

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

18/88

وزارة التعليم و البحث العلمي  
Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT

Génie Mécanique

## PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

*Étude Thermodynamique et Structurale  
d'Une Turbo - Soufflante de Suralimentation  
Du Moteur Diesel F 4 L 912*

1 PLANCHE

Proposé par :

Etudié par :

Dirigé par :

M. BOUKABACHE

M. NOUR HAFID

M. BENBRAIKA

PROMOTION

JANVIER: 88



## ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT :

Génie Mécanique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

# PROJET DE FIN D'ETUDES

### SUJET

**Etude Thermodynamique et Structurale  
d'Une Turbo - Soufflante de Suralimentation  
Du Moteur Diesel F 4 L 912**

Proposé Par :

BOUKABACHE

Etudié par :

M. NOUR HAFID

Dirigé par :

M. BENBRAIKA

PROMOTION :





## Remerciements

Je tiens dans le cadre de cette modeste étude et en accomplissant ce travail, à remercier tous les professeurs qui ont contribué de près ou de loin à ma formation

Je tiens aussi tout particulièrement mes remerciements et ma gratitude à mon promoteur, Monsieur Benbraïka pour les conseils et son aide qu'il m'a prodigué durant l'étude de ce projet.

Mes remerciements vont également à monsieur Gahmous pour son aide précieuse.

## Dédicaces

Je dédie ce modeste travail

- à mes très chers parents.
- à mes frères et sœurs
- à mes amis «To»

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

وزارة التعليم العالي

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

Département genie mécanique

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات

دائرة : الهندسة الميكانيكية

Promoteur : M Benbraika Mohamed

BIBLIOTHEQUE — المكتبة

موجه : السيد بن بريك محمد

Eleve ingénieur : NOUR Hafid

Ecole Nationale Polytechnique

تلميذ مهندس : نور حفيد

الموضوع : دراسة ديناميكا حرارية و هيكلية لمنفخة عنفية تغذي

بإفراط محرك "ديزل" F4L 912

الملخص : هذه الدراسة تحتوي على منفخة عنفية تغذي بإفراط محرك "ديزل" يستخدم للجر. إن المنفخة العنفية مكونة من منفخة مسيرة بواسطة عنفة غازية تغذى بالغاز المنفوث. إن وسائل تشغيل المنفخة العنفية مفروضة من خصائص المحرك.

Titre : Etude thermodynamique et structurale d'une turbo-soufflante de suralimentation du moteur Diesel F 4L 912

Resumé : Notre projet consiste en l'étude d'une turbo-soufflante de suralimentation d'un moteur Diesel destiné à la traction. Le groupe turbo-soufflante est constitué d'une soufflante entraînée par une turbine à gaz d'échappement. Les paramètres de travail de la turbo-soufflante sont imposés par les caractéristiques du moteur.

Title : Thermodynamic and structurale study of a turbo-compressor of supercharging the Diesel engine F 4L 912

Summary : Our subject study of turbo-compressor of supercharging of a Diesel engine to be used in traction - which consists of a compressor driven by an exhaust gas turbine. The working parameters of the turbo-compressor are imposed by the motor characteristics.

# TABLE DES MATIERES

Introduction .....	1
<b>CHAPITRE I</b>	
La suralimentation des moteurs.....	2
I_1 Généralités.....	2
I_2 Différents procédés de suralimentation.....	3
<b>PREMIERE PARTIE : LE COMPRESSEUR</b>	
<b>CHAPITRE I</b>	
Etude générale du compresseur.....	6
I_1 Compresseur.....	6
I_2 Quantité d'air nécessaire théoriquement pour un processus.....	7
I_3 Consommation réelle d'air.....	7
I_4 Paramètres en amont du compresseur.....	7
I_5 Paramètres en aval du compresseur.....	10
<b>CHAPITRE II</b>	
Calcul du compresseur.....	13
II_1 Etude thermodynamique du compresseur.....	13
II_2 Calcul des dimensions de la roue.....	18
II_3 Calcul du diffuseur.....	20
II_4 Calcul de la volute.....	23
II_5 Calcul du cône divergent.....	24
II_6 Calcul des pression statiques sans tenir compte des pertes.....	26
II_7 Degré de réaction du compresseur.....	27

II-8 Calcul des pertes d'énergie dans le compresseur .....	
II-9 Poussée axiale du compresseur centrifuge .....	
II-10 Matériau constructif du compresseur .....	35

### CHAPITRE III

Calcul thermodynamique du cycle quasi-réel .....	36
III-1 Cycle à 4 temps .....	36

## DEUXIEME PARTIE : LA TURBINE A GAZ

### CHAPITRE I

Calcul préliminaire de la turbine .....	43
I-1 Principe de fonctionnement d'une turbine .....	43
I-2 Taux de détente de la turbine à gaz .....	43
I-3 Chute d'enthalpie isentropique .....	44
I-4 Débit des gaz d'échappement .....	45
I-5 Adaptation compresseur turbine .....	45
I-6 Nombre de tours spécifique de la turbine .....	46

### CHAPITRE II

Calcul de la turbine à gaz .....	48
II-1 Calcul thermodynamique de la turbine .....	48
II-2 Evaluation des pertes dans la turbine .....	51
II-3 Dimensionnement de la turbine .....	53

### CHAPITRE III

Les performances du moteur .....	69
III-1 Pression moyenne indiquée .....	69



III_2 Rendement indique .....	69
III_3 Rendement mécanique .....	69
III_4 Puissance indiquée .....	69
<b>CHAPITRE IV</b>	
Calcul d'arbre .....	70
IV_1 Disposition de l'arbre .....	70
IV_2 Moment de flexion maximal .....	70
IV_3 Moment de torsion .....	71
IV_4 Moment idéal .....	71
IV_5 Détermination du diamètre de l'arbre .....	71
Conclusion .....	76

# TABLE DES FIGURES

Fig	Description	Page
1	Principe de la suralimentation par une turbo-soufflante	5
2	admission d'air	7
3	Soupape d'admission	11
3'	Représentation de l'évolution de l'air	14
4	Le tracé des vitesses	16
5	Roue à aube radiales	17
6	Dimensions des aubes	20
7	Aubes du diffuseur	21
8	Divergence du diffuseur	23
9	La volute et le cône divergent	25
10	cône divergent	26
11	Pertes d'énergie	28
12	Calcul des pertes de charge dans les canaux d'une roue radiale	28
13	Cône divergent	30
14	Fuite interne et externe	32
15	Labyrinthes à 4 chambres	33
16	Poussée axiale de la roue	34
17	Cycle thermodynamique	36
18	Pression d'échappement	42
19	Détente dans la turbine	45
20	Principe de réglage du débit massique des gaz brûlés à travers la turbine	47

21	Développement d'un étage de turbine à action	48
22	Courbe $\eta_u = F(u/c_1)$	49
23	Déflexion de l'aubage	50
24	Triangles de vitesse des aubages symétriques du rotor (avec frottement)	51
25	Aube distributrice	53
26	Aube mobile à action de type profil LAYOUT	57
27	Tracage des aubes (LAYOUT)	60
28	Repartition de la charge sur l'aubage	61
29	Mode de vibrations des aubes isolées	64
30	Sillage des aubes distributrices	65
31	Equilibre de l'élément de la jante	65
32	Les dimensions équivalentes de la jante	67
33	Equilibre de l'élément du disque	67
34	Disposition de l'arbre	70

Notation utilisées

Symboles	Unités	Appellations
$\eta_{vs}$	-	rendement volumétrique par rapport à l'atmosphère
$\dot{m}$	kg/s	débit massique
$\dot{Q}$	m <sup>3</sup> /s	débit volumique
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	masse volumique
$N$	tr/min	vitesse de rotation (Nominale) de l'arbre moteur
$P$	N/m <sup>2</sup>	Pression statique
$P_t$	N/m <sup>2</sup>	Pression totale (ou d'Arrêt)
$T_s$	°K	Température statique
$T_t$	°K	Température totale (ou d'Arrêt).
$S$	m <sup>2</sup>	sections ou surfaces.
$U, C, W$	m/s	respectivement vitesses d'entraînement, absolue et relative
$\alpha, \beta$	(°)	angle de $C$ et $W$ avec $U$ .
$W_{th}$	J/kg	énergie communiquée au fluide par la roue (soufflante) et à la roue par le fluide (turbine).
$H_{is}, H$	m	hauteur isentropique et hauteur réelle
$\Delta h$	m de fluide	pertes de charge
$r$	J/kg °K	Constante d'un gaz parfait par unité de masse.
$C_p$	J/kg °K	chaleur spécifique à pression constante de l'unité de masse, d'un gaz.
$\gamma$	-	rapport des chaleurs spécifique d'un gaz parfait
$r, D, l, e, b$	m	rayon, diamètres, longueurs, épaisseurs et largeurs.
$Z$	-	Nombre d'aubes.
$\omega$	(rad/s)	vitesse angulaire
$\eta$	-	rendement (ou viscosité dynamique).
$Re$	-	Nombre de Reynolds.
$\lambda$	-	coefficient de perte de charge linéaire.
$\xi$	-	coefficient de perte de charge singulière.
$k$	-	coefficient de transformation polytropique.



## LES DONNEES

mode de fonctionnement / disposition cylindres	4 temps
alésage / course (mm)	100 / 120
nombre de cylindres / cylindrée (l)	4 / 3,770
rapport de compression	17
type de refroidissement	à air
Puissance maxi / régime (ch (kw) / tr/min)	73 (54) à 2000
régime nominal (tr/min)	2800
filtration air	à cartouche sèche

## INTRODUCTION

Le point soucieux des constructeurs a toujours été d'augmenter les performances des moteurs, en particulier la puissance disponible, tout en gardant les mêmes dimensions géométriques. L'augmentation de la puissance disponible est obtenue de deux façons:

- En augmentant la vitesse de rotation sans dépasser la limite admissible pour les efforts mécaniques.
- En augmentant le débit massique, ou en suralimentant le moteur.

Le but de ce projet consiste en l'étude d'une turbo-soufflante de suralimentation d'un moteur Diesel. Le groupe turbine-compresseur est dimensionné, en partant de certains paramètres d'utilisation:

Le débit d'air à comprimer, la pression de suralimentation ainsi que les paramètres thermiques des gaz d'échappement traversant la turbine et ceci afin de récupérer le maximum d'énergie pendant la détente.

La principale contrainte est de trouver le compromis de suralimenter le moteur Diesel et de ne pas nuire en même temps à son bon fonctionnement, en restituant le meilleur rendement de la turbo-soufflante. Pour cela nous choisissons des conditions de travail et des solutions constructives pour obtenir les dimensions de notre turbo-soufflante dans le voisinage des valeurs optimales indiquées par d'autres constructeurs

## CHAP. I LA SURALIMENTATION DES MOTEURS

### I.1 Généralités

La suralimentation d'un moteur à combustion interne consiste à injecter l'air pour un moteur Diesel, ou le mélange carburé pour un moteur à essence, dans la chambre à combustion à une pression supérieure à la pression atmosphérique. La première application de la suralimentation fut celle des moteurs d'avions réalisée par M<sup>r</sup>. RATEAU qui, en 1916 créa le premier compresseur entraîné par une turbine alimentée par les gaz d'échappement du moteur. Pour compenser la chute de pression en altitude.

Actuellement, presque tous les moteurs Diesel dont la puissance est supérieure à 100 (Kw) sont suralimentés. Les premières réalisations de la suralimentation des moteurs Diesel ont été faites par un suisse M<sup>r</sup>. Büchi vers 1905 et 1909. Le but de la suralimentation est de réduire les dimensions d'une installation utilisant un fluide compressible, ou d'augmenter la puissance en conservant les dimensions :

- Augmenter le rendement effectif de 2 à 10 % du moteur c. à d., une consommation spécifique de carburant plus petite
- Diminuer l'encombrement et le poids ( par Kw produits)
- Diminuer le prix de revient ( par Kw produits ) .

## I.2 Différents procédés de suralimentation

Il existe actuellement trois principaux procédés de suralimentation.

I.2.1 par les compresseurs centrifuges entraînés mécaniquement.

Un tel procédé qui permettrait à peu de frais d'augmenter la puissance, avait toutefois le désavantage de prélever une partie du supplément de puissance utile à l'arbre du moteur thermique pour entraîner le compresseur.

I.2.2 par effets d'ondes

Ce procédé est basé sur l'utilisation de l'onde de pression, onde dont le front se déplace à la vitesse du son dans le milieu considéré, et dont la propagation provoque dans son sillage un vide important : ( ce procédé n'est pas conseillé pour les machines à combustion interne à régime variable à plusieurs cylindres )

I.2.3 Par les turbo-compresseurs.

est constitué par l'association d'une turbine à gaz et d'un compresseur centrifuge, il est relié à la fois à l'échappement et à l'admission du moteur. La turbine étant entraînée par les gaz d'échappement, on utilise ainsi une énergie qui aurait été perdue. Cependant la présence de la turbine sur le trajet de l'échappement ne gêne pas l'évacuation des gaz brûlés car



elle est alimentée avec une pression des gaz suffisamment basse. Le turbo-compresseur a pour autre effet de réduire considérablement les bruits à l'échappement ce qui permet dans certains cas de se passer d'un silencieux.

Il existent deux types de suralimentation par le procédé de la turbosoufflante.

- Suralimentation à pression constante des "pulse system"

- Suralimentation à pulsations de pression des gaz.

- Dans le premier cas, on peut faire évacuer tous les cylindres du moteur dans un collecteur commun. De ce fait les pulsations de pression à la sortie des cylindres sont ainsi amorties et la turbine est alimentée sous pression et température constantes. Cette contre pression est susceptible de gêner le balayage aux faibles charges.

Dans le second cas ; on groupe les cylindres par deux ou trois au plus, afin de récupérer l'énergie cinétique des gaz chauds, et d'améliorer le balayage des cylindres. C'est le système le plus utilisé pour les moteurs d'automobile.

Des trois procédés seule la suralimentation par une turbo-soufflante a été retenue pour notre étude, car elle ne prélève pas d'énergie utile pour son entraînement.

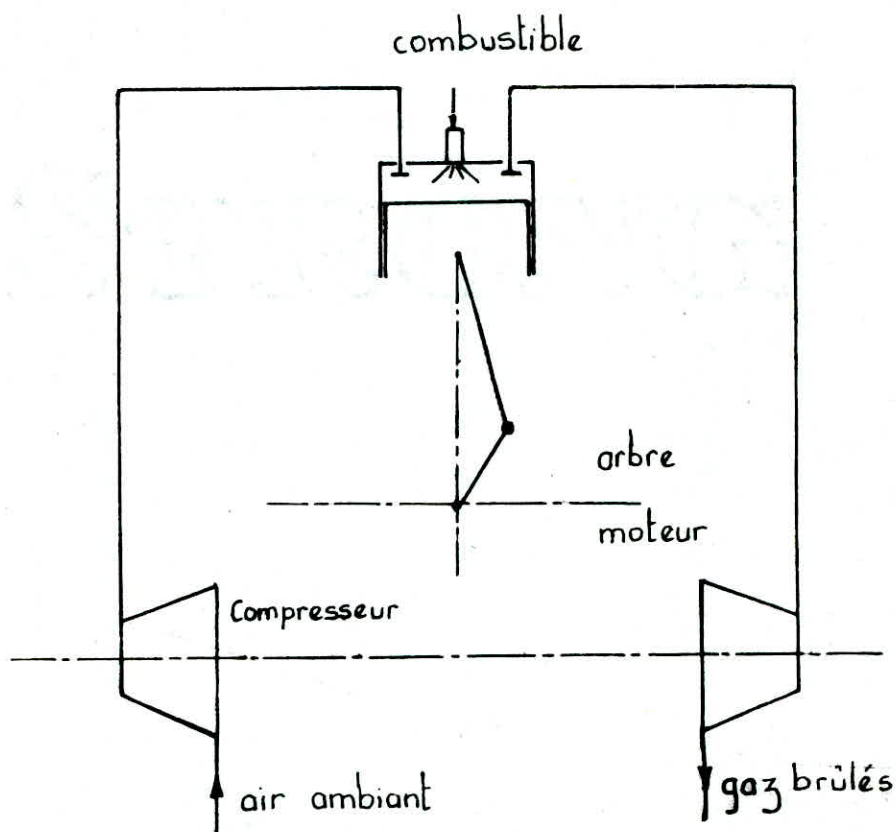


Fig. 1 - Principe de la suralimentation par une turbo-soufflante

## PREMIERE PARTIE : LE COMPRESSEUR

### CHAPITRE I ETUDE GENERALE DU COMPRESSEUR

#### I.1 Compresseur

Les turbo-compresseurs sont très répandus dans l'industrie moderne. Ils fonctionnent comme des machines individuelles. (Compresseur alimentant les mines, les hauts fourneaux etc.) et dans les groupes de machines (turbo-soufflantes de suralimentation du moteur à piston, turbines à gaz, turbo réacteur etc.)

Dans la famille des turbo-compresseurs, on distingue :

- a) Compresseur - machine dont le gain de pression est supérieur à 2 bars.
- b) Soufflantes - machine dont le gain de pression est compris entre 0.1 à 2 bars.

Parmi les caractéristiques principales des compresseurs :

- Le débit massique : Le débit massique du compresseur d'un suralimenteur peut être déterminé par la formule suivante

$$\dot{m}_1 = V_h \cdot \eta_{vs} \cdot k_s \cdot \rho_0 \cdot i \cdot N / (2 \cdot 60) \quad (1,1)$$

- Le taux de compression,  $Z_c$  : c'est le rapport de la pression de refoulement sur la pression d'admission. Pour le calcul de  $Z_c$ , nous imposons une conduite d'admission, nous évaluons les pertes dans cette dernière et nous déterminons ainsi le taux de compression

## I.2 Quantité d'air nécessaire théoriquement pour un processus $\dot{m}$ .

$$\dot{m} = V_h \cdot \gamma_{vs} \cdot i \cdot N / (2 \cdot 60) \quad [\text{Kg/s}]$$

$i$  : nombre de cylindre.  $i = 4$

$N$  : vitesse de rotation Nominale du moteur  $N = 2800 \text{ tr/min}$

$\rho_0$  : masse volumique de l'air atmosphérique  $\rho_0$  est donné

$$\rho_0 = 1,21293 \text{ Kg/m}^3$$

d'où  $\dot{m} = 0,126436 \text{ Kg/s}$

## I.3 Consommation réelle d'air, $\dot{m}_1$

Car l'air traverse une canalisation avant d'entrer au compresseur, pour compenser les pertes éventuelles. Nous admettons un coefficient de sécurité,  $k_s$  : avec  $k_s = 1,1$

$$\dot{m}_1 = 1,1 \dot{m} \Rightarrow \dot{m}_1 = 0,13908 \text{ Kg/s}$$

## I.4 Paramètres en amont du compresseur.

### I.4.1 Température statique, $T_1$

$$T_1 = T_0 + \Delta T_a \quad [^\circ\text{K}]$$

avec  $\Delta T_a$  : augmentation de la température de l'air due à l'échauffement du moteur  $\Delta T_a : (20 \text{ à } 30) \cdot \text{K}$  soit  $\Delta T_a = 26^\circ\text{K}$

d'où  $T_a = 291 + 26 = 317^\circ\text{K}$

### I.4.2 Masse volumique, $\rho_1$

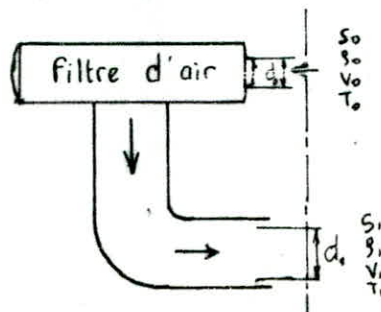


Fig-2. admission d'air



D'après la loi des gaz parfaits pour  $r = \text{constante}$  on obtient

$$\rho_1 = \rho_0 \frac{P_1}{P_0} \cdot \frac{T_0}{T_1} \approx \rho_0 \frac{H_1}{H_0} \cdot \frac{T_0}{T_1} \quad \text{puisque} \quad P_1 = \rho_1 g H_1 \Rightarrow \frac{P_1}{P_0} \approx \frac{H_1}{H_0}$$

$$H_0 = \frac{P_0}{\rho_0 g} \Rightarrow H_0 = 8513,4326 \text{ m d'air}$$

$$H_1 = H_0 - \Delta H_p \quad [\text{m d'air}]$$

$\Delta H_p$ : Les pertes de charges totales dans la conduite en amont du compresseur.  $\Delta H_p = \Delta H_f + \Delta H_c$

$\Delta H_f$ : perte de charge due au filtre d'air

$\Delta H_c$ : perte de charge dans la conduite

#### I.4.2.1 Perte de charge dans le filtre, $\Delta H_f$

On se propose d'utiliser un filtre d'air à cartouche sèche avec une perte de charge  $\Delta P_f = 250 \text{ mm CE}$

$$\Delta H_{f_e} = \Delta P_f \cdot g / \rho_e \cdot g \Rightarrow \Delta H_{f_e} = 0,25 \text{ m d'H}_2\text{O}$$

En mètre d'air,  $\Delta H_f = \rho_e \cdot \Delta H_{f_e} / \rho_a \Rightarrow \Delta H_f = 206,1125 \text{ m d'air}$

#### I.4.2.2 Perte de charge dans la conduite, $\Delta H_c$

$$\Delta H_c = (\lambda L / d_1 + \sum \xi) v_1^2 / (2 \cdot g) \quad (\text{Voir [1]}) \quad (1,2)$$

$\lambda$ : coefficient de perte de charge linéaire

$\xi$ : coefficient de perte de charge singulière

$L$ : longueur de la conduite

$v_1$ : vitesse de l'air dans la conduite.

Les longueurs et diamètre sont approximés par comparaison aux moteur similaire existants ainsi  $L = 0,34 \text{ m}$ ,  $d_1 = 0,08$  et  $d_0 = 0,036$

En appliquant la loi de continuité

$$S_0 v_0 = S_1 v_1 \Rightarrow v_1 = \frac{S_0}{S_1} \cdot v_0 = \frac{d_0^2}{d_1^2} \cdot v_0$$

avec  $V_0 = \dot{m}_1 / (\rho_0 \cdot S_0) = 4 \cdot \dot{m}_1 / (\rho_0 \cdot \pi \cdot d_0^2) \Rightarrow V_0 = 112,65 \text{ m/s}$

$V_1 = 22,812 \text{ m/s}$

Détermination de  $\lambda$

La valeur de  $\lambda$  est obtenue à partir des formules de Blasius

$\lambda_1 = 0,3164 / (Re)^{0,25} \quad (1,3)$  avec  $Re$ : nombre de Reynolds.

$Re = V_1 \cdot d_1 / \nu = V_1 \cdot d_1 \cdot \rho_1 / (\eta_1 \cdot g) \quad (1,4)$  avec  $\eta$ : la viscosité dynamique

La formule de Sutherland permet de calculer  $\eta$  [1]

$\eta_1 = \eta_{20} \sqrt{\frac{T_1}{293}} \cdot (1 + c/293) / (1 + c/T_1) \quad [kg \cdot f \cdot sec / m^2] \quad (1,5)$

où  $c = 112,9 \quad \eta_{20} = 1,86 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{f} \cdot \text{sec} / \text{m}^2$

$\eta_1 = 1,97154 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{f} \cdot \text{sec} / \text{m}^2 \Rightarrow Re = 114176$

$\lambda_1 = 0,0172$

Il y a pertes de charges singulières à l'entrée et dans le coude

$\xi_{ent} = 1 \quad \xi_c$ : pour le cas de la figure ci-dessous



$R/D = 1 \Rightarrow \xi_c = 0,5 \quad \text{voir [1]}$

Soit  $\sum \xi = \xi_{ent} + 2 \xi_c = 2$

entraînant  $\Delta H_c = 54,9891 \text{ m d'air}$

$\Delta H_p = \Delta H_f + \Delta H_c = 261,102 \text{ m d'air} \quad (1,6)$

d'où la charge à l'entrée du compresseur,  $H_1$

$H_1 = H_0 - \Delta H_p \Rightarrow H_1 = 8252,35 \text{ m d'air}$

donc la masse volumique d'air correspondante,  $\rho_1$

$\rho_1 = 1,0793 \text{ kg/m}^3$

I.4.3 Température totale (ou d'arrêt),  $T_{t1}$

en appliquant l'équation d'Hygoniot

$h_{t_1} = h_s + h_{dy}$  avec  $h$  est l'enthalpie de l'air

$$T_{t_1} = T_1 + \frac{1}{2} V_1^2 / c_p \quad \text{avec } c_p = 1 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \quad (1,7)$$

$$T_{t_1} = 317 + 1 \cdot (22,812)^2 / 2 \cdot 10^3 \Rightarrow T_{t_1} = 317,26 \text{ } ^\circ\text{K}$$

#### I.4.4 Pression statique, $P_1$

$$P_1 = \rho_1 \cdot g \cdot H_1 \text{ [Nm}^2\text{]} \Rightarrow P_1 = 87375 \text{ N/m}^2$$

#### I.4.5 Pression totale (où d'arrêt), $P_{t_1}$

$$P_{t_1} = P_1 + \frac{1}{2} \rho \cdot V_1^2 \text{ [N} \cdot \text{m}^{-2}\text{]} \quad (1,8) \Rightarrow P_{t_1} = 0,076558 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

### I.5 Paramètres en aval du compresseur

#### I.5.1 Pression statique, $P_s$

$$P_s = P_a + \Delta P_{as} + \Delta P_{ac} \text{ [N/m}^2\text{]} \quad (1,9)$$

avec  $P_a$ : la pression de l'air à l'admission  $P_a \in [1,1 \div 1,35] 10^5 \text{ N/m}^2$

nous choisissons  $P_a = 1,3 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$

$\Delta P_{as}$ : pertes de charge par passage de l'air à travers la soupape d'admission (s.A)

$\Delta P_{ac}$ : pertes de charge par passage de l'air dans les collecteurs d'admission.

#### I.5.1.1 Pertes de charge, $\Delta P_{as}$

$$\Delta P_{as} = W_1^2 \cdot P_a / (24)^2 \cdot (\psi)^2 \cdot T_s \text{ [N/m}^2\text{]} \quad (1,10)$$

où  $W_1$ : vitesse moyenne de l'air au niveau de la soupape d'admission

$\psi$ : coefficient tenant compte des pertes de charge aux cours du passage de l'air par le système d'admission.  $\psi = 0,85$

$T_s$ : température statique à la sortie du compresseur, nous avons estimé cette valeur  $T_s = 350 \text{ } ^\circ\text{K}$  puis en obtient par extrapolation

$$T_s = 385,529 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$W_1 = 1,57 \cdot V_{mp} \cdot \pi D^2 / 4 \cdot f \text{ [m/s]} \quad \text{voir [4]} \quad (1,11)$$

$V_{mp}$ : vitesse moyenne du piston c'est une donnée  $V_{mp} = 11,2 \text{ m/s}$

$D$ : diamètre du piston,  $D = 0,1 \text{ m}$ .

$f$ : section de passage par la (S.A) le calcul de  $f$  est fait en connaissant les dimensions de (S.A)

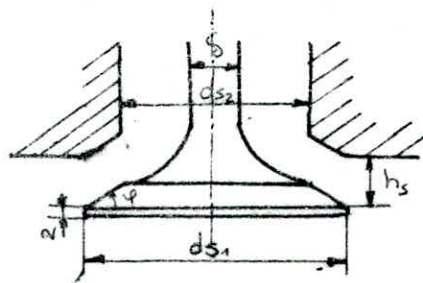


Fig-3- Soupapa d'admission

L'angle  $\psi = 30^\circ$ .

Diamètre de tête  $ds_1 = 0,040 \text{ m}$ ,  $ds_2 = 0,036 \text{ m}$ ,  $hs = 0,010 \text{ m}$

Diamètre moyen de passage de l'air,  $ds_m = (ds_1 + ds_2)/2 \Rightarrow ds_m = 0,038$

d'où la section de passage  $F = 2\pi \cdot \frac{ds_m}{2} \cdot hs \cdot \cos \psi \Rightarrow F = 10,3387 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$

donc  $W_1 = 133,58 \text{ m/s} \Rightarrow \Delta P_{a5} = 0,144656 \cdot 10^5 \text{ N.m}^2$

### I.5.1.2 Perte de charge, $\Delta P_{ac}$

$$\Delta P_{ac} = \left( \frac{\lambda \cdot L}{d_s} + \sum \xi \right) \frac{V_s^2}{2} \cdot \rho_a \quad [\text{N/m}^2] \quad (1,12)$$

masse volumique de l'air à l'admission du moteur,  $\rho_a$

$$\rho_a = P_a / r \cdot T_a \Rightarrow \rho_a = 1,07592 \quad \text{avec} \quad T_a = 424 \text{ K (voir calcul plus loin)}$$

$V_s$ : vitesse de l'air dans la conduite aval du compresseur. Elle est calculée à partir de l'équation de continuité, en admettant un rendement volumétrique du compresseur pris entre  $[0,94, 0,98]$  voir [1].

soit  $\eta_{Vs} = 0,95$  le diamètre  $d_s$  de la conduite à la sortie est estimée

à  $0,055 \text{ mm}$ . d'où  $V_s = S_1 \cdot V_1 / (\eta_{Vc} \cdot S_s) = V_1 \cdot (1/\eta_{Vc}) \cdot d_1^2 / d_s^2$

$$V_s = 50,8046 \text{ m/s}$$



Le nombre de Reynolds  $Re = V_s \cdot d_s \cdot \rho_a / (\eta \cdot g)$

avec  $\eta_e = \eta_{20} \sqrt{\frac{T_s}{293}} (1 + c/293) / (1 + c/T_s)$  [ $\text{kgf} \cdot \text{sec} / \text{m}^2$ ]

$$c = 112,9 \quad \eta_{20} = 1,86 \cdot 10^{-6} \text{ kgf} \cdot \text{s} / \text{m}^2$$

$$\eta_e = 2,28558 \cdot 10^{-6} \text{ kgf} \cdot \text{s} / \text{m}^2 \Rightarrow Re = 134101$$

$$\text{d'où } \lambda_2 = 0,3164 / (Re)^{0,25} \Rightarrow \lambda_2 = 0,016534$$

Pour l'évaluation des  $\sum \xi$  on admet une conduite se composant de deux coudes et une entrée.

$$\sum \xi = 0,5 + 0,5 + 1 = 2$$

La longueur de la conduite reliant le compresseur au cylindre est estimée  $L_1 = 0,55 \text{ m}$

$$\text{d'où } \Delta P_{ac} = 0,0300665 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$$

$$\text{finalement } P_s = 1,47470 \text{ N} \cdot \text{m}^2$$

I.5.2 Pression d'arrêt (ou totale),  $P_{t_s}$

$$P_{t_s} = (1 + V_s^2 / 2rT_s) \cdot P_s \text{ (1,18)} \Rightarrow P_{t_s} = 1,49191 \text{ N} \cdot \text{m}^2$$

I.6 Taux de compression de la soufflante,  $\tau_c$

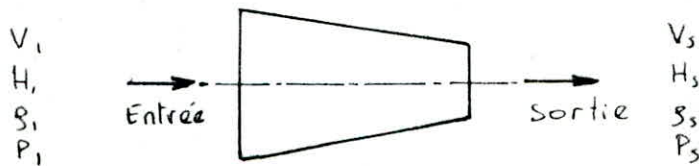
$$\tau_c = P_{t_s} / P_{t_1} \Rightarrow \tau_c = 1,702$$

## CHA. II CALCUL DU COMPRESSEUR

### - Choix du compresseur à air

Un compresseur du type centrifuge est pratiquement toujours utilisé ; aux avantages d'encombrement et du prix, s'ajoute celui de fournir ; en un seul étage, un rapport de compression élevé tout en restant peu sensible aux imperfections locales de forme.

### II-1 Etude thermodynamique du compresseur



Equation d'énergie entre l'entrée et la sortie du compresseur

$$(Q + W)_{12} = H_2 - H_1 + \frac{1}{2} (V_2^2 - V_1^2) + g(z_2 - z_1) \quad \text{voir [5]}$$

Le compresseur a une faible dimension d'où la différence d'altitude est négligeable, c'est à dire  $g(z_2 - z_1) = 0$ . Nous avons utilisé un compresseur sans refroidissement  $Q_{12} = 0$  d'où l'équation (21)

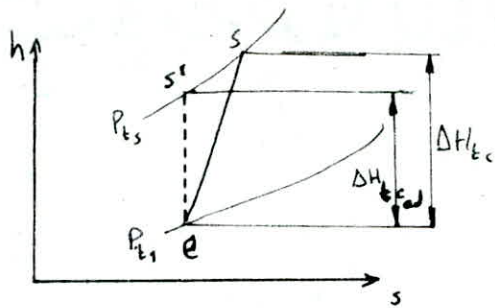
$$\text{devient : } W_{12} = (H_2 + \frac{1}{2} V_2^2) - (H_1 + \frac{1}{2} V_1^2) = H_{t2} - H_{t1} \quad (22)$$

$W_{12} = W_{c,ad}$  travail du compresseur idéal (isentropique).

$H_{t2} - H_{t1} = \Delta H_{t,c,ad}$  différence d'enthalpie d'arrêt entre l'entrée et la sortie.

Nous considérons  $C_p$  : constant due au faible taux de compression.

$$W_c = C_p \cdot (T_{t2} - T_{t1}) \quad (2,3)$$



e.s': compression  
isentropique  
e.s : compression réelle

fig. 3' - Representation de l'évolution de l'air

### II.1.1 Calcul du travail de compression isentropique idéal, $W_{cad}$

$$W_{cad} = \Delta H_{t_{cad}} = C_p (T_{t_{5ad}} - T_{t_1}) = C_p \cdot T_{t_1} \left( \frac{T_{t_{5ad}}}{T_{t_1}} - 1 \right) \quad [J/kg] \quad (2.4)$$

Pour une transformation adiabatique nous avons :

$$\frac{T_{t_{5ad}}}{T_{t_1}} = \left( \frac{P_{t_{5ad}}}{P_{t_1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (Z_c)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.5) \quad \gamma : \text{coefficient adiabatique}$$

pour l'air  $\gamma = 1.4$

d'où  $W_{cad} = 52061.1 \text{ J/Kg}$

### II.1.2 Calcul du Travail réel du compresseur, $W_c$

On doit fournir au compresseur un travail égal à

$$W_c = \frac{W_{cad}}{\eta_{sc}} \quad [J/kg] \quad (2.6)$$

Pour ce type de compresseur, le rendement de la compression

$$\eta_c = 0.72 \text{ à } 0.80 \text{ voir [6] choisissons } \eta_c = 0.75$$

d'où  $W_c = 69414.8 \text{ J/Kg}$

### II.1.3 Température réelle à la sortie du compresseur, $T_s$

A partir de l'équation (3), la Température à la sortie du com-

presseur est :  $T_{t_5} = \frac{W_c}{C_p} + T_{t_1} \quad [K] \Rightarrow T_{t_5} = 386.675 \text{ } ^\circ K \quad (2.7)$

La Température statique,  $T_s$  d'après l'équation d'Hugoniot.

$$T_s = T_{t_5} - \frac{1}{2} V_s^2 / C_p \quad (2.8) \Rightarrow T_s = 385.384 \text{ } ^\circ K.$$

## II-1.4 Charge (ou hauteur) Totale du compresseur, $H_c$

$$H_c = \frac{W_c}{g} \text{ [m d'air]} \Rightarrow H_c = 7075,92 \text{ (m d'air)}$$

## II-1.5 Débit massique traversant le compresseur, $\dot{m}_s$ ,

$$\dot{m}_s = \eta_{vc} \cdot \dot{m}_p \text{ [Kg/s]}$$

avec  $\eta_{vc}$  : le rendement volumétrique du compresseur [0,94 à 0,98]

d'après [1] soit  $\eta_{vc} = 0,95$ .

$$\text{d'où } \dot{m}_s = 0,132126 \text{ Kg/s.}$$

donc la puissance effective du compresseur,  $P_{effc}$

$$P_{effc} = \dot{m}_s \cdot g \cdot H_c \text{ [W]} \Rightarrow P_{effc} = 11464,3 \text{ W. (2,9)}$$

## II-1.6 Rendement polytropique, $\eta_p$

$$\text{d'après [7]. } \eta_p = \frac{\sigma-1}{\sigma} \cdot (\log(P_{t5}/P_{t1})) / (\log(T_{t5}/T_{t1})) \text{ (2,10)}$$

$$\Rightarrow \eta_p = 0,767 \quad \text{ou} \quad \eta_p = \text{choisi } \eta = 0,75 \text{ donc}$$

sont très proche

Le coefficient polytropique de compression,  $k$ . (voir [7])

$$\frac{k-1}{k} = \frac{\sigma-1}{\sigma \eta_p} \text{ (2,11)} \Rightarrow k = \sigma \eta_p / (\sigma (\eta_p - 1) + 1) \Rightarrow k = 1,5925$$

Puisque  $k$  varie entre [1,55 à 1,95] donc la valeur de  $k$  est vérifiée

## II-1.7 Calcul de la vitesse périphérique à l'extérieur de la roue

D'après la relation d'Euler pour un compresseur centrifuge

$$W_c = U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u} \text{ [J/Kg]} \text{ (2,12)}$$

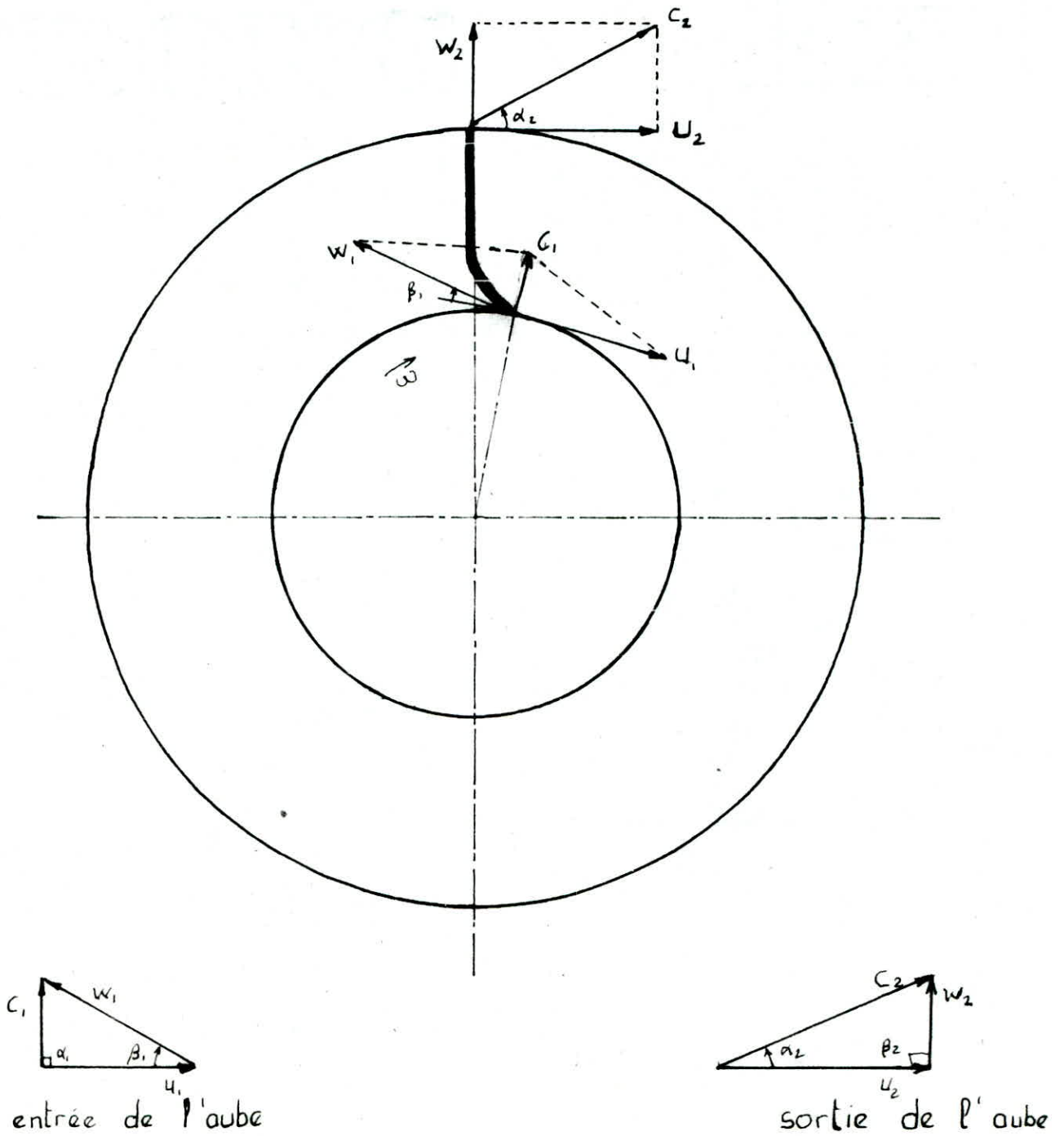
On suppose que l'admission de l'air se fait sans prérotation

$$\text{d'où } \alpha_1 = \pi/2 \Rightarrow U_1 C_{1u} = U_1 C_1 \cos \alpha_1 = 0 \Rightarrow C_{u1} = 0$$

Le fluide quitte la roue dans une direction radiale donc  $C_{u2} = U_2$



Fig - 4 - Le Tracé des vitesses



$W_2$  = est alors perpendiculaire à  $U_2$  voir Fig. 4. L'équation (2.12) devient  $W_c = U_2^2 \Rightarrow U_2 = \sqrt{W_{c,ad}} \Rightarrow U_2 = 263,467 \text{ m/s}$

## II 1.8 Nombre de tours spécifique, $n_s$

$$n_s = 3.65 \cdot n_c \sqrt{\dot{Q}_t} / H_{c,ad}^{3/4} \quad \text{voir [1]} \quad (2.13)$$

où le débit du compresseur en  $\text{m}^3/\text{s}$ ,  $\dot{Q}_t$

$$\dot{Q}_t = \dot{m}_s / \rho_s = \dot{m}_s r T_s / P_s \Rightarrow \dot{Q}_t = 0,09909 \text{ m}^3/\text{s}$$

soit la valeur de la vitesse de rotation  $n_c = 60000 \text{ tr/min}$   
généralement pris entre  $(15 \text{ à } 60) 10^3 \text{ tr/min}$  voir [8]

donc  $n_s = 110,877 \text{ tr/min}$

Pour  $100 < n_s < 200 \text{ tr/min}$ , on utilise une roue centrifuge à moyenne pression voir [1]. Les aubes de la roue seront radiales puisque les ailes couchées en arrière ne permettent pas en générale des vitesses périphériques supérieures à  $(200 \text{ ou } 250) \text{ m/s}$  donc. Il sera nécessaire d'utiliser des ailes radiale puisque la vitesse périphérique à la sortie de la roue dépassera ces valeurs (voir fig. 5.)

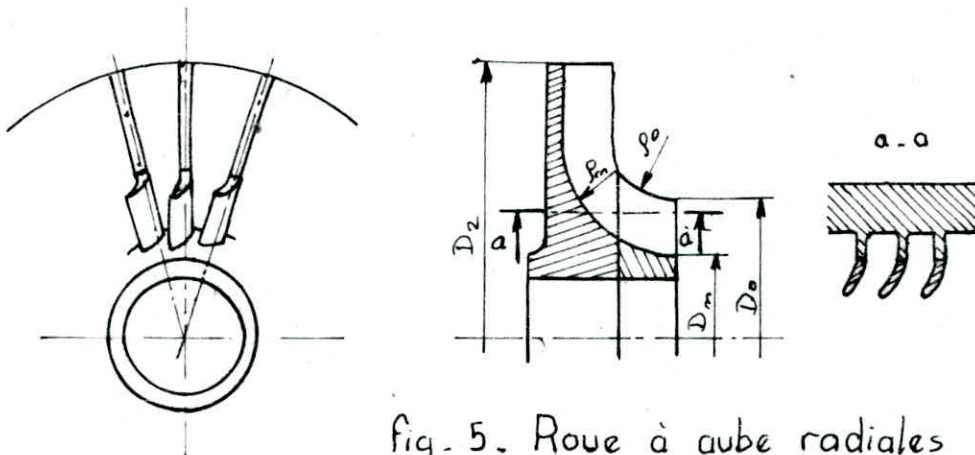


fig. 5. Roue à aube radiales

## II.2 Calcul des dimensions de la roue.

### II.2.1 Calcul du diamètre de la roue à l'extérieur, $D_2$

Comme  $U_2 = \pi D_2 n_c / 60 \Rightarrow D_2 = 60 U_2 / \pi n_c \Rightarrow D_2 = 0,0838 \text{ m}$

### II.2.2 Calcul du Diamètre, $D_1$

Nous avons choisi une valeur de bonne pratique du rapport  $D_2/D_1$  :

$[1,8 ; 2,2]$ . voir [1] soit  $D_2/D_1 = 1,9 \Rightarrow D_1 = D_2/1,9 \Rightarrow D_1 = 0,0441 \text{ m}$

d'où  $U_1 = \pi D_1 n_c / 60 \Rightarrow U_1 = 138,67 \text{ m/s}$

### II.2.3 Calcul du diamètre de l'ouïe, $D_0$

La valeur recommandée pour ce type de compresseur,  $\frac{D_1}{D_0} \in [1,05, 1,1]$

pour éviter les courbure à l'entrée  $D_1/D_0 = 1,08 \Rightarrow D_0 = 0,0401 \text{ m}$

La vitesse périphérique de l'ouïe est  $U_0 = \pi D_0 n_c / 60 \Rightarrow U_0 = 126,061 \text{ m/s}$

### II.2.4 Calcul du diamètre du moyeu, $d_m$

Le rapport  $D_m/D_1$  du rayon du moyeu au rayon extérieur de l'ouïe

$D_m/D_1$  pour les petite machine  $[0,25 \text{ à } 0,35]$  soit  $\frac{D_m}{D_1} = 0,3$  voir [3]

$D_m = 0,3 D_1 \Rightarrow D_m = 0,013 \text{ m}$

### II.2.5 triangle des vitesse (voir fig. 4.)

on a  $c_{u1} = 0 \Rightarrow \alpha_1 = 90^\circ$ ,  $\text{tg } \beta_1 = c_1/U_1$ , d'où  $c_1 = U_1 \text{tg } \beta_1$ ,

de plus nous avons les valeurs recommandé de  $c_1$ , voir [6]

$c_1 = (0,2 \text{ à } 0,3) \sqrt{2 W_{ad}} \text{ [m/s]} \text{ (2,11) } \Rightarrow c_1 = 0,295 \sqrt{2 W_{ad}} \Rightarrow c_1 = 95,19 \text{ m/s}$

d'où  $\beta_1 = \text{tg}^{-1}(c_1/U_1) \Rightarrow \beta_1 = 34^\circ 31'$  c'est vérifier car  $\beta_1 \in [25 \text{ à } 60^\circ]$

vitesse relative,  $w_1$ .  $w_1 = (U_1^2 + c_1^2)^{1/2} \text{ (2,15) } \Rightarrow w_1 = 168,195 \text{ m/s}$

Vitesse radiale à l'entrée du rotor,  $c_r$

$c_r = c_1 = 95,19 \text{ m/s}$  à la sortie du rotor, la vitesse débitante est égale

à la vitesse radiale  $C_{2r} = C_{1r} = C_1 = W_2 = 95,19 \text{ m/s}$

La vitesse absolue à la sortie du rotor  $C_2 = (W_2^2 + U_2^2)^{1/2}$

$$C_2 = 280,136 \text{ m/s} \Rightarrow \sin \alpha_2 = \frac{W_2}{C_2} \Rightarrow \alpha_2 = \sin^{-1}\left(\frac{W_2}{C_2}\right) \Rightarrow \alpha_2 = 20^\circ$$

donc d'après l'équation d'Euler, pour avoir le cas d'un compresseur  $W_c > 0 \Rightarrow C_2 > C_1$ ,  $W_2 < W_1$  et  $U_2 > U_1$ .

Vérification du nombre de Mach à l'entrée,  $M_1$ ,

$$M_1 = W_1/a_1 \text{ avec } a_1 = \text{vitesse du son voir [3]}$$

$$a_1 = \sqrt{\gamma r T_1 - \frac{(\gamma-1)}{2} C_1^2} \Rightarrow a_1 = 356,89 \text{ m/s} \Rightarrow M_1 = 0,571$$

donc nous avons un écoulement subsonique à l'entrée du rotor

Vérification du nombre de Mach à la sortie du rotor,  $M_2$

$$M_2 = C_2/a_2 \text{ avec } a_2 = (\gamma r T_2)^{1/2} = 393,51 \text{ m/s} \Rightarrow M_2 = 0,712$$

d'où un écoulement subsonique du fluide.

## II.2.6 Calcul des aubes.

### II.2.6.1 Nombre d'aubes, $Z$

Le choix du nombre d'aubes, dépend de la partie hélicoïdale de la roue puisque le pas tend à diminuer en approchant du centre du rotor et causera des problèmes pour l'exécution. Par recommandation  $Z$  varie en [8 à 20] choisissons  $Z = 9$  et choisissons une épaisseur de l'aube,  $a_r$ .  $a_r = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ . Voir [6].

### II.2.6.2 Pas de l'aube.

à l'entrée de la roue  $t_r$ , doit être supérieur de (8 à 10) mm pour des raisons de Technologie d'exécution.

$$t_{r1} = \pi \cdot D_1 / Z \Rightarrow t_{r1} = 15,407 \text{ mm} \text{ et à la sortie } t_{r2} = \pi \cdot D_2 / Z \Rightarrow t_{r2} = 29,27 \text{ mm}$$



## II 2-6-3 Largeurs des aubes

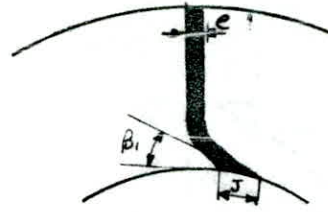
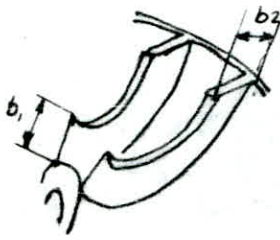


Fig. 6- Dimensions des aubes.

$$\sin \beta_1 = e/j \Rightarrow j = e/\sin \beta_1 ; j = 0,00353 \text{ m}$$

A l'entrée du rotor,  $b_1$

Appliquons l'équation de continuité à l'entrée

$$\dot{m}_1 = \rho_1 \cdot S_1 \cdot c_{r1} \text{ [kg/s]} \text{ avec } S_1 = (\pi D_1 - Zj) b_1$$

$S_1$  étant la section de passage du fluide dans la partie mobile

$$\rho_1 = P_1 / r T_1 \Rightarrow \rho_1 = 0,96039 \text{ kg/m}^3 \Rightarrow b_1 = \dot{m}_1 / (\rho_1 c_{r1} (\pi D_1 - Zj)) \quad (2,16)$$

$$b_1 = 0,01542 \text{ m}$$

à la sortie du rotor,  $b_2$ .

la sortie du rotor étant le milieu du parcours du compresseur

L'équation de continuité s'écrit  $\dot{m}_s = \rho_{moy} \cdot c_{r2} \cdot S_2 \text{ [kg/s]}$ .

$$\text{avec } \rho_{moy} = (\rho_1 + \rho_2)/2 \text{ et } \rho_2 = P_2 / r T_2 = 1,333 \text{ kg/m}^3 \Rightarrow \rho_{moy} = 1,147 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{La section de passage, } S_2. \quad S_2 = (\pi D_2 - Ze) b_2 \Rightarrow b_2 = \frac{\dot{m}_s}{\rho_{moy} c_{r2} (\pi D_2 - Ze)}$$

$$b_2 = 0,00519 \text{ m}$$

Vérification du bon choix des dimensions de l'aube  $b_2/D_2 = 0,061$

pour les bonnes roues  $b_2/D_2 \in [0,04 \text{ à } 0,06]$  d'après [7]

## II.3 Calcul du diffuseur.

Le diffuseur de sortie est une partie importante puisqu'il doit assurer la conversion de l'énergie cinétique en pression. Quelquefois le

diffuseur de sortie est formé d'aubes fixes (voir Fig. 7.) convenablement orientées pour éviter les chocs, de plus l'écoulement du fluide à travers le diffuseur se fait suivant la loi  $r \cdot c_u = \text{cte}$  [ $\text{m}^2/\text{s}$ ].

Le choix entre diffuseur lisse et aileté :

- de l'angle de sortie de la roue et de plus conserver le diffuseur aileté entièrement subsonique pour cela on calcule le nombre de Mach à l'entrée du diffuseur,  $M_3$ .  $M_2 = M_3 = 0,71$  donc c'est vérifier  $M_2$  doit être inférieur 0,9. Donc le choix du diffuseur est à ailette



Fig. 7. aubes du diffuseur.

Calcul de la constante  $r \cdot c_u = r_2 c_{2u} = 11,048 \text{ m}^2/\text{s}$

### II.3.1 Largeur du diffuseur, b

Lors de la traversé du fluide dans le diffuseur il y a augmentation des pertes dans celui-ci due au contact du fluide avec les parois latérales du diffuseur. On augmente normalement la largeur du canal du diffuseur de 5 à 10% (voir [1]), choisissons 9% soit :

$$b_3 = b_4 = 1,09b_2 = 5,657 \text{ mm.}$$

De plus, la tête des ailes du diffuseur doit être adaptée à la direction du courant à l'entrée, donc à l'entrée  $\alpha_3 \approx \alpha_2$  pour ne pas risquer un décollement  $\alpha_3 = 20^\circ$ .

### II.3.2 Diamètre d'entrée au diffuseur, $D_3$

La valeur recommandé pour  $D_3 = (1,05 \text{ à } 1,1) D_2$  (voir [1])

$$D_3 = 1,083 D_2 \Rightarrow D_3 = 0,0908 \text{ m}$$

### II.3.3 Diamètre à la sortie du diffuseur, $D_4$

$$D_4 = 1,5 D_2 \Rightarrow D_4 = 0,1258 \text{ m}$$

### II.3.4 Vitesse absolue à l'entrée du diffuseur, $C_3$

En appliquant la loi de l'écoulement  $r_2 C_{2u} = r_3 C_{3u}$

$$C_{3u} = \frac{r_2}{r_3} C_{2u} \Rightarrow C_{3u} = 243,201 \text{ m/s} \text{ d'ou } C_3 = C_{3u} / \cos \alpha_3 \Rightarrow C_3 = 258,5 \text{ m/s}$$

La composante radiales à l'entrée du diffuseur,  $C_{r3}$ .

$$C_{r3} = C_{3u} \cdot \tan \alpha_3 \Rightarrow C_{r3} = 87,86 \text{ m/s}$$

### II.3.5 Nombre d'aubes du diffuseur, $Z_d$

$Z_d = [11, 15]$  (voir, [1]) le choix du nombre d'aube est fait de telle manière qu'il n'y ait pas de facteur commun avec le nombre d'aubes du rotor, qui est  $Z = 9$  prenons  $Z_d = 11$ .

### II.3.6 Pas du diffuseur à l'entrée et à la sortie, $t_{d3}$ et $t_{d4}$

$$t_{d3} = \pi D_3 / Z_d \Rightarrow t_{d3} = 0,02595 \text{ m}$$

$$t_{d4} = \pi D_4 / Z_d \Rightarrow t_{d4} = 0,03593 \text{ m}$$

### II.3.7 Vitesse moyenne au col du diffuseur, $C_{3m}$

On admet, avec de bons résultats, une vitesse moyenne au col entre 0,75 à 0,85  $C_3$  prenons  $C_{3m} = 0,8 C_3 \Rightarrow C_{3m} = 206,87 \text{ m/s}$ .

### II.3.8 Hauteur à l'entrée du diffuseur, $e_3$

Application de la loi de continuité

$$\dot{m}_s = C_{m3} \cdot Z_d \cdot e_3 \cdot b_3 \cdot \rho_{moy} \text{ [kg/s]} \Rightarrow e_3 = \dot{m}_s / (C_{m3} \cdot Z_d \cdot b_3 \cdot \rho_{moy}) \text{ (2.17)}$$

$$e_3 = 8,949 \text{ mm.}$$

### II.3.9 Hauteur à la sortie du diffuseur, $e_4$

La divergence du canal suivant  $e_3$  ne doit pas dépasser (7 à 8)°, voir [1]. Soit  $\alpha = 6^\circ$ , on estime  $L = 0,035 \text{ m}$  et  $\text{tg} \alpha = a/L$ .

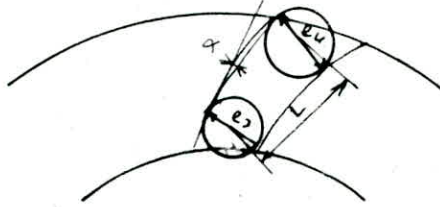


fig.8. Divergence du diffuseur.

$$e_4 = e_3 + 2a = e_3 + 2L \text{tg} \alpha \Rightarrow e_4 = 16,306 \text{ mm}$$

L'angle de sortie du fluide,  $\alpha_4$  peut être estimé à être inférieur de 2 à 4° par rapport  $\alpha_3$  voir [1].

$$\text{Soit } \alpha_4 = \alpha_3 - 3^\circ \Rightarrow \alpha_4 = 17^\circ$$

### II 3.10 Vitesse absolue à la sortie du diffuseur

$$r_4 \cdot c_{u4} = 11,048 \Rightarrow c_{u4} = 175,645 \text{ m/s}$$

$$\text{d'autre part } c_4 = c_{u4} / \cos \alpha_4 \Rightarrow c_4 = 183,538 \text{ m/s}$$

La composante radiale,  $c_{4r}$ .

$$c_{4r} = c_{u4} \cdot \text{tg} \alpha_4 \Rightarrow c_{4r} = 53,247 \text{ m/s}$$

### II.4 Calcul de la volute.

La volute est un collecteur spécial dont la forme est une spirale logarithmique. La spirale logarithmique découlant de la relation  $r \cdot c_u = \text{constante}$ .

La relation représentative de cette variation est une hyperbole équilatérale.

- Le tracé de la volute à section circulaire.

La section circulaire permet un bon raccordement entre la volute avec la



tuyauterie de refoulement. La méthode de tracage de la volute consiste à diviser celle-ci, en 12 section. (8 à 12) ; voir [1] et à l'aide de l'équation de continuité, calculer les sections et diamètres correspondants. Nous avons choisi 12 afin d'augmenter l'efficacité de la méthode de tracage (voir. Fig. 9)

L'équation de continuité s'écrit :

$$\dot{m}_s = \rho_{\text{moy}} S(I) C_{4u} \cdot 12/I \quad [\text{kg/s}] (2,18) \text{ avec } I \text{ varie de } [1 \text{ à } 12]$$

$$\text{d'où } S(I) = \dot{m}_s \cdot I / (\rho_{\text{moy}} C_{4u} \cdot 12) \quad , \quad D(I) = [4 \cdot S(I) / \pi]^{1/2}$$

TABLEAU (1) DE VALEURS DES DIMENSIONS DE LA VOLUTE

I	S(I) [m <sup>2</sup> ]	D(I) [m]
1	0,54659 · 10 <sup>-4</sup>	0,83448 · 10 <sup>-2</sup>
2	0,10932 · 10 <sup>-3</sup>	0,118009 · 10 <sup>-1</sup>
3	0,163979 · 10 <sup>-3</sup>	0,144531 · 10 <sup>-1</sup>
4	0,218639 · 10 <sup>-3</sup>	0,16689 · 10 <sup>-1</sup>
5	0,273299 · 10 <sup>-3</sup>	0,186588 · 10 <sup>-1</sup>
6	0,327959 · 10 <sup>-3</sup>	0,204397 · 10 <sup>-1</sup>
7	0,382618 · 10 <sup>-3</sup>	0,220774 · 10 <sup>-1</sup>
8	0,437278 · 10 <sup>-3</sup>	0,236017 · 10 <sup>-1</sup>
9	0,491938 · 10 <sup>-3</sup>	0,250334 · 10 <sup>-1</sup>
10	0,546598 · 10 <sup>-3</sup>	0,263875 · 10 <sup>-1</sup>
11	0,601257 · 10 <sup>-3</sup>	0,276755 · 10 <sup>-1</sup>
12	0,655917 · 10 <sup>-3</sup>	0,289061 · 10 <sup>-1</sup>

II\_5 Calcul du cône divergent.

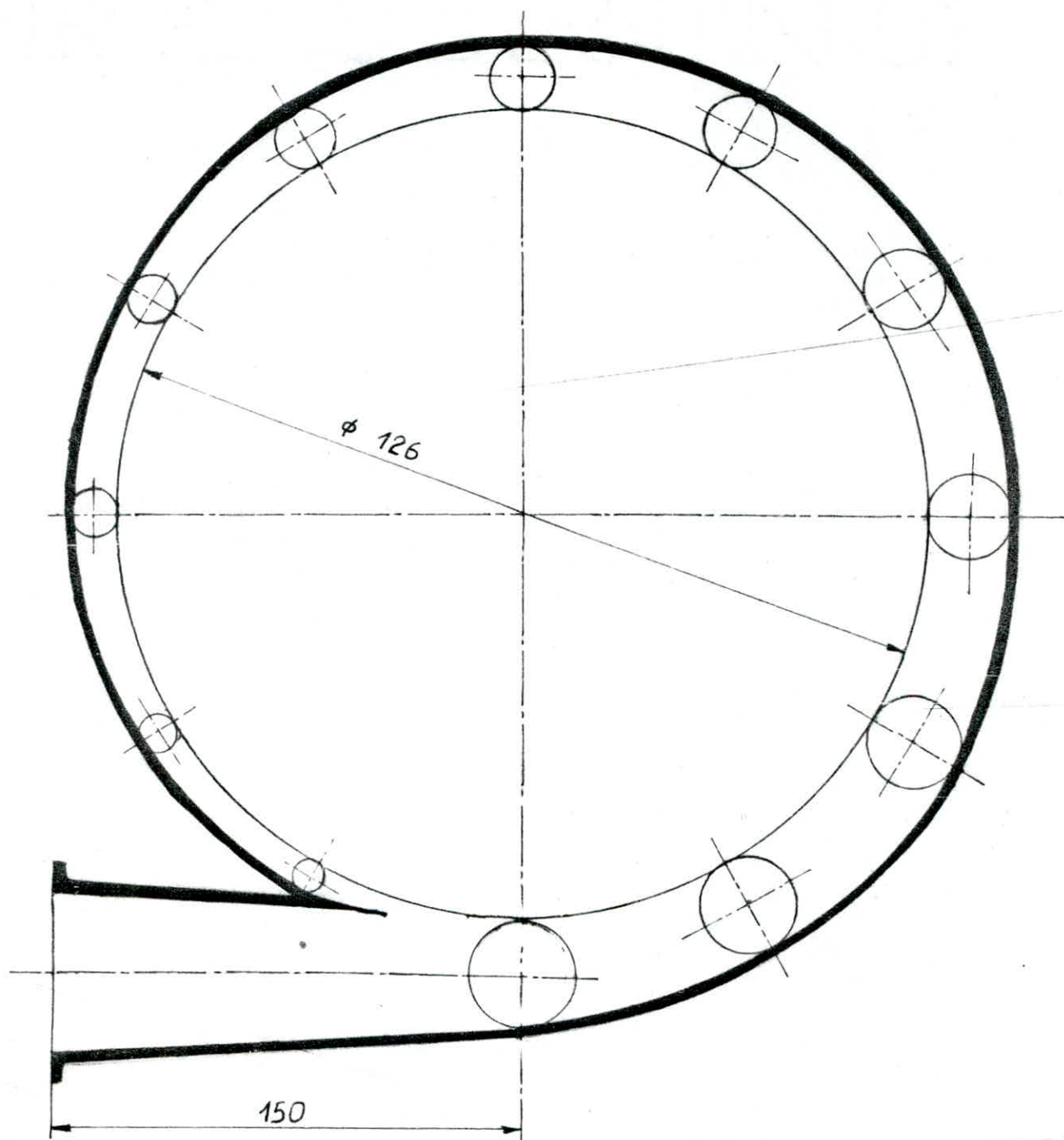


fig-9. La volute et le cone divergent Echelle : 0,5

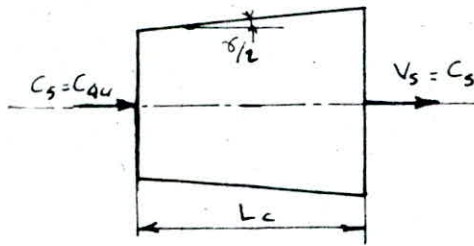


Fig. 10 - Cône divergent.

### II.5.1 Diamètre de sortie du cône divergent, $D_s$ .

L'équation de continuité  $\dot{m}_s = \rho_s \cdot C_s \cdot S_s = \rho_s \cdot C_s \cdot \pi D_s^2 / 4$  [kg/s]

$$\text{d'ou } D_s = (4 \dot{m}_s / (\rho_s \cdot C_s \cdot \pi))^{1/2} \text{ [m]} \Rightarrow D_s = 0,4983 \cdot 10^{-1} \text{ m}$$

Au départ le diamètre  $D_s$  été estimé à 0,055 m

### II.5.2 Longueur du cône divergent, $L_c$

Prenons un angle,  $\delta$  faible pour éviter un éventuel décollement du fluide ; soit  $\delta = 5^\circ$  on a  $\text{tg} \delta = (D_s - D(12)) / 2L_c$  (2.19)

$$\Rightarrow L_c = (D_s - D(12)) / 2 \text{tg} \delta \Rightarrow L_c = 0,1496 \text{ m} \quad (2.20)$$

La détermination exacte du diamètre de la conduite à l'entrée du compresseur  $\dot{m}_1 = \rho_1 \cdot S_{ce1} \cdot V_{ce1}$  [kg/s]  $\Rightarrow \dot{m}_1 = \rho_1 \cdot \frac{\pi \cdot D_{ce1}^2}{4} \cdot V_1$  [kg/s]

$$D_{ce1} = (4 \dot{m}_1 / (\rho_1 \cdot \pi V_1))^{1/2} \text{ [m]} \Rightarrow D_{ce1} = 0,0825 \text{ m}$$

## II 6 Calcul des pressions statiques sans tenir compte des pertes .

Pression à l'entrée des aubes mobiles,  $P_1$ .

Nous allons appliquer l'équation de Bernoulli en l'ouïe et l'entrée de la roue.

$$\frac{P_1}{\rho_1} + \frac{V_1^2}{2} = \frac{P_{1r}}{\rho_{1r}} + \frac{C_{1r}^2}{2} \quad (2.21)$$

$$\text{soit } \rho_1 = \rho_{1r} \Rightarrow P_{1r} = P_1 + (V_1^2 - C_{1r}^2) \rho_1 / 2 \text{ [N/m}^2\text{]} \quad (2.22)$$

$$P_{1r} = 83273,7 \text{ N/m}^2$$

La pression à la sortie de la roue,  $P_{2r}$ .

On considère le fluide incompressible ce qui permet d'écrire

$$\rho_{moy} = (\rho_1 + \rho_2)/2 = (\rho_1 + \rho_s)/2$$

En appliquant la relation d'Euler pour le rotor on obtient:

$$\frac{P_{2r} - P_{1r}}{\rho} = \frac{1}{2} \cdot [W_1^2 - W_2^2] + \frac{1}{2} (U_2^2 - U_1^2) \quad [J/kg] \quad (2,23)$$

$$\Rightarrow P_{2r} = \frac{1}{2} \rho_{moy} [W_1^2 - W_2^2 + U_2^2 - U_1^2] + P_{1r} \Rightarrow P_{2r} = 1,23078 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

Pression à la sortie du diffuseur,  $P_4$ .

Equation de Bernoulli, (2) et (4)

$$(P_4 - P_{2r}) / \rho_{moy} = (C_{2r}^2 - C_4^2) / 2 \quad [J/kg] \Rightarrow P_4 = P_{2r} + \rho_{moy} (C_{2r}^2 - C_4^2) / 2$$

$$P_4 = 1,48761 \text{ N/m}^2$$

Pression à la sortie de la volute,  $P_5$

$$P_5 = P_4 + \frac{\rho_{vmoy}}{2} (C_4^2 - C_5^2) \cdot [N/m^2] \text{ avec } \rho_{vmoy} = \frac{\rho_{moy} + \rho_s}{2} = 1,2528 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{vmoy} = 1,2528 \text{ kg/m}^3 \text{ et } P_5 = 1,50519 \text{ N/m}^2$$

Pression à la sortie du cône divergent,  $P_6$ .

$$P_6 = P_5 + \frac{\rho_{vmoy}}{2} (C_5^2 - C_6^2) \Rightarrow P_6 = 1,68047 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

## II.7 Degré de réaction du compresseur, $\epsilon_c$

Le degré de réaction est le rapport de la charge statique sur la charge totale

charge totale = charge statique (+) charge dynamique.

$$H_c \text{ [m d'air]} = \frac{H_{stat} \text{ [m d'air]} (+) H_{dyn} \text{ [m d'air]}}{H_{tot}}$$

$$\text{charge statique } H_{stat} = (W_1^2 - W_2^2) / 2g \quad (2,24) \Rightarrow H_{stat} = 980,044 \text{ m d'air}$$

$$\text{charge dynamique } H_{dyn} = (C_2^2 - C_1^2) / 2g \Rightarrow H_{dyn} = 3537,96 \text{ m d'air} \quad (2,25)$$

$$\text{degré de réaction, } \epsilon_c = \frac{H_{stat}}{H_{tot}} \Rightarrow \epsilon_c = 0,2169 \quad (2,26)$$

## II.8 Calcul des pertes d'énergie dans le compresseur.

Les pertes d'énergie sont: (voir Fig. 11)

a. Les pertes hydrauliques,  $h_p$  par frottement du fluide



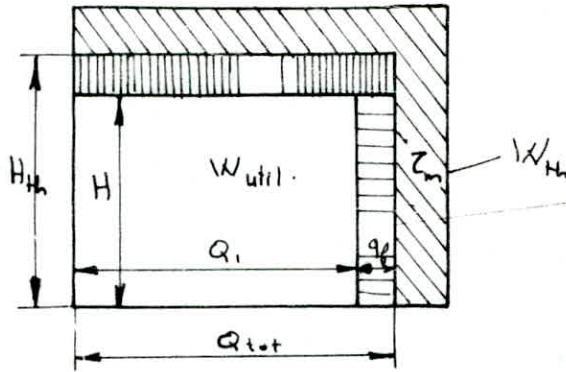


Fig. 11. Pertes d'énergie

pendant son passage dans la soufflante. Ces pertes diminuent la hauteur d'élevation et sont exprimées au moyen du rendement hydraulique  $S_h$ .

b) Les pertes par fuites,  $q_e$  qui diminuent le débit  $Q_{tot}$  et qui sont exprimées au moyen du rendement volumétrique,  $S_{vc}$ .

c) Les pertes mécaniques  $Z_m$  qui représentent le travail absorbé par la machine sans qu'il y ait transformation d'énergie. Elles correspondent au travail absorbé par le frottement des disques (flasques des roues).

### II.8.1 Pertes hydraulique, $h_p$ .

Elles comprennent : les pertes dans la roue ( $h_{pr}$ ), dans le diffuseur ( $h_{pd}$ ), dans le cône divergent  $h_{pc}$ , entre la sortie de la roue et l'entrée du diffuseur ( $h_e$ )

#### II.8.1.1 Pertes de charge dans la roue, $h_p$ , Voir [1].

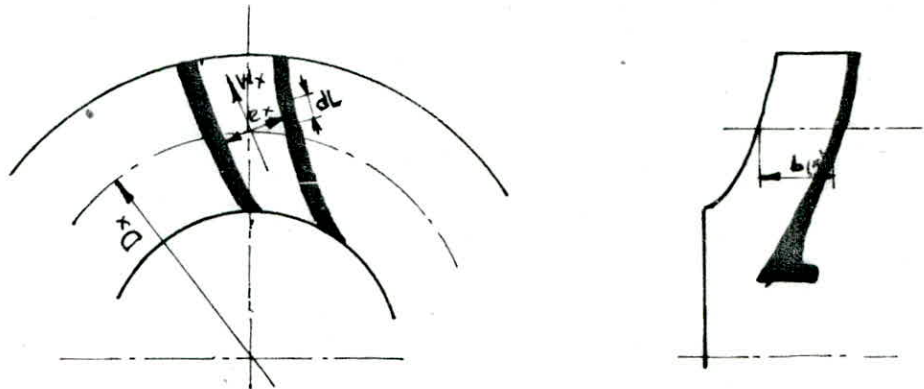


Fig. 12. Calcul des pertes de charge dans les canaux d'une roue centrifuge.

$$h_p = \frac{1}{4} \cdot \lambda \int_{D_1}^{D_2} \frac{2e_x + 2b_x}{e_x b_x} dL \cdot \frac{W_x^2}{2g} \quad [\text{m d'air}] \quad (2,27)$$

$$h_{Pr} = \frac{1}{4} \cdot \lambda_r \cdot \frac{2(e+b) L_r W_r^2}{e \cdot b} \quad (\text{voir [1]}) \quad (2,28)$$

$$e = \frac{e_1 + e_2}{2} \quad [\text{m}] \quad b = \frac{b_1 + b_2}{2} \quad [\text{m}] \quad W = (W_1 + W_2)/2$$

$L_r$  : Longueur de l'aube estimée à 30 mm. en première approximation.

$$e_r = \frac{t_1 \sin \beta_1 + t_2}{2} \Rightarrow e_r = 0,01899 \text{ m} \quad b_r = (b_1 + b_2)/2 \Rightarrow b_r = 0,0097 \text{ m}$$

$$W_r = (W_1 + W_2)/2 \Rightarrow W_r = 131,693 \text{ m/s}$$

Calcul de  $\lambda_r$  à partir de la formule de Blasius,  $\lambda_r =$

$$\lambda_r = 0,3164 / (Re)^{0,25} \quad \text{avec} \quad Re = (W_r \cdot b_r \cdot \rho_{\text{moy}}) / \eta \cdot g \quad (2,29)$$

D'après la formule de Sutherland, et pour  $T_{r\text{moy}} = \frac{T_1 + T_2}{2} = 351,192 \text{ K}$

$$\eta_r = \eta_{20} \sqrt{\frac{T_{r\text{moy}}}{293}} \cdot (1 + c/293) / (1 + c/T_{r\text{moy}}) \Rightarrow \eta_r = 2,13 \cdot 10^{-6} \text{ Kg} \cdot \text{sec} / \text{m}^2$$

$$Re = 70051,6 \Rightarrow \lambda_r = 0,01945$$

$$h_{Pr} = 40,1224 \text{ (m d'air)} \quad \text{d'où finalement} \quad \Delta P_r = \rho_{\text{moy}} \cdot g \cdot h_{Pr} \Rightarrow \Delta P_r = 451,4 \text{ N/m}^2$$

II.8.1.2 Pertes de charge dans le diffuseur,  $H_{Pd}$

$$h_{Pd} = \frac{1}{4} \cdot \lambda_d \cdot 2 \cdot \frac{(e_d + b_d)}{e_d \cdot b_d} \cdot L_d \cdot \frac{(c_3 + c_4)^2}{4 \cdot 2g} \quad [\text{m d'air}] \quad (2,30)$$

$$\text{avec} \quad e_d = (e_3 + e_4)/2 \Rightarrow e_d = 0,01263 \text{ m}$$

$$b_d = b_3 = b_4 = 5,657 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

La longueur de l'aube est estimée à  $L_d = 0,035 \text{ m}$ .

$$c_d = (c_3 + c_4)/2 \Rightarrow c_d = 221,063 \text{ m/s}$$

$$\lambda_d = 0,3164 / (Re)^{0,25} \quad \text{avec} \quad Re = c \cdot b \cdot d \cdot \rho_{\text{moy}} / \eta_d \cdot g \quad \text{et} \quad \eta_d = \eta_r$$

$$Re_d = 74054,2 \Rightarrow \lambda_d = 0,01918$$

$$\text{finalement} \quad h_{Pd} = 213,986 \text{ [m d'air]} \Rightarrow \Delta P_d = 2603,16 \text{ N/m}^2$$

II.8.1.3 Pertes de charge dans la volute,  $h_{Pv}$

$$h_{Pv} = \lambda_v \cdot \frac{L_v}{d_v} \cdot \frac{c^2}{2g} \quad [\text{m d'air}] \quad (2,31) \quad \text{avec} \quad d_v = \frac{D(I) + D(12)}{2} \Rightarrow d_v = 18,61 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$C_v = (C_4 + C_5) / 2 \Rightarrow C_v = 179,591 \text{ m/s}$$

$$L_v = \pi (D_v + D_{4d}) \Rightarrow L_v = 0,4537 \text{ m}$$

$$\lambda_v = 0,3164 / (Re)^{1/4} \text{ et } Re = C_v \cdot d_v \cdot \rho_{v, moy} / (\eta \cdot g) \text{ avec } \rho_{v, moy} = 1,24007 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$T_{r, moy} = \frac{T_{moy} + T_s}{2} = 368,396 \text{ } ^\circ\text{K} \Rightarrow \eta_v = \eta_{20} \sqrt{\frac{T_{r, moy}}{293}} \cdot \frac{(1 + C/293)}{1 + C/T_{r, moy}} \Rightarrow \eta_v = 0,2211 \cdot 10^{-5}$$

$$Re_v = 938010 \Rightarrow \lambda_v = 0,0151 \text{ finalement } h_{p_v} = 407,13 \text{ m d'air.}$$

La chute de pression dans la volute,  $\Delta P_v$ .  $\Delta P_v = 4952,78 \text{ N/m}^2$

## II 8.1.4 Pertes de charge dans le cône divergent, $h_{p_c}$

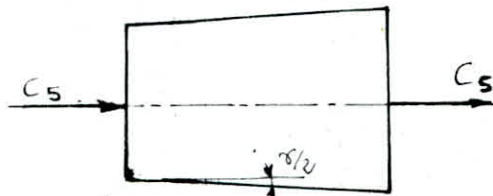


Fig. 13 - cône divergent

$$h_{p_c} = \xi C_5^2 / 2g \text{ (voir [1])} \quad (2,32)$$

$$\text{ou } \xi = \xi_f + \xi_{\text{elarg}} \quad (2,33)$$

avec  $\xi_f$ : coefficient de pertes de charges dû aux frottement.

$\xi_{\text{elarg}}$ : coefficient de pertes de charges dû à l'élargissement.

$$\xi_f = \frac{\lambda_f}{8 \cdot \sin(\theta/2)} \left[ 1 + \left( \frac{S(12)}{S_5} \right)^2 \right] \quad (2,34)$$

calcul de  $\xi_f$

$$Re_f = C_5 \cdot D_H / \eta_c \cdot g \quad (2,35)$$

$$\text{diamètre hydraulique } D_H = \frac{4 \cdot S(12)}{\pi \cdot D(12)} \Rightarrow D_{H.} = 0,02889 \text{ m} \quad (2,36)$$

$$Re_f = 233965 \Rightarrow \lambda_f = 0,0144 \text{ donc } \xi_f = 0,01913$$

Calcul de  $\xi_{\text{elarg}}$  à partir d'une formule empirique voir [1].

$$\xi_{\text{elarg}} = 3,2 \left( \lg \frac{S_5}{S} \right)^{5/4} \left( 1 - \frac{S(12)}{S_5} \right)^2 = 0,050689 \quad (2,37)$$

$$\text{d'où } \xi_c = \xi_f + \xi_{\text{elarg}} = 0,06982 \cdot 10^{-1}$$

$$\text{Calcul de } h_{p_c} = 109,786 \text{ [m d'air]}$$

d'où la chute de pression dans le cône divergent,  $\Delta P_c$ .



$$\Delta P_c = h_{P_c} \cdot (\rho_{v_{moy}} + \rho_s) \cdot g / 2 \quad \Rightarrow \quad \Delta P_c = 1385,77 \text{ N/m}^2$$

## II.8.1.5 Pertes de charge singulière entre l'entrée du diffuseur et

La sortie du rotor.,  $h_{P_s}$

$$h_{P_s} = \sum \xi_s \cdot \frac{C_2^2}{2g} \quad [\text{m d'air}] \quad \text{voir [1]} \quad (2,38)$$

$$\text{ou } \xi_s = \left(1 - \frac{S_{eff2}}{S_{eff3}}\right)^2 \quad \text{avec } S_{eff2} = b_2 (\pi D_2 - z_r e_2) \quad [\text{m}^2] \quad (2,39)$$

$$S_{eff2} = 0,12739 \cdot 10^2 \text{ m}^2 \quad \text{et } S_{eff3} = b_3 (\pi D_3 - z_d \cdot e_3) \quad [\text{m}^2]$$

$$S_{eff3} = 0,105778 \cdot 10^2 \text{ m}^2 \quad \Rightarrow \quad \xi_s = 0,4178 \cdot 10^{-1}$$

$$h_{P_s} = 119,011 \text{ m d'air d'où la chute de pression } \Delta P_s = 2033,15 \text{ N/m}^2$$

Calcul de la pression réelle de sortie du compresseur.

$$P_{s\text{réelle}} = P_s - \sum_i \Delta P_i = P_s - (\Delta P_r + \Delta P_d + \Delta P_r + \Delta P_c + \Delta P_{s_i}) \quad [\text{N/m}^2]$$

$$P_{s\text{réelle}} = 1,56621 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

Calcul du rendement hydraulique,  $\eta_h$

$$\eta_h = H_c / H_{tot} = \frac{H_c}{H_c + H_{perte}} \quad (2,40) \quad \text{avec: } h_c = \text{hauteur effective; } H_c = 7075,92$$

$$H_{tot} = \text{hauteur totale; } H_{tot} = H_c + H_{perte} \Rightarrow H_{tot} = 8014,07 \text{ m d'air}$$

$$\text{d'où } \eta_h = 0,883$$

## II.8.2 Pertes mécanique, $\zeta_m$

Les pertes mécanique constituent. Les pertes par frottement des paliers et les pertes par frottement du disque de la roue sur le fluide ne constitue pas une perte de transformation d'énergie, mais des pertes indépendantes du travail interne de la roue. On les considère comme perte méca.

### II.8.2.1 Puissance absorbée par le frottement de disque.

$$\zeta_B = \frac{c}{2} \cdot U_2^3 \cdot D_2^2 (1 + 5 b_2 / D_2) 736 \quad \text{voir [1]} \quad (2,41)$$

$c$ : facteur dépendant du coefficient de frottement du disque sur la roue



Pour l'air, surface polie  $C = 0,000002$  voir [1]

$$\text{d'où } Z_f = 123,969$$

### II.8.2.2 Puissance perdue dans les paliers, $Z_p$

Cette puissance est évaluée approximativement à 1% de la puissance totale voir [1].  $Z_p = 0,01 P$  [w].

$$P = W_c \cdot \dot{m}_s \Rightarrow P = 9171,49 \text{ w} \Rightarrow Z_p = 91,7149 \text{ w.}$$

Le rendement mécanique,  $\eta_m$   $\eta_m = 1 - (Z_m / P)$

$$\text{avec } Z_m = Z_f + Z_p = 215,684 \text{ w d'où } \eta_m = 0,9765$$

### II.8.3 Rendement interne, $\eta_i$

Les pertes hydraulique et les pertes par frottement constituent les pertes internes.

$$\eta_i = \dot{m}_s \cdot H_c / [\dot{m}_s (H_c + H_{\text{perte}}) + Z_p]. \quad (2,42)$$

$$\text{d'où } \eta_i = 0,8125$$

### II.8.4 Pertes par fuites.

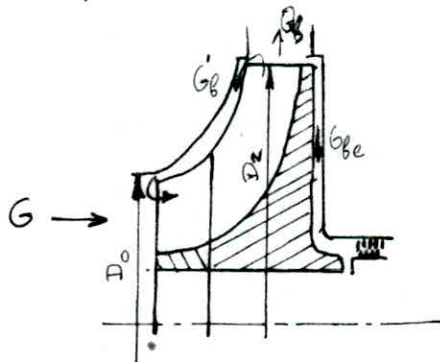


Fig-14. Fuite interne et externe

Les fuites d'un compresseur sont plus importantes que celle d'un ventilateur, car à part les fuites internes, les fuites externes ne sont pas négligeables. Pour diminuer ces fuites on utilise des labyrinthes qui sont constituées de plusieurs chambres de détente voir.

Fig 15



Fig. 15. Labyrinthes à 4 chambres

D'après la formule de Stodola (voir [1])

$$(2,43) \quad G_b = S_c \left( g \cdot (P_b^2 - P_a^2) / 3L_a \cdot P_b v_b \right)^{1/2} \text{ avec } S_c : \text{section de passage}$$

$S_c : \alpha \cdot S = \alpha \cdot \pi \cdot D \cdot b$  avec  $D$  : diamètre de la garniture  $D = D_0$

$$\alpha = 0,6 \text{ voir [3]}$$

$$b : 0,4 \text{ mm pris [0,3 à 0,5] mm voir [1]}$$

$3_{La}$  : nombre de chambre de détente

$$3_{La} = 4.$$

Pour les fuites  $G_b$ , à l'ouïe d'une roue centrifuge  $P_b$  est la pression

$P_{2r}$  est diminuer par suite de rotation du fluide et est égale à  $P_{2r} - \Delta P_w$

près de la garniture avec  $\Delta P_w = \rho g \cdot \Delta h = \rho g \frac{1}{2g} \left[ 3/4 U_2^2 + 1/4 U_0^2 - (U_2 - C_{2u})^2 \right]$  (2,44)

(voir [1]), d'ou  $\Delta P_w = 32131,5 \text{ N/m}^2 \Rightarrow P_{2r} - \Delta P_w = 90947 \text{ N/m}^2$

$$\text{et } P_a = P_{1r} = 83273,7 \text{ N/m}^2$$

Pour les fuites à l'extérieur  $G_{be}$

$P_b$  est la pression à l'intérieur du Labyrinthe,  $P_{La}$ .

$$P_{La} = \frac{P_{2r} + P_{1r}}{2} = 103176 \text{ N/m}^2$$

$$P_a = P_0 \text{ pression atmosphérique}$$

Pour une soufflante à un étage il n'existe évidemment que  $G_{b_i} + G_{b_e}$

$$G_{b_i} = 0,615152 \cdot 10^{-2} \text{ (Kg/s)} \quad , \quad G_{b_e} = 0,309356 \cdot 10^{-2} \text{ (Kg/s)}$$

$$G_b = G_{b_i} + G_{b_e} \Rightarrow G_b = 0,924508 \cdot 10^{-2} \text{ (Kg/s)}$$

$$Q_b = G_b / \rho_{\text{moy}} \Rightarrow Q_b = 0,806134 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$$

### II.8.4.3 Calcul du rendement volumétrique

$$\eta_v = Q_1 / (Q_1 + Q_f) \quad (\text{voir [1]}) \quad \text{avec } Q_1 = \dot{m}_1 / \rho_1 = 0,1448 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{d'où } \eta_{vc} = 0,947 \approx 0,95 \quad \text{c'est vérifier } \eta_{vc} \in [0,94 \text{ à } 0,98]$$

Le rendement estimé initialement est de 0,95

### II.8.5 Calcul du rendement global, $\eta_g$

$$\eta_g = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h \Rightarrow \eta_g = 0,81 \quad (2.45)$$

au départ  $\eta_g$  était de 0,8.

### II.8.6 Calcul de la puissance effective, $P_{eff}$

$$P_{eff,1} = P_u / \eta_g, \quad [\text{W}] \quad \text{avec } P_u: \text{ puissance utile, } P_u = \dot{m}_s \cdot g \cdot H_c$$

$$P_{eff,1} = 11282,5 \quad [\text{W}]$$

Nous avons retrouvée Les résultats auparavant approximé.

### II.8.7 Coefficient de ralentissement

du diffuseur

$$\chi_d = c_3 / c_4 = 1,4089.$$

de la volute

$$\chi_v = c_4 / c_5 \Rightarrow \chi_v = 1,045$$

du cône divergent de sortie.

$$\chi_{cd} = 3,457$$

### II.9 Poussé axiale de la roue centrifuge.

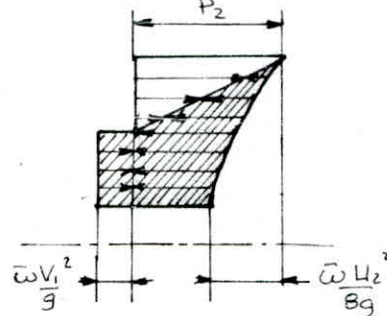
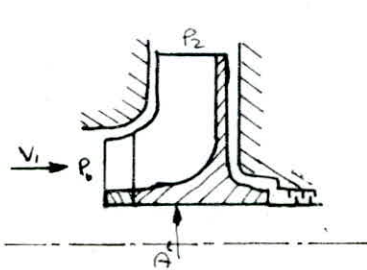


fig 16 poussée axiale de la roue

La pression statique étant différentes des deux côtés de la roue donne naissance à une poussée résultante axiale, elle est évaluée par la relation suivante. Elle est dirigée vers l'ouïe de la roue

voir [1].

$$P_{ax} = \frac{\pi}{4} \left[ \frac{P_{2r}}{3} (D_2^2 - D_1^2 + D_2 D_1) - D_2^2 \frac{\bar{\omega} U_2^2}{16g} - (D_2^2 - D_0^2) \bar{\omega} \frac{U_0^2}{9} \right]$$

$$P_{ax} = 376,358 \text{ N.} \quad (2,46)$$

Pour l'équilibrage de cette poussée du compresseur et celle de la turbine (voir plus loin), on utilise comme paliers de butée des paliers munis d'une butée à segments

## II. 10 Matériau constructif du compresseur

Le calcul du disque du compresseur se fait par une méthode analogue à celle de la turbine (voir plus loin). Cette dernière a été préférée car la turbine possède des exigences supérieures au compresseur. Nous donnons les matériaux généralement utilisés pour la construction de tels compresseurs.

La roue à simple flaque de type centrifuge, comportant deux pièces:

- Une roue d'entrée en acier particulièrement résistants (habituellement au Chrome-Nickel) cette roue sera recouverte d'une laque (résistance contre l'oxydation).
- Un rouet en Aluminium (afin de diminuer son inertie) On utilise un alliage d'Aluminium Silicium qui est le silumin (A-576) pour le diffuseur monobloc, la volute et le cône divergent.



## CHAP III CALCUL THERMODYNAMIQUE DU CYCLE QUASI-REEL

### III.1 Cycle à 4 temps.

$P_a$  : pression atmosphérique

$P_{as}$  : pression d'admission

$P_r$  : pression des gaz résiduels

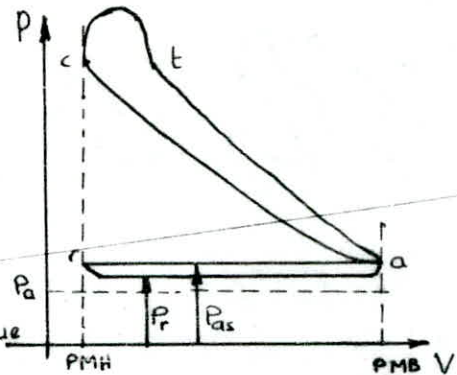


Fig - 17 - Cycle thermodynamique

L'admission de l'air r - a Le piston aspire de l'air mis sous pression préalable par le compresseur.

La compression : a - c a lieu pendant la course montée juste après

l'aspiration de l'air et fermeture de la soupape d'admission.

La combustion : c - t est déclenchée un peu avant le P.M.H par l'injection du combustible.

Echappement : d - r les gaz s'échappent vers l'atmosphère

$$P_{adm} = 1,3 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

III.1.1 La pression des gaz résiduels,  $P_r = (0,7 \text{ à } 1) P_{adm}$

$$\text{soit } P_r = 0,85 P_{adm} \Rightarrow P_r = 1,105 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

III.1.2 Température des gaz résiduels,  $T_r$

Pris généralement entre  $(700 \text{ à } 900)^\circ\text{K}$  (voir, [3]) soit  $T_r = 950^\circ\text{K}$

III 1.3 Calcul du coefficient de remplissage,  $\eta_v$  (voir, [9])

$$\eta_v = \frac{\lambda_0}{S} \times \frac{1}{\gamma(\gamma-1)} \times \frac{P_{adm}}{P_s} \times [\varepsilon + (\gamma-1)(\varepsilon-1)\mu_1 - \gamma \cdot P_r/P_{adm}] \quad \text{avec } \gamma = 1,4 \quad (3,1)$$

$\lambda_0$  : coefficient de charge supplémentaire pris  $\lambda_0 \in [1,02 \text{ à } 1,2]$  soit  $\lambda_0 = 1,17$

$S$  Rapport de chauffage de l'air pendant l'admission :  $S = (T_s + \Delta T_a)/T_s$

avec  $T_{s_1} = 385,53 \text{ K}$  et  $\Delta T_a = 26^\circ$  voir [4]  $\Rightarrow S = 1,0674$

$\epsilon$  : c'est le taux de compression du moteur (donnée)  $\epsilon = 17$

$\mu_1 = 1$  ce choix est justifié puisque l'air est soufflé par le compresseur, entraîne une ondulation négligeable de pression pendant l'admission.

$\nu$  : coefficient de balayage.  $\nu$  pris entre [0,9 à 1] voir [4]

soit  $\nu = 0,95$  à cause de la contre pression dans la turbine.

$P_s$  : c'est la pression réelle à la sortie du compresseur

$$P_s = 1,56621 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

— finalement  $\eta_v = 0,901149$

La Température d'admission,  $T_a$  :  $T_a = (T_{s_1} + \Delta T_a + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r) \Rightarrow T_a = 421 \text{ K}$

- Coefficient des gaz résiduels,  $\gamma_r$

$$\gamma_r = (1/\eta_v (\epsilon - 1)) \cdot (P_r \cdot T_{s_1}) / (P_s \cdot T_r) \Rightarrow \gamma_r = 0,0125 \quad (3,2)$$

### III - 1.2 Compression :

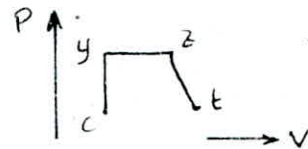
La compression est une transformation polytropique d'exposant  $n$ , avec

$$n_1 \in [1,32 \text{ à } 1,36] \text{ soit } n_1 = 1,34 \Rightarrow P_c = P_{a_s} \cdot \epsilon^{n_1} \Rightarrow P_c = 57,909 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1 - 1} \Rightarrow T_c = 1105,25 \text{ K}$$

### III 1.3 Combustion .

La combustion s'effectue en 3 étapes ce sont à volume constant, à pression constante et Température constante .



#### III - 1.3.1 Consommation d'air

La masse molaire de GAZ-oil  $M_c = 112 \text{ Kg/mole}$

$\alpha_o$  : coefficient d'excès d'air ;  $\alpha_o = \frac{L_o}{L_{ot}}$  avec  $\alpha_o \in [1,15 \text{ à } 1,7]$

pour moteur Diesel (voir [4]) Soit  $\alpha_o = 1,35$

$$L_{OT} = (2,67g_c + 8g_{H_2} - g_{O_2} - g_s) / 0,23 \cdot 28,482 \quad [\text{kmole} / \text{Kg combustible}] \quad (3,3)$$

ou  $g_c$ ,  $g_{H_2}$ ,  $g_{O_2}$  et  $g_s$  sont les pourcentages des différents composants de GAZ-oil soient  $g_c = 0,86$ ,  $g_{H_2} = 0,12$ ,  $g_{O_2} = 0,01$  et  $g_s = 0,01$

$$\text{donc } L_{OT} = 0,492473 \quad [\text{kmole} / \text{Kg combustible}] \Rightarrow L_o = \alpha_o L_{OT} \Rightarrow L_o = 0,6648$$

$n_{cf}$ : Le nombre de mole de charge fraiche admis dans le cylindre à la

$$\text{F.S.A: } n_{cf} = L_o + 1/M_c \Rightarrow n_{cf} = 0,67377 \quad (3,4)$$

Fraction molaire des composants du mélange air-combustible.

$$\text{Air } r_{air} = L_o / n_{cf} (\gamma_r + 1) \Rightarrow r_{air} = 0,967874 \quad (3,5)$$

$$\text{gaz-oil } r_{go} = 1 / M_c (n_{cf} (\gamma_r + 1)) \Rightarrow r_{go} = 0,01299 \quad (3,6)$$

$$\text{gaz-résiduel } r_{gr} = \gamma_r / (\gamma_r + 1) \Rightarrow r_{gr} = 0,01913 \quad (3,7)$$

### III-1.3.2 Produit de fumée.

L'excès d'air  $\alpha_o = 1,35$ , entraîne que le produit de la combustion se compose de  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $O_2$  et  $N_2$ .

$n_f$ : nombre de mole de produits de fumée égale à :

$$n_f = c/12 + h/2 + 0,209 L_{OT} (\alpha_o - 1) + 0,791 L_{OT} \alpha_o \quad (3,8)$$

où  $c$ : masse de carbone dans 1 kg de gaz-oil  $c = 0,85$ .

$h$ : masse d'hydrogène dans 1 kg de gaz-oil  $h = 0,133$ .

$$\text{donc } n_f = 0,699245 \quad [\text{kmole} / \text{kg gaz-oil}]$$

Fraction molaire des composantes de produits de fumée.

$$\text{Gaz carbonique } CO_2 \quad r_{CO_2} = c / (12 \cdot n_f) \Rightarrow r_{CO_2} = 0,1013 \quad (3,9)$$

$$\text{Eau } H_2O \quad r_{H_2O} = h / (2 \cdot n_f) \Rightarrow r_{H_2O} = 0,0951 \quad (3,10)$$

$$\text{Oxygène } O_2 \quad r_{O_2} = 0,209 L_{OT} (\alpha_o - 1) / n_f \Rightarrow r_{O_2} = 0,051519 \quad (3,11)$$

$$\text{Azote } N_2 \quad r_{N_2} = 0,791 L_{OT} \alpha_o / n_f \Rightarrow r_{N_2} = 0,75208 \quad (3,12)$$

### III 1.3.3 Bilan énergétique de la combustion

étant  $C_p$  : chaleur spécifique varie, on adopte une température de référence  $T_R$ , d'où on introduit une énergie interne  $U_R$

$$(U_c - U_R) + P_c^i = U_2 - U_R + W_{y,z} + Q_p \quad (3,13)$$

avec  $U_c$  : énergie interne de la charge fraîche à  $T_c$

$U_2$  : énergie interne des gaz de combustion à  $T_2$

$U_R$  : énergie interne de la charge fraîche à  $T_R$

$W_{y,z}$  : Travail mécanique due au déplacement du piston pendant la comb

$Q_p$  : perte de chaleur par refroidissement de la chambre de combustion

$P_c^i$  : pouvoir calorifique inférieur du combustible  $P_c^i = 10000 [\text{kcal}/\text{kg g}]$  voir [A]

$T_R$  : par convention  $T_R = 500^\circ \text{K}$ .

d'où on peut exprimer le Bilan énergétique par :

$$\xi_1 \cdot P_c^i (1 - \xi_2) / n_{c,p} (1 + \gamma_f) + (U_c - U_R) = M_f \cdot (U_2 - U_R) + 1,987 (M_f T_2 - \Omega T_c) \quad (3,14)$$

avec  $\xi_1$  : coefficient d'utilisation de  $P_c^i$  pris (0,8 à 0,96)

$\xi_2$  : coefficient de perte de chaleur par refroidissement de la chambre de combustion pris [0,1 à 0,45] soient  $\xi_1 = 0,88$  et  $\xi_2 = 0,28$

$\Omega$  : le rapport d'augmentation de la pression entre  $y$  et  $c$  pris entre [1,4 à 2] soit  $\Omega = 1,7$ .

d'où  $M_f$  coefficient totale de variation molaire,  $M_f = (\mu + \gamma_f) / (1 + \gamma_f)$

avec  $\mu = n_f / n_{c,p}$  Rapport du nombre de moles de charges fraîches et produit de fumée  $\mu = 1,03781$  finalement  $M_f = 1,03709$ .

La variation d'énergie interne  $(U_c - U_R)$  est donné par :

$$(U_c - U_R) = A(T_c - T_R) + \frac{B}{2}(T_c^2 - T_R^2) + \frac{C}{3}(T_c^3 - T_R^3) + \frac{D}{4}(T_c^4 - T_R^4) + \frac{E}{5}(T_c^5 - T_R^5) \quad (3,15)$$



$$\text{avec } A = a_{\text{air}} r_{\text{air}} + a_{60} \cdot r_{60}, \quad B = b_{\text{air}} r_{\text{air}} + b_{60} \cdot r_{60}, \quad C = c_{\text{air}} r_{\text{air}} + c_{60} \cdot r_{60}$$

$$D = d_{\text{air}} r_{\text{air}} + d_{60} \cdot r_{60}, \quad E = e_{\text{air}} r_{\text{air}} + e_{60} \cdot r_{60}$$

Substance	a	b · 10 <sup>3</sup>	c · 10 <sup>6</sup>	d · 10 <sup>9</sup>	e · 10 <sup>12</sup>
Air	4,915	- 0,373	2,272	0,912	0
Gaz-oil	17,07	273,6	- 95,7	0	0

$$\text{On trouve } A = 4,97898, \quad B = 0,319531 \cdot 10^2, \quad C = 0,955077 \cdot 10^{-6}$$

$$D = 0,882701 \cdot 10^{-9} \quad E = 0$$

La variation d'énergie interne ( $U_2 - U_R$ ) égale à :

$$U_2 - U_R = F(T_2 - T_R) + \frac{G}{2}(T_2^2 - T_R^2) + \frac{H}{3}(T_2^3 - T_R^3) + \frac{I}{4}(T_2^4 - T_R^4) + \frac{J}{5}(T_2^5 - T_R^5) \quad (3,16)$$

où F, G, H, I et J sont calculés de la même manière que A, B, C et D mais avec d'autres coefficients

Substance	a	b · 10 <sup>3</sup>	c · 10 <sup>6</sup>	d · 10 <sup>9</sup>	e · 10 <sup>12</sup>
CO <sub>2</sub>	3,114	15,012	- 9,848	2,952	0,3244
H <sub>2</sub> O	5,8082	- 0,218	4,388	- 3,495	2,077
O <sub>2</sub>	4,181	3,358	- 1,45	0,242	0
N <sub>2</sub>	3,1905	3,249	- 1,204	0,162	0

$$\text{On trouve : } F = 3,93407, \quad G = 4,11648 \cdot 10^3, \quad H = -1,5605 \cdot 10^6, \quad I = 0,100958 \cdot 10^9 \text{ et } J = 0,23039 \cdot 10^{12}$$

Finalement l'équation du Bilan énergétique est du 5<sup>ème</sup> degré et par itération successive, on peut trouver la Température au point Z.

$$4,7711 \cdot 10^{-14} T_2^5 + 2,61732 \cdot 10^{-11} T_2^4 - 5,39343 \cdot 10^7 T_2^3 + 2,13439 \cdot 10^3 T_2^2 + 5,92107 T_2 - 20738,4 = 0 \quad (3,17)$$

d'où  $T_2 = 2203,68 \text{ °K}$  est vérifiée car  $T_2 \in [1800 \text{ à } 2400] \text{ °K}$ .

- Pression maximum,  $P_Y = P_Z$

$$P_y = \Omega P_c \Rightarrow P_y = 98,4451 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$P_z = P_y = 98,4451 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

Température au point y,  $T_y$        $T_y = \frac{\Omega}{M_t} \cdot T_c$  (voir, [9].)

$$T_y = 1811,75^\circ \text{K}$$

Pression au point t,  $P_t$

Pour cela on définit  $\delta_t = P_z/P_t$  avec  $\delta_t = \text{Exp}\left(\frac{\xi}{\epsilon} \cdot \frac{\xi}{\epsilon} \cdot \frac{P_c}{1,987 \cdot n_{gc} \cdot T_c}\right)$

avec  $n_{gc} = (\mu + \gamma_r) n_{cp}$ : nombre de moles des gaz après la combustion

$$n_{gc} = 10,71239 \Rightarrow \delta_t = 1,43$$

d'où  $P_t = P_z/\delta_t \Rightarrow P_t = 68,7796 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$

Température au point t,  $T_t$

Puisque la Transformation z, t est une isotherme,  $T_t = T_z = 2203,68^\circ \text{K}$

La détente t-d.

La détente t-d est une détente polytropique d'exposant  $n_2$  avec

$$n_2 = 1,25 + 100/N \Rightarrow n_2 = 1,2857$$

c'est vérifier car  $n_2 \in [1,25 \text{ à } 1,30]$

La pression au point d,  $P_{d_1}$

$$P_{d_1} = P_t (\delta_t \cdot \delta_p / \epsilon)^{n_2} \text{ avec } \delta_p = M_t \cdot T_t / \Omega T_c = 1,21635$$

d'où  $P_{d_1} = 3,67318 \text{ N/m}^2$ . (3,18)

La Température au point d,  $T_{d_1}$

$$T_{d_1} = T_t \cdot (\delta_t \cdot \delta_p / \epsilon)^{n_2 - 1} \Rightarrow T_{d_1} = 1149,18^\circ \text{K} \quad (3,19)$$

Pression au point d,  $P_d$

théoriquement la fin de détente se termine au point d, mais en réalité

elle se fait suivant la courbure indiquée par la figure ci-dessous, avec

b correspond à l'A.O.E on utilisant le diagramme P.V on a  $P_b = 4,9 \text{ daN/m}^2$

La pression au point d  $P_d = P_r + (P_b - P_r)/3 \Rightarrow P_d = 2,37 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \text{ (3,20)}$

La Température au point d,  $T_d$ .

$$T_d = 1149,18 \text{ K.}$$

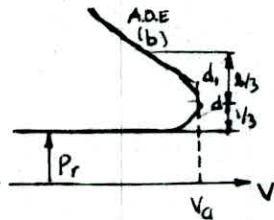


Fig.18. La pression d'échappement

## DEUXIEME PARTIE : LA TURBINE A GAZ

### CHAP. I CALCUL PRELIMINAIRE DE LA TURBINE

#### I.1 Principe de Fonctionnement d'une turbine.

La turbine est une turbomachine destinée à réaliser la détente des gaz d'échappement en recueillant son énergie sous forme mécanique. L'élément essentiel d'une turbine est le rotor grâce à l'action dynamique du fluide nous produisons un couple générateur. Une source de puissance, cette dernière servira uniquement pour faire tourner le compresseur. La turbine comporte en générale un seul étage pour la suralimentation du moteur. Un étage est composé d'un aubage mobile (rotor) et d'un aubage fixe (distributeur). Le rotor comprend à sa périphérie une grille d'aubes à profile soigneusement tracés, destinée à permettre un écoulement avec le minimum de pertes. Le plus souvent l'écoulement est parallèle à l'axe de rotation. Un tel type est dit axial.

#### Turbine axiale.

La turbine axiale peut être à action ou à réaction. Dans la turbine à réaction la détente, dans ce cas est partagée également entre l'aubage fixe et mobile. Ainsi on définit le degré de réaction  $\xi$ , comme étant le rapport de la chute d'enthalpie dans le rotor sur la chute totale de l'étage. Pour des raisons pratiques et de symétrie  $\xi = 0,5$ . Alors que dans la turbine à action la détente a lieu totalement dans l'aubage fixe en totalité.

#### I.2 Taux de détente de la turbine à gaz, $Z_t$



La détente dans la turbine se fait polytropiquement avec un coefficient polytropique  $k_2$ , soit égal à 1,27  $k_2 \in [1,26 \text{ à } 1,29]$  La pression à l'entrée de la turbine,  $P_e$ .

$$P_e = 0,76 P_d \text{ [N/m}^2\text{]} \text{ avec } P_d: \text{ pression d'échappement des gaz}$$

$$P_d = 2,37 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2.$$

$$P_e = 1,8012 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2.$$

La Température à l'entrée de la turbine,  $T_e$ .

$$T_e = 0,76 T_d \text{ [}^\circ\text{K]} \text{ avec } T_d: \text{ Température d'échappement des gaz}$$

$$T_d = 1149,18^\circ\text{K}$$

$$T_e = 873,392$$

Les gaz à la sortie de la turbine sont évacués vers l'atmosphère par les tuyaux d'échappement. Des pertes dans celui-ci sont approximées à 650 mm CE d'où  $\Delta P_s = 6376,5 \text{ N/m}^2$ .

La pression à la sortie de la turbine,  $P_s$

$$P_s = P_0 + \Delta P_s \Rightarrow P_s = 1,07677 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2. \quad (1,1)$$

d'où la Température à la sortie de la turbine,  $T_s$ .

$$T_s = T_e \cdot (P_s/P_e)^{(k_2-1)/k_2} \Rightarrow T_s = 782,899^\circ\text{K}. \quad (1,2)$$

Finalement le Taux de détente,  $Z_t$ .

$$Z_t = P_e / P_s \Rightarrow Z_t = 1,67279. \quad (1,3)$$

I.3 Chute d'enthalpie isentropique,  $\Delta H_{is}$

$$\Delta H_{is} = \frac{\bar{\sigma}}{\bar{\sigma} - 1} r T_e \left(1 - \frac{T_{s_{is}}}{T_e}\right) \text{ [J/kg]} \quad (1) \text{ (voir Fig-19.)} \quad (1,4)$$

$r$ : pour les gaz brûlés  $r = 288,5$  (voir [7])

Température à la fin de détente,  $T_{s_{is}}$

$$T_{s_{is}} = T_e \left(P_s/P_e\right)^{\frac{\bar{\sigma}-1}{\bar{\sigma}}} \text{ [}^\circ\text{K]} \text{ avec } \bar{\sigma} = 1 + \frac{1,985}{\bar{m}_{cv}} \quad (1,5)$$

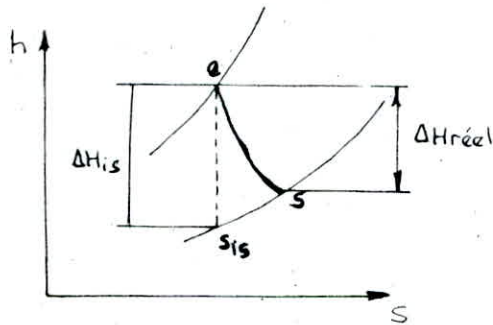


Fig. 19 détente dans la turbine

T [°K]	$mc_v \Big _0^T$
700	5,491
800	5,594
900	5,694

$$\bar{m}_c = (mc_v \Big|_0^{T_e} + mc_v \Big|_0^{T_{s,1s}}) / 2 \quad (1,6)$$

pour  $T_e = 873,392 \text{ °K}$  et  $T_s = 782,899 \text{ °K}$  nous ne les avons pas sur le tableau pour cela on fait une interpolation Linéaire  $mc_v \Big|_0^{T_e} = 5,661$

$$mc_v \Big|_0^{T_s} = 5,576 \text{ d'ou } \bar{m}_c = 5,6215 \Rightarrow \bar{\sigma} = 1,353$$

finalement  $T_{s,1s} = 763,66 \text{ °K}$ .

La chute d'enthalpie isentropique ;  $\Delta H_{1s}$

à partir de l'équation (1) on obtient  $\Delta H_{1s} = 121312 \text{ J/kg}$

**I-4 Débit des gaz d'échappement,  $\dot{m}_g$**

Le débit de combustible

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_s}{1,185 \cdot 1,1413} = \frac{\dot{m}_s}{18,42}$$

Le débit des gaz brûlés est la somme de débit carburant (+) air

$$\dot{m}_g = \dot{m}_s \left( 1 + \frac{1}{18,42} \right) [\text{kg/s}] \Rightarrow \dot{m}_g = 0,139299 \text{ kg/s} \quad (1,7)$$

**I-5 Adaptation compresseur-turbine**

La puissance fournie par la turbine sert uniquement pour l'entraînement

du compresseur, donc on ne laissera que le débit des gaz nécessaire pour fournir la puissance.

La puissance effective de la turbine,  $P_{eff,t}$

$$P_{eff,t} = P_{eff,c} = \dot{m}_t \cdot \eta_{gt} \cdot \Delta H_{is} \text{ [W]} \quad (1,8)$$

$\eta_{gt}$  : rendement global de la turbine à gaz, généralement est de l'ordre [0,76 à 0,82] (voir [10])

$$\text{Soit } \eta_{gt} = 0,79$$

$$\dot{m}_t = P_{eff,t} / (\eta_{gt} \cdot \Delta H_{is}) \Rightarrow \dot{m}_t = 0,1177 \text{ (kg/s)} \quad (1,9)$$

Cette valeur de débit dans la turbine nous donne une nouvelle valeur

$$\text{de } \Delta H_{is} : \Delta H_{is} = P_{eff,t} / (\dot{m}_t \cdot \eta_{gt}) \Rightarrow \Delta H_{is} = 121339 \text{ J/kg} \quad (1,10)$$

Pour évacuer l'excès des gaz d'échappement, on utilise un by-pass où traversera un débit de gaz,  $\dot{m}_{g,t}$  (voir fig-20.)

$$\dot{m}_{g,t} = \dot{m}_g - \dot{m}_t \Rightarrow \dot{m}_{g,t} = 0,021599 \text{ kg/s}$$

Cette différence constitue 15,5% du débit total des gaz. La soupape contrôlant la fermeture et l'ouverture du by-pass est (commandée) par la pression aval du compresseur, dans cette dernière, agit sur une membrane pour avoir l'ouverture de la galerie by-pass.

I-6 Nombre de tours spécifique de la turbine,  $n_{st}$

$$n_{st} = n_t \cdot (\dot{Q}_t)^{1/2} / (\Delta H_{is})^{3/4} \text{ [tr/min]} \quad (1,11)$$

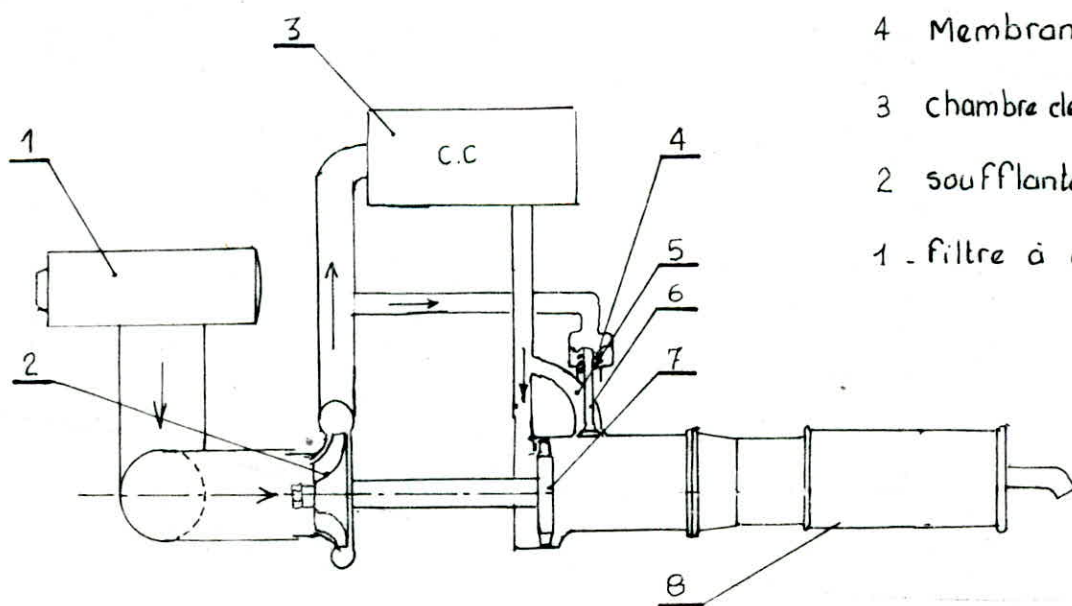
avec  $\dot{Q}_t$  : débit en volume de la turbine en [m<sup>3</sup>/s].

En négligeant les pertes volumétrique dans la turbine,

$$\dot{Q}_t = \dot{m}_t / \rho_g = \dot{m}_t \cdot P_3 / r T_3 \Rightarrow \dot{Q}_t = 0,05611 \text{ m}^3/\text{s} \text{ donc } n_{st} = 2,186 \text{ tr/min}$$

Pour un  $n_{st} > 0,125$  (voir [11]), on utilise une turbine axiale à action et

injection totale monoétagée. La chute d'enthalpie mise à la disposition de l'étage de pression est entièrement transformée en énergie cinétique dans le stator aux pertes par frottement près.



- 8 pot d'échappement
- 7 turbine
- 6 Soupape
- 5 by-pass
- 4 Membrane
- 3 chambre de combus-
- 2 soufflante
- 1 - filtre à air

Fig 20: Principe de réglage du débit massique des gaz brûlés à travers la turbine



## CHAP II CALCUL DE LA TURBINE A GAZ

### II.1 Calcul thermodynamique de la Turbine

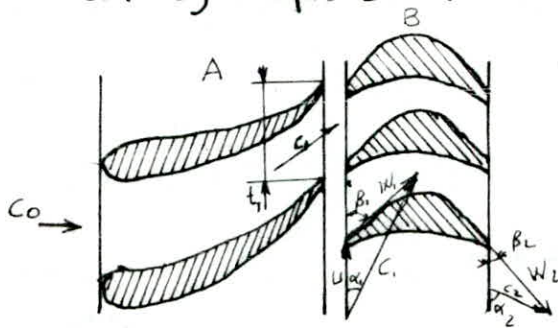


Fig 21 Développement d'un étage de turbine à

action A : aubage fixe (distributeur)

B : aubage mobile (rotor)

t : le pas.

#### II.1.1 Vitesse de l'écoulement des gaz à la sortie des tuyère, $C_1$

En négligeant la vitesse à l'entrée ( $C_0 \approx 0$ ) par rapport à la sortie  
La vitesse théorique des gaz à la sortie du distributeur,  $C_{1th}$ .

$$C_{1th} \text{ (m/s)} = 91,5 (\Delta H_{fs} \text{ (kcal/kg)})^{1/2} \Rightarrow C_{1th} = 492,985 \text{ m/s (21)}$$

Nous avons calculer le nombre de Mach dans ce point est de 0,89  
d'ou la turbine travail dans un régime subsonique

Détermination de la vitesse réelle,  $C_1$ ,

$$C_1 = \psi \cdot C_{1th}$$

avec  $\psi$  : coefficient de ralentissement dans l'aubage fixe  $\psi$  : [0,94 à 0,97]. voir [10] soit  $\psi = 0,97 \Rightarrow C_1 = 478.196 \text{ m/s}$

qui correspond au tuyère les plus courtes.

#### II.1.2 Détermination de l'angle $\alpha_1$

$\alpha_1$  est déterminé a partir de l'abaque  $\eta_u = f\left(\frac{u}{c_1}\right)$

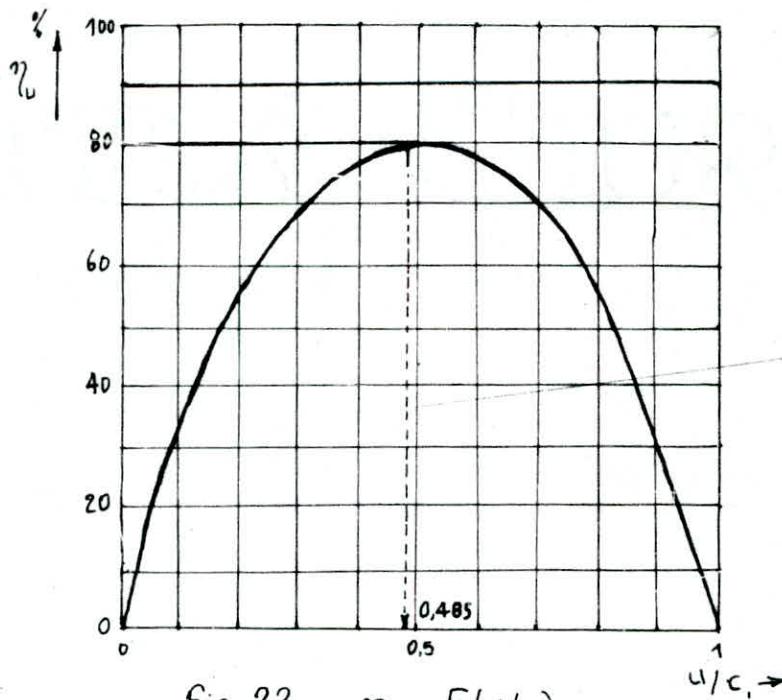


fig 22 :  $\eta_u = F(u/c_1)$

$\eta_u$  : étant le rendement utile pris comme 0,8

Le rapport de  $\frac{u}{c_1} = 0,485$  correspond  $\eta_{u(max)}$  voir fig 22 qui cor-

respond a  $\alpha$ , minimum  $\alpha$   $u/c_1 = \cos \alpha / 2 \Rightarrow \alpha_1 = \cos^{-1}(2u/c_1)$

$\Rightarrow \alpha_1 = 14,07^\circ$  est vérifié car  $\alpha_1 \in [12^\circ \text{ à } 25^\circ]$  voir [10]

### II.1.3 Vitesse périphérique, $U$

$$\text{avec } u/c_1 = 0,485 \Rightarrow u = 0,485 \cdot c_1 \Rightarrow u = 231,925 \text{ m/s}$$

### II.1.4 Diamètre moyen de la roue, $D_{moy}$

$$u = D_{moy} \cdot \omega / 2 \text{ (m/s)} \Rightarrow D_{moy} = 2u \cdot 60 / 2\pi \cdot n_t \Rightarrow D_{moy} = 0,7382 \text{ m}$$

### II.1.5 travail utile reçu par le rotor, $W_u$

$$W_u = P_{eff_t} / \dot{m}_t \Rightarrow W_u = 95858,1 \text{ J/kg}$$

Par hypothese dès le départ que la hauteur des aubes par rapport au Diamètre moyen sont très faibles.

$$W_u = U(C_{u1} - C_{u2}) \quad [J/kg] \Rightarrow C_{u2} = C_{u1} - \frac{W_u}{U} \quad (2,2)$$

$$\Rightarrow C_{u2} = C_1 \cos \alpha_1 - \frac{U}{W_1} \Rightarrow C_{u2} = 50,534 \text{ m/s}$$

II-1-6 Vitesse relative à l'entrée du rotor,  $W_1$ ,

$$W_1^2 = C_1^2 + U^2 - 2UC_1 \cos \alpha_1 \quad [m/s] \Rightarrow W_1 = 259,429 \text{ m/s} \quad (2,3)$$

L'angle  $\beta_1$  qui est généralement compris entre (14 et 30°) (voir [12])

$$\cos \beta_1 = (C_1 \cos \alpha_1 - U) / W_1 \Rightarrow \beta_1 = 26,62^\circ \quad (2,4)$$

II-1-7 Vitesse relative à la sortie du rotor,  $W_2$

On utilise pour le cas de notre turbine un aubage symétrique  $\beta_1 = \beta_2$

$$\text{voir [10]} \Rightarrow W_2 = W_1 \quad [m/s]$$

avec  $\psi$ : coefficient de ralentissement dû au frottement dans le rotor

d'après le tableau de valeur suivant voir [6]

$\beta_1 + \beta_2$	100°	80°	60°	40°	0,85	0,90	0,93	0,95
$\psi$								

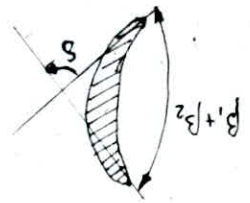


Fig: 23 - déflexion de l'aubage

$\beta_1 + \beta_2 = 53,24^\circ$  par interpolation linéaire

$$\text{nous donne } \psi = 0,88 \Rightarrow W_2 = 228,998 \text{ m/s}$$

II-1-8 Vitesse absolue à la sortie du rotor,  $C_2$

$$C_2 = W_2^2 + U^2 - 2UW_2 \cos \beta_2 \Rightarrow C_2 = 106,019 \text{ m/s} \quad (2,5)$$

L'angle  $\alpha_2$  correspondant  $\alpha_2 = \cos^{-1} \left( \frac{C_{u2}}{C_2} \right) \Rightarrow \alpha_2 = 61,53^\circ$

II-1-9 Rendement adiabatique de la turbine,  $\eta_t$  (voir [10])

$$\eta_t = \frac{\Delta H_t}{\Delta H_t} = \psi^2 \Rightarrow \eta_t = 0,9409 \quad (2,6)$$

Nous pouvons calculer la Température à la sortie de la turbine (valeur

$$\text{exacte}) : \eta_t = (T_e - T_s) / (T_e - T_{s,s}) \Rightarrow T_s = T_e - \eta_t (T_e - T_{s,s})$$

$$\Rightarrow T_s = 770,045 \text{ K}$$

Echelle :  $1 \text{ ms}^{-1} \rightarrow 0,4 \text{ mm}$

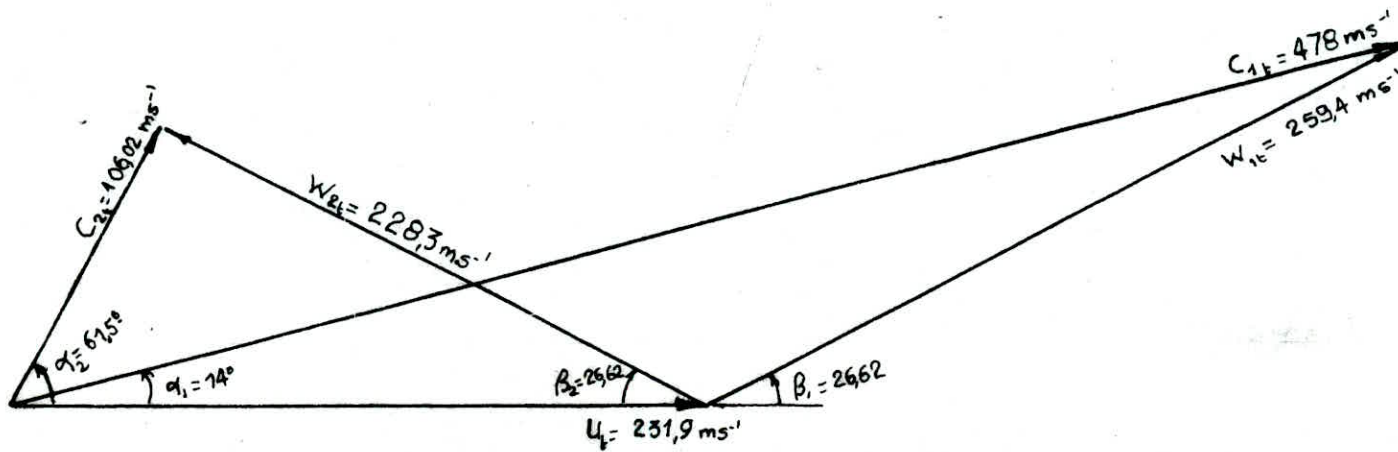


Fig 24 : Triangles des vitesses des aubes symétriques du rotor (avec frottement)



La valeur de l'erreur de  $T_s$  approximée est de 1,5%.

## II-2 Evaluation des pertes dans la turbine.

On classe les pertes dans la turbine en pertes interne et en pertes externes.

### II-2-1 Les pertes internes.

Elles comprennent :

#### II-2-1.1 Pertes par frottement dans l'aubage fixe, $\Delta H_1$ ,

d'après [13] on a  $\Delta H_1 = \Delta H_{i1} - \Delta H_r$  [J/kg] (2,7)

$$\Delta H_1 = \frac{C_{1th}^2}{(91,5)^2} [1 - \psi^2] \Rightarrow \Delta H_1 = 2,7156 \text{ Kcal/kg} \Rightarrow \Delta H_1 = 7181,66 \text{ J/kg}$$

#### II-2-1.2 Pertes dans l'aubage mobile, $\Delta H_2$

$$\Delta H_2 = \frac{W_1^2}{2} (1 - \psi^2) \text{ [J/kg] voir [13]. (2,8)}$$

$$\Rightarrow \Delta H_2 = 7591,84 \text{ J/kg.}$$

#### II-2-1.3 Pertes par frottement du fluide sur le disque, $\Delta H_3$

La rotation du disque créent un couple de freinage dûs aux frottement du fluide contre le disque. Experimentalement, Stodola à montré voir [10], que  $\Delta H_3 = 3 \cdot 10^7 \cdot D_{moy}^{1,4} \cdot U^{2,8} \bar{g}$  [Kcal/kg] (2,9)

$$\text{avec } \bar{g} = (g_e + g_s) / 2 = \left( \frac{P_2}{r T_e} + \frac{P_2}{r T_s} \right) / 2 \Rightarrow \bar{g} = 0,5997 \text{ Kg/m}^3.$$

$$\text{d'ou } \Delta H_3 = 82,171 \text{ J/kg.}$$

### II-2-2 Pertes externes.

Elles comprennent

#### II-2-2.1 Pertes par vitesse restantes, $\Delta H_4$

L'existence de la vitesse de sortie qui correspondra à une énergie cinétique qui se dissipe sous forme de remous dans le fond d'échap.

pement. Entraîne une perte égale à  $\Delta H_4$  voir [13]

$$\Delta H_4 = \frac{c_2^2}{2} \Rightarrow \Delta H_4 = 5620,07 \text{ J/kg} \quad (2,10)$$

### II.2.2.2 Pertes mécaniques, $\Delta H_5$

Toutes les turbo-machines, Les frottements dans les butées et les paliers créent un couple résistant, qui absorbe une partie de la puissance de la machine. Elles sont de l'ordre de 2% de la chute théorique pour le cas des turbines de faibles puissances.

$$\Delta H_5 = 0,02 \Delta H_{is} \text{ [J/kg]} \Rightarrow \Delta H_5 = 2426,79 \text{ J/kg}$$

### II.2.3 Calcul du rendement global ou effectif, $\eta_{gt}$ (2,11)

$$\eta_{gt} = \frac{\Delta H_{is} - \Delta H_p}{\Delta H_{is}} \text{ avec } \Delta H_p = \sum_i \Delta H_i \Rightarrow \Delta H_p = 22902,5 \text{ J/kg}$$

d'où  $\eta_{gt} = 0,811$  (1,23)

d'où finalement la nouvelle puissance effective de la turbine est :

$$P_{eff_t} = \dot{m}_t \cdot \eta_{gt} \cdot \Delta H_{is} = 11586 \text{ [W]} \quad (2,12)$$

La turbine développe une puissance effective suffisante pour faire entraîner le compresseur thermodynamiquement. On admet de plus comme sécurité une augmentation de puissance  $\Delta P$ .

$$\Delta P = P_{eff_t} - P_{eff_c} = 303,5 \text{ (W)} .$$

## II.3 Dimensionnement de la turbine.

### II.3.1 les tuyères ou aubes distributrices (voir Fig 25.)

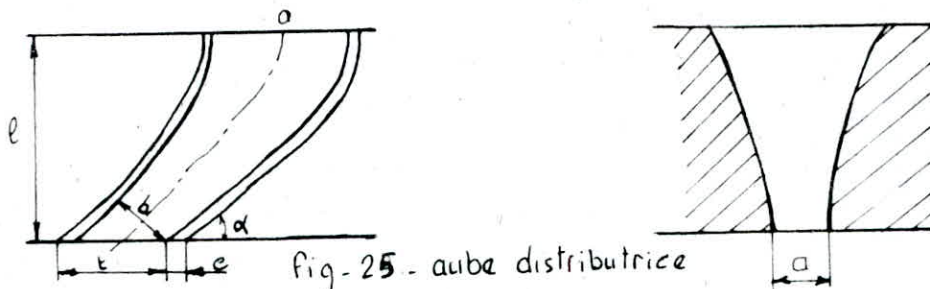


fig-25 - aube distributrice

### II.3.1.1 forme de la tuyère entre (convergente et convergente-divergente).

Pour en savoir, calculons tout d'abord la pression au col,  $P_c$



$$P_c = P_2 \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad [N/m^2] \quad (2,13) \quad (\text{voir } [13]) \quad \text{d'après l'équation d'Hugoniot}$$

$$\Rightarrow P_c = 0,966001 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$$

d'où  $P_c < P_3 = 1,06767 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$  ce qui entraîne que la tuyère est du type convergente sans col (théorème Hugoniot)

### II.3.1.2 angle d'injection $\alpha$ .

Il est commandé d'utiliser,  $\alpha = \alpha_1 - (2 \text{ à } 3)^\circ$  voir [10].

$$\text{soit } \alpha = \alpha_1 - 3 \Rightarrow \alpha_1 = 11,07^\circ$$

### II.3.1.3 Epaisseur de la branche, $S$

Pour le choix de cette épaisseur la documentation nous dit que

$$S < 1,5 \text{ mm} \quad \text{voir } [10] \quad \text{soit } S = 1,3 \text{ mm}$$

### II.3.1.4 Hauteur radiale, $a$

A la sortie des aubes distributrice, la section de passage vaut  $(a \cdot b)$  pour toute la circonférence, la section totale pour une roue à injection totale

$$S = a \cdot b \cdot \pi D_m / t \quad [mm^2] \quad (2,14)$$

A la sortie des tuyères, l'équation de continuité permet d'écrire

$$\dot{m}_t = \rho_1 \cdot S_1 \cdot C_1 \quad [kg/s] \quad \text{avec } \rho_1 = P_1 / r T_1 \Rightarrow \rho_1 = 0,4767 \frac{kg}{m^3}$$

Soit encore  $\varepsilon = b/t = 0,16$

$$\text{D'où } \dot{m}_t = g_1 \cdot c_1 \cdot a \cdot b \cdot \pi \cdot D_{\text{moy}} / t \Rightarrow a = \dot{m}_t / (g_1 \cdot c_1 \cdot \pi \cdot D_{\text{moy}} \cdot \xi) \quad (2,15)$$

$$\Rightarrow a = 0,01391 \text{ m soit } a = 14 \text{ mm}$$

### II-3.1.5 Nombre de tuyère, Z

La largeur du canal (ou circonferentielle) minimale entraîne le Nombre maximal de tuyère  $b \in [8 \text{ à } 10] \text{ mm}$  d'après [12].

$$Z_{\text{max}} = \pi D_{\text{moy}} / t_{\text{min}}, \text{ avec } t_{\text{min}} \text{ étant le pas minimal.}$$

$$t_{\text{min}} = (b_{\text{min}} + s) / \sin \alpha \Rightarrow t_{\text{min}} = 48,588 \text{ mm.}$$

$$\text{d'où } Z_{\text{max}} = (\pi \cdot D_{\text{moy}}) / t_{\text{min}} \Rightarrow Z_{\text{max}} = 4,788$$

Soit le nombre de tuyères  $Z = 5$

Le pas correspondant,  $t_t$

$$t_t \cdot \pi D_m / Z \Rightarrow t_t = 0,04639 \text{ m}$$

$$\text{d'où } b_t = \xi \cdot t_t = 0,16 \cdot t_t \Rightarrow b_t = 7,422 \text{ mm.}$$

### II-3.1.6 coefficient d'obstruction, $k_{ob}$

Ce coefficient tient compte de l'épaisseur à l'entrée de l'aube

$k_{ob}$  varie entre 0,85 à 0,93 voir [10]. vérifions  $k_{ob}$ .

$$k_{ob} = (t - e) / t \text{ avec } e = s / \sin \alpha \Rightarrow e = 6,578 \Rightarrow k_{ob} = 0,86$$

donc c'est vérifié

### II-3.1.7 Profondeur des tuyères suivant l'axe, $l$

$$t/l = 0,6 \text{ à } 0,8 \text{ voir [10]. soit } t/l = 0,8 \Rightarrow l = \frac{t}{0,8}$$

$$\Rightarrow l = 57,976 \text{ mm.}$$

### II-3.1.8 Matériau constitutif des tuyères

Pour le cas de notre turbo-soufflante on utilise de l'acier Austénitique et inoxydable Aisi 314 pour la fabrication des aubages distribu-



trice par la méthode de fonderie de précision à la cire perdue voir [10]. Les pièces obtenues ne nécessitent pas autres finition que le nettoyage des surfaces.

### II.3.2 Aubage mobiles.

#### II.3.2.1 Hauteur radiale à l'entrée de l'ailette, $a_1$

(Voir Fig 26). Les sections de passages dans les aubage mobiles doivent satisfaire à l'équation de continuité. Afin d'assurer une parfaite entrée de la veine des gaz dans l'aubage. Pour cela il faut donner à l'aubage mobile une hauteur à l'entrée légèrement supérieur. Le recouvrement est défini suivant la hauteur de la tuyère et son état d'usinage pour  $a$  varie de 10 à 15 mm on  $r_{rec}$  varie de 1,5 à 3 mm voir [10] soit  $r_{rec} = \text{recouvrement } r = 1,5 \text{ mm} \Rightarrow a_1 = a + 2r = 17 \text{ mm}$ .

On prendra les jeu radial et axial respectivement  $j_r$  et  $j_a$  égale (0,5 et 3) mm  $j_r$  est pris entre [0,5 à 5) mm et  $j_a$  est pris entre [3 à 12) mm

#### II.3.2.2 Hauteur radiale à la sortie de l'ailette, $a_2$

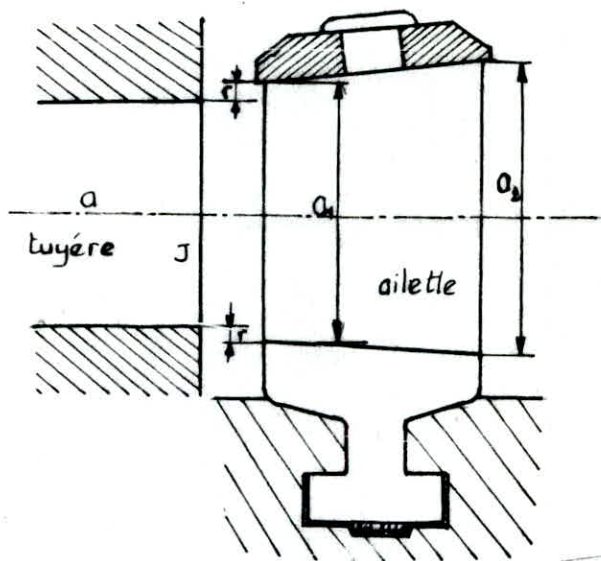
D'après l'équation de continuité entre l'entrée et la sortie du rotor on a  $m_t = \rho_1 A_1 \cdot W_1 = \rho_2 A_2 \cdot W_2$  [kg/s].

avec  $A_{1,2}$  étant les sections de passages entre les deux extrémité de l'aube. Appliquant l'équation de continuité à l'entrée et la sortie la variation de la masse volumique est faible dans le rotor.

$$\text{d'où } \rho_1 \cdot \pi \cdot D_{moy} \cdot a_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot W_1 = \rho_2 \cdot \pi \cdot D_{moy} \cdot a_2 \cdot \varepsilon_2 \cdot W_2$$

$$\Rightarrow a_1 W_1 = a_2 W_2 \Rightarrow a_2 = a_1 \frac{W_1}{W_2} \Rightarrow a_2 = 19,3182 \text{ mm}$$

- la condition  $a_2 \gg a_1$  est vérifiée.



$a, a_1, a_2$  hauteur  
radiale

$r$  ; recouvrement

$j$  : jeu axial

$l$  : largeur de l'aubage

$t$  : pas

$\delta_1$  : épaisseur de l'aube

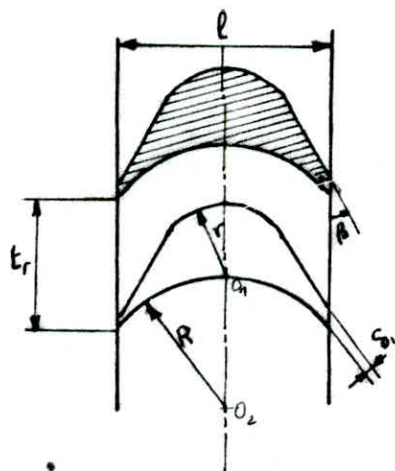


Fig. 26 Aube mobile à action de type profil layout

- La pente de conduite doit être inférieure à  $5^\circ$

$$\tan \alpha = (a_2 - a_1) / 2L_a \quad \text{avec la longueur de l'aube (voir plus loin)}$$

$$\Rightarrow \alpha = 3,94^\circ < 5^\circ \quad \text{donc la deuxième condition est aussi vérifiée}$$

### II.3.2.3 Pas de l'ailette, $t_r$

$$a \cdot b \cdot \frac{\pi D_{\text{moy}}}{t} \cdot C_1 \cdot \rho_1 \leq a_1 \cdot b_r \cdot \frac{\pi D_{\text{moy}}}{t_r} \cdot W_1 \cdot \rho_1$$

$$\text{avec } b/t = \xi \quad \text{et } \frac{b_r}{t_r} = \xi_1$$

$$a \cdot \xi \cdot C_1 < a_1 \cdot \xi_1 \cdot W_1 \quad \text{avec } \xi = \sin \alpha - \frac{s_1}{t} \quad \text{et } \xi_1 = \sin \beta_1 - \frac{s_1}{t_r}$$

$$\text{Finalement } t_r \geq \frac{s_1 \cdot a_1}{a_1 \cdot W_1 \cdot \sin \beta_1 - a \cdot \xi \cdot C_1} \quad [\text{mm}]. \quad (2.16)$$

$$\text{Soit } s_1 = 0,6 \text{ mm} \quad s_1 \in [0,5 \text{ à } 1] \text{ mm} \quad \text{voir [12]}$$

$$\Rightarrow t_r \geq 3,182 \text{ mm.}$$

### II.3.2.4 Nombre d'ailette du rotor, $Z_r$

Le nombre maximal d'ailette,  $Z_{r \text{ max}}$  est :

$$Z_{r \text{ max}} = \pi \cdot D_{\text{moy}} / t_{r \text{ min}} \Rightarrow Z_{r \text{ max}} = 72,89 \text{ aubes.} \quad (2.17)$$

$$\text{choisissons } Z_r = 23 \text{ aubes} \Rightarrow t_r = \pi D_{\text{moy}} / Z_r \Rightarrow t_r = 10,0837 \text{ mm}$$

Largeur axial,  $L_r$ .

$$\text{Nous avons } t_r / L_r \in [0,6 \text{ à } 0,9] \quad \text{voir [10].} \quad \text{Soit } \frac{t_r}{L_r} = 0,6 \Rightarrow L_r = \frac{t_r}{0,6}$$

$$\Rightarrow L_r = 16,8062 \text{ mm.} \quad \text{généralement } L_r \text{ est de l'ordre de } 15 \text{ à } 150 \text{ mm}$$

### II.3.2.5 Epaisseur de l'ailette à l'entrée et sortie du rotor, $e_r$

$$e_r = s_r / \sin \beta_1 \Rightarrow e_r = 1,339 \text{ mm.}$$

La vérification du coefficient obstruction  $k_{ob,r}$  qui varie généralement

$$\text{de } 0,8 \text{ à } 0,95 \quad \text{voir [10].} \quad k_{ob,r} = (t_r - e_r) / t_r \Rightarrow k_{ob,r} = 0,867 \text{ donc}$$

e'est vérifier le choix des dimension du rotor.

### II.3.2.6 Dessin des aubages mobiles à action (voir Fig 27)

On utilise la méthode de Layout often (voir, [11]) pour le profil des aubes à action. Est normalisé par l'industrie des turbines pour les aubes symétrique, à noter que le centre de courbure du profil concave et convexe  $O_1, O_2$  (voir Fig 27.)

$$R_{\text{lav}} = l_r / (\cos \beta_1 + \cos \beta_2) = l_r / 2 \cos \beta, \Rightarrow R_{\text{lav}} = 9,3996 \text{ mm.}$$

$$r_{\text{vex}} = l_r - b_r \Rightarrow r_{\text{vex}} = 6,1651 \text{ mm.}$$

$r$  : est pour maintenir constant la largeur  $b_r$  du rotor.

### II 3-2.7 Sollicitation des ailettes.

La fabrication des aubes mobiles sont réalisées par la fonderie de précision à la cire perdue ; on utilisant des alliages qui sont inoxydables. possédant des bonne caractéristique mécanique et résistance à la chaleur Z 20.CNW22 (acier austénitique).

C = 0,2 Cr, 22 Ni, 12 W, 3 Si, 1,27 Fe le reste.

Z 20, CNW22. La résistance élastique,  $R_e = 685 \text{ N/mm}^2$ .

La résistance à la rupture,  $R_r = 950 \text{ N/mm}^2$ .

La sollicitation, pour chaque ailette considérée comme un solide encastrée à sa base, libre ou appuyée a son extrémité, est soumise à l'action du jet des gaz et de la force centrifuge d'ou nous devons vérifier à la traction et à la flexion.

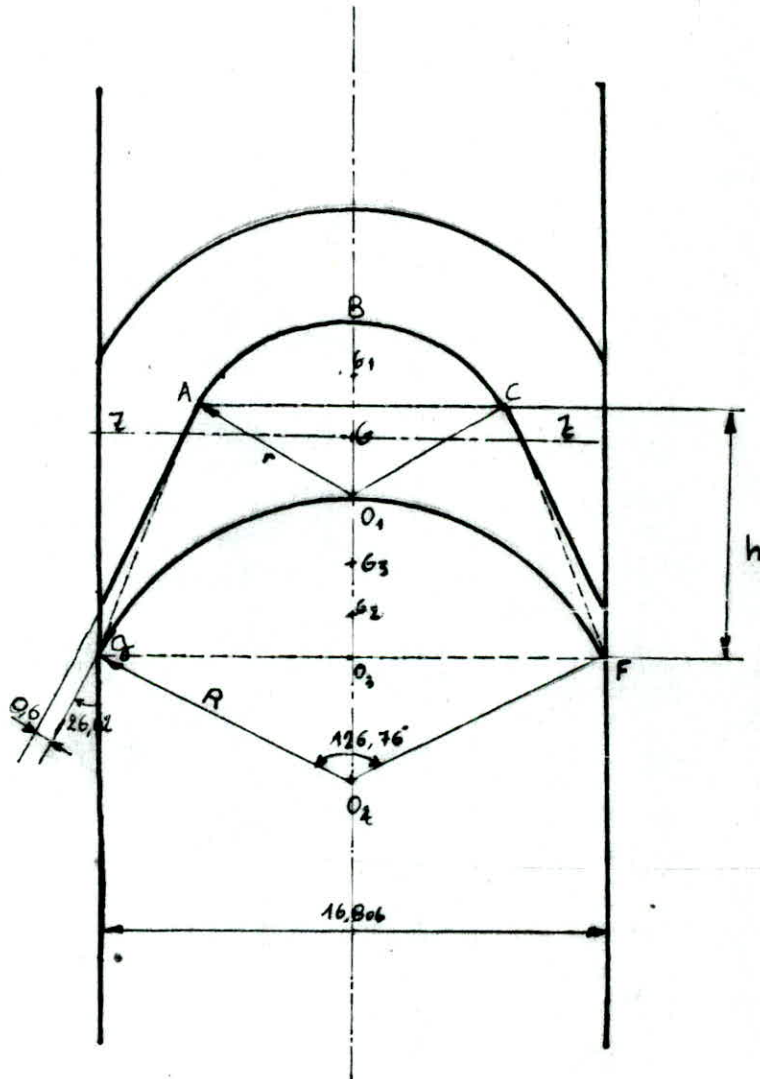
- Vérification à la traction :

La Force centrifuge agissant sur une ailette,  $F_{\text{cent}}$ .

$$F_{\text{cent}} = m_a \omega^2 \cdot D_{\text{moy}} / 2 \quad [\text{N}] \quad (2,17)$$

ou  $m_a$  : masse d'une aube ( $k_g$ ).  $m_a = \rho_a \cdot v_a \cdot [k_g]$ . avec  $\rho_a = 7,8 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$





Echelle : 4

Fig 27 : Traçage des aubes ( LAYOUT )

La masse de l'aube  $v_a = 1321,3099 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3 \Rightarrow m_a = 0,0103066 \text{ kg}$

$$\Rightarrow F_{cent} = 15018,10 \text{ N}$$

La contrainte à la traction,  $\sigma_t$ .

$$\sigma_t = F_{cent} / S_a \Rightarrow \sigma_t = 206,397 \text{ N/mm}^2. \quad (2,18)$$

La contrainte admissible à la traction,  $\sigma_{tadm}$

$$\sigma_{tadm} = R_e / k \text{ [N/mm}^2\text{]}.$$

(Considérant que la charge sur l'aube est constante)

k étant le coefficient de sécurité,  $k_s$  soit  $k_s = 1,8$ .

$$\sigma_{tadm} = 380,56 \text{ N/mm}^2.$$

d'où finalement on a vérifié  $\sigma_t < \sigma_{tadm}$  la contrainte à la traction.

Vérification à la flexion.

Par hypothèse, nous avons supposé que l'aube est une poutre de section constante encastree à une extrémité et soumise à un effort  $F_{fle}$  uniformément répartie sur toute sa longueur (jet du gaz)

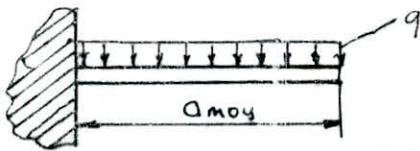


Fig. 28. q: densité de charge du jet du gaz.

- La force tangentielle appliquée sur un aubage,  $F_a$ .

$$F_a = 2 P_{eff} / (2 \cdot \eta_m \cdot D_{moy} \cdot \omega) \Rightarrow F_a = 2,245 \text{ N} \quad (2,19)$$

- La densité de charge, q.

$$q = F_a / a_{moy} \Rightarrow q = 182,05 \text{ N/m}. \quad (2,20)$$

Moment de flexion maximum,  $M_{fmax}$ .

$$M_{fmax} = q a_{moy}^2 / 2 \Rightarrow M_{fmax} = 20,1232 \cdot 10^3 \text{ N.m} \quad (2,21)$$

Moment d'inertie de l'aube par rapport à son axe passant par le centre de gravité pour cela nous décomposons la section de l'aube en des sections géométriquement simple afin de faciliter la détermination du centre de gravité de chaque section. (voir fig 27)

- Centre de gravité de la section A, B, C,  $G_1$ , voir [14].

$$O_1 G_1 = 4r \sin^3(\alpha/2) / 3 \left( \frac{\pi\alpha}{180} - \sin\alpha \right) \quad [2,22] \quad [m] \quad \text{avec } \alpha = 126,76^\circ$$

$$\Rightarrow O_1 G_1 = 4,052 \text{ mm}$$

$$A_1 = \frac{r^2}{2} \left( \frac{\pi\alpha}{180} - \sin\alpha \right) \Rightarrow A_1 = 26,8172 \text{ mm}^2 \quad (2,23)$$

- Centre de gravité de la section g, O<sub>1</sub>, F,  $G_2$

$$O_2 G_2 = \frac{4}{3} \cdot R \sin^3 \alpha / 2 / \left( \pi\alpha / 180 - \sin\alpha \right) \Rightarrow O_2 G_2 = 6,174 \text{ mm.}$$

$$A_2 = \frac{R^2}{2} \left( \frac{\pi\alpha}{180} - \sin\alpha \right) \Rightarrow A_2 = 62,2564 \text{ mm}^2$$

Centre de gravité de la section g, A, C, F,  $G_3$   $h=8,345$ ,  $a=10,913$ ,  $b=16,862$

$$O_3 G_3 = h(a+2b) / 3(a+b) \quad [mm] \Rightarrow O_3 G_3 = 3,877 [mm] \quad (2,24)$$

$$A_3 = \frac{1}{2}(a+b) \cdot h \quad [mm^2] \Rightarrow A_3 = 115,6618 [mm^2] \quad (2,25)$$

Le centre de gravité de la section totale de l'aube, G par rapport

au centre  $O_2$   $O_2 G = \left( \sum A_i y_i \right) / \sum A_i \Rightarrow O_2 G = 11,57 [mm] \quad (2,26)$

Le moment d'inertie de la section A, B, C par rapport à l'axe horizontale passant par le centre de gravité G,  $I_{1/2}$ .

$$I_{1/2} = I_1 + A_1 \overline{GG_1}^2 \quad [mm^4] \quad \text{avec } I_1 = \frac{r^4}{8} \left( \frac{\pi\alpha}{180} - \sin\alpha + 4 \cos\frac{\alpha}{2} \sin^3\frac{\alpha}{2} \right) \quad (2,27)$$

$$I_1 = 487,7356 \text{ mm}^4 \quad \text{avec } \overline{GG_1} = O_1 G_1 - (O_2 G - R) = 6,4193 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow I_{1/2} = 659,883 [mm^4]$$

De même, on calcul  $I_{2/2}$

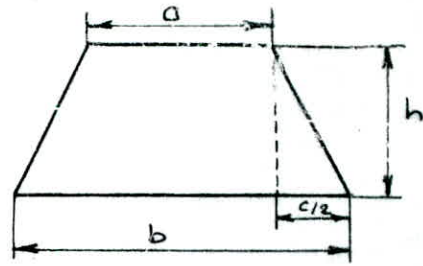
$$I_{2/2} = I_2 + A_2 \overline{GG_2}^2 \Rightarrow I_{2/2} = 2964,538 [mm^4] \quad (2,28)$$

Calcul de  $I_{3/2}$

$$I_{2/2} = I_3 + \overline{GG_3}^2 \cdot A_3 \quad [\text{mm}^4]$$

$$I_3 = h^3 \cdot (6a^2 + 6ac + c^2) / 36 \cdot (2a+c) \quad (2,29)$$

$$\Rightarrow I_3 = 2730,116 \text{ mm}^4$$



$$GG_3 = O_3G - O_3G_3 = (O_2G - R \cos \alpha) - O_3G_3 \Rightarrow GG_3 = 3,338 \text{ mm}$$

$$I_{3/2} = 3116,205 \text{ [mm}^4]$$

Moment d'inertie de la section de l'aube,  $I_2$

$$I_2 = I_{1/2} - I_{2/2} + I_{3/2} \Rightarrow I_2 = 811,547 \text{ mm}^4$$

Vérification de la condition de la résistance à la flexion.

$$M_{\text{max}} \cdot y / I_2 < \sigma_{\text{adm}} \quad (2,30) \text{ avec } y = r_{\text{ext}}/2 \Rightarrow y = 3,0825 \text{ mm}$$

$$\text{or } M_{\text{max}} \cdot y / I_2 = 0,0764357 < \sigma_{\text{adm}} = 380,56 \text{ N/mm}^2$$

donc nous avons une très faible flexion de l'aube c'est dû au faible poids des gaz

Etude des vibrations des aubes.

Les forces développées dans les turbines, en période de régime établi ne sont pas constantes. Elles oscillent autour d'une valeur moyenne avec une certaine périodicité. Ce fait donne lieu à des phénomènes de résonances, qui peuvent présenter des conséquences dangereuses pour la sécurité du matériel. L'étude des vibrations d'un aubage pose deux problèmes :

- La détermination des fréquences propres,
- L'examen des impulsions excitatrices,

La comparaison des chiffres obtenus permet de déterminer les zones de résonances possibles.



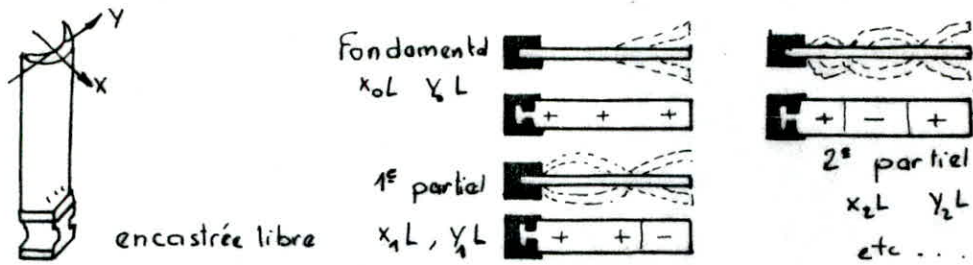


Fig 29 Modes de vibrations des aubes isolées

On obtient finalement les fréquences propres du système (voir 90)

$$\beta_{Pj} = \frac{\alpha_j}{2\pi} \cdot \frac{c}{l^2} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (2,31) \text{ avec } l : \text{longueur d'aube}$$

$I$  : moment d'inertie de la section de l'aube

$E$  : module d'élasticité  $E = 2.10^{11} \text{ N/m}^2$ .

$\alpha_j$  : dépend de la forme de l'ailette et son mode de vibrations.

$$\alpha_j = (1,87)^2, (4,69)^2, \left(\frac{5\pi}{2}\right)^2, \left(\frac{7\pi}{2}\right)^2 \text{ etc...}$$

$\rho$  : masse volumique de l'acier,  $\rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ (kg/m}^3\text{)}$

j	1	2	3	4
$\beta_{Pj} \text{ (kHz)}$	28,5429	17,9540	503,464	986,789

Forces excitatrices.

Sillage des aubages distributeurs

La veine des sortant des aubes distributrices n'est pas homogène car l'épaisseur des parois de guidage provoquent :

- Des couches limites avec variation rapide de la vitesse dans l'épaisseur de ces couches.
- Des sillages qui n'ont pas encore disparu lorsque la veine des gaz rencontre les aubage mobiles.

Ces sillages sont découpées par les ailettes mobiles et occupent dans

le canal de la roue les positions successives représentée sur la Fig 30



Fig 30 Sillage des aubes distributrices

La fréquence des passages de deux distributeurs successifs devant la même aube mobile, soit dans l'injection totale.

$$f = N \cdot n \quad (\text{Hz}) \quad \text{avec } n: \text{ nombre de distributeurs, } n=5$$

$N$ : vitesse de rotation. (tr/s).

Il y a résonance que si  $k \cdot f = f_p$  avec  $k$  entier 1, 2, 3 etc. ...

$$\text{or } f = 60000 \cdot 5 / 60 = 5000 \text{ Hz.}$$

d'où  $k \cdot f$  est différent des valeur de  $f_p$ .

### II-3.3 Le disque

Le disque est constitué d'une jante et d'un voile d'égale contrainte à température constante.

#### II-3.3-1 Calcul de la jante.

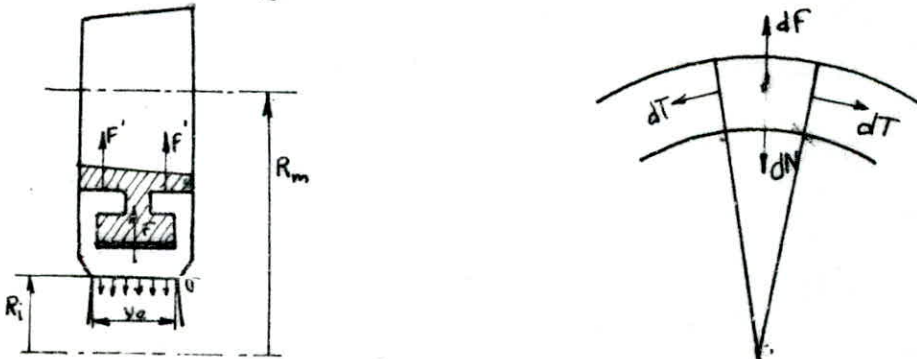


Fig.31. Equilibre de l'élément de la jante

La jante est assimilée à un disque plat de hauteur  $h_j$ .

La jante est soumis à sa force centrifuge propre  $F$ , et de plus à la force centri-

Fuge d'aubes calée sur elle, F'

Considérons un élément de la jante : il est soumis à :

1) - La force centrifuge .

$$dF_1 = m r dx \cdot \omega^2 r = m \omega^2 R_G^2 \cdot dx \quad (2,33)$$

avec  $m$  : masse par unité de longueur, comptée sur la trajectoire décrite par le centre de gravité

2) - A l'action radiale du disque .

$$dN = \sigma \cdot R_i \cdot y_e \cdot dx \quad (2,34)$$

3) - Aux tensions tangentiels

$$dT = \sigma_t \cdot S_j \quad S_j = \text{section de la jante.} \quad (2,35)$$

Equation d'équilibre de la jante .

$$m \cdot \omega^2 \cdot R_G^2 \cdot dx = \sigma \cdot R_i \cdot y_e \cdot dx + \sigma_t \cdot S_j dx \quad (2,36)$$

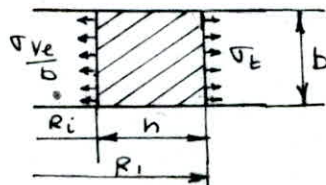
$$\text{d'où } \sigma_t = \frac{1}{S_j} (m \omega^2 R_G^2 - \sigma \cdot R_i \cdot y_e) \quad (2,37)$$

La jante se dilate et prend un allongement unitaire au rayon  $R_i$  égal à

$$\epsilon_t = \frac{1}{E} \left( \sigma_t - \frac{1}{m} \sigma y_e / b \right) \quad (2,38)$$

avec  $\frac{1}{m} = \mu$  : coefficient de poisson ( $\mu = 0,3$  pour les aciers)

avec  $b$  = largeur de la section équivalente à la section réelle de la jante



La traction  $\sigma$  ne s'exerce que sur la largeur  $y_e$  : repartissons-la sur toute la largeur  $b$  d'où nous avons le disque d'épaisseur constante

donc la contrainte sur la paroi intérieure de la jante est  $\sigma \cdot y_e / b$

$\epsilon_t$  doit être égal à l'allongement unitaire du disque au rayon extérieur

$$\epsilon_r = \frac{1}{E} (1-\mu) \sigma \quad (2,39)$$

On doit avoir l'égalité ( $\epsilon_t = \epsilon_r$ ) puisque la jante et le disque forment une pièce

$$(1-\mu) \sigma = \sigma_t - \frac{1}{m} \sigma y_e / b \quad (2,40)$$

En remplaçant  $\sigma_t$  par sa valeur on en déduit

$$y_e = [m \cdot \omega^2 \cdot R_G^2 / s_j \cdot \sigma - (1-\mu)] / (R_i / s_j + \mu / b) \quad (2,41)$$

pour faire le calcul on est obligé de faire d'abord un dessin de la jante pour estimer sa section.

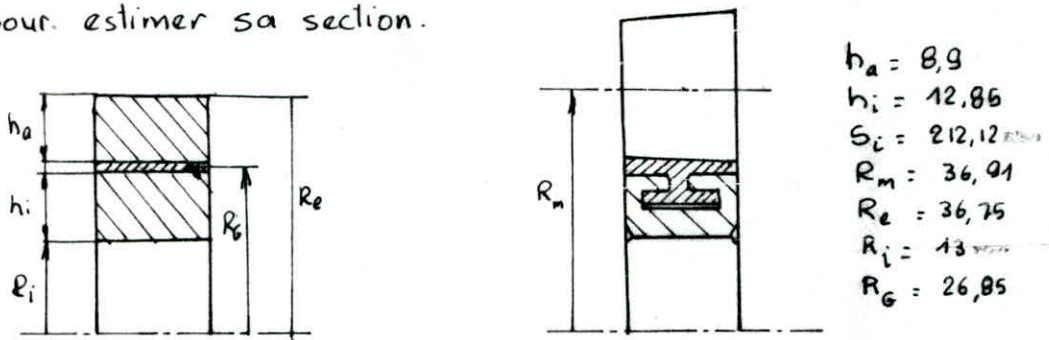


Fig. 32. : Les dimensions équivalentes de la jante.

Masse totale de la jante et les ailettes  $M_{atj} = 0,30246 \text{ Kg}$

La masse par unité de longueur,  $m_{atj} = M_{atj} / (2\pi \cdot R_G)$ .

$$\Rightarrow m_{atj} = 1,7929 \text{ Kg/m.}$$

avec  $\sigma$  : généralement pris entre 2 à 2,5 .  $10^8 \text{ N/mm}^2$  [voir [12]]

soit  $\sigma = 2,5 \cdot 10^8 \text{ N/mm}^2$  on trouve  $y_e = 3,0048 \text{ mm.}$

Calcul de voile du disque.

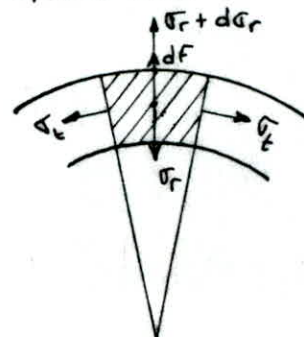
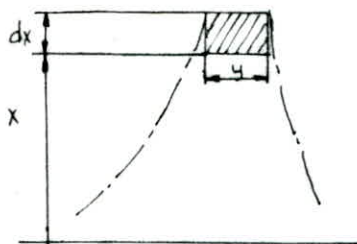


Fig-33 Equilibre de l'élément du disque



L'élément considéré est soumis à la force centrifuge et aux forces dues aux contraintes radiales  $\sigma_r$  et tangentielles  $\sigma_t$

### 1. Force centrifuge

$dF = dm \cdot \omega^2 x$  avec volume de l'élément est :  $y \cdot dx \cdot x d\alpha$

masse de celui-ci est  $\rho \cdot y \cdot x dx d\alpha$ .

$$d'ou \quad dF = \rho \omega^2 y \cdot x^2 dx d\alpha \quad (2,42)$$

### 2. Forces radiales

Force radiale due à  $\sigma_r$  :  $dR = \sigma_r \cdot y \cdot x d\alpha$  (2,43)

Force radiale due à  $\sigma_r + d\sigma_r$  :  $dR' = \sigma_r \cdot y \cdot x d\alpha + \frac{d}{dx}(\sigma_r \cdot y \cdot x) dx d\alpha$  (2,44)

### 3. Forces tangentielles.

Sur chaque face méridienne de l'élément s'exerce une contrainte tangentielle  $\sigma_t$  donne une force  $dT = \sigma_t \cdot y \cdot dx$  (2,45)

Projection sur l'axe vertical.

$$dF + dR' - dR - 2 dT \sin \frac{d\alpha}{2} = 0$$

$$\rho \omega^2 y x^2 dx d\alpha + \frac{d}{dx}(\sigma_r y x) dx d\alpha - \sigma_r y dx = 0 \quad (2,46)$$

Le disque étant d'égale contrainte,  $\sigma_r = \sigma_t = \sigma$

$$\sigma \left( y + \frac{dy}{dx} \right) - \sigma y + \rho \omega^2 \cdot x^2 \cdot y = 0 \quad (2,47)$$

$$\frac{dy}{y} = - \frac{\rho \omega^2}{\sigma} dx \quad (2,48)$$

La solution générale de cette équation est :

$$\log y - \log A = - \frac{\rho \omega^2}{2\sigma} x^2 \quad \text{avec } A \text{ constante d'intégration}$$

$$y = y_e e^{\frac{\rho \omega^2}{2\sigma} (R_i^2 - x^2)} \quad (2,49) \quad \text{telle que } x = R_i, \quad y = y_e$$

Détermination de l'épaisseur du disque au niveau du diamètre de l'arbre

$$y_e = 3,004 \quad \text{et pour } x = d_{ar} = R_i \Rightarrow y = y_e$$

## CHAP. III LES PERFORMANCES DU MOTEUR

### III.1 Pression moyenne indiquée, $P_{mi}$

$$P_{mi} = \frac{P_a \varepsilon^{\eta}}{\varepsilon - 1} \left[ \Omega (\delta_p - 1) + \Omega \delta_p \ln \delta_t + \frac{\Omega \delta_p}{\eta - 1} (1 - (\delta_t \delta_p / \varepsilon)^{\eta - 1}) - \frac{1}{\eta - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\eta - 1}} \right) \right] \quad (3.1)$$

$$P_{mi} = 11,40311 \text{ (dan/cm}^2\text{)}$$

#### III.1.1 Pression moyenne indiquée réelle, $P_{mi}^r$

$$P_{mi}^r = P_{mi} \cdot \eta_{arr} \quad [\text{dan/cm}^2] \quad (3.2)$$

On définit le coefficient d'arrondissement,  $\eta_{arr}$

généralement est de l'ordre (0,92 à 0,96) voir [9]

$$\text{soit } \eta_{arr} = 0,96 \Rightarrow P_{mi}^r = 10,946985 \text{ dan/cm}^2$$

### III.2 Rendement indiqué, $\eta_i$

Le rendement indiqué s'exprime par la relation suivante.

$$\eta_i = 1,987 P_{mi} \cdot \eta_{cg} \cdot T_s / (P_s \cdot \eta_v \cdot P_e^i) \quad (3.3) \Rightarrow \eta_i = 0,3949$$

### III.3 mécanique mécanique, $\eta_m$

Généralement pour moteur Diesel suralimenté  $\eta_m$  varie de 0,75 à 0,85 (voir [9]) soit  $\eta_m = 0,82$ .

#### III.3.1 Rendement effectif, $\eta_e$

Le rendement effectif d'un moteur est exprimé par la relation

$$\text{suivante } \eta_e = \eta_m \cdot \eta_i \quad (3.4) \Rightarrow \eta_e = 0,3238.$$

### III.4 puissance indiquée, $P_i$

$$P_i = (P_{mi}^r \cdot V_t \cdot N) / (225,5) \quad [\text{ch}] \quad (3.5) \quad \begin{array}{l} j=4 \text{ pour un moteur} \\ \text{à 4 temps} \end{array}$$

$$\Rightarrow P_i = 128,396 \text{ [ch]}$$

#### III.4.1 Puissance effective, $P_e$

$$P_e = P_i \cdot \eta_m \Rightarrow P_e = 105,285 \text{ [cv]} \Rightarrow P_e = 77,5 \text{ [kw]}$$

## CHAP. IV

## CALUL D'ARBRE

L'arbre est soumis au poids du compresseur, turbine et à son propre poids (étant négligeable). ce qui entraîne un moment de flexion, de plus le couple de torsion. dû à la puissance.

## IV.1 Disposition de l'arbre.

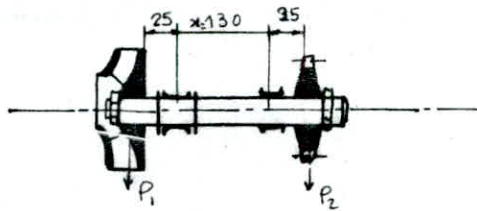


fig 34 Disposition de l'arbre

Nous avons choisi la disposition des paliers intérieurs avec butée à segment (paliers Mitchell) pour qu'il y aura de faible résistance gazodynamique pour le compresseur, aussi bien à l'échappement de la turbine

Soit  $L = 180 \text{ mm}$ .

Le poids de l'arbre est calculé approximativement  $P_3 = \frac{\pi D^2}{4} \cdot l \cdot \rho \cdot g =$

$P_3 = 0,15 \text{ N}$ . donc négligeable devant les poids -du compresseur et la turbine.

$P_1, P_2$  les poids respectivement du compresseur et turbine.

$$P_1 = \pi \cdot \left(\frac{63 \cdot 10^{-3}}{2}\right)^2 \cdot (12 \cdot 10^3) \cdot 7.8 \cdot 10^3 \cdot 9,81 = 5,028 \text{ N.} \quad (4,1)$$

et pou  $P_2$  de la même manière que  $P_1 \Rightarrow P_2 = 3,26024 \text{ N}$ .

IV.2 Moment de Flexion. maximal,  $M_{fmax}$ 

$$M_{fmax} = P_1 \cdot L_1 \Rightarrow M_{fmax} = 0,1257 \text{ N.m} \quad (4,2)$$

IV-3 Moment de torsion,  $M_t$ .

$$M_t = \frac{P_u}{\omega} = \frac{P_{ell}}{\eta_m \omega} = (4,3) \quad M_t = 1,8323 \text{ N.m}$$

IV-4 Moment idéal,  $M_i$ :

$$M_i = (M_{\theta_{max}}^2 + M_t^2)^{1/2} \quad (4,4) \quad [\text{N.m}] \Rightarrow M_i = 1,8367 \text{ N.m}$$

IV-5 Détermination du diamètre de l'arbre

On utilise la méthode du moment idéal.

$$\frac{M_i}{0,1 d^3} \leq \sigma_{adm} \quad [\text{dan/mm}^2] \quad (4,5) \quad \text{avec } \sigma_{adm} = \frac{R_e}{k}$$

avec  $k$  étant le coefficient de sécurité  $k=3$ . d'où  $\sigma_{adm} = 22,83 \frac{\text{dan}}{\text{mm}^2}$

$$\text{donc } d_{min} = 4,31672 \text{ mm}$$

Finalement l'approximation du diamètre de l'arbre est largement vérifiée

$$d_{ar} = 13 \text{ mm.}$$

Cette vitesse pour laquelle la flèche deviendrait théoriquement infinie est donnée par la formule suivante (voir [1]).

$$N_{cr} = 9,55 (g/\beta)^{1/2} \quad (4,6)$$

$\beta$ : La flèche de l'arbre en [m].

$g$ : l'accélération de la pesanteur  $g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$

$$\beta = \frac{P_i L^2}{3EI} \quad I = \text{moment d'inertie de l'arbre: } I = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$E: \text{module d'élasticité: } E = 2 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$$

$$\Rightarrow \beta = 0,672459 \cdot 10^{-6} \text{ m.}$$

$$\text{Finalement } N_{cr} = 36475,8 \text{ tr/min}$$

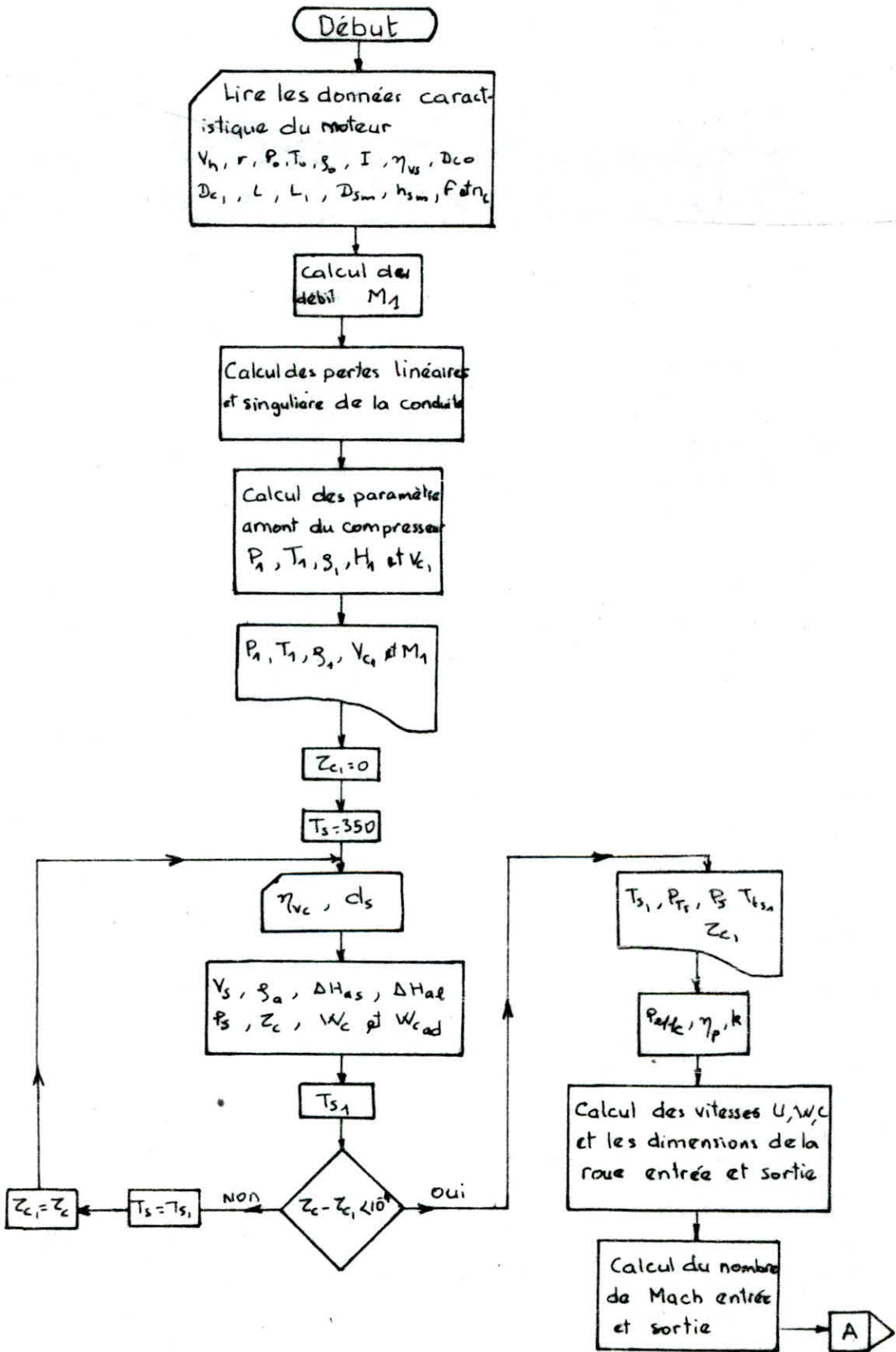
On doit vérifier dans ce cas que les vitesses harmoniques supérieures

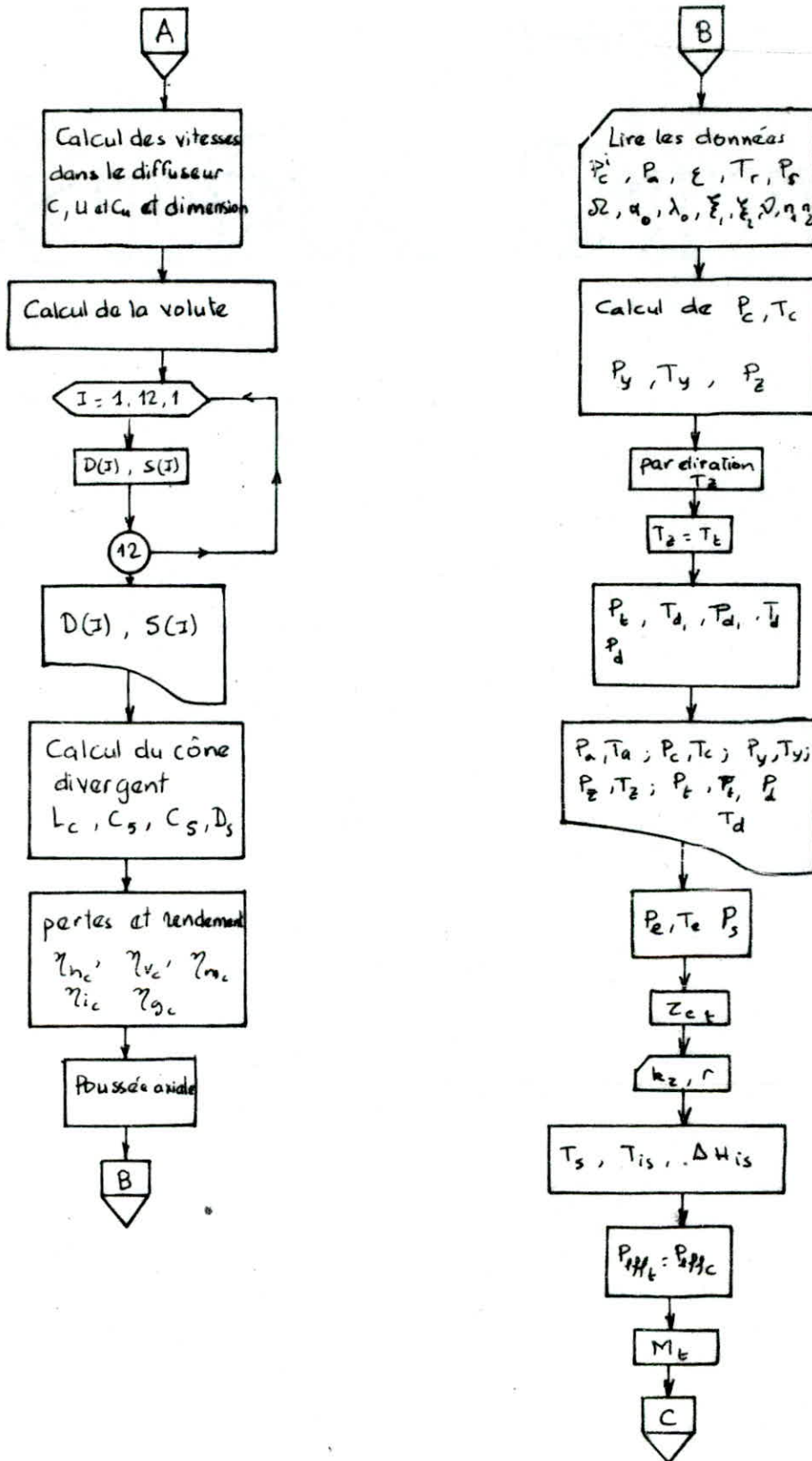
$$\frac{N}{N_{cr}} \neq 2^2, 3^2, 4^2 \dots \text{ etc}$$

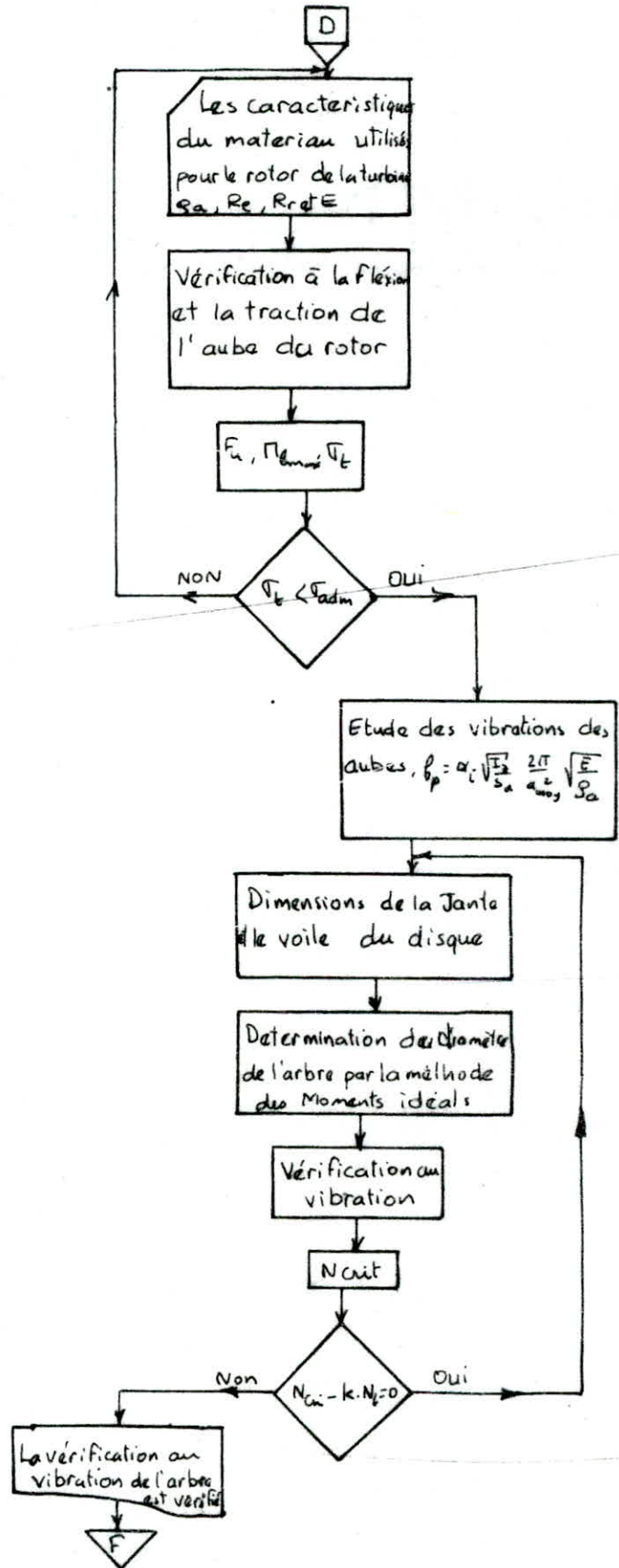
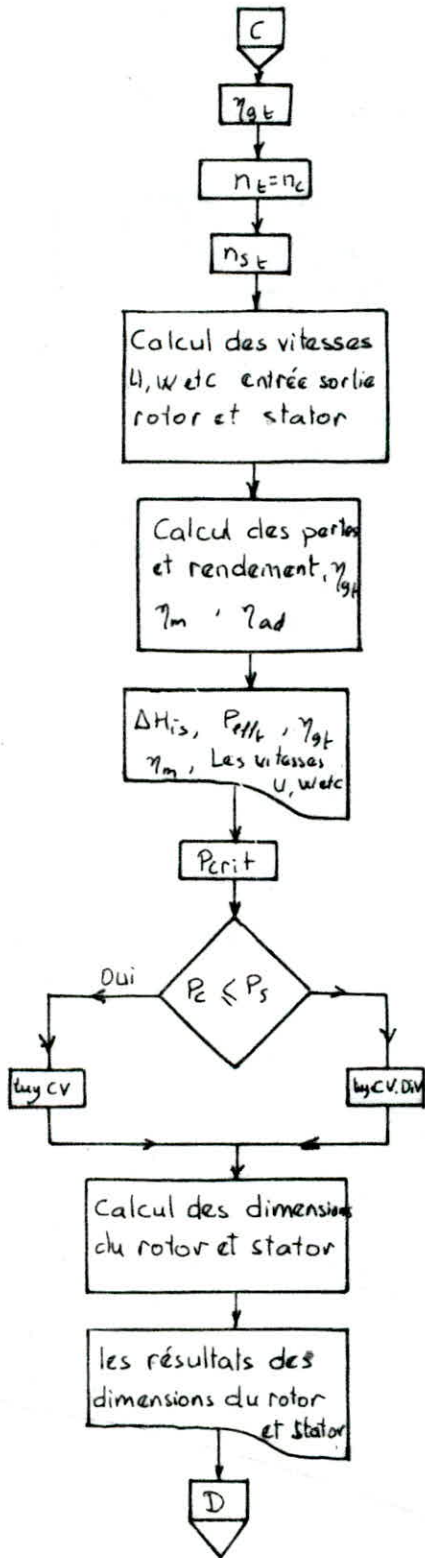


or  $N/N_{cr} = 1,5449 \neq 4,9$ .

donc la vitesse choisie est différente de la vitesse critique  
on peut dire qu'il n'y a pas de risque d'avoir la résonance.









## CONCLUSION

Thermodynamiquement parlant, nous avons réussi à entraîner la soufflante par la turbine de plus le dimensionnement de la turbo-soufflante est dans la plage des valeurs optimales indiquées par d'autres constructeurs .

Pour l'adaptation de la turbo-soufflante au moteur, nous avons réalisé un groupe turbo-soufflante géométriquement d'être monté sur le moteur Diesel F 4L 912 . Pour nos calculs de dimensionnement, nous avons utilisé la vitesse correspondant au fonctionnement du moteur à pleine charge . Dans le cas d'un changement de régime du moteur, le rendement de la turbo-soufflante chute brusquement pour cela nous avons prévu un système de réglage de puissance de la turbine afin de ne fournir à la soufflante que la puissance utile pour refouler l'air admis dans le cylindre avec la pression demandée par ce dernier .

la suralimentation pourrait provoquer une surcharge mécanique et thermique du moteur . Il serait souhaitable que ce dernier problème soit repris

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] A De Kovats & G. DESMUR - pompes ventilateur, compresseurs centrifuges et axiaux. 2<sup>e</sup> édition PARIS 1962
- [2] P. Chambadal - Les compresseur  
édition dunod 1964
- [3] Jaumotte, A. L - turbomachines - ventilateur, soufflantes et compresseur centrifuges. 7<sup>e</sup> éd. Presses Université de Bruxelles 1982.
- [4] Technique de l'ingénieur - Moteurs thermiques, B 3
- [5] Comolet -
- [6] G. Lemasson : Les machines transformatrices d'énergie Tome II  
- Librairie Détagraphe, Paris, 1967
- [7] Jan Kaysinski - Turbo machines Théorie générales  
Edition [O.P.U]
- [8] R. Brun - Science et Technique du Moteur Diesel et de transport  
Tome 1 Edition - Technique oct 66
- [9] JAKIMOV - Moteur à combustion interne - Notes de cours MTH1  
- Ecole Nationale Polytechnique d'ALGER
- [10] Lucien Vivier - Turbines à Vapeur et à GAZ  
- Edition Albin Michel, Paris, 1965
- [11] - Lee - Theory and design of steam and gas turbines  
- Revised impression New York - London 1954

[12] Lemasson - Eléments de construction à l'usage de l'ingénieur T-9

- Edition Librairie Delagrave, Paris, 1967

[13] P. CHAMBADAL - Les turbines.

- Edition Dunod PARIS 1966

[14] G. PISSARENKO - Aide mémoire de Résistance des matériaux

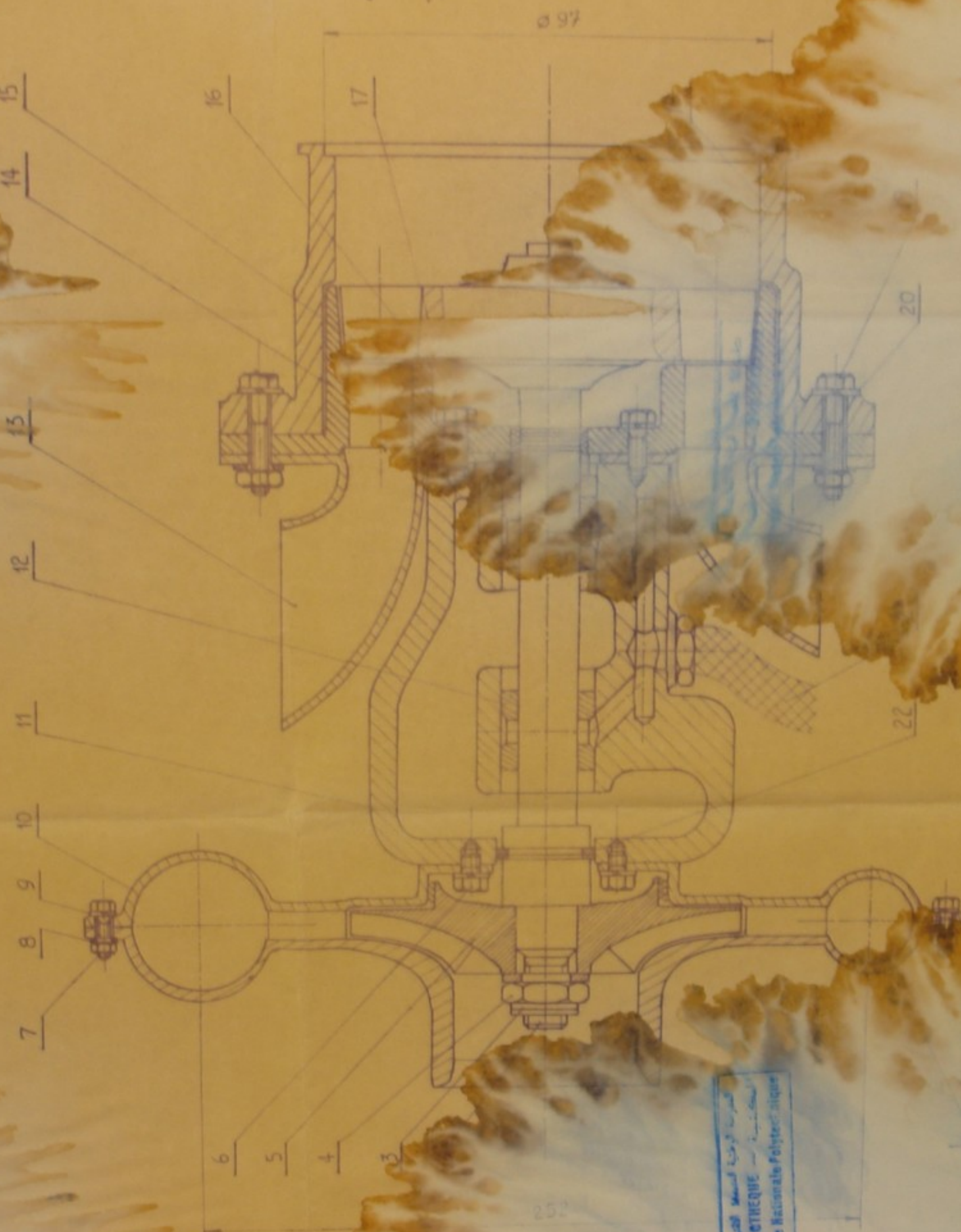
Editions de Moscou 1979

[15] Dr Ir B. LEDUC - Les bases théoriques et pratiques de la comparaison  
des performances des véhicules équipés de moteur à essence et moteur  
Diesel - Le marché automobile 1980 - Conférence 1985





المركز الوطني للتكنولوجيا  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique



المركز الوطني للتكنولوجيا  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

المركز الوطني للتكنولوجيا  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

المركز الوطني للتكنولوجيا  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

PMO 1988

Annexe - A -



AM018 88

Annexe - 2 -

المدرسة الوطنية المتوسطة للتقنيات  
BIBLIOTHEQUE - المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

Circlips 22x1.5 NF 22 163	2		-		
Flexible d'alimentation d'huile	1		-		
Rondelle grower M4, NF 27-612	4		-		
Boulon HM 4x18 NF 27-711	4		-		
Eléments de sortie d'échappement	1		fonte	moulé	
Roue de turbine	1		Z20,CNW22		
Entretoise	1		Bronze		
Vis HM 5x8 NF 27-311	4		-		
tuyère	1		AISI 314		
Volute d'aspiration	1		A-576		
Bague d'étanchéité	2		Bronze		
Corps	1		fonte	moulé	
Eléments de volute de refoulement	1		A-576		
Rondelle grower M3, NF 27-612	4		-		
Rondelle plate M3, NF 27-611	4		-		
Boulon HM 3x10 NF 27-711	4		-		
Vis HM 4x5 NF 27-311	4		-		
Roue du compresseur	1		15CDV6		
Ecrou Hm M 10 NF 27-411	1		-		
Rondelles filetées	2		-		
Arbre	1		Z20,CNW22		
Elément de volute de refoulement	1		A-576		
Designation	Nb	Unit Masse	Total Masse	Mat	Observ

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

elle	Masse		<p>TURBO</p> <p>CONDENSANTE</p>	<p>ENP</p> <p>Dep: mécanique</p>
1				
diant	NOUR-Hafid			
notair	M Benbreika			

المدرسة الوطنية المتوسطة للتقنيات  
BIBLIOTHEQUE - المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique



