

Ecole polytechnique de THIES

PROJET DE FIN D'ETUDES

TITRE : Etude de la performance

du prototype d'éolienne du type

Filippini existant à l'école polytechnique
de THIES

AUTEUR : Kalifa Badji

Génie : Mécanique

DIRECTEUR : DINH VO NGOC

DATE : Mai 1984

Je dédie ce projet à :

Monsieur Sitafa Fonko, instituteur
Monsieur Saydon B'dongo, professeur
et à tous ceux qui luttent pour le bien-être
de l'Homme.

Remerciements

Avant de commencer la rédaction de ce modeste projet de fin d'études, je ne peux qu'exprimer :

- mes sincères remerciements à l'endroit de Monsieur Dink Vo N'goc mon directeur de projet pour son soutien matériel, moral et dévoué ;
- ma reconnaissance entière à Monsieur Camille Boulet pour sa disponibilité totale et sa vaste expérience mise à mon profit surtout lors de la réalisation des mécanismes de transmission de mouvement
- mes remerciements à Monsieur Youssef pour sa collaboration dans le choix des roulements et de l'arbre de transmission de la batteuse brésilienne ;
- ma gratitude à mon cousin El Hadj Lamine Assambou Badji pour son soutien dans mes études ;
- et enfin ma reconnaissance aussi à mon ami Monstepha Lohy pour ses précieux conseils pendant les moments difficiles.

Sommaire

Le but de ce projet est d'étudier la performance du prototype d'éolienne de type Filippini existant dans l'enceinte de notre école au vue de l'utiliser à des fins d'exhaure de l'eau.

Notre approche consiste à simuler un puits à partir duquel l'eau peut être pompée. La profondeur du puits peut être simulée moyennant les pertes de charge secondaires introduites dans le circuit. La pompe utilisée est celle à piston à simple effet déjà étudiée dans les projets de fin d'études antérieurs.

Un coefficient de puissance $C_{p_{max}} = 0.40$ a été obtenu pour une vitesse spécifique correspondant à $\lambda = 0.5$, ce qui est très satisfaisant vue les conditions expérimentales dans lesquelles ces tests ont été réalisés.

Table des matières

Remerciements	Page	iv
Sommaire		v
Introduction		1
Chapitre A : Le vent		4
I - Le vent		5
I.1 Mesure de la vitesse du vent		5
I.2 Vitesse du vent		9
I.3 Répartition géographique du vent au sol		14
I.4 Variations cycliques de la vitesse du vent		14
Chapitre B : Aperçu général sur l'éolienne Filippini		22
I - Historique		23
II - Caractéristiques du modèle		23
III - Le prototype		24
Chapitre C : Etude expérimentale		27
I - L'éolienne		28
I.1 Principe		28
I.2 La tour		28
I.3 L'éolienne proprement dite		30

I.4	Détermination des charges sur le rotor	page 39
II	Transmission du mouvement de l'éolienne à la pompe	40
II.1	Généralités	40
II.2	Transmission du mouvement	40
II.3	Influence du mouvement sur le vitesse de démarrage	42
III	La pompe	44
III.1	Le couple	44
III.2	Étude du piston et guide de tige	46
III.3	La crépine	47
IV	L'expérimentation	49
IV.1	Résultats des mesures	50
IV.2	Discussions des résultats	50
	Conclusion et recommandations	54
	Bibliographie	56
	Annexes	58
	Plan n° 1	75
	Plan n° 2	76
	Plan n° 3	77
	Plan n° 4	78
	Plan n° 5	79
	Plan n° 6	80

INTRODUCTION

INTRODUCTION

La conquête de l'énergie éolienne et son utilisation ne datent pas d'hier. En effet depuis la plus haute antiquité, les moulins à vent existaient déjà en Perse, en Irak, en Egypte et en Chine.

Trois siècles avant Jésus-Christ, l'égyptien Hérodote d'Alexandrie, conçoit un moulin à axe horizontal à quatre pales qui alimente en air comprimé une orgue.

Au moyen-âge, on les rencontre déjà presque dans toute l'Europe méditerranéenne. Un peu plus tard, la Grande Bretagne, la Hollande et l'Allemagne bénéficient à leur tour des effets du moulin à vent.

Au dix-neuvième siècle, apparaît l'éolienne multipale qui connaît un développement remarquable dans le nouveau continent. Au début du vingtième siècle, on assiste à la mise au point des premières éoliennes rapides entraînant des générateurs électriques.

Certaines machines servent à mouliner du grain et surtout du blé. La Hollande les utilise depuis 1350 pour l'assèchement des polders. On les emploie également pour extraire l'huile des palmes, et des graines, pour scier du bois, pour transformer de vieux chiffons en papier, etc...

Il apparaît d'emblée que l'utilisation de l'énergie éolienne est très variable dans le temps et dans l'espace.

3

En ce qui nous concerne au Sénégal, pays sous-développé démunis de ressources énergétiques et où le problème de l'eau, surtout l'eau potable demeure aigu, l'utilisation de l'énergie éolienne en milieu rural sous diverses formes demeure la préoccupation de chacun.

C'est donc dans ce cadre que s'inscrit le projet de tester les performances du prototype d'éolienne du type Filippini existant dans l'enceinte de l'École polytechnique. Ce type est peu coûteux, facile à entretenir et à installer.

CHAPITRE A

LE VENT

I Le Vent

- Le vent est de l'air en mouvement permanent.

Il est créé par les différences de pressions qui existent sur la planète terre. Il souffle des zones de hautes pressions vers les zones de basses pressions.

Élément vital, il est pour une éolienne ce que le carburant est pour un véhicule.

I.1 Mesure de la vitesse du vent

Comme la plupart des phénomènes physiques que l'Homme utilise à ses desseins, la détermination de sa direction et de sa vitesse est fondamentale pour le design de l'éolienne.

Si le premier élément est repéré par le côté d'où le vent souffle à l'aide du gouvernail de l'anémomètre Papillon, la détermination du second avec une certaine précision lui nécessite des étalonnages minutieux en laboratoire.

I.1.1. Etalonnage de l'anémomètre et description sommaire du montage expérimental

Le montage expérimental est constitué principalement d'une petite soufflerie (fig 1) dont la dernière veine est une conduite circulaire de diamètre 32cm et de longueur 98cm. Pour uniformiser l'écoulement et pour réduire le niveau de la turbulence dans la

6
veine, des grilles fixes (genre moustiquaire commerciale) ont été placées à l'entrée de la conduite.

Le dispositif se termine par un jet libre venant frapper l'anémomètre qui se trouve de 50 cm de la sortie du jet. Le centre de l'anémomètre est soigneusement placé vis-à-vis de l'axe du jet. La vitesse à l'amont de l'anémomètre est mesurée à l'aide du tube de Pitot classique comportant des prises de pressions.

L'étalonnage consiste essentiellement à établir la vitesse du vent en fonction de la tension aux bornes du voltmètre. Le principe directeur est le suivant : la vitesse du jet à la sortie de la soufflerie induit une différence de pression au niveau de la boîte à mercure à laquelle est relié le tube de Pitot. En maintenant la vitesse constante (donc une différence de pression constante) l'anémomètre placé dans l'axe du jet génère une différence de potentiel à ses bornes.

La formule mathématique qui établit la corrélation entre la différence de pression (valeur lue sur la boîte à mercure) et la vitesse du vent (valeur à calculer) est la suivante :

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

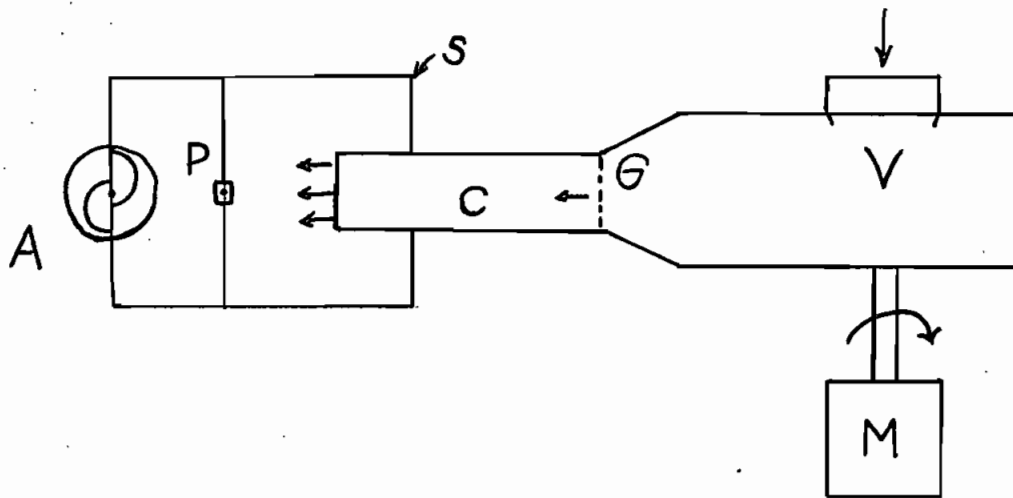
$$\text{d'où } v = \sqrt{\frac{2 \rho h}{\rho}}$$

$$\gamma = 9810 \text{ N/m}^3$$

$$\rho_{\text{air}} = 1.24 \text{ kg/m}^3$$

Montage expérimental [2, page 123]

7



M: moteur ; V: ventilateur ; G: grilles ; C= conduite

S: support ; P: sonde Pitot ; A: anémomètre

fig[1]
dispositif de montage expérimental

Tableau des mesures

tableau 1

Différence de pression en mètre d'eau (ΔP)	différence de potentiel en volt (ΔV)	vitesse du vent v (en m/sec)
0.04	0.126	4.0
0.05	0.132	4.48
0.06	0.174	4.91
0.07	0.180	5.3
0.08	0.21	5.67
0.09	0.216	6.0

La représentation graphique de (ΔV) en fonction de ΔP , v en fonction de ΔP et v en fonction de (ΔV) est faite au plan numéro 6.

Les résultats de l'étalonnage obtenus nous ont permis d'obtenir la relation linéaire suivante:

$$V(\text{m/sec}) = a \cdot \Delta V(\text{volt}) + b$$

où $a = 18.89 \text{ m/sec/V}$

$b = 1.82 \text{ m/sec}$

I. 1. 2 Description et caractéristique de l'appareil de mesure

L'appareil utilisé est le MINIXRITER modèle WTR751.

C'est un appareil compact portatif qui possède deux voies analogues d'enregistrement direct.

L'enregistrement peut se faire aussi bien en position horizontale qu'en position verticale selon le désir de l'utilisateur.

Il pèse environ 11 kg. Les dimensions sont les suivantes:

333 mm x 158 mm x 249 mm (L x l x h).

La sensibilité est de 2.5 mV/cm. Il fonctionne sous 100V à 50 ou 60 Hz.

La vitesse de la feuille d'enregistrement est variable: entre 0.5 mm/sec à 300 mm/sec.

I. 2 Vitesse du vent

Une étude approfondie du vent par M. Beaufort a donné naissance à l'échelle suivante qui porte son nom:

tableau 2 [1, page 7]

Degré Beaufort	Vitesse du vent			Description générale	Pression sur surface plane en daN/m^2
	Knots	m/sec	km/h		
0	1	0 / 0.4	< 1	calme	
1	1/3	0.5 / 1.5	1 / 5	très légère brise	0.13 (1 m/sec)
2	4/6	1.5 / 3.4	6 / 11	légère brise	0.8 (2.5 m/sec)
3	7/10	3.5 / 5.5	12 / 19	petite brise	3.2 (5 m/sec)
4	11/15	5.5 / 8	20 / 28	joie brise	6.4 (7 m/sec)
5	17/21	8.1 / 10.9	29 / 38	bonne brise	13 (10 m/sec)
6	22/27	11.4 / 13.9	39 / 49	vent frais	22 (13 m/sec)
7	28/33	14.1 / 16.9	50 / 61	grand frais	33 (16 m/sec)
8	34/40	17.4 / 20.4	62 / 74	coup de vent	52 (20 m/sec)
9	41/47	20.5 / 23.9	75 / 88	fort coup de vent	69 (23 m/sec)
10	48/55	24.4 / 28	89 / 102	Tempête	95 (27 m/sec)
11	56/63	28.4 / 32.5	103 / 117	violente tempête	117 (30 m/sec)
12	64/71	32.6 / 35.9	118 / 133	ouragan	160 (35 m/sec)
13	72/80	36.9 / 40.4	134 / 149		208 (40 m/sec)
14	81/89	40.1 / 45.4	150 / 166		265 (45 m/sec)
15	90/99	45.1 / 50	167 / 183		325 (50 m/sec)
16	100/108	50.1 / 54	184 / 201		365 (54 m/sec)
17	109/118	54.1 / 60	202 / 220	cyclone	470 (60 m/sec)

La dernière colonne indique la pression moyenne en daN/m^2 sur des surfaces planes placées perpendiculairement au vent, calculée par $p = 0.13 V^2$, V étant exprimée en m/sec.

Les vents sont classés en dix-sept catégories en fonction de leur vitesse.

Les autres facteurs d'évaluation du vent sont des phénomènes observables aussi bien en terre ferme qu'en mer en fonction de leurs intensités exprimées en degré Beaufort.

Le tableau de la page suivante résume l'ensemble de ces phénomènes.

tableau 3 [1, pages 8]

Intensité du vent en degrés Beaufort	Critère d'appréciation	
	en mer	à terre
0	la mer est calme	la fumée s'élève verticalement
1	formation de rides à l'aspect d'écaillés mais sans crête d'écume	le vent incline la fumée, mais ne fait pas tomber les girouettes.
2	vagues courtes, mais plus prononcées. Les crêtes ont aspect vitreux, mais ne brisent pas	Les feuilles frémissent. On sent le vent qui souffle sur le visage.
3	Grandes vagues courtes. Les crêtes commencent à briser. Ecume d'aspect vitreux. Aspiration de "montons" épars.	Les feuilles et les petites branches s'agitent en permanence.
4	Les vagues courtes s'allongent. Les "montons" deviennent de plus en plus denses.	Le vent soulève la poussière et les feuilles. Les rameaux s'agitent.
5	Vagues modérées, prenant une forme plus prononcée. Nombreux montons	Les petits arbres feuillus commencent à se balancer.
6	Les grandes vagues commencent à se former. Les crêtes d'écume blanche se forment partout. Embroués.	Les grandes branches s'agitent. Les fils électriques vibrent. Il devient difficile se servir d'un parapluie

7	La mer grossit et l'écume blanche, provenant des vagues commencent à s'envoler en traînées.	Les arbres bougent. Il est désagréable de marcher vent debout.
8	Vagues hautes, de plus grande longueur. Les crêtes commencent à se pulvériser en embruns. L'écume s'envole en traînées bien marquées.	Les petites branches des arbres se brisent. Il devient difficile de marcher.
9	Les vagues très hautes commencent à déferler. Faibles traînées d'écume. Les embruns réduisant la visibilité.	Les branches moyennes des arbres cassant.
10	Très hautes vagues déferlant violemment. Pans d'écumes emportés en traînées très denses. Surface de l'eau toute blanche. Visibilité très faible.	Les arbres sont déracinés et les toitures endommagées.
11 et au-dessus		Ravages étendus. Toitures arrachées, etc...

Il est à noter que dans les conditions d'utilisation normale, nous sommes dans la zone d'intensité 3 suivant l'échelle de Beaufort.

I.3 Répartition géographique du vent au sol

D'une manière générale, le vent est plus fort sur les océans que sur les continents. - Cette disparité s'explique notamment par les effets du relief et de la végétation qui constituent un obstacle au mouvement de l'air.

En conséquence, les zones les plus favorables pour l'installation des éoliennes sont situées, sur les continents, en bordure des côtes.

I.4 Variations cycliques de la vitesse du vent

Elles sont de deux natures: saisonnières et journalières.

I.4.1 Variations saisonnières

La vitesse et la direction du vent varient au cours de l'année du fait du déplacement à la surface de la terre des zones de hautes pressions (anticyclones) et des zones de basses pressions.

- Ce déplacement est dû :

- au rayonnement solaire plus important à l'équateur qu'aux pôles

- à la rotation de la terre qui provoque une déviation des vents vers la droite dans l'hémisphère nord et vers la gauche dans l'hémisphère sud.

- et enfin au mouvement des masses d'air dû aux perturbations atmosphériques.

Le tableau 4 montre les variations saisonnières de la vitesse du vent relatives à quelques villes du Sénégal.

Tableau 4

Lieu	Moyennes (m/sec)		
	maximale	minimale	annuelle
Dakar	6.4 (Avril)	3.6 (septembre)	4.9
Matam	1.4 (juillet)	0.2 (décembre)	0.6
Ehies	2.83 (juillet)	1.87 (septembre)	2.2
Koolack	2.30 (Avril)	2.60 (janvier)	2.33
Liguincha	2.70 (Août)	2.04 (Mars)	2.40

I-4.2 - Les variations journalières

Les effets convectifs sont à la base des variations journalières. Sous l'effet du rayonnement solaire, la terre s'échauffe plus rapidement que la mer. Il en résulte des mouvements convectifs qui se caractérisent par des mouvements d'air de la mer vers les côtes. Le soir quand la terre se refroidit plus rapidement que la mer, c'est le phénomène inverse qui s'observe. Ceci a également lieu au

les courants aériens de secteur N.O. à E. prédominent : ce sont les alizés et l'harmattan. L'alizé est un vent régulier, modéré, frais et sec qui souffle en hiver et au printemps. Il est l'origine de hautes pressions qui forment l'anticyclone des Açores. Sa puissance et sa direction dépendent de la position de cet anticyclone, souvent réactive par l'air polaire. Habituellement, on distingue l'alizé continental de l'alizé maritime. L'alizé continental de direction N.E. est chaud et sec car il a traversé les régions saharo-sahéliennes.

L'alizé maritime N.O. aborde le littoral sénégalais après avoir circulé au-dessus de l'océan. C'est donc un vent frais qui abaisse les températures. Il souffle de décembre à juin.

L'harmattan est un vent irrégulier continental de secteur E.N.E. Il se manifeste surtout en hiver et au printemps. C'est un vent qui provoque le transport du sable au sol et des poussières en altitude.

En été, c'est-à-dire pendant l'hivernage, la situation est tout autre. Les vents boraux font place au vent austra ou vents de « mousson » qui apportent humidité et précipitations. Ils soufflent de juin à septembre.

Le tableau 5, illustre l'importance des vents suivant les lieux.

niveau des montagnes entre l'amont (le sommet) et l'aval (la vallée).

Au Sénégal, la vitesse du vent est grande le soir et est presque nulle la nuit.

Les enregistrements anémométriques montrent que la vitesse instantanée du vent varie en permanence en grandeur et en direction.

- Considérons un tourbillon dont la vitesse tangentielle est $\vec{\delta v}$ entraîné par le courant uniforme \vec{V}_m . Il en résulte une oscillation de vitesse et de direction, suivant la règle : [1, pages 16]

$$\vec{V} = \vec{V}_m + \vec{\delta v}$$

Lorsque \vec{V}_m et $\vec{\delta v}$ sont dans la même direction, la vitesse est maximale; par contre quand ils sont de sens opposés, la vitesse est minimale.

$$V_{\max} = V_m + \delta v$$

$$V_{\min} = V_m - \delta v$$

$$\text{D'où } V_m = \frac{1}{2}(V_{\max} + V_{\min})$$

$$\text{et } \delta v = \frac{1}{2}(V_{\max} - V_{\min})$$

Et l'oscillation dans la direction peut être calculée par l'expression $\sin \beta = \frac{\delta v}{V_m}$ où β est la valeur maximale que peut prendre l'angle de V_m avec la direction de la vitesse instantanée V , voir fig [2].

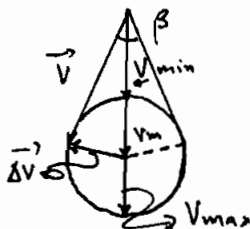


fig [2]

I-4.3 Variation de la vitesse du vent avec l'altitude par rapport au sol

En météorologie, la loi de variation de la vitesse du vent est comme sous l'expression suivante :

$$\frac{V}{V_0} = \left(\frac{H}{H_0} \right)^n \quad [1, \text{page 17}]$$

où V_0 est la vitesse observée à la hauteur H_0 généralement égale à 10m ; V est la vitesse que l'on cherche à la hauteur H . Et n est un coefficient qui varie entre 0.10 et 0.40.

D'autre part, l'énergie susceptible d'être captée étant proportionnelle au cube de la vitesse, il en résulte que le rapport des énergies disponibles à H mètres et à H_0 mètres au-dessus du sol, s'élève à :

$$\frac{E}{E_0} = \left(\frac{H}{H_0} \right)^{3n} \quad [1, \text{page 17}]$$

$$\text{ou} \quad 0.30 < 3n < 1.20$$

Pour recueillir le maximum de puissance, on aura intérêt à avoir une tour d'au moins 6m de hauteur pour les sites les plus favorables. Ce qui justifie bien la hauteur du prototype d'éolienne du type Filippini.

I-4.4 Le vent au Sénégal

Le pays est soumis à l'influence de deux masses d'air : la masse d'air boréal et la masse d'air austral, dont les manifestations sont très différentes. Pendant la saison sèche,

tableau 5

lieu	vitesse du vent (m/sec)
Dakar	4.88
St. Louis	4.55
Ke'dougou	1.59
Ziguinchor	2.06
Matam	1.01
Siombel	1.59

Il ressort de ce tableau que les zones maritimes sont plus favorables à l'utilisation de l'énergie éolienne.

I. 4.5 - Le vent à Éhiès

Selon une étude menée aussi bien au centre météorologique de Éhiès qu'à l'École polytechnique par M. René N' Doum dans son projet de fin d'études [1977-78], le vent est quasi stable à Éhiès et souffle dans la direction Nord-Sud.

La vitesse du vent est maximale en décembre, janvier, février. Il a été constaté également que la région est soumise aux influences de l'alizé maritime.

Selon cette même étude de M. René N'dour, la moyenne de la vitesse du vent mesurée de juillet à février est la suivante telle qu'illustrée dans le tableau 6 ; [5] .

Tableau 6

mois	moyenne de la vitesse
juillet	2.83 m/sec
août	2.84 m/sec
septembre	1.87 m/sec
octobre	2.67 m/sec
novembre	2.83 m/sec
décembre	3.23 m/sec
janvier	4.54 m/sec
février	3.11 m/sec

- C'est dire qu'il est pendant ces trois derniers mois (décembre, janvier, février) que les éoliennes sont utilisées à leur capacité maximale.

L'autre aspect fondamental de cette étude est la représentation graphique de la vitesse du vent en fonction de la durée. Il a été constaté que pendant 55% du temps, la vitesse du vent est supérieure à 3 m/sec. Le dimensionnement de l'éolienne sera donc fonction de cette donnée.

I-4.6 Choix du site à l'École polytechnique de Québec

En général, l'intensité du vent est influencée par la forme du relief. La vitesse du vent est en général plus élevée sur les collines que dans les fonds des vallées. Les collines situées près des côtes constituent des sites favorables à l'implantation d'installations solaires principalement lorsqu'elles sont dénivelées et à pente douce et progressive. On peut atteindre ainsi des améliorations de 40, 60 et même 80% pour les chaînes de collines présentant une ligne de crête et 20, 30 et 40% pour les collines de forme circulaire.

Ainsi le site qui répond le mieux à ces critères est celui qui s'étend entre la phase II et l'infirmerie. Il a les caractéristiques suivantes :

- lieu plus libre que possible (sans obstacle ou moins) ;
- près du laboratoire pour une meilleure surveillance et entretien ;
- plus sémitaire.

CHAPITRE B
APERÇU GENERAL
SUR
L'EOLIENNE FILIPPINI

I. Historique

L'éolienne Filippini est très peu connue contrairement à l'éolienne Savonius inventée en 1924.

Inventée il y a quelques années en Éthiopie par Armando Filippini, l'éolienne Filippini est une machine à axe vertical. Elle comprend essentiellement trois (3) pales verticales reliées équidistamment à l'axe de rotation par un jeu de tige de liaison. Chaque pale comporte deux éléments distincts ménageant entre eux un espace à travers lequel l'air s'écoule. Les formes de ces éléments, demi-cylindriques pour l'auget et courbées pour la plaque, ont été réalisées à l'aide de tôles d'acier galvanisé.

II Caractéristiques du modèle

La forme simplifiée du modèle a été apportée par le professeur VINH dans ses recherches. Cette forme simplifiée diffère de la géométrie originale par l'emploi de plaques droites au lieu de plaques courbées. Le but des recherches de M. VINH est fondé essentiellement sur l'optimisation des dimensions. Les résultats obtenus sur modèles réduits ont indiqué qu'un rapport optimal du diamètre de l'auget sur le diamètre balayé de l'éolienne est environ $\frac{1}{3}$. Il a été prouvé également que sur une gamme assez étendue de rapports de vitesses circulaires (0,6 à 1) le

²⁴ Coefficient de puissance est supérieur à celui du rotor Savonius conventionnel. Les résultats expérimentaux ont confirmé que lorsque $\frac{d}{D} = \frac{1}{3}$ et $0.75 \leq \lambda \leq 0.80$ le coefficient de puissance est maximum et vaut 0.325.

La présence de plaques droites augmente la quantité de mouvement, mais elle augmente aussi considérablement la traînée aérodynamique sur l'éolienne dans son mouvement rotationnel. Le prototype décrit dans ce qui suit sera, tel que recommandé par M. Cemarc dans son rapport de projet de fin d'études (1983) [10], sans greffage de plaques droites.

III Le prototype

Pour réaliser notre prototype, nous partons du paramètre suivant $\frac{d}{D} = \frac{1}{3}$. Le rotor réalisé sera constitué de six (6) demi-fits découpés dans des bidons de commerce de deux cent trente litres et ayant les dimensions suivantes: hauteur $h = 0.90m$; diamètre $d = 0.58m$. Les demi-fits sont superposés en deux étages. L'étage supérieur étant décalé de 50° par rapport à celui du bas, ceci pour que le couple de démarrage soit plus régulier et facile.

III.1 Puissances susceptibles d'être obtenues

Le coefficient de puissance C_p est lié à la vitesse et à la puissance P par l'expression suivante:

$$P = \frac{1}{2} \rho C_p S V^3 \quad [1, \text{page } 124]$$

ρ = poids volumique de l'air (kg/m^3)

S = surface d'interception ou surface balayée (m^2)

V = vitesse du vent (m/sec)

$$P_{\max} = \frac{1}{2} \rho C_{p_{\max}} S V^3$$

En remplaçant dans cette relation C_p par les valeurs maximales obtenues dans les expériences précédentes soit 0.325 et en adoptant pour ρ la valeur de $1.25 \text{ kg}/\text{m}^3$, on obtient pour les puissances maximales susceptibles d'être fournies :

$$P_{\max} = \frac{1}{2} \times 1.25 \times 0.325 \times S \times V^3 = 0.20315 V^3$$

La valeur de S est donnée par l'expression suivante :

$$S = h [2d - e] \times 6 = 6h \times D \quad [1, \text{page } 124]$$

e = écart central (m)

En remplaçant h et D par leurs valeurs dans l'expression, on a que

$$S = 6 \times 0.58 \times 0.9 = 3.132 \text{ m}^2$$

$$\frac{d}{D} = \frac{1}{3} \Leftrightarrow 3d = D = 3 \times 0.58 \text{ m} = 1.74 \text{ m}$$

Donc en prenant $V = 3 \text{ m}/\text{sec}$ et $\lambda = 0.7$ on a une puissance maximale de : $P_{\max} = 0.2031 \times 3.132 \times (3)^3 = 17.2 \text{ W}$

On déduit que le nombre de tours effectués par l'éolienne s'élève à :

$$N = \frac{60 \times \lambda V}{\pi D} = 60 \times \frac{0.7 \times 3}{\pi \times 1.74} = 23 \text{ tpm}$$

III. 2 Couple. produit

Le coefficient de puissance C_p et le coefficient de couple C_m sont liés par la relation :

$$C_p = \lambda_0 C_m \quad [1, \text{page } 125]$$

$$\lambda_0 = \frac{U_0}{V} = \text{vitesse spécifique}$$

$$U_0 = \text{vitesse spécifique des pales (m/sec)}$$

$$V = \text{vitesse du vent (m/sec)}$$

La connaissance de C_p entraîne celle de C_m et par voie de conséquence celle du moment moteur M .

$$M = \frac{1}{2} \rho C_m R S V^2 \quad [1, \text{page } 125]$$

R : rayon balayé par l'éolienne en m

CHAPITRE C

ETUDE EXPERIMENTALE

I L'éolienne

Elle présente l'avantage d'éviter tout dispositif d'orientation en plus de sa construction très simple et peu coûteuse.

I.1 Principe

Le mouvement de rotation de l'éolienne est dû au fait que l'air en mouvement exerce sur les corps creux ou dissymétriques des forces d'intensité différentes selon l'orientation des corps par rapport à la direction du vent.

Par exemple dans le cas de l'anémomètre à coupelles, si le vent souffle sur la partie creuse (concave) d'une demi-sphère, le coefficient aérodynamique C qui intervient dans l'expression de la force agissante :

$$F = \frac{1}{2} \rho S V^2 C \quad [1, \text{page 119}]$$

est égale à 1.33. Il est plus élevé que lorsque le courant d'air exerce sur la partie convexe de la sphère. Sa valeur n'est alors que de 0.34. Pour un demi-cylindre, ces coefficients s'élevaient à 2.3 et 1.2. [1]. Le fait de la dissymétrie des éléments constitutifs qui engendrent des différences dans la résistance opposée au déplacement de l'air, l'action du vent sur l'ensemble du dispositif, se traduit par l'apparition d'un couple motant sur l'axe. Le roue se met donc en mouvement rotationnel.

I.2 La tour

Elle a été réalisée avec l'aide de la mission italienne implantée à Chiès à la suite du projet de fin d'études de Monsieur Etienne,

projet initialé : réalisation d'un montage - prototype d'éolienne
lente - type Filippini.

Elle comprend un support constitué d'un simple portique
métallique soutenu par des câbles d'acier ancrés au sol comme le
montre la figure suivante.

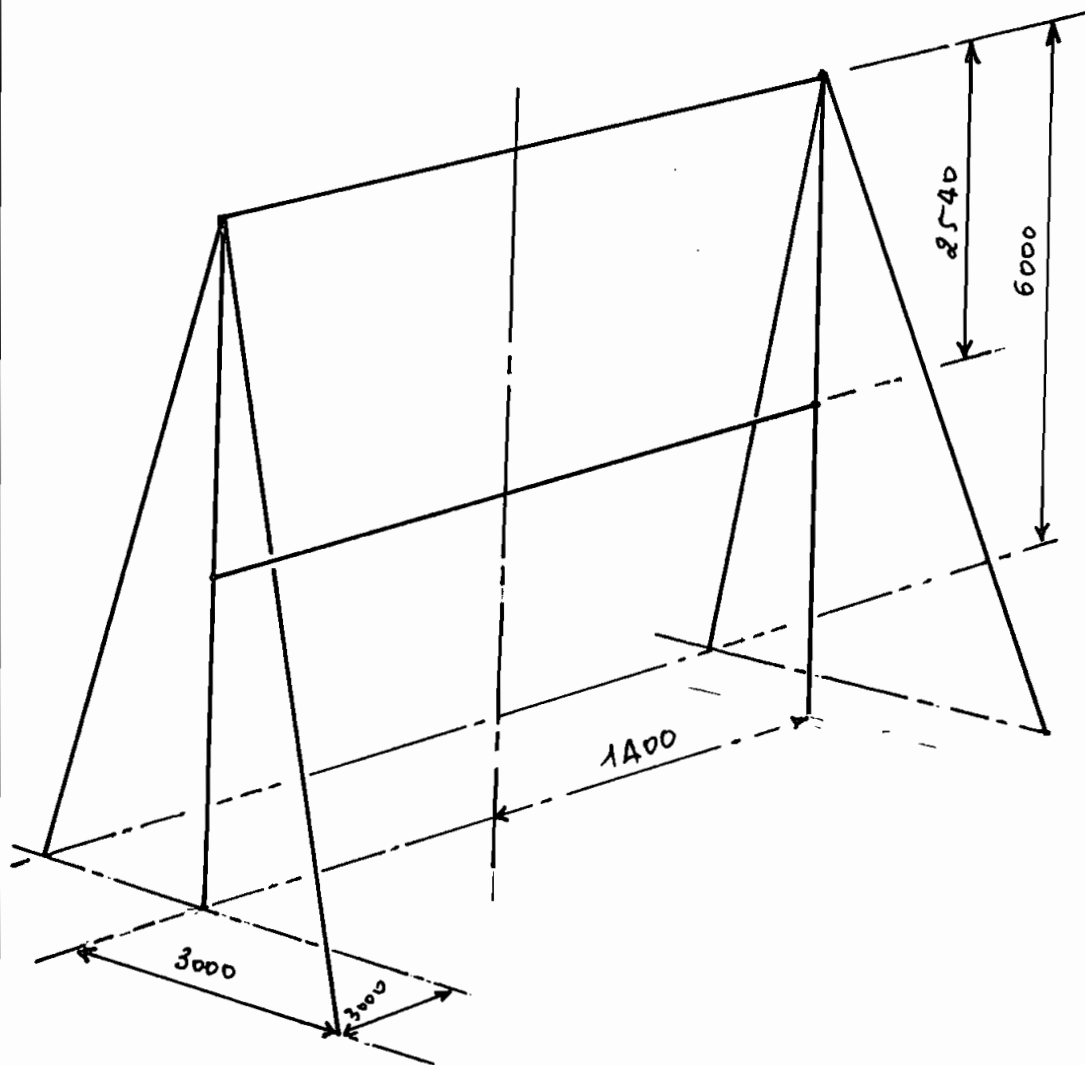


fig [3]

schéma de la tour

Le portique est entièrement constitué de profilés normalisés en acier. Les deux colonnes sont en profilé S100x11 en acier G40. 21x350; quant aux deux poutres, elles sont en profilé 2Lx100x100x10 en G40. 21Mx300. Outre les éléments ci-haut cités, le tour se compose aussi d'un rotor à deux étages de demi-fûts (trois par étage) et des accessoires dont le poids est estimé à 1600N.

Le poids de la structure métallique est évalué de la façon suivante.

Poids des colonnes

$$P_c = 2 \times 5 \times 0.111 = 1.332 \text{ kN} = 1332 \text{ N}$$

Poids des poutres

$$P_p = 2 \times 2.8 \times 0.293 = 1.641 \text{ kN} = 1641 \text{ N}$$

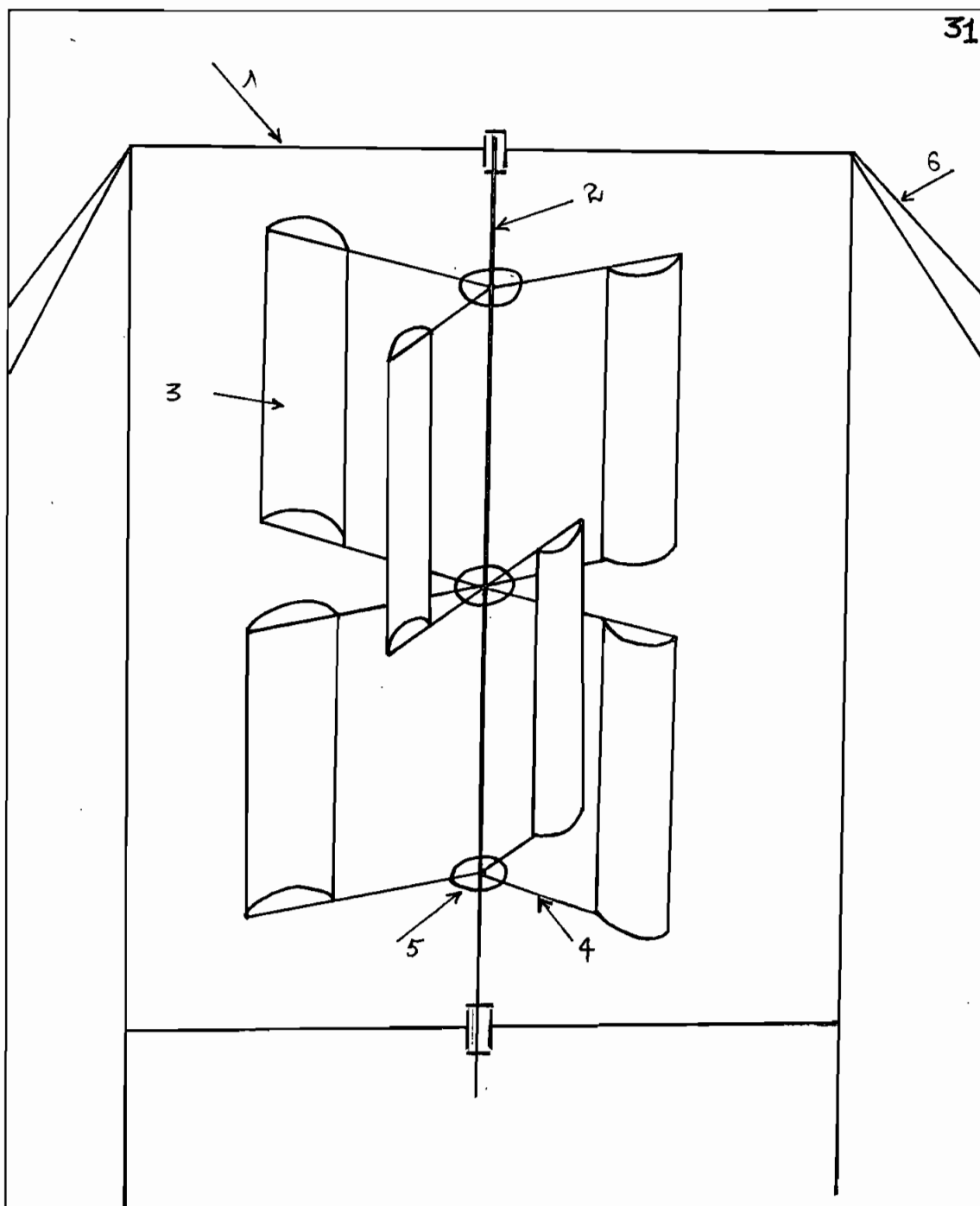
Poids total de la tour

$$P_T = P_p + P_c = 1332 \text{ N} + 1641 \text{ N} = 2973 \text{ N} = 2.97 \text{ kN}$$

II.3 L'éolienne proprement dite

C'est un montage auto-orientable constitué de deux étages. Les aubes sont tous solidaires à l'arbre central par l'intermédiaire de tiges de liaison et de disques de support; cependant, on prévoit un système de réglage permettant de les positionner à un angle de 10° autour de leurs propres axes voir fig [4] page 32.

L'arbre central est relié à son extrémité inférieure par un mécanisme (joint de Cardan) pour transformer le mouvement de rotation en mouvement rectiligne.



- 1: tour
- 2: arbre central
- 3: auge
- 4: tige de liaison
- 5: support
- 6: câbles

fig [4]

Schéma simplifié du prototype
d'éolienne du type Philippins

I - 3.1 Les angets

Ils sont constitués de six (6) demi-fûts coupés à partir de fûts de commerce de 230l et pesant chacun 20kg.

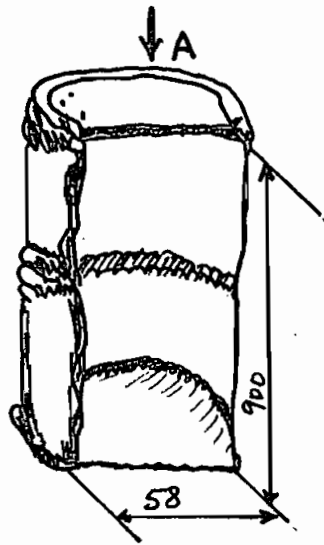


fig [5] demi-fût de 230l ; vue en A

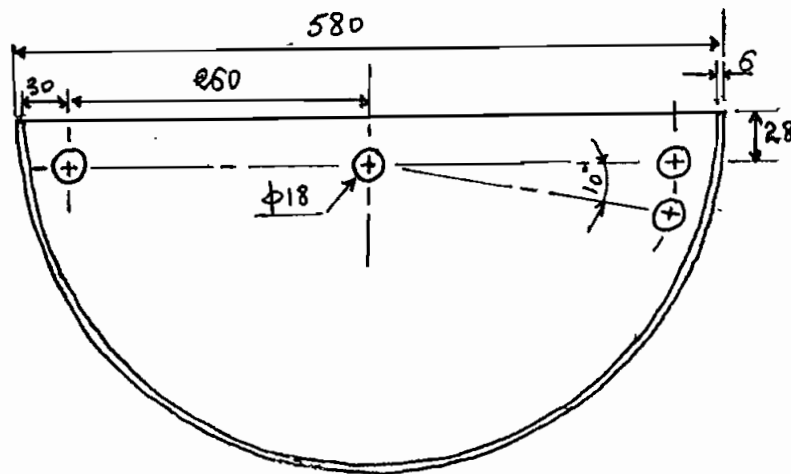


fig [5]

Demi-fût (vue de dessus)

Nbre 6

I. 3. 2 Les tiges de liaison

33

Ce sont des cornières L 50x50x5 de la norme française NFA 45.009 de masse linéaire 3.77 kg/m et de moment d'inertie 11 cm^4 . Elles sont au nombre de douze (12) et leur longueur est fonction du diamètre D balayé par le rotor. Sans ce cas $D = 1.74 \text{ m}$, la longueur des cornières est de $\frac{1.74 \text{ m}}{2} = 0.87 \text{ m}$.

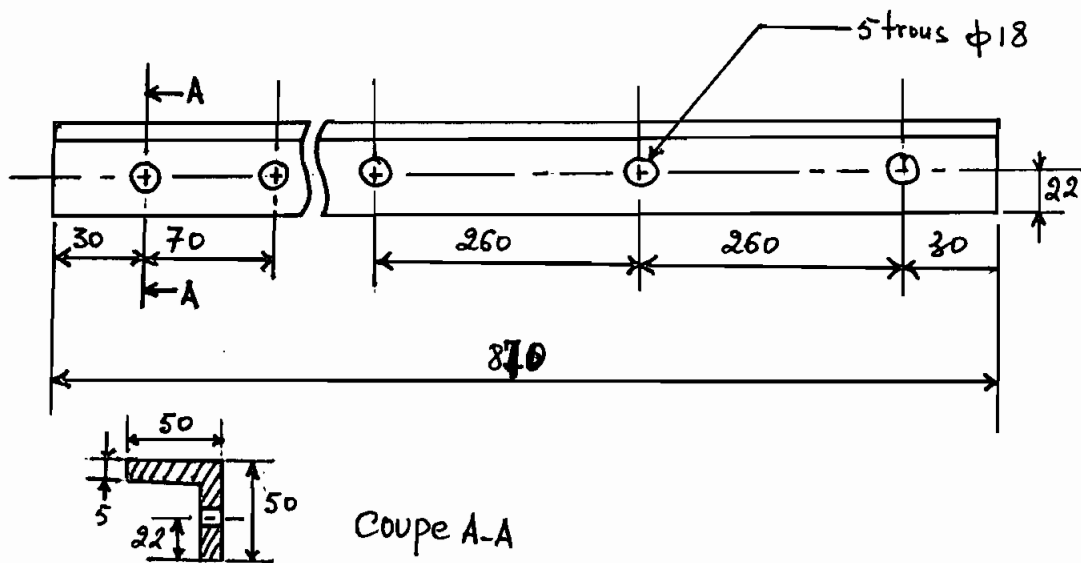


fig [7]

Tige de liaison (L50x50x5)

Nombre : 12

I - 3.3 L'arbre central

Il est constitué de deux parties :

- deux bouts d'arbre plein en acier galvanisé au carbone aux extrémités ;
- un tube en acier doux à la partie centrale, avec les caractéristiques suivantes :

d_e : diamètre extérieur = 60 mm

d_i : diamètre intérieur = 52 mm

S_u : résistance à la rupture = 330 MPa

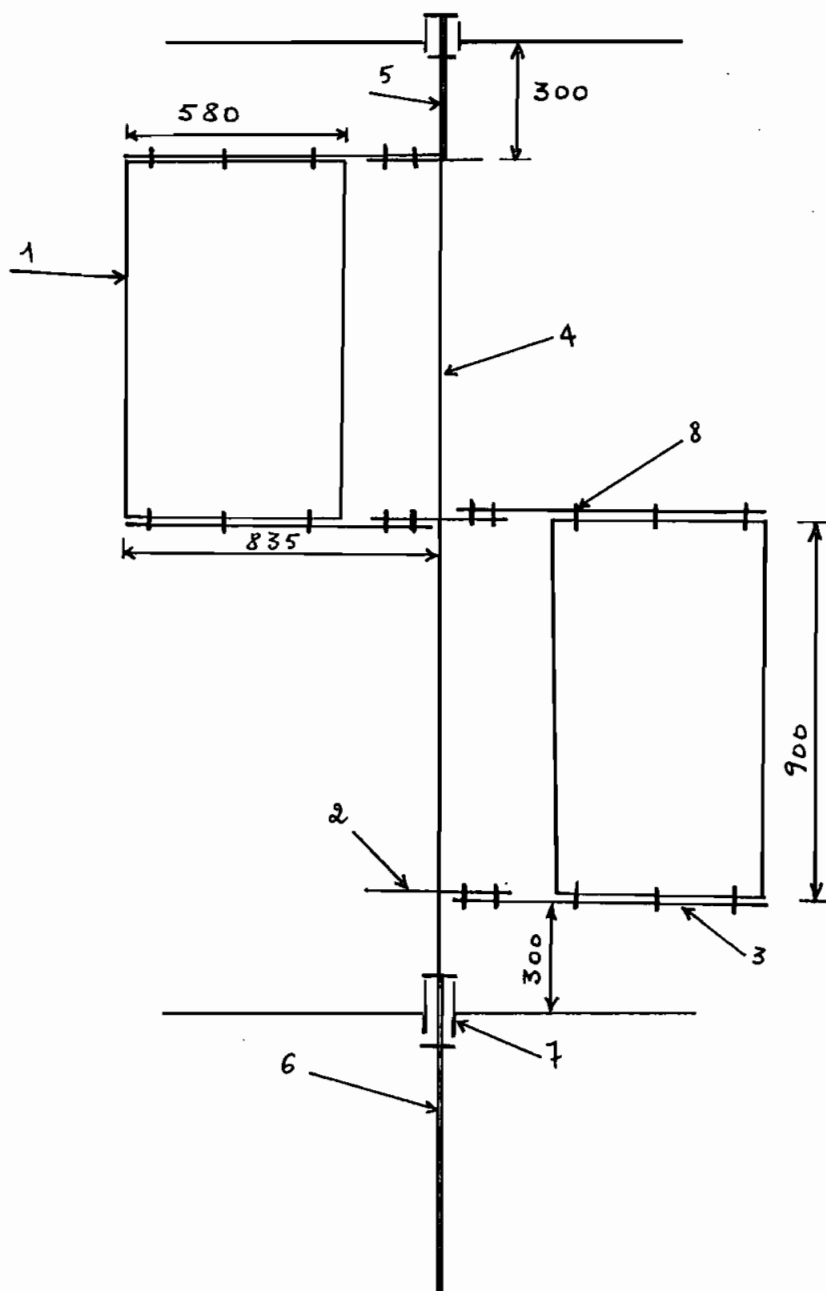
S_y : limite d'élasticité = 210 MPa

voir figure [8] page 35

I - 3.4 Les disques de support

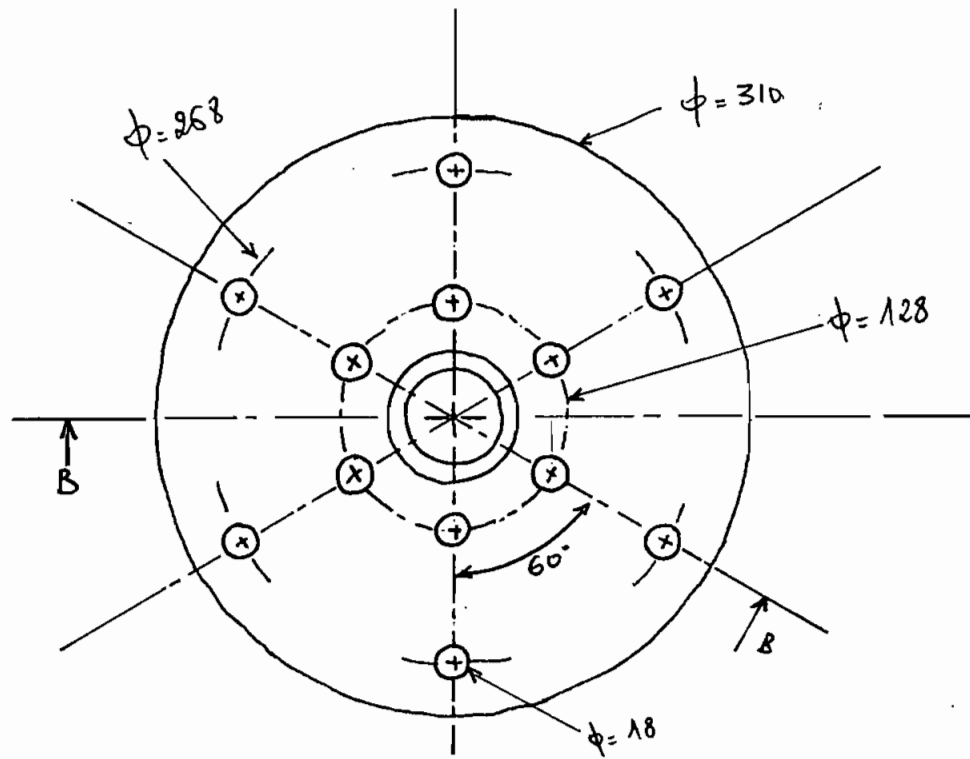
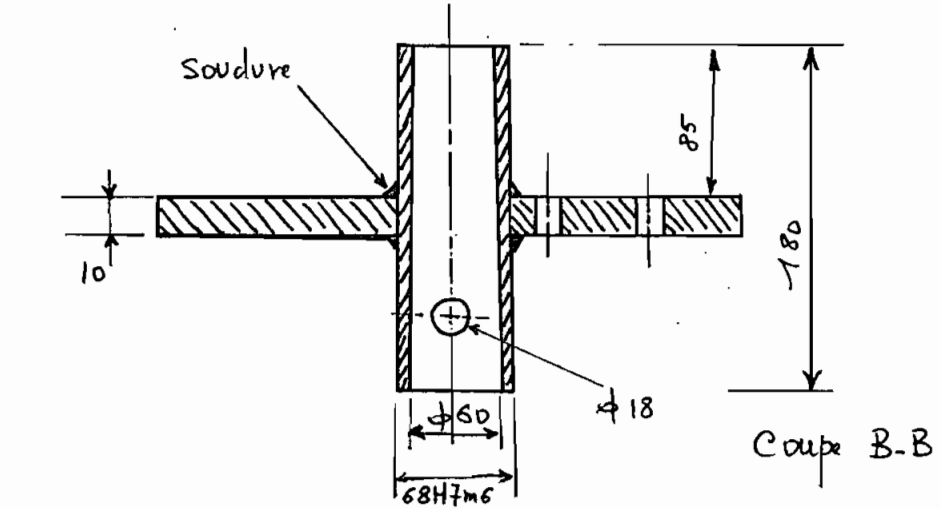
Ce sont trois (3) disques en acier galvanisé d'épaisseur 10 mm et de diamètre 310 mm. Les deux disques, l'un placé à l'extrémité supérieure et l'autre à l'extrémité inférieure, sont identiques. Ils sont percés de trous à tous les 120° pour permettre la liaison par boulons entre l'arbre central et les tiges. Le troisième disque est fixé au milieu du tube et percé de trous à tous les 60° pour maintenir les tiges de liaison du premier étage et celles du deuxième étage. Le décalage de 60° a pour but de rendre le plus régulier possible le couple de démarrage.

voir figure [9] page 36 et fig [10] page 37.



- 1: arjet
- 2: disque de support
- 3: tige de liaison
- 4: tube
- 6 & 7: bouts d'arbre
- 7: palier
- 8: boulons

fig [8]
Schéma simplifié de l'arbre central



fig[9]

Disque Central
nombre : 1

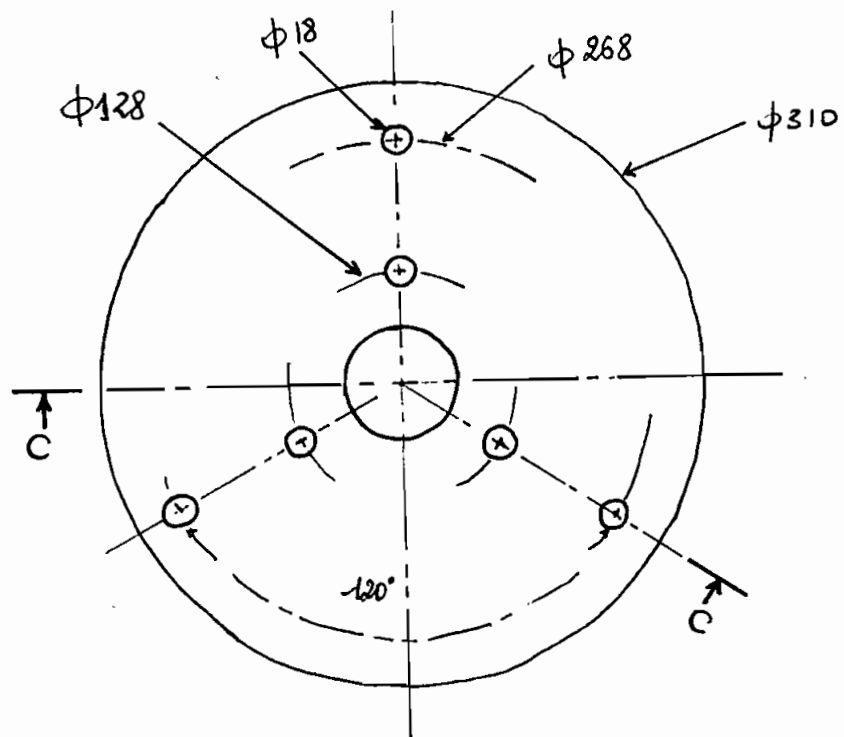
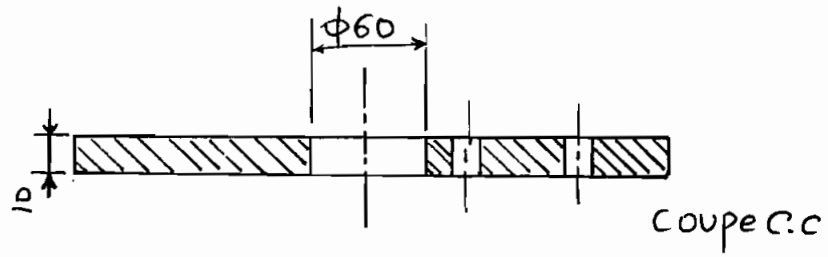


fig [10]

Disque d'extremite'
Nombre: 2

I - 3.5 Les paliers

On les trouve aux deux extrémités, supérieure et inférieure de l'arbre central, voir figure [11]. A ce niveau, le genre de roulements utilisés sont des roulements à rouleaux coniques TIMKEN 92H50.

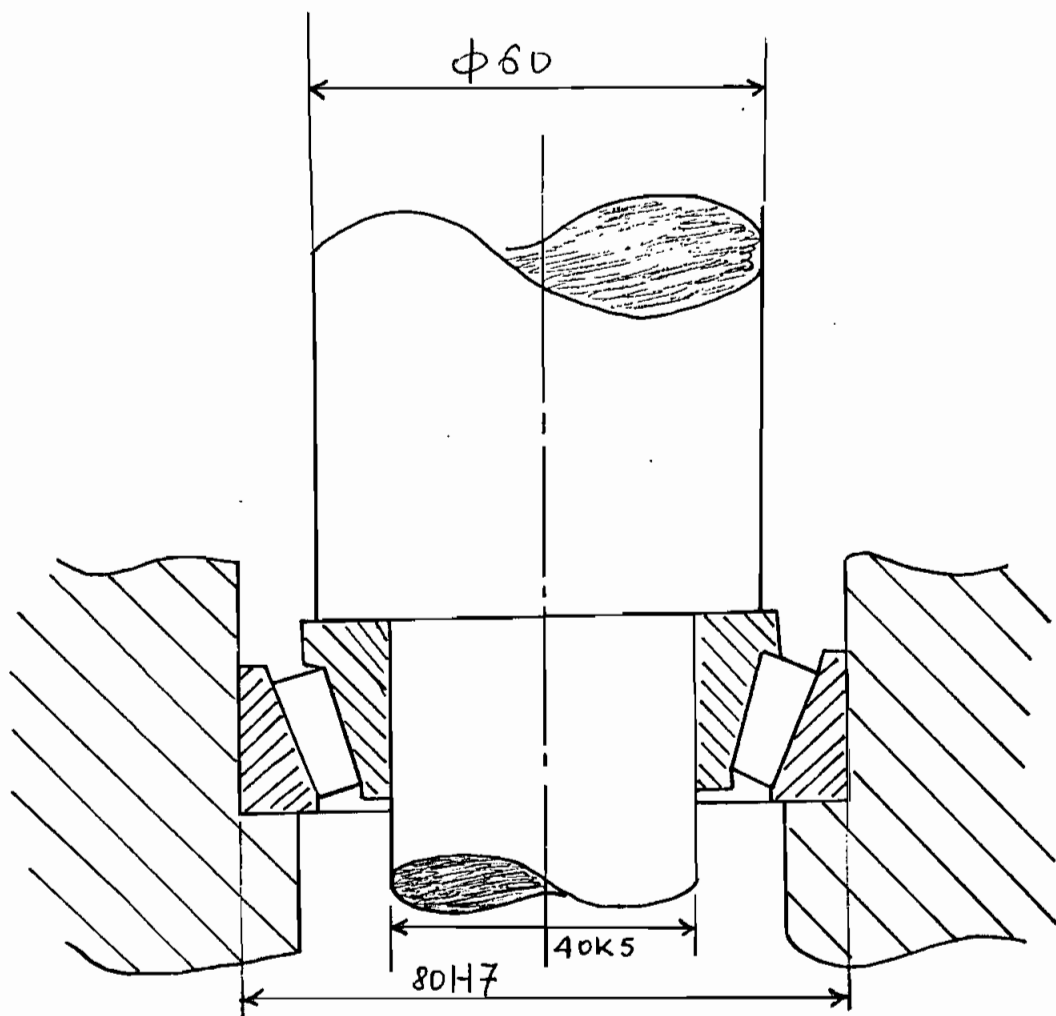


fig [11]

Ajustement des Roulement

II - 4-3 Moment d'inertie de l'éolienne

Le moment d'inertie des aubes par rapport à l'arbre central est donné par la formule

$$I = \bar{I} + md^2 \quad [8, \text{ page } 384]$$

$$\text{où } \bar{I} = \frac{1}{12} mc^2 \quad [8, \text{ page } 387]$$

$$c = 0.580 \text{ m} \quad ; \quad d = 0.58 \times \frac{1}{2} + (835 - 580) \times 10^{-3} = 0.545 \text{ m}$$

$$m = 20 \times \frac{1}{2} \text{ kg} = 10 \text{ kg}$$

$$\text{Soit } I_{\text{total}} = 6 \times \left[\frac{1}{12} \times 10 \times (0.58)^2 + 10 \times (0.545)^2 \right] = 19.5 \text{ kgm}^2.$$

II - Transmission du mouvement de l'éolienne à la pompe

II - 1 Généralités

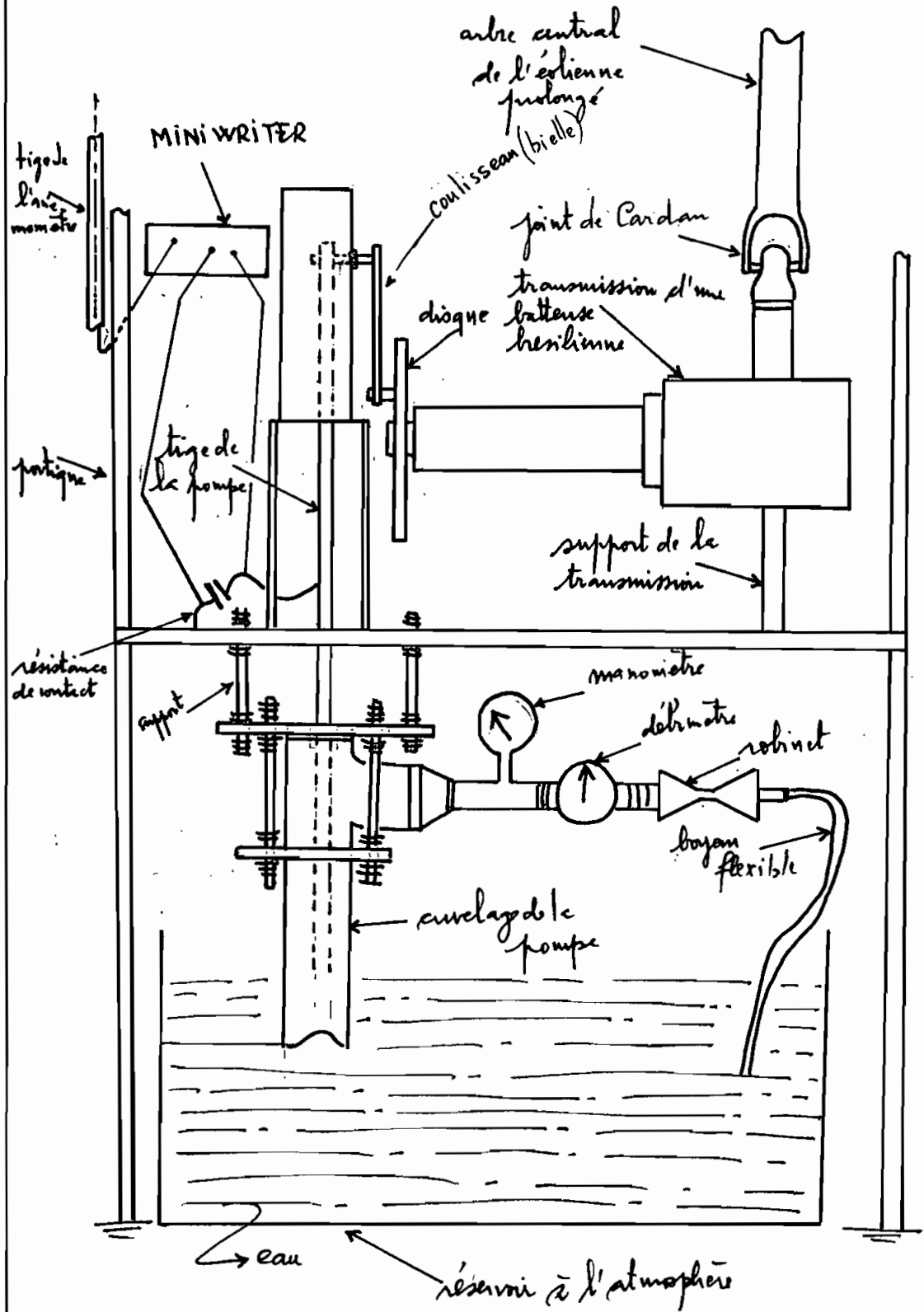
Parmi les types de pompes qui peuvent être entraînés par les éoliennes multiples, l'une des plus employées est la pompe à piston dont le terme mécanique exige des vitesses lentes. Dans le cadre du projet, il est mis à notre disposition une pompe à piston à simple effet, pompe E.P.T.

II - 2 Transmission du mouvement

Le mouvement de rotation de l'éolienne est transmis à la pompe par l'intermédiaire d'un arbre de transmission et d'une bague brésilienne. Cet arbre possède un joint homocinétique simple relié à l'arbre central allongé de l'éolienne. À l'autre bout de l'axe de cette transmission est fixé un disque circulaire lié à la tige de la pompe par un maneton qui joue le rôle de coulisseau non décalé; voir page 41 fig [12].

figure [12]

Système de transmission du mouvement et autres accessoires relatifs à l'expérience



II - 3 Influence du mécanisme sur la vitesse de démar-

-rage
 Evaluons l'effort qui agit sur le tige à la remontée du piston.

Soit P le poids de l'équipage mobile

H la hauteur manométrique totale

S la section du piston

\bar{w} le poids volumique de l'eau

La force verticale F à vaincre pour la remontée de l'eau est telle que : $F = P + \bar{w}SH$ [1; page 150].

Si on appelle a le rayon du cercle décrit par le maneton de bielle, on obtient le couple maximum à vaincre égal à :

$$C = k a F = \frac{n_1}{n_2} a F$$

où k désigne le rapport de transmission = 1 dans notre cas.

Le démarrage de l'éolienne se fera d'autant plus aisément que le couple maximum résistant susceptible d'être opposé au mouvement sera faible. Si le couple résistant est élevé, il faut un vent plus fort pour que l'éolienne se mette en route. On a donc intérêt à réduire le couple C . Pour diminuer celui-ci et donc faciliter le départ de l'éolienne, on peut agir par expérience sur deux paramètres a et k .

II - 3.1 Action sur a .

Comme nous l'avons déjà abordé ci-dessus, l'expression de C , montre que pour diminuer le couple résistant maximum transmis, il faut réduire autant que possible a . Mais si on diminue a , on réduit la course du

I - 4 Détermination des charges sur le rotor ³⁹

I - 4 - 1 Poids mot du rotor P

I - 4 - 1 - 1 Poids des auzets P₁

$$P_1 = 6 \times (20 \times \frac{1}{2}) \times 9.81 = 588.6 \text{ N}$$

I - 4 - 1 - 2 Poids des tiges de liaison P₂

$$P_2 = 12 (0.835 \times 3.77 \times 9.81) = 370.6 \text{ N}$$

I - 4 - 1 - 3 Poids de l'arbre central P₃

masse du tube : 8.10 kg

masse des bouts d'arbre : $2 \times 4 \text{ kg} = 8 \text{ kg}$

$$P_3 = 9.81 (8 + 8.10) = 158 \text{ N}$$

I - 4 - 1 - 4 Poids des disques de support P₄

masse d'un disque : 8 kg

$$P_4 = 3 \times 8 \times 9.81 \text{ N} = 235.4 \text{ N}$$

I - 4 - 1 - 5 Poids des accessoires P₅

Estimons leur masse $\approx 10 \text{ kg}$

$$P_5 = 9.81 \times 10 = 98.1 \text{ N}$$

La charge totale sur le rotor s'élève à P :

$$P = 588.6 + 370.6 + 158 + 235.4 + 98.1 = 1451 \text{ N}$$

I - 4 - 2 Force de traînée sur les auzets F

La force de traînée sur les auzets est donnée par la formule

$$F = \frac{1}{2} \rho C_s V^2 \quad [-1, \text{page 119}]$$

piston et par conséquent le volume d'eau extrait \bar{v} chaque coup du piston.

Celui-ci est en effet lié à a par la relation :

$$q = 2aS$$

où q est le volume d'eau extrait par coup de piston (aller et retour)

Si l'on veut conserver le débit \bar{v} sa valeur initiale, donc garder la même valeur de q , il faut augmenter la section du piston et le prendre égale \bar{v} :

$$S = \frac{q}{2a}$$

En remplaçant S dans la valeur C par cette dernière expression, on obtient

$$C = k \left(aP + \bar{w} \frac{qH}{2} \right)$$

Cette équation montre qu'à débit constant, le couple résistant diminue avec a .

II - 3.2 Action sur le rapport de multiplication $\frac{n_1}{n_2}$

L'expression du couple $C = k \left(aP + \bar{w} \frac{qH}{2} \right)$ [1, pag 152]

montre que pour diminuer C , il suffit de réduire k . Mais si on réduit k , le nombre de pulsation de la pompe par seconde diminue. Il y aura donc moins d'eau. Q et q sont, en effet, liés entre eux par l'expression :

$$Q = kNq$$

où N = nombre de tours par minute de l'échienne

Q = débit d'eau.

Pour conserver le même débit Q , il est donc nécessaire d'augmenter q . La valeur de a étant donnée, on peut augmenter S . On obtient dans ces conditions

$$C = k a P + \bar{w} \frac{Q}{N} \times \frac{H}{2} = a P + \bar{w} \frac{Q}{N} \times \frac{H}{2} \quad (k=1)$$

Cette relation montre que la réduction du rapport k a le même effet qu'une

réduction du rayon a sur le couple maximum transmis.

III La pompe

Elle est à simple effet. Son débit est d'environ 1100 l/h.

Elle comprend essentiellement :

- un enveloppe en PVC
- une tige de piston en PVC
- une crépine en PVC
- un piston.

La figure [13] illustre les différentes parties de la pompe.

III.1 Le enveloppe

La matière constitutive est en PVC qui s'adapte bien en milieu tropical. Son usure est faible ; ce qui garantit une longévité. Les dimensions sont les suivantes :

- diamètre extérieur : 90 mm
- épaisseur : 3.2 mm

Il apparaît judicieux de mentionner quelques caractéristiques du PVC étant donné le rôle de choix qu'il occupe dans la fabrication de la pompe.

Le chlorure de polyvinyle non plastifié est un matériau thermoplastique rigide. Les tubes de polyvinyle de chlorure ou PVC ont les caractéristiques suivantes à 20°C :

- poids volumique : 1.4 kg/dm³

Le PVC est donc neuf fois plus léger que le plomb et six fois plus que le cuivre.

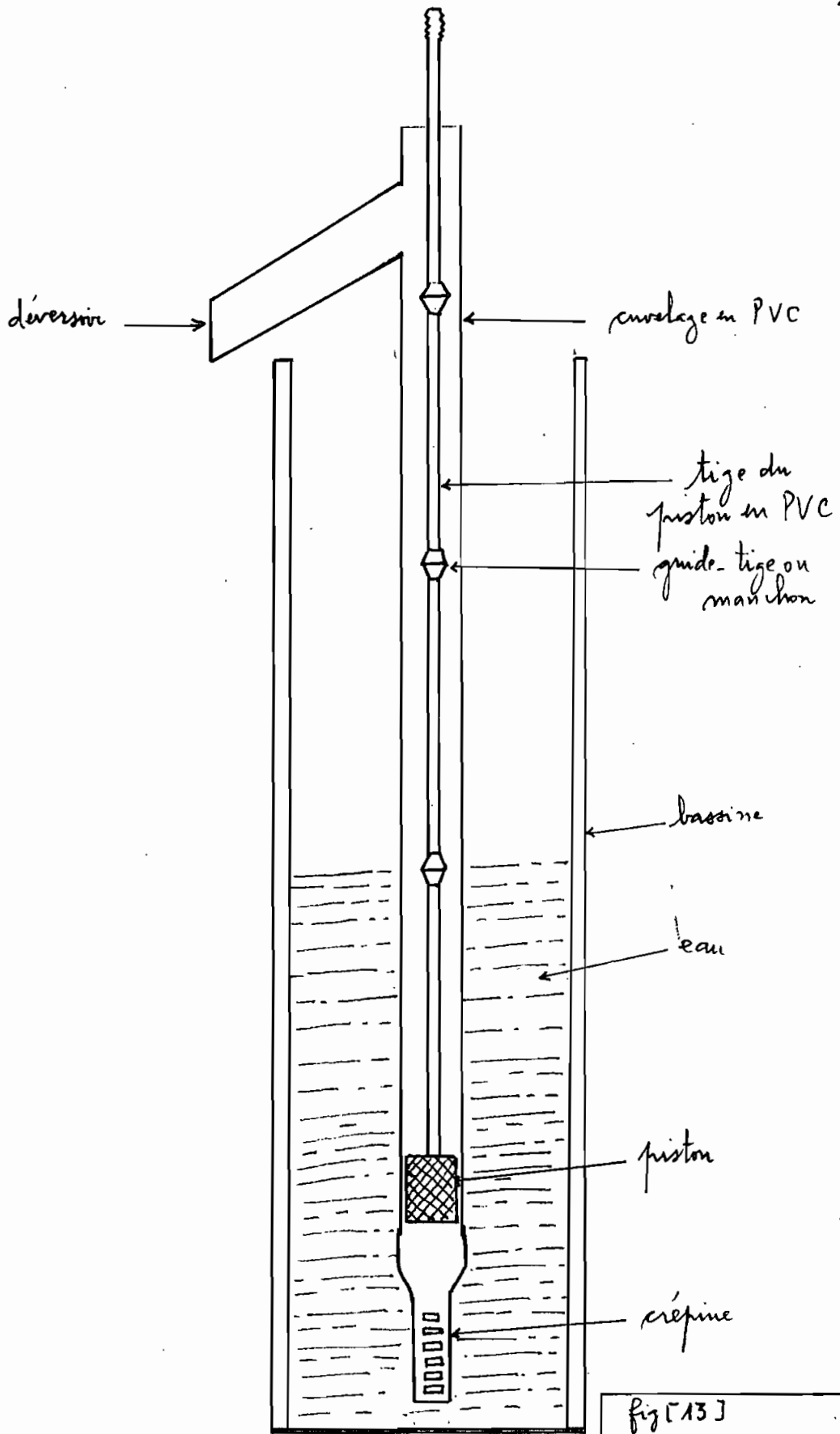


fig [13]

Pompe

46 - Ces tubes ont un coefficient de dilatation thermique entre 0.06 et 0.08 mm/m/°C.

Ils se dilatent donc deux fois plus que le plomb et quatre fois plus que le cuivre.

- insensibilité à la corrosion
- rugosité hydraulique presque nulle
- résistance à la traction : 500 kg/cm²

III - 2 Tige du piston et guide de tige

La tige de la pompe est essentiellement en PVC. Son rôle principal est de communiquer au piston le mouvement du coulisseau. Il a un poids linéaire très faible. Son seul inconvénient est le flambage sous la compression que lui impose le coulisseau lors de la descente. L'utilisation régulière à tous les trois mètres de guide de tige permet de remédier à un tel inconvénient. La figure [14] montre un guide de tige.

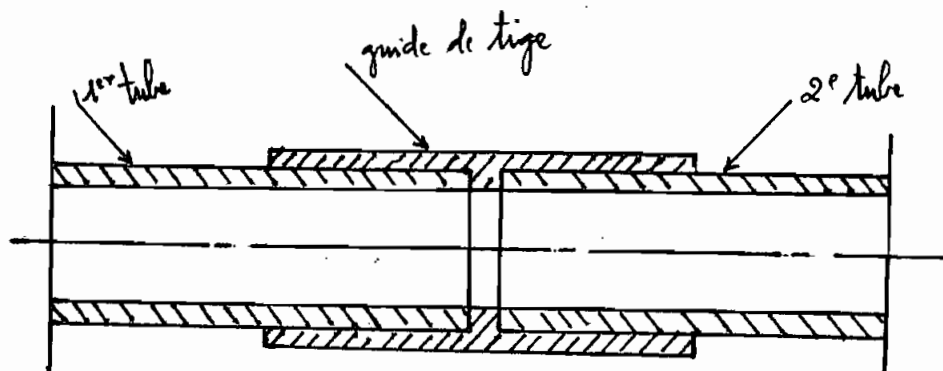


fig [14]

Assemblage de deux tubes à l'aide d'un guide de tige

III - 3 La crépine

Son rôle est double :

- filtrer l'eau avant d'entrer dans la pompe
- puis créer une pression supérieure à celle existant dans le enveloppe par son diamètre.

Elle est également en PVC et se raccorde au enveloppe grâce à un raccord de réduction de diamètre. Elle possède des fentes tout au long des 500mm qui constituent sa longueur hors-tout. Ces fentes se font de part et d'autre de la crépine.

La crépine du premier prototype de la pompe a un diamètre de 40mm et un raccord de réduction de 90x40 pour l'assemblage avec le enveloppe.

La figure [15] illustre les différentes parties de la crépine.

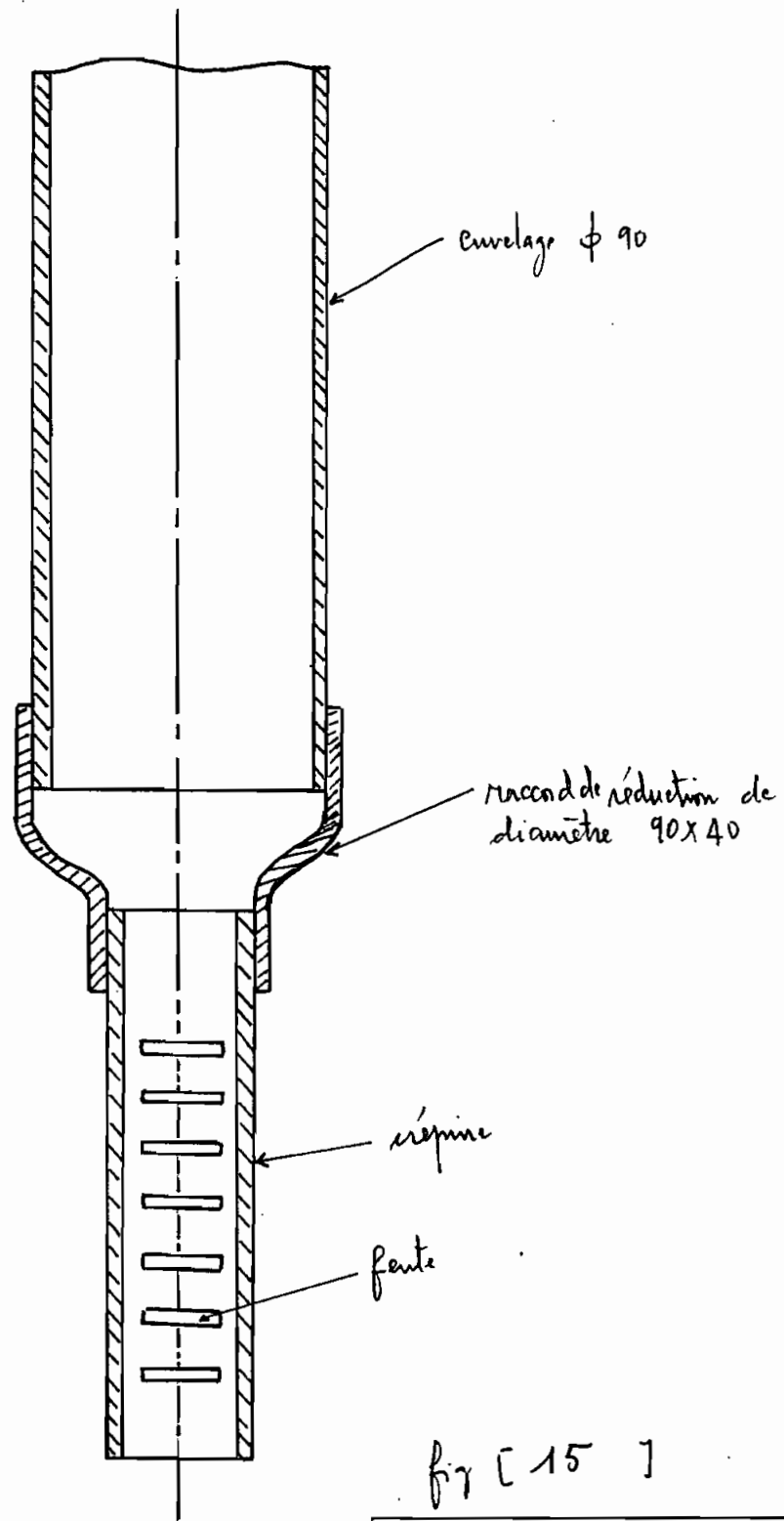


fig [15]

Assemblage de la sépine et du
envelage

IV L'expérimentation

49.

Elle consiste à créer les putes de charge secondaires afin de simuler différentes profondeurs de puits à partir desquelles l'eau peut être pompée. Pour ce faire, la variation du débit du robinet au niveau du réservoir demeure le point fondamental de l'expérience. Au cours de celle-ci, le nombre de tours de l'éolienne, la vitesse du vent, la pression manométrique et le débit constituent les éléments essentiels à relever. Le débit du robinet et la pression manométrique sont lus respectivement sur le débitmètre ayant une capacité de $1.5 \text{ m}^3/\text{h}$ et le manomètre gradué jusqu'à 1.6 kg/cm^2 ce qui équivaut à une profondeur de 16 m . Les autres éléments sont enregistrés sur le **MINIWRITER WATANABE** voir fig [12] page 4. Les résultats des mesures figurent au tableau [7] de la page 50.

Les principales variables qui font aussi l'objet de l'étude sont: le coefficient de puissance C_p , le coefficient du couple transmis C_T , le rendement de la pompe $\gamma\%$, le rapport de vitesse λ et le débit théorique de la pompe.

Une représentation graphique de C_p en fonction λ , de C_T en fonction de λ , de $\gamma\%$ en fonction du débit (débit réel) et de ce même débit réel en fonction de la profondeur simulée fera l'objet de commentaire sur l'éolienne et sur la pompe.

Il a été procédé également, à des fins de comparaison, à une représentation graphique des variables antérieurement citées relatives à l'éolienne Savonius. L'étude se rapportant à cette dernière est faite par l'Institut de Recherche Brace de l'Université McGill.

Les résultats obtenus par nos tests sur l'éolienne Filippini sont les suivants.

IV-1 Résultats des mesures

tableau 7

Nombre de tours de l'éolienne par minute, N	Débit de la pompe (l/h)	Pression manométrique P_m en kg/cm ²	Vitesse du vent (m/sec)
18.61	363.16	1.28	3.15
21.14	437.43	1.08	3.19
19.61	301.97	1.44	3.03
19.40	329.96	1.41	3.08
23	443.54	0.85	3.31
17.01	326.08	1.4	3.11
23.47	416.43	1.1	3.27
30.36	479.17	0.38	3.27
39.23	522.03	0.10	3.29
18.63	268.62	1.46	2.99

De ce tableau on déduit les autres valeurs, en l'occurrence le débit

théorique, le rendement de la pompe, la profondeur simulée, le rapport ⁵¹ de vitesse circumferentielle λ , le coefficient de puissance C_p et le coefficient de couple C_T . Les différentes valeurs du calcul sont illustrées au tableau ci-dessus.

tableau 8

Q théorique (l/h)	$\eta\%$	λ	C_p	C_T	H(m)
412.77	88	0.538	0.401	0.746	13.8
468.89	93.38	0.604	0.373	0.617	11.8
434.96	69.42	0.590	0.526	0.891	15.4
430.30	76.7	0.574	0.486	0.847	15.1
510.15	87	0.633	0.292	0.461	9.5
377.29	86.4	0.498	0.411	0.826	15
520.57	80	0.634	0.378	0.597	12
673.40	71.16	0.846	0.202	0.239	4.8
870.13	60	1.086	0.106	0.098	2
413.22	65	0.568	0.529	0.929	15.6

où H(m) est la profondeur simulée en mètres.

52

Les valeurs qui figurent dans ce dernier tableau sont obtenues de la façon suivante :

$$Q_{\text{théorique}} = 2aSN \times 60 = 120 aSN \quad [1, \text{page 152}]$$

où a est la demi-course ou longueur du maneton de bielle ($a = 35 \text{ mm}$)

S = section du piston de diamètre 82 mm

N est le nombre de tours par minute de l'éolienne

$Q_{\text{théorique}}$ est ainsi obtenu en l/h

$$\lambda = \frac{\pi D}{60} \times \frac{N}{V} = \frac{wD}{2V} \quad [2, \text{page 121}]$$

où D est le diamètre balayé par l'éolienne en m , $D = 0.58 \times 3 \text{ m} = 1.74 \text{ m}$

V est la vitesse du vent en m/sec

$$C_p = \frac{2Tw}{\rho V^3 h D} = \frac{2TN}{\rho V^3 h D} \quad [2, \text{page 121}]$$

où ρ est la masse volumique de l'air; $1,25 \text{ kg/m}^3$

h est la hauteur de l'éolienne en m , $h = 2 \times 0.9 \text{ m} = 1.8 \text{ m}$

et T le couple en N.m

$$T = \gamma_{\text{eau}} H \times S \times a$$

H profondeur simulée en mètre

$$H = gP_m + 1 \text{ m} ;$$

On ajoute $1 \text{ m} = gP_m$ car la colonne d'eau contenue dans le ... circula-
ge de la pompe est haute de 1 m .

$$C_T = \frac{2T}{\rho V^3 h D} , \quad \eta\% = \frac{Q_{\text{réel}}}{Q_{\text{théorique}}} \times 100\%$$

La représentation graphique de :

- C_p en fonction de λ
- C_T en fonction de λ
- $Q(l/h)$ débit de la pompe en fonction de la vitesse du vent
- $\eta\%$ rendement de la pompe en fonction de $Q(l/h)$
- $Q(l/h)$ en fonction de la perte de charge totale ou profondeur simulée

est illustrée respectivement aux plans n° 1, 2, 3, 4 et 5.

IV. 2 Discussions des résultats

À l'issue de l'étude, on constate que C_p et C_T ont le même sens de variation. En outre, bien qu'ayant travaillé dans des conditions où la vitesse du vent dépasse très légèrement 3.0 m/sec, les performances de l'éolienne Filippini restent de loin supérieures à celles de l'éolienne Savonius testée dans un milieu où la vitesse du vent est supérieure à 4.0 m/sec. Le couple de puissance C_p est supérieur de $\frac{0.33 - 0.15}{0.33} \times 100\% = 54.5\%$ pour $\lambda = 0.7$ à celui de l'éolienne Savonius. Bien que les débits horaires de la pompe utilisée dans nos tests soient inférieurs à ceux obtenus par l'institut BRACE, son rendement reste très acceptable.

La profondeur maximale à partir de laquelle l'eau peut être pompée est de 15.6 m pour un débit de 268.62 l/h. Ce qui reste encore une performance très bonne.

Conclusion et recommandations

- La machine a été conçue, réalisée et testée. Les résultats sont très concluants et très acceptables par rapport aux performances de l'éolienne Savonius conventionnelle.

Pour notre pays, le Sénégal, dont la politique des énergies nouvelles et renouvelables constitue un des axes de défi des années 80, et où la technologie appropriée est optée comme de principe pour diverses stratégies du développement, cette éolienne Filippini pourrait être l'objet d'un choix correct et judicieux. Cependant son domaine d'action restera limité pour une plus grande partie aux zones côtières où le vitesse du vent peut aller au-delà de 4 mps, l'intérieur étant dominé par des vents très faibles.

Nous estimons qu'il serait très utile de tester l'éolienne sur toute l'année de façon à mieux appréhender son comportement (débit horaire, rendement de la pompe, coefficient de puissance et de couple) avant de penser à une quelconque vulgarisation.

D'autre part une bielle manivelle à concevoir remplacera l'arbre de transmission de la batterie brésilienne qui est une propriété de la SISMAR.

Enfin malgré les améliorations que l'on peut faire en agissant sur le valeur de la demi-course a , on peut penser à régulariser le couple résistant. En effet, l'énergie fournie par l'éolienne n'est absorbée que pendant la remontée du piston, la descente de celui-ci se faisant sous l'effet de son propre poids.

Ceci a une répercussion directe sur la vitesse de démarrage. Il faut en effet un couple plus fort pour démarrer l'éolienne donc une vitesse de vent plus élevée.

On pourrait penser à employer une pompe à double effet, ce qui reviendrait à réduire q de moitié mais dans ce cas, un guidage de la tige de commande du piston s'imposerait vu que celle-ci serait soumise alternativement à des efforts de traction et de compression.

On pourrait penser aussi à utiliser des pompes à simples effets et régulariser le couple par d'autres moyens: contrepois ou ressorts.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Energie éolienne : Théorie, Conception et Calcul pratique des installations
par Désiré Le Gouissier
Editions Eyrolles 1980
- [2] Mesures Comparatives de la performance de quelques éoliennes du type Savonius modifié au moyen d'un greffage
par J. V. N'Guyen
Ecole polytechnique de Thiès
- [3] Instruction manual for miniwriter model XTR751
- [4] Le Sénégal - Géographie
par Philippe Claude Chamard
et Mamadou Fall
Université de Dakar
- [5] Quelques analyses des mesures de vitesse du vent à Thiès effectuées à l'aide de l'anémomètre à coupelles
projet de fin d'études de
M. René N'Jour E.P.T. 1978

- [6] Réalisation d'un montage - Prototype d'éolienne lente
Etype Filippini
 Projet de fin d'études de
 M. Mankeur Ehiam 1983
- [7] Pompe manuelle de brousse
 Projet de fin d'études de
 M. Ibrahim Dickshate' 1983
- [8] Vector mechanics for Engineers
 SI metric edition
 Statics and dynamics
 par Ferdinand P. Beer
 E. Russell Johnston, JR
- [9] Performance test of Savonius rotor
 Technical report N. T10 January 1964
 by M. H. Simonds, B. E.
 and A. Bodek
 de McGill University, Faculty of Engineering
 Brace Research Institute
- [10] Etude expérimentale sur modèles réduits de quelques
éoliennes lentes
 projet de fin d'études de
 M. Boulaye Sado Camera 1983
- [11] Notes de cours de M. Youssef E. P. T. (Mécanismes et dynamique des machines)

ANNEXES

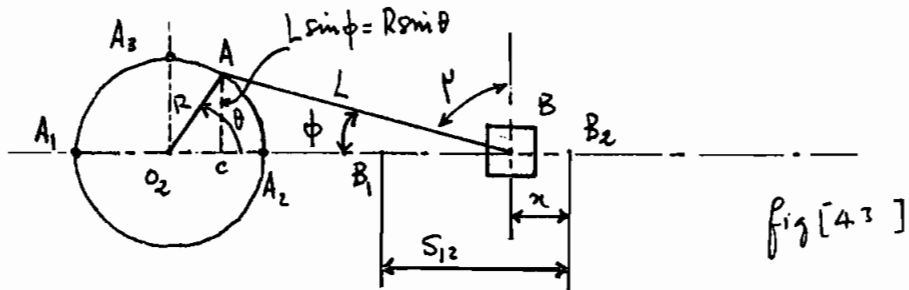
A : Mécanismes manivelle - coulisseau non-décalés

B : Capacités et durée des roulements

C : Les joints universels

(J de Cardan - J. Homocinétique)

Mécanismes Manivelle - Coulisseau Non-Décalés



La figure ci-dessus montre les deux positions limites A_1 et A_2 de la manivelle. La course du coulisseau S_{12} se fait toujours durant un angle de rotation de 180° de la manivelle. Donc le rapport de temps

$$R.T. \text{ vant. } \frac{\theta_{12}}{\theta_{21}} = \frac{180^\circ}{180^\circ} = 1 \quad (A.4)$$

Relation course - longueur de la manivelle

$$O_2 B_2 = O_2 A_2 + A_2 B_2 = O_2 B_1 + B_1 B_2 \quad (a)$$

$$\text{Si } R = O_2 A \quad \text{longueur de la manivelle}$$

$$L = AB \quad \text{bielle}$$

L'équation (a) s'écrit comme :

$$R + L = O_2 B_1 + S_{12} \quad (b)$$

$$\text{mais } O_2 B_1 = A_1 B_1 - O_2 A_1 = L - R \quad (c)$$

équation (b) et (c) donnent :

$$R + L = L - R + S_{12} \quad \text{d'où } S_{12} = 2R \quad (A.5)$$

c'est-à-dire que la course est deux fois la longueur de manivelle.

Angle de transmission

Le mécanisme peut être conçu pour rencontrer certaines exigences concernant l'angle de transmission. Sur la figure ci-dessus on voit que

60

La position A_3 est celle qui correspond à μ_{\min} : $\cos \mu_{\min} = \sin(90^\circ - \mu_{\min}) = \sin \phi_3 = \frac{O_2 A_3}{A_3 B_3}$, ou $\mu_{\min} = \cos^{-1} \left[\frac{R}{L} \right]$ (4.5)

Exemple

Concevoir un mécanisme pour réaliser une course de 150 mm en ayant un angle de transmission minimale de 50° .

Solution

De l'équation (4.5) $S_{12} = 2R = 2 \times O_2 A = 150 \text{ mm}$

$$\therefore O_2 A = 75 \text{ mm}$$

De l'équation (4.5) $AB = L = \frac{O_2 A}{\cos \mu_{\min}} = \frac{75}{\cos 50^\circ} = \frac{75}{0.5} = 150 \text{ mm}$

Déplacement, Vitesse et Accélération

De la figure (4.3)

$$x = R + L - R \cos \theta - L \cos \phi = R(1 - \cos \theta) + L(1 - \cos \phi) \quad (b)$$

mais $R \sin \theta = L \sin \phi = Ac$ (c)

$$\therefore \sin \phi = \left(\frac{R}{L} \right) \sin \theta$$

$$\text{et } \cos \phi = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \right)^2 \sin^2 \theta} \quad (d)$$

$$x = R(1 - \cos \theta) + L \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \right)^2 \sin^2 \theta} \right] \quad (e)$$

En utilisant le série $\sqrt{1 \pm \beta^2} = 1 \pm \frac{1}{2} \beta^2 - \frac{\beta^4}{8} \pm \frac{1}{16} \beta^6 \dots \approx 1 \pm \frac{1}{2} \beta^2$

$$\text{avec } \beta = \frac{R}{L} \sin \theta$$

$$\text{on a : } \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \right)^2 \sin^2 \theta} \approx 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{R}{L} \right)^2 \sin^2 \theta$$

et l'équation (e) est simplifiée pour devenir :

$$x = R(1 - \cos \theta) + \frac{R^2}{2L} \sin^2 \theta$$

Si la manivelle tourne avec une vitesse angulaire constante ω , on peut écrire $\theta = \omega t$ et $\frac{d\theta}{dt} = \omega$

∴ la vitesse du centre

$$V = \frac{dx}{dt} = R\omega \left[\sin\theta + \frac{R}{2l} \sin 2\theta \right]$$

et l'accélération

$$A = \frac{d^2x}{dt^2} = R\omega^2 \left[\cos\theta + \frac{R}{2l} \cos 2\theta \right]$$

Annexe : B

Capacités et Durée des Roulements

	PAGE
A. Capacités de charge	22
1. capacité dynamique de base	22
2. capacité statique de base	22
B. Durée escomptée	22, 23
C. Effets des charges et de la vitesse	23
D. Fiabilité des roulements	24
E. Fiabilité d'un système	24
F. Facteurs d'environnement	24-26
1. Effets de la zone de charge	24, 25
2. Effets d'un défaut d'alignement	25, 26
3. Effets de la lubrification	26

A. Capacités de charge

Il y a deux capacités de charge de base pour les roulements à rouleaux coniques : une capacité de charge dynamique et une capacité de charge statique. La capacité de charge dynamique est utilisée pour établir la durée nominale d'un roulement en rotation. La capacité de charge statique est utilisée pour déterminer la charge maximale qui pourrait être appliquée à un roulement lorsqu'il n'est pas en rotation.

1. CAPACITE DYNAMIQUE DE BASE

Depuis 1915, la Société Timken a mis au point des méthodes de calcul de capacité de charge spécifiques à ses propres roulements à rouleaux coniques. Les clients de la Société ont bénéficié de révisions périodiques des capacités de roulements, publiées après avoir été vérifiées par des programmes d'essais continus. Dans le cadre d'un vaste programme international de contrôle de qualité, des roulements prélevés au hasard à la sortie des différents centres d'expédition sont soumis à un contrôle rigoureux de leurs dimensions, de leur précision géométrique et de leurs caractéristiques métallurgiques avant de subir un essai de durée. Ces essais permettent de vérifier l'exactitude du modèle mathématique servant de base au calcul des capacités de charge.

Le contrôle permanent des roulements de production standard en provenance de toutes nos unités de fabrication est à la base des révisions de capacités annoncées périodiquement et de la réévaluation des formules de capacité utilisées par la Société Timken. La dernière révision des capacités de charge des roulements Timken a eu lieu en 1967.

En règle générale, la capacité d'un roulement est fonction de la géométrie interne du roulement, c'est à dire l'angle de la cuvette, l'angle du cône, la longueur de contact effective entre chemins de roulement et rouleaux et le diamètre des rouleaux. Elle est également fonction du nombre de rouleaux dans chaque rangée et du nombre de rangées que comporte le roulement. Ces paramètres associés à l'effet dimensionnel et à la constante de matière sont formulés dans l'équation de capacité.

Les capacités indiquées dans ce manuel sont la capacité dynamique radiale de base C(90) et la capacité dynamique axiale de base CA(90). Il est également fait mention d'un coefficient K qui cons-

titue le rapport de la capacité radiale sur la capacité axiale :

$$K = \frac{C(90)}{CA(90)}$$

$$K = 0,389 \times \cot \alpha$$

α étant le 1/2 angle de la cuvette.

2. CAPACITE STATIQUE DE BASE

Un roulement à rouleaux coniques à l'arrêt peut supporter des charges induisant des contraintes de contact qui dépassent légèrement la limite élastique du métal du roulement. Les légères lignes de brinelling ainsi formées n'auront aucun effet adverse sur la durée du roulement si celui-ci est amené à tourner par la suite sous des charges plus faibles.

La Société Timken a établi pour toute la gamme de ses roulements à rouleaux coniques des capacités de charge statiques à la fois radiales et axiales. Les valeurs exactes de ces capacités peuvent être demandées aux ingénieurs de vente de la Société Timken.

Pour les charges combinées, une charge radiale statique équivalente (P_o) peut être calculée :

$$P_o = 0,5 F_r + 0,564 K F_a$$

$$\text{Si } F_a > \frac{0,6 F_r}{K}$$

ou

$$P_o = 1,6 F_r - 1,269 K F_a$$

$$\text{Si } \frac{0,6 F_r}{K} > F_a > \frac{0,47 F_r}{K}$$

F_r étant la charge radiale appliquée

F_a étant la charge axiale du roulement

K étant le coefficient K du roulement

Les capacités statiques ne sont utilisées que comme un guide général. Il est recommandé d'informer l'ingénieur de vente des détails de l'application si celle-ci comporte des charges comparables aux capacités statiques des roulements.

B. Durée escomptée

La durée d'un roulement à rouleaux coniques correctement monté sur son arbre prendra fin lorsque les contraintes répétées appliquées au roulement commenceront à provoquer l'écaillage des surfaces en contact. Pour les laboratoires de la Société Timken, un roulement est considéré comme "fatigué" à partir du moment où la zone écaillée atteint 0,064 cm², et cela bien que des essais de durée prolongée aient prouvé que la durée pratique

Capacités et Durée des Roulements

du même roulement pouvait s'étendre bien au-delà de cette limite.

Du fait que plusieurs roulements apparemment identiques et soumis aux mêmes conditions d'essai peuvent présenter une dispersion importante dans leurs durées respectives, il existe une méthode statistique pour évaluer la durée de vie des roulements à rouleaux coniques. Une distribution appelée "Distribution de Weibull" est généralement utilisée pour déterminer la durée statistique des roulements à tous les niveaux de fiabilité. En se basant sur cette distribution, la Société Timken a établi la "durée escomptée" ou durée L10 de tous les roulements Timken. Cette durée L10 est considérée comme étant le nombre de révolutions (ou d'heures à une vitesse donnée) accompli ou dépassé par 90 % d'un groupe de roulements identiques avant que le phénomène de fatigue atteigne le stade de détérioration défini par le critère de fatigue.

C. Effets des charges et de la vitesse

Les capacités dynamiques de base indiquées dans ce manuel correspondent à des charges en daN sur la base d'une durée escomptée de 90 millions de révolutions ou 3000 heures à 500 tr/mn. La relation entre la "durée escomptée" et la charge s'établit comme suit :

$$L_{10} = \left(\frac{C(90)}{P} \right)^{10/3} \times 90 \times 10^6 \text{ révolutions}$$

P étant la charge dynamique radiale équivalente déterminée par la formule de la page 48.

Pour déterminer la "durée escomptée" en heures à une vitesse donnée, l'équation ci-dessus peut être exprimée de la manière suivante :

$$L_{10} = \left(\frac{C(90) \times f_n}{P} \right)^{10/3} \times 3000 \text{ heures}$$

f_n étant le facteur de vitesse correspondant à la vitesse n du roulement en tr/mn. (Voir le tableau des facteurs de vitesses page 1 de la section "Facteurs et Tolérances"). Ces facteurs sont dérivés de la formule :

$$f_n = \left(\frac{500}{n} \right)^{3/10}$$

Pour visualiser les effets de la charge et de la vitesse sur la durée du roulement, on peut noter que :

(1) le fait de doubler la charge réduit la durée à environ 1/10 et le fait de réduire la charge de moitié augmente la durée d'environ 10 fois.

(2) le fait de doubler la vitesse réduit la durée de moitié et le fait de réduire la vitesse de moitié double la durée (voir page 50 la liste des formules donnant les rapports de durée pour des charges et des vitesses variables).

Pour comparer un roulement Timken avec un roulement d'une autre marque dont la capacité n'est pas calculée sur la base de 90 millions de révolutions ou 3000 heures à 500 tr/mn, il est nécessaire d'utiliser des facteurs de conversion.

Ces facteurs sont dérivés de l'expression suivante :

$$\text{Capacité de charge d'un roulement Timken} = \text{Capacité de charge d'un roulement d'une autre marque} \times \left(\frac{n_1}{500} \right)^{1/f} \times \left(\frac{L_1}{3000} \right)^{1/f}$$

n_1 étant la vitesse en tr/mn correspondant à la capacité du roulement d'une autre marque.

L_1 la durée en heures correspondant à la capacité du roulement d'une autre marque.

f l'exposant de fatigue du roulement d'une autre marque.

Exemple :

Un roulement à rouleaux sphériques dont la capacité de charge dynamique est de 4450 daN sur la base de 33,3 tr/mn, 500 heures et un exposant de fatigue de 3,33 aura une capacité de 1160 daN pour 90 millions de révolutions.

Capacité de charge d'un roulement Timken :

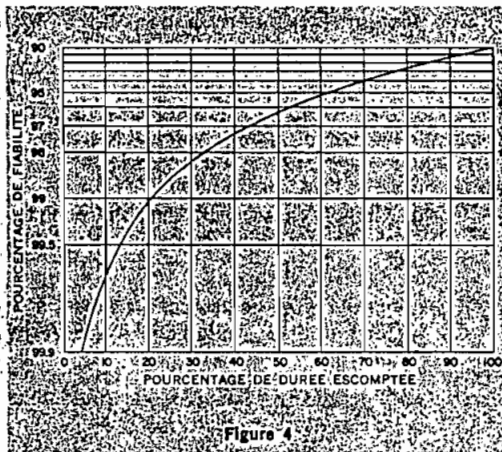
$$4450 \times \left(\frac{33,3}{500} \right)^{1/3,33} \times \left(\frac{500}{3000} \right)^{1/3,33} = 4450 \times 0,26 = 1160 \text{ daN}$$

Lorsque la capacité de charge est donnée pour un million de révolutions, l'équation ci-dessus peut être simplifiée comme suit :

$$\text{Capacité de charge du roulement Timken} = \text{Capacité de charge du roulement d'une autre marque} \times \left(\frac{1 \text{ million}}{90 \text{ millions}} \right)^{1/f}$$

D. Fiabilité des roulements

La "durée escomptée" est en fait un élément de fiabilité, c'est à dire 90 % de probabilité selon laquelle un roulement atteindra ou dépassera une durée donnée. Dans certaines applications de roulements, une fiabilité supérieure à 90 % est demandée. Le graphique suivant (figure 4) pourra être utilisé pour sélectionner la durée réduite correspondant à l'augmentation de fiabilité désirée.



E. Fiabilité d'un système

La fiabilité d'un système intervient lorsque l'on désire prendre en considération la probabilité selon laquelle plusieurs roulements survivront en totalité à une durée donnée, c'est à dire :

$$\text{Fiabilité du système} = (R_1) (R_2) (R_3) \dots (R_n)$$

$R_1, R_2, R_3, \dots, R_n$ étant la fiabilité de chaque roulement du système pour une durée donnée du système.

Exemple :

Quelle est la fiabilité d'un système pour lequel il est nécessaire d'atteindre une durée de 6000 heures et dont les "durées escomptées" des quatre roulements sont respectivement de 12000, 10000, 9000 et 8000 heures ?

Durée escomptée	Durée du système en % de la durée escomptée	% de fiabilité du roulement par rapport à la durée du système
12000	50	96
10000	60	95
9000	66,7	94
8000	75	93

Fiabilité du système = $(0,96) \times (0,95) \times (0,94) \times (0,93) = 0,80$ ou 80 %

F. Facteurs d'environnement

Les méthodes actuelles de sélection de roulements pour une application donnée ne dérivent pas d'un principe scientifique définitivement établi. Dans de nombreux cas, les critères de sélection des roulements constituent des relations empiriques basées sur l'expérience. En utilisant de tels procédés de sélection à partir d'un nombre donné de conditions, la durée calculée risque d'être différente de la durée réelle en service, mais dans la plupart des cas ces méthodes empiriques permettent d'obtenir des résultats satisfaisants et assurent une marge de sécurité suffisante.

Dans le passé, pour des applications où la durée réelle ne concordait pas avec la durée calculée, l'expérience a permis de déterminer des facteurs d'application pour tenir compte des conditions et des facteurs qui, en plus de la charge et de la vitesse, ont de toute évidence un effet sur la durée des roulements.

Il serait idéal de pouvoir sélectionner un roulement sur la base des charges et des vitesses absolues et des conditions de fonctionnement précises, ce qui permettrait de considérer les capacités indiquées dans les catalogues comme des données importantes. Avec le temps et avec des moyens plus élaborés, ces objectifs pourront être visés avec plus de précision. Une telle réalisation permettrait d'éliminer les relations empiriques.

Des efforts plus récents ont été entrepris par le Centre de Recherche Timken pour définir certains aspects spécifiques de ces facteurs et pour évaluer quantitativement leurs effets.

1. LES EFFETS DE LA ZONE DE CHARGE SUR LA DUREE DE FATIGUE DES ROULEMENTS A ROULEAUX CONIQUES.

La durée d'un roulement est fonction de la distribution interne de la charge et du nombre de cycles de contraintes auxquels sont soumis en une révolution les différents éléments du roulement du fait de cette distribution. La zone de charge du roulement est une mesure, en degrés, de l'étendue de la distribution de la charge à l'intérieur du roulement, une indication directe du nombre de rouleaux sur lesquels se répartit la charge appliquée ; c'est pourquoi la durée peut être directement en rapport avec la zone de charge existant à l'intérieur du roulement. La figure 5 illustre certains aspects typiques de zones de charge pouvant exister dans un roulement.

Capacités et Durée des Roulements

A l'exception de la condition de charge axiale pure, toute charge d'un roulement à rouleaux coniques est une charge combinée, c'est-à-dire une combinaison de charge axiale et de charge radiale : un roulement à rouleaux coniques à une rangée soumis à une charge radiale induit toujours une charge axiale à laquelle s'oppose une réaction axiale extérieure de même intensité. Le rapport de cette charge axiale à la charge radiale appliquée détermine alors la zone de charge du roulement.

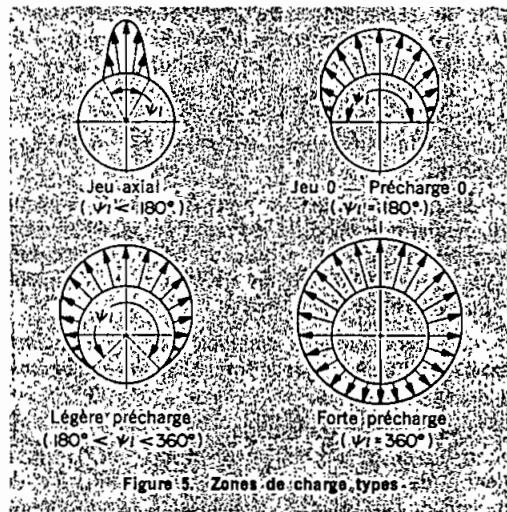


Figure 5. Zones de charge types.

La condition de jeu axial crée une zone de charge de moins de 180°. La condition de précharge crée une zone de charge de plus de 180°. Un réglage à jeu 0 — précharge 0 détermine une zone de charge de 180° exactement.

Si le réglage ou la charge du roulement crée une zone de charge de 180°, le roulement est généralement considéré comme opérant exclusivement sous une charge radiale. Pour le programme d'essai de fatigue en laboratoire mentionné dans la rubrique "Capacités dynamiques de charge de base", les roulements Timken sont soumis aux essais avec un jeu axial d'environ 0,05 mm dans chaque roulement. C'est pourquoi l'influence d'un jeu axial de cette importance est incluse dans la capacité d'un roulement à rouleaux coniques Timken.

En service réel, la zone de charge effective d'un roulement en fonctionnement est difficile à établir, car en pratique, la zone de charge risque d'être affectée par plusieurs facteurs.

a. Charge du roulement

La zone de charge changera avec la charge radiale extérieure parce que la déformation élastique à l'intérieur du roulement dépend de la charge.

b. Géométrie du roulement

Les roulements avec un nombre différent de rouleaux, avec un diamètre différent, avec une géométrie interne différente présenteront des caractéristiques de déformation élastique différentes qui à leur tour influenceront la zone de charge.

c. Jeu

Le jeu interne est considéré dans le sens axial ; cependant, en raison du changement possible de l'angle de la cuvette pour différents roulements à rouleaux coniques, deux roulements ayant le même jeu axial mais présentant un coefficient axial K différent peuvent avoir un jeu radial interne différent dans le rapport de 1 à 5.

d. Gradients de température

En cours de fonctionnement, le jeu axial du roulement subira des changements par rapport au jeu axial d'origine à cause de l'élévation de la température ou des gradients de température qui se développent entre la cuvette et le cône.

e. Déformation des logements

Sous la charge, le logement se déformera et cette déformation affectera la zone de charge du roulement.

Pour toutes ces raisons, dans des applications réclamant un jeu axial plus important que le jeu normal, il peut être nécessaire d'avoir recours à des facteurs de correction de la durée. Tous les phénomènes mentionnés ci-dessus doivent être pris en considération afin que les effets du jeu axial de fonctionnement puissent être établis.

2. LES EFFETS D'UN DEFAUT D'ALIGNEMENT SUR LA DUREE DE FATIGUE DES ROULEMENTS A ROULEAUX CONIQUES.

Pour assurer un fonctionnement optimal et une durée maximale, les bagues d'un roulement à rouleaux coniques doivent être parfaitement alignées. Cependant, dans toute application de roulement, il existe un certain défaut d'alignement qui peut être causé par les flexions de l'arbre, par une mauvaise précision d'usinage de l'arbre ou du logement, par le montage à la presse et par une quantité d'autres facteurs possibles.

La capacité d'un roulement à rouleaux coniques Timken est basée sur des essais en laboratoire au cours desquels certaines de ces conditions interviennent. C'est pourquoi la capacité des roulements a été calculée en tenant compte d'un certain degré de défaut d'alignement. Tant que cette tolérance n'est pas dépassée, le roulement assurera le service pour lequel il a été calculé.

L'effet réel d'un défaut d'alignement dépend de la charge appliquée, du jeu axial du roulement et de sa géométrie interne. Il varie donc d'une série de roulements à une autre et selon les conditions de fonctionnement. En règle générale, un roulement à rouleaux coniques Timken peut être considéré comme étant en mesure d'atteindre la durée prévue sur catalogue aussi longtemps que le défaut de l'alignement n'est pas supérieur à un angle de 3' à 4' (0.001 radians). Ceci n'est qu'une tolérance approximative pour le défaut d'alignement des roulements à rouleaux coniques Timken pour les raisons indiquées.

L'analyse exacte de l'effet d'un défaut d'alignement implique la détermination et l'évaluation de la distribution des pressions sur la longueur de contact entre les bagues et les rouleaux mal alignés, sous une charge donnée. De tels calculs peuvent être effectués avec plus de facilité au moyen d'ordinateurs.

En cas de mauvais alignement, les montages de roulements à plusieurs rangées de rouleaux, y compris les roulements du type TDO, peuvent créer une répartition inégale des charges entre les différentes rangées de rouleaux. L'effet de la charge et l'effet du mauvais alignement doivent dans ce cas être combinés pour déterminer la durée du roulement.

3. LES EFFETS DE LA LUBRIFICATION SUR LA DUREE DE FATIGUE DES ROULEMENTS A ROULEAUX CONIQUES.

Les théories de la détermination du film élasto-hydrodynamique de lubrifiant s'établissant dans le cas de contacts hertziens sous de fortes contraintes sont admises depuis quelque temps déjà. Le Centre

de Recherche Timken a entrepris des essais très poussés pour évaluer les effets de l'épaisseur du film et d'autres propriétés des lubrifiants sur la durée de fatigue des roulements à rouleaux coniques.

Ces essais ont prouvé que dans des applications opérant avec un film d'épaisseur insuffisante, à des vitesses trop lentes, ou à des températures élevées, la réduction de la durée du roulement peut être déterminée en tenant compte des facteurs qui influencent directement l'épaisseur du film. En règle générale, si la viscosité du lubrifiant est inférieure à 10 cSt à la température de fonctionnement, ou si la température dépasse 100° C, ou encore s'il existe une combinaison de charges élevées et de faibles vitesses, la durée du roulement risque d'être inférieure à la durée calculée selon les méthodes standard.

L'épaisseur du film peut être améliorée en augmentant sa viscosité, en réduisant l'élévation de température par une arrivée de lubrifiant plus importante au roulement ou en abaissant la température de l'huile d'entrée.

Des commentaires détaillés sont donnés dans les pages 90 à 92 sur la lubrification des roulements à rouleaux coniques.

Les analyses traitant des effets de la zone de charge, d'un défaut d'alignement, du film de lubrifiant et de sa viscosité sur la durée de fatigue d'un roulement sont compliquées et sont généralement faites à l'aide d'un ordinateur. Les applications critiques pour lesquelles une telle analyse s'avère nécessaire doivent être soumises à l'ingénieur de vente de la Société Timken de votre secteur.

ANNEXE: C LES JOINTS UNIVERSELS (J. de CARDAN - J. HOMOCINÉTIQUES)

+ Définition:

Ces joints sont des mécanismes destinés à transformer un mouvement de rotation autour d'un axe à un mouvement de rotation autour d'un autre axe rencontrant le premier mais ne le prolongeant pas.

Les Joints de Cardan:

Du nom de Jérôme CARDAN (1501-1576) fut d'abord un dispositif articulé de suspension. Puis, il fut utilisé, par R. Hooke (1664), à la transmission d'un mouvement de rotation.

Dans les pays anglo-saxons, les J.U sont appelés Joints de Hooke; dans le reste d'Europe, ils sont appelés J. de Cardan et la dénomination de Hooke, est réservée au montage de 2 joints (transmission de véhicules).

Réalisation:

Le joint se présente comme un angle tétraédrique articulé, dont les quatre arêtes seront les arbres A et B et les pivots P et Q. Pour les joints universels à croisillon (figure 1), les 2 pivots sont solidaires l'un de l'autre (le croisillon). Le pivotage se fait dans des fourches solidaires aux arbres (Fig 2 et 3)

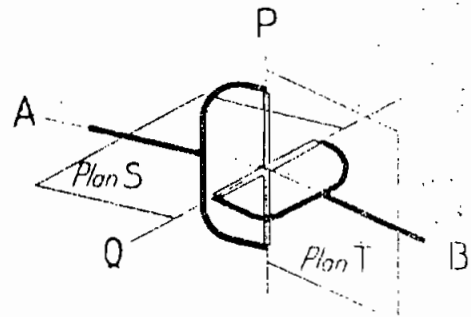


Figure 1
Joint de Cardan à Croisillon.

Etudes Géométriques et Cinématique:

Dans la figure 3 (page suivante).

M est l'arbre moteur

E est l'arbre entraîné

β l'angle entre M et E

θ angle de rotation de M (entrée)

ϕ angle de rotation de E (sortie)

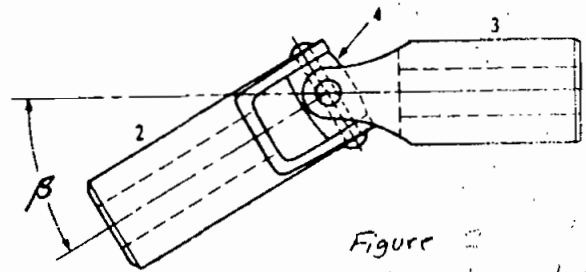


Figure 2
Disposition des arbres.

Dans la position au départ montrée, la fourche de l'arbre M est dans un plan horizontal et la fourche de E dans un plan vertical (Fig 3.a)

Dans le plan de projection perpendiculaire à l'arbre M (fig. 3.d), la trajectoire des points D et E sera le cercle de centre O et rayon R. Par contre la trajectoire des points B et C dans ce même plan sera l'ellipse DBEC où :

$$OB = OC = R \cos \beta$$

Si l'arbre M tourne un angle θ , le point D sur le cercle se trouvera en D' et B sur l'ellipse en B':
 $\angle BOD' = \angle BOB' = \theta$

En effet, l'angle BOD est un angle droit qui représente la projection de l'angle droit du croisillon dans le plan de projection. Cet angle se projettera toujours comme un angle droit dans le plan de projection, fig 3.d

Cependant l'angle θ n'est pas l'angle dont a tourné la fourche de l'arbre E.

L'angle $BOB' = \theta$ est la projection de l'angle réel. $BOB'' = \phi$ dont a tourné l'arbre E.

Pour trouver ϕ , il faut considérer un plan de projection perpendiculaire à l'arbre E (fig 3.c)

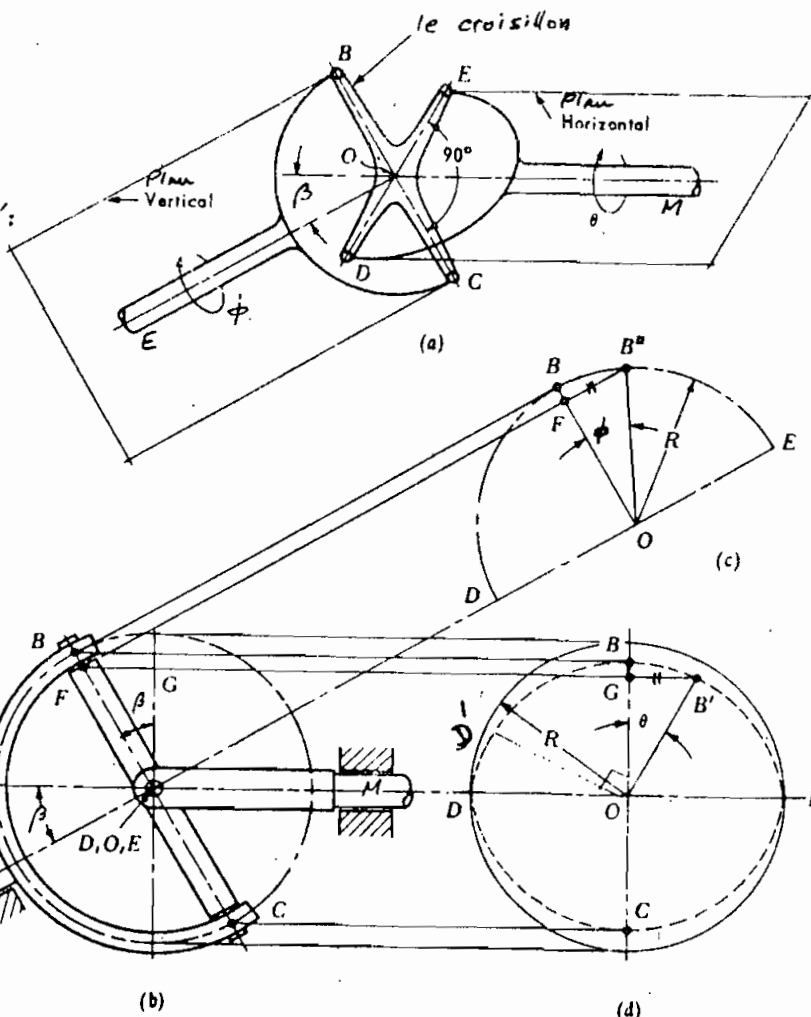


Figure 3 Géométrie d'un joint de cardan.

Rapport de Vitesse Angulaire:

Dans le $\triangle GOB'$: $\text{tgt } \theta = \frac{GB'}{GO}$

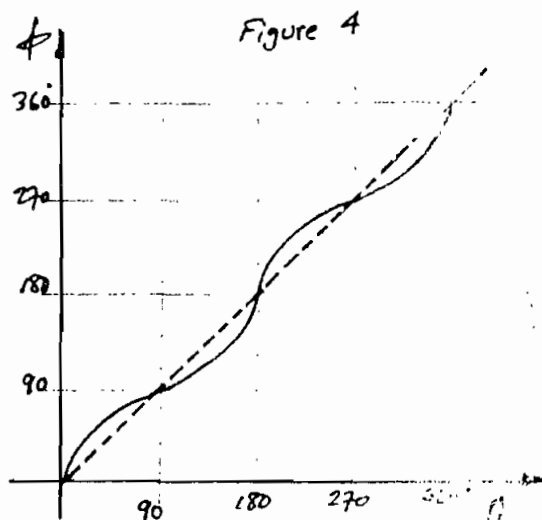
Dans le $\triangle FOB''$: $\text{tgt } \phi = \frac{FB''}{FO}$

mais $GB' = FB''$ et
 $GO = FO \cos \beta$

$\therefore \frac{\text{tgt } \phi}{\text{tgt } \theta} = \frac{FB''}{FO} \cdot \frac{GO}{GB'} = \frac{FB''}{FO} \cdot \frac{FO \cdot \cos \beta}{FB''}$

ou $\phi = \text{tgt}^{-1} \frac{\text{tgt } \theta}{\sec \beta}$ (1)

La figure 4 montre la variation de l'angle de sortie ϕ en fonction de l'angle d'entrée θ et de l'inclinaison β . La ligne en pointillé indique la même relation pour une transmission parfaite ($\phi = \theta$).



On écrit Equation (1) sous la forme :

$$\phi = \operatorname{tgt}^{-1} \frac{x}{a} \quad (a) \quad \text{avec} \quad a = \sec \beta \quad (b)$$

$$\text{et} \quad x = \operatorname{tgt} \theta$$

$$\therefore \frac{d\phi}{dt} = \frac{a}{a^2 + x^2} \frac{dx}{dt} \quad (c) \quad \text{ou} \quad \frac{dx}{dt} = \sec^2 \theta \frac{d\theta}{dt} \quad (d)$$

Les équation (c), (b) et (d) donnent

$$\frac{d\phi}{dt} = \frac{\sec \beta}{\sec^2 \beta + \operatorname{tgt}^2 \theta} \cdot \sec^2 \theta \cdot \frac{d\theta}{dt} \quad (e)$$

Notons que $\omega_E = \frac{d\phi}{dt}$ et $\omega_M = \frac{d\theta}{dt}$, l'équation (e) devient

$$\frac{\omega_E}{\omega_M} = \frac{\cos \beta}{\cos^2 \theta + \sin^2 \theta \cos^2 \beta} = \frac{\cos \beta}{\cos^2 \theta + (1 - \sin^2 \beta) \sin^2 \theta} =$$

d'où

$$\boxed{\frac{\omega_E}{\omega_M} = \frac{\cos \beta}{1 - \sin^2 \theta \sin^2 \beta}} \quad (2)$$

Lorsque ω_M est constante, une autre dérivée de l'éqn (2) par rapport au temps donne

$$\alpha_E = \omega_M^2 \cdot \frac{\cos \beta \sin^2 \beta \sin 2\theta}{(1 - \sin^2 \theta \sin^2 \beta)^2} \quad \text{rad/s}^2 \quad (3)$$

ou α_E = l'accélération angulaire de l'arbre entraîné.

On voit que ce joint ne transmet pas le mouvement avec un rapport de vitesse angulaire constant.

La figure 5 montre, en coordonnées polaires, la relation ω_E/ω_M pour $\theta = 0$ @ 90° et $\beta = 10^\circ$ @ 50° .

$\beta = 0$ est le seul cas où le rapport de vitesse angulaire est l'unité.

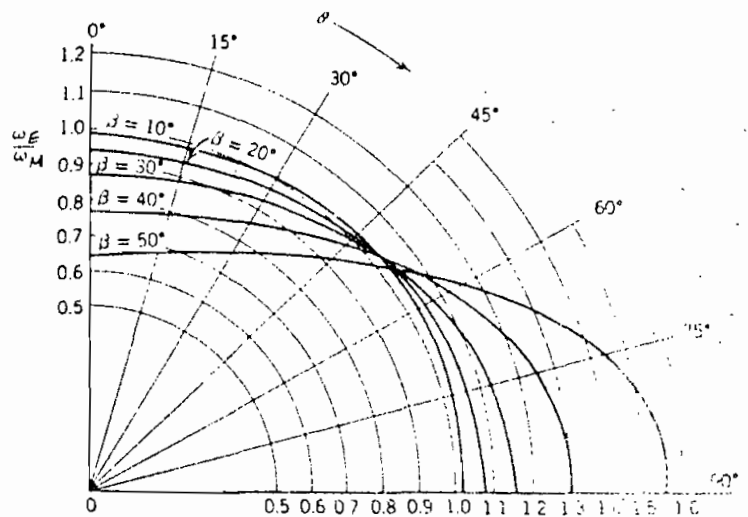


Figure 5 $\frac{\omega_E}{\omega_M}$

L'équation (1) et la figure (4) nous montrent géométriquement qu'un joint de cardan simple n'est pas homocinétique, c'est-à-dire qu'il ne conserve pas les angle de rotation.

De la figure 3 :

V_{BM} = vitesse de point B (fixe avec M), perpendiculaire à l'axe M

V_{BE} = vitesse du même point B (fixe avec E), perpendiculaire à l'axe E,

Donc $V_{BM} = \omega_M \cdot OB \cos \beta$
 aussi $V_{BE} = \omega_E \cdot OB$

$\therefore \frac{\omega_M}{\omega_E} = \frac{V_{BM}}{OB \cos \beta} \cdot \frac{OB}{V_{BE}}$

Mais $V_{BE} = V_{BM}$ (sinon le joint se désintègre)

$\therefore \frac{\omega_M}{\omega_E} = \frac{1}{\cos \beta}$ (cas spécial de l'eqn. 2 lorsque $\theta = 0$)

On voit bien que le rapport de vitesse angulaire n'est pas l'unité et il devra changer à mesure que l'arbre M tourne.

Equation 3 montre que l'accélération angulaire atteint vite des valeurs très élevées causant ainsi des vibrations intolérables.

DEUX SOLUTIONS sont envisagées pour éviter ces inconvénients:

1)- En reliant les deux arbres par deux joints de cardan simples et un arbre intermédiaire, ainsi la variation de vitesse angulaire causée par un joint est compensée par l'autre joint.

Cependant, il faut respecter les conditions géométriques suivantes:

- a). L'angle entre M et I
 (= β_1) est égal à
 l'angle entre E et I (= β_2)
 (Figure 6)

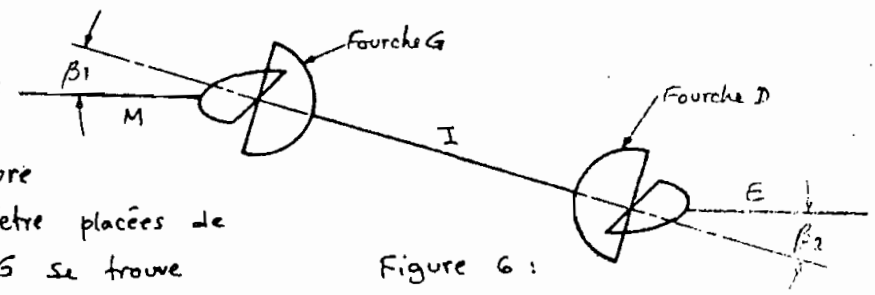


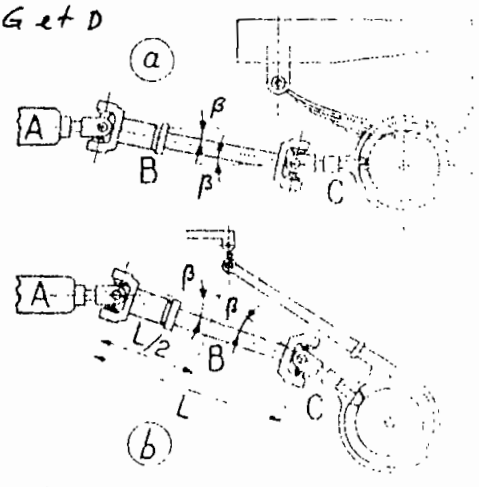
Figure 6 :
Deux Joints de cardan.

- b). Les fourches sur l'arbre intermédiaire doivent être placées de sorte que la fourche G se trouve dans le plan de M et I lorsque la fourche D se trouve dans le plan de E et I.

Lorsque les arbres M et E sont parallèles, la condition (b) est satisfaite quand les deux fourches G et D se trouvent dans le même plan (Fig. 7)

2) En utilisant les joints homocinétiques (Voir les section suivantes):

Pour que $\frac{\omega_M}{\omega_E} = 1$, il faut que la perpendiculaire du point B à l'arbre M soit égale à la perpendiculaire du même point B à l'arbre E



⊙ angles alternes-internes
 ⊕ angles à la base d'un triangle isocèle

Fig. 7 - Géométrie d'un joint de cardan double pour transmettre un mouvement correcte.

$$BE' = OB \sin \alpha$$

$$BM' = OB \sin (180 - \beta - \alpha)$$

Donc, pour que $BE' = BM'$, il faut que $\alpha = 180 - \beta - \alpha$

$$\text{ou } \alpha = \frac{180 - \beta}{2} \quad (4)$$

Ceci implique que pour toutes les phases d'un tour du joint, le point B doit se trouver dans un plan perpendiculaire au plan des deux axes et qui bisecte l'angle obtus que font les deux arbres.

Ce plan est appelé le PLAN HOMOCINÉTRIQUE.

Pour ce cas : $V_{BM} = \omega_M \cdot OB \cos \alpha$

$$V_{BE} = \omega_E \cdot OB \cos \alpha = V_{BM}$$

$$\therefore \frac{\omega_M}{\omega_E} = 1 \text{ quelque soit l'angle } \theta.$$

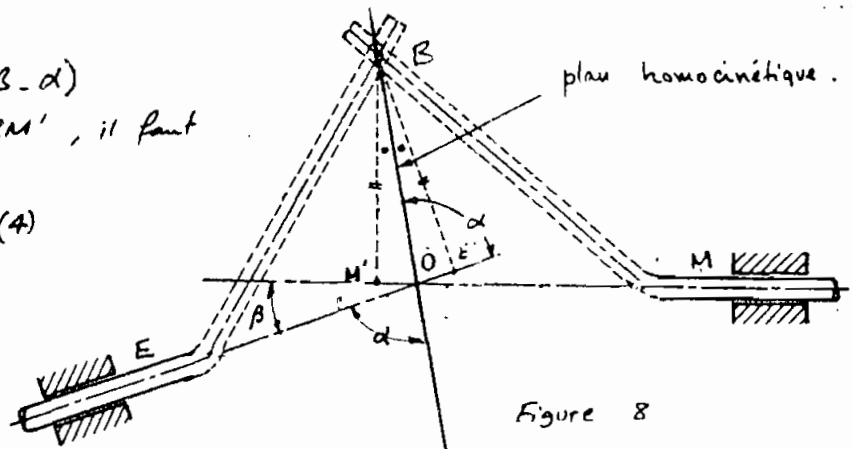


Figure 8

Joints pour transmission correcte:

1) Joints Double à 4 Pivots:

1.1- En utilisant deux joints de cardan dans certaines conditions, (voir ci-haut, fig 6 et 7), la transmission de mouvement se fait correctement.

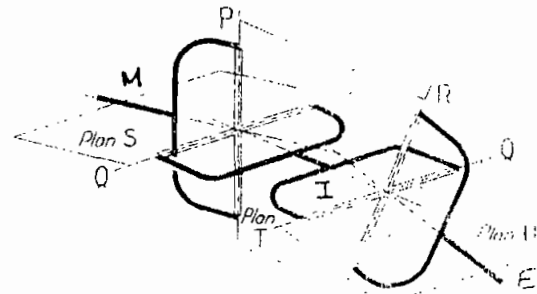


Figure 9 :

Joint Double à 4 pivots.

1.2. En réduisant la longueur de l'arbre intermédiaire et en utilisant une rotule centrale, on obtient une transmission correcte par un seul joint (figure 9).

2. Les Joints Homocinétique

2.1. Joints à 3 pivots concourants (Fig. 10)

Un système équilibreur est utilisé pour définir la position du pivot intermédiaire :

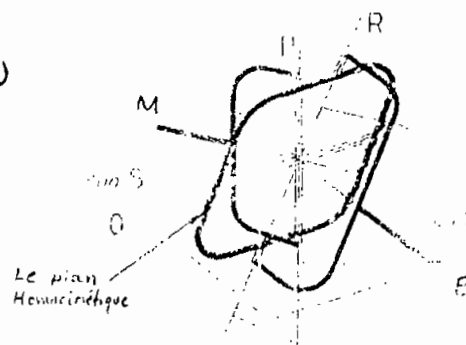


Figure 10

Joint à 3 pivots concourants

2.1.1. Le Joint Bendix-Weiss (1925)

Ce joint comprend deux fourches, une sur chaque arbre. Quatre billes transmettent le mouvement d'un arbre à l'autre.

Par des rainures curviligne exécutées sur les surfaces internes des fourches, les billes sont automatiquement orientées dans le plan homocinétique, matérialisant ainsi le pivot intermédiaire (figure 11 a et b).

Une cinquième bille est utilisée comme butée et qui sert aussi de barrure.

2.1.2. Le Joint Rzeppa (1928).

Dans cette construction (figure 12 a et b) les billes (au nombre de six) sont guidées par une cage sphérique ajustée dans la piste intérieure (la noix centrale). La cage à son tour est entraînée par le renflement d'un levier articulé dans le bout d'un arbre et glissant dans le bout de l'autre arbre.

Lorsqu'un arbre est tourné par rapport à l'autre d'un angle β , le levier entraîne la cage et les billes à tourner d'un angle environ $\beta/2$. Suivant les proportions du levier, le plan de centres des 6 billes ne sera dans le plan homocinétique que pour une seule valeur de β , mais pour les autres valeurs de β la déviation est tellement faible, qu'à toute fin pratique, on peut considérer la transmission de mouvement parfaite.

2.2. Joint à 3 pivots non-concourants:

Le Joint Tracta (1933):

Ce joint (figure 14 et 15, page suivante) est composé de: 2 arbres à fourche et 2 noix hémisphériques, une à mortaise

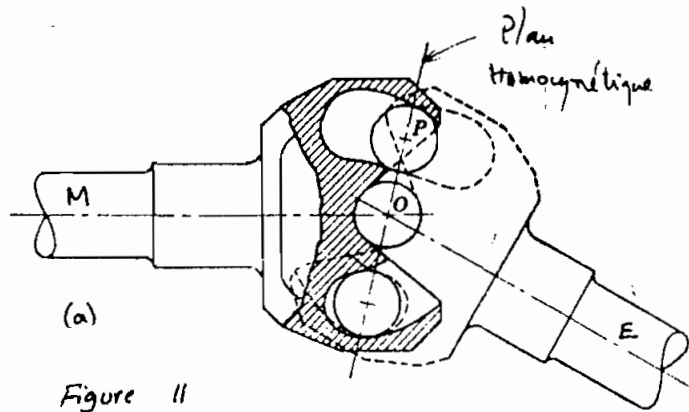
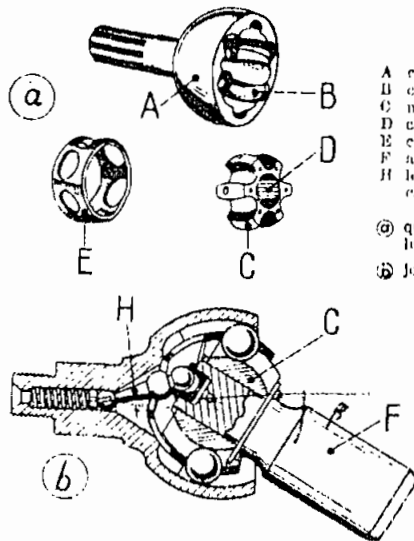
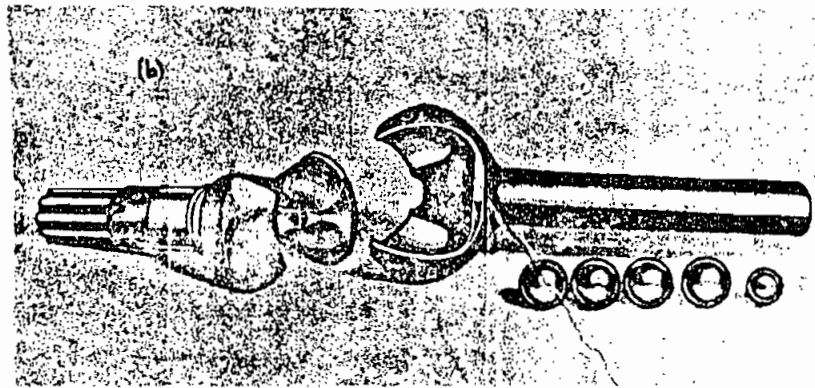


Figure 11
Joint Bendix WEISS



- A cloche
 - B chemin de roulement des billes
 - C noix centrale
 - D caméras d'accouplage des
 - E cage à surface sphérique excentrée
 - F arbre
 - H levier entraînant la cage
- ⊙ quelques-unes des pièces constituant le joint
⊕ Joint à levier

Fig. 12 — Joint à trois pivots concurrents système RZEPPA.

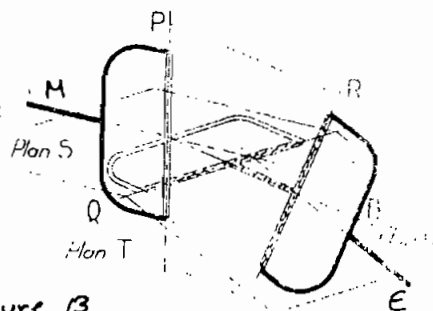


Figure 13
Joint à 3 pivots non-concourants.

et l'autre à tenon.

En plus, les deux noix sont munies de rainures (perpendiculaire à la mortaise et au tenon) pour recevoir les fourches.

Une fois le joint assemblé, les fourches rotent autour des axes des noix. L'alignement du joint est maintenu par une rotule extérieure supportant les arbres de sorte que l'intersection des axes (point O) se trouve à une distance égale des centres des noix O_A et O_B (fig 14).

Les surfaces d'entraînement sont planes ce qui représente un inconvénient.

L'Annexe (pages B-722 à 74)

vous donnera plus de détails sur les joints doubles et homocinétiques.

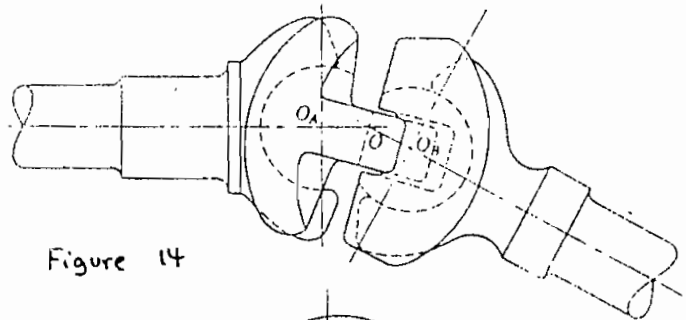
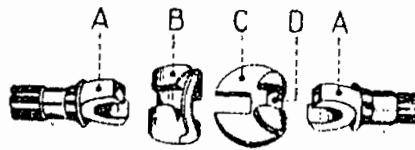
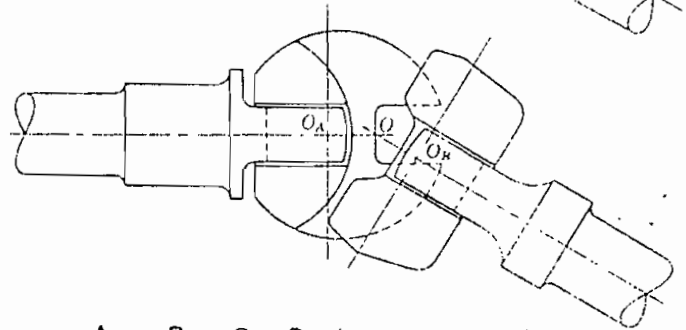


Figure 14



A arbre à fourche
B noix à mortaise
C noix à tenon
D méplat d'assemblage

Fig. 15 -- Joint à deux axes non concourants, système TRAPIA



Références :

1. H. Yelle : Mécanismes, Notes de cours de l'EPM, 1974
2. Mabie & Ocvirk : Mechanisms and Dynamics of Machinery, SI version, 3rd Edition, J. Wiley 1978
3. Martin : Kinematics of Machinery, McGraw Hill 1969
4. Technique de l'Ingénieur Vol. B5 Sections B720 et B722

Y. YOUSSEF

Ecole Polytechnique de

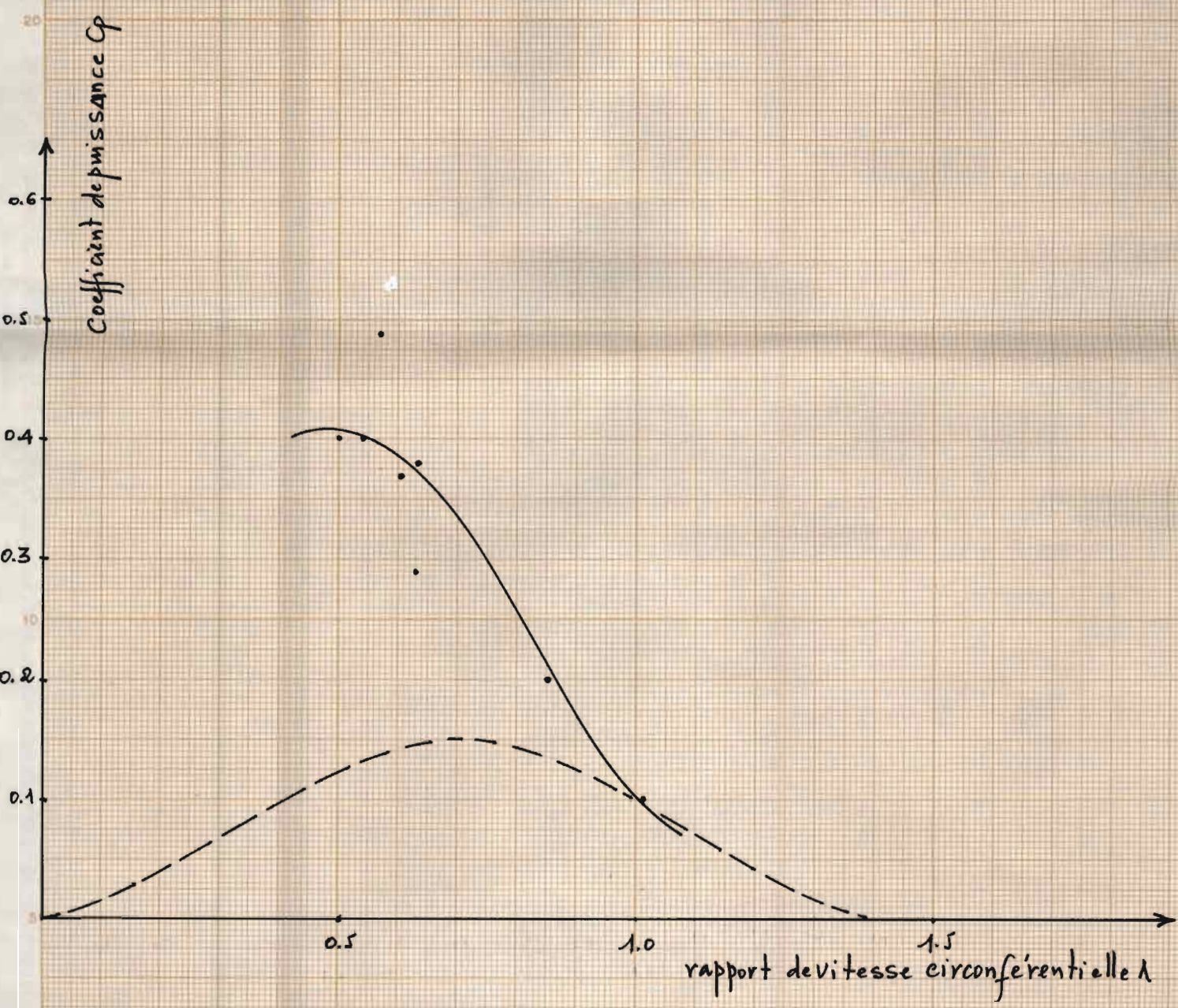
Thiès SENEGAL

Mai 1982.

Plan n°1

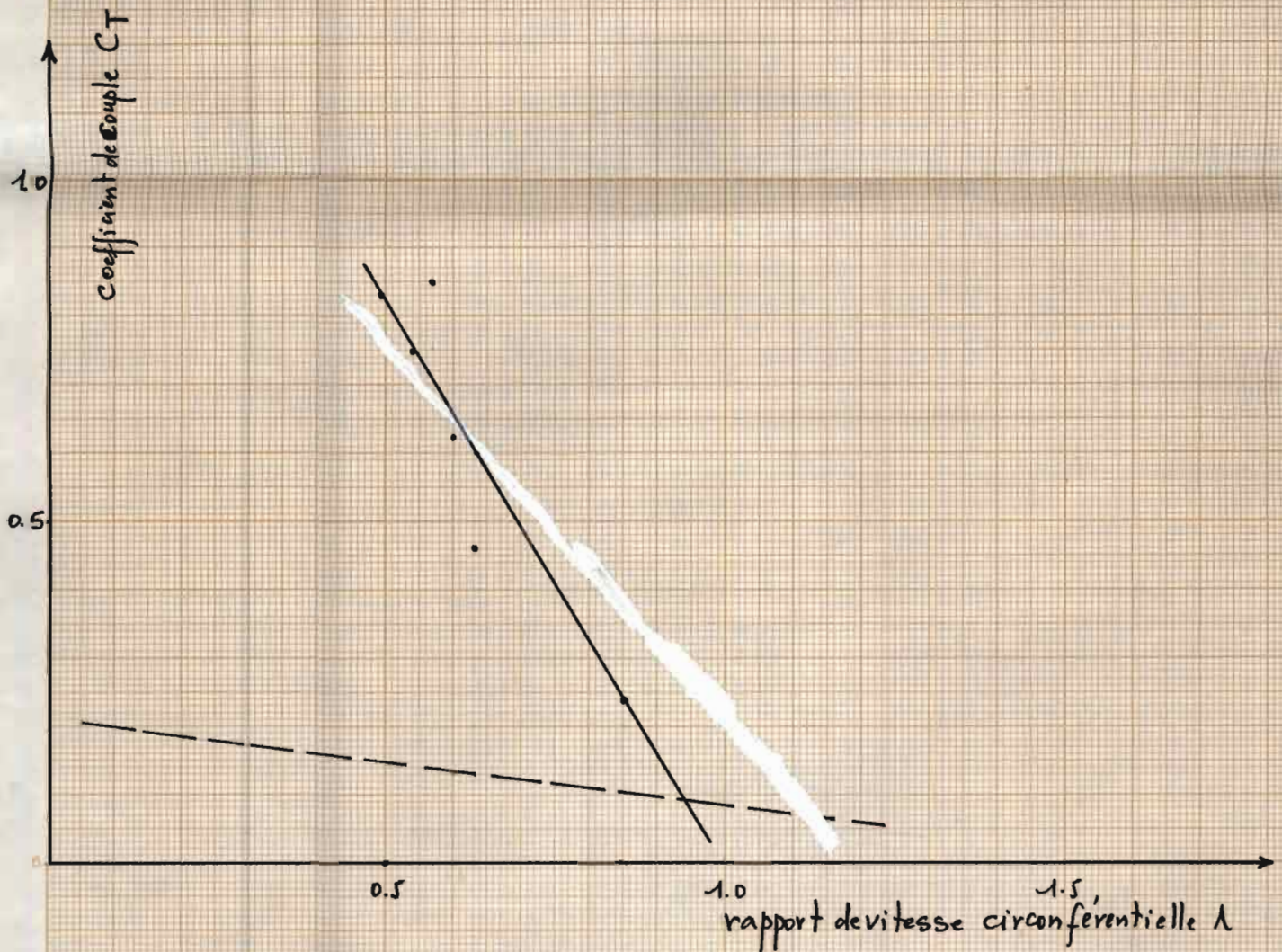
————— : résultats de nos travaux (Filippini)

- - - - - : résultats de l'Institut BRACE (Savonius)



Plan n° 2

_____ : résultats de nos travaux (Filippini)
----- : résultats de l'Institut BRACE (Savonius)



800

Q(l/h) débit de la pompe

Plan n° 3

_____ : Résultats de nos travaux
 - - - - - : résultats de l'institut Brace

77

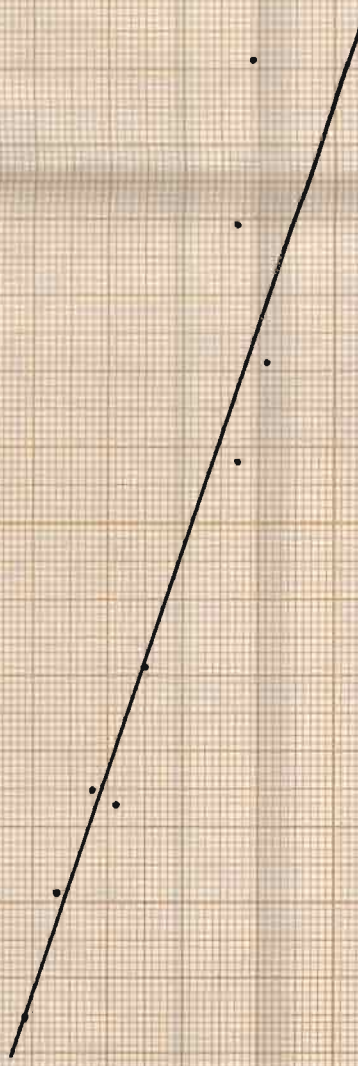
700

600

500

400

300

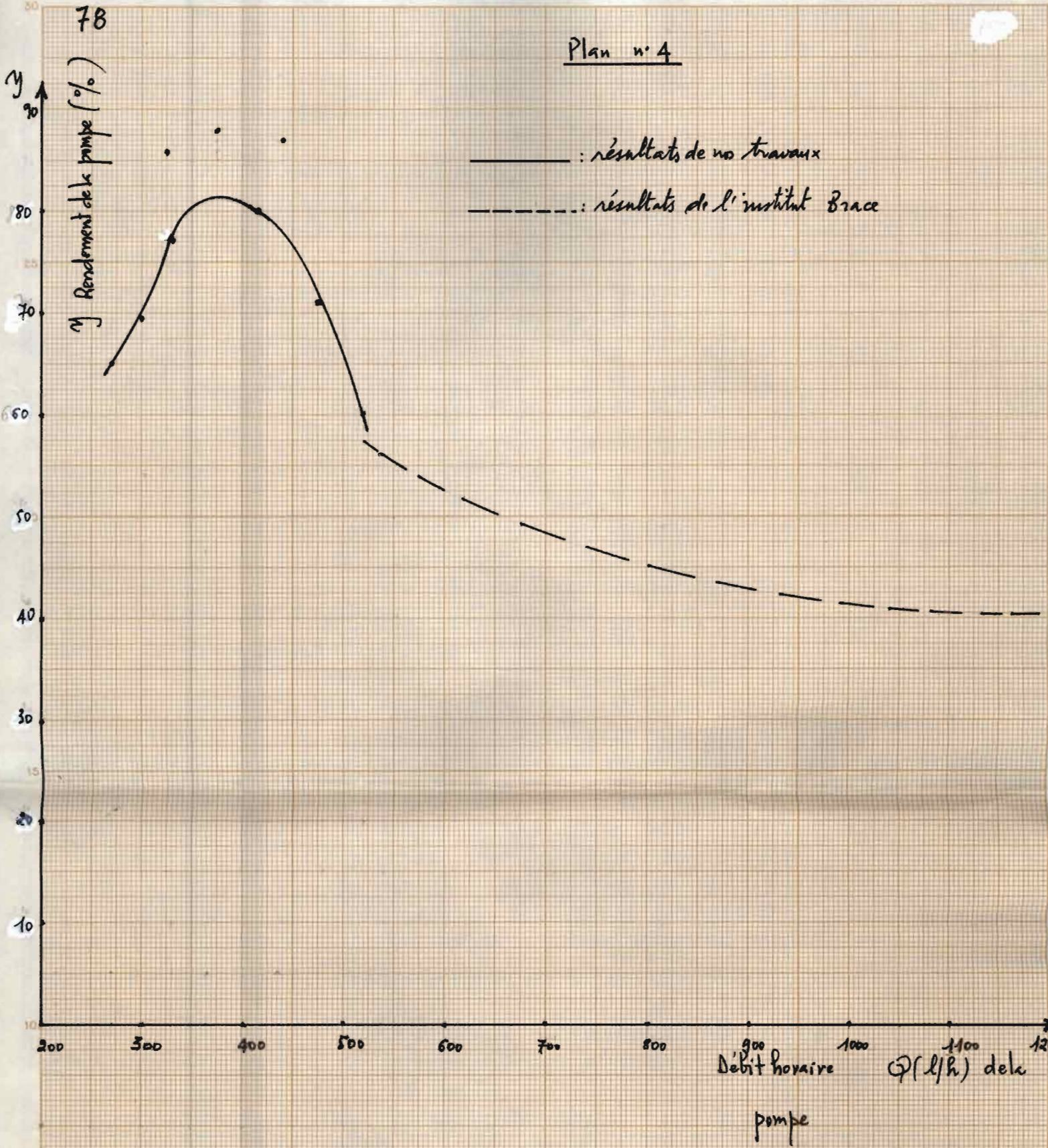


78

Plan n° 4

η
Rendement de la pompe (%)

_____ : résultats de nos travaux
----- : résultats de l'institut Brice



Plan n° 5



