

17.76
RÉPUBLIQUE DU SÉNÉGAL



ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE THIÈS

PROJET *Gm. 0358*
DE
FIN D'ÉTUDES

Titre Etude de performance et amélioration
de l'éolienne multi-pales de la SISMAR

✓ Auteur Cheikh MBacké KHOULÉ

Génie _____ Mécanique _____

Date _____ JUIN 1984 _____

ECOLE POLYTECHNIQUE DE THIES

PROJET
DE
FIN D'ETUDES

Gm. 0358

TITRE : ETUDES DE PERFORMANCES ET
AMELIORATION DE L'EOLIENNE
MULTI-PALES DE LA SISMAR

AUTEUR : CHEIKH MBACKE KHOULE

GENIE : MECANIQUE

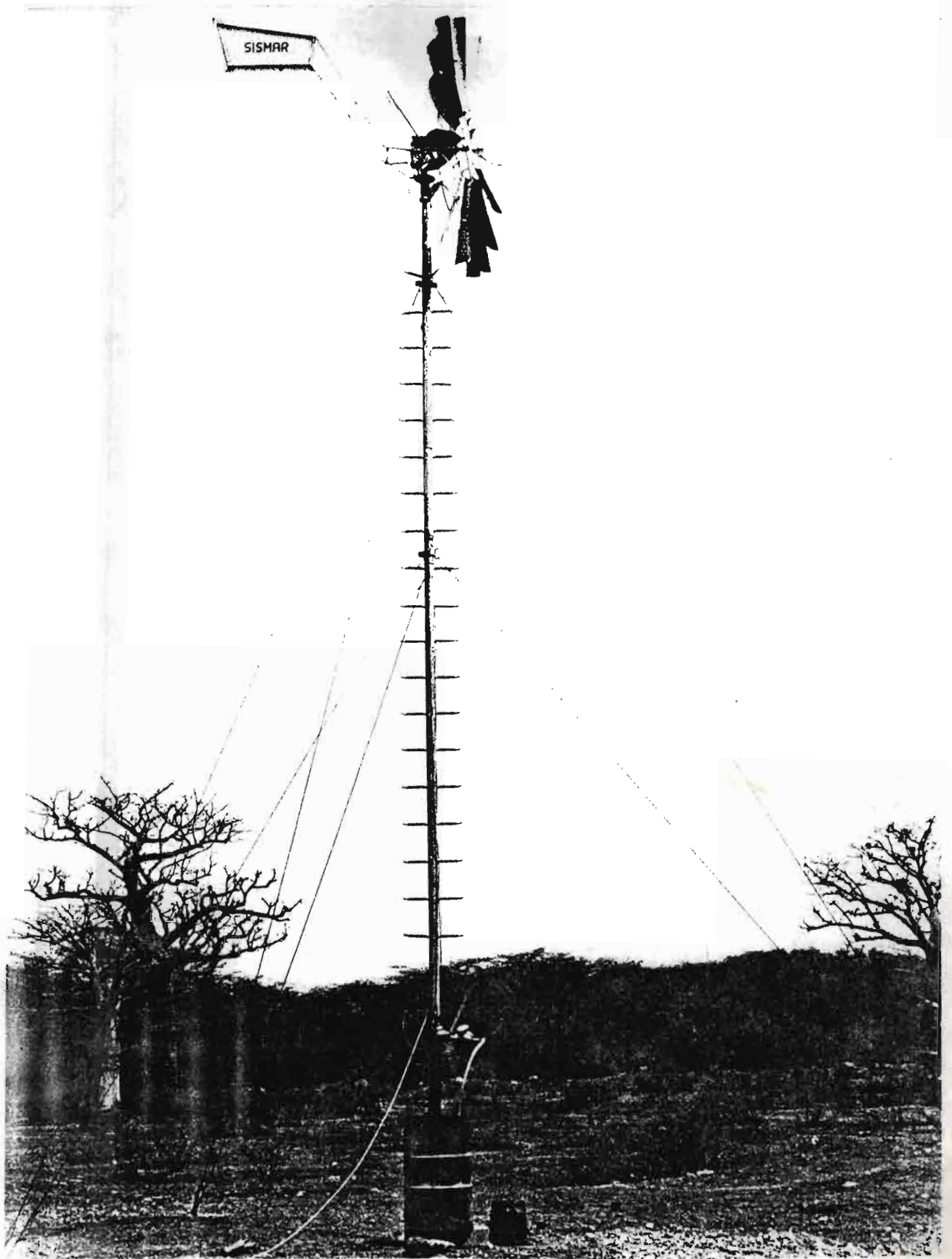
DIRECTEUR : M^r DINH VO NGOC

CO-DIRECTEUR : M^r SECK (SISMAR)

DATE : MAI 1984



ecole polytechnique
de thiès



SUJET

ETUDES DE PERFORMANCES
ET AMELIORATION DE L'EO-
LIENNE MULTI-PALES DE LA
SISMAR .

REMERCIEMENTS

Je ne peux rédiger ce rapport sans adresser mes sincères remerciements à tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué au bon déroulement de ce modeste travail.

Ces remerciements vont particulièrement :

- A mon directeur de projet M^r Dihn Vo Ngoc pour sa disponibilité totale et son soutien sans limite.
- A mon Professeur M^r Youssef A. Youssef pour son apport matériel et technique.
- A M^r Boulet technicien pour la réalisation des éléments du montage pour l'expérience.
- A mon Co-Directeur M^r Seck de La SISMAR ainsi qu'à M^r Bomal pour leurs conseils et les renseignements fournis sur le comportement de l'éolienne.
- Aux M^{rs} Ndoye et Cissé techniciens à la SISMAR
- A M^r Saliou Diop ingénieur à La SISMAR
- Aux élèves ingénieurs: Abdou Diack, Mansour Sow et Kéba Dabo de l'Ecole Polytechnique.

Ces remerciements s'adressent également à tous les travailleurs de la SISMAR qui m'ont aidé à collecter les informations nécessaires.

SOMMAIRE

Ce projet est l'objet d'une étude de performance et d'amélioration d'une éolienne multipales à l'Ecole Polytechnique de Thies.

Cette éolienne dite lente a 16 pales sur la roue qui se trouve à 9 mètres d'altitude.

L'éolienne est accouplée à une pompe (en PVC) à piston munie de différents appareils de mesures: un compteur d'eau, un manomètre et un robinet. La pompe a une hauteur de 1,5m et plonge dans un baril d'eau. Les profondeurs voulues seront simulées en créant des pertes de charge au niveau du robinet. Un traceur permet de déterminer la vitesse du vent ainsi que la vitesse de rotation de l'éolienne.

Ces mesures permettent de tracer les coefficients de moment (C_m) et de puissance (C_p) en fonction de la vitesse spécifique (λ) ainsi que la hauteur de pompage (H) en fonction du débit (Q) d'une part et du débit (Q) en fonction de la vitesse de rotation d'autre part. $C_m(\lambda)$ et $C_p(\lambda)$ sont comparées aux courbes théoriques pour déterminer les performances de l'éolienne, les conditions optimales de pompage ainsi que les améliorations à apporter.

TABLE DES MATIERES

Table de notations Generales	viii
Introduction	1
CHAPITRE I	3
ETUDES DE PERFORMANCES	3
A - Etudes theoriques	4
B - Etudes Experimentales	9
Ba-1 - Installations et procedés de mesures	10
Ba-2 - Caracteristiques experimentales de l'eolienne	16
Ba-3 - Caracteristiques de la pompe	23
Ba-4 - Recommandation pour les conditions optimales de fonctionnement.	25
CHAPITRE II	28
AMELIORATIONS	28
A - Etude Aerodynamique	29
A-I Caracteristiques des pales	30
A-II Etude du Gouvernail	34
B - Etude Mécanique	37
BI Le Mécanisme de transmission	38
BII. Le Moyen (Support de la roue)	54
BIII. Recommandations pour l'entretien.	58

Conclusion 59

REFERENCES

Bibliographie 61

Annexes 62

Annexes AI Abaques 2 62

Annexes BI Etalonnage et figures 64

Annexes AII Abaque 1 et figures 74

Annexes BII Figures et dessins 78

TABLE DE NOTATIONS GENE RALES

SISMAR " Société Industrielle Sahélienne de Méca-
niques, de Matériels Agricoles et de Re-
présentations."

Noms	Symboles	Unités
Charge dynamique de base	C	N
" Statique de base	C ₀	N
Coefficient de moment	C _m	-
Coefficient de puissance	C _p	-
Coefficient de trainée	C _x	-
" de Portance	C _z	-
Diamètre de la roue	D _R	m
Force de trainée	F _x	N
" " Portance	F _z	N
Durée de vie	L _h	heures
Couple (Moment)	M	N.m
Vitesse de rotation	N	t/pm
Puissance	P	Watts
Surface	S	m ²
Vitesse spécifique	λ	-
Poids spécifique de l'eau	γ _e	N/m ³
masse volumique de l'air	ρ _a	kg/m ³

tour par minute	tpm	—
kilogramme	kg	—
Newton	N	—
mètre	m	—
Vitesse angulaire	ω	rd/s
radian	rd	—
seconde	s	—

INTRODUCTION

L'énergie source de tout mouvement se présente dans la nature sous diverses formes. Comme sources d'énergie l'homme dispose : du pétrole, du charbon, du soleil, de l'eau, des atomes et enfin du vent qui fait l'objet de ce projet.

L'énergie éolienne, gratuite et exploitée à ciel ouvert existait déjà dès la haute antiquité en Perse, en Egypte ... etc.

La puissance disponible dans l'atmosphère a été estimée par différents chercheurs; c'est ainsi que Brunt (cf [2]) l'a estimée à $3 \cdot 10^{17}$ kilowatts.

De nombreuses études dont celle-ci furent menées pour une meilleure utilisation de cette puissance. A l'heure actuelle, où les réserves de pétrole s'épuisent, où nous sommes en pleine crise énergétique, la question sur l'utilisation de l'énergie éolienne se pose avec acuité. Il est cependant important de noter que, jusqu'à présent, l'énergie éolienne n'est qu'une source d'appoint. Elle peut constituer, dans les pays en voie de développement, un moyen de fournir de l'énergie aux com-

munautés rurales éloignées du réseau électrique national du fait de la faible densité de la population.

Dans le cadre des recherches menées pour le bien être de l'homme, nous étudions la performance d'une pompe - éolienne déjà conçue par la SISMAR; la comparée à celle des éoliennes du même type pour apporter les améliorations mécaniques et aérodynamiques nécessaires.

CHAPITRE I

ETUDE
DE
PERFORMANCE

A
ETUDE
THEORIQUE

A.a PUISSANCES THEORIQUES DE L'EOLIENNE

Des essais effectués au Laboratoire Eiffel ont montré que la puissance maximale susceptible d'être recueillie sur les éoliennes lentes s'exprime approximativement en fonction du diamètre et de la vitesse du vent (V) par la relation (voir Itbaques 2 Annexe AE)

$$P_{\max} = 0,15 D^2 V^3 \quad (\text{voir "Gourières"})$$

Le diamètre dont nous disposons étant $D = 2 \text{ m}$ on aura :

$$P_{\max} = 0,6 V^3 \quad (\text{watts})$$

La puissance théorique développée par la pompe sera égale à la puissance fournie par l'éolienne :

$$P_{\max} = P_{pk} = Q \gamma_e h \quad (\text{watts})$$

De cette équation on trouve le débit correspondant.

Par ordinateur on établit le tableau suivant correspondant à l'étude théorique de notre éolienne pour différentes villes du Sénégal en considérant les vitesses moyennes annuelles du vent.

READY.

```

10 REM -----
20 REM --- CALCULS DE DEBIT VS PROFONDEUR DES Puits ---
30 REM -----
40 A$=""
50 GOSUB 500
60 OPEN 1,4
70 PRINT#1,"| REGION      | VITESSE | PUISSANCE | PROFONDEUR | DEBIT"
80 PRINT#1,"|              | (M/SEC) | (WATTS)  | DU PUIT (M) | (L/HR)"
90 CLOSE 1
100 GOSUB 500
110 INPUT "VILLE = ";B$
120 IF B$="OUT" THEN 360
130 INPUT "VITESSE DU VENT = ";V
140 W=0.15*4*V^3
150 H=5
160 Q=3600*W/(9.81*H)
170 IF H>5 THEN 230
180 OPEN 1,4
190 PRINT#1,SPC(1);B$;SPC(2);V;SPC(4);W;SPC(5);H;SPC(10);Q
200 CLOSE 1
210 H=H+5
220 GOTO 160
230 OPEN 1,4
240 PRINT#1,TAB(40);H;SPC(10);Q
250 CLOSE 1
260 IF H<25 THEN 210
270 GOSUB 500
280 GOTO 110
300 OPEN 1,4
310 FOR I=1 TO 73
320 PRINT#1,A$;
330 NEXT I
340 PRINT#1,""
350 CLOSE 1
355 RETURN
360 END

```

READY.

REGION	VITESSE (M/SEC)	PUISSANCE (WATTS)	PROFONDEUR DU PUIT (M)	DEBIT (L/HR)
KOLDA.....	1.31	1.3488546	5	98.998503
			10	49.4992515
			15	32.999501
			20	24.7496257
			25	19.7997006
LINGUERE...	1.87	3.9235218	5	287.964903
			10	143.982451
			15	95.988301
			20	71.9912258
			25	57.5929806
MATAM.....	1.01	.618180602	5	45.3710533
			10	22.6855267
			15	15.1236844
			20	11.3427633
			25	9.07421067
PODOR.....	2.66	11.2926576	5	828.818908
			10	414.409454
			15	276.272969
			20	207.204727
			25	165.763782
TAMBACOUNDA	2.24	6.7436544	5	494.947112
			10	247.473556
			15	164.982371
			20	123.736778
			25	98.9894225
ROSSO.....	3.66	29.4167376	5	2159.02661
			10	1079.51331
			15	719.675538
			20	539.756654
			25	431.805323
ZIGUINCHOR.	2.06	5.24508961	5	384.960705
			10	192.480352
			15	128.320235
			20	96.2401762
			25	76.992141

P. 610

REGION	VITESSE (M/SEC)	PUISSANCE (WATTS)	PROFONDEUR DU PUIT (M)	DEBIT (L/HR)
DAKAR.....	4.88	69.7285632	5	5117.69271
			10	2558.84636
			15	1705.89757
			20	1279.42318
			25	1023.53854
ST-LOUIS...	4.55	56.5178251	5	4148.09725
			10	2074.04863
			15	1382.69908
			20	1037.02431
			25	829.619451
DIOURBEL...	1.59	2.4118074	5	177.013387
			10	88.5066936
			15	59.0044624
			20	44.2533468
			25	35.4026775
KAOLACK....	2.82	13.4554608	5	987.556757
			10	493.778378
			15	329.185586
			20	246.889189
			25	197.511351
THIES.....	1.51	2.0657706	5	151.616191
			10	75.8080955
			15	50.5387304
			20	37.9040478
			25	30.3232382
KEDOUGOU...	1.59	2.4118074	5	177.013387
			10	88.5066936
			15	59.0044624
			20	44.2533468
			25	35.4026775

B

ETUDE

EXPERIMENTALE

Ba-1 INSTALLATIONS ET PROCÉDES DE MESURES

Une pompe (en PVC) de 82 mm de diamètre intérieur est accouplée à l'éolienne. Cette pompe est munie de différents appareils.

Matériel utilisé :

- Une éolienne multipales (lente).
- Une pompe (en PVC) à piston.
- Un baril d'eau.
- Un robinet qui crée des pertes de charge supplémentaires pour simuler la profondeur de pompage.
- Une presse-étoupe pour assurer l'étanchéité du système d'une part et maintenir la pression dans le tuyau d'autre part.
- Un manomètre pour mesurer la pression.
- Un compteur d'eau pour mesurer le débit.
- Un anémomètre pour mesurer la vitesse du vent.
- Un traceur muni d'une pile de 4,5 Volt pour imprimer : la vitesse du vent et la vitesse de rotation de l'éolienne.
- Un contacteur pour la fermeture du circuit.
(Circuit reliant tige de pompe - pile de 4,5 Volt - traceur)
(voir figure ci-après).

MONTAGE

A : Contac

B : tige de Pompe

C : Presse-étoupe

D : Manomètre

E : Débitmètre

F : Robine

G : Boyau

H : Baril

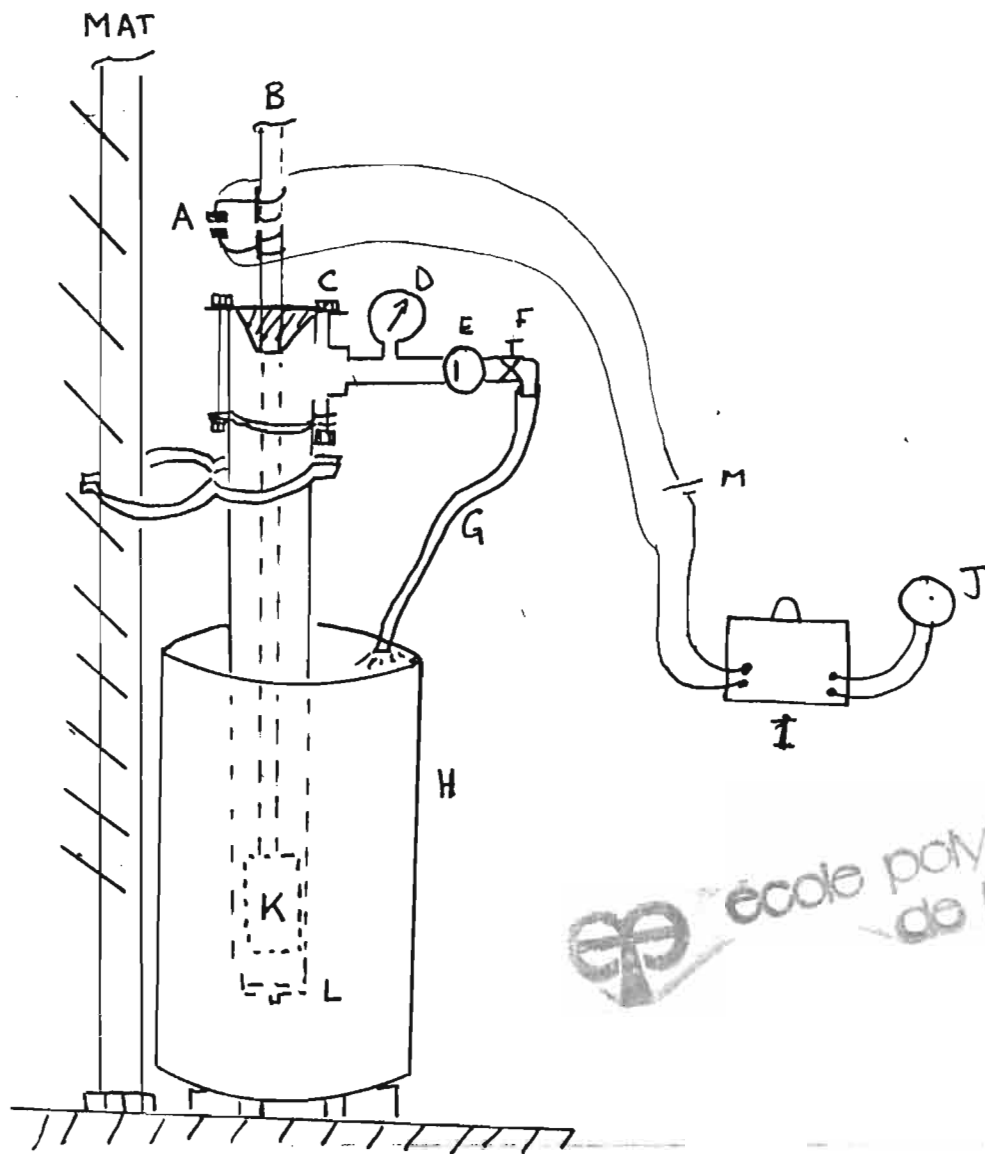
I : traceur

J : Anémomètre

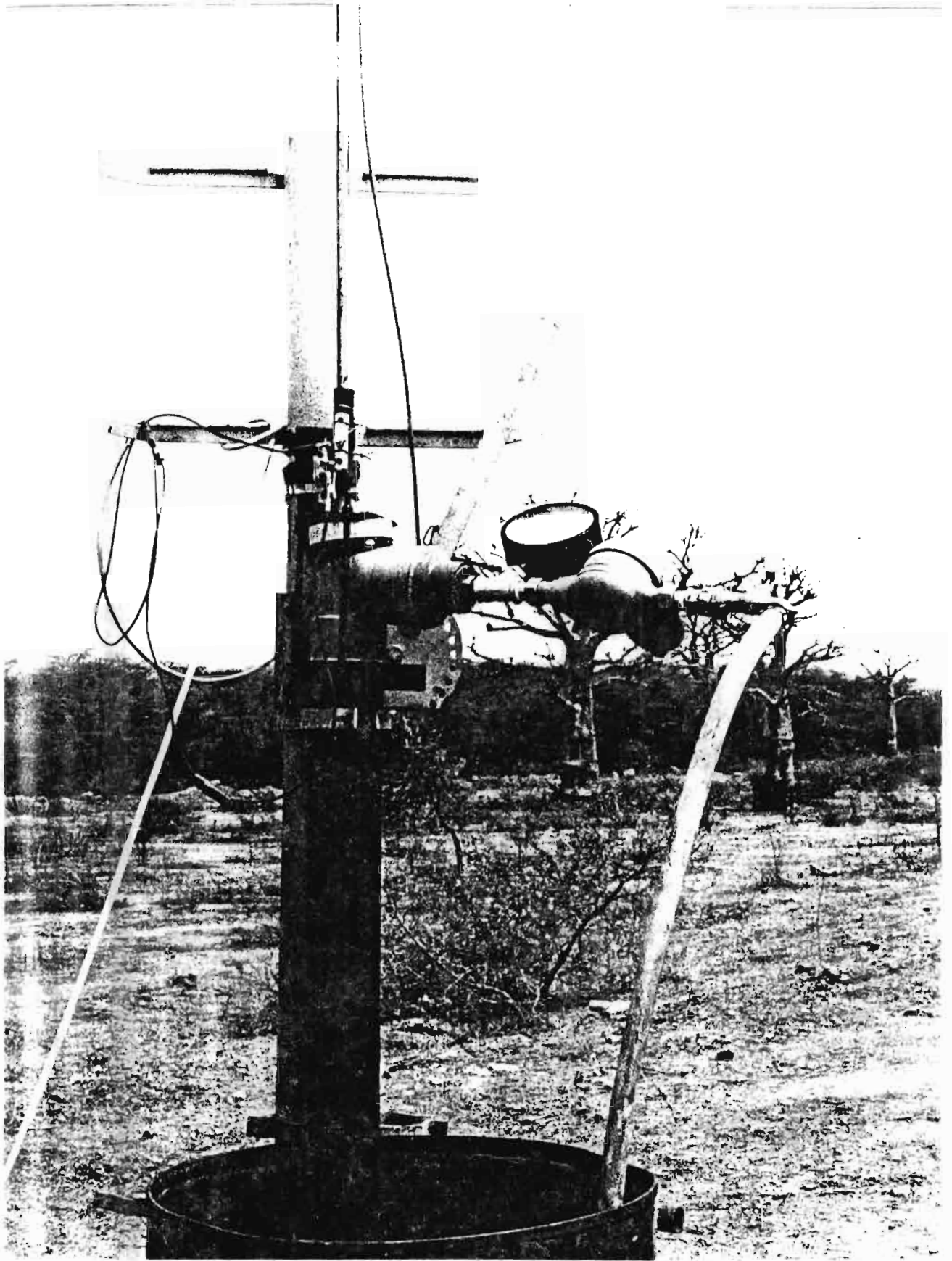
K : Piston

L : clapet

M : Pile 4,5V



MONTAGE



Ba.1.2 Mesure de la profondeur de pompage (H)

Si P est la pression mesurée, on détermine H en posant:

$$\frac{P}{\gamma_e} = H + 1$$

Le terme un (1) est la différence d'élevation entre le niveau moyen du piston et le manomètre installé à la sortie de l'eau.

Exemple:

Pour simuler une profondeur de 30m il faudra régler l'étrangleur tel que:

$$P = \gamma_e (h_L + 1) = 9800(30 + 1) = 303800 \text{ Pa}$$

Le manomètre utilisé étant gradué en kg/cm^2 on doit lire $3 \text{ kg}/\text{cm}^2$.

Ba.1.3 Mesure de la vitesse de rotation (N)

A un tour complet de la roue de l'éolienne correspond un cycle de la tige de pompe.

Le contacteur (voir schéma partie Ba.1.1) monté sur cette tige permet de fermer le circuit dans lequel est insérée une pile de 4,5 Volt. Le circuit fermé la mine du traceur fait un saut correspondant à un cycle donc un tour de la roue.

Le papier millimétré sur lequel est inscrit le saut, roule à une vitesse V_b (mm/s). Après un temps t_b , on a une longueur l_b de la bande :

$$t_b = \frac{l_b}{V_b} \text{ (s)}$$

Pour ce même temps le nombre total de sauts est compté (N_t). On trouve alors la vitesse de rotation en posant :

$$N = \frac{N_t}{t_b} \text{ (tour/s)}$$

ou

$$N = 60 \left(\frac{s}{\text{min}} \right) \cdot \frac{N_t}{t_b} \left(\frac{\text{tour}}{s} \right)$$

$$N = 60 \frac{N_t}{t_b} \text{ (tpm)}$$

Ba.1.4 Mesure de la vitesse du vent

Le moteur électrique de l'anémomètre déjà étalonné au laboratoire (voir étalonnage Annexe B) est directement relié au traceur qui imprime les variations de tension en fonction de la vitesse du vent (voir Modèle fig a Annexe B). L'échelle choisie étant e (mV/cm), le gain (g), la hauteur moyenne (h_m) des variations d'amplitudes est mesurée. Le voltage moyen se trouve en

posant:
$$U = \frac{e h_m}{g} \text{ (mV)}$$

ou
$$U = \frac{e h_m}{g} \cdot 10^{-3} \text{ (volt)}$$

Sur la courbe d'étalonnage on place la valeur de U pour déterminer V (la vitesse du vent)

Ba.1.5 Mesure du débit

Si q est la quantité d'eau mesurée pendant le temps t_b on trouve le débit Q en posant :

$$Q = \frac{q}{t_b} \text{ (m}^3/\text{s)}$$

$$\text{ou } Q = \frac{q}{t_b} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) \left(\frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right)$$

$$Q = \frac{q}{t_b} \times 3600 \text{ (} \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \text{)}$$

Ba.2 CARACTERISTIQUES EXPERIMENTALES.

A partir des mesures prises on détermine la variation du coefficient de moment (C_m) d'une part et du coefficient de puissance d'autre part en fonction de la vitesse spécifique (λ). $C_m(\lambda)$ et $C_p(\lambda)$ comparés aux courbes théoriques permettent de trouver le rendement maximal de l'éolienne (au point de fonctionnement optimal).

Au C_p maximal correspond la vitesse spécifique optimale ($\lambda_0 = \frac{\omega_0 R}{V} = \frac{2\pi N_0}{60} \frac{1}{V}$).

λ_0 fixera les conditions dans lesquelles doit fonctionner la pompe (en PVC) accouplée à l'éolienne pour optimiser le rendement.

Connaissant la vitesse du vent d'un lieu déterminé on trouve: N_0 (optimal) en posant $\lambda_0 = f(N_0)$. De la courbe $Q(N)$ on trouve Q_0 . De la courbe $Q(H)$ on trouve H_0 .

Si pour une vitesse V donnée on a: $H > H_0$, on joue sur la section de la pompe pour optimiser le rendement.

TABLEAU DE MESURES

Numero de L'experience	Vitesse du vent V: (m/s)	Vitesse de rotation N (tpm)	Pression Moyenne (kg/cm ²)	Hauteur Equivalente de La colonne d'eau H (m)	Debit (m ³ /R)
1	3.15	40.00	0.50	6	0.372
2	3.35	51.00	0.60	7	0.320
3	3.20	74.40	1.00	11	0.714
4	3.10	35.00	1.20	13	0.016
5	3.20	36.00	1.40	15	0.509
6	2.25	31.00	1.60	17	0.388
7	2.90	33.50	0.30	4	0.755
8	3.00	33.00	0.80	9	0.045
9	2.90	32.00	1.10	12	0.501
10	3.05	22.00	1.50	16	0.188
11	2.60	35.00	1.10	2	0.666
12	2.50	39.50	0.15	2.5	0.767
13	2.40	40.00	0.16	2.6	0.263
14	2.60	37.00	0.18	2.8	0.943
15	2.50	22.00	0.05	1.5	1.015
16	2.20	19.00	0.25	3.2	0.333
17	2.4	38.00	0.70	8	0.558

Ba.2.1 Calcul des Puissances (P)

$$P = Q \gamma_c H \left(\frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} \right)$$

$$\gamma_c = 9800 \text{ N/m}^3$$

$$\text{d'où } P = \frac{9800}{3600} Q H$$

$$P = 2.72 Q H$$

TABEAU DE CALCUL . 1

Numero de l'experience	H (m)	Q (m ³ /h)	P = 2.72 Q H (Watts)
1	6	0.372	6.069
2	7	0.320	6.095
3	11	0.714	21.361
4	13	0.016	0.555
5	15	0.509	20.766
6	17	0.388	17.944
7	4	0.755	8.211
8	9	0.045	1.105
9	12	0.501	16.346
10	16	0.188	8.186
11	2	0.666	3.621
12	2.5	0.767	5.211
13	2.6	0.263	1.862
14	2.8	0.943	7.183
15	1.5	1.015	0.061
16	3.5	0.333	3.171
17	8	0.658	5.372

Ba.2.2. Variation de C_m et C_p en fonction de λ

$$C_m = \frac{2M}{\rho_a \pi R^3 V^2} \quad (\text{Voir Le Gourierés})$$

$$M = \frac{P}{\omega} \quad \omega = \frac{2\pi N}{60} \quad (\text{rad/s})$$

$$M = \frac{60P}{2\pi N}$$

(Valeur de P: Paragraphe Ba2.1)

(Valeur de N et V: tableau de mesure)

$$\text{d'où } C_m = \frac{2 \cdot 60 P}{2 \cdot \pi^2 N \rho_a R^3 V^2} \quad (R = \frac{D_a}{2} = 1 \text{ m})$$

$$\text{d'où } C_m = 4.9 \frac{P}{N V^2}$$

$$\lambda = \frac{\omega R}{V} = \frac{2\pi N R}{60 V}$$

$$\text{d'où } \lambda = 0.1 \frac{N}{V}$$

$$C_p = \lambda C_m \quad (\text{Voir "Le Gourierés"})$$

(Voir valeur de C_m , C_p et λ : tableau de calcul 2 page suivante)

(Voir courbes: $C_m(\lambda)$: fig 1 Annexe BI

$C_p(\lambda)$: fig 2 Annexe BI

TABLEAU DE CALCUL 2

Numéro de L'expérience	$\lambda = \frac{\omega R}{V} = 0.1 \frac{N}{V}$	$C_m = 4.9 \frac{P}{NV^2}$	$C_p = \lambda C_m$
1*	1.26	0.075	0.094
2	1.52	0.052	0.079
3	1.19	0.273	0.325
4*	1.14	0.008	0.009
5	1.14	0.276	0.315
6*	1.43	0.560	0.801
7*	1.14	0.143	0.163
8*	1.10	0.018	0.020
9	1.10	0.296	0.327
10*	0.71	0.196	0.139
11*	1.33	0.075	0.106
12	1.57	0.1030	0.162
13	1.66	0.040	0.066
14	1.43	0.141	0.201
15*	0.90	0.002	0.002
16*	0.86	0.169	0.145
17	1.57	0.120	0.189

N.B. (*): Points non considérés

Ba.2.3 Caractéristiques théoriques de l'éolienne

$$C_{mH} = \frac{2 M_H}{\rho_a \pi R^3 V^2} \quad \text{avec} \quad M_H = (\gamma_e A H) \cdot \frac{R}{2}$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (\text{section du piston})$$

$h =$ la course

$$C_{mH} = \frac{9800 \times \pi \cdot \frac{(82 \cdot 10^{-3})^2}{4} \times \frac{55 \cdot 10^{-3}}{2} \times H}{1,24 \times \pi \times 1^3 \times V^2}$$

$$\text{d'où} \quad C_{mH} = 0,36 \frac{H}{V^2}$$

$$\text{et} \quad C_{pH} = \lambda C_{mH}$$

(Voir courbes $C_{mH}(\lambda)$ fig 1 Annexe BI

$C_{pH}(\lambda)$ fig 2 Annexe BI)

Ba.2.4 Les rendements (η_e) de l'éolienne

Le rendement varie suivant la puissance.

A chaque point de fonctionnement on détermine le rendement correspondant de la courbe $C_p(\lambda)$ (fig 2 Annexe BI).

Il suffit de poser $\eta_e = \frac{C_{pex} \text{ (experimental)}}{C_{pH} \text{ (theorique)}}$

C_{pex} et C_{pH} sont déterminés à partir du λ du point de fonctionnement. De λ on trace la verticale parallèle à l'axe des C_p . Des courbes $C_{pex}(\lambda)$ et $C_{pH}(\lambda)$ on déduit les valeurs de C_{pex} et C_{pH} .

Prenons comme exemple le fonctionnement de l'éolienne au point optimal: on trouve pour $\lambda_{op} = 1.1$

$$C_{p_{ex}} = 0.315$$

$$C_{P_{th}} = 0.975$$

$$\eta_e = \frac{C_{p_{ex}}}{C_{P_{th}}} = \frac{0.315}{0.975} = \boxed{0.32}$$

$$\eta_e = 0.32 \quad \text{Dans les conditions optimales}$$

Cette valeur comparée aux rendements des éoliennes du même type qui varient aux environs de 50% nous conduit à faire une étude d'améliorations dans le prochain chapitre.

Ba.3 Caractéristiques de la pompe

Du tableau de mesure (Paragraphe Ba.2) on trace les courbes $H(Q)$ et $Q(N)$.

Voir : $H(Q)$ (fig 3 Annexes BI)

$Q(N)$ (fig 4 Annexes BI)

Ba.3.1 Rendement de la pompe (η_p)

$$\eta_p = \frac{\text{Debit reel (moyenne)}}{\text{Debit theorique (moyenne)}} = \frac{\bar{Q}}{\bar{Q}_{th}}$$

$$\bar{Q} = \frac{\sum Q_i}{n}$$

Q_i = Debit du numero de l'experience considere'

n = nombre de numeros consideres

si q est la quantite' d'eau mesuree par cycle:

$$\text{on a : } q = h \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) \quad h : \text{La course}$$

d : diametre du piston

si \bar{Q}_{th} est la moyenne des debits theoriques

$$\text{on a : } \bar{Q}_{th} = (q \bar{N}) \times \frac{(60 \text{ min})}{\text{heure}}$$

\bar{N} : vitesse de rotation moyenne .

$$\bar{N} = \frac{\sum N_i}{n} = \frac{310,9}{8} = 38,8 \text{ tpm}$$

$$q = \frac{\pi \left(\frac{82 \cdot 10^{-3}}{4} \right)^2 \times 55 \cdot 10^{-3}}{4} = 2,9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$\bar{Q} = 0,584 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$\bar{Q}_{th} = 38,8 \times 2,9 \cdot 10^{-4} \times \left(\frac{60 \text{ min}}{\text{hr}} \right) = 0,675 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$\eta_P = \frac{Q_1}{Q_H}$$

$$\eta_P = \frac{0.584}{0.675} =$$

$$\eta_P = 0.865 \quad \text{ou} \quad 86,5 \%$$

Notons que le rendement de cette pompe est encourageant. Son coût réduit et son rendement assez satisfaisant doivent motiver des études pour son intégration parmi les produits de certaines industries (agricoles) des pays sous développés.

Ba-4. RECOMMANDATIONS POUR LES CONDI- TIONS OPTIMALES DE FONCTIONNEMENT

Dans les paragraphes précédents (Partie B)
Les courbes suivantes sont déterminées :

$C_p(\lambda)$ (voir fig 2 Annexe BI)

$Q(N)$ (" fig 4 " BI)

$H(Q)$ (" fig 3 " BI)

$$\text{avec } \lambda = \frac{\omega R}{V} = 0.1 \frac{N}{V}$$

La courbe $C_p(\lambda)$ nous donne pour cette éo-
lienne la vitesse spécifique optimale ($\lambda_{op} = 1,1$)

$$\text{d'où } \lambda_{op} = \frac{\omega_{op} R}{V} = 0.1 \frac{N_{op}}{V} = 1.1$$

$$\text{d'où } N_{op} = 10 \lambda_{op} V$$

$$N_{op} = 11 V$$

Connaissant la vitesse moyenne du vent
(\bar{V}) d'un site donné on trouve la vitesse
de rotation optimale ($N_{op_{s1}}$) de l'éolienne
pour ce site en posant $\bar{V} = V$ d'où :

$$N_{op_{s1}} = 11 \bar{V}$$

Connaissant N_{op_s} , la courbe $Q(N)$ nous
donne le débit optimale ($Q_{op_{s1}}$).

La valeur de $Q_{opt_{s1}}$ permet de déterminer la
profondeur optimale ($H_{op_{s1}}$) à laquelle on doit

pomper .

Remarque 1:

Pour des profondeurs $H_s \neq H_{op}$
 on joue sur le diamètre du piston pour optimiser
 H_s soit $H_{ops_2} = H_s$, pour cela il faudra : calculer
 la puissance optimale de l'éolienne pour ce
 site (avec A_p sans changement c'est à dire $d_1 = 82$
 millimètres)

$$\text{on aura : } P_{ops} = Q_{ops} \gamma_e H_{ops}$$

(Q_{ops} et H_{ops} trouvés pour $d_1 = 82 \text{ mm}$)

connaissant P_{ops} on pose :

$$P_{ops} = Q_{ops_2} \gamma_e H_{ops_2}$$

(Q_{ops_2} et H_{ops_2} dans les nouvelles conditions)

$$P_{ops} = \pi \frac{d_{op_2}^2}{4} \times \frac{h}{2} \times \gamma_e \times H_{ops_2}$$

$$\text{d'où } d_{op_2}^2 = \frac{8 P_{ops}}{\pi h \gamma_e H_{ops_2}}$$

$$d_{op_2} = \left(\frac{8 P_{ops}}{\pi 9200 \times 55 \cdot 10^{-3} H_{ops_2}} \right)^{1/2}$$

$$d_{op_2} = 68.7 \cdot 10^{-3} \left(\frac{P_{ops}}{H_{ops_2}} \right)^{1/2}$$

Remarque 2

Dans le cas où une autre pompe (de rendement η_2) est accouplée à l'éolienne l'optimisation se fait en posant :

[si η_1 est le rendement de la pompe utilisée durant l'expérience. ($\eta_1 = 86,5\%$)]

$$P = \frac{Q_{op1} \cdot \gamma_e \cdot H_{op1}}{\eta_1} = \frac{Q_{op2} \cdot \gamma_e \cdot H_{op2}}{\eta_2} \quad (\text{Watts})$$

Pour le même site $H_{op1} = H_{op2}$

Dans les figures 2, 3 et 4 de l'annexe BT

on prendra : $Q_{op2} = \frac{\eta_2}{\eta_1} Q_{op1}$ au lieu de Q_{op1} et on continue l'optimisation telle qu'elle est énoncée précédemment.

CHAPITRE



ETUDE

D'AMELIORATION

A

ETUDE AERODYNAMIQUE

A.1 CARACTERISTIQUES DES PALES

Cette éolienne est constituée de pales minces en tôle galvanisée ayant la forme d'un trapèze à la fois cintré et tordu. (Voir fig 1a et 2a Annexe AII).

L'étude aérodynamique consiste donc à déterminer les caractéristiques des pales de l'éolienne existante en se basant sur les abaques des caractéristiques des pales minces obtenues par "Le Gourières" (Voir Abaque 1 Annexe AII). Ces abaques nous permettent de déterminer.

C_z : coefficient de portance,

C_x : Coefficient de traînée,

C_m : Coefficient de moment.

L'angle d'incidence i (entre le plan de rotation des pales et la corde moyenne "l") est directement mesuré sur l'éolienne ($i = 37^\circ$)

l : corde moyenne et mesurée au centre de pression de la pale.

S_r : Projection de la section d'une pale sur le plan de rotation des pales.

S_c : Projection de la section d'une pale sur

Le plan vertical contenant la corde.
(Voir fig 1a et 2a de l'Annexe AII)

$$S_c = 105 \times 665 + 665 \times 60 = 109725 \text{ mm}^2$$

$$S_r = S_c \cos i = 109725 \cos 37 = 87630 \text{ mm}^2$$

A.I.2 Calcul du Centre de Pression:

On décompose notre pale en un rectangle (665 x 105) et deux triangles (665 x 60)

Si y_c = centre de pression de la pale

A_j = Aire de j

y_j = centre de pression de j

$$y_c = \frac{2A_2 y_2 + A_1 y_1}{S_c} = \frac{2 \times 222 \times 19950 + 332,5 \times 69825}{109725}$$

$$y_c = 292 \text{ mm}$$

Sur la projection de la pale (S_c) nous positionons y_c et nous mesurons f et l .

on a alors :

$$\begin{cases} l = 175 \text{ mm} \\ f = 25 \text{ mm} \end{cases}$$

Si $L = 665 \text{ mm}$ est la plus grande dimension l'allongement "a" sera obtenu en posant:

$$a = \frac{L^2}{S_r} = \frac{665^2}{87630} = 5,05$$

$$\frac{f}{l} = \frac{25}{175} = 0,143$$

(a) et $(\frac{f}{l})$ nous donnent les abaques correspondant aux caractéristiques des pales.

$a = 5,05$ et $\frac{f}{l} = 0,143$ correspondent au profil de la fig 6 (abaques 1 annexe AII)

Sur cette figure on a :

Pour $i = 37^\circ$	$C_z = 1,07$
	$C_x = 0,73$
	$C_m = 0,6$

Notons que le choix de ces coefficients est déterminant pour la performance d'une éolienne. On doit chercher ainsi à minimiser C_x et à maximiser C_z et C_m autant que possible. Les courbes (abaques 1 Annexe BII) montrent que C_z comme C_m croît ou décroît en même temps que C_x . Dans ces conditions un problème d'optimisation se pose pour la conception d'une éolienne.

Pour le même i ($i = 37^\circ$) nous constatons qu'on peut diminuer C_x , mais en contre-

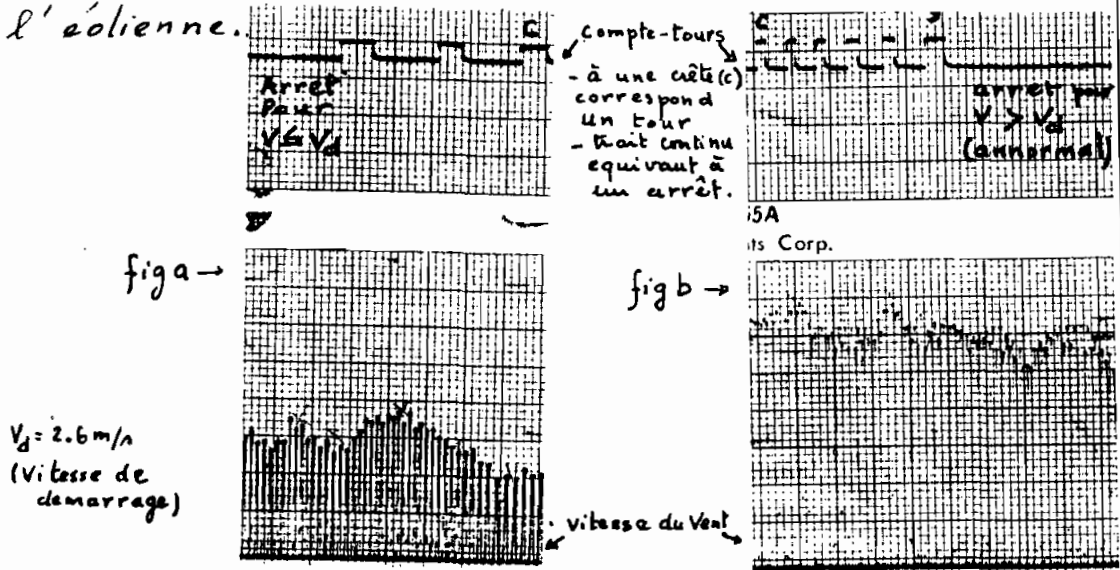
partie C_z et C_m -diminuent -de façon plus prononcée (Voir fig 1, 2, 3, 4, 5 Abaqes1 annexe AII)

On se propose pour améliorer l'éolienne de conserver le même profil (fig 6) et d'agir sur le plan mécanique en diminuant les pertes et en augmentant la durée annuelle de fonctionnement. Notons que le rendement aérodynamique des pales (Pour un fonctionnement optimal) n'est pas satisfaisant (32%) comparé à celui des éoliennes du même type (environ 50%) (Voir Chap I paragraphe Ba.2.4). Cette insuffisance confirme la conservation du profil des pales et met en évidence l'importance des pertes mécaniques ou de temps improductifs.

AII

LE GOUVERNAIL

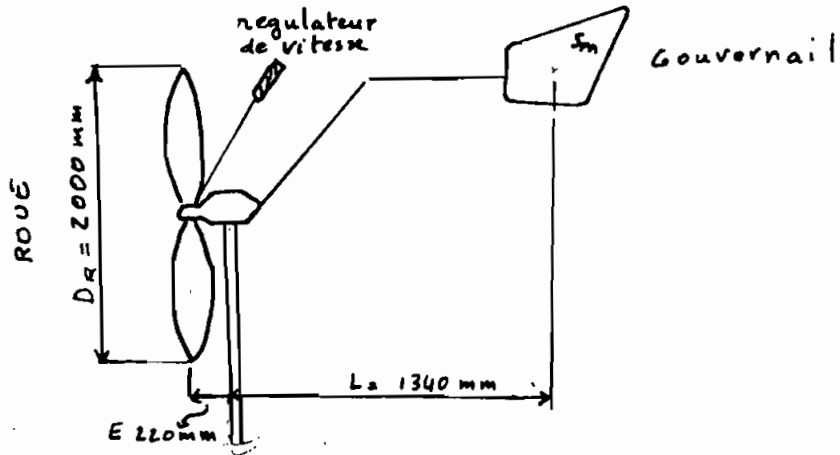
L'étude expérimentale a confirmé la constatation empirique que nous avons faite sur l'influence du gouvernail dans le comportement de l'éolienne.



En faisant l'analyse des courbes ci-dessus on constate que la vitesse de rotation est nulle pour une vitesse de vent de $3,6 \text{ m/s}$ alors que la vitesse de démarrage est de $2,6 \text{ m/s}$. Il se pourrait aussi que ce phénomène soit dû à des difficultés d'orientation de la roue au tour de l'axe vertical. Ce phénomène pourrait diminuer la durée des temps productifs de l'éolienne.

Le gouvernail étant l'élément-maître

du positionnement des pales face au vent doit satisfaire certaines conditions pour assurer la stabilité de la roue.



Ancienne Eolienne

Soient:

S_b : Aire balayée par les pales

s : Aire du gouvernail.

Pour cette éolienne on a: $L = 1340$ mm $4E = 880$ mm d'au
 $4E \neq L$ (voir fig ci-dessus). Selon les recommandations données dans "Le Gouriérés" le gouvernail doit satisfaire au conditions suivantes:

$$a) - s = 0.4 \frac{S_b E}{L}$$

$$b) L = 0.6 D$$

On a pour les valeurs calculées et mesurées

$$S_c = \frac{0.4 \times \frac{\pi D^2}{4} \times 220}{1340} = 206313,6 \text{ mm}^2$$

$$S_m = 325000 \text{ mm}^2$$

$$L_c = 0,6 \times 2000 = 1200 \text{ mm} \quad (\text{Valeur calculée})$$

$$L_m = 1340 \text{ mm} \quad (\text{mesuré})$$

Nous constatons que ces conditions (a et b) ne sont pas satisfaites. Il faudrait donc agir sur certains de ces paramètres (s , L , E , S_b et D) pour palier à ce problème. Nous préférons agir sur L et s afin de ne pas augmenter les coûts de fabrication de l'éolienne (exemple : changement de gabarit pour les pales ... etc).

$$\text{Pour } D = 2000 \text{ mm}$$

$$\text{on aura : } S_b = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \times 2000^2}{4} = 3141592,7$$

$$\text{+ } S_b = 3141592,7 \text{ mm}^2$$

$$\text{La condition (b) donne : } L = 0,6 \times 2000 = 1200 \text{ mm}$$

en substituant (L) dans (a) on aura :

$$s = 0,4 \frac{314159,7 \times 220}{1200} = 230383,8 \text{ mm}^2$$

Nous proposons donc de prendre :

$$s = 230383,5 \text{ mm}^2$$

$$L = 1200 \text{ mm}$$

Le reste sera inchangé.

B

ETUDE MECANIQUE

BI

LE MECANISME DE TRANSMISSION

Nous considérons deux étapes pour l'étude de ce mécanisme : l'effet de la force de traînée sur le mécanisme (Manivelle - Coulisseau fig 1 annexe BII) et le régulateur de couple (fig 1 annexe BII). D'après nos investigations sur le plan théorique et pratique, ce mécanisme est le plus simple de fabrication (comparé au manivelle - balancier... etc.). Il pourrait aussi faire partie des plus efficaces si on lui assure la protection nécessaire.

Comme nous l'avons dit la force de traînée (F_x) est néfaste au bon fonctionnement de l'éolienne. Nous constatons (fig 1 annexe BII) que la résultante des forces de traînée (F_x) et de portance (F_z) a une direction oblique. Cela crée des pertes au niveau de la bobine - coulisseau. Ces effets se manifestent par l'usure de certaines pièces (Roulement RB₃, aile de la bobine...) et la flexion de la tige - de - pompe. L'analyse des débris de ce mécanisme à l'issue d'une panne au cours de l'expérience confirme les faiblesses à ce niveau.

La conservation de ce mécanisme nécessite donc sa protection.

Pour palier à cette situation on introduit un roulement à rouleau-conique RC_1 (voir fig 2 Annexe BII) à la place du roulement à bille pour empêcher la transmission de F_x sur le mécanisme. Cela aura pour effet, outre la réduction des pertes au niveau de la bobine-coulisseau et de la tête-de-pompe, la conservation du roulement à bille RB_3 (moins cher que les roulements coniques) qui ne sera sollicité que radialement. L'étude revient donc à choisir RC_1 et RB_3 , et vérifier leur fonctionnement. (voir fig 2 Annexe BII)

a.1 CHOIX DE RC_1 :

Dans ce choix nous devons tenir compte du milieu (Paysan en Général) et du coût de remplacement de RC_1 en cas d'usure. tenant compte de tous ces facteurs RC_1 doit avoir une durée de vie assez longue.

D_a = diamètre de l'arbre de rotation.

P_p : Poids total des pales

F_x : force de traînée ($F_x = \frac{1}{2} \rho_a C_x V^2 \frac{\pi D_a^2}{4}$)

$$F_{x_0} = \frac{1}{2} \rho_a C_{x_0} V^2 \frac{\pi D_R^2}{4} \quad (\text{Voir "Le Gourrierés"})$$

D_R = diamètre de la roue

$$\rho_a = 1,24 \text{ kg/m}^3 \quad (\text{masse volumique de l'air})$$

F_{x_0} = force de traînée supplémentaire qui s'ajoute à F_x pour les pales d'envergure fini. F_{x_0} est créée par l'apparition de tourbillons qui se détachent de l'aile (la pale ici) suite à l'allongement limite de celle-ci.

C_{x_0} = Coefficient de traînée supplémentaire

On choisit une vitesse de vent critique. Prenons

$v = 40 \text{ m/s}$ correspondant sur l'échelle de Beaufort à la tempête (Voir le "Gourrierés")

$$F_a = \frac{1}{2} \rho_a V^2 \frac{\pi D_R^2}{4} (C_x + C_0) = F_x + F_{x_0}$$

$$D_R = 2 \text{ m} \quad C_{x_0} = \frac{C_z^2}{\pi a} = \frac{1,07^2}{\pi \times 0,5} = 0,073$$

$$C_x = 0,73 \quad C_z = 1,05 \quad (\text{Voir A.1.2})$$

$$F_a = \frac{1}{2} \times 1,24 \times 40^2 \times \frac{\pi \times 2^2}{4} (0,73 + 0,073)$$

$$F_a = 2502,5 \text{ N}$$

$$F_z = \frac{1}{2} \rho_a C_z V^2 \frac{\pi D_R^2}{4}$$

$$F_z = \frac{1}{2} \times 1,24 \times 1,07 \times 40^2 \times \frac{\pi \times 2^2}{4} = 3334,6 \text{ N}$$

$$F_r = F_z - F_p \quad F_p \text{ estimée à } 600 \text{ N}$$

$$F_r = 3334,6 - 600 = 2734,6 \text{ N}$$

F_a = effort axial

F_r : effort radial

Le diamètre $D_a = 25 \text{ mm}$ nous guide sur le choix de notre roulement conique qui doit donc avoir un diamètre intérieur de 25 mm .

Dans la série 323 (Voir tableau 1 Annexe BII) nous choisissons le numéro 32305 que dont l'on doit calculer la durée de vie.

C : charge dynamique de base

N : vitesse de rotation de l'éolienne

$N_{\max} = 6000 \text{ tpm}$ (Pour une lubrification à la graisse).

$N = 51 \text{ tpm}$ (voir étude expérimentale)

On a donc $N < N_{\max}$: condition satisfaisante.

Pour ce roulement $e = 0,31$ (Voir tableau 1 Annexe BII)

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,91 \Rightarrow \frac{F_a}{F_r} > e$$

(Annexe BII tableau 1) $\rightarrow X = 0,4 \quad Y = 1,95$

X : coefficient de charge radiale

Y : " " axiale

V_b = facteur de bague

La bague intérieur tourne $\rightarrow V_b = 1$

P_c : charge combinée

$$P_c = V_b \cdot X \cdot F_r + Y F_a$$

$$P_c = 0,4 \times 1 \times 2734,6 + 1,95 \times 2502,5$$

$$P_c = 5903,7 \text{ N}$$

La durée de vie du roulement RC₁; L_h sera :

$$L_h = \frac{(C/P_c)^{10/3}}{N \times 60} \cdot 10^6 \quad \text{avec } C = 51000 \text{ N}$$

$$L_h = \frac{(51000/5903,7)^{10/3}}{51 \times 60} \cdot 10^6 =$$

$$L_h = 43\,227,9 \text{ heures}$$

Cette durée de vie est très acceptable surtout pour des pays sous développés

On peut donc choisir ce numero :

32305 qui aura une durée de vie de 43227,9 hr. Il sera lubrifié à la graisse. Son introduction à son point de fonctionnement demandera un léger passage de papier sablé sur l'arbre de transmission.

Remarque : Apparemment il serait plus économique de choisir un roulement à bille qui est moins cher. Une étude de certains de ces roulements à donner des durées de

vie très courtes (voir Annexe BII) : pas plus de 140 jours. Cela s'explique par le fait que ceux-ci ne peuvent supporter que 30% des charges axiales. En faisant une étude économique sans même tenir compte de la périodicité du remplacement (coût de main d'œuvre) nous constatons qu'un roulement à rouleaux-conique équivaut à $\frac{L_h}{L_B}$ (rapport des deux durées de vie) roulement à bille pour une même période : soit :

$$\frac{L_h}{L_B} = \frac{432279 \text{ hrs}}{2899} = 149$$

En plus de tout cela il faut 149 réparations dans la même période.

(L_B : durée de vie d'un roulement à Bille calculé en annexe BII)

a.2 Calcul de la durée de vie de RB₃

Nous constatons ici que seule la force F_z agit sur le roulement puisque F_x est retenue au niveau de la butée (voir a.1). Nous négligeons le poids de la tige et du piston. (Voir RB₃ fig 3 Annexe BII).

$$F_z = 3334,6 \text{ N} \quad (\text{déjà calculé})$$

RB₃ est le numéro 73043 de la série 73 (voir tableau 2. Annexe BII) de ce tableau on a: $C_0 = 13400 \text{ N}$

$$N_{\max} = 10000 \text{ tpm} \quad (\text{Pour une lubrification à la graisse})$$

$$N = 51 < N_{\max} \quad \text{est satisfaite}$$

$$e_s = 1,14 \quad (\text{voir tableau})$$

$$F_r = F_z = 3334,6 \text{ N} \quad \text{et} \quad F_a = 0$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0$$

$$\text{d'où} \quad \begin{cases} x = 1 \\ y = 0 \end{cases}$$

$$V_b = 1$$

$$P_e = V_b \cdot X \cdot F_r = F_z$$

La durée de vie sera:

$$L_{hRB_3} = \frac{(C/P_e)^3}{60 \times N} \cdot 10^6$$

$$L_{hRB_3} = \frac{(13400/3334,6)^3}{60 \times 51} \cdot 10^6 = 21206 \text{ heures}$$

On peut donc considerer le numero 7304B
de la serie 73B -qui aura une duré
de vie de 21 206 heures.

Cette duré de vie est acceptable vu
la position accessible de RB_3 .

b LE REGULATEUR DE COUPLE

L'étude du plan de l'éolienne nous a permis de constater l'absence du régulateur de couple. (Voir fig 4 Annexe B[R])

La descente du piston se faisant sous son propre poids, l'énergie fournie par l'éolienne n'est absorbée que pendant la remontée. Ceci a une repercussion directe sur la vitesse de démarrage par conséquent diminue la durée de fonctionnement de l'éolienne donc son rendement. Sur le plan mécanique, vu que l'éolienne est soumise à un couple résistant assez élevé pendant la montée et sous son propre poids uniquement pendant la descente, le roulement RB_3 et la bobine seront soumis à des à-coups. Ces à-coups ont d'ailleurs créé le flambage de l'aile de la bobine et l'usure du roulement RB_3 .

Parmi les dispositifs de régulation les plus utilisés nous avons :

- La pompe à double effet :

Ce dispositif nécessite d'autres accessoires tel

que le guidage de la tige qui sera soumise alternativement à des contraintes de traction et de compression.

— Les contre-poids :

Ils risquent d'augmenter le boîtier contenant le mécanisme de transmission tout en augmentant le poids de la roue.

— Le Ressort :

C'est le dispositif le plus commode pour notre pompe à simple effet. Sa place est d'ailleurs déjà existante sur l'éolienne (sous la bobine - coulisseau; voir fig 2 Annexe BII).

b.1. Calcul du ressort

A la descente le ressort applique une force F_1 dirigée vers le haut

$$F_1 = P + \frac{\bar{\omega} A_p H}{2}$$

(Voir démonstration Annexe BII)

P: Poids total: Piston, tige estimé à 10kg

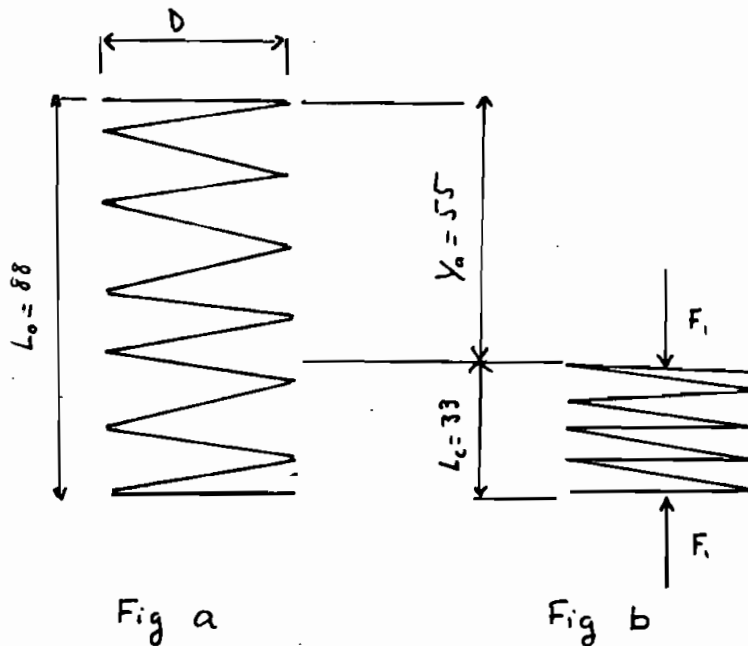
$\bar{\omega}$: Poids volumique de l'eau ($\bar{\omega} = 1000 \text{ kg/m}^3$)

A_p : Section du piston. ($A_p = \frac{\pi D_p^2}{4}$)

$H \approx 25 \text{ m}$ (hauteur de la colonne d'eau)

$$F_1 = 10 + \frac{1000 \frac{\pi D^2}{4} \cdot 10^{-6} \times 25}{2}$$

$$F_1 = 76 \text{ kg} \rightarrow F_1 \approx 760 \text{ N}$$



La Fig a représente le ressort à vide

Fig b : ressort comprimé

soient :

k_r = constante élastique du ressort

Y_a = affaissement

G = Module d'élasticité en torsion du ressort

D_e = diamètre moyen du ressort

d_f = diamètre du fil du ressort

$C_i = \frac{D_e}{d_f}$: indice du ressort

D_i : diamètre intérieur de l'enroulement

Comme contraintes on a :

$$L_0 = 88 \quad L_c = 33 \quad D_i \geq 37,5 \text{ mm}$$

$$K_r = \frac{F_i}{y_a} = \frac{760}{55} = 13,8 \text{ N/mm}$$

b.1.1 Calcul de d_f et D_e

Considérons un ressort ordinaire et meulé : $L_c = 33 \text{ mm}$ = Longueur écrasée

$$N = N_T \quad \left\{ \begin{array}{l} N : \text{nombre d'enroulements actifs} \\ N_T : \text{ " " " totaux} \end{array} \right.$$

$$d_f = 8 \frac{k C_i^3 N}{G} \quad (\text{voir "organe de machine"})$$

$$L_c = N_T d \quad \rightarrow \quad N_T = N = \frac{L_c}{d_f}$$

$$d_f = 8 \frac{k_r C_i^3 L_c}{G \cdot d_f}$$

$$\rightarrow \frac{d_f^2}{C_i^3} = 8 \frac{k_r L_c}{G} \quad G = 81000 \text{ MPa}$$

$$\frac{d_f^2}{C_i^3} = \frac{8 \times 13,8 \times 33}{81000} \approx 0,045 \quad \rightarrow \quad \frac{d_f^5}{D_e^3} = 0,045$$

En itérant on trouve :

$$d_f = 5,1 \text{ mm}$$

$$D_e = 43 \text{ mm} \quad \text{et} \quad c = \frac{D_e}{d_f} = 8,43$$

$$\text{d'où} \quad D_i = D_e - d_f = 43 - 5,1 = 37,9$$

$$\text{d'où} \quad D_i > 37,5$$

$$N = N_T = \frac{L_c}{d_f} = \frac{33}{5,1} = 6,5$$

b.2 Vérification de la Compression en bloc

Soient:

S_{sp} = Contrainte admissible en Compression

F_{S_1} = Facteur de sécurité

$$S_{sp} = k_s \frac{8 F_1 D_e}{\pi d_f^3}$$

$$k_s = 1 + \frac{0,5}{c}$$

$$F_1 = 760 \text{ N} ; D_e = 43 ; c = 8,43 \text{ (voir b1)}$$

$$k_s = 1 + \frac{0,5}{8,43} = 1,059$$

$$S_{sp} = 1,059 \frac{8 \times 760 \times 43}{\pi (5,1)^3} = 664,6 \text{ MPa}$$

$$F_{S_1} = \frac{S_{sy}}{S_{sp}}$$

Soient: S_{sy} : limite d'écoulement en cisaillement

S_y : limite d'écoulement

S_{ut} : contrainte ultime de rupture

$$S_{ut} = \frac{A}{(d_f)^m}$$

$$A = 2170 \text{ MPa} \quad m = 0,146 \text{ (voir tableau 3 Annexe B1)}$$

$$S_{ut} = \frac{2170}{(5,1)^{0,146}} = 1710,6 \text{ MPa}$$

$$S_y = 0,75 S_{ut} = 0,75 \times 1710,6 = 1283,1 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = 0,577 S_y = 0,577 \times 1283 = 740,3 \text{ MPa}$$

$$FS_1 = \frac{S_{sy}}{S_{sp}} = \frac{740,3}{664,6} = 1,1$$

$FS_1 = 1,1$ est sécuritaire du point de vue statique pour le fil à piano qu'on a considéré

b.3 Verification de la contrainte en fatigue

Considérons un ressort grenaille'

$$\rightarrow S_{se}' = 465 \text{ MPa} \quad (\text{voir "Organe de machine"})$$

$$S_{se} = k_c k_d k_f S_{se}'$$

où S_{se} : limite d'endurance en cisaillement.

En fixant la fiabilité' à 90% on aura :

$$k_c = 0,897 \quad : \text{facteur de fiabilité'}$$

$$k_d = 1 \quad \text{facteur de température}$$

$$k_f = 1 \quad \text{facteur divers}$$

$$S_{se} = 0,897 \times 1 \times 1 \times 465$$

$$S_{se} = 417,1 \text{ MPa}$$

Quand le ressort est comprimé on a : $F_{\max} = F_1$

$$\text{d'où } F_{\max} = 760 \text{ N}$$

Quand il est à vide $F_{\min} = 0$

Soient :

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} = \frac{760 + 0}{2} = 380 \text{ N}$$

$$F_a = F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} = \frac{760 - 0}{2} = 380 \text{ N}$$

d'où $F_m = F_a = 380 \text{ N}$

On aura alors les contraintes de cisaillement suivant.

$$\tau_m = k_s \frac{8 F_m D_e}{\pi d_f^3} = 1,059 \frac{8 \times 380 \times 43}{\pi \times (5,1)^3} = 332 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = k_w \cdot \frac{8 F_a D_e}{\pi d_f^3}$$

k_w = facteur de wall

$$k_w = \frac{4c - 1}{4c - 4} + \frac{0,615}{c} \quad c = 8,43$$

d'où $k_w = 1,17$

$$\tau_a = 1,17 \frac{8 \times 380 \times 43}{\pi (5,1)^3} = 368$$

Soit FS_2 : facteur de sécurité en fatigue

$$FS_2 = \frac{S_{se}}{\tau_a} = \frac{417,1}{368} = 1,1$$

$$FS_2 = 1,1$$

Pour qu'on soit sécuritaire il faudrait que les conditions suivantes soient

satisfaites .

$$\tau_{\max} < S_{sy} \quad \tau_{\max} = \tau_m + \tau_a$$

$$\tau_{\max} = 332 + 368 = 700 \text{ MPa}$$

$$\text{et } \frac{S_{sy}}{\tau_{\max}} > 1$$

on a :

$$\tau_{\max} = 700 \text{ MPa} < S_{se} = 740,3 \text{ MPa}$$

$$\text{et } \frac{S_{sy}}{\tau_{\max}} = \frac{740,3}{700} = 1,1$$

On est donc sécuritaire en fatigue .

On choisit donc le ressort ayant les caractéristiques suivantes :

- Ressort ordinaire et meulé
- d_f : diamètre du fil $d_f = 5,1 \text{ mm}$
- $D_i = 37,9$ Diamètre intérieur d'enroulement
- Matériau : fil à piano .
- $L_0 = 88$: Longueur à vide .
- $N_T = 6,5$: Nombre d'enroulement .

BII LE MOYEU (SUPPORT DE LA ROUE)

(Voir Dessin fig 5 Annexe BII)

(Voir fig a & b Page 34 Paragraphe AII)

Au cours de notre diagnostic empirique nous avons constaté (avec girouette à l'appui) que le positionnement de la roue face au vent se faisait avec un retard. Cela a été confirmé au cours de l'expérience. En analysant la figure (a) ci-dessus on constate que la vitesse de démarrage de l'éolienne est $V_d = 2.6 \text{ m/s}$ ce qui illustre sur cette figure le commencement des crêtes correspondant à la rotation de la roue (Pales). Sur la figure (b) ci-dessous nous constatons qu'il n'y a aucune rotation pour une

vitesse supérieure à la vitesse de démarrage. Cela s'explique par le fait que : quand le vent change de direction, la roue prend du temps à le suivre : d'où des problèmes de rotation autour de l'axe vertical.

La roue repose sur deux roulements à bille RB_1 et RB_2 ; à ce niveau agissent le poids de la roue ainsi que les forces F_x et F_z . Le transfert de F_x et F_z au niveau de ce pivot sera accompagné de moments ; ces moments auraient un effet de flexion au niveau de la largeur de la bague extérieure des roulements. Ces effets ne seront pas considérés dans nos calculs dans la mesure où la largeur de la bague extérieure des roulements est très petite.

F_z et P_r (Poids de la roue) agissent axialement sur les roulements. On se propose de changer le roulement RB_1 en un roulement conique (RC_2) pour supporter à la fois les charges axiales et radiales. RC_2 supportant presque toutes les charges, on conserve RB_2 qui servira de guidage.

Calcul de RC_2

$$\left. \begin{array}{l} \text{soient: } F_r = 2502,5 \text{ N} \\ F_a = 2734,6 \text{ N} \end{array} \right\} \text{ (voir §: BI-a.1)}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2734,6}{2502,5} = 1,09$$

Le diamètre de la pièce qui traverse le diamètre intérieur du roulement étant de 25mm (voir fig 5 Annexe BII), on se propose de vérifier dans la série 323 le numéro 32305 (voir tableau 1 Annexe BI)

$$e = 0,31$$

$$\left. \begin{array}{l} \frac{F_a}{F_r} = 1,09 > e = 0,31 \\ \text{d'où } x = 0,4 \\ y = 1,95 \end{array} \right\} \text{ (voir tableau 1 Annexe BI)}$$

$$V_b = 1,2 \quad (\text{La bague extérieure tourne})$$

$$P_c = V_b \cdot x \cdot F_r + y F_a$$

$$P_c = 1,2 \times 0,4 \times 2502,6 + 1,95 \times 2734,6$$

$$P_c = 6533,7 \text{ N}$$

$$C = 51000 \text{ N} \quad (\text{charge limite})$$

La durée de vie L_h sera:

$$L_h = \frac{(C/P_c)^{10/3}}{N \times 60} \cdot 10^6 \quad (\text{en heures})$$

N : vitesse de rotation de la roue autour de

son axe vertical.

La roue fait difficilement un tour complet autour de cet axe. Elle oscille dans la direction Nord-Est sous un angle d'environ 160° . Nous estimons N à 100 tpm pour les plus grandes fluctuations.

$$\text{d'où } N = 100 < N_{\max} = 6000 \text{ tpm}$$

N_{\max} : (voir tableau 1 Annex BII)

$$L_h = \left(\frac{51000}{\frac{6533,7}{100 \times 60}} \right)^{10/3} \cdot 10^6 = 157236 \text{ heures}$$

$$L_h \approx 17 \text{ ans}$$

Cette durée de vie est acceptable pour les éoliennes qui sont en général installés dans les pays en voie de développement.

B III RECOMMANDATIONS POUR L'ENTRETIEN.

- Installer l'éolienne dans un milieu sans obstacles.
- Graisser les roulements RB_3 , RC_1 et la bobine avec de l'SAE.60 : tous les trimestres pour les régions ventilées (côtières au Sénégal) et tous les semestres pour les autres.
- Après 2 ans et 4 mois de fonctionnement, il faudra profiter de l'occasion en cas de réparation de changer le roulement RB_3 qui a une durée de vie de 2,5 ans, en faire autant pour RC_2 17 ans après et 48 ans pour RC_1 ; cela pour éviter les coûts sur les arrêts.

CONCLUSION

Nous tenons à signaler à l'issue de cette étude que le profil utilisé pour les pales est loin d'être rentabilisé (fig 6 Abaque 1 Annexe AII).

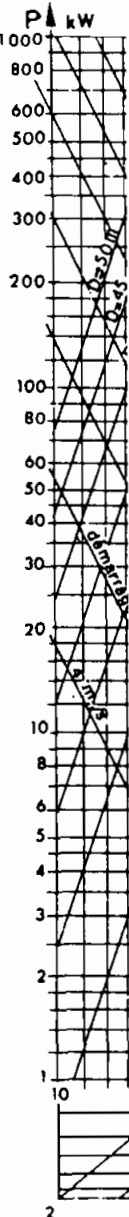
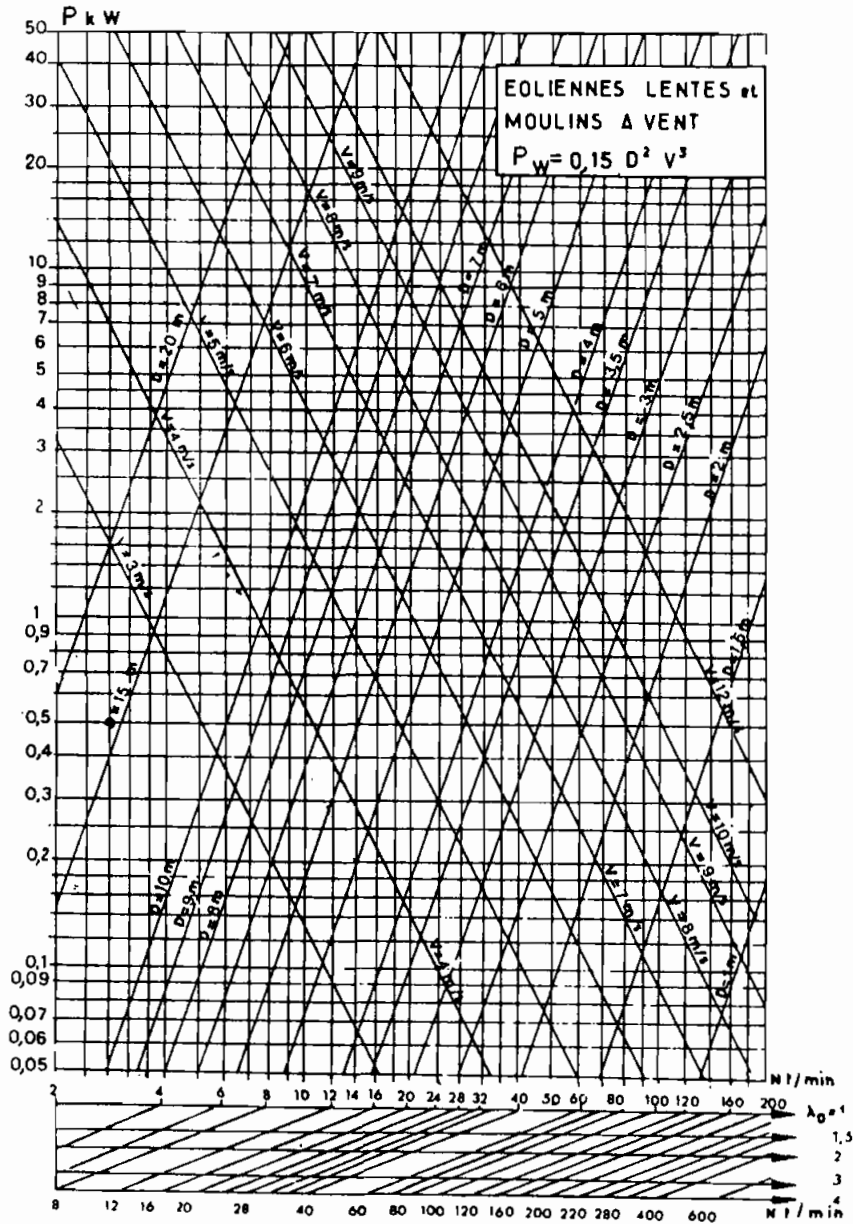
Conformément aux résultats obtenus, le fonctionnement est optimal pour une vitesse spécifique $\lambda_{op} = 1,1$. A cette vitesse (λ_{op}) nous déterminons $v = 2,9$ m/s pour le vent, $Q = 501$ l/h $P = 16$ Watts, pour une profondeur de 12 m. (cf Recommandations Ch I § Ba-4 pour la détermination de ces valeurs). Le rendement optimal de 32% obtenu n'est pas fameux si on le compare à celui des éoliennes du même type (50% environ). Ce rendement reflète l'importance des pertes mécaniques au niveau de la transmission ou à une manque de précision au niveau de l'installation des pales ; opération où une importance capitale doit être accordée.

L'amélioration apportée pourrait augmenter les puissances fournies par l'éolienne ; cependant les limites de ces puissances sont faibles pour des vents compris entre 3 et 4 m/s (cf Abaques 2 Annexes AI).

Il serait donc intéressant d'étudier une autre éolienne du même type mais de diamètre supérieur pour certaines régions où le vent est si faible.

Signalons que la vitesse faible des vents enregistrée au cours de l'expérience ($v < 4 \text{ m/s}$) nous a empêché de faire l'étude du régulateur de vitesse. Les éoliennes lentes fonctionnant pour des vitesses de vent comprises entre 3 et 7 m/s, le régulateur réajuste la vitesse de rotation de l'éolienne pour des vitesses de vent supérieures à 7 m/s. L'étude de ce dispositif ne peut se faire qu' expérimentalement sur le modèle réduit ou sur l'éolienne réelle: "Chaque installation constitue un cas particulier". (Voir "Gourierés" P. 117")

ANNEXES. AI



ANNEXES BI

Annexe BI

ETALONNAGE DE L'ANEMOMETRE

L'anémomètre à coupelle de Papillon et Robison : Il comporte 4 aubes sur lesquelles frappe le vent pour assurer la rotation. Cet axe est accouplé au rotor d'un petit moteur électrique qui fournit une différence de potentielle variable dépendamment de la vitesse de rotation. Cette vitesse de rotation est le facteur de conversion entre la vitesse du vent et la différence de potentiel créée. La courbe $V(\Delta U)$ nous permettra de déterminer les vitesses de vent durant l'expérience. Cette relation est faite à partir d'un étalonnage au laboratoire.

Méthode d'étalonnage :

Une soufflerie dont la dernière veine est une conduite circulaire de diamètre 32 cm et de longueur 98 cm est utilisée pour uniformiser l'écoulement et réduire le niveau de turbulence.

Avec une même vitesse (V) de vent on mesure la différence de potentiel créée au niveau de l'anémomètre d'une part et la différence de pression (ΔP) et mesurée à l'aide d'un tube de Pitot classique.

cette différence de pression nous donne la vitesse du vent à partir de l'égalité suivante.

$$\Delta P = \gamma_{\text{eau}} \cdot h_{\text{eau}} = \frac{1}{2} \rho_{\text{air}} v^2$$

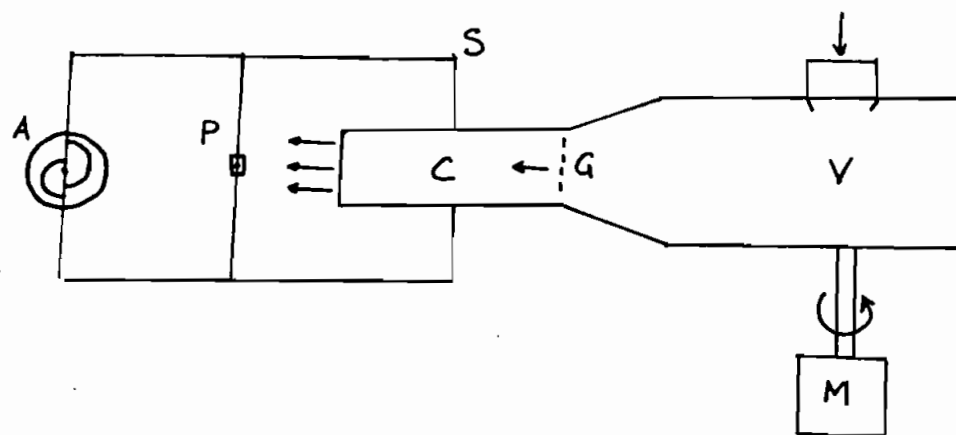
$$\gamma_{\text{eau}} = 9800 \text{ N/m}^3 \quad \rho_{\text{air}} = 1.24 \cdot \text{kg/m}^3$$

$$\text{d'où } v = \sqrt{\frac{2 \gamma_{\text{eau}} h_{\text{eau}}}{\rho_{\text{air}}}}$$

(voir $v(\Delta U)$ page suivante)

TABLEAU DE MESURES:

Différence de Pression en inch d'eau (ΔP)	Différence de Potentiel en volt (ΔV)	Vitesse du Vent $v = \sqrt{\frac{2 \gamma_{\text{eau}} h_{\text{eau}}}{\rho_{\text{air}}}}$
0.04	0.126	4.00
0.05	0.132	4.48
0.06	0.174	4.91
0.07	0.180	5.30
0.08	0.210	5.67
0.09	0.216	6.00

MONTAGE DE L'EXPERIENCE

- M : Moteur
V : Ventilateur
G : Grilles
C : Conduite
S : Support
P : Sonde Pitot
A : Anémomètre

VITESSE DE VENT VS DIFFERENCE DE POTENTIEL

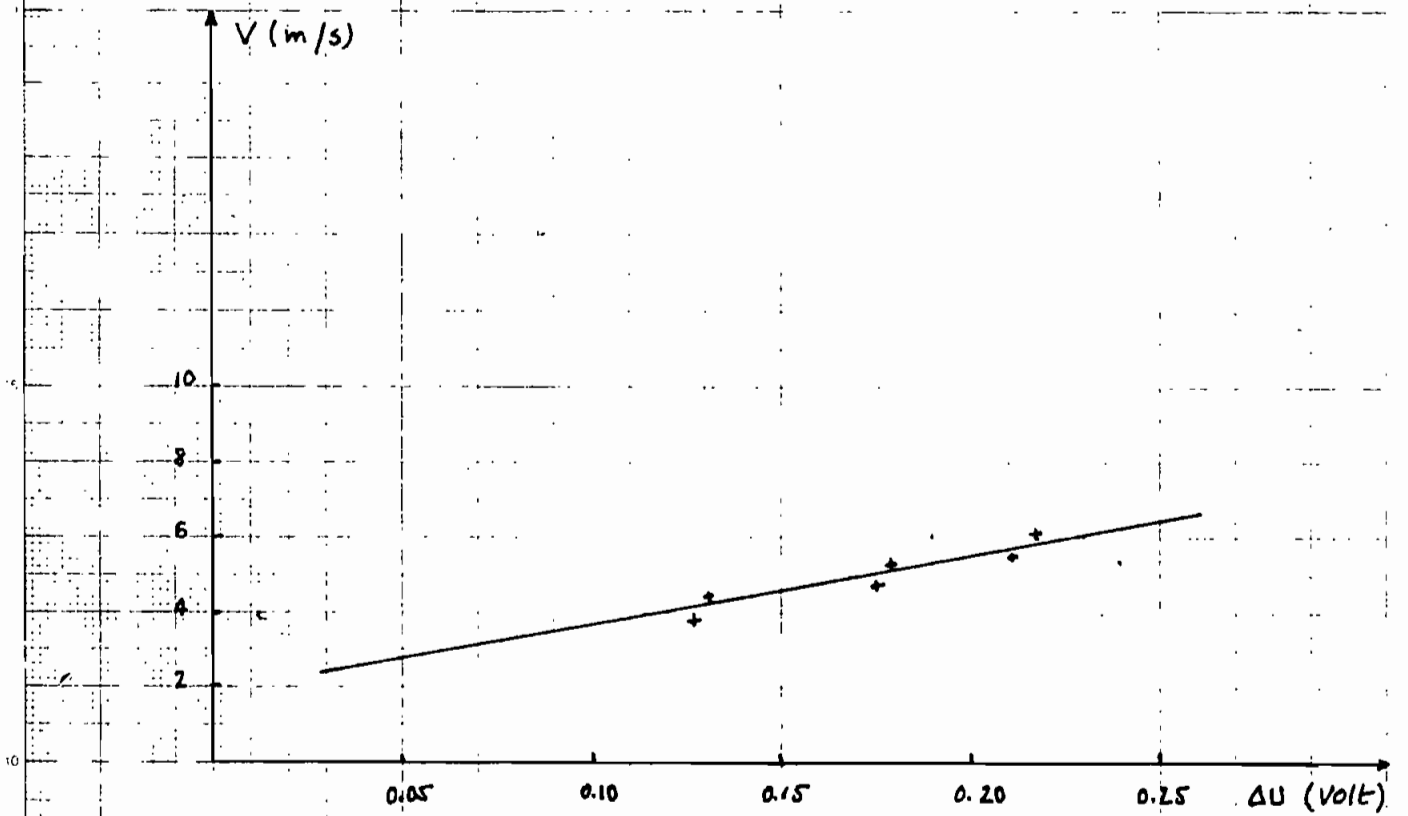
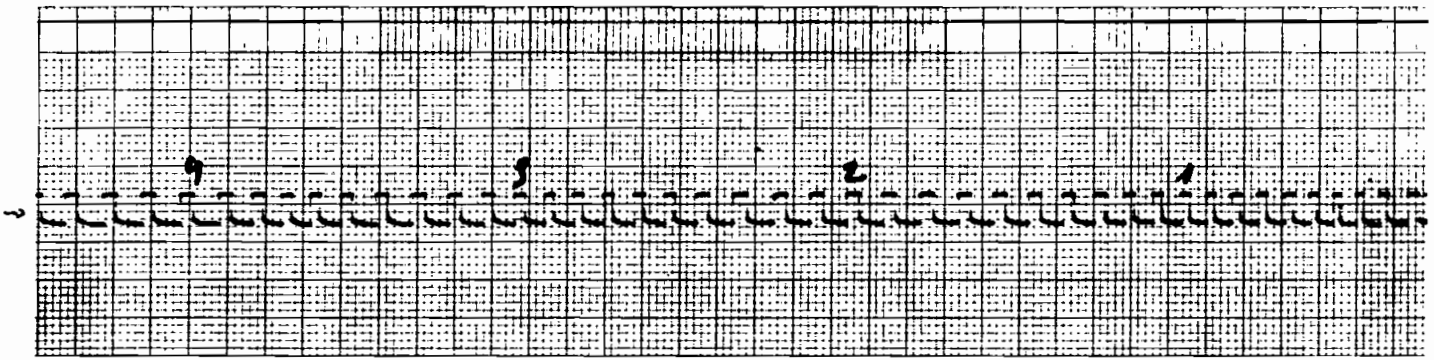
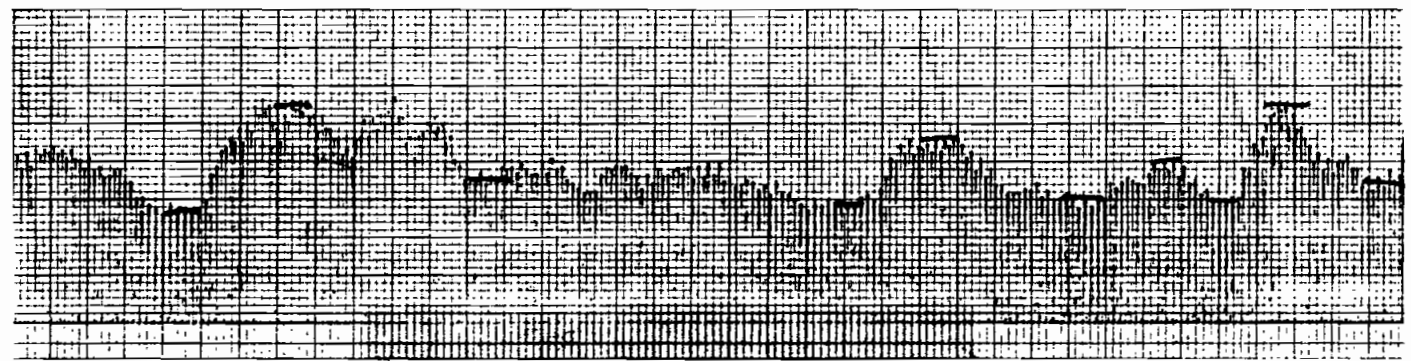


FIG a Annexe BI

Vitesse de rotation



Vitesse du Vent



Coefficient de moment VS vitesse specifique

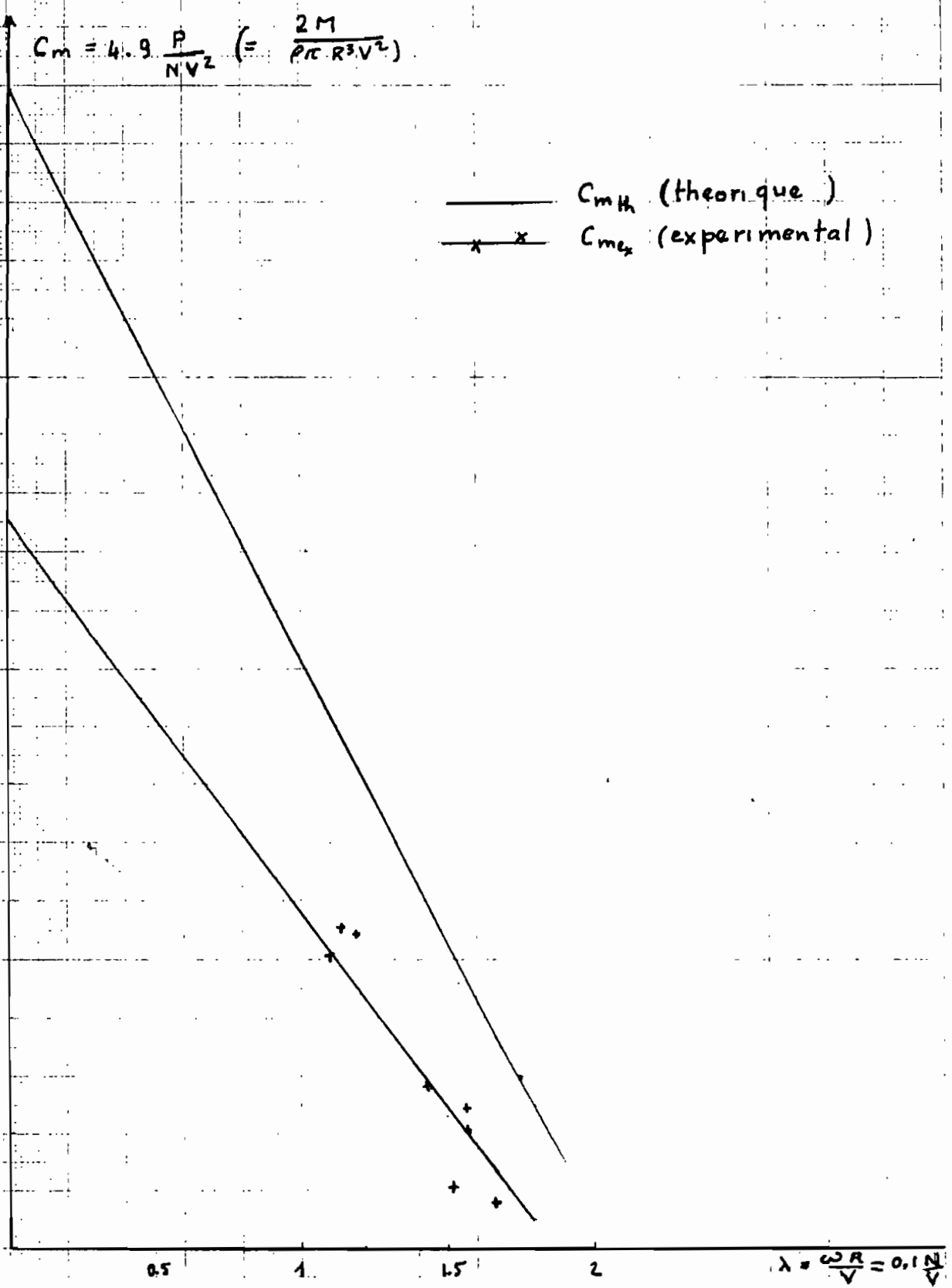


FIG 1

Annexe BI

Coefficient de Puissance VS Vitesse Specificque

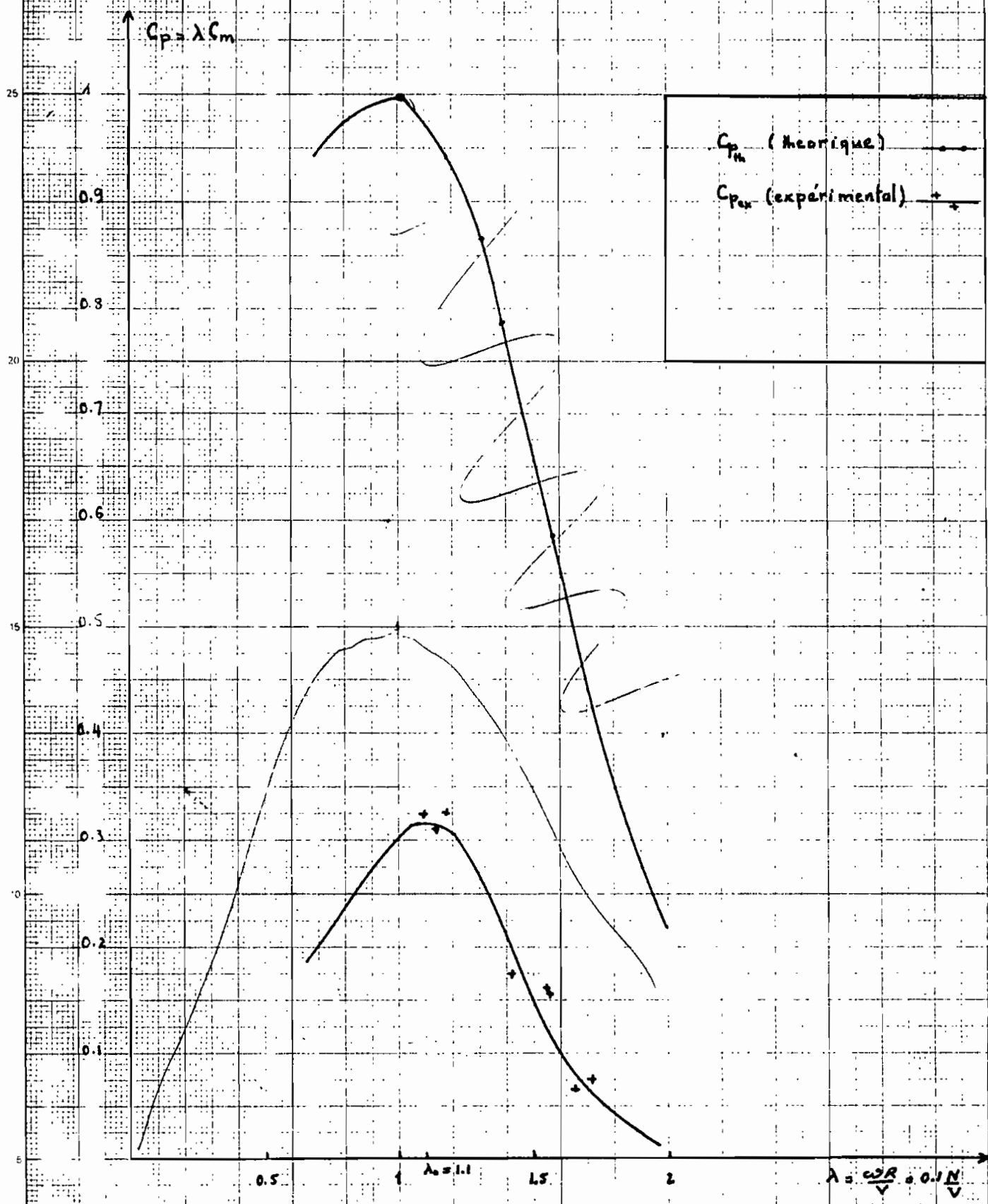


FIG 2

ANNEXE BI

FIG 3 Annexe B1

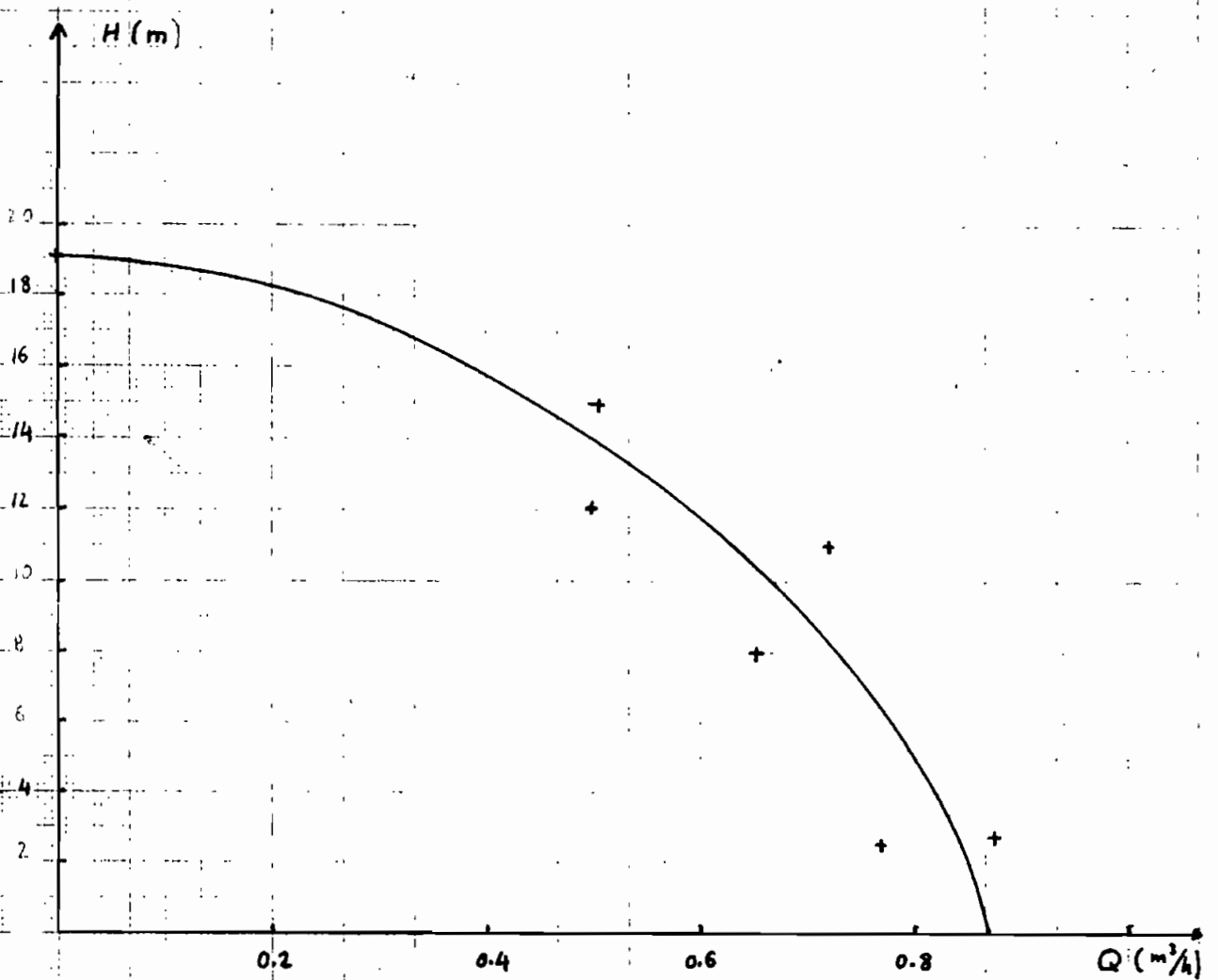
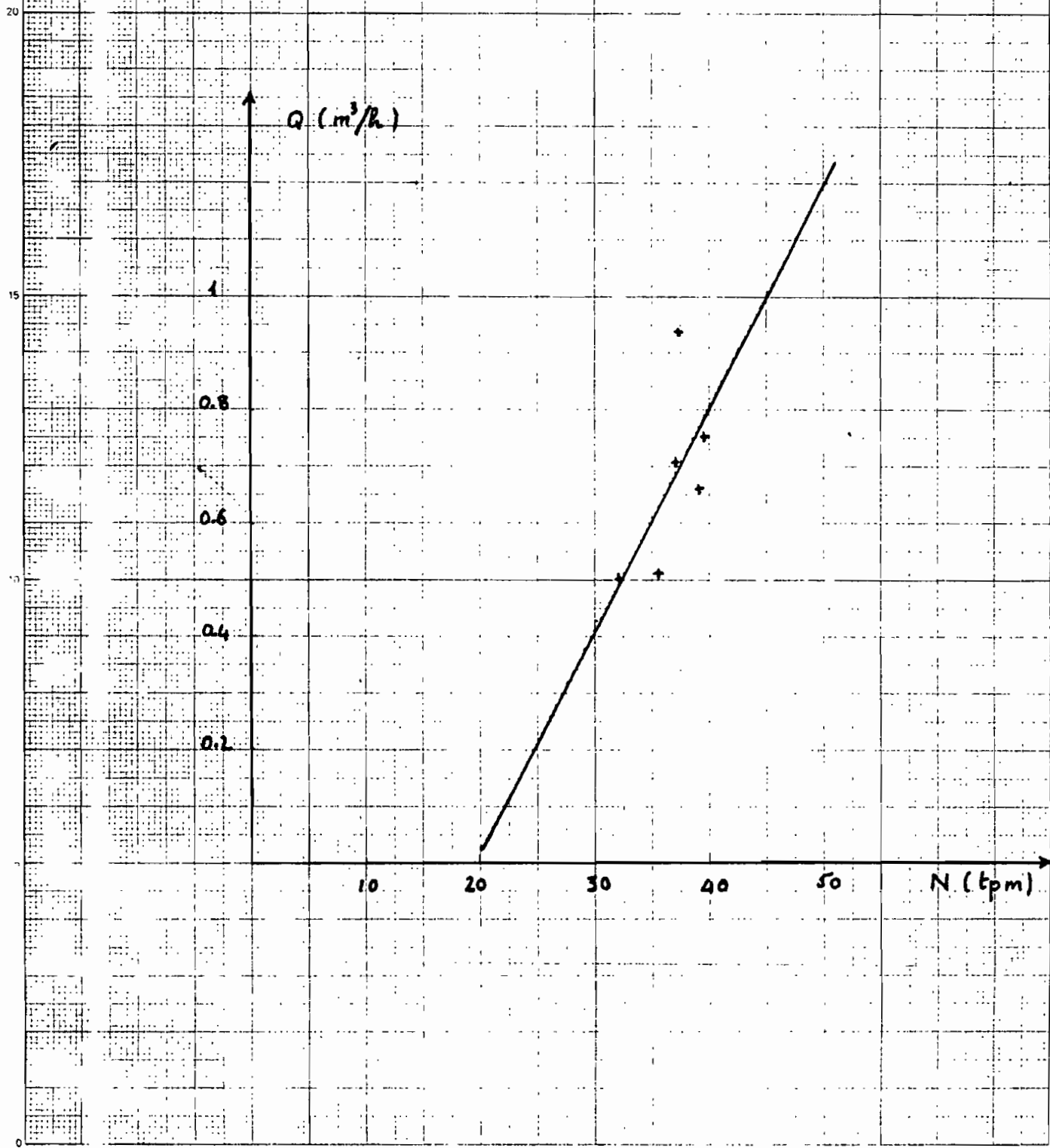
Hauteur de charge (H) . VS . Debit (Q)

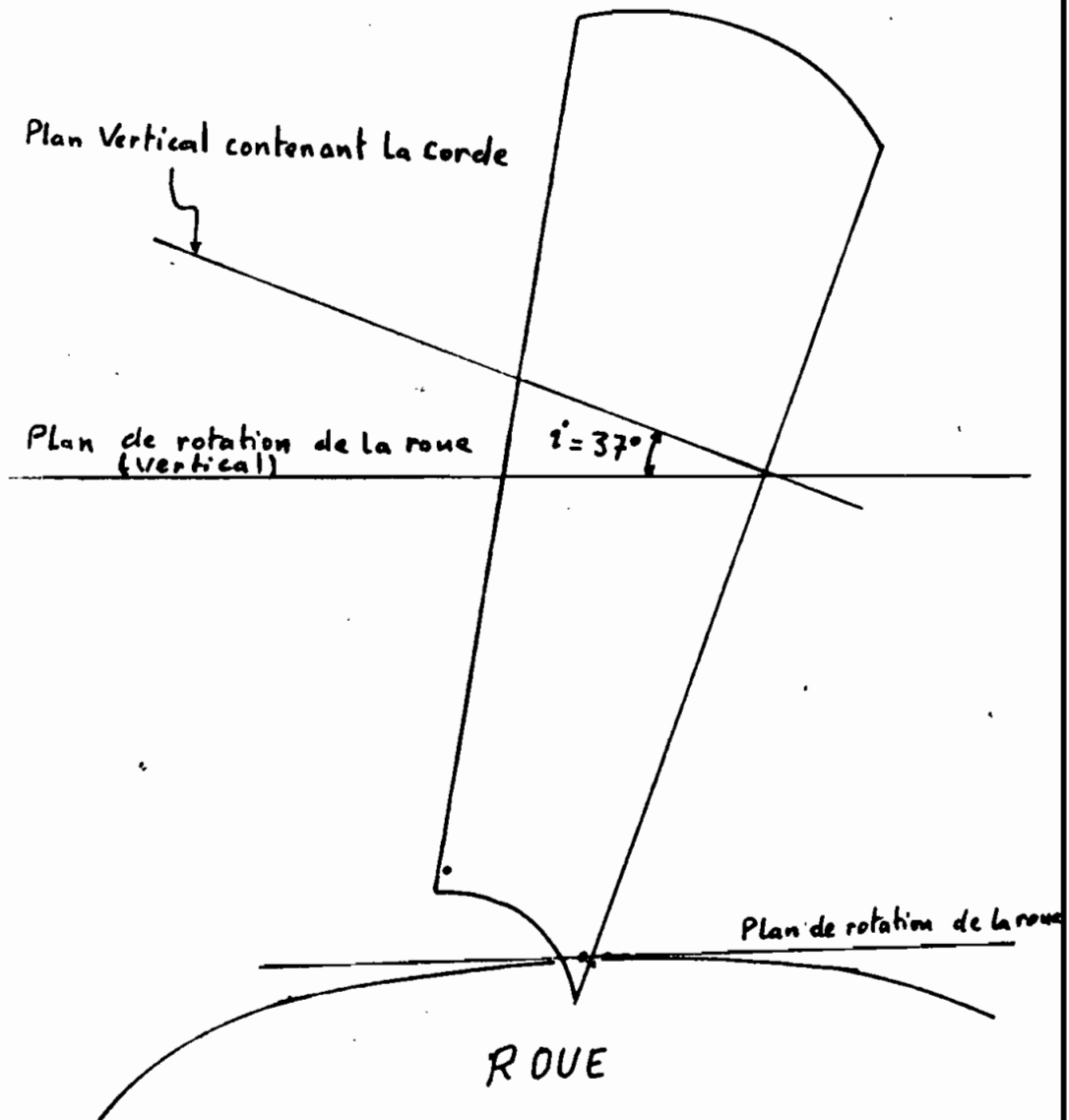
FIGURE 4 annexe BI

Débit VS Vitesse de rotation



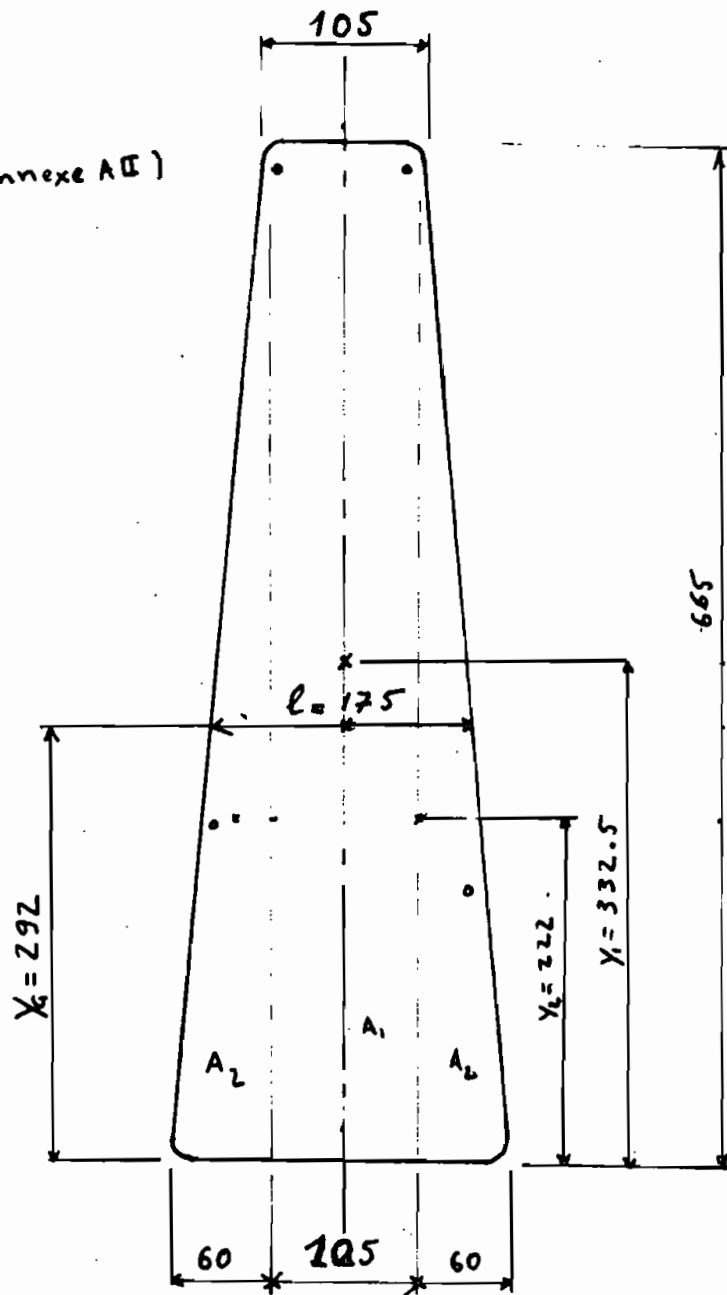
ANNEXES AII

FIG. 1a (annexe AII)

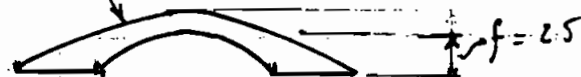
ANGLE D'INCIDENCE i (Moyenne)

Pale projeté sur le plan vertical de la corde Moyenne

FIG-2a (annexe AII)



ϕ de cintrage 350



ABAQUES 1 Annexe AII

POLAIRES DE PROFILS MINCES PLANS ET COURBES.

012

Fig 1

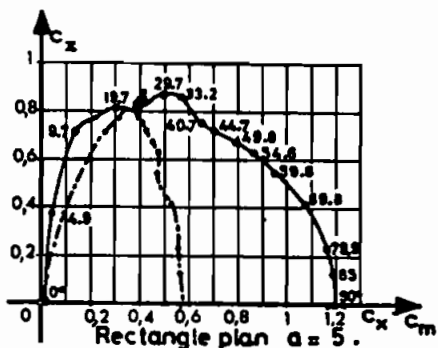


Fig 1

Fig 2

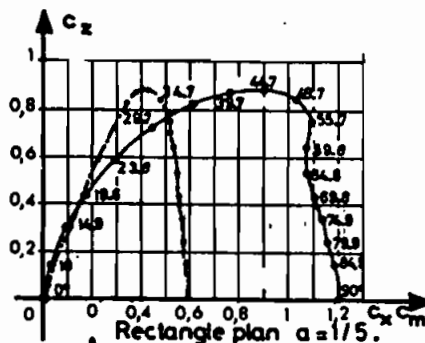


Fig 3

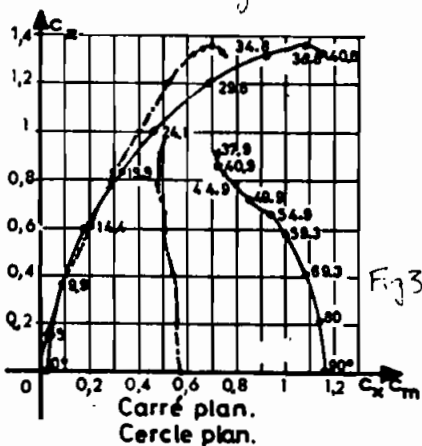


Fig 3

Fig 4

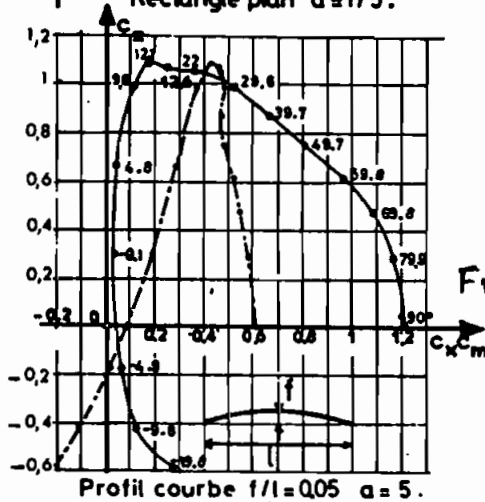


Fig 1

3, PI

Fig 5

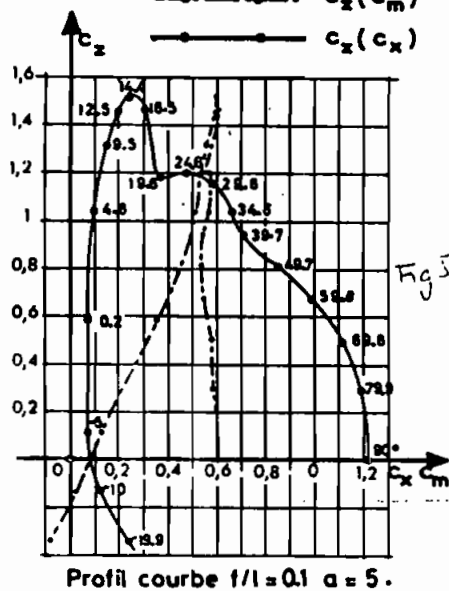
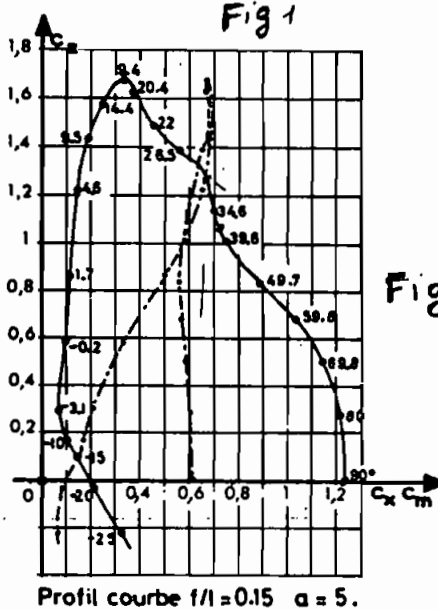


Fig 5

Fig 6



ANNEXE BII

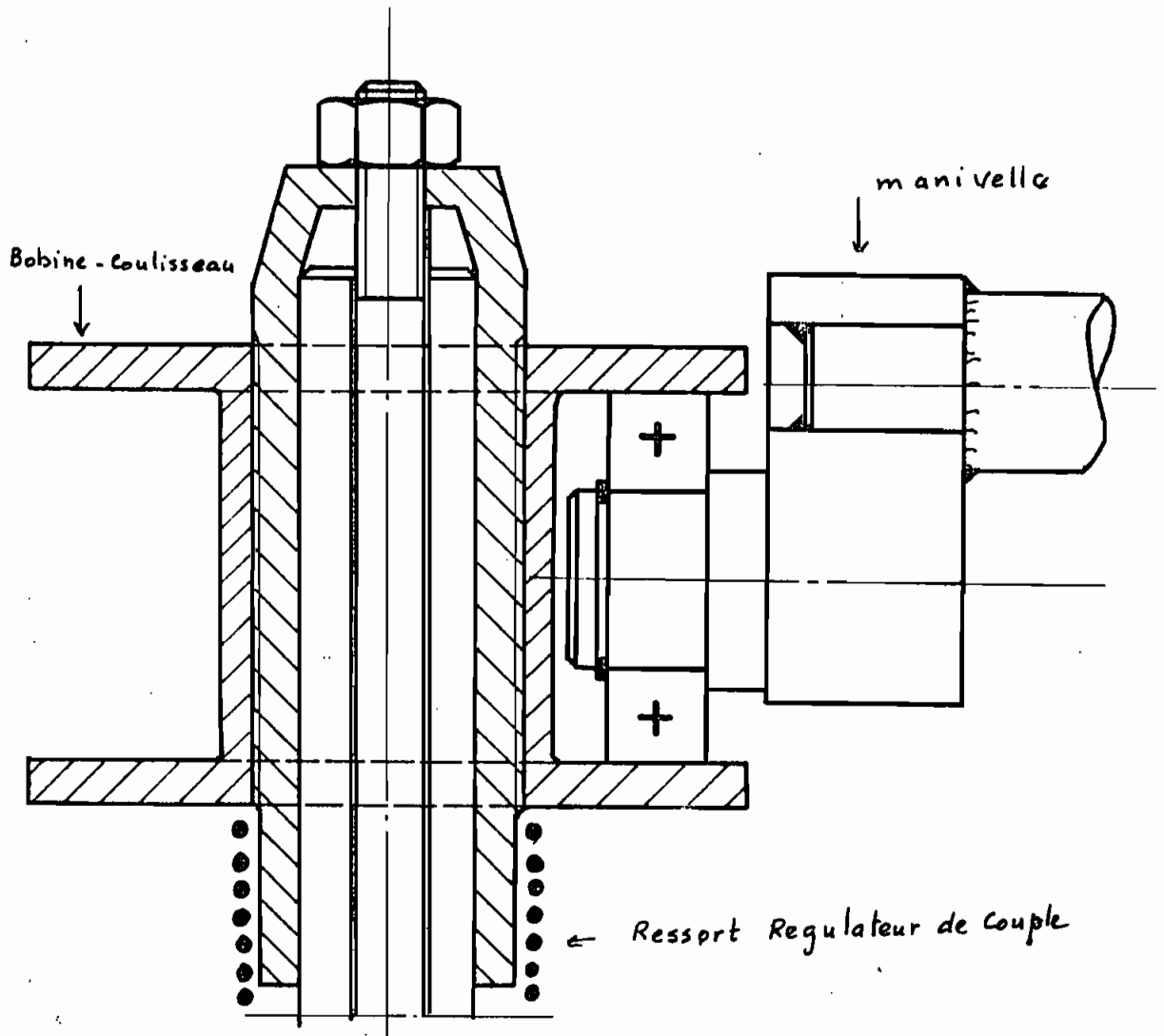


FIG. 1

MODIFICATIONS	POMPE EOLIENNE [®] SISMAR Bobine et Excentrique		
Ressort Regulateur de couple	MATIERE	TRAITEMENT THERMIQUE	POIDS
	ECHELLE 1/1	DESSINE le : 17-5-84 par :	VERIFIE le : par :
SISMAR - B.P. 3214 (Dakar) (Sénégal)			N° PLAN

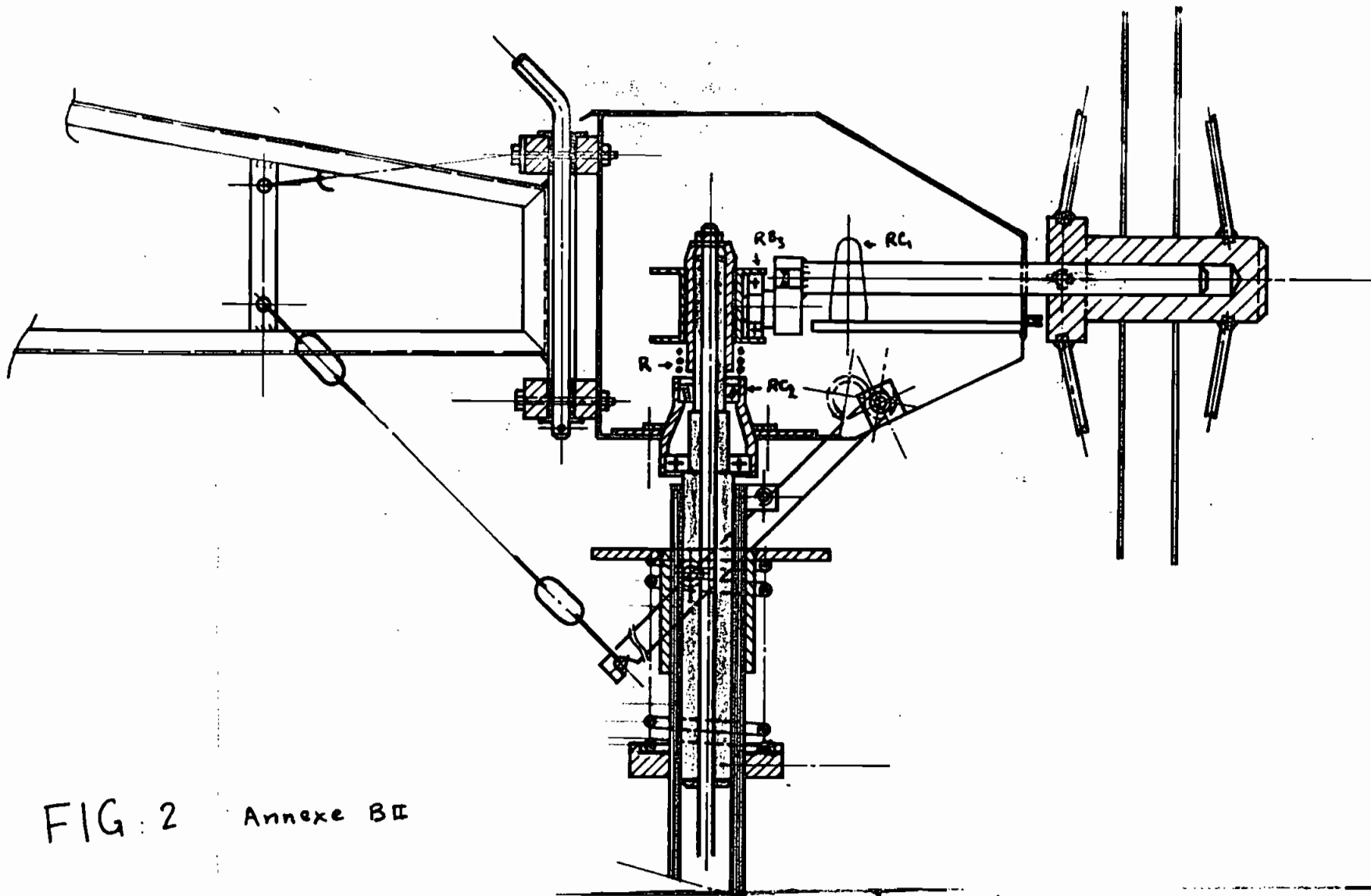


FIG. 2 Annexe BII

MODIFICATIONS	NOMBRE	POMPE EOLIENNE		DAKAR
		Ensemble mécanique		
Roulement Conique RC ₂	MATIERE	TRAITEMENT THERMIQUE		POIDS
" " " " RC ₁				
Ressort R	ECHELLE	DESSINE le : 17-8-88	VERIFIE le :	
Gouvernail (voir ché. SAR)	A/100	par :	par :	
Roulement à Bille RB ₃				
		B.P. 3214 DAKAR (Sénégal)		
			N° PLAN	

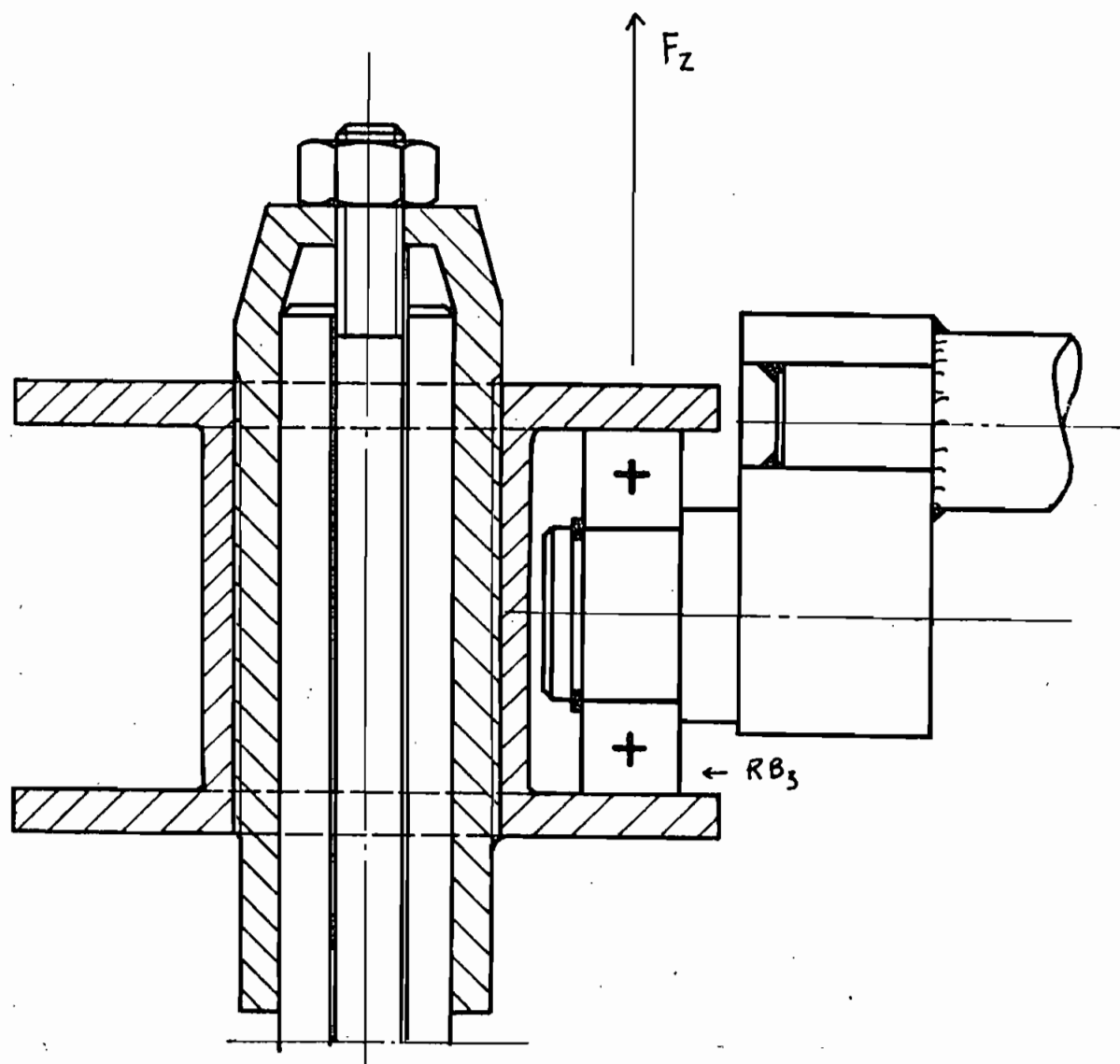
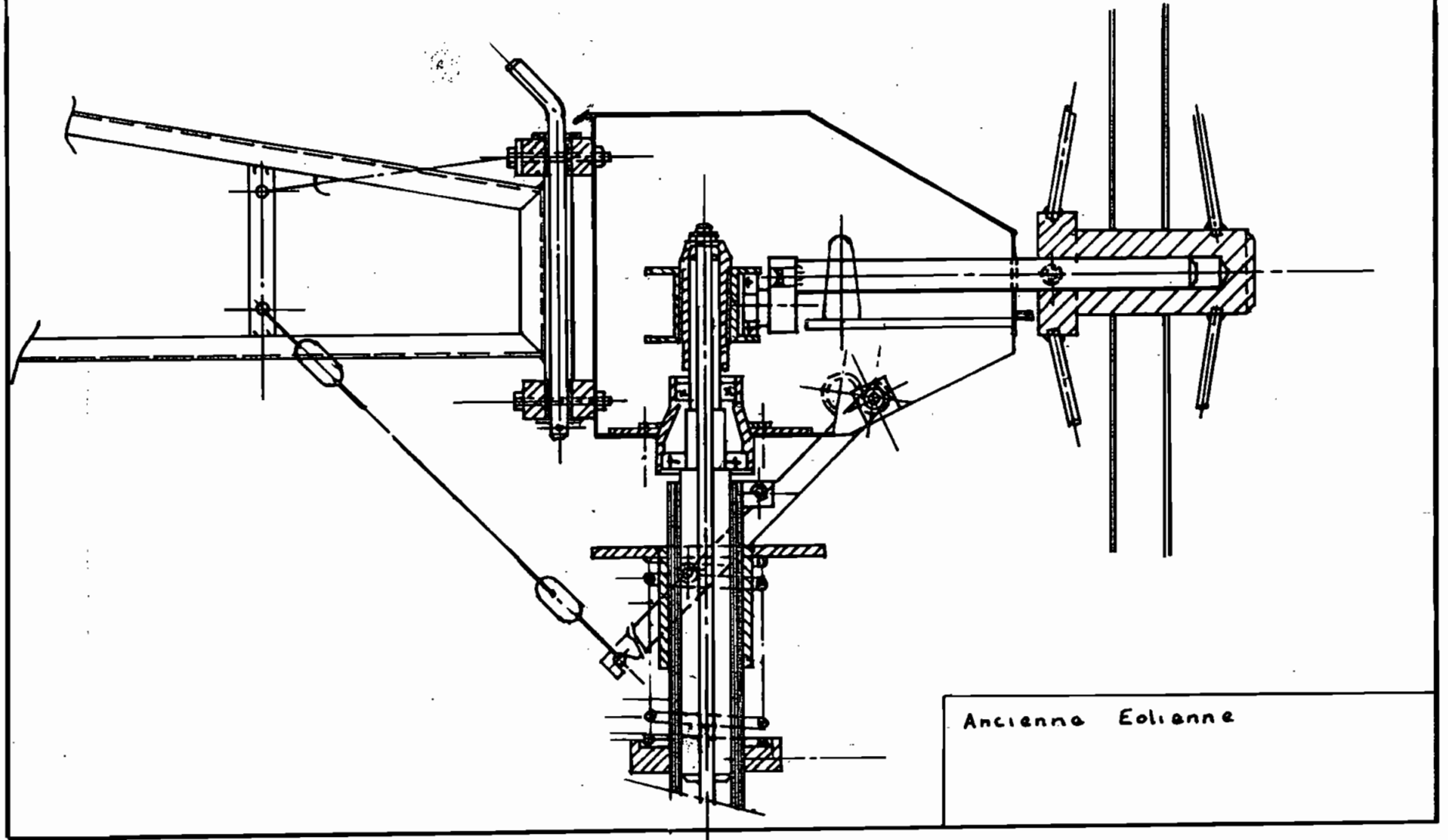


FIG 3

MODIFICATIONS	POMPE EOLIENNE Bobine et Excentrique		
RB ₃	MATIERE	TRAITEMENT THERMIQUE	POIDS
	ECHELLE 1/1	DESSINE le : 17-5-84 par :	VERIFIE le : par :
SISMAR - B.P. 3214 (Dakar) (Senegal)			N° PLAN

FIG 4 Annexe 8II



Ancienne Eolienne

Fig 5 Annexe BII

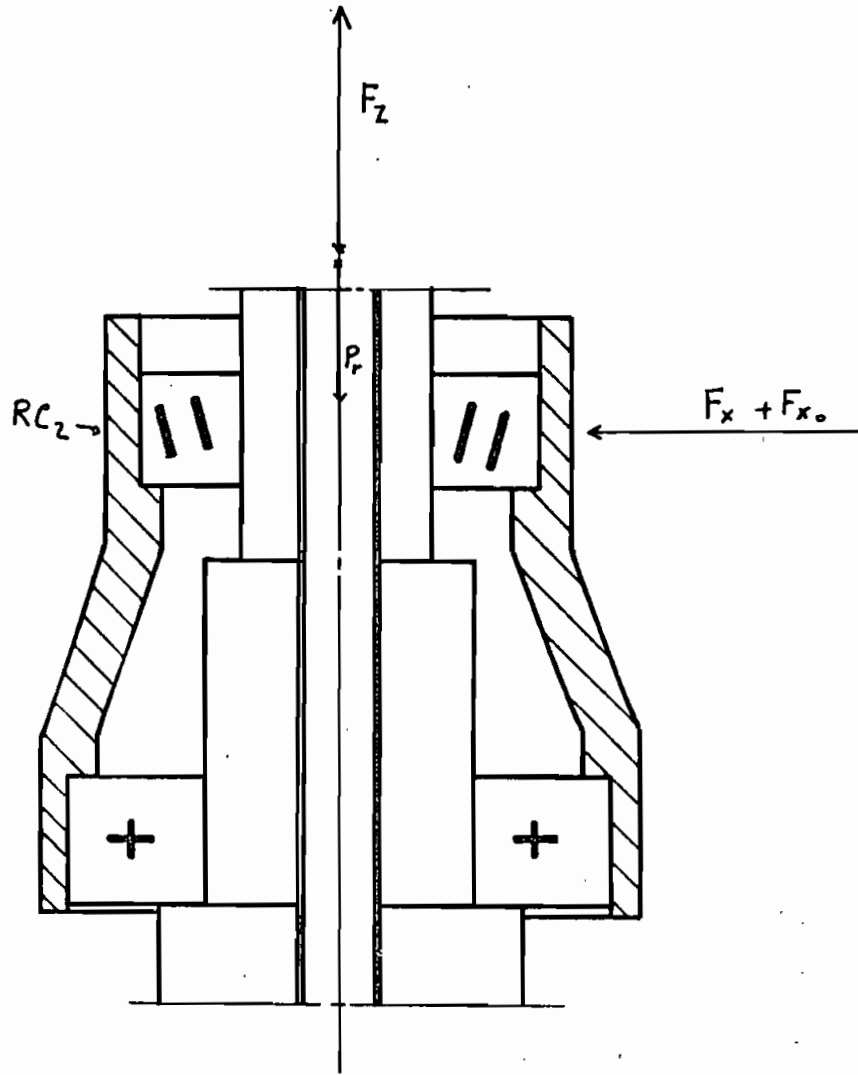


FIG 5

MODIFICATIONS	DESIGN	POMPE EOLIENNE	
Reulement conique		Ensemble moyeu	
RC ₂	MATIERE	INDUSTRIELLE	POIDS
	ECHELLE	DESSINE le 17-5-84	VERIFIE le 1
	A/A	1/2	1/2
BISMAR - B.P. 3214 (Dakar) (Sénégal)			N° PLAN

CHOIX D'UN ROULEMENT A BILLE

Cet exemple est choisi pour montrer la durée de vie courte des roulements à bille (RB_1) à la place du roulement conique RC_1

$$F_a = 2502,5 \text{ N}$$

$$F_r = 2734,6 \text{ N}$$

} déjà calculé en BI a.1

$$P_c = V_b \times F_r + Y F_a$$

Le diamètre de la pièce qui traverse le diamètre intérieur du roulement nous guide dans notre choix : $d = 25 \text{ mm}$ (Voir fig 2 Annexe BII)

Dans la Serie 60 (tableau 4 Annexe BII) on choisit le numero 6005 qui aura les caractéristiques suivantes :

$$C_0 = 5600 \text{ N}$$

$$C = 8650 \text{ N}$$

C_0, C respectivement charge de base statique et dynamique.

quand le roulement est lubrifié à la graisse on aura : $N_{\max} = 15000 \text{ tpm}$:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,91$$

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{2502,5}{5600} = 0,44$$

d'où $e = 0,42$ (Par interpolation sur le tableau 4 de l'annexe BII)

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,91 > e = 0,42$$

en interpolant sur le même tableau on trouve :

$$x = 0,56$$

$$y = 1,06$$

$$P_c = V_b \cdot x \cdot F_r + y \cdot F_a$$

$V_b = 1$ (La bague intérieur tourne)

$$P_c = 1 \times 0,56 \times 2734,6 + 1,06 \times 2502,5$$

$$P_c = 4184,1 \text{ N}$$

La durée de vie sera :

$$L_h = \frac{(C/P_c)^3}{N \times 60} \cdot 10^6$$

avec $N = 51 \text{ tpm}$

$$L_h = \frac{\left(\frac{8650}{4184,1}\right)^3}{51 \times 60} \cdot 10^6$$

$$L_h = 2899 \text{ heures}$$

Comparée à la durée de vie de RC, celle-ci est très courte. (moins d'un an)

DEMONSTRATION DE F_1

Démonstration du calcul de F_1

Montée du piston:

Le ressort exerce une force F_1 dirigée vers le haut. La tige de commande se trouve alors soumise à la force F .

$$F = a (P + \bar{\omega} A_p H - F_1)$$

Le couple maximal sur l'arbre de l'éolienne sera C_1 :

$$C_1 = a (P + \bar{\omega} A_p H - F_1)$$

Descente du piston:

A cette phase F_1 continue à agir mais avec un effet résistant. Le couple (C_2) appliqué sur l'axe est également résistant. Pour cette phase le clapet s'ouvre ce qui fait qu'il n'y a aucune colonne d'eau à vaincre

$$C_2 = a (F_1 - P)$$

Le mouvement de l'éolienne est le plus régulier possible si la condition $C_1 = C_2$ est satisfaite

$$a (P + \bar{\omega} A_p H - F_1) = a (F_1 - P)$$

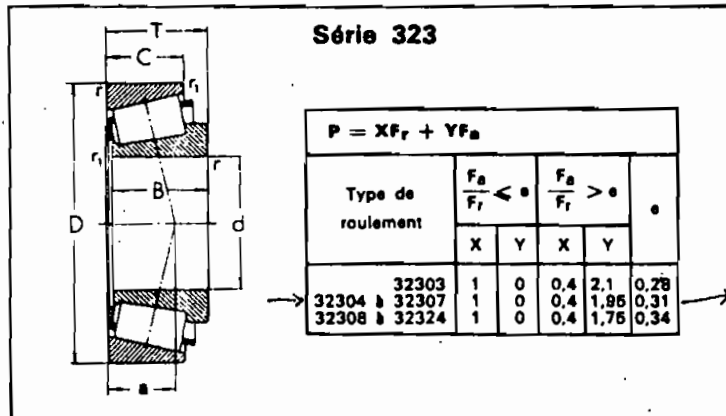
d'où

$$F_1 = P + \frac{\bar{\omega} A_p H}{2}$$

TABLEAU 1 Annexe BII

roulements à rouleaux coniques

Série de dimensions 23



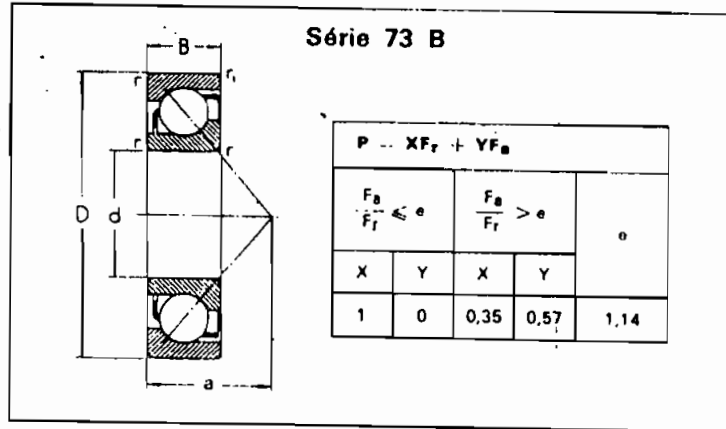
Roulement N°	Millimètres								Charge de base en daN		Vitesse limite σ /mn	
	d	D	B	C	T	r \approx	r ₁ \approx	s \approx	statique C ₀	dynamique C	Lubrification	
											graisse	huile
32303	17	47	19	16	20,25	1,5	0,5	12	2120	3000	8000	11000
04	20	52	21	18	22,25	2	0,8	13	2850	3750	7500	10000
05	25	62	24	20	25,25	2	0,8	15	3900	5100	6000	8000
32306	30	72	27	23	28,75	2	0,8	17	5200	6550	5300	7000
07	35	80	31	25	32,75	2,5	0,8	20	6550	8150	4800	6300
08	40	90	33	27	35,25	2,5	0,8	23	8300	10000	4000	5300
32309	45	100	36	30	38,25	2,5	0,8	25	10200	12000	3600	4800
10	50	110	40	33	42,25	3	1	28	12700	14600	3200	4300
11	55	120	43	35	45,5	3	1	29	14600	17000	3000	4000
32312	60	130	46	37	48,5	3,5	1,2	31	17300	19600	2600	3600
13	65	140	48	39	51	3,5	1,2	33	20000	22400	2400	3400
14	70	150	51	42	54	3,5	1,2	36	22800	25000	2200	3200
32315	75	160	55	45	58	3,5	1,2	38	26500	28500	2000	3000
16	80	170	58	48	61,5	3,5	1,2	40	29000	32000	1900	2800
17	85	180	60	49	63,5	4	1,5	42	28500	32000	1800	2600
32318	90	190	64	53	67,5	4	1,5	44	31500	35500	1700	2400
19	95	200	67	55	71,5	4	1,5	47	34500	38000	1700	2400
20	100	215	73	60	77,5	4	1,5	51	40500	45000	1600	2200
22	110	240	80	65	84,5	4	1,5	56	50000	54000	1400	1900

Pour la série 323 B (à grand angle de contact) voir page suivante.

SKF fabrique également des roulements à rouleaux coniques à cotes en inches. Documentation sur demande.

roulements à une rangée de billes à contact oblique

Série de dimensions 03



Roulement N°	Millimètres					e	Charge de base en daN		Vitesse limite tr/mn	
	d	D	B	r	r1		C ₀	C	Lubrification	
									graisse	huile
7302 B	15	42	13	1,5	0,8	19	530	900	14000	19000
03	17	47	14	1,5	0,8	21	710	1140	12000	17000
04 B	20	52	15	2	1	23	815	1340	10000	15000
7305 B	25	62	17	2	1	27	1220	1900	8500	12000
06 B	30	72	19	2	1	31	1660	2400	7500	10000
07 B	35	80	21	2,5	1,2	35	2000	2800	7000	9500
7308 B	40	90	23	2,5	1,2	39	2500	3450	6300	8500
09 B	45	100	25	2,5	1,2	43	3350	4500	5600	7500
10 B	50	110	27	3	1,5	47	4000	5200	5000	6700
7311 B	55	120	29	3	1,5	52	4650	6100	4500	6000
12 B	60	130	31	3,5	2	55	5400	6950	4300	5600
13 B	65	140	33	3,5	2	60	6200	7800	4000	5300
7314 B	70	150	35	3,5	2	64	7200	8800	3600	4800
15 B	75	160	37	3,5	2	68	8000	9650	3400	4500
16 B	80	170	39	3,5	2	72	9000	10400	3200	4300
7317 B	85	180	41	4	2	76	10000	11200	3000	4000
18 B	90	190	43	4	2	80	11200	12000	2800	3800
7320 B	100	215	47	4	2	90	15000	14600	2400	3400
22 B	110	240	50	4	2	99	19000	17300	2000	3000
7324 B	120	260	55	4	2	108	20800	18300	1900	2800
7326 B	130	280	58	4	2	115	22400	19300	1800	2600
7328 B	140	300	62	5	2,5	123	25500	21200	1700	2400
7330 B	150	320	65	5	2,5	132	30000	23200	1600	2200

Le suffixe B signifie : angle de contact de 40° ce qui correspond à notre exécution actuelle.

TABLEAU 3 annexe BII

TABLEAU 3

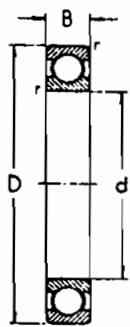
Constantes pour la résistance ultime

MATERIAU	DIAMETRE (mm) d	EXPOSANT m	CONSTANTE A (MPa)
Fil à piano	0.10 à 6.5	0.146	2,170
Fil trempé à l'huile	0.5 à 12.0	0.186	1,880
Fil tréfilé à froid	0.7 à 12.0	0.192	1,750
Chrome-vanadium	0.8 à 12.0	0.167	2,000
Chrome-silicium	1.6 à 10.0	0.112	2,000

roulements rigides à une rangée de billes

Série de dimensions 10

Série 60



$P = X F_r + Y F_a$							
$\frac{F_a}{C_0}$		0,025	0,04	0,07	0,13	0,25	0,5
$\frac{F_a}{F_r} \leq 0,5$	X	1	1	1	1	1	1
	Y	0	0	0	0	0	0
$\frac{F_a}{F_r} > 0,5$	X	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56
	Y	2	1,8	1,8	1,4	1,2	1
e		0,22	0,24	0,27	0,31	0,37	0,44

Roulement N°	Millimètres				Charge de base en daN		Vitesse limite tr/mn	
	d	D	B	r	statique C ₀	dynamique C	Lubrification	
							graisse	huile
6000	10	26	8	0,5	153	285	30000	36000
01	12	28	8	0,5	173	310	26000	32000
02	15	32	9	0,5	250	430	22000	28000
6003	17	35	10	0,5	280	465	19000	24000
04	20	42	12	1	450	720	17000	20000
05	26	47	12	1	560	865	15000	18000
6006	30	55	13	1,5	680	1020	12000	15000
07	35	62	14	1,5	850	1220	10000	13000
08	40	68	15	1,5	930	1290	9500	12000
6009	45	75	16	1,5	1220	1630	9000	11000
10	50	80	16	1,5	1320	1660	8500	10000
11	55	90	18	2	1700	2160	7500	9000
6012	60	95	18	2	1830	2280	6700	8000
13	65	100	18	2	1960	2360	6300	7500
14	70	110	20	2	2450	2900	6000	7000
6015	75	115	20	2	2600	3050	5600	6700
16	80	125	22	2	3150	3650	5300	6300
17	85	130	22	2	3350	3800	5000	6000
6018	90	140	24	2,5	3900	4500	4800	5600
19	95	145	24	2,5	4150	4650	4500	5300
20	100	150	24	2,5	4150	4650	4300	5000
6021	105	160	26	3	5100	5600	4000	4800
22	110	170	28	3	5700	6300	3800	4500
24	120	180	28	3	6100	6550	3400	4000
6026	130	200	33	3	7800	8150	3200	3800
28	140	210	33	3	8300	8500	3000	3600
30	150	225	35	3,5	9650	9650	2600	3200
6032	160	240	38	3,5	11200	11000	2400	3000
34	170	260	42	3,5	13400	12900	2200	2800
36	180	280	46	3,5	15600	14600	2000	2600
6038	190	290	46	3,5	16600	15000	2000	2600
40	200	310	51	3,5	19000	16600	1900	2400
44	220	340	56	4	22800	19000	1800	2200
6048	240	440	72	4	24500	19600	1300	1600