

USTHB

2ex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Department of ...

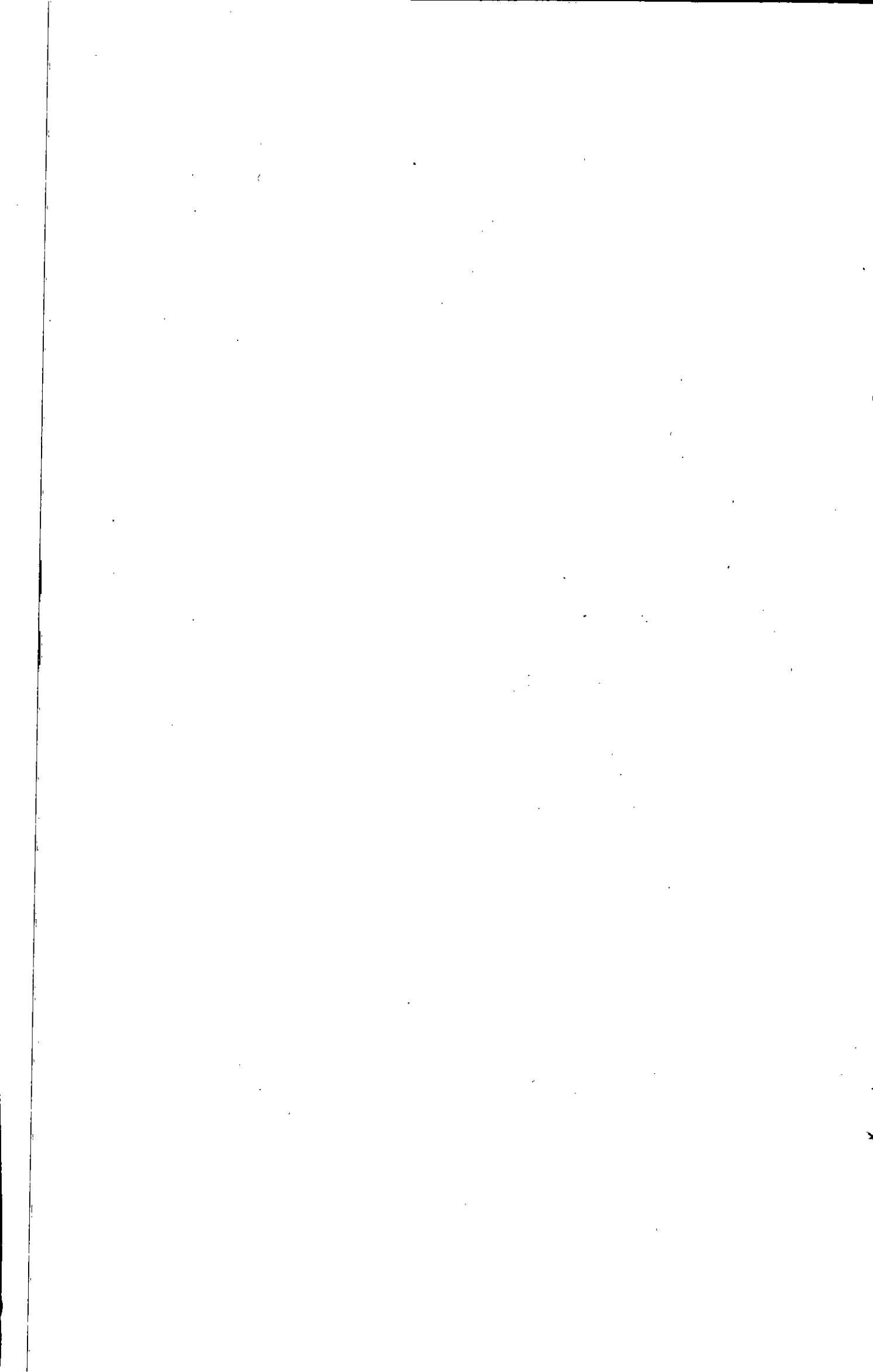


VENTILATEUR CENTRIFUGE
POUR
TIRAGE DE FUMÉES

ME A. WERGER

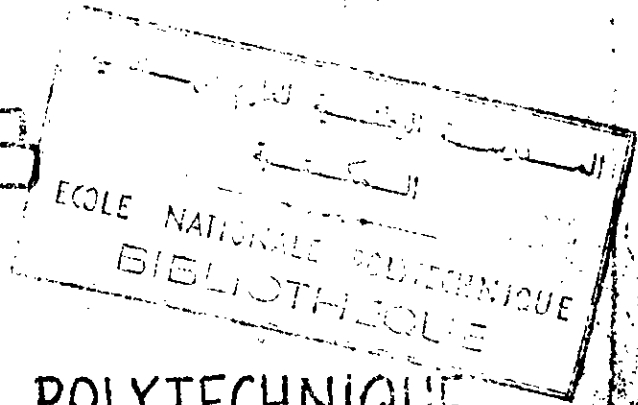
OUKIL

Janvier 1982



Ministère de l'enseignement et de la recherche scientifique

U.S.T.H.B



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département de Génie-Mécanique

Thèse de fin d'études

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

VENTILATEUR CENTRIFUGE
POUR
TIRAGE DE FUMÉES

Proposé et suivi par:

ME A. WERNER

Maître Assistant

Etudié par:

Ihmed OUKIL

Janvier 1982

A la mémoire de :

M^r SMETNY SOWA

maitre assistant à l'en.p.a.

A
La mémoire de mon grand-père
La mémoire de mon oncle Abidellah.
mes parents
mes frères et sœurs.
toute ma famille
tous mes amis

je dédie ce modeste travail.

Remerciements

Mes vifs remerciements à Monsieur A. WERNER, mon promoteur, pour toute son aide et son dévouement pour l'élaboration de ce travail. J'en suis sincèrement reconnaissant.

Je remercie également tous les professeurs qui ont assuré, de près ou de loin ma formation.

Khaled. C.

Sujet:

Ventilateur de tirage de fumée.

- débit massique des gaz: 16 kg/s.
- Température des gaz: 220°C.
- Composition volumique des gaz:
 - 16% de CO₂
 - 1% de CO
 - 2,5% de O₂
 - 80,5% de N₂

Augmentation de pression par le ventilateur: 2,5 kPa.
(Elle est égale à la résistance d'écoulement qui change au carré du débit).

Accouplement direct avec moteur asynchrone

Régulation du débit par des ailes directrices mobiles.

Calculs:

- aérodynamiques pour charge maximale et partielle (50%).
- résistance du rotor
- vitesse critique de l'arbre.

Dessin d'ensemble du ventilateur

Dessin d'exécution de l'arbre.

Introduction:

Pour évacuer les gaz de compression d'une chaudière, il faut avoir une certaine pression motrice. Dans les anciennes installations où les pertes de charge étaient faibles, le tirage naturel suffisait.

Ce type de tirage étant l'effet provoqué par la différence de poids par unité de volume des gaz chauds dans la chaudière et de la colonne d'air extérieur de la même hauteur. Dans ces cas là, la dépression motrice nécessaire à l'évacuation des gaz par la chaudière elle-même, n'est pas suffisante pour assurer le tirage. Il est toujours nécessaire donc d'ajouter à l'installation une cheminée. Celle-ci sera construite évidemment et obligera donc à une étude particulière. Sa hauteur et son diamètre seront calculés de façon à conserver une dépression et une vitesse de sortie des gaz suffisantes.

Actuellement, ces cheminées sont construites en acier ou en béton armé. Cette étude n'est pas l'objet de ce travail.

Dans les chaudières modernes, la perte de charge est plus importante (de l'ordre de 8 fois supérieure) que celle que peut assurer une cheminée courante. Il s'est avéré très utile d'installer des ventilateurs aspirants à la sortie de la chaudière. D'autres types de ventilateurs sont aussi utilisés pour assurer un fonctionnement correct des brûleurs, et des ventilateurs de soufflage pour assurer une bonne circulation dans les échangeurs d'air.

Toute cette installation nécessite un réglage afin d'assurer le tirage et d'équilibrer la pression dans la chambre de combustion. Ceci est également en dehors de cette étude.

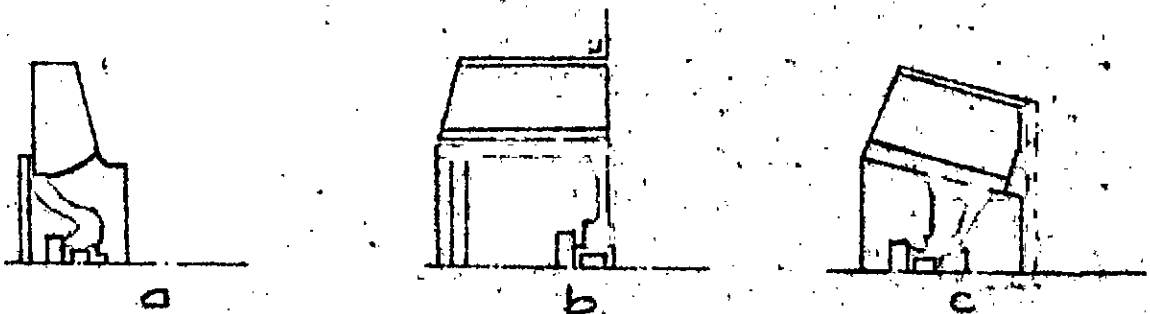
L'objet de ce travail, donc, portera sur le dimensionnement d'un ventilateur de tirage de fumée et l'étude de ses caractéristiques.

Généralités

Principe et généralités des ventilateurs.
L'utilisation d'un ventilateur s'étant avérée utile, et que le travail demandé porte sur un ventilateur centrifuge, on va essayer de présenter brièvement les différents types de ventilateurs que l'on peut trouver. Ensuite, d'une manière succincte, on procédera à une classification des différents types de ventilateurs centrifuges utilisés.

Dans l'industrie, plus précisément dans les centrales thermiques, plusieurs types de ventilateurs sont employés; les ventilateurs centrifuges (a), les ventilateurs axiaux (b) et un modèle intermédiaire (c) qui est diagonal.

La différence remarquable et évidente entre ces 3 types de ventilateurs, est perceptible dans les types de filets de gaz. La déviation de ces filets est plus prononcée dans le cas de ventilateurs centrifuges.



Les ventilateurs axiaux présentent un tracé de gaz très simple. Ils conviennent à des chaudières à faibles pertes de charge et présentent de faibles rendements dans le cas de grands débits, tandis que la pression absorbée est pratiquement constante.

Description et classification des ventilateurs centrifuges.

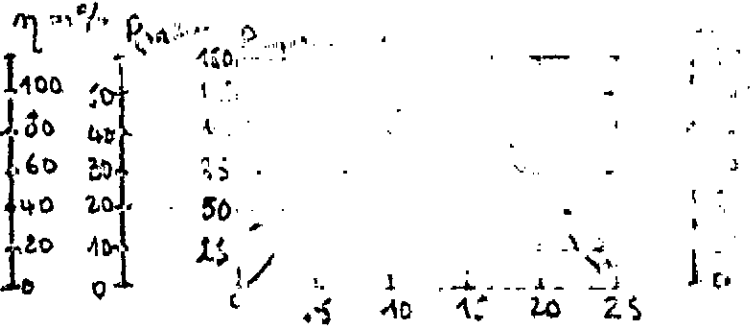
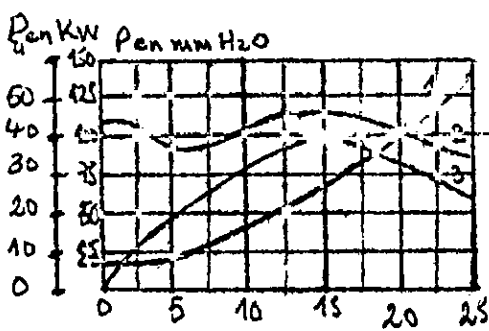
Un ventilateur centrifuge se caractérise par :

- Son pouvoir manométrique : Ψ_m
- Son coefficient de débit
- Du rapport d_2/d_1 (diamètres extérieur et intérieur du rotor).

De la valeur de ces paramètres dépendra essentiellement de l'incurvation des aubes. Les deux graphes suivants nous en donnent une idée.

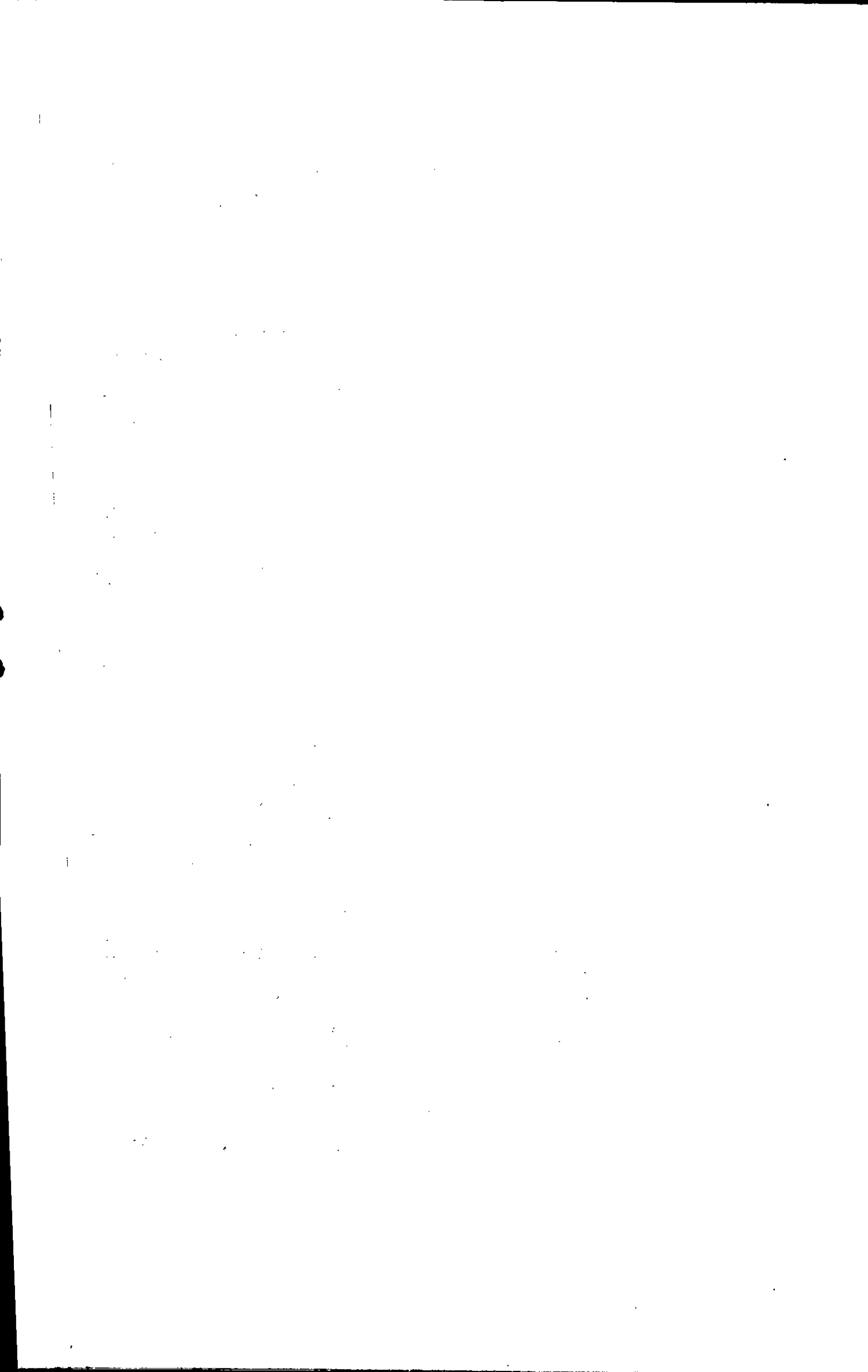
aubes en avant

aubes en arrière



1. Puissance 2: pression 3: rendement.

Dans le cas d'aubes incurvées en avant, la caractéristique de pression présente un minimum, puis un maximum. Le rendement est peu élevé. Par contre, pour des aubes incurvées en arrière, les dimensions du rotor seront plus grande, mais aura le rendement plus élevé. La caractéristique de pression étant décroissante, cela va limiter la puissance absorbée, dans le cas d'une vitesse angulaire constante, ce qui est notre cas. De plus le genre de caractéristiques de pression donne une plus grande stabilité en fonctionnement. D'un point de vue rendement et stabilité, les aubes en arrière sont préférables. Néanmoins, elles peuvent conduire à des dimensions du rotor élevées du fait des vitesses périphériques importantes. On tiendra compte, en plus, des effets de cisaillement que de l'érosion causée par les vitesses relatives gaz importantes. On pourrait pallier à ces inconvénients, en adoptant, pour les aubes, une inclinaison adéquate et une forme particulière.



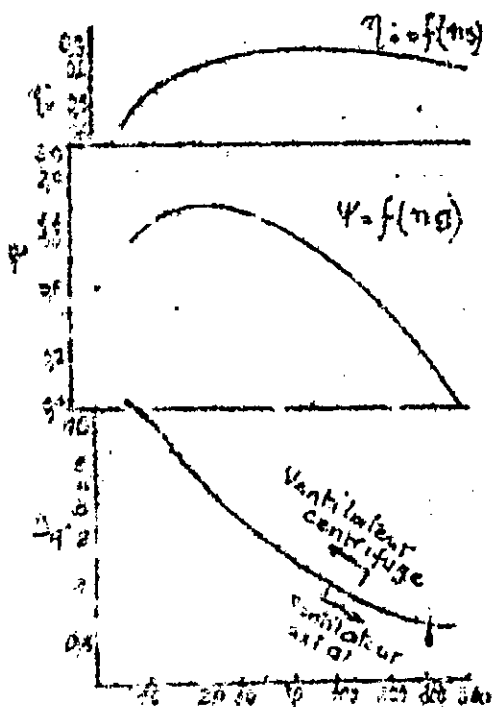
Nous avons donc la masse volumique du mélange à 220°C.

$$\rho = \frac{M_{CO_2} + M_{CO} + M_{O_2} + M_{N_2}}{100} = \frac{67,871}{100} = 0,678 \text{ g/l}$$

$$\rho = 0,678 \text{ g/l} = 0,678 \text{ Kg/m}^3$$

2.2. Détermination du nombre de tours spécifique: n_s

On aura à choisir une valeur pour n_s du graphe tiré de la revue HLH 25 qui traite l'article de L. Bonnes.



En partant de la courbe $\eta_i = f(n_s)$, et en se plaçant sur la portion où la valeur de η_i reste pratiquement constante. Pour ne pas avoir une grande vitesse périphérique, il est nécessaire de prendre judicieusement la valeur de ψ , rapport entre le travail de compression et le carré de la vitesse périphérique. Pour ceci, on a limité notre intervalle pour n_s :

$$n_s = 40 \text{ -- } 60 \text{ s}^{-1}$$

Des calculs rapides, que l'on ne rapporte pas dans cet exposé, nous a ramené à prendre $n_s = 56 \text{ s}^{-1}$

ce qui nous donne:

$$\eta_i = 0,82$$

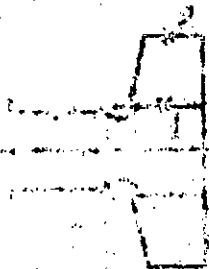
$$\psi = 0,8$$

2.3. Calcul du débit volumique: \dot{V}

On a le débit massique $D = 16 \text{ Kg/s}$.

$$\text{donc } \dot{V} = \frac{D}{\rho} = \frac{16}{0,678} = 23,598 \text{ m}^3/\text{s}$$

2.4. Calcul du travail de compression: W_c



$$W_c = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2}$$

$c_1^2 - c_2^2$ étant faible, on négligera le deuxième terme.

$$\text{donc: } W_c = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} = f \cdot \frac{\Delta p_{is}}{\rho}$$

f: coefficient tenant compte des variations de volume. On peut considérer la compression adiabatique avec $f=1$

$$\Delta p_{12} = 2,5 \text{ kPa} = 2500 \text{ N/m}^2 \text{ d'air}$$

$$W_c = \frac{1 \times 2500}{0,678} = 3687,31 \text{ m}^3/\text{s}^2$$

2.5 Calcul de la vitesse de rotation N

n_s en fonction de N est donné par la relation suivante :

$$n_s = \frac{333 N \cdot V^{3/2}}{W_c^{3/4}} \Rightarrow N = \frac{n_s W_c^{3/4}}{333 V^{3/2}}$$

$$N = \frac{56 \times 3687,31^{3/4}}{333 \cdot 23,588^{3/2}} = 16,585 \text{ s}^{-1} \text{ ou en } \dots$$

$$N = 16,585 \times 60 = 995,1 \text{ tr/mn.}$$

2.6: Vitesse périphérique à la sortie du ventilateur: u_2

On sait que :

$$\psi = \frac{2 W_c}{u_2^2} \Rightarrow u_2 = \sqrt{\frac{2 W_c}{\psi}}$$

$$u_2 = \sqrt{\frac{2 \times 3687,31}{0,8}} = 90,52 \text{ m/s}$$

2.7. Première approche du diamètre extérieur de la roue :

$$D_2 = \frac{u_2}{\pi \cdot n} = \frac{90,52}{\pi \cdot 16,58} = 1,738 \text{ m}$$

3. Paramètres à l'entrée du ventilateur.

3.1. Débit volumétrique réel: V' .

Le ventilateur doit faire évacuer, par le rotor, un débit. Sachant que l'on ne peut envisager sa construction sans que celle-ci n'empêche les pertes par fuites. Il faudrait donc envisager un dimensionnement qui tiennent compte de ces pertes, et pour cela, le ventilateur sera calculé pour un débit supérieur au débit nominal.

Généralement pour les ventilateurs, le rendement volumétrique est :

$$\eta_v = 0,95 \text{ ; } \dots \text{ ; } 0,98$$

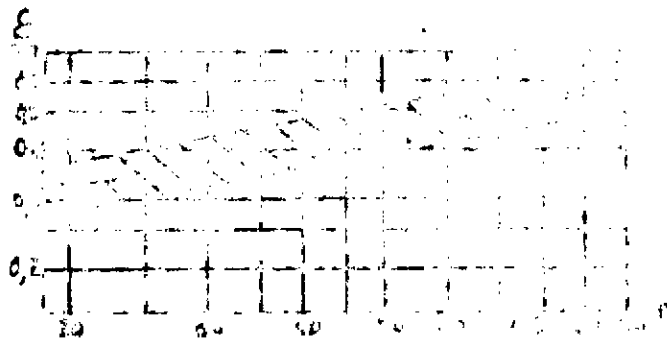
Vue, la première approche qui nous a donné D_2 qui nous permet de penser que les dimensions seront relativement grandes. Dans ce cas, on peut envisager des pertes moyennes, car les fuites sont relativement faibles. On pourra prendre donc :

$\eta_v = 0,97$ en ayant à l'opposé que les pertes de charge sont négligeables devant les pertes de charge de la pompe.

d'où $V' = \frac{V}{\eta_v} = \frac{23,500}{0,97} = 24,227 \text{ m}^3/\text{s}$

3.2. Calcul de C_s :

E , rapport entre la cavité de la pompe et la cavité de la pompe.



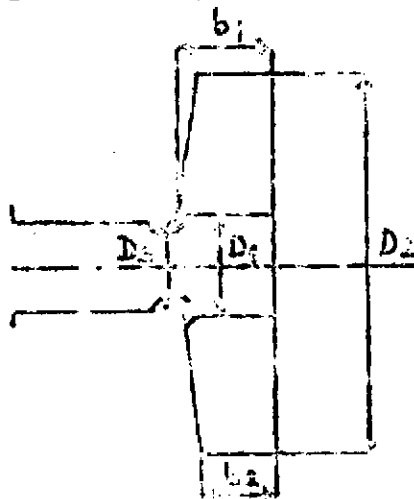
$E = f(n)$

En usage de pompe avec une cavité de la pompe, on a une toute fois l'ordre de la cavité de la pompe, ce qui permet de déterminer la cavité de la pompe. On notifie cela quand on a une cavité de la pompe est variable.

D'après P. Pfleiderer on a :

$C_s = E \sqrt{2Wc} = 0,57 \sqrt{2 \cdot 3087,77} = 10,000$

3.3. Calcul du diamètre du rotor D_2



2. Schema du rotor

En utilisant l'expression de la cavité de la pompe on a :

$D_2 = \frac{C_s \cdot V'}{n \cdot \pi} = \frac{10,000 \cdot 24,227}{10 \cdot \pi} = 77,000$

$D_2 = 0,707 \text{ m}$

Suite aux conclusions de L. Bernoulli, et est possible de prendre $D_2 = 0,707 \text{ m}$ afin d'optimiser la cavité de la pompe.

3.4. Calcul de Com .

$$Com = m C_0 \quad \text{avec:}$$
$$m = 0,5 \left(\frac{100}{m_0} \right)^{1/6} = 0,5 / \left(\frac{100}{50} \right)^{1/6} = 0,53$$

$$Com = 0,53 \times 43,79 = 23,52 \text{ m/s.}$$

3.5. Calcul de b_1 : largeur d'aube à l'entrée.

En utilisant l'équation de continuité d'un écoulement.

$$b_1 = \frac{V'}{\pi D_1 Com} = \frac{24,326}{\pi \cdot 0,707 \cdot 23,52} = 0,462 \text{ m.}$$

3.6. Calcul de U_1 : vitesse périphérique à l'entrée de la roue.

$$U_1 = \pi D_1 N = \pi \cdot 0,707 \cdot 16,585 = 36,82 \text{ m/s}$$

3.7. Calcul de β_1 : angle d'inclinaison de l'aube par rapport au trajet du fluide.

Le choix du nombre d'aubes z est délicat du fait que l'on manque de paramètres de référence. Des commodités géométriques nous ont motivés afin de fixer $z = 8$ aubes. On aurait pu prendre également 9 ou 10.

Le pas t_1 sera donc: $t_1 = \frac{\pi D_1}{z} = \frac{\pi \cdot 0,707}{8} = 0,2775 \text{ m}$

En se fixant une épaisseur d'aube $e = 7 \text{ mm}$, on a:

$$\sigma_1 = \frac{e}{\sin \beta_1} \approx 0,007 \times 4 = 0,028 \text{ mm}$$

ξ_1 : coefficient de forme de l'aube:

$$\xi_1 = \frac{0,2775 - 0,028}{0,2775} = 0,89$$

$$\text{d'où } \beta_1 = \arctg \frac{Com}{\xi_1 \cdot U_1} = \arctg \frac{23,52}{0,89 \cdot 36,82} =$$

$$= \arctg 0,7114 \Rightarrow \beta_1 = 35^\circ 30' 42''$$

Nous allons adopter cette valeur pour β_1 . En effet les gaz véhiculent des poussières qui se déposent sur les aubes. Ceci entraverait, sans doute, au fonctionnement normal du ventilateur.

D'après les expériences réalisées par L. Bonnes, les dépôts de poussières seront acceptables quand $\beta_1 = 30^\circ - 40^\circ$. Prendre des valeurs plus grandes entraînerait une baisse du rendement.

Ceci nous permet de justifier le choix de β_1 . En β_1

depend de C_0 . En effet, les vitesses des deux points nous ont permis de déterminer les vitesses de rotation de la roue par rapport au centre de gravité de la roue.

3.8 Calcul de β_2 angle d'inclinaison de la roue par rapport au trajet du projectile au moment de l'impact.

D'après l'étude réalisée par les formules ci-dessus :

- $\beta_1 < 25^\circ$ il faut prendre $f_2 = f_1 \cos \beta_1$

- $\beta_1 \geq 25^\circ$ il faut prendre $f_2 = f_1$

dans notre cas : $\beta_2 = \beta_1 = 35^\circ 50' 20''$

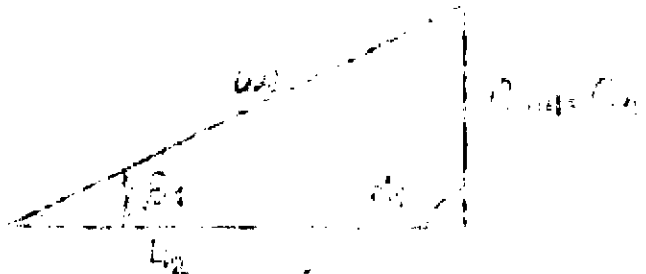
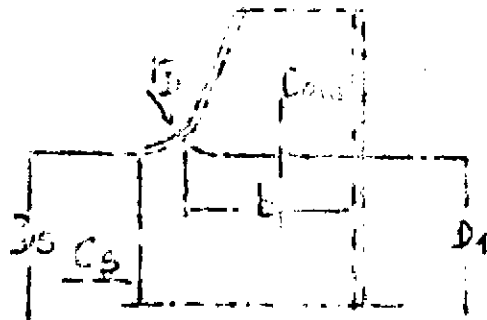
On peut faire une vérification, quel est le nombre de coups d'obuse z .

$$z = k \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \beta_2 = 5,5 \cdot \frac{150 + 100}{150 - 100} \sin 35^\circ 50' 20'' = 7,53$$

Donc $z = 8$ est son.

39. Calcul de C_m :

$$\frac{C_0}{f_1} = \frac{C_{0m}}{C_m} \Rightarrow C_m = \frac{C_{0m}}{\frac{C_0}{f_1}} = \frac{33,33}{0,35} = 95,23$$



1. Vitesses à l'entrée de la roue :

4.1. Calcul de ψ : angle de glissement
 Quand on coupe un sol par un plan, on a :

$$C_{\psi} = C + \sigma \tan \psi$$

4.2. Calcul de ψ : angle de glissement

$$\psi' = 0,65; \quad \psi = 0,73$$

$$\psi' = 0,75 \left(1 + \frac{35,5}{50} \right) = 0,90$$

4.3. Calcul de μ : coefficient de frottement

$$\mu = \frac{1}{\frac{1 + \frac{2w}{\sigma}}{2 \left(1 + \frac{2w}{\sigma} \right)}}$$

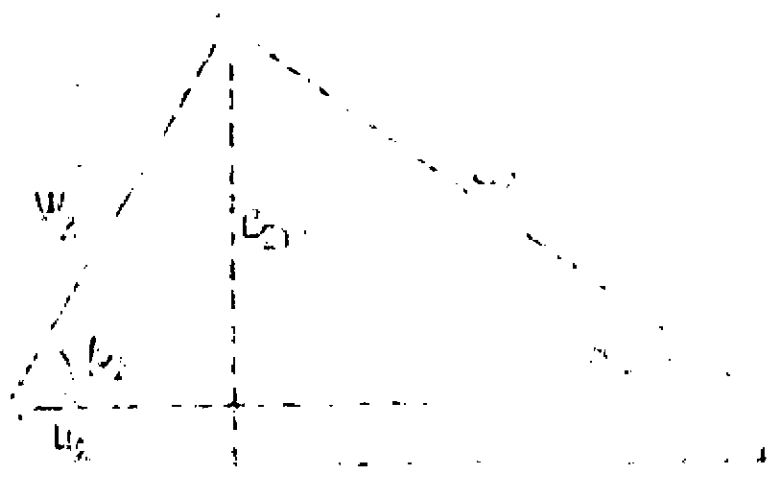
4.4. Calcul de σ : angle de frottement
 (calculer σ en fonction de ψ)
 angle de frottement

$$\sigma = \frac{1}{\tan \psi} = \frac{1}{0,73} = 1,37$$

4.5. Calcul de W_{crit} : travail pour un sol

$$W_{\text{crit}} = \frac{w/c}{\sigma - \mu} = \frac{30,5/3}{0,345 - 0,100} = 141$$

4.6. Calcul de u_{crit} : vitesse de rejection



4. Diagramme de Mohr pour un sol

$$u_2 = \frac{2 \times 10^4 \times 0,001}{2 \times 10^4 \times 0,001}$$

$$u_2 = 0,0005 \text{ m}$$

4.7. Calcul de c_{20}

$$W_{c20} = u_2 c_{20} = 0,0005 \times 20000$$

$$\text{d'où } c_{20} = 0,01 \text{ m}$$

4.8. Verification de D_2

$$D_2 = \frac{u_2}{\pi N} = \frac{0,0005}{\pi \times 10^4} \text{ m}$$

erreur absolue $\Delta D = 0,0005 \text{ m}$

$$\text{erreur relative } \epsilon_D = \frac{\Delta D}{D} = \frac{0,0005}{0,0001} = 5 \%$$

Si l'erreur relative est trop élevée, on aurait pu mesurer la distance de ces premiers rayons avec un autre

4.9. Calcul de b_2 : largeur des raies de diffraction

Pour une épaisseur d'objet $e = 10^{-2} \text{ m}$

$$\text{d'où } \xi_2 =$$

$$\xi_2 = \frac{e \cdot \delta_2}{e_2} = \frac{0,01 \times 0,0005}{0,001} = 0,005 \text{ m}$$

L'équation de continuité des rayons nous donne

$$b_2 = \frac{V'}{\pi D_2 c_{20} \xi_2} = \frac{24 \times 10^{-2}}{\pi \times 10^4 \times 0,01 \times 0,005} = 0,38 \text{ m}$$

$$b_2 = 0,267 \text{ m}$$

4.10. Formation d'aube

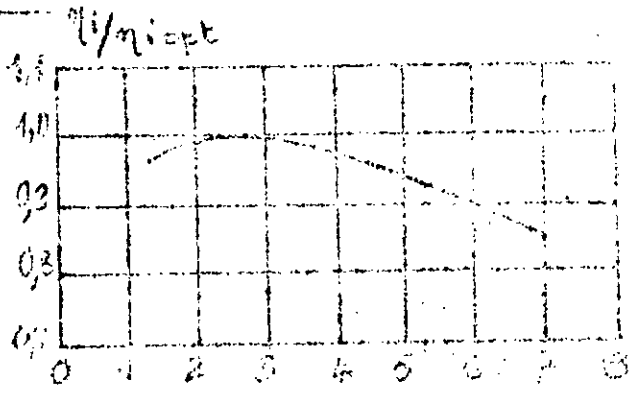
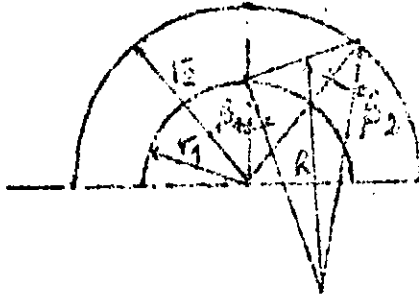
- Rayon de courbure de l'aube

D'après la figure on a

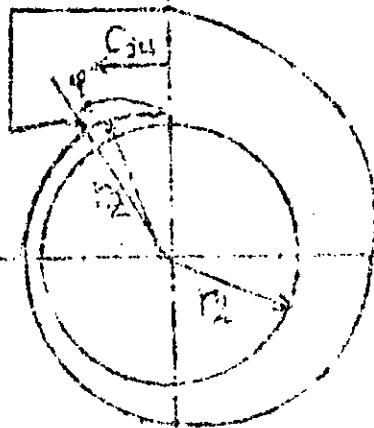
$$R = \frac{r_1^2 - r_2^2}{2(r_1 - r_2)} = \frac{0,001^2 - 0,0005^2}{2(0,001 - 0,0005)}$$

$$R = 0,254 \text{ m}$$

1. Tracé d'aube.



2. $B/b_2 = f(h/R)$



3. Tracé de la volute

4.11 Tracé de la volute

Le plus petit rayon de la volute r_2 doit être égal à r_1 . En effet on sait que $r_1 = r_2$ pour des raisons acoustiques.

- pour fonctionnement entre partie mobile et partie fixe (volute)
- pour atténuer le bruit provoqué par le passage des gaz du rotor dans la volute.

Pour réduire la sonorité de l'écoulement, on prendrait $r_2 = r_1 + 150 \text{ mm}$, mais on obtient une volute surdimensionnée. Il nous est donc conseillé de prendre :

$$r_2 = r_1 + 60 \text{ mm}$$

$$r_2 = 0,874 + 0,06 = 0,934 \text{ m}$$

B : largeur de sortie de la volute

Il faudrait tenir compte des deux facteurs suivants pour fixer la valeur de B :

- Essayer de rapprocher le rendement indiqué du ventilateur au rendement indiqué officiellement.
- Obtenir une vitesse de sortie des gaz acceptable.

Le graphique (2 page 12) nous donne le rapport :

$$B/b_2 = 3,5 \Rightarrow B = 3,5 b_2 = 3,5 \times 0,267 = 0,935 \text{ m}$$

D'après la relation qui donne le rayon de la volute en fonction de l'angle, on déterminera certaines valeurs particulières du rayon, qui nous permettront le tracé graphique de cette volute.

$$\text{On a donc : } \ln \frac{r}{r_2} = \frac{V' \varphi}{2\pi \cdot B \cdot K} \Rightarrow \ln r = \frac{V' \varphi}{2\pi B K} + \ln r_2$$

K étant défini comme le produit de la vitesse C_{3u} vitesse périphérique à la sortie de la volute, et du rayon r_2 . Cependant, il existe une autre relation permettant de l'obtenir :

$$K = \frac{Wc}{\eta_a \cdot u_2} \quad r_2 = \frac{3687,31 \cdot 0,874}{0,845 \cdot 31,050} = 41,88 \text{ m}^2$$

$$\text{donc } \ln r = \frac{24,326 \cdot \varphi}{2\pi \cdot 0,935 \cdot 41,88} + \ln 0,934 = 0,1681\varphi + \ln 0,934$$

Quelques valeurs particulières de $r(\varphi)$:

$$\varphi = 2\pi \Rightarrow r_{2\pi} = 1,9449 \text{ m}$$

$$\varphi = 3\pi/2 \Rightarrow r_{3\pi/2} = 1,6104 \text{ m}$$

$$\varphi = \pi \Rightarrow r_{\pi} = 1,5148 \text{ m}$$

$$\varphi = \pi/2 \Rightarrow r_{\pi/2} = 1,1219 \text{ m}$$

Pour tracer la volute, on utilisera la méthode du carré qui consiste en :

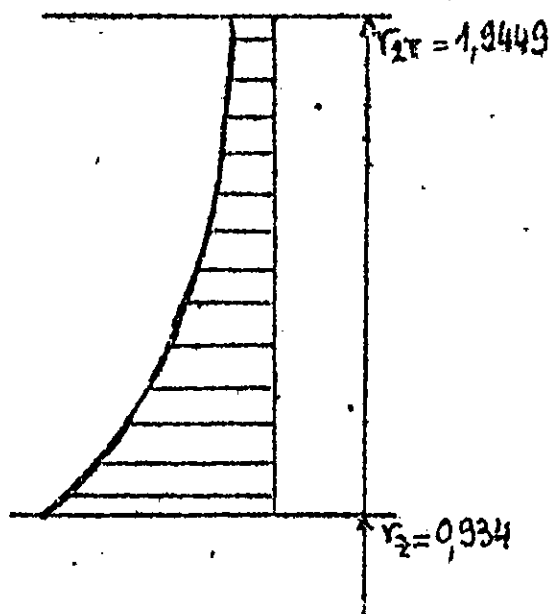
- tracer un carré dont le côté est égal au pas p :
- Prolonger dans un même sens chacun des côtés.
- Des sommets du carré, pris comme centres, tracer respectivement comme rayons, ceux indiqués précédemment, des arcs de cercle qui formeront la volute.
- la vitesse de sortie de la volute C_{3u} est :

$$K = r_{2\pi} \cdot C_{3u} \Rightarrow C_{3u} = \frac{K}{r_{2\pi}} = \frac{41,88}{1,95} = 21,47$$

Vitesse moyenne à la sortie de la volute

On doit en effet déterminer cette vitesse moyenne car de sa valeur on pourrait se prononcer sur la nécessité d'un diffuseur à la sortie du ventilateur.

Repartition de la vitesse à la sortie de la volute



La vitesse de sortie est inversement proportionnelle au rayon. Par rapport à cette variable, elle aura donc une variation hyperbolique. Connaissant la constante K , on peut écrire la relation suivante :

$$C_{3u} = \frac{K}{r}$$

On peut donc déterminer mathématiquement cette valeur moyenne

$$C_{3um} = \int_{r_2}^{r_{2\pi}} \frac{K}{r} dr = \frac{K}{r_{2\pi} - r_2} \ln \left(\frac{r_{2\pi}}{r_2} \right)$$

$$C_{3u} = K \left[-\frac{1}{r_{2\pi}} + \frac{1}{r_2} \right] = 41,88 \left(\frac{1}{0,934} - \frac{1}{1,9449} \right) = 36,52$$

$$C_{3u} = 36,52 \text{ m/s}$$

Cette valeur étant relativement élevée ($< 25 \text{ m/s}$), il est nécessaire de prolonger la sortie du ventilateur par un diffuseur.

1. The total surface area of a cylinder is given by

$$S = 2\pi r^2 + 2\pi rh$$
 where r is the radius and h is the height.

2. The volume of a cylinder is given by

$$V = \pi r^2 h$$

$$\frac{S}{\pi r^2} = k \left(\frac{h}{r} \right) + \frac{2}{r}$$

$k = 0, \neq$ coefficient of $\frac{h}{r}$

$\sigma_B = 220 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$ (constraint)
 constraint $\sigma_B = \frac{F}{A}$
 $F = 7050 \text{ N}$

$\rho = 7850 \text{ N/m}^3$

don't $a = k \left(\frac{h}{r} \right) + \frac{2}{r}$

$$a = 0,7 \left(\frac{0,267}{0,01} \right) + \frac{2}{0,01}$$

$$a = 0,0018 \text{ m}^2$$

don't $a = 7 \text{ mm}^2$

II Calculs et tracés des caractéristiques.

1. Introduction:

Dans ce chapitre, on calculera et tracera les caractéristiques du ventilateur. Pour un Q variable on va essayer de montrer le comportement de certains paramètres, notamment les vitesses des gaz, les différentes pertes, le travail de pompe et on mettra en évidence les rendements adiabatique et indicé.

Pour réaliser ce travail, on a utilisé des axes de l'ouvrage de S. KUCZEWski qui traite des essais sur les ventilateurs. Il a notamment tracé les caractéristiques pour certains types de ventilateur et étudié leur comportement.

2. Calculs de paramètres caractéristiques du ventilateur (indépendants de la charge).

2.1 Calcul de ζ : coefficient de remplissage

$$\zeta = \frac{2 \cdot z \cdot l}{\pi (D_1 + D_2)} \quad z = 0,85 \text{ m longueur de l'axe (voir dessin).}$$

$$\zeta = \frac{2 \times 8 \times 0,85}{\pi (1,748 + 0,707)} = 1,763.$$

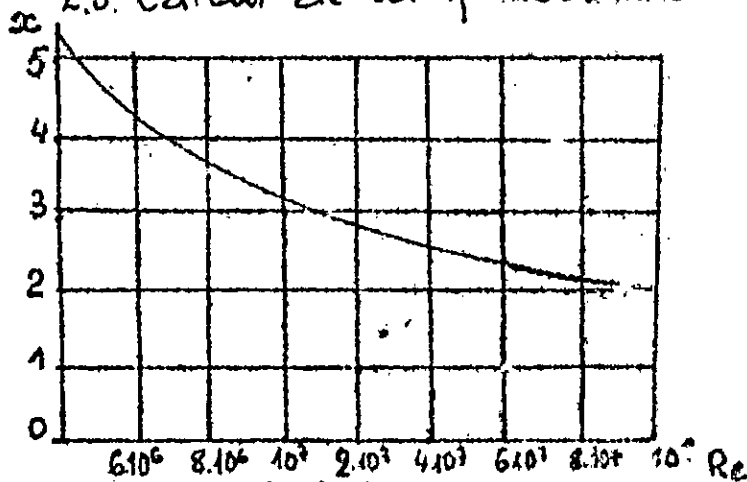
2.2. Calcul du nombre conventionnel de Reynolds: Re

Pour notre cas, ce nombre ne présente pas une forme particulière, par nécessité.

$$Re = \frac{N D_2^2}{4 \nu} \quad \nu: \text{viscosité cinématique des gaz}$$

$$Re = \frac{995,1 \cdot 1,748^2}{4 \cdot 3,75 \cdot 10^{-6}} = 2,027 \cdot 10^7 \text{ m}$$

2.3. Calcul de la puissance dissipée par frottement:



$$1. x = f(Re)$$

$$x = f(Re) = f(2,027 \cdot 10^7)$$

d'après le graphique

on a:

$$x = f(2,027 \cdot 10^7) = 2,1$$

$$Re = \frac{\rho D_2^2}{4 \mu}$$

D'où la puissance dissipée par frottement:

$$N_b = 4,5 \cdot 10^{11} \rho \alpha N^3 D_2^5 \left(1 + \frac{5b_2}{D_2}\right) =$$

$$= 4,5 \cdot 10^{11} \cdot 0,678 \cdot 2,6 \cdot 935,7^3 \cdot 4,743^5 \left(1 + \frac{5 \cdot 0,25}{1,743}\right) =$$

$$N_b = 2,25 \text{ kW.}$$

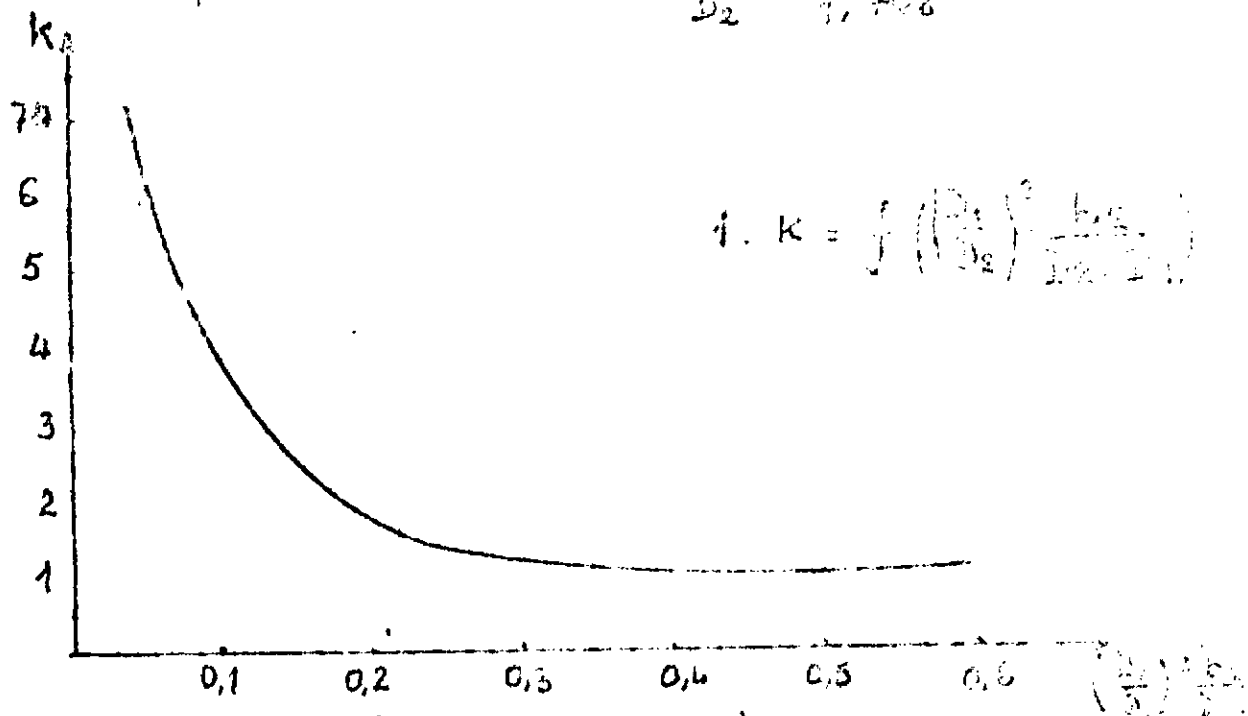
2.4 Coefficient caractéristique de l'aube, relatif à l'écoulement
(coefficient de forme de l'aube):

$$k = f\left(\frac{b_2}{D_2 - D_1} \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2\right)$$

D'après Eck Bruno "Ventilateurs", on trouve en rapport

$$\frac{D_1}{D_2} < 0,5 \text{ il faut prendre } \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 = 0,25$$

ce qui est notre cas: $\frac{D_1}{D_2} = \frac{0,25}{1,743} = 0,143$



Le graphique ci-dessus nous donne:

$$f\left(\frac{0,1267 \cdot 0,25}{1,743 - 0,107}\right) = f(0,0236) = k = 2,4$$

3. Relations littérales des différents paramètres pour des charges partielles.

3.1 Vitesse absolue à l'entrée de la roue

$$C_s = \frac{4 \cdot v'}{\pi \cdot D_1^2}$$

3.2. $\rho_1 \sin \alpha_1 = \rho_2 \sin \alpha_2$

$$S_1 = C_1 \rho_1 V_1$$



3.3 Composante axiale de la vitesse d'écoulement à l'entrée de la roue

$$C_{1m} = \frac{V'_1}{\pi D_1 b_1} \quad \Rightarrow \quad \beta_1 = \alpha_1$$

3.4 Composante axiale de la vitesse d'écoulement à la sortie de la roue

$$C_{2m} = \frac{V'_2}{\pi D_2 b_2} \quad \Rightarrow \quad \beta_2 = \alpha_2$$

3.5 Vitesse relative à l'entrée de la roue

$$w_1 = \frac{C_{1m}}{\sin \beta_1}$$

3.6 Angle de déviation du trajet de gaz par rapport à la tangente à la sortie de la roue

$$\theta = k \frac{b_2}{D_2 - D_1} \frac{\beta_2 - \beta_{0,2}}{\sqrt{2}} + \theta^0$$

3.7 Composante périphérique de la vitesse d'écoulement à la sortie de la roue

$$C_{2u} = U_2 - C_{2m} \cot(\beta_2 - \theta)$$

3.8 Pertes aérodynamiques dues à la courbure des aubes

En régime normal d'écoulement, les pertes aérodynamiques dues à la courbure des aubes sont pratiquement négligeables. Elles sont cependant importantes dans le cas d'écoulements supersoniques et dans le cas de courbures fortes.

En dehors de ce régime, les pertes sont de grande importance.

on a donc : $S_a = \frac{\rho}{2} C_a \left(u_2 c_{u2} \frac{D}{\sqrt{2}} + \frac{Z}{2} \dots \right)$

Les valeurs du coefficient des pertes C_a sont tirées du graphique ci-dessous.

3.9 Travail de compression théorique : W_{cth} .

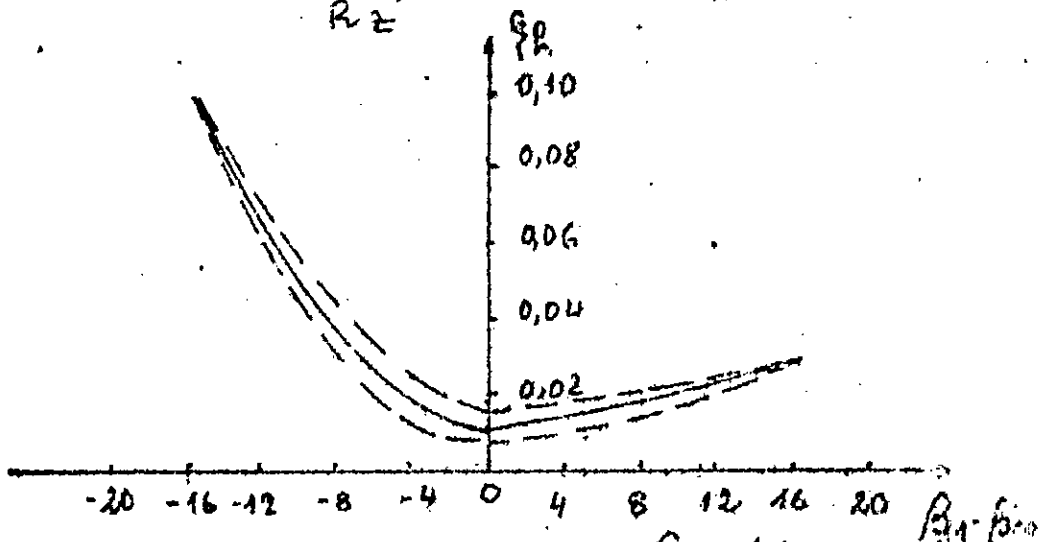
$$W_{cth} = \rho (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1})$$

3.10. Rendement aérodynamique : η_a

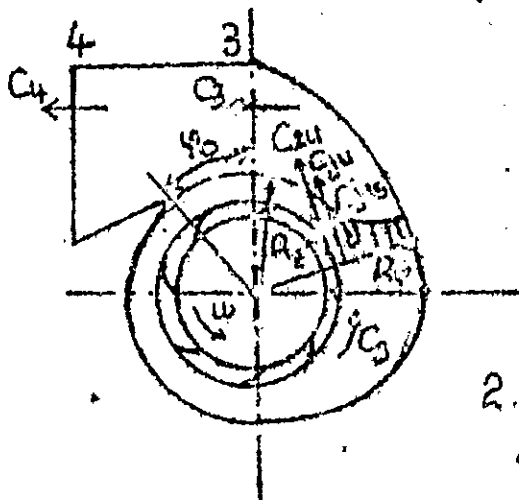
$$\eta_a = 1 - \frac{S_a}{W_{cth}}$$

3.11 Vitesse absolue à l'entrée de la volute : C_z

$$C_z = C_z \cdot \frac{R_e}{R_z} \quad \text{avec} \quad C_z^2 = C_{u2}^2 + C_{a2}^2$$



$$1. C_a = f(B_1 - B_2)$$



2. Répartition des vitesses dans la volute

3.12. vitesse absolue dans la volute : C_{2s}
 - composante périphérique :

$$C_{2ms} = C_{2m} \frac{b_2 R_2}{B \cdot R_2}$$

- composante centrifuge :

$$C_{2us} = \frac{R_2 b_2}{R_2 B} \frac{2\pi - \varphi_0}{\ln \frac{R_2 \pi}{R_2}} C_{2m}$$

$$\text{d'où } C_{2s}^2 = C_{2ms}^2 + C_{2us}^2$$

3.13. Vitesse absolue à la sortie de la volute :

$$C_3 = \frac{R_2 \cdot C_{2s}}{R_2 \pi - R_2} \ln \frac{R_2 \pi}{R_2}$$

3.14 Vitesse absolue à la sortie du diffuseur :

$$C_4 = \frac{V'}{A \cdot B}$$

3.15 Pertes aérodynamiques dans la volute : Su

Les pertes aérodynamiques dans la volute sont essentiellement dues aux fuites et aux chocs.

S. KUCZEWSKI propose deux relations approximatives ces pertes.

- Quand $C_2 > C_{2s}$: ceci exprime le fait qu'au passage des gaz dans la volute, ceux-ci subissent une décélération. Leur énergie cinétique diminue. Les pertes seront donc :

$$S_u = 0,85 \frac{\rho}{2} \frac{R_2^2}{B^2} (C_2 - C_{2s})^2$$

- Quand $C_2 < C_{2s}$: ici les gaz subissent une légère accélération et par conséquent leur énergie cinétique dans la volute sera proportionnelle à C_{2s}^2 .
 On a donc pour les pertes :

$$S_u = 0,03 \frac{\rho}{2} C_{2s}^2$$

3.16 Pertes par frottement dans la volute : S_f

$$S_f = 0,2 \frac{\rho}{2} C_{2s}^2$$

3.17 Pertes au niveau du diffuseur : S_d

$$S_d = 0,4 \frac{\rho}{2} (C_3^2 - C_4^2)$$

3.18 Pertes totales dans la conduite : S_g

$$S_g = S_u + S_d + S_v$$

3.19 Pertes totales dans le ventilateur : S_s

$$\Sigma S = S_g + S_a$$

3.20 Travail de compression résultant : W_{cr}

$$W_{cr} = W_{ch} - \Sigma S$$

3.21 Puissance en charge : N_c

$$N_c = N + N_b + N_e$$

N : puissance nécessaire à la compression

$$N = Q \cdot \Delta p_E$$

$N_b = 2,25 \text{ kW}$: puissance absorbée aux bornes
Elle est indépendante du débit, donc constante

N_e : puissance absorbée au niveau des engins
d'accouplement (manchon, poulies...)
Elle dépend de la puissance nominale N_n

$$N_n = \rho Q (u_2 c_{2u} - c_{1u} u_1) =$$

$$= 0,687 \cdot 24,326 \cdot 37,058 \cdot 65,058 = 41,85 \text{ kW}$$

Le rendement mécanique d'un ventilateur est

$$\eta_m = 0,97; \text{---}; 0,98$$

$$\text{donc } N_e = (1 - \eta_m) N_n = (1 - 0,97) 41,85 = 2,93 \text{ kW}$$

3.22. Rendement η_c :

$$\eta_c = \frac{Q \cdot W_{cr}}{N_c}$$

Tous ces paramètres seront calculés pour les
valeurs du débit.

$$V' = 12; \text{---}; 140 \text{ m}^3/\text{s}$$

Ces sont des valeurs encadrant le débit nominal,
qui nous permettent donc de tracer les
caractéristiques du ventilateur.

Q [m ³ /s]	C_0 [m/s]	S_0 [J/m ²]	C_{1m} [m/s]	C_{2m} [m/s]	w_1 [m/s]	β_{10}	β_{20}	$\beta_1 - \beta_{10}$
40	69,18	486,72	29,68	27,12	51,02	33,62	16,95	-4,12
36	62,27	394,35	26,66	25,76	45,90	36,68	16,15	-1,18
32	55,35	311,57	23,70	21,70	40,81	33,52	13,71	1,98
28	48,42	238,44	20,14	18,98	35,71	30,09	12,05	5,41
24,326	42,07	179,99	18,02	16,49	31,03	26,73	10,5	8,77
20	34,59	121,68	14,82	13,56	25,52	22,5	8,67	13
16	27,67	77,86	11,85	10,85	20,40	18,32	6,95	17,18
12	20,75	43,78	8,88	8,14	15,30	13,94	5,23	21,56

D [m μ]	a	β_{eff}	C_{in} [m μ]	η_{in}	C_{H} [J/m μ^2]	ΔR [J/m μ^2]	η_{L} %
40	16,61	10,89	2,69	0,0448	69,93	684,38	88,02
36	17,24	10,26	40,87	0,013	68,78	755,55	89,50
32	19,46	16,34	14,93	0,014	108,05	900,40	87,9
28	20,47	15,03	18,26	0,0165	162,95	1100,62	85,20
24,326	21,69	13,81	21,86	0,021	256,83	1418,34	80,05
20	23,13	12,37	27,12	0,0236	383	1635,55	76,58
16	24,48	11,02	33,24	0,031	649,53	2004,64	67,59
12	25,84	9,66	41,12	0,06	1637,28	2479,87	34,97

Q [m³]	Q [m³]	Q [m³]	Q [m³]	Q [m³]	Q [m³]	Q [m³]	Q [m³]	Q [m³]	Q [m³]
40	26,32	8,66	68,54	50,16	47,58	43,60	48,62	324,23	
35	25,20	8,04	65,80	65,70	45,57	39,25	43,89	232,60	
32	24,34	9,99	50,92	50,34	38,89	34,90	31,14	209,65	
28	24,35	5,92	48,04	48,60	33,58	30,52	23,83	158,35	
24,326	23,32	5,14	41,74	42,06	29,18	26,52	17,99	119,92	
20	39,32	4,23	34,32	34,58	24,00	21,80	12,16	81,08	
16	34,35	3,38	27,46	27,67	19,20	-17,45	7,35	51,90	
12	44,32	2,54	20,60	430,90	14,14	13,08	98,84	29,22	
	39,28			20,36					

Q [m ² /s]	S ₀ [m/m]	S ₁ [m/m]	S ₂ [m/m]	Δh [m/m]	N [kN]	N _e [kN]	η _c %
40	54,39	427,32	1,97,30	167,05	23,39	28,21	0,27
36	72,59	409,18	477,36	277,59	23,60	28,43	0,35
32	34,63	273,47	381,52	518,88	28,81	33,64	0,49
28	26,60	192,28	355,23	764,73	30,80	35,68	0,6
24,326	20,09	458	444,83	1003,51	31,00	36,83	0,67
20	13,69	106,93	489,83	1445,72	32,70	37,53	0,64
16	8,70	67,95	714,48	1087,16	32,07	36,90	0,54
12	4,92	132,98	1770,26	709,61	29,76	34,69	0,3

III. Calculs avec directrices en fonctionnement.

1. Détermination et tracé de la caractéristique de travail de compression théorique.

Quand le ventilateur travaille avec des débits fractionnaires, et si l'on veut conserver une vitesse de rotation constante, tout en réduisant la puissance absorbée, on agit sur l'entrée des gaz dans le rotor.

Il existe plusieurs manières de modifier l'entrée axiale des gaz. Dans notre cas, au lieu d'utiliser le réglage par laminage, on procède par un réglage par des directrices orientables, qui permettent un rendement plus élevé. Ce bloc de directrices sera disposé à l'aspiration.

Dans ces conditions, on pourrait exprimer le travail théorique de compression par la relation suivante

$$\Delta p_{th} = \rho (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \quad [1]$$

Si second terme ne s'annulant pas quand l'entrée des gaz dans le rotor n'est plus axiale.

Etant donné que l'on désire garder la vitesse de rotation constante, donc les vitesses u_2 et u_1 le seront par conséquent.

Pour un débit donné, fraction du débit nominal, on se fixe une valeur de c_{2u} , composante périphérique de la vitesse absolue à la sortie de la roue. En effet, à la sortie de la roue, les gaz ne subissent aucune déviation, les directrices n'ayant aucune influence quant au trajet du fluide en cet endroit.

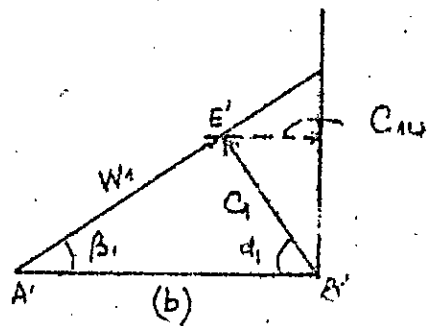
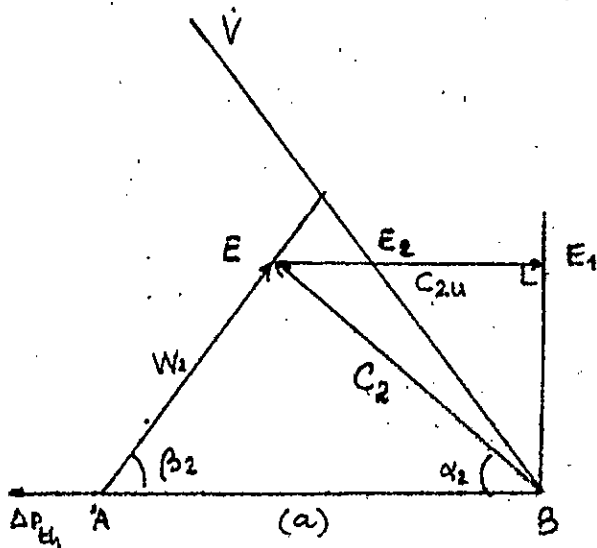
Il ne nous reste donc, pour réduire le travail de compression Δp_{th} , que de faire varier la composante périphérique c_{1u} de la vitesse absolue à l'entrée de la roue.

D'après la relation [1], pour obtenir une réduction de Δp_{th} , il faudra augmenter la valeur de c_{1u} . Ce sera, effectivement, le rôle du bloc de directrices. Elles vont provoquer une déviation de l'entrée axiale du trajet des gaz. Elles communiqueront, de plus, au gaz une énergie cinétique.

Notre travail, consistera donc à établir graphiquement, les variations de Δp_{th} , en fonction du débit, pour diverses positions, des directrices, et pour chaque cas, on déterminera le point correspondant à un fonctionnement optimal.

Nous allons utiliser, les triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie du rotor, afin d'établir les différents paramètres de travail.

Avec $\frac{U_2}{D_2} = \frac{U_1}{D_1} \Rightarrow U_1 = \frac{D_1}{D_2} U_2$ d'où une autre expression de $\Delta P_{th} = \int U_2 \left(C_{2u} - \frac{D_1}{D_2} C_{1u} \right)$.



Le segment EE_1 a une longueur égale à C_{2u} . On porte sur ce segment, un point E_2 tel que:

$$E_1E_2 = \frac{D_1}{D_2} C_{1u} = \frac{R_1}{R_2} C_{1u}$$

Par conséquent, on peut dire que la longueur du segment EE_2 sera proportionnelle à ΔP_{th} .

La composante C_{1u} étant proportionnelle au débit \dot{V} , on peut en déduire donc que le segment E_1B aura une longueur proportionnelle au débit \dot{V} .

La valeur de l'angle β_2 étant constante, et que l'on s'est fixé une valeur pour l'angle α_2 , on peut dire que les points E_1, E auront respectivement pour lieu géométrique, les droites BE_2 et AE .

Si l'on considère que les droites BE_2 et AB , forment un système d'axes, on aura représenté dans ce repère la courbe $\Delta P_{th} = f(\dot{V})$.

Dans ce cas, la courbe $\Delta P_{th} = f(\dot{V})$ est une droite. En reprenant les considérations précédentes :

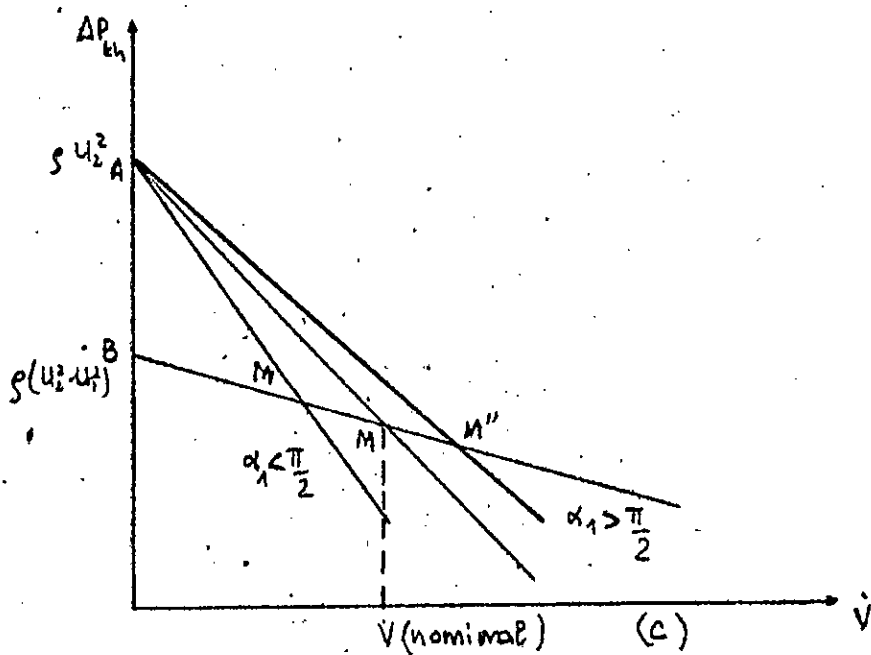
$$\Delta P_{th} = \int U_2 \left(C_{2u} - \frac{R_1}{R_2} C_{1u} \right)$$

et le fait de la proportionnalité de C_{1u} avec le débit \dot{V} , nous allons représenté sur un système d'axes orthonormés, la variation de $\Delta P_{th} = f(\dot{V})$.

En tenant compte encore, de la proportionnalité du débit et de la composante C_{2u} .

En tenant compte encore)
On pourra donc tracer, le lieu géométrique des points qui correspondent à une entrée sans chocs. Ce sera la droite passant par le point correspondant à une abscisse égale au débit nominal et ayant pour ordonnée à l'origine

$$\Delta P_{th} (\dot{V} = 0) = f(U_2^2 - U_1^2)$$



Le lieu géométrique défini précédemment est représenté sur le graphique par la droite BM. Ceci bien entendu, est valable pour la position d'ouverture totale des directrices ($\alpha_1 = \pi/2$). Chaque fois que l'on modifie la position de ces directrices, nous auront un autre point M, dans une droite.

Tout déplacement du point M, sur la droite BM, signifiera une nouvelle orientation des directrices.

Le point M' montre le cas où les directrices font un angle $\alpha < \pi/2$, tandis que le point M'' représente le cas 2 où $\alpha > \pi/2$.

Il est très facile d'expliquer cela, en utilisant la relation [1].

$$\Delta P_{th} = f(U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u})$$

de plus avec les relations suivantes :

$$C_{1m} = U_1 - \frac{C_{2m}}{q_{\beta 1}} \quad \text{et} \quad C_{2m} = U_2 - \frac{C_{3m}}{q_{\beta 2}}$$

Quand $\alpha_1 > \frac{\pi}{2} \Rightarrow \cos \alpha < 0 \Rightarrow C_{1m} < 0$

donc $C_{1U} = U_1 - \left(- \left| \frac{C_{1m}}{q_{\beta 1}} \right| \right)$ avec $q_{\beta 1} > 0$ et constant

donc $C_{1U} = U_1 + \left| \frac{C_{1m}}{q_{\beta 1}} \right|$

En observant, les relations citées précédemment, le second terme $U_{1C_{1U}}$, aura une valeur plus grande que dans le cas ($\alpha_1 = 90^\circ$), donc en conclusion ΔP_{th} aura une valeur inférieure que dans le cas ($\alpha_1 = 90^\circ$).
 D'une manière analogue, on peut prouver la position du point M' dans le cas où $\alpha_1 < \frac{\pi}{2}$.

2. Variation de la puissance théorique.
 Connaissant la variation de ΔP_{th} , en fonction du débit V , il serait utile d'en déduire la variation de la puissance P_{th} dans les mêmes conditions de fonctionnement

$$\Delta P_{th} = \rho (U_2 C_{2U} - U_1 C_{1U})$$

$$P_{th} = \rho V \Delta P_{th} = \rho V (U_2 C_{2U} - U_1 C_{1U})$$

donc

3. Variation des pertes.
 Pour un débit donné V , la formule d'Euler, donne une variation linéaire de ΔP_{th} , pour des variations de C_{1U} .

Le triangle des vitesses à la sortie mesurait aucune modification, car les pertes dans la roue, et les pertes par frottement dans la roue restent constants. Par contre les variations de pertes par choc à l'entrée de la roue entraînent une modification du triangle des vitesses.

Car les mêmes pertes citées ont indépendantes de la vitesse à l'entrée dans la roue. On peut donc exprimer le travail de compression par :

$$\Delta P_{rad} = \Delta P_{th} - \text{pertes par choc}$$

Quand l'angle $\alpha_1 < \frac{\pi}{2}$, ce qui correspond à un cas qu'on observe une diminution de ΔP_{th} , tandis que les pertes par choc augmentent.

4. Détermination des points de travail du ventilateur

Par un tracé, graphique, nous allons procéder à la détermination des points de fonctionnement optimum du ventilateur.

Pour chaque fraction du débit, correspondra une valeur de α_1 optimale. C'est-à-dire que pour cet angle, et pour le débit donné, la puissance absorbée le travail de compression développé et la perte seront optimales, dont le rendement sera maximum.

En se fixant des valeurs pour α_1 , et pour chacune d'elles en variant le débit, on calculera le travail de compression. Pour chaque angle, on trace le graphique en fonction du débit. Σ l'intersection de ces courbes avec la courbe caractéristique s'augmente.

$$\eta = \frac{\Delta P_{th} - \Sigma \text{ pertes}}{\Delta P_{th}}$$

On peut donc en déduire une expression du rendement :

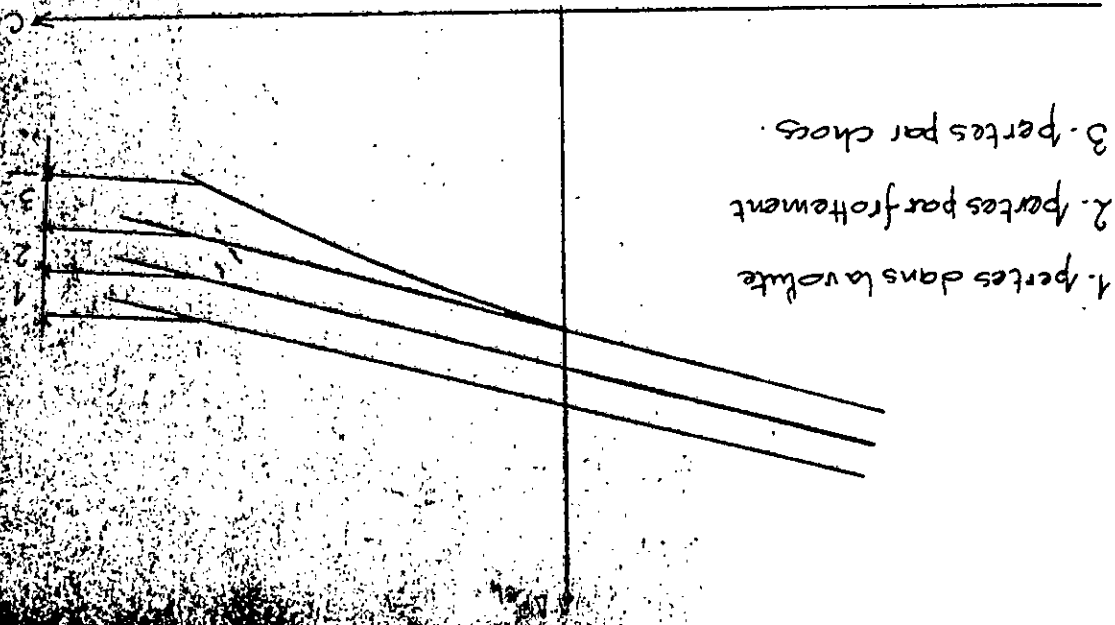
$$\Sigma \text{ pertes} = S_a + S_e + S_d + S_r + S_c$$

$$\Sigma \text{ pertes constantes} = S_a + S_e + S_d + S_r$$

$$\text{Pertes par choc} S_c = \frac{f}{2} S_a \left(U_2 \cos \frac{\theta}{2} + \frac{1}{2} w_2^2 \right)$$

II, pour évaluer les pertes par choc, quand on fractionne le débit.

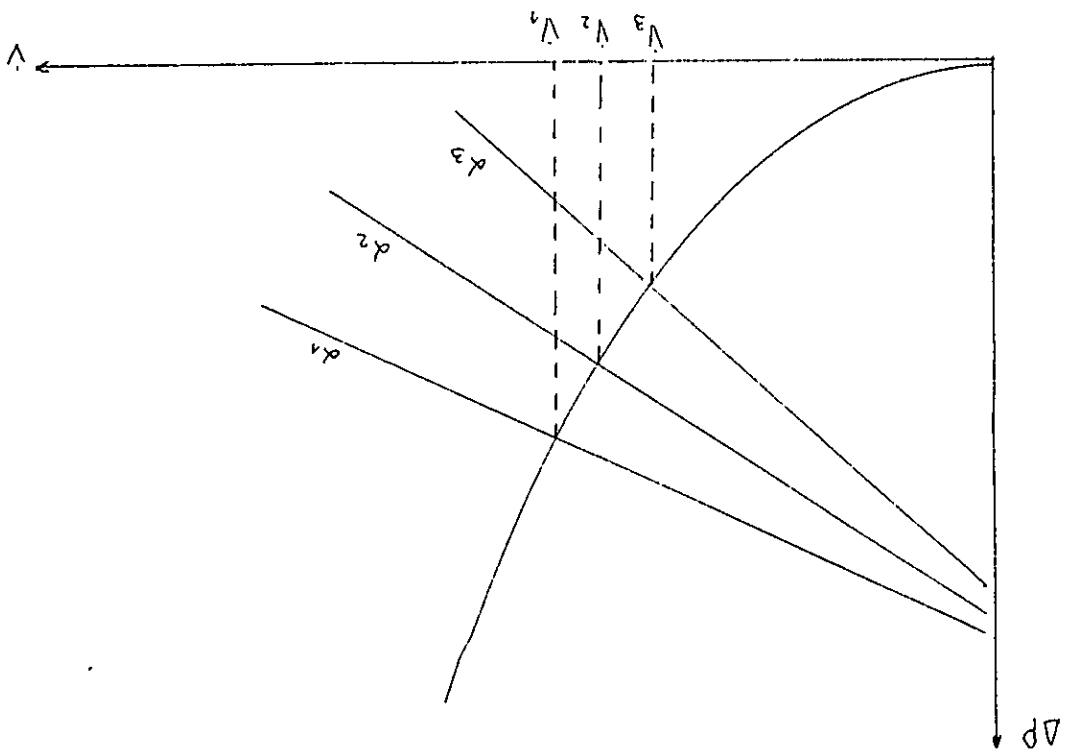
Nous allons utiliser les relations exposées au chapitre I, pour évaluer les pertes par choc, quand on fractionne le débit.



$\alpha_1 = 90^\circ$

V [m^3/s]	$C_{\mu} [m/s]$	ΔP_{th}	$P_{e,th}$	S_c	η
3,054	0	5618,09	17,157	430,65	0,923
4,054	0	5617,48	22,72	430,6	0,923
6,08	0	5615,00	34,14	430,47	0,923
8,108	0	5613,75	45,51	430,27	0,923
12,163	0	5608,85	68,22	429,94	0,923
15,2	0	5605,75	85,20	429,74	0,923
18,24	0	5602,66	102,192	429,47	0,923
24,326	0	5596,48	136,739	428,99	0,923

Tableaux de valeurs



de la pression par ventilation qui varie avec la came du délit

$$\alpha_1 = 87^\circ$$

V [m ³ /s]	C_{1u} [m/s]	ΔP_{th}	$P_{th} \cdot 10^3$	S_c	η
24,326	1,7	5554,05	135,1	428,99	0,9220
18,24	1,27	5570,95	101,61	429,47	0,9224
15,2	1,06	5579,28	84,8	429,7	0,9229
12,163	0,853	5587,54	67,96	429,94	0,923
8,108	0,569	5598,95	45,39	430,27	0,923
6,08	0,426	5604,37	34,07	430,41	0,923
4,054	0,284	5610,38	22,75	430,6	0,9232
3,054	0,213	5612,78	17,06	430,65	0,9232

$$\alpha_1 = 84^\circ$$

V [m ³ /s]	C_{1u} [m/s]	ΔP_{th}	$P_{th} \cdot 10^3$	S_c	η
24,326	3,4	5511,61	134,07	428,99	0,922
18,24	2,65	5536,5	100,98	429,47	0,9224
15,2	2,12	5552,82	84,4	429,7	0,9226
12,163	1,702	5566,35	67,7	429,74	0,9227
8,108	1,135	5584,78	45,28	430,27	0,9229
6,08	0,851	5593,27	34,00	430,41	0,923
4,054	0,567	5603,32	22,71	430,6	0,923
3,054	0,425	5607,48	17,04	430,65	0,9232

$$\alpha_1 = 81^\circ$$

$V [m^3/s]$	$C_{1u} [m/s]$	ΔP_{th}	$P_{tr} \cdot 10^3$	S_c	η
24,326	5,108	5468,97	133,04	428,99	0,921
18,24	3,83	5500,87	100,34	429,47	0,921
15,2	3,19	5542,00	84,24	429,74	0,922
12,163	2,55	5545,17	67,44	429,94	0,9224
8,108	1,702	5570,66	45,16	430,27	0,9227
6,08	1,276	5583,34	33,9	430,41	0,9229
4,054	0,851	5596,24	22,6	430,6	0,923
3,054	0,641	5602,09	17,02	430,65	0,923

5. Description des directrices orientables :

En général les directrices orientables, doivent avoir une forme extrêmement simple, et sont réalisées en tôles.

Leur dimensionnement exact, ne servant pas traité dans ce projet, on a néanmoins adopté des dimensions préliminaires qui satisfont aux conditions géométriques, afin d'éviter un encombrement et permettre une position de fermeture totale de l'aspiration au besoin.

Pour leur tracé, on a également considéré la forme la plus simple. Certainement qu'il existe d'autres solutions plus efficaces.

En effet, de ce tracé et des dimensions dépendra la régularité de l'écoulement à l'entrée de la roue.

De plus, en régime normal, l'ensemble des directrices, provoque des pertes de charges. Il faudra donc rechercher les dimensions et formes optimales qui tiennent compte de tous ces inconvénients.

Pour limiter, les pertes de charges, il faut s'arranger afin de placer les directrices orientables dans un endroit où les gaz ont une vitesse basse. C'est pour ceci qu'on les dispose, généralement, dans une section plus grande que la section à l'entrée du rotor, à l'amont de celle-ci.

IV Calculs de résistance et Construction.

Dans cette partie on traitera la construction des éléments essentiels, ainsi que leur vérification à la résistance.

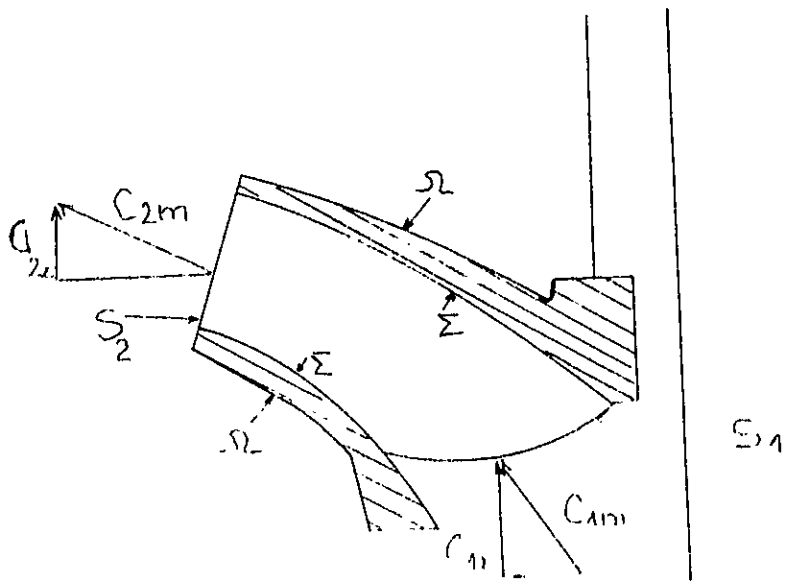
Pour chaque organe, diverses solutions se présentant, on aura donc à faire un choix convenable, satisfaisant aux conditions particulières du ventilateur.

1. Détermination de la poussée axiale

L'action du fluide sur la roue, et ayant à l'esprit la symétrie de celle-ci, provoque donc un couple et une force résultante axiale. Cette force axiale n'ayant aucun effet sur le bilan énergétique, intervient dans le calcul de vérification des dimensions des organes et des accouplements.

Au cas, où sa valeur est importante, il faudrait prévoir un dispositif d'équilibrage.

Pour obtenir cette résultante, on appliquera au fluide, le théorème des quantités de mouvement projetées sur l'axe de la roue.



Le fluide étant entre les sections S_1 et S_2 de la roue la projection sur l'axe de la dérivée de la quantité de mouvement est :

$$\rho Q (U_{2x} - U_{1x}) = \Delta$$

U_{1x} et U_{2x} sont les projections sur l'axe Ox des vitesses U_1 et U_2 .

Δ : représente la somme des projections sur l'axe Ox des efforts de pression p_1 et p_2 sur les sections S_1 et S_2 .
Si P est la projection des efforts sur les surfaces Σ et Σ' augmentée de la projection des efforts appliqués sur les aubes, on aura alors :

$$\rho Q (U_{2x} - U_{1x}) = P_s - P = D P = P_s + \rho Q (U_{2x} - U_{2x})$$

De plus, la réaction axiale de la roue sur l'arbre se compose des actions du fluide sur les surfaces Ω , Ω' et Ω'' , leur résultante sera représentée par P_Ω . Par conséquent, la poussée axiale totale dans la roue est :

$$P_t = (P_s + P_\Omega) + Q (U_{1x} - U_{2x})$$

$P_s + P_\Omega$ représente la poussée statique.
 $Q (U_{1x} - U_{2x})$ représente la poussée dynamique.

Dans le cas d'une roue centrifuge on a :

$$P_s + P_\Omega = \pi \frac{D_o^2 - d_o^2}{4} (p_2 - p_1)$$

D_o : diamètre extérieur du rotor.

d_o : diamètre intérieur de l'arbre.

p_1 et p_2 sont les pressions statiques dans les sections d'entrée et de sortie de la roue.

En se plaçant, toujours dans le cas d'une roue centrifuge on a :

- la direction de U_1 parallèle à l'axe, donc

$$U_1 = U_{1x}$$

- la direction de U_2 , perpendiculaire à l'axe, donc

$$U_{2x} = 0$$

La poussée axiale totale, pour une roue centrifuge s'écrira :

$$P_a = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - d_o^2) (p_2 - p_1) - \rho Q U_1$$

Dans ce calcul, on ne tiendra pas compte du fait que la pression statique n'est pas uniforme dans l'espace entre la roue et le stator :

$$\text{Donc } P_a = \frac{\pi}{4} (0,1707^2 - 0,14^2) 2500 - 0,678 \cdot 24,326 \cdot 36,8$$

$$P_a = 310,43 \text{ daN.}$$

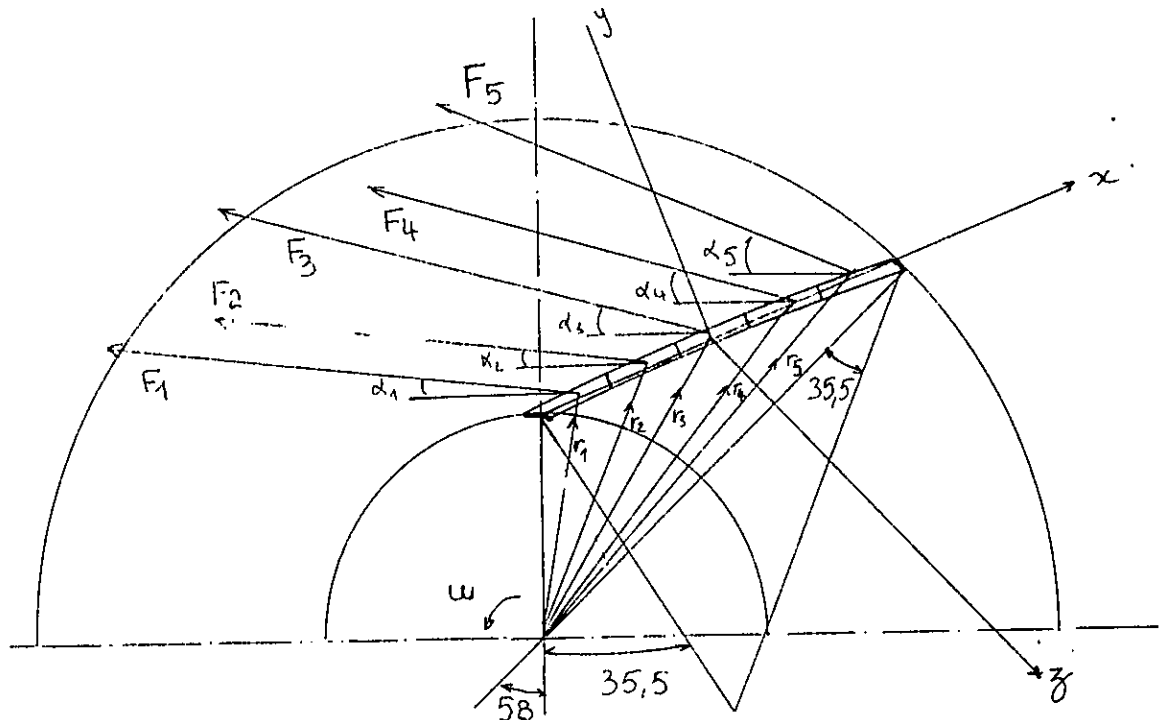
2. Calcul de résistance des aubes.

Données :

- Rayon de courbure des aubes : $R = 754 \text{ mm}$.
- Epaisseur adoptée $e = 8 \text{ mm}$.

La première vérification nous avait donné $e \gg 7 \text{ mm}$.

2.1. Détermination des efforts



On partage l'aube en cinq tronçons d'égale longueur d'arc, étant donné que l'effort est variable le long de l'aube. Pour chaque tronçon, on calcule les efforts concentrés au niveau des centres de gravité. Puis on réduit le système de forces en une résultante et un moment :

Les valeurs de r_i sont relevées graphiquement.
Avec $C = 95.726,5 \text{ daN.m}$.

$$F_i = \frac{C}{r_i}$$

$$\text{et } \alpha_i = \frac{i \times 58}{4}$$

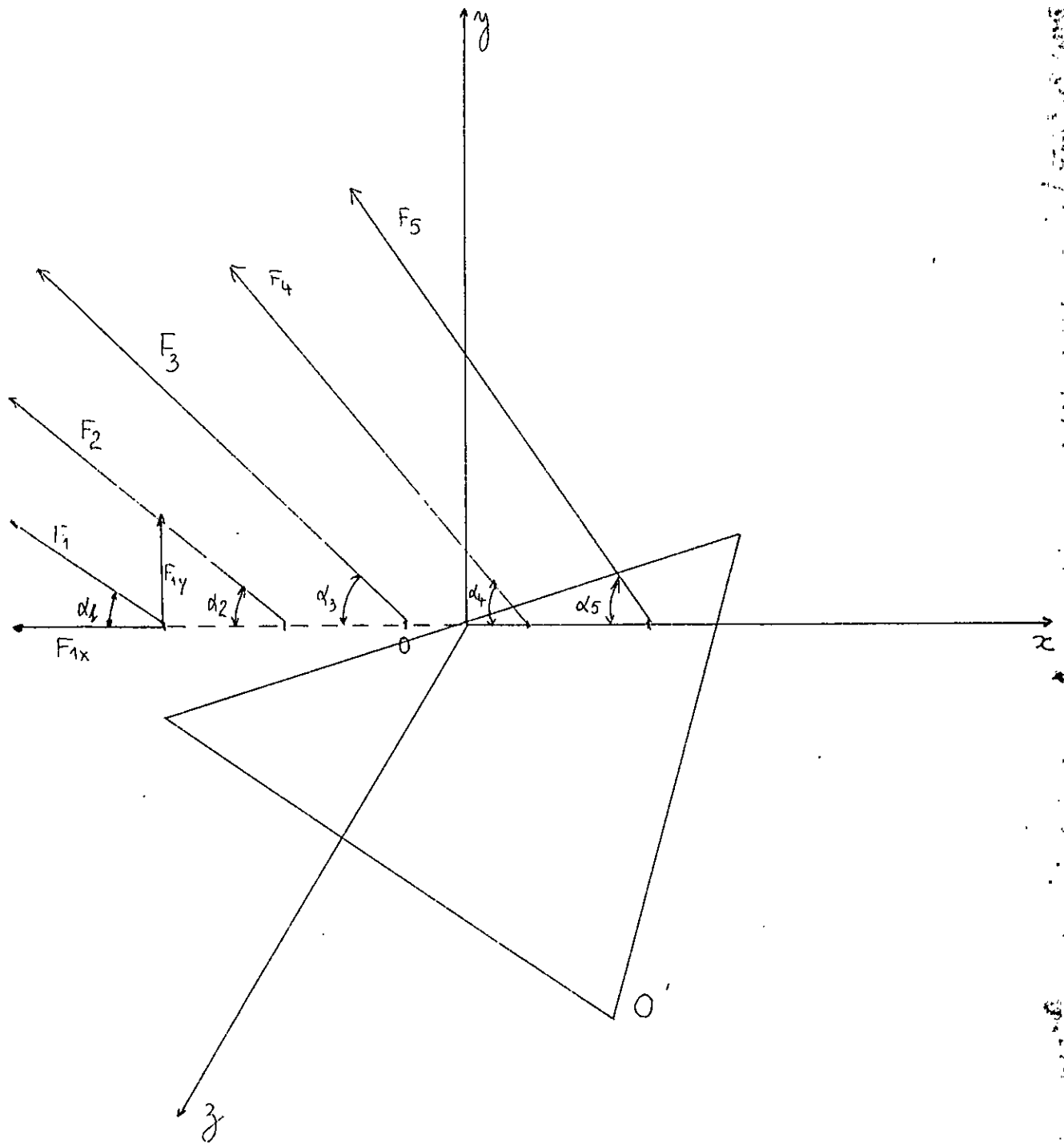
donc :

$$\begin{aligned} r_1 &= 400 \text{ mm} \\ r_2 &= 485 \text{ mm} \\ r_3 &= 575 \text{ mm} \\ r_4 &= 670 \text{ mm} \\ r_5 &= 785 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_1 &= 239.316,25 \text{ daN} \\ F_2 &= 197.374,22 \text{ daN} \\ F_3 &= 166.68,86 \text{ daN} \\ F_4 &= 142.875,37 \text{ daN} \\ F_5 &= 121.944,58 \text{ daN} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 9,66^\circ \\ \alpha_2 &= 19,3^\circ \\ \alpha_3 &= 28,98^\circ \\ \alpha_4 &= 38,64^\circ \\ \alpha_5 &= 48,3^\circ \end{aligned}$$

22 Reduction du système de forces:



On pose le système de forces dans le plan xOy .
 Donc le moment sera perpendiculaire à ce plan,
 tandis que la résultante sera dans ce plan.
 Le point O , sera confondu avec le centre de gravité
 de l'aube.
 Le système se réduit donc en une résultante R et à
 un moment M_f .

Composante selon Ox de la résultante : R_x .

$$\begin{aligned}
 R_x &= F_1 \cos \alpha_1 + F_2 \cos \alpha_2 + F_3 \cos \alpha_3 + F_4 \cos \alpha_4 + F_5 \cos \alpha_5 = \\
 &= 0,157 \cdot 239\,316,25 + 0,326 \cdot 197\,374,22 + 0,47 \cdot 166\,488,6 + 0,67 \cdot 142\,577,5 \\
 &\quad + 0,66 \cdot 121\,044,58 = \\
 R_x &= 347\,803,6 \text{ daN.}
 \end{aligned}$$

Composante selon Oy de la résultante : R_y .

$$\begin{aligned}
 R_y &= F_1 \sin \alpha_1 + F_2 \sin \alpha_2 + F_3 \sin \alpha_3 + F_4 \sin \alpha_4 + F_5 \sin \alpha_5 = \\
 &= 0,98 \cdot 239\,316,25 + 0,94 \cdot 197\,374,22 + 0,88 \cdot 166\,488,6 + 0,78 \cdot 142\,577,5 \\
 &\quad + 0,74 \cdot 121\,044,58 = \\
 R_y &= 768\,253,2 \text{ daN.}
 \end{aligned}$$

D'où la résultante R :

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = 10^5 \sqrt{7,68^2 + 3,5^2} = 8,4 \cdot 10^5 = 840.000$$

Calcul du moment résultant : M_f :

$$M_f = \sum_{i=1}^5 M_{fi} \text{ avec :}$$

$$M_{fi} = \sqrt{(F_{yi} \cdot OA_i)^2 + (F_{xi} \cdot ai)^2}$$

Ses valeurs de OA_i et ai seront relevées graphiquement.

$$M_{f1} = \sqrt{(375\,72,6 \cdot 0,3)^2 + (234\,529,9 \cdot 0,01)^2} = 1,12 \cdot 10^4 \text{ daN.m}$$

$$M_{f2} = \sqrt{(64\,343,9 \cdot 0,2)^2 + (185\,531,7 \cdot 0,05)^2} = 1,59 \cdot 10^4 \text{ daN.m}$$

$$M_{f3} = \sqrt{(782\,49,7 \cdot 0,08)^2 + (146\,509,9 \cdot 0,09)^2} = 1,45 \cdot 10^4 \text{ daN.m}$$

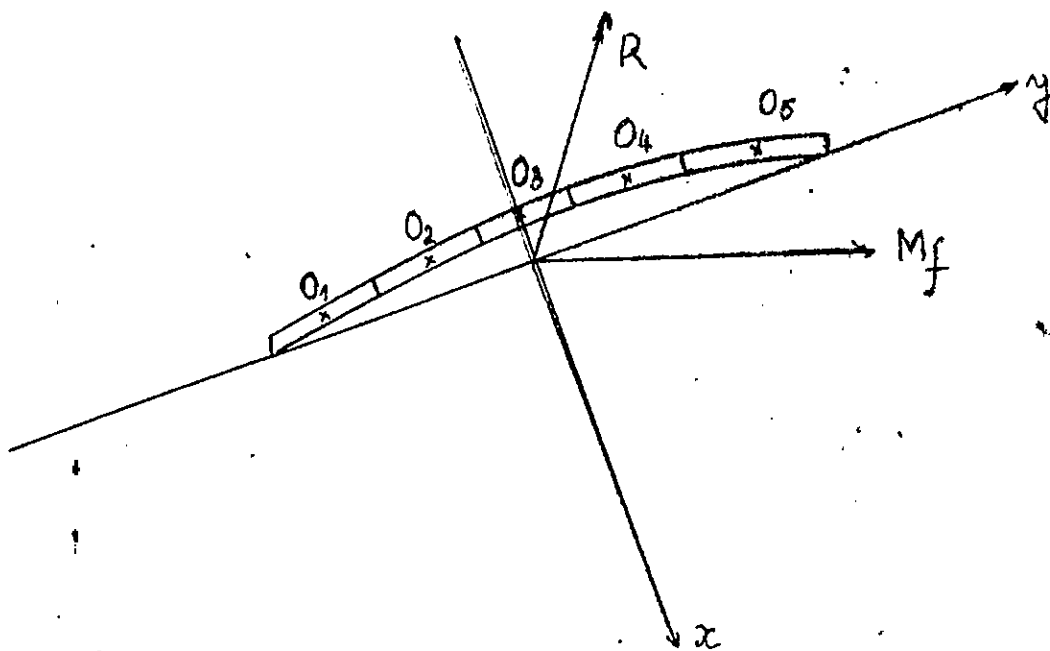
$$M_{f4} = \sqrt{(87153,9 \cdot 0,06)^2 + (111\,442,8 \cdot 0,11)^2} = 1,3 \cdot 10^4 \text{ daN.m}$$

$$M_{f5} = \sqrt{(80483,4 \cdot 0,225)^2 + (90238,9 \cdot 0,1)^2} = 2,01 \cdot 10^4 \text{ daN.m}$$

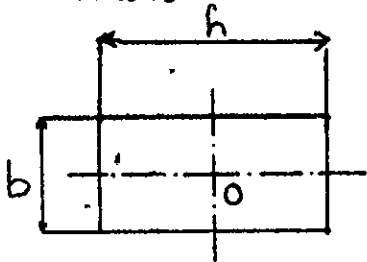
d'où :

$$\begin{aligned}
 M_f &= \sum_{i=1}^5 M_{fi} = \\
 &= 10^4 (1,12 + 1,59 + 1,45 + 1,3 + 2,01) \text{ daN.m}
 \end{aligned}$$

$$M_f = 7,47 \cdot 10^4 \text{ daN.m}$$



On peut confondre chaque tronçon en un rectangle, et déterminer les moments d'inertie, d'après la relation.



$$I_0 = \frac{bh}{12} (b^2 + h^2)$$

Pour une section, le moment d'inertie par rapport au centre de gravité sera :

$$I_G = I_0 + S (OG)^2 \quad S : \text{section}$$

$$I_{G_i} = \frac{bh}{12} (b^2 + h^2) + bh (OG_i)^2$$

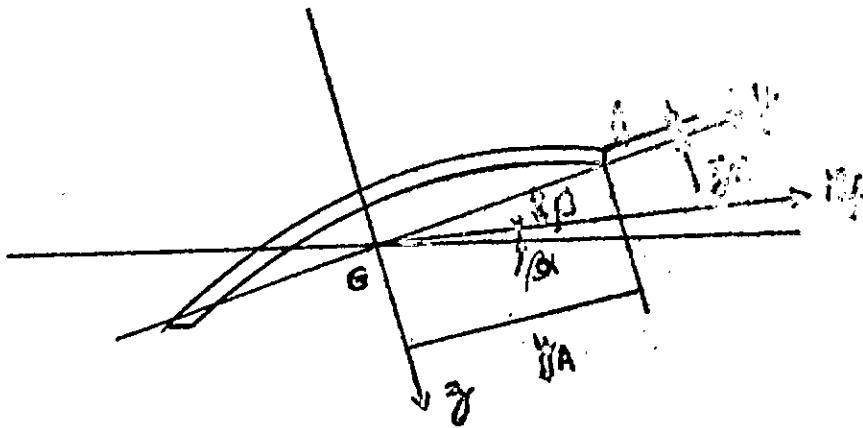
Les valeurs de OG sont relevées graphiquement :

Le moment d'inertie global de l'aube par rapport à son centre de gravité G sera :

$$\begin{aligned} I_G &= \sum_{i=1}^5 I_{G_i} = 5 \frac{bh}{12} (b^2 + h^2) + bh \left(\sum_{i=1}^5 OG_i^2 \right) = \\ &= \frac{5 \cdot 0,01 \cdot 0,156}{12} (0,01^2 + 0,156^2) + \\ &+ 0,01 \cdot 0,156 (0,305^2 + 0,21^2 + 0,125^2 + 0,125^2 + 0,25^2) \end{aligned}$$

$$I_G = 1,95 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

En adoptant le système d'axe y_0z_0 suivant la figure suivante, on détermine :



$$I_y = I_G + S y_A^2$$

$$I_z = I_G + S z_A^2$$

y_A et z_A sont relevées graphiquement.

On a donc:

$$I_y = I_G + S y_A^2 = 1,95 \cdot 10^{-5} + 5 \cdot 0,01 \cdot 0,156 \cdot 0,375^2 =$$

$$I_y = 294,45 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

$$I_z = I_G + S z_A^2 = 1,95 \cdot 10^{-5} + 5 \cdot 0,01 \cdot 0,156 \cdot 0,05^2 =$$

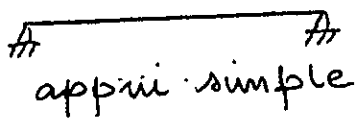
$$I_z = 40,95 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4$$

$\beta = 10^\circ$ ce qui nous donne

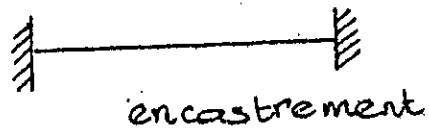
$$\text{tg } \alpha = \frac{I_z}{I_y} \text{ tg } \beta = \frac{40,95}{294,8} \cdot 0,176 = 0,0288$$

$$\text{tg } \alpha = 0,0288 \Rightarrow \alpha = 1^\circ 40'$$

Les aubes étant fixées sur le rotor par soude
on ne peut conclure, s'il s'agit d'un appui
ou d'un encastrement:



$$M = \frac{q l^2}{8}$$



$$M = \frac{q l^2}{24}$$

On se propose alors de prendre une relation
intermédiaire

$$M = \frac{q l^2}{16}$$

Dans le même repère yOz , précédent; le moment M , aura deux composantes :

$$M_y = M \cos \alpha = 7,47 \cdot 10^4 \cdot 0,99 = 7,39 \cdot 10^4 \text{ daN.m.}$$

$$M_z = M \sin \alpha = 7,47 \cdot 10^4 \cdot 0,012 = 0,216 \cdot 10^4 \text{ daN.m.}$$

On peut alors déterminer les contraintes de flexion au niveau du point A, en sachant qu'il s'agit de la plus sollicité.

$$\sigma_{zA} = \frac{M_y \cdot z_A}{I_z} = \frac{7,39 \cdot 10^4 \cdot 0,05}{40,95 \cdot 10^{-5}} =$$

$$\sigma_{zA} = 0,009 \cdot 10^9 \text{ daN/m}^2$$

$$\sigma_{yA} = \frac{M_z \cdot y_A}{I_y} = \frac{0,21 \cdot 10^4 \cdot 0,375}{294,46 \cdot 10^{-5}} =$$

$$\sigma_{yA} = 0,000267 \cdot 10^9 \text{ daN/m}^2$$

La contrainte idéale sera :

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_{zA}^2 + \sigma_{yA}^2} = 10^6 \sqrt{0,267^2 + 9^2} =$$

$$\sigma_i = 9,004 \cdot 10^6 \text{ daN/m}^2 = 9,004 \text{ daN/mm}^2$$

L'acier extra doux à 0,05% de carbone A35, de designation :

XC35TS

qui peut être utilisé pour la réalisation de tôle d'acier :

$$\sigma_{adm} = 35 \text{ daN/mm}^2$$

On aura donc un coefficient de sécurité : k .

$$k = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_i} = \frac{35}{9,004} =$$

$$k = 3,88$$

On peut en conclure donc que l'aube adoptée résistera aux efforts appliqués.

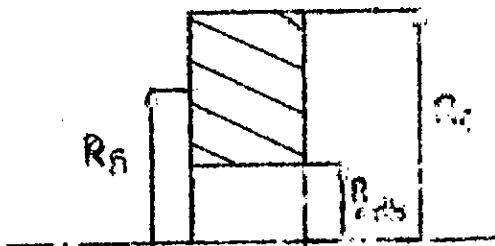
3. Verification de la roue de fixation des aubes

Cette roue supportera une charge qui est exprimée par la relation suivante :

$$q = \frac{m \cdot z \cdot R_s \omega^2}{2\pi R_1}$$

m : masse d'une aube

z : nombre d'aubes



La roue sera soumise à un effort de compression et un moment de torsion.

3.1. Calcul de la charge q :

$$m = \rho \cdot V \quad \text{avec } \rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3$$

$$V = \pi (b_1 + 0,02)^2 (D_2 - D_1) - \pi b_1^2 (D_2 - D_1) =$$

$$= \pi (D_2 - D_1) [(b_1 + 0,02)^2 - b_1^2] = \pi (1,748 - 0,707) (0,02)^2$$

$$V = 0,00654 \text{ m}^3$$

$$\text{d'où } m = 0,00654 \cdot 7,8 \cdot 10^3 = 0,0513 \cdot 10^3 = 51,3 \text{ Kg}$$

Le nombre d'aubes $z = 8$

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} = \frac{\pi \cdot 995,1}{30} = 104,15 \text{ s}^{-1}$$

$$R_1 = 0,707 \text{ m}$$

$$R_s = 0,42 \text{ m}$$

$$\text{d'où } q = \frac{51,3 \times 8 \times 0,42 \times 104,15^2}{2\pi \cdot 0,707} = 42070,62 \text{ d'ad}$$

3.2 Calcul de la contrainte :

On détermine d'abord, les composantes radiales et tangentielle de cette contrainte. Elles sont obtenues par les relations suivantes.

- Composante radiale :

$$G_r(r) = \frac{q}{1-x_0^2} \left(1 - \frac{x_0^2}{x_1^2}\right) + \frac{3+\nu}{8} \cdot \frac{5}{g} \omega^2 R_1^2 \left(1 + x_0^2 - \frac{x_0^2}{x_1^2} - x_1^2\right)$$

$$\text{avec } x_0 = \frac{R_s}{R_1} = \frac{0,42}{0,707} = 0,59$$

Pour $\nu = \text{Bois}$ $\Rightarrow \nu_1 = \frac{R_1 \nu}{R_1} = \frac{0,207}{0,207}$

$$\text{d'où } \sigma_r = \frac{42070,62}{1 - 0,59^2} \left(1 - \frac{0,59^2}{0,21^2} \right) + \frac{3+\nu}{8} \cdot \frac{1}{9,81} \cdot 104,31^2 \cdot 0,207^2 \left(\frac{1+0,59^2}{2} - \frac{1+0,59^2}{2} \right)$$

$$\sigma_r = -4,45 \text{ daN/mm}^2$$

- Composante tangentielle :

$$\sigma_t(r) = \frac{q}{1+\nu_0^2} \left(1 + \frac{x_0^2}{x_1^2} \right) + \frac{3+\nu}{8} \cdot \frac{1}{g} \omega^2 R_1^2 \left(1 + x_0^2 + \frac{x_0^2}{2} - \frac{1+0,59^2}{2} \right)$$

$$\sigma_t = \frac{42070,62}{1 + 0,59^2} \left(1 + \frac{0,59^2}{0,21^2} \right) + \frac{4}{8} \cdot \frac{1}{9,81} \cdot 104,31^2 \cdot 0,207^2 \left(1 + 0,59^2 + \frac{0,59^2}{2} - \frac{1+0,59^2}{2} \right)$$

$$\sigma_t = 27,75 \text{ daN/mm}^2$$

D'où la contrainte idéale :

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_t^2} = \sqrt{4,45^2 + 27,75^2} = 28,75$$

$$\sigma_i = 30,22 \text{ daN/mm}^2$$

Avec un acier XC25S trempé à l'eau (E 350), qui

$\sigma_{adm} = 440 \text{ N/mm}^2$, nous obtenons un

coefficient de sécurité $k = \frac{44}{30,22} = 1,99$

4. Verification des boulons de fixation des aubes.

On considère des boulons en XC18, sollicités par un effort total $F = 40.000 \text{ N}$.
Pour avoir de bonnes conditions de sécurité, on propose un coefficient de sécurité : 3.

4.1 Calcul du diamètre nominal.

L'acier XC18 a une résistance à la rupture

$R_r = 480 \text{ N/mm}^2$ et la limite élastique

$(R_r)_e = 260 \text{ N/mm}^2$.

L'existence du filetage nous oblige à tenir compte du coefficient de concentration de contrainte = 3

La contrainte d'utilisation sera donc :

$$\sigma_i = \frac{480}{3} = 160 \text{ N/mm}^2$$

La section S du moyau du filetage doit satisfaire à la relation suivante.

$$\frac{F}{S} \leq \sigma_i \Rightarrow S \geq \frac{F}{\sigma_i}$$

$$S \geq \frac{F}{\sigma_i} = \frac{40000}{160} = 250 \text{ mm}^2$$

Cet effort étant repartit entre 8 boulons, donc la section pour chaque boulon sera :

$$S_b = \frac{S}{8} = \frac{250}{8} = 31,25 \text{ mm}^2$$

Les normes donnent pour le filetage ISO normal :

- diamètre nominal 24 \Rightarrow section du moyau = 69,11 mm²

On prendra donc 8 boulons M24

4.2 Verification de la contrainte maximale.

a. contrainte maximale au droit du filetage

$$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{40000}{8 \times 69,11} = 72,35 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{d'où } \sigma_{\max} = 3 \cdot \sigma = 3 \times 72,35 = 217,05 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{donc } \sigma_{\max} = 217,05 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{adm}} = 260 \text{ N/mm}^2$$

b Contrainte maximale au niveau de la tête :

En sachant qu'un arrondi r tel que $r/D = 0,2$ est exécuté, on suppose un coefficient de concentration de contrainte égal à 1,75.

$$\text{d'où } \sigma = \frac{F}{S} = 72,35 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\max} = 1,75 \cdot 72,35 = 126,62 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\max} = 126,62 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{\text{adm}} = 260 \text{ N/mm}^2$$

On adopte donc 8 boulons M24 car l'on vient de les vérifier à la friction, sollicitation à laquelle ils sont soumis.

II Calcul de l'arbre :

1 Introduction :

Etant l'organe le plus sollicité, et vu, son rôle prépondérant, le calcul et la construction de l'arbre nécessiteront donc un soin particulier. Dans cette partie, nous allons donc vérifier l'arbre à la torsion, et à la fatigue à l'extension. Pour cela nous allons utiliser, des relations de résistance des matériaux connues.

De plus, il nous faudra déterminer la vitesse critique de l'arbre. Pour le faire, il nous faut connaître les flèches maximales résultant des efforts appliqués. On a opté pour la méthode Mohr, qui consiste à déterminer graphiquement la déformée. Pour notre cas particulier, on assimilera l'arbre à une poutre de section constante (les variations étant très faibles) reposant sur deux appuis ayant une charge concentrée en porte-à-faux.

Afin :

2. Vérification à la torsion :

Connaissant la puissance P , et la vitesse de rotation N , on peut déterminer le couple à transmettre : C_t

$$C_t = \frac{975 \times P}{N} = \frac{975 \times 9770}{995,2} = 95.726,56 \text{ daN.cm}$$

On doit déterminer, le diamètre minimal pour que l'arbre puisse transmettre ce couple, en sachant que la contrainte admissible à la torsion pour un arbre en acier A48, travaillant dans un régime vibratoire est :

$$\sigma_{adm} = 700 \text{ daN/cm}^2$$

Le diamètre minimal sera donné par :

$$d = \sqrt{\frac{C_t \times 32}{\pi \cdot \sigma_a}} = \sqrt{\frac{95726,56 \times 32}{\pi \cdot 700}} = 11,17 \text{ cm}$$

On prendra donc pour diamètre minimal :

$$d = 13 \text{ cm} = 130 \text{ mm}$$

3. Verification à la fatigue à l'extension.

Ce calcul nous permet de vérifier l'arbre car il est sollicité par la poussée axiale P_a et le poids G du rotor. Connaissant le diamètre de l'arbre, nous allons déterminer la contrainte σ_f pour notre cas. Elle nous sera donnée par la relation suivante:

$$\sigma_f = \frac{4(P_a + G)}{\pi D^2} = \frac{4(310,4 + 67718)}{\pi \cdot 13^2}$$

$$\sigma_f = 512,78 \text{ daN/cm}^2$$

Pour l'acier A48, la contrainte admissible à la fatigue à l'extension est

$$\sigma_{f, adm} = 1100 \text{ daN/cm}^2$$

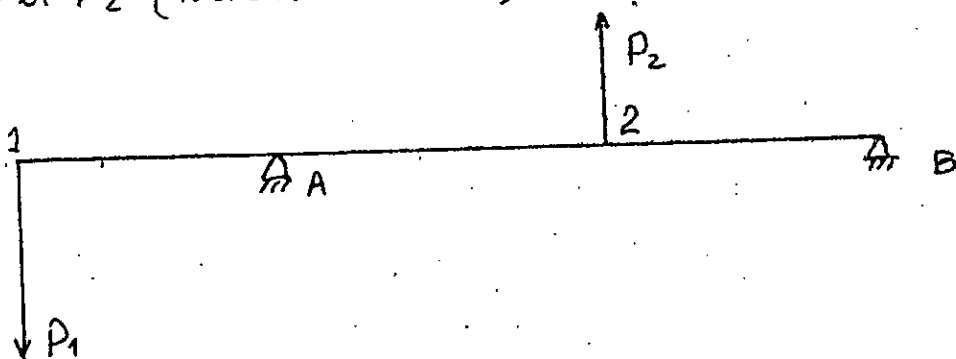
Donc le diamètre de l'arbre adopté est basé sur ceci avec un coefficient de sécurité

$$k = \frac{\sigma_{f, adm}}{\sigma_f} = \frac{1100}{512,78} = 2,145$$

4. Determination de la vitesse critique:

4.1. Explication de la méthode.

On supposera l'arbre soumis aux deux efforts P_1 et P_2 (selon schéma):



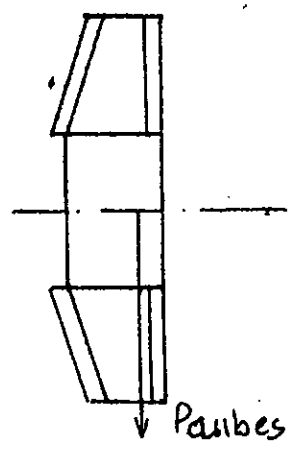
P_1 représente le poids du rotor et celui de la section d'arbre 1A.

P_2 représente le poids de la section d'arbre AB, concentrée au centre de gravité de la section AB.

Puis l'on determine la reaction au point A: R.
 Dans une première étape, on déterminera géométriquement (methode de Mohr), les fleches au niveau des sections 1 et 2, en ne tenant compte que de la reaction au point A, l'appui etant transposé en 1.
 On obtiendra alors les fleches y_{11} et y_{21} respectivement en 1 et 2.
 Dans une deuxième étape, on calculera les fleches y_{12} et y_{22} respectivement en 1 et 2, en ne tenant compte que de l'effort P_2 , par des relations connues.
 Une combinaison, des quatre fleches ainsi determinées, nous permettrons de determiner les vitesses critiques.
 Par hypothese, on considere que la construction de notre assemblage est rigide.

4.2 Tracé du graphe:

$P_2 = 92,68 \text{ Kg}$.

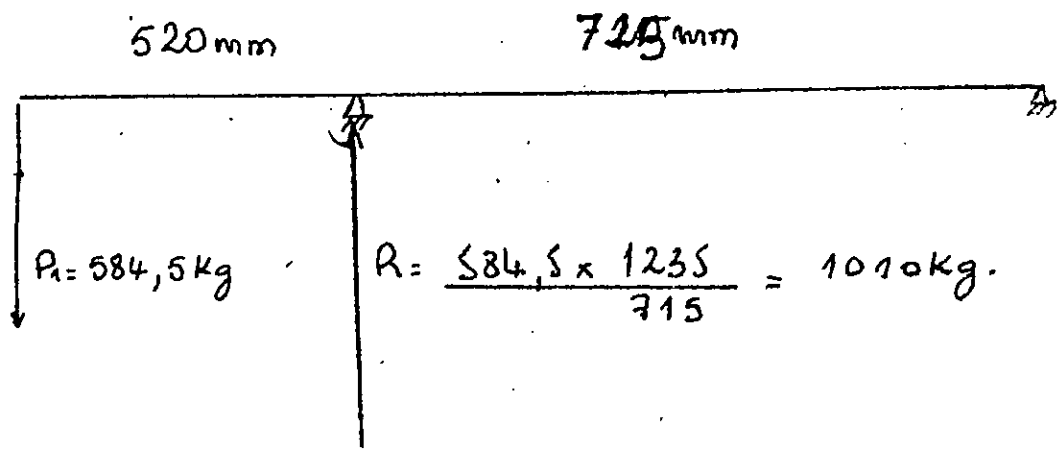


P_1 represente le poids du disque, des aubes, et de la section d'arbre en porte-a-faux.

- disque: $0,88 \times 346 \text{ Kg}$.
- aubes: $8 \times 0,85 \times 0,37 \times 0,01 \times 7850 = 197,5$
- arbre: 41 Kg .

$P_1 = 346 + 197,5 + 41 = 584,5 \text{ Kg}$.

Le systeme de force est represente par le schema suivant:



Pour le tracé on prend les échelles suivantes:

- Echelle du plan : 1mm pour $\alpha = 5\text{ mm}$
- Echelle du dynamique des forces : 1cm pour $\beta = 50\text{ kg}$.

Distance pol'aire $H = 10\text{ cm}$.

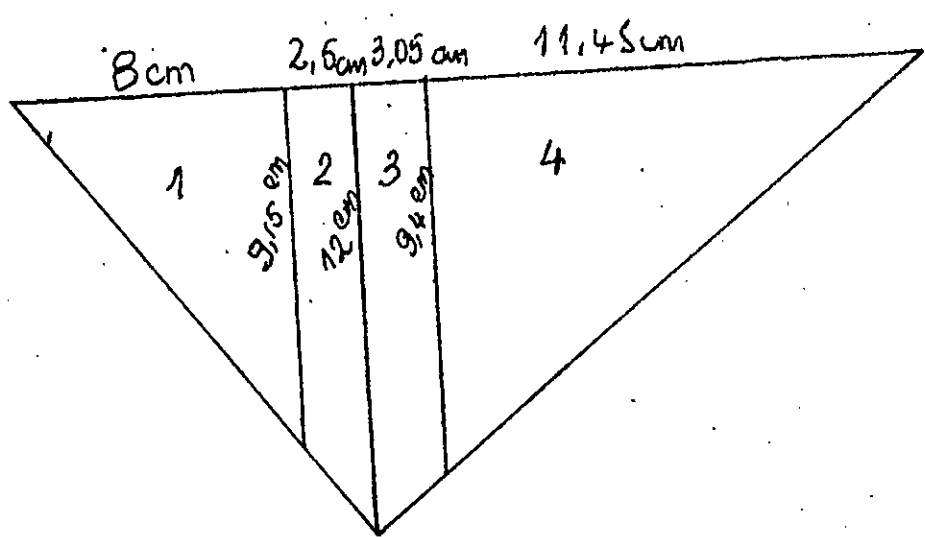
Donc R sur le graphe aura $|R| = 20,2\text{ cm}$.

D'où le moment maximum:

$$M_{\max} = 12 \times 5 \times 50 \times 10 = 30.000\text{ N.cm}$$

$$M_{\max} = 300.\text{N.m}$$

Calcul et tracé des charges fictives:
Le diagramme des moments étant partagé en 4 parties.



On aura donc : $|S| \alpha (d.H.\beta) = 5 \times 5 \times 10 \times 50 = 12500 =$
 $= 1,25 \frac{\text{N.m}^2}{\text{cm}^2}$

- Pour la section 1 : $45,7\text{ N.m}^2 \rightarrow 4,6\text{ cm} = |Q_1|$
- Pour la section 2 : $26,44\text{ cm}^2 \rightarrow 30,05\text{ N.m}^2 \rightarrow 3,3\text{ cm} = |Q_2|$
- Pour la section 3 : $32,63\text{ cm}^2 \rightarrow 40,79\text{ N.m}^2 \rightarrow 4,1\text{ cm} = |Q_3|$
- Pour la section 4 : $53,81\text{ cm}^2 \rightarrow 67,26\text{ N.m}^2 \rightarrow 6,7\text{ cm} = |Q_4|$

~~Avec une distance polaire de 20,2 cm.~~

Calcul du moment d'inertie de l'arbre:

$$J_x = \frac{\pi D^4}{64} = \frac{\pi \times 0,145^4}{64} = 2170 \text{ cm}^4$$

$$\Rightarrow J_x = 2170 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

Avec le module d'élasticité $E = 2,1 \cdot 10^7 \text{ N/cm}^2 =$

$$E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2 \text{ on aura:}$$

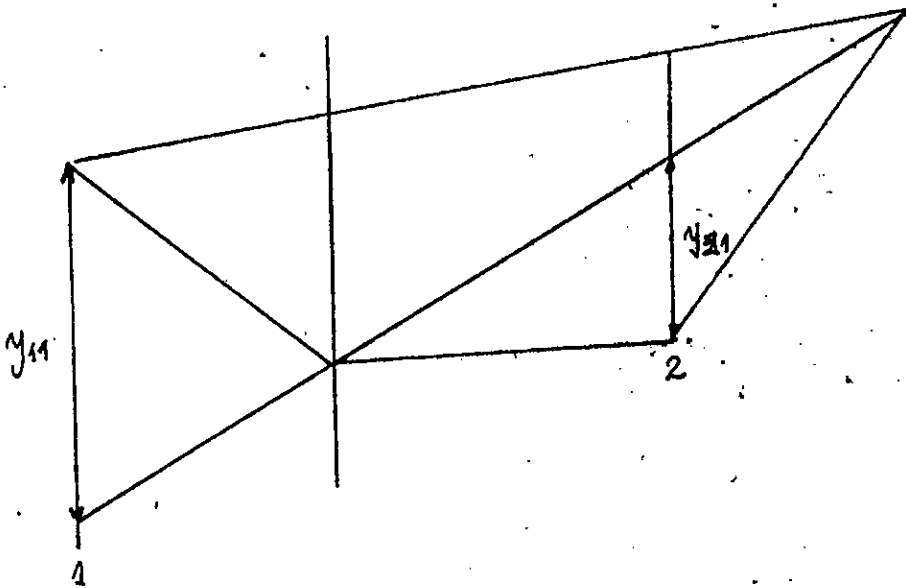
$$EJ_x = 2170 \cdot 10^{-8} \times 2,1 \cdot 10^{11} = 4557 \cdot 10^3 \text{ N.m}^2$$

ψ : rapport de réduction d'échelle = 40.000

D'où une distance fictive pour les charges fictives:

$$H' = \frac{4557 \cdot 10^3}{10 \cdot 4 \cdot 10^4} = 11,4 \text{ cm}$$

On obtient donc pour la déformée, une courbe qui a l'allure suivante.



On lit sur le diagramme:

$$y_{11} = 11,4 \text{ cm} = 4,125$$

$$\Rightarrow f_{11} = y_{11} \cdot \frac{\alpha}{\psi} = \frac{y_{11}}{8000} = 1,425 \cdot 10^{-3} \text{ cm}$$

$$y_{21} = 2, \text{ cm} \rightarrow f_{21} = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ cm}$$

On définit et calcule les coefficients suivants

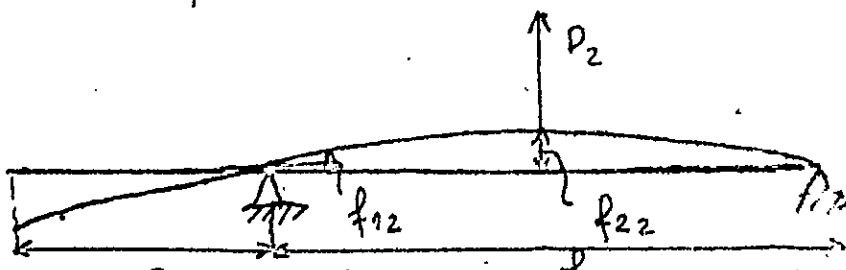
$$k_{11} = \frac{f_{11}}{m_1} = \frac{1,425 \cdot 10^{-3}}{584,5} = 2,437 \cdot 10^{-6} \frac{N}{m}$$

$$k_{11} = 2,437 \cdot 10^{-8} \frac{m}{N}$$

$$k_{21} = \frac{f_{21}}{m_1} = \frac{0,25 \cdot 10^{-3}}{584,5} = 0,428 \cdot 10^{-6} \frac{m}{N}$$

Calcul de k_{12} et k_{22} :

On suppose que seule P_2 est appliqué. Sa déformation aura la forme suivante:



Ses flèches sont données par les relations suivantes

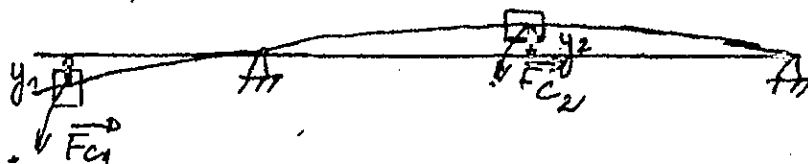
$$f_{12} = \frac{Pl^2 a}{16EI}$$

$$f_{22} = \frac{Pl^3}{48EI}$$

$$\text{donc } k_{12} = \frac{al^2}{16EI} = \frac{0,52 \cdot 0,715^2}{16 \cdot 4557,10^3} = 0,36 \cdot 10^{-8}$$

$$k_{22} = \frac{l^3}{48EI} = \frac{0,715^2}{48 \cdot 4557,10^3} = 0,167 \cdot 10^{-8}$$

4.3. Calcul des vitesses critiques:



Les forces centrifuges agissant sur les masses sont données par:

$$F_{c1} = y_1 m_1 \omega^2$$

$$F_{c2} = y_2 m_2 \omega^2$$

En introduisant les coefficients dynamiques, l'égalité entre F_{c1} et F_{c2} , on peut écrire la relation suivante:

$$\begin{cases} k_{11} m_1 y_1 + k_{12} m_2 y_2 = \frac{1}{\omega^2} y_1 \\ k_{21} m_1 y_1 + k_{22} m_2 y_2 = \frac{1}{\omega^2} y_2 \end{cases} \Rightarrow$$

$$\begin{cases} y_1 (k_{11} m_1 - \frac{1}{\omega^2}) + y_2 k_{12} m_2 = 0 \\ y_1 k_{21} m_1 + y_2 (k_{22} m_2 - \frac{1}{\omega^2}) = 0 \end{cases}$$

Les 2 équations ne peuvent être vraies si le déterminant de la matrice des coefficients est nul:

$$\det \begin{pmatrix} k_{11} m_1 - \frac{1}{\omega^2} & k_{12} m_2 \\ k_{21} m_1 & k_{22} m_2 - \frac{1}{\omega^2} \end{pmatrix} = 0 \Rightarrow$$

$$(k_{11} m_1 - \frac{1}{\omega^2})(k_{22} m_2 - \frac{1}{\omega^2}) - k_{12} m_2 k_{21} m_1 = 0$$

On pose $\frac{1}{\omega^2} = u$, l'équation devient:

$$u^2 - u(k_{11} m_1 + k_{22} m_2) + k_{11} k_{22} m_1 m_2 - k_{12} m_2 k_{21} m_1 = 0$$

En remplaçant par les valeurs numériques on aura:

$$u^2 - 1439,9 \cdot 10^{-8} u + 13699,9 \cdot 10^{-16} = 0$$

C'est une équation du second degré admet deux solutions.

Le discriminant

$$\Delta = 10^{-16} (1439,9^2 - 4 \times 13699,9) = 2018512,4$$

d'où les solutions de l'équation:

$$u_1 = \frac{(1439,9 - \sqrt{2018512,4})}{2} 10^{-8} = 9,58 \cdot 10^{-8}$$

$$u_2 = \frac{(1439,9 + \sqrt{2018512,4})}{2} 10^{-8} \approx 1429,87 \cdot 10^{-8}$$

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{1}{u_1}} = \sqrt{\frac{10^8}{9,58}} = \pm 3230,85 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{1}{u_2}} = \sqrt{\frac{10^8}{1429,87}} = \pm 264,44 \text{ s}^{-1}$$

On ne tient compte bien que des valeurs positives

$$\text{Donc } n_1 = \frac{\omega_1 \cdot 30}{\pi} = \frac{3230,85 \times 30}{\pi} = 30827 \text{ tr.}$$

$$n_2 = \frac{\omega_2 \cdot 30}{\pi} = \frac{264,44 \cdot 30}{\pi} = 2525,29 \text{ tr.}$$

Les deux vitesses obtenues étant subcritiques, ce qui correspond à notre arbre qui est rigide, lors du fonctionnement on atteindra jamais ces vitesses.

VI Choix et vérification des organes normaux

1. Calcul et choix des paliers:

Le ventilateur fonctionnant à une fréquence élevée et irrégulière, et vu la température de fonctionnement nous amène à préférer des paliers à roulements, à des paliers lisses. Étant donné que l'on est dans le cas d'une grande vitesse de rotation ($N = 10000 \text{ rpm}$), le film d'huile par conséquent, ne pourra se former sur un palier lisse.

Vu l'importance du couple à transmettre, le montage du rotor en porte-à-faux. On opte pour deux paliers avec des roulements à deux rangées de billes (roulements à contact conique de serrage) d'autant plus que l'effort axial est relativement faible.

Par conséquent un calcul de roulement simple.

11. Détermination des efforts.

L'arbre sera soumis aux efforts suivants:

- la poussée axiale: $P_a = 310,43 \text{ daN}$.
- au couple de torsion: $C_t = 9572,65 \text{ daNm}$.
- au poids de l'rotor: $P = 750 \text{ daN}$.

Le couple de torsion provoque à son tour, un effort que l'on appelle portance: F_p .

$$F_p = \frac{C_t}{d_m} \text{ avec } d_m = d_s$$

$$\text{d'où } F_p = \frac{C_t}{d_s} =$$

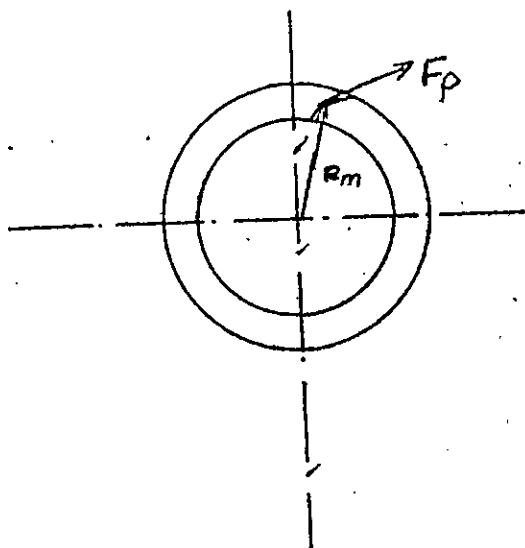
$$F_p = \frac{9572,65}{0,707} = 13539,82$$

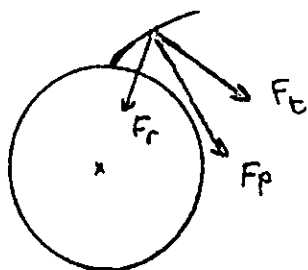
L'effort F_p aura une composante radiale et une composante périphérique F_t .

On aura donc:

$$F_r = F_p \cos \beta =$$

$$= 13539,82 \cos 35,5 =$$





$$F_r = 11022,6 \text{ daN}$$

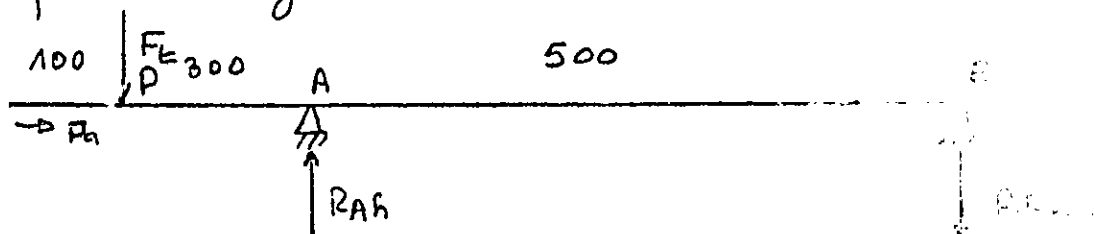
$$F_t = F_p \sin \beta_1 =$$

$$= 13539,82 \sin 55,5 =$$

$$= 7862,26 \text{ daN}$$

1.2 Calcul des réactions sur les paliers:

- plan horizontal:



En écrivant que $M_B = 0$ on aura:

$$R_{Ah} \times 500 = F_t \times 800 \Rightarrow$$

$$R_{Ah} = F_t \times \frac{800}{500} = 7862,26 \times \frac{800}{500}$$

$$R_{Ah} = 12580,1 \text{ daN}$$

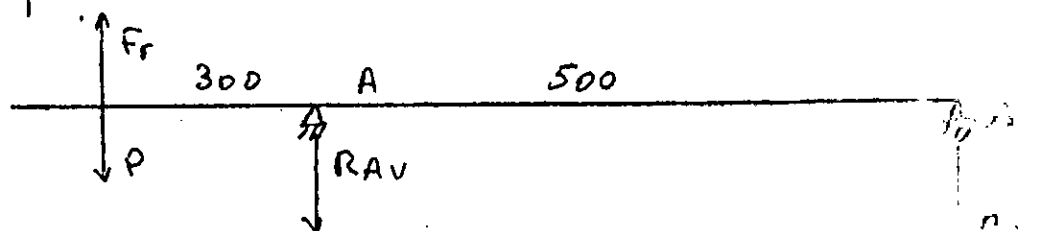
En écrivant que $M_A = 0$ on aura:

$$R_{Bh} \times 500 = (F_t + P) \times 300 \Rightarrow$$

$$R_{Bh} = (F_t + P) \times \frac{300}{500} = 7862,26 \times \frac{300}{500}$$

$$R_{Bh} = 4717,57 \text{ daN}$$

- plan vertical:



De la même manière, en écrivant que $M_A = 0$ on aura:

$$R_{Av} \times 500 = (F_r - P) \times 800 = 0 \Rightarrow$$

$$R_{AV} = (Fr - P) \times \frac{800}{500} = (11022,98 - 750) \times \frac{8}{5} =$$

$$R_{AV} = 17516,7 \text{ daN}$$

En écrivant que $M_A = 0$ on aura:

$$R_{BV} \cdot 500 = (Fr - P) \cdot 300 = 0 \Rightarrow$$

$$R_{BV} = (Fr - P) \times \frac{3}{5} = (11022,98 - 750) \cdot \frac{3}{5} = 6568,7 \text{ daN}$$

$$R_{BV} = 6568,7 \text{ daN}$$

D'où les efforts radiaux:

$$R_A = \sqrt{R_{AR}^2 + R_{AV}^2} = \sqrt{12589,1^2 + 17516,7^2} =$$

$$R_A = 21566,1 \text{ daN}$$

$$R_B = \sqrt{R_{BR}^2 + R_{BV}^2} = \sqrt{4717,5^2 + 6568,7^2} =$$

$$R_B = 8085,7 \text{ daN}$$

1.3 calcul des roulements.

Pour une durée de fonctionnement
 $U_h = 5000$ heures et une vitesse de rotation
 $n = 1000 \text{ tr/min}$, l'abaque nous donne

$$\frac{C}{P} = 5$$

Pour le 1^{er} roulement:

$$e = 0,3 \Rightarrow \gamma = 1,9 \text{ d'où}$$

$$\frac{Fr_1}{Y} = \frac{21566,1}{1,9} = 10269,5 \text{ daN}$$

$$Fa_1 = \frac{10269,5}{2} = 5134,7 \text{ daN}$$

$$\Rightarrow \frac{Fa_1}{Fr_1} = \frac{5134,7}{21566,1} = 0,24$$

$$0,24 < e = 0,35 \Rightarrow \begin{matrix} x = 1 \\ y = 1,9 \end{matrix}$$

D'où la charge dynamique:

$$P_1 = x F_{r1} + y F_{a1} = 21566,1 + 1,9 \cdot 5134,7 =$$

$$P_1 = 31322,25 \text{ daN.}$$

Un roulement SKF 32 + H 3132

donne $C = 630.000 \text{ daN}$ pour la charge dynamique.
Mais, on doit tenir compte de l'échauffement particulièrement dans nos conditions. Cette charge dynamique est réduite.

$$\text{Pour } T = 200^\circ\text{C} \Rightarrow C' = 0,75 C$$

$$C' = 0,75 \cdot 630.000 = 472500 \text{ daN.}$$

La charge dynamique réelle est:

$$C_1 = 5 \cdot P_1 = 5 \times 31322,25 = 156611,25.$$

$$C_1 = 156611,25 \text{ daN} < C' = 472500 \text{ daN}$$

donc ce roulement convient, l'on peut augmenter la durée de fonctionnement.

Pour le deuxième roulement, et pour les mêmes conditions de fonctionnement on aura:

$$\frac{C}{P} = 5$$

$$e = 0,3 \Rightarrow y = 1,9$$

$$\frac{F_{r2}}{y_2} = \frac{8086,5}{1,9} = 4256,1 \text{ daN}$$

$$F_{a1} = \frac{4256,1}{2} = 2128,05 \text{ daN.}$$

$$\Rightarrow \frac{F_{a1}}{F_{a2}} = \frac{2128,05}{8086,5} = 0,13$$

$$0,13 < e = 0,3 \Rightarrow \begin{matrix} x = 1 \\ y = 1,3 \end{matrix}$$

D'où la charge dynamique:

$$P_2 = x F_{r2} + y F_{a2} = 8086,5 + 1,3 \cdot 2128,05 =$$

Moteur Fonte CORROBLOC
l'entreprise LEROY.SOMMER FRANCE
designé par:

FLS 315 M.

Ce p. moteur présente les caractéristiques
suivantes:

- Moteur asynchrone à 3 paires de p.
- Puissance maximale : $P = 110 \text{ kW}$
- Vitesse maximale
en fonctionnement : $n = 990 \text{ tr/mn}$
- Couple moteur : $C_m = 20.000$
- Masse approximative : $M = 1330 \text{ kg}$

CONCLUSION

L'étude que l'on vient de faire est certes satisfaisante, néanmoins, elle reste incomplète car certaines parties devraient être plus détaillées. Le temps restreint, nous en a malheureusement empêchés.

Comme on peut le constater aisément, tout notre calcul, s'est basé sur des relations empiriques. Souvent, pour un même paramètre, il existe plusieurs formules. Ceci engendre de larges gammes quant à un choix judicieux. Mais l'on a essayé de suivre la marche d'un même auteur. Cependant, les conditions particulières du ventilateur, nous ont obligés à modifier les relations en consultant d'autres ouvrages.

La satisfaction nous vient d'une documentation récente. On a donc pu s'aider de travaux de recherches effectuées récemment, ce qui a rendu notre travail plus intéressant.

Grâce à ce travail, on a pu aborder les problèmes de ventilation d'une chaudière, et particulièrement ceux relatifs à la construction d'un ventilateur.

On souhaite à l'avenir, que d'autres étudiants se penchent sur ces problèmes.

Le 06.01.82 à Bab. Ezzoucir

Alhaleb

Bibliographie

1. Revue HLH 25 N° 12 Décembre 1974
Problemlösungun bei der Gestattung von Radial Ventilatoren.
Par Von. L. Bommes
2. Ventilateurs Varsovie 1978
Par Docteur. Ingenieur Stanislaw Kuczewski
3. Equipements thermiques des usines génératrices
d'énergie électrique
Par P. RICARD.
4. Ventilateurs et Compresseurs centrifuges et axiaux
t_I et t_{II}
Par Marcel Sedille: Eyrolles Editeur.
5. Ventilateurs par Eck.
6. Mécanique Résistance des matériaux.
Par C. Lemasson et J. GAL t_I et t_{II}
DUNOD Juillet 1981
7. Turbomachines hydrauliques et thermiques. t_{II}
Par Marcel Sedille MASSON et CIE.
8. Notice technique SNR
9. NORMY ZAKLADOWE t_{IV}
Varsovie 1974
10. Catalogues Moteurs: les moteurs fontes Corroblées.
LEROY SOMMER FRANCE.
11. Mécanique des fluides t_{II}
R. Comollet.

Table des matières.

Introduction	1
Généralités	2
I Calculs de dimensionnement	4
1. Introduction	4
2. Caractéristiques générales	4
3. Paramètres à l'entrée du ventilateur	6
4. Paramètres à la sortie du ventilateur	10
II Calculs et tracés des caractéristiques	16
1. Introduction	16
2. Calculs de paramètres caractéristiques au ventilateur (indépendants de la charge)	16
3. Relations littérales	17
4. Tableaux de valeurs	22
III Calculs avec directrices orientables en fonctionnement	26
1. Détermination et tracé de la caractéristique de travail de compression théorique	26
2. Variation de la puissance théorique	29
3. Variation des pertes	29
4. Détermination des points de travail du ventilateur	30
IV Calcul de résistance	34
1. Détermination de la poussée axiale	34

2. Calcul de résistance de l'aube	
3. Vérification de la roue de fixation des aubes	42
4. Vérification des boulons de fixation	44
II Calcul de l'arbre	46
1. Introduction	46
2. Vérification à la torsion	46
3. Vérification à la fatigue à l'extension	47
4. Détermination de la vitesse critique	47
III Choix des organes normalisés	54
1. Calcul et choix des paliers	54
2. Choix de l'accouplement	59
3. Choix du moteur	59
Conclusion	61

Dessins

1. Dessin d'ensemble	VE.09.00.01
2. Dessin d'exécution de l'arbre	VE.09.18.01
3. Graphique de la vitesse critique de l'arbre.	VE.09.18.02
4. Graphe des caractéristiques	VE.09.00.01
5. Graphe des points de fonctionnement du ventilateur.	VE.09.00.02

2. Choix de l'accouplement:

Pour l'accouplement on en adopte un du type à manchon, élastique, parce que ce dernier, nous permet des tolérances axiales et radiales moyennes, plus une tolérance longitudinale faible et une élasticité torsionnelle très faible (inférieure à 5°);

On adopte donc un accouplement polonais désigné par:
S. 5-135-Z.

Celui-ci permet un couple maximum à transmettre

$$C_{\max} = 15000 \text{ daN.m}$$

Alors que pour l'utilisation, le couple maximum atteint est

$$C_t = 9572,6 \text{ daN.m}$$

3. Choix du moteur:

Pour le choix d'un moteur, il existe plusieurs critères de référence. Il y a les critères d'utilisation tels: la puissance et le couple à transmettre, fréquence et durée des démarrages, protection mécanique (ventilation extérieure, étanchéité contre les poussières). Il y a aussi les critères d'installation, où il faudra éviter le mauvais alignement des arbres moteur et récepteur, et tenir compte des poussées axiales.

Les conditions de travail influent aussi sur le choix du moteur. Ainsi, généralement quand la température ambiante dépasse 40° , il faut procéder à un déplacement de classement de la puissance du moteur.

Les poussières entraînées par les fumées provenant des fuites éventuelles peuvent provoquer la détérioration des roulements et l'amorçage entre éléments conducteurs.

En tenant compte de toutes ces conditions notre choix s'est porté sur un moteur asynchrone du type:

