

5/75

UNIVERSITE D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT D'HYDRAULIQUE

gex

PROJET DE FIN D'ETUDES

AMENAGEMENT HYDROELECTRIQUE
D'ACCUMULATION PAR POMPAGE

Dirigé par :


Mr. ARSENIÉV

Etudié par :

CHAREF Oukacha

Promotion 1975

A notre illustre Chef
de département M^r G. de LAPRAY
Sincère admiration.


Alger le 6 juin 75.

UNIVERSITE D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT D'HYDRAULIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

AMENAGEMENT HYDROELECTRIQUE
D'ACCUMULATION PAR POMPAGE

Dirigé par :

Mr. ARSENIÉV

Etudié par :

CHAREF Oukacha

Promotion 1975

REMERCIEMENTS
°_°_°_°_°_°_°_°_°

- Je voudrais exprimer toute ma gratitude pour l'apport souvent consistant des connaissances que m'ont apportées mes professeurs en général et surtout ceux qui ont contribué à ma formation en hydraulique ainsi que mon travail de thèse de fin d'études .

-A Mr notre chef de département GEZA DE LAPREY

-A Mr ARSENIIEV mon promoteur pour son aide

-A Mes PARENTS

CHAREF OUKACHA

TABLE DES MATIERES

- A . Aménagement hydraulélectrique d'accumulation par pompage
 - I/ Généralités
 - II/ Utilisation des AHEAP en réseau d'interconnexion
 - III/ Schémas des groupes d'AHEAP
 - IV/ Calcul des paramètres généraux de l'AHEAP
 - 1°/ Diagramme de charge journalière du réseau
 - 2°/ Courbe d'analyse (volume du réservoir)
 - 3°/ Calcul du diamètre économique
 - 4°/ Perte de charge
 - 5°/ Caractéristiques pour le calcul de la pompe
- B . Calcul de la pompe
 - I/ Introduction
 - II/ Dimensions principales
 - III/ Tracé des aubes et de la bêche spirale
 - IV/ Tracé de la caractéristique $H = f (Q)$
- C . Régularisation des paramètres essentiels d'un AHEAP
 - I/ Généralités
 - II/ Equation différentielle du processus énergétique
 - III/ Etude du processus énergétique d'un AHEAP
 - A / Processus de turbinage
 - B / Cas particulier
- D . Conclusion

I. - GENERALITES :

- Les aménagements hydroélectriques d'accumulation par pompage (AHEAP) refoulent l'eau en période de faible charge d'un réseau d'interconnexion électrique du réservoir aval au réservoir amont de façon à utiliser l'eau ainsi stockée pour produire de l'énergie électrique à une autre époque caractérisée par les fortes charges d'un réseau d'interconnexion.

- L'accumulation de l'énergie par pompage peut être soit journalière soit hebdomadaire.

- On distingue les différents types des AHEAP suivant :

1) - AHEAP dans le propre sens du mot, c'est-à-dire les AHEAP produisant l'énergie électrique en utilisant seulement l'eau refoulée et stockée en réservoir.

2) - AHEAP produisant l'énergie électrique grâce à l'eau refoulée et aux apports naturels amenés au réservoir amont.

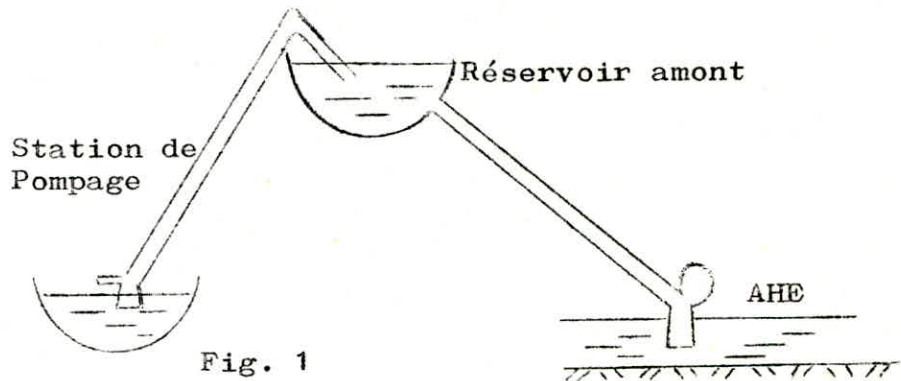
3) - AHEAP combinés qui représente un ensemble :

Une usine hydroélectrique et une Station de Pompage séparée l'une de l'autre.

- Le réservoir amont est placé en élévation soit en tant qu'ouvrage enterré, semi-enterré ou fait à l'aide de digue; on choisit aussi les lacs en régions montagneuses. Pour le réservoir aval on peut trouver les lacs, les rivières, les réservoirs et la mer.

- Dans des cas particuliers, il est intéressant d'utiliser les mines délaissées comme réservoir aval.

- En tenant compte des conditions de la topographie des lieux, on construit l'usine d'AHEAP soit comme un ouvrage normal c'est-à-dire se trouvant sur la surface de la terre, soit comme un ouvrage souterrain.
- La structure d'un AHEAP représente un aménagement de dérivation avec tous les éléments (chambre de mise en charge, conduite forcées, canal de restitution).
- Parfois, on fait un canal d'amenée entre le réservoir et la chambre de mise en charge.
- La structure d'un AHEAP combiné est déterminé par les conditions topographiques des lieux et l'eau est refoulée d'un réservoir à un autre; Fig. 1 :



- Le diapason des charge des AHEAP actuels est assez vaste : de quelques mètres à plus de 1.700 m. Mais on a trouvé que l'interval des charges le plus économique se trouve limité par 100 à 400 m.
- Actuellement on construit beaucoup d'AHEAP de grande puissance (environ 20 de la puissance installée 1 à 2,5 mln de kW)
- Le nombre total des AHEAP du monde est presque 200 et la puissance sommaire est environ 20 à 25 million de KW. Les 75 % des AHEAP se trouve en U.S.A, JAPON, R.F.A, SUISSE et AUTRICHE. Le tableau suivant montre les caractéristiques générales des grands AHEAP du monde.

NOMS	PAYS	L'ANNEE DE MISE EN FONCTION	CHARGE m	PUISSANCE INSTALLEE KW	GROUPES			TYPE DE L'USINE
					Nbre	DEBITS m3/s	Nbre tr/mn	
KAISINGER BLAF	ETATS-UNIS	1974	24	152.000	4	127	100	Normal
DE KIEV	U.R.S.S	1971	75	225.000	6	49	167	"
JOCASSI	ETATS-UNIS	1974	95	600.000	4	220	120	"
LADYNGTON	"	1973	110	2.000.000	6	350	100	"
MADY RAN	"	1967	130	800.000	8	74	180	Souterrain
TACANET I	JAPON	1969	138	170.000	2	75	277	"
KISSENAMA	"	1970	220	480.000	2	110	225	"
NORTFILD	ETATS-UNIS	1972	250	1.000.000	4	93	257	"
CO TROI PONT	BELGIQUE	1971	273	850.000	6	57	300	"
VIANDEN	LUXEMBOURG	1964	292	900.000	9	23	428	"
KORNUOLL	ETATS-UNIS	1975	354	2.000.000	8	64	257	Semi-souterrain
VILLARINO	ESPAGNE	1969	404	500.000	4	29	600	Souterrain
ZIKKINGEN	R.F.A	1967	411	360.000	4	24	600	"
LAGO DELIO	ITALIE	1971	753	1.040.000	8	20	500	"
TIRFED	SUISSE	1964	1.040	240.000	3	10	1.000	"
ETSTAL	AUTRICHE	1972	1.655	956.000	8	22	750	Semi-souterrain

.../...
II. UTILISATION DES AHEAP EN RESEAU D'INTERCONNEXION :

- Les AHEAP sont utilisés dans les réseaux d'interconnexion dans les buts suivants :

- 1°. Pour couvrir les pointes de charge électrique.
- 2°. Pour augmenter la charge minimale pendant les heures creuses.
- 3°. Comme une rapide réserve d'avarie (de secours)
- 4°. Comme un compensateur synchronique pour l'augmentation du cos d'un réseau.

- L'AHEAP fonctionne alternativement tantôt en régime de pompage, tantôt en régime de turbinage. En régime de faible charges d'un réseau l'AHEAP fonctionne en régime de pompage, il consomme l'énergie ce qui fait augmenter la charge minimale du réseau électrique. Pendant les heures pleines l'AHEAP fonctionne en régime de turbinage et fournit l'énergie au réseau, Fig. 2.

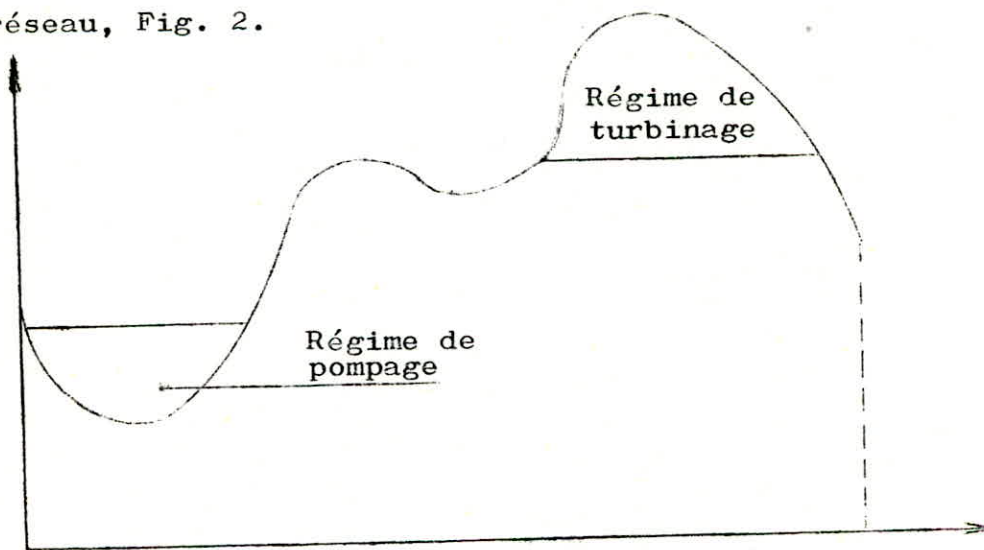


Fig. 2

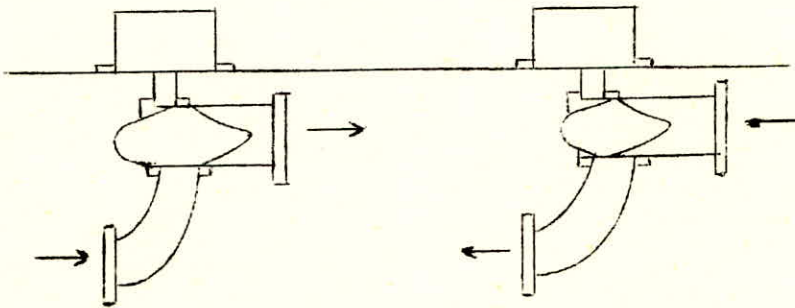
- .../...
- Pour les réseaux d'interconnexion ayant des centrales thermiques de grands groupes le minimum technique de charge peut être supérieur à la puissance appelée par les consommateurs. Pour de tels réseaux d'interconnexion le fonctionnement des pompes pendant la nuit est assez recherché parce que le pompage augmente la charge du réseau, ce qui assure les régimes techniquement admissibles de fonctionnement des centrales thermiques.
 - Pendant les heures de pointe le turbinage diminue la charge maximale en assurant également le fonctionnement normal des centrales thermiques.
 - En fin de compte, on a l'équilibrage des régimes de fonctionnement des centrales thermiques ce qui entraîne la diminution des dépenses spécifiques du combustible. C'est pourquoi la dépense du combustible dans un système énergétique diminue malgré que l'AHEAP consomme un surplus d'énergie de l'ordre de 25 à 30 % qu'il n'en fournit au réseau. Le fonctionnement en régime de pompage dure 6 à 7 heures par jour et de 2 à 4 heures par jour en régime de turbinage.
 - Les éléments d'AHEAP peuvent fonctionner en régime d'un compensateur synchronique, c'est-à-dire produire l'énergie réactive. Ça permet d'améliorer le régime de charge électrique dans un réseau et de diminuer les pertes d'énergie. Au cours de ce régime la turbine tourne à vide et la machine électrique (alternateur) fonctionne comme un moteur électrique en état de suragitation en consommant une faible quantité d'énergie électrique du réseau.

III./ SCHEMA DES GROUPES d'AHEAP :

- On distingue trois types de schémas des groupes établis dans les AHEAP.

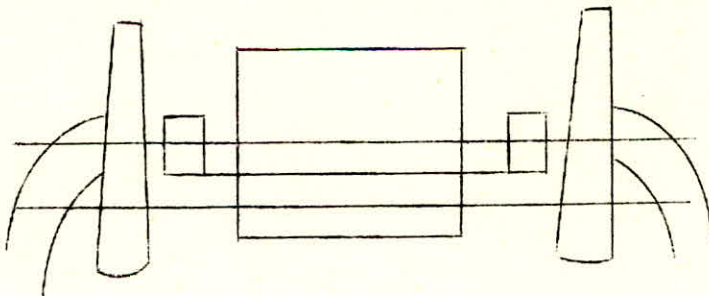
1° - Installation séparée :

Deux groupes sans liaison constructive.

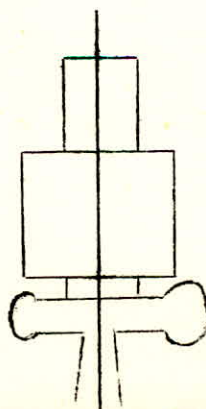


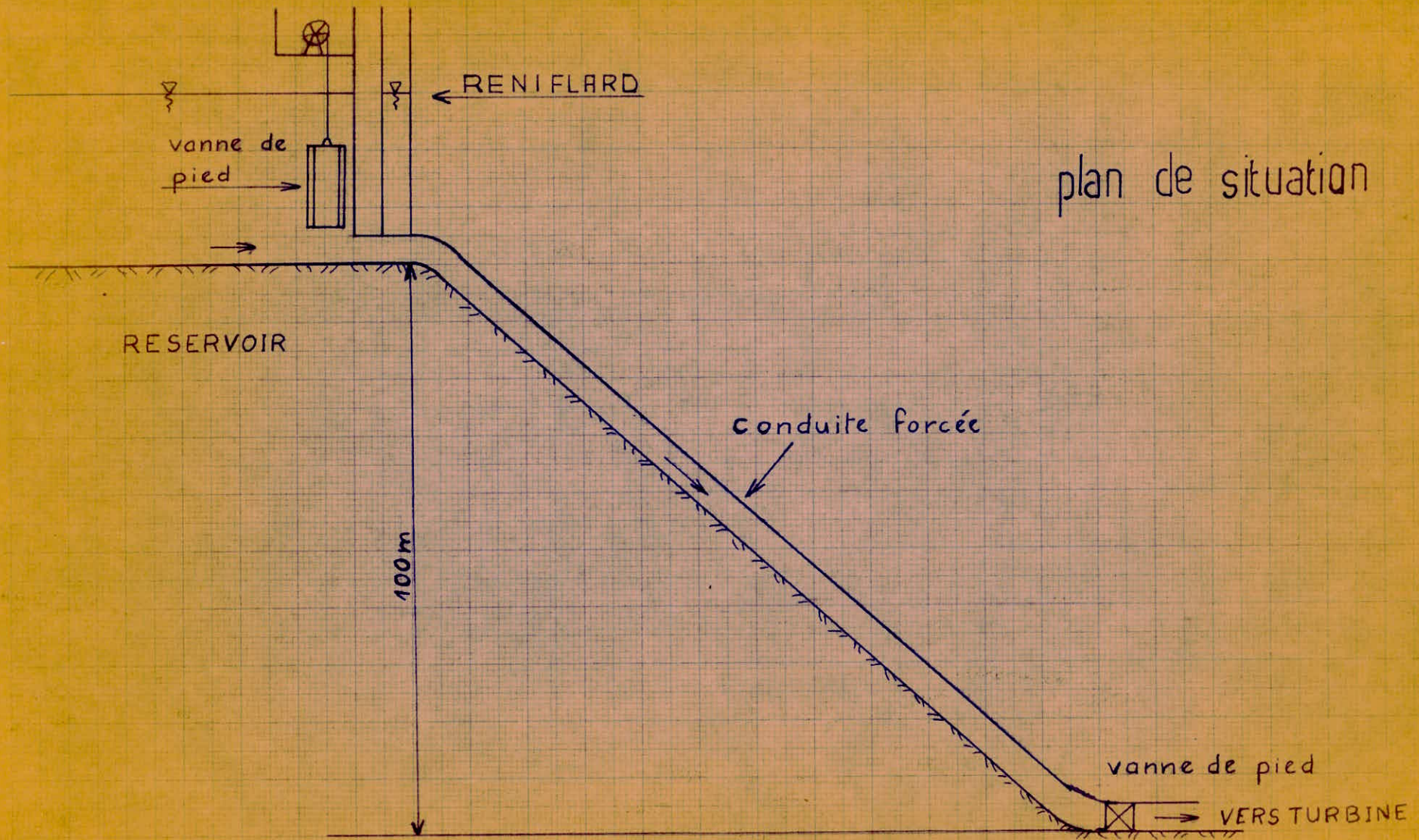
2° - Groupes ternaires (à trois machines)

Ils sont composés d'une turbine, d'un alternateur moteur synchrone et d'une pompe disposés sur le même arbre. La pompe et la turbine fonctionnant toutes deux entre le bief amont et le même bief aval.



3° - Schéma à deux machines (pompe-turbine)





IV. - CALCUL DES PARAMETRES GENERAUX DE L'AHEAP :

1°. Diagramme de charge journalière du réseau :

- On a les valeurs suivantes de la puissance correspondant aux différentes heures de la journée.

Heures	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
P (MW)	65	55	48	44	47	57	81	96	101	92	84	80	77
	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
	78	82	90	103	119	133	140	135	124	110	90	65	

a) Puissance moyenne journalière :

$$P_{mj} = \frac{\sum P_i \cdot t_i}{\sum t_i} = \frac{2131}{24} = 88,8 \text{ MW}$$

b) Coefficient de surcharge :

$$\beta = \frac{P_{\text{pointe}}}{P_{mj}} = \frac{140}{88,8} = 1,576$$

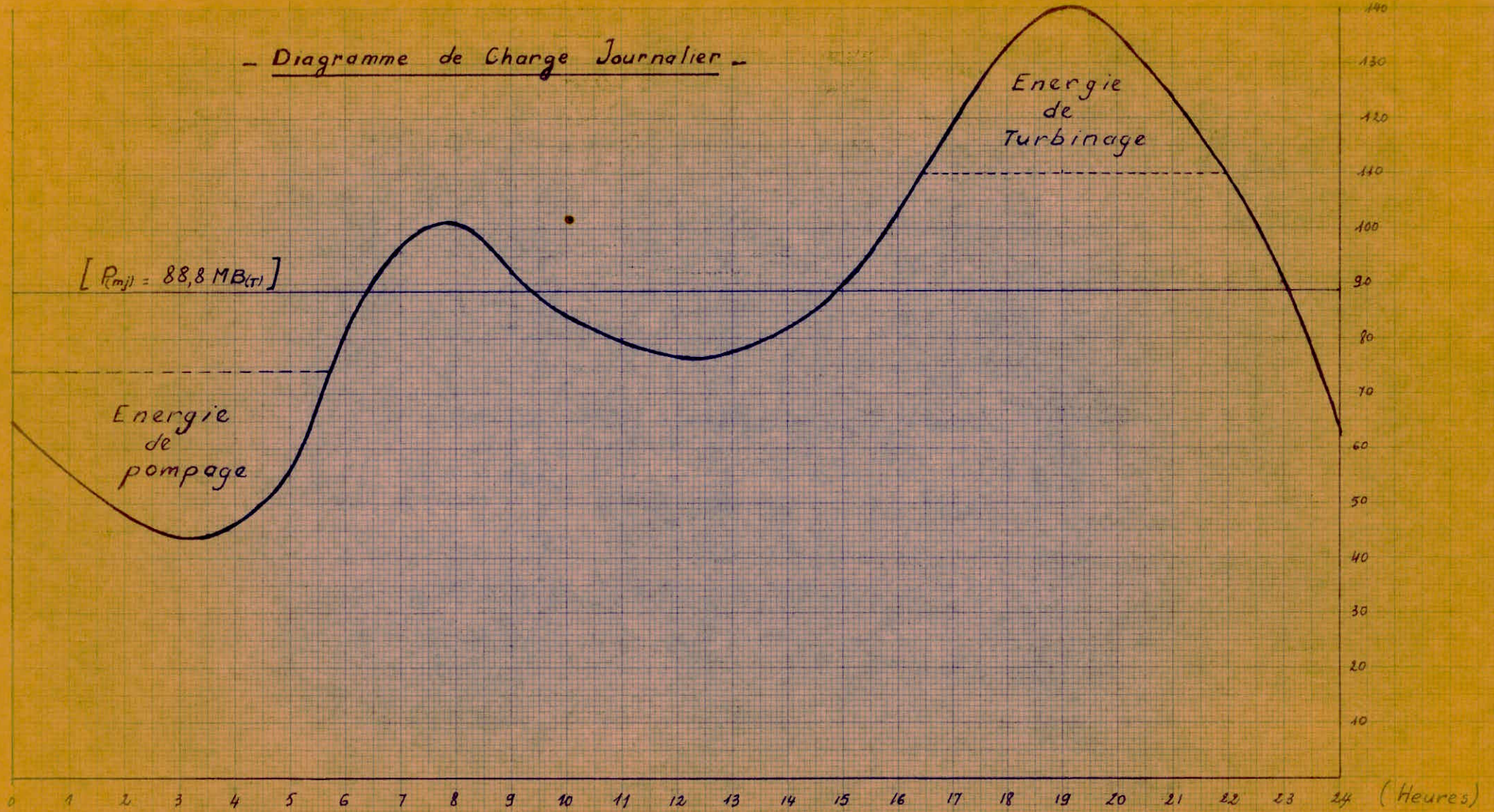
2°. Courbe d'analyse :

a) Energie de turbinage pour une puissance installée de 30 MW :

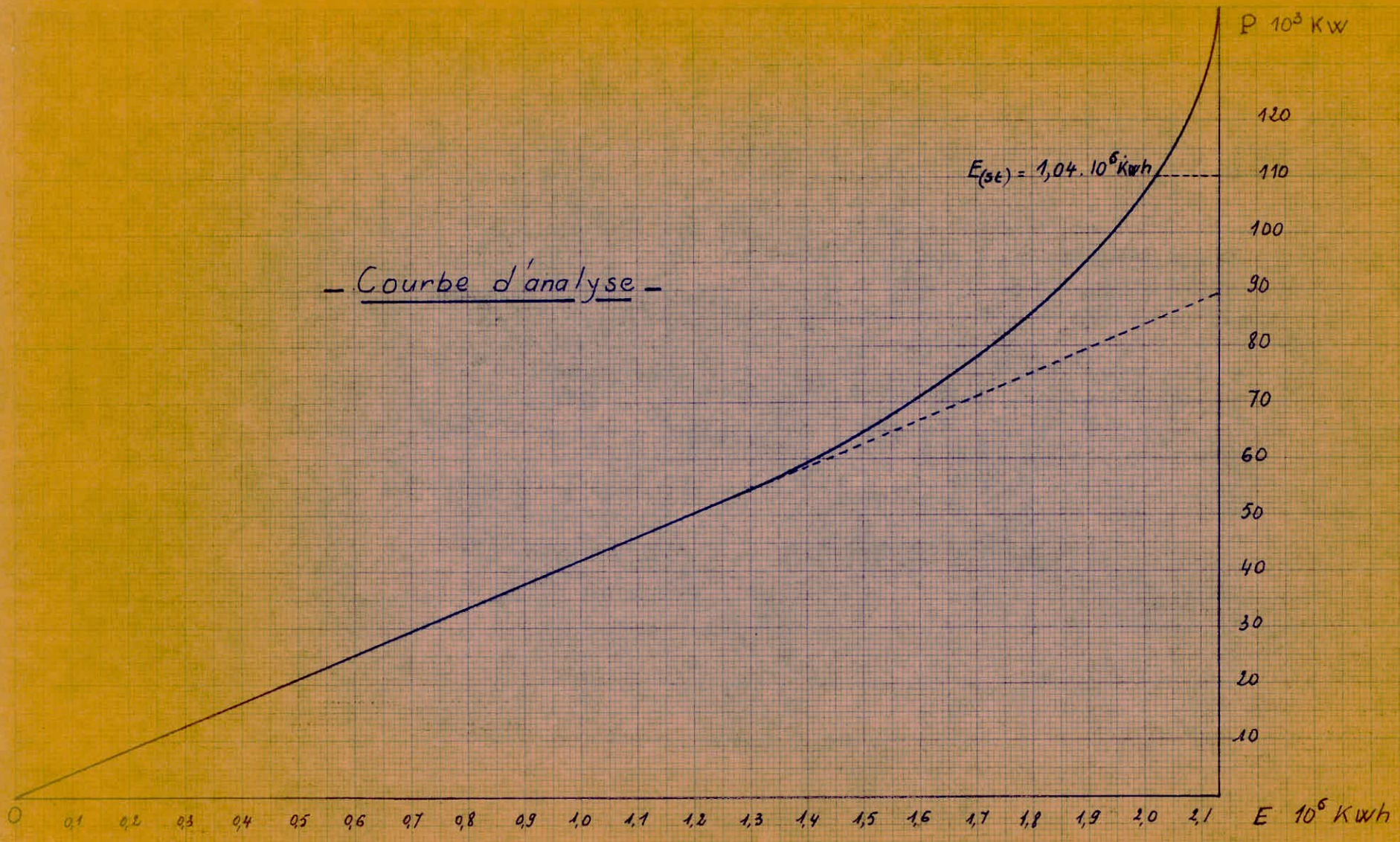
L'aire du diagramme pour le turbinage nous donne :

$$E_{st} = 104.000 \text{ KWH}$$

- Diagramme de Charge Journalier -



Charef O.
Promo. 75



Charef O.
Promo. 75

$$E_{st} = \frac{\eta_t \varpi v_u H_t}{3600 \cdot 102}$$

$$v_u = \frac{3600 \cdot 102 \cdot E_{st}}{\eta_t \cdot \varpi H_t}$$

$\eta_t = 0,9$ rendement de l'aménagement

$$\varpi = 1030 \text{ kgf/m}^3 \quad H_t = 105 \text{ m}$$

$$v_u = \frac{3600 \cdot 102 \cdot 104 \cdot 000}{0,9 \cdot 1030 \cdot 105} = 392 \cdot 000 \text{ m}^3$$

b) Dimensionnement du réservoir :

- En tenant compte du site pour le choix du réservoir on détermine la forme avec une hauteur dans le réservoir ne dépassant pas 10 mètres.

c) En choisissant 5 groupes :

$$\left. \begin{array}{l} P_{ins} = 30 \text{ MW} \\ n = 5 \text{ groupes} \end{array} \right\} \text{Puissance d'un groupe} = 6 \text{ MW}$$

3°. Calcul du diamètre économique de la conduite forcée :

Formule russe : A. Hydroénergétique (CHAVELEV)

$$D_{ec} = \sqrt[6,33]{\frac{0,4S P Q_m^3 T_f}{P_n a c j}}$$

.../...

.../...

- 11 -

Unités :

$$\eta = \frac{\eta_p + \eta_T}{2} = \frac{0,92 + 0,8}{2} = 0,86$$

$$S_p = \text{Prix du KWH} \quad 0,15 \text{ DA}$$

$$Q_m = \frac{Q_p + Q_T}{2} = \frac{4,66 + 6,15}{2} = 5,40 \text{ m}^3/\text{s}$$

T_f = Temps de fonctionnement

c = Prix acier/tonne = 6.000 DA/tonne

P_r = 0,2 Coefficient d'amortissement

δ = 3 cm (épaisseur de la conduite)

a = 1,5 Coefficient de l'existence des brides qui augmente le poids de la conduite.

Calcul des débits :

$$Q_p = \frac{P \cdot \rho}{\rho \cdot H_p} = \frac{6000 \cdot 102 \cdot 0,8}{1030 \cdot 105} = 4,66 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_T = \frac{P}{\rho \cdot H_T} = \frac{6000 \cdot 102}{0,92 \cdot 1030 \cdot 105} = 6,15 \text{ M}^3/\text{s}$$

Temps de fonctionnement :

$$Q_T = 6,15 \text{ m}^3/\text{s} \quad V_v = \frac{392.000}{5} = 78.400 \text{ m}^3$$

$$T_{fT} = \frac{78.400}{6,15} = 12.750 \text{ s}$$

$$Q_p = 4,66 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$T_{fP} = \frac{78.400}{4,66} = 16.830 \text{ s}$$

.../...

$$T_f = \frac{T_{fT} + T_{fP}}{2} = 14.790 \text{ s}$$

$$D_{ec} = \sqrt[6,33]{\frac{0,4 \cdot 0,15 \cdot 0,86 \cdot (5,40)^3 \cdot 14790}{0,2 \cdot 1,5 \cdot 6000 \cdot 3}} = 1.632 \text{ mm}$$

Diamètre économique choisi :

$$D_{ec} = 1.600 \text{ mm}$$

4°. Calcul des pertes de charges :

- En évalués en 1er. lieu les coefficients des singularités on calcul la longueur équivalente puis grâce à la longueur fluidodynamique on calcul les pertes de charge :

$$\left. \begin{array}{l} D = 1,60 \text{ m} \\ \zeta = 1 \end{array} \right\} D_o = 1,539 \quad \Lambda = \frac{1,6}{1,539} = 1,04$$

$$\left. \begin{array}{l} \Lambda = 1,04 \\ \xi = 0,06 \text{ mm} \end{array} \right\} \frac{Q}{\sqrt{J_Q}} = 110 \quad J_Q = \frac{1}{(110)^2}$$

$$J_Q = 0,827 \cdot 10^{-4} \text{ m}^{-6} \cdot \text{s}^2$$

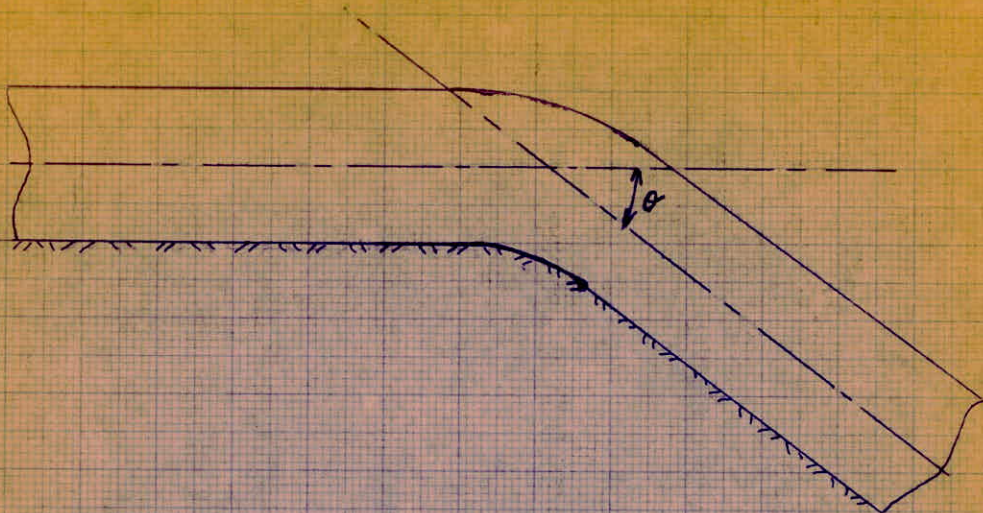
$$L_{e r} = \frac{0,0828}{J_Q \cdot D^4} = \frac{0,0828 (0,5 + 10 + 10 + 2 \cdot 0,16)}{0,827 \cdot 10^{-4} \cdot (1,6)^4}$$

$$L_{e r} = 3.200 \text{ m}$$

$$L_e = L_{e r} + L = 3.200 + 150 = 3.350 \text{ m}$$

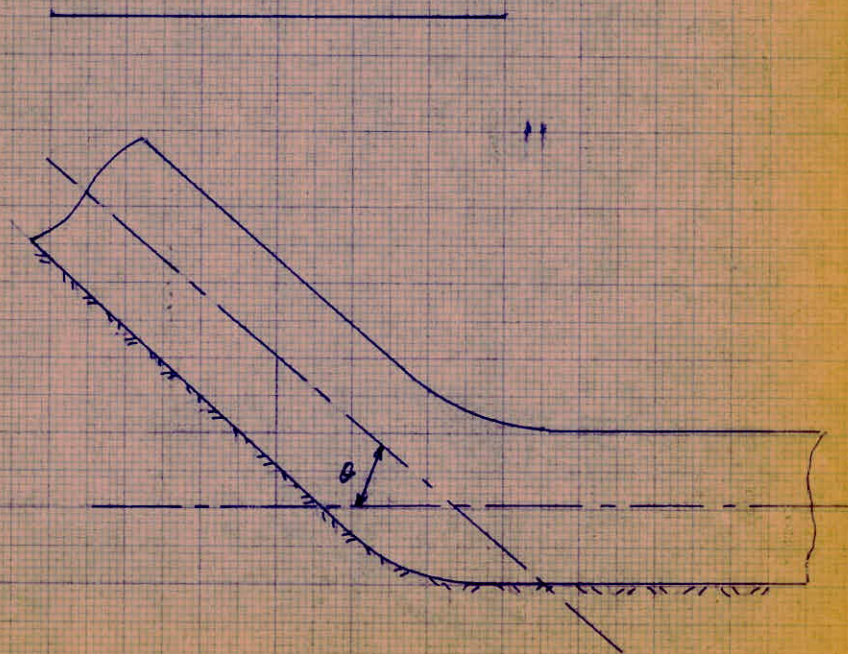
$$\frac{Q}{\sqrt{J}} = 110 \quad J = \left(\frac{4,66}{110} \right)^2 = 18,4 \cdot 10^{-4}$$

$$h_f = 3350 \cdot 18,4 \cdot 10^{-4} = 6,16 \text{ m}$$



$$\theta = 41^{\circ}7 \Rightarrow r = 0,16$$

au niveau de la vanne de tête



$$\theta = 41^{\circ}7 \Rightarrow r = 0,16$$

au niveau de la vanne de pied

.../...
- Le calcul de la pompe se fera avec :

- Débit à refouler dans le réservoir : $Q = 4,66 \text{ m}^3/\text{s}$

- Charge nette = Charge brute + $\sum \text{p.d.c} = 111 \text{ m}$

- Nombre de tours spécifiques 500 tr/mn

- Un calcul préliminaire de la pompe nous à montrer qu'il était plus intéressant de choisir une pompe à double entrée; ceci est dûe au gros débit à refouler sous une charge qui est moyenne. L'eau pénètre ainsi symétriquement de part et d'autre de l'axe vertical de la roue. On obtiendrait donc un engin moins volumineux, bien équilibré et d'un meilleur rendement. La vitesse spécifique n'_s de la pompe à double entrée est égale, à $\frac{1}{\sqrt{2}} n_s$ de la pompe à 1 seule entrée qui refouler un même débit à la même vitesse de rotation N .

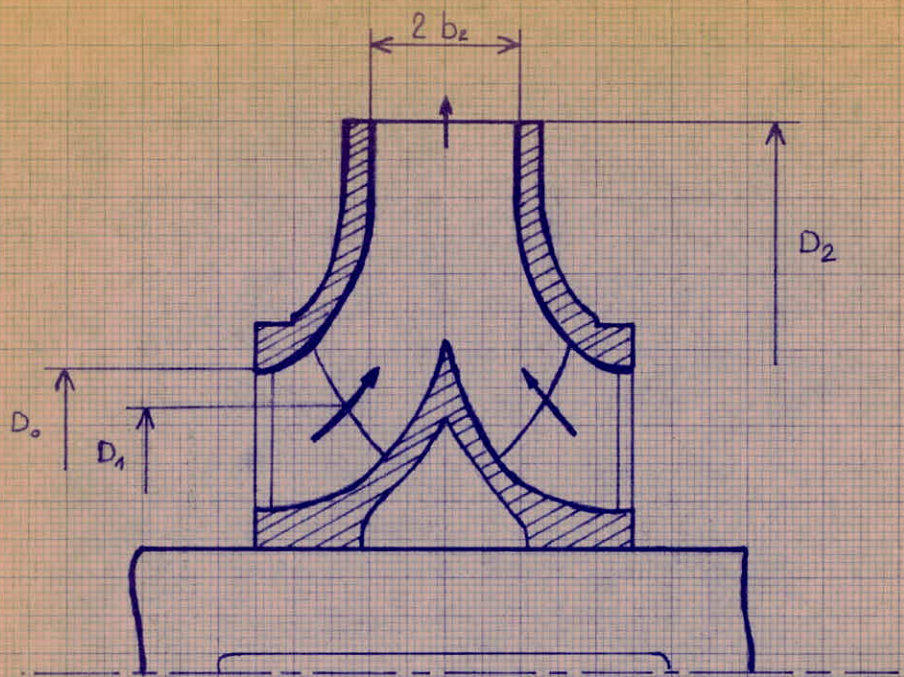
- Il y a avantage à avoir un n'_s aussi grand que possible dans l'intérêt du rendement : Si on fait $n'_s = n_s$ on aura une pompe qui pourra tourner avec $N \cdot \sqrt{2}$.

- L'équilibrage sera automatiquement obtenu puisque les arrivées s'effectueront symétriquement.

- On calculera donc nos deux roues avec $\frac{Q}{2}$ et $N \cdot 2$ soit

$Q = 2,33 \text{ m}^3/\text{s}$ $N = 750 \text{ tr/mn}$ et $H = 111 \text{ m}$.

.../...



roue à double
entrée

INTRODUCTION
=====

- On appelle pompe centrifuge, un ensemble d'organes mécaniques qui permet la transformation de l'énergie mécanique en énergie hydraulique.

- CALCUL DE LA ROUE :

- La roue est l'élément principal qu'on entraîne à l'aide d'un moteur. Entre les aubes de la roue et le courant liquide se produit une interaction qui a pour effet la transformation de l'énergie mécanique en énergie hydraulique.

- On affectera l'indice 1 à l'entrée de la roue et l'indice 2 à la sortie.

- Il n'existe pas de méthodes exactes pour le calcul des machines hydrauliques, toutefois des recherches très poussées ont été effectuées pour améliorer les machines déjà connues. On procède toujours à des essais sur modèle réduit ou prototype qui corrige les résultats obtenus.

- Certaines valeurs sont déterminées par voie expérimentales.

KOVATS : Pompes centrifuges :

a) Résultats acceptables :

$$16^\circ \leq \beta_1 < 30^\circ$$

$$12 \leq 24^\circ$$

b) Choix de certaines valeurs :

$$\text{On prend } \frac{D_1}{D_2} = 0,48 \text{ et } \frac{D_2}{D_0} = 1,8$$

Roue centrifuge à haute pression :

$$\text{On prend } \Psi = 0,67$$

Roue à haute pression et grand diamètre :

$$Q_T = 1,04 \text{ à } 1,08 \cdot Q \quad \text{on prend } Q_T = 1,06 \cdot Q$$

$$- \frac{t_1 + \tau_1}{t_1} = 1,08 \text{ à } 1,5 \text{ on prend } \frac{t_1 + \tau_1}{t_1} = 1,4$$

$$- \frac{t_2 + \tau_2}{t_2} = 1,02 \text{ à } 1,04 \text{ on prend } \frac{t_2 + \tau_2}{t_2} = 1,04$$

$$- b_1 = 0,5 \text{ à } 0,8a \text{ on prend } b_1 = 0,65a$$

$$- b_2 = 0,5 \text{ à } 0,6 b_1 \text{ on prend } b_2 = 0,55 b_1$$

$$- \beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} + 3 \text{ à } 10^\circ \text{ on prend}$$

$$\beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} + 6^\circ 30'$$

DIMENSIONS PRINCIPALES

1°/- CALCUL DU NOMBRE DE TOURS SPECIFIQUE :

$$n_s = 3,65 \frac{N \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = 3,65 \frac{750 \cdot \sqrt{2,33}}{111^{3/4}} = 123 \text{ tr/mn}$$

$$n_s = 123 \text{ tr/mn}$$

2°/- CALCUL DE LA VITESSE D'ENTRAINEMENT A LA SORTIE DE LA ROUE :

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot H}{\psi}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,8 \cdot 111}{0,67}} = 57 \text{ m/s}$$

$$U_2 = 57 \text{ m/s}$$

3°/- CALCUL DU DIAMETRE EXTERIEUR D₂ DE LA ROUE :

$$D_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot N} = \frac{60 \cdot 57}{3,14 \cdot 750} = 1450 \text{ mm}$$

$$D_2 = 1450 \text{ mm}$$

4°/- CALCUL DU DIAMETRE INTERIEUR D₀ A L'ENTREE DE LA ROUE :

$$\frac{D_2}{D_0} = 1,80 \quad D_0 = \frac{1450}{1,80} = 800 \text{ mm}$$

$$D_0 = 800 \text{ mm}$$

5°/- CALCUL DU DIAMETRE INTERIEUR D₁ DE LA ROUE :

$$\frac{D_1}{D_2} = 0,48 \quad D_1 = 0,48 \cdot 1450$$

$$D_1 = 700 \text{ mm}$$

6°/- CALCUL DE LA VITESSE D'ENTRAINEMENT A L'ENTREE DE LA ROUE :

$$U_1 = \frac{D_1}{D_2} \cdot U_2 = \frac{0,7}{1,45} \cdot 57 = 27,5 \text{ m/s}$$

.../...

7°/- CALCUL DU MOYEU DE LA ROUE :

$$S = \frac{Q_t \cdot \pi}{C_o \cdot 4} \cdot (D_o^2 - D_i^2) \text{ avec } D_i = \sqrt{D_o^2 - \frac{4 Q_t}{\pi C_o}}$$

C_o en général est de l'ordre de 5 à 6 m/s on prend

$$C_o = 5,3 \text{ m/s}$$

$$D_i = \sqrt{0,8^2 - \frac{4 \cdot 1,06 \cdot 2,33}{3,14 \cdot 5,3}} = 216,4 \text{ mm}$$

8°/- CALCUL DU COEFFICIENT K_d :

$$K_d = \frac{Q}{U_2 \cdot D_2^2} = \frac{2,33}{57 \cdot 1,45^2} = 0,0194$$

9°/- CALCUL DU DIAMETRE OPTIMUM DE L'OUIE :

$$D_{op} = 1,86 \cdot K_d^{1/3} \cdot \frac{D_2}{\sqrt{1 - \left(\frac{D_i}{D_o}\right)^2}} = 1,86 \cdot (0,0194)^{1/3} \cdot \frac{1,45}{\sqrt{1 - \left(\frac{216,4}{800}\right)^2}}$$

$$D_{op} = 752 \text{ mm}$$

10°/- CALCUL DE LA DISTANCE a ENTRE D_o et D_i :

$$a = \frac{D_o - D_i}{2} = \frac{800 - 216,4}{2} = 291,8 \text{ mm}$$

11°/- CALCUL DE LA LARGEUR b_1 :

$$b_1 = 0,65 \cdot a = 0,65 \cdot 291,8 = b_1 = 180 \text{ mm}$$

12°/- CALCUL DE LA LARGEUR b_2 :

$$b_2 = 0,55 \cdot b_1 = 0,55 \cdot 180 = b_2 = 100 \text{ mm}$$

13°/- CALCUL DE LA VITESSE ABSOLUE A L'ENTREE DE LA ROUE :

$$V_t = \frac{Q_t}{\pi D_1 b_1} \cdot \frac{t_1 + \zeta_1}{t_1} = \frac{1,06 \cdot 2,33}{3,14 \cdot 0,7 \cdot 0,18} \cdot 1,4$$

$$V_t = 8,74 \text{ m/s}$$

.../...

14°/- CALCUL DE L'ANGLE β_1 :

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{v_1}{u_1} = \frac{8,74}{27,5} = 0,3178 \quad \beta_1 = 17^\circ 36'$$

15°/- CALCUL DE LA VITESSE RELATIVE A L'ENTREE DE LA ROUE :

$$w_1 = \sqrt{u_1^2 + v_1^2} = \sqrt{8,74^2 + 27,5^2}$$

$$w_1 = 28,86 \text{ m/s}$$

16°/- CALCUL DE LA PROJECTION DE LA VITESSE ABSOLUE :

$$v_{2u} = \frac{g \cdot H}{\eta \cdot u_2} = \frac{9,8 \cdot 111}{0,66 \cdot 57} = 28,92 \text{ m/s}$$

$$v_{2u} = 28,92 \text{ m/s}$$

17°/- CALCUL DE LA COMPOSANTE MERIDIENNE DE LA VITESSE :

$$v_{2m} = \frac{Q_t}{\pi D_2 b_2} \cdot \frac{t_2 + \tau_2}{t_2} = \frac{1,06 \cdot 2,33}{3,14 \cdot 1,45 \cdot 0,10} \cdot 1,04$$

$$v_{2m} = 5,64 \text{ m/s}$$

18°/- CALCUL DE L'ANGLE β_2 :

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{v_{2m}}{u_2 - v_{2u}} = \frac{5,64}{57 - 28,92} = 0,201$$

$$\beta_2 = 11^\circ 22'$$

19°/- CALCUL DE L'ANGLE α_2 POUR LE REGIME NOMINAL :

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{v_{2m}}{v_{2u}} = \frac{5,64}{28,92} = 0,195$$

$$\alpha_2 = 11^\circ 2'$$

20°/- CALCUL DE LA VITESSE RELATIVE :

$$w_2 = \sqrt{v_{2u}^2 + (u_2 - v_{2u})^2} = \sqrt{(5,64)^2 + (57 - 28,92)^2}$$

$$w_2 = 28,64 \text{ m/s}$$

.../...

.../...

21°/- CALCUL DE LA VITESSE ABSOLUE A LA SORTIE :

$$V_2 = \sqrt{V_{2m}^2 + V_{2u}^2} = \sqrt{5,64^2 + 28,92^2}$$

$$V_2 = 29,46 \text{ m/s}$$

22°/- CALCUL DE L'ANGLE β_∞ :

$$\text{tg } \beta_\infty = \frac{2 \cdot V_{2m}}{U_1 + (U_2 - V_{2u})} = \frac{2 \cdot 5,64}{27,5 + (57 - 28,92)}$$

$$\text{tg } \beta_\infty = 0,203 \quad \beta_\infty = 11^\circ 30'$$

23°/- CALCUL DE LA VITESSE W_∞ :

$$W = \frac{-U_1 + (U_2 - V_{2u})}{2 \cdot \cos \beta_\infty} = \frac{27,5 + (57 - 28,92)}{2 \cdot 0,978}$$

$$W_\infty = 28,42 \text{ m/s}$$

24°/- CALCUL DU NOMBRE D'AUBES :

- Calcul de la longueur d'une aube, d'après KOVATS, pour le calcul de l on a en première approximation :

$$l = \frac{D_2 - D_1}{2 \sin \beta_m}$$

- β_m : étant l'inclinaison des aubes qui est pour

$\gamma = 0,6 \div 1,1$ de 3° à 10° supérieur à la valeur β_m

$$\beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} + 6^\circ 30' = \frac{11^\circ 22' + 17^\circ 36'}{2} + 6^\circ 30'$$

$$\Rightarrow \beta_m = 21^\circ$$

$$l = \frac{1,450 - 0,7}{2 \cdot 0,3582} = 1,045 \text{ m}$$

25°/- CALCUL DE LA SECTION DES AUBES : KOVATS p. 126

$$S = \frac{2 (\Gamma_2 - \Gamma_1)}{1,5 W} = Z \cdot l \quad \text{longueur totale des aubes.}$$

$$\Gamma_1 = \pi \cdot D_1 \cdot V_{1u} = 0 \quad \text{car } V_{1u} = 0$$

$$\Gamma_2 = \pi \cdot D_2 \cdot V_{2u} = 3,14 \cdot 1,45 \cdot 28,92 = 131,74$$

$$W_\infty = 28,42 \text{ m/s}$$

.../...

.../...

$$S = \frac{2 \cdot \sqrt{2}}{1,5 W_{\infty}} = \frac{2 \cdot 131,74}{1,5 \cdot 28,42} = 6,18$$

$$\frac{t}{1} = \frac{\pi \cdot D_m}{S} = \frac{\pi \cdot (D_1 + D_2)}{2 \cdot S} = 3,14 (1,45 + 0,7) \cdot \frac{1}{2 \cdot 6,18}$$

$$\frac{t}{1} = 0,546$$

Calcul de l'angle β_c

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

$$\beta_2 = \beta_{\infty} + 6^{\circ} = 19^{\circ} 30' + 6^{\circ} = 17^{\circ} 30'$$

$$\beta_c = \frac{17^{\circ} 36' + 17^{\circ} 30'}{2} = 17^{\circ} 33'$$

$$\left. \begin{array}{l} \beta_c = 17^{\circ} 33' \\ \frac{t}{1} = 0,546 \end{array} \right\} \frac{3 P'}{3 P} = 1,46 \quad (\text{Fig. 9 - 13}) \text{ KOVATS}$$

$$S_{\min} = Z \cdot 1 \min = \frac{2 \cdot \sqrt{2}}{1,5 W_{\infty} \cdot \frac{P}{P}} = \frac{2 \cdot 131,74}{1,5 \cdot 28,42 \cdot 1,46} = 4,23$$

$$Z = \frac{S_{\min}}{1} = \frac{4,23}{1,045} = 4,048$$

Calcul de la limite supérieure du nombre d'aubes :

C . PFEIDERER propose une limite supérieure Z_s par une (1) condition de similitude :

$$\frac{1p}{t_m} = K = 2$$

$$t_m = \frac{\pi \cdot (D_1 + D_2)}{2 \cdot Z} \sin$$

$$1p = K t_m \text{ supérieur } \frac{D_2 - D_1}{2}$$

$$Z \text{ inférieur } \frac{K \cdot \pi \cdot (D_2 + D_1)}{D_2 - D_1} \sin \beta_m = \frac{2 \cdot 3,14 (1,45 + 0,7)}{1,45 - 0,7} 0,3582$$

Z inférieur à 6,50 on prend 6 aubes.

.../...

Calcul de l'épaisseur des aubes e :

$$e = \frac{\pi \cdot D_1}{Z} \sin \beta_1 \cdot \left(1 - \frac{1}{\frac{t_f + z_1}{t_1}}\right)$$

$$e = \frac{3,14 \cdot 0,7}{6} \cdot 0,31 \left(1 - \frac{1}{1,4}\right) = 32,5 \text{ mm}$$

Calcul des pas :

$$t_f = \frac{\pi \cdot D_1}{Z} = \frac{3,14 \cdot 0,7}{6} = 367 \text{ mm}$$

$$t_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{Z} = \frac{1,45}{6} = 760 \text{ mm}$$

Calcul du pas moyen :

$$t = \frac{\pi}{Z} \cdot \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{3,14}{6} \cdot \frac{1,45 + 0,7}{2} =$$

Calcul de la longueur totale des aubes :

$$S = Z \cdot l = 6 \cdot 0,893 = 5,36$$

- PASSAGE A UN NOMBRE D'AUBES FINI :

- L'étude que nous avons faite concerne le fonctionnement d'une pompe idéale avec un nombre d'aubes infini et un rendement égal à l'unité.

- Pour passer au cas rapprocher du réel on considère un nombre d'aubes fini et un rendement égal à l'unité.

- On affecte toutes les notations du signe prime (').

1°/- Calcul de la hauteur pour un nombre d'aubes infini :

D'après l'équation d'EULER on a :

$$H_{th \infty} = \frac{U_2 \cdot V_{2u}}{g} = \frac{57 \cdot 28,92}{9,8} = 168,2 \text{ m}$$

2°/- Calcul du coefficient d'influence du nombre d'aubes fini :

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

$$\psi = 0,55 + 0,6 \sin \beta_2 = 0,55 + 0,6 \sin 11^\circ 22' = 0,6682$$

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot 0,6682}{6 \left[1 - \left(\frac{0,7}{1,45} \right)^2 \right]}} = 0,775$$

3°/- Calcul de la hauteur théorique pour un nombre d'aubes fini :

$$H_{thZ} = \mu H_{th \infty} = 0,775 \cdot 168,2 = 130,36 \text{ m}$$

4°/- Calcul de la projection de la vitesse absolue à la sortie de la roue :

$$V'_{2u} = \mu \cdot V_{2u} = 0,775 \cdot 28,92 = 22,41 \text{ m/s}$$

5°/- Calcul de l'angle α'_2 :

$$\text{tg } \alpha'_2 = \frac{V_{2m}}{V'_{2u}} = \frac{5,64}{22,41} = 0,252 \Rightarrow \alpha'_2 = 14^\circ 8'$$

6°/- Calcul de l'angle β'_2 :

$$\text{tg } \beta'_2 = \frac{V_{2m}}{U_2 - V'_{2u}} = \frac{5,64}{57 - 22,41} = 0,163 \Rightarrow \beta'_2 = 9^\circ 16'$$

7°/- Calcul de la vitesse absolue à la sortie de la roue :

$$V_2' = \sqrt{V_{2u}'^2 + V_{2m}'^2} = \sqrt{22,41^2 + 5,64^2} = 23,11 \text{ m/s}$$

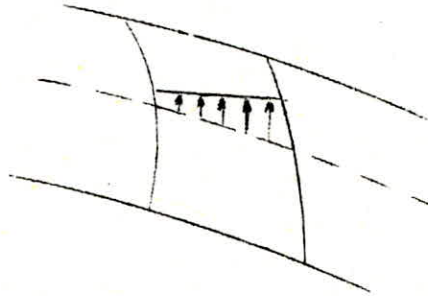
8°/- Calcul de la vitesse relative à la sortie de la roue :

$$W_2' = \sqrt{V_{2m}'^2 + (U_2 - V_{2u}')^2} = \sqrt{5,64^2 + (57 - 22,4)^2} = 35,05 \text{ m/s}$$

9°/- Calcul de la variation $\Delta V_{2u}'$:

$$\Delta V_{2u}' = V_{2u} - V_{2u}' = 28,92 - 22,41 = 6,51 \text{ m/s}$$

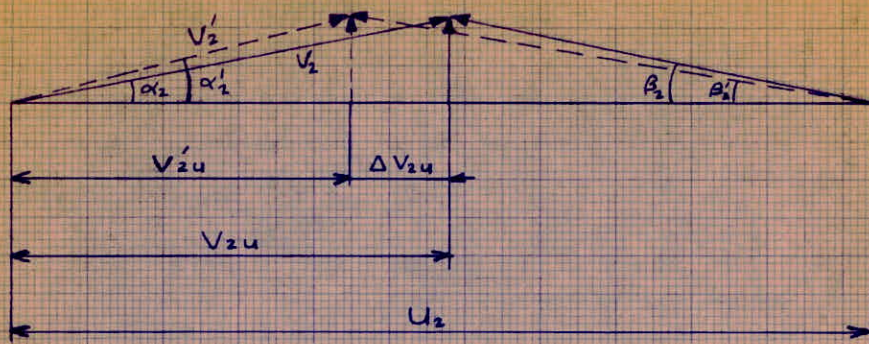
REMARQUE : L'écoulement pour une pompe réelle n'est plus strictement à filet. La répartition du courant n'est plus régulière que pour la pompe idéale. La figure ci-dessous nous donne une répartition de vitesse suivant une aube.



De ce fait on introduit la notion de valeur moyenne des vitesses à une circonférence de rayon donné.

Ici la vitesse considérée sera la vitesse absolue V_{2u}' qui est inférieure à V_{2u} (vitesse absolue théorique).

Si $Z = 0$ on a $V_{2u}' = 0$ et la rotation n'a plus lieu donc le liquide sort radialement sans entraîner la roue.



Variation du triangle des vitesses correspondant au passage à un nombre d'aubes fini.

- En trait plein, sont représentés les vecteurs-vitesses correspondant à un nombre d'aubes infini et en pointillé, ceux qui correspondent à un nombre d'aubes fini.

TRACE D'UNE AUBE
=====

- Le tracé de la courbe (en coordonnée polaire r et β) découlera de la formule suivante :

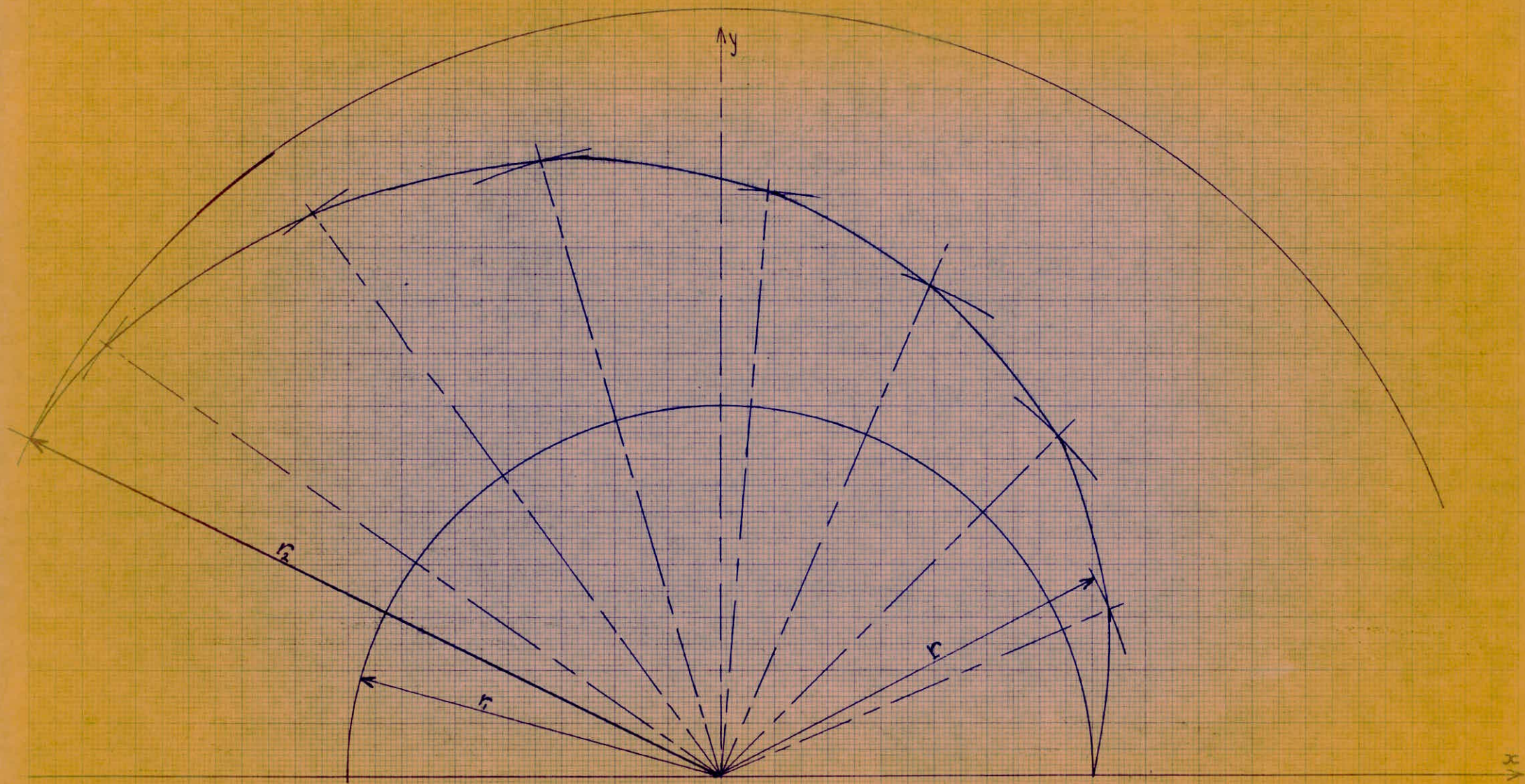
$$\lambda = \frac{1}{A} \operatorname{Ln} \left(\operatorname{tg} \frac{\beta_1}{R_1} \cdot \frac{r}{\operatorname{tg} \beta} \right) = \frac{1}{A} \operatorname{Ln} C \cdot \frac{r}{\operatorname{tg} \beta}$$

Avec : $R_1 = 35 \text{ cm}$ $\operatorname{tg} \beta_1 = 0,3178$
 $R_2 = 72,5 \text{ cm}$ $\operatorname{tg} \beta_2 = 0,201$

$$A = \operatorname{tg} \beta_1 + B \cdot R_1 = 0,3178 + 0,003 \cdot 35 = 0,4228$$

$$B = \frac{\operatorname{tg} \beta_1 - \operatorname{tg} \beta_2}{R_2 - R_1} = \frac{0,3178 - 0,201}{72,5 - 35} = 0,003$$

r cm	$B \cdot r$	$\frac{\operatorname{tg} \beta}{A - B \cdot r}$	$\frac{r}{\operatorname{tg} \beta}$	$C \cdot \frac{r}{\operatorname{tg} \beta}$	$\operatorname{Ln} C \cdot \frac{r}{\operatorname{tg} \beta}$	λ rad	λ°
35	0,105	0,3178	110,13	1	0	0	0
40	0,120	0,3028	132,10	1,189	0,1725	0,402	23° 02'
45	0,135	0,2878	156,36	1,408	0,3413	0,795	45° 33'
50	0,150	0,2728	183,28	1,65	0,4991	1,17	67° 02'
55	0,165	0,2578	213,34	1,92	0,651	1,52	85° 56'
60	0,180	0,2428	247,12	2,224	0,7981	1,86	106° 24'
65	0,195	0,2278	285,34	2,568	0,943	2,2	126° 03'
70	0,210	0,2128	328,95	2,96	1,083	2,53	145°
72,5	0,218	0,2053	353,14	3,178	1,155	2,7	154° 42'



COURBE DIRECTRICE

CALCUL DE LA BACHE SPIRALE

- C'est l'organe fixe de la pompe qui recueille le liquide giclé par la pompe et oriente le liquide vers la conduite de refoulement.

- DAN TASCA dans son cours de turbomachines nous propose une méthode pour le tracé de la volute : avec

- Diamètre maximum de la volute :

$$\frac{\phi D_r}{2} = R_r = \frac{\omega \cdot \eta \cdot h \cdot Q}{2 \cdot \pi \cdot g \cdot H} + \sqrt{\frac{\omega \cdot \eta \cdot h \cdot Q}{\pi \cdot g \cdot H} \cdot r_3}$$

$$\omega = \frac{U_2}{R_2} = \frac{57}{0,725} = 79,17 \text{ s}^{-1} \quad r_3 = 75 \text{ cm}$$

$$R_r = \frac{79,17 \cdot 0,8 \cdot 2,33}{2 \cdot 3,14 \cdot 9,8111} + \sqrt{\frac{79,17 \cdot 0,8 \cdot 2,33}{3,14 \cdot 9,8111} \cdot 0,75} = 30 \text{ cm}$$

- Calcul des différents facteurs nous permettant le tracé :

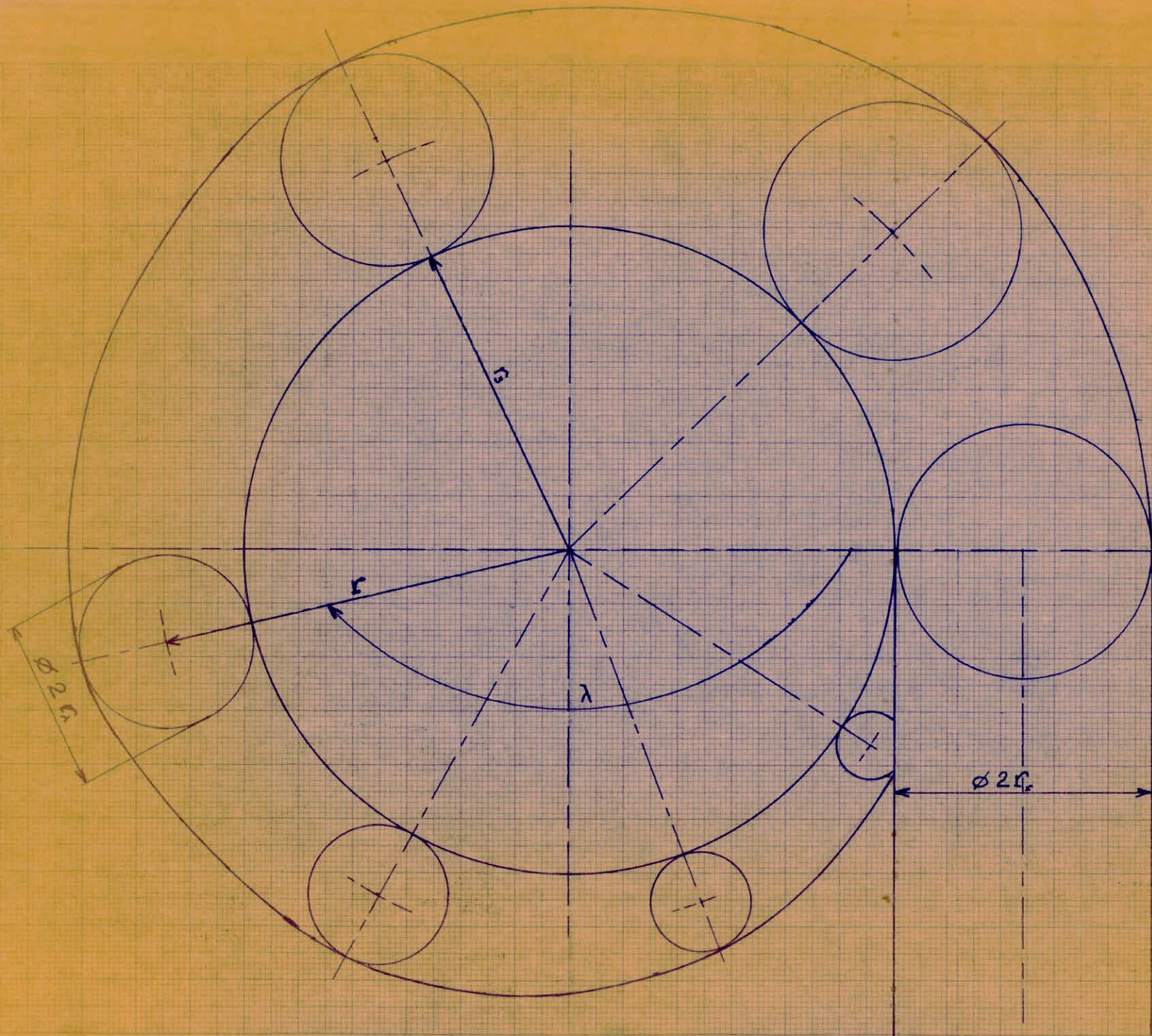
$$c' = -\frac{2 \cdot \pi}{R_r} \left(\frac{r_3}{R_r} + 1 \right) = -\frac{2 \cdot 3,14}{30} \left(\frac{75}{30} + 1 \right) = 0,733 \text{ cm}^{-1}$$

$$\lambda = c' \frac{(r - r_3)^2}{r}$$

Les calculs ont été portés sur le tableau ci-dessous :

r (cm)	R _r	R _r ²	$\frac{R_r^2}{r}$	λ rad	λ °
75	0	0	0	0	0
79	4	16	0,224	0,164	
83	8	64	0,772	0,566	32° 25'
87	12	144	1,654	1,212	69° 26'
91	16	256	2,818	2,06	118°
95	20	400	4,22	3,09	167° 2'
99	24	576	5,83	4,27	244° 39'
103	28	784	7,61	5,51	315° 42'
105	30	900	8,56	6,30	360°

.../...



BACHE
SPIRALE

$\phi 2r_c$

$\phi 2r$

r

r

λ

- Elles comprennent les pertes dans la roue, dans la bache spirale et dans le cône.

- Au régime normal sont les seules pertes qui existent.

1°/- Calcul des pertes dans les 2 roues :

$$h'_{Pr} = 0,05 H_2 = 0,05 \cdot \left(1 - \frac{\Psi}{4}\right) \cdot H$$

$$h'_{Pr} = 0,05 \left(1 - \frac{0,67}{4}\right) 111 \cdot 2 = 9,26 \text{ m}$$

$$e = \frac{e_1 + e_2}{2} = \frac{0,76 + 0,367}{2} = 0,563$$

Les valeurs de e sont approximatives.

$$b = \frac{b_1 + b_2}{2} = \frac{0,18 + 0,1}{2} = 0,14$$

$$W = \frac{W_1 + W_2}{2} = \frac{28,86 + 28,64}{2} = 28,75 \text{ m/s}$$

$$L = 1,045 \text{ m} \quad \nu = 1,08 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Re = \frac{b \cdot W}{\nu} = \frac{0,14 \cdot 28,75}{2 \cdot 1,08 \cdot 10^{-6}} = 1,86 \cdot 10^6$$

$$\frac{\xi}{b} = \frac{1}{10.000}$$

$$\left. \begin{array}{l} \\ \\ \\ \end{array} \right\} = \lambda_r = 0,013$$

(d'après Fig. 3. 2. ; P. 13 KOVATS)

$$h''_{pr} = \frac{1}{4} \lambda_r \frac{2e + 2b}{eb} \cdot 1 \cdot \frac{W^2}{2g}$$

en remplaçant on trouve $h''_{pr} = 5,22 \text{ m}$

2°/- Calcul des pertes dans la bache spirale :

$$h'_{pv} = 0,05 \frac{H}{4} = 0,05 \frac{111}{4} \cdot 0,67 = 0,93 \text{ m}$$

$$\lambda_v = \lambda_r \cdot 0,85 = 0,013 \cdot 0,85 = 0,011$$

$$h''_{pv} = \frac{\lambda_v}{4} \frac{P_m}{S_m} L_m \frac{V_{3m}^2}{2g}$$

$$V_{3m} = \frac{Q}{S} = \frac{4,66}{0,282} = 16,5 \text{ m/s}$$

$$L_m = 2 \cdot \pi \cdot R_m = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,9 = 5,66 \text{ m}$$

.../...

$$S_m = 1,1 \cdot 5,66 = 6,16 \text{ m}^2$$

$$P_m = 2 \cdot \pi \cdot R_{rm} = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,175 = 1,1 \text{ m}$$

$$H_{pv}'' = \frac{0,011}{4} \cdot \frac{1,1}{6,16} \cdot 5,66 \cdot \frac{16,5^2}{2 \cdot 9,8} = 0,0386 \text{ m}$$

3°/- Calcul des pertes dans le cône :

$$E_c = \lambda_v \frac{L_s}{d_m} \frac{V_{3m}^2}{2g} = 0,011 \frac{1,13}{0,6} \cdot \frac{16,5^2}{2 \cdot 9,8} \cdot 2 = 0,6 \text{ m}$$

4°/- Somme des pertes :

$$h_p = 9,26 + 5,22 + 0,93 + 0,0386 + 0,6 = 16,05 \text{ m}$$

5°/- Calcul de la hauteur réelle :

$$H_r = H_{thZ} - h_p = 130,36 - 16,05 = 114,31 \text{ m}$$

6°/- Calcul du rendement hydraulique :

$$\eta_h = \frac{114,31}{130,36} = 0,877$$

REMARQUE : Le rendement hydraulique dépend des qualités aérodynamiques des différents éléments qui guide le courant, la rugosité des parois et des dimensions de la pompe.

CARACTERISTIQUE D'UNE POMPE IDEALE

- La hauteur créée par une pompe idéale est :

$$H_{th\infty} = \frac{\omega}{g} (V_2 r_2 \cos \alpha_2 - V_1 r_1 \cos \alpha_1)$$

$$\left. \begin{array}{l} \alpha_1 = 90^\circ \\ U_2 = r_2 \cdot \omega \end{array} \right\} \Rightarrow H_{th\infty} = \frac{U_2 \cdot V_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{U_2 \cdot V_{2u}}{g}$$

$$\left. \begin{array}{l} V_{2u} = U_2 - V_{2m} \cotg \beta_2 \\ V_{2m} = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2} \end{array} \right\} V_{2u} = U_2 - \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2} \cotg \beta_2$$

$$H_{th} = \frac{U_2}{g} \left(U_2 - \frac{Q \cdot \cotg \beta_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2} \right)$$

$$H_{th} = \frac{57^2}{9,8} - \frac{57 \cdot Q}{9,8 \cdot 3,14 \cdot 1,45 \cdot 0,201}$$

$$H_{th} = 331,5 - 35,2 Q$$

TRACE DES CARACTERISTIQUES

1°/- Caractéristique d'une pompe pour un nombre d'aubes fini :

$$H_{thZ} = \mu H_{th\infty} = \mu \frac{U_2}{g} \left(U_2 - \frac{Q \cotg \beta_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2} \right)$$

2°/- Les pertes de charges dues au frottement :

$$h_1 = K_1 \cdot Q^2$$

On détermine k_1 qui dépend du rendement hydraulique et des dimensions de la pompe :

pour $Q_0 = 4,66 \text{ m}^3/\text{s}$ on a $h_p = 16,05 \text{ m}$

$$K_1 = \frac{16,05}{4,66^2} = 0,74$$

3°/- Les pertes de charges dues aux chocs :

$$h_2 = k_2 \left(1 - \frac{Q}{Q_0} \right)^2$$

.../...

$$\text{et } k_2 = \frac{\varphi}{2g} \left[U_1^2 + \frac{U_2^2}{(1+p)^2} \right]$$

$$\varphi = 0,3 + 0,6 \frac{2}{60} = 0,3 + 0,6 \frac{11^\circ 22'}{60} = 0,414$$

$$P = \frac{\sin \beta_2}{z \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]} = \frac{3,14 \cdot 0,197}{6 \left[1 - \left(\frac{0,7}{1,45} \right)^2 \right]} = 0,135$$

$$\text{d'où } k_2 = \frac{0,414}{2,9,8} 27,5^2 + \frac{57^2}{(1 + 0,135)^2} = 69,2$$

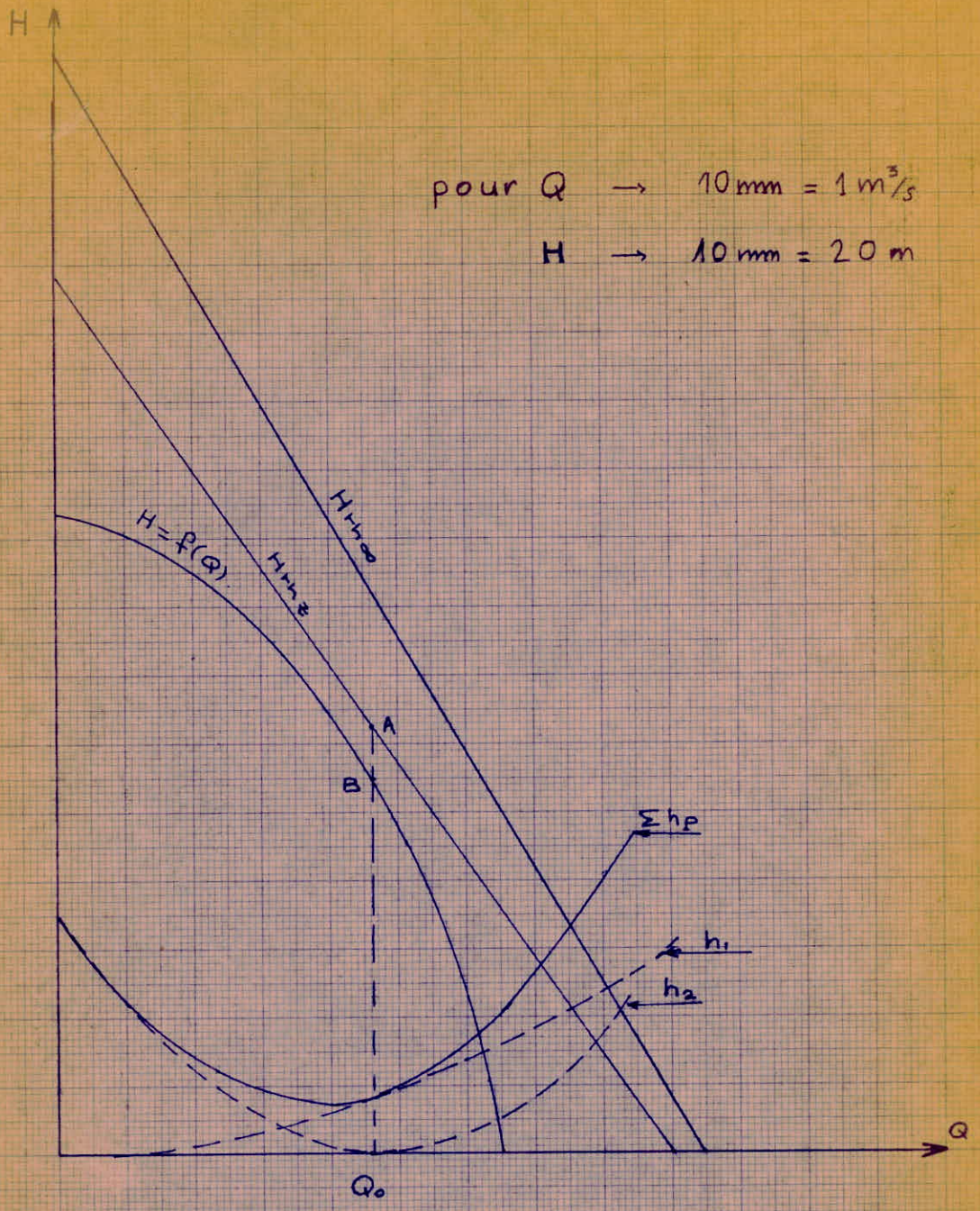
- tracé de la caractéristique calculée d'une pompe pour un nombre de tour constant. On procède de la manière suivante.
- on trace sous la forme de deux droites inclinées, les caractéristiques théoriques de la pompe :
 - l'une correspondant à $Z = \infty$
 - l'autre correspondant à Z fini.
- on porte la variation des deux composantes de la perte de charge totale dans la pompe : h_1 et h_2 . En sommant les ordonnées de ces deux courbes, nous obtenons la courbe de h_p en fonction du débit. Pour obtenir la caractéristique de la pompe $H_p = f(Q)$ on retranche h_p à H_{thZ} .

TABLEAUX DE VALEUR POUR TRACER LES COURBES

Pour $H_{th\infty}$	
Q	H_{th}
0	331,5
9,4	0

Pour H_{thZ}	
Q	H_{thZ}
0	256,2
7,5	0

Q	h_1	h_2	h_p
0	0	69,2	69,2
2	2,96	24,4	27,36
4	11,84	1,355	13,195
4,66	16,10	0	16,10
6	26,6	5,42	32,02
8	47,4	35,4	82,8



Tracé de la courbe caractéristique

GENERALITES SUR LE PROCESSUS

ENERGETIQUE D'UN AMENAGEMENT HYDROELECTRIQUE

- On appellera PROCESSUS ENERGETIQUE d'un aménagement hydroélectrique une transformation de l'énergie potentielle de l'eau passant à travers la roue mobile de la turbine sous l'action de la charge en énergie cinétique d'un arbre tournant et enfin en énergie électrique aux bornes de l'alternateur (PROCESSUS DE TURBINAGE). La transformation inverse est appelée (PROCESSUS DE POMPAGE).

- Le premier est réalisé par les Stations hydroélectriques et le deuxième par les Stations de Pompage. L'aménagement hydroélectrique d'accumulation par pompage réalise les deux processus.

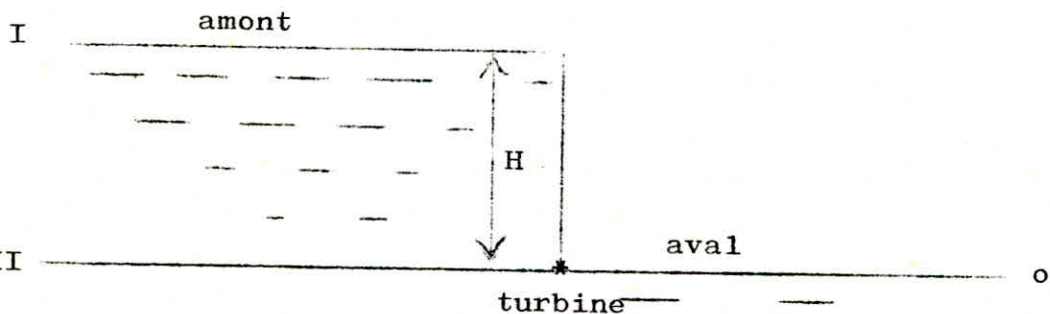
- Les grandeurs caractérisant le processus énergétique sont le débit et la charge créant la puissance et l'énergie électrique en régime de turbinage. En régime de pompage ce sont la puissance et l'énergie électrique prises du dehors qui créent le débit et la charge.

- L'étude commune de deux processus au système des coordonnées uniques admet l'ordre des signes suivants :

- Puissance du processus de turbinage est positive
- Puissance du processus de pompage est négative

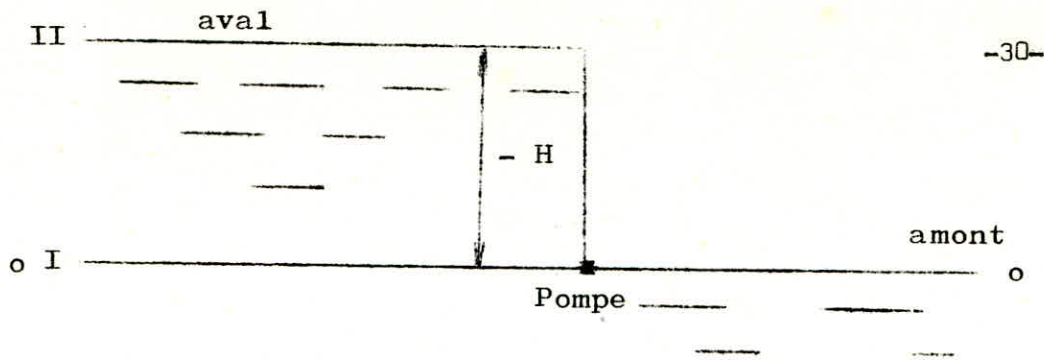
ou bien :

- charge du processus de turbinage est positive
- charge du processus de pompage est négative



$$P_t = \omega Q (H_I - H_{II}) = \omega QH$$

.../...



$$P_p = \bar{\omega} Q (H_I - H_{II}) = - \bar{\omega} . QH$$

- Par conséquent nous prenons la charge H comme étant la dénivellation des côtes amonts et avals.

- En exprimant le débit en unité de poids l'équation générale du processus énergétique s'écrit :

$$P = QH \quad (1)$$

ici Q en t/s

H en m

P en tm/s

- Pour trouver la puissance en KW en prend la valeur
 $9,81 . P = P^*$ (en KW)

- Cette puissance est la puissance nette. Pour obtenir la grandeur de la puissance disponible à l'arbre de la turbine :

$$P_d = \eta_t . P_{\text{nette}}$$

ou η_t : rendement global de la turbine

P_{nette} : Puissance nette

- La puissance nette est déterminée par les pertes dans les conduites forcées.

- Pour la pompe P est la puissance utile.

.../...

I./ EQUATION PRINCIPALE DIFFERENTIELLE DU PROCESSUS ENERGETIQUE

$$\left[q(t) - a(h) \frac{dh}{dt} \right] \left[h - Z(Q) - \Delta H(Q, h) \right] = P(t) \quad (2)$$

$q(t)$: débit des apports au bief amont comme fonction du temps t ;

h : côte du niveau de bief amont ;

$a(h)$: aire du bief amont comme fonction de sa côte ;

$a(h) \frac{dh}{dt}$: débit par "miroir" ou bien

le débit de remplissage du bief amont correspondant à l'augmentation de sa côte à la valeur dh pendant le temps dt . Pour la diminution de la **côte** nous avons le débit de vidange du bief amont ;

$$Q = q(t) - a(h) \frac{dh}{dt} \quad (3)$$

Q : débit absorbé par aménagement hydroélectrique (Station de pompage)

Ce débit sera supérieur au débit $q(t)$ si la variation dh sera négative (vidange).

$Z(Q)$: Côte du bief aval comme fonction du débit Q ;

$\Delta H(Q, h)$: Pertes de charge dans la dérivation comme fonction de Q et de h .

$P(t)$: Puissance de l'installation comme fonction du temps t .

a) La fonction $q(t)$ est donnée par la nature.

b) La fonction $a(h)$ est donnée par la topographie de la retenue.

- En général on sait les aires de la retenue correspondante aux divers côtes. C'est pourquoi on peut choisir presque toujours la fonction analytique :

$$a(h) = a_0 + a_1 h + a_2 h^2 + \dots + a_n h^n$$

- En pratique il est suffisant de se limiter par la formule à trois membres :

$$a = a_0 + a_1 h + a_2 h^2 \quad \text{ou}$$

$$a = a_0 + a_1 h$$

- De plus on prend parfois la condition

$$a = a_0 = \text{constante}$$

c) La fonction $Z(Q)$ est interprétée sous forme

$$Z = Z_0 + \alpha Q^n$$

Z_0 : Côte du bief aval au débit égal à zéro

α et n : paramètres numériques

- Pour éliminer la grandeur Z_0 on prend comme côte de référence la côte Z_0 alors :

$$Z = \alpha Q^n$$

- Si le bief aval est la mer $\alpha = n = 0$ et $Z = 0$

- Pour le cours d'eau :

$$Z = \alpha Q^{0,5}$$

d) La fonction $\Delta H = f(Q, h)$ peut avoir les expressions diverses. Mais pour la dérivation sous pression $\Delta H = \beta Q^n$ ou $\Delta H = \beta Q^2$ (cas le plus fréquent) ou β est déterminé par les caractéristiques techniques de la dérivation.

e) La fonction de $P(t)$ est donnée par un réseau du système électrique (par le diagramme de charge électrique)

2./ ETUDE DU PROCESSUS ENERGETIQUE D'UN A.H.E D'ACCUMULATION
PAR POMPAGE :

A. EQUATION DU PROCESSUS DE TURBINAGE :

Prenons :

$$a = Cte$$

$$P = P_0 + \gamma t \quad (\text{variation linéaire de la puissance})$$

P_0 : Puissance à l'instant $t = 0$

γ : Accroissement de la puissance en unité de temps

$$\gamma = \frac{P_1 - P_0}{T}$$

P_1 : Accroissement de la puissance lors du temps T à partir de l'instant initial.

- L'équation principale (2) s'écrit :

$$\left[q(t) - a \frac{dh}{dt} \right] \cdot \left[h - \beta Q^n \right] = P_0 + \gamma t \quad (4)$$

- En tenant compte de l'équation (3) on a :

$$Q(h - \beta Q^n) = P_0 + \gamma t \quad (5)$$

- En écrivant (5) sous la forme suivante :

$$\gamma t = Qh - \beta Q^{n+1} - P_0 \quad (6)$$

On voit que t est la fonction de deux paramètres h et Q

par conséquent :

$$\gamma t = Qh - \beta Q^{n+1} - P_0 = F(h, Q) \quad (7)$$

- La différentielle totale de cette fonction sera :

$$\gamma dt = \frac{\partial F}{\partial h} dh + \frac{\partial F}{\partial Q} dQ$$

$$\gamma dt = Qdh - \left[h - \beta(n+1) Q^n \right] \cdot dQ$$

.../...

En vertu de l'équation (3)

$$q - a \frac{dh}{dt} = Q \quad \text{on a}$$

$$dt = \frac{adh}{q-Q} \quad \text{ce qui nous donne}$$

$$a \cdot \frac{dh}{q-Q} \cdot \gamma = Qdh - \left[h - \beta (n+1) Q^n \right] \cdot dQ$$

et

$$(\gamma a - Qq + Q^2)dh + (Q - q) \cdot \left[h - \beta (n+1) Q^n \right] \cdot dQ = 0 \quad (8)$$

- Les aménagements hydroélectriques d'accumulations par pompage sont caractérisés en général par l'absence du débit des apports, c'est-à-dire :

$$q = 0 \quad \text{et on a :} \\ (Q^2 + \gamma a)dh + \left[Qh - \beta (n+1) Q^{n+1} \right] dQ = 0 \quad (9)$$

- En représentant cette équation sous forme :

$$\mu \cdot dh + \nu \cdot dQ = 0 \quad (10)$$

$$\text{ou } \begin{cases} \mu = Q^2 + \gamma a & (11) \\ \nu = Qh - \beta (n+1) Q^{n+1} & (12) \end{cases}$$

on trouve le facteur d'intégration

$$\lambda = e^{\int A dQ} \quad (13)$$

ici :

$$A = \frac{\frac{\partial \nu}{\partial h} - \frac{\partial \mu}{\partial Q}}{\mu} \quad \text{n'est que la fonction de } Q.$$

$$\text{on a : } \frac{\partial \nu}{\partial h} = Q$$

$$\frac{\partial \mu}{\partial Q} = 2Q$$

d'ou :

$$A = \frac{-Q}{Q^2 + \gamma a} = f(Q)$$

.../...

- La condition de l'existence du facteur d'intégration est remplie :

On trouve :

$$\lambda = \frac{1}{(Q^2 + \gamma a)^{\frac{1}{2}}} \quad (14)$$

- En multipliant l'équation (10) par on obtient l'équation sous la forme :

$$Mdh + NdQ = 0 \quad (15)$$

ou $M = \lambda \cdot \mu = (Q^2 + \gamma a)^{\frac{1}{2}} \quad (16)$

$$N = \lambda \cdot \nu = \frac{Qh - \beta(n+1) Q^{n+1}}{(Q^2 + \gamma a)^{\frac{1}{2}}} \quad (17)$$

- La condition de l'intégration exige que :

$$\frac{\partial M}{\partial Q} = -\frac{\partial N}{\partial h}$$

- La vérification de cette condition :

$$\frac{\partial M}{\partial Q} = \mu \frac{\partial \lambda}{\partial Q} + \lambda \frac{\partial \mu}{\partial Q}$$

$$\frac{\partial \lambda}{\partial Q} = -\frac{\partial}{\partial Q} (e^{\int AdQ}) = e^{\int AdQ} \frac{\partial}{\partial Q} \int AdQ = \lambda A = \frac{-\lambda Q}{\mu}$$

$$\frac{\partial M}{\partial Q} = (Q^2 + \gamma a) \frac{-\lambda Q}{Q^2 + \gamma a} + \lambda 2Q = \lambda Q$$

$$\frac{\partial N}{\partial h} = \nu \frac{\partial \lambda}{\partial h} + \lambda \frac{\partial \nu}{\partial h} = \lambda Q$$

$$\lambda Q = \lambda Q$$

- Par conséquent l'équation (13) est la différentielle totale d'une certaine fonction F (h,Q) et cette fonction se détermine par la formule suivante :

$$F (h, Q) = \int Mdh + \int \left[N - \frac{Mdh}{Q} \right] .dQ = C \quad (18)$$

.../...

- Etant donné que

$$M = (Q^2 + \gamma a) \quad \text{est indépendant de} \quad (h)$$

on a

$$\int M dh = Mh$$

et $\frac{\partial}{\partial Q} \int M dh = \frac{\partial}{\partial Q} (Mh) = h \frac{\partial M}{\partial Q} = h \lambda Q$

$$N - \frac{\partial}{\partial Q} \int M dh = Q \left[h - \beta(n+1) Q^n \right] \lambda - h \lambda Q = -\beta(n+1) Q^{n+1} \lambda$$

et la fonction cherchée :

$$F(h, Q) = Mh - \beta(n+1) \int Q^{n+1} \lambda dQ = C \quad (19)$$

Mais

$$\begin{aligned} \lambda Q dQ &= dM \\ J &= \int Q^n Q \lambda dQ \\ J &= \int Q^n dM \\ J &= \int Q^n dM = MQ^n - \int M dQ^n = MQ^n - n \int (Q^2 + \gamma a) \lambda Q^{n-1} dQ \\ &= MQ^n - n \int Q Q^n \lambda dQ - n \gamma a \int Q^{n-1} \lambda dQ \\ &= MQ^n - n J - n \gamma a \int Q^{n-1} \lambda dQ \end{aligned}$$

d'où

$$J = \frac{1}{n+1} (nQ^n - n\gamma a \int Q^{n-1} \lambda dQ) \quad (20)$$

En introduisant (20) dans l'équation (19)

$$\begin{aligned} Mh - \beta(MQ^n - n\gamma a \int Q^{n-1} \lambda dQ) &= C \\ M(h - \alpha Q^n) + \beta n \gamma a \int Q^{n-1} \lambda dQ &= C \end{aligned}$$

En éliminant la constante aléatoire pour $t = 0$

lorsque : $h = h_0$

$$Q = Q_0$$

et $M = M_0$

on obtiendra :

$$M(h - \beta Q^n) - M_0 (h_0 - \beta Q_0^n) + \beta n \gamma a \int_{Q_0}^Q Q^{n-1} \lambda dQ = 0 \quad (21)$$

.../...

ou $M_0 = \mu_0 \cdot \lambda_0$ est déterminé par l'introduction de
 $Q = Q_0$ en expression pour μ et λ

Enfin, en prenant l'équation initiale (5) sous forme

$$h - \beta Q^n = \frac{P}{Q}$$

on a

$$M \frac{P}{Q} - M_0 \frac{P_0}{Q_0} + \beta n \cdot \gamma \cdot a \cdot \int_{Q_0}^Q Q^{(n-1)} \cdot \lambda \cdot dQ = 0 \quad (22)$$

et pour l'instant $t = T$

$$M_T \frac{P_0 + P_1}{Q_T} - M_0 \frac{P_0}{Q_0} + \beta n \cdot \gamma \cdot a \cdot \int_{Q_0}^{Q_T} Q^{(n-1)} \lambda dQ = 0 \quad (23)$$

Rappelons que

$$M = \lambda \mu$$

$$M = (Q^2 + \gamma a)^{\frac{1}{2}}$$

On voit que pour obtenir des équations reliant t et h
(ou T et h_T) il faut éliminer le débit Q en appliquant l'équation (3).

Pour notre cas :

$$(3) \text{ devient } Q = q - a \frac{dh}{dt}$$

$$\text{ou bien } Q_T = a \frac{(h_0 - h_T)}{T} \quad (24)$$

B. - CAS PARTICULIERS :

B.1 - Pertes de charge n'existent pas :

$$\beta = 0$$

$$n = 0$$

L'équation (2) se transforme :

$$Qh = P$$

ou $P = f(t)$ est plus exactement $P = P_0 + \gamma t$

$$\text{d'ou } Q = \frac{P}{h}$$

$$Q_0 = \frac{P_0}{h_0}$$

$$\lambda = \frac{1}{(Q^2 + \gamma a)^{\frac{1}{2}}}$$

$$M = (Q^2 + \gamma a)^{\frac{1}{2}}$$

L'équation (21) s'écrit :

$$(Q^2 + \gamma a)^{\frac{1}{2}} h - (Q_0^2 + \gamma a)^{\frac{1}{2}} h_0 = 0$$

ou bien

$$\left[\left(\frac{P}{h} \right)^2 + \gamma a \right]^{\frac{1}{2}} h = \left[\left(\frac{P_0}{h_0} \right)^2 + \gamma a \right]^{\frac{1}{2}} h_0$$

Après les transformations on a :

$$\frac{h_0^2 - h^2}{2} \cdot a = P_0 \cdot t + \frac{\gamma t^2}{2} \quad (25)$$

et encore

$$P^2 + \gamma a h^2 = \text{Cte} \quad (26)$$

Pour l'instant $t = 0$

$$h = h_0$$

$$P = P_0$$

Pour l'instant $t = T$

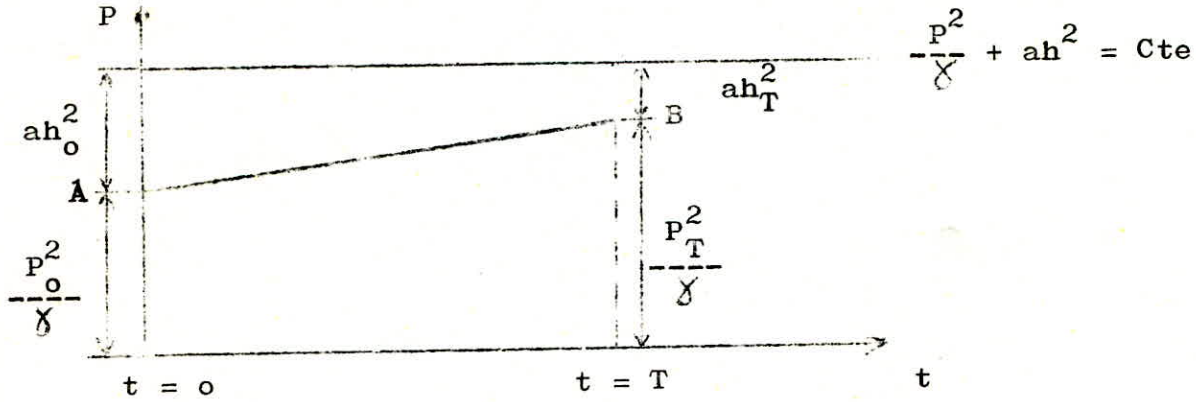
$$h_T = \left(h_0^2 - 2 \frac{P_0}{a} T - \frac{\gamma}{a} \cdot T^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (27)$$

$$P = P_0 + \gamma T \quad (28)$$

On peut exprimer autrement P :

$$P = \sqrt{P_o^2 + a \gamma (h_o^2 - h_T^2)} \quad (28 a)$$

On peut représenter l'équation (26) d'une façon graphique :



La puissance maximale correspond à $h_T = 0$ c'est-à-dire :

$$P_{\max} = (P_o^2 + \gamma ah_o^2)^{\frac{1}{2}}$$

On prend le rapport suivant :

$$\alpha_T = \frac{h_T}{h_o} \quad \alpha_t = \frac{h_t}{h_o}$$

$$\alpha_t = \left(1 - \frac{2P_o}{a} \cdot \frac{t}{h_o^2} - \frac{\gamma}{a} \cdot \frac{t^2}{h_o^2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (29)$$

et la fonction $\alpha = f \left(\frac{t}{T} \right)$ est tracée point par point .

$$\alpha_t = \left[1 - \frac{2P_o}{a} \cdot \frac{T}{h_o^2} \left(\frac{t}{T} \right) - \frac{\gamma}{a} \cdot \frac{T^2}{h_o^2} \left(\frac{t}{T} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

h_o = côte du plan d'eau à l'instant initial.

h_t = " " " " t.

- Nous avons décomposé le diagramme de charge (devant assuré la variation de la puissance en fonction du temps pour les heures de turbinage) en 6 droites :

- On appliquera la formule (29) pour chaque droite ou les extrémités de cette dernière seront l'initial (o) et le final (T).

- Les constantes ont pour valeur :

$$T = 19.800 \text{ s} \quad a = 39.200 \text{ m}^2 \quad h_o = 110 \text{ m}$$

Pour la première droite :

$$\gamma = \frac{P_1 - P_o}{t_1 - t_o} \quad (\text{Pente de la droite})$$

Les différentes valeurs des hauteurs se calculent par :

$$\frac{P}{\gamma} + a h^2 = \text{Cte}$$

Pour la première droite :

$$\frac{P_o}{\gamma} + a h_o^2 = \frac{P_1^2}{\gamma} + a h_1^2 \quad \text{etc}$$

Les côtes des différents plan d'eau :

$$\begin{array}{ll} h_o = 110 \text{ m} & h_4 = 103,793 \text{ m} \\ h_1 = 109,812 \text{ m} & h_5 = 102,053 \text{ m} \\ h_2 = 108,465 \text{ m} & h_6 = 101,42 \text{ m} \\ h_3 = 106,198 \text{ m} & \end{array}$$

Les résultats se feront sous forme de tableau :

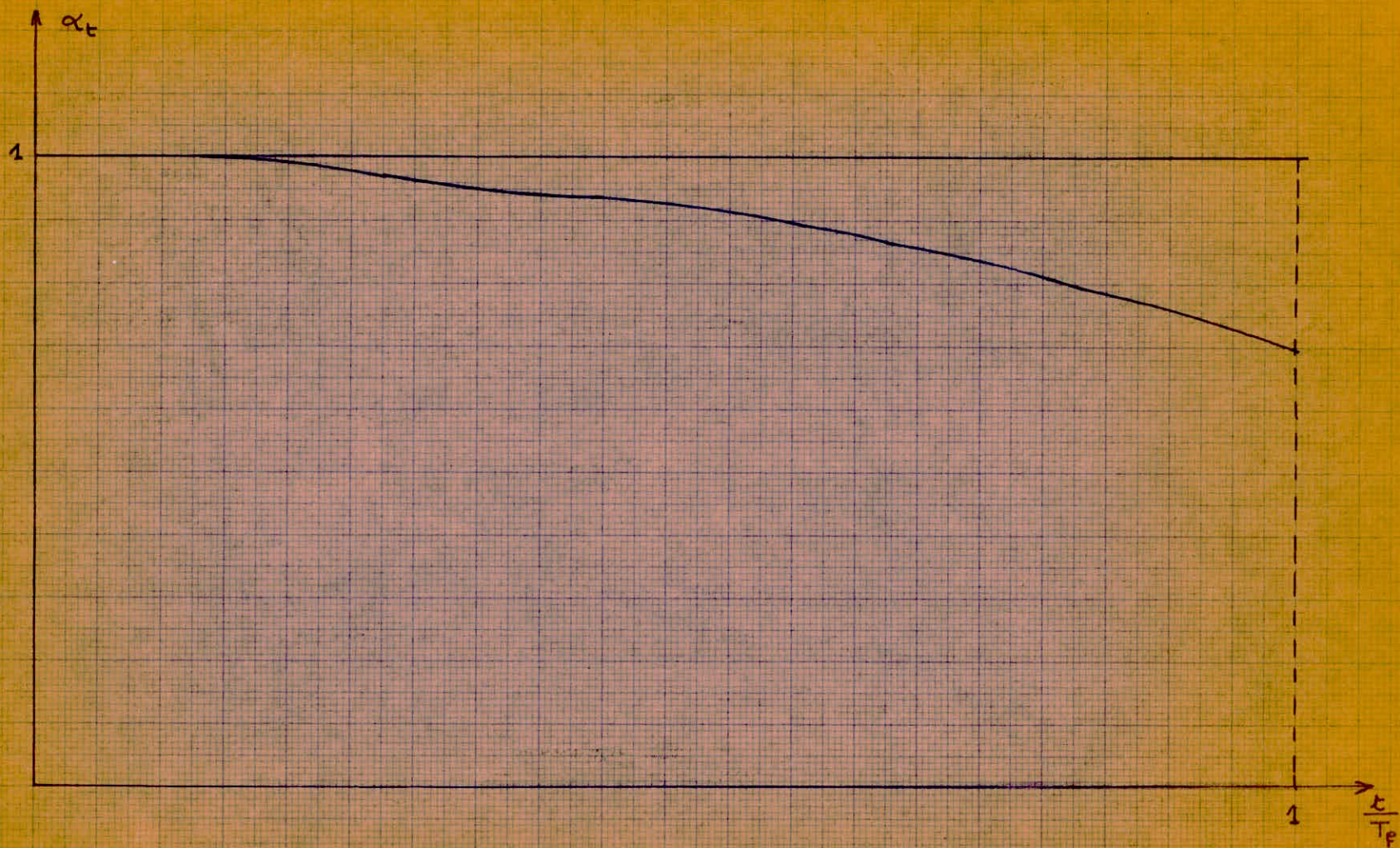
$$\alpha_t = (1 - A - B)^{\frac{1}{2}}$$

γ	t/T	A	B	α_t
0,5	0	0	0	1
	0,05	0	-	0,999
	0,09	0	-	0,998
7/18	0,18	0,013	0,010	0,988
	0,24	0,018	0,018	0,981
	0,27	0,020	0,024	0,977
7/36	0,38	0,078	0,024	0,947
	0,44	0,090	0,033	0,936
	0,454	0,093	0,027	0,933
5/36	0,58	0,163	0,043	0,891
11/36	0,632	0,154	0,119	0,853
	0,78	0,189	0,178	0,795
7/36	0,818	0,137	0,378	0,797
	0,95	0,131	0,341	0,727
	1	-	-	0,696

Pour la variation des débits en trace également la courbe :

$$Q = f\left(\frac{t}{T}\right) = \frac{a}{T} \left(\frac{h_0 - h_t}{t/T - t_0/T} \right)$$

- Les valeurs sont données sur le tableau ci-après :



$$\alpha_t = f\left(\frac{t}{T_p}\right)$$

Echelle: 10mm pour $\frac{t}{T_p} = 0,05$

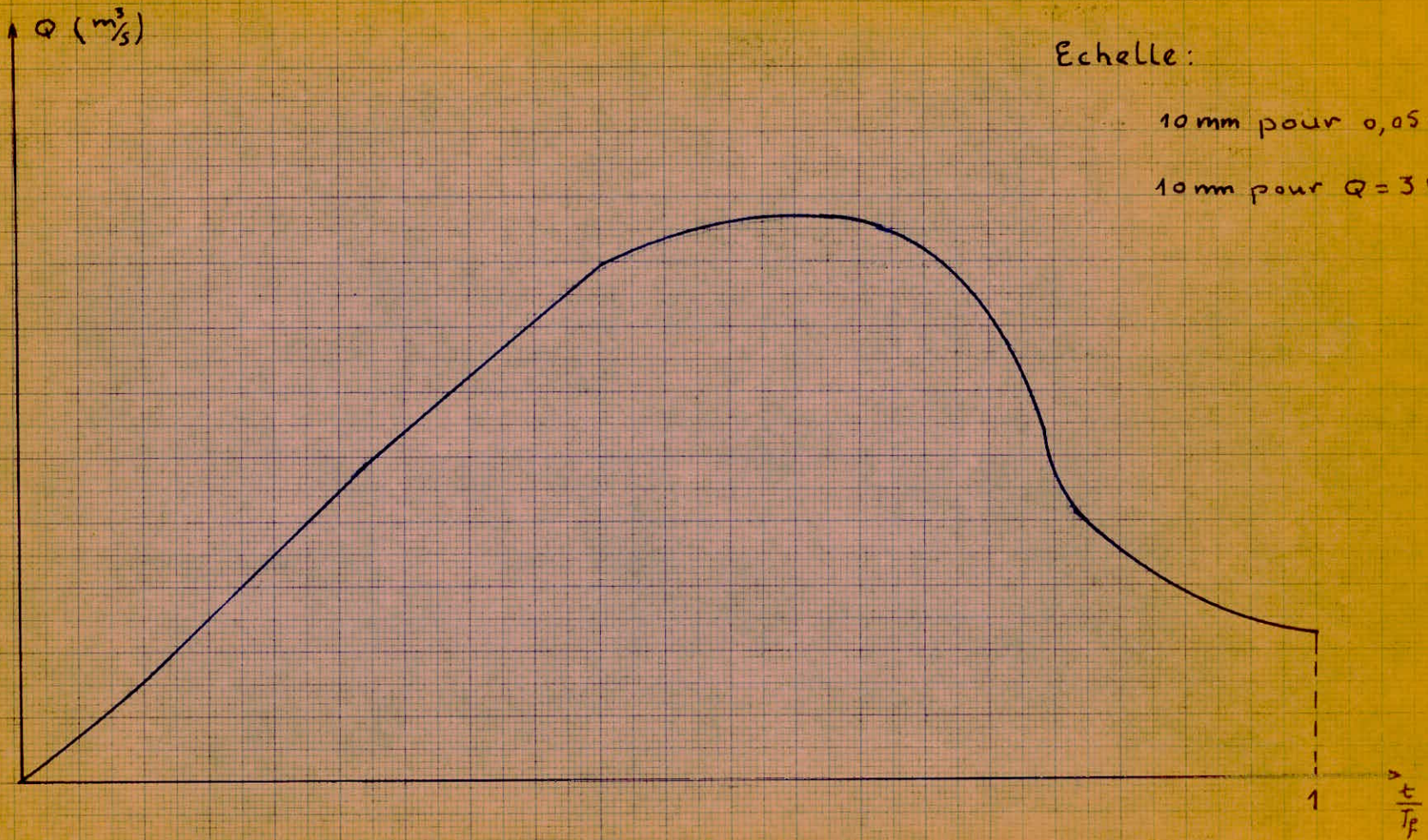
10mm pour $\alpha_t = 0,1$

t/T	t_o/T	$h_o - h_t$ (m)	Q_t (m ³ /s)
1/11	0	0,188	4,09
3/11	1/11	1,347	14,67
5/11	3/11	2,267	24,69
7/11	5/11	2,405	26,20
9/11	7/11	1,140	12,41
1	9/11	0,623	6,78

- La détermination de γ vient du diagramme de charge électrique donnée par le réseau pour la période du turbinage.

$$P_T^r = P_o^r + \gamma T \quad \gamma = \frac{P_T - P_o}{T}$$

- L'indice r montre les valeurs du réseau.



Echelle:

10 mm pour $0,05 = \frac{t}{T_p}$

10 mm pour $Q = 3 \text{ m}^3\text{/s}$

$$Q = f\left(\frac{t}{T_p}\right)$$

D/ . CONCLUSION :

L'établissement d'un aménagement hydroélectrique d'accumulation par pompage , comme annexe d'une centrale thermique , est très intéressant comme nous avons pu le voir. L'étude des paramètres généraux nous a déterminé le choix du type de machines hydrauliques à prendre . L'étude du processus énergétique nous a montré comment on peut faire varier les débits et charges pour satisfaire la courbe de puissance comme fonction du temps , nous avons considéré seulement le cas où les pertes de charge sont négligables , car en tenant compte des pertes de charge l'expression du débit en fonction du temps se complique et la représentation graphique n'aurait pas d'intérêt , vu que ce n'est point l'objet de cette thèse , on a surtout essayé de donner la marche générale d'avant projet pour l'établissement d'un AHEAP .

Nous avons dimensionner la pompe centrifuge , (la turbine serait la machine inverse) et considérer le processus de turbinage , (dans un même ordre d'idée le processus de pompage) . Les problèmes ont été rencontrés au niveau de la documentation presque inexistante sur les AHEAP .

J'espère pouvoir participer à la réalisation future d'un AHEAP et ainsi apprendre mais aussi utiliser ce que j'ai pu assimiler au cours de cette étude .

CHAREF oukacha

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

GEZA DE LAPREY :

cours d'hydraulique générale

DAN TASCA :

cours de turbo-machines

A . deKKOVATS

G . DESMUR :

pompes , ventilateurs

compresseurs centrifuges et axiaux

B . NEKPASSOV:

cours d'hydraulique

CHAVELEV :

A . hydraulique énergétique (en russe)

M . SEDILLE :

turbo-machines

hydrauliques et thermiques

TOME II

