

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique



UNIVERSITÉ DE BLIDA

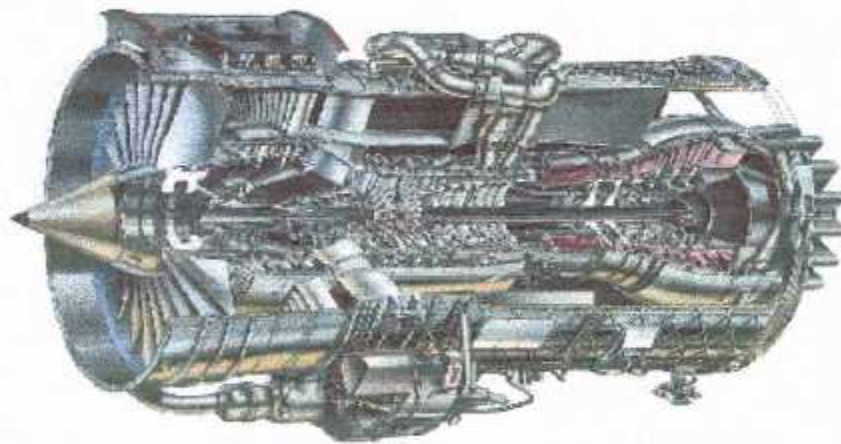
INSTITUT D'AERONAUTIQUE

MEMOIRE DE FIN D'ETUDE
EN VUE DE L'OBTENTION DU
DIPLOME D'INGENIEUR D'ETAT EN AERONAUTIQUE



OPTION :PROPULSION

Thème :



ETUDE ET CONCEPTION D'UN MICRO TURBOREACTEUR II

Promoteur :

M^r : BENTRAD Hocine

réalisé par :

M^r : BELKACEM bachir

M^r : CHABOU rafik

Promotion :2004/2005

Remerciement

Au terme de ce modeste travail, nous tenons par le biais de ces quelques mots à remercier vivement notre promoteur M^r Bentradi pour avoir dirigé sans lassitude, notre travail et pour ses conseils judicieux tout au long de la période d'encadrement. Que tous les enseignants qui ont contribué à notre formation, tous nos amis et camarades de la promotion ainsi que tous les membres de la famille administrative de l'institut d'aéronautique trouvent ici l'expression de nos remerciements.

Dédicaces :

Je dédie ce modeste travail :

- ❖ A mes parents qui m'ont toujours soutenus, encouragé et apporté une aide précieuse
- ❖ A mes chers frères et sœurs
- ❖ A tous les membres de ma famille
- ❖ A tous ceux et celles qui me sont chers

C. rafik

Dédicaces :

je dédie ce travail à celles qui ont encouragé durant nos études

- ❖ A ma mère et mon père.
- ❖ A mes très chères sœurs .
- ❖ A mon cher binôme.
- ❖ A mes très chers amis : sbaa, abd el rani, salim, mostapha, mokran, aziz, kadi, djaloul Mohamed, Yacine, halim, hsen, adal, machta, hamza, ali, samir
- ❖ A mes très chers amies: soulef, nawal, dalila, samira, fatima, faisa.

B. bachir.

المخلص

الفكرة الأساسية لمشروعنا تتمثل في إجراء دراسة تكنولوجية عن فكرة محرك نفاث مصغر ذو دفع يقدر ب 550 نيوتن و انطلاقا من عجلة ضاغط مركزي المطبق على - التوربوشرجر - ، هذه الأخيرة كانت موضوع تحليل تكنولوجي و حراري بهدف إمكانية القيام بدراسة لدورة المحرك انطلاقا من اختيار نقطة تشغيل من جهة و هندسة العجلة من جهة أخرى، استطعنا تحجيم الموزع وتقدير هندسة غرفة الاحتراق ومقاييسها الخارجية لتحديد فيما بعد مقاييس التوربين .
لقد سمح لنا تقدير مقاييس الجزء الدوراني و يتعلق الأمر بالضاغط والتوربين ، باستنتاج هندسة العمود الذي يربطها و العناصر الثابتة في المحرك لننتقل فيما بعد لمرحلة انجاز المحرك .

Résumé :

L'idée de base de notre projet est de faire une étude technologique de conception d'un turboréacteur d'une poussée estimée à 550N et en partant d'une roue de compresseur centrifuge utilisé sur un turbochargers. Cette dernière a fait l'objet d'une analyse technologique et thermodynamique afin de pouvoir mener une étude du cycle moteur, pour la prédiction des paramètres et des performances en un point de fonctionnement où les organes moteurs seront conçus.

En effet à partir du choix du point de fonctionnement d'une part et de la géométrie de la roue d'autre part, on a pu dimensionner alors le diffuseur et estimé la géométrie de la chambre de combustion et ses paramètres de sortie pour déterminer par la suite celles de la turbine.

L'estimation des paramètres de la partie tournante, en l'occurrence le compresseur et la turbine nous ont permis de déduire la géométrie de l'arbre qui les relie et celles des éléments fixes de notre moteur et entamer par la suite l'étape de la réalisation du micro turboréacteur.

Summary:

The basic idea of our project is to make a technological conceptual study of a turbojet of a push estimated at 550N and on the basis of a wheel of centrifugal compressor used on a turbochargers. The latter was the subject of a technological and thermodynamic analysis in order to be able to undertake a study of the driving cycle, for the prediction of the parameters and the performances in a point of operation where the driving bodies will be designed.

Indeed starting from the choice of the point of operation on the one hand and the geometry of the wheel on the other hand, one could then dimension the diffuser and estimated the geometry of the combustion chamber and his parameters of exit to determine those of the turbine thereafter.

The estimate of the parameters of the revolving part, in fact the compressor and the turbine enabled us to deny the geometry of the tree which connects them and those of the fixed elements of our engine and to start thereafter the stapes of the realization of the microturboreactor.

NOMENCLATURE

M	nombre de Mach
RPM	tour par minute
VSV	stators à calage variable
VBV	les vannes de décalage
IGV	Aubage de prérotation
T	température
S	entropie
H	altitude au niveau de la mer
W	travail, vitesse relative
Q	la quantité de chaleur
h	enthalpie
Cp	chaleur spécifique
r	constante des gaz parfaits $r=R/M$
Tt	température totale, d'arrêt
Va	vitesse de l'avion
Pt	pression d'arrêt
Pa	pression atmosphérique
p	pression
n	coefficient polytropique
f	dosage
m _f	débit du carburant
m _o , m _a	débit d'air
r	la richesse, rayon
P _{ci}	pouvoir calorifique inférieur
P	la puissance
P _c	pression critique
F	la poussée
F _{sp}	poussée spécifique
Pp	puissance propulsive
P _c	puissance calorifique
P _{th}	puissance thermique
C _h	consommation horaire du carburant
C _{sp}	consommation spécifique
U	vitesse d'entraînement
n	nombre d'aubes
A	la section
V	vitesse absolue
V _u	vitesse absolue tangentielle moyenne
C _a	vitesse axiale
C _r	vitesse radiale
C _w	vitesse tangentielle
C	vitesse absolue du flux
d	diamètre
MFP	masse flow parameter, Paramètre du débit (fonction)

Symboles grecs

η_c	rendement adiabatique de compression
η_{pc}	rendement polytropique de compression
ΔT	variation de la température
Δh	variation de l'enthalpie
η_t	rendement adiabatique de la turbine
η_d	efficacité de l'entrée d'air
π_d	pertes de pression
Δh_t	variation de l'enthalpie totale
π_c	Taux de compression
τ_c	rapport de température dans le compresseur
τ_t	rapport de température dans la turbine
η_{pc}	rendement polytropique du compresseur
η_{pt}	rendement polytropique de la turbine
η_b	rendement de la chambre de combustion
π_t	Taux de détente dans la turbine
π_N	Taux de détente dans la tuyère
η_N	rendement de la tuyère
η_{th}	rendement thermique
η_p	rendement propulsif
η_g	rendement global
σ	facteur de ralentissement
Ψ	facteur de charge
ρ	la masse volumique
β	angle relatif
α	angle absolu
γ	C_p/C_v

Indice

th	thermique
T,t	turbine ,d'arrêt
C	compresseur , col , critique
0	écoulement ambiant
1	entrée d'air
2	entrée compresseur
3	entrée chambre de combustion
4	entrée turbine
5	entrée tuyère
6	extérieur
R,r	réel
S	isentropique , stochiométrique
f	fuel
a	admission
p	polytropique
N	tuyère
e	échappement
u	tangentiel

SOMMAIRE

Page

INTRODUCTION 1

CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES TURBOREACTEURS

I.1 classification des propulseurs	1
I.2 le turboréacteur	1
I.2.1 différents types des réacteurs	1
I.3 technologie d'un turboréacteur	4
I.3.1 entrée d'air	3
I.3.2 le compresseur	4
I.3.2.1 matériau utilisée	7
I.3.3 chambre de combustion	7
I.3.3.1 conditions de fonctionnement d'une chambre de combustion	10
I.3.4 la turbine	11
I.3.4.1 contraintes sur les turbines	13
I.3.5 tuyère d'éjection	13
I.3.5.1 Fonctionnement d'une tuyère d'éjection	14

CHAPITRE II : LE TURBOCOMPRESSEUR

II.1 Introduction	16
II.2 turbocompresseur	16
II.2.1 fonctionnement	18
II.2.2 définition	19
II.3 le refroidissement de l'air d'admission	20
II.4 la régulation de la pression de suralimentation	20
II.4.1 fonctionnement	25
II.5 description de la machine	21
II.5.1 la turbine	21
II.5.2 le compresseur	28
II.5.3 le palier central	23
II.6 modification nécessaire pour le montage d'un turbocompresseur	23
II.7 quelques marques de turbocompresseur	23

CHAPITRE III : ETUDE THERMODYNAMIQUE DU MICROJET

III.1 étude du cycle moteur.....	25
III.2 étude du cycle moteur	25
III.3 Etude des composants du turboréacteur	28
III.3.1 entrée d'air	28
III.3.2 les différents paramètres du compresseur.....	30
III.3.3 les différents paramètres de la chambre de combustion	32
III.3.4 les différents paramètres de la turbine	33
III.3.5 les différents paramètres de la tuyère.....	35
III.4 performances du turboréacteur	37
III.4.1 la poussée.....	37
III.4.2 les puissances.....	38
III.4.3 les Rendements.....	39

CHAPITRE IV : ETUDE ET CONCEPTION

IV.1 étude et conception du compresseur centrifuge.....	40
IV.1.1 étude et conception du compresseur centrifuge.....	40
IV.1.2 étude et conception du diffuseur.....	45
IV.2 étude et conception de la chambre de combustion	47
IV.2.1 géométrie basique d'une chambre de combustion	47
IV.2.2 structure de la chambre.....	48
IV.3 étude et conception de la turbine.....	50
IV.3.1 introduction.....	50
IV.3.2 désignation d'un étage de turbine.....	50
IV.3.3 diagramme de vitesse d'un étage.....	51
IV.3.4 désignation d'un profil de turbine.....	52
IV.3.5 paramètre d'un étage.....	53
IV.3.6 performance d'un étage.....	54
IV.3.7 les pertes dans un étage.....	57
IV.3.8 degré de réaction	58
IV.3.9 critère de zweifel.....	59
IV.3.10 estimation de la vitesse angulaire.....	61
IV.3.11 géométrie des aubes.....	66
IV.3.12 construction de la forme de l'aube.....	70
IV.3.10 Détermination de la dimension de la roue.....	71
IV.4 dimensionnement de la tuyère.....	75

CHAPITRE V : CONCEPTION DE L'ARBRE DE TRANSMISSION

V.1 introduction.....	76
V.2 étude statique.....	76
V.3 étude dynamique	80
V.4.choix des roulement.....	82

CHAPITRE VI : CONCEPTION ET INTERPRETATION DES RESULTATS

V1.1 choix de point de fonctionnementdu moteur.....	83
V1.2 les dimensions du compresseur –diffuscur et interpretation des resultats.....	87
V1.3 les dimensions de la chambre de combustion	88
V1.4 les dimensions de la turbine et interpretation des resultats.....	90
V1.5 détermination des dimensions de la roue.....	92
V1.6 les dimensions de la tuyère.....	96
V1.7 la forme de l'arbre.....	97

CONCLUSION

BIBLIOGRAPHIE

ANNEXES



Préambule



D A B

Préambule:

L'essor fulgurant de l'aviation durant ces dernières années ne peut être dissocié de l'avènement, dans les années 50, des turboréacteurs dont le brevet fut déposé par l'élève officier Frank Whittle en 1928, qui a révolutionné l'aéronautique. Il a souligné la possibilité de mettre au point des moteurs entièrement nouveaux afin de propulser les avions par réaction. Toute fois, l'hélice avait permis la naissance de l'aviation, celle du vol des plus lourds que l'air. Mais les turboréacteur, ont permis d'atteindre des vitesses au delà de 900 km/h, ainsi que des nouvelles perspectives dans le domaine militaire et civil.


Actuellement, les nouvelles exigences militairo-civiles mènent l'évolution de la recherche dans le domaine de l'aéronautique à développer un nouveau type d'avion automate, peu onéreux, et qui est baptisé « Drone », ces dernières sont des engins volants sans pilote, utilisées pour différentes missions dont la principale est la photographie aérienne et le renseignement sur terrain, l'agriculture et le secteur météorologique.

On trouve deux catégories d'engins, les UAV et les RPV. La première « Unmanned Aerial Vehicles », sont dotés d'un système de navigation qui les rend totalement autonomes. Tandis le second, « Remotely Piloted Vehicles », comme leur nom l'indique, sont piloter à distance. La propulsion de ces engins est assurée par des petits moteurs à combustion interne ou à réaction. Du faite de l'importance de ce type d'engin, En d'intéressent à mettre au point d'un microturboréacteur permet d'équiper un modèle de UAV à mission déterminé.

L'étude menue est subdivisée en six chapitres :

Dans le premier chapitre, on a établi une classification générale des propulseurs puis on a entamé l'étude technologique de chaque composant constituant le turboréacteur et le principe de fonctionnement de ce dernier.

Dans le second chapitre qui traite les turbo charges, on a exposé le principe de fonctionnement de ces turbocompresseurs et les remèdes et solutions nécessaires pour le bon fonctionnement de ces dernières. Tandis que le troisième, quatrième et cinquième chapitre touche la partie calcul et dimensionnement des différentes organes moteur. On a consacré l'ultime partie de notre projet a la présentation des différentes résultats et dimensions.



*Chapitre I:
Généralités sur les
turboréacteurs*



D A B

I.1/ CLASSIFICATION DES PROPULSEURS

Les moteurs adoptés pour l'aéronautique sont essentiellement des turbomachines qui transforment l'énergie potentielle contenue dans un carburant et un comburant soit en énergie cinétique, soit en énergie mécanique présentant un travail utile selon un cycle prédéfinis. Il y a deux types différents de propulseurs, à réaction directe ou à réaction indirecte.

❖ Appareil à réaction directe

La propulsion directe est caractérisée par le fait que le fluide traité dans le cycle machine est lui-même qui sert à la production de la poussée par réaction.

Ce type de propulseurs englobe les fusées, statoréacteurs, pulsoréacteurs et les turboréacteurs.

❖ Appareil à réaction indirecte

Pour ce type de propulseurs la force de déplacement par réaction est assurée non par la machine mais par l'intermédiaire d'un organe (l'hélice). Cette dernière entraîne pompe continuellement l'air par soufflage et produit la poussée.

I.2/ LE TURBOREACTEUR

Un turboréacteur est un moteur à réaction produisant une énergie cinétique pour la propulsion d'un engin. En réalité, un turboréacteur n'est autre qu'une turbomachine comprenant un compresseur et une turbine montés sur un même arbre et une chambre de combustion où se réalise l'échange d'énergie de combustion avec le fluide moteur.

I.2.1) Différents types de turboréacteurs

Les turboréacteurs sont séparés en deux grandes classes :

❖ Turboréacteur simple flux

On peut subdiviser les turboréacteurs simple flux sous deux formes, mono corps et double corps, avec ou sans post combustion. La poussée produite par ce type de turboréacteur dépend de la masse d'air pénétrant dans le moteur et de l'accélération donnée à cette masse.

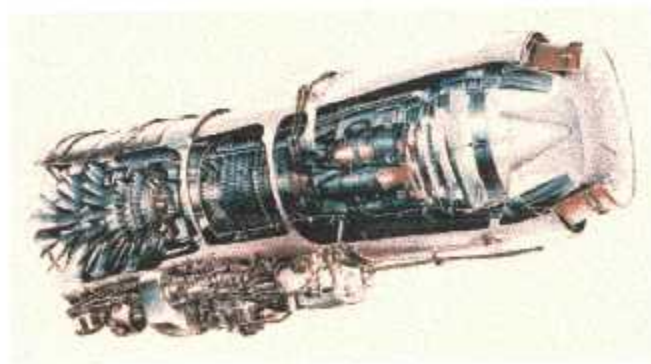


Figure (I.1) : turboréacteur simple flux.

❖ Turboréacteur double flux

Dans ce type de moteur, l'air admis est partagé en deux flux. Un débit interne ou flux chaud qui subit les mêmes évolutions thermodynamique que dans le cas d'un simple flux. Tandis que le débit externe ou flux froid reçoit une énergie de compression par le fan (soufflante) a fin d'être éjecter dans une tuyère sans recevoir de la chaleur.

On peut distinguer dans ce cas des moteurs a faible taux de dilution ou a hauts taux de dilution. En général cet dernier engin développe une poussée importante et il adapter par les compagnie de transport sur leur avion.

Il existe plusieurs types des moteurs double flux, on peut citer les catégories suivantes :

- Turboréacteur double flux double corps sans post combustion.
- Turboréacteur double flux double corps avec post combustion.

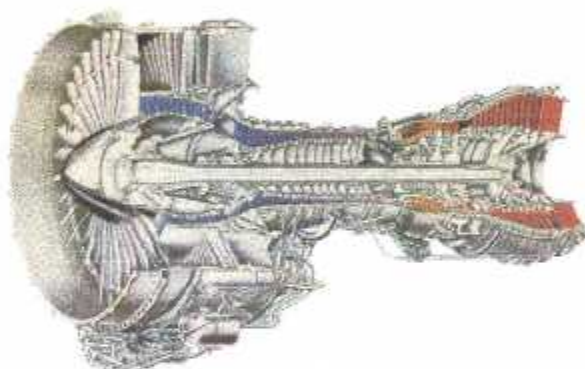


Figure (I.2) : turboréacteur double flux.

I.3/ TECHNOLOGIE D'UN TURBOREACTEUR

I.3.1) Entrée d'air

L'entrée d'air a pour rôle d'assurer une alimentation continue d'air pour le moteur dans tous les régimes. Généralement, l'entrée d'air est un conduit à section variable où se réalise une augmentation de pression et une diminution de la vitesse, qui entrent au compresseur dans les conditions optimales. En pratique, la vitesse d'alimentation du moteur est de l'ordre $M = [0.5-0.55]$.

On notera aussi le positionnement avancé du moteur à l'aile de l'avion afin d'éviter l'influence des perturbations aérodynamique de l'aile sur l'entrée d'air lors de la phase de vol à grandes vitesses.

❖ Différents types d'entrée d'air :

Les entrées d'air se classent suivant leur forme et leur fonction parmi ces entrées, les entrées type divergent connues aussi sous le nom de Pitot, qui étaient les premières à être réalisées. Ces diffuseurs ont une utilisation optimale en régime subsonique, cependant elles peuvent être utilisées en supersonique en intégrant un corps central mobile (souris) permettant de générer une onde de choc oblique rattachée aux lèvres de l'entrée pour une bonne efficacité et un meilleur rapport de compression.



Figure (I-3) : La prise d'air subsonique.

Dans le cas des vitesses supersoniques, la conception de l'entrée d'air se complique du fait de comportement différent de l'écoulement. En effet, en supersonique le phénomène inverse se produit. On pourra donc utiliser une manche d'entrée convergente-divergente lors du vol supersonique, l'écoulement ralentie et leur vitesse atteint mach 1 dans le convergent, puis jusqu'à une vitesse admissible (toujours de l'ordre de $M=0.5$) dans le divergent.

Mais ce type de manche, bien adapté pour une vitesse de vol déterminée, a un rendement très mauvais, en particulier en vol subsonique. La solution d'une entrée d'air à géométrie variable permet donc d'adapter le débit d'air à toutes les conditions de vol (et de stabiliser les ondes de choc) qui assurent le passage d'un écoulement supersonique à un écoulement subsonique.

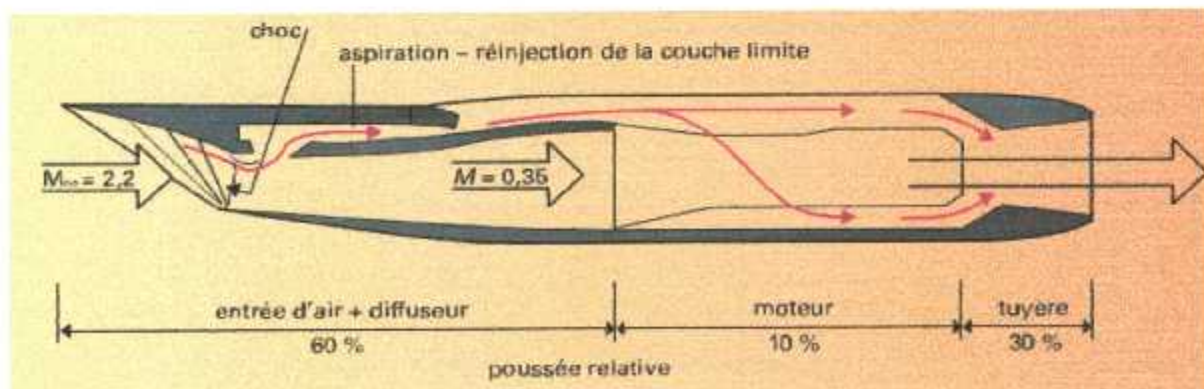


Figure (I-4) : La prise d'air, avec piège interne, et la tuyère éjectrice

1.3.2) Le compresseur

Le compresseur a pour fonction d'augmenter la pression de l'air qui le traverse en augmentant l'énergie de pression. En comprimant l'air à une valeur élevée de pression permettra de délivrer à la chambre de combustion plus de quantité d'air ce qui permet de fournir plus d'enthalpie de l'air à la combustion donc récupérer plus de travail dans la turbine. Autrement dit, en dépensant de l'énergie, pour faire tourner le compresseur d'avantage lors de la combustion.

Description :

Le compresseur est constitué d'une partie mobile appelée rotor et une partie fixe le stator. le rôle du rotor est de fournir de l'énergie cinétique au fluide. Le stator transformant cette énergie en énergie de pression. (En réalité, nous verrons que le rotor ne fournit pas que de l'énergie cinétique).

Il existe différents types de compresseur :

- ❖ Le compresseur centrifuge.
- ❖ Le compresseur axial simple corps.
- ❖ Le compresseur axial double corps.

a) Le Compresseur centrifuge

Le compresseur centrifuge est composé d'un rotor ou «rouet» et d'un stator ou «diffuseur». Le rotor chasse l'air dans son diffuseur sous l'effet de la force centrifuge ; Sa vitesse de rotation est très élevée de l'ordre de 20 000 à 40 000tr/mn (RPM) suivant son diamètre. L'air aura donc acquis à la sortie du rotor de l'énergie cinétique. De plus, nous remarquons que les aubages du rotor délimitent des sections de passage du fluide qui sont divergentes (du centre vers la périphérie). Or nous savons que le mach maximum à l'entrée du compresseur est voisin de 0.5. Donc subsonique.



Figure (I-5) roue d'un compresseur centrifuge.

En fait, en même temps que le rotor fournit de l'énergie cinétique, une partie de cette énergie cinétique se transforme en énergie de pression (bernoulli).

Les diffuseurs radiaux et axiaux ont des aubages délimitant des passages divergents. Dans ces diffuseurs, le reste de l'énergie cinétique sera transformé en énergie de pression. Le diffuseur axial permet de ramener la vitesse des filets d'air dans l'axe du moteur afin de se présenter correctement à l'entrée de la chambre de combustion. Dans ce but, le diffuseur axial porte aussi le nom de redresseur.

Dans la plupart des compresseurs centrifuges actuellement utilisés, la compression s'effectue approximativement à part égale entre le rouet et le diffuseur.

b) Compresseur axial simple corps

Le compresseur axial est constitué de :

- ❖ Un rotor formé par un empilage de disques à la périphérie desquels sont fixées des ailettes, deux disques consécutifs sont séparés par une virole.
- ❖ Un stator formant le carter du compresseur et à l'intérieur duquel sont implantés des anneaux recevant des ailettes.
- ❖ Chaque disque du rotor équipé de ses aubes forme une grille d'aubes rotor.
- ❖ Chaque anneau du stator avec ses ailettes constitue une grille d'aubes stator.



Figure (I-6) : le compresseur axiale.

c) Compresseur axial double corps

L'ensemble est composé de deux compresseurs mono corps montés en série, chacun étant entraîné par son ou ses étages de turbine. Le rotor constitué des derniers étages de l'ensemble est appelé compresseur haute pression, celui situé en amont est appelé compresseur basse pression.

Cette disposition permet d'obtenir deux vitesses de rotations différentes surtout dans les bas régimes. Nous verrons plus tard que ce fait constitue un avantage comparé au simple corps.

- ❖ Démarrage du réacteur plus facile.
- ❖ Accélération et décélération plus rapides.
- ❖ Poussée de ralenti plus faible.
- ❖ Meilleur rendement de compression aux faibles régimes.
- ❖ Les limitations de fonctionnement.

Le pompage :

C'est le décrochage aérodynamique sur les aubages du rotor, peuvent se traduire par le rebroussement de l'écoulement, donc par des vibrations brutales de la pression et du débit d'air.

Il est causé essentiellement par les faibles régimes sur reprise ou obstruction thermique, initiée par un phénomène de décollement tournant, par température ou par la manche d'entrée d'air.

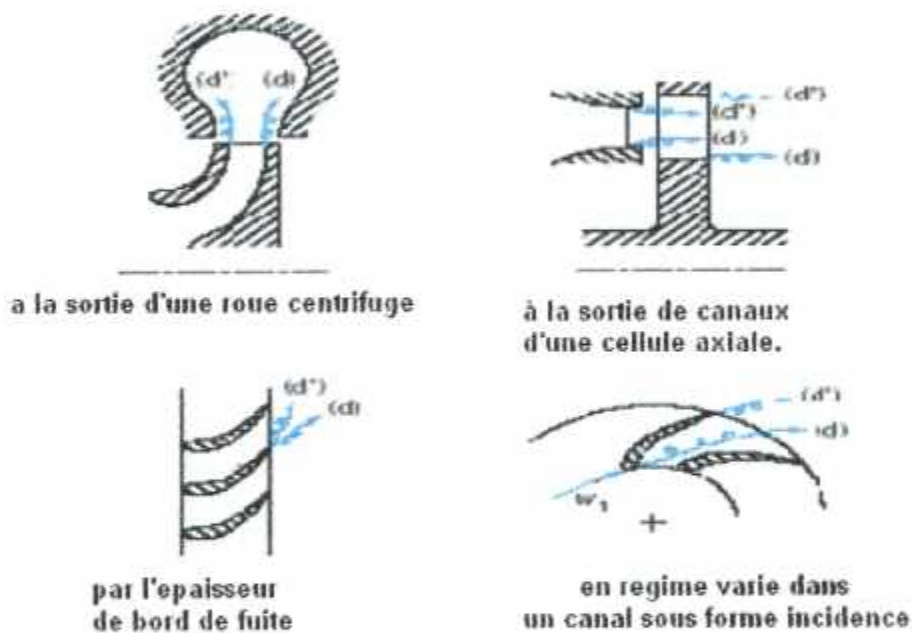


Figure (I.7): Le décollement dans le compresseur.

Remèdes :

- ❖ Utiliser les stators à calage variable (VSV), pour jouer sur l'incidence des ailettes du stator et l'adapter avec la variation de la vitesse de rotation.
- ❖ Aubages de pré-rotation (IGV) pour guider l'écoulement de l'air et le présenter au compresseur dans les meilleures conditions possibles.
- ❖ Les vannes de décharge (VBV) pour contrôler le débit d'air afin de l'adapter aux conditions de fonctionnement.

I.3.2.1) matériaux utilisée

Les matériaux les plus utilisés sont des alliages à base d'aluminium, de titane ou des aciers. Les températures sont inférieurs à 180°C environ, on peut employer les alliages légers (gain de masse et de prix de revient), mais bien souvent, les risques d'érosion et d'absorption de corps étranger condamnent l'emploi de ces matériaux qui sont alors remplacés par un acier ou du titane, si le bilan de masse qu'exige.

Jusqu'à des températures de l'ordre de 350 à 400°C , on peut utiliser les alliages de titane. C'est le cas notamment des rotors centrifuges des machines aéronautiques.

Aux températures plus élevées rencontrées dans les derniers étages de compression, il faut utiliser des alliages réfractaires pénalisés en masse et temps d'usinage.

I.3.3) Chambre de combustion

La chambre de combustion est conçue dans le but d'assurer la combustion du mélange air /carburant (transformation de l'énergie chimique du mélange en énergie calorifique).

La température des gaz de combustion ne doit pas dépasser la température structurelle admissible des parois de la chambre de combustion.

Moins de 20% du volume total de l'air admissible à la chambre de combustion est mélangé au carburant puis brûlé, le reste de l'air (air secondaire) est simplement chauffé car il a pour rôle de refroidir et de protéger les parois de la chambre de combustion des températures trop élevées de la combustion. Le rapport carburant /air à l'intérieur de la chambre de combustion varie selon le type de moteur, il est de l'ordre de $1/30$ à $1/60$ en quantité de poids (gamme bien sur).

Le rapport moyen (carburant/air) admissible pour les nouveaux moteurs est approximativement de $1/40$ (gr), mais seulement $1/15$ sont utilisés pour une combustion complète. Parmi les types de chambres de combustion on peut citer :

a) Les chambres de combustion individuelles ou tubulaires

Ce type de chambre de combustion fut le premier à être adopté, vu la facilité de sa mise en point ainsi que son interchangeabilité. Elle est constituée de deux tubes concentriques, l'enveloppe interne et le tube à flamme.

Les chambres individuelles sont placées derrière le compresseur et réparties autour de l'axe longitudinal du réacteur. Elles sont reliées par une rampe d'intercommunication qui permet au démarrage la propagation de la flamme à toutes les chambres à partir des deux chambres disposant de bougies d'allumage.

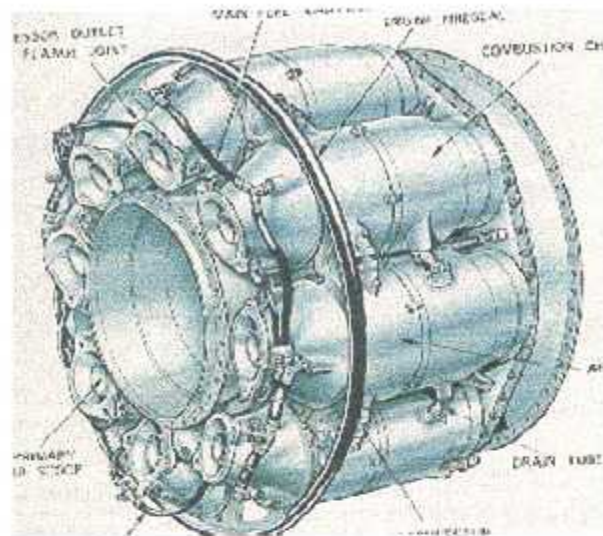
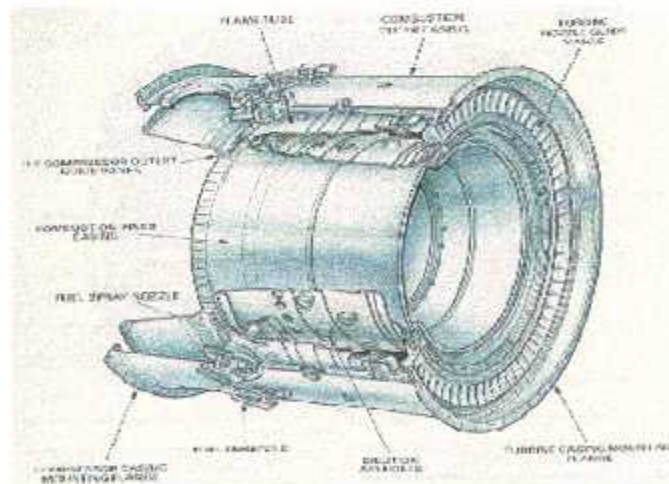


Figure (I.8) : chambre de combustion individuelle.

b) Chambres de combustion annulaire

Ce type de chambres de combustion comme la précédente, comporte deux enveloppes; interne et externe, qui sont généralement des cylindres concentriques et leur axe longitudinal est confondue avec l'axe du réacteur. Les injecteurs, chacun avec son tourbillonneur, sont disposés sur la base de tube à flamme du côté compresseur. Ce type de chambre a un meilleur rendement, mais d'une mise au point extrêmement délicate.

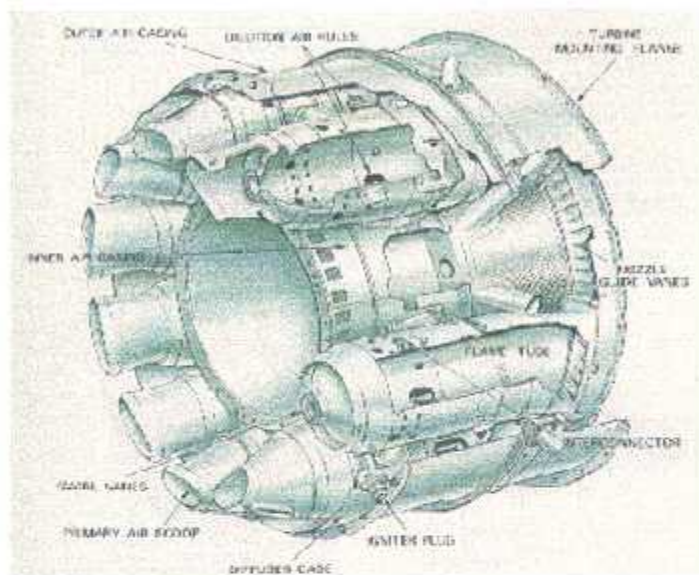


Figure(I.9) : Chambres de combustion annulaire.

Il est retenu par les motoristes français, SNECMA, et TURBOMECA, ainsi que par Général electric pour le CF6 et les CFM, aussi par pratt and withney pour le JT9 et le JT8.

C) Chambres de combustion tubo-annulaire

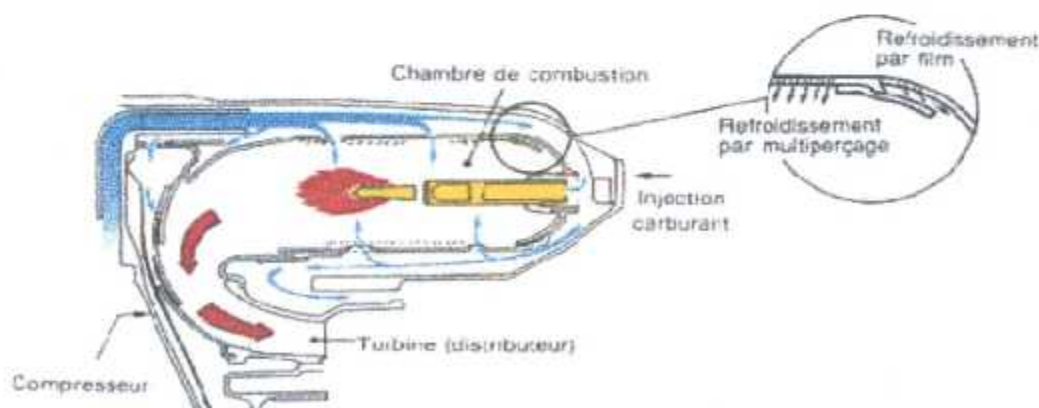
Cette disposition présente les avantages des deux types précédents (mise au point plus facile, bonne utilisation du volume disponible)



Figure(I.10) : Chambre de combustion tubo-annulaire.

d) Les chambres annulaires à flux inversé

S'adaptent bien au cas où le dernier étage de compression est centrifuge. L'écoulement au travers de ce type de chambre subit l'effet de deux coudes à 180°, mais une telle géométrie diminue notablement la longueur de la machine.



Figure(I.11) : chambre de combustion annulaire à flux inversé.

I.3.3.1) Conditions de fonctionnement d'une chambre de combustion

La richesse dépend de la température d'entrée et de la chambre, qui dépend elles-mêmes des conditions de vol. Elle est maximale au décollage, et diminuée en croisière. La valeur minimale est atteinte en régime transitoire. C'est pourquoi la combustion doit rester stable pour des valeurs de richesse descendant jusqu'à 0.003.

D'autre part, la chambre doit pouvoir se rallumer et avoir une plage de fonctionnement stable pour l'auto rotation après extinction en altitude. Après réallumage, la combustion doit permettre l'accélération du moteur pour des altitudes variables de 7 000 à 12 000mètres suivant le type d'avion.

❖ Paramètres limitatifs de la combustion

La stabilité de la flamme dépend de deux facteurs essentiels qui sont la pression (ou température) et la vitesse. La combustion n'étant possible que dans une gamme de dosages réels, ces trois paramètres sont donc liés et apportent des limitations.

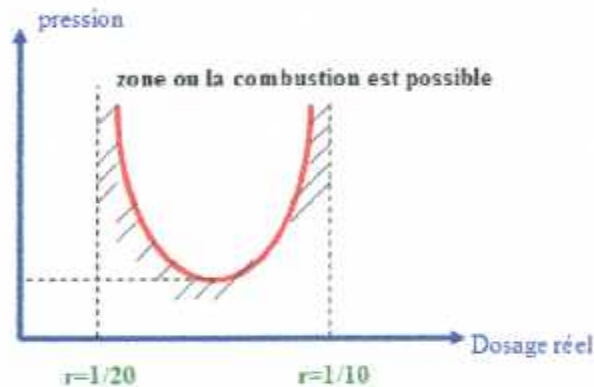


Figure (I.12) : paramètres limitatifs à la combustion

Cette courbe montre qu'il n'est possible d'enflammer le mélange qu'au-dessus d'une certaine pression minimale (pression de sortie compresseur pour les turbomachines ou pression de sortie diffuseur pour les statoréacteurs) et à l'intérieur d'une gamme de dosage réel comprise approximativement entre 1/10 et 1/20.

❖ Vitesse de l'écoulement

Pour que la combustion soit possible il faut que la vitesse de l'écoulement du fluide ne soit pas supérieure à la vitesse de propagation de la flamme, afin qu'elle soit entretenue, dans le cas contraire nous assisterons au soufflage de la flamme ou l'extinction.

❖ Le temps

Le facteur temps est lié à la vitesse, car il faut laisser suffisamment du temps à la réaction chimique pour s'effectuer afin de la rendre plus complète.

❖ La température

Il est nécessaire d'avoir une température élevée afin d'obtenir le rayonnement le plus intense possible, qui est lié à la richesse du mélange.

En effet, plus la richesse du mélange est plus élevée, plus la présence d'imbrûlés est importante.

❖ Les turbulences

Afin d'avoir un bon mélange homogène (air/carburant) les constructeurs ont recours à des aubes de turbulences pour avoir un meilleur brassage du mouvement de l'air afin d'offrir le plus de contacts possibles avec les fines gouttelettes de carburant sans perturber le fonctionnement de la chambre de combustion. La combustion doit être maintenue pendant toute la gamme de vitesse aux différents régimes du moteur.

1.3.3.2) Qualités requises par une chambre de combustion

- ❖ Faible poids, faible volume et surtout faible longueur, des qualités primordiales en aéronautique.
- ❖ Répartition de la température à l'entrée de la turbine très homogène circonférentiellement et de forme donnée radialement.
- ❖ Pertes de charge la plus faible possible pour dégrader le moins possible l'énergie de l'écoulement.
- ❖ Facilité d'entretien (visite, démontage, réparations).
- ❖ Stabilité de combustion dans la gamme de richesse imposée.
- ❖ Température des parois du tube à flamme acceptable.
- ❖ Absence de fumée et réduction des oxydes d'azote au décollage.
- ❖ Rendement de combustion élevé, peu d'imbrûlés au ralenti (taxiage).
- ❖ Bonne endurance et fiabilité.
- ❖ Répondre aux normes du respect de l'environnement.
- ❖ Réallumage en altitude sûr et rapide.
- ❖ Prix acceptable.

Ces exigences étant visiblement contradictoires, la solution est un compromis adapté à la mission propre du moteur.

1.3.4) La Turbine

Les turbines des turbomachines sont le siège d'une détente adiabatique qui transforme l'énergie disponible dans le fluide actif en énergie mécanique. La turbine est reliée au compresseur. Lorsque la turbine tourne à cause des gaz d'échappement qui frappent ses ailettes, le compresseur tourne également afin de comprimer l'air. Il existe deux types : Les turbines axiales et les turbines centrifuges ou radiales.

a) Turbine axiale

Un étage de turbine axiale est composé d'une grille d'aubes fixes appelée distributeur et d'une grille d'aubes mobiles appelée roue.

La figure (I-13) permet d'expliquer le fonctionnement d'une turbine axiale à partir du développement plan d'une coupe cylindrique de rayon r .

Les aubages du distributeur dévient, dans le sens de rotation de la roue, la vitesse absolue d'entrée du distributeur V_1 et augmente son module ($V_2 > V_1$) ; Cette prise de vitesse s'accompagne d'une première diminution de la pression statique. La cambrure du profil de la roue dévie ensuite la vitesse relative du filet fluide avec accroissement simultané de son module ($V_3 > V_2$) : Il s'ensuit une nouvelle diminution de la pression statique et une baisse de la pression totale, due aux pertes dans la roue.

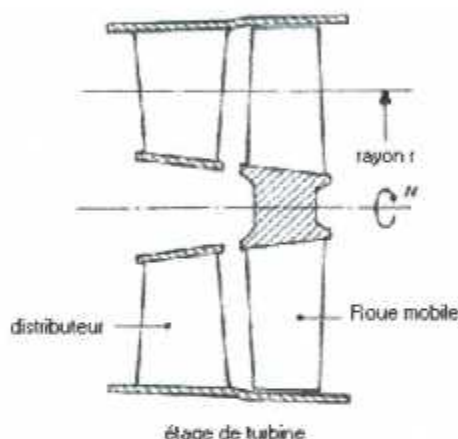


Figure (I.13) : turbine axiale.

Le filet fluide sort de la roue avec une vitesse absolue V_3 : Qui peut être axiale ou présenter un angle de sortie. Par ailleurs, les sections annulaires d'une turbine axiale sont croissante (veine divergente) au fur et à mesure de la détente. Afin de conserver un mach axial compris entre (0.4 et 0.6) en sortie de la roue. Pour des turbines moins chargées, les rendements peuvent atteindre et dépasser 0.90.

b) Turbine centripète ou radiale

Elle est également constituée de deux éléments : Le distributeur et la roue et son fonctionnement est illustré sur la (figure I.14).

Le distributeur est chargé d'accélérer l'écoulement par déviation angulaire dans le sens de la rotation de la roue, ce qui implique une première détente. Dans la roue, l'enthalpie diminue de même que la vitesse d'entraînement elle augmente, ce qui produit une seconde détente.

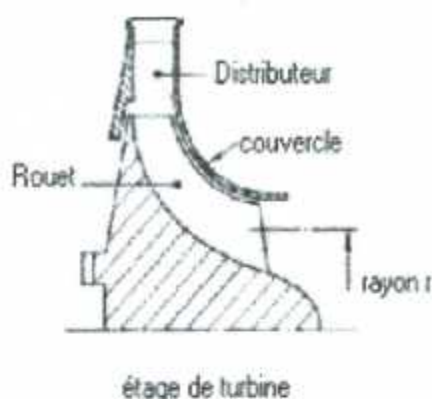


Figure (I.14) : Turbine radiale.

Les taux de détente pour les turbines radiales va de (2.5 à 7), ce type de turbine, qui est souvent utilisé dans les applications industrielles, conserve un rendement de bon niveau (0.85 à 0.90) malgré son taux de détente élevé.

I.3.4.1) Contraintes sur les turbines

Les turbines et en particulier les pales, sont soumises à des contraintes mécaniques importantes du fait de la force centrifuge et a de très hautes températures. Il est nécessaire de limiter ces contraintes afin d'éviter la détérioration des pales. En effet, si les contraintes sont très fortes, il peut se produire un allongement de pale. Ce phénomène s'appelle le fluage et il est important d'éviter son apparition en fonctionnement.

Le fluage a des conséquences très graves car l'allongement des pales de la turbine implique leur touche dans le carter ou même un blocage et entendue chute de rendement turbine. Pour éviter le fluage, il importe de limiter les contraintes et particulièrement la température.

I.3.5) Tuyère d'éjection

La tuyère d'éjection est le lieu où s'effectue la transformation de l'énergie de pression en énergie cinétique considérée comme la détente utile à la propulsion. Elle a pour rôle d'accélérer les gaz de combustion issus de la chambre de combustion pour les mêmes aérobies (sans compresseur ni turbine) jusqu'à se que la pression statique dans le jet soit égale à la pression atmosphérique.

Le type le plus simple consiste en un tronc de cône convergent, le paramètre régissant le fonctionnement de la tuyère est le rapport de compression des gaz entre l'entrée et la sortie tuyère. Pour des valeurs de compression supérieure à deux, il devient nécessaire de remplacer la tuyère convergente par une tuyère convergente-divergente présentant un col ou la vitesse de l'écoulement est sonique.

Pour les moteurs supersoniques les tuyères sont souvent à géométrie variable.



Tuyère convergente



Tuyère convergente-divergente



Tuyère à section variable.

Figure (I.15) : Différents types de tuyères d'éjection.

I.3.5.1) fonctionnement d'une tuyère d'éjection

La plupart des avions sont équipés d'une tuyère simple convergente, dont nous nous contenterons d'étudier. La tuyère se propose de faire l'accord entre deux milieux, un milieu amont qui est la sortie de la chambre de combustion où règnent les conditions T_{14} , P_{14} et un milieu aval qui est l'atmosphère où règnent les paramètres T_0 , P_0 , T_9 , P_9 , V_9 .

Théoriquement, dans le canal d'éjection le travail est nul car nous ne disposons d'aucune machine, si on considère que l'évolution est isentropique et le gaz comme parfait, cela conduira à la conservation des paramètres d'impacts qui sont la température totale ($T_{09} = T_{14} = \text{cte}$) et la pression totale ($P_{09} = P_{14} = \text{cte}$).

I.3.5.2) Dispositifs spéciaux

a) Inverseur de poussée

C'est un système, utilisé essentiellement sur les avions de transport, dont le but est de créer une poussée négative (sens inverse). Il permet de réduire considérablement les distances de freinage et de roulage au sol et soulage l'action des freins.

b) Atténuateurs de bruit

Le bruit des turboréacteurs est considérable, surtout au décollage, ou il augmente avec l'accroissement de la vitesse d'éjection. Ce bruit causé par la vitesse d'éjection est abaissé en augmentant la surface de contact des gaz chauds avec les gaz frais améliorant la dilution. Cette amélioration s'effectue au détriment de la poussée et nécessite des matériaux réfractaires, et pour cela plusieurs dispositifs sont employés en pratique pour réduire le bruit d'émission des avions.

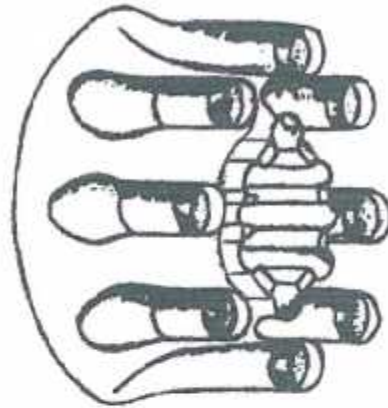


Figure (I.16) : atténuateur de bruit.



*Chapitre II:
Le Turbocompresseur*



D A B

II.1/ INTRODUCTION

Les turbocharges sont apparait comme une solution aux problèmes de chute de performances des moteurs à haute altitude. L'apparition des turbocharges en 1905 par l'ingénieur suisse Dr. Alfred J. Buchi a révolutionnée l'industrie aéronautique à l'époque.

Ces turbocharges utilisent le principe de la suralimentation, qui permet de comprimé l'air et l'envoyer vers les cylindres de façon à gaver le moteur pour l'obliger à brûler une quantité supplémentaire du mélange dans un même cycle, donc un mélange plus énergétique.

II.2/ TURBOCOMPRESSEUR

Sous l'effet de la force centrifuge due à la vitesse de rotation, l'air est chassé vers la périphérie de la roue compresseur, ce qui crée une dépression en son centre d'ou l'aspiration de l'air.

Pour fonctionner correctement, ces compresseurs doivent tourner très vite ($> 100\ 000$ tr/min) sinon on n'obtient pas les débits désirés. C'est pourquoi ils ne sont souvent pas « rentables » en dessous d'un certain régime moteur (env. 2800 tr/min). Ce régime est dit : *régime d'accrochage*.



Figure (II.1) : turbocompresseur.

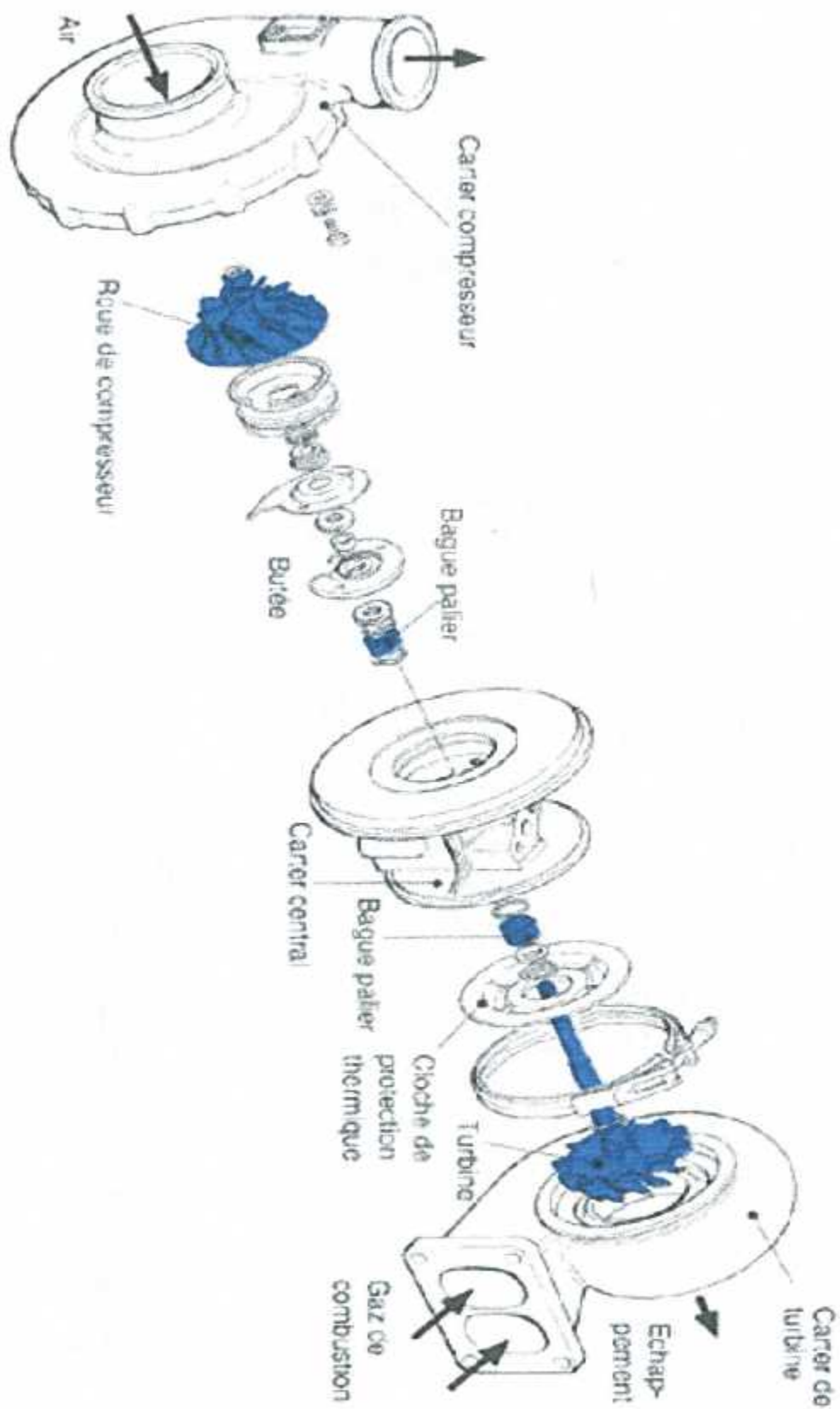


Figure (II.2) : schéma éclaté d'un turbo-compresseur.

II.2.1) Fonctionnement

L'entraînement de la turbine est réalisé par une énergie gratuite et que l'on ne peut pas l'éviter : **les gaz d'échappement**. Comme ils sont encore sous pression et chaud, on se servira de cette énergie pour entraîner une turbine avant de les laisser rejoindre la tuyauterie d'échappement. Cette turbine entraînée par les gaz d'échappement est reliée par un axe à une roue à ailette appelée : **le compresseur**.

Ce conduit est en communication avec l'air d'admission. Bien entendu, les deux conduits sont isolés l'un de l'autre. La turbine entraîne donc directement le compresseur qui fournit alors de l'air sous pression au moteur.

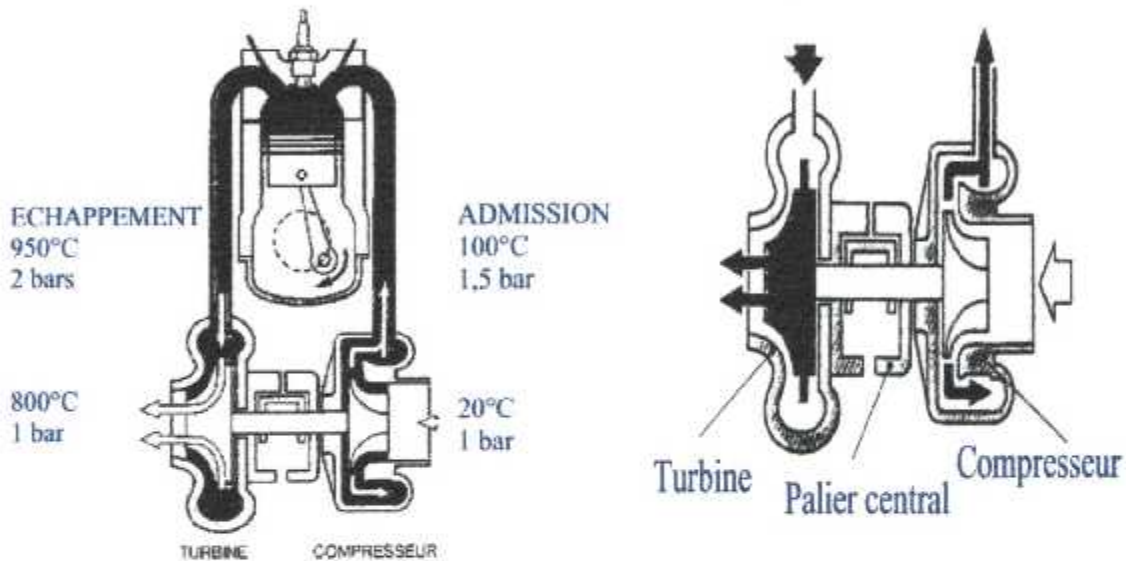


Figure (II.3) : fonctionnement de turbo-compresseur.

Le turbocompresseur a donc deux phases de fonctionnement :

- La phase atmosphérique (pression d'alimentation inférieure ou égale à Pa)
- La phase suralimentée (pression d'alimentation supérieure à Pa)

La phase suralimentée est atteinte au environ de 50 000 tr/min que l'on nomme régime « d'accrochage » du turbocompresseur.

Il existe plusieurs types de compresseurs en automobile, on connaît surtout :

- ❖ Le turbocompresseur (le plus utilisé en automobile)
- ❖ Le compresseur Roots (Mercedes, Lancia, ...)
- ❖ Le compresseur à spirale (Volkswagen Golf G 60, Polo G40...)

Les deux principaux problèmes :

- La pression de suralimentation engendre une compression plus importante dans le cylindre et favorise ainsi la détonation. De plus la température d'air diminue la densité d'oxygène, or le principe de la suralimentation est justement d'augmenter cette proportion d'oxygène.

Si le moteur nécessite une suralimentation importante, il sera donc obligatoire de prévoir un système de refroidissement de l'air aspiré

- Plus le moteur tourne vite, plus la turbine et donc le compresseur prennent de la vitesse, le débit à l'admission augmente et la quantité de gaz d'échappement aussi. La turbine tournera plus vite et ainsi de suite jusqu'à rupture de l'axe du turbo ou : du moteur.

Il faut donc prévoir un système de **régulation de pression de suralimentation**.

II.2.2/ Définitions

a) Le rapport de compression

C'est le rapport R de la pression P2 de l'air en sortie de compresseur, par rapport à la pression P1 de l'air à l'entrée du compresseur.

On a donc : $R = P2 / P1$

b) Le débit du compresseur

C'est la quantité d'air comprimé que fournit le compresseur. Il est exprimé en kilogramme/seconde. Il est déterminé par le choix du compresseur selon les besoins du moteur.

c) Le rendement du compresseur :

Il est donné par la formule :

$$\eta = (T_2 \text{ théorique} - T_1) / (T_2 \text{ réelle} - T_1)$$

Environ 0,75 pour les compresseurs actuels

T_2 : est la température de l'air en sortie de compresseur

T_1 : est la température de l'air à l'entrée du compresseur

Nota : La T_2 théorique est celle issue des lois thermodynamiques théoriques, c'est à dire par le calcul.

d) Le régime du compresseur

C'est une donnée très importante puisque c'est de lui que découlent toutes les lois précédentes.

Pour un faible régime, on aura donc une faible suralimentation, donc un mauvais rendement (souvent plus mauvais que pour un moteur atmosphérique) et un petit débit. .

II.3/ LE REFROIDISSEMENT DE L'AIR D'ADMISSION

L'échangeur a pour rôle de ramener la température de l'air comprimé aux alentours de 50 à 60°C.

Ce montage permet :

- D'améliorer le remplissage par augmentation de la densité de l'air.
- De protéger les organes du moteur en éloignant les risques de détonation.

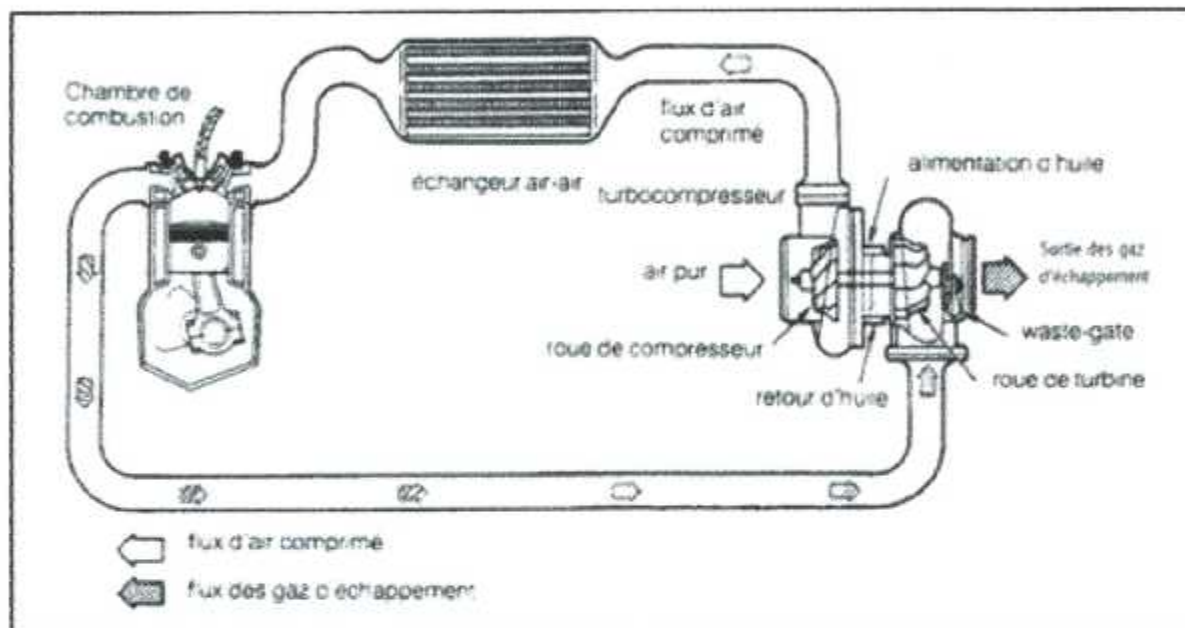


Figure (II.5) : Cycle illustrant le trajet de fonctionnement.

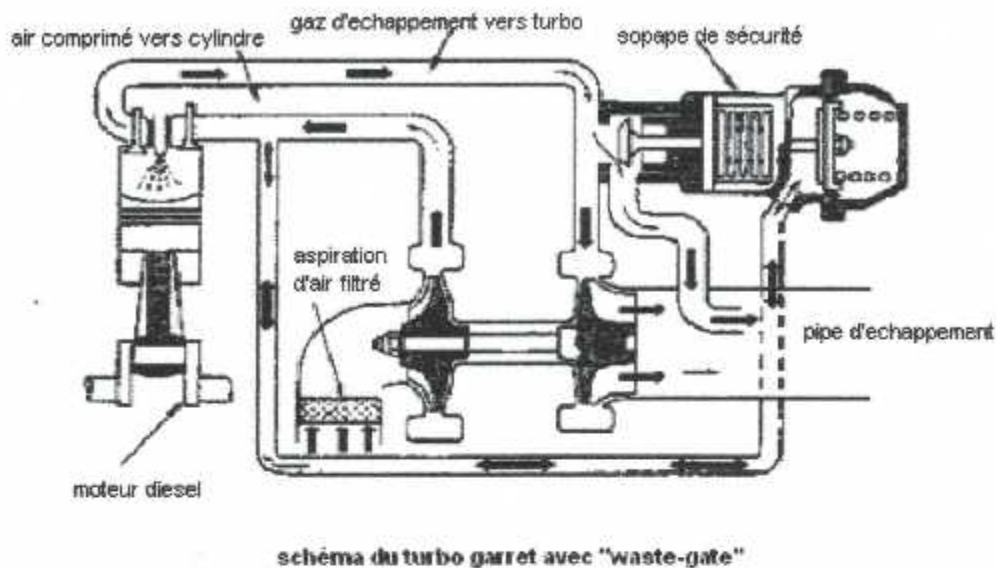
Il existe deux types d'échangeur

- ❖ Le type air/air
- ❖ Le type air/eau

Le principe consiste à faire refroidir l'air d'admission soit par de l'air extérieur, soit par le liquide de refroidissement du moteur. Sur certains moteurs à caractère sportif, on trouve un système mixte air/eau/air.

II.4/ LA REGULATION DE LA PRESSION DE SURALIMENTATION

Le principe est de limiter la vitesse de la turbine donc du compresseur. Dès que la valeur de pression de suralimentation est atteinte, on règle cette vitesse. On dévie donc une partie des gaz d'échappement lorsque cela est nécessaire.



Figure(II.6) : système de régulation de turbocompresseur.

II.4.1) Fonctionnement

Ce régulateur comporte une soupape dont l'ouverture est commandée par la pression de suralimentation. Si cette pression n'est pas suffisante, le ressort maintient la soupape fermée. Dès que la pression de suralimentation est supérieure au tarage du ressort, la soupape s'ouvre laissant passer une partie des gaz d'échappement qui n'entraîneront plus la turbine.

II.5/ DESCRIPTION DE LA MACHINE

II.5.1) La turbine

Elle doit résister à des températures d'environ 900°C. Son carter (2) est généralement en fonte spéciale pour résister à cette température et à l'éclatement. La roue (1) qui est très sollicitée mécaniquement en raison de la finesse des pales et des régimes élevés qu'elle peut atteindre, est réalisée à l'aide d'un alliage recherché. Elle est soudée sur l'axe (3) par friction.

II.5.2) Le compresseur

Son carter (5) et sa roue sont en alliage d'aluminium. La roue (4) est bloquée sur l'axe (3) avec un écrou (13). Cependant elle est équilibrée avec l'axe par meulage sur sa périphérie.

Pour obtenir un bon rendement, le jeu entre les roues et les carters doivent être très faibles. Les roues sont faites par procédé dit « à cire perdue » (la roue est d'abord réalisée en cire, puis le moule est créé autour). Puis la cire est fondue et le métal est injecté.

C'est une méthode de fabrication qui revient assez cher mais qui garantit une grande précision de fabrication.

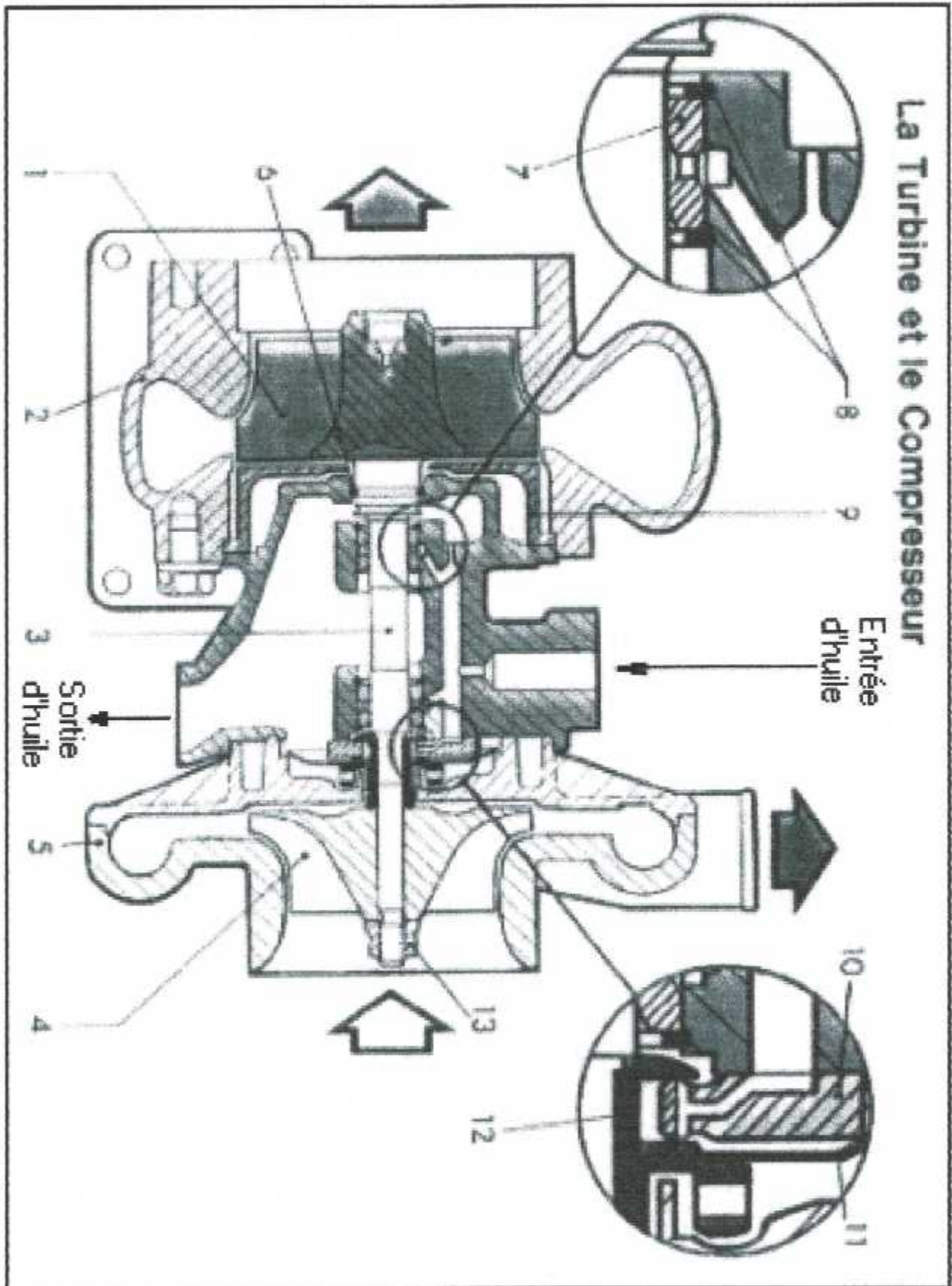


Figure (II.7) : les composantes de turbocompresseur.

II.5.3) LE PALIER CENTRAL

L'axe turbine/compresseur est tenu par deux paliers montés « fluides » c'est à dire graissé sous pression. Ces paliers sont constitués de 2 bagues (7) de bronze recouvertes d'étain soit en aluminium. Elles sont percées de trous et maintenues par des circlips (8) et sont montées avec un « jeu » de 0,05 à 0,10 mm de façon à ce qu'un film d'huile puisse s'interposer entre :

- Bagues et carter
- Bagues et axe

Il en résulte que les bagues tournent approximativement à demie vitesse de l'axe.

On remarque aussi la présence d'une cloche de tôle (9) derrière la roue de turbine. Cependant, c'est l'huile de graissage qui a pour rôle d'évacuer la chaleur.

De ce fait, il est nécessaire d'avoir un circuit d'huile à fort débit (8 à 10 l/min). De plus, le circuit de retour est de fort diamètre pour éviter toute contre-pression que provoquerait l'échauffement et la destruction des paliers.

L'étanchéité est obtenue :

- Coté turbine : par un segment en fonte (6) .
- Coté compresseur : soit par un segment en fonte renforcé dans son action par la pression de l'air fournie par le compresseur qui stoppera l'huile, soit par un joint à face de carbone qui a une très bonne étanchéité, une faible usure mais provoque un frottement important augmentant ainsi l'inertie du turbo, donc la consommation de carburant et le temps de réponse.

La butée axiale est constituée d'un manchon d'acier (12) solidaire de l'arbre et qui prend appui sur une rondelle en bronze (10). Elle possède un circuit de graissage et est maintenue en place par une rondelle élastique (11). Son rôle est d'absorber la poussée due aux gaz sortant de la turbine.

II.6/ MODIFICATIONS NECESSAIRE POUR LE MONTAGE D'UN TURBOCOMPRESSEUR

Dans un moteur atmosphérique, on peut trouver des pressions maxi de 50 à 70 bars dans le cylindre. Dans un moteur turbocompressé cette pression peut atteindre 70 à 80 bars pour une pression de suralimentation inférieure à 2 bars.

II.7/ QUELQUES MARQUES DE TURBOCHARGERS

❖ RAJAY industrie:

Les turbo fabriqués par cette maison sont caractéristique essentiellement par:

Un taux de compression entre 3 et 3,3

Une vitesse maximale de rotation de la turbine de 110000 rpm, une température tolérable de fonctionnement contenue de 750°C

Une pression minimale d'huile de 10 psi au ralenti et 25 psi en fonction normale.

❖ Roto master:

Les caractéristiques essentielles de ses turbos sont:

Taux de compression entre 3 et 3,2

Vitesse maximale de la turbine 125000rpm

T=750°C pression 15 et 30psi

❖ Granet Airessearch, c'est la marque la plus connue produite et commercialisée.

❖ Horset

❖ IHI (ishikawajima-harimo, Heavy Industries)

Qui est une entreprise Japonaise dont les turbo sont caractérisés en générale par:

Un taux de compression de 3, Vitesse de rotation entre [125000, 180000], T=750,

P=[15 30psi]

❖ Kkk: kuhnle, kopp and kausch, une entreprise Allemande.


❖ Schwitzer, pour les applications diesel.

❖ Mitsubishi.

❖ Toyota.

❖ Commins.

❖ Alpha Roméo



*Chapitre III :
Etude thermodynamique
du microjet*



D A B

III.1/ Etude du cycle moteur

Un turboréacteur est dimensionné pour un point de fonctionnement stabilisé bien déterminé. Pour lequel le cycle de fonctionnement s'optimise en fonction de certains critères de performances (poussée, poussée spécifique, consommation spécifique et horaire ...).

Dans cette étape on va donc déterminer le cycle du moteur à réaction à concevoir, afin de pouvoir effectuer un choix sur un point de fonctionnement qui nous permettra de garantir les exigences à considérer.

La formulation utilisée dans ce qui suit est tirée essentiellement des lois de la conservation (quantité de mouvement, énergie et le débit) en plus des formules thermodynamiques ainsi que des relations empiriques élaborées sur la base de l'expérience par des spécialistes et amateurs de la construction aéronautique.

➤ Hypothèses de calcul

- Le fonctionnement est en adaptation.
- L'écoulement est isentropique.
- Le gaz est considéré comme calorifiquement parfait
- Le point de fonctionnement est au sol ($H=0$).

III.2/ Etude thermoénergétique

Le but de cette partie est de présenter rapidement les principes thermodynamique aux quels obéissent les différentes partie d'un moteur.

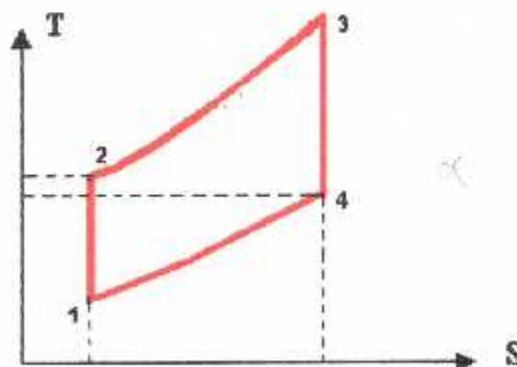


Figure (III.1) : diagramme Entropique (cycle isentropique)

Dans le diagramme Entropique (T, S) le cycle se décompose en quatre phases.

- 1→2 compression isentropique.
- 2→3 combustion isobare.
- 3→4 détente isentropique.
- 4→1 refroidissement isobare.

➤ **Le rendement thermique théorique**

$$\eta_{th} = \frac{W}{Q} \quad [3-1]$$

Avec :

$$\left\{ \begin{array}{ll} W = W_T - W_C & \text{travail utile.} \\ Q = Q_{23} & \text{quantité de chaleur dépensée.} \end{array} \right.$$

Donc :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{(h_4 - h_1)}{(h_3 - h_2)}$$

Dans le cas d'un gaz parfait : $\Delta h = C_p \Delta T$

D'où :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad [3-2]$$

Il est bien évident que les turboréacteurs réels ne suivent pas exactement ce cycle thermodynamique qui permet, cependant de modéliser la réalité.

❖ **Cycle réel (ou cycle pratique)**

Le cycle réel ne s'éloigne pas trop du cycle théorique, par suite de l'irréversibilité des transformations réelles. La compression et la détente ne sont pas isentropiques et l'existence des forces de frottement internes se manifeste par un accroissement d'entropie.

Le cycle réel est représenté dans la figure (III-2)

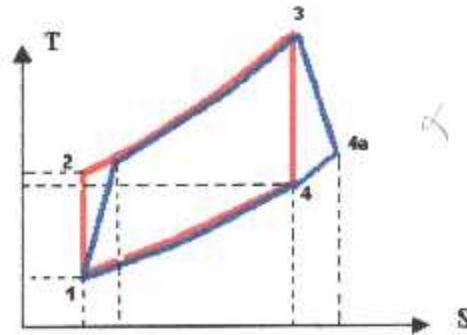
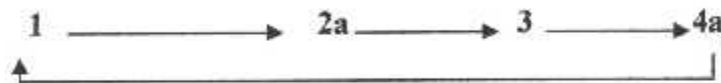


Figure (III.2) : cycle réel.

Alors le cycle réel est représenté comme suit :



➤ rendement thermique réel

$$\eta_{th} = \frac{W_R}{Q} \quad [3-3]$$

Avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} W_R = W_{TR} - W_{CR} \quad \text{travail utile.} \\ Q = Q_{23} \quad \text{quantité de chaleur dépensée.} \end{array} \right.$$

Dans le cas du cycle réel, les pertes qui peuvent effectuer l'installation sont les suivantes:

➤ Pertes pendant la compression caractérisées par η_c rendement adiabatique de compression.

$$\eta_c = \frac{(h_2 - h_1)}{(h_{2a} - h_1)} = \frac{W_{CR}}{W_C} \quad [3-4]$$

➤ Pertes pendant la détente caractérisée par η_t rendement adiabatique de la turbine.

$$\eta_t = \frac{(h_3 - h_{4a})}{(h_3 - h_4)} = \frac{W_t}{W_{tR}} \quad [3-5]$$

➤ Autres pertes (pertes de charge, pertes mécaniques, pertes par ...).

Alors de (3-4) et (3-5) on a :

$$W_R = \eta_t \cdot W_T - \frac{W_C}{\eta_C} \quad [3-6]$$

III.3/ Etude des composants du turboréacteur

Le mode fonctionnel énergétique d'un turboréacteur est en relation étroite avec chacun de ces composants :

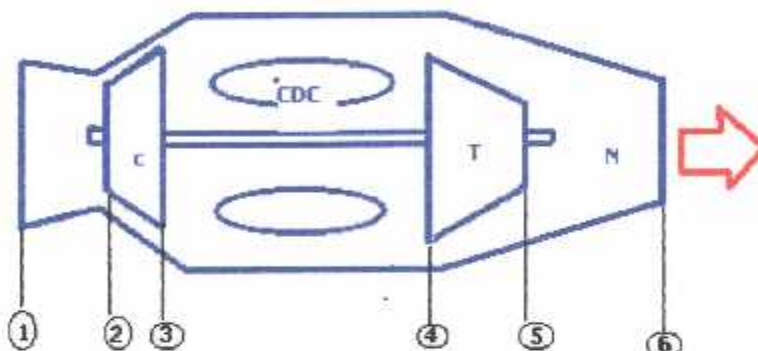


Figure (III.3) : Différentes stations d'un micro turboréacteur.

- Station (0) : écoulement ambiant.
- Station (1) : entrée d'air.
- Station (2) : entrée du compresseur.
- Station (3) : sortie du compresseur et entrée de la chambre de combustion.
- Station (4) : entrée de la turbine
- Station (5) : sortie de la turbine et entrée tuyère
- Station (6) : Ejection de l'air vers l'extérieur.

III.3.1) Entrée d'air

a) Efficacité de l'entrée d'air

Elle est définie comme étant le rapport entre la pression totale réelle et la pression totale théorique à la sortie.

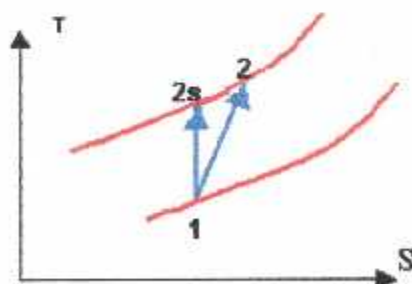


Figure (III.4): diagramme (T-S) pour l'entrer d'air.

$$\eta_d = \frac{h_{t2s} - h_{t1}}{h_{t2} - h_{t1}}$$

Et comme on a un gaz calorifiquement parfait on peut écrire :

$$\eta_d = \frac{\frac{T_{t2s} - 1}{T_{t1}}}{\frac{T_{t2} - 1}{T_{t1}}} \quad \text{d'où} \quad [3-7]$$

La température totale à la sortie de l'entrée d'air est :

$$T_{t2} = T_{t0} = T_0 + \frac{V_0^2}{2C_p} \quad [3-8]$$

donc :

$$T_{t2s} - T_0 = \eta_d \frac{V_0^2}{2C_p} \quad [3-9]$$

Les pertes de pression :

$$\pi_d = \frac{P_{t2}}{P_{t1}} = \frac{P_{t2}}{P_{t0}} \quad [3-10]$$

Avec :

$$(0.97 \leq \pi_d \leq 0.99)$$

D'où :

$$\pi_d = \frac{P_{t2}}{P_{t0}} = \frac{P_{t2}}{P_0} \cdot \frac{P_0}{P_{t0}} = \left(\frac{\left[1 + \eta_d \frac{\gamma}{\gamma - 1} M_0^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}}{\left[1 + \frac{\gamma}{\gamma - 1} M_0^2 \right]} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad \text{d'où} \quad [3-11]$$

III.3.2) Les différents paramètres du compresseur**a) travail du compresseur**

D'après le premier principe de la thermodynamique appliqué à une turbomachine ; on a la relation suivante :

$$W_{2-3} + Q_{2-3} = h_{2-3} + (v^2/2)_{2-3}$$

$Q_{2-3} = 0$ car on a une compression adiabatique.

On aura :
$$W_{2-3} = C_p (T_3 - T_2) + \frac{(V_3^2 - V_2^2)}{2}$$

On peut écrire l'expression suivante :

$$W_{2-3} = C_p \left[\left(T_3 + \frac{V_3^2}{2C_p} \right) - \left(T_2 + \frac{V_2^2}{2C_p} \right) \right] \propto$$

Sachant que :
$$T_t = T + \frac{V^2}{2C_p}$$

Donc la nouvelle expression de travail s'écrit comme suit :

$$W_{2-3} = C_p (T_{t3} - T_{t2}) = \Delta h_t \quad [3-12]$$

b) Taux de compression

Le taux de compression est défini comme étant le rapport de la pression totale de sortie à la pression totale d'entrée compresseur.

$$\pi_c = \frac{P_{t3}}{P_{t2}} \quad [3-13]$$

c) rapport de température

C'est le rapport entre la température totale de sortie et la température totale d'entrée.

$$\tau_c = \frac{T_{t3}}{T_{t2}} \quad [3-14]$$

d) rendement du compresseur

Le rendement du compresseur est défini comme étant le rapport de travail isentropique au travail réel.

$$\eta_c = \frac{W_s}{W} = \frac{h_{t3s} - h_2}{h_{t3} - h_2} = \frac{T_{t3s} - T_2}{T_{t3} - T_2} \quad [3-15]$$

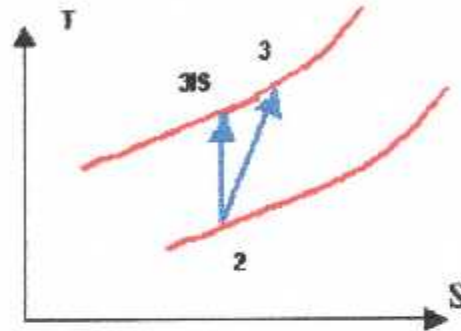


Figure (III.5): diagramme (T-S) pour le compresseur.

Donc ça implique :

$$\eta_c = \frac{\left(\frac{P_{t3s}}{P_{t2}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\left(\frac{P_{t3}}{P_{t2}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1} \quad [3-16]$$

Pour remplacer p_{t3s} par p_{t3} il faut faire intervenir le coefficient polytropique (n), donc le rendement sera :

$$\eta_{sc} = \frac{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\pi_c^{\frac{n-1}{n}} - 1} = \frac{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\tau_c - 1} \quad [3-17]$$

Le rendement polytropique est donné par la formule suivante :

$$\eta_{pc} = \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \cdot \left(\frac{n}{n - 1} \right) \quad [3-18]$$

Donc le rendement du compresseur en fonction du rendement polytropique est donné par

$$\eta_{sc} = \frac{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\pi_c^{\frac{n-1}{n}} - 1} = \frac{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \eta_P} - 1} \quad [3-19]$$

Le rendement du compresseur η_c est compris généralement entre (0.8 et 0.85).

III.3.3) les différents paramètres de la chambre de combustion

a) le dosage

Il est défini comme étant le rapport de la masse de carburant par la masse d'air qui lui est mélangée pour effectuer la combustion.

$$f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad [3-20]$$

b) la richesse

C'est le rapport du dosage réel par le dosage stœchiométrique que l'on notera :

$$r = \frac{f_r}{f_s} \quad [3-21]$$

- Si $r > 1$ on a un mélange riche en carburant.
- Si $r < 1$ on a un mélange pauvre en carburant.

Dans la chambre de combustion des turboréacteurs actuels, la richesse r est comprise entre (0.018 et 0.025).

➤ Calcul énergétique

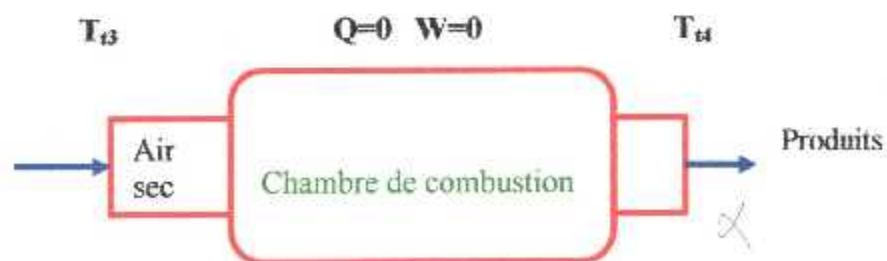


Figure (III.6) : Bilan énergétique de la chambre de combustion.

La puissance mise en jeu dans la chambre de combustion est donnée par :

$$(\dot{m}_0 + \dot{m}_f) C_p (T_{t4} - T_{t3}) = \dot{m}_f \cdot P_{ci} = Q_f \quad [3-22]$$

Tel que : $Q_f = h_{t4} - h_{t3}$

$$f = \frac{1 - \frac{C_{pc} \cdot T_{t3}}{C_{pt} \cdot T_{t4}}}{\frac{P_{ci}}{C_{pt} \cdot T_{t4}}} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_0} \quad [3-23]$$

$$P = (\dot{m}_0 + \dot{m}_f) \cdot (h_{t4} - h_{t3}) \quad [3-24]$$

Avec :

- ❖ P_{ci} : pouvoir calorifique inférieur du carburant.
- ❖ \dot{m}_0 : débit d'air dans la chambre de combustion.
- ❖ \dot{m}_f : débit de carburant.

En supposant que la chambre de combustion est calorifugée, que le travail des forces de pression est nul, aucun travail mécanique n'apparaît dans la chambre de combustion et que l'écoulement est permanent .on prend $\eta_b = 0.98$

III.3.4) Les différents paramètres de la turbine

a) travail de la turbine

On a pris comme hypothèse que la détente dans la turbine est adiabatique ($Q_{4-5}=0$) et que la chaleur spécifique est constante ($C_p = \text{cte}$).

Le premier principe de la thermodynamique, donne :

$$W_{4-5} = W_{ts} = \left(h_4 + \frac{V_4^2}{2} \right) - \left(h_5 + \frac{V_5^2}{2} \right) \quad \times$$

$$W_{4-5} = C_p \left[\left(T_4 + \frac{V_4^2}{2C_p} \right) - \left(T_5 + \frac{V_5^2}{2C_p} \right) \right] \quad \times$$

$$W_t = C_p (T_{t4} - T_{t5}) \quad [3-25]$$

b) le taux de détente

$$\pi_t = \frac{P_{t5}}{P_{t4}} = \left(1 - \frac{W_t}{C_p \cdot T_{t4}} \right)^{\frac{n}{n-1}} \quad [3-26]$$

c) rendement de la turbine

Le rendement de la turbine représente aussi le rapport de travail réel sur le travail isentropique.

$$\eta_t = \frac{W_{tr}}{W_{t,s}} = \frac{\Delta h_{tr}}{\Delta h_{ts}} = \frac{T_{t5} - T_{t4}}{T_{t5s} - T_{t4}} \quad [3-27]$$

$$\frac{T_{t5} - T_{t4}}{T_{t5s} - T_{t4}} = \left[\left(\frac{T_{t5}}{T_{t4}} \right) - 1 \right] / \left[\left(\frac{T_{t5s}}{T_{t4}} \right) - 1 \right]$$

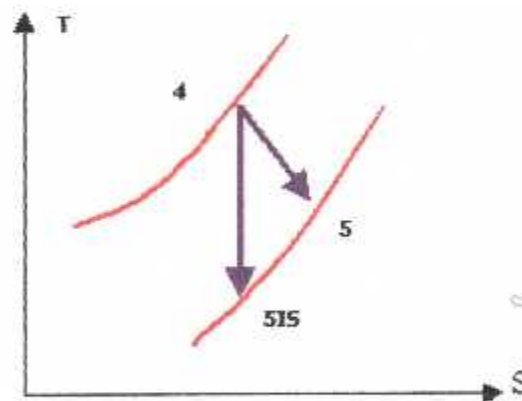


Figure (III.7) : Diagramme (T-S) pour la turbine.

Avec :

$$\pi_t = \frac{P_{t5}}{P_{t4}} = \frac{P_{t5s}}{P_{t4}} \quad [3-28]$$

Donc le rendement isentropique de la turbine est :

$$\eta_{st} = \frac{\pi_t^{\frac{n-1}{n}} - 1}{\pi_t^{\frac{\gamma_t-1}{\gamma_t}} - 1} = \frac{\tau_t^{-1} - 1}{\pi_t^{\frac{\gamma_t-1}{\gamma_t}} - 1} \quad [3-29]$$

Le rendement polytropique est donné par la formule suivante :

$$\eta_{pt} = \left(\frac{\gamma_t}{\gamma_t - 1} \right) \cdot \left(\frac{n-1}{n} \right) \quad [3-30]$$

Donc le rendement de la turbine en fonction du rendement polytropique est donné par

$$\eta_{st} = \frac{\pi_t^{\frac{\gamma_t-1}{\gamma_t} \eta_{pt}} - 1}{\pi_t^{\frac{\gamma_t-1}{\gamma_t}} - 1} \quad [3-31]$$

Donc, pour une charge de la turbine τ_t on a :

$$\pi_t = \left[\frac{\tau_t - 1}{\eta_t} + 1 \right]^{\frac{\gamma_t}{\gamma_t - 1}} = \tau_t^{\frac{\gamma_t}{(\gamma_t - 1) \eta_{pt}}} \quad [3-32]$$

III.3.5) paramètres de sortie de la tuyère

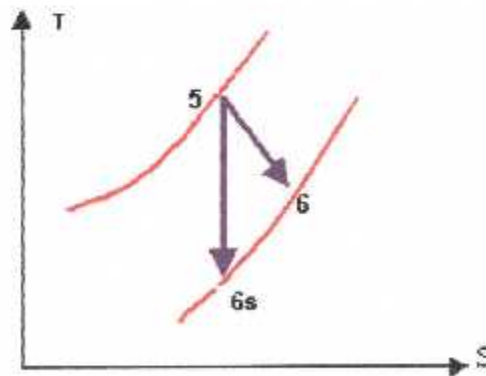


Figure (III.8) : Diagramme (T-S) pour la tuyère.

$$\eta_n = \frac{h_{t5} - h_6}{h_{t5} - h_{6s}} \approx \frac{T_{t5} - T_6}{T_{t5} - T_{6s}} \quad [3-33]$$

$$T_{t5} - T_6 = \eta_n \cdot T_{t5} \left[1 - \left(\frac{P_{t5}}{P_{10}} \right)^{-\frac{\gamma_n - 1}{\gamma_n}} \right] \quad [3-34]$$

$$\frac{T_{t5}}{T_6} = \frac{T_{t6}}{T_6} = 1 + \frac{\gamma_n - 1}{2} M_6^2 \quad [3-35]$$

D'autre part :

$$\frac{P_{t5}}{P_6} = \pi_n^{-1} \left[1 + \frac{\gamma_n - 1}{2} M_6^2 \right]^{\frac{\gamma_n}{\gamma_n - 1}} \quad [3-36]$$

D'où le nombre de mach à la sortie :

$$M_6 = M_e = \left[\frac{2}{\gamma_n - 1} \left(\pi_n \frac{P_{t5}}{P_6} \right)^{\frac{\gamma_n - 1}{\gamma_n}} - 1 \right]^{0.5} \quad [3-37]$$

La vitesse de sortie est donnée par la formule suivante :

$$V_6 = V_e = M_6 \left[\frac{\gamma_n \cdot r \cdot T_{t6}}{1 + \frac{\gamma_n - 1}{2} M_6^2} \right]^{0.5} \quad [3-38]$$

a) Tuyère convergente

Si la tuyère n'est pas critique donc $P_5 = P_0 = P_a$ et les «équations (3-37), (3-38) permettent d'avoir $M_6 < 1$ (tuyère subsonique)

De plus :

$$\frac{T_{t6}}{T_6} = \left(1 + \frac{\gamma_n - 1}{2} M_6^2 \right) \quad [3-39]$$

Ca implique la température statique T_e est :

$$T_{10} = \frac{T_{t10}}{1 + \frac{\gamma_n - 1}{2} M_6^2} \quad [3-40]$$

Aussi la densité à la sortie est :

$$\rho_{10} = \frac{P_{10}}{r \cdot T_{10}} \quad [3-41]$$

La section de sortie de la tuyère est calculée par la façon suivante :

On a :

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_a (1 + f_t) = \rho_6 \cdot V_6 \cdot A_6$$

Donc :

$$A_{10} = \frac{\dot{m}_6}{\rho_6 \cdot V_6} \quad [3-42]$$

b) pour le cas de tuyère convergente-divergente

Si la tuyère n'est pas critique donc le col est subsonique ($M_C < 1$) et $P_6 = P_a$ et les équations (3-37), (3-38), (3-39), (3-40) et (3-42) permettent de dimensionner la tuyère , cependant ,l'utilisation d'une tuyère simplement convergente est tout à fait préférable .

- si la tuyère est critique, donc au col $M_c=1$, on a :

$$\frac{P_{t5}}{P_c} = \left[1 - \frac{1}{\gamma_n} \left(\frac{\gamma_n - 1}{\gamma_n + 1} \right) \right]^{-\frac{\gamma_n}{\gamma_n - 1}} \left(\frac{P_{t5}}{P_a} \right)$$

Connaissant P_{t5}/P_c nous pouvons déterminer les caractéristiques de la tuyère à la sortie d'après les équations (3-37), (3-38), (3-40), (3-41) et (3-42); Avec ($M_6 > 1$).

On distingue trois types de fonctionnement de la tuyère supersonique :

- Tuyère adaptée, ou $P_6 = P_0$ ($P_0/P_6 = 1$).
- Tuyère sous-detendue, ou $P_6 > P_0$ ($P_0/P_6 > 1$).
- Tuyère sur-detendue, ou $P_6 < P_0$ ($P_0/P_6 < 1$).

III.4/ performances du turboréacteur

III.4.1) la poussée

La poussée d'un réacteur est la force qui s'oppose à la résultante de toutes les forces exercées par l'air sur le réacteur.

En faisant un bilan des forces et en appliquant le théorème des quantités de mouvement, on obtient la formule suivante de la poussée.

$$F = \dot{m}_0 [(V_e - V_i) + A_e (p_e - p_i)] \quad [3-43]$$

Avec : \dot{m}_0 : débit d'air

Si $p_e = p_i$

Donc on aura :

$$F = \dot{m}_0 [(1 + f)V_6 - V_0] \quad [3-44]$$

❖ puissance spécifique

Elle est définie par le rapport de poussée sur le débit massique d'air capté par le réacteur.

$$F_{sp} = \frac{F}{\dot{m}_0} \quad [3-45]$$

III.4.2) les puissances

Dans les turboréacteurs on distingue trois types de puissances.

❖ Puissance propulsive

$$P_p = F \cdot V_i \quad [3-46]$$

❖ puissance calorifique

C'est l'énergie libérée par le fluide lors de la combustion.

$$P_c = \dot{m}_f \cdot P_{ci} \quad [3-47]$$

Avec : P_{ci} : C'est le pouvoir calorifique inférieur du carburant.

❖ puissance thermique

Elle est définie comme étant la puissance nécessaire à la propulsion de l'avion et compenser les pertes d'énergie cinétique des gaz de la combustion à l'échappement.

$$P_{th} = F \cdot V_i + \frac{(V_e - V_i)^2}{2} \quad [3-48]$$

III.4.3) les rendements

Il existe trois sortes de rendements :

❖ **rendement thermique**

C'est le rapport de l'énergie thermique sur l'énergie calorifique.

$$\eta_{th} = \frac{P_{th}}{P_c} \quad [3-49]$$

❖ **rendement propulsif**

$$\eta_p = \frac{P_p}{P_c} \quad [3-50]$$

❖ **rendement global**

Il est défini comme étant le produit du rendement propulsif et thermique.

$$\eta_g = \eta_p \cdot \eta_{th} \quad [3-51]$$

III.4.4) consommation du carburant❖ **La consommation horaire**

C'est le débit de carburant consommé par le moteur dans une heure.

$$C_h = 3600 \cdot \dot{m}_f \quad [3-52]$$

❖ **La consommation spécifique**

C'est le rapport de la consommation horaire sur la poussée.

$$C_{sp} = \frac{C_h}{F} \quad [3-53]$$



*Chapitre IV:
Etude et conception*



D A B

IV.1/ ETUDE ET CONCEPTION DU COMPRESSEUR CENTRIFUGE**IV.1.1) Etude et conception de la roue du compresseur centrifuge**

Dans le compresseur centrifuge le flux passe à travers la roue entre les deux rayons r_{11} et r_{12} , à la station (1), et entre dans la haute section du rotor, pour le quitter à la station (2), à travers la section cylindrique du rayon r_2 et largeur b . le flux passe ensuite à travers le diffuseur, où il est ralenti et entre au collecteur marqué à la station (3). pour dimensionner la roue du compresseur centrifuge et le diffuseur en suit le processus suivant :

➤ Equations généralisées

L'application de l'équation d'Euler au flux pour un gaz calorifique parfait à travers l'étage centrifuge du compresseur de l'entrée à la sortie donne :

$$T_{13} - T_{11} = \frac{\sigma \cdot \psi \cdot U_1^2}{C_p} \quad [4-1-ref1]$$

$$\Delta h_t = \eta_c \cdot \psi \cdot \sigma \cdot U^2$$

Et on a aussi :

Donc

$$U_1 = \sqrt{\frac{C_p}{\eta_c} \cdot \left(\frac{T_{11}}{\sigma \cdot \psi} \right) \left(\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)} \quad [4-2-ref1]$$

Tel que $U_1 \leq 460 \text{ m/s}$

Avec :

$$\sigma = \left(1 - \frac{0.63\pi}{n} \right)$$

σ : Facteur de ralentissement, tel que $0.98 \leq \sigma \leq 1.035$.

ψ : Facteur de charge tel que $0.85 \leq \psi \leq 0.98$

n : représente le nombre d'aubes de la roue du compresseur.

Pour calculer la puissance du compresseur on utilise la formule suivante :

$$\dot{W} = \dot{m} C_p (T_{13} - T_{11}) \quad [4-3]$$

Tel que \dot{m} : C'est le débit d'air entrant (kg/s).

On peut calculer T_{t3} d'après la formule suivante, sachant que $T_{t1}=288,15^{\circ}\text{K}$

$$T_{t3} = T_{t1} + \frac{\sigma \cdot \psi \cdot U_1^2}{C_p}$$

Le débit capté par la prise d'air :

$$\dot{m}_a = \rho_1 \cdot A_1 \cdot C_{a1} \quad [4-4]$$

Avec :

$$A = \pi (r_{1t}^2 - r_{1h}^2) \quad [4-5]$$

Et

$$\rho_1 = \frac{P_{t1}}{r T_{t1}} \quad [4-6]$$

Donc :

$$C_{a1} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 \cdot A_1} \quad [4-7]$$

À l'entrée en a $C_1 = C_{a1}$

La température statique à l'entrée du moteur est :

$$T_1 = T_n - \frac{C_1^2}{2C_p} \quad [4-8]$$

Calcul des angles à l'entrée du compresseur :

On a pour le tip :

$$U = \omega \cdot r_{1t}$$

Donc :

$$\text{tg } \alpha_{1t} = \frac{C_{a1}}{U} \quad [4-9]$$

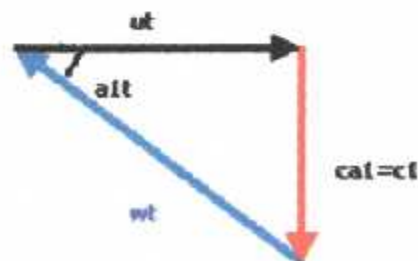


Figure (IV .1) : Triangle de vitesse pour un compresseur centrifuge (au Tip).

Et pour le hub :

$$U = \omega \cdot r_{1h}$$

Donc :

$$\operatorname{tg} \alpha_{1h} = \frac{C_{a1}}{U}$$

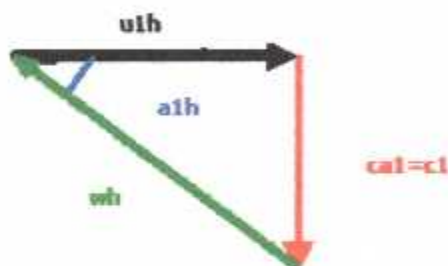


Figure (IV .2) : Triangle de vitesse pour un compresseur centrifuge (au hub).

Paramètre à la sortie de la roue (station 2)

Pour déterminer les paramètres de sortie de la roue on suit le même processus qui est similaire à celui de station (1), la vitesse et la direction de l'écoulement sortant seront déterminés directement à partir du triangle de vitesse établi à un point à la périphérie de la roue.

En réalité l'écoulement quitte la roue radialement avec une vitesse absolue C_2 et un angle α_2 ; Tandis que l'écoulement relatif correspondant sera tangent à la périphérie de l'aube d'un angle β_2 , soulignant que la valeur de β_2 détermine la nature de la roue du point de vue inclinaison de ses aubes (arrière, avant ou radiale).

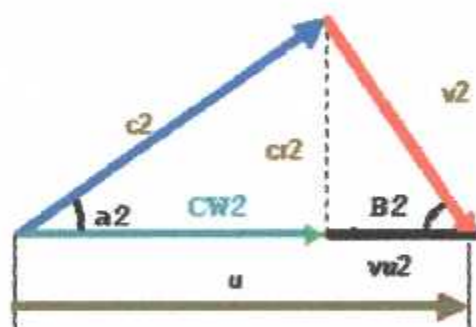


Figure (IV .3) : triangle de vitesse à la sortie de la roue.

C_{r2} , étant la vitesse radiale qui sera équivalente à la vitesse axiale C_{a1} en grandeur par référence, donc :

$$C_{r2} = C_{a1}$$

On tire la composante tangentielle C_{w2} telle que :

$$C_{w2} = \sigma \cdot U \quad [4-10]$$

Tandis que C_2 , la vitesse absolue du flux, elle est égale à la somme vectorielle des grandeurs des vitesses radiale et tangentielle ;

$$\vec{C}_2 = \vec{C}_{w2} + \vec{C}_{r2} \quad [4-11]$$

Donc :

$$C_2 = \sqrt{C_{r2}^2 + C_{w2}^2} \quad [4-12]$$

Ainsi on peut déduire la direction de l'écoulement absolue par la valeur de l'angle α_2 tel que :

$$\alpha_2 = \text{tg}^{-1} \left(\frac{C_{r2}}{C_{w2}} \right) \quad [4-13]$$

et la direction relative correspondante à la vitesse V_2 tel que :

$$\beta_2 = \text{tg}^{-1} \left(\frac{C_{r2}}{C_{u2}} \right) \quad [4-14]$$

Connaissant la vitesse absolue de l'écoulement C_2 et la température à la sortie de la roue (station 2), on peut en déduire alors le nombre de mach M_2 en utilisant l'expression suivante :

$$M_2 = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left[\frac{T_{t2}}{T_{t2} - C_2^2 / (2C_p)} - 1 \right]} \quad [4-15]$$

Généralement M_2 est compris entre [0,74-1.1].

Le rapport de pression isentropique de l'étage du compresseur peut être déduit en introduisant l'augmentation de la température totale dans l'expression suivante :

$$\frac{P_{t2}}{P_{t1}} = \left(1 + \eta_{cs} \frac{\Delta T}{T_{t1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad [4-16]$$

$$\frac{P_{t2}}{P_2} = \left(\frac{T_{t2}}{T_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad [4-17]$$

Avec $T_{12} = T_{13}$

$$\text{Et } T_2 = T_{12} - \frac{C_2^2}{2 \cdot C_p} \quad [4-18]$$

Pour déterminer la pression statique on a :

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{P_2}{P_{12}}\right) \left(\frac{P_{12}}{P_1}\right)$$

Donc :

$$P_2 = \left(\frac{P_2}{P_{12}}\right) \left(\frac{P_{12}}{P_1}\right) P_{11} \quad [4-19]$$

La densité du flux à la station (2) est :

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2} \quad [4-20]$$

Détermination de la section de sortie de la roue

Ayant trouver tous les paramètres dans la roue compresseur, il nous reste à déterminer la section de sortie du rotor A_2 , sachant que le débit se conserve de l'entrée à la sortie, donc d'après l'équation [4-7] on a :

$$A_2 = \frac{\dot{m}}{\rho_2 \cdot C_{r2}} \quad [4-21]$$

d'autre part :

$$A_2 = 2\pi b \frac{d_2}{2}$$

Cependant la section A_2 représente la section de passage défini par le périmètre de la roue et l'espacement b :

$$A_2 = b \cdot \pi \cdot d_2$$

D'où :

$$b = \frac{A_2}{\pi \cdot d_2} \quad [4-22]$$

IV.1.2/ Etude et conception du diffuseur

A partir des paramètres thermodynamique et géométrique retrouvés dans l'étude de la roue, nous allons pouvoir adapter au rotor un stator dit diffuseur, qui nous permettra d'avoir le rapport de compression voulu, avant tout calcul il nous a fallu effectuer un choix sur le type du diffuseur qu'on veut dimensionner. Pour notre cas, on a choisi le type « diffuseur à flasque lisse ».

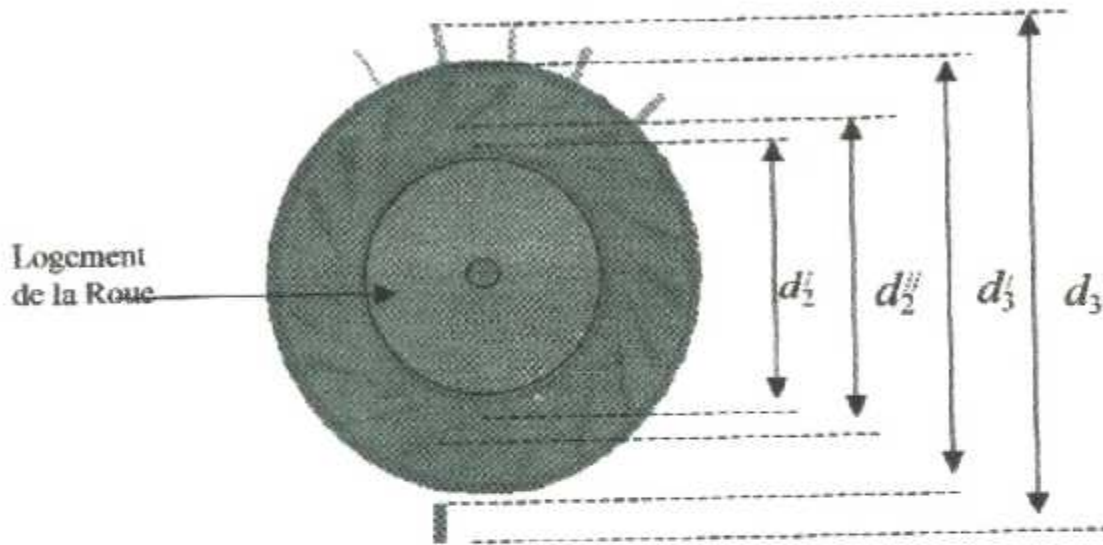


Figure (IV.4) : Schéma explicatif de la forme de diffuseur.

❖ Calcul de la section de sortie du diffuseur (station 3)

L'écoulement à la sortie du diffuseur (station 3), leur vitesse V_3 , est en général de l'ordre de 90m/s, connaissant la température totale et la vitesse à la sortie, on peut alors déduire le nombre de mach M_3 tel que :

$$T_3 = T_{t3} - \frac{V_3^2}{2.C_p} \quad [4-23]$$

donc :

$$M_3 = \frac{V_3}{\sqrt{\gamma.r.T_3}}$$

Ou bien :

$$M_3 = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\frac{T_{t3}}{T_3} - 1 \right]} \quad [4-24]$$

Donc MFP correspond à M_3 est donnée par la formule suivante :

$$MFP(M_3) = f(M_3) = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{t3}}}{P_{t3} \cdot A_3} \frac{M_3 \sqrt{\frac{\gamma}{R}}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_3^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} \quad [4-25]$$

Donc la section A_3 à la sortie du diffuseur est donnée par la formule suivante :

$$A_3 = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_{t3}}}{P_{t3} \cdot MFP(M_3) \cdot \cos \alpha_3} \quad [4-26]$$

Le flux quitte du diffuseur avec un angle α_3 , si l'écoulement à la sortie est axial cela implique que $\alpha_3=0$ ce que nous donne :

$$A_3 = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T_{t3}}}{P_{t3} \cdot MFP(M_3)} \quad [4-27]$$

❖ Géométrie du diffuseur

Les filets d'air quittant la roue du compresseur suivant une ligne de courant en spirale ; Le diffuseur doit se raccorder à l'écoulement sans le perturber et assurer une augmentation de la pression statique, tout en essayant de garder une perte minimale dans la pression totale.

En générale cette compression est assurée par un espace divergent délimité par deux aubes successives. La forme des aubes du diffuseur radiale varie d'une simple courbe mince, a trapézoïdal épaisse.

En réalité le diffuseur radial débute à partir d'un certain diamètre d_{22} estimée empiriquement à [1.1 à 1.2] fois le diamètre de la roue, d'autre part les études pratiques ont montré que le diamètre externe du diffuseur radial d_3' tourne autour de [1.6 à 1.9] fois le diamètre de la roue.

❖ Estimation des diamètres

L'estimation des diamètres apparente sur le diffuseur radial est basé sur l'approche, ils seront choisis de la sorte suivante :

$$d_2'' = d_2 + 2c \quad [4-28]$$

Tel que l'espacement est donnée comme suit :

$$e = [0.1, 0.2] d_2 \quad [4-29]$$

Le diamètre d_2' n'est plus que d_2 diamètre de la roue plus de jeu qui permet juste à la roue de tourner librement à l'intérieur de ce diamètre d_2' , on l'estime à 1mm donc :

$$d_2' = d_2 + 1\text{mm} \quad [4-30]$$

Avec d_3' est donné comme suit :

$$d_3' = d_3 - 2h \quad [4-31]$$

Ou bien :

$$d_3' = 1.7d_2 \quad [4-32]$$

Connaissant la section de sortie du compresseur à la station (3), le diamètre d_3 est évalué par la formule suivante :

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_3}{\pi} + d_3'^2} \quad [4-33]$$

Avec :

$$A_3 = \frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_3'^2) \quad [4-34]$$

La hauteur de l'aube du diffuseur axial est :

$$h = \frac{d_3 - d_3'}{2}$$

IV.2 / ETUDE ET CONCEPTION DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION

IV.2.1/Géométrie basique d'une chambre de combustion

Il est instructif d'examiner brièvement les paramètres qui déterminent la forme de base de la chambre, et qui sont liés à sa fonction principale. La figure (a) montre la forme la plus simple possible pour une chambre de combustion : un tube cylindrique qui relie le compresseur et la turbine

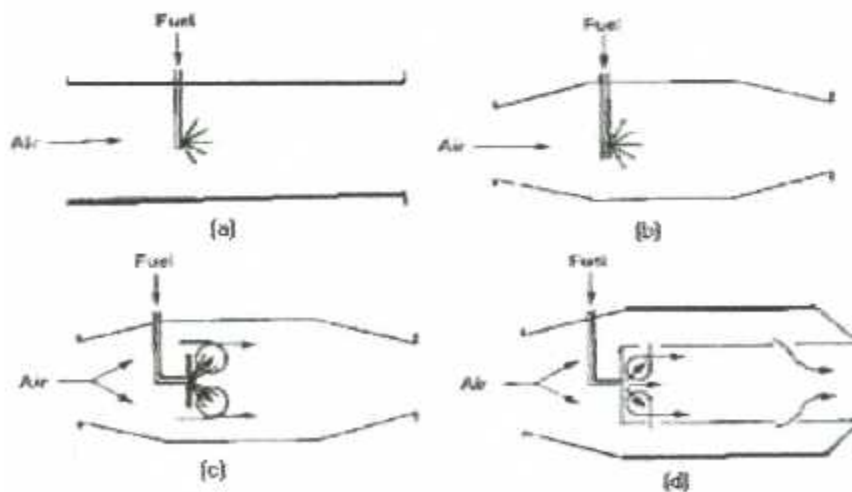


Figure (IV .5) : Géométrie de la chambre de combustion.

Cette configuration simpliste ne convient pas, à cause de la perte de charge (perte en pression) trop importante. En effet la perte de charge due à la combustion est proportionnelle au carré de la vitesse de l'air (de l'ordre de 150 m.s-1) : on voit que la vitesse de l'air au niveau de la chambre est un paramètre crucial, et qu'il faut minimiser.

A cet effet, on modifie le profil de la chambre, comme le montre la figure (b), en utilisant un diffuseur : ainsi la vitesse de l'air est déjà divisée d'un facteur 5. Mais ce là ne suffit pas, il faut créer une zone de reflux (tourbillons) où la vitesse moyenne de l'air est suffisamment faible pour que la flamme puisse être maintenue, d'où la configuration (c).

Enfin, pour obtenir la hausse de température désirée, il faut atteindre un ratio global air/fuel d'environ 50. Pour cela, on place derrière les injecteurs un "liner" (2ème tube, figure (d)) perforé de plusieurs séries de trous : La vitesse de l'air reste faible à l'intérieur du liner, la combustion peut se poursuivre et l'air est finalement refroidi.

IV.2.2/ Structure de la chambre (les différentes zones)

Comme nous le voyons sur la figure ci-dessus, le flux d'air est donc séparé en deux : une partie du flux est mener au centre avec le fuel injecté, l'autre passe à l'extérieur du liner et y repénètre par l'intermédiaire des trous primaires, puis des trous secondaires.

➤ Zone primaire

C'est au début de la zone primaire que sont injectés l'air et le fuel. Sa fonction est d'encrenner la flamme et de lui offrir assez de temps, de température et de turbulences (air entrant par les trous primaires) pour assurer sa stabilité et éviter qu'elle soit soufflée par le déplacement des gaz.

➤ Zone dite "intermédiaire"

Cette zone a deux fonctions principales. La première, qui intervient à basse altitude, est de rattraper les pertes de dissociation, qui sont le résultat de l'instabilité chimique des monoxyde et dioxyde de carbone et de l'eau à hautes températures : La présence de cette zone évite en effet de bloquer la composition des gaz par refroidissement brutal à la sortie de la zone primaire.

A haute altitude, la concentration d'air et de fuel est moins importante, ce qui fait chuter le taux de réaction et rend donc la combustion incomplète. Ainsi, dans ces conditions, la zone intermédiaire sert principalement d'extension à la zone primaire et la combustion peut se poursuivre.

La longueur de la zone intermédiaire doit être un compromis entre la taille de la chambre (que l'on veut minimiser) et son efficacité (que l'on veut maximiser). Dans notre cas, donc pour un avion de croisière, la valeur typique pour cette longueur est d'environ un diamètre de liner (0.5d à 0.7d pour les avions plus petits).

➤ Zone de dilution

Le rôle de la zone de dilution est de préserver la turbine qui ne résisterait pas au flux d'air chaud sortant de la zone intermédiaire. Dans cette zone, les gaz de combustion refroidi et diluer jusqu'à une température acceptable pour la turbine et surtout de telle manière que sa distribution en température soit homogène (pas de points chauds).

L'air de refroidissement entre par les trous secondaires. Le diamètre et le placement de cette dernière zone doivent être choisis afin d'optimiser le mélange des gaz.

Estimation de la dimension de la chambre de combustion

Le dimensionnement de notre chambre de combustion s'est basée sur des approches théoriques et des essais expérimentaux qui ont permis d'évaluer la longueur et la distribution des orifices. Pour réaliser ceci, nous nous sommes basés sur un modèle déjà existant sur lequel on a estimé la longueur de départ en utilisant l'approche suivante :

En prenant comme référence un modèle d'une chambre de combustion annulaire qui fonctionne à une température 710°K sous une pression de 1.2bar, et qui a la répartition des orifices suivant la figure si dessous :

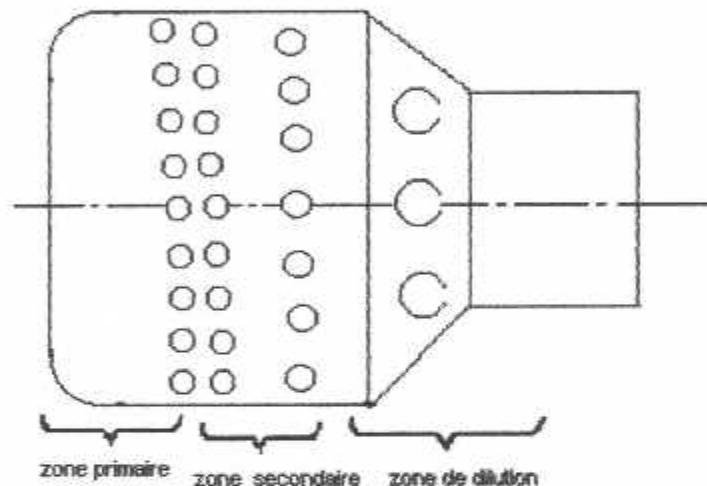


Figure (IV .6) : répartition des orifices du modèle .

On évalue la longueur de notre chambre en utilisant l'approche de la formule suivante :

$$L \propto \frac{P_{t3}^{-r}}{\sqrt{T_{t4}}} \quad [4-35-ref2]$$

On doit concevoir une chambre de combustion pouvant opérer à une température jusqu'à 1075°K et sous pression pouvant atteindre 3.6 bar, pour ceci on utilise la relation suivante :

$$\frac{L_{ref}}{L} = \left[\left(\frac{P_{t3ref}}{P_{t3}} \right)^{-r} * \sqrt{\frac{T_{t4}}{T_{t4ref}}} \right] \quad [4-36-ref2]$$

NOTA:

Pour un hydrocarbure C_nH_m on a :

- Pour $n=1.8$ $r=1.51$
- Et pour $n=1$ $r=0.714$

Distribution des orifices

En étudiant la distribution du model existant, on procède à notre estimation d'une manière similaire, à un facteur près.

IV.3/ ETUDE ET CONCEPTION DE LA TURBINE**IV.3.1) Introduction**

Les turbines à gaz font partie de la catégorie des turbomachines définies par Ratcau comme étant des appareils dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent. Selon le type de fluide utilisé, dit fluide actif ou fluide moteur, on a affaire à une turbine hydraulique, une turbine à vapeur ou une turbine à gaz. Dans ce dernier cas, le fluide moteur le plus fréquemment utilisé provient des gaz de combustion d'un combustible solide, liquide ou gazeux.

Selon le type d'énergie délivrée, les turbines à gaz se répartissent en deux classes : d'une part, les turbomoteurs fournissant de l'énergie mécanique disponible sur un arbre et, d'autre part, les turboréacteurs fournissant de l'énergie cinétique utilisable pour la propulsion.

Donc la conception de la turbine a fait l'objet de plusieurs études et recherches théoriques de la part des constructeurs, afin de parvenir à une méthode de conception généralisée permettant d'assurer les meilleures performances et rendement.

Cependant de nos jours l'utilisation des calculateurs a permis d'améliorer les modèles théoriques décrits par EULER et BERNOLLI pour faire une extrapolation aux modèles tridimensionnels qui est proche de la réalité des choses, ce qui nous facilite ainsi de réaliser des tracés d'aubes de turbine répondant à des critères aérodynamiques optimales .

IV.3.2) Désignation d'un étage de turbine

Notre étude est basée sur la turbine axiale, ce type de turbine est caractérisé par la direction de l'écoulement qui est toujours parallèle à l'axe de rotation, elle est composée d'une grille d'aubes fixes appelées le stator qui est présenté par la station (1-2), cette dernière elle est suivie d'une grille d'aubes mobiles appelées le rotor qui est présenté par le station (2-3).

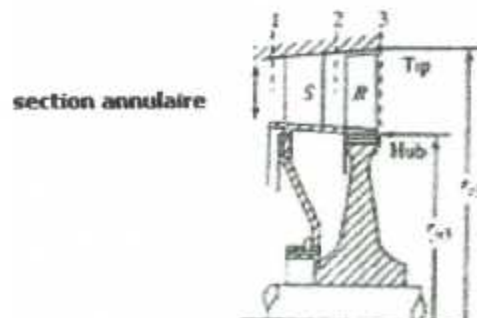


Figure (IV .7) : étage d'une turbine axiale.

Le stator de l'étage turbine est aussi appelé distributeur de turbine. Son rôle est de transformer une partie de l'énergie de pression délivrée par la chambre de combustion en énergie cinétique. Le rotor transformant cette énergie cinétique en énergie mécanique sous la forme d'un couple moteur afin d'entraîner le compresseur et les accessoires.

IV.3.3) Diagramme de vitesses d'un étage

Considérons un étage de turbine axiale et représentons les diagrammes de vitesse au profil moyen des aubes (voir la figure suivante-ref)

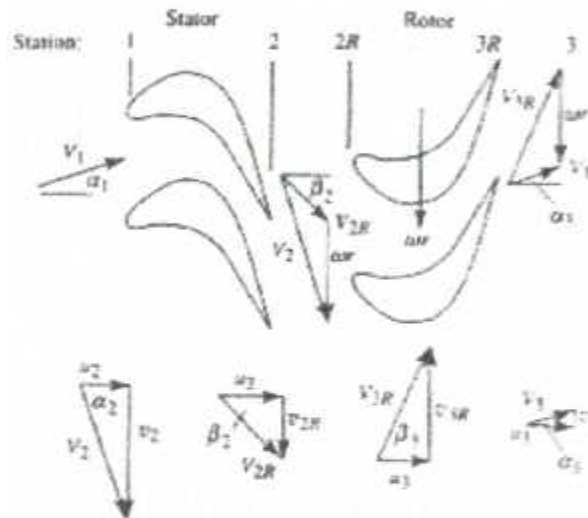


Figure (IV .8) : triangle de vitesses pour un étage de turbine axiale.

On peut déterminer à partir des diagrammes de vitesses les relations suivantes :

$$\begin{aligned}
 V_2 = \omega r + V_{2R} \Rightarrow & \quad u_2 = V_2 \cos \alpha_2 \\
 & \quad v_2 = V_2 \sin \alpha_2 \\
 & \quad v_{2R} = v_2 - \omega r = u_2 \cdot \tan \beta_2 \\
 \\
 V_3 = V_1 = \omega r + V_{3R} \Rightarrow & \quad u_3 = V_3 \cos \alpha_3 \\
 & \quad v_3 = V_3 \sin \alpha_3 \\
 & \quad V_{3R} = u_3 + v_{3R} = u_3 \cdot \tan \beta_3
 \end{aligned}$$

Dans le stator, les filets d'air sortant de la chambre de combustion attaquent les aubages stator avec une vitesse V_1 à un angle d'incidence α_1 . Les canaux du stator étant convergents, les filets d'air sont alors accélérés avec une vitesse absolue V_2 qui n'est que la somme vectorielle de la vitesse relative V_{2R} et la vitesse d'entraînement $U(\omega r)$.

D'une manière générale, on assistera dans le stator à une augmentation de la vitesse d'une part et une chute de pression statique d'autre part.

Tandis que dans le rotor, les filets d'air entament les canaux, eux aussi convergents avec une vitesse relative V_{2R} , telle que $V_2 = U + V_{2R}$, et ressortent du rotor avec une vitesse V_3 à un angle α_3 . L'écoulement de l'air autour du profil génère une force aérodynamique résultante provoquant ainsi la rotation de la roue, ce qui est équivalent à la transformation de l'énergie de pression en énergie cinétique (détente), qui se caractérise par la diminution de la vitesse à la sortie de turbine :

IV.3.4) Désignation d'un profil de turbine

Dans la pratique, les profils aérodynamiques des aubes stator et rotor sont des profils biconvexe de type T6 et C4. les paramètres géométriques sont illustrés dans le schéma suivant :

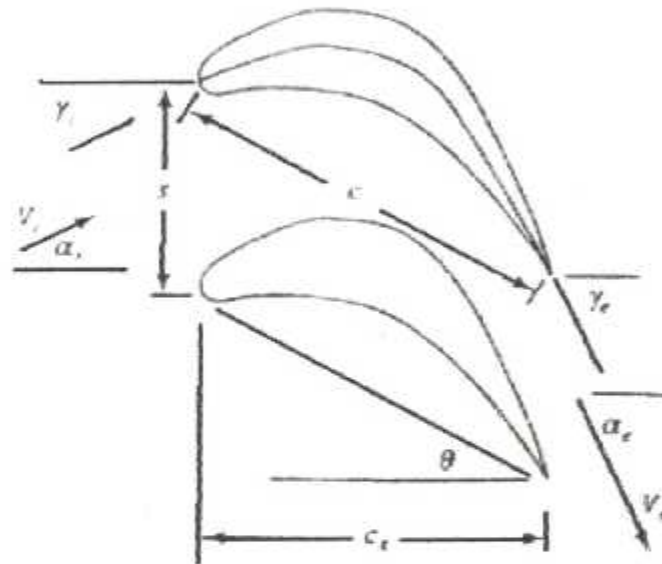


Figure (IV .9) : désignation d'un profil.

Avec :

- θ : est l'angle de renversement.
- γ : Angle de calage.
- $\alpha_i - \gamma_i$: angle d'incidence .
- $\alpha_i + \alpha_e$: Angle de déviation.
- $\gamma_i + \gamma_e$: Cambrure de l'aube.
- C : corde du profil.
- C_x : corde axiale.
- S : Espacement.
- $\sigma = c/s$: Solidité.
- $\alpha_e - \gamma_e = (\gamma_i + \gamma_e) / 8 \sqrt{\sigma} - \delta_i$

Les vitesses V_i et V_e étant connues, en choisissant une famille de profils et pour un rapport S/C donné, on peut alors connaître l'angle d'incidence et de déviation pour définir la géométrie du profil.

IV.3.5) Paramètre d'un étage

Dans un étage de turbine la détente du gaz pour récupérer un travail est défini par l'évolution thermodynamique qui est représentée sur le diagramme (T-S) comme suit :

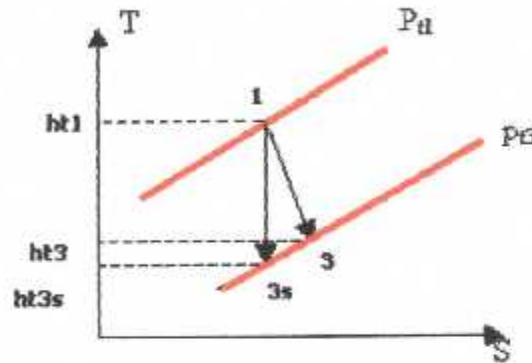


Figure (IV .10) : diagramme (T-S) de la turbine.

La puissance de la turbine est exprimée par :

$$\Delta h_t = C_p (T_{t1} - T_{t3})$$

$$\Delta h_t = C_p T_{t1} (1 - T_{t3} / T_{t1})$$

Alors:

$$\frac{\Delta h_t}{C_p T_{t1}} = 1 - \tau_s$$

D'où :

$$\tau_s = \frac{T_{t3}}{T_{t1}} = 1 - \frac{\Delta h_t}{C_p T_{t1}} \quad [4-37]$$

Rapport de pression de l'étage π_s :

$$\pi_s = \frac{P_{t3}}{P_{t1}} = \left(\frac{T_{t3}}{T_{t1}} \right)^{\frac{\gamma}{(\gamma-1)\eta_p}} = \tau_s^{\frac{\gamma}{(\gamma-1)\eta_p}} \quad [4-38]$$

Avec η_p représente le coefficient polytropique défini par :

$$\eta_p = \frac{dh_t}{dh_{t-ideal}} = \frac{\gamma_t}{\gamma_t - 1} \left(\frac{dT_t / T_t}{dP_t / P_t} \right)$$

Le rendement isentropique

Les irréversibilités internes qui se développent au cours de la détente sont caractérisées par le rendement isentropique équivalent au rapport des énergies :

$$\eta_t = \frac{\Delta h_{t\text{réel}}}{\Delta h_{t\text{ideal}}} = \frac{h_{t1} - h_{t3}}{h_{t1} - h_{t3s}} \quad [4-39]$$

Pour un gaz parfait le rendement peut être exprimé en terme de températures et pressions totales comme suit :

$$\eta_t = \frac{C_p \cdot (T_{t1} - T_{t3})}{C_p \cdot (T_{t1} - T_{t3s})} \quad [4-40]$$

$$\eta_t = \frac{1 - T_{t3}/T_{t1}}{1 - \left(\frac{P_{t3}}{P_{t1}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

IV.3.6) performances d'un étage

Les performances d'un étage de turbine sont traitées et représentées par des coefficients qui les caractérisent afin de mieux interpréter et approcher les calculs durant le dimensionnement d'un étage, parmi eux on note :

a) coefficient d'écoulement Φ

C'est le rapport entre la vitesse axiale entrant au rotor et la vitesse tangentielle du rotor U .

$$\Phi \equiv \frac{u_2}{\omega r} = \frac{u_2}{U} \quad [4-41]$$

b) coefficient de charge ψ

Le coefficient de charge est le rapport entre le travail de l'étage par unité de masse et l'énergie cinétique de rotation de la roue.

Dans une turbine ce coefficient permet de comparer la charge de deux étages pour une vitesse de rotation fixée. Il nous permet aussi de définir le nombre d'étages nécessaire pour récupérer l'énergie.

$$\psi \equiv \frac{\Delta h_t}{(\omega r)^2} = \frac{\Delta h_t}{U^2} \quad [4-42\text{-ref2}]$$

Et pour un gaz parfait, on a :

$$\psi = \frac{C_p \cdot \Delta T_1}{U^2} \quad [4-43]$$

➤ relation entre Φ et ψ

Les coefficients de charge et d'écoulement peuvent prendre plusieurs valeurs selon les types de turbines, les valeurs de ces coefficients influent sur le rendement de l'étage et ses performances.

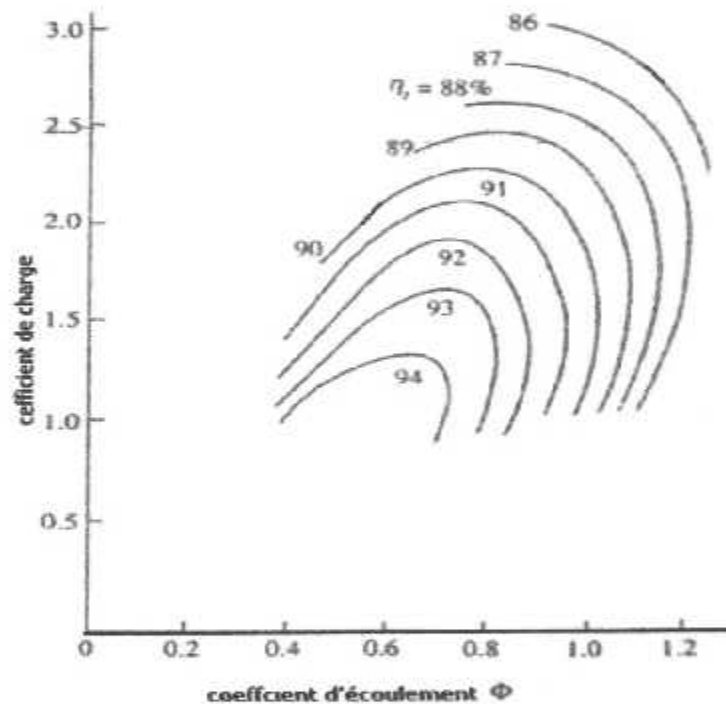


Figure (IV .11-ref2) : ψ en fonction de Φ .

Sur la figure ci dessus on a représenté l'évolution du coefficient ψ en fonction de Φ pour des valeurs de rendement mesurées sur 33 turbines développées par pratt & whitney.

Les courbes nous permettent donc d'associer pour un ψ donné le rapport Φ conduisant au rendement maximum. Pour l'exploitation il faut donc réaliser un compromis entre le rendement d'étage et les coefficients Φ et ψ . Pour les turbines à grandes dimensions ces coefficients prennent des valeurs correspondantes à un rendement entre 94 et 89% de l'ordre de :

$$\left\{ \begin{array}{l} 0,5 \leq \Phi \leq 1,1 \\ \text{et} \\ 1,3 \leq \psi \leq 2,2 \end{array} \right.$$

Le coefficient de charge peut être réécrit en terme de coefficient et des angles d'écoulement comme suit par les relations ci-dessous :

$$\psi \equiv \frac{\Delta h_i}{(\omega r)^2} = \frac{v_2 + v_3}{\omega r} = \Phi (\tan \alpha_2 + \frac{u_3}{u_2} \tan \alpha_3) \quad [4-44-ref2]$$

ou bien :

$$\psi \equiv \frac{\Delta h_i}{(\omega r)^2} = \frac{v_2 + v_3}{\omega r} = \Phi (\tan \beta_2 + \frac{u_3}{u_2} \tan \beta_3) \quad [4-45-ref2]$$

D'autre part le coefficient d'écoulement est aussi exprimé en terme d'angle du flux par :

$$\Phi = (\tan \alpha_2 - \tan \beta_2)^{-1} \quad [4-46-ref2]$$

Aussi par substitution on obtient l'expression de ψ comme suit :

$$\psi = \frac{\tan \alpha_2 + (u_3/u_2) \tan \alpha_3}{\tan \alpha_2 - \tan \beta_2} \quad [4-47-ref2]$$

Les équations [4-46] et [4-47] sont représentées dans la Figure (IV .12-ref) pour une vitesse axiale constante, des valeurs de α_2 et β_2 et des valeurs spécifiques de Φ , ψ et α_3 .

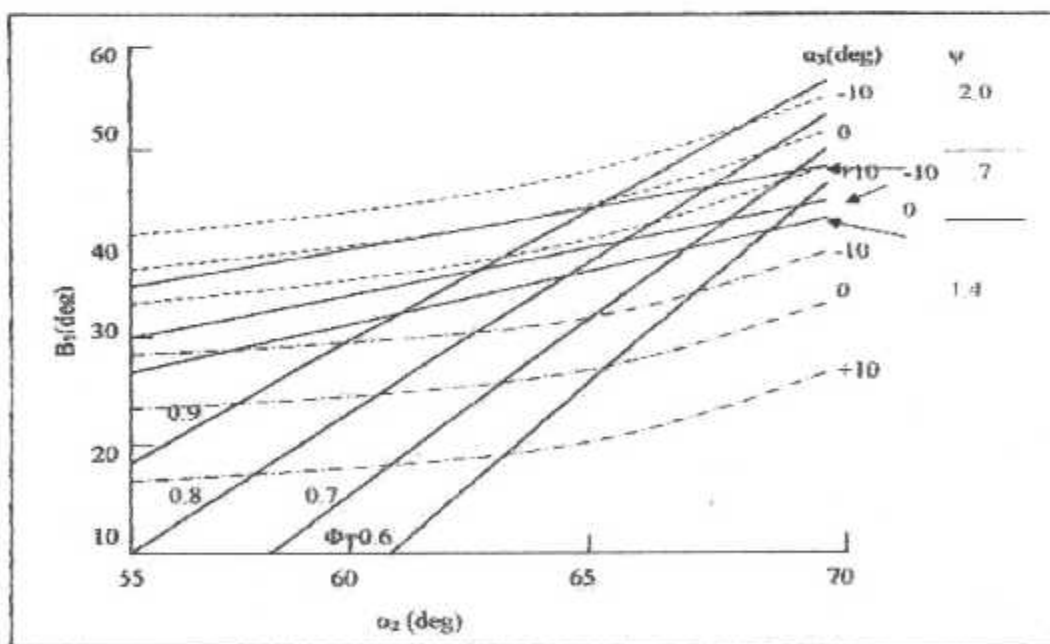


Figure (IV .12-ref2) : coefficient de charge et coefficient d'écoulement en fonction des angles d'écoulement.

C) Rapport vitesse VR

Le rapport vitesse (VR) est défini comme étant le rapport de la vitesse tangentielle du rotor ($U=\omega r$) sur la vitesse équivalent à l'échange d'enthalpie totale dans l'étage, ou bien :

$$VR = \frac{U}{\sqrt{2 \cdot \Delta h_t}} \quad [4-48-ref2]$$

Le rapport vitesse est utilisé par certains constructeurs de turbine plutôt que le coefficient de charge :

$$VR = \frac{1}{\sqrt{2 \psi}} \quad [4-49-ref2]$$

Le VR au rayon moyen prend des valeurs 0.5 et 0.6 pour les turbines de turboréacteurs modernes, ce qui correspond à des valeurs de coefficients de charge ψ entre 1.4 et 2.

IV.3.7) Les pertes dans un étage

Considérons un étage de turbine où les pertes dues à la pression sont évaluées par l'expression suivante :

$$\Phi_t = \frac{P_{ti} - P_{te}}{P_{te} - P_e} \quad [4-50-ref2]$$

D'où le rapport de pression totale entre l'entrée et la sortie peut être évalué en fonction du coefficient de perte par :

$$\frac{P_{te}}{P_{ti}} = \frac{1}{1 + \Phi_t (1 - P_e/P_{te})} \quad [4-51-ref2]$$

Où le rapport P_e/P_{te} dépend uniquement du mach sortie M_c .

Au niveau de l'étage le rapport de pression totale s'écrit :

$$\frac{P_{t3}}{P_{t1}} = \left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}} \right)_{\Phi_{\text{stator}}, M_2} \cdot \left(\frac{P_{t2R}}{P_{t2}} \right) \left(\frac{P_{t3R}}{P_{t2R}} \right)_{\Phi_{\text{rotor}}, M_{3R}} \left(\frac{P_{t3}}{P_{t3R}} \right) \quad [4-52-ref2]$$

Où $\Phi_{t, \text{stator}}$, $\Phi_{t, \text{rotor}}$ sont respectivement les coefficients de perte du stator et du rotor qui sont des valeurs semi empiriques et qui sont comprises dans les marges suivantes :

$$\left\{ \begin{array}{l} 0.02 \leq \Phi_{t, \text{stator}} \leq 0.07 \\ \text{Et} \\ 0.06 \leq \Phi_{t, \text{rotor}} \leq 0.15 \end{array} \right.$$

IV.3.8) Degrés de réaction

Toute l'énergie perdue par le fluide dans l'étage est absorbée au niveau du rotor et réapparaît sous forme d'énergie mécanique sur l'arbre, cette énergie provient en général de la transformation dans le rotor de deux formes classiques d'énergie :

- Energie cinétique.
- Energie de pression.

La somme des deux énergies perdues par unité de masse du fluide au niveau du rotor est en effet bien égale à l'énergie totale perdue par unité de masse dans l'étage.

Le seul rôle de la grille fixe est de :

- Modifier la direction de l'écoulement et transforme l'énergie de pression en énergie cinétique.

Afin de comparer les différences d'énergie de pression dans le rotor et dans le stator on définit le degré de réaction comme suit :

$$\circ R_t = \frac{\text{Energie cinétique perdue dans le rotor}}{\text{Energie totale perdue dans l'étage}}$$

D'où :

$$\circ R_t = \frac{h_2 - h_3}{h_{t1} - h_{t3}} \quad [4-53]$$

Et pour un gaz parfait, on écrit :

$$\circ R_t = \frac{T_2 - T_3}{T_{t1} - T_{t3}} \quad [4-54\text{-ref2}]$$

D'autre part le degré de réaction peut être exprimé en fonction des angles d'écoulement pour une vitesse axiale constante ($u_3 = u_2$) par la relation suivante :

$$\circ R_t = \frac{u_2}{\omega r} \left[\frac{\tan \beta_3 - \tan \beta_2}{2} \right]$$

Ou bien :

$$\circ R_t = \phi \left(\frac{\tan \beta_3 - \tan \beta_2}{2} \right) \quad [4-55\text{-ref2}]$$

IV.3.9) critère de Zweifel

Zweifel a défini un coefficient de force tangentielle comme le rapport de la force exercée sur le profil et la force tangentielle maximal $F_{l \max}$.

Il faut qu'il y ait assez de profils dans chaque station de telle sorte à ce que la somme des forces tangentielles dans chacun soit égale à la différence des efforts tangentiels du fluide et $F_{l \max}$ est obtenue quand :

- La pression de l'intrados est maintenue à la pression totale d'entrée et baisse jusqu'à la pression statique sortie au bord de fuite.
- La pression à l'extrados baisse jusqu'à la pression statique sortie au bord d'attaque et reste égal à cette valeur.

Ainsi la force tangentielle maximale est $F_{l \max} = (P_u - P_c) C_x$, ou C_x est la corde axiale de l'aube.

Pour un écoulement réversible et un fluide incompressible $F_{l \max}$ peut être écrite comme suit :

$$F_{l \max} = \frac{\rho V_e^2 C_x}{2} = \frac{\rho u_e^2 C_x}{2 \cos 2\alpha_e} \quad [4-56-ref2]$$

Le coefficient de force tangentielle de zweifel est défini comme suit :

$$Z \equiv \frac{F_l}{F_{l \max}} \quad [4-57-ref2]$$

Avec la force tangentielle par unité de profondeur des aubes espacées d'une distance S est :

$$F_l = \rho \cdot u_i \cdot s \cdot (v_i + v_e) = \rho u_i^2 \cdot s \left(\tan \alpha_i + \frac{u_e}{u_i} \tan \alpha_e \right) \quad [4-58-ref2]$$

A partir de ces équations l'expression de Z pour un profil devient :
Pour le stator :

$$Z_s = \frac{2s}{C_x} (\cos \alpha_2)^2 \left(\tan \alpha_1 + \frac{u_2}{u_1} \tan \alpha_2 \right) \left(\frac{u_1}{u_2} \right)^2 \quad [4-59-ref2]$$

Et pour le rotor, on a :

$$Z_r = \frac{2s}{C_x} (\cos \beta_3)^2 \left(\tan \beta_1 + \frac{u_e}{u_i} \tan \alpha_3 \right) \left(\frac{u_2}{u_3} \right)^2 \quad [4-60-ref2]$$

Dans l'extrados la pression est inférieure à la pression statique en avant de l'aube, pour cela les Z éteignent des valeurs proches de l'unité.

En utilisant la relation [4-24], en représente les variations des angles relatifs du rotor β_2 et β_3 pour des valeurs constantes de $Z_s C_x/s$ dans la figure (IV .13-ref2).

Une grande valeur de β_2 et un degrés de réaction égale à zéro (charge de l'étage ψ élevé) Donne une valeur élevée de $Z_s C_x/s$ et nécessite une grande solidité ;($\sigma=c/s= (C_x/s)\cos\theta$).

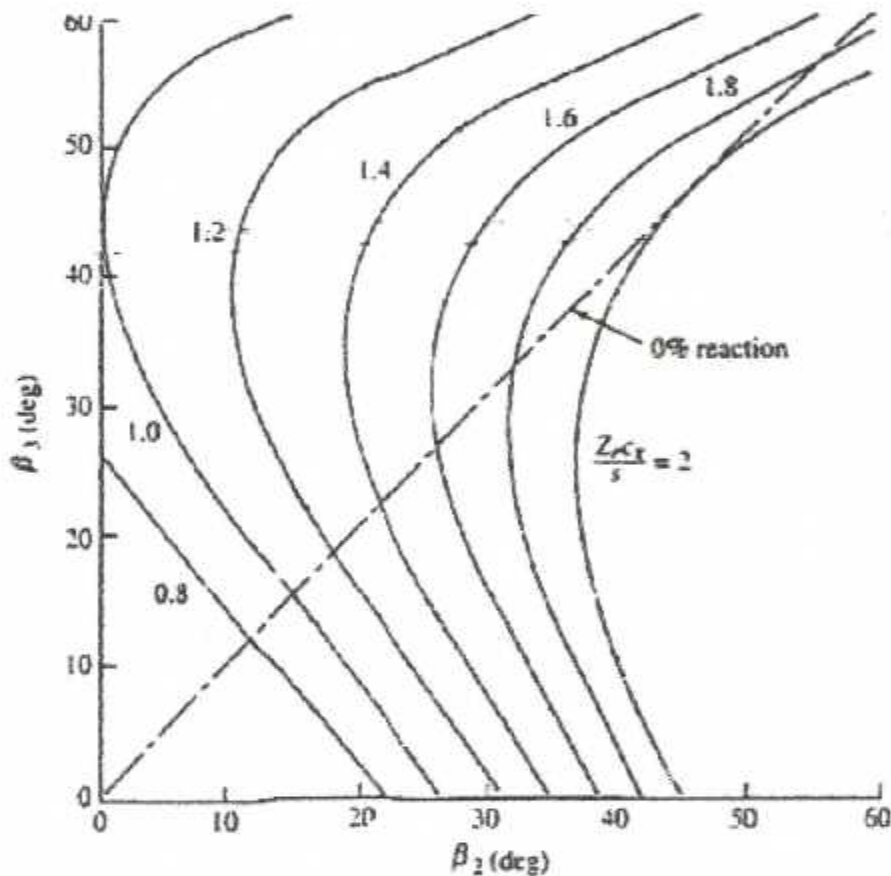


Figure (IV .13-ref2): $Z_s C_x/s$ rotor en fonction de β_2 et β_3 .

Une grande solidité et un grand β_3 et zéro réaction, cela peut conduire à de grandes pertes de pression totale.

$\alpha_3=0$ (zéro tourbillonnements), et un degré de réaction 0.5 ($\psi =0$) correspond à $\beta_2=0$, la solidité nécessaire est faible et les pertes de pression totale sont faibles. Ainsi les constructeurs des turbines pour réacteurs doivent trouver un compromis entre le nombre d'étages (charge et l'étage) et le rendement turbine (pertes de pression totale).

IV.3.10) Estimation de la vitesse angulaire ω_r

Pour faire la conception de la turbine on a les hypothèses suivantes :

- M_2 et M_{3R}
- Propriétés des gaz constantes (γ_t, R_t, C_{pt}).
- $u_1 = u_2 = u_3$
- $r_m = \text{constante}$.
- Écoulement adiabatique (stator et rotor).

On pose :

$$V' = \sqrt{C_{pt} T_{t1}} \quad [4-61]$$

Et aussi :

$$\Omega = \frac{\omega r}{V'} \quad [4-62]$$

Prenons le choix de matériaux on va construire la turbine connaissant sa contrainte admissible et sa masse volumique à la température de travail estimé on calcule alors la vitesse tangentielle à la périphérie de la jante par :

$$(\omega r)_{rim} = \sqrt{\frac{4\sigma_d}{\rho}} \quad [4-63-ref2]$$

Avec : σ_d : Contrainte de disque.
 ρ : Densité de matériaux.

Pour un choix donné d'un matériau en alliage du nickel -chrome d'une température estimée voir la figure ci-dessous :

On prend une contrainte admissible de travail de 30 à 40% de la valeur obtenue de la courbe des matériaux. Contrainte du disque prise à une température de travail $T_{travail} [^{\circ}\text{C}] = 600^{\circ}\text{C}$ qui donne σ_d [kpsi] et ρ [kg/m³].

On a la conservation de la température d'arrêt : $T_{t1} = T_{t2}$

Dou :

$$\Omega = \frac{\omega r_m}{\sqrt{C_{pt} T_{t1}}} \quad [4-64]$$

Telle que :

- $0.2 \leq \Omega \leq 0.3$
- $60^{\circ} \leq \alpha_2 \leq 73^{\circ}$
- $0.9 \leq M_2 \leq 1.1$

Et à partir de l'étude de cycle du turboréacteur on a la valeur de τ_1 , et aussi on a la valeur de Ω , donc on peut tirer la valeur de α_2 à partir de graphe suivant[ref2]:

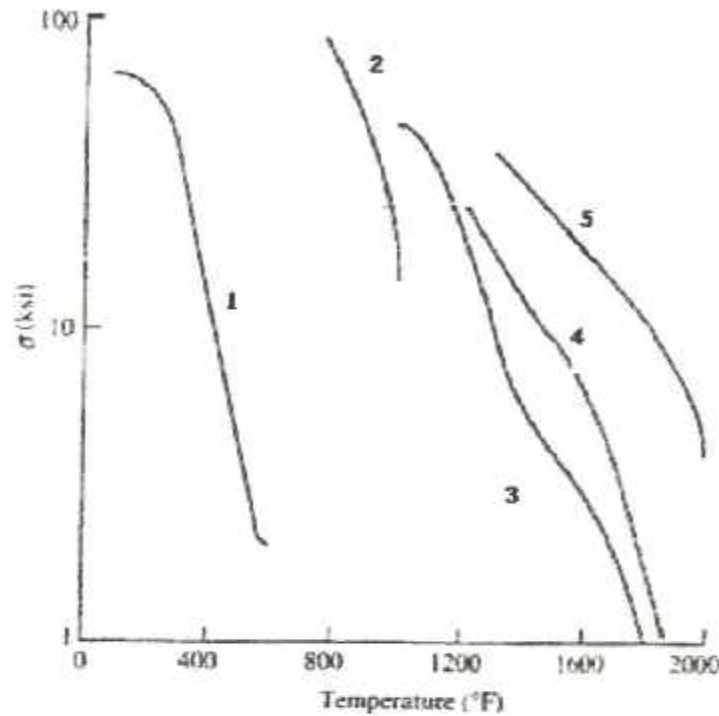


Figure (IV .14): évolution de la contrainte du disque en fonction de la température.

❖ Pour calculer la vitesse absolue au stator :

$$V_2 = V_1' \sqrt{\frac{(\gamma_t - 1) M_2^2}{1 + \frac{(\gamma_t - 1)}{2} M_2^2}} \quad [4-65-ref2]$$

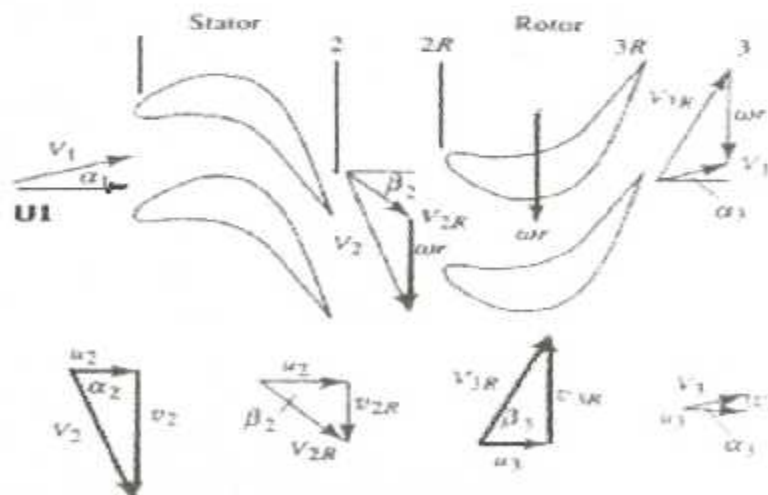


Figure (IV .15): triangle de vitesse pour un étage de turbine.

Et à partir des triangles de vitesses on a :

$$\vec{V} = \vec{V}_R + \vec{\omega} r$$

Avec V est la vitesse absolue et V_R est la vitesse relative et ωr la vitesse d'entraînement.
Et aussi v est la projection de la vitesse absolue.

Avec :

$$u_2 = v_2 \cos \alpha_2$$

$$v_2 = v_2 \sin \alpha_2$$

et pour les vitesses relatives :

$$v_{2R} = v_2 - \Omega V'$$

$$V_{2R} = \sqrt{u_2^2 + v_{2R}^2} \quad [4-66]$$

Les composantes axiales et tangentielles de V_2 et V_3 les triangles des vitesses dans la figure (IV .15) nous permettent de trouver les angles d'écoulement et le nombre de mach de sortie du rotor comme suit :

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{V_{2R}}{u_2} \right) \quad [4-67-ref2]$$

$$M_{2R} = M_2 \frac{V_{2R}}{V_2} \quad [4-68]$$

Aussi on peut calculer la température de sortie d'après la formule suivante :

$$T_{2R} = T_{01} \left[1 + \Omega^2 \left(\frac{1}{2} - \frac{v_2/V'}{\Omega} \right) \right] \quad [4-69-ref2]$$

Et pour le calcul des paramètres dans la station (3) on a :

L'angle de sortie du stator :

$$\beta_3 = \operatorname{tg}^{-1} \sqrt{\left[\frac{T_{02R}/T_{01}}{(v/V')^2} \right] \frac{(\gamma_t - 1) M_{3R}^2}{1 + \frac{\gamma_t - 1}{2} M_{3R}^2} - 1} \quad [4-70\text{-ref2}]$$

On a aussi le facteur d'écoulement (turning flow ε) qui est donné comme suit :

$$\varepsilon = \beta_2 + \beta_3 \quad [4-71\text{-ref2}]$$

Et à partir des triangles de vitesses on tire les vitesses de sortie stator :

$$v_3 = u \cdot \operatorname{tg} \beta_3 - \Omega V' \quad [4-72]$$

Avec:

$$\alpha_3 = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{v_3}{u} \right) \quad [4-73]$$

On peut calculer la température au stator d'après la formule suivante :

$$T_3 = T_{01} \left[\frac{T_{02R}/T_{01}}{1 + \frac{(\gamma_t - 1)}{2} M_{3R}^2} \right] \quad [4-74]$$

Alors le taux de détente au stator est :

$$\tau_{ts} = \frac{T_{t3}}{T_{t1}} \quad [4-75]$$

Ou bien :

$$\tau_{ts} = \frac{T_3}{T_{t1}} + \frac{u^2}{V'^2} \frac{1 + (\operatorname{tg} \alpha_3)^2}{2} \quad [4-76]$$

la vitesse relative à la sortie du stator est :

$$v_{3R} = v_3 - \Omega V' \quad [4-77]$$

Le degré de réaction est donné comme suit :

$$\circ R_t = \frac{h_2 - h_3}{h_{t1} - h_{t3}}$$

pour un gaz parfait on peut écrire :

$$\circ R_t = \frac{T_2 - T_3}{T_{t1} - T_{t3}}$$

Ou bien

$$\sigma_{Rt} = \frac{V_{3R}^2 - V_{2R}^2}{2(1-\tau_{st})V^{1/2}} \quad [4-78]$$

Donc la température à la station (3) T_3 se calcule à partir de l'équation suivante :

$$T_3 = T_2 - \sigma_{Rt}(T_{t1} - T_{t3}) \quad [4-79]$$

A la station (3) le nombre de mach est :

$$M_3 = M_2 \frac{V_3}{V_2} \sqrt{\frac{T_2}{T_3}} \quad [4-80]$$

le nombre de mach à la station (3R) est donné par l'équation :

$$M_{3R} = M_3 \frac{V_{3R}}{V_3} \quad [4-81]$$

Telle que :

$$V_{3R} = \sqrt{u_3^2 + V_{3R}^2} \quad [4-82]$$

une équation de la température totale relative du rotor ($T_{t2R} = T_{t3R}$) peut être développée en notant :

$$T_3 = T_{t3} - \frac{V_3^2}{2.C_p} = \frac{V_{3R}^2}{2.C_p} \quad [4-83]$$

Alors :

$$T_{t3R} = T_{t3} + \frac{V_{3R}^2 - V_3^2}{2.C_p} \quad [4-84]$$

Vu que l'écoulement dans le stator et le rotor subit des pertes de pression, la méthode utilisée les représente sous forme de coefficients de perte de pression ϕ_{stator} , ϕ_{rotor} qui influent sur l'écoulement.

Alors le calcul des pressions dépend de ces coefficients, tel que :

$$P_{t2R} = P_2 \left(\frac{T_{t2R}}{T_2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad [4-85]$$

$$P_3 = P_{t3R} \left(\frac{T_3}{T_{t3R}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad [4-86]$$

$$P_{t3R} = \frac{P_{t2R}}{1 + \phi_{t-rotor} \left[1 - \left(\frac{T_3}{T_{t3R}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right]} \quad [4-87]$$

$$P_2 = P_{t2} \left(\frac{T_2}{T_{t2}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad [4-88]$$

$$P_{t2} = \frac{P_{t1}}{1 + \Phi_{t-rotor} \left[1 - \left(\frac{T_2}{T_{t2}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \right]} \quad [4-89]$$

la connaissance de tous ces paramètres nous permet de définir les performances de la turbine qui sont :

$$\pi_s = \frac{P_{t3}}{P_{t1}} \quad [4-90]$$

Et
$$\tau_s = \frac{T_{t3}}{T_{t1}} \quad [4-91]$$

Alors le rendement de la turbine est égal à :

$$\eta_t = \frac{1 - \tau_s}{1 - \pi_s \frac{\gamma - 1}{\gamma}} \quad [4-92]$$

IV.3.11) Géométrie des aubes

Pour procéder au calcul de la géométrie on a besoin des données suivantes :

- Débit d'air m_0 : Fixé dans la marge de fonctionnement de la roue compresseur ;
- Rayon moyen r_m : Choisi de telle façon à avoir un rayon qui convient avec celui du compresseur ;

- Les coefficients Z_r , Z_s , et le rapport c/h : Ce sont des valeurs empiriques qui sont prise dans des marges fixées par le constructeur.

Les paramètres essentiels qui définissent la géométrie de la turbine sont : la section de passage A_i , la hauteur des aubes et les rayons, déterminés en faisant intervenir le paramètre de débit masse MFP qui se calcule de la formule suivante :

$$MFP_i = M_i \sqrt{\frac{\gamma}{R}} \left[\frac{1}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_i^2} \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad [4-93]$$

La section est calculée d'après la formule (4-93) par suivante :

$$A_i = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{ii}}}{P_{ii} (\cos \alpha_i) MFP (M_i)} \quad [4-94]$$

Donc la hauteur de aube est :

$$h_i = \frac{A_i}{2 \pi r_m} \quad [4-95]$$

On détermine ces paramètres pour les trois stations (1,2,3) en faisant varier i de 1 à 3

L'écoulement à travers les aubes varie de la base au sommet à cause de la variation de la géométrie, chose qui exige la détermination des paramètres aux trois niveaux : tip ,mean ,et hub qui vont nous permettre de déterminer la trajectoire de l'écoulement .

Telle que :

$$\begin{cases} r_t = r_m + \frac{h}{2} \\ r_h = r_m - \frac{h}{2} \end{cases} \quad [4-96]$$

Avec

$$h = r_t - r_h \quad [4-97]$$

$$r_m = \frac{r_t + r_h}{2} \quad [4-98]$$

Connaissant r_i et r_h , on détermine les vitesses au hub et tip aux différentes stations :

$$\begin{cases} V_{hi} = V_i \cdot \frac{r_m}{r_h} \\ V_{ti} = V_i \cdot \frac{r_m}{r_i} \end{cases} \quad [4-99]$$

Qui nous aident à évaluer le vrillage de l'aube de la base au sommet :

$$\begin{cases} \alpha_{hi} = \operatorname{tg}^{-1} \cdot \frac{V_{hi}}{u_i} \\ \alpha_{ti} = \operatorname{tg}^{-1} \cdot \frac{V_{ti}}{u_i} \end{cases} \quad [4-100]$$

$$\begin{cases} \beta_{hi} = \operatorname{tg}^{-1} \cdot \frac{V_{hi} + \omega r}{u_i} \\ \beta_{ti} = \operatorname{tg}^{-1} \cdot \frac{V_{ti} + \omega r}{u_i} \end{cases} \quad [4-101]$$

Pour définir la géométrie globale il nous reste à déterminer la forme des profils d'aubes du stator et du rotor qui fait intervenir les forces appliquées sur l'intrados et l'extrados, qui s'expriment par le critère de zeifel, ce dernier influe sur l'espacement, la solidité, l'angle de renversement et l'angle de calage.

Telle que :

$$\sigma_{xr} = \left(\frac{C_x}{s} \right) 2 (\cos \beta_3)^2 \cdot \frac{(\operatorname{tg} \beta_2 + \operatorname{tg} \beta_3)}{Z_r} \quad [4-102\text{-ref2}]$$

$$\sigma_{xs} = \left(\frac{C_x}{s} \right) 2 (\cos \alpha_2)^2 \cdot \frac{(\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2)}{Z_s} \quad [4-103\text{ref2}]$$

Après avoir tiré le rapport C_x/s des équations ci-dessus, on procède au calcul des angles de construction des profils pour le stator et le rotor a chaque niveau, d'une manière itérative en fixant une valeur initiale de σ et en considérant l'incidence à l'entrée nulle :

Alors :

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \gamma_1 - 0^\circ \\ \gamma_2 &= \frac{\gamma_1 + 8\sqrt{\sigma} \cdot \alpha_2}{8\sqrt{\sigma} - 1} \end{aligned} \quad [4-104\text{-ref2}]$$

Pour notre cas $\gamma_2 = \beta_2$ (car σ initial=1)

$$\gamma_3 = \frac{\gamma_1 + 8\sqrt{\sigma} \cdot \beta_3}{8\sqrt{\sigma} - 1} \quad [4-105\text{-ref2}]$$

$$\theta = \frac{\gamma_3 - \gamma_2}{2} \quad [4-106]$$

$$\sigma = \frac{C}{s} = \frac{(C_x/s)}{\cos \theta} \quad [4-107]$$

❖ Largeur des aubes

Pour le stator :

$$W_s = \frac{h_1 + h_2}{2} \left(\frac{C}{h} \right)_s \cos \theta_{st} \quad [4-108]$$

Pour le rotor :

$$W_r = \frac{h_2 + h_3}{2} \left(\frac{C}{h} \right)_r \cos \theta_{rh} \quad [4-109]$$

Avec: $0.3 \leq (c/h) \leq 1.0$ [ref2]

Espacement :

$$s = \frac{c}{\sigma} \quad [4-110]$$

Pour le stator :

$$c = \frac{c}{h} \left(\frac{h_1 + h_2}{2} \right)$$

Pour le rotor :

$$c = \frac{c}{h} \left(\frac{h_2 + h_3}{2} \right)$$

Où c/h est un rapport choisi.

Corde axiale :

$$C_x = c \cdot \cos \theta \quad [4-111]$$

Nombre d'aubes :

$$n = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_m}{s} \quad [4-112]$$

IV.3.12) Construction de la forme de l'aube

Pour le choix de la forme nous avons opté dans notre cas pour un exemple d'une famille de profil parmi ceux développés par les constructeurs pour les applications des turbines, cette forme a une ligne de cambrure en arc et autour d'elle le profil de l'intrados et l'extrados est construit.

Pour des raisons de faisabilité nous avons utilisé les profils C4 dont les stations du profil sont représentées dans la figure ci dessous.

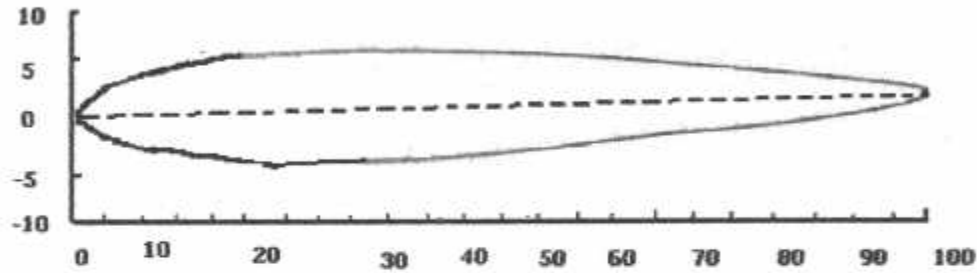


Figure (IV .16): forme du profil C4.

La forme choisie suit les normes suivantes :

Tableau (IV-3) profil C4[ref2].

X/c(%)	Y/c(%)
0.0	0.0
1.25	1.65
2.5	2.27
5	3.08
7.5	3.62
10	4.02
15	4.55
20	4.83
30	5.00
40	4.89
50	4.57
60	4.05
70	3.37
80	2.54
90	1.60
95	1.06
100	0.0

IV.3.13) Détermination des dimensions de la roue

Epaisseur de la jante (W_{dr})

Les aubes du rotor sont portées par la jante qui maintient leur mouvement de rotation. Celle-ci est exposée à des contraintes dues aux efforts des aubes.

Alors :

$$\sigma_{blades} = \frac{\sigma_c \cdot n_b \cdot A_h}{2 \cdot \pi \cdot r_h \cdot \omega_r} \quad [4-113-ref2]$$

Avec :

- n_b : nombre d'aubes de la roue.
- ω_r : pulsation de la jante.
- σ_c : contrainte centrifuge tel que :
- la force centrifuge actionne dans la section A_b de l'aube vaut :

$$F_c = \int_n^n \rho \omega^2 A_b \cdot r \cdot dr \quad [4-114-ref2]$$

Donc la contrainte est :

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A_h} = \rho \omega^2 \int_n^n \frac{A_b}{A_h} \cdot r \cdot dr \quad [4-115-ref2]$$

On fait le développement limite on trouve :

$$\frac{A_b}{A_h} = 1 - \left(1 - \frac{A_l}{A_h}\right) \left(\frac{r - r_h}{r - r_h}\right) \quad [4-116-ref2]$$

Donc la formule de la contrainte devient après l'intégration :

$$\sigma_c = \frac{\rho \omega^2 A}{4 \pi} \left[2 - \frac{2}{3} \left(1 - \frac{A_l}{A_h}\right) \left(1 + \frac{1}{1 + \frac{r_h}{r}}\right) \right] \quad [4-117-ref2]$$

Pour la limite $r_h/r_l = 1$

Donc :

$$\sigma_c = \frac{\rho \omega^2 A}{4 \pi} \left(1 + \frac{A_l}{A_h}\right) \quad [4-118-ref2]$$

Avec :

- A_t : section au sommet.
- A_b : section à la racine.

Et aussi

$$A = \pi (r_t^2 - r_b^2) \quad [4-119-ref2]$$

Le choix du diamètre de la roue a été fait selon les dimensions de la roue compresseur, ce qui nous a mené à fixer $D = 60$ mm. La figure ci-dessous schématise les dimensions des aubes rotor.

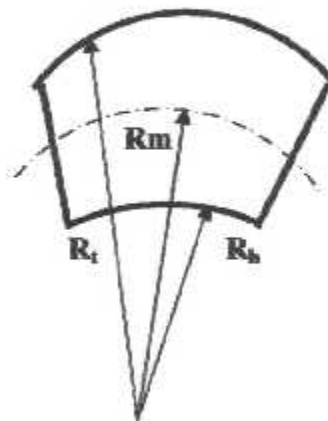


Figure (IV .18): les dimensions de l'aube.

❖ Pour l'acier dur qu nous avons utilisé :XC48

Donc :

$$\begin{cases} \rho = 7686 \text{ kg/m}^3 \\ \sigma_o = 113.399853 \text{ Mpa} \\ \sigma_{\text{blades}} = 4167.444679 \text{ Mpa} \end{cases}$$

On suppose une distribution uniforme des contraintes σ_r dans la roue, en utilisant le diagramme des forces de la figure suivante, on détermine l'épaisseur W_{dr} de la jante nécessaire pour supporter les forces centrifuges des aubes et de la roue.

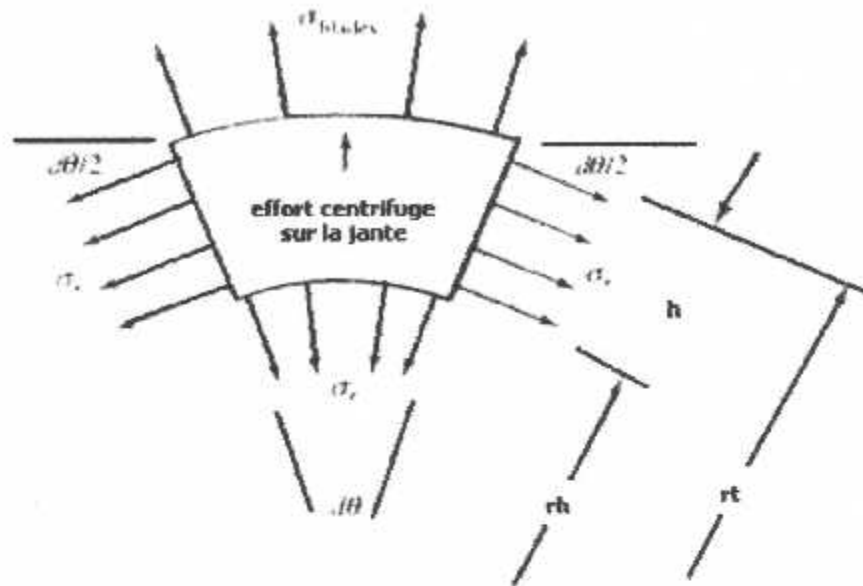


Figure (IV .19): diagramme des contraintes sur une section de la jante.

Il faut noter que W_r et h_r sont choisies initialement, telle que W_r est presque égale à la corde axiale et $W_r = h_r$.

Il est possible de dimensionner une jante assez large qui puisse porter les aubes, mais la question est : est-ce que la taille de la jante est convenable, du point de vue, espace disponible, poids et coût de fabrication ?

L'équation d'équilibre pour une section $d\theta$ de la jante nous donne :

$$\sigma_{blades} r_h W_r d\theta + \rho \cdot \omega^2 \cdot r_h W_r \left(r_h + \frac{h_r}{2} \right)^2 d\theta = \sigma_r r_r W_{dr} d\theta + \left(\sigma_r h_r W_r \cdot \frac{d\theta}{2} \right)$$

au niveau de la jante on a :

$$\frac{W_{dr}}{W_r} = \left[\frac{\sigma_{blades}}{\sigma_r} \cdot \left(1 + \frac{r_h}{h_r} \right) + \frac{\rho (\omega r)^2}{\sigma_r} \left(1 + \frac{h_r}{2r_r} \right)^2 - 1 \right] \frac{h_r}{r_r} \quad [4-120-ref2]$$

Epaisseur du disque

Le disque sert à fixer et supporter la jante et la relier à l'arbre, son épaisseur prend une valeur W_{dr} , mais au fur et à mesure qu'on descend vers l'arbre, c'est à dire plus le rayon diminue cette épaisseur doit augmenter pour pouvoir résister aux forces centrifuge .

Puisque la jante et le disque sont faits avec les mêmes matériaux on a : $\sigma_t = \sigma_d$.

A partir du diagramme d'équilibre sur une section du disque :

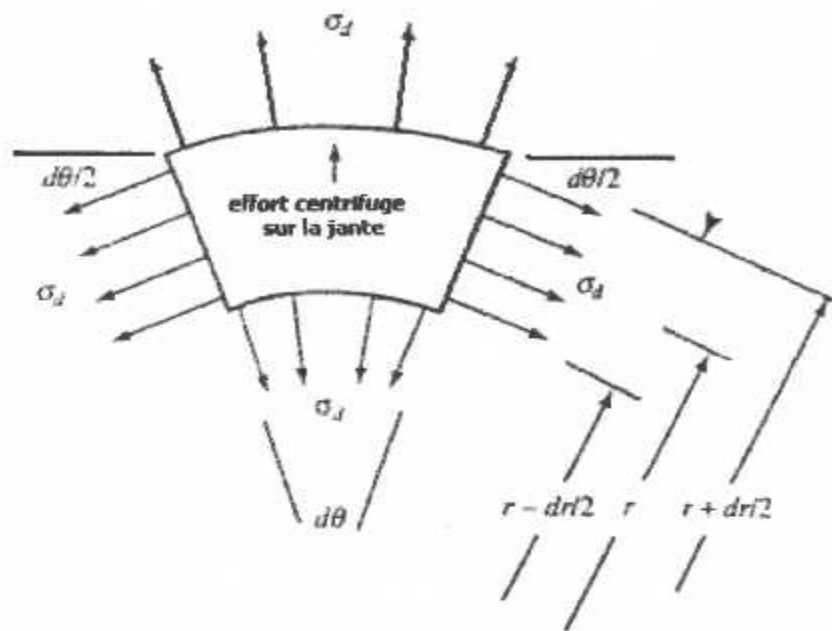


Figure (IV .20) diagramme des contraintes sur une section du disque.

A partir de ce diagramme on a :

$$\rho(\omega r_r)^2 W_d dr d\theta = \sigma_d d \left[\left(r - \frac{dr}{2} \right) \left(W_d - \frac{dW_d}{2} \right) d\theta - \left(r + \frac{dr}{2} \right) \left(W_d + \frac{dW_d}{2} \right) d\theta + \left(W_d dr \frac{d\theta}{2} \right) \right] \quad [4-121]$$

on obtient le résultat suivant :

$$\frac{W_d}{W_{dr}} = \exp \left\{ \frac{\rho (\omega r_r)^2}{2 \sigma_d} \left[1 - \left(\frac{r}{r_r} \right)^2 \right] \right\} \quad [4-122-ref2]$$

Cette équation montre que l'épaisseur \$W_d\$ évolue d'une façon exponentielle. Proportionnellement à \$(\omega r_r)^2\$ qui est le carré de la vitesse maximale du disque, alors ce paramètre influe sur le dimensionnement du disque. On définit ainsi un paramètre qui est le facteur de forme du disque comme ceci :

$$DFS = \frac{\rho (\omega r_r)^2}{2 \sigma_d} \quad [4-123-ref2]$$

Ce paramètre nous permet d'estimer la vitesse critique de déformation du disque qui est due à la force centrifuge :

$$(\omega r_r)_{critique} = \sqrt{\frac{4 \sigma_d}{\rho}} \quad [4-124-ref2]$$

IV-4/ Dimensionnement de La tuyère**IV.4.1) Estimation théorique la géométrie de la tuyère**

Pour notre moteur on veut concevoir une tuyère convergente, où l'écoulement atteint un mach à la sortie au environ de $M=1$.

Pour dimensionner la tuyère on utilise les formules suivantes :

$$MFP(M_5) = M_5 \sqrt{\frac{\gamma}{R}} \left[\frac{1}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_5^2} \right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad [4-125]$$

$$A_5 = \frac{\dot{m}_s \sqrt{T_{ts}}}{P_{ts} \cdot MFP(M_5)} \quad [4-126]$$

Avec : $\dot{m}_s = (1+f)\dot{m}_0$

La section A_5 calculée représente la section de passage entre les deux parties de la tuyère alors :

$$A_5 = \pi (r_e^2 - r_i^2)$$

$$r_e = \sqrt{\frac{A_5}{\pi} + r_i^2} \quad [4-127]$$



Chapitre V:

*CONCEPTION DE L'ARBRE
DE TRANSMISSION*

D A B

V-1/ Introduction

Chaque étude de conception, quel que soit son domaine d'utilisation, une étude R.D.M s'impose, et cela pour vérifier la fiabilité des éléments à construire et celle de leur assemblage

En ce qui concerne la construction mécanique, cette étude est plus rigoureuse et plus approfondie quand il s'agit d'un ensemble tournant, car les risques de déformation ou de rupture de l'élément en statique s'amplifient considérablement en dynamique.

Dans ce cas nous allons vérifier la fiabilité de notre ensemble : arbre de transmission, roue compresseur et roue turbine.

Pour bien spécifier les différentes longueurs et les différents diamètres de notre arbre, une esquisse est représentée ci-dessous :

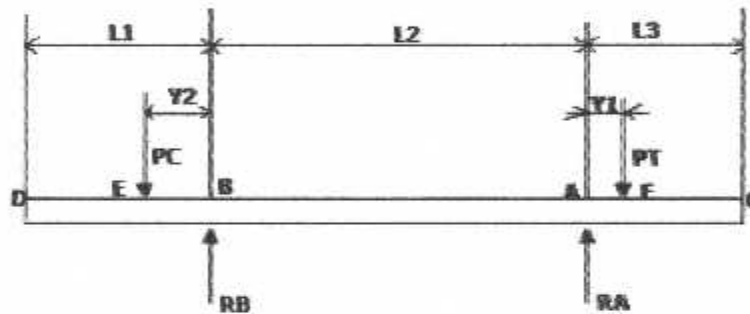


Figure (V-1) : longueurs de chaque tronçon.

Notre arbre se divise en trois zones différenciées par leurs longueurs et leurs diamètres. Les trois zones représentant des cylindres de diamètres d et de longueurs L .

V-2/ETUDE STATIQUE

Pour l'étude statique on suppose que les poids de la roue compresseur et celle de la roue turbine sont appliqués aux centres de gravité de celles-ci, et que le poids de l'arbre est considéré comme une charge répartie tel que :

a) Calcul des réactions aux appuis

A l'équilibre des forces on a :

$$\sum \vec{F} = \vec{0} \tag{V-1}$$

Donc on a :

$$R_A + R_B = m_c \cdot g + m_t \cdot g$$

$$\sum \vec{M}_A = \vec{0} \quad [V-2]$$

On trouve R_A et R_B

$$P_c y_2 - P_t (y_1 + l_2) + R_A l_2 = 0$$

$$R_A = \frac{P_t (y_1 + l_2) - P_c y_2}{l_2} \quad [V-3]$$

$$R_B = P_t + P_c - R_A \quad [V-4]$$

$$\diamond R_A = 1.84387N$$

$$\diamond R_B = 1.12737N$$

b) Calcul de l'effort tranchant et du moment fléchissant

En appliquant la somme des forces et celle des moment pour chaque zone, on trouve les efforts tranchants et les moment fléchissant appliqués le long de la poutre, ainsi on détermine l'effort max et le moment max ,cela pour estimer la contrainte de torsion de notre arbre et vérifier quelle est bien inférieure a la contrainte max relative a la nuance du matériau de notre arbre en utilisant l'expression suivante :

$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{\left(\frac{I_0}{V}\right)} \leq R_{pg} \quad [V-5]$$

Sachant que I_0 est le moment d'inertie polaire de l'arbre tel que :

$$I_0 = \frac{\pi d^4}{32} \quad [V-6]$$

- M_t : moment de torsion.
- τ_{\max} la contrainte maximale à la torsion.
- $\frac{I_0}{V}$: Module de torsion.
- $V = \frac{d}{2}$ (avec d le diamètre de l'arbre).
- R_{pg} : résistance pratique au cisaillement

Donc :

$$\frac{I_0}{V} = \frac{\pi d^3}{16} \quad [\text{V-7}]$$

Cela implique :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{\text{idéal}}}{\pi \cdot R_{\text{FG}}}} \quad [\text{V-8}]$$

Le moment idéal de torsion est :

$$M_n = \sqrt{M_n^2 + M_{f_{\text{max}}}^2} \quad [\text{V-9}]$$

D'après le diagramme des moments en tire la valeur de moment.
Et pour calculer le moment de torsion de turbine est calculer d'après la relation suivante.

$$M_n = \frac{P_c}{\omega \cdot \eta_m} \quad [\text{V-10}]$$

❖ η_m : Le rendement mécanique est estimé à 0.98

D'après les calculs on trouve les valeurs des moments illustrés dans le tableau suivante :

Tableau (V-1) : les valeurs des moments.

moment de flexion M_f	28.55 N.mm
moment de torsion de turbine M_{tt}	21737.79 N.mm
Moment idéal M_{ij}	21737.81 N.mm

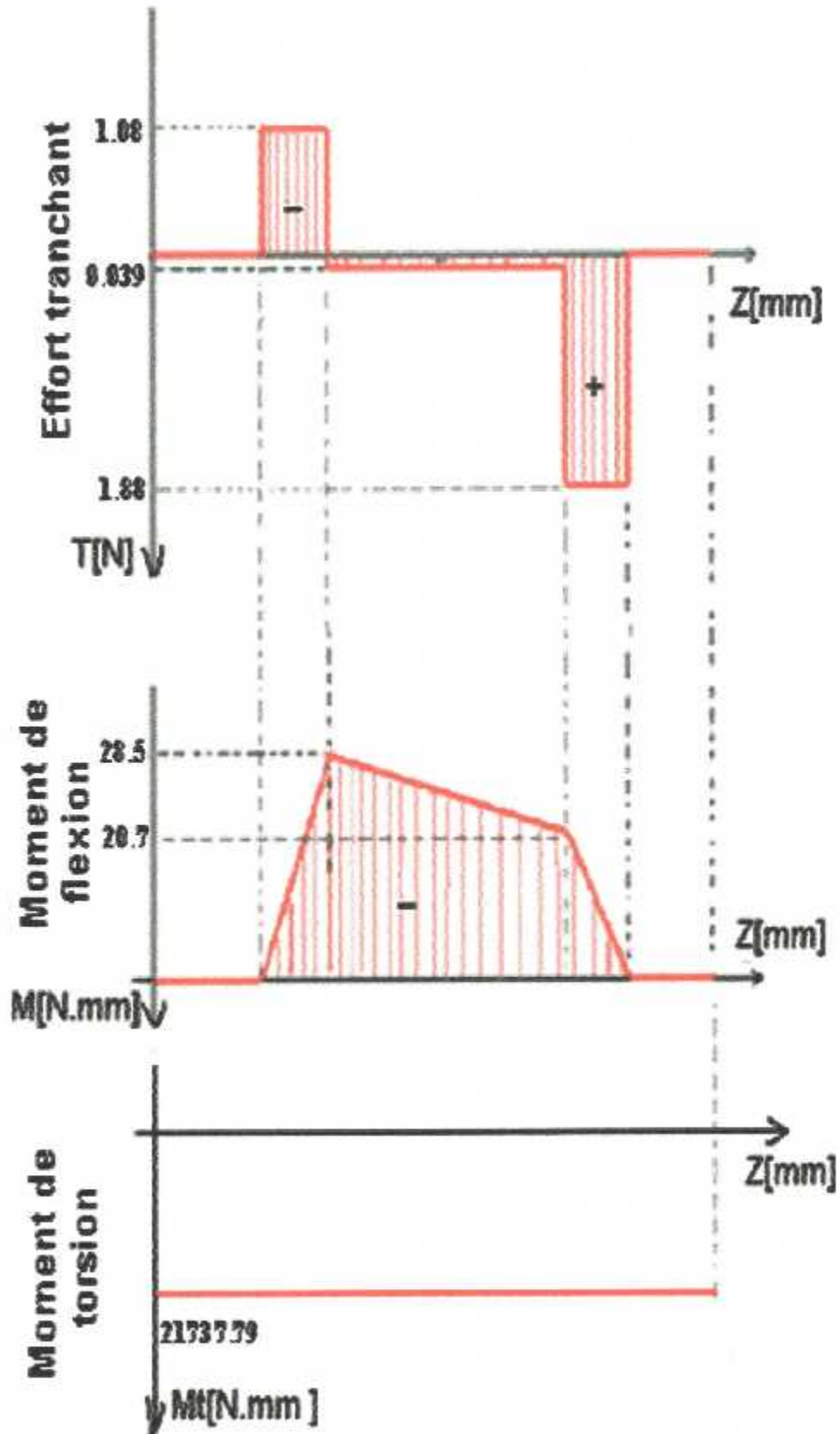


Figure (V- 2) diagramme des moment tranchant et le moment fléchissant et de torsion.

C) Estimation du diamètre de l'arbre

D'après la formule suivante on tire le diamètre de l'arbre minimal

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16.M_{\text{total}}}{\pi.R_{PG}}}$$

Donc :

$$d \geq 12\text{mm}$$

On prend le diamètre minimal de l'arbre $d_{\text{min}}=12\text{mm}$

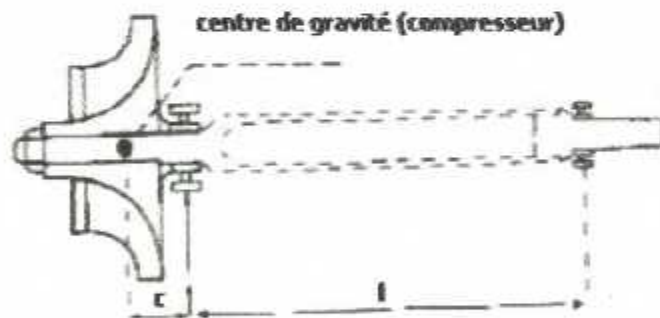
V-3 / ETUDE DYNAMIQUE

Dans ce qui suit, on va estimer la pulsation critique de notre ensemble tournant, pour cela on va devoir calculer le régime critique de chaque élément indépendamment et déterminer par la suite de l'assemblage.

d) compresseur :

La pulsation critique de la roue compresseur est donnée par l'expression suivante :

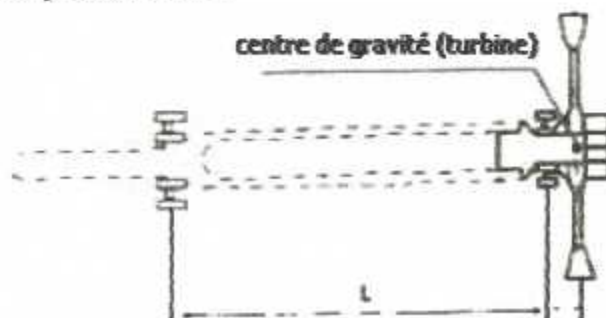
$$\omega_r = \sqrt{\frac{3.E_r.I_c}{m.(L+C_c).C^2}}$$



e) turbine :

D'une manière identique à la roue compresseur on a :

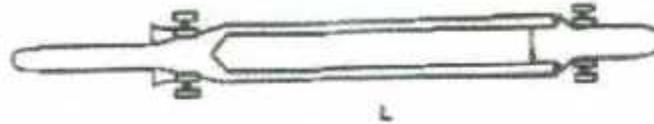
$$\omega_t = \sqrt{\frac{3.E_t.I_t}{m.(L+C_t).C^2}}$$



f) arbre :

La pulsation critique de l'arbre est estimée par la formule suivante :

$$\omega_a = \frac{2.47}{I_a^2} d_a \cdot \sqrt{\frac{E_a}{\rho}}$$



g) ensemble :

On estime la pulsation critique de l'ensemble en utilisant une formulation similaire à celle de l'assemblage des capacités électrique en d'autre termes :

$$\frac{1}{\omega_c^2} = \frac{1}{\omega_t^2} + \frac{1}{\omega_r^2} + \frac{1}{\omega_a^2} \quad [V-11]$$

Cela implique que :

$$\omega_c = \sqrt{\frac{\omega_t^2 \cdot \omega_r^2 \cdot \omega_a^2}{\omega_t^2 \omega_a^2 + \omega_t^2 \omega_r^2 + \omega_r^2 \omega_a^2}} \quad [V-12]$$

Avec :

$$I = \frac{\pi d^4}{32}$$

Résultats :

Tableau (V-2) : les pulsations critiques.

<i>l</i>	$C_s L(\text{mm})$	$I(\text{N/m}^4)$	$E(\text{N/m})$	$D(\text{mm})$	$M(\text{g})$	$\omega_c (\text{rd/s})$	$\omega_c (\text{tr/mn})$
Arbre	197.6	5.15^E-9	2.413^E8	12	330	29475147	281466920.6
Turbine	11	2.22^E-6	2.413^E8	56	192	250714.4	2394146.928
Compresseur	26.25	2.32^E-6	7.583^E8	58	110	3258831.3	3258831.33
Ensemble : arbre turbine compresseur						202044.3472	1929381.39

Le régime de fonctionnement de notre moteur est au voisinage de 68630 tr/mn, qui est très loin de la valeur critique de notre ensemble, qui est de 1929381.39 tr/mn, donc notre machine peut fonctionner en toute sécurité, car le risque de détérioration des pièces tournantes par la vitesse élevée est pratiquement nul.

V.4/ Choix des roulement

Le diamètre interne des roulement nous a été imposé par celui de la roue compresseur de ce fait , le choix du diamètre externe a été arbitraire .on fonction bien sur des dimensions normalisées ; sachant que les paliers subissent aucun effort axial , on a opte pour le type de roulement à une ranger de bille 12BC02 , ce la dit , il faut comme même vérifier que la charge dynamique équivalente de notre système (C) est inférieur à la charge dynamique de base (C admissible) correspondante au type de roulement choisi ,la méthode de calcul et la suivante :

Calcul :

La charge dynamique équivalente P est donné par :

$$P=X.F_r+Y.F_a$$

Telque :

- F_r :la charge radiale .
- F_a :la charge axiale .

Notre palier ne supporte aucun effort axial ,donc :

$$Y=1 \quad \text{et} \quad X=0$$

Ainsi :

$$P= F_r$$

Les efforts axiaux qui subit nos paliers sont ceux des réactions aux appuis R_A et R_B .

Donc :

$$F_r = \text{MAX} (R_A, R_B)$$

Ainsi

$$P = R_A = 1.843 \text{N}$$

Nous voulons que notre roulement ait une durée de vie $L_H = 10000$ h ,la charge dynamique de notre système C_p à l'expression suivante :

$$C = P \sqrt[k]{\frac{L_H \cdot N}{16666}}$$


tel que :

- N : le régime de fonctionnement du moteur ($N=68630$ RPM).
- Roulement à bille donc $k=3$.

On trouve :

$$C \geq 63.6711 \text{N}$$

La détermination de diamètre et la série des cotes et on fonction de la valeur de (C) a partir des tableau des roulement.



*Chapitre VI :
Conception et interprétation
des résultats*



D A B

V.1/ CHOIX DE POINT DE FONCTIONNEMENT DU MOTEUR

Résultats et interpolation :

Un programme fortran a été établi à partir des équations élaborées dans le chapitre III pour déterminer les performances de notre moteur en fonction des différents taux de compression, débits et températures totales maximales T_{t4} . Etant donnée que le rapport de compression de la roue compresseur équipant les turbochargeurs, ne dépasse pas la valeur de 4, et que le débit aspiré par ces derniers n'atteint rarement les 1.4 kg/s. Nous allons calculer les paramètres du cycle moteur en fonction d'un rapport de pression allons de [1 à 4], et des températures qui varient de [700°K à 1100°K], conformément à la tenue mécanique des matériaux usuels, on a abouti aux courbes ci-dessous.

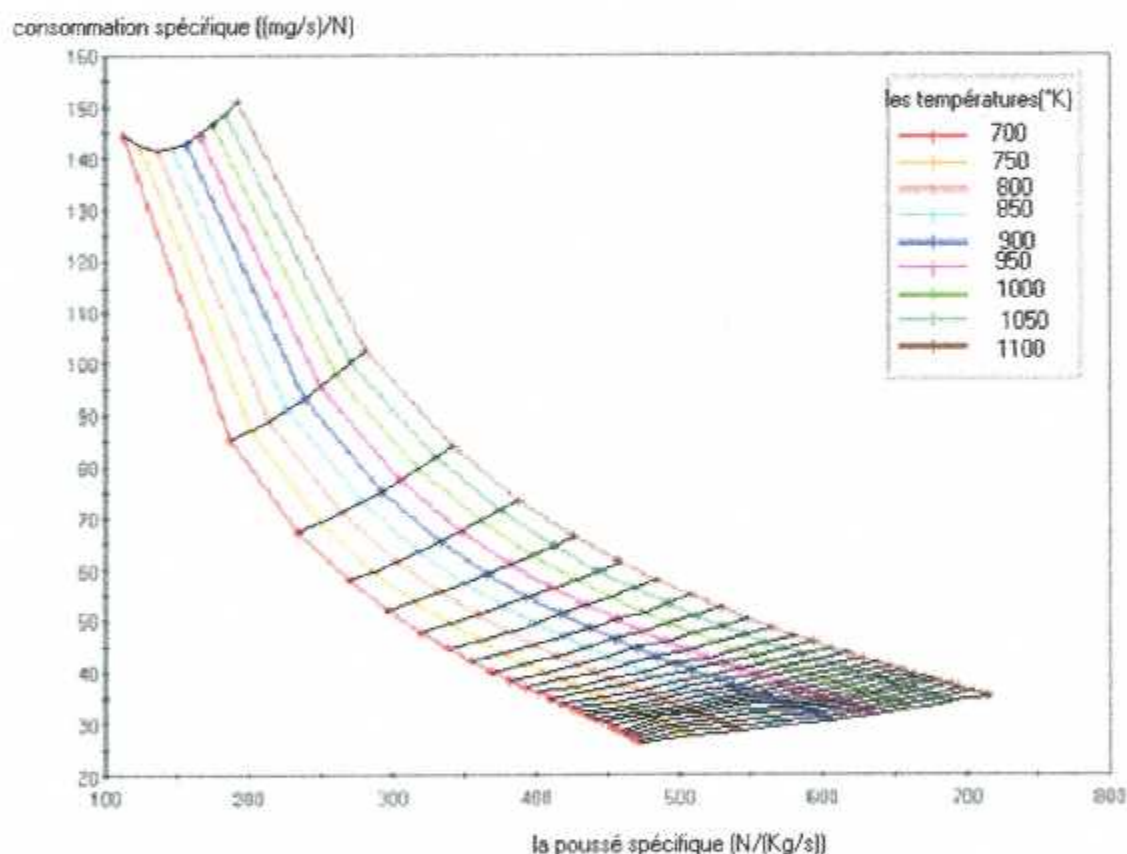


Figure (VI.1) : La poussée spécifique en fonction de la consommation pour les différentes températures et différents taux de compression.

Les résultats du programme fortran, nous permettent de tracer les courbes spécifiant la variation de la poussée spécifique en fonction de la consommation spécifique pour différents taux de compression et différentes températures de fin de combustion, ces tracés nous permettent de suivre le comportement du cycle moteur dans une large plage de données et de connaître les limites de son fonctionnement, pour pouvoir effectuer un choix permettant de définir un point de conception préliminaire pour notre moteur selon le but à atteindre, point de vue poussée et consommation.

La courbe des caractéristiques de la roue compresseur, nous ramène à estimer pour un rendement maximum du compresseur, un débit max et min ainsi que les rapports de pression correspondants.

En rapportant ces valeurs sur la courbe de performance du cycle a un rapport de compression, on pourra alors estimer la poussée pour un choix de la température T_{14} , ou vis versa.

A partir de l'étude de la mission de l'avion à concevoir (cahier de charge), on cherche à dimensionner un micro turboréacteur dont la capacité de délivrer une poussée est de l'ordre de 55kg (550newton).

L'idée de base est de dimensionner un moteur à partir des dimensions de la roue du compresseur .Pour cela, il faut, tout d'abord, choisir une roue capable de délivrer un débit qui correspond à cette poussée .Ensuite, on opte aux roues de GARETTE, série T, adéquates à ce genre d'opération .La série T couvre une large gamme de séries (voir ANNEXE A TURBONETICS COMPRESSOR FAMILY).

La phase d'après consiste en le calcul de la poussée spécifique de chaque roue de GARETTE, série T. (voir tableaux ci-dessous)

Tab (VI.1): poussé spécifique pour différentes roue du compresseur Série T

Compressor Wheel série	m ³ [kg/s]	(F/m ²)		
		400N	450N	500N
T40	0.2723kg/s	1468.96	1652.58	1836.21
T46	0.3102	1289.49	1450.67	1611.86
T50	0.3556	1124.85	1265.46	1406.07
T54	0.3404	1175.08	1321.7	1465.86
T57	0.37	1081.08	1216.21	1351.25
T60	0.378	1058.2	1190.47	1322.75
T58	0.4539	881.25	991.4	1101.56
T61	0.4539	881.25	951.4	1101.56
T64	0.47	851.06	957.44	1063.82
T66	0.5144	777.6	874.8	972.006
T70	0.5977	669.23	752.88	836.54
T72	0.6052	660.93	743.55	826.17
T76	0.688	581.39	654.06	726.74
T88	0.9108	439.17	494.07	549.96
T91	0.9835	406.71	457.54	508.38
T100	1.36	294	330.8	367.64

— limitation de la Csp
— limitation de la poussé spécifique

On a opté à choisir T88.

Etant donné qu'on connaît la courbe caractéristique de la roue type GARETTE série T88, de dimension 116.84 mm et 87.884 mm, alors on choisit sur la courbe d'isorendement relatifs aux débits ou rapports de compressions.

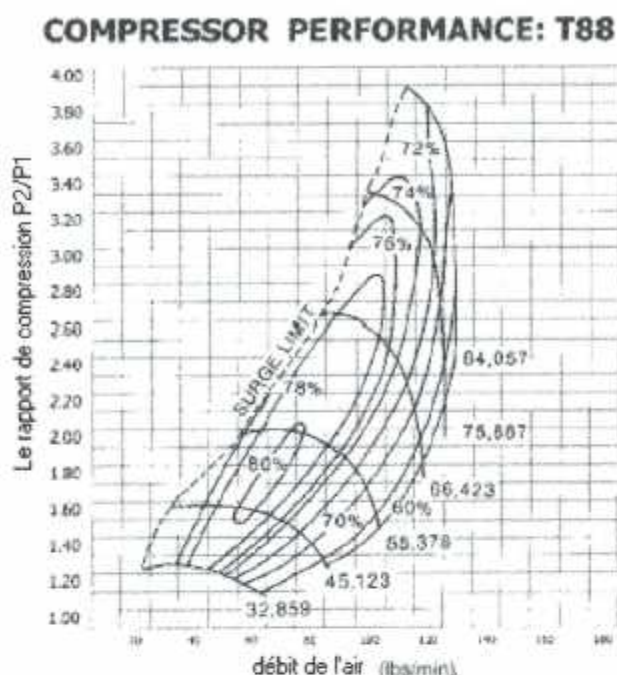


Figure (VI.2) : diagramme des performances d'une roue de compresseur centrifuge.

La lecture sur la courbe ci dessus nous définit sur un rendement de 80% un couple de débit [0.37- 0.56 kg/s], équivalent a un taux de compression [1.6-2.1].

Revenant maintenant sur la courbe de performances du cycle thermodynamique. La poussée spécifique pour un $\pi_c=3.6$ de [440- 650] N.s/Kg correspondant a une consommation spécifique donnée.

Un choix optimal sera réalisé correspondant a $\pi_c=3.6$ qui nous permet d'obtenir une consommation minimale de l'ordre de $C_s = 40 \text{ mg/s/N}$ et une température de fin de combustion $T_{14} = 1075^\circ\text{k}$. Ce point sur le cycle aura pour poussée spécifique $F/m_0=630 \text{ N.s/Kg}$

Toutefois, ce choix nous rapporte à un débit max sur la courbe caractéristique de la roue $m_0=0.87 \text{ kg/s}$ un nombre de tours estimé à $N=71637.04 \text{ tr/min}$.

En finalité, le point de fonctionnement sera déterminé par les valeurs suivantes résumées dans le tableau (V.2) et qui nous sera utile pour la conception du compresseur, et de la turbine.

Tab (VI.2): Point de fonctionnement.

π_c	T_{14} $^\circ\text{k}$	m_0 (kg/s)	F (N)	C_s (mg/s/N)	N (tr/min)	η_c %
3.6	1075	0.87	550	40	71637	73

Voici les courbes qui traduisent l'évolution la poussée spécifique en fonction du rapport de compression pour différentes températures, et celles de la consommation spécifique en fonction du rapport de compression. En remarque que la poussée spécifique croit avec l'accroissement du rapport de compression et la température. Par contre la consommation spécifique prend le chemin inverse.

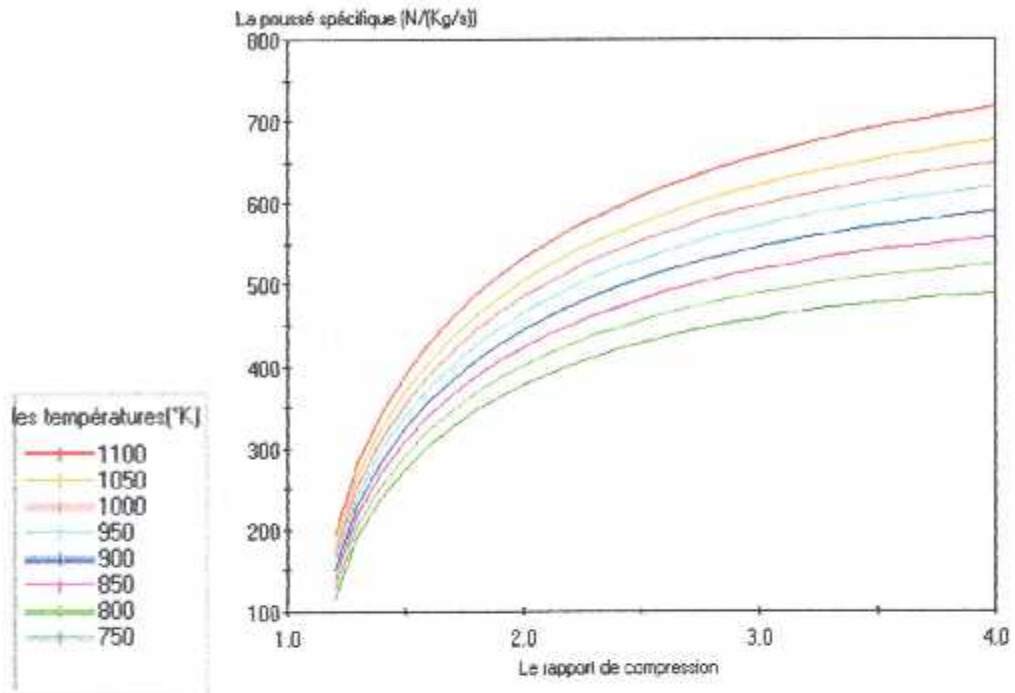


Figure (VI.3) : La poussée spécifique en fonction du rapport de compression.

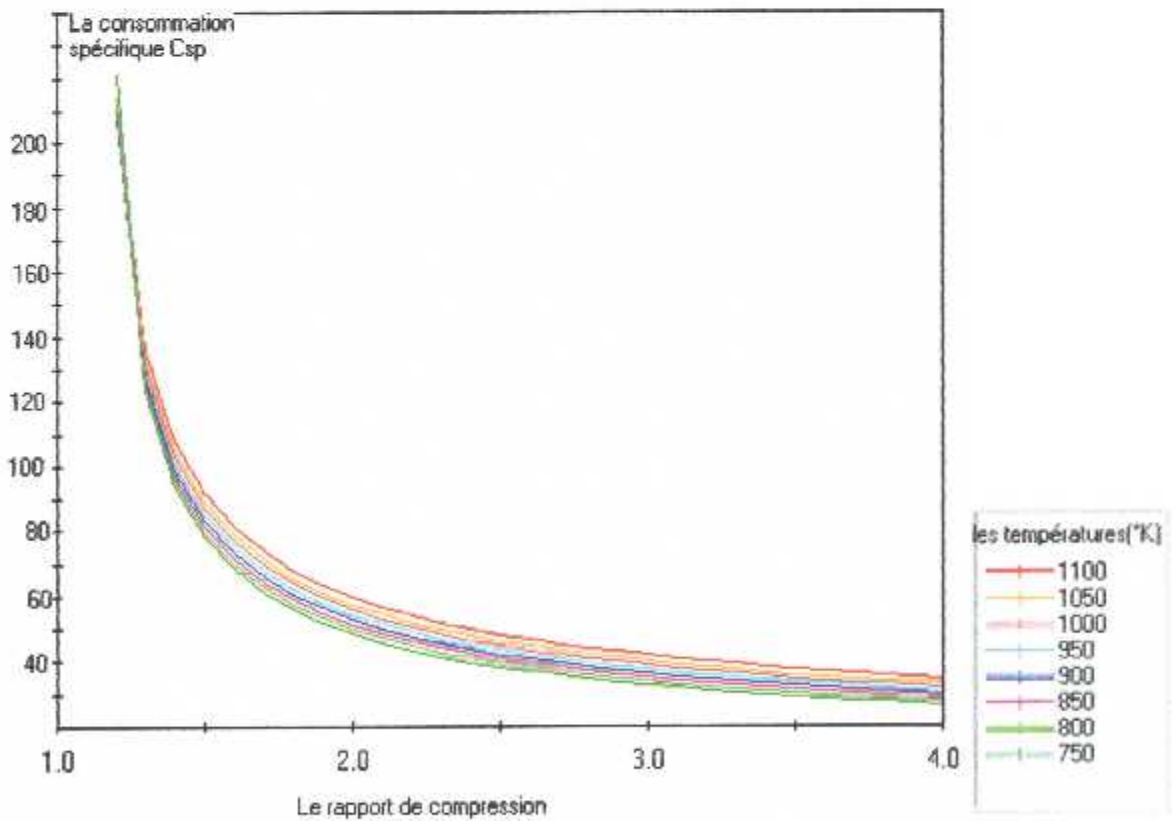


Figure (VI.4): la consommation spécifique en fonction du rapport de compression.

VL2/ les dimensions du compresseur-diffuseur et interprétation des résultats

(Voire ANNEXE B)

On constate d'après le tableaux de l'annexe B que la section radiale A_r du diffuseur croit avec le rayon r , donc les aubes du diffuseur forme des divergents qui permet de décélérer l'écoulement (la fameuse formule d'HUGONIOT) car l'écoulement est subsonique.

On remarque aussi que la densité de l'air augmente légèrement de 2.21298 à 2.67326; d'où une compressibilité légère.

Une augmentation légère de pression au niveau du diffuseur radial de 7789.22 pascal, accompagner d'une croissance considérable au niveau du diffuseur axial de 92519.87pascal. La température de stagnation reste constante.

Pour chaque rayon r ; on détermine l'espace radial entre deux aubes successives W_{th} , et les angles α qui nous permet de tracer l'allure des aubes du diffuseur radial.

Le Mach de sortie compresseur 0.20 est adéquat à l'entrée de la chambre de combustion pour une meilleure combustion et aussi pour éviter le soufflage de la flamme.

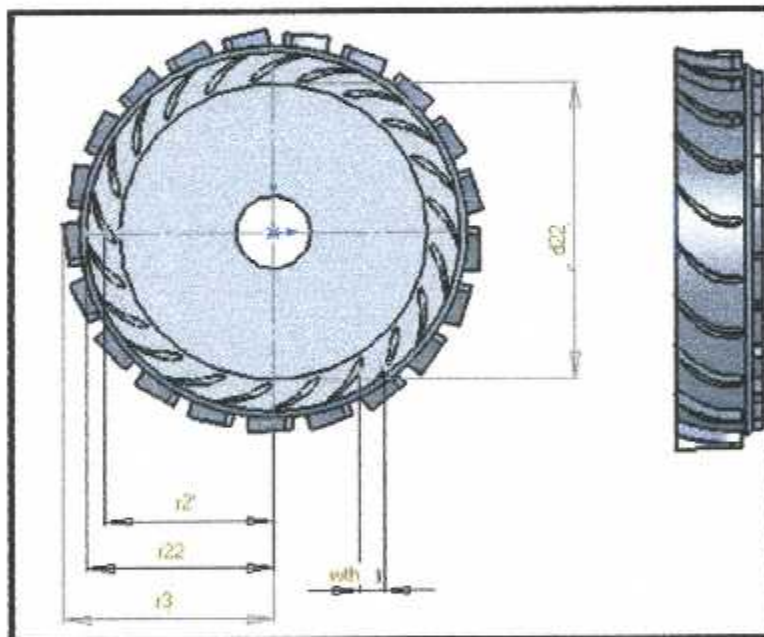


Figure (VL5) : les dimensions de diffuseur.

Tab (VL3) les paramètres du compresseur et diffuseur.

Paramètres du diffuseur	Les valeurs
Le rapport de compression	3.6
Nombre d'aubes du rouet	21
Les angles d'entrées α_{1hub}	61.49°
Les angles d'entrées α_{1tip}	19.60°
Le Mach d'entrée M_1	0.353134
La vitesse d'entréc axiale Ca_1	118.698 m/s
La puissance du compresseur W_c	154667.2174 watt
Le nombre de tour par minute N	71637 RPM

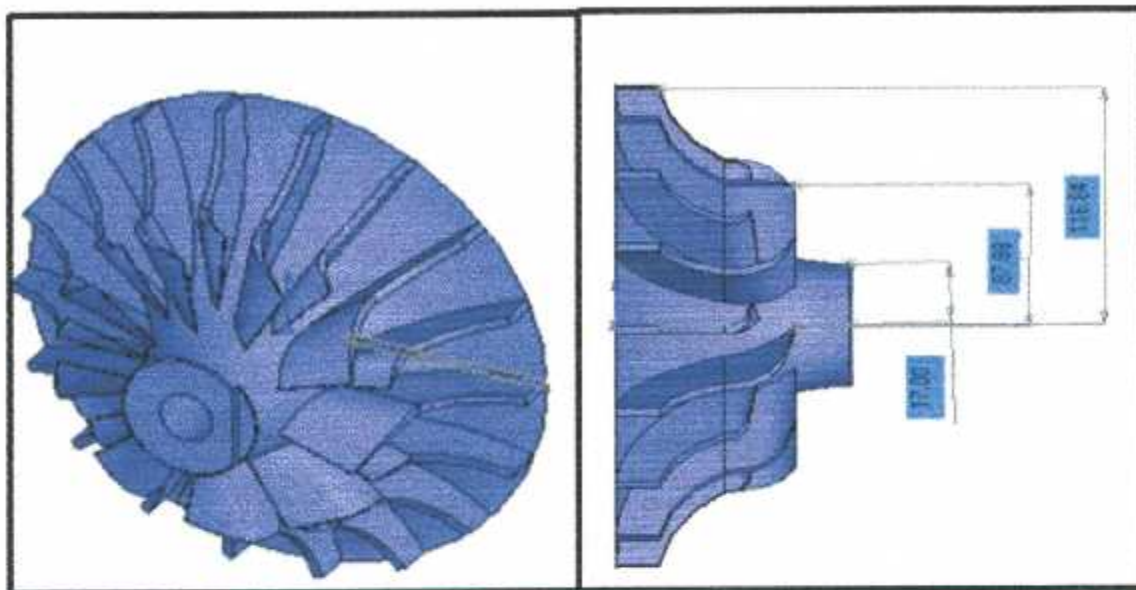


Figure (VL6) : les dimensions du compresseur.

VI.3/ les dimensions de la chambre de combustion

Le paramètre crucial de la chambre de combustion est la vitesse d'entrée de l'air qui est estimé à 90m/s.

Le modèle de la chambre de combustion qui existe dans notre atelier à une longueur $L=140\text{mm}$, et d'un diamètre $D=133\text{mm}$.

On multiplie chaque dimension de référence par un rapport $P=1.12$.
Ce qui nous permettons d'avoir les dimensions de la chambre de combustion illustrée dans le tableau suivant:

Tab (VI.4) les paramètres de la chambre de combustion.

longueur	$L = 156.8\text{mm}$
Diamètre extérieur	$D = 148.96\text{mm}$
Diamètre intérieur	$d = 58.24\text{mm}$

La forme de chambre de combustion qui nous avons utilisé est la suivante

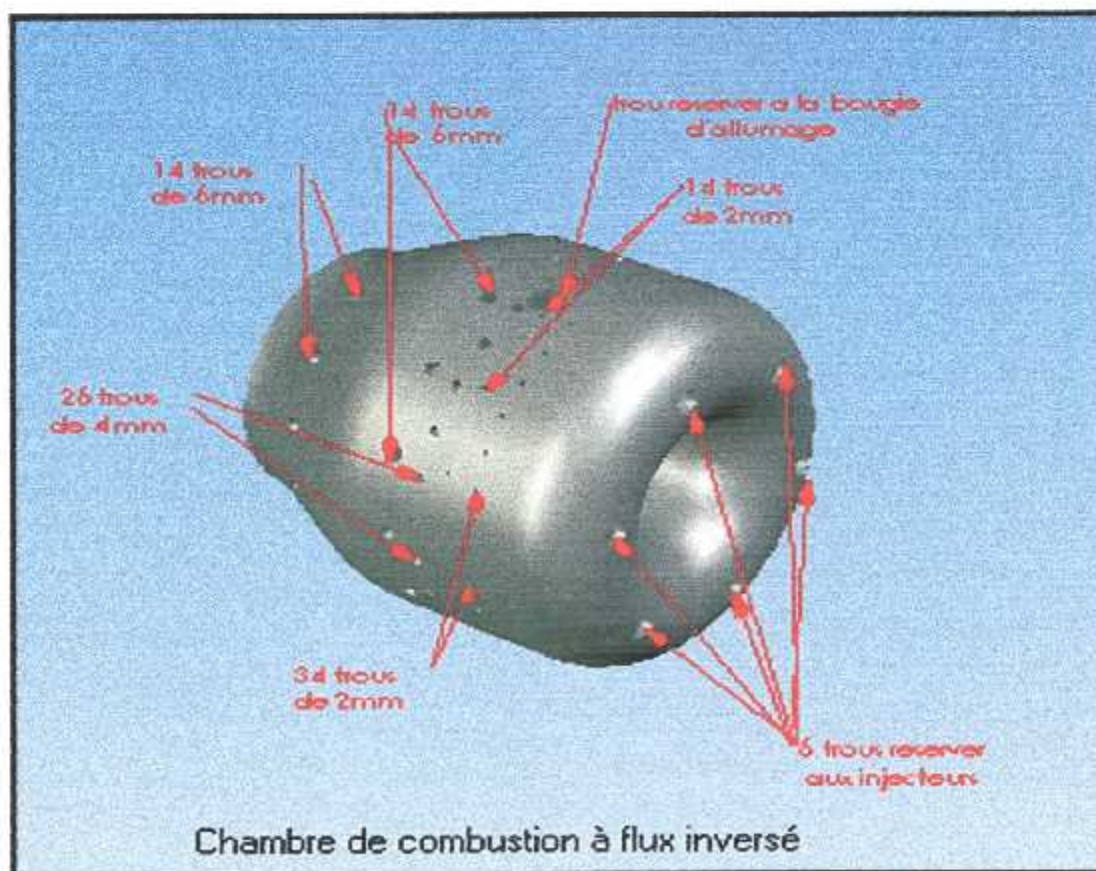
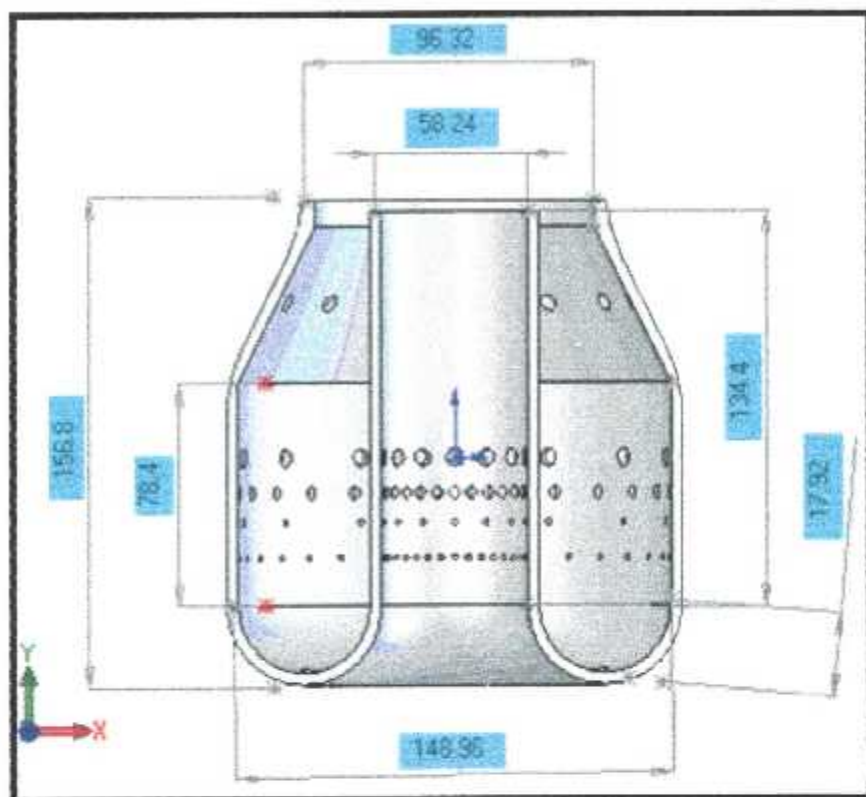


Figure (VL7) : les dimensions de la chambre de combustion.

VL4/ les dimensions de la turbine et interprétation des résultats

Le débit des gaz de la turbine; qui est limité par le nombre de Mach maximum admissible entrant dans le compresseur, est généralement assez large pour couvrir la demande de la turbine en matière du débit.

Le fonctionnement de la turbine axiale est l'inverse du fonctionnement du compresseur axial, à l'exception d'une seule différence : l'écoulement de la turbine opère sous le gradient de la pression favorable. Cela permet un grand changement de pression, de l'énergie, des angles et une grande efficacité. Cependant, elles participent plusieurs contraintes dans les aubes à causes de la synergie d'un grand travail et d'une très haute température. Ce dernier effet qui nous dicte en général la forme de l'aube.

Les équations développées précédemment (dans le chapitre IV partie turbine) nous aident à programmer sous Excel un programme design turbine qui est déroulé pour des valeurs à l'entrée et des choix géométriques. Les résultats sont étudiés et vérifiés pour les meilleures conditions et choix de conception adéquate à notre moteur. (voir ANNEXE C)

Les gaz entre dans les aubes du stator à la pression et température statique $P_1=324.83989\text{Kpa}$ et $T_1=1049.80469^\circ\text{K}$, et une vitesse $V_1=249.474369\text{m/s}$; Se détend à $P_2=174.752349\text{Kpa}$ et $T_2=909.860347^\circ\text{K}$ et la vitesse croît à $V_2=638.692391\text{m/s}$ à l'angle $\alpha_2=60^\circ$.

L'angle d'entrée des aubes rotor est choisi de telle façon pour suivre la direction $\beta_2=32.194^\circ$ de la vitesse relative $v_2=553.1238\text{m/s}$ à l'entrée du rotor.

β_2 et v_2 sont déterminés par une soustraction vectorielle de la vitesse tangentielle U et de la vitesse absolue V_2 .

Les gaz quittent le rotor à une pression statique $P_3=138.753196\text{Kpa}$, et une température $T_3=862.692994^\circ\text{K}$ et une vitesse relative $v_3=44.0883183\text{m/s}$ et à un angle $\beta_3=51.127^\circ$.
L'angle d'agitation (de tourbillonnement) $\alpha_3=7.8604^\circ$.

On a représenté les différentes stations de la turbine et les différentes caractéristiques de l'entrée et de sortie de ces dernières dans les deux figures suivantes :

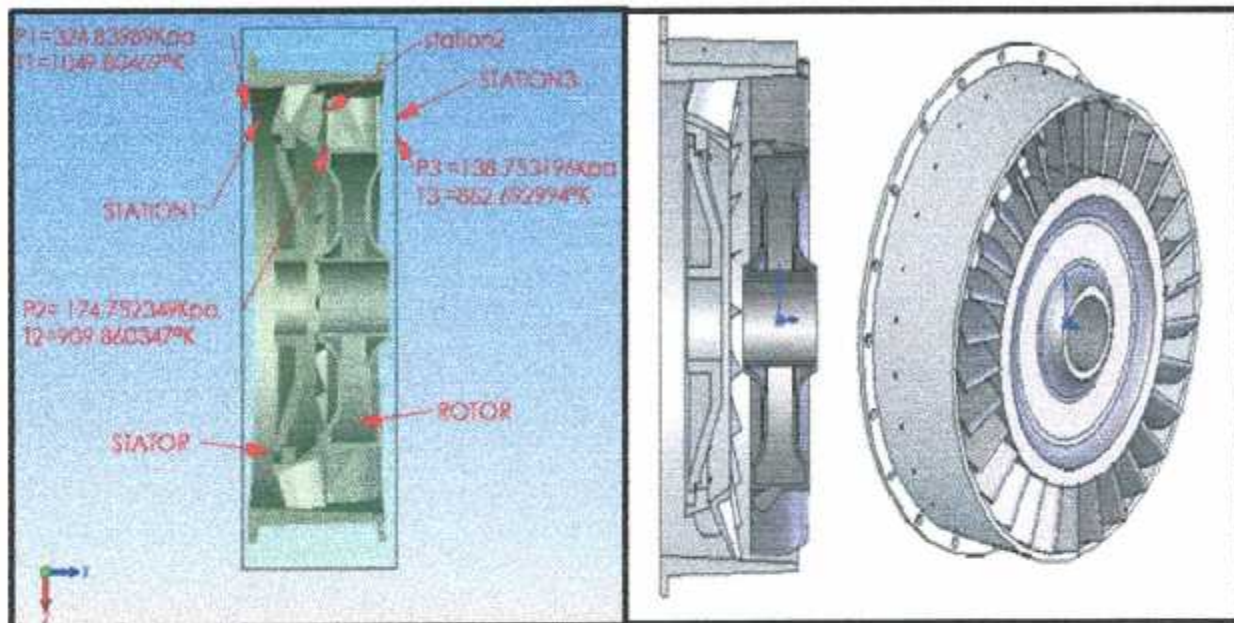


Figure (VI-8) vue en coupe et en perspective de l'étage de la turbine.

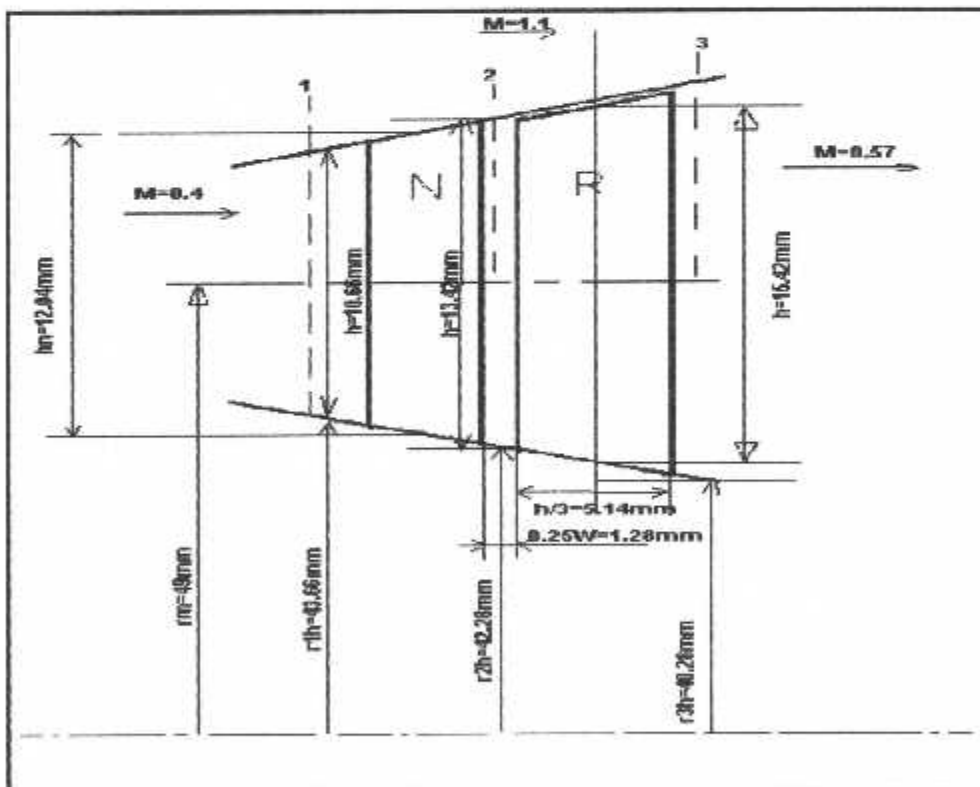


Figure (VI.9): les dimensions de stator et la turbine.

VI.5/ Détermination des dimensions de la roue

❖ **Épaisseur du disque et de la jante du rotor de la turbine**

D'après les équations des contraintes élaborer dans le chapitre (IV) il on va fixer les dimensions du disque et de la jante de la roue (figure ci-dessous) qui est confrontée à des efforts importants: Traction et force centrifuge.

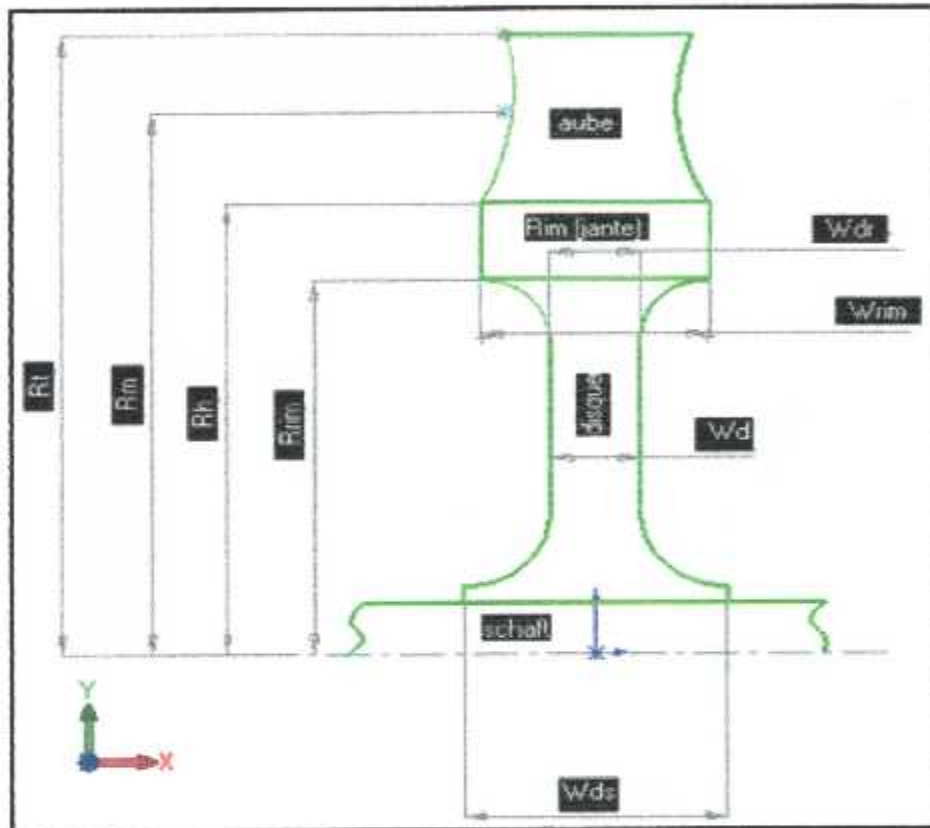


Figure (VI.10): les dimensions de la roue turbine.

Toutes ces dimensions sont illustrées dans les deux tableaux ci-dessous.

Tab (VI.5): les dimensions de la jante.

Wds	Wdr	Wr	Rr	Rh	Rm	Rt
valeur	9.34mm	15.19mm	30mm	41.28mm	49mm	56.71mm

R [mm]	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Wd [mm]	11.60	11.29	10.95	10.56	10.15	9.72	9.26	8.79	8.31	7.82	7.34

La forme de la roue de turbine est représentée dans la figure ci-dessous.

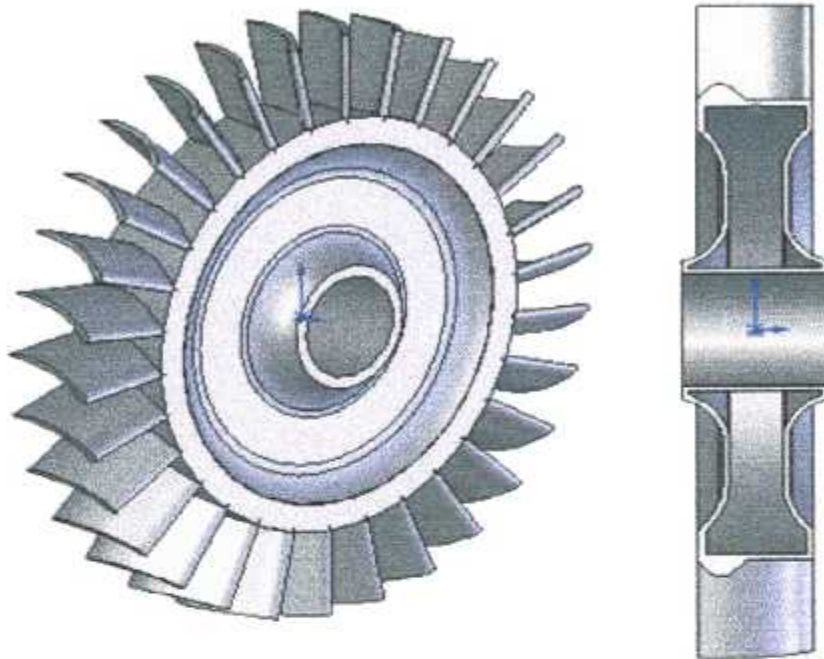


Figure (VI-11) vue en coupe et en perspective de la roue de la turbine.

Interprétation :

La roue de la turbine a 30 aubes.

Pour éviter les surcontraintes au niveau des racines de l'aube, La section de l'aube au Tip doit être inférieure de 0.8 fois la section au hub.

La contrainte centrifuge appliquée à l'aube à un rayon moyen est $\sigma_c = 112.159476 \text{ Mpa}$, le disque tourne avec une pulsation de 1047.19 rad/s .

❖ Géométrie des aubes du rotor :

Les profils des aubes du rotor turbine ont une corde C de 15.42 mm et un calage à l'entrée $\gamma_i = 32.19^\circ$ et à la sortie $\gamma_e = 60.52^\circ$, l'espacement entre deux aubes successives $S = 10.15 \text{ mm}$ et un angle de renversement θ de 14.16° . Le nombre d'aubes du rotor $N_r = 30$ aubes.

L'angle d'incidence $\beta_i - \gamma_i = 0^\circ$, l'angle de déviation $\beta_1 + \beta_e = 83.31^\circ$ avec une cambrure de $\gamma_i + \gamma_e = 92.71^\circ$, la solidité $C_x/S = 1.5193$

Les Figures ci-dessous schématisent les dimensions et angles des aubes rotor.

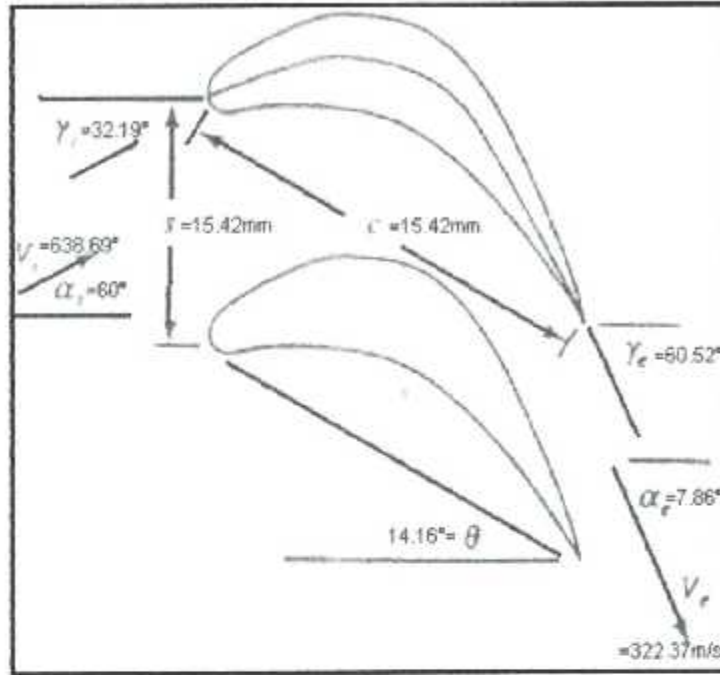


Figure (VI-12) les dimensions et angles entre deux aubes successives du rotor.

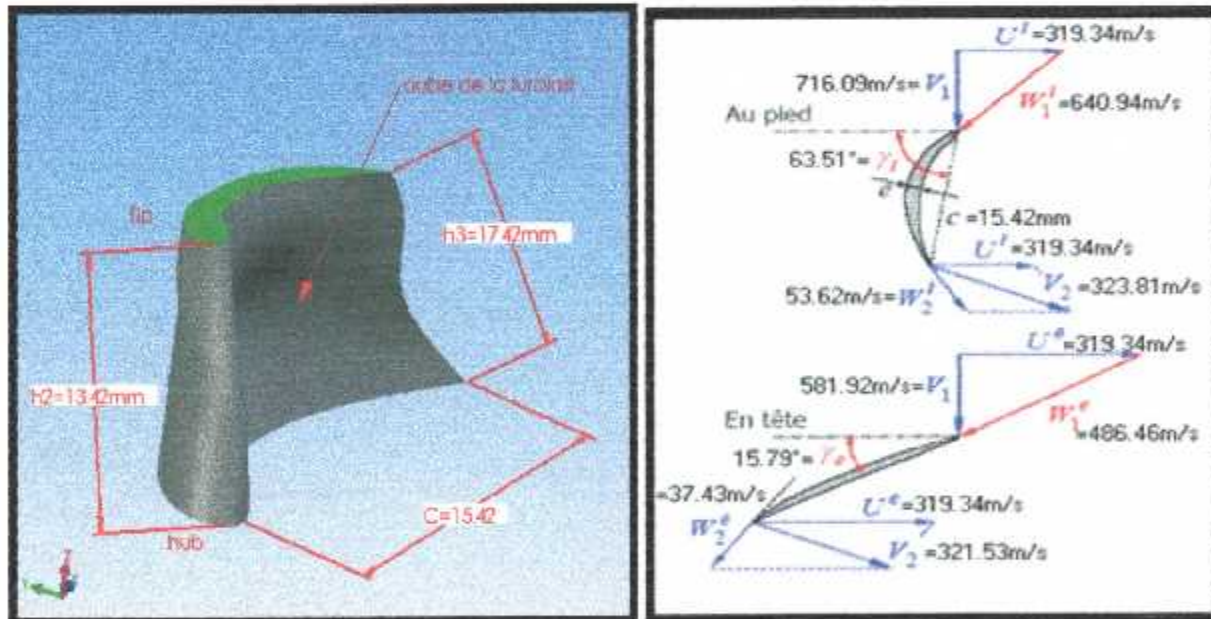


Figure (VI.13-a): les dimensions de l'aube rotor.

Figure (VI-13-b) illustration du vrillage de l'aube rotor et les triangles des vitesses correspondant (Tip et hub).

❖ Géométrie des aubes du stator :

Les aubes du stator ont un angle de calage de sortie de 68.35° et une corde de 12.04mm avec un angle de renversement θ de 34.17° , l'espacement entre deux aubes successifs du stator est de $S=11.51\text{mm}$, donc le nombre d'aubes du stator est $N_s=27$ aubes l'angle d'incidence est $\alpha_i - \gamma_i = 0^\circ$

L'angle de déviation $\alpha_i + \alpha_e = 60^\circ$ avec une cambrure de $\gamma_i + \gamma_e = 68.35^\circ$ la solidité du stator est $C_N/S = 1.04678$

Les Figures ci-dessous schématisent les dimensions et angles des aubes du stator.

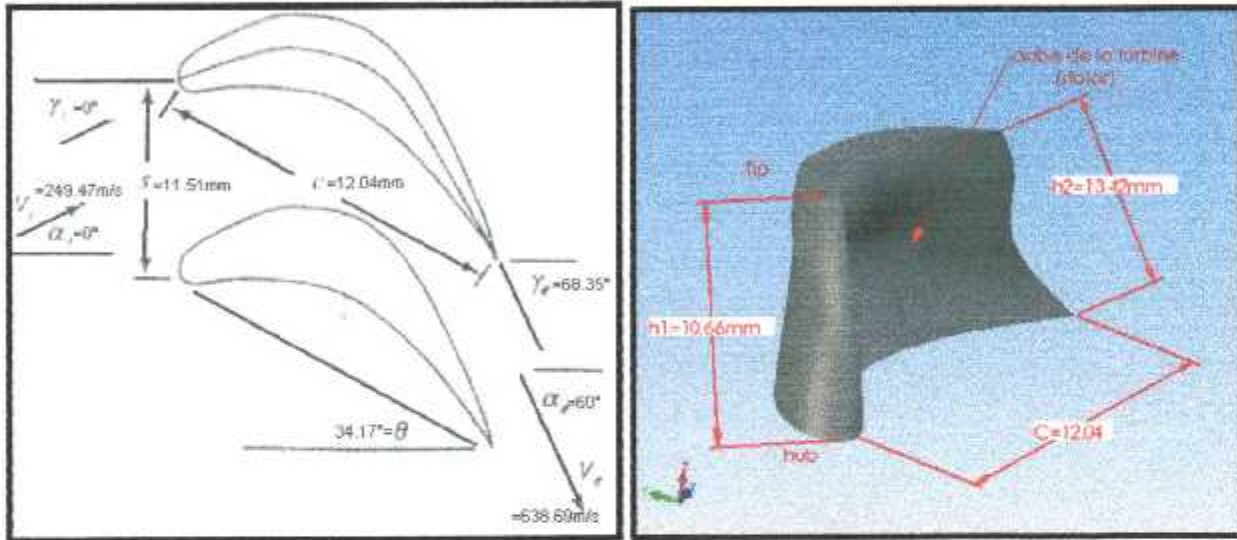


Figure (V-14) les dimensions et angles entre deux aubes successives du stator.

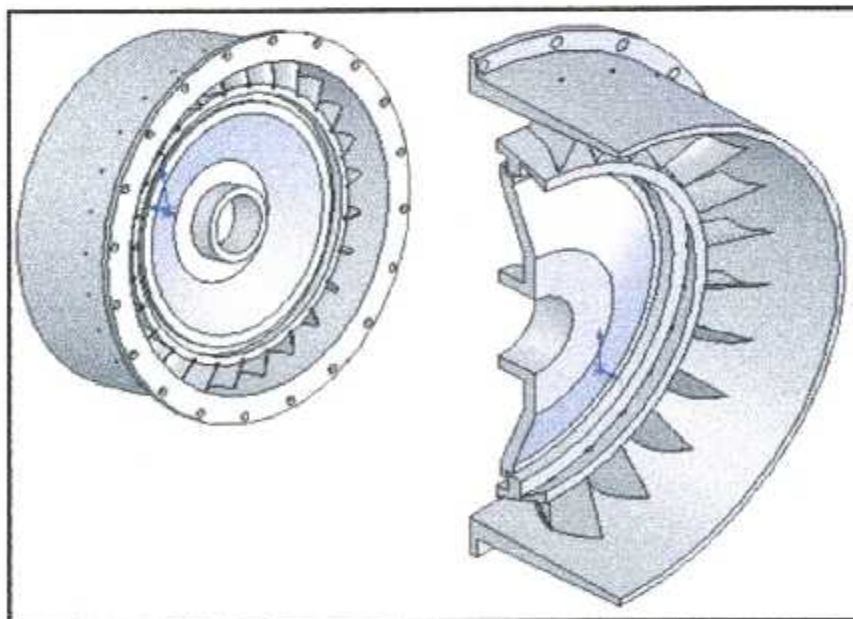


Figure (VI-15) vue en coupe et en perspective de la stator.

VI.5/ Les dimensions de la tuyère d'éjection

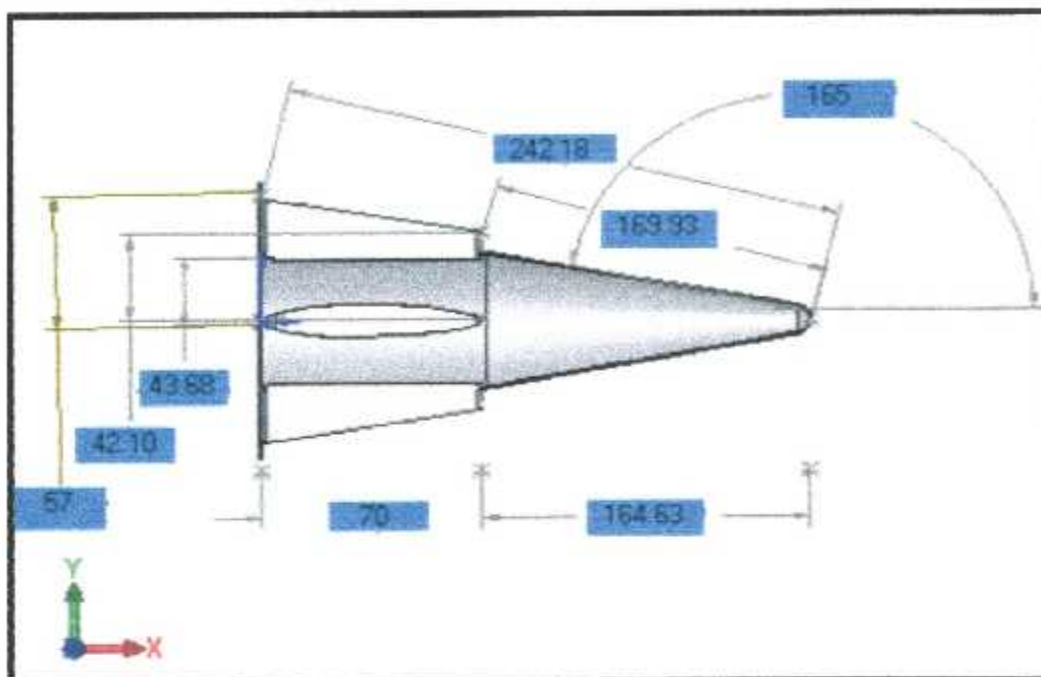


Figure (VI.16) : les dimensions de la tuyère.

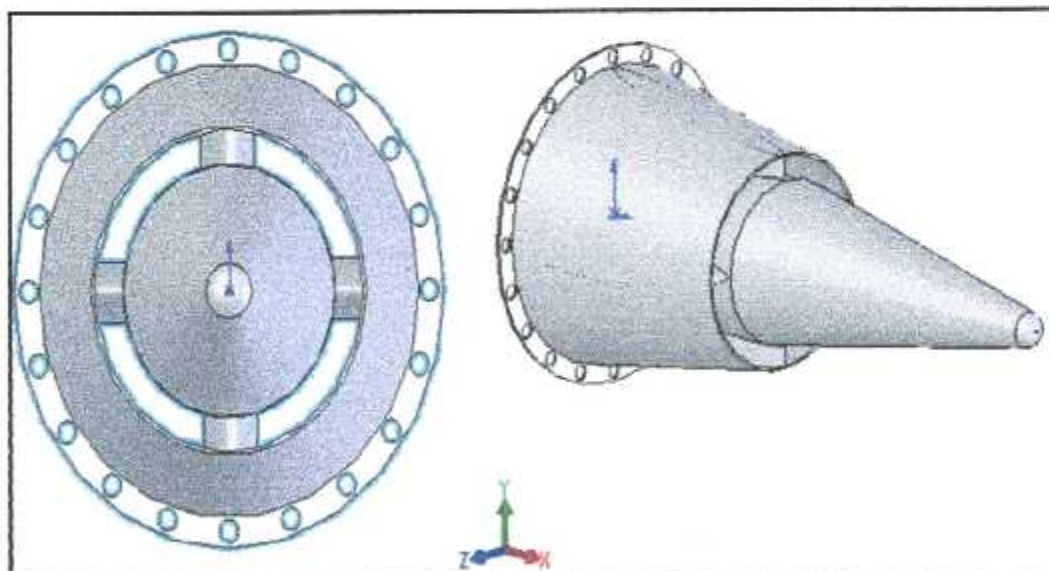


Figure (VI-17) : la forme de la tuyère d'éjection..

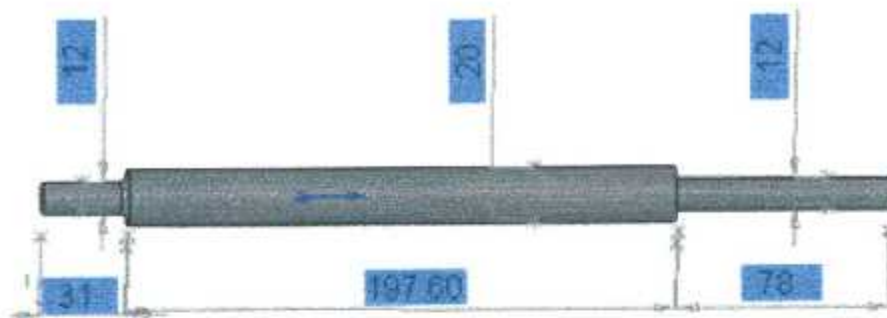
VI-6/ La forme de l'arbre de transmission

Figure (VI-18) l'arbre de transmission :



D A B

Conclusion

A l'issue de cette étude de conception , nous avons pu mettre en évidence nos connaissances théoriques et pratiques dans le domaine de la propulsion aéronautique des petits moteurs.

L'outil informatique à été d'une aide importante pour la mise au point des calculs et surtout pour la conception.

En effet, la maîtrise du logiciel Solid Works DCAO nous a permis de présenter les éléments du moteur en 3D et de mieux décider sur les paramètres de conception.

En fin, nous espérons que ce modeste travail soit enrichi et amélioré par les futurs ingénieurs , aussi nous souhaitons que nos collègues se penchent sur des études plus poussées pour le choix des matériaux adéquats afin d'atteindre le but voulu.

BIBLIOGRAPHIE

**[ref 01] Gas turbine théorique.
H.COHEN .
G.F.C .ROGERS.
H.I.H SARAVANAMUTTOO.**

**[ref 02] turbomachine
MICHAL BONSSIN
CHRISTELLE PERILHON.**

[ref 03] cours de propulsion 1 et 2 (Mr .BADREDDINE).

**[ref 04] (Énergétique et turbomachine) R.BIDAR et j.BONIN édition
cyolles germain .paris 1979.**

**[ref 05] (Turbomachine théorie générale).
JAN KRYSINSKI. O.P.U. édition :1986.**

**[ref 06] thèse (réalisation d'un micro turboréacteur) 2001-2001.
Promoteur / BENTRAD HOCINE.**

[ref 07] (Technique de l'ingénieur) partie turbine à gaz.

**[ref 08] technologie des turboréacteurs.
G.LEHMANN et P.LEPOURRY. Édition 1989.**

question répondeur



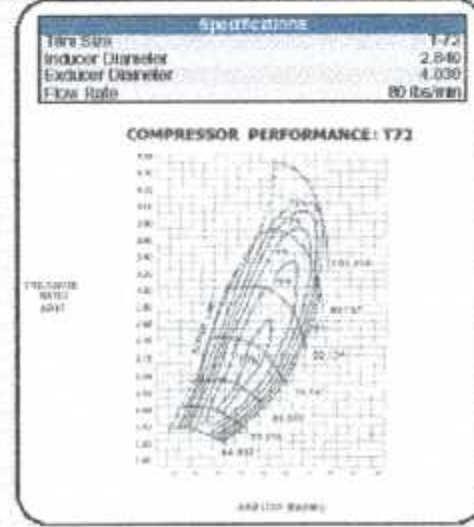
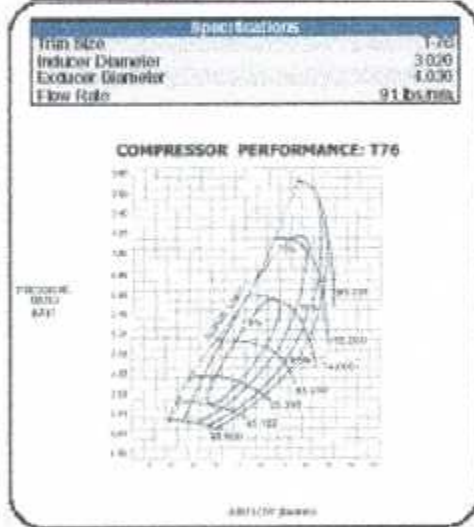
Les annexes

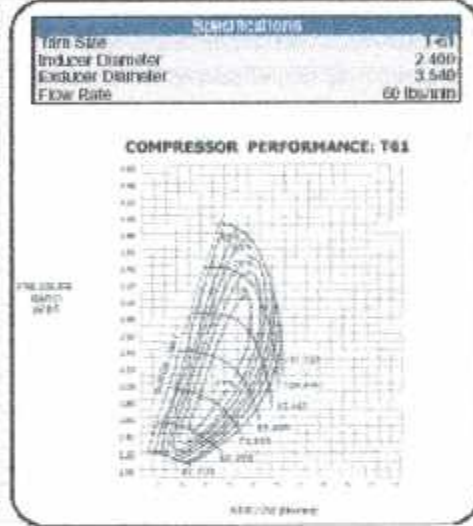
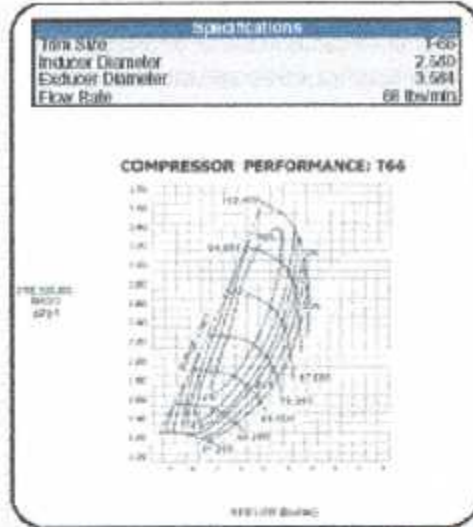


D A B

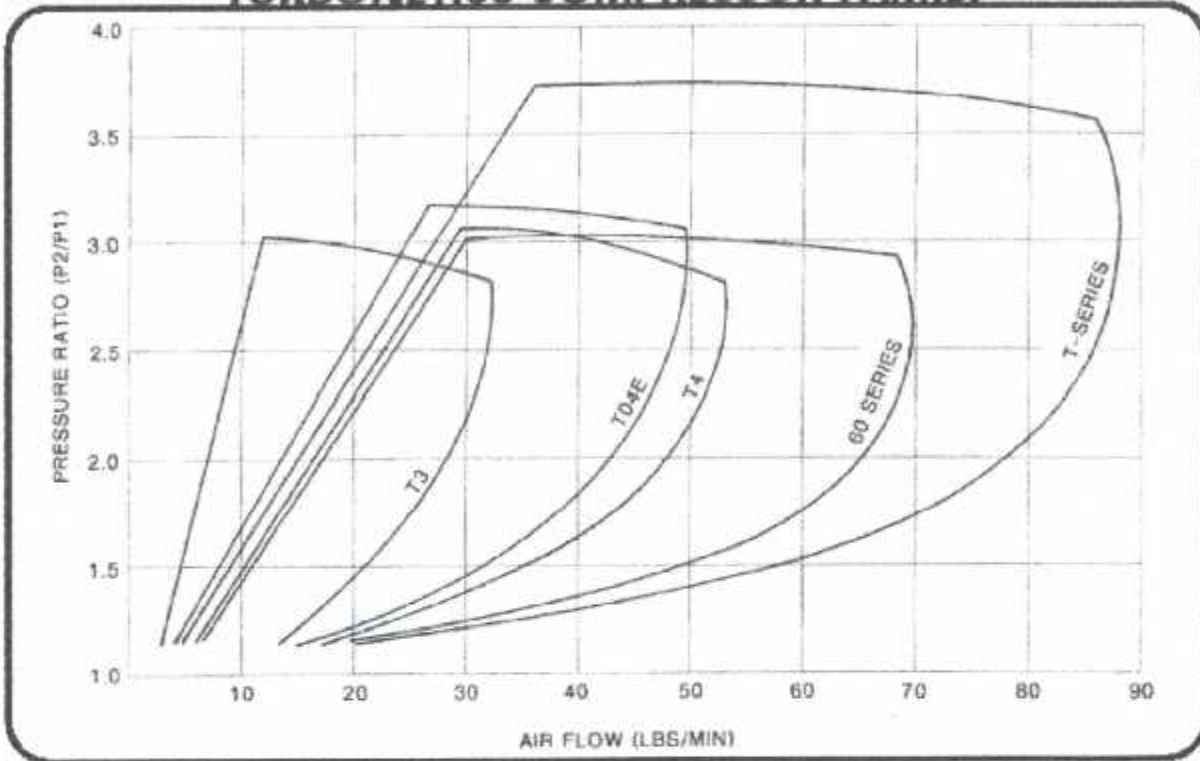
ANNEXE A

Les champs compresseurs GARETTE de la série T





TURBONETICS COMPRESSOR FAMILY



ANNEXE B

Les résultats du programme établi en FORTRAN du compresseur et diffuseur.

Les donnees sont

```

Le rendement compresseur nuc=      .720
Pt1= 101300.000Pascal
Tt1= 288.200Kelvin
La chaleur specifique massique Cp= 1005.000Joule/Kelvin/mole
La constante des gaz r= 287.000
Gama= 1.400
Le rapport de compression Pc=      3.600
Nombre d'aubes du rouet nb=      21.000
Le diametre de l'induser d1t= .087884m
Le diametre de l'exduser d2= .116840m
Le diametre de l'emplanture dlh= .017000m
Le debit d'air d'entree mo=      .87000Kg/s
sigma=.90575
  
```

```

La vitesse tangentielle Vt= 443.032m/s
La vitesse de rotation Omega= 7583.567rad/s
Le nombre de tour par minute N=72417.686RPM
Tt3=Tt2= 465.094Kelvin
La puissance du compresseur Wc=154667.2174Watt
b=.00894538m
L'espaceement e=.011684m
La section d'entre A1= .0058391m^2
La densite ro1=1.2552408Kg/m^3
La vitesse axiale d'entre Ca1= 118.6984m/s
Le nombre de mach M1 .353134
Les angles d'entrees (hub and Tip):
  
```

```

                    alphalh= 61.49541dg
                    alphalt= 19.60581dg
  
```

```

Wth=.00569336m
var= .116840m
Le diametre d3= .18793664m
  
```

PARAMETRE	Stage 2	Stage 2p	Stage 2pp	Stage 3
* A[m^2]	.003283524137*	-----	.001069514684*	.003616061906513*
* Ar[m^2]	-----	.003283524137*	.003367832360*	-----
*ro[Kg/m3]	2.23221	* 2.23221	* 2.21298	* 2.67326
*P[pascal]	253430.79	* 253430.81	* 261220.03	* 353739.90
*Pt[pascal]	446581.08	* 446581.08	* 446581.08	* 364680.00
*T[Kelvin]	465.0940	* 465.0940	* 465.0940	* 465.0940
* C[m/s]	373.7735	* 373.7735	* 364.4167	* 90.0000
* Cr[m/s]	118.6984	* 118.6984	* 115.7270	* -----
* Cw[m/s]	354.4254	* 354.4254	* 345.5529	* -----
*alpha[deg]	18.5159	* 18.5159	* 18.5159	* -----
* M	.9375230	* -----	* -----	* .2091014

Wth=.00569912m
var= .117840m
Le diametre d3= .13793664m

```
*****
*PARAMETRE*   Stage 2   *   Stage 2p   *   Stage 2pp   *   Stage 3   *
*****
* A[m^2] *   .003283524137*   -----   *   .001070596436* .003616061906513*
*****
* Ar[m^2] *   -----   *   .003311626879*   .003395935102*   -----   *
*****
* ro[Kg/m3] *   2.23221   *   2.25038   *   2.23157   *   2.67326   *
*****
* P[pascal] *   253430.79   *   256325.00   *   263967.03   *   353739.90   *
*****
* Pt[pascal] *   446581.08   *   446581.08   *   446581.08   *   364680.00   *
*****
* T[Kelvin] *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *
*****
* C[m/s] *   373.7735   *   370.3009   *   361.1077   *   90.0000   *
*****
* Cr[m/s] *   118.6984   *   116.7404   *   113.8422   *   -----   *
*****
* Cw[m/s] *   354.4254   *   351.4177   *   342.6933   *   -----   *
*****
* alpha[dg] *   18.5159   *   18.3764   *   18.3764   *   -----   *
*****
* M *   .9375230   *   -----   *   -----   *   .2091014   *
*****
```

Wth=.00570580m
var= .118840m
Le diametre d3= .13793664m

```
*****
*PARAMETRE*   Stage 2   *   Stage 2p   *   Stage 2pp   *   Stage 3   *
*****
* A[m^2] *   .003283524137*   -----   *   .001071852413* .003616061906513*
*****
* Ar[m^2] *   -----   *   .003339729621*   .003424037844*   -----   *
*****
* ro[Kg/m3] *   2.23221   *   2.26810   *   2.24970   *   2.67326   *
*****
* P[pascal] *   253430.79   *   259154.97   *   266652.82   *   353739.90   *
*****
* Pt[pascal] *   446581.08   *   446581.08   *   446581.08   *   364680.00   *
*****
* T[Kelvin] *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *
*****
* C[m/s] *   373.7735   *   366.9008   *   357.8668   *   90.0000   *
*****
* Cr[m/s] *   118.6984   *   114.8537   *   112.0257   *   -----   *
*****
* Cw[m/s] *   354.4254   *   348.4606   *   339.8807   *   -----   *
*****
* alpha[dg] *   18.5159   *   18.2424   *   18.2424   *   -----   *
*****
* M *   .9375230   *   -----   *   -----   *   .2091014   *
*****
```

Wth=.00571337m
var= .119840m
Le diametre d3= .18793664m

```
*****
*PARAMETRE*   Stage 2   *   Stage 2p   *   Stage 2pp   *   Stage 3   *
*****
* A[m^2] *   .003283524137*   -----   *   .001073272676* .003616061906513*
*****
* Ar[m^2] *   -----   *   .003367832363*   .003452140586*   -----   *
*****
*ro [Kg/m3]*   2.23221   *   2.28538   *   2.26736   *   2.67326   *
*****
*P [pascal]*   253430.79   *   261922.82   *   269279.43   *   353739.90   *
*****
*Pt [pascal]*   446581.08   *   446581.08   *   446581.08   *   364680.00   *
*****
*T [Kelvin]*   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *
*****
* C[m/s] *   373.7735   *   363.5706   *   354.6915   *   90.0000   *
*****
* Cr[m/s] *   118.6984   *   113.0343   *   110.2738   *   -----   *
*****
* Cw[m/s] *   354.4254   *   345.5529   *   337.1138   *   -----   *
*****
*alpha [dg]*   18.5159   *   18.1135   *   18.1135   *   -----   *
*****
* M *   .9375230   *   -----   *   -----   *   .2091014   *
*****
```

Wth=.00572175m
var= .120840m
Le diametre d3= .18793664m

```
*****
*PARAMETRE*   Stage 2   *   Stage 2p   *   Stage 2pp   *   Stage 3   *
*****
* A[m^2] *   .003283524137*   -----   *   .001074848468* .003616061906513*
*****
* Ar[m^2] *   -----   *   .003395935105*   .003480243327*   -----   *
*****
*ro [Kg/m3]*   2.23221   *   2.30223   *   2.28460   *   2.67326   *
*****
*P [pascal]*   253430.79   *   264630.42   *   271848.74   *   353739.90   *
*****
*Pt [pascal]*   446581.08   *   446581.08   *   446581.08   *   364680.00   *
*****
*T [Kelvin]*   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *
*****
* C[m/s] *   373.7735   *   360.3077   *   351.5793   *   90.0000   *
*****
* Cr[m/s] *   118.6984   *   111.2785   *   108.5828   *   -----   *
*****
* Cw[m/s] *   354.4254   *   342.6933   *   334.3916   *   -----   *
*****
*alpha [dg]*   18.5159   *   17.9895   *   17.9895   *   -----   *
*****
* M *   .9375230   *   -----   *   -----   *   .2091014   *
*****
```

Wth=.00573093m
var= .121840m
Le diametre d3= .18793664m

```
*****
*PARAMETRE*   Stage 2   *   Stage 2p   *   Stage 2pp   *   Stage 3   *
*****
* A[m^2] *   .003283524137*   -----   *   .001076571459* .003616061906513*
*****
* Ar[m^2] *   -----   *   .003424037847*   .003508346069*   -----   *
*****
*ro[Kg/m3]*   2.23221   *   2.31867   *   2.30141   *   2.67326   *
*****
*P[pascal]*   253430.79   *   267279.61   *   274362.56   *   353739.90   *
*****
*Pt[pascal*   446581.08   *   446581.08   *   446581.08   *   364680.00   *
*****
*T[Kelvin]*   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *
*****
* C[m/s] *   373.7735   *   357.1096   *   348.5279   *   90.0000   *
*****
* Cr[m/s] *   118.6984   *   109.5827   *   106.9493   *   -----   *
*****
* Cw[m/s] *   354.4254   *   339.8807   *   331.7131   *   -----   *
*****
*alpha[dg]*   18.5159   *   17.8701   *   17.8701   *   -----   *
*****
*   M   *   .9375230   *   -----   *   -----   *   .2091014   *
*****
```

Wth=.00574084m
var= .122840m
Le diametre d3= .18793664m

```
*****
*PARAMETRE*   Stage 2   *   Stage 2p   *   Stage 2pp   *   Stage 3   *
*****
* A[m^2] *   .003283524137*   -----   *   .001078433919* .003616061906513*
*****
* Ar[m^2] *   -----   *   .003452140589*   .003536448811*   -----   *
*****
*ro[Kg/m3]*   2.23221   *   2.33471   *   2.31781   *   2.67326   *
*****
*P[pascal]*   253430.79   *   269872.18   *   276822.61   *   353739.90   *
*****
*Pt[pascal*   446581.08   *   446581.08   *   446581.08   *   364680.00   *
*****
*T[Kelvin]*   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *
*****
* C[m/s] *   373.7735   *   353.9741   *   345.5353   *   90.0000   *
*****
* Cr[m/s] *   118.6984   *   107.9437   *   105.3704   *   -----   *
*****
* Cw[m/s] *   354.4254   *   337.1138   *   329.0771   *   -----   *
*****
*alpha[dg]*   18.5159   *   17.7551   *   17.7551   *   -----   *
*****
*   M   *   .9375230   *   -----   *   -----   *   .2091014   *
*****
```

Wth=.00575146m
var= .123840m
Le diametre d3= .18793664m

```
*****
*PARAMETRE*   Stage 2   *   Stage 2p   *   Stage 2pp   *   Stage 3   *
*****
* A[m^2] *   .003283524137*   -----   *   .001080428893* .003616061906513*
*****
* Ar[m^2] *   -----   *   .003480243331*   .003564551553*   -----   *
*****
*ro[Kg/m3]*   2.23221   *   2.35037   *   2.33382   *   2.67326   *
*****
*P[pascal]*   253430.79   *   272409.74   *   279230.52   *   353739.90   *
*****
*Pt[pascal]*   446581.08   *   446581.08   *   446581.08   *   364680.00   *
*****
*T[Kelvin]*   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *
*****
* C[m/s] *   373.7735   *   350.8988   *   342.5994   *   90.0000   *
*****
* Cr[m/s] *   118.6984   *   106.3587   *   103.8431   *   -----   *
*****
* Cw[m/s] *   354.4254   *   334.3916   *   326.4827   *   -----   *
*****
*alpha[dg]*   18.5159   *   17.6441   *   17.6441   *   -----   *
*****
*   M   *   .9375230   *   -----   *   -----   *   .2091014   *
*****
```

Wth=.00576275m
var= .124840m
Le diametre d3= .18793664m

```
*****
*PARAMETRE*   Stage 2   *   Stage 2p   *   Stage 2pp   *   Stage 3   *
*****
* A[m^2] *   .003283524137*   -----   *   .001082549450* .003616061906513*
*****
* Ar[m^2] *   -----   *   .003508346073*   .003592654295*   -----   *
*****
*ro[Kg/m3]*   2.23221   *   2.36566   *   2.34946   *   2.67326   *
*****
*P[pascal]*   253430.79   *   274894.01   *   281587.86   *   353739.90   *
*****
*Pt[pascal]*   446581.08   *   446581.08   *   446581.08   *   364680.00   *
*****
*T[Kelvin]*   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *
*****
* C[m/s] *   373.7735   *   347.8820   *   339.7182   *   90.0000   *
*****
* Cr[m/s] *   118.6984   *   104.8248   *   102.3649   *   -----   *
*****
* Cw[m/s] *   354.4254   *   331.7131   *   323.9288   *   -----   *
*****
*alpha[dg]*   18.5159   *   17.5371   *   17.5371   *   -----   *
*****
*   M   *   .9375230   *   -----   *   -----   *   .2091014   *
*****
```

Wth=.00577467m
var= .125840m
Le diametre d3= .18793664m

```
*****
*PARAMETRE*   Stage 2   *   Stage 2p   *   Stage 2pp   *   Stage 3   *
*****
* A[m^2] *   .003283524137*   -----   *   .001084789605* .003616061906513*
*****
* Ar[m^2] *   -----   *   .003536448815*   .003620757037*   -----   *
*****
* ro[Kg/m3] *   2.23221   *   2.38060   *   2.36472   *   2.67326   *
*****
* P[pascal] *   253430.79   *   277326.48   *   283896.11   *   353739.90   *
*****
* Pt[pascal] *   446581.08   *   446581.08   *   446581.08   *   364680.00   *
*****
* T[Kelvin] *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *
*****
* C[m/s] *   373.7735   *   344.9215   *   336.8900   *   90.0000   *
*****
* Cr[m/s] *   118.6984   *   103.3395   *   100.9333   *   -----   *
*****
* Cw[m/s] *   354.4254   *   329.0771   *   321.4146   *   -----   *
*****
* alpha[dg] *   18.5159   *   17.4338   *   17.4338   *   -----   *
*****
* M *   .9375230   *   -----   *   -----   *   .2091014   *
*****
```

Wth=.00578720m
var= .126840m
Le diametre d3= .18793664m

```
*****
*PARAMETRE*   Stage 2   *   Stage 2p   *   Stage 2pp   *   Stage 3   *
*****
* A[m^2] *   .003283524137*   -----   *   .001087143569* .003616061906513*
*****
* Ar[m^2] *   -----   *   .003564551556*   .003648859779*   -----   *
*****
* ro[Kg/m3] *   2.23221   *   2.39518   *   2.37964   *   2.67326   *
*****
* P[pascal] *   253430.79   *   279708.65   *   286156.69   *   353739.90   *
*****
* Pt[pascal] *   446581.08   *   446581.08   *   446581.08   *   364680.00   *
*****
* T[Kelvin] *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *
*****
* C[m/s] *   373.7735   *   342.0156   *   334.1131   *   90.0000   *
*****
* Cr[m/s] *   118.6984   *   101.9003   *   99.5459   *   -----   *
*****
* Cw[m/s] *   354.4254   *   326.4827   *   318.9392   *   -----   *
*****
* alpha[dg] *   18.5159   *   17.3340   *   17.3340   *   -----   *
*****
* M *   .9375230   *   -----   *   -----   *   .2091014   *
*****
```

Wth=.00580031m
var= .127840m
Le diametre d3= .18793664m

```
*****
*PARAMETRE*   Stage 2   *   Stage 2p   *   Stage 2pp   *   Stage 3   *
*****
* A[m^2] *   .003283524137*   -----   *   .001089606114* .003616061906513*
*****
* Ar[m^2] *   -----   *   .003592654298*   .003676962521*   -----   *
*****
*ro[Kg/m3]*   2.23221   *   2.40944   *   2.39421   *   2.67326   *
*****
*P[pascal]*   253430.79   *   282041.86   *   288370.96   *   353739.90   *
*****
*Pt[pascal]*   446581.08   *   446581.08   *   446581.08   *   364680.00   *
*****
*T[Kelvin]*   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *
*****
* C[m/s] *   373.7735   *   339.1625   *   331.3858   *   90.0000   *
*****
* Cr[m/s] *   118.6984   *   100.5051   *   98.2006   *   -----   *
*****
* Cw[m/s] *   354.4254   *   323.9288   *   316.5015   *   -----   *
*****
*alpha[dg]*   18.5159   *   17.2375   *   17.2375   *   -----   *
*****
*   M   *   .9375230   *   -----   *   -----   *   .2091014   *
*****
```

Wth=.00581397m
var= .128840m
Le diametre d3= .18793664m

```
*****
*PARAMETRE*   Stage 2   *   Stage 2p   *   Stage 2pp   *   Stage 3   *
*****
* A[m^2] *   .003283524137*   -----   *   .001092172199* .003616061906513*
*****
* Ar[m^2] *   -----   *   .003620757040*   .003705065263*   -----   *
*****
*ro[Kg/m3]*   2.23221   *   2.42337   *   2.40845   *   2.67326   *
*****
*P[pascal]*   253430.79   *   284327.50   *   290540.24   *   353739.90   *
*****
*Pt[pascal]*   446581.08   *   446581.08   *   446581.08   *   364680.00   *
*****
*T[Kelvin]*   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *
*****
* C[m/s] *   373.7735   *   336.3606   *   328.7067   *   90.0000   *
*****
* Cr[m/s] *   118.6984   *   99.1517   *   96.8956   *   -----   *
*****
* Cw[m/s] *   354.4254   *   321.4146   *   314.1009   *   -----   *
*****
*alpha[dg]*   18.5159   *   17.1442   *   17.1442   *   -----   *
*****
*   M   *   .9375230   *   -----   *   -----   *   .2091014   *
*****
```

Wth=.00582816m
var= .129840m
Le diametre d3= .18793664m

```
*****
*PARAMETRE*   Stage 2   *   Stage 2p   *   Stage 2pp   *   Stage 3   *
*****
* A[m^2] *   .003283524137*   -----   *   .001094837152*.003616061906513*
*****
* Ar[m^2] *   -----   *   .003648859782*   .003733168005*   -----   *
*****
*ro [Kg/m3]*   2.23221   *   2.43699   *   2.42237   *   2.67326   *
*****
*P [pascal]*   253430.79   *   286566.88   *   292665.78   *   353739.90   *
*****
*Pt [pascal]*   446581.08   *   446581.08   *   446581.08   *   364680.00   *
*****
*T [Kelvin]*   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *
*****
* C[m/s] *   373.7735   *   333.6084   *   326.0743   *   90.0000   *
*****
* Cr[m/s] *   118.6984   *   97.8383   *   95.6288   *   -----   *
*****
* Cw[m/s] *   354.4254   *   318.9392   *   311.7364   *   -----   *
*****
*alpha [dg]*   18.5159   *   17.0540   *   17.0540   *   -----   *
*****
* M *   .9375230   *   -----   *   -----   *   .2091014   *
*****
```

Wth=.00584285m
var= .130840m
Le diametre d3= .18793664m

```
*****
*PARAMETRE*   Stage 2   *   Stage 2p   *   Stage 2pp   *   Stage 3   *
*****
* A[m^2] *   .003283524137*   -----   *   .001097596479*.003616061906513*
*****
* Ar[m^2] *   -----   *   .003676962524*   .003761270747*   -----   *
*****
*ro [Kg/m3]*   2.23221   *   2.45030   *   2.43598   *   2.67326   *
*****
*P [pascal]*   253430.79   *   288761.28   *   294748.77   *   353739.90   *
*****
*Pt [pascal]*   446581.08   *   446581.08   *   446581.08   *   364680.00   *
*****
*T [Kelvin]*   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *
*****
* C[m/s] *   373.7735   *   330.9043   *   323.4871   *   90.0000   *
*****
* Cr[m/s] *   118.6984   *   96.5629   *   94.3985   *   -----   *
*****
* Cw[m/s] *   354.4254   *   316.5015   *   309.4072   *   -----   *
*****
*alpha [dg]*   18.5159   *   16.9667   *   16.9667   *   -----   *
*****
* M *   .9375230   *   -----   *   -----   *   .2091014   *
*****
```


Wth=.00585802m
var= .131840m
Le diametre d3= .18793664m

```

*****
*PARAMETRE*   Stage 2   *   Stage 2p   *   Stage 2pp   *   Stage 3   *
*****
* A[m^2] *   .003283524137*   -----   *   .001100446049* .003616061906513*
*****
* Ar[m^2] *   -----   *   .003705065266*   .003789373488*   -----   *
*****
* ro[Kg/m3] *   2.23221   *   2.46332   *   2.44928   *   2.67326   *
*****
* P[pascal] *   253430.79   *   290911.92   *   296790.39   *   353739.90   *
*****
* Pt[pascal] *   446581.08   *   446581.08   *   446581.08   *   364680.00   *
*****
* T[Kelvin] *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *
*****
* C[m/s] *   373.7735   *   328.2469   *   320.9438   *   90.0000   *
*****
* Cr[m/s] *   118.6984   *   95.3239   *   93.2031   *   -----   *
*****
* Cw[m/s] *   354.4254   *   314.1009   *   307.1126   *   -----   *
*****
* alpha[dg] *   18.5159   *   16.8821   *   16.8821   *   -----   *
*****
* M *   .9375230   *   -----   *   -----   *   .2091014   *
*****

```

Wth=.00587365m
var= .132840m
Le diametre d3= .18793664m

```

*****
*PARAMETRE*   Stage 2   *   Stage 2p   *   Stage 2pp   *   Stage 3   *
*****
* A[m^2] *   .003283524137*   -----   *   .001103382280* .003616061906513*
*****
* Ar[m^2] *   -----   *   .003733168008*   .003817476230*   -----   *
*****
* ro[Kg/m3] *   2.23221   *   2.47606   *   2.46230   *   2.67326   *
*****
* P[pascal] *   253430.79   *   293019.86   *   298791.73   *   353739.90   *
*****
* Pt[pascal] *   446581.08   *   446581.08   *   446581.08   *   364680.00   *
*****
* T[Kelvin] *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *
*****
* C[m/s] *   373.7735   *   325.6349   *   318.4433   *   90.0000   *
*****
* Cr[m/s] *   118.6984   *   94.1197   *   92.0411   *   -----   *
*****
* Cw[m/s] *   354.4254   *   311.7364   *   304.8517   *   -----   *
*****
* alpha[dg] *   18.5159   *   16.8002   *   16.8002   *   -----   *
*****
* M *   .9375230   *   -----   *   -----   *   .2091014   *
*****

```

Wth=.00588972m
var= .133840m
Le diametre d3= .18793664m

```
*****
*PARAMETRE*   Stage 2   *   Stage 2p   *   Stage 2pp   *   Stage 3   *
*****
* A[m^2] *   .003283524137*   -----   *   .001106401198*.003616061906513*
*****
* Ar[m^2] *   -----   *   .003761270750*   .003845578972*   -----   *
*****
*ro[Kg/m3]*   2.23221   *   2.48852   *   2.47503   *   2.67326   *
*****
*P[pascal]*   253430.79   *   295086.36   *   300753.87   *   353739.90   *
*****
*Pt[pascal*   446581.08   *   446581.08   *   446581.08   *   364680.00   *
*****
*T[Kelvin]*   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *
*****
* C[m/s] *   373.7735   *   323.0670   *   315.9843   *   90.0000   *
*****
* Cr[m/s] *   118.6984   *   92.9487   *   90.9110   *   -----   *
*****
* Cw[m/s] *   354.4254   *   309.4072   *   302.6239   *   -----   *
*****
*alpha[dg]*   18.5159   *   16.7207   *   16.7207   *   -----   *
*****
*   M   *   .9375230   *   -----   *   -----   *   .2091014   *
*****
```

Wth=.00590621m
var= .134840m
Le diametre d3= .18793664m

```
*****
*PARAMETRE*   Stage 2   *   Stage 2p   *   Stage 2pp   *   Stage 3   *
*****
* A[m^2] *   .003283524137*   -----   *   .001109499565*.003616061906513*
*****
* Ar[m^2] *   -----   *   .003789373492*   .003873681714*   -----   *
*****
*ro[Kg/m3]*   2.23221   *   2.50071   *   2.48749   *   2.67326   *
*****
*P[pascal]*   253430.79   *   297112.41   *   302677.86   *   353739.90   *
*****
*Pt[pascal*   446581.08   *   446581.08   *   446581.08   *   364680.00   *
*****
*T[Kelvin]*   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *
*****
* C[m/s] *   373.7735   *   320.5420   *   313.5655   *   90.0000   *
*****
* Cr[m/s] *   118.6984   *   91.8096   *   89.8114   *   -----   *
*****
* Cw[m/s] *   354.4254   *   307.1126   *   300.4285   *   -----   *
*****
*alpha[dg]*   18.5159   *   16.6437   *   16.6437   *   -----   *
*****
*   M   *   .9375230   *   -----   *   -----   *   .2091014   *
*****
```

Wth=.00592311m
var= .135840m
Le diametre d3= .18793664m

```
*****
*PARAMETRE*   Stage 2   *   Stage 2p   *   Stage 2pp   *   Stage 3   *
*****
* A[m^2] *   .003283524137*   -----   *   .001112674123*.003616061906513*
*****
* Ar[m^2] *   -----   *   .003817476234*   .003901784456*   -----   *
*****
*ro [Kg/m3]*   2.23221   *   2.51264   *   2.49968   *   2.67326   *
*****
*P [pascal]*   253430.79   *   299099.08   *   304564.67   *   353739.90   *
*****
*Pt [pascal*   446581.08   *   446581.08   *   446581.08   *   364680.00   *
*****
*T [Kelvin]*   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *
*****
* C [m/s] *   373.7735   *   318.0586   *   311.1861   *   90.0000   *
*****
* Cr [m/s] *   118.6984   *   90.7009   *   88.7411   *   -----   *
*****
* Cw [m/s] *   354.4254   *   304.8517   *   298.2646   *   -----   *
*****
*alpha [dg]*   18.5159   *   16.5690   *   16.5690   *   -----   *
*****
*   M   *   .9375230   *   -----   *   -----   *   .2091014   *
*****
```

Wth=.00594040m
var= .136840m
Le diametre d3= .18793664m

```
*****
*PARAMETRE*   Stage 2   *   Stage 2p   *   Stage 2pp   *   Stage 3   *
*****
* A[m^2] *   .003283524137*   -----   *   .001115921783*.003616061906513*
*****
* Ar[m^2] *   -----   *   .003845578976*   .003929887198*   -----   *
*****
*ro [Kg/m3]*   2.23221   *   2.52433   *   2.51161   *   2.67326   *
*****
*P [pascal]*   253430.79   *   301047.40   *   306415.28   *   353739.90   *
*****
*Pt [pascal*   446581.08   *   446581.08   *   446581.08   *   364680.00   *
*****
*T [Kelvin]*   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *
*****
* C [m/s] *   373.7735   *   315.6158   *   308.8448   *   90.0000   *
*****
* Cr [m/s] *   118.6984   *   89.6215   *   87.6989   *   -----   *
*****
* Cw [m/s] *   354.4254   *   302.6239   *   296.1317   *   -----   *
*****
*alpha [dg]*   18.5159   *   16.4966   *   16.4966   *   -----   *
*****
*   M   *   .9375230   *   -----   *   -----   *   .2091014   *
*****
```

Wth=.00595806m
var= .137840m
Le diametre d3= .18793664m

```
*****
*PARAMETRE*   Stage 2   *   Stage 2p   *   Stage 2pp   *   Stage 3   *
*****
* A[m^2] *   .003283524137*   -----   *   .001119239625*.003616061906513*
*****
* Ar[m^2] *   -----   *   .003873681717*   .003957989940*   -----   *
*****
*ro[Kg/m3]*   2.23221   *   2.53576   *   2.52329   *   2.67326   *
*****
*P[pascal]*   253430.79   *   302958.35   *   308230.61   *   353739.90   *
*****
*Pt[pascal*   446581.08   *   446581.08   *   446581.08   *   364680.00   *
*****
*T[Kelvin]*   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *
*****
* C[m/s] *   373.7735   *   313.2123   *   306.5406   *   90.0000   *
*****
* Cr[m/s] *   118.6984   *   88.5701   *   86.6835   *   -----   *
*****
* Cw[m/s] *   354.4254   *   300.4285   *   294.0291   *   -----   *
*****
*alpha[dg]*   18.5159   *   16.4262   *   16.4262   *   -----   *
*****
*   M   *   .9375230   *   -----   *   -----   *   .2091014   *
*****
```

Wth=.00597608m
var= .138840m
Le diametre d3= .18793664m

```
*****
*PARAMETRE*   Stage 2   *   Stage 2p   *   Stage 2pp   *   Stage 3   *
*****
* A[m^2] *   .003283524137*   -----   *   .001122625084*.003616061906513*
*****
* Ar[m^2] *   -----   *   .003901784459*   .003986092682*   -----   *
*****
*ro[Kg/m3]*   2.23221   *   2.54696   *   2.53473   *   2.67326   *
*****
*P[pascal]*   253430.79   *   304832.82   *   310011.56   *   353739.90   *
*****
*Pt[pascal*   446581.08   *   446581.08   *   446581.08   *   364680.00   *
*****
*T[Kelvin]*   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *
*****
* C[m/s] *   373.7735   *   310.8473   *   304.2727   *   90.0000   *
*****
* Cr[m/s] *   118.6984   *   87.5456   *   85.6940   *   -----   *
*****
* Cw[m/s] *   354.4254   *   298.2646   *   291.9561   *   -----   *
*****
*alpha[dg]*   18.5159   *   16.3578   *   16.3578   *   -----   *
*****
*   M   *   .9375230   *   -----   *   -----   *   .2091014   *
*****
```

Wth=.00599445m
var= .139840m
Le diametre d3= .18793664m

```

*****
*PARAMETRE*   Stage 2   *   Stage 2p   *   Stage 2pp   *   Stage 3   *
*****
* A[m^2] *   .003283524137*   -----   *   .001126075573* .003616061906513*
*****
* Ar[m^2] *   -----   *   .003929887201*   .004014195424*   -----   *
*****
* rho[Kg/m3] *   2.23221   *   2.55792   *   2.54593   *   2.67326   *
*****
* P[pascal] *   253430.79   *   306671.73   *   311758.99   *   353739.90   *
*****
* Pt[pascal] *   446581.08   *   446581.08   *   446581.08   *   364680.00   *
*****
* T[Kelvin] *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *   465.0940   *
*****
* C[m/s] *   373.7735   *   308.5197   *   302.0400   *   90.0000   *
*****
* Cr[m/s] *   118.6984   *   86.5470   *   84.7293   *   -----   *
*****
* Cw[m/s] *   354.4254   *   296.1317   *   289.9122   *   -----   *
*****
* alpha[dg] *   18.5159   *   16.2914   *   16.2914   *   -----   *
*****
* M *   .9375230   *   -----   *   -----   *   .2091014   *
*****

```

ANNEXE C

Résultats des calculs faites en Excel de la turbine et son disque.

Tt1 [°K]	V	Ω	ω _{rm}	Pt1 [Kpa]	Flow turning	et(poly eff)
1075	1152,27275	0,30553964	352,065	360	83,3214203	0,9

V2	U	v/2	v/2R	β2 [°]	Tt2r [°K]	β3 [°]	v/3
638,692391	319,346196	553,123836	201,0588361	32,1943218	967,510192	51,1270985	44,08831834

α3 [°]	T3 [°K]	tauxts	v/3R	degreaction	P stage	Ro satge	DT [°K]
7,86045569	862,692994	0,84164167	396,1533183	0,27707168	0,43601505	0,90839768	170,2352013

Cpt [j/Kg°K]	yt	Rt	ω [rad/s]	rm [mm]	α2 [°]	M2	M3r
1235,1	1,3	285,023077	7187	49	60	1,1	0,9

Psi	VR	Phi
1,6963122	0,54291534	0,90706601

m0	f	(yt+1)/(yt-1)2
0,87	0,02258	3,83333333

yt/(yt-1)	N [tr/mn]
4,33333333	68630,7946

Station	1	2	2R	3R	3
Tt [°K]	1075	1075	967,5101925	967,510192	904,764799
T [°K]	1049,80469	909,860347	909,860347	862,692994	862,692994
Pt [Kpa]	360	360	228,0551414	228,055141	156,965419
P [Kpa]	324,83989	174,752349	174,7523488	138,753196	138,753196
Mach	0,4	1,1	0,649929238	0,9	0,5701929
V [m/s]	249,474369	638,692391	377,3680541	508,841276	322,375205
U [m/s]	249,474369	319,346196	319,3461957	319,346196	319,346196
v' [m/s]	0	553,123836	201,0588361	396,153318	44,0883183
α [°]	0	60			7,86045569
β [°]		32,19	32,1943218	51,1270985	51,127

Station	1h	1t	2h	2t	3h	3t
Tt [°K]	1075	1075	1075	1075	904,764799	904,764799
T [°K]	1049,80469	1049,80469	867,4077744	937,912709	862,315908	862,912625
Pt [Kpa]	360	360	360	360	156,965419	156,965419
P [Kpa]	324,83989	324,83989	142,0692759	199,328613	127,458958	127,841602
Mach	0,4	0,4	1,263130605	0,98712411	0,57286771	0,56863026
V [m/s]	249,474369	249,474369	716,0965827	581,921839	323,816691	321,532642
U [m/s]	249,474369	249,474369	319,3461957	319,346196	319,346196	319,346196
v' [m/s]	0	0	640,9464276	486,467917	53,6214203	37,4332377
α [°]	0	0	63,51560304	56,7167466	9,53162072	6,68560837

STATION	1	2	3
rt [m]	0,05433462	0,05571399	0,05771148
rh [m]	0,04366538	0,04228601	0,04028852
h [m]	0,01066925	0,01342798	0,01742296
rh/rt	0,80363812	0,75898374	0,69810232
rm [mm]	49	49	49
A	0,00328481	0,00413415	0,00536411

STATION	1	2	3
m	0,8896446	0,8896446	0,8896446
Tt [°K]	1075	1075	904,764799
TtR [°K]		967,510192	967,510192
M	0,4	1,1	0,5701929
Pt [Kpa]	360	360	156,965419
α [°]	0	60	7,86045569
MFP(M)	0,02466655	0,0391978	0,03208354
A	0,00328481	0,00413415	0,00536411

	STATOR	ROTOR
rtm [m]	0,05502431	0,05671273
rhm [m]	0,04297569	0,04128727

	C/h	Zs	γ_1 [°]	0	α initial
STATOR	1	1	γ_2 [°]	68,3509214	1,04674279
STATION	1	2	θ_m	34,1754607	
h [m]	0,01066925	0,013427977	Cx/S	1,04678252	
α [°]	0	60	S [m]	0,01151014	
σ_{xs}	0,866025404		Ns	27	
C [m]	0,012048613				

	C/h	Zr	γ_2 [°]	32,1943218	σ initial
ROTOR	1	1	γ_3 [°]	60,5205705	1,52218251
STATION	2	3	θ_m	14,1631244	
h [m]	0,01342798	0,017422963	Cx/S	1,51936371	
β [°]	32,1943218	51,12709847	S [m]	0,01015259	
σ_{xs}	1,473179661		Nr	30	
C [m]	0,01542547				

	C/h	Zs	γ_{1h} [°]	0	σ initial
STATOR	1	1	γ_{2h} [°]	72,637106	0,99084172
STATION	1	2	θ_m	36,318553	
h [m]	0,01066925	0,013427977	Cx/S	0,99077996	
α [°]	0	63,51560304	S [m]	0,01216074	
σ_{xs}	0,798307614		Ns	22	
C [m]	0,012048613				

	C/h	Zs	γ_{1t} [°]	0	σ initial
STATOR	1	1	γ_{2t} [°]	64,8618628	0,99084172
STATION	1	2	θ_m	32,4309314	
h [m]	0,01066925	0,013427977	Cx/S	1,08706211	
α [°]	0	56,71674655	S [m]	0,01108365	
σ_{xs}	0,91752231		Ns	31	
C [m]	0,012048613				

	C/h	Zr	γ_{1h} [°]	31,8	σ initial
ROTOR	1	1	γ_{2h} [°]	58,9569236	0,99084172
STATION	2	3	θ_m	13,5784618	
h [m]	0,01342798	0,017422963	Cx/S	1,60558095	
β [°]	31,8	47,56	S [m]	0,00960741	
σ_{xs}	1,560703875		Nr	27	
C [m]	0,01542547				

	C/h	Zr	γ_{1t} [°]	33,97	σ initial
ROTOR	1	1	γ_{2t} [°]	65,6613405	0,99084172
STATION	2	3	θ_m	15,8456703	
h [m]	0,01342798	0,017422963	Cx/S	1,50151033	
β [°]	33,97	53,15	S [m]	0,0102733	
σ_{xs}	1,444453917		Nr	35	
C [m]	0,01542547				

$A_{moyenne}$	ρ [Kg/m ³]	ω [rad/s]	σ_z [Mpa]	Wr [m]	Nb	A_v/A_n
0.00474913	7771	1047.19755	112.159476	0.01542547	30	0.8

$(C_x/S)_{rotor/min}$	S [m]	Cx [m]	σ_{base} [Mpa]
4.554824694	0.00338662	0.01542547	4121.86074

N	A	AN ²
10000	0.0929	9290000

ANNEXE D

Le programme FORTRAN de compresseur

```

*   calcule des parametres d'un compresseur centrifuge.
real(8) nb,alpha2,Vt,beta2,p2,ro2,A2,b,e,T3,M3,A3,cr2ppnew,A2pp,
+Pc,gama,T2pp,Ar2pp,alpha2pp,p2p,ro2p,cr2pp,cw2pp,p2pp,with,C2p
+Pt1,R,Tt1,Cp,m0,d1t,d1h,d2,nuc,Pi,c,N,k,Tt3,a1,wc,ro1,ca1,C3,d3
+,c1,t1,M1,omega,u,alpha1t,alpha1h,cr2,sgm,vt,cw2,c2,t2,M2,PT2,
+cw2p,ro3,d2p,Ar2p,alpha2p,c2pp,ro2pp,x,cr2p,cr2pnew,d2pp,d22,var
parameter(ksi=1.04,C3=90.,nuc=0.72,sgm1=0.8)
data Pt1/101300./,Tt1/288.2/,cp/1005./,r/287./,gama/1.4/
data pc,d1h,d1t,d2,m0/3.6,0.017,0.087884,0.11684,0.87/
open(1,file='Compressor.dat',status='unknown')
* write(*,*)'the pressure ratio of compressor is pc'
* read(*,*)Pc
*   nb diffuseur
  write(*,*)'the number of bleed nb:'
  read(*,*)nb
*   write(*,*)'outlet diameter of impller d2:'
*   read(*,*)d2
*   write(*,*)'inlet hub diameter d1h:'
*   read(*,*)d1h
*   write(*,*)'inlet tip diameter d1t:'
*   read(*,*)d1t
*   write(*,*)'masse flow rate m0:'
*   read(*,*)m0
  pi=ACOS(-1.)
  sgm=1.-(0.63*pi)/nb
  c=(gama-1.)/gama
  Vt=sqrt((cp*Tt1*((Pc**c)-1.))/(nuc*ksi*sgm))
  if(Vt.GE.460) then
    PRINT *,'les donnees sont erronees'
  end if
  omega=(2.*Vt)/d2
  N=30.*omega/pi
  Write(*,*)N
  k=ksi*sgm*((Vt)**2)/cp
  Tt3=K+Tt1
*   the power of compressor
  wc=m0*cp*K
  A1=pi*(((d1t/2.))**2)-((d1h/2.))**2))
  ro1=Pt1/(R*Tt1)
  ca1=m0/(ro1*A1)
80  c1=ca1
  T1=Tt1-((c1)**2)/(2.*cp)
  ro1=Pt1/(r*T1)
  ca1=m0/(ro1*A1)
  if(abs(ca1-c1).gt.0.0001) goto 80
  M1=ca1/sqrt(gama*R*T1)
*   Tip
  u=omega*d1t/2.
  alpha1t=datand(ca1/u)
*   hub
  u=omega*d1h/2.
  alpha1h=DATand(ca1/u)

```



```

cr2=cal
cw2=sgm1*Vt
c2=sqrt((cr2)**2+(cw2)**2)
*   Tt2=Tt3
    T2=Tt3-((c2)**2)/(2.*cp)
    M2=c2/sqrt(gama*R*T2)
    Vr=Vt-cw2
    alpha2=DATand(cr2/cw2)
    beta2=Datand(CR2/Vr)
    P2=Pt1*((T2/Tt3)**(1./c))*((1.+(0.5*(1.+nuc))*(Tt3-Tt1)/Tt1)**(1./c))
    ro2=P2/(R*T2)
    A2=m0/(ro2*cr2)
    b=A2/(pi*d2)
    write(1,3)nuc,Pt1,Tt1,cp,r,gama,pc,nb,d1t,d2,d1h,m0,sgm,Vt,Omega,N
+,Tt3,Wc,b,e,A1,ro1,Cal,M1,alpha1h,alpha1t
3   format(//,16x,16hLes donnees sont,//8x,29hLe rendement compresseu
+r nuc=,F9.3,/8x,4hPt1=,F12.3,6hPascal,/8x,4hTt1=,F9.3,6hKelvin,/8x
+,34hLa chaleur specifique massique Cp=,F9.3,17hJoule/Kelvin/mole./
+8x,23hLa constante des gaz r=,F9.3,/8x,5hGama=,F9.3,/8x,29hLe rapp
+ort de compression Pc=,F9.3,/8x,28hNombre d'aubes du rouet nb=,F9
+.3,/8x,29hLe diametre de l'induser d1t=,F9.6,1hm,/8x,28hLe diametr
+e de l'exduser d2=,F8.6,1hm,/8x,32hLe diametre de l'emplanture d1h
+=,F9.6,1hm,/8x,27hLe debit d'air d'entree mo=,F9.5,4hKg/s,/8x,6hsi
+gma=,F6.5,//77(1H*),/8x,27hLa vitesse tangentielle Vt=,F9.3,3hm/s,
+/8x,29hLa vitesse de rotation Omega=,F9.3,5hrad/s,/8x,31hLe nombre
+de tour par minute N=,F9.3,3hRPM,/8x,8hTt3=Tt2=,F9.3,6hKelvin,/8x
+,31hLa puissance du compresseur Wc=,F11.4,4hWatt,/8x,2hb=,F9.8,1hm
+,/8x,15hL'espacement e=,F9.8,1hm,/8x,22hLa section d'entre A1=,F9.
+,7,3hm^2,/8x,15hLa densite ro1=,F9.7,6hKg/m^3,/8x,30hLa vitesse axi
+ale d'entre Cal=,F9.4,3hm/s,/8x,20hLe nombre de mach M1,F9.6,/8x,3
+5hLes angles d'entrees (hub and Tip):,/44x,8halpha1h=,F9.5,2hdg,/4
+4x,8halpha1t=,F9.5,2hdg,/
*   Diffuser
e=0.1*d2
d2p=d2+2.*e
var=d2
555  if(var.LT.d2p) Then
    cw2p=cw2*d2/var
    x=cr2
107  cr2p=x
    c2p=sqrt(((cr2p)**2)+((cw2p)**2))
    T2p=Tt3-((c2p)**2)/(2.*cp)
    pt2=pt1*((1.+(0.5*(1.+nuc))*(Tt3-Tt1)/Tt1)**(1./c))
    p2p=pt2*(T2p/Tt3)**(1./c)
    Ar2p=pi*var*b
    ro2p=p2p/(R*T2p)
    cr2pnew=m0/(Ar2p*ro2p)
    x=cr2pnew
    if (ABS(cr2pnew-cr2p).gt.0.001) goto 107
    alpha2p=DATand(cr2pnew/cw2p)
    d2pp=var+0.003
    cw2pp=cw2*d2/d2pp
108  cr2pp=x
    c2pp=sqrt((cr2pp)**2+(cw2pp)**2)
    T2pp=Tt3-(c2pp)**2/(2.*cp)
    p2pp=pt1*((T2pp/Tt3)**(1./c))*((1.+(0.5*(1.+nuc))*(Tt3-Tt1)/Tt1)+***(1./c))
    ro2pp=p2p/(R*T2pp)
    Ar2pp=pi*d2pp*b
    cr2ppnew=m0/(ro2p*Ar2pp)
    x=cr2ppnew

```

```

if (ABS(x-cr2pp) gt 0.001) goto 108
alpha2pp=DATand(x/cw2pp)
A2pp=Ar2pp*dsind(alpha2pp)
wth=A2pp/(nb*b)
pt3=pc*P1
T3=Ti3-(C3)**2/(2.*cp)
M3=C3/sqrt(gama*R*T3)
P3=Pi3*((T3/Ti3)**(1./c))
ro3=P3/(R*T3)
A3=m0/(ro3*C3)
d22=1.5*d2
d3=SQRT(d22**2+4.*A3/pi)
WRITE(1,9)Wth,var,d3
9   format(/8x,4hWth=,F9.8,1hm,/8x,4hvar=,F9.6,1hm,/8x,15hLe diametre
+d3=,F10.8,1hm)
write(1,4)
4   format(77(1h*),/1x,1h*,9hPARAMETRE,1h*,4x,7hStage 2,4x,1h*,4x,8hSt
+age 2p,3x,1h*,4x,9hStage 2pp,2x,1h*,4x,7hStage 3,5x,1h*,/,77(1h*))
write(1,5)A2,A2pp,A3,Ar2p,Ar2pp,ro2,ro2p,ro2pp,ro3,P2,P2p,P2pp,P3,
+pt2,pt2,pt3,Ti3,Ti3,Ti3,Ti3,C2,C2p,C2pp,C3,Cr2,Cr2pnew,Cr2ppne
+w,Cw2,Cw2p,Cw2pp,alpha2,alpha2p,alpha2pp,M2,M3
5   format(1x,1h*,2x,1hA,5h[m^2],1x,1h*,F15.12,1h*,5x,5(1h-),5x,1h*,F1
+5.12,1h*,F16.15,1h*/77(1h*),/1x,1h*,1x,2hAr,5h[m^2],1x,1h*,5x,5(1
+h-),5x,1h*,F15.12,1h*,F15.12,1h*,5x,5(1h-),6x,1h*/77(1h*),/1x,1h*
+2hro,7h[Kg/m3],1h*,3(4x,F7.5,4x,1h*),4x,F7.5,5x,1h*/77(1h*),/1x,
+1h*,1hP,8h[pascal],1h*,3(3x,F9.2,3x,1h*),3x,F9.2,4x,1h*/77(1h*),/
+1x,1h*,2hPt,7h[pascal],1h*,3(3x,F9.2,3x,1h*),3x,F9.2,4x,1h*/77(1h*
+),/1x,1h*,1hT,8h[Kelvin],1h*,3(3x,F9.4,3x,1h*),3x,F9.4,4x,1h*/77(
+1h*),/1x,1h*,2x,1hC,5h[m/s],1x,1h*,3(3x,F9.4,3x,1h*),3x,F9.4,4x,1h
+*/77(1h*),/1x,1h*,1x,2hCr,5h[m/s],1x,1h*,3(3x,F9.4,3x,1h*),2x,12(
+1h-),2x,1h*/77(1h*),/1x,1h*,1x,2hCw,5h[m/s],1x,1h*,3(3x,F9.4,3x,1
+h*),2x,12(1h-),2x,1h*/77(1h*),/1x,1h*,5halpha,4h[deg],1h*,3(3x,F9.
+4,3x,1h*),2x,12(1h-),2x,1h*/77(1h*),/1x,1h*,4x,1hM,4x,1h*,3x,F9
+.7,3x,1h*,2(3x,9(1h-),3x,1h*),3x,F10.7,3x,1h*/77(1h*))
var=var+0.001
GOTO 555
else
STOP
endif
stop
end

```

ANNEXE E

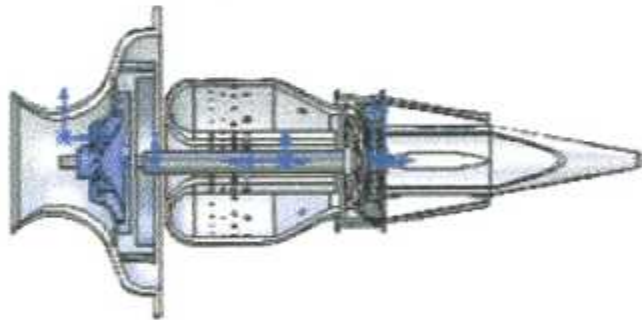
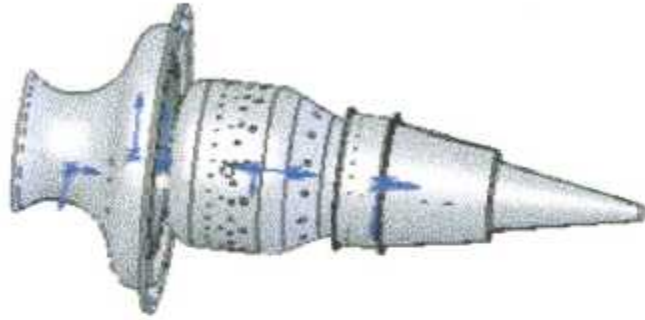


TABLEAU DE CONVERSION

MESURES DE PRESSION

1Kg/cm² = 14.22 psi (Livre par pouce carré)

1 atm (pression atmosphérique) = 1.033Kg/cm² = 1.013Hpz = 14.7 psi = 14.7lb/in²

1 pascal = 1N/m²

MESURES DE TEMPERATURE

Degré fahrenheit = 9/5 (Degré centigrade +32)

Degré centigrade = 5/9 (Degré fahrenheit -32)

1 Degré Kelvin = 273.15°C = 1.8°R (Degré Rankin)

LONGUEUR

1pouce (inch) = 2.54 cm

1pied (foot) = 30.48 cm

1 MILLE = 1.6093Km

1MILLE MARIN = 1.8532Km

1Yard = 3pieds = 36 pouces = 0.914m

SURFACE

1pouce carré (Square inch) = 6.452 cm²

1pied carré (Square foot) = 0.093m²

1Acre = 0.0040 Km² = 0.4Ha

1 mille carré (Square Mile) = 2.590Km²

1Yard carré = 9 pieds carrés = 0.836m²

1Hectare = 0.01 Km² = 2.471 acres

1Km carré = 100 hectares

1once (ounce) = 28.35 grammes

1Livre (pound (LB)) = 0.453 kg

1tonne (TON) = 1.016 Kg 1Kg = 2.20462 lbs