

وزارة التعليم و البحث العلمي  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : DE GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

C O N C E P T I O N

D \* U N E

T U R B I N E A V A P E U R

4 PLANCHES

Proposé Par :

Mr. GAHMOUSSE

Etudié par :

Mr. M. KERBOUCHE

Dirigé par :

Mr. GAHMOUSSE

Maître de Conférence  
à l'E.N.P

PROMOTION : JUIN 1988

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ  
أَقْرَبْنَا نَعْمَ رَبُّكَ  
الَّذِي خَلَقَ خَلْقَ  
الْإِنْسَانِ  
عَلِقَ أَقْرَابًا وَرَبُّكَ  
الْأَكْرَمَ الذِّكْرِ  
عَلِيمٌ  
بِالْقَلَمِ

# الْحَمْدُ لِلَّهِ الْعَظِيمِ

طدق الله العظيم

NOTEUR : Mr GAHMUSSE  
VE INGENIEUR : Mr KERBOUCHE

الموضوع : تصور عنفة بخارية

الموضوع : يتشل هذا المشروع في القيام بدراسة عنفة بخارية وهذا بلامتناد على نتائج الدراسة الطاقوية وحساب البنية التي تم القيام سابقا . وعلى ضوء ذلك، تم رسم تقني لكل من العنفة وبعض أجزائها .

SUJET : CONCEPTION D'UNE TURBINE A VAPEUR

RESUME : Notre projet consiste en une étude constructive d'une turbine à vapeur.  
Ceci en fonction des résultats de l'étude énergétique et calculs de structures précédemment fait.  
Dans cette optique un dessin technique de l'ensemble de la turbine à vapeur et de certains de ces éléments a été réalisé.

SUBJECT : DESIGN OF A AVOPAR TURBINE

ABSTRACT : This projet consists in a construction study of a steam turbine.  
This is based on the resultats of an energy and a structural analysis  
In this view a technical drawing of the whole assembly and of certain element was achieved.

# REMERCIEMENTS

Au terme de cette étude je tiens à remercier :

Monsieur GAHMOUSSE pour les conseils et suivi constant qu'il n'a cessé de me prodiguer tout le long de ce travail.

Tous les professeurs qui ont contribué à ma formation d'ingénieur et en particulier ceux du département de Génie-Mécanique

Mademoiselle BELLAH Sabiha, Monsieur BENKHADEM et mon père, qui me furent d'une grande aide pour la réalisation de mon polycopé.

Que tous ceux qui ont contribué, de près ou de loin à cette réalisation trouvent ici l'expression de ma profonde gratitude.

Je remercie vivement Messieurs le Président et les Membres du jury d'examen pour l'honneur qu'ils me font en acceptant de juger ce travail.



# Dédicace

Je dédie ce travail à :

- Mes très chers parents.
- Mon frère, mes soeurs.
- Ma nièce: (MERIAME).
- Mes grands parents.
- Mon oncle.
- A HOUDOU.
- Tous mes Amis (es).
- Tous les joueurs de l'équipe ASUQ/INA.

**NOTATIONS UTILISEES**

$U$	: Vitesse tangentielle	(m/s)	$P_0$	: Pression critique	.....(bar)
$D$	: diamètre	(m)	$S$	: Surface de clavette	.....(m <sup>2</sup> )
$\alpha_1$	: Angle formé par $V_1$ et $U$ (entrée)(deg)		$\tau$	: Contrainte au cisaillement.....	.....(N/m <sup>2</sup> )
$\beta_1$	: " " " $W_1$ et $U$ (entrée)(deg)		$C$	: Largeur de clavette	.....;(mm)
$\alpha_2$	: Angle formé par $V_2$ et $U$ (sortie)(deg)		$L$	: Longueur de clavette	..... (mm)
$\beta_2$	: Angle formé par $W_2$ et $U$ (entrée) (deg)		$K$	:	(mm)
$V_1$	: Vitesse absolue (entrée) .....	(m/s)	$J$	:	(mm)
$V_2$	: Vitesse absolue (sortie) .....	(m/s)	$F$	:	( )
$W_1$	: Vitesse relative à l'entrée .....	(m/s)	$\varphi$	:	( )
$W_2$	: " " à la sortie .....	(m/s)	$k$	: Coefficient dépendant du régime de fonctionnement .....	
$l_r$	: Hauteur de l'aube .....	(mm)	$\tau_{adm}$	: Contrainte admissible de cisaillement(daN/cm <sup>2</sup> )	
$l_t$	: " de la tuyère .....	(mm)	$d$	: Diamètre de la vis de l'accouplement (mm)	
$B_t$	: Largeur de l'aube .....	(mm)	$D_b$	: Diamètre de l'axe .....	(mm)
$B_r$	: " de la tuyère .....	(mm)	$D_e$	: Diamètre extérieur de l'accouplement (mm)	
$P$	: Pression de l'étage .....	(bar)	$D_i$	: Diamètre intérieur de l'accouplement (mm)	
$T$	: Température .....	(°C)	$D_v$	: Diamètre de la conduite de vapeur (mm)	
$V$	: Volume spécifique .....	(m <sup>3</sup> /kg)	$D_z$	: Diamètre extérieur pour la vis de fixation .....	(mm)
$t$	: Pas entre deux aubes .....	(mm)	$D_o$	: Diamètre moyen du tuyau .....	(mm)
$N_1$	: Puissance de l'étage .....	(KW)	$n$	: Nombre de boulons .....	(mm)
$M_k$	: Moment .....	(daN.cm)	$\phi$	: Diamètre du boulon .....	(mm)
$M_f$	: Moment fléchissant de l'étage. (daN.cm)		$d_0$	: Diamètre des trous de passage les boulons .....	(mm)
$\tau_{max}$	: Contrainte max .....	(daN/cm <sup>2</sup> )			
$y_0$	: Largeur de la roue .....	(mm)			
$y$	: " " " au pied ..	(mm)			
$S_f$	: Surface de fuite .....	(m <sup>2</sup> )			
$D_r$	: Diamètre du rotor .....	(m)			
$J_f$	: Jeu de fuites .....	(m)			
$P_1$	: Pression d'entrée dans la garniture .....	(bar)			
$P_2$	: Pression de sortie dans la garniture .....	(bar)			
$Z$	: Nombre de labyrinthes .....				

DESIGNATION      DES      FIGURES

Page

Fig 1 : fonctionnement de l'aubage à action..... 15

Fig 2 : fonctionnement de l'aubage à réaction..... 15

Fig 3 : soupape de réglage de vapeur vive..... 19

Fig 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, les formes de labyrinthes..... 31

Fig 13 : système à bague de carbone..... 30

Fig 14 : système hydraulique..... 30

Fig 15 : forme de l'ailette mobile ( à action )..... 39

Fig 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27 : méthode d'usinage  
 d'une aube..... 41

Fig 29, 30, 31, 32, 33 : méthode de fixation des aubes au pied..... 44

Fig 34, 35, 36, 37 : méthode de fixation au pied..... 46

Fig 38 : méthode du tracé du profil de l'aube mobile à action..... 47

Fig 39 : roue curtiss..... 49

Fig 40 : clavette sur arbre ..... 53

Fig 41 : schéma de distribution d'huile..... 57

Fig 42 : schéma de fixation des tuyaux..... 62

Fig 43 : schéma de l'accouplement..... 65

Fig 44 : schéma de l'ancrage sur la fondation..... 66

# = SOMMAIRE =

	Page
I) INTRODUCTION .....	1
II) GENERALITES.....	12
II.1 ORIGINE ET HISTORIQUE DES TURBINES.....	12
II.2 CLASSIFICATION DES TURBINES A VAPEUR .....	13
II.2.1 - Par le mode de travail de la vapeur .....	13
II.2.2 - Par la nature du trajet de la vapeur à l'intérieur de la turbine.....	13
II.2.3 - Par le mode de fonctionnement thermodynamique.....	14
II.2.4 - Par le mode de transmission de l'énergie mécanique.....	14
II.3 PROBLEMES TECHNOLOGIQUE A RESOUDRE.....	16
III) ORGANES D'ADMISSION.....	17
IV) STATOR.....	20
IV.1 ENVELOPPE.....	20
IV.2 DIAPHRAGMES.....	22
IV.3 PALIERS.....	23
IV.3.1 - Les paliers porteurs.....	23
IV.3.2 - Palier de butée.....	25
IV.3.3 - Calcul de palier.....	26
IV.3.3.1 - Calcul du diamètre de l'arbre un pour le position- nement du palier.....	26
IV.3.3.2 - Calcul du diamètre de l'arbre deux pour le position- nement du palier.....	27



	Page
IV.4 ORGANE D'ETANCHEITE.....	20 X
IV.4.1 - REDUCTION DES FUITES EXTERNE.....	29
IV.4.1.1 * Système à labyrinthes.....	29
IV.4.1.2 * Système à bague de carbone.....	29
IV.4.1.3 * Système hydraulique.....	30
IV.4.2 - REDUCTION DES FUITES INTERNES.....	32
IV.4.3 - CALCUL DES FUITES PAR GARNITURE D'ETANCHEITE.....	33
V) DISTRIBUTEURS ET AILETAGE MOBILE.....	37
V.1 - TUYERES D'ENTREE.....	37
V.2 - DISTRIBUTEURS.....	38
V.3 - AILETAGE MOBILE.....	38
V.3.1 * Mode de fabrication des aubages mobiles.....	40
V.3.2 * Mode de fixation.....	42
V.3.3 * Mode de liaison en tête.....	
V.3.4 - TRACER DU PROFIL DES AUBAGES MOBILES (à action) par LA METHODE "STODOLA".....	
V.3.5 - ROUE CURTISS.....	49
V.3.6 - PROTECTION DES AILETTES CONTRE L'EROSION.....	50
VI) ROTOR.....	51
VI.1 - FIXATION DES DISQUES DU DEUXIEME CORPS (B.P) A L'ARBRE.....	52

IV.4	ORGANE D'ETANCHEITE.....	29
IV.4.1	- REDUCTION DES FUITES EXTERNE.....	29
IV.4.1.1	* Système à labyrinthes.....	29
IV.4.1.2	* Système à bague de carbone.....	29
IV.4.1.3	* Système hydraulique.....	30
IV.4.2	- REDUCTION DES FUITES INTERNES.....	32
IV.4.3	- CALCUL DES FUITES PAR GARNITURE D'ETANCHEITE.....	33
V)	DISTRIBUTEURS ET AILETAGE MOBILE.....	37
V.1	- TUYERES D'ENTREE.....	37
V.2	- DISTRIBUTEURS.....	38
V.3	- AILETAGE MOBILE.....	38
V.3.1	* Mode de fabrication des aubages mobiles.....	40
V.3.2	* Mode de fixation.....	42
V.3.3	* Mode de liaison en tête.....	
V.3.4	- TRACER DU PROFIL DES AUBAGES MOBILES (à action) par LA METHODE "STODOLA".....	
V.3.5	- ROUE CURTISS.....	49
V.3.6	- PROTECTION DES AILETTES CONTRE L'EROSION.....	50
VI)	ROTOR.....	51
VI.1	- FIXATION DES DISQUES DU DEUXIEME CORPS (B.P) A L'ARBRE.....	52

	Page
VII) GRAISSAGE .....	55
VII.1 - CONTROLE DE GRAISSAGE.....	55
VII.2 - DISTRIBUTION D'HUILE.....	55
VII.2.1 * Principe de fonctionnement.....	56
VIII) TUYAUTERIES.....	59
VIII. 1 - Calcul des diamètres de la tuyauteries de conduite pour deuxième corps.....	59
VIII. 2 - Calcul du diamètre de la conduite de soutirage .....	61
VIII. 3 - Calcul du diamètre de la vapeur de sortie de vapeur du corps B.P vers le condensateur.....	62
IX) ACCOUPLEMENT.....	64
X) ANCRAGE SUR LA FONDATION.....	66
XI) ASSURANCE QUALITE ET CONTROLE.....	67
XI.1 Essais des matériaux.....	67
XI.2 Contrôle de montage.....	67
XI.3 Essais en atelier.....	67

**XII) LES DESSINS**

**XII. 1 - Coupe longitudinale de la turbine à vapeur**

**XII. 2 - Profil de l'aube**

**XII. 3 - Dessin de définition**

**XII.3.1 - Diaphragme**

**XII.3.2 - Rotor.**

# I - INTRODUCTION

La turbine à vapeur a fait le sujet d'un développement appréciable et d'un progrès à une allure galopante. Des critères pour la construction de la turbine moderne ont vu naître le jour et se sont imposés d'une manière systématique et irréfutable, ceci malgré certaines divergences d'opinions et malgré certains conflits de conception, quoique acceptables.

Son importance s'est encore accentuée en raison de l'emploi de plus en plus généralisé de pression et de température de vapeur élevées.

Il est convenu qu'il faut attribuer à la question de sécurité de marche, autant d'intérêt du point de vue technique qu'économique.

Néanmoins, il reste dans la mise au point des turbines à vapeur encore de nombreux problèmes à résoudre qui sont à la fois délicats et importants comme les systèmes de régulation, dimensionnement de l'enveloppe...

Il reviendra à l'ingénieur d'user de son expérience et ses connaissances pour les contourner.

Un projet de turbine à vapeur doit se conformer aux objectifs suivants :

- une révision aisée
- un rendement élevé
- une haute compétitivité.

Au point actuel du développement, une directive prépondérante pour la construction de la turbine nécessite l'absolue sécurité d'exploit-

tion, longtemps rejetée ou non prise à sa juste valeur. Son importance s'est encore accrue depuis, par l'utilisation de pression et température de vapeur plus élevées. A cela il faut rattacher une sécurité de marche qui est un facteur économique non négligeable.

La première partie de cette étude, axée surtout sur un point de vue théorique traite les parties essentielles pour une meilleure compréhension du fonctionnement de la machine.

La deuxième partie traite de l'étude constructive, ceci en fonction des résultats de l'étude énergétique et calcul de structure précédemment faits.

Dans cette optique un dessin technique de l'ensemble de la turbine à vapeur est réalisé. ( totale conception E.N.P. ).

# D O N N E E S

- Puissance aux bornes de l'alternateur	17.14 MW
- Admission : vapeur surchauffée à	$P_0 = 22 \text{ bar}$
	$T_0 = 460^\circ \text{ C}$
- Echappement au condenseur à	$P_c = 0,26 \text{ bars}$
- Réchauffage de l'eau d'alimentation par un seul soutirage à	$P_s = 2,3 \text{ bar}$
	$T_s = 200^\circ \text{ C}$

## - les résultats de l'étude énergétique :

- Cycle thermodynamique : HIRN avec 1 soutirage
- Rendement du cycle : 30 %
- Les résultats du corps H.P sont donnés aux tableaux n° 1 - 2
- Les résultats du calcul énergétique du corps B.P sont donnés aux tableaux n° 3 - 4
- Les résultats du calcul énergétique de la roue curtiss sont donnés aux tableaux n° 5 - 6
- Le débit total de sortie (H.P)  $Q_{tot} = 25.57 \text{ Kg/S}$
- Le débit de soutirage  $Q_{(s-t)} = 5.29 \text{ Kg/S}$

## - Les résultats d'analyse de structure

- Les résultats de calcul de structure du corp H.P sont donnés aux tableaux n° 7 - 9
- Les résultats de calcul de structure du corp B.P sont donnés aux tableaux n° 8 - 10
- Les résultats de calcul de structure de la roue curtiss sont donnés au tableau n° 7

## CORPS H P

classe	U (m/s)	D (m)	$\alpha_1$ (deg)	$\beta$ (deg)	$\alpha_2$ (deg)	$\beta_2$ (deg)	$V_1$ (m/s)	$V_2$ (m/s)	$W_1$ (m/s)	$W_2$ (m/s)
1	119,32	0,76	14	22,9	52,42	16	300,1	55,30	186,5	159,23
2	121,599	0,7742	14	23,42	65,094	20	294,59	57,64	179,2	159,196
3	123,81	0,3886	14	23,548	66,17	20	298,2	58,39	180,56	156,18
4	126,12	0,8033	16	25,55	47,67	16	299,29	66,21	177,88	151,65
5	128,457	0,8182	16	27	70,298	24	297,95	67,3	178,06	156,25
6	130,84	0,8334	16	27,51	56,35	20	303,72	75,13	181,83	138,2
7	133,25	0,8489	18	31,66	61,87	22	299,9	77,62	178,6	156,6
8	135,648	0,864	18	31,66	57,43	20	301,7	65,98	177	155,43

Tableau N° 1



## CORPS H P

$\phi$	$R_r$ (mm)	$L_t$ (mm)	$B_t$ (mm)	$B_r$ (mm)	$P$ (bar)	$T$ (°C)	$\nu$ (cm <sup>2</sup> /s)	$t$ (°C)	$N_i$ (kW)
1	74	La valeur est donnée par le dessin.	70	25	10	380	0,297	20	981,22
2	78		70,8	25,32	8	360	0,3615	20,26	918,93
3	84		71,9	25,7	6,6	340	0,4328	21,63	933,83
4	90		73,5	26,27	5,4	330	0,505	21,02	919,1
5	102,04		79,9	27,76	4,7	216	0,5326	21,41	955,45
6	108,35		76,3	27,25	3,7	298	0,654	21,8	904,19
7	133,5		77,72	27,76	2,85	260	0,932	22,21	856,04
8	193,57		79,1	28,25	2,3	250	1,0991	26,6	900,94

Tableau N° 2

# CORPS BP

<del>222</del>	U (m/s)	D (m)	$\alpha_1$ (deg)	$\beta_1$ (deg)	$\alpha_2$ (deg)	$\beta_2$ (deg)	$V_1$ (m/s)	$V_2$ (m/s)	$W_1$ (m/s)	$W_2$ (m/s)
1	125.66	08	14	22.32	46.75	16	329.57	67.73	209.85	179
2	136.27	0.867	14	23.72	60.33	15	324.57	49.58	195.15	166.46
3	147.79	0.94	14	25.14	70.10	15	324.9	46.63	197.93	169.43
4	160.274	1.02	14	25.72	95.17	20	342.46	56.71	190.93	165.145
5	173.81	1.106	14	27.22	113.24	20	347.63	59.53	183.85	159.95
6	188.49	1.2	14	29.11	130.75	20	351.75	68.93	174.9	152.69

Tableau N° 3

# CORPS B.P

dist	$L_r$ (mm)	$L_t$ (mm)	$B_s$ (mm)	$B_r$ (mm)	P (bar)	T (°C)	$\sigma$ (kg/cm <sup>2</sup> )	t (mm)	$M_t$ (kgm)
1	126,5	Les valeurs sont données par le dessin	25		1,76	232	1,3445	20	909,83
2	160,59		29,01		1,3	210	1,8335	21,61	922,2
3	171,89		29,275		0,9	185	2,081	23,42	906,29
4	266,25		31,76		0,6	150	3,586	25,41	1036,368
5	290		33,75		0,4	126	3,981	27,57	1086,42
6	321		37,37		0,26	90	4,55	29,9	1118,58

Tableau N° 4

## ROUE CURTISS

stage	$U$ (m/s)	$D$ (mm)	$\alpha_1$ (deg)	$\beta_1$ (deg)	$\alpha_2$ (deg)	$\beta_2$ (deg)	$V_1$ (m/s)
1	0.8826	0.8826	17	22.9	29.19	19.13	582.3
2	138.64	138.64	26.14	57.59	129.27	48.08	223.34

Tableau N 5

## ROUE CURTISS

stage	$V_2$ (m/s)	$W_1$ (m/s)	$W_2$ (m/s)	$l_t$ (mm)	$l_r$ (mm)	$B_t$ (mm)	$B_r$ (mm)
1	260	451.54	386.96	30	44.68	20	25
2	104.43	116.42	108.27	66.15	77.84	20	20

Tableau N 6

# CORPS HP + Roue Curtiss

étage	Diamètre d (cm)	Puissance de l'étage (KW)	$M_k$ (dan.cm.10 <sup>3</sup> )	$M_f$ (dan.cm.10 <sup>3</sup> )	$Z_{max}$ (dan.cm <sup>2</sup> )
Roue Curtiss	25	3266,18	1039,62	620	0,45
1	30	981,22	1351,94	732	0,21
2	30	918,93	1644,26	760	0,58
3	30	933,83	1941,72	760	0,78
4	30	919,024	2234,27	756	0,89
5	30	955,45	2538,42	740	0,9
6	30	904,19	2826,25	740	1,09
7	30	856,04	3098,75	648	1,19
8	30	900,94	3385,54	584	1,29

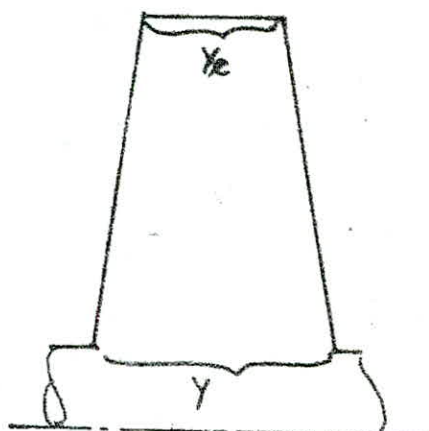
Tableau N°7

## CORPS B P

étage	Diamètre d (cm)	Puissance de l'étage (kW)	$M_k$ (daN·cm. <sup>2</sup> )	$M_f$ (daN·cm. <sup>2</sup> )	$\epsilon_{max}$ daN/cm <sup>2</sup>
1	29	454,96	144,82	915,20	0,387
2	28,2	461,10	291,60	1062,4	0,5
3	27,4	453,15	435,85	1164,8	0,616
4	26,6	510,8	601,85	1164,8	0,74
5	25,8	543,21	773,92	1267,2	0,881
6	25	559,29	951,96	1280,00	1,04

Tableau N°8

## Tableaux des valeurs des épaisseurs des disques



(fig 2)

CORPS H.P

étage	1	2	3	4	5	6	7	8
$Y_e$ (mm)	20	20	21	21	22	22	23	24
$Y$ (mm)	47	48	49,56	50	59	60	56	52

Tableau N° 9

CORPS B.P

étage	1	2	3	4	5	6
$Y_e$ (mm)	18	20	22	24	26	28
$Y$ (mm)	45,22	50,25	55	70	116	125

Tableau N° 10

Roue Curtiss

$$Y_e = 40 \text{ mm}$$

$$Y = 136,70 \text{ mm}$$

## II G E N E R A L I T E S

L'énergie peut se trouver sous diverses formes, parmi ces énergies on distingue l'énergie électrique, l'énergie thermique.

La dernière énergie citée ( thermique ) peut provenir de la vapeur. Elle est caractérisée par enthalpie.

Par suite le problème posé par l'utilisateur de turbine réside dans le fait d'utiliser l'enthalpie de la vapeur afin d'en puiser efficacement l'énergie mécanique.

Par ailleurs, on sait qu'on ne peut transformer l'enthalpie de vapeur en énergie mécanique dans toute son intégration.

Au sein d'une turbine, la vapeur est détendue à section variable portant le nom " tuyères ". Durant ce passage, la vitesse augmente et s'accompagne de la diminution d'enthalpie.

C'est cette énergie thermique de la vapeur caractérisée par la vitesse qui sera exploitée dans les turbines.

### 1. ORIGINE ET HISTORIQUE DES TURBINES

Les premières turbines à vapeur d'eau ont été mises au point presque simultanément par PARSON en Angleterre et LAVAL au Danemark (1884) mais suivant des conceptions très différentes.

Ensuite étaient publiés les travaux d'HUGONIOT sur l'écoulement des fluides dans les tuyères

A la suite de ces précurseurs le premier théoricien des turbines à vapeur était le français RATEAU. Rapidement la technique des turbines à vapeur devient mondiale avec les travaux de l'Américain Curtiss et du Suisse STODOIA.

Actuellement la technique de la turbine à vapeur est au point, mais elle continue à progresser principalement dans le développement de la puissance des réacteurs construits et dans l'amélioration de leur rendement.



Les deux grandes utilisations de la turbine à vapeur sont :

- La production d'énergie électrique.
- Propulsion de Navires.

## 2- CLASSIFICATION DES TURBINES A VAPEUR

On peut classer les turbines à vapeur à des points de vue très différents.

### 2.1 - Par le mode de travail de la vapeur

#### \* à action

La chute thermique mise à la disposition d'un étage de pression peut être entièrement transformée en énergie cinétique dans le distributeur. Le jet de vapeur agit dans ce cas en transférant son énergie cinétique à la roue et la pression ne change pas dans la traversée des aubages mobiles. (fig 1)

#### \* à réaction

Une partie seulement de la chute thermique mise à la disposition de l'étage est transformée en énergie cinétique dans le distributeur, le reste est transformé en énergie cinétique dans les aubages mobiles de la roue. (fig 2)

### 2.2 - Par la nature du trajet de la vapeur a l'intérieur de la turbine

On distingue en ce point de vue deux types de turbine.

#### \* turbines axiales.

Dans ces turbines, qui sont les plus répandues, la vapeur s'écoule approximativement, parallèlement à l'axe de rotation des roues à travers des aubes radiales.

#### \* turbines radiales.

Dans ces turbines, la vapeur s'écoule à peu près radialement à travers les aubages.

23- Par le mode de fonctionnement thermodynamique, une installation thermique à turbines peut comprendre deux types différents :

\* type à condensation.

Dans ce type la vapeur est condensée dès la sortie de la turbine et est utilisée en circuit fermé.

\* type à contrepression.

Dans ce type la vapeur (d'échappement) de la turbine est utilisée pour différents usages : chauffage, séchage, usage chimique, etc... En général, cette quantité de vapeur ne se retrouve pas intégralement au niveau des groupes alimentaires de chaudières.

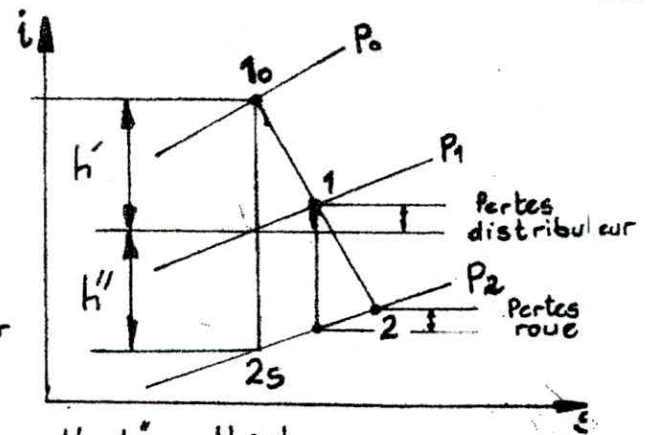
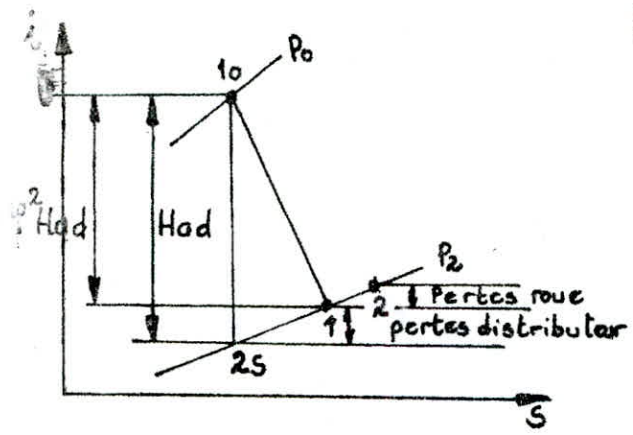
2.4- Par le mode de transmission de l'énergie mécanique  
On distingue :

\* Les turbines à commande directe :

Qui sont reliées par un accouplement rigide à un récepteur.

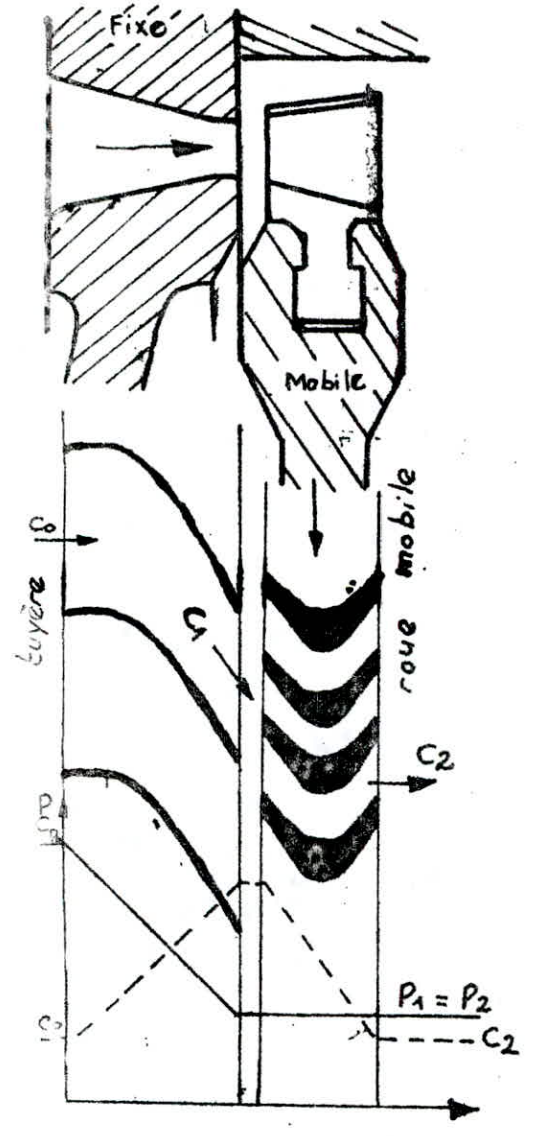
\* Les turbines à commande indirecte :

Qui sont reliées au récepteur par un réducteur de vitesse composé de trains d'engrenages.

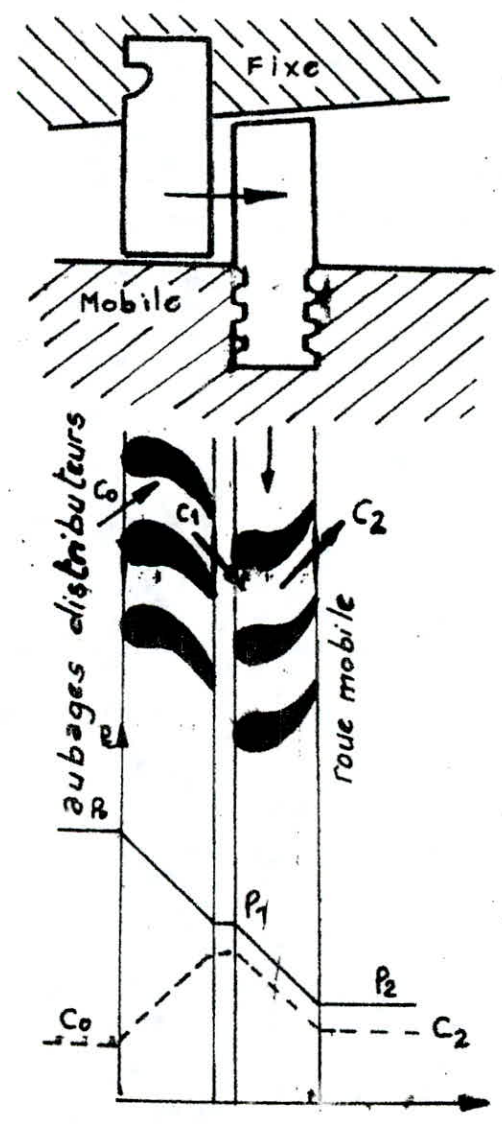


$h' + h'' = H_{ad}$   
 degré de réaction  $\beta = \frac{h'}{H_{ad}}$

1: Sortie distributeur  
 2: Sortie roue



Fonctionnement de l'aubage à action (fig1)



Fonctionnement de l'aubage à réaction (fig2)

### 3\_ PROBLEMES TECHNOLOGIQUES A RESOUDRE

La construction des turbines à vapeur pose trois principaux problèmes technologiques :

- Réalisation des dispositifs assurant le minimum de pertes.

- Réalisation des dispositifs permettant la libre dilatation des différents organes.

- Assurance durée de vie convenable, permettant un amortissement du prix d'installation compatible avec les conditions d'utilisation.

\* Réalisation du minimum de pertes.

Ce problème est très complexe car il se présente dans presque tous les organes de la turbine.

- En réalisant les formes s'approchant d'aussi près que possible de celles théoriquement optimales.

- En réalisant un usinage soigné des organes et spécialement ceux qui assurent l'écoulement de la veine de vapeur.

\* Réalisation de la libre dilatation des organes. Ce problème résulte du fait que le rotor et le stator, sous l'action du flux de vapeur, à température décroissante, se dilatent à une allure très inégale spécialement que le rotor tourne à grande vitesse à l'intérieur du stator dont il n'est séparé que par des jeux très faibles.

\* Assurance d'une durée de vie raisonnable.

" La durée de vie moyenne et actuelle d'une turbine est de l'ordre de 100.000 heures de fonctionnement. Il est alors nécessaire de réaliser les organes avec les matériaux susceptibles de résister aux sollicitations mécaniques et thermiques provoquées par le fonctionnement de la turbine à puissance normale pendant une telle période.

# 2eme PARTIE

- III \* ORGANES  
D'ADMISSION
- IV \* STATOR
- V \* DISTRIBUTEUR et  
AILETAGE MOBILE
- VI \* ROTOR

ORGANES D'ADMISSION

Les organes d'admission, une vanne d'arrêt et trois ou quatre soupapes réglantes, sont intégrés dans le bloc de soupapes. Celui-ci est, pour les données de vapeur supérieures et moyennes, soudé à la demi-enveloppe supérieure de la partie admission. Pour les données de vapeur supérieures il est partie intégrante de l'enveloppe.

La vapeur vive est amenée dans le bloc de soupapes, traverse la vanne d'arrêt et parvient aux soupapes réglantes placées en série. Après les soupapes réglantes, la vapeur passe par des tubulures d'admission au corps de tuyères et aux tuyères de la roue de réglage.

1 - Vanne d'arrêt

La vanne d'arrêt a pour fonction d'interrompre l'admission de vapeur aux soupapes de réglage et ainsi à la turbine en cas de déclenchement d'urgence. Elle fonctionne uniquement en tant qu'organe d'isolement et est placée avant les soupapes de réglage. Elle n'a par conséquent aucune fonction de réglage à remplir et n'est prévue que comme organe de sécurité. Elle ne remplit de fonction qu'à ses deux positions extrêmes.

La vanne d'arrêt est intégrée dans le bloc de soupapes et est réalisée comme soupape à un siège et à piston pilote.

L'étanchéité de la tige de soupape vers l'extérieur est assurée par une garniture d'étanchéité.

L'ouverture se fait par pression d'huile dans le servo-moteur, la fermeture par l'effort conjugué d'un ressort de rappel et de la vapeur.

2 - Soupape de réglage de vapeur vive (fig 3)

Pour assurer une distribution de vapeur autant que possible sans laminage, même en charge partielle, les turbines sont équipées de

trois ou quatre soupapes de réglage à commande par came et un nombre correspondant de secteurs de tuyères.

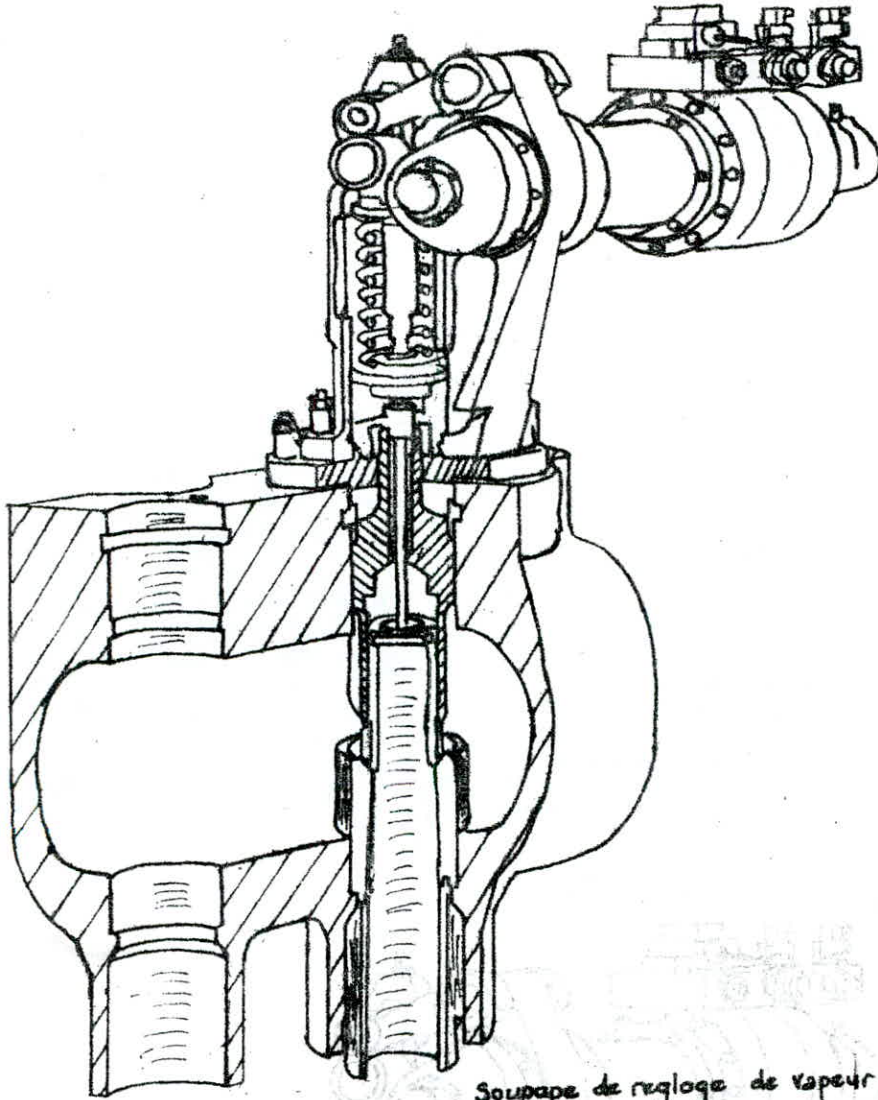
Les pertes de charge en écoulement non laminé sont très faibles, grâce à la forme hydraulique avantageuse du siège, en forme de diffuseur, ainsi qu'aux sections importantes de passage.

L'ouverture se fait par un servo-moteur rotatif et arbre à came, la fermeture de manière analogue appuyée par les forces d'un ressort de rappel et de la vapeur.

Les soupapes de réglage sont à simple siège avec équilibrage de pression. Elles se caractérisent par une vitesse de rotation élevée pour des efforts de commande réduite. La commande par came présente les deux avantages suivants

- caractéristiques de soupapes linéaires par l'adaptation du contour de la came.

- modification de l'ordre d'ouverture des trois ou quatre soupapes, réalisables sans travail important.



Soupape de regloge de vapeur vive

(fig 3)



### IV . S T A T O R

Le stator de la turbine est la partie fixe de celle-ci. Il comporte les tubulures d'arrivées et de sortie de la vapeur et les parties nécessaires à la fixation de la machine sur les supports.

Ses parties essentielles sont :

- l'enveloppe
- les diaphragmes ou couronnes
- les paliers porteurs
- les paliers de butée
- les organes d'étanchéité

#### 1- ENVELOPPE

La turbine à vapeur comporte un corps ( stator ) construite de façon à être capable, en régime normal, de supporter sans déformation sensible, l'importante différence entre la pression qui régné, en particulier dans les étages haute pression, et l'atmosphère ambiante. Ce corps doit, par ailleurs être capable de s'accomoder des différences de température inévitables entre les différents étages.

En ce qui concerne tout d'abord, les différences de pression, il y a lieu de noter que pour des raisons de facilité d'exécution de montage et de démontage, les stators possèdent un joint horizontal. En d'autres termes, le stator est construit en deux pièces, inférieure et supérieure, raccordées dans le plan horizontal passant par l'axe de rotation. Le raccordement s'effectuant métal sur métal.

Les efforts d'écartement des deux demi - stators, du fait de la pression intérieure, sont encaissés par une ligne de boulons à axe vertical, s'appuyant sur des brides , pour éviter toute fuite le long de la surface de contact.

de ces dernières, les boulons sont serrés énergiquement à froid.

La fixation des demi-stators est étudiée de manière à assurer un centrage parfait de l'axe des diaphragmes et de l'axe de l'arbre. La position de la partie mobile étant fixée par les paliers, on assure ensuite par l'alignement correct de l'axe du stator par rapport à ces derniers.

Il faut remarquer la forme légèrement conique de l'enveloppe. Ceci fournit une répartition uniforme de la sollicitation des boulons et permet l'emploi de brides plus larges et plus hautes, sur lesquelles les goujons filetés du joint de séparation sont vissés le plus près possible de l'intérieur de la demi-enveloppe inférieure. De cette façon, d'une part, les sollicitations dans les brides et les boulons restent faibles, d'autre part, les contraintes thermiques supplémentaires au démarrage sont comprises dans les limites admissibles, car les tiges des goujons filetés s'échauffent relativement vite grâce à la bonne conduction de la chaleur dans le filetage. [7]

Par contre dans le cas des boulons filetés continus, la mauvaise transmission de la chaleur par les quelques points de contact situés à l'extrémité du boulon et sur l'écrou, engendre de plus grandes différences de température entre le bride et le boulon.

Il faut remarquer de plus, qu'entre les goujons filetés et leurs écrous, il est prévu encore une douille pour diminuer l'influence des différences inévitables de dilatation thermique.

## 2. DIAPHRAGMES DE TURBINE

Les diaphragmes portant les aubages distributeurs à leur périphérie, sont des disques en fonte ou en acier moulé, ou en tôle soudée robuste, bombée et coupée horizontalement en deux pièces. Qu'ils soient assemblés ou coulés, ils doivent être fixés sur les enveloppes de turbine de façon à ce qu'ils conservent en service leur montage concentrique et que d'autre part ne contraignent pas l'enveloppe par leurs dilatactions thermiques. Ils doivent donc être suspendus ou arc-boutés dans [9] l'enveloppe avec un jeu suffisant au moyen des goujons disposés à la hauteur du joint de séparation. Les demi diaphragmes supérieurs sont montés de façon qu'ils puissent être enlevées avec la demi-enveloppe supérieure.

Le montage des diaphragmes supérieurs et inférieurs est assuré par des guidages à leurs sommets supérieurs et inférieurs. On prévoit dans les derniers diaphragmes et dans l'enveloppe de la turbine des rigoles de captures de formes appropriées à l'aide desquelles l'eau essorée à la périphérie est capturée et dérivée au condenseur. Ceci réduit le plus possible l'eau qui se sépare de la vapeur par détente au delà de la limite de saturation (derniers ailettages mobiles). [8]

Le diaphragme supporte une poussée importante due à la différence de pression régnant de part et d'autre des aubages distributeurs.

Le montage des diaphragmes dans l'enveloppe doit réaliser les conditions suivantes :

- assurer une étanchéité convenable entre le diaphragme et l'enveloppe. L'étanchéité se fait par un embrèvement comportant un joint en amiante graphité. [ Voir PRO02 ]

### IV3- PALIERS

La turbine que nous concevons, possède deux genres de paliers :

- les paliers porteurs
- les paliers de butée

Les pertes mécaniques de la turbine proviennent principalement du travail dépensé dans les paliers porteurs et de butée ainsi que dans celui employé à l'entraînement de la pompe à huile et du régulateur.

#### 31- Les paliers porteurs

Les paliers porteurs sont au nombre de 4 ( 2 pour le rotor HP et 2 pour MP et BP ), du type à coussinets lisses avec revêtement antifriction, graissage par circulation d'huile sous pression.

Il sont constitués par deux demi-coussinets en bronze fixés respectivement aux demi-cages supérieures et inférieures.

Il est à remarquer que l'on doit veiller à ce que l'enveloppe soit fixée aux supports du palier de telle façon qu'elle ne soit pas gênée dans ses dilatations thermiques, lors des variations de températures.

L'échauffement ou le refroidissement du rotor se fait à une vitesse différente de l'enveloppe, lors des fortes variations de charge et lors du démarrage ou de l'arrêt. [3]

Enfin, la disposition des points fixés de l'enveloppe et du rotor dans le sens axial, n'est pas sans importance :

Ils doivent être fixés dans leur position relative et par rapport aux paliers de façon à ce que toutes leur dilatation dans le sens axial et dans le sens radial se fasse en concordance.

Les paliers porteurs sont au nombre de 4 ( 2 pour le rotor HP et 2 pour MP et BP ), du type à coussinets lisses avec revêtement antifriction, graissage par circulation d'huile sous pression.

Il sont constitués par deux demi-coussinets en bronze fixés respectivement aux demi-cages supérieures et inférieures.

On a alors, choisi une plaque d'appui approprié pouvant faciliter le glissement des pattes sur le support de paliers.

On prévoit la possibilité d'une légère dilatation transversale pour guider cette dernière.

La cage inférieure provient originalement de coulée avec le demi-stator, la cage supérieure par joint, celui des demi-coussinets.

### 32. Palier de butée

Palier de butée a pour but :

- de régler et maintenir constamment la position du rotor par rapport au stator.

- d'absorber la poussée longitudinale qui pourrait encore subsister, malgré les systèmes d'équilibrage dynamique (à réaction). [5]

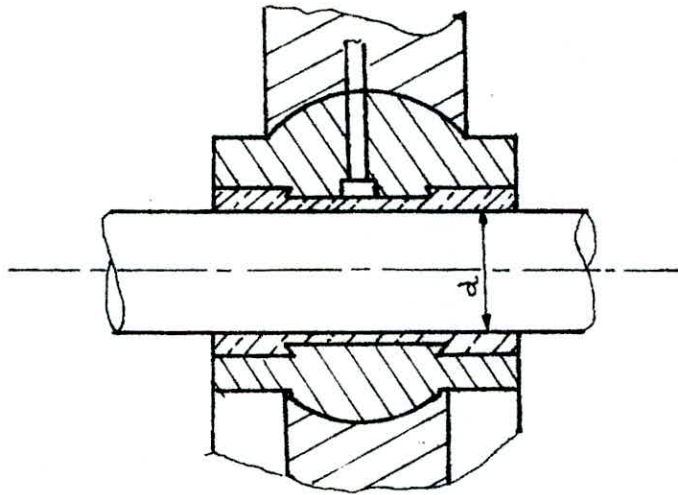
Il permet un léger déplacement axial au rotor, appelé jeu de graissage ou "jeu de butée".

La poussée axiale (faible dans les turbines à action) est équilibrée par des paliers du type " MICHELL ".

Le palier à butée se compose d'un collit, venu de forge avec l'arbre s'appuyant sur des bagues en bronze rigide. Le collit est mobile, les pattins fixes.

Pour éviter l'usure rapide du collit de l'arbre et son éventuel grippage en cas de manque d'huile, les patins, plus facilement remplaçables, seront antifrictionnés sur leur surface de contact.

32. CALCUL DE PALIER



32.1. Calcul du diamètre de (l'arbre un) pour le positionnement du palier

Moment idéal :

$$M_i = ( M_{f \max}^2 + M_k^2 )^{\frac{1}{2}} \quad [10]$$

Moment fléchissant Maximal :

$$M_{f \max} = 7600 \text{ N.m}$$

Moment de torsion :

$$M_k = 2867,9 \text{ N.m}$$

$$M_i = 8123,10 \text{ N.m}$$

Module d'inertie axiale :

$$\frac{I}{V} = \frac{\pi d^3}{32} \quad [11]$$

Module d'inertie polaire :

$$\frac{I_0}{V} = \frac{\pi d_1^3}{16} \quad [11]$$

Contrainte idéale :

$$\sigma_i \geq (\sigma_f^2 + 4\sigma_e^2)^{\frac{1}{2}} \quad [10]$$
$$\sigma_i = 550 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_i \geq \left[ \frac{M_{f \text{ max}}^2}{\left(\frac{\pi d_1^3}{32}\right)^2} + 4 \frac{M_k^2}{\left(\frac{\pi d_1^3}{16}\right)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad [10]$$

d'où

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 16 \cdot M_i}{\pi \cdot \sigma_i}}$$
$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 16 \cdot 8,1231 \cdot 10^3}{\pi \cdot 550 \cdot 10^3}} = 150,5 \text{ mm}$$

$d_1 = 151 \text{ mm}$  , diamètre normalisé

3.2.2. Calcul du diamètre de l'arbre deux pour le positionnement du palier

$$M_{f \text{ max}} = 9519,6 \text{ N.m}$$

$$M_k = 1780 \text{ N.m}$$

$$M_i = (\frac{M_{f \text{ max}}^2}{\pi} + \frac{M_k^2}{\pi})^{\frac{1}{2}} = 9684,58 \text{ N.m}$$



$$\sigma_i = 550 \text{ daN/cm}^2$$

$$d_2 \gg \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 16 \cdot M_i}{\pi \cdot \sigma_i}}$$

$$d_2 \gg \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 16 \cdot 9,68458 \cdot 10^3}{\pi \cdot 550 \cdot 10^3}} = 179 \text{ mm}$$

$$d_2 = 180 \text{ mm , diamètre normalisé}$$

## 4. ORGANE D'ÉTANCHEITÉ

Les dispositifs d'étanchéité étudiés ici sont ceux destinés à lutter contre les fuites de vapeur tant internes qu'externes.

Les fuites internes apparaissent, pour les turbines à actions au niveau du joint des diaphragmes et du rotor.

Les fuites externes se produisent aux deux extrémités du rotor de chaque corps de la turbine.

## 4.1. RÉDUCTION DES FUITES EXTERNES

Il existe trois principaux types de garniture d'étanchéité que l'on désigne généralement sous le nom de garniture à labyrinthes, hydraulique et à bague de carbone, le premier et de loin le plus courant en raison de sa simplicité et efficacité. [8]

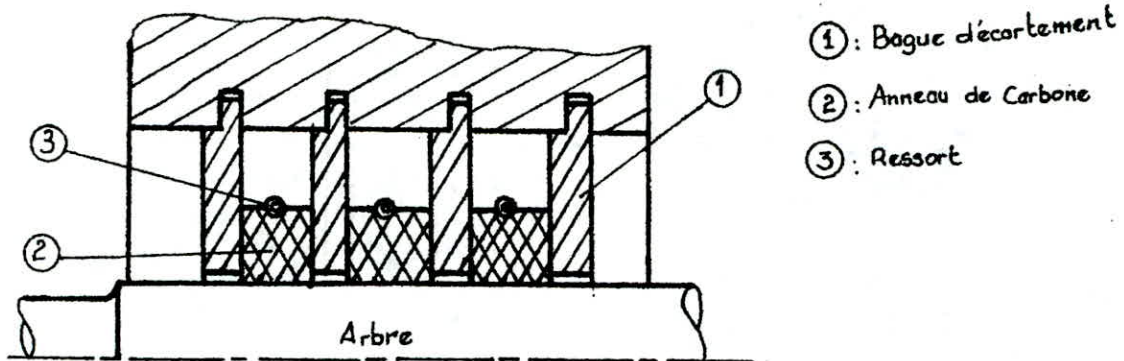
## 4.1.1. Système à labyrinthes

L'étanchéité à la sortie de l'arbre est réalisée par une boîte étanche comportant deux parties. L'une longue assure l'étanchéité entre l'intérieur de la turbine et une chambre annulaire dans laquelle la pression de la vapeur est légèrement supérieure à la pression atmosphérique, [9] l'autre plus courte assure l'étanchéité entre cette chambre annulaire et l'extérieur. (fig 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12)

## 4.1.2. Système à bague de carbone

Dans ce système l'étanchéité est assurée par une série de garnitures en carbone frottant sur l'arbre. Chaque garniture est composée de trois secteurs maintenus par un ressort en acier inoxydable. [2]

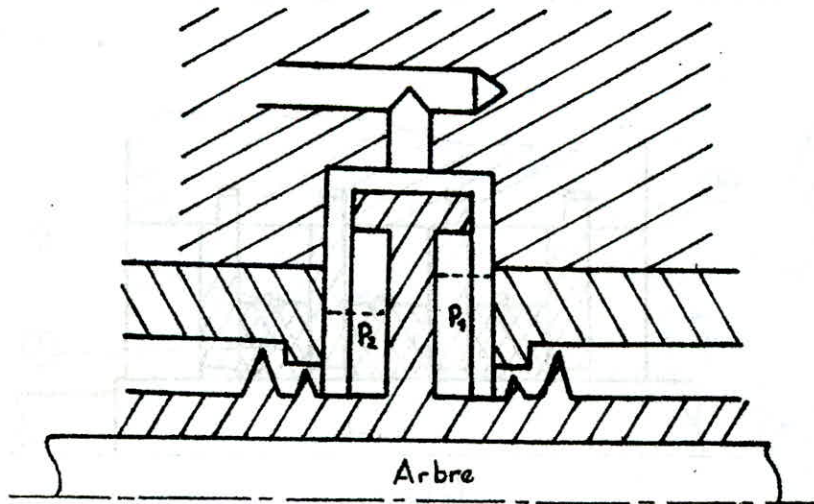
Elle est logée dans une chambre en bronze rapportée sur le fond de la turbine.



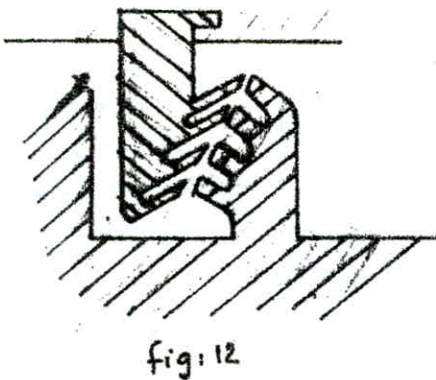
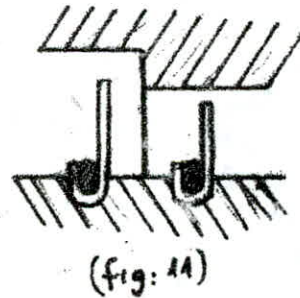
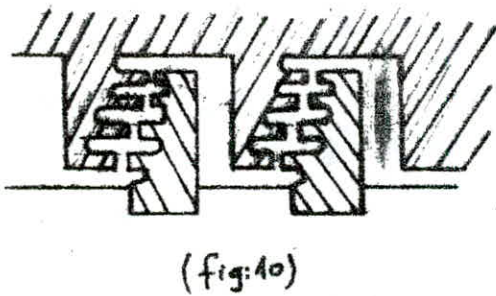
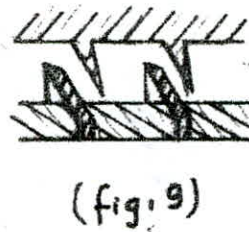
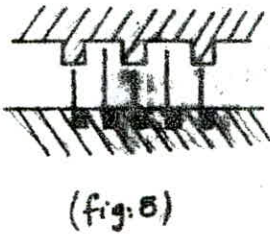
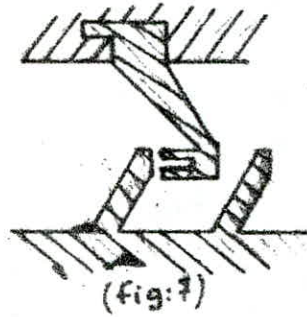
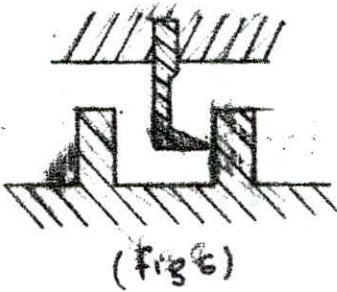
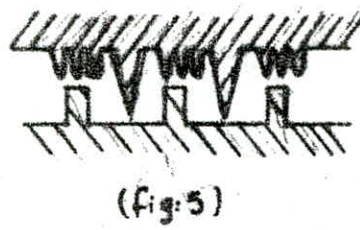
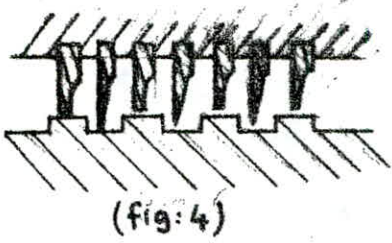
(fig 13)

#### 4.13. Système hydraulique

Ce système se rencontre sur les turbines, son principe consiste à assurer l'étanchéité par un anneau d'eau. Un disque claveté sur l'arbre est muni d'aubes inclinées tourne dans une clavité partiellement remplie d'eau. L'eau est plaquée à la périphérie par la force centrifuge, et forme un anneau étanche.



(fig 14)



- fig: 4: système A.E.G
- fig: 5: système ALSTHOM
- fig: 6: système Parsons (ancienne construction)
- fig: 7: système Parsons (nouvelle construction)
- fig: 8: système Westinghouse
- fig: 9: système (Brown Boverie)
- fig: 10: système Bron
- fig: 11: système ALLISCHALMES
- fig: 12: système Metro - VICKERS

Les formes de Labyrinthes

#### 4.2 REDUCTION DES FUITES INTERNES

.Joints à labyrinthe des diaphragmes

Ces joints sont réalisés par des procédés très variables.

Les barrages sont portés uniquement par le diaphragme quoique leurs dispositions peuvent être très variées.

Le plus souvent on ménage des cannelures sur l'arbre de manière à avoir une plus grande sécurité de fonctionnement.

Les dispositifs peuvent être à jeux radiaux ou à jeux axiaux ou simultanément à jeux radial et axial.

Les dispositifs à jeux radiaux sont les plus employés car les jeux radiaux conservent une valeur à peu près constante tandis que les jeux axiaux peuvent varier beaucoup en raison des dilatations inégales du rotor et du stator. [2]

## 5. CALCUL DES FUITES PAR GARNITURE D'ETANCHEITE

Nous avons besoin de calculer la puissance critique

$$P_c = \frac{0,85 \cdot P_1}{\sqrt{Z + 1,5}} \quad [9]$$

- Si la pression  $P_c < P_2$ , le débit de fuite par le labyrinthe sera donné par la 1ère formule de STODOLA [9]

$$\overline{G}_+ = S_f \sqrt{\frac{9 (P_1^2 - P_2^2) \cdot 10^4}{Z_1 P_1 \cdot V_1}} \quad (\text{Kg / sec})$$

- Si  $P_c > P_2$ , le débit de fuite par labyrinthe sera donné par la 2ème formule de STODOLA [9]

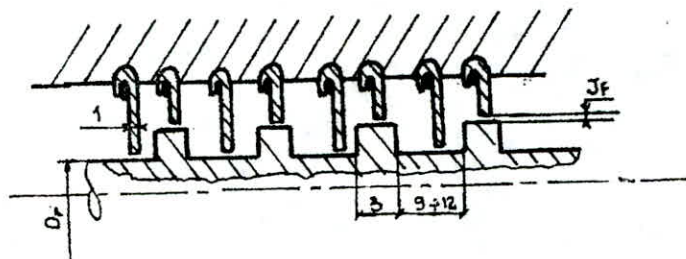
$$\overline{G}_+ = S_f \sqrt{\frac{9 \cdot P_1 \cdot 10^4}{(Z + 1,5) V_1}} \quad (\text{Kg / sec})$$

Avec

$$S_f = \frac{\pi (D_r + 2 J_f)^2}{4} - \frac{\pi D_r^2}{4}$$

$$S_f = \pi \cdot D_r \cdot J_f + \pi J_f^2 \quad \pi J_f^2 \ll D_r \cdot \pi \cdot J_f$$

$$S_f = \pi \cdot D_r \cdot J_f \quad J_f = 0,3 \div 0,6 \text{ mm}$$



- $S_f$  = Surface de fuite (  $m^2$  )
- $D_r$  = Diamètre du rotor ( m )
- $J_f$  = Jeu de fuites ( m )
- $P_1$  = Pression d'entrée dans la garniture ( bar )
- $P_2$  = Pression de sortie de la garniture ( bar )
- $Z$  = Nombre de labyrinthes
- $P_c$  = Pression critique ( bar )
- $V_1$  = Volume spécifique (  $m^3 / Kg$  )
- $g$  =  $9,81 \text{ m/s}^2$

APPLICATION NUMERIQUE

Corps H P I

$D = 136 \text{ mm}$  ( déterminé par le dessin )

$S = 3,14 \cdot 136 \cdot 0,35 = 149,5 \text{ mm}^2$

$S = 0,1495 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$

$P_1 = 11,57 \text{ bar}$

$V_1 = 0,2586 \text{ m}^3/\text{kg}$

$Z = 35$  labyrinthes (adoptés)

$P_c = \frac{0,85 \cdot 11,57}{\sqrt{35 + 1,5}} = 1,63 < 2,3 \text{ bar}$

donc nous appliquons la 1ère formule de STODOLA

$G_f = 0,1495 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{9,81 (11,57^2 - 2,3^2) \cdot 10^4}{35 \cdot 11,57 \cdot 0,2586}} = 0,05180 \text{ kg/s}$

APPLICATION NUMERIQUE

Corps H P I

Corps H P II

$$D = 232 \text{ mm}$$

$$S = 3,14 \cdot 2,32 \cdot 0,35 = 225,09 \text{ mm}^2$$

$$S = 0,225 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$P_1 = 2,3 \text{ bar}$$

$$V_1 = 1,099 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$Z_1 = 30 \text{ labyrinthes (adoptés)}$$

$$P_c = \frac{0,85 \cdot 2,3}{\sqrt{30 + 1,5}} = 0,348 \text{ bar} \quad 1,1 \text{ bar}$$

donc nous appliquons la 1ère formule de STODOLA

$$G_f = 0,225 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{9,81(2,3^2 - 1,1^2) \cdot 10^4}{30 \cdot 2,3 \cdot 1,099}} = 0,016 \text{ kg/s}$$

Corps H P II

$$D = 232 \text{ mm}$$

$$S = 3,14 \cdot 2,32 \cdot 0,35 = 225,09 \text{ mm}^2$$

$$S = 0,225 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$P_1 = 2,3 \text{ bar}$$

$$V_1 = 1,099 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$Z_1 = 30 \text{ labyrinthes (adoptés)}$$

$$P_c = \frac{0,85 \cdot 2,3}{\sqrt{30 + 1,5}} = 0,348 \text{ bar} \quad 1,1 \text{ bar}$$



Corps B P

D = 224 mm

S = 3,14 . 224 . 0,35 = 246,3 mm<sup>2</sup>

S = 0,2463 . 10<sup>-3</sup> m<sup>2</sup>

P<sub>1</sub> = 0,25 b

V<sub>1</sub> = 6,7 m<sup>3</sup>/kg

Z = 30 labyrinthes ( adoptés )

P<sub>c</sub> =  $\frac{0,85 \cdot 0,25}{\sqrt{30 + 1,5}}$  = 0,0212 bar / 1,1 bar

Donc nous appliquons la première formule de STODOLA

G<sub>f</sub> = 0,2463 . 10<sup>-3</sup>  $\sqrt{\frac{9,81 (0,0212^2 - 1,1^2) \cdot 10^4}{30 \cdot 0,0212 \cdot 6,7}}$  = 0,0411 kg/s

N.B /

Ces pertes seront récupérées par la chaudière et renvoyées vers la turbine où l'on trouve un obstacle de régulation qui nous donne la quantité de vapeur voulue.

## D I S T R I B U T E U R S E T A I L E T A G É M O B I L E

## 1 . T U Y E R E S E T A U B A G E S

Dans les turbines à action les canaux fixes sont de deux types :

- Les tuyères ou distributeurs qui causent la détente de vapeur.
- Les canaux redresseurs qui n'existent que dans les étages de vitesse et dont le rôle est de dévier le jet sans modifier la pression.

Les canaux mobiles ne donnant pas lieu à une détente, deviennent le jet de vapeur en produisant une poussée motrice sur les ailettes.

Les distributeurs sont disposés dans les diaphragmes à l'exception des distributeurs d'entrée qui sont placés dans une couronne fixée sur le stator près du tore d'admission.

Les ailettes fixes, limitant les canaux redresseurs, sont le plus souvent maintenues en place contre le stator par une pièce liée au fond de la turbine ou à un diaphragme voisin.

## 1.1\_ T U Y E R E S D ' E N T R E E

Ces tuyères peuvent être convergentes ou convergentes-divergentes. Pour les réaliser il existe différents modes d'usinage.

Dans notre étude on propose d'utiliser le taillage sans la couronne interne pour obtenir les conduites de forme désirées. La limitation latérale des conduites est assurée par vissage d'une couronne externe. On utilise aussi l'acier Mn 70n ( C 0.35 Mn 2 ) pour des paramètres initiaux de vapeur pas très élevés. [6]

## 1.2<sup>1</sup> DISTRIBUTEURS

Les distributeurs sont logés dans la périphérie des diaphragmes. Ils sont presque toujours convergents.

### Métal des Distributeurs

Dans les parties HP le métal doit présenter une bonne résistance à la chaleur et à l'érosion conjointement. On utilise alors :

- l'acier au manganèse ( C = 0.35 ; Mn = 2 ) [2]

Dans le domaine B.P composition du métal suit les températures de la vapeur telle que :

- l'acier à 14 % de Cr [2]

## 1.3 AILETAGE MOBILE

Les ailettes mobiles sont fixées sur les disques. La position relative de deux ailettes voisines est repérée exactement par adéquats.

Ces ailettes doivent être suffisamment résistantes pour les vitesses circonférentielles réutilisées.

On peut distinguer trois parties : (fig 15)

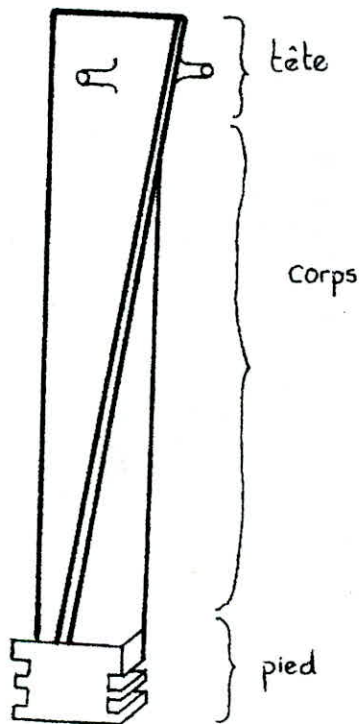
- le pied qui assure la liaison avec le disque.
- le corps qui reçoit l'action du fluide :
- la tête généralement reliée aux ailettes voisines pour diminuer les vibrations.

Les formes et les dispositions adaptées résultent d'un compromis entre les exigences de la résistance des matériaux et celles de la thermodynamique.

En particulier le tracé des ailettes basses pression, fortement sollicitées par l'action de la vapeur et des forces centrifuges, est particulière-

ment délicat.

Les profils d'ailettes sont relativement peu variables d'un constructeur à l'autre mais les dispositifs de fixations sont extrêmement variés.



( Fig 15 )

### 13.1. Modes de fabrication des aubages mobiles

Il existe plusieurs procédés de fabrication d'ailettes.  
Les procédés habituellement utilisés sont les suivants :

\* ailettes usinées dans la masse ( ailettes courtes ou moyennes )  
où les différents stades de fabrication se suivent : [8]

- à partir de barreaux bruts, on fait l'ébauche par laminage. ( fig )

- fraisage du pied de l'ailette et simultanément des deux faces à l'aide de fraises de forme. ( fig )

~~retrec~~ - Le corps de l'ailette avec une fraise cylindrique simple. ( fig )

- La courbure concave du pied est taillée puis finie. ( fig )

- Taillage du côté concave de l'aile, finition. ( fig )

- Le côté concave est arrondi. ( fig )

- Le dos du pied est taillé. ( fig )

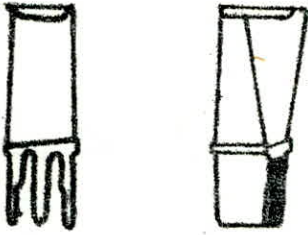
- Le dos de l'aile de l'aube est taillé, puis fini. ( fig )

- Le dos est arrondi avec une fraise de forme. ( fig )

- L'aube finie est calibrée. ( fig )

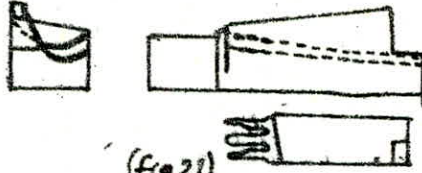
\* ailettes provenant de barres d'acier étirées au profil prévu, avec le pied formé par refoulement à froid ( ailettes courtes et moyennes, turbine à réaction ) [9]

\* ailettes découpées dans de la tôle, contrées et affutées aux arêtes ( aubage de turbine à action de puissance réduite ). [9]



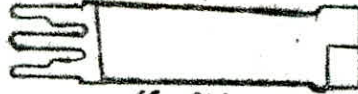
(Fig 19)

- sciage à longueur
- fraisage de faces latérales 2 opérations
- rectification des 3 faces 2 opérations



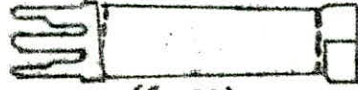
(Fig 21)

- fraisage de finition

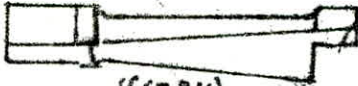


(Fig 22)

- fraisage des pentes côté entrée



(Fig 23)



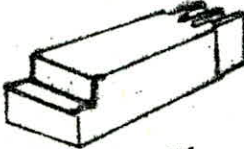
(Fig 24)

- fraisage du dos de lalette



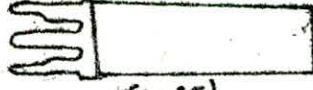
(Fig 25)

- fraisage de l'enfoucement 3 opérations



(Fig 26)

- fraisage en écartement côté talon



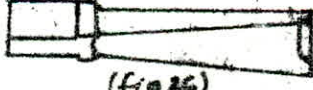
(Fig 27)

- sciage au talon



(Fig 28)

- fraisage ébaucho de la cunette



(Fig 29)

- fraisage des et conicité

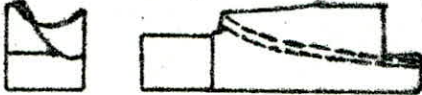
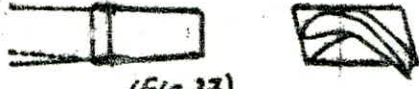


fig 20

- fraisage de la cunette



(Fig 27)

### Méthode d'usinage d'une soude

### 1.3.2 Mode de fixation

Les systèmes de fixation sont extrêmement nombreux et variés. Les principaux systèmes de montage sont les suivants : [9]

- Fixation par queue d'arronde simple, câble intermédiaire, encoche de montage et pièce terminale rivetée ( systèmes Oerlikon , Brown-Boveri, A.EG ) ( fig 29 )
- Montage Rateau par enfourchement et rivetage. ( fig 30 )
- Fixation par système de queues d'arondes multiples, sans pièce intercalaire ( grande puissance ) ( fig 31 )
- Fixation par le système verrou constitué d'un coin et d'un cavalier en acier maléable, (système Allgemeine Electricitats Gasellschaft. ( fig 32 )
- Fixation des ailettes à réaction ( BBC ) introduite par pivotement ainsi que les pièces intercalaires, l'ailette est maintenue par le bourrelet du pied. ( fig 33 )

### 1.3.3. Mode de liaison En tête

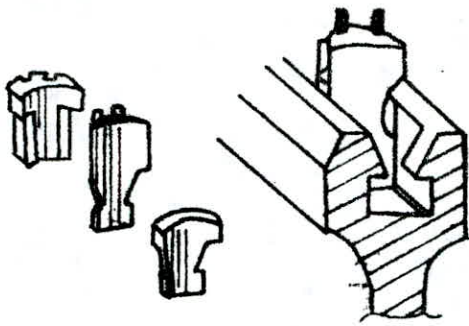
La liaison en tête est indispensable pour limiter l'amplitude des vibrations. Les systèmes de liaison sont les suivants : [2]

- Liaison par talon avec serrage initial par bossage. ( fig 34 )
- Liaison par bossages venus de forge avec l'ailette ( fig 35 )

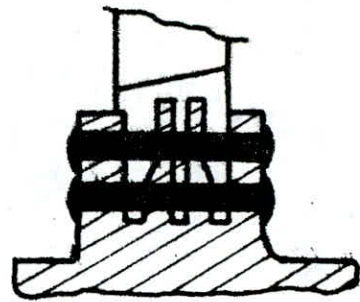
- l'ensemble est formée de trois à dix ailettes attachées solidairement par rivets. (fig 36)

- Liaison au moyen d'un fil passant librement par des trous percés dans le corps des ailettes. (fig 37)

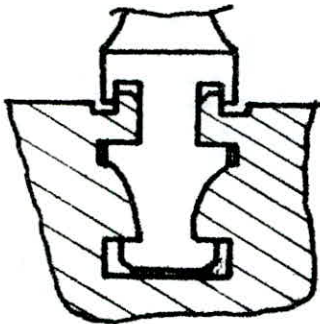




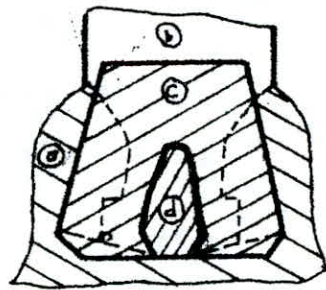
Montage des ailettes (Oerlikon)  
(fig: 29)



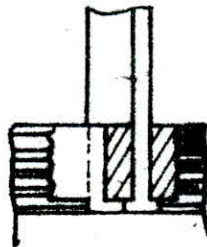
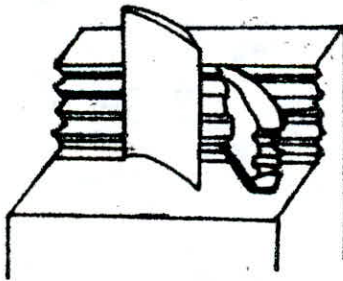
Montage des ailettes (Rateau)  
(fig: 30)



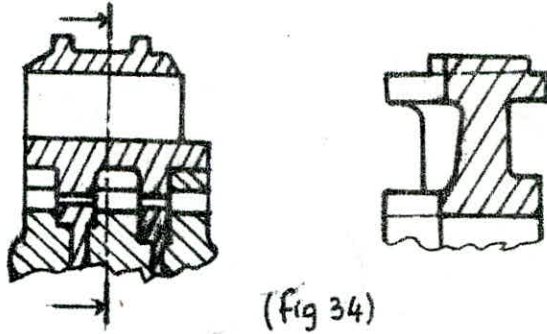
Montage des ailettes à réaction (Westinghouse).  
(fig: 31)



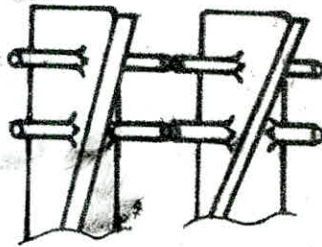
Montage des ailettes mobile (ALLEGREINE)  
(fig: 32)



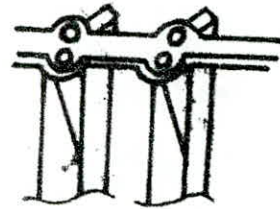
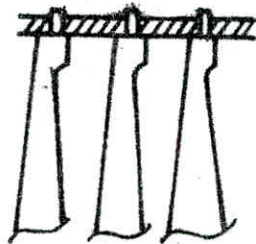
Montage des etages à réaction  
(fig 33)



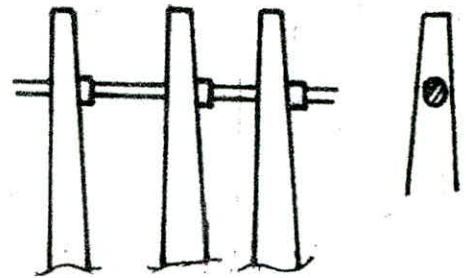
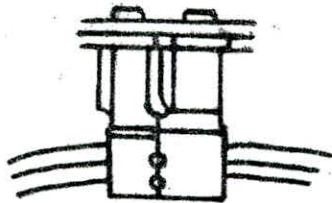
(fig 34)



(fig 35)



(fig 36)



(fig 37)

1.4. TRACE DU PROFIL DES AUBAGES MOBILES (à action) PAR LA  
METHODE "STODOLA" (fig 38)

- Caractéristique des aubes

$\beta_1$  ;  $\beta_2$  : angle ; largeur B (m) ;

pas : t ( mm )

rayon de courbure R ( mm )

\* La face concave AB ou  $A_1B_1$  est circulaire de  
rayon  $R_0$ .

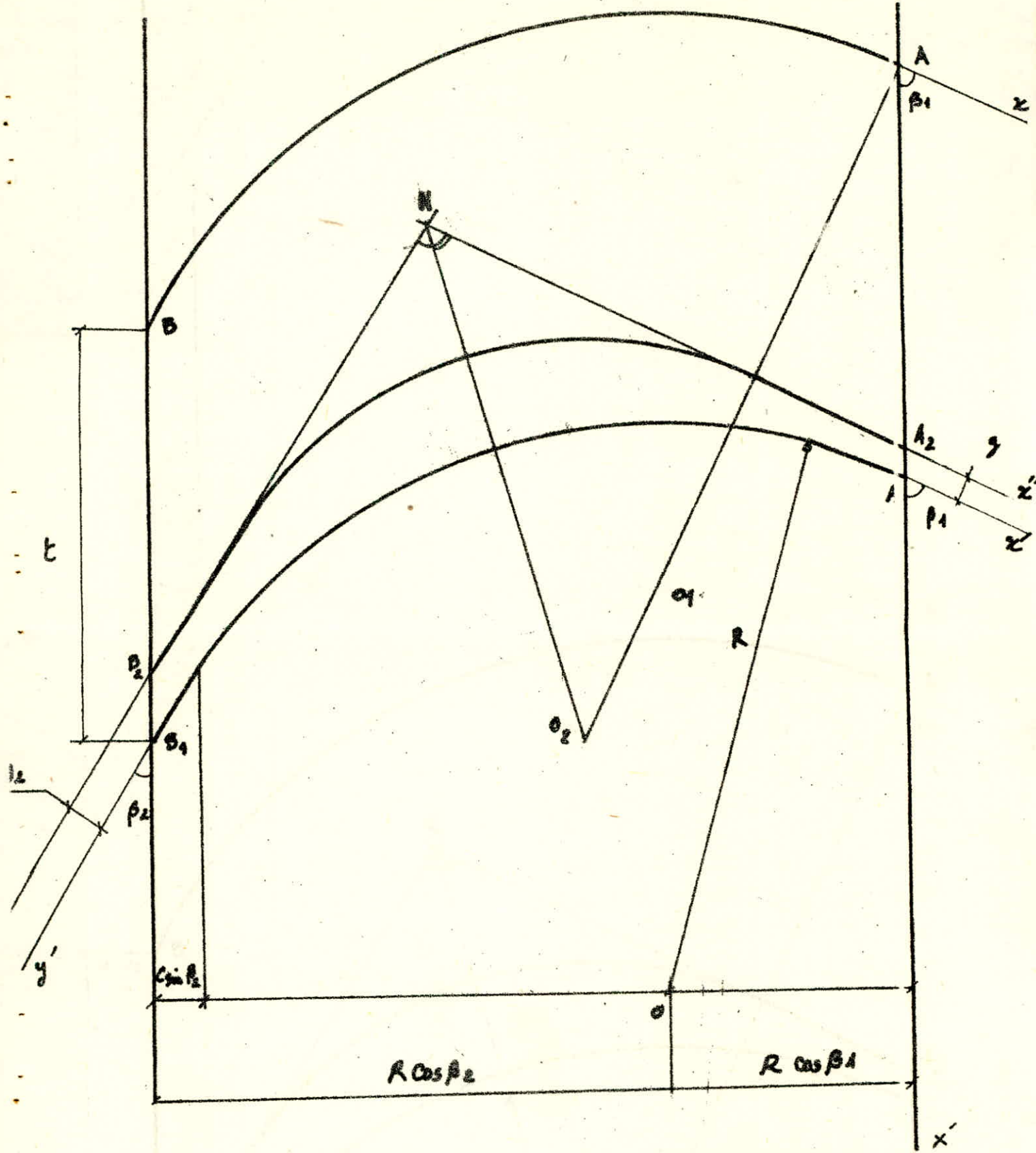
\* A étant choisi, on construit  $A_x$  faisant un angle  
 $\beta_1$  avec la face  $xx'$ . On place le centre  $O_1$  sur la perpendiculaire de  
 $xx'$  et de distance  $R \cdot \cos \beta_1$  ( $O_1 A = R$ )

\* de  $O_1$  comme centre on trace l'arc de cercle de rayon  
R, on détermine ainsi le point B.

\* On porte  $AA_g = BB_1$  égal au pas de l'aubage, l'arc  
 $A_1B_1$  similaire à AB ; sera la face concave de l'aube suivante.

\* On construit en  $A_1$  et  $B_1$  les angles  $\beta_1$  et  $\beta_2$  et les  
parallèles aux côtés  $A_1 x'$  et  $B_1 y'$  distantes de celles-ci des épaisseurs  
 $g_1$  et  $g_2$  des extrémités de l'aube, on obtient les points  $A_2$  et  $B_2$  qui  
représentent les arêtes externes de la partie convexe.

\* Les droites  $A_2 x''$  et  $B_2 y''$  se coupent en N.  
La bissectrice de l'angle  $A_2 N B_2$  coupe la droite  $A_1 O_1$  en  $O_2$  que l'on  
prend comme centre du cercle tangent aux côtés  $A_2 x''$  et  $B_2 y''$ .



TRACE DU PROFIL DE L'AUBE MOBIL A ACTION  
(fig 38)

\* Les caractéristiques pour le tracé du profil de l'aube de la roue curtiss [voir PRO03]

$$\beta_1 = 22^\circ 9$$

$$g_1 = 0,5 \text{ mm} [9]$$

$$\beta_2 = 19^\circ 13$$

$$g_2 = 0,6 \text{ mm} [9]$$

$$B = 20 \text{ mm}$$

$$t = \frac{B}{2 \sin (\beta_1 + \beta_2)} [9]$$

$$t = \frac{20}{2 \sin (22,9 + 19,13)} = 14,9 \text{ mm}$$

$$C = (0,2 + 0,3) B [7]$$

$$C = 0,2 \cdot 20 = 4 \text{ mm}$$

$$G = 0,6 \cdot t [7]$$

$$G = 0,6 \cdot 14,9 = 8,94 \text{ mm}$$

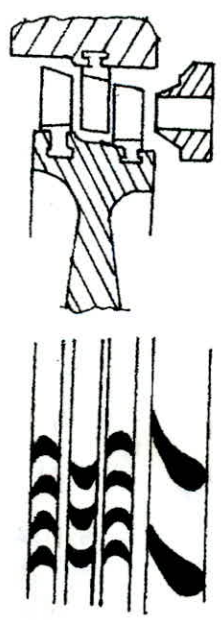
$$R = \frac{B}{\cos \beta_1 + \cos \beta_2} [9]$$

$$R = \frac{20}{\cos 22,9 + \cos 19,13} = 10,71 \text{ mm}$$

### 3.5 ROUE CURTISS

La roue curtiss est placée en tête d'une turbine pour réduire les pertes par frottement des disques contre la vapeur et réduire la haute température de vapeur aussi rapidement que possible pour limiter les déperditions calorifiques. Cependant le rendement de la roue curtiss reste [§] inférieur au rendement de l'équipage de 4 roues à action indépendantes. (fig 39)

L'emploi de la roue curtiss permet de réduire le poids et l'encombrement longitudinal et, par suite de réaliser une turbine à arbre plus court. Ce qui est un avantage du point de vue mécanique en raison de la réduction des causes de vibrations.



(fig 39)

### 3.6. PROTECTION DES AILETTES CONTRE L'EROSION

Dans les étages B. P du fait que l'on a de la vapeur humide ; on peut représenter, d'une façon simplifiée comme suit l'effet de l'écoulement irrégulier du mélange vapeur - eau :

Les gouttes naissant sont animées d'une vitesse inférieure à celle de la vapeur, de sorte qu'elles vont bombarder le dos des aubes mobiles dans la direction de leurs vitesses relatives.

La force centrifuge entraîne les gouttes d'eau vers la périphérie, à la tête des ailettes, le martèlement marque les ailettes en les rendant rugueuses. Une érosion plus ou moins forte et inévitable a alors lieu particulièrement au voisinage de la tête de l'ailette faisant qu'il faut purger l'eau aussi complètement que possible. [9]

Pour éviter d'avoir à remplacer les ailettes, lors des révisions de turbine, celles-ci possèdent des bandes de protection contre l'érosion faciles à changer.

## VI - R O T O R

On est amené à utiliser dans les étages à haute pression un rotor monobloc. En effet, les diamètres des étages étant petits, le rotor est forgé d'une seule pièce. Les disques des étages étant usinés dans la masse, font en sorte que les disques et l'arbre forment une seule pièce forgée. Cette configuration du rotor n'offre nulle part d'accumulation nuisible de la matière et s'équilibre rapidement avec les variations de température.

Ceci nous permet aussi d'obtenir un moindre écartement des étages, ce qui permet le raccourcissement de la distance entre paliers et aussi une réduction notable des dépenses d'usinage.

Par contre le rotor BP est constituée par des disques usinés à part, puis assemblés mécaniquement par clavetage. Les deux modes de construction possèdent évidemment chacune des avantages et des inconvénients les uns relatifs au rendement, les autres aux dépenses d'usinages.

[ Voir PROO4 ]



## 1. FIXATION DES DISQUES DU DEUXIEME CORPS (B.P) A L'ARBRE

La fixation des disques sur l'arbre en translation se fait par deux écrous S.K.F.

Tandis que la rotation se fait par clavettes sur chaque disque

- Dimensionnement des clavettes pour chaque disque

Sous l'effet du couple, les clavettes sont soumises à un effort de cisaillement, de ce fait les différentes sections des clavettes

$S = l \times c$  ( fig 40 ) doivent vérifier la condition de résistance au cisaillement tel que :

$$\tau \gg \frac{T}{n \cdot s \cdot r} \quad \text{ou } T \text{ est l'effort tranchant appliqué à chaque}$$

clavette, et qui est donnée par

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{P \times 30}{\Pi \times N} \quad \text{ou } N \text{ le nombre de tours par minute de l'arbre et } P \text{ la puissance de chaque trançon du disque.}$$

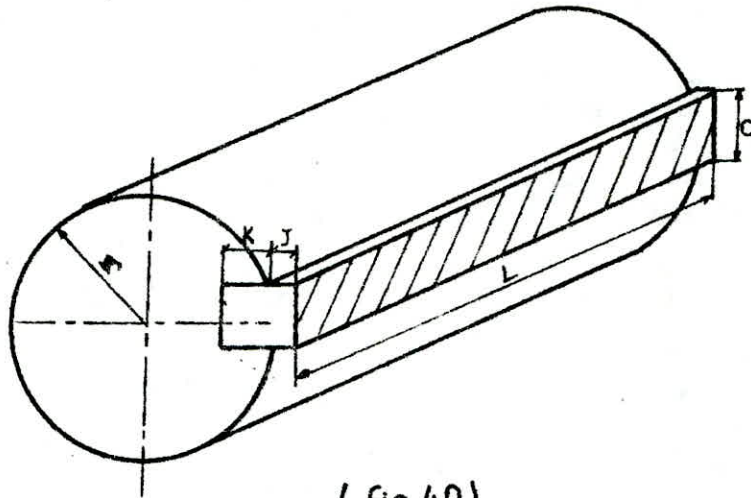
$$S \gg \frac{T}{n \cdot r \cdot \tau} = \frac{P \cdot 30}{\Pi \cdot N \cdot r \cdot n \cdot \tau}$$

Avec  $n$  le nombre de clavettes sur chaque diamètre et  $\tau$  est la résistance limite tangentielle qui dépendra du matériau constituant des clavettes.

Ce choix dépend des conditions de fonctionnement de chaque clavette.

Les clavettes placées entre l'arbre et la roue pour la construction, on a choisi [3] de l'acier 15 CNS 25 - 20 ; et un assemblage rigide afin d'éviter les phénomènes de choc.

La valeur de l'épaisseur et de la largeur ( fig 40 ) des clavettes est reliée par normalisation au diamètre de l'arbre ( tableau n° 11 ).



( fig 40 )

Valeur des clavettes

clavette	$r$ (mm)	$P$ (W)	$\tau$ (N/m <sup>2</sup> )	$n$	$S$ (cm <sup>2</sup> )	$C$ (mm)	$L$ (mm)	$K$ (mm)	$J$ (mm)
1	0,145	$454,96 \cdot 10^3$		6		50		30	20
2	0,141	$461,1 \cdot 10^3$		6		50		30	20
3	0,137	$483,15 \cdot 10^3$		4		50		30	20
4	0,133	$518,8 \cdot 10^3$		4		50		30	20
5	0,129	$543,21 \cdot 10^3$		4		50		30	20
6	0,125	$559,29 \cdot 10^3$		4		50		30	20

Tableau N° 11

# 3eme PARTIE

VII \* GRAISSAGE  
VII\* TUYAUTERIE  
IX \* ACCOUPLEMENT  
X \* ANCRAGE  
XI \* ASSURANCE QUALITE  
et CONTROLE

## VII . G R A I S S A G E

Etant donné la très grande vitesse de rotation de la turbine qui ne repose que sur deux paliers ( pour chaque arbre ), et le danger que présenterait l'affaissement d'un rotor ou son déplacement longitudinal, un graissage intensif et continu alors sérieusement étudié, s'impose. Ainsi; il faudra prévoir l'existence d'un coin d'huile entre les surfaces frottantes pour éviter tout contact métallique direct, source d'usure et d'échauffement. Sa disparition, soit par insuffisance de graissage, soit par montage défectueux, risque de compromettre la sécurité de l'appareil moteur, par affaissement des rotors ou déplacement longitudinal excessif qui auraient pour effet le contact des pièces mobiles avec les pièces fixes, et leur destruction rapide.

### 1 - C O N T R O L E D E G R A I S S A G E

Le contrôle du graissage est d'une importance capitale. On trouvera donc sur chaque palier.

- Un manomètre
- Un thermomètre qui indique la température de l'huile soit dans la chambre qui entoure les coussinets, soit dans une cavité extérieure, faisant corps avec le demi-coussinet inférieur où s'écoule l'huile qui a servi à la lubrification.

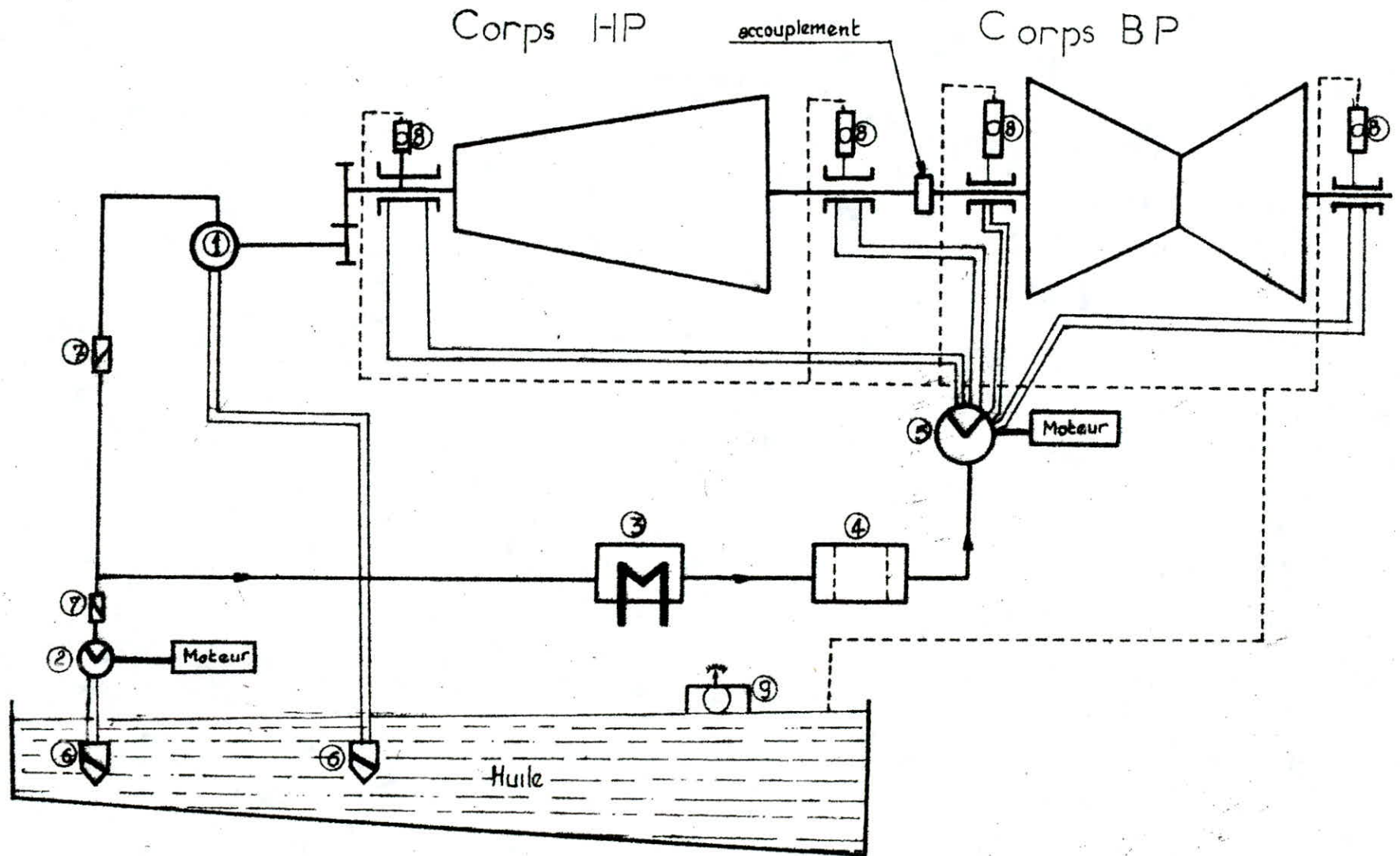
### 2 D I S T R I B U T I O N D ' H U I L E

La distribution d'huile de lubrification des éléments de la turbine travaillent à l'échauffement, est indiquée par la (fig 41 ).

## 2.1 Principe de fonctionnement

La pompe (1) entraînée par la turbine assure l'alimentation des paliers. L'huile passe par (3) pour se refroidir jusqu'à la température désirée et par (4) où elle sera filtrée. Elle se trouve ensuite détendue à la pression convenant au graissage par la pompe (5). Le lubrifiant, une fois introduit dans la partie basse du coussinet supérieur, s'écoule vers les extrémités où il se trouve drainé par deux rainures circulaires et un certain nombre de trous d'évacuation percés dans la partie basse du coussinet inférieur.

En plus de la pompe à huile principale, chaque turbine possède une autre pompe (2) qui fournit de l'huile pendant le démarrage et l'arrêt du groupe. (Voir fig 41)



Schema de distribution d'huile (fig 41)

- == : conduite d'aspiration .
- : huile de graissage .
- : huile haute-pression .
- : décharge d'huile .

① : pompe à huile principale ( pompe à engrenage ) entraînée directement par l'arbre de la turbine.  
Elle fournit l'huile de graissage durant la marche normale du groupe.

② : pompe auxiliaire, fournit l'huile de lubrification pendant le démarrage et l'arrêt du groupe (pompe à engrenages entraînée par un moteur à courant alternatif.

④ : filtre à l'huile .

③ : réfrigérant d'huile.

⑤ : pompe haute pression, entraînée par un moteur à courant alternatif.

⑥ : panier d'aspiration.

⑦ : clapet non retour .

⑧ : regard d'huile .

⑨ : indicateur de niveau.



## VIII TUYAUTERIES

Les conduites de la vapeur sont formées de tuyaux en cuivre. On les fabrique par étirage. Ils s'oxydent peu au contact de la vapeur et supportent bien les différences de température.

Calcul des diamètres de la tuyauterie de conduite pour deuxième corps

Le débit de vapeur maintenu constant, on utilise deux conduites de même diamètre pour l'évacuer du premier corps vers le deuxième corps.

$$\frac{Q_{total}}{2} = \rho \cdot S \cdot V \quad [6]$$

$$S = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{Q_{total}}{2 \cdot \rho \cdot V}$$

$$d = \sqrt{\frac{Q_{total} \cdot 2}{\rho \cdot V \cdot \pi}}$$

$$Q_{total} = 20,28 \text{ Kg/s}$$

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{1}{1,099} \text{ Kg/m}^3 \quad [tableur]$$

$$V = 70 + 100 \text{ m/s} \quad [3]$$

$$d = \sqrt{\frac{20,28 \cdot 2}{\frac{1}{1,099} \cdot 70 \cdot 3,14}} = 0,4503 \text{ m}$$

On évalue les pertes de la conduite pour le système ainsi choisi.

$$\Delta P = 4 \cdot f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 + 2 \cdot \xi \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2} \quad [10]$$

$$T = 250 \text{ } ^\circ\text{C} = 528 \text{ } ^\circ\text{K} \quad [\text{tableau n}^\circ 2]$$

$$P = 2,3 \text{ bar} \quad [\text{tableau n}^\circ 2]$$

Le nombre de mach :

$$M = \frac{V}{a} = \frac{V}{\sqrt{\gamma \cdot r \cdot T}} = 0,15$$

Pour  $M > 1 \Rightarrow 5 \cdot 10^{-3} > f > 3,9 \cdot 10^{-3}$  [ ] Ecoulement turbulent  
donc  $f = 5 \cdot 10^{-3}$

$$L = \quad (\text{donné par dessin})$$

$$\Delta P = 4 \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\quad}{0,4503} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{1,099} \cdot (70)^2 + 2 \cdot 1,3 \cdot \frac{\quad}{1,099} \cdot \frac{(70)^2}{2}$$

$$\Delta P = 4868,004 \text{ Pa} = 0,04868 \text{ bar.}$$

$$\frac{\Delta P}{P_1} = 0,021 = 2,1 \% \text{ perte admissible de la vapeur dans la conduite.}$$

2. Calcul du diamètre de la conduite de  
Soutirage

$$Q_{\text{sout}} = 5,29 \text{ kg/s}$$

$$\rho = \frac{1}{1,099} \text{ Kg/m}^3$$

$$P_{\text{sout}} = 2,3 \text{ bar}$$

$$T_{\text{sout}} = 200^\circ\text{C}$$

$$V = 70 + 100 \text{ m/s}$$

$$d_1 = \frac{Q_{s,4}}{\rho \cdot V \cdot \Pi} = \frac{5,29 \cdot 4 \cdot 1,099}{70 \cdot \Pi} = 0,32 \text{ m}$$

3<sup>es</sup> Calcul du diamètre de la conduite de  
Sortie de vapeur du corps (B.P) Vers le  
condenseur

$$Q_{\text{cond}} = 9,886 \quad (\text{Kg/s}) \quad [\text{tableau n}^\circ 4]$$

$$\rho = \frac{1}{4,55} \quad (\text{Kg/m}^3) \quad [\text{tableau n}^\circ 4]$$

$$P_{\text{cond}} = 90(\text{c}) \quad [\text{tableau n}^\circ 4]$$

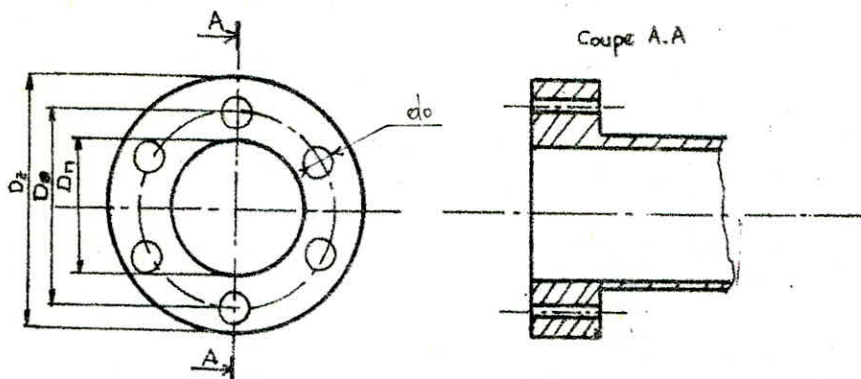
$$P_{\text{cond}} = 0,25(\text{bar}) \quad [\text{tableau n}^\circ 4]$$

$$V = 70 \div 100 \quad (\text{m/s})$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{Q_{\text{cond}} \cdot 4}{\rho \cdot V \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{9,886 \cdot 2}{\frac{1}{4,55} \cdot 70 \cdot \pi}} = 0,60 \text{ m}$$

N.B : On a deux conduites de sorties de vapeur du corps HP pour chaque partie, pour réduire le diamètre de la conduite.

- Les tuyaux seront dimensionnés comme l'indique la figure suivante.



(fig 42)

# Normalisation de tuyaux [ ]

	$D_1$ (mm)	$D_2$ (mm)	$D_o$ (mm)	$n$	$M$ (mm)	$d_o$ (mm)
	200	315	305	8	16	18
	225	340	335	8	16	18
	250	370	395	16	20	23
	300	435	495	16	20	23
*	350	485	445	16	20	23
	400	535	505	16	20	23
	450	590	550	16	20	23
*	500	640	600	16	20	23

Tableau N° 12

IX - A C C O U P L E M E N T

Parmi les formes principales d'accouplement qu'on rencontre : ( rigide, mobile, longitudinalement, élastique ). ( fig 43)

Les accouplements rigides sont les plus simples et donnent la meilleure satisfaction en service, ils sont exécutables en n'importe quelle grandeur et ne nécessitent aucune surveillance, étant donné la longévité illimitée des pièces qui les composent. Les boulons de fixation sont montés, ajustés, On doit les vérifier au cisaillement qui est la contrainte la plus dominante.

Le matériau est choisi suivant la vitesse périphérique par rapport au diamètre extérieur de l'accouplement.

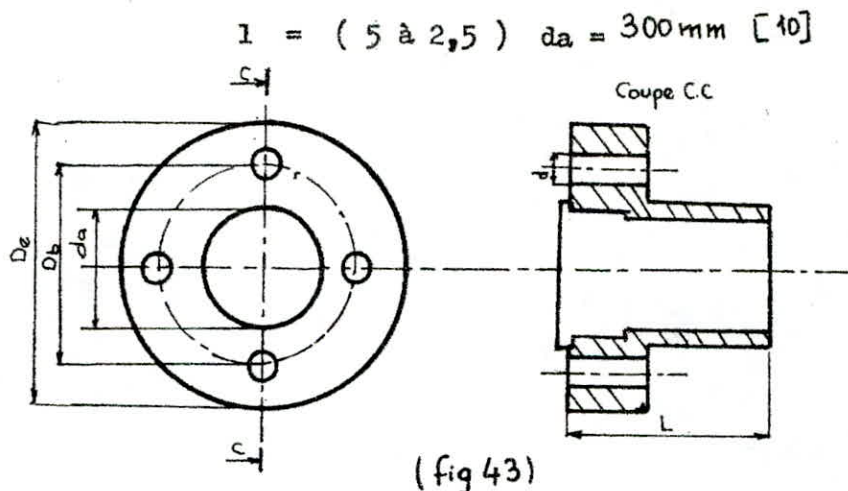
Si	U	30 m/s	_____	acier
	U	25 m/s	_____	fonte

La vitesse périphérique au niveau du diamètre maximum est pour notre cas :

$$U = \frac{\pi \cdot D_c \cdot N}{60} = \frac{\pi \cdot 400 \cdot 10^3 \cdot 3000}{60} = 62,831 \text{ m/s}$$

Le matériau choisi est donc l'acier.

- da = 100 mm
- Db = ( 4,5 à 2 ) da = 300 mm [10]
- Dc = ( 6,5 à 2,5 ) da = 400 mm [10]



La contrainte admissible de cisaillement est :

$$\tau_{\text{ad}} = 600 \text{ daN/cm}^2$$

La section soumise à l'effort de cisaillement sera calculée à l'aide de la formule suivante :

$$S = \frac{2 \cdot k \cdot c}{D_b \cdot z \cdot \tau_{\text{adm}}} [10]$$

$C$  = le couple transmis

$z$  = nombre de boulons

$k$  = coefficient dépendant du régime de fonctionnement de l'accouplement.

$$C = \frac{P}{\omega}$$

$$C = \frac{17,14 \cdot 10^6 \cdot 30}{\pi \cdot 3000} = 54558,3 \text{ N} \cdot \text{m} = 545,58 \cdot 10^3 \text{ daN} \cdot \text{cm}$$

$$S = \frac{\pi d^2}{4} \geq \sqrt{\frac{2 \cdot 4 \cdot c \cdot k}{\pi \cdot z \cdot D_b \cdot \tau_{\text{adm}}}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 1,2 \cdot 545,58 \cdot 10^3}{\pi \cdot 6 \cdot 30 \cdot 600}}$$

$$d \geq 3,929 \text{ cm}$$

d'où le diamètre normalisé :  $d = 40 \text{ mm}$

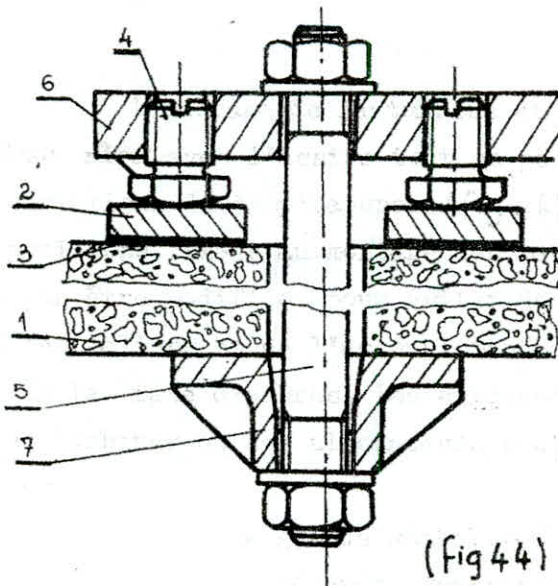
pour 6 boulons utilisés.

## X ANCRAGE SUR LA FONDATION

L'ancrage de la turbine et de l'alternateur doit assurer une liaison sûre avec l'assise tout en permettant la libre dilatation lors des variations de températures. (fig 44)

Les positions fixées au montage des machines entre-elles ne doivent toutefois pas être modifiées pour éviter des contraintes supplémentaires au niveau des paliers et de l'accouplement et assurer une marche sans vibration de la ligne d'arbres. Les exigences principales imposées à l'ancrage des turbines et des alternateurs sont les suivantes :

- grande stabilité.
- sécurité fonctionnelle et de service.
- montage et ajustage aisés.
- accès facile en cas de réajustages.



- ① : Fondation
- ② : Plaque de fondation
- ③ : Colle plastique
- ④ : Vis d'appui
- ⑤ : Tirant d'ancrage
- ⑥ : Plaque de base
- ⑦ : Plaque d'ancrage

(fig 44)

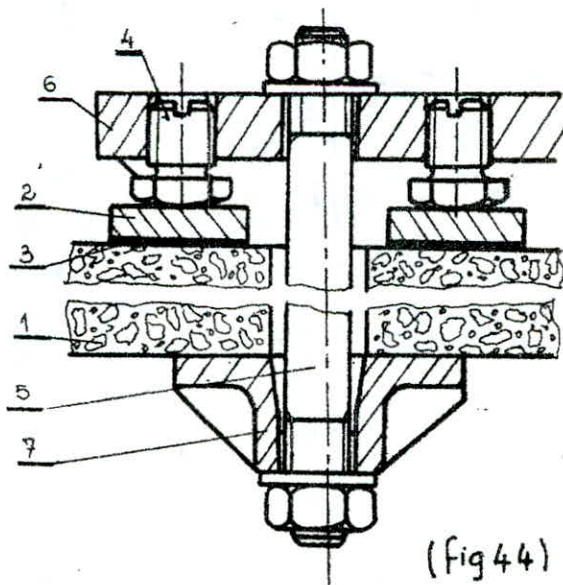


## X ANCRAGE SUR LA FONDATION

L'ancrage de la turbine et de l'alternateur doit assurer une liaison sûre avec l'assise tout en permettant la libre dilatation lors des variations de températures. (fig 44)

Les positions fixées au montage des machines entre-elles ne doivent toutefois pas être modifiées pour éviter des contraintes supplémentaires au niveau des paliers et de l'accouplement et assurer une marche sans vibration de la ligne d'arbres. Les exigences principales imposées à l'ancrage des turbines et des alternateurs sont les suivantes :

- grande stabilité.
- sécurité fonctionnelle et de service.
- montage et ajustage aisés.
- accès facile en cas de réajustages.



- ① : Fondation
- ② : Plaque de fondation
- ③ : colle plastique
- ④ : Vis d'appui
- ⑤ : Tirant d'ancrage
- ⑥ : Plaque de base
- ⑦ : Plaque d'ancrage

(fig 44)

## XI ASSURANCE - QUALITE ET CONTROLE

Toutes les composantes de la turbine sont soumises à divers contrôles en vue d'assurer la supervision et le maintien des normes de qualité :

### 1 - Essais des matériaux

Les matériaux utilisés pour les différents éléments de turbines sont contrôlés avant usinage.

Le contrôle porte aussi bien sur la composition chimique que sur les propriétés physiques et mécaniques.

Selon les exigences il est procédé aux examens suivants : [8]

- analyse chimique
- examen métallurgique ( structure cristalline )
- essais non destructifs tel que ultra-sons, Rayon X
- essais sur éprouvette ( traction, résilience, dureté)

### 2 - Contrôle de montage

Les contrôles faits durant le montage permettent la vérification des jeux nécessaires à la bonne marche de la turbine ainsi que le bon fonctionnement des appareils et des sous-ensembles.

### 3 - Essais en atelier

Les éléments importants pour la sécurité d'exploitation doivent être soumis pour vérification à des essais en atelier dans des conditions proches de celles de service.

Les rotors ailetés sont équilibrés statiquement et dynamiquement à vitesse nominale puis testés à 20 % de survitesse. [6]

## C O N C L U S I O N

Le travail qui a été fait n'a nullement l'intention de se vouloir d'être une étude complète.

Le but de ce projet c'était de faire un dessin d'ensemble d'une turbine à vapeur de 17.14 MW après étude thermodynamique et de structures.

Il ne met en relief qu'une rétrospective des difficultés et des contraintes imposées dans la construction des turbines à vapeur.

Il évoque les problèmes sans pour autant donner toujours les détails.

Plusieurs problèmes ont été passés en revue.

Cependant, nous notons que leurs résolutions impliquent des considérations d'ordre multiples, pas toujours faciles à affronter et demandant ainsi un temps assez long et une expérience dans le domaine assez poussée, à savoir :

Le calcul de l'économie en fonction des pertes hydrauliques, l'étude mécanique complète de tous les systèmes de liaison...

Pour aborder le côté pratique de l'étude, elle n'en demeure pas moins importante, et il ne serait pas opportun de rappeler que l'expérience joue un grand rôle dans toute conception de machine.

Aussi, notons avec toute réserve, que le présent projet tient lieu d'une étude se voulant d'être proche le plus possible d'une étude complète, chose qui est l'oeuvre d'ingénieurs spécialisés dans le domaine.

# **ANNEXE**

- 1 - Domaines d'application de turbines à vapeur de moyenne puissance**
- 2 - Cycle thermodynamique de la vapeur**
- 3 - Régulation**
- 4 - Définition**

## I - Domaines d'application des turbines à Condensation de moyenne puissance

### - Centrales de distribution d'énergie

La dimension optimale d'un turbo-alternateur est fonction, outre des besoins à ouvrir, du réseau de distribution existant.

### - Entraînement de Compresseurs

Les turbines, dont les vitesses de rotation se situent entre 3000 tr/min et 3600 tr/min, se prêtent particulièrement bien à l'entraînement direct de gros Compresseurs.

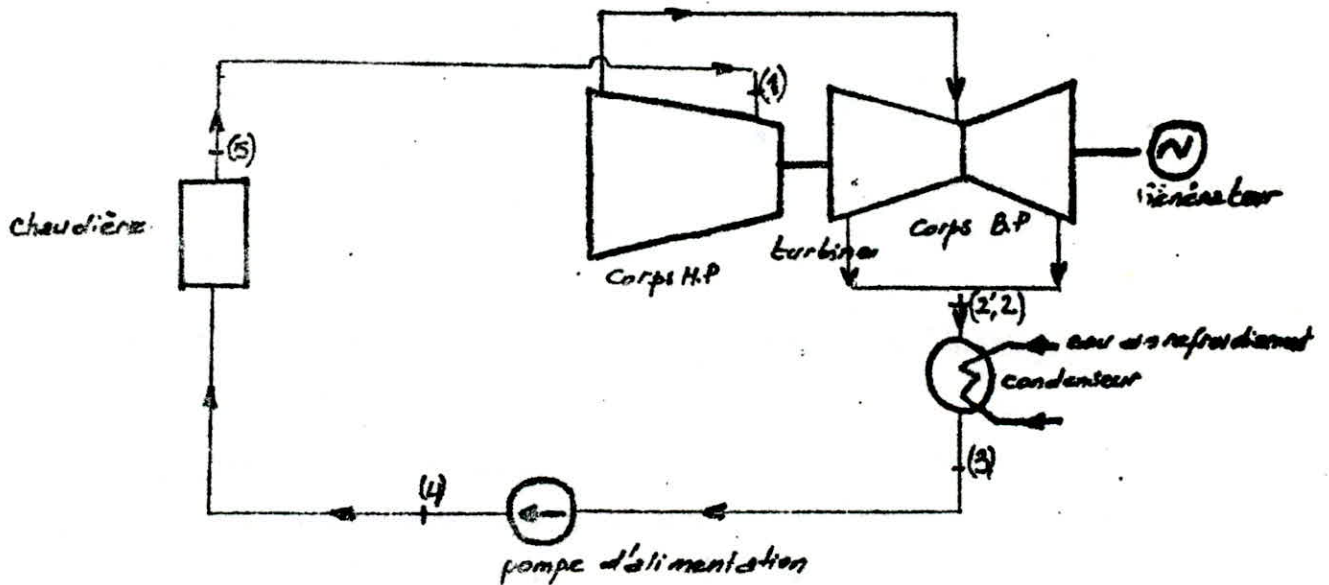
### - Centrales d'exploitation industrielle

Pour raison de sécurité d'exploitation de nombreuses industries se dotent d'une source d'énergie indépendante du réseau; l'énergie thermique y étant de surcroît souvent disponible, elle permet une propre production très rentable de courant électrique.

## 2- Cycle thermodynamique de la Vapeur.

Dans une centrale thermique l'eau refoulée par une pompe entre dans une chaudière où elle est vaporisée, ensuite injectée dans la turbine. Après détente cette vapeur passera dans le condenseur puis retourne dans la chaudière pour être de nouveau vaporisée. Elle décrit alors un cycle fermé.

Le cycle de base des machines à vapeur c'est le cycle de Rankin dont le schéma d'installation est le suivant :



- 1-2 : Détente réelle dans la turbine
- 1-2' : Détente adiabatique dans la turbine
- 2-3 : condensation isobare
- 3-4 : Refoulement adiabatique
- 4-5 : Echauffement isobare de l'eau

## 3. Régulation.

### - Généralités

Les vannes d'arrêt et les soupapes de réglage ferment sous l'influence de la pression de vapeur et de la force de ressort; elles ouvrent sous l'action de la pression d'huile des systèmes de régulation et de sécurité hydraulique qui travaillent d'après le principe à écoulement continu.

### - Système de sécurité

Le système de sécurité se compose de deux circuits et garantit un arrêt rapide de la turbine lors de l'apparition d'un régime de marche anormal. Une exécution double et indépendante des composants principaux du système est prévue, par exemple: dispositif de surveillance de la vitesse de rotation.....

### - système d'huile de régulation

Notre système éprouvé de réglage hydraulique garantit une exploitation optimale durant de nombreuses années.  
(Régulation de vitesse, de pression de vapeur vive et de puissance)

### - Contrôle

Pendant la marche de la turbine tous les systèmes de sécurité et dispositifs de surveillance peuvent être testés; pour les derniers nommés, s'il sont doublés, un des deux dispositifs reste en service durant la procédure de contrôle. En ce qui concerne les vannes d'arrêt un contrôle de levée partielle ou totale est possible même avec turbine en rotation.

## 4. Définition

### - Etage

Un étage de turbine comprend essentiellement une grille d'aubes mobile appelée rotor et une grille d'aubes fixes appelée stator. L'ensemble des grilles d'aubes mobiles permet l'échange du travail mécanique avec le fluide.

### - Grille d'aubes

Une grille d'aubes est un ensemble d'aubes identiques déduites les unes des autres par des déplacements géométrique égaux. Elles sont comprises entre deux plans parallèles et régulièrement espacés l'une de l'autre.

### - Aube

On appelle aube un obstacle à profil aérodynamique soigneusement conçu pour assurer un écoulement de vapeur capable de fournir un travail mécanique. Elles peuvent porter à leur extrémité un anneau en vue d'assurer l'étanchéité et d'amortir les vibrations.





# ibliographie

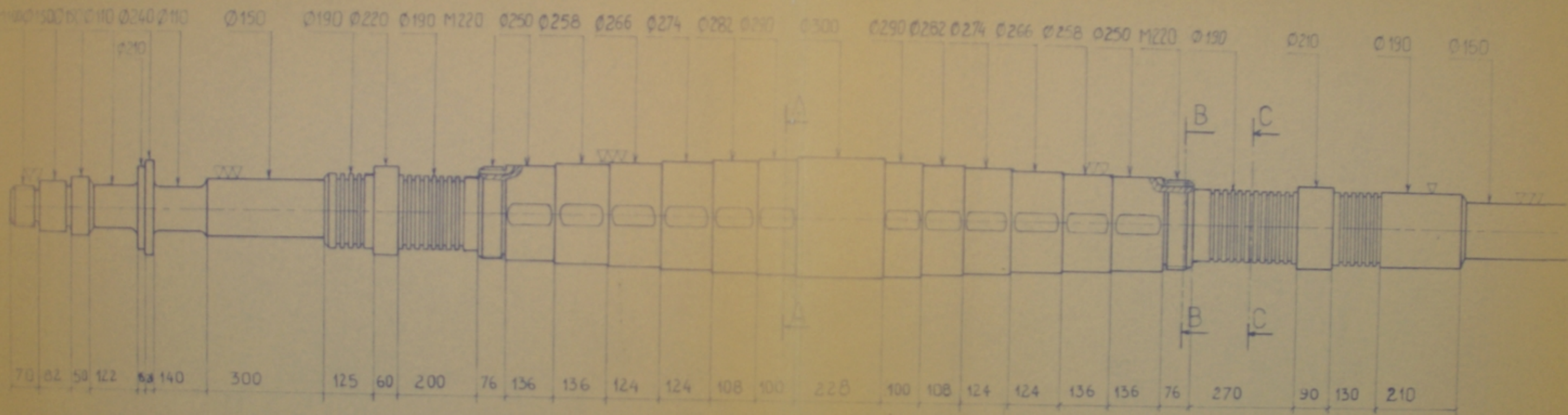
- (1) NOR BERT (M.)  
Aide memoire de l'élève dessinateur  
Edition la capitelle (Juin 1981)
- (2) BOISRAYON (A.)  
Cours de turbines.  
Paris (1967)
- (3) LEMASSON (G.)  
Element de construction a l'usage de l'ingenieur  
tome IX  
Edition Dunod, (Paris;1966)
- (4) CHERALIER (A.)  
Guide de dessin industriel.  
Edition Hachette, (Paris 1979).
- (5) WARSAWA (H.)  
Mechanik Poradnik Techniczny  
Tomé IV  
Edition warsawa; (1954).
- (6) BOVERI (B.)  
Revue sur les turbines (BBC).  
Suisse, (1977.78.80.82.84)

.../...

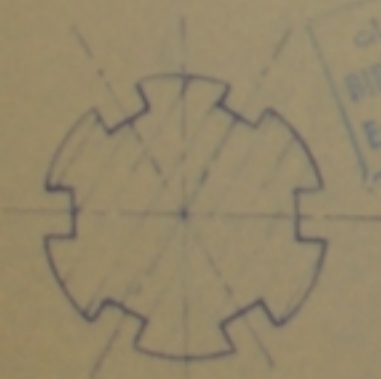
- (7) KRAFT (A.)  
Turbine à vapeur en exploitation  
Edition français dunod,(1956)
- (8) KRAFT (A.)  
Turbine à vapeur moderne  
Edition français dunod,(1957)
- (9) VIVIER (L.)  
Turbine à vapeur et a gaz  
Edition Albin Michel,(Paris 1965)
- (10) DOBRAVOLSKI (L.)  
Element de construction  
Edition Mir ; (Moscou,1971)
- (11) CHERIF (B.)  
Projet de fin d'étude, analyse de structure d'une  
turbine à vapeur  
E.N.P. Janvier 1988
- (12) AZOUG (B.)  
Projet de fin d'étude, étude énergétique d'une  
turbine à vapeur  
E.N.P. Janvier 1988.

المدرسة الوطنية للتكنولوجيا  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

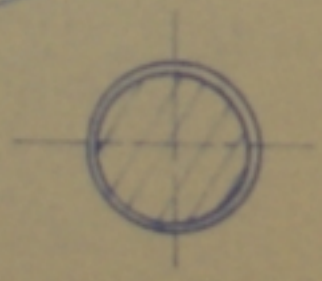
المدرسة الوطنية للتكنولوجيا  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique



Section AA



Section CC



Section BB



المدرسة الوطنية للتكنولوجيا  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

المدرسة الوطنية للتكنولوجيا  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

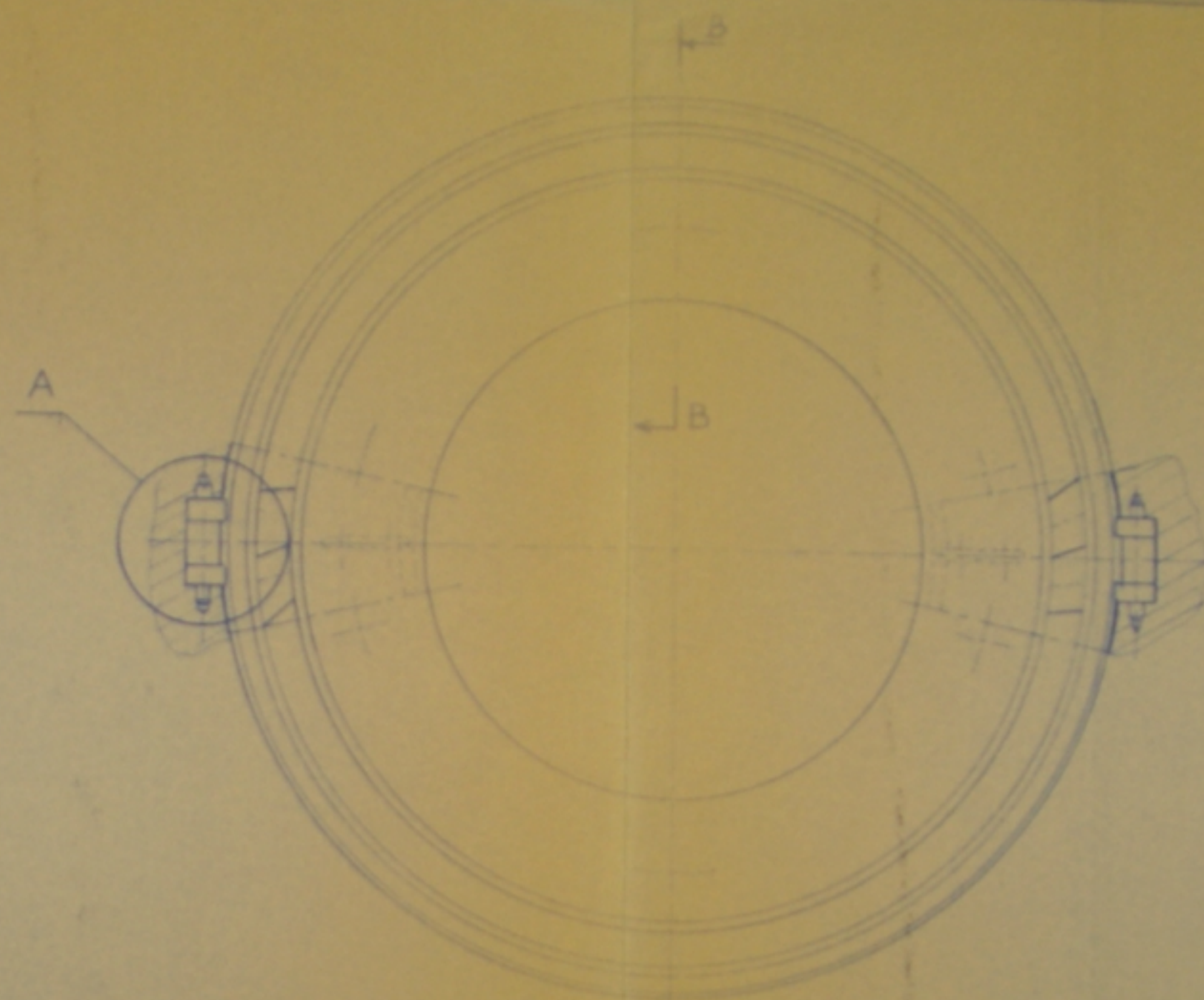
PM 029'88

- 1 -

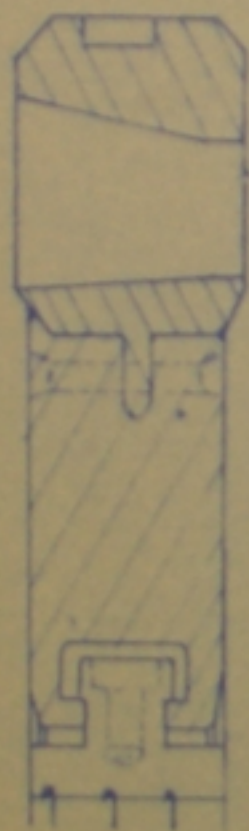
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle - 1:10		ARBRE	E.N.P.A
Masse -			
Etudiant: KERBOUCHE	B.P	PR004	
Promoteur: M GAHMASSE			
Pr. Jury: M AIDOUN			
Jury: M BERRAIKA			



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 المكتبة - BIBLIOTHEQUE  
 Ecole Nationale Polytechnique

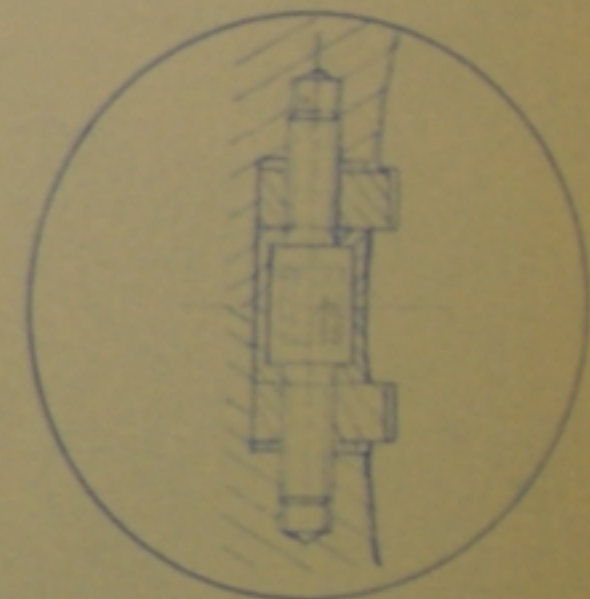


SECTION B.B

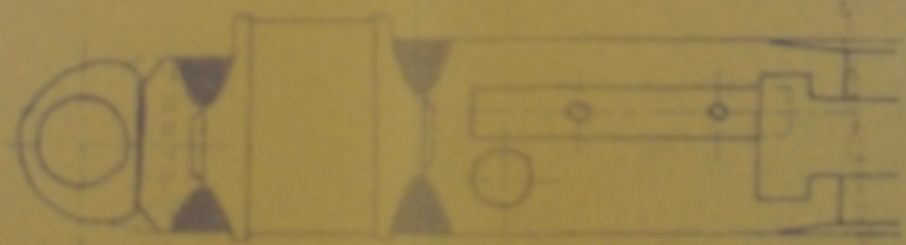


المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
 المكتبة - BIBLIOTHEQUE  
 Ecole Nationale Polytechnique

Detail A

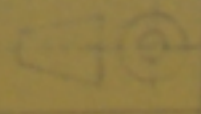


1/2 VUE DU DIAPHRAGME  
 INFÉRIEUR



PM02988

- 3 -

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle 1:6		DIAPHRAGME	ENPA D <sup>5</sup> Mécanique
Masse -			
Étudiant: VERBOUCHE			
Pr. JURY: M. GAHMUSSE			
Pr. JURY: MAADOUN			
Pr. JURY: M. BENBRAÏKA			
			PR002

