

REPUBLIQUE DU SENEGAL

ECOLE POLYTECHNIQUE DE THIES



PROJET DE FIN D'ETUDES
EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR DE CONCEPTION

THEME

**DEVELOPPEMENT ET IMPLANTATION
D'HYDROGENERATEUR FLOTTANT
AU SENEGAL**

Gm. 0265

présenté par
Hippolyte HUCHARD

DIRECTEUR : Maurice DUVAL

CO-DIRECTEUR : Gervais LECLAIR

Genie : Mécanique

MAI 1987

D E D I C A C E

- A mes Parents
- A mes Frères et Soeurs
- A mes Chers Amis
- Et à tous ceux qui oeuvrent pour un SENEGAL MEILLEUR,

JE DEDIE CE MEMOIRE.

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

Je ne saurais présenter ce mémoire sans remercier tous ceux qui, de près ou de loin, ont participé à son élaboration.

Je citerai particulièrement :

- Monsieur Maurice DUVAL, Professeur à l'E.P.T.,
pour m'avoir encadré tout au long du projet.
- Monsieur Gervais LECLAIR, Technicien à l'E.P.T., Initiateur du projet,
pour son soutien constant et son entière disponibilité.
- Monsieur Michel GODARD, Professeur à l'Université de Liège,
pour son aide et toutes les informations qu'il m'a fournies.
- Mademoiselle Marie Madeleine GALLAND, Secrétaire de Direction à la S.V.T.P.,
pour avoir consacré ses temps de repos à la rédaction du mémoire.
- Messieurs Yvon BOUGEAS, Serigne Touba FALL, Karim DIOUCK, Techniciens à l'E.P.T.
pour leur aide dans la réalisation des montages et de la maquette.

S O M M A I R E

L'intensification des activités économiques du pays nécessite, de nos jours, des importations de pétrole pesant de plus en plus lourdement sur notre balance commerciale. Une solution à ce problème consiste à remplacer ce pétrole par des ressources énergétiques nationales. En effet, le SENEGAL dispose de ressources énergétiques relativement diversifiées et assez importantes en comparaison à ses besoins. Parmi celles-ci, nous avons une partie du potentiel hydro-électrique du Fleuve SENEGAL et du Fleuve GAMBIE, environs 1 400 MW, avec une capacité de production moyenne de 7 500 GWh.

Ce projet de fin d'étude vise l'exploitation de ce potentiel tout en ne nécessitant pas de gros investissements tels que ceux utilisés dans la construction de barrage. Ainsi, l'hydrogénérateur flottant, communément appelé "hydraulienne CIRA", apporte une solution aux problèmes de production et de fourniture d'énergie électrique, à l'usage de particuliers ou des communautés, pour des besoins domestiques ou industriels.

A travers ce rapport, nous ferons connaissance, dans une première partie, avec cette machine - la première du genre au SENEGAL - et étudierons tous les aspects relatifs à son implantation.

La seconde partie nous amènera à faire une étude théoricoexpérimentale de sa roue hydraulique pouvant nous conduire à définir la forme d'aubes optimales qui permettra de récupérer le maximum d'énergie du cours d'eau.

En aucun cas, il ne s'agirait pour nous de mener une publicité pour ou contre la compagnie productrice de cet appareil. Notre seul souci étant d'étudier l'adaptabilité d'une telle microcentrale hydro-électrique à notre pays et de chercher les améliorations pouvant y être apportées pour en faire une utilisation des plus efficaces.

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

DEDICACE	i
REMERCIEMENTS	ii
SOMMAIRE	iii

P R E M I E R E P A R T I E

ETUDE RELTIVE A L'IMPLANTATION DE L'HYDRAULIENNE AU
SENEGAL

I - JUSTIFICATION D'UN TEL PROJET	1
II - DESCRIPTION DE L'HYDRAULIENNE "GIRA "	3
III- DESCRIPTION TECHNIQUE DU GENERATEUR	6
IV - ORGANISATION	8
V - CHOIX DU SITE D'IMPLANTATION DE L'HYDRAULIENNE	10
VI - PLANIFICATION DE L'INSTALLATION	11
1°) Calcul de section de cables	11
2°) Planification de l'installation	15
VII - ESTIMATION DU COUT D'INSTALLATION	16
VII - L'HYDRAULIENNE FACE AU GENERATEUR PHOTOVOLTAIQUE ET A L'AEROGENERATEUR	18

D E U X I E M E P A R T I E

ETUDE ET EXPERIMENTATION DE LA ROUE HYDRAULIQUE MONTEE
SUR L'HYDRAULIENNE

I -ETUDE DE LA ROUE HYDRAULIQUE	
1°)Détermination du couple	20
2°)Détermination de la puissance de la roue	23
3°)Détermination du rendement de la roue	23
4°)Pertes dans la roue hydraulique	24
5°)Rendement reel	25
6°)Rendement théorique de la roue	26
7°)Force de liquide en mouvement	28
8°)Influence du nombre de pales	30
II - COURBES CARACTERISTIQUES D'UNE ROUE HYDRAULIQUE	31
III - MODELSATION D'UNE ROUE HYDRAULIQUE	42
IV - MESURE DU COUPLE MOTEUR	44
V - EXPERIMENTATION D'UN MODELE REDUIT	46
VI - VISUALISATION	

C O N C L U S I O N

A N N E X E 1	i
A N N E X E 2	iii
A N N E X E 3	vi
B I B L I O G R A P H I E	x

P R E M I E R E P A R T I E

ETUDE RELATIVE A L'IMPLANTATION DE L'HYDRAULIENNE
AU SENEGAL

- I - JUSTIFICATION D'UN TEL PROJET

Dans le cadre des activités de l'après-barrage, on peut penser que des petits villages se créeront le long du Fleuve. A ce moment, le niveau du Fleuve sera régularisé et l'implantation d'hydrauliques pourrait constituer une solution économique à l'alimentation en énergie de ces villages. On peut, dès à présent se poser la question de savoir à quel endroit exact se créeront ces villages ?

Cette prévision semble difficile puisque l'implantation de ces villages se fera au fur et à mesure que les terres seront mises en valeur. Un réseau électrique classique, avec production centralisée assez loin du consommateur, ne pourra, dans un premier temps, que desservir les centres importants. Dans le cas des hydrauliques, le problème de l'implantation géographique du village ne se pose plus puisque la machine peut être installée n'importe où le long du Fleuve et peut même accompagner les habitants du village dans le cas où un déplacement serait envisager.

Une telle machine pourra donc jouer un rôle extrêmement important dans le développement rural du Nord-SENEGAL, la machine s'accommodant d'ailleurs aussi bien d'eau douce que d'eau salée ou chargée puisqu'elle est construite en aluminium ou en matière plastique du type marin.

Sur le plan scientifique, les objectifs retenus par l'Ecole Polytechnique de Thiès ne manquent pas. D'ores et déjà, nous entreprenons une étude, en collaboration avec le service "Machines Hydrauliques" de l'Université de Liège, afin de déterminer l'intérêt qu'il pourrait y avoir à utiliser des aubes de différents profils. De même une étude de visualisation de l'écoulement à travers une roue hydraulique sera menée.

Outre cette étude de la roue (qui constitue la seconde partie de ce projet) sont envisagées des études d'électronique portant sur la régulation de fréquence et la gestion de l'énergie.

L'Ecole Polytechnique de Thiès pourrait dans l'avenir effectuer les études de gestion de l'énergie en établissant les priorités demandées par les utilisateurs, cas par cas, et en rédigeant les programmes destinés aux microprocesseurs de gestion.

Dans l'immédiat, il importe de disposer d'une hydraulique qui serait considérée comme un prototype, de l'instrumenter et d'étudier systématiquement, au travers d'une chaîne de mesure dont dispose déjà l'Ecole Polytechnique de Thiès, l'énergie récupérable à partir d'un tel système.

.../...

De plus, cette machine serait à la disposition des habitants de MAKO (site choisi pour cette première implantation) qui seraient consultés régulièrement sur la satisfaction du système.

.../...

-II- DESCRIPTION DE L'HYDRAULIENNE CIRA

L'hydraulienne est une machine flottante qui se compose d'une roue hydraulique rappelant une roue de moulin classique avec, cependant, des aubages différents adaptés au type de roue dite "à inertie". La roue est montée sur deux flotteurs en forme de venturi dont le dessin a pour effet d'accélérer le flux de l'eau vers les aubages. L'angle de calage des aubages est optimisé afin de récupérer le maximum d'énergie du flux.

L'énergie cinétique du cours d'eau est transformée en amont de la roue en énergie potentielle qui se transformera à son tour en énergie électrique. Un alternateur couplé à un multiplicateur permet la transformation de l'énergie mécanique en énergie électrique. Il est du type asynchrone et ne nécessite aucune maintenance. De plus, il ne comporte aucun composant électronique et, de ce fait, est totalement insensible aux surtensions dues aux orages fort préjudiciables dans les machines classiques.

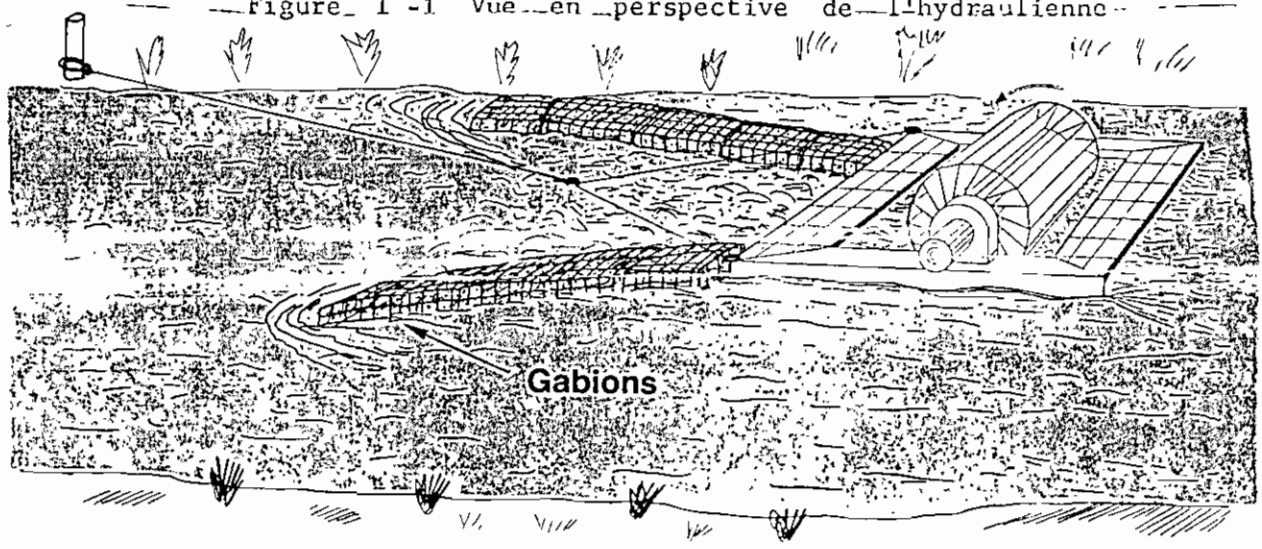
En ce qui concerne le multiplicateur, le premier étage est réalisé par une chaîne de forte capacité, tournant lentement. Il est graissé à vie au montage du groupe alternateur. La multiplication est ensuite amplifiée par une boîte à engrenage hermétique.

Avec une hauteur minimale de 50 cm d'eau, la puissance nominale de l'hydraulienne est de 10 kVA en triphasé 220 ou 380V.

La puissance délivrée est évidemment fonction de la vitesse du cours d'eau et de la largeur de la roue choisie. (Voir figure I - 2)

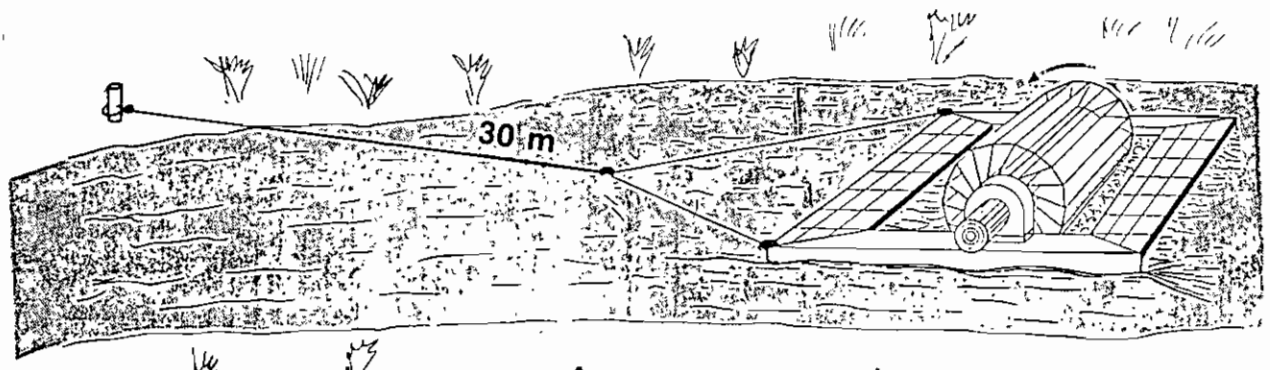
L'amarrage peut se faire via un ou des câbles attachés à la rive ou à une bitte d'amarrage plantée à environ 20 m en amont de la machine, ou encore à des gabions reposant dans le lit du cours d'eau. Avec des câbles en V, l'amarrage amont permet d'éviter le passage dans la machine de débris de grandes dimensions (exemple : troncs d'arbres), tandis que les végétaux aquatiques n'entravent pas le bon fonctionnement de l'hydraulienne. (Voir figure I - 1).

.../...



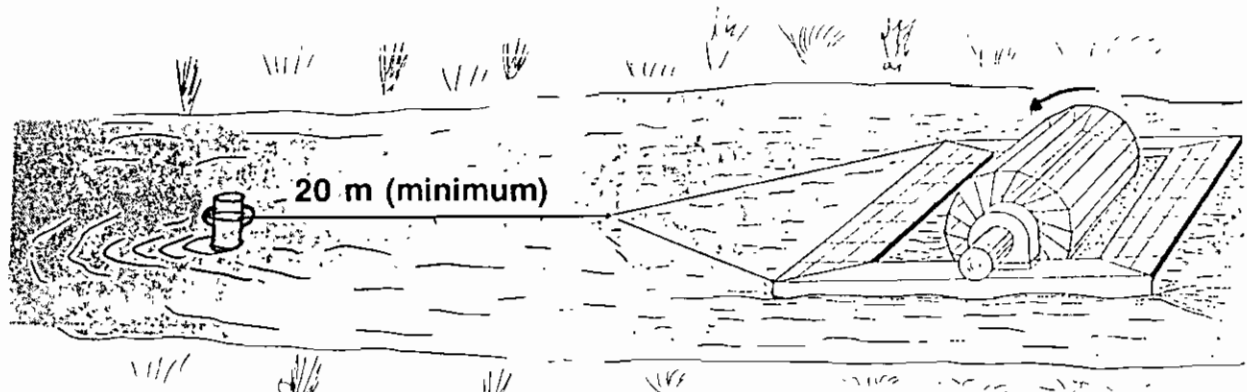
Gabions

* Un gabion est un panier en treillis d'acier galvanisé de $2 \times 0,5 \times 0,5$ m que l'on remplit de pierres, ils sont livrés repliés et prennent peu de place. Les gabions sont fournis également par notre firme.



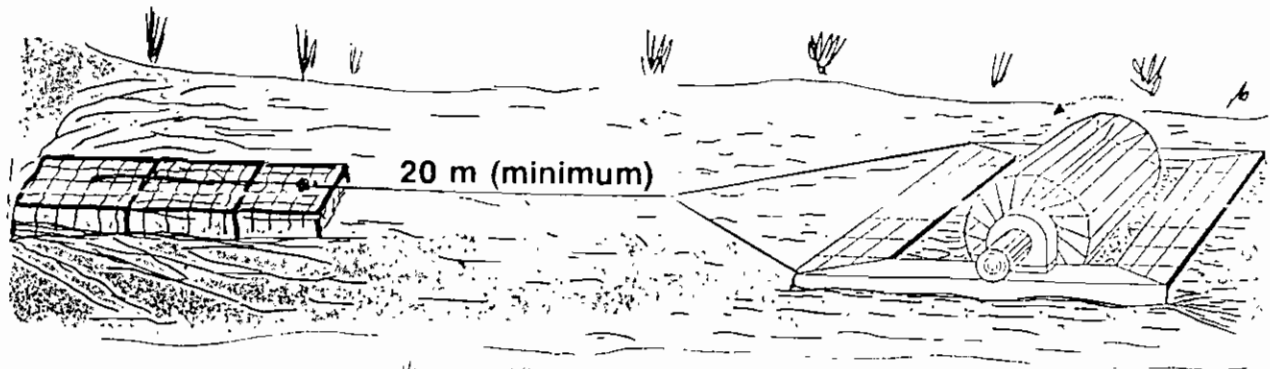
30 m

Amarrage sur une rive



20 m (minimum)

Amarrage bitte amont



20 m (minimum)

Amarrage avec gabions

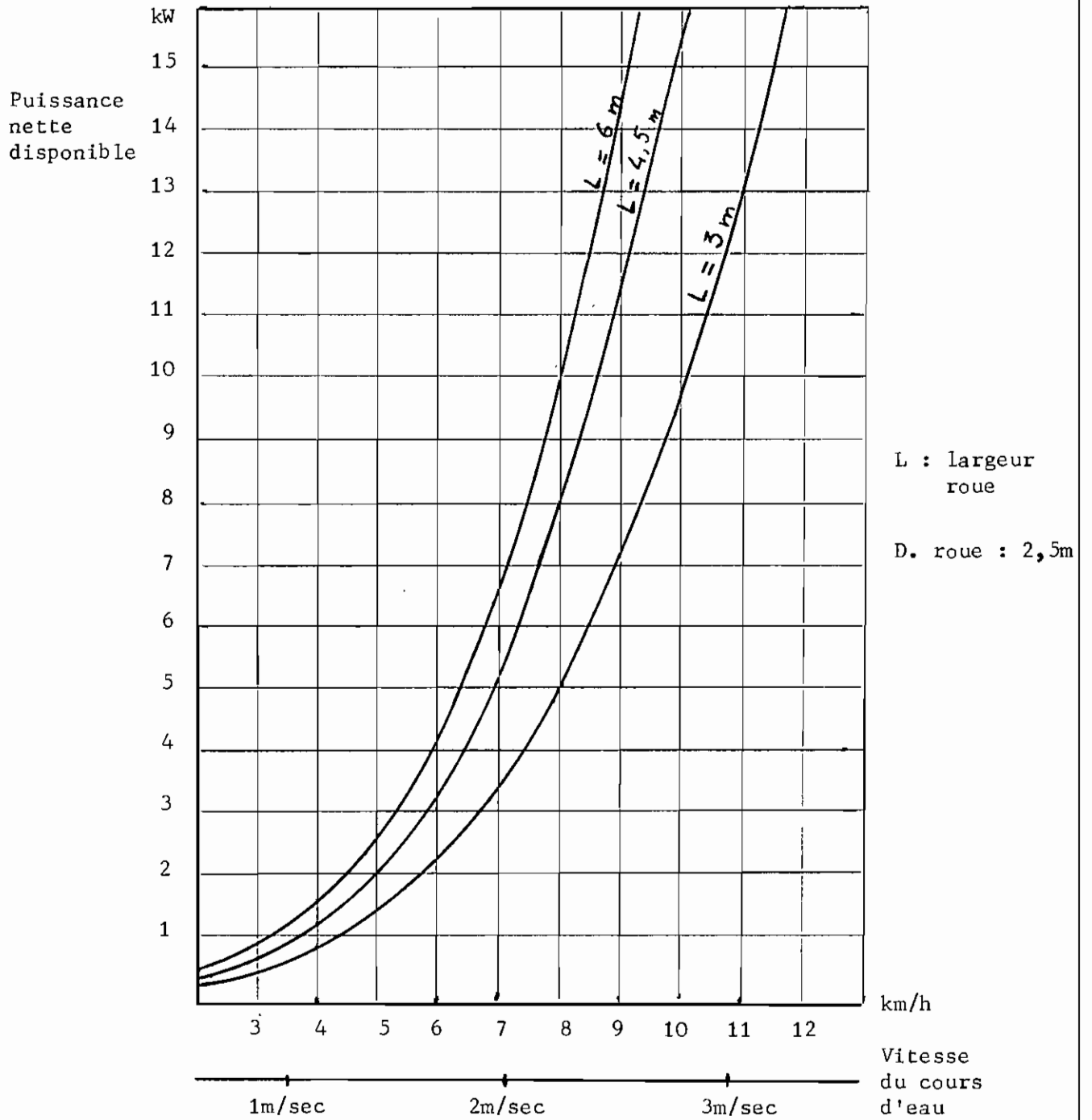


Figure I - 2

.../...

- III- DESCRIPTION TECHNIQUE DU GENERATEUR

Le générateur électrique est constitué d'un alternateur asynchrone sans bague ni balais à excitation par condensateur et est par conséquent totalement autonome, ne nécessitant ni réseau électrique préexistant, ni batterie d'entretien coûteux et indispensable.

Un des problèmes techniques majeurs rencontrés dans l'utilisation de ce type de machine est la tenue de la fréquence. Ce problème trouve une solution simple dans la modulation de charges résistives, constituées par de simples lampes, des résistances chauffantes, etc..., suivant la demande du client. Une armoire de commande électronique originale est donc livrée avec l'hydraulique afin de maintenir la fréquence entre 48 et 52 Hz. L'expérience a montré que cette solution permettrait d'alimenter, sans aucune difficulté, des téléviseurs qui sont des appareils particulièrement sensibles à la variation de la fréquence.

Une autre préoccupation du constructeur a été d'établir des niveaux de priorité entre les utilisateurs de l'énergie. Pour les machines envoyées au ZAIRE notamment (trois y ont été implantées), le problème pouvait se définir comme suit :

- la machine était installée à plusieurs centaines de mètres du village,
- elle alimentait divers utilisateurs : éclairage d'un bloc opératoire, distillateur d'eau, réfrigérateur d'un poste de police, atelier de menuiserie...

Il s'agissait, d'une part, d'assurer que l'éclairage du bloc opératoire était toujours opérationnel quelle que soit la demande en énergie des autres postes d'utilisation. D'autre part, à chaque sortie de planche de la scie de l'atelier, la scie reste en rotation mais demande moins d'énergie que lors du sciage, l'énergie excédentaire pouvant alors être envoyée au distillateur.

On voit donc que la gestion de l'énergie doit être étudiée cas par cas. Pour celui sus-mentionné, un microprocesseur gère un programme spécialement mis au point pour le client ; ce programme n'étant d'ailleurs pas modifiable sans l'intervention du constructeur, ce qui évite toute polémique postérieure à la rédaction du cahier des charges.

.../...

A partir des descriptions que nous venons de faire, nous pouvons dire qu'étant donnée la conception de la machine et la philosophie de la gestion de l'énergie, une fois l'installation réalisée, aucune charge récurrente n'est à craindre. Le seul entretien pourrait consister à dégager les quelques détritrus qui pourraient être charriés par le cours d'eau et s'agglomérer aux étraves des pontons. Cette maintenance - que l'on peut considérer comme minime - peut être effectuée par du personnel non qualifié faisant partie des utilisateurs.

La sécurité de ce personnel a été étudiée pour que, même en cas de chute devant la roue, il n'y ait pas de grand danger. A cette fin, un plancher sous la roue a été prévu, à une distance suffisante des extrémités d'aubages pour qu'un homme puisse accidentellement passer sous la roue. Aussi ce plancher protège-t-il l'aubage au cas où l'hydraulienne reposerait au sol (exemple : baisse du niveau du cours d'eau).

.../...

- IV.- ORGANISATION

Les organismes qui pourraient participer sur le plan scientifique à ce projet sont :

- L'Ecole Polytechnique de Thiès
- L'Université de Liège
- La cellule "Après-barrage" (OMVS)
- La SENELEC
- La Direction des Affaires Scientifiques et Techniques du Ministère du Plan.

Les moyens logistiques des forces armées sénégalaises seraient utilisés pour :

- L'acheminement sur le site de la machine
- Le montage de la machine
- La construction de la ligne électrique machine-village.

Ainsi, pour une bonne implantation de l'hydraulienne, nous avons effectué ou comptons effectuer les étapes suivantes :

1ère étape

Nous nous sommes penchés tout d'abord sur l'adaptabilité d'une telle machine au SENEGAL. Ainsi, les questions relatives au choix du site, à l'estimation des coûts impliqués, à la planification électrique de l'installation, etc..., ont été abordées et trouveront réponses dans ce rapport.

Au cours de cette phase, nous avons bénéficié du soutien de l'Université de Liège, notamment sur le plan de la documentation technique. Ce soutien se concrétisera aussi sur le plan des éventuels contacts avec le constructeur : elle demeure ainsi le principal intermédiaire.

2ème étape

La SENELEC et la Direction des Affaires Scientifiques et Techniques du Ministère du Plan seront saisis du dossier et pourront apporter d'éventuelles modifications au projet et étudieront la possibilité de recherche d'un financement auprès des autorités belges. En effet, une rencontre avec l'Ambassadeur de Belgique à DAKAR a déjà eu lieu, rencontre au cours de laquelle les autorités se sont montrées favorables à un tel projet et envisage même une bourse de stage en Belgique de plusieurs mois sur ce domaine des machines hydrauliques.

.../...

3ème étape

Ce premier rapport devra être transmis à toutes les parties concernées par le projet (organismes précités) ce qui permettra de mieux les imprégner sur la réalisation des objectifs du projet.

4ème étape

Dans l'hypothèse où un tel financement serait accordé, l'Ecole Polytechnique de Thiès, en collaboration avec les forces armées, serait chargée de l'installation de la machine sur le site qu'elle a elle-même défini.

.../...

-V- CHOIX DU SITE D'IMPLANTATION DE L'HYDRAULIENNE

Les installations de barrages opérées sur le Fleuve SENEGAL (Diama et Manantali) nous obligent à orienter notre choix sur le Fleuve GAMBIE. Suite à une prospection dans la région de Tambacounda (voir annexe 1), nous avons opté pour le site de Mako pour diverses raisons :

- On y trouve les vitesses d'eau les plus élevées à cause de son relief (voir annexe 2). Et grâce à la présence d'une digue, facilement modifiable, on pourrait accroître la vitesse.
- L'hydraulienne peut-être fixée aisément sur la digue ou sur le rivage.
- On y trouve un poste de santé non loin du Fleuve. Ce qui diminue les coûts d'installation électrique.
- L'isolement du village, qui en outre est assez peuplé (environ 800 habitants) rend moins rentable une éventuelle extension du réseau d'électricité de la SENELEC (Société Nationale d'Electricité) dans cette sous-région. En effet, le réseau actuelle d'électricité dans la ville de Kédougou est alimenté par une "Centrale Diesel" de faible puissance (cette centrale n'alimente que quelques bâtiments administratifs, le centre médical et certains particuliers). Une extension dans les villages environnants entraînerait de grandes modifications, donc un investissement important.

Toutefois, il faut noter que bien qu'étant le site le plus favorable, les vitesses du cours d'eau y sont insuffisantes pour une utilisation efficace de l'hydraulienne. Ainsi, une escavation opérée sur la digue même, nous permettrait de doubler et même de tripler la vitesse. Et avec l'utilisation de gabions, on pourrait atteindre les vitesses voulues.

Les gabions sont des paniers en treillis d'acier galvanisé de 2 X 0,5 X 0,5 m que l'on remplit de pierres et qui sont placés, suivant la forme d'un convergent, à l'amont de l'hydraulienne.

Mais néanmoins, les vitesses d'écoulement deviennent presque nulles à une certaine période de l'année (environ un mois) et, par conséquent, on aura une très faible production d'électricité (inférieur à 1 kW). A ce moment, nous préconisons un arrêt de l'hydraulienne et nous ne ferons fonctionner que l'élément vitale de la case de santé à partir de gaz (il s'agit du réfrigérateur).

.../...

-VI- PLANIFICATION DE L'INSTALLATION

Nous proposons, ci-dessous, une installation électrique pouvant être réalisée sur le site choisi. Toutefois, cette installation devra être approfondie pour tenir compte de tous les facteurs entrant dans la constitution d'un tel réseau. Nous ne présentons ici qu'une estimation globale qui nous permettra d'avoir une idée des coûts générés par cette électrification. Nous nous limiterons donc à faire le calcul des intensités et sections des différents câbles.

Caractéristiques des câbles :

- âmes en cuivre
- isolation en PVC
- câble à l'air libre exposé à une température de 40°C
- U 1000 RO2V
- Norme UTE NF C32321.

1°) Calcul de section de câbles

a) Suivant les courants absorbés

Connaissant la puissance P, le facteur de puissance $\cos \varphi$, le rendement η et la tension U, on a :

$$I = \frac{P}{U \cos \varphi \cdot \eta} \qquad U = 220V$$

- Réfrigérateur

puissance P = 2,2 kW

facteur de puissance $\cos \varphi = 0,8$

rendement $\eta = 0,8$

$$I_R = \frac{2,2 \cdot 10^3}{220 \times 0,8 \times 0,8} = 15,625 \text{ A}$$

En valeur normalisée, on aura I = 15,7 A

- Eclairage

par ampoule : P = 40 W (lampe à incandescence)

$$\cos \varphi = 1 \quad ; \quad \eta = 1$$

$$I_e = \frac{40}{220 \times 1 \times 1} = 0,182 \text{ A}$$

pour les 25 ampoules, on aura :

$$I_e = 25 I_e = 4,55 \text{ A}$$

.../...

- Pompe

$$P = 1,5 \text{ kW} \quad \cos \varphi = 0,85 \quad \eta = 0,95$$

$$I_p = \frac{1500}{220 \times 0,85 \times 0,95} = 8,44 \text{ A}$$

- Stérilisateur

$$P = 1,5 \text{ kW} \quad \cos \varphi = 1 \quad \eta = 1$$

$$I_{st} = \frac{1500}{220 \times 1 \times 1} = 6,82 \text{ A}$$

- Facteur de correction K_1

câbles posés dans une température ambiante différente de 30° à l'air libre
câble basse tension isolé au PVC à 40°C : $K_1 = 0,87$

- Facteur de correction K_2

en fonction du mode de pose des câbles
câbles unipolaires suspendus $K_2 = 1$

- Facteur de correction K_3

câbles posés à l'air libre sans protection solaire : $K_3 = 0,9$
Nous aurons un facteur de correction $K = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = 0,783$

- Coefficient de simultanéité : $K_s = 0,8$

En tenant compte de ces différents facteurs, on trouvera les intensités absorbées, puis les sections normalisées correspondantes (section des âmes)

$$\begin{array}{llll} I_R = 15,625/0,783 & = 19,96 \text{ A} & \dots\dots\dots & S_R = 2,5 \text{ mm}^2 \\ I_e = 0,182/0,783 & = 0,23 \text{ A} & \dots\dots\dots & S_e = 0,19 \text{ mm}^2 \\ I_E = 0,23 \times 25 & = 5,8 \text{ A} & \dots\dots\dots & S_E = 0,28 \text{ mm}^2 \\ I_p = 8,44/0,783 & = 10,78 \text{ A} & \dots\dots\dots & S_p = 1 \text{ mm}^2 \\ I_{st} = 6,82/0,783 & = 8,71 \text{ A} & \dots\dots\dots & S_{st} = 0,65 \text{ mm}^2 \end{array}$$

L'intensité totale absorbée sera égale à :

$$\begin{aligned} I_T &= (I_R + I_E + I_p + I_{st})K_s \\ &= (19,96 + 5,8 + 10,78 + 8,71) \times 0,8 \\ &= 36,2 \text{ A} \end{aligned}$$

Ce qui nécessite une section d'âme nominale de :

$$S_T = 6 \text{ mm}^2$$

.../...

b) A partir des impédances

Connaissant l'intensité I à transporter (en ampères), la longueur L de la liaison (en km) et la chute de tension admissible (Δu) sur la liaison (en volts), nous pouvons définir l'impédance en monophasé par la formule :

$$Z(\text{ohm/km}) = \frac{\Delta u}{2 \times I \times L}$$

- Réfrigérateur

$$\Delta u = \frac{220 \times 3}{100} = 6,6 \text{ V}$$

$$L = 100 \text{ m}$$

$$Z_R = \frac{6,6}{2 \times 19,96 \times 0,1} = 1,65 \text{ } \Omega / \text{km}$$

Avec un facteur de puissance $\cos \psi = 0,8$, nous trouvons une section nominale égale à : $S_R = 6 \text{ mm}^2$

- Eclairage

$$\Delta u = \frac{220 \times 5}{100} = 11$$

$$L_e = 100 \quad \cos \psi = 1$$

$$Z_e = \frac{11}{2 \times 0,23 \times 0,1} = 239,13 \text{ } \Omega / \text{km}$$

$$S_e = 1,5 \text{ mm}^2$$

$$L_E = 20 \text{ m} \quad \cos \psi = 1$$

$$Z_E = \frac{11}{2 \times 5,8 \times 0,02} = 47,4 \text{ } \Omega / \text{km}$$

$$S_E = 1,5 \text{ mm}^2$$

- Stérilisateur

$$\Delta u = 6,6 \text{ V} \quad L_{st} = 100 \text{ m} \quad \cos \psi = 1$$

$$Z_{st} = \frac{6,6}{2 \times 8,71 \times 0,1} = 3,79 \text{ } \Omega / \text{km}$$

$$S_{st} = 4 \text{ mm}^2$$

- Pompe

$$\Delta u = 6,6 \quad L_p = 50 \text{ m} \quad \cos \psi = 0,85$$

$$Z_p = \frac{6,6}{2 \times 10,78 \times 0,05} = 6,12 \text{ } \Omega / \text{km}$$

$$S_p = 2,5 \text{ mm}^2$$

.../...

- Câble principal

$$\Delta u = 6,6 \qquad L_T = 40 \text{ m} \qquad \cos \varphi = 0,8$$
$$Z_T = \frac{6,6}{2 \times 36,2 \times 0,04} = 2,28 \text{ } \Omega/\text{km}$$
$$S_T = 10 \text{ mm}^2$$

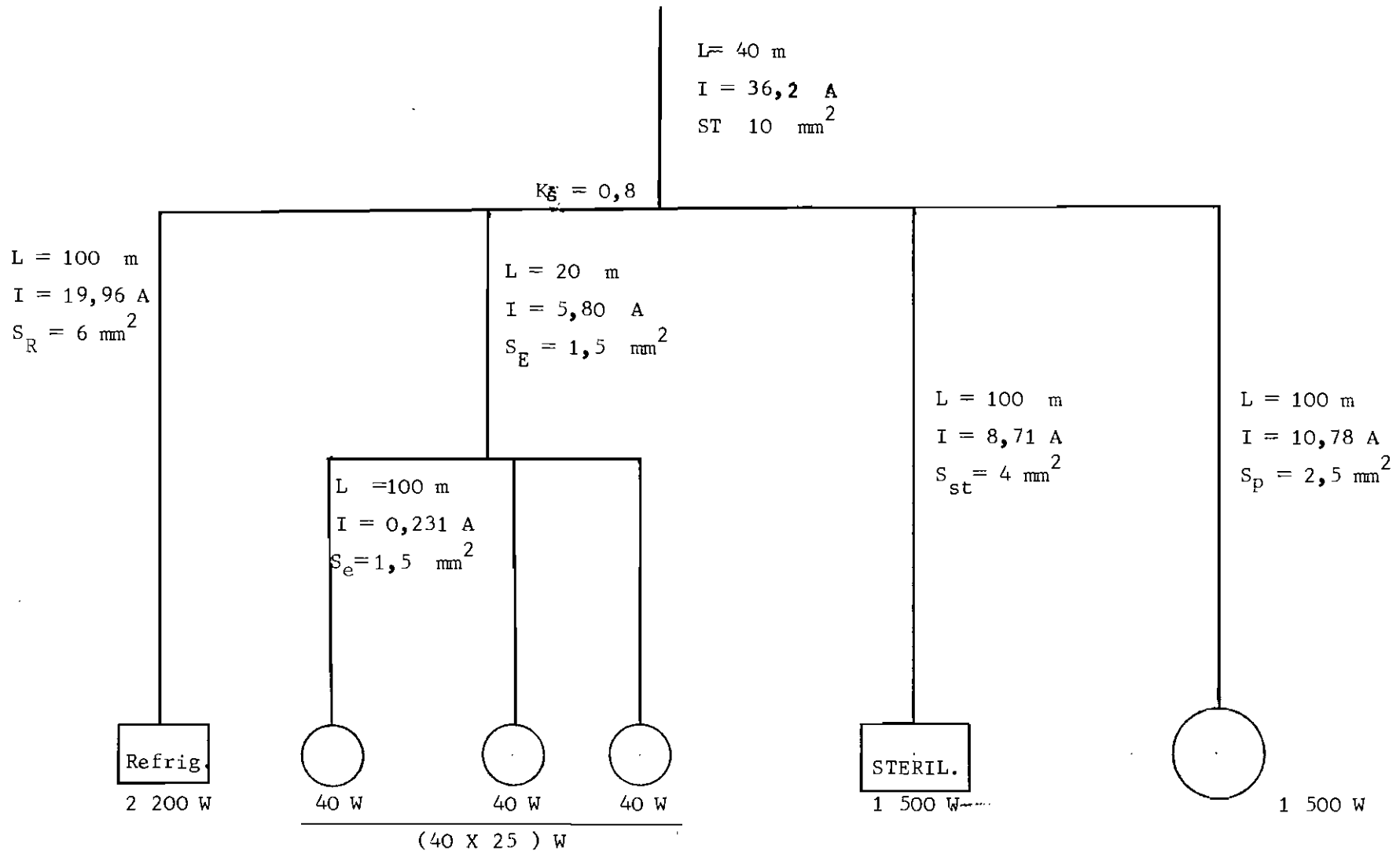
Pour être sécuritaire, nous choisissons les sections déterminées par chute de tension qui sont toutes supérieures aux sections déduites du courant absorbé.

Il n'est pas nécessaire de calculer les sections à partir des courants de court-circuit car elles n'interviennent principalement qu'en moyen et haute tension où les intensités de court-circuits peuvent atteindre des valeurs importantes.

Le coût de l'installation englobera, bien entendu, tous les accessoires liés à la commande et à la protection du circuit (fusibles, disjoncteurs, relais thermiques, sectionneurs, coffrets, etc...).

.../...

2°) Planification de l'installation



-VII- ESTIMATION DU COUT D'INSTALLATION

Il faut d'abord souligner que la roue de l'hydraulienne existe sous différentes dimensions et est livrée suivant le choix de l'utilisateur (voir tableau ci-dessous).

	Type 1	Type 2	Type 3
Largeur de roue (en mètres)	3	4,5	6
Diamètre de roue	2,5	2,5	2,5
Longueur	5	5	5
Poids (en kg)	1200	1500	1800
Puissance à 9 km/h (en kW)	7,2	11	14,7

Nous avons opté pour la roue de plus petite dimension ; deux raisons principales nous ont guidés :

- Les besoins en électricité du site sont assez limités, et seront largement couverts par la puissance émise par le type I(7,2 kW).
- Les coûts d'achat de l'appareil et de l'installation électrique y sont moindres.

Ainsi, pour une électrification à partir du type I, nous enregistrerons les coûts suivants :

.../...

Coût d'achat de l'hydraulienne	700 000
Coût d'installations électriques	400 000
Coût d'importation (transport)	90 000
Frais de montage et divers	40 000
Coût d'achat d'un réfrigérateur (électricité/gaz)	60 000

1 290 000 Francs Belges

Le coût d'une telle microcentrale reviendrait globalement à 1 300 000 francs Belges soit environ 10.500.000 F CFA, c'est-à-dire 1,5 millions de F CFA/kW installé.

REMARQUES

- 1 - Un choix orienté sur le type 2 entraînerait un coût d'achat de l'appareil de 1 245 000 francs belges
- 2 - Nous avons inclus dans le coût global, l'achat d'un réfrigérateur pouvant fonctionner à l'électricité comme au gaz. Ceci pourrait éventuellement servir en cas d'arrêt total de l'hydraulienne.

.../...

-VIII- L'HYDRAULIENNE FACE A L'AEROGENERATEUR ET AU GENERATEUR PHOTOVOLTAIQUE

1°) Aérogénérateur

L'aérogénérateur a un principe de fonctionnement comparable à celui de l'hydrogénérateur.

Son rendement est assez élevé (dû notamment à sa géométrie même) ce qui lui confère des caractéristiques particulièrement intéressantes lorsque le gisement éolien est important c'est-à-dire avec une vitesse du vent supérieure ou égale à 5 m/s.

Les aérogénérateurs bénéficient d'un effet de taille sur les coûts comparés aux deux autres systèmes : avec un aérogénérateur de 10 kVA monté sur un mat de 24 m, nous avons un coût d'installation de 0,6 millions par kW installé.

Sa durée de vie varie entre 7 et 10 ans.

Par contre, les vitesses moyennes du vent ne sont assez élevées au SENEGAL que dans la zone côtière, entre St Louis et Dakar. Ce qui explique une utilisation actuellement de l'éolienne plutôt tournée vers le pompage d'eau de puits.

2°) Générateurs photovoltaïques (PV)

Les cellules photovoltaïques requièrent une technologie dont la mise en fabrication est complexe et onéreuse. Elles conduisent, cependant, à des appareils d'une remarquable fiabilité, dont la durée de vie constatée est supérieure à 10 ans.

En outre, le SENEGAL se situe dans une zone assez bien ensoleillée ce qui explique le fait que ces générateurs semblent plus adaptés à la production d'électricité que les aérogénérateurs.

Cependant, la seule raison pour laquelle ils ne sont pas répandus est leur prix de revient qui reste de nos jours très élevé, malgré certaines améliorations apportées aux procédés de fabrication : le coût du kW installé varie entre 3,5 et 5,5 millions de francs CFA (à l'exclusion des frais d'installation et de fournitures).

Il faut aussi dire que ce générateur nécessite des appareils annexes (batterie de stockage - onduleur) pour une production continue d'électricité. Ces derniers ont généralement une durée de vie de 2 à 3 ans.

.../...

En résumé, on peut dire qu'il n'existe pas, parmi ces trois génératrices, un système supérieur aux deux autres. Mais, à partir d'un site choisi, on peut définir celui qui y sera le mieux adapté suivant les conditions qui seront en jeu (vitesse du vent, présence de cours d'eau, enveloppe financière disponible, etc...).

.../...

D E U X I E M E P A R T I E

ETUDE ET EXPERIMENTATION DE LA ROUE HYDRAULIQUE MONTEE SUR
L'HYDRAULIENNE

La roue hydraulique est le plus simple des moteurs hydrauliques. Elle est constituée par un cylindre horizontal garni d'un contour périphérique de palettes ou d'aubes de formes variables sur lesquelles agit l'eau soit par sa force vive, soit par son poids.

Au point de vue fonctionnement dynamique de ces appareils, on peut distinguer trois types principaux : Les roues à énergie potentiel (alimentées au-dessus), les roues à énergie cinétique (à écoulement en-dessous), et le type intermédiaire où l'action motrice résulte des deux énergies précitées.

En ce qui nous concerne, nous considérerons la roue à énergie cinétique car elle constitue l'une des deux parties principales de l'hydrogénérateur flottant.

Son fonctionnement résulte du même principe que celui des turbines hydrauliques. L'admission et l'échappement se font suivant une partie du pourtour (on parle d'injection partielle) comme dans les turbines à action telle la turbine Pelton. La différence fondamentale est l'eau dans les aubages. Dans les turbines, l'eau entre par un côté des aubages et ressort par l'autre ; tandis que, dans une roue hydraulique, l'eau entre et ressort par le même côté des aubages.

Le fonctionnement de la roue hydraulique dépend, dans le cas le plus général, de plusieurs variables indépendantes, principalement :

- une variable hydraulique telle la vitesse d'écoulement de l'eau ;
- des variables mécaniques telle la vitesse des aubes relativement au fluide ;
- l'angle de calage (β) des aubages rotoriques (voir figure I- 1).

A partir de ces variables, nous pourrions déterminer le débit volumique Q , la puissance P , le couple moteur T et le rendement global η .

1°) Détermination du couple T

A l'entrée de la roue, le courant d'eau a un certain moment cinétique par rapport à l'axe de roue. A la sortie de la roue, il subsiste une certaine valeur de ce moment. Cette différence donne la valeur du couple agissant sur la roue.

.../...

Pour effectuer le calcul du couple, nous appliquons le théorème des moments de quantités de mouvement à la roue (Théorème d'Euler) en supposant négligeables les effets de la viscosité et les pertes du débit par fuite et l'écoulement du fluide unidimensionnel et permanent.

Pendant un intervalle de temps infinitésimal dt la masse de fluide contenue dans le contour ADBGEFA se déplace en ABD'C'GFE (figure I-1). Pour cette masse M de fluide, la variation du moment cinétique provoque une impulsion angulaire sur le rotor. On obtient :

$$T \cdot xdt = MV_1 R_1 \cdot \cos \alpha_1 - MV_2 R_2 \cdot \cos \alpha_2$$

T = couple exercé par le fluide sur le rotor

V_1, V_2 = vitesses absolues de l'eau à l'entrée et à la sortie

R_1, R_2 = rayons des secteurs d'entrée et de sortie de la roue
($R_1 = R_2 = R$)

α_1, α_2 = angles entre les vitesses absolues et les vitesses linéaires du rotor, respectivement à l'entrée et à la sortie

Sachant que $M = \rho \cdot Qdt$, on peut exprimer le couple T sous la forme :

$$T = \rho \cdot QR(V_1 \cdot \cos \alpha_1 - V_2 \cdot \cos \alpha_2) \quad (I-1)$$

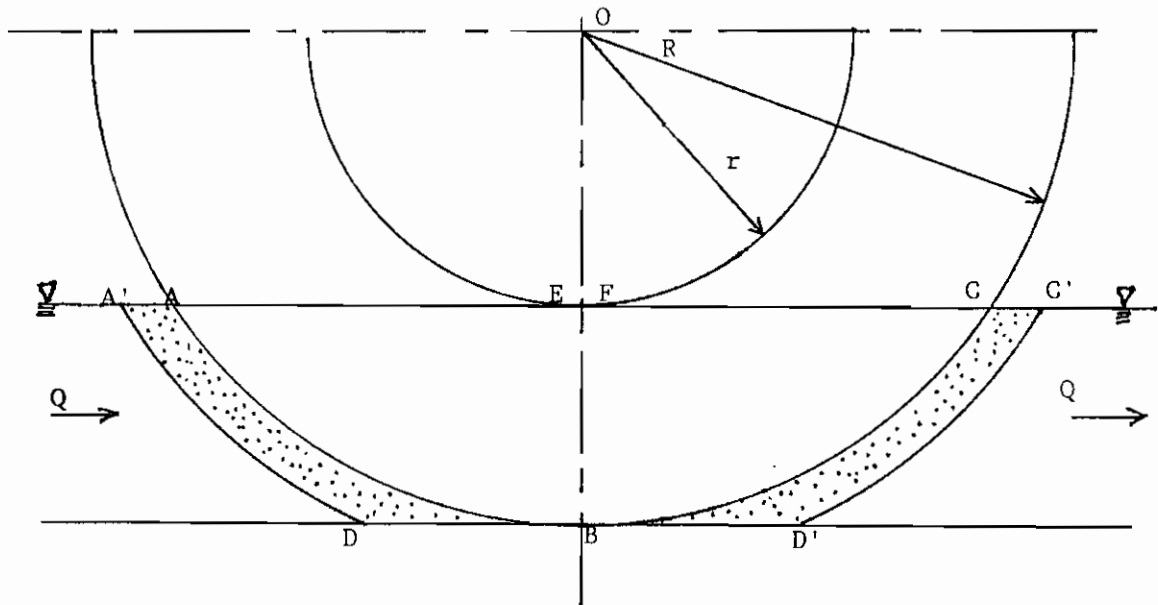


Figure I-1

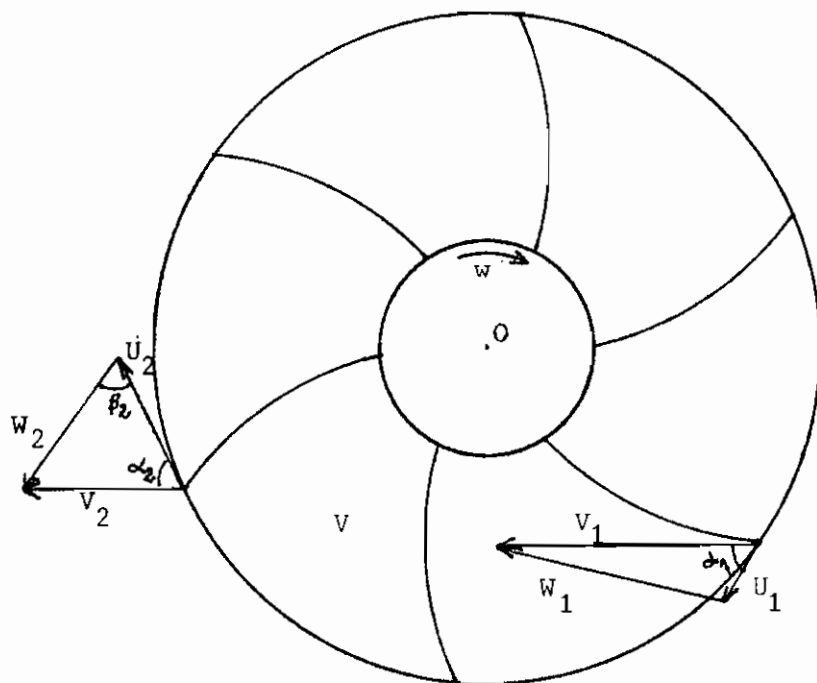


Figure I-2

Le couple T est égal à la somme des couples de toutes les forces extérieures, s'exerçant sur la portion de fluide, considérés par rapport à l'axe de rotation qui sont :

- Le couple de force de pression \$C_1\$ sur la surface de révolution limite de la roue à l'entrée et à la sortie. Cette force de pression passant par l'axe de rotation, son couple est nul.
- Le couple de force massique \$C_2\$ des particules de fluide dans la roue. Ce couple dépend de la variation de l'altitude des particules d'eau. Si la particule de volume \$dV = dQdt\$ entre dans la roue à l'altitude \$Z_1\$ et en ressort à l'altitude \$Z_2\$, pendant un intervalle de temps \$dt\$, le travail élémentaire produit par cela est :

$$d\bar{w} = \rho \cdot g dV (Z_1 - Z_2) = \rho \cdot g dQ dt (Z_1 - Z_2)$$

où \$dQ\$ est le débit élémentaire des particules.

Le travail total produit par cette force de pesanteur du courant est :

$$(I-2) \quad \bar{w} = \int_s d\bar{w} = \int_s \rho \cdot g (Z_1 - Z_2) dQ dt = \rho \cdot g (Z_1 - Z_2) \int_s dt dQ$$

La puissance de ce travail est :

$$P = \frac{\bar{w}}{dt} = \rho \cdot g Q (Z_1 - Z_2) \quad (I - 3)$$

Si la roue tourne avec une vitesse angulaire \$\omega\$, on peut écrire le couple \$C\$:

$$C_2 = \frac{\rho \cdot g Q}{\omega} (Z_1 - Z_2)$$

.../...

Dans notre cas, la différence d'altitude étant très faible, nous considérerons nul ce couple.

- Le couple appliqué par le fluide à la roue C_3 . Sachant que T est la somme des couples C_1, C_2, C_3 et que C_1 et C_2 sont nuls, nous pouvons en déduire que C_3 est égal à T .

2°) Détermination de la puissance P de la roue

La puissance fournie (puissance interne) par la roue en mouvement est égale au produit du couple T par la vitesse angulaire w :

$$P = Tw = \rho \cdot Q R w (V_1 \cdot \cos \alpha_1 - V_2 \cdot \cos \alpha_2)$$

L'énergie potentielle étant négligée.

Par définition, nous savons que le produit wR n'est rien d'autre que la vitesse tangentielle U de la roue d'où :

$$P = \rho \cdot Q U (V_1 \cdot \cos \alpha_1 - V_2 \cdot \cos \alpha_2) \quad (I - 4)$$

3°) Détermination du rendement de la roue

La puissance disponible dans le fluide entre l'entrée et la sortie de la roue est déterminée par :

$$P_d = \rho \cdot g Q H = \rho \cdot Q H \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} \quad (I - 5)$$

Le rendement de la roue peut donc s'exprimer ainsi :

$$\eta = \frac{P}{P_d} = \frac{\rho \cdot U Q (V_1 \cos \alpha_1 - V_2 \cos \alpha_2)}{\rho \cdot g Q H} = \frac{U (V_1 \cdot \cos \alpha_1 - V_2 \cdot \cos \alpha_2)}{gH} \quad (I - 6)$$

Si l'on appelle hauteur théorique H_{th} , la hauteur utilisée par la roue lorsque le rendement est égal à l'unité, on a par définition :

$$H_{th} = \eta \cdot H$$

d'où finalement l'équation (dite équation d'Euler) prend la forme :

$$H_{th} = \frac{U}{g} (V_1 \cdot \cos \alpha_1 - V_2 \cdot \cos \alpha_2) \quad (I - 7)$$

.../...

4°) Pertes dans une roue hydraulique

Nous distinguons diverses pertes d'énergie que l'on peut classer en trois types qui sont les suivants :

- les pertes de charge
- les pertes par fuite
- les pertes mécaniques.

a) Pertes de charge

Les pertes de charge ou pertes aérodynamiques au niveau des aubes comprennent :

- les pertes par choc à l'entrée de la roue (ξ_c) : elles sont produites par la variation brusque de la direction de la vitesse de l'écoulement au contact des aubes ;
- les pertes par frottement due à l'état de surface des aubes (ξ_f). Cette dernière absorbe par frottement une certaine partie de l'énergie du fluide animant ;
- les pertes à la sortie de la roue (ξ_s) : on sait qu'en rencontrant l'aube les particules d'eau acquièrent une vitesse relative w et tendent à s'élever le long de l'aube d'une hauteur h égale à $\frac{w^2}{2g}$. Son énergie cinétique s'est donc convertie en énergie potentielle (toutefois cette hauteur est en pratique réduite par les frottements et le poids de cette eau).

Parvenues au sommet de leur trajectoire, les particules ont une vitesse relative nulle et par conséquent, une vitesse absolue égale à celle de l'aube ($V = U$).

A partir de ce sommet, les particules redescendent sous l'effet de la pesanteur et ne suivront pas forcément le profil de l'aube comme à leur entrée. Ainsi, la vitesse absolue de sortie V_2 sera faible et dirigée obliquement par rapport au niveau aval de l'écoulement. Ce qui aura sans doute un effet de freinage sur l'aube suivante.

On peut donc exprimer les pertes totales par :

$$\sum \xi = \xi_c + \xi_f + \xi_s$$

Et la hauteur de chute nécessaire :

$$H = H_{th} + \sum \xi$$

En régime normal, ce sont les seules pertes de cette nature qui existent ou devraient exister. En dehors de ce régime, lorsque le débit varie, les triangles des vitesses se déforment aussi bien à l'entrée qu'à la sortie de la roue.

.../...

Ces pertes sont d'origines différentes :

- Toute surface immergée autre que les aubes — exemple : cadre latéral supportant les aubes — absorbe par frottement une certaine puissance,
 - Les frottements au niveau des paliers absorbent aussi de la puissance représentant les pertes mécaniques externes,
- Dans les roues hydrauliques, un nombre d'aubes tournant toujours dans l'air, il existe un frottement entre les aubes et l'air, ce qui constitue des pertes par ventilation.

c) Les pertes par fuite

Ces pertes correspondent aux déversements latéraux car n'ayant ni paroi, ni coursier pouvant canaliser la fuite tels que l'on peut trouver dans les turbines. Aussi, faut il ajouter à ces pertes, les pertes de débit dues à une augmentation de vitesse de l'écoulement sous la roue.

5°) Rendement réela) Rendement hydraulique

Le rendement hydraulique est le rapport entre la hauteur théorique et la hauteur de charge réellement utilisée :

$$\eta_h = \frac{H_{th}}{H} = \frac{H - \Sigma \xi}{H} \quad (I - 8)$$

b) Rendement mécanique

En appelant P_i (la puissance interne) l'expression $(H - \Sigma \xi)(Q - q)$, q les pertes par fuite, et P_m les pertes mécaniques, on définit le rendement mécanique :

$$\eta_m = \frac{(H - \Sigma \xi)(Q - q) - P_m}{(H - \Sigma \xi)(Q - q)} = \frac{P_e}{P_i} \quad (I - 9)$$

c) Rendement volumétrique

Ce rendement ne tient compte que des pertes du débit par fuite :

$$\eta_v = \frac{Q - q}{Q} \quad (I - 10)$$

d) Le rendement global

Il apparaît comme le produit de ces trois rendements partiels :

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

.../...

6°) Rendement théorique de la roue

Si l'on ne tient compte que de la perte de charge à la sortie, la puissance utile (interne) de la roue est :

$$P_i = \gamma \cdot QH - \gamma Q \frac{V_2^2}{2g} = \gamma Q \left(H - \frac{V_2^2}{2g} \right) \quad (I - 11)$$

A partir de l'équation (I - 5) et en supposant que la section de sortie est très grande (pour que $V_2 \approx 0$) on obtient :

$$H = \frac{V_1^2}{2g}$$

Le rendement de la roue peut s'exprimer :

$$(I - 12) \quad \eta = \frac{P_i}{P_d} = \frac{\gamma Q \left(H - \frac{V_2^2}{2g} \right)}{\gamma QH} = 1 - \frac{V_2^2}{2gH} = 1 - \frac{V_2^2}{V_1^2}$$

La trigonométrie des triangles de vitesse (voir figure I-3) nous donne :

$$\begin{aligned} V_1^2 &= W_1^2 + U^2 + 2 \cdot U_1 W_1 \cdot \cos \beta_1 \\ V_2^2 &= W_2^2 + U^2 + 2 \cdot U_2 W_2 \cdot \cos \beta_2 \end{aligned} \quad (I - 13)$$

sachant que $U_1 = U_2 = U$

et en supposant que : $W_1 = W_2 = W$

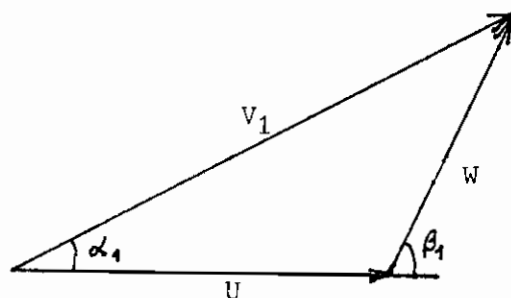


Figure I - 3

Le rendement devient égal à :

$$\eta = \frac{2UW(\cos \beta_1 - \cos \beta_2)}{W^2 + U^2 + 2UW \cdot \cos \beta_1} \quad (I - 14)$$

Pour déterminer la valeur de la vitesse tangentielle U pour laquelle le rendement est maximal, il faut que :

$$\begin{aligned} \frac{d\eta}{dU} &= 0 \\ \frac{d\eta}{dU} &= \frac{2W(W^2 - U^2)(\cos \beta_1 - \cos \beta_2)}{(W^2 + U^2 + 2UW \cdot \cos \beta_1)^2} = 0 \end{aligned}$$

.../...

On obtient : $U = W$ ou $\cos \beta_1 = \cos \beta_2$

Quand $U = W$, le rendement maximal devient :

$$\eta_{\max} = \frac{2U^2(\cos \beta_1 - \cos \beta_2)}{2U^2 \cdot (1 + \cos \beta_1)} = \frac{\cos \beta_1 - \cos \beta_2}{1 + \cos \beta_1} \quad (I - 15)$$

Les vitesses à l'entrée et à la sortie :

$$\begin{aligned} v_1^2 &= 2U^2(1 + \cos \beta_1) & v_1 &= U\sqrt{2(1 + \cos \beta_1)} \\ v_2^2 &= 2U^2(1 + \cos \beta_2) & v_2 &= U\sqrt{2(1 + \cos \beta_2)} \end{aligned}$$

Si $\cos \beta_2 = -1$, c'est à dire $\beta_2 = 180^\circ$, et sachant que pour la roue hydraulique avec la condition à l'entrée sans choc (hypothèse de départ) on a toujours $\beta_1 = \pi - \beta_2$, on aura donc :

$$\beta_1 = 0$$

et par suite : $v_1 = 2U$ $v_2 = 0$ et $\eta_{\max} = 1$

Ainsi donc, la puissance vive des particules d'eau quittant la roue est nulle, par conséquent, tout travail correspondant à leur puissance vive primitive a été transmis à la roue. Si ces conditions sont satisfaites (l'entrée sans choc et la sortie avec une vitesse nulle), le rendement théorique de la roue en dessous serait égal à l'unité.

Aussi, à partir de l'équation (I - 15) pouvons-nous constater l'importance de l'angle β_2 sur le rendement (β_1 étant fonction de β_2).

7°) Forces de liquide en mouvement

Tout fluide en mouvement rencontrant une paroi lui transmet une force appelée force d'action. Il s'agit, pour nous, de déterminer la forme d'aube qui permettra de recueillir le maximum de cette force.

Nous supposons que l'écoulement de l'eau est permanent et nous ne tiendrons pas compte des pertes dues aux frottements.

A partir du principe de la quantité de mouvement, nous savons que la variation temporelle de la quantité de mouvement nous donne la force d'action. Et, avec les mêmes paramètres décrits précédemment ($V_1, V_2, \alpha_1, \alpha_2$, voir figure I - 1) nous avons :

$$F = \rho \cdot Q (V_1 \cdot \cos \alpha_1 - V_2 \cdot \cos \alpha_2)$$

Remarque

Le principe de la quantité de mouvement a été développé en Annexe 3.

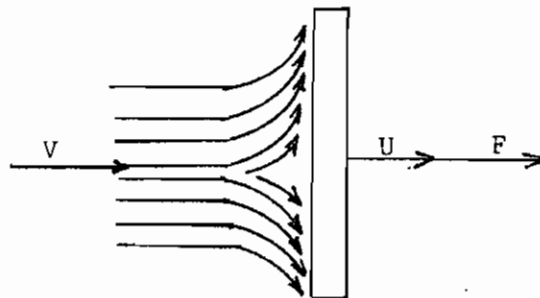
Nous pourrions retrouver cette force à partir de l'équation (I - 1). En effet, en considérant R comme étant égal à la distance comprise entre l'axe de rotation et le point d'application de la force d'action F, on obtient :

$$T = FR = \rho \cdot QR (V_1 \cdot \cos \alpha_1 - V_2 \cdot \cos \alpha_2)$$

d'où
$$F = \rho \cdot Q \cdot (V_1 \cdot \cos \alpha_1 - V_2 \cdot \cos \alpha_2)$$

a) Aube droite

Figure I - 4



Le fluide arrivant sur l'aube perpendiculairement, y sera détourné de 90° dans toutes les directions. C'est-à-dire que $\alpha_1 = 0$ et $\alpha_2 = 90^\circ$

on aura :
$$F = \rho Q V_1$$

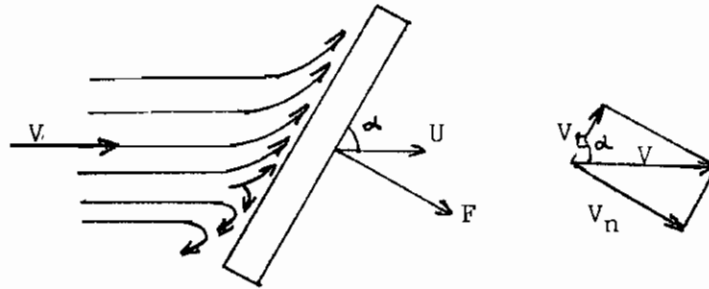
Conformément à l'étude faite auparavant, l'aube se déplace avec une vitesse U. Il faut alors adopter la vitesse relative et on obtient :

$$F = \rho Q (V_1 - U)$$

.../...

b) Aube oblique

Figure I - 5



L'angle d'incidence de l'écoulement n'est plus droit. On peut décomposer la vitesse en une composante V_n normale à l'aube et en une composante V_t dans la direction de cette dernière. Nous en déduisons :

$$V_n = V_1 \cdot \sin \alpha \quad \text{et} \quad V_t = V_1 \cdot \cos \alpha$$

La force de choc étant perpendiculaire à l'aube, nous obtenons comme précédemment :

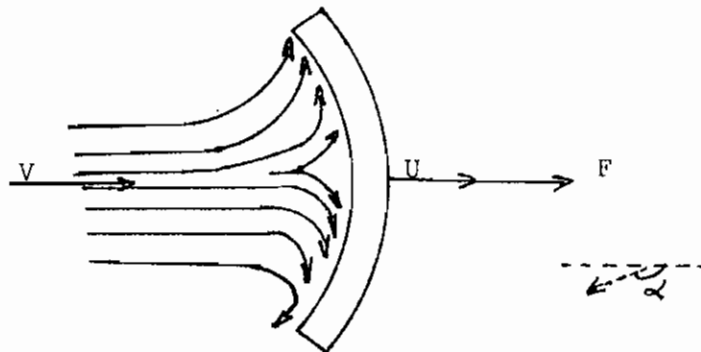
$$F = \rho Q V_n = \rho Q V_1 \cdot \sin \alpha$$

En tenant compte de la vitesse de déplacement de l'aube U, nous trouvons :

$$F = Q(V_1 - U) \sin \alpha$$

c) Aube courbe

Figure I - 6



Le fluide rencontre l'aube puis est dévié d'un angle presque égal à 180° on aura dans ce cas :

$$\alpha_1 = 0 \quad \alpha_2 = \alpha \quad V_1 = V_2 = V$$

$$F = \rho Q(V_1 - U)(1 - \cos \alpha)$$

Ainsi, en ne considérant que cette force d'action, nous voyons que l'aube courbe devrait contenir la force la plus grande et, par conséquent, un plus grand couple pour différentes aubes ayant la même largeur et la même hauteur de plongée (hauteur mouillée).

Mais, il faut souligner à ce niveau que l'on ne peut se baser seulement sur cette force d'action pour le choix de la forme d'aube : beaucoup d'autres facteurs interviennent et l'on pourra mieux les appréhender dans l'étude pratique.

8°) Influence du nombre d'aubes

Jusqu'ici, nous avons supposé que le fluide sortait de la roue avec un angle β_2 . Ceci serait exact si le nombre des aubes était infini. Moins il est grand, moins les filets de fluide sont guidés et plus il y a d'écart entre l'angle moyen de sortie des filets et l'angle β_2 des aubes.

Et il y a intérêt à ne pas accroître le nombre des aubes, outre mesure, pour ne pas exagérer les pertes par frottement.

Si les aubes sont assez serrées, les filets qui sont en contact direct avec les aubes sortent à l'angle β_2 de ces dernières. Si, au contraire, le pas des aubes est assez grand, les filets médians (compris entre deux aubes) tendent à fournir d'autant moins d'énergie que le canal (écart entre deux aubes) est large.

Le nombre des aubes se déduit de l'écartement de deux aubes consécutives. Cet écartement varie généralement entre 0,5 et 1 m (mesuré à la circonférence extérieure) pour les roues à énergie cinétique.

.../...

-II- COURBES CARACTERISTIQUES D'UNE ROUE HYDRAULIQUE

Nous cherchons à tracer les courbes des principaux paramètres d'une roue hydraulique en fonction du débit qui la traverse et de sa vitesse de rotation.

Ces paramètres sont :

- Le couple interne T
- La puissance interne P
- Le rendement interne
- La hauteur théorique H_{th}

Comme précédemment établies, et en tenant compte de la différence d'altitude $Z_1 - Z_2$ pour être plus général, les relations peuvent s'exprimer comme suit :

$$T = \frac{\gamma Q}{w} \left[\frac{U}{g} (v_1 \cos \alpha_1 - v_2 \cos \alpha_2) + (Z_1 - Z_2) \right] \quad (II - 1)$$

$$P = \gamma Q \left[\frac{U}{g} (v_1 \cos \alpha_1 - v_2 \cos \alpha_2) + (Z_1 - Z_2) \right] \quad (II - 2)$$

$$\eta = \frac{1}{H} \left[\frac{U}{g} (v_1 \cos \alpha_1 - v_2 \cos \alpha_2) + (Z_1 - Z_2) \right] \quad (II - 3)$$

$$H_{th} = \frac{U}{g} (v_1 \cos \alpha_1 - v_2 \cos \alpha_2) + (Z_1 - Z_2) \quad (II - 4)$$

A partir des triangles de vitesses à l'entrée et à la sortie on a :

$$v_1 \cos \alpha_1 = \frac{v_{1m}}{\operatorname{tg} \alpha_1}$$

$$v_2 \cos \alpha_2 = \frac{v_{2m}}{\operatorname{tg} \alpha_2} = U - \frac{v_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2}$$

v_{1m} et v_{2m} sont dites méridiennes à l'entrée et à la sortie et peuvent être définies par les relations suivantes :

$$Q = v_{1m} S_1 = v_{2m} S_2$$

S_1, S_2 = Sections d'entrée et de sortie.

.../...

Si nous remplaçons $V_1 \cos \alpha_1$ et $V_2 \cos \alpha_2$ par leur expression respective, les relations (II - 1), (II - 2), (II - 3), (II - 4) deviennent :

$$T = \frac{\gamma Q}{w} \left[\frac{U}{g} \left(\frac{V_{1m}}{\operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{V_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2} - U \right) + (Z_1 - Z_2) \right] \quad (\text{II} - 5)$$

$$P = \gamma Q \left[\frac{U}{g} \left(\frac{V_{1m}}{\operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{V_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2} - U \right) + (Z_1 - Z_2) \right] \quad (\text{II} - 6)$$

$$\eta = \frac{1}{H} \left[\frac{U}{g} \left(\frac{V_{1m}}{\operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{V_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2} - U \right) + (Z_1 - Z_2) \right] \quad (\text{II} - 7)$$

$$H_{th} = \frac{U}{g} \left(\frac{V_{1m}}{\operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{V_{2m}}{\operatorname{tg} \beta_2} - U \right) + (Z_1 - Z_2) \quad (\text{II} - 8)$$

Nous constatons que les valeurs V_{1m} et V_{2m} étant toujours deux proportionnelles au débit Q et la vitesse d'entraînement $U (= \frac{\pi RN}{30})$ est une fonction linéaire du nombre de tours N de la roue, l'expression de H_{th} (II - 8) devient :

$$H_{th} = - \frac{1}{g} \left(\frac{\pi R}{30} \right)^2 N^2 + \frac{\pi R}{g30} \left(\frac{1}{S_1 \operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{1}{S_2 \operatorname{tg} \beta_2} \right) QN + (Z_1 - Z_2)$$

Pour simplifier l'écriture, posons :

$$A = - \frac{1}{g} \left(\frac{\pi R^2}{30} \right) \quad B = \frac{\pi R}{30g} \left(\frac{1}{S_1 \operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{1}{S_2 \operatorname{tg} \beta_2} \right) \quad C = Z_1 - Z_2$$

Et finalement l'expression de H_{th} se présente sous la forme :

$$H_{th} = - AN^2 + BQN + C \quad (\text{II} - 9)$$

Analogiquement, les relations (II - 5), (II - 6), (II - 7) deviennent :

$$T = - A_1 QN + B_1 Q^2 + C_1 \frac{Q}{N} \quad (\text{II} - 10)$$

$$P = - A_2 QN^2 + B_2 Q^2 N + C_2 Q \quad (\text{II} - 11)$$

$$\eta = - A_3 N^2 + B_3 QN + C_3 \quad (\text{II} - 12)$$

.../...

$$\text{où } A_1 = \frac{30 \gamma^2}{\pi} A \quad A_2 = \gamma^2 A \quad A_3 = \frac{A}{H} \quad (\text{II} - 13)$$

$$B_1 = \frac{30 \gamma^2}{\pi} B \quad B_2 = \gamma^2 B \quad B_3 = \frac{B}{H} \quad (\text{II} - 14)$$

$$C_1 = \frac{30 \gamma^2}{\pi} C \quad C_2 = \gamma^2 C \quad C_3 = \frac{C}{H} \quad (\text{II} - 15)$$

A une vitesse de rotation constante ($N = \text{Cste}$), nous constatons que :

- La hauteur théorique H_{th} et le rendement η varient linéairement en fonction du débit Q .
- Le couple T et la puissance P varient avec le débit Q suivant un polynôme de second degré.

Et à débit constant ($Q = \text{Cste}$), la hauteur théorique H_{th} , le rendement η et la puissance P varient avec le carré de la vitesse de rotation ; c'est-à-dire les courbes sont de forme parabolique. Tandis que le couple est une variation presque linéaire en fonction de la vitesse de rotation N .

1°) Les courbes caractéristiques à $N = \text{Cste}$

a) Hauteur théorique $H_{th} = f(Q)$

$$H_{th} = BNQ + (C - AN^2)$$

La courbe $H_{th} = f(Q)$ est une droite ayant comme pente BN et comme ordonnée à l'origine $(C - AN^2)$ qui est toujours négative ($Z_1 - Z_2 = C$ faible). Elle coupe l'axe horizontal des débits Q lorsque :

$$Q' = \frac{AN^2 - C}{BN} \quad (\text{II} - 16)$$

Ce qui signifie que pour avoir une utilisation de l'énergie du cours d'eau, il nous faudrait un débit supérieur à Q' .

A débit nul, la roue fournirait au cours d'eau une énergie égale à l'ordonnée à l'origine ($H'_{th} = C - AN^2$)

.../...

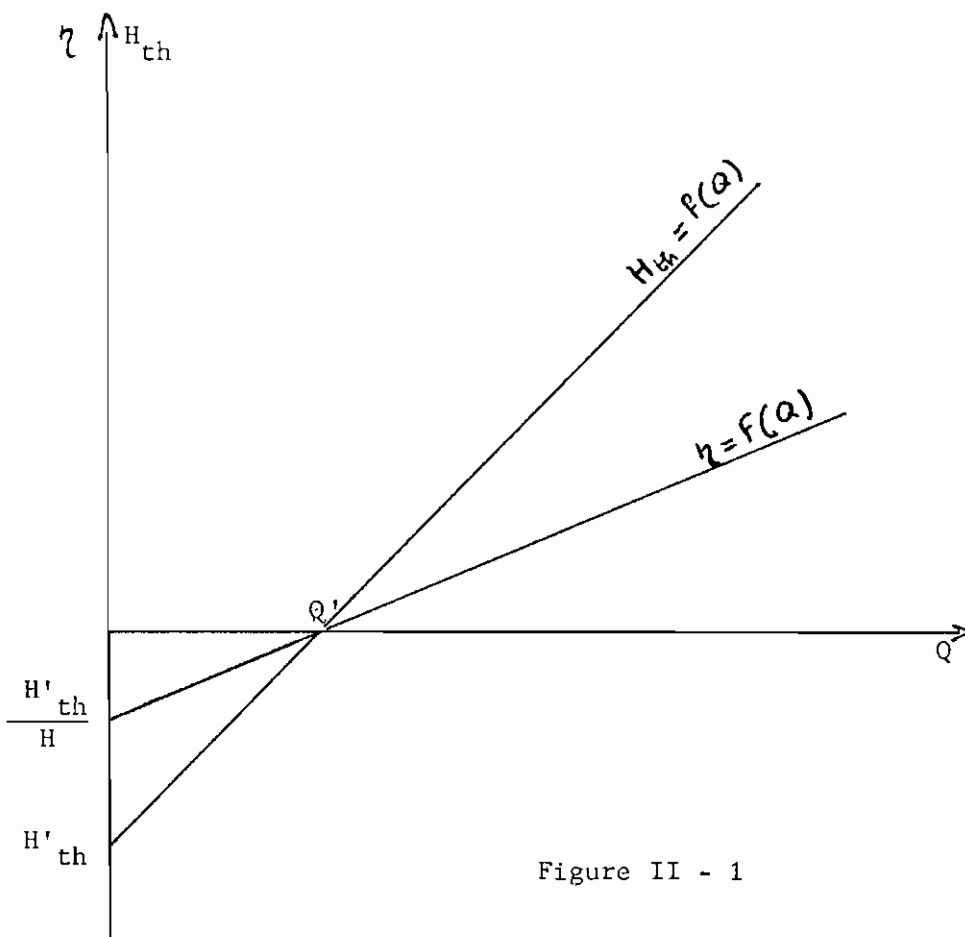


Figure II - 1

b) Rendement interne $\eta = f(Q)$

Nous avons aussi une droite avec :

- une pente égale à : $B_3 N = \frac{B}{H} N$

Sa pente est H fois plus petite que celle de la fonction $H_{th} = f(Q)$

- une ordonnée à l'origine $C_3 - A_3 N^2 = \frac{1}{H} (C - AN^2) = \frac{H'_{th}}{H}$

Si $\eta = 0$, nous avons un débit égal à :

$$Q = \frac{A_3 N^2 - C_3}{B_3 N} = \frac{AN^2 - C}{BN} = Q'$$

(Voir figure II - 1)

.../...

c) Puissance interne P = f(Q)

La courbe de puissance est une parabole :

$$P = (C_2 - A_2 N^2)Q + B_2 N Q^2$$

$$= (C_2 - A_2 N^2 + B_2 N Q)Q$$

La puissance est nulle en deux points :

- A débit nul (Q = 0)
- A débit égal à :

$$\frac{A_2 N^2 - C_2}{B_2 N} = \frac{A N^2 - C}{B N} = Q'$$

Soit la dérivée de la fonction P, P'

$$P' = C_2 - A_2 N^2 + 2B_2 N Q$$

$$P' = 0 \text{ si } Q = \frac{A_2 N^2 - C_2}{2B_2 N}$$

alors :

$$P_{\min} = - \frac{(C_2 - A_2 N^2)^2}{2B_2 N} + \frac{(A_2 N^2 - C_2)^2}{4B_2 N}$$

$$= - \frac{(A_2 N^2 - C_2)^2}{4B_2 N} = - \frac{(A N^2 - C)^2}{4BN}$$

$$P_{\min} = - \frac{(A N^2 - C)^2}{4BN} \tag{II - 17}$$

(Voir figure II - 2)

d) Couple interne T = f(Q)

C'est aussi une parabole qui coupe "l'axe des débits" aux mêmes points que la courbe de puissance.

.../...

$$T = (-A_1 N + C_1/N)Q + B_1 Q^2$$

$$T' = (C_1/N - A_1 N) + 2B_1 Q$$

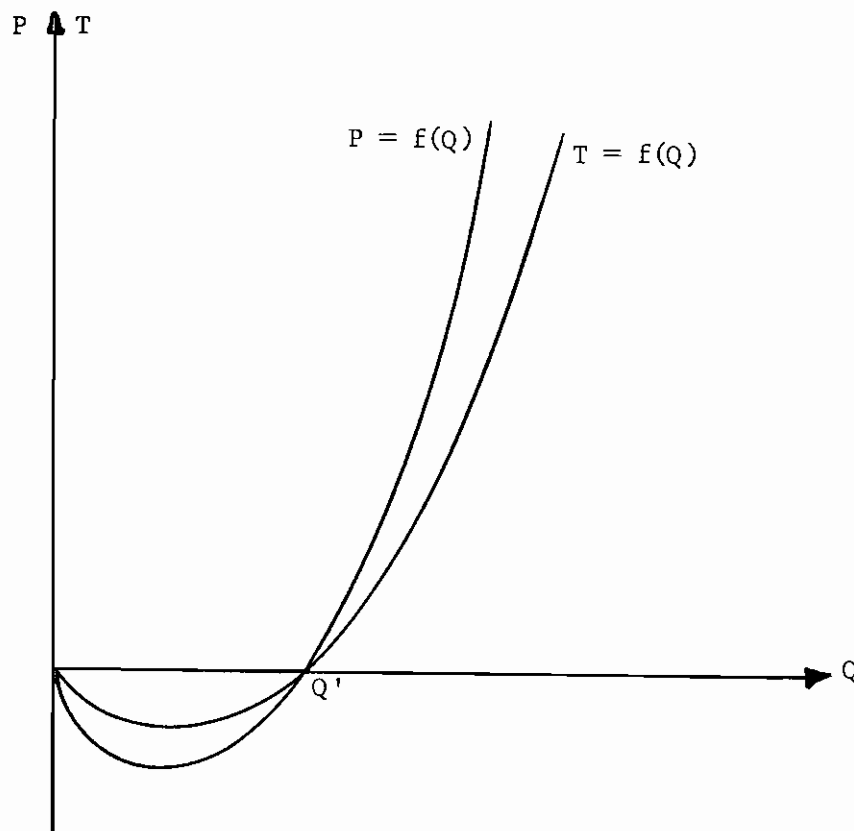
$$T' = 0 \text{ si } Q = \frac{A_1 N - C_1/N}{2B_1}$$

$$\text{alors } T_{\min} = - \frac{(A_1 N - C_1/N)^2}{2B_1} + \frac{(A_1 N - C_1/N)^2}{4B_1}$$

$$= - \frac{(A_1 N - C_1/N)^2}{4B_1} = - \frac{30 \gamma^2}{\pi} \frac{(AN - C/N)^2}{4B}$$

$$= - \frac{30 \gamma^2}{\pi} \frac{(AN^2 - C)^2}{4BN^2} = \frac{30}{\pi N} P_{\min} = \frac{P_{\min}}{w} \quad (\text{II} - 18)$$

La différence entre les deux courbes $T = f(Q)$ et $P = f(Q)$ est à l'échelle de l'ordonnée de leur minimum : la valeur de l'ordonnée de la courbe $T = f(Q)$ est $w (= \frac{\pi N}{30})$ fois plus petit que celle de $P = f(Q)$.



.../...

2°) Les courbes caractéristiques à Q = Cste

a) Hauteur théorique $H_{th} = f(N)$

La valeur de C étant très faible en pratique, nous la négligerons pour simplifier les opérations.

$$H_{th} = (BQ - AN)N$$

Nous suivrons le même cheminement que précédemment

$$H_{th} = 0 \quad \text{si} \quad : \quad - \quad N = 0$$

$$\quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad \quad - \quad \text{ou} \quad N = \frac{BQ}{A}$$

La dérivée de la fonction H_{th} s'exprime ainsi :

$$(H_{th})' = - 2AN + BQ$$

$$(H_{th})' = 0 \quad \text{si} \quad N = \frac{BQ}{2A}$$

d'où $(H_{th})_{max} = \frac{B^2 Q^2}{4A} \quad (II - 19) \text{ (Voir figure II - 3)}$

b) Puissance interne $P = f(N)$

$$P = (- A_2 Q N + B_2 Q^2) N$$

$$P = 0 \quad - \quad N = 0$$

$$\quad \quad \quad - \quad N = \frac{B_2 Q}{A_2} = \frac{B}{A} Q \quad (\text{vitesse d'emballement})$$

$$P_{max} = \frac{B_2^2 Q^3}{4A_2} = \frac{B^2 Q^3}{4A} = \gamma^2 Q H_{thmax} \quad (II - 20)$$

(Voir figure II - 3)

c) Rendement interne $\eta = f(N)$

$$\eta = (- A_3 N + B_3 Q) N$$

$$N = 0 \quad : \quad - \quad N = 0$$

$$\quad \quad \quad - \quad N = \frac{B_3 Q}{A_3} = \frac{BQ}{A}$$

.../...

$$\eta_{\max} = \frac{B_3^2 Q^2}{4A_3} = \frac{B^2 Q^2}{4AH} = \frac{H_{th \max}}{H} \quad (\text{II} - 21)$$

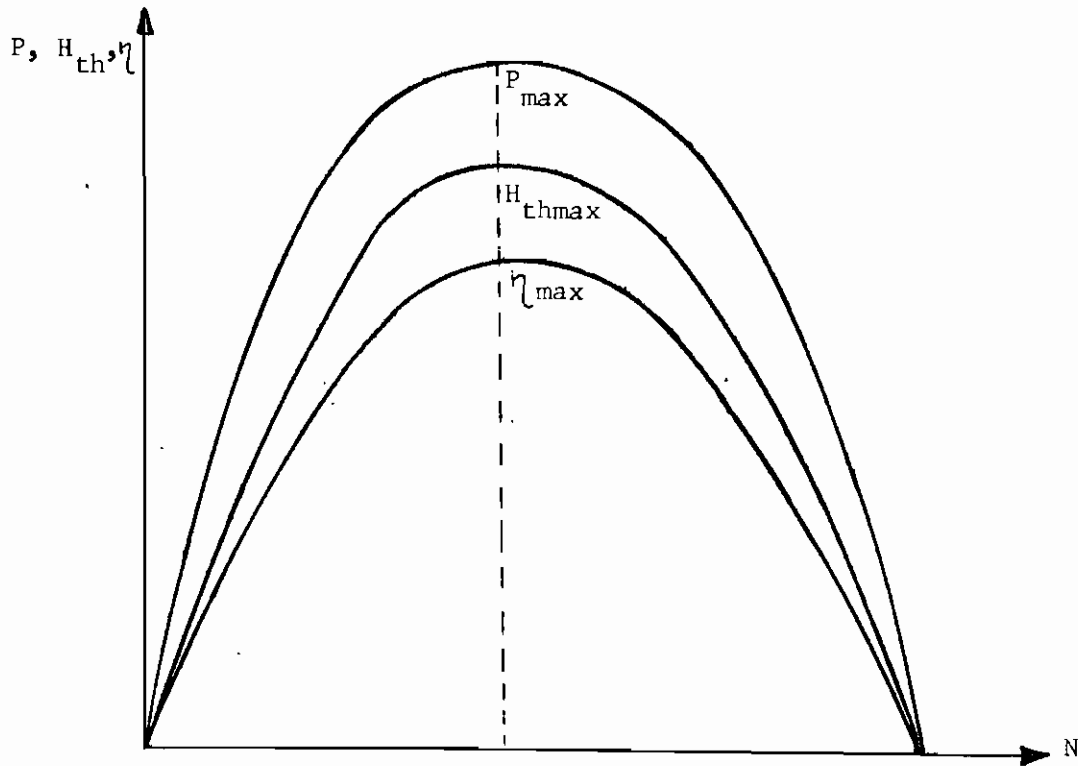


Figure II - 3

d) Le couple interne T = f(N)

C'est une droite :

- de pente - $A_1 Q = - \frac{30 \gamma^2}{\pi} A Q$

- d'ordonnée à l'origine $B_1 Q^2 = \frac{30 \gamma^2 B}{\pi} Q^2$ (à N = 0)

Si T = 0 $N = \frac{B_1 Q}{A_1} = \frac{BQ}{A}$ (II - 22)

(Voir figure II - 4)

.../...

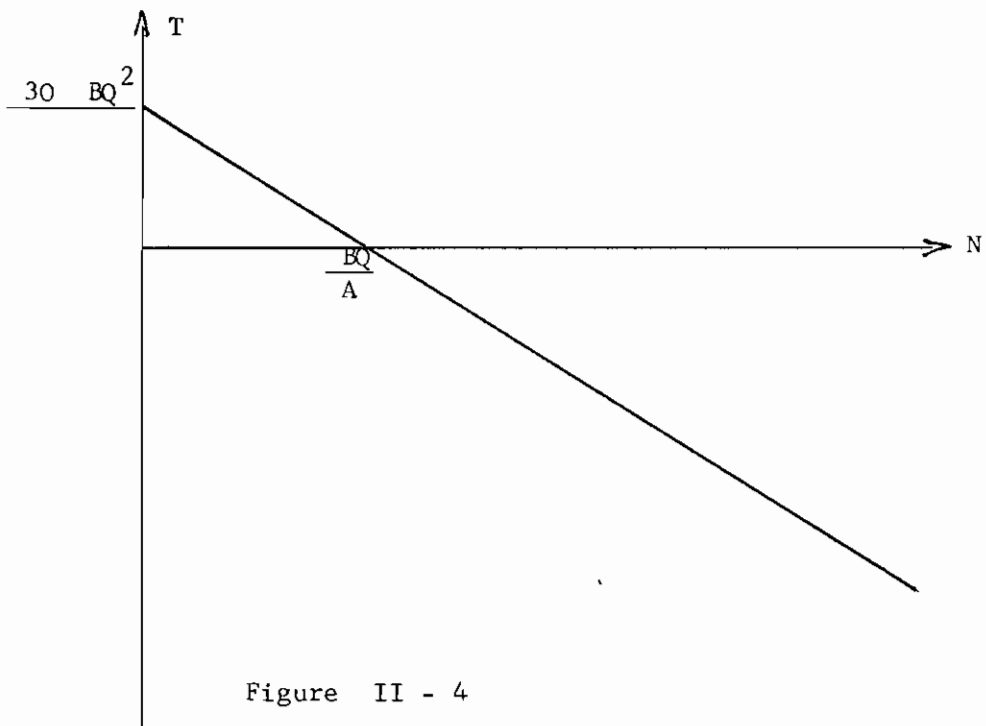


Figure II - 4

3°) Influence de l'angle β_2

Pour toutes les expressions de H_{th} , P , T , , seules les valeurs de B dépendent de l'angle de calage β_2 .

Rappelons que :

$$B = \frac{\pi R}{30g} \left(\frac{1}{s_1 \operatorname{tg} \alpha_1} + \frac{1}{s_2 \operatorname{tg} \beta_2} \right)$$

a) A vitesse de rotation constante

- hauteur théorique et rendement interne

Pour ces deux fonctions, les valeurs de B affectent la pente. Ainsi, lorsque β_2 augmente leur pente diminue. Leur ordonnée à l'origine reste indépendante de β_2 . On peut remarquer aussi qu'à :

$$\beta_2 = \frac{\pi}{2} \quad (\operatorname{tg} \beta_2 = \infty)$$

$$\Rightarrow B = \frac{\pi R}{30g} \quad \frac{1}{s_1 \operatorname{tg} \alpha_1}$$

La section de sortie n'a plus d'influence ni sur la hauteur théorique, ni sur le rendement (voir figure II - 5). Et ceci est aussi valable pour le couple et la puissance.

- couple interne et puissance interne

Nous avons ici deux polynômes de 2e degré : lorsque β augmente, B diminue et par conséquent T et P diminuent (voir figure II - 6).

b) A débit constante

- couple interne

Nous voyons à partir de l'expression (II - 10) que l'angle de calage agit sur l'ordonnée à l'origine qui diminue lorsqu'il augmente (figure II - 7).

- hauteur théorique, puissance et rendement

Aussi à partir des équations (II - 9), (II - 11), (II - 12), nous voyons que l'augmentation de β diminue la valeur de ces caractéristiques (voir figure II - 8).

.../...

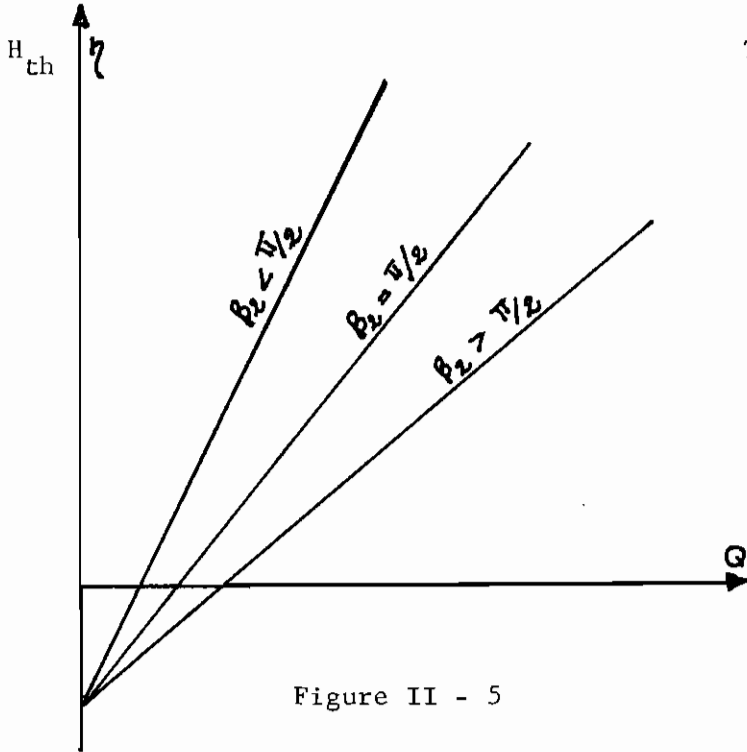


Figure II - 5

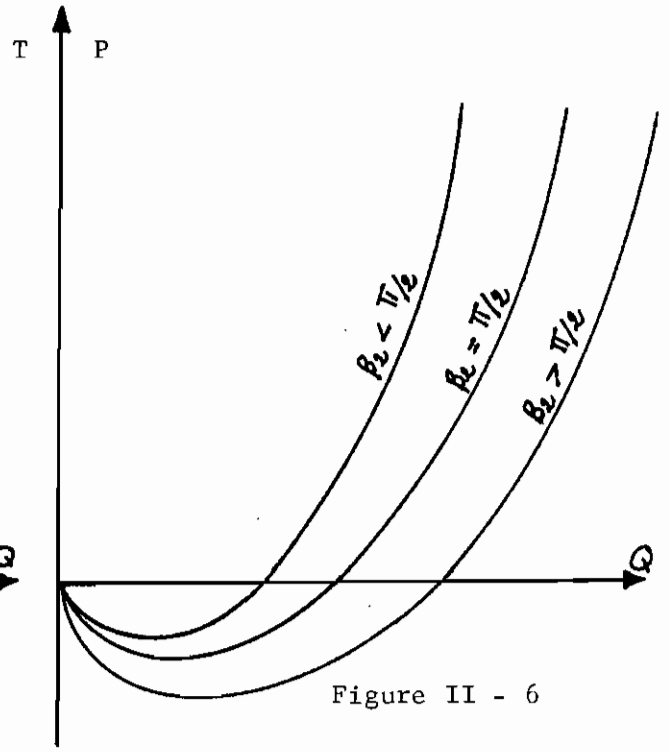


Figure II - 6

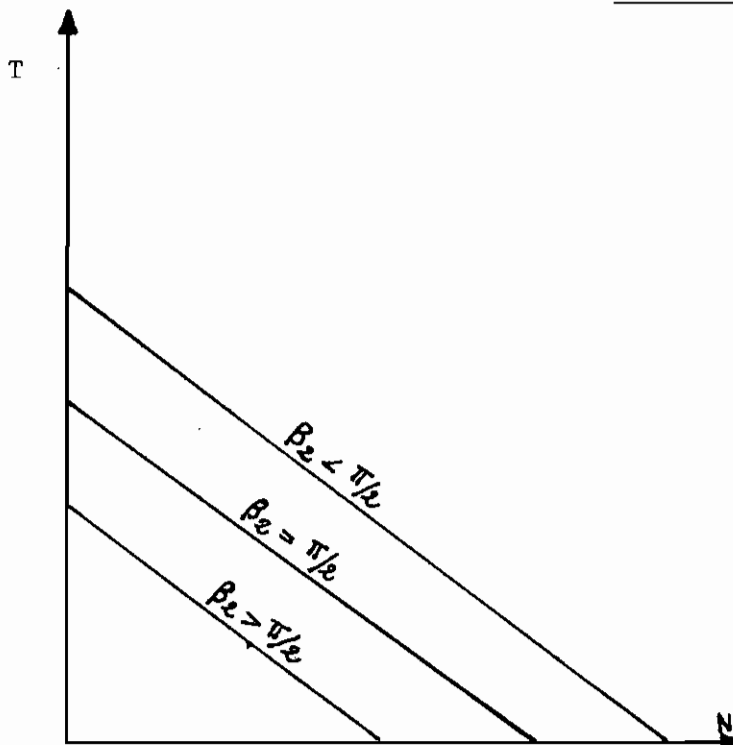


Figure II - 7

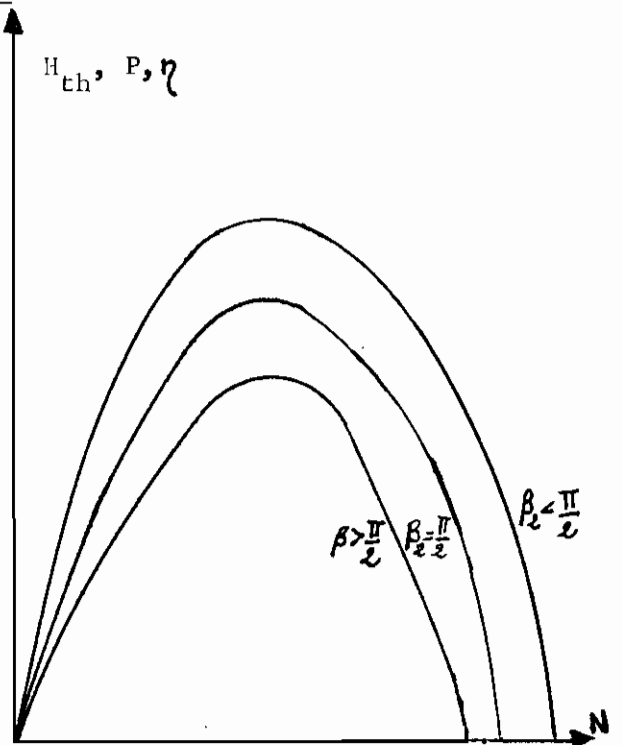


Figure II - 8

N.B. : Nous avons fait l'étude ci-dessus en essayant de regrouper les différentes caractéristiques selon l'allure de leur courbe : droite, parabole.

-III- MODELISATION D'UNE ROUE HYDRAULIQUE

Dans cette partie, nous essayons de déterminer les possibilités d'une roue hydraulique construite sur la base du modèle réduit monté et expérimenté en laboratoire. Pour ce faire, l'écoulement dans la roue ayant une surface libre, nous utiliserons la similitude de Froude, à savoir :

$$N = \frac{V_p}{\sqrt{L_p g_p}} = \frac{V_m}{\sqrt{L_m g_m}} \quad (\text{III- 1})$$

N désigne le nombre de Froude et les indices p et m respectivement le prototype et la maquette.

Les facteurs L_p et L_m doivent représenter des dimensions linéaires qui dépendent de la gravité, et en comparant le modèle au prototype, nous devons naturellement utiliser les dimensions linéaires correspondantes. Ainsi, dans notre étude, nous pouvons remplacer L_p par H_p la hauteur énergétique disponible et L_m par H_m dans le cas du modèle. Nous obtenons alors :

$$\frac{U_p}{\sqrt{H_p g_p}} = \frac{U_m}{\sqrt{H_m g_m}}$$

La gravité étant la même dans les deux modèles :

$$\frac{U_p}{\sqrt{H_p}} = \frac{U_m}{\sqrt{H_m}} \quad (\text{III - 2})$$

soit λ l'échelle du modèle :

$$\lambda = \frac{D}{D_m} \quad (\text{III - 3})$$

Nous pouvons déterminer les paramètres énergétiques de la roue réelle à partir des équations (III-2) et (III-3).

1°) La vitesse de rotation N_p

$$U = wR \quad w = 2\pi N$$

$$\frac{2\pi N_p R_p}{\sqrt{H_p}} = \frac{2\pi N_m R_m}{\sqrt{H_m}} \Rightarrow N_p = N_m \frac{R_m}{R_p} \cdot \sqrt{\frac{H_p}{H_m}}$$

$$\frac{D_m}{D_p} = \frac{R_m}{R_p} = \frac{1}{\lambda} \Rightarrow N_p = \frac{1}{\lambda} N_m \sqrt{\frac{H_p}{H_m}} \quad (\text{III - 4})$$

2°) Le débit Q_p

$$Q = AV \Rightarrow v = \frac{Q}{A}$$

L'aire A étant proportionnelle à R^2 :

.../...

$$\frac{Q_p}{A_p \sqrt{H_p}} = \frac{Q_m}{A_m \sqrt{H_m}} \Rightarrow \frac{Q_p}{R_p^2 \sqrt{H_p}} = \frac{Q_m}{R_m^2 \sqrt{H_m}}$$

$$Q = \left(\frac{R_p}{R_m} \right)^2 Q_m \left(\frac{H_p}{H_m} \right)^{\frac{1}{2}} \Rightarrow Q_p = \lambda^2 \cdot Q_m \sqrt{\frac{H_p}{H_m}} \quad (\text{III} - 5)$$

3°) La puissance P_p

$$P = \gamma \cdot QH$$

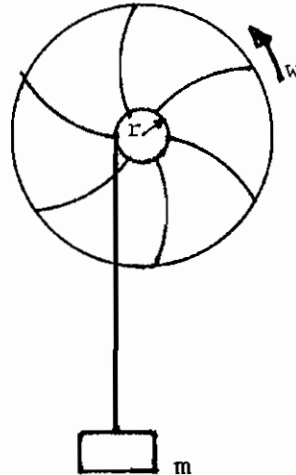
En multipliant les deux membres de l'équation (III - 5) par $\gamma H_p H_m$

$$\gamma \cdot Q_p \cdot H_p \cdot H_m = \lambda^2 \cdot \gamma \cdot Q_m \cdot H_m \cdot H_p \cdot \sqrt{\frac{H_p}{H_m}}$$

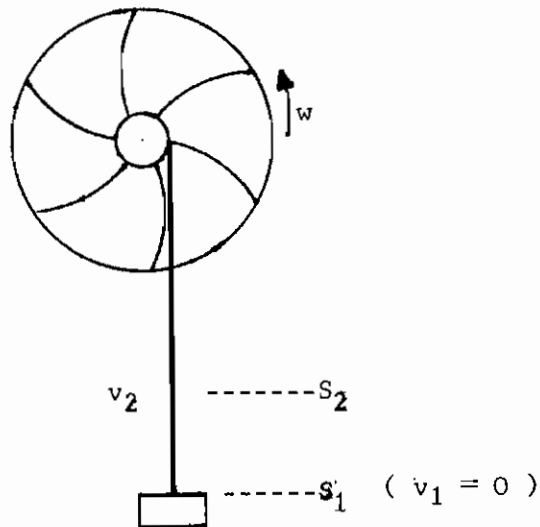
$$\Rightarrow P_p = \lambda^2 P_m \cdot \left(\frac{H_p}{H_m} \right)^{3/2} \quad (\text{III} - 6)$$

-IV- MESURE DU COUPLE MOTEUR

Le dispositif nous permettant de mesurer le couple moteur est constitué d'une masse m suspendue à la roue par l'intermédiaire d'un fil inextensible enroulé sur celle-ci (voir figure ci-dessous).



Nous considérons le système formé de la roue et du contre-poids m . Puisque le fil est inextensible, le travail effectué par la roue est transmis au contre-poids. Nous négligeons les frottements.



En position 1, l'énergie cinétique peut s'exprimer par :

$$T_1 = \frac{1}{2} m v_1^2 + \frac{1}{2} I \omega_1^2 \quad (\text{IV - 1})$$

En position 2, nous aurons :

$$T_2 = \frac{1}{2} m v_2^2 + \frac{1}{2} I \omega_2^2 \quad (\text{IV - 2})$$

Durant le mouvement, le poids du bloc W et le couple M transmis à l'axe par la force de l'eau engendre un travail égal à :

$$U_{1 \rightarrow 2} = M(\theta_2 - \theta_1) - W(S_2 - S_1) \quad (\text{IV - 3})$$

.../...

A partir du "principe du travail et de l'énergie", nous pouvons dire que l'énergie cinétique du système en (2) peut être obtenue en ajoutant à l'énergie cinétique en (1), le travail effectué par le système durant le déplacement de la position (1) à la position (2). Ce qui peut s'exprimer par :

$$T_2 = T_1 + U_{1 \rightarrow 2} \quad (\text{IV} - 4)$$

Pour des raisons de commodité, nous bloquerons notre système sur la position 1. Ainsi donc, à l'état initial, la vitesse v_1 sera nulle et par conséquent, la vitesse de rotation w_1 ($w_1 = \frac{v_1}{r}$). Nous déduisons à partir de l'équation (IV-1) que $T_1 = 0$

$$\text{d'où } T_2 = U_{1 \rightarrow 2}$$

$$\frac{1}{2} m v_2^2 + \frac{1}{2} I w_2^2 = M(\theta_2 - \theta_1) - W(S_2 - S_1)$$

$$M = \frac{1}{2} v_2^2 \left(m + \frac{I}{r^2} \right) + W(S_2 - S_1) \frac{1}{\theta_2 - \theta_1}$$

$$\theta_i = \frac{S_i}{r} \quad i = 1, 2$$

$$M = \frac{1}{2} v_2^2 \left(m + \frac{I}{r^2} \right) + W(S_2 - S_1) \cdot \frac{r}{S_2 - S_1}$$

$$\text{Soit } S_2 - S_1 = d$$

$$M = \frac{r}{d} \frac{1}{2} v_2^2 \left(m + \frac{I}{r^2} \right) + Wd \quad (\text{IV} - 5)$$

$W =$ Poids de la masse

.../...

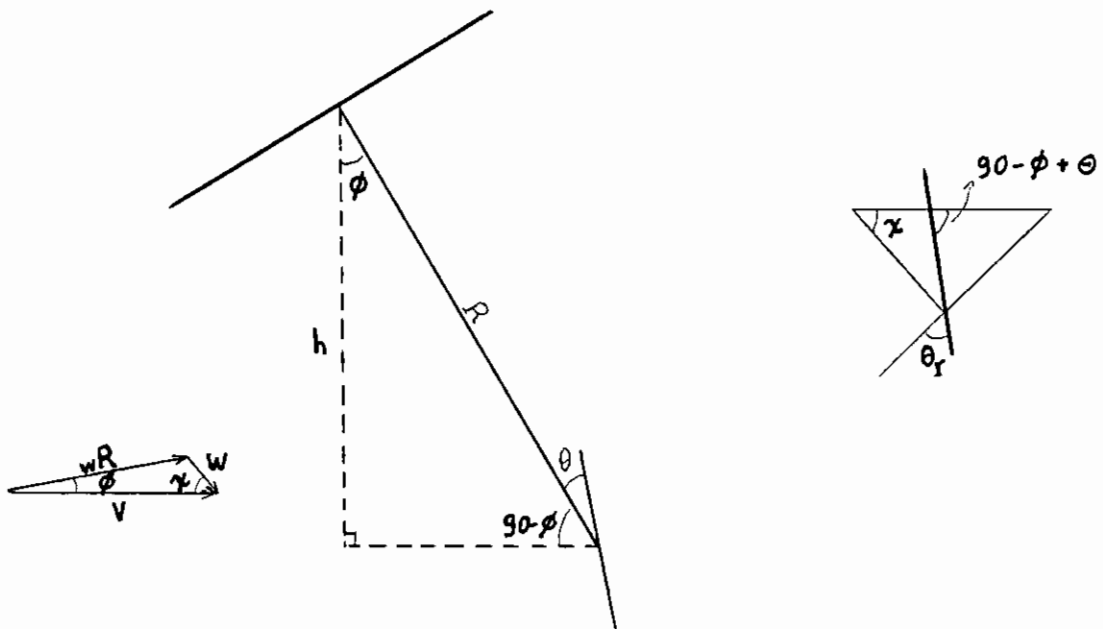
V - EXPERIMENTATION D'UN MODELE REDUIT

1°) But de l'expérimentation

Nous essayons de déterminer, d'une part, la forme d'aubes optimale qui nous permettra d'obtenir le couple moteur maximum. D'autre part, nous visualiserons les lignes de courant tracées par l'écoulement autour de la pale.

N.B. : A partir des données établies au cours de "l'étude théoricoexpérimentale des roues hydrauliques", nous avons réalisé une roue par similitude géométrique. Mais, étant limité par les dimensions du canal hydraulique dont on dispose, la modélisation de cette roue ne nous permet pas d'obtenir des résultats acceptables à partir desquels des interprétations peuvent être faites.

2°) Détermination de la forme optimale



$$W = \sqrt{V^2 + w^2 R^2 - 2V w^2 R^2 \cos \phi} \quad (V - 1)$$

$$\frac{W}{\sin \phi} = \frac{wR}{\sin \alpha}$$

$$\Rightarrow \sin \alpha = \frac{wR}{W} \sin \phi$$

$$\Rightarrow \alpha = \sin^{-1} \left(\frac{wR}{W} \sin \phi \right)$$

$$\theta_r = \phi - \theta + \sin^{-1} \left(\frac{wR}{W} \sin \phi \right) \quad (V - 2)$$

.../...

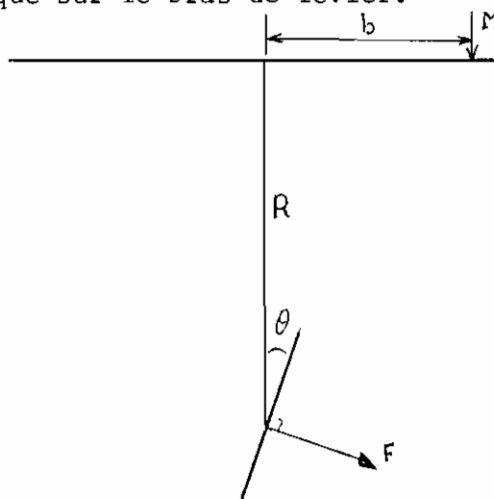
La force F agissant sur la pale au repos est fonction de la vitesse relative W de l'écoulement par rapport à la pale et de l'angle relative θ_r entre la perpendiculaire à W et la pale.

Ainsi, pour des paramètres R, w, θ choisis et une vitesse de courant V donnée, dont la plongée entre ϕ_{\min} et ϕ_{\max} en utilisant les résultats expérimentaux pour W et θ_r obtenu par les relations (V - 1) et (V - 2).

Le travail fourni sera $\int_{\phi_{\min}}^{\phi_{\max}} F(\phi)rd\phi$, qui sera maximum pour des valeurs

w et θ optimales. La variation $F(\phi)$ devrait nous guider pour le choix du rapport h/R qui définit les bornes d'intégration. Par exemple, si w et θ sont optimaux pour une largeur de pale choisie, en fonction de la profondeur d'opération (lit de la rivière) on pourrait déterminer la variation de $F(\phi)$ quand la pale se rapproche de la surface et même quand elle la dépasse.

Nous déterminerons F en ramenant le système à sa position de repos à l'aide de contre-poids appliqué sur le bras de levier.



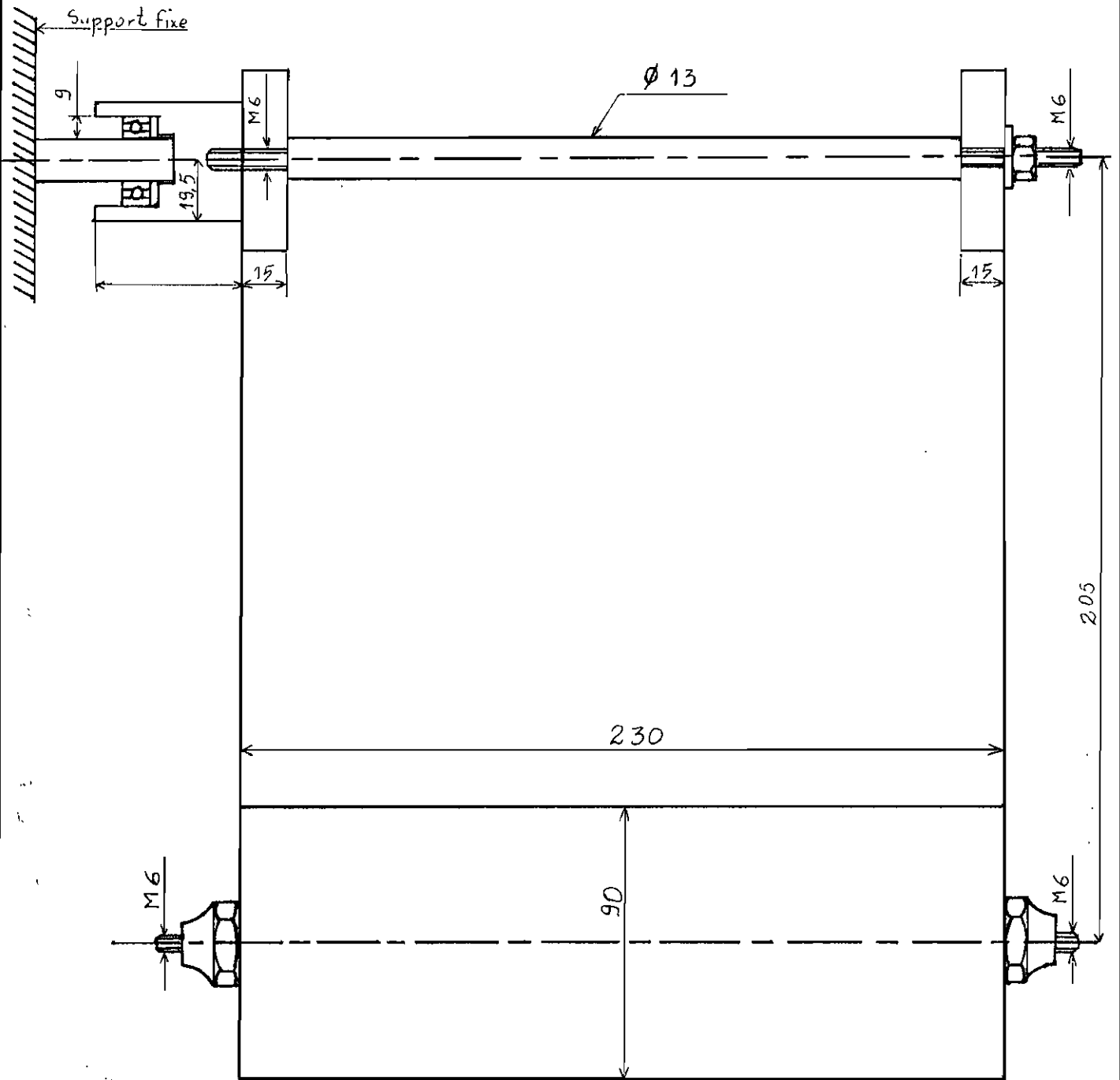
$$Mgb = FR \cos \theta$$

$$F = \frac{Mgb}{R \cos \theta}$$

3°) Montage réalisé

Voir dessins N° 1 et 2.

.../...



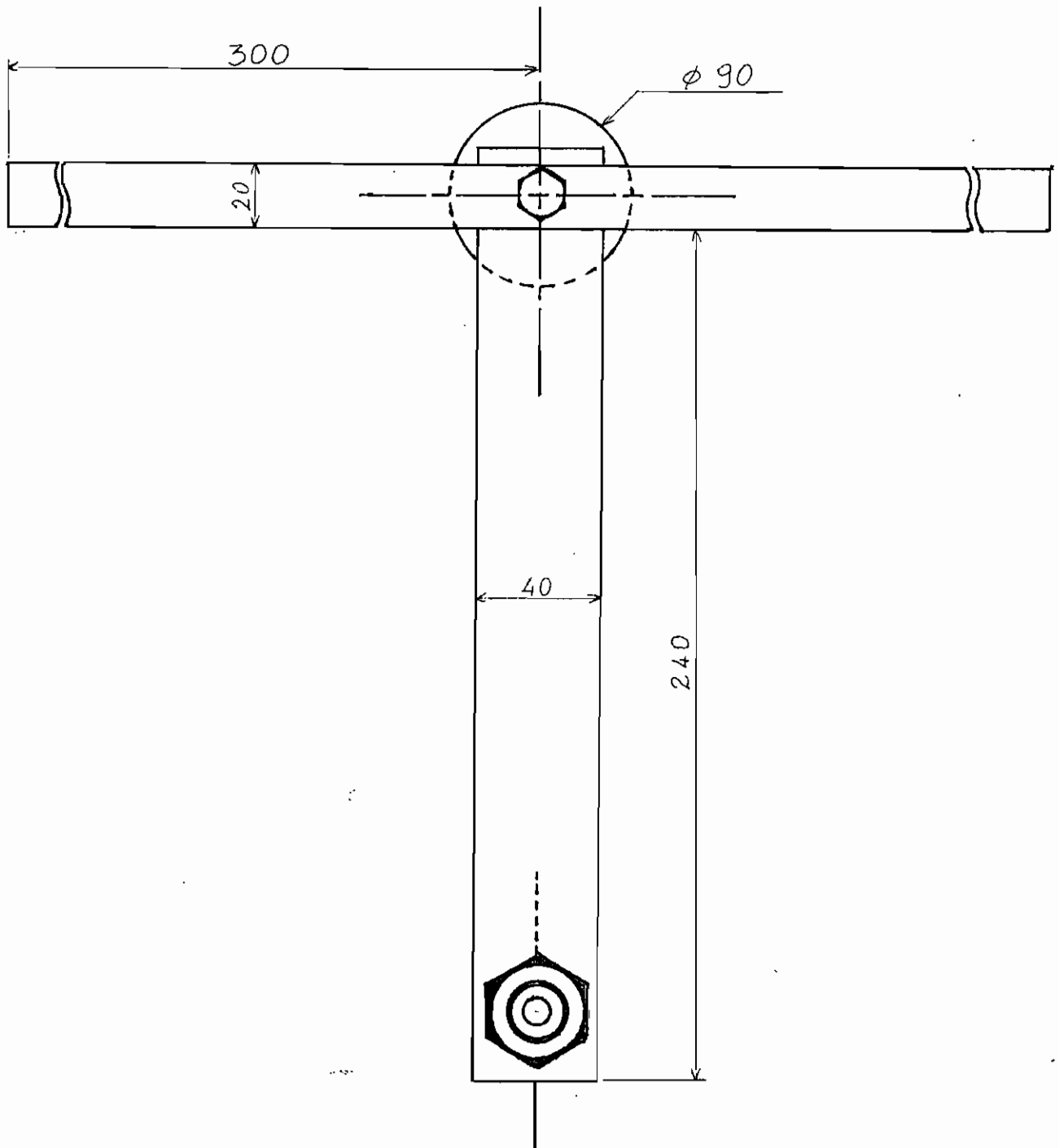
Projet de fin d'étude — E.P.T.

Hippolyte Huchard

montage d'une aube
vue de face

Date 22/05/87

échelle 1/2 Dessin N°1



Projet de fin d'étude — E.P.T.

Hippolyte Huchard

montage d'une aube
vue de coté

Dade 22/05/87

échelle 1/2 Dessin N° 2

4°) Résultats obtenus et interprétation

a) Pales droites inclinées

- débit dans le canal $Q = 33 \text{ m}^3/\text{h}$
- vitesse d'écoulement $V = 0,170 \text{ m/s}$.

	b	ϕ	H	M	F
0°	18,8 cm	32°	17,3 cm	200 g	1,42 N
10°	17,7	33,5°	17,5	200	1,37
20°	21,5	34°	17,4	200	1,73
30°	13,5	20°	17,5	100	0,59

R = 260 mm

H = hauteur dans le canal en amont du montage

- $Q = 24,4 \text{ m}^3/\text{h}$

- $V = 0,13 \text{ m/s}$

	b	ϕ	H	M	F
0°	14 cm	22°	17,5 cm	200 g	1,06 N
10°	14	30°	17,5	200	1,07
20°	23,5	32°	17,5	150	1,42
30°	15,5	22°	17,5	100	0,67

.../...

b) Pales courbes

$Q = 33 \text{ m}^3/\text{h}$

$V = 0,17 \text{ m/s}$

	b	ϕ	H	M	F
0°	21 cm	44°	17,5 cm	200 g	1,58 N
10°	19,7	40°	17,5	200	1,51
20°	17	37°	17,5	200	1,36

$Q = 30 \text{ m}^3/\text{h}$

$V = 0,158 \text{ m/s}$

	b	ϕ	H	M	F
0°	19,4 cm	42 °	17,5 cm	200 g	1,46 N
10°	18,2	37	17,5	200	1,39
20°	16,6	35	17,5	150	1,00

$Q = 24,4 \text{ m}^3/\text{h}$

$V = 0,13 \text{ m/s}$

	b	ϕ	H	M	F
0°	21,6 cm	23°	17,5 cm	100 g	0,81 N
10°	21,6	23°	17,5	100	0,81
20°	23,9	16	17,5	50	0,48

.../...

c) Interprétation des résultats

Pour les pales droites, nous constatons que l'on obtient une plus grande force avec une pale inclinée à 20° par rapport au plan vertical, contrairement à ce que l'on trouve théoriquement, alors que pour les pales courbes, cette force est obtenue lorsque la tangente à l'extrados est verticale.

Entre ces deux formes d'aubes, l'expérience et la théorie nous montrent bien que les pales courbes sont plus adéquates à la récupération de l'énergie du cours d'eau. Ainsi, nous avons monté une maquette équipée d'aubes courbes que nous testerons (dessin N° 3 et 4).

Remarque : Bien qu'ayant beaucoup de pertes (perte par fuite, perte de débit, frottement au niveau des paliers, etc...) l'ordre de grandeur des résultats peut nous permettre une interprétation.

.../...

5°) Résultats déduits du modèle réduit

Nous cherchons à déterminer le couple en bout d'arbre à partir de la formule IV-5 développée précédemment

Débit dans le canal : $Q = 33 \text{ m}^3 / \text{s}$

Vitesse d'écoulement $V = 0,19 \text{ m/s}$

Hauteur d'eau = 13,5 cm

Masse de la roue = 2670g

Moment d'inertie de la roue = $0,5 \times 2,67 \times (0,26)^2 = 0,019 \text{ kgm}^2$

Rayon de la poulie d'entraînement $r = 19,5 \text{ mm}$

Distance parcourue par la masse suspendue = 600 mm

On aura donc les rapports suivants :

$$\frac{r}{d} = \frac{19,5}{600} = 0,0325$$

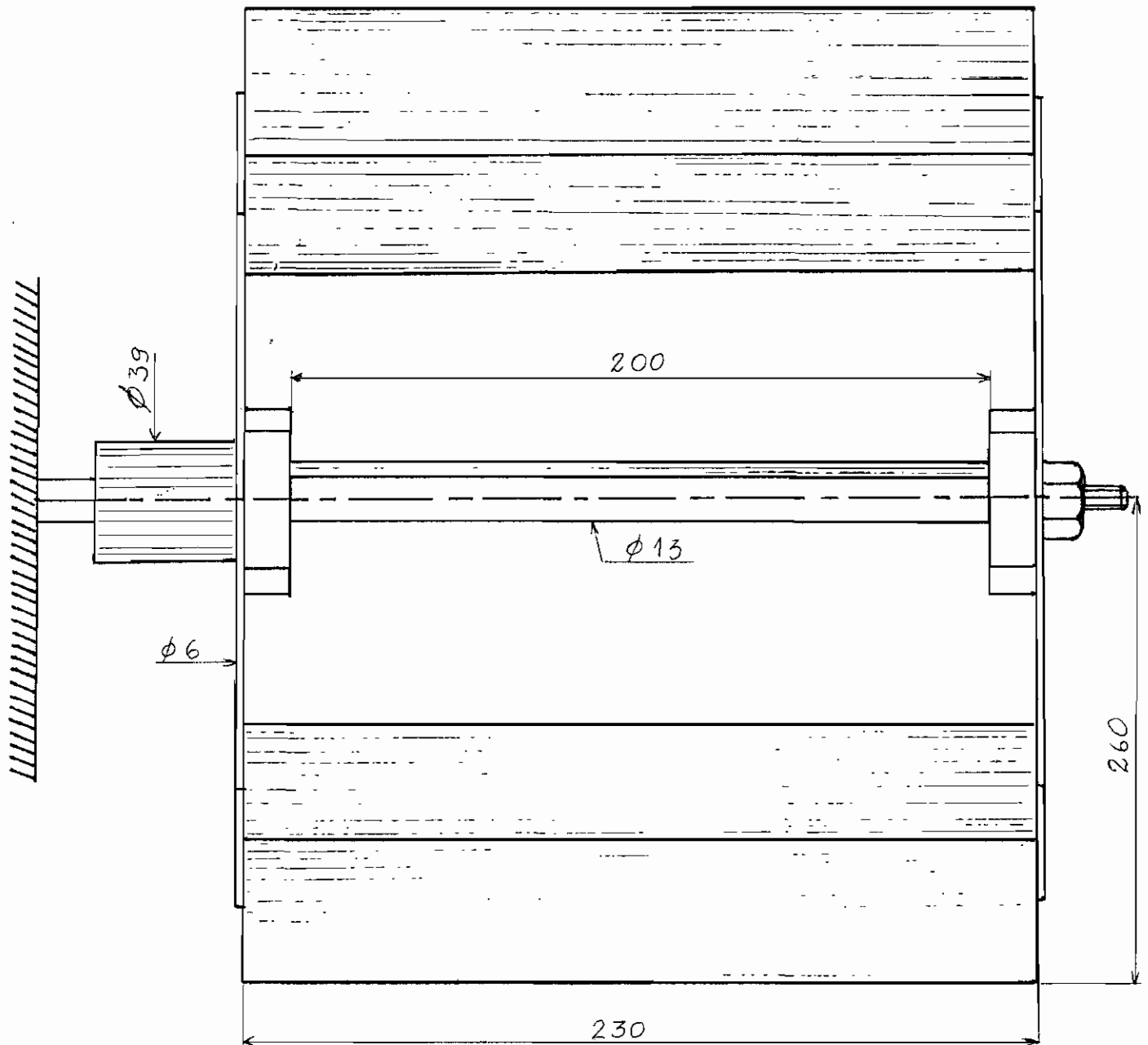
$$\frac{I}{r^2} = \frac{0,09}{(0,0195)^2} = 4,615$$

L'équation IV-5 peut s'exprimer ainsi :

$$M = 0,0325 [0,5V^2(m + 4,615) + 0,6W] \quad (V - 1)$$

m (g)	W(N)	d(m)	t(s)	V(m/s)	M(Nm)
650	6,38	0,6	53	1,13	0,124
550	5,40	0,6	50	1,2	0,105
450	4,41	0,6	46	1,3	0,086
350	3,43	0,6	44	1,36	0,067
250	2,45	0,6	42,5	1,41	0,048
150	1,47	0,6	41,5	1,45	0,029
50	0,49	0,6	39,1	1,53	0,095

La roue est immergée jusqu'à 5mm



Projet de fin d'étude — E.P.T.

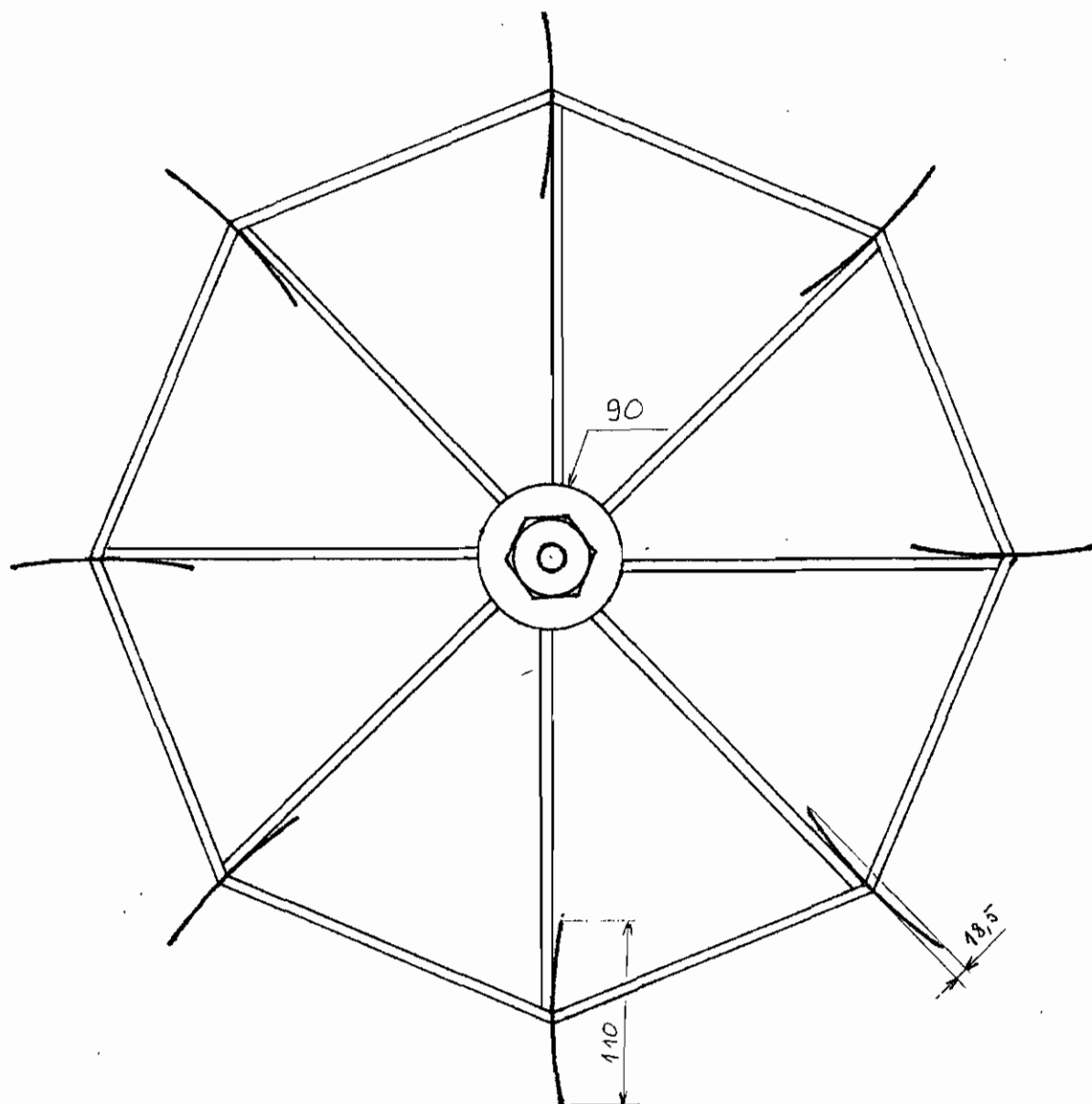
Hippolyte Huchard

MAQUETTE D'UNE ROUE

Date 22/05/87

VUE DE FACE

échelle 1/4 Dessin N°3



Projet de fin d'étude — E.P.T.

Hippolyte Huchard

MAQUETTE D'UNE ROUE

Date 22 /05/87

VUE DE COTE

échelle 1/4 Dessin N°4

VI - VISUALISATION

Pour la visualisation, nous introduisons de l'huile dans l'écoulement ce qui nous permet d'obtenir des filets de bulles d'huile qui représenteront les lignes de courant de l'écoulement. Ces lignes sont matérialisées par des lignes parallèles. Si l'on divise l'écoulement en deux, on peut estimer que la quantité de fluide passant entre a et b est égale à la quantité de fluide passant entre b et c. (Figure VI - 1)

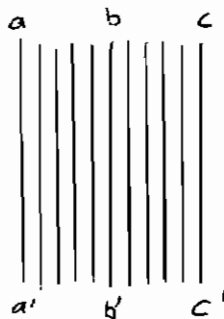
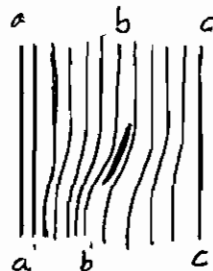


Fig VI - 1

Une pale immergée dans l'écoulement impose une déflexion aux filets de liquide. On peut faire les constatations suivantes :

Fig VI - 2



- La déflexion se produit uniquement dans le voisinage immédiat de la pale. Les filets situés à une certaine distance, ou bien ne sont pas encore déviés, tel c-c', ou bien ont déjà retrouvé leur régularité, tel a-a'.
- L'écoulement rencontrant la pale, côté intrados, est contraint à changer de direction (voir Figure VI - 2). En conséquence, les filets compris entre a et b s'échappent par un couloir a'-b' plus petit que a-b. Ce liquide subit alors une compression lors de sa déflexion.

.../...

- Au dos de la pale, côté extrados, si l'eau continuait à s'écouler tout droit, il y aurait un vide derrière la pale. Pour combler ce vide les filets de liquide sont obligés de suivre la pale : ils sont donc également déviés. On constate que la quantité de fluide passant entre b et c doit occuper un espace plus grand, correspondant à l'élargissement de b-c en b'-c' : il en résulte, derrière la pale, une pression plus faible, une dépression. De ce fait, l'extrados de la pale est soumis à un effet de succion.

Pression à l'avant, succion à l'arrière, ces deux effets s'additionnent et constituent la force totale exercée par le cours d'eau sur la paroi : c'est la force hydrodynamique.

Selon le principe d'action et de réaction évoqué précédemment, on pourrait penser que plus la pale fléchit l'eau, plus la force exercée sur elle par l'eau est grande.

Avec l'expérience, on s'aperçoit vite que cela n'est pas tout à fait exact. Lorsqu'on place la pale, d'abord dans la direction de l'écoulement, et qu'on incline progressivement (jusqu'à ce qu'elle soit perpendiculaire à l'écoulement) la force augmente effectivement dans un premier temps, mais au-delà d'un certain angle, elle décroît brusquement (environ 16° par rapport à la verticale) et conserve ensuite une valeur sensiblement constante.

Cette rupture inattendue tient à un changement soudain dans la qualité de l'écoulement de l'eau. Pour de faibles inclinaisons, cet écoulement est régulier ou laminaire. L'angle d'incidence augmentant, des tourbillons apparaissent. Tout d'abord, ils sont faibles et n'empêchent pas la force de croître. Puis brusquement, se produit un décrochage : l'angle d'incidence est devenu trop grand pour que les filets de liquide puissent s'écouler régulièrement ; ils frappent la pale et n'arrivent pas à combler le vide. De gros tourbillons se forment, l'écoulement est complètement perturbé ou turbulent. Ces tourbillons désorganisent le champ de pression au voisinage de la pale, et affectent considérablement la force qui s'exerce sur elle.

Cette force hydrodynamique dépend donc étroitement de l'angle d'incidence entre l'écoulement de l'eau et la pale : il faut "fléchir" l'écoulement et non "casser". On peut comprendre dès lors la supériorité d'efficacité de la pale courbe par rapport à la pale droite. Aussi, imagine-t-on déjà que la forme de la pale elle-même a de l'importance : il faut tenir compte de sa concavité.

.../...

Nous n'avons pas pu faire d'expériences avec différentes courbures de pales, mais il a été montré (et la théorie exposé au paragraphe I - 7 le confirme) que plus la pale est concave :

- plus la force développée par la pale est grande,
- plus elle peut fléchir l'écoulement d'un angle important sans décrocher.

Il faut également noter que la position du creux sur la pale n'est pas sans importance. Il semblerait qu'un creux situé dans le premier tiers de la pale permette d'obtenir une force plus grande et mieux orientée. Toutefois, les auteurs ne se sont pas encore mis d'accord sur ce sujet, et l'on peut penser, en attendant, qu'un creux situé au milieu de la pale n'est pas mal non plus.



Figure VI - 3

Avec la maquette, on constate que lorsqu'aucune charge n'est soumise à la roue, nous avons des tourbillons au bas de l'intrados de la pale (Figure VI -3) Au fur et à mesure que l'on charge la roue, cette turbulence a tendance à se déplacer vers l'extrados (Figure VI - 4) freinant ainsi la pale.

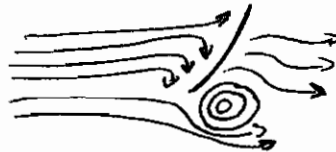


Figure VI - 4

Pour avoir un bon rendement de la roue, il faudrait alors charger la roue de façon à éloigner cette turbulence de la pale, c'est-à-dire essayer de l'avoir au plus bas.

.../...

Pour le modèle que nous avons expérimenté, nous obtenons cette position optimale avec une charge de 220 g parcourant une distance de 60 cm en 42,9 s (soit une vitesse de 0,014 m/S). En ce qui concerne l'immersion de la pale, on se rend compte qu'en immergeant totalement la pale, il se crée de la turbulence sur les côtés haut et bas de pale ce qui freine d'avantage la pale. On a donc intérêt à mouiller le maximum de hauteur tout en n'immergeant pas totalement la pale.

Huile utilisée : liquide synthétique pour circuits de freinage et
d'embrayage
SAE J 1707 (ex : 70R3)
FM.VS Standard 116 DOT 3
NFR 1264

Nous avons aussi utilisé du lait concentré sucré (NESTLE - matière grasse 9 %) qui nous a permis d'observer les lignes de courant. Mais il se dilue entièrement au niveau des zones de turbulences.

Remarque : Des photos ont été prises lors de la visualisation mais ne nous permettent pas de faire ressortir les observations précitées.

.../...

C O N C L U S I O N

A partir de l'étude relative à l'implantation de l'hydraulienne, nous pouvons dire que cette micro-centrale hydro-électrique peut être une solution économique à la production d'énergie en milieu rural pour les pays du tiers monde arrosés par un cours d'eau, notamment au SENEGAL, avec l'exploitation future des terres bordant le Fleuve SENEGAL, dans la mesure où ce dernier aura des caractéristiques plus régulières (débit, vitesse, hauteur d'eau). Mais à ce stade du projet, une hydrolienne installée à MAKO nous permettra, j'en suis convaincu, de mieux appréhender l'efficacité de cet appareil.

Il n'en est pas moins vrai qu'avec l'avancée du désert et la sécheresse qui s'accroît, les vitesses et débits adéquats à l'expansion de l'hydro-générateur disparaîtront*. Une plus grande attention devrait être accordée à ce fléau.

En ce qui concerne l'étude de la roue hydraulique, nous pouvons dire que le type de pales dont elle est équipée n'est pas des plus efficaces. Et, à partir de ce que nous avons vu précédemment, l'on choisira plutôt des pales courbes. Mais, faut-il reconnaître que l'aspect coût de fabrication pourrait opter en faveur des pales droites.

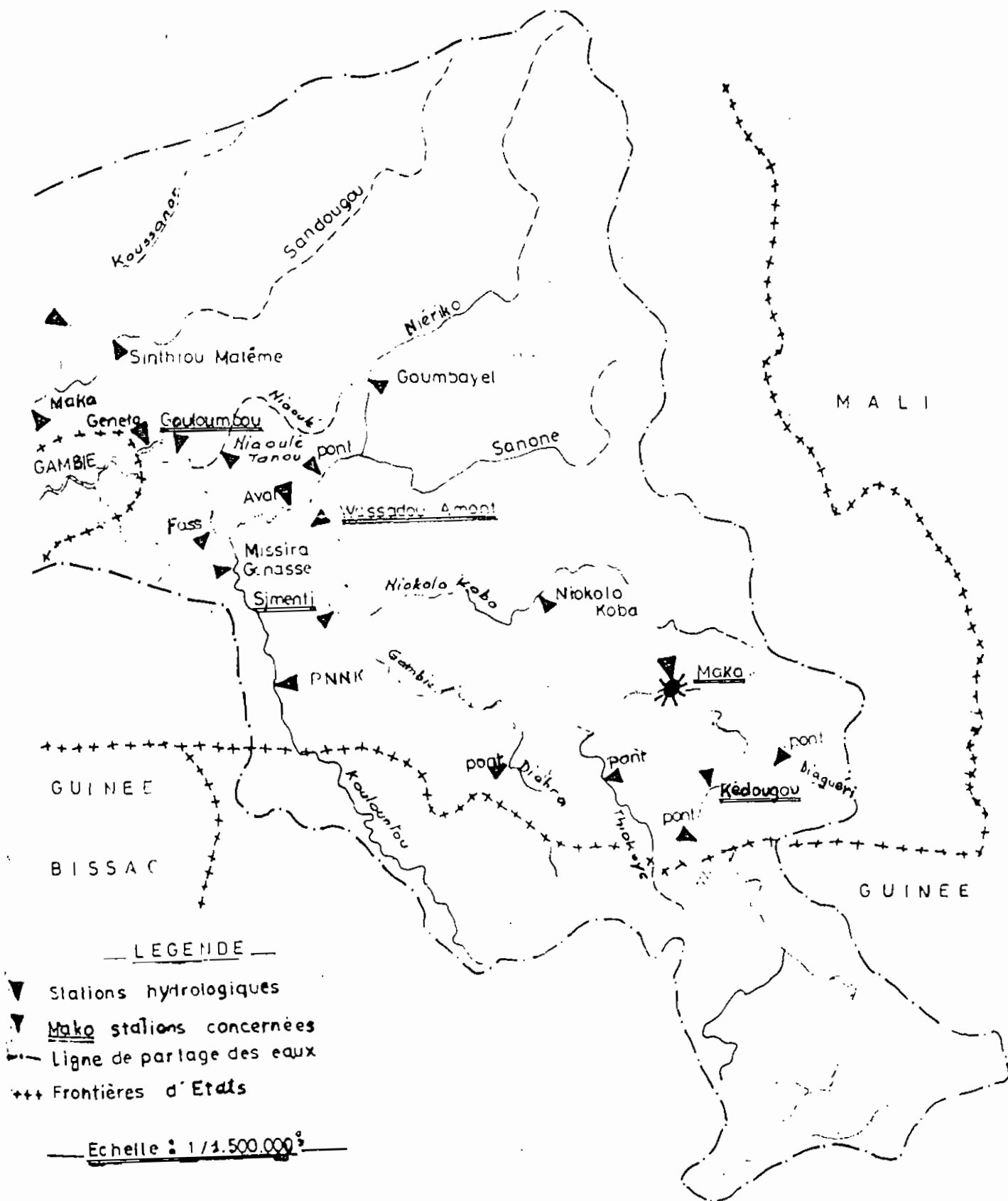
Pour terminer, nous ferons remarquer que ce projet de fin d'étude ne constitue qu'une première étape dans la mise en exploitation de cette catégorie de génératrice d'électricité. Et qu'un suivi devrait être accompli par toutes les parties prenantes du projet pour une maîtrise totale de l'hydraulienne.

(*) La conférence mondiale Syva (Paris, à l'instigation du gouvernement français, février 1986) souligne le drame que représente le déboisement du Fouta-Djalou, châteaux d'eau de l'Afrique de l'Ouest (c'est là que prennent naissance ses deux de ses grands fleuves qui sont le Niger, et le Sénégal). En effet, le Fleuve Sénégal avait un débit annuel estimé à 24 milliards de mètres cubes. Mais à Bakel en 1983, celui-ci n'était plus que de 7 milliards. On a même noté quelques jours sans écoulement. Le Fleuve Niger a cessé de couler (depuis qu'on en mesure le débit) en juin 1985, fin de la saison sèche à Niamey.

A N N E X E 1

LOCALISATION GEOGRAPHIQUE DU SITE
D'IMPLANTATION DE L'HYDROLIENNE

BASSIN VERSENT DU FLEUVE GAMBIE (Partie SENEGALAISE et GUINEENNE)

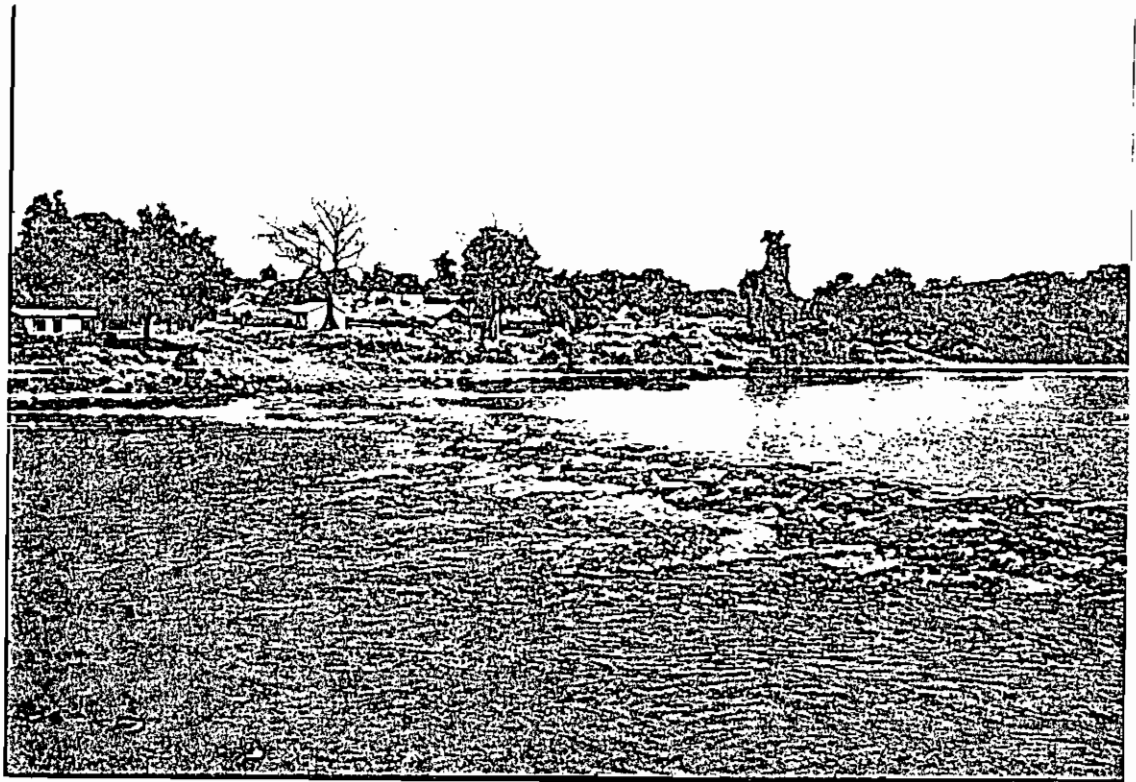




○ Kouya

30'

12°



site choisi : MAKO

A N N E X E 2

CARACTERISTIQUES HYDROLOGIQUES DE
LA STATION DE M A K O

1°) CARACTERISTIQUES DU BASSIN VERSANT

Superficie	10 450 KM2
Périmètre	685 KM
C	1,87
L	308 KM
I	3 KM
IG	2,50 M/KM
Altitude maximale	1 538 M
Altitude minimale	75 M
Pente moyenne du cours d'eau	3,2 o/oo
Pente de la station	0,35 o/oo

Le bassin incorpore quelques affluents bien arrosés et à relief assez bien marqué (Diagueri, Koumoutourou). La pluviométrie peut être estimée à 1 450 mm.

DATE	Hauteur en cm	Largeur en cm	Vit. moyenne en m/s	Vit. maximale en m/s
08/03/80	55	8,30	0,505	1,355
14/04/80	17	1,90	0,170	0,314
12/09/80	427	138	1,050	1,618
11/10/80	219	133,5	0,254	0,561
12/10/80	162	132	0,114	0,247
16/12/80	122	126,6	0,052	0,130
07/01/81	102	85,0	0,458	1,057
09/02/81	75	51,0	0,308	0,609
06/03/81	56	6,90	0,595	1,073
18/04/81	20	4,20	0,032	0,191
23/06/81	68	47	0,339	0,915
14/07/81	150	132	0,081	0,195
22/08/81	318	40	0,634	1,089
08/09/81	432/434	138,2	1,13	1,753
10/12/81	120	65	0,622	1,404
14/02/82	72	64,	0,328	0,609
15/04/82	24	2,90	0,389	2,63
08/09/82	370/367	136	0,790	1,291
14/01/83	101	71,0	0,393	0,845
13/02/83	74	63,5	0,266	0,572
20/03/83	50	6	0,298	0,722
	86	46	0,389	0,663
10/02/84	65	10	0,662	1,449
17/03/84	47	5	0,375	0,669
13/10/84	238	130	0,382	0,666
07/01/85	83	55	0,377	0,609
05/02/85	63	8,50	0,498	1,396
06/03/85	48	5,50	0,227	0,606
01/08/85	272	124	0,470	0,831
10/08/85	355	135,6	0,799	1,198
30/08/85	363/362	135,5	0,835	1,295
23/09/85	385	136,1	0,924	1,399
10/08/86	253	133	0,346	0,732
08/09/86	370	135	0,837	1,381
27/09/86	310	134,5	0,595	1,077

A N N E X E 3

FORCES EXERCEES PAR LES LIQUIDES EN MOUVEMENT :

PRINCIPE DE L'IMPULSION ET DE LA
QUANTITE DE MOUVEMENT

Un liquide en mouvement exerce sur les parois l'entourant des forces appelées "forces de réaction". Pour les déterminer, on fait appel au principe de l'impulsion de la mécanique générale :

$$\frac{d(M.V)}{dt} = \sum F_i(\text{géom.}) \quad (a)$$

$\sum F_i(\text{géom.})$ = somme géométrique de toutes les forces externes agissant sur la masse M

$\frac{d(M.V)}{dt}$ = changement temporel de la quantité de mouvement

L'équation (a) peut s'écrire :

$$F_i(\text{géom.}) - \frac{d(M.V)}{dt} \quad (b)$$

La différence est à construire géométriquement.

Supposons l'écoulement permanent avec une masse volumique (kg/m³) et un débit Q (m³/s). On ne tiendra pas compte des pertes dues aux frottements. On délimite une masse M de fluide dans un tube de courant entre les sections S₁ et S₂ (voir figure a).

Les vitesses d'écoulement aux deux sections considérées sont V₁ et V₂ et les pressions p₁ et p₂.

La quantité de mouvement totale de la masse M est égale à la somme géométrique des quantités de mouvement des différentes particules de fluide. Pendant la courte période dt toutes les particules se déplacent, et la masse M glisse le long du tube pour occuper les configurations 1' et 2' : ainsi la quantité totale de mouvement change. Entre 1 et 1' est contenue la quantité de fluide étant rentrée par la section S₁ dans le temps dt et entre 2 et 2' celle étant sortie par S₂. Ces deux quantités de fluide sont égales puisque l'équation de la continuité est valable. Leur volume vaut Q.dt et leur masse Q.ρ.dt. La masse entrant par S₁ a donc une quantité de mouvement égale à Q.ρ.dt.V₁ et celle sortant de S₂ à Q.ρ.dt.V₂.

Pendant le déplacement de la masse M, la quantité de mouvement entre 1' et 2 ne change pas, car chaque particule qui bouge y est remplacée par une autre qui prend sa vitesse. Par conséquent, la variation de la quantité de mouvement est égale à la différence géométrique de Q.ρ.dt.V₂ et Q.ρ.dt.V₁. La variation négative de la quantité de mouvement dans le temps dt est donc égale à la différence géométrique de Q.ρ.V₁ et Q.ρ.V₂, ou, ce qui revient au même, à la somme géométrique de Q.ρ.V₁ et (-Q.ρ.V₂). Elle est en équilibre avec les forces agissant sur la masse M (voir équation b).

.../...

Celles-ci sont les forces $p_1 \cdot S_1$ et $p_2 \cdot S_2$ et la force F_{PP} résultant de toutes les forces de pression des parois sur le volume de liquide considéré. Le diagramme des forces est fermé.

D'après le principe connu de la mécanique "action = réaction", la force de réaction F_R exercée par le liquide en mouvement sur les parois qui l'entourent est égale à F_{PP} . Ainsi, on trouve F_R simplement comme résultante des deux forces $p_1 \cdot S_1 + Q \cdot \rho \cdot V_1$ et $p_2 \cdot S_2 + Q \cdot \rho \cdot V_2$, perpendiculaires aux surfaces S_1 et S_2 et dirigées vers l'intérieur de l'élément fluide (voir figure a).

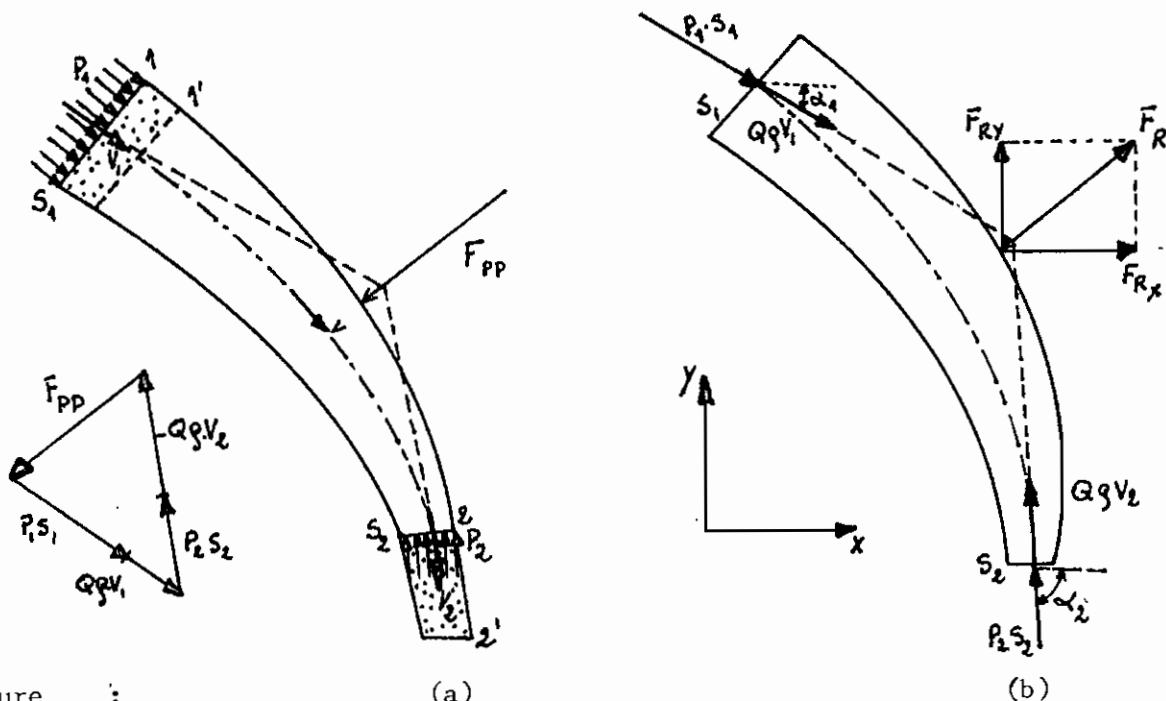


Figure : (a) Détermination de la force de réaction d'un fluide en mouvement sur une paroi.

Si on exprime le diagramme des forces dans un système x - y on a :

$$F_{Rx} = p_1 \cdot S_1 \cdot \cos \alpha_1 - p_2 \cdot S_2 \cdot \cos \alpha_2 + Q \cdot \rho \cdot (V_1 \cdot \cos \alpha_1 - V_2 \cdot \cos \alpha_2) \quad (c)$$

$$F_{Ry} = -p_1 \cdot S_1 \cdot \sin \alpha_1 + p_2 \cdot S_2 \cdot \sin \alpha_2 - Q \cdot \rho \cdot (V_1 \cdot \sin \alpha_1 - V_2 \cdot \sin \alpha_2)$$

Un jet de fluide rencontrant une paroi lui transmet une force appelée "force d'action". Elle est en principe une force de réaction. Elle est induite par la paroi qui exerce sur le jet libre, une force qui l'oblige à changer de direction et, par conséquent, de quantité de mouvement.

.../...

Le calcul des forces d'action est analogue à celui des forces de réaction. Nous sommes en présence d'un écoulement libre : dans tout le fluide, existe la même pression égale à la pression atmosphérique ($P_1 = P_2 = P_a = 0$). Et à cause de la symétrie de forme qu'il y a pour les différentes aubes, on aura :

$$F_{Ry} = 0$$

et, par conséquent :

$$F_R = F_{Rx} = Q (V_1 \cos \alpha_1 - V_2 \cos \alpha_2)$$

.../...

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

TURBO - MACHINES HYDRAULIQUES ET THERMIQUES (Tome II)

par Marcel SEDILLE

MASSON et Cie Editeurs.

THEORIE DES MODELES REDUITS

Raymond BOUCHER

Notes de cours.

TECHNIQUE DE L'INGENIEUR

Encyclopédie

MECANIQUE DES FLUIDES I ET II

Notes de cours.

MACHINE HYDRAULIQUE

Notes de cours.

LES ENERGIES RENOUVELABLES

Notes de cours.

INSTALLATIONS ELECTRIQUES

Notes de cours.

ETUDE THEORICOEXPERIMENTALE DES ROUES HYDRAULIQUES (Tome I)

Travail de fin d'étude présenté par LE PHU.

DEBITS CORRESPONDANTS DU FLEUVE GAMBIE

Elaboré par la Division Hydrologique.

DEBITS CORRESPONDANTS DU FLEUVE SENEGAL

Elaboré par la Division Hydrologique.

.../...

CONCEPTION - REALISATION - MAINTENANCE ET COUTS DES AMENAGEMENTS HYDRO-
AGRICILES DANS LE BASSIN DU FLEUVE SENEGAL

Séminaire : DAKAR, du 21 au 24 avril 1986.

VECTOR MECHANICS FOR ENGINEERS : STATICS AND DYNAMICS

SI Metric Edition

Ferdinand P. BEER, E.RUSSELL JOHNSTON, JR.

SENEGAL : PROBLEME ET CHOIX ENERGETIQUES

Rapport n° 4182 - SE Juillet 1983.

Rapport du programme conjoint PNUD/Banque Mondiale pour favoriser la maîtrise
des choix énergétiques.

COURS DE NAVIGATION DES GLENANS

Edition COMPAS/SEUIL (1972).