

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOICRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DE BLIDA

INSTITUT D'AERONAUTIQUE

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

Option : *propulsion.*

Thème :

*REALISATION D'UN
MICRO
TURBO REACTEUR*

Promoteur :

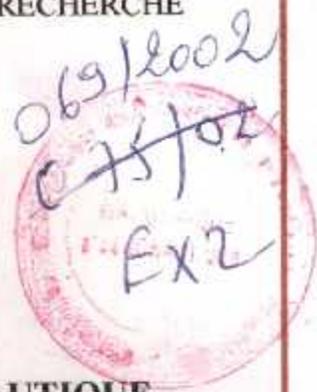
M^{er} : BENTRAD Hocine.

réalisé par :

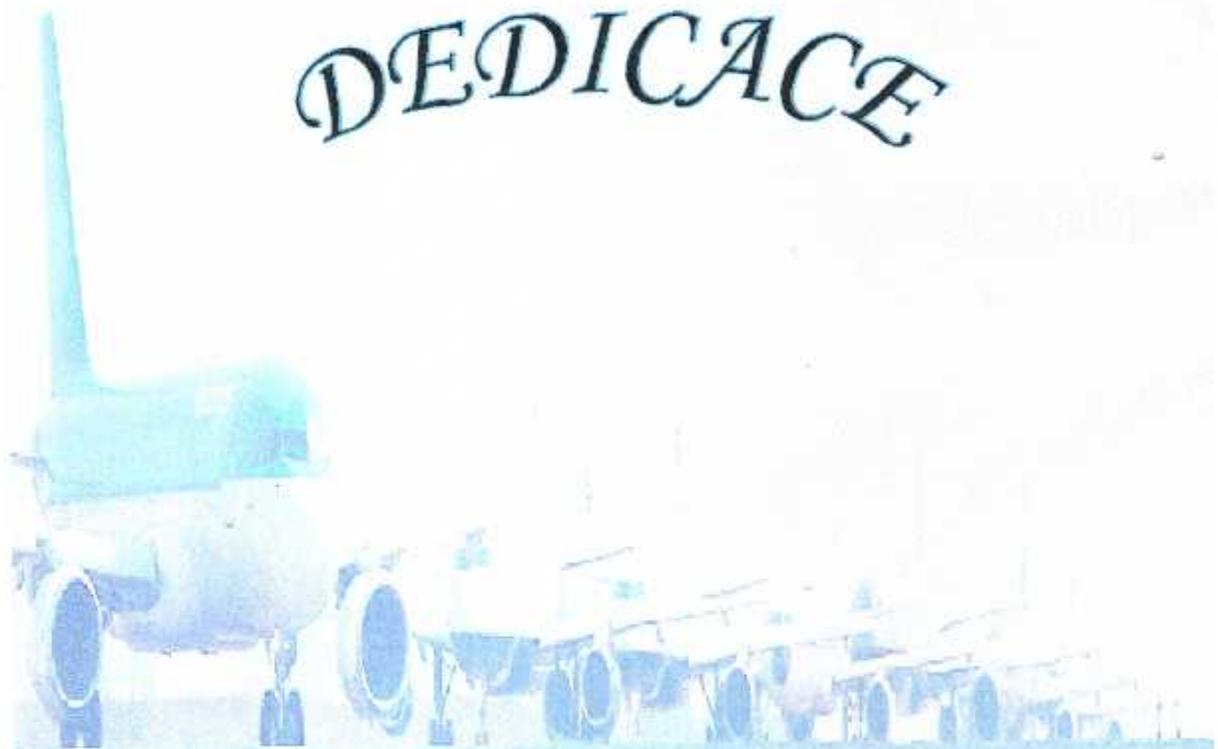
M^{er} : FERRADJ Mounir.

M^{er} : KHOUFACHE Toufik.

Année universitaire 2001/2002.



DEDICACE



- ❖ *A mes très chers parents que dieu les garde.*
- ❖ *A mon jumeau Samir ,ma sœur Farida, mes frères Djamel et Kamel ainsi que leurs petites familles.*
- ❖ *A mon binôme Toufik ainsi que toute sa famille.*
- ❖ *Aux deux TS, Tarek et Asma et Mr Abada.*
- ❖ *A mes collègues Firas, Amin, Sofiane, Fahd, Dadou, Mustapha.M ,Mustapha.K, Hichem.B, Kamel 08, Billal, ,Karim, Samir et Hichem.*
- ❖ *A mes amis (es) Achour ,Ramzi, Younes, Nabil, Gheliem, Fakhrou, Homed, Karim, Amin, Belkacem, Hafida, Imane, Nassima, Siham, Naima et Houria et tous mes collègues de la promos 2001/2002 .*

Mounir

DEDICACE

*Ad hduz ama hil i :
I yemma ed baba.*

*I yesstma :
Zahia ed siham.*

*I yayetma:
Karim, azzedine, nadir, ed nacer.*

El wacul e tikcicine an ami.

*Acrif en thalustagi:
Mounir d elfamilias.*

*I yemdukalfiw:
Farid.K, Athmane, Nabil, Walid, Samy, Faeçal, Nassim, Habib, Ghali,
Djamel, Rachid, Yazid, Malek, Ali, Zazou, Karim.A, Mohand, Brahim,
Fares, moncef, Amin.G, Reda.B, Reda.K, Rmzi, Hichem, Djeloul, Karim,
Achour, Bachir, Djilali, Tarek, Younes, Soufiane, Amin.A, ...
Nassima.M, Lila, Mounia, Hafida, Lamia, Nassima, Asma, Hayel, Naima,
Houria, Siham, Noura, Karima, Akila, Wassila, Nawel, ...*

Akith la promo n 2002.

*Je dédie aussi ce travail a toute personne qui à apporté son soutien, et tout
ceux qui m'aime, et que j'aime...*

K. Toufik



REMERCIEMENTS

Tout d'abord, on tient à remercier monsieur BENTRAD Hocine, notre promoteur, pour nous avoir accueilli, et sa confiance accordée pour traiter notre sujet, qui nous a dirigé et conseillé tout le long de notre travail.

Egalement à Monsieur BERGHEUL, le directeur de l'institut d'aéronautique, pour sa confiance et son soutien.

Et à M^{ct} BOUMEDANE, professeur à l'institut de mécanique.

Nous remercions aussi M^{ct} MOKHTARI responsable de l'atelier de propulsion, M^{ct} DAOUDJI, responsable de l'atelier de métallurgie, M^{ct} ALILI, M^{ct} REMALA Sofiane gérant de l'entreprise MED, M^{ct} SAMAH de l'entreprise SICAM de BEJAIA, le mécanicien MANSOURI Mouloud et M^{ct} TOUATI de la bibliothèque de l'IAB.

Et nous remercions fortement les techniciens HAMED Tarek, et MANSOURI Asma, ainsi que MEGHZI Mohamed, YOUNES, NOUAS Sofiane, et DEBBAGH Hafida, pour leurs aide lors de la réalisation de notre projet.

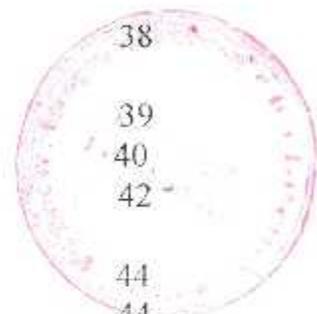
Nous remercions également à toute personne qui nous a apporté une aide, pour le bon déroulement de ce présent projet.

TANEMIRT

SOMMAIRE

Introduction	1
Chapitre I : le turboréacteur	2
1-1/ système propulsif d'un avion	3
1-2/ Définition d'un turboréacteur	3
1-3/ technologie d'un turboréacteur	3
3-1) Entrée d'air	3
3-2) Le compresseur	5
3-3) La chambre de combustion	8
3-4) La turbine	12
3-5) La tuyère (canal d'éjection)	14
3-6) Dispositifs spéciaux	15
3-7) Circuit carburant	16
3-8) circuit de graissage	17
chapitre II :le turbocharger	18
2-1/INTRODUCTION	19
1-1) Induction forcée	19
1-2) Les turbochargers et les superchargers	19
2-2/ HISTORIQUE DU TURBOCHARGER	20
2-3/ DIFFERENTES PARTIES D'UN TURBOCHARGER	21
3-1) Le Logement de la turbine	21
3-2) La roue de la Turbine	22
3-3) Les logements du compresseur	22
3-4) La roue du compresseur	22
3-5) Le logement roulement	23
2-4/ FONCTIONNEMENT D'UN TURBOCHARGER	24
2-5/ CONCEPTION DES ROUES COMPRESSEUR ET TURBINE	25
5-1) Facteur déterminant les performances du turbocharger	26
5-2) La Turbine	26
5-3) Le Logement de la roue	27
5-4) La roue du Compresseur	28
2-6/ LES PERFORMANCES D'UN COMPRESSEUR CENTRIFUGE	30
6-1) Le flux d'air	31
6-2) Taux de compression	32
6-3) Vitesse des roues	32

6-4) Limite du Rendement adiabatique	32
6-5) limite du pompage	32
2-7/ QUELQUE NOTION SUR LES TURBOCHARGERS	33
7-1) Le Décalage du turbo	33
7-2) Refroidissement	33
7-3) Lubrification	33
7-4) Les filtres à air	35
2-8/QUELQUES MARQUES DES TURBOCHARGERS	35
chapitre III : étude théorique et conception	37
3-1/ IDEE DE BASE	38
3-2/ ETUDE DU COMPRESSEUR CENTRIFUGE	39
❖ Equations généralisées	40
❖ Calcul dans un étage de compresseur	42
3-3/ ETUDE DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION	44
3-1) Géométries de la chambre de combustion	44
3-2) structure de la chambre de combustion	45
3-3) étude thermodynamique	46
3-4) estimation de la chambre	49
3-5) étude thermique	51
3-6) épaisseur de la chambre	52
3-4/ DIMENSIONNEMENT DE L'INJECTEUR	52
4-1) introduction	52
4-2) fluide injecter	53
4-3) dimensionnement	54
4-4) injecteur de carburant	55
3-3/ ETUDE DE LA TURBINE	57
❖ Equations généralisées	58
❖	
3-4/ ETUDE DE LA TUYERE	61
4-1) Ecoulement à travers une tuyère	61
3-5/ PROGRAMME ET GRAPHS	65
❖ Organigramme	65
5-1) interprétation	69
❖ Interprétation des graphes	69
❖ Intérêt des graphes	70
❖ Le tableau de résultats	71
❖ Graphes	73



Chapitre IV : réalisation pratique	79
LE BANC D'ESSAI	
4-1/LE DEMARREUR	81
4-2/ LE SOCLE	82
4-3/LETURBOCHARGER	83
4-4/LA CHAMBRE DE COMBUSTION	86
❖ Estimations théoriques	86
❖ réalisation	91
4-5/ LA TUYERE D'EJECTION	95
❖ Estimation théoriques	95
❖ Réalisation	85-
4-4/ CIRCUIT DE CARBURANT	97
4-5/ CIRCUIT DE GRAISSAGE	101
5-1) Estimations théorique	102
5-2) Réalisation	105
5-3) Assemblage	108
4-5/ ALLUMAGE	111
4-6/ LE TABLEAU DE CONTROLE	113
❖ Le tableau de commandes	117
4-7/ MESURES DE SECURITE	118
7-1) A l'arrêt	118
7-2) En fonctionnement	118
4-8/ PROCEDURES DE DEMARRAGE	119
4-9/ PHASE D'ACCELERATION	120
4-10/ EXTINCTION	120
conclusion	121
bibliographie	122
annexes	123

Introduction.

INTRODUCTION

L'industrie aéronautique est un secteur qui fait appel à de multiples procédures techniques et surtout expérimentales, qui ont une importance prépondérante dans le développement de l'aviation.

La plus importante partie de l'avion est le moteur, qu'on a jamais cessé de développer au cours de ces dernières années, en allant du turbopropulseur, vers le turboréacteur, et ensuite vers le turbofan.

Le turboréacteur n'est autre qu'une turbomachine qui contient des organes tournants, à savoir le compresseur et la turbine qui sont liés par un arbre commun, connectés à une chambre de combustion où se passe les différentes réactions chimiques afin de produire l'énergie utile pour le moteur.

Vouloir réaliser un moteur similaire, est un fait difficile et très compliqué ce qui nous a incité à développer une idée, celle de concevoir un banc de simulation, similaire à un vrai turboréacteur, mais plus petit, qui va être un outil didactique, utile pour les étudiants.

Dans notre travail on s'est basé essentiellement sur les expériences, et les approches semi empiriques, afin d'effectuer notre étude. Pour la réalisation du moteur on a procuré les matériaux nécessaires et un turbocharger qui va nous servir de turbine et de compresseur.

Les différentes étapes de notre étude seront résumées dans les chapitres qui viendront, qui vont nous permettre d'avoir une idée générale sur le travail suivi.

Chapitre I

Généralités sur le Turboréacteur.

1-1/ SYSTEME PROPULSIF D'UN AVION :

Considérons un avion en vol stabilisé horizontale.

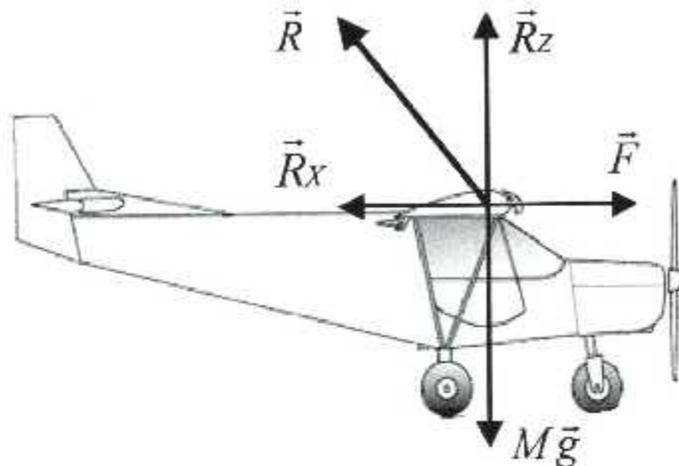


Figure 1-1 : Avion en vol horizontal stabilisé

En ramenant toutes les forces sur l'aile, la résultante aérodynamique \vec{R} se décompose parallèlement au vent relatif à une traînée \vec{R}_x et perpendiculairement au vent relatif à une portance \vec{R}_z , qui équilibre le poids $M\vec{g}$ de l'avion. Le rôle du propulseur est de fournir une force \vec{F} égale et opposée à la traînée \vec{R}_x afin d'équilibrer et d'assurer le vol de l'avion.

Alors dans ce cas le moteur doit assurer une production d'énergie qu'il va transformer en force propulsive \vec{F} . Ces deux fonctions peuvent être séparées dans le cas des moteurs à hélices ou liées dans le cas des turboréacteurs.

1-2/ DEFINITION D'UN 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.

1-3/ TECHNOLOGIE D'UN TURBOREACTEUR :**3-1) Entrée d'air :**

L'entrée d'air a pour rôle d'assurer une alimentation continue d'air pour le moteur dans tout ses régimes. Généralement l'entrée est un conduit à section variable où se

réalise une augmentation de la 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 de ($M=[0.5-0.55]$).

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

❖ différents types d'entrées d'air :

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

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

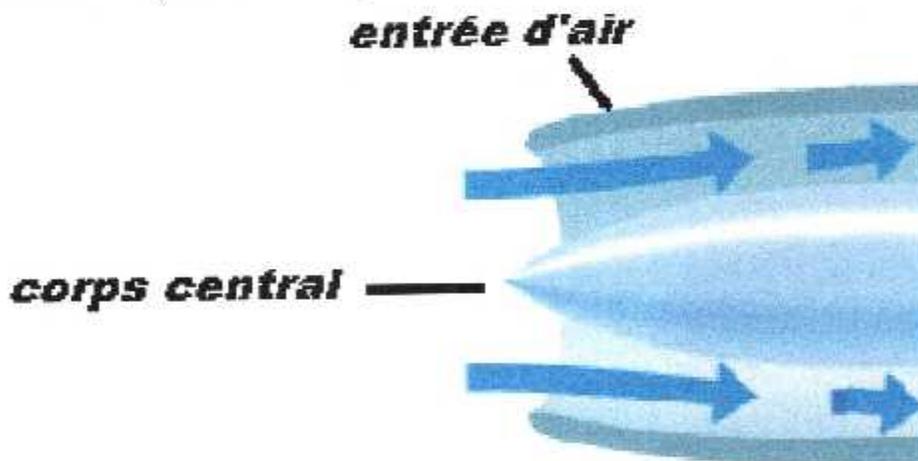
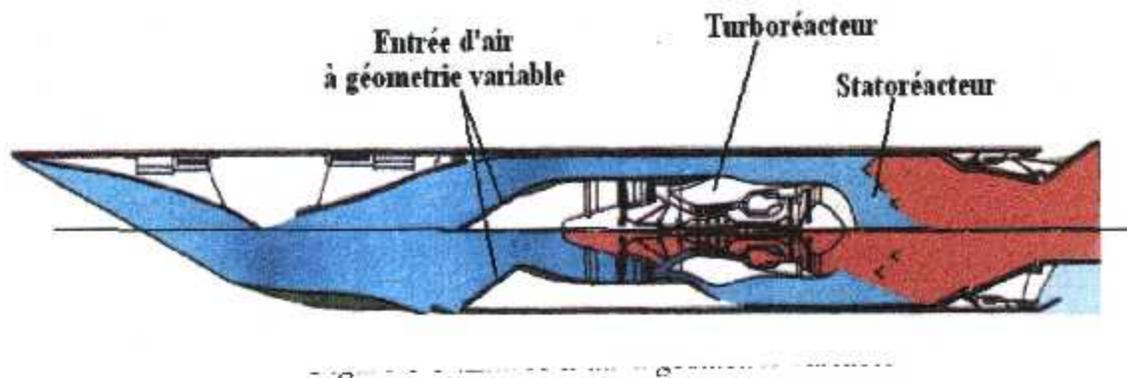


Figure 1-2 : entrée d'air avec corps central

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 entée 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.



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 travaille dans la turbine, autrement dit, en dépensant de l'énergie, pour faire tourner le compresseur d'avantage lors de la combustion.

Un compresseur est toujours composé d'une partie fixe, le stator à l'intérieure de laquelle tourne une partie mobile, le rotor. Il existe deux types de compresseurs, le centrifuge et l'axial.

Le premier est composé d'une roue mobile souvent appelé « rouet » et d'un stator « diffuseur ».



Figure 1-4 : rouet d'un compresseur centrifuge.

L'admission de l'air se fait par la partie centrale du rotor et par conséquent, la surface frontale du moteur sera nettement supérieure à la section de l'entrée d'air. Il s'agit d'un inconvénient, pour ce type de compresseur, son taux de compression est généralement limité aux environs de 4.

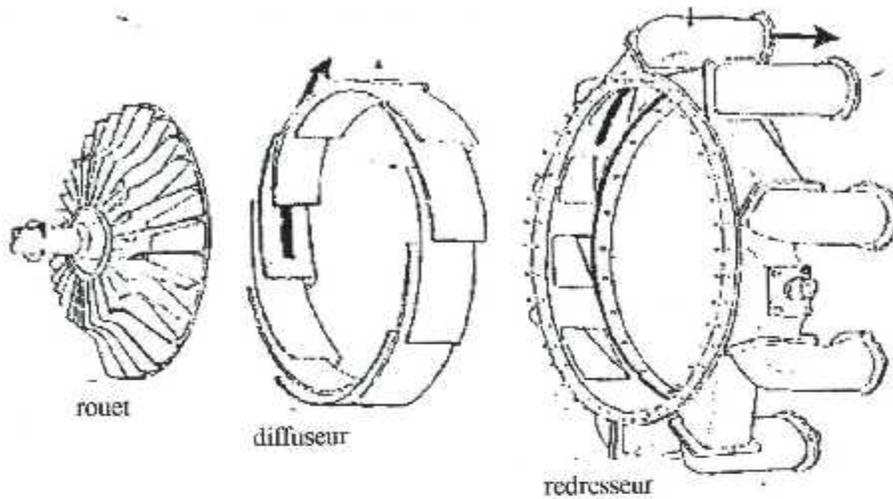


Figure 1-5 : schémas éclaté d'un compresseur centrifuge.

L'air est chassé à travers le diffuseur par la force centrifuge créée par le rotor, qui a une vitesse de rotation très élevée, (de l'ordre de 20.000-40.000 RPM) suivant son diamètre, ce qui permet à l'air comprimé d'acquies une énergie cinétique bien importante.

L'écoulement est dirigé vers la chambre de combustion par un diffuseur qu'on appelle aussi redresseur, qui contient des aubes axiales ou radiales servant à délimiter les passages divergents. L'énergie cinétique restante sera transformée donc en énergie de pression.

Le second type est le compresseur axial constitué d'un rotor formé d'un empilage de disques à la périphérie sur lesquels sont fixées des aubes, et d'un stator, qui loge le compresseur, (formant un étage de compresseur), à l'intérieur duquel sont fixées des rangées circulaires d'aubes profilées. La section de sortie est inférieure à celle de l'entrée. Pour cela, plusieurs solutions sont réalisées.

- a) Rotor conique et stator cylindrique. (fig1-5. (a)).
- b) Rotor cylindrique et stator conique. (fig1-5. (b)).
- c) Rotor et stator cylindro-conique. (fig1-5. (c)).

Dans la pratique deux types de compresseurs axiaux sont utilisés le compresseur simple corps où le rotor est composé en un seul bloc, et le compresseur double en corps, là le rotor est composé en deux blocs, basse pression et haute pression, les deux corps tournent avec des vitesses différentes sur des arbres concentriques.

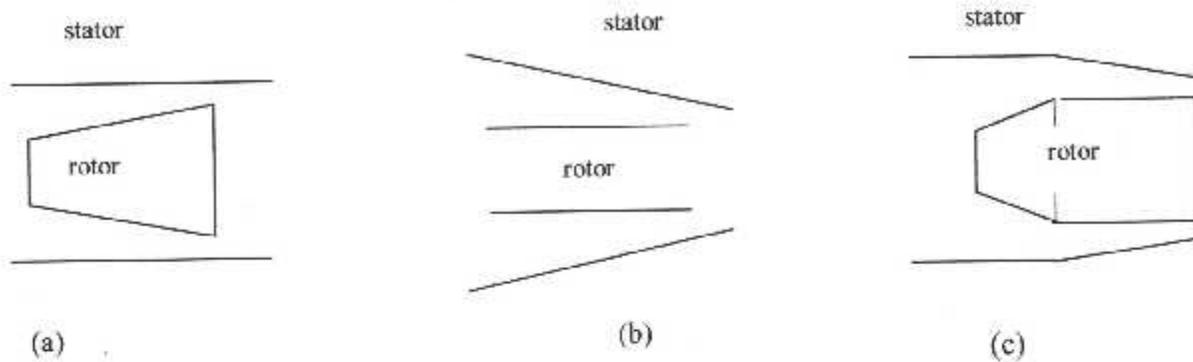


Figure 1-5 : différents types de compresseurs axiaux

❖ Les limitations de fonctionnement :

➤ Le pompage :

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

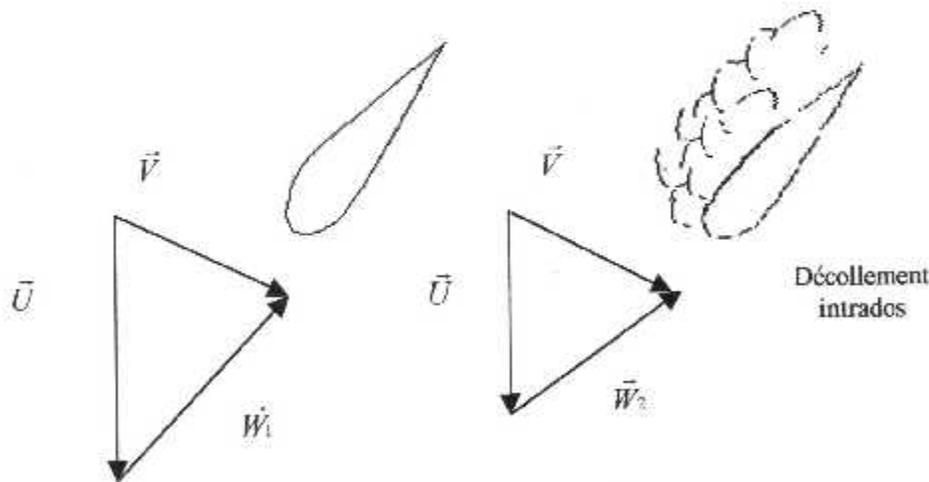


Figure 1-6 : le décollement à travers une aube de compresseur.

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

➤ Remèdes :

- 1) aubages de pré-rotation (IGV) pour guider l'écoulement de l'air et le présenter au compresseur dans les meilleures conditions possibles.
- 2) 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.
- 3) Les vannes de décharge (VBV) pour contrôler le débit d'air afin de l'adapter aux conditions de fonctionnement.

3-3) La chambre de combustion :

La chambre de combustion élève la température de l'air, par la combustion du carburant. Cette température obtenue par les gaz doit être compatible avec la tenue mécanique des matériaux de la turbine. On rencontre beaucoup de problèmes causés par la combustion qui sont très complexes et il n'y a pas de théories complètement satisfaisantes pour les expliquer, alors l'expérimentation a une part prépondérante dans la mise au point d'une chambre de combustion.

Les constructeurs sont contraints dans leurs conceptions à répondre aux exigences suivantes :

- Minimiser l'encombrement.
- Assurer la combustion, la plus complète possible dans tout le domaine d'utilisation du G.T.R.
- Éviter le dépôt de carbone sur les brûleurs et les parois.
- Réduire les pertes de charge.
- Éviter les déformations et criques des parois à la suite des chocs thermiques subits.
- Assurer une répartition de température non néfaste sur les aubes de la turbine.

Pour répondre à ces besoins les constructeurs proposent différentes configurations de chambres de combustion .

❖ Types de chambres de combustion :

➤ Chambre individuelles ou tubulaires :

Ce type de chambre de combustion fut le premier à être adopté, vu la facilité de sa mise au 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 entre elles 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.

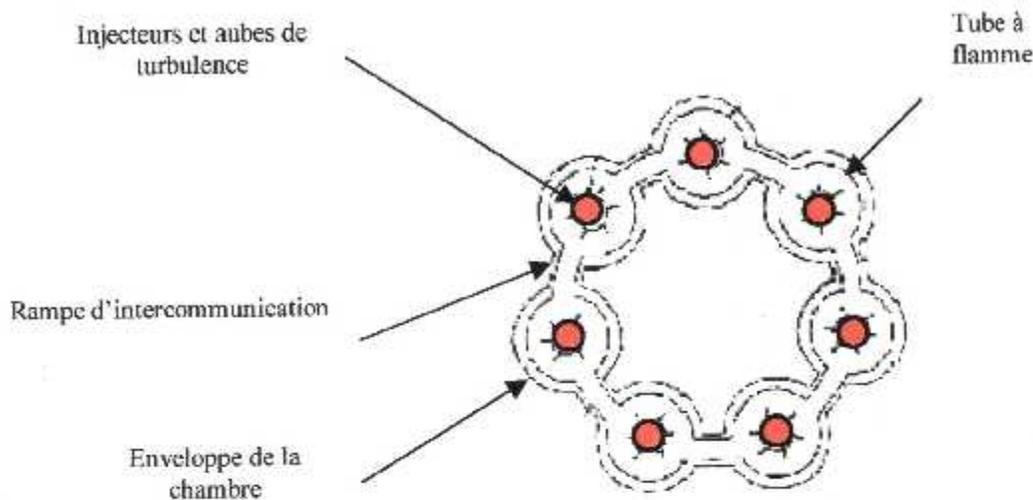


Figure 1-7 : chambre de combustion tubulaire.

➤ Chambres annulaires :

Ce type de chambres de combustion comme la précédente comporte deux enveloppes, interne et externe, qui sont généralement cylindriques concentriques et leur axe longitudinal est confondu avec l'axe du réacteur. Les injecteurs, chacun avec son tourbillonnaire, sont disposés sur la base du tube à flamme du côté du compresseur.

Ce type de chambre a un meilleur rendement, mais d'une mise au point extrêmement délicate.

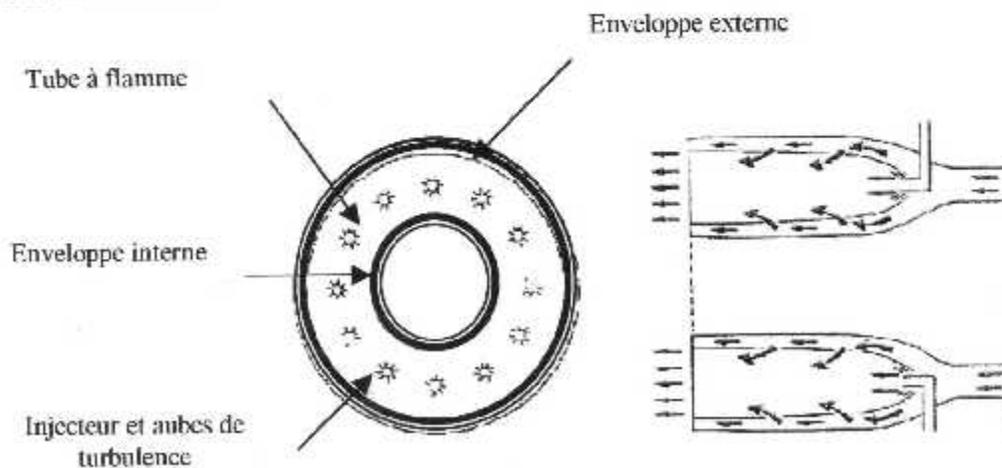


Figure 1-8 : chambre de combustion annulaire.

Il est retenu par les motoristes français, SNECMA, et TURBOMECA, ainsi que par General Electric pour le CF 6 et les CFM, aussi par Pratt et Withney pour le JT9 et le JT8.....

➤ Chambre tubo-annulaire :

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

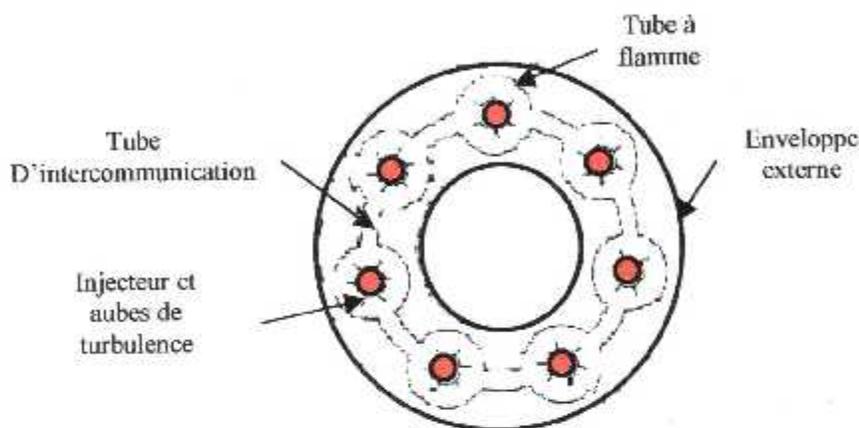


Figure 1-9 : chambre de combustion tubo-annulaire

❖ Conditions de fonctionnement d'une chambre de combustion :

La richesse dépend de la température d'entrée et de sortie de la chambre, qui dépendent elles-mêmes des conditions de vol. Elle est maximale au décollage, et diminue en croisière. La valeur minimale est atteinte en régime transitoire. C'est pourquoi la combustion doit rester stable pour des valeurs de la richesse descendant jusqu'à 0.003. D'autre part, la chambre doit pouvoir se rallumer et avoir une plage de fonctionnement stable pour l'autorotation après extinction en altitude. Après rallumage, la combustion doit permettre l'accélération du moteur pour des altitudes variables de 7 000 à 12 000 mètres suivant le type d'avion.

❖ Paramètres influencent sur la combustion :

La combustion est influencée principalement par la température d'entrée dans la chambre, la vitesse de l'écoulement, et la Pression minimale d'inflammation.

Plus la pression diminue, et plus la plage de combustion possible (dosage en richesse) diminue. Il existe une pression minimale, en dessous de laquelle la combustion est impossible.

La pression atmosphérique diminuant en fonction de l'altitude, la pression d'entrée diminue également. D'où les courbes sur (figure 1-10).

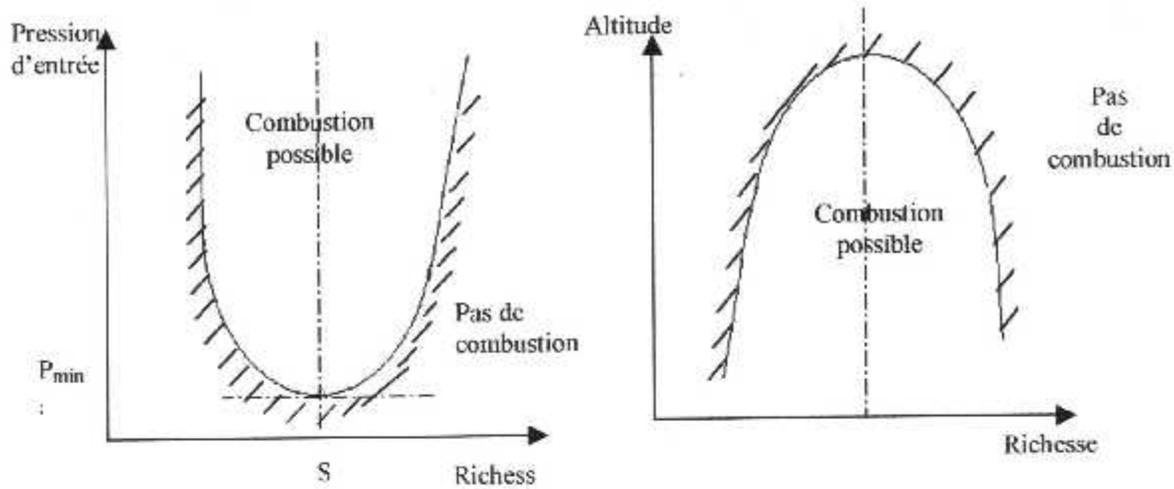


Figure I-10 : courbe des paramètres influents sur la combustion.

Le domaine où la combustion est possible diminue avec l'altitude, le rallumage en vol peut présenter des difficultés en altitude.

❖ Facteurs régissant la combustion :

La combustion est régit essentiellement par les paramètres suivants:

- le temps.
- la température.
- la turbulence.

❖ Qualités requises par une chambre de combustion :

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

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

3-4) La turbine :

Son rôle est d'entraîner le compresseur et les équipements par transformation d'une partie de l'énergie de pression en énergie cinétique, puis en énergie mécanique. L'énergie restante à la sortie de la turbine produit la poussée du réacteur. Comme le compresseur, elle est constituée, d'une partie fixe (stator ou distributeur de la turbine), et d'une partie mobile (rotor ou roue de la turbine).

❖ Types de turbines :

Comme les compresseurs il existe deux types de turbines, les turbines centripètes où l'écoulement entre dans la turbine radialement et ressort axialement, et les turbines axiales où l'écoulement la traverse axialement de l'entrée à la sortie.

❖ Fonctionnement des turbines :

En général, les turbines rencontrées sur turboréacteurs sont du type axial, l'écoulement est parallèle à l'axe du moteur. L'étage de détente comprend :

- Un système fixe (le distributeur) qui est une grille d'aubes fixes.
- Un système mobile (la roue) qui est une grille d'aubes mobiles.
- Lorsque la puissance à prélever dépasse les possibilités d'un seul étage, on utilise des turbines à plusieurs étages.

Le distributeur dévie les gaz d'un angle dans la direction tangentielle de la roue. Il transforme leur énergie de pression en énergie cinétique, par effet convergent $V_2 > V_1$ car $S_2 < S_1$.

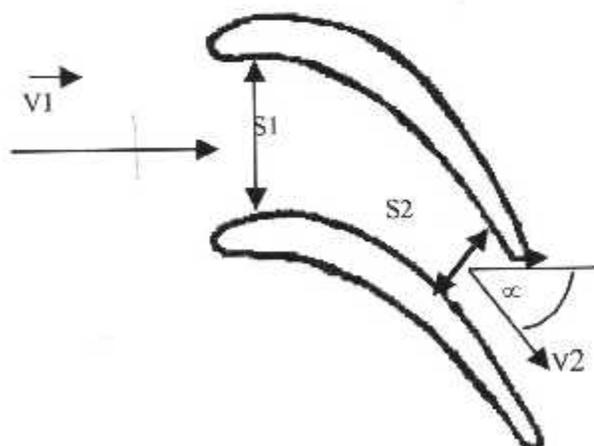


Figure 1-11 : déviation des gaz traversant la roue de la turbine.

L'accélération de l'écoulement ainsi obtenue s'accompagne d'une diminution de pression et de température. La roue dans laquelle la détente et la déviation de l'écoulement entraînent une distribution inégale des pressions sur l'intrados et l'extrados des aubes mobiles.

Ce qui crée une force F_r , qui les fait tourner et qui peut être décomposé en deux forces une force axiale F_x , et Une force tangentielle F_u .

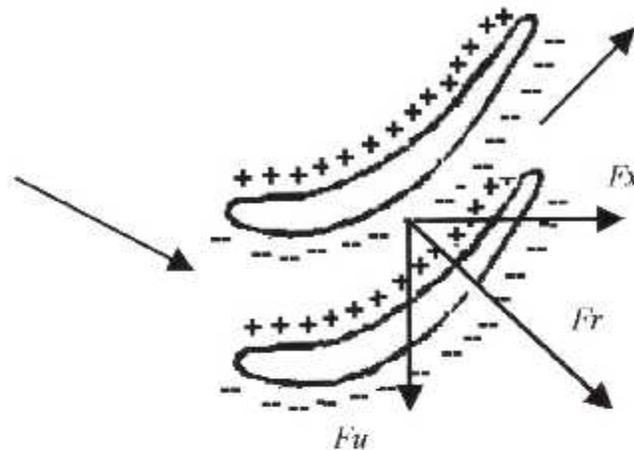


Figure I-12 : les forces agissantes sur l'aubages.

Cette force F_u met la roue de turbine en mouvement, alors une partie de l'énergie cinétique des gaz de combustion est transformé en énergie mécanique.

Pour entraîner la roue de turbine on cherche à avoir une force F_u , la plus élevée possible, pour cela il faut, Soit augmenter la vitesse V du flux gazeux, soit augmenter l'incidence de l'aube mobile, Soit agir sur les deux à la fois, d'où le rôle du distributeur. Les aubes mobiles sont conçues pour capter dans les meilleures conditions possibles l'énergie nécessaire à la rotation du mobile.

❖ Limitations de fonctionnement :

La turbine est l'organe du turboréacteur qui travaille dans les conditions les plus sévères à savoir :

- Hautes température.
- Efforts centrifuges importants.
- Contraintes thermiques élevées, notamment lors des allumages et extinctions de la chambre de combustion.
- Atmosphère oxydante.
- Vibrations lors des passages dans les régimes de résonance.

Il importe donc :

- De choisir judicieusement les matériaux constituant les aubes de distributeur et de la roue mobile.
- Avoir une température plus basse vers le sommet de l'aube pour protéger les parois extérieures, et au niveau du pied qui est très sollicité en fatigue.
- Prévoir un ancrage correct des aubes mobiles sur le disque.
- Eviter les sillages chauds nuisibles par les aubes du distributeur.
- Refroidir les aubes de distributeur et les aubes de la roue mobile.

3-5) La tuyère (canal d'éjection) :

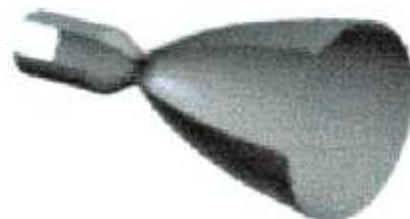
La tuyère convertit la pression des gaz en énergie cinétique. Le but du canal d'échappement est d'avoir la forme requise afin que la pression des gaz à la sortie du moteur soit la plus faible possible et que ces gaz évacuent l'engin le plus rapidement possible.

Au dix-huitième siècle, le scientifique suisse Daniel Bernoulli a découvert que, plus un fluide se déplace rapidement, plus sa pression diminue. Le canal d'admission et d'échappement sont fabriqués selon cette loi. Si l'on considère que l'air pénètre à débit constant dans le diffuseur (entrée du réacteur), sa vitesse va diminuer puisque qu'il y a plus d'espace à la fin de la section. De ce fait, la pression augmente, favorisant la compression. Au contraire, dans la tuyère (sortie du réacteur), sa vitesse va augmenter puisque l'espace est plus petit, diminuant ainsi la pression à la sortie du moteur. C'est en fait cette basse pression jumelée à la haute pression de la chambre à combustion qui crée la formidable poussée du réacteur.

Pour cela plusieurs formes sont mises au point suivant le type du moteur et son domaine d'évolution à savoir un Canal d'éjection de turboréacteur simple qui contient un carter d'échappement, convergent, et un carter convergent-divergent.



Tuyère convergente



Tuyère convergente divergente

Figure 1-12 : différentes tuyères.

Un canal d'éjection de turboréacteur équipé de la post-combustion (PC) est composé d'un carter d'échappement, un système de PC et une tuyère à section variable.

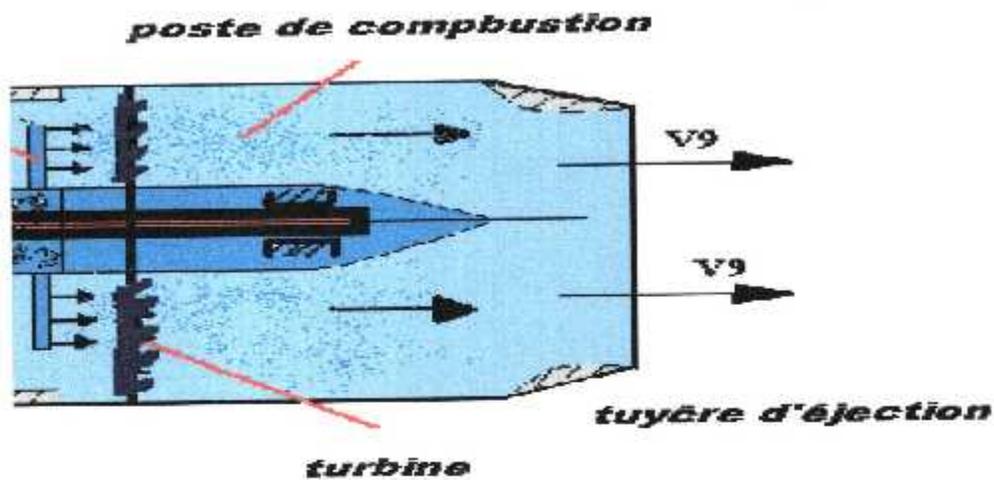


Figure 1-13 : tuyère avec post-combustion.

3-6) Dispositifs spéciaux :

❖ 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.

❖ Atténuateurs de bruit :

Le bruit des turboréacteurs est considérable, surtout au décollage, où 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.

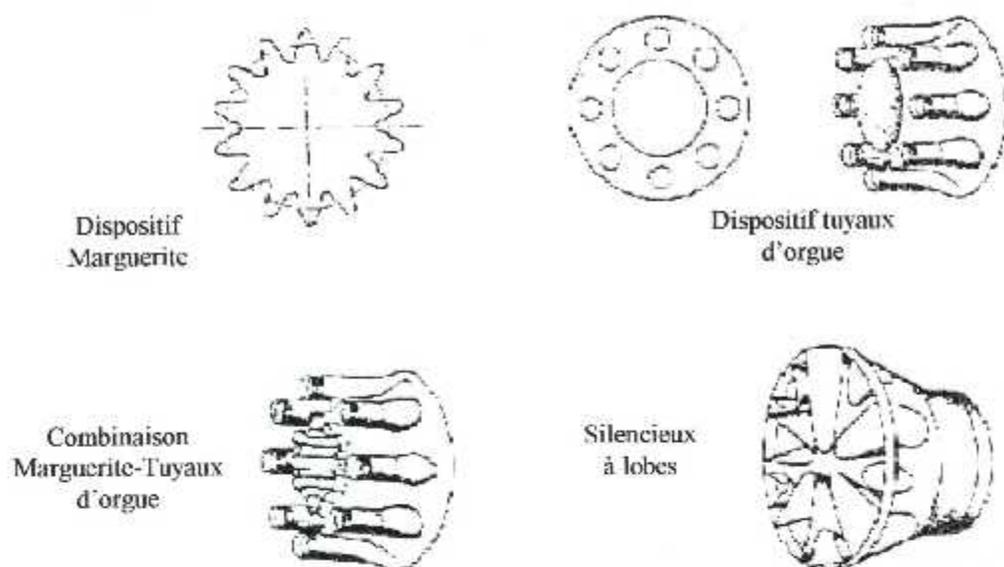


Figure 1-14 : atténuateur de bruit.

3-7) Circuit carburant :

La partie la plus compliquée de tout turboréacteur, est probablement le système carburant. Le système est sollicité pour démarrer et accélérer le moteurs, qui doit être protégé contre les températures excessives des gaz d'échappement et les survitesses qui peuvent conduire au fracassements du compresseur.

❖ Les exigences du circuit carburant :

Les exigences fondamentales du système carburant sont :

- L'approvisionnement en combustible doit être adéquat et continue pendant le vol et le redémarrage en cas de nécessité.
- Contrôler exactement la vitesse du moteur et sa stabilité durant le fonctionnement et fournir le contrôle transitoire pour accomplir des changements rapides de puissance.
- Gérer le bon fonctionnement aérodynamique du compresseur (par action sur les stators à calage variable)pour lutter contre le pompage.
- Gérer le fonctionnement des valves.
- Effectuer des programmes de démarrage automatiques du niveau de la mer jusqu'à 20,000 pieds d'altitude.
- Protéger le moteur contre la destruction de sa chambre de combustion et survitesse de sa turbine.

Le système carburant du moteur délivre au système de régulation, du fuel, du moteur un débit constant à une pression propre et adéquate et la quantité nécessaire

pour le fonctionnement du moteur. En dépit de la variation des conditions atmosphériques. Le combustible sert aussi comme lubrifiant pour la pompe à carburant.

❖ Les carburéacteurs (carburants) :

Les carburants pour les turbomachines ont fait leur apparition à la fin de seconde guerre mondiale. Depuis, l'évolution de leurs spécifications s'est faite en fonction des progrès réalisés dans la technologie des turbomachines et des capacités de production de tel ou tel type de carburant.

Un carburant est caractérisé par sa température de congélation (spécifié par le point de congélation) et la température d'inflammation en présence d'une étincelle, (spécifié par le point d'éclair).

➤ Les paramètres caractéristiques d'un mélange carburé :

- le dosage :

C'est le rapport de masse de carburant à la masse d'air qui lui est mélangée pour effectuer la combustion. Lorsque tout l'oxygène de l'air est utilisé pour brûler complètement tout le kérosène du mélange, on dit qu'on a un dosage stœchiométrique qui est égal à 1/15.

- La richesse :

- C'est le rapport du dosage réel au dosage stœchiométrique que l'on note par r .
- Si $r > 1$, on a un mélange riche, et tout le carburant ne peut pas brûler pour manque d'oxygène.
 - Si $r < 1$, on a un mélange pauvre et tout le carburant peut brûler.

3-8) Circuit d'huile(graissage) :

Chaque moteur doit avoir un circuit d'huile indépendant, pouvant lui fournir une quantité d'huile adéquate à une température sécurisante pour une utilisation continue en plus :

- Les protéger contre la détérioration en cas de frottement, en maintenant un film d'huile entre elles.
- Assurer une protection contre la corrosion.
- Refroidir les pièces en frottement.
- Exploitation de la température récupérée pour réchauffer le fuel.
- Nettoyage des paliers et roulements.

Chapitre II

Le Turbocharger.

2-1/INTRODUCTION :

1-1) Induction forcée :

L'induction forcée est le processus d'utiliser un système mécanique pour forcer plus d'air dans un moteur. Ceci inclut les superchargeurs, turbochargeurs. Les superchargeurs et turbochargeur utilisent un compresseur pour pousser de l'air et le forcer dans le moteur, ce qui le rend plus dense (donc plus d'oxygène). Quand une plus grande proportion de fuel est ajoutée à l'air dense, ce mélange crée une plus grande explosion et par conséquent plus de puissance moteur.

1-2) Les turbochargeurs et les superchargeurs :

❖ Les superchargeurs :

Un supercharger est un compresseur entraîné par une courroie attachée au vilebrequin du moteur, vue qu'il est propulsé directement par le vilebrequin, il est considéré comme un parasite car le prélèvement de mouvement du vilebrequin diminue la puissance du moteur. Cependant, comme il est attaché directement au vilebrequin, la puissance de sortie est disponible à tous régime et il n'y a aucun "décalage" dans la distribution de la puissance. Il est recommandé pour les faibles régimes.

Turbochargeurs :

Un turbocharger, utilise une turbine conduite par la détente des gaz d'échappement chauds en expansion, pour propulser un compresseur centrifuge qui force de l'air dans le moteur.

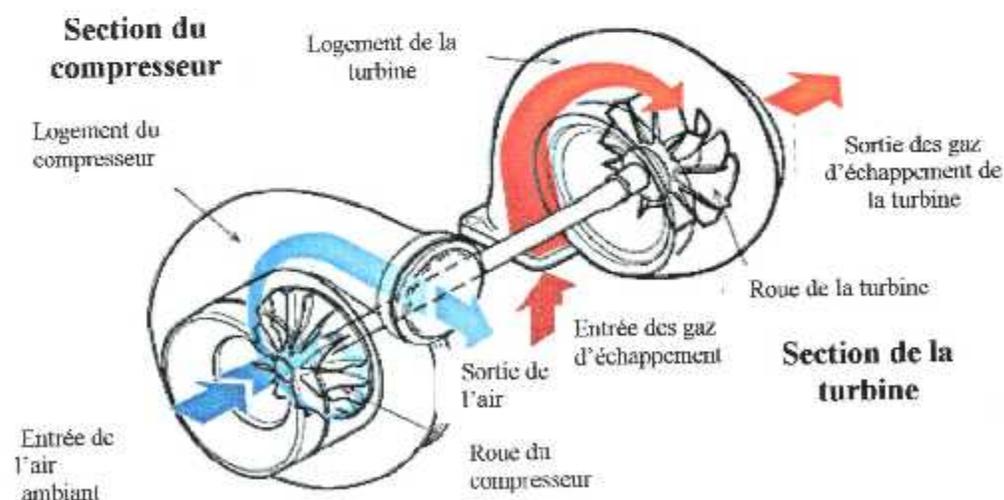


Figure 2-1 : Parcours des gaz d'échappement et de l'air ambiant.

Du faite que le turbo est conduit par une énergie gaspillée réellement, il n'y a aucune perte sur le moteur pour actionner le turbo, cependant, il peut prendre un peu de temps avant que les gaz d'échappement atteignent un niveau suffisant pour entraîner le turbocharger, ce délai dans la livraison de la puissance est appelé " le Décalage " du turbo et peut mener à une pause considérable entre l'action des gaz et l'apparition de la puissance supplémentaire.

En outre, les turbos exigent souvent d'être refroidi un bon moment après usage (ce qui signifie laisser le moteur tourner au ralenti pour quelques minutes chaque fois qu'on veut le couper).

2-2/ HISTORIQUE DU TURBOCHARGER :

Le premier turbocharger a été inventé en 1905 par l'ingénieur suisse Dr. Alfred J. Buchi. Il était Ingénieur Principal au Département de recherches des Frères Sulzer, et en 1915 il a introduit le premier prototype d'un turbocharger d'un moteur diesel. Son moteur a été fondamentalement ignoré par l'industrie automobile, mais les ingénieurs aéronautiques été complètement intéressés. Les turbochargers ont parus comme une solution au problème de maintenir la performance du niveau de la mer à hautes altitudes.

La Compagnie Générale Electrique au Etats-Unis a commencé le développement du turbocharger pendant la fin des années 1910. En 1920, un LePere bi-plans été équipé avec un moteur de Liberty et un turbocharger de Général Électriques, ils ont établis un nouveau record de l'altitude de 33,113 feet.

Pendant la première guerre mondiale, l'ingénieur Français Auguste Rateau a développé un turbo chargeant le moteur de l'avion. Avec le début de la deuxième guerre mondiale, presque tous les avions militaires avaient un turbocharger. Les turbochargers ont aussi été utilisés sur les grands moteurs industriels et sur les camions de transport qui travaillent à hautes altitudes.



Figure 2-2 :Le turbocharger

La Corporation Garrett, créée en 1936 par J. C. " Cliff " Garrett, a conçu un refroidisseur d'air pour le B-17. Le 27 septembre 1954, Garrett a commencé AiResearch Industrial Division - pour la conception et la fabrication des turbochargeurs à essence. La division Industrielle AiResearch serait nommée plus tard Garrett Automotive.

Les constructeurs des voitures avec turbocharger, ont commencé à expérimenter les moteurs de l'automobile avec les turbos, pendant les années 1950, mais ce n'était que jusqu'à les années 60 que les turbos seraient utilisés dans l'industrie automobile.

2-3/ DIFFERENTES PARTIES D'UN TURBOCHARGER :

Le turbocharger est constitué essentiellement d'un compresseur centrifuge, encastré dans son logement, et d'une turbine centripète, couverte par un cache, entre ces deux caches on retrouve le logement des roulements qui abrite l'arbre reliant la turbine au compresseur. Comme indiqué sur la figure ci dessous.

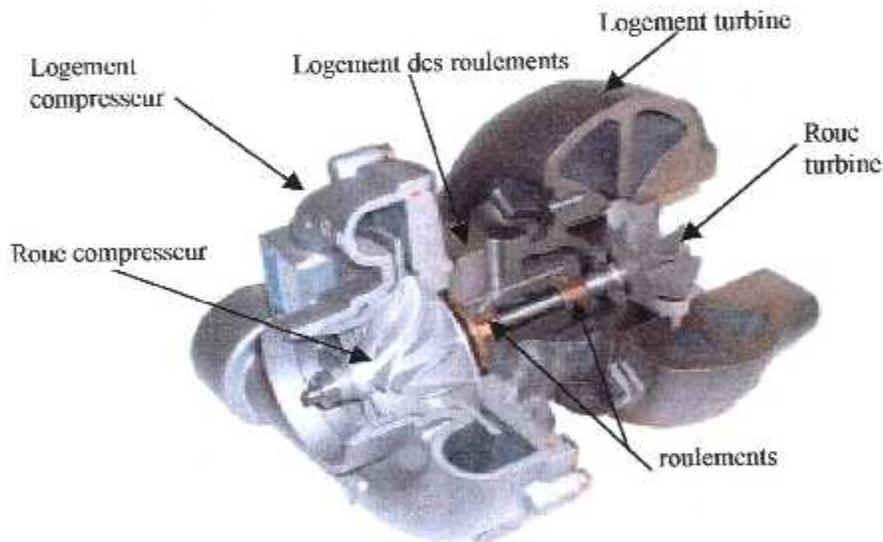


Figure 2-3 : Vue en coupe du turbocharger

3-1) Le Logement de la turbine :

Le logement de la turbine est fabriqué à base de graphite typiquement sphéroïdal dépouillé du fer (ferritic). Le logement turbine doit être suffisamment solide pour résister à l'éclatement de la roue, à la corrosion et aux fissures. C'est pour cela que la majorité de ces logements est faite de fer nodulaire à graphite sphéroïdale, qui sont recommandés dans des fonctionnements dans des températures constantes de l'ordre de 700°C. L'usinage du profil doit convenir avec la forme des aubes de la turbine et doit être contrôlé pour avoir des performances optimales.

3-2) La roue de la Turbine :

La roue est obtenue dans le cas général par moulage solidaire à l'arbre de rotation, quand ce n'est pas le cas, plusieurs procédés sont utilisés pour les attacher, comme la soudure, l'adhésion et les clavettes.

La turbine est faite à base de superalliage du nickel, comme le Nickel D2 ou 2B, la structure des grains est très critique afin d'accomplir une longue durée de vie, et d'opérer à plus de 760°C dans son application, elle doit répondre à des exigences tel que la longue durée de vie, la résistance à de températures très élevées, et la résistance à la corrosion.

3-3) Les logements du compresseur :

Le logement du compresseur est fait en aluminium par moulage, qui peut opérer jusqu'à 200°C, et résister au choc (ductilité). L'usinage du profil est important il est fait de tel manière à épouser la forme du compresseur afin d'accomplir un optimum de la performance.

3-4) La roue du compresseur :

La roue du compresseur est un alliage d'aluminium (Cu-Si), qui doit avoir une longue durée de vie, et résister aux forces élevées de la dé températures, qui dépasse les 200°C, ainsi qu'à la corrosion. le profile des aubes sont usinés pour être emboîtés dans le logement du compresseur de tel manière à optimiser ses performances.

Dans le cas de où la valeur de la température et de la pression dépasse la valeur limite d'utilisation de la l'aluminium, les rotor sont fait en titans.

3-5) Le logement roulement :

Ce composant est la partie qui supporte le compresseur et la turbine avec leurs logements et l'arbre auquel sont attachés leurs roues. Il est souvent fait en fer gris ou en aluminium. Les récentes conceptions utilisent les roulements à bille, au lieu des paliers, dans la pratique courante on utilise deux canaux d'acheminement d'huile pour la lubrification et le refroidissement par un film fluide continu, provenant du circuit de graissage du moteur. Ces paliers peuvent être fabriqués d'alliage d'aluminium ou de bronze avec une couche de fer blanc.

Vue que la pression dans les compartiments turbine et compresseur est plus grande par rapport à celle du compartiment roulements, il est nécessaire d'utiliser des caches, pour empêcher la pénétration des gaz dans le logement roulement ou la sortie de l'huile vers les logements turbine et compresseur. en pratique, un segment piston hermétiquement approprié est utilisé à la fin de la turbine, et un cache type labyrinthe, à la fin du compresseur, en plus d'un segment, un contrôle est nécessaire pour empêcher l'entrée d'huile vers le logement compresseur.

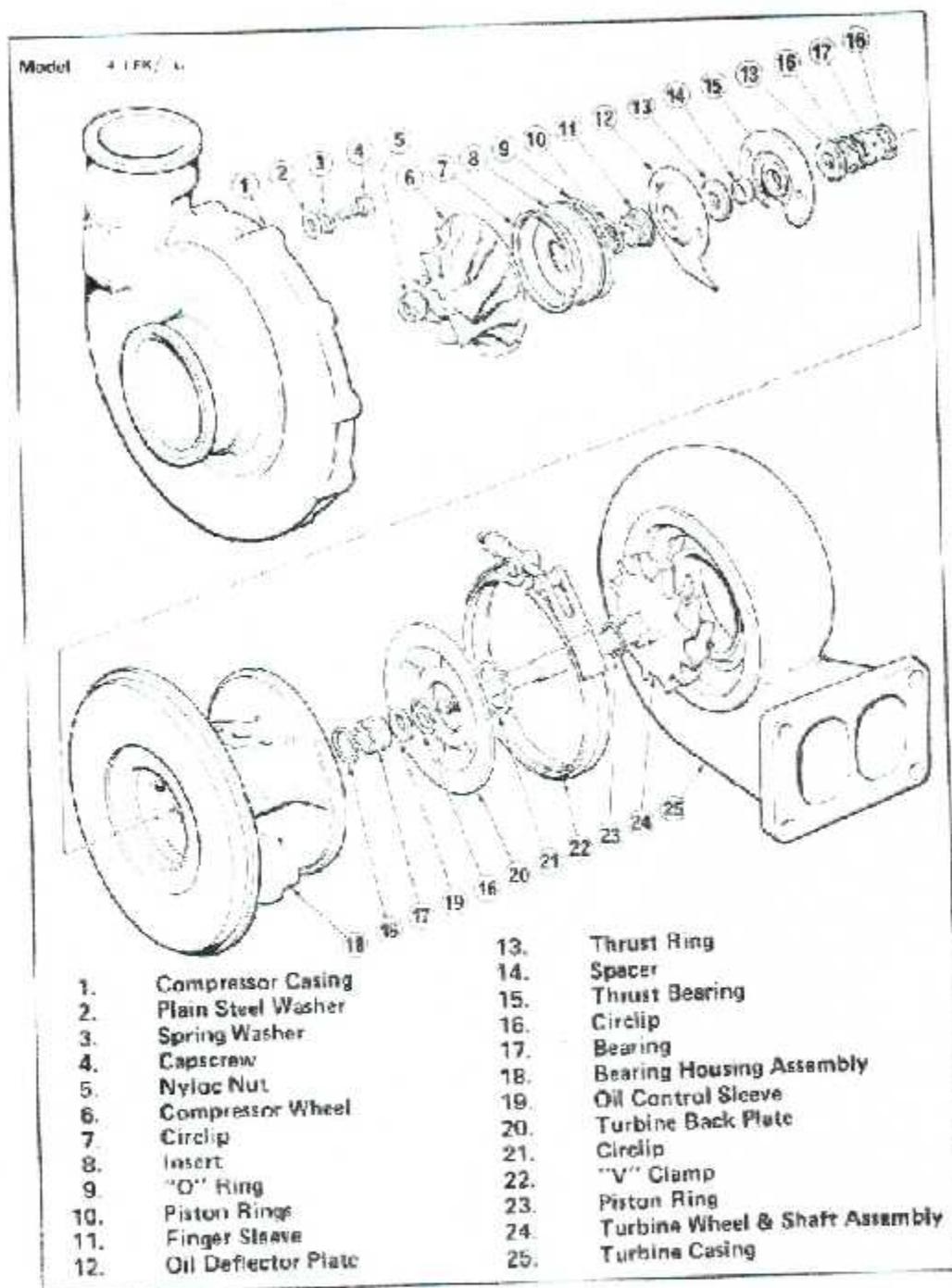


Figure 2-4 : Schémas éclaté d'un turbocharger.

2-4/ FONCTIONNEMENT D'UN TURBOCHARGER :

Les gaz d'échappement quittant le moteur passent à travers le côté chaud, pendant que l'air entrant passe à travers le côté froid. Les gaz d'échappement font tourner la roue de la turbine, qui entraîne la roue du compresseur, donc comprimer l'air qui traverse le côté froid.

Dans cette voie, un turbocharger augmente le volume d'air qui est forcé dans le moteur en le comprimant, et en permettant à plus de combustible d'être délivré pour produire plus de puissance pour une dimension donnée d'un moteur.

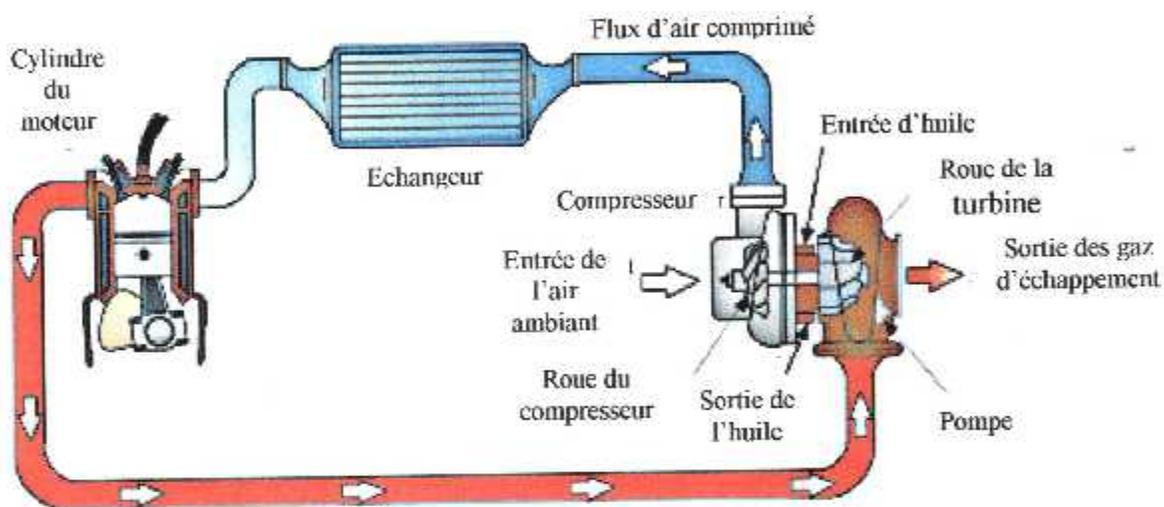


Figure 2-5 : Cycle illustrant le trajet de fonctionnement

un moteur avec un turbocharger peut avoir une puissance de sortie augmentée de 40% ou plus, comparé avec un même moteur sans turbo.

Avec un turbo l'air est soufflé dans la chambre de combustion (cylindre), du moteur avec une pression positive afin que beaucoup d'air et de carburant peuvent y pénétrer. un turbocharger typique va générer (0.48 à 0.68 bar) de la pression positive maximale.

Le turbo est monté directement aux divers sorties d'échappement, d'où les gaz d'échappement passent vers la turbine, le compresseur aspire de l'air de l'extérieur à travers le filtre et le souffle dans les divers entrées (les cylindres). Donc fondamentalement, l'énergie des gaz d'échappement expulsée qui serait normalement gaspillés est utilisée pour pomper de l'air dans le moteur.

Quand le moteur est au ralenti ou tourne pendant peu de temps, le turbo ne tourne pas, il file très lentement parce qu'il y a un très petit départ des gaz d'échappement du moteur. Quand la manette des gaz est ouverte, le moteur produit plus de gaz d'échappement qui fait filer le turbo plus vite.

2-5/ CONCEPTION DES ROUES COMPRESSEUR ET TURBINE :

Le travail de la turbine consiste à convertir l'énergie dans les gaz d'échappement (en mouvement) en énergie cinétique de rotation de l'arbre et de la turbine. Le travail du compresseur est de convertir cette énergie de rotation en un mouvement pour l'air entrant au moteur. De ce fait l'air est comprimé.

Les roues dans un turbocharger sont mesurées par les dimensions en deux stations de la roue. Station du grand et du petit diamètre. La dimension et la forme de chaque station détermine la forme des aubes de la roue et les caractéristiques de cette dernière.

Pour la roue du compresseur, la partie de la station du petit diamètre est à la fin de l'arbre, et peut être vue en regardant à l'entrée du turbo (comme un fan). Les aubes apparentes s'étendent dans un plus grand diamètre, à l'autre fin de la roue, c'est la station du grand diamètre.

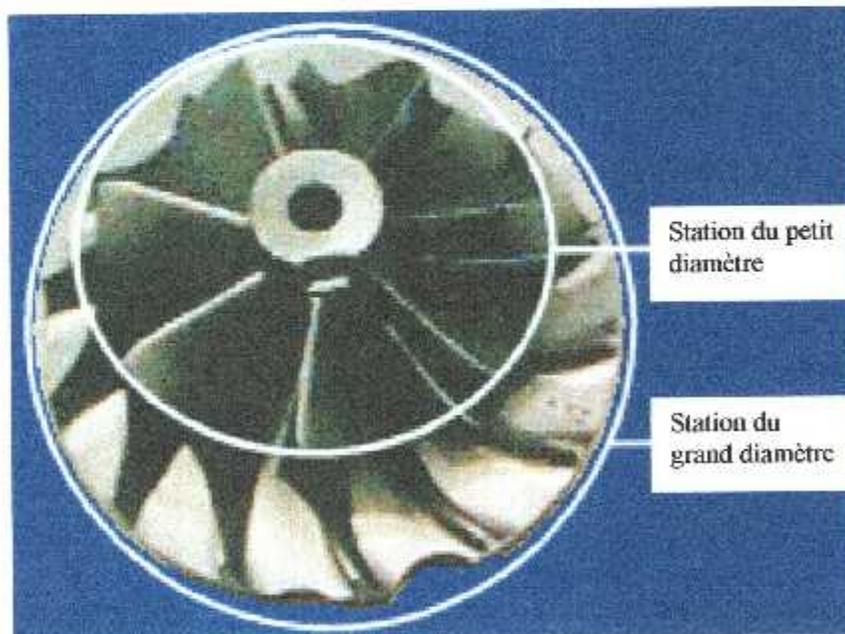


Figure2-6 :les station de la roue compresseur.

La turbine a aussi deux stations, mais vue que la turbine a la fonction opposée de la roue compresseur, les deux sont échangés (opposées).

Les gaz d'échappement sont dirigés vers l'amont de la turbine (station du grand diamètre) à travers une tuyère, qui collecte les gaz, puis ces gaz ressortent lentement de la turbine à travers la station du petit diamètre.

5-1) Facteur déterminant les performances du turbocharger :

Il y a plusieurs facteurs qui déterminent les performances d'un turbocharger. Les trois les plus importants sont :

- le type de roue turbine.
- le taux A/R du logement d'échappement.
- et la dimension de la roue compresseur.

5-2) La Turbine :

La conception de la turbine d'échappement se base sur un compromis, entre absorber le plus que possible d'énergie des gaz d'échappement et permettre au gaz de circuler aussi facilement que possible. Ceci est directement en rapport avec les dimensions du logement l'échappement.

Une plus grande turbine peut absorber plus d'énergie des gaz et entraîner l'arbre avec un plus grand moment et très grande vitesse, mais la turbine restreindra l'écoulement des gaz d'échappement ce qui réduit fortement les performances du moteur.

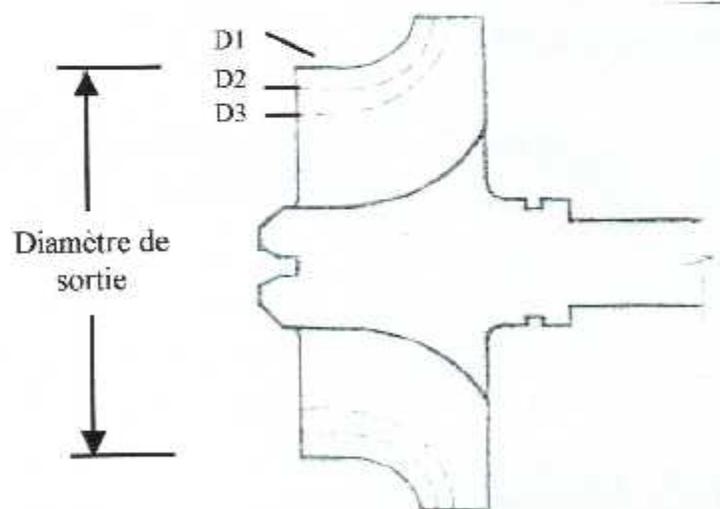


Figure 2-7 : Grand, médium, et petit diamètre de la turbine

Typiquement, la station de l'entrée est légèrement plus grande que la station de la sortie.

Il y a beaucoup de dimensions de turbines, mais seulement un type de turbine est utilisé sur turbochargers Garrett. Si on veut réduire la restriction à travers un petit

logement, on peut avoir une turbine "taillée" qui réduit la dimension des ailettes et permet à plus d'air de couler autour de la turbine.

5-3) Le Logement de la roue :

Le logement de la roue de la turbine d'un turbocharger utilise une conception "spirale". C'est fondamentalement une chambre lisse, tubulaire qui entoure la turbine, tout cela agit comme une tuyère pour diriger les gaz d'échappement vers la turbine. Elle est appelée une spirale car elle diminue lentement de diamètre. Cela dilate les gaz, en les forçant hors de la tuyère à une vitesse plus rapide.

Dans les turbo la spirale est mesurée par la section de passage du tube (A), et la distance du centre du "tube" à l'arbre de la turbine (R), qui ne change pas beaucoup pour les différents logements, mais en divisant A par R , on obtient un rapport A/R , qui diffère d'un turbo à un autre.

Ce rapport A/R du logement d'échappement fait référence à la dimension et à la forme de la spirale du logement, il détermine fondamentalement comment le logement sera restrictif, et par contre comment la turbine tournera plus vite à l'intérieur.

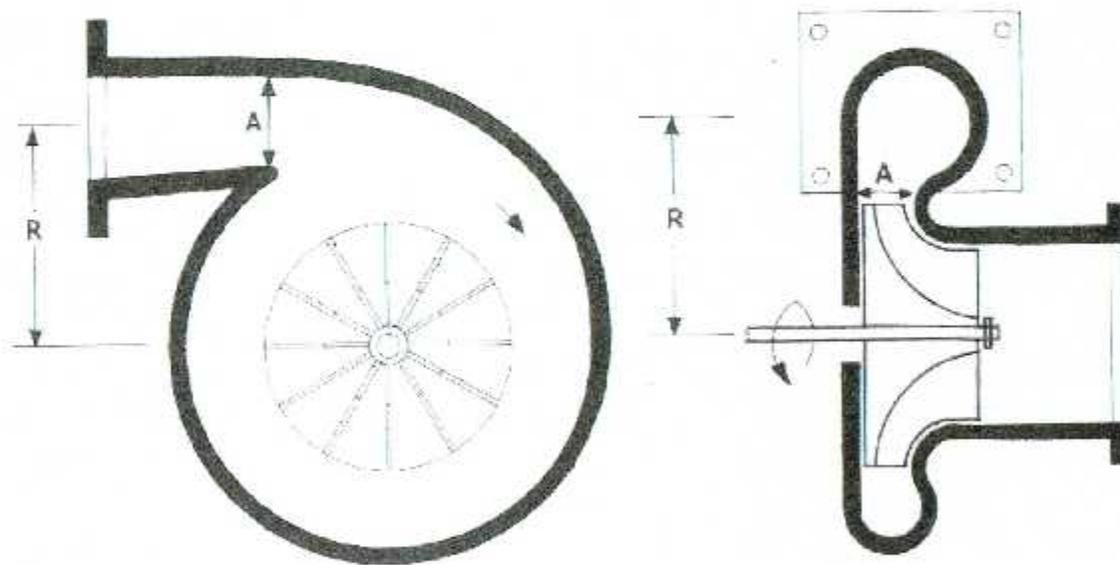


Figure 2-7 : les dimensions du logement.

Un petit rapport A/R (petite région de la spirale) résulte en un logement plus restrictif. Cette restriction accélère les gaz d'échappement et augmente le montant de la détente des gaz.

C'est la vitesse et la détente des gaz qui cause la rotation de la turbine. Donc avec un bas rapport A/R , la turbine s'accélérera plus rapidement, mais quand la puissance et le nombre de tours du moteur augmente, la restriction du logement

commence à développer trop de retour de pression sur le moteur ce qui réduit les performances amont.

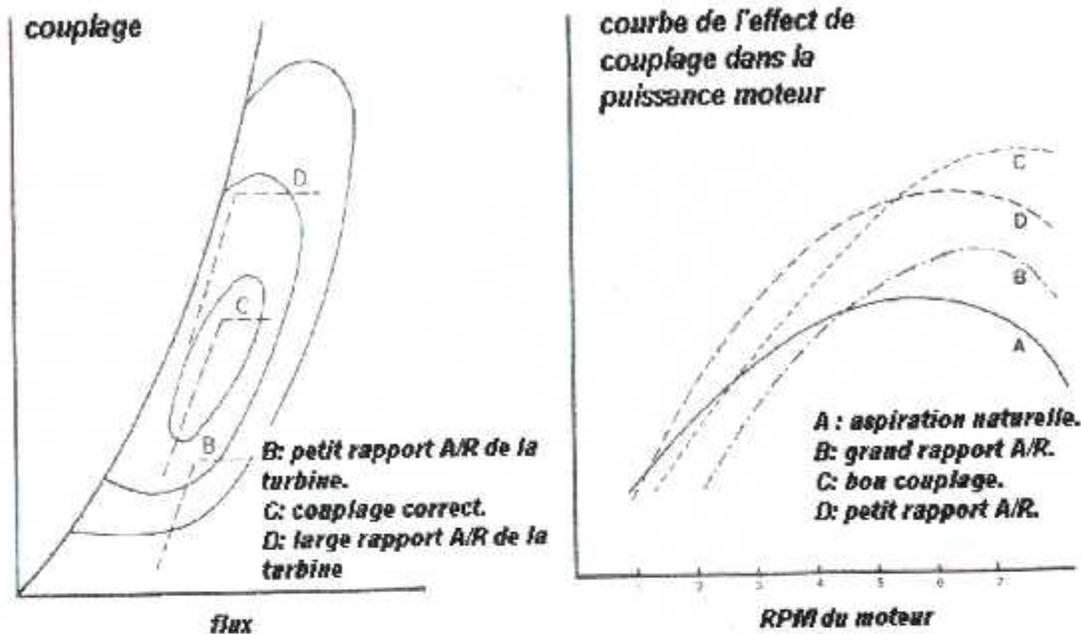


Figure 2-8 : les performances pour différents rapports A/R.

5-4) La roue du Compresseur :

En ce qui concerne le compresseur, il a sa propre conception. Mais il fonctionne de manière contraire. L'air quittant le compresseur a une grande vitesse, mais pas assez de pression.

L'entrée du logement compresseur est petite au début et devient plus large à la sortie, elle collecte l'air et le rend plus comprimé, donc ce logement est conçu afin de convertir l'énergie cinétique provenant de l'air aspiré, en énergie de pression qui est plus utile pour le moteur.

La dimension de la roue du compresseur détermine le montant maximum de l'augmentation que les turbochargeurs peuvent produire. Le type de la roue du compresseur est habituellement désigné par les valeurs qui décrivent la station de l'entrée et les dimensions de la station de sortie.

Typiquement, la station de sortie compresseur est considérablement plus grande que la station entrée compresseur (qui est variée), elle est basée sur la performance désirée du turbocharger.

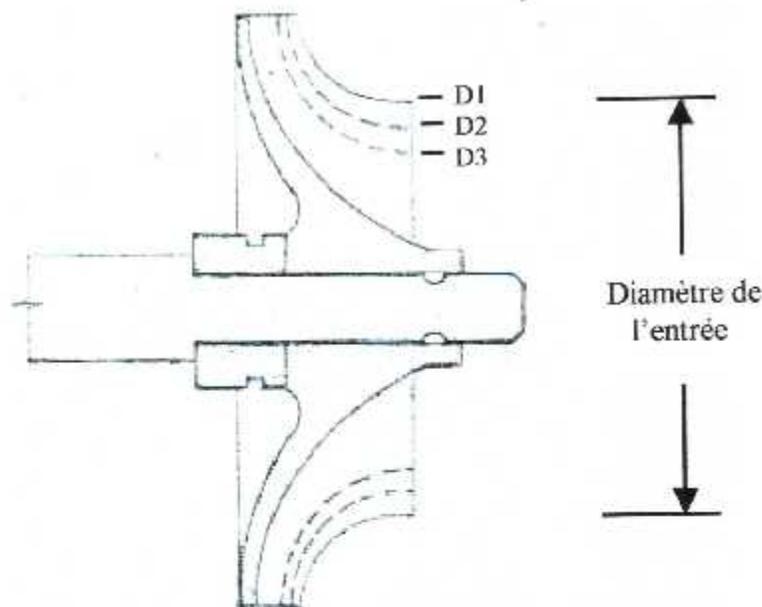


Figure 2-9 : Grand, médium, et petit profil d'aube de la roue du compresseur

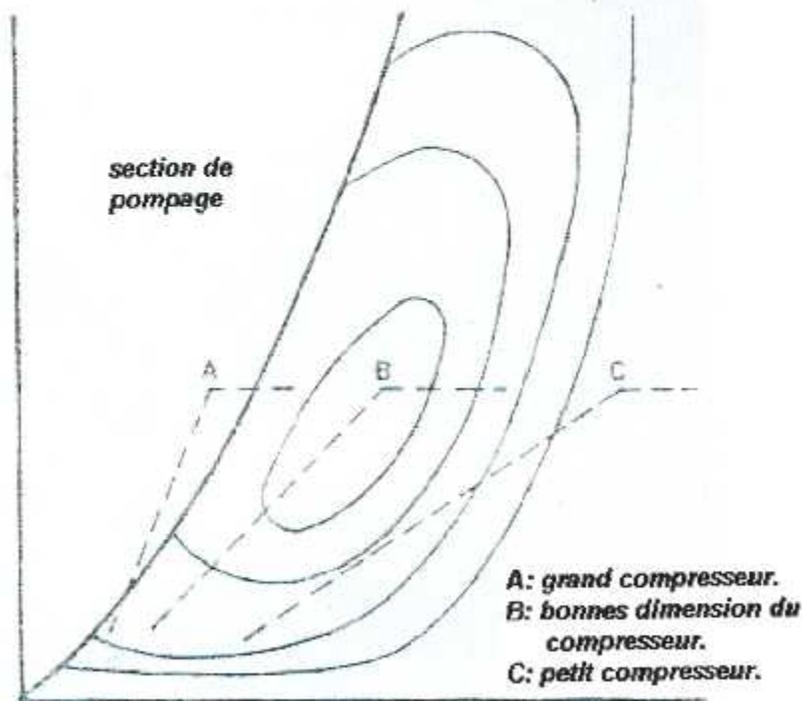


Figure 2-10: Graphe montrant le dimensionnement d'un compresseur pour un moteur.

2-6/ LES PERFORMANCES D'UN COMPRESSEUR CENTRIFUGE :

La performance d'un rotor dans un logement particulier est mesurée en utilisant un "graphe " un exemple est montré sur le graphe (figure 2-12).

Sur ce graphe , l'axe horizontal représente la quantité d'air comprimé qui entre dans un turbo. L'axe vertical représente le taux de compression de l'air qui se produit à l'intérieur du compresseur, c'est la proportion de la pression à l'ouverture de la décharge ($P2C$) à la pression atmosphérique à l'entrée ($P1C$).

Section du compresseur

Logement du compresseur

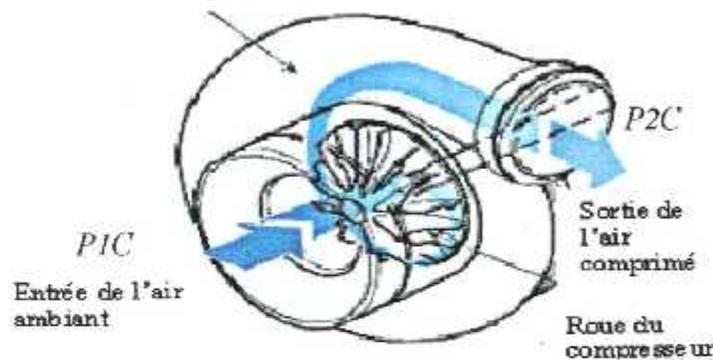


Figure 2-11 : l'air traversant le compresseur

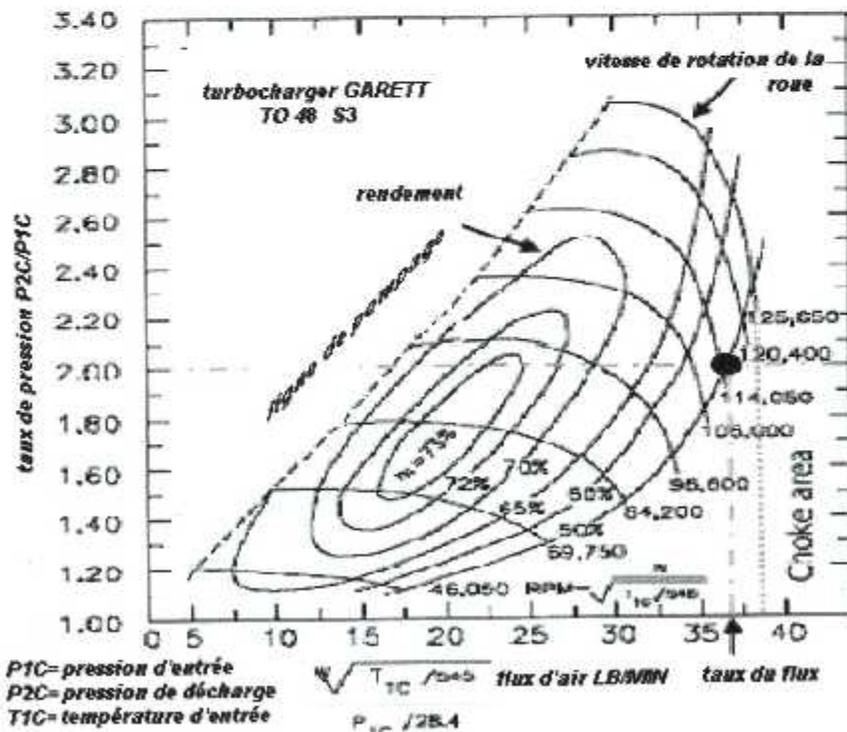


Figure 2-12 : diagramme des performances d'un

Les lignes courbées avec étiquettes à la fin tel que *106,000* sont les vitesses de rotation (*tr/min*) de la roue du compresseur. Les courbes elliptiques avec étiquettes tel que *60%* représentent le rendement du compresseur, ou comme bien de chaleur d'air adiabatique pure qu'un compresseur accomplit (les plus hauts nombres sont les meilleurs et signifient chauffer moins d'air supplémentaire).

6-1) Le flux d'air :

La quantité d'air qui entre dans le turbo est habituellement mesurée en mètres cubiques par seconde (m^3/s), ou en kilogrammes par seconde (kg/s).

Le volume d'air quittant le turbo est inversement proportionnel à la pression, et il est directement proportionnel à la température.

$$V = nRT/P$$

où :

V =volume.

T =température.

P =pression.

$M = n \times R$ représente la masse.

Quand le débit massique d'air est utilisé, le flux montré sur le graphe est représentatif des deux montant de la masse d'air entrant aussi bien que le sortant du turbo.

6-2) Taux de compression :

Le taux de compression, est la proportion de la pression à l'ouverture de la décharge divisée par la pression atmosphérique ambiante à l'entrée, $P2C/P1C$. un taux de pression de *1.5* signifie que la pression de l'air est une fois et demie plus grande à la sortie qu'à l'entrée.

6-3) Vitesse des roues :

La rotation des roues, en tour par minutes (*tr/min*), à différentes valeurs est montrée dans le graphe, comme étant une fonction du taux du flux d'air, et du taux de pression.

Quand le flux d'air est constant (la ligne verticale du graphe), une grande rotation veut dire un haut taux de pression, et lorsque le taux de pression est constant (la ligne horizontale du graphe), généralement plus de rotation veut dire plus de flux d'air entrant.

Cependant, le flux d'air n'augmente pas lorsque l'extrémité du compresseur atteint une vitesse plus grande que celle du son. Quand le flux d'air atteint la vitesse

sonique, le diffuseur sera étouffé et seulement une très petite augmentation du flux sera possible, avec une large augmentation dans la vitesse de la roue.

6-4) Limite du Rendement adiabatique :

Les turbochargeurs compriment de l'air en augmentant la vitesse de ses molécules sur la roue du compresseur et la diminue dans la section du diffuseur.

Quand les molécules de l'air ne circulent pas dans la direction vers l'ouverture de la décharge, le surplus d'air est chauffé au-dessus de ce qui est prédit par la compression adiabatique, alors le compresseur devient moins rentable. Quand le compresseur accomplit une compression adiabatique pure il est appelé le pompage du rendement adiabatique.

Pour une seule compression adiabatique, la température de l'air, T_A , est calculée en utilisant l'équation:

$$T_A = T_{1C} * (P_{2C}/P_{1C})^{0.283}$$

T_{1C} : température sortie compresseur.

Cependant, parce que les compresseurs ont normalement des rendements dans un intervalle de 50% à 80%, la température de la décharge réelle, T_{2C} , est calculée en utilisant l'équation:

$$T_{2C} = T_{1C} + (T_A - T_{1C}) / \eta$$

Où :

η est le rendement du compresseur et T_A est la température prédite, dû seulement à une compression adiabatique.

Sur la courbe, le rendement du compresseur diminue rapidement vers la région du départ et la limite du pompage. Le meilleur rendement est habituellement retrouvé près du milieu de la région du graphe, et il est souvent connu sous le nom de "l'île" du rendement maximum.

6-5) limite du pompage :

A gauche de la ligne de la limite du pompage sur le graphe du courant, est la région du pompage où le compresseur peut être instable. Typiquement, le pompage se produit après que la manette des gaz soit fermée, pendant que le turbocharger file rapidement et la valve du conduit de dérivation ne réalise pas l'augmentation soudaine de la pression due à l'air bloqué en haut.

Pendant le pompage, l'intensification de la pression est en arrière à la décharge du compresseur qui réduit le flux d'air.

Si le flux d'air baisse à un certain point, la roue du compresseur (le rotor) "détachera" son aspiration pour l'air, par conséquent, l'air dans le compresseur cesse d'être propulsé par le rotor en avant et tourne simplement autour avec la roue qui est encore entraînée par les gaz d'échappement qui traverse la section de la turbine.

Quand cela se passe, l'intensification de la pression à la décharge causant des forces d'air revenant à travers le rotor, provoque un renversement du flux d'air à travers le compresseur. Quand la pression en arrière baisse, le rotor ^{commence} encore à fonctionner correctement et le flux de l'air sort hors du compresseur dans la direction correcte. Ce soudain renversement du flux d'air dans le compresseur peut avoir lieu plusieurs fois et peut être entendu comme un bruit doux, si le pompage est délectable, ^{délectable} et un son bruyant quand le pompage est grand.

Le pompage devrait être prévenu à tous prix parce qu'il ralentit pas seulement les roues du turbocharger mais parce que ça peut ^{endommager} les paliers de ce dernier.

2-7/ QUELQUE NOTION SUR LES TURBOCHARGERS :

7-1) Le Décalage du turbo :

Quand le moteur est au ralenti, la quantité des gaz d'échappement n'est pas assez forte pour entraîner la turbine afin de produire l'augmentation, quand on accélère à fond, les gaz d'échappement du moteur entraînent la turbine, mais alors que les roues commencent à accélérer, avant qu'elles puissent atteindre la vitesse désirée, l'action du turbo est comme un réducteur plutôt qu'un amplificateur, c'est le point qui est souvent appelé "le décalage" du turbo, cela fait référence au temps que prend la turbine entre le ralenti et une vitesse effective, plus le temps nécessaire au remplissage et la pressurisation des tuyauteries (divers prises et réservoirs).

7-2) Refroidissement :

Le refroidissement est accompli en refroidissant l'air chargé de la sortie compresseur avant d'atteindre le moteur. Le refroidissement augmente le rendement du compresseur, grâce à la propriété thermodynamique du gaz il auto élèvera sa température dû à la montée rapide dans la pression, cette montée rapide dans la température causera la baisse dans la densité d'air. Cela diminue le débit d'air vers le moteur, et par conséquent la puissance qui sort réellement.

7-3) Lubrification :

Vue leurs fonctionnement sous hautes vitesses et températures, tous les turbochargers exigent un système de lubrification adéquat pour prolonger leurs durée de vie.

❖ Le système de lubrification du turbocharger :

Tous les turbocharger automobile exigent un système de lubrification pressurisé qui va maintenir une pression de 15 à 30 psi qui dépend particulièrement de la conception du turbocharger.

L'huile est requise pour lubrifier et refroidir les deux paliers ou roulements qui supportent l'arbre portant la turbine et la roue compresseur, une couche de cette huile est formée entre les cavités interne du palier et l'arbre, jouant le rôle d'une cale qui empêche le contact mécanique entre les deux. Pour cela une huile adéquate est requise sous un débit pas inférieur à 0.5 galons par minute.

Une tuyauterie flexible de 1/4 in est requise avec des coudes de pas moins de 1/8 in de diamètre, préférable 3/16 in. Normalement une méthode est souhaitée pour l'alimentation en huile, avec l'emploi d'un té branché vers le bloc moteur, l'arrivée est branchée sur un côté et de l'autre le turbocharger. La sortie d'huile est plus large que l'arrivée pour une évacuation par gravité, car l'huile chaude qui avec la grande rotation de la turbine, pique de l'air et forme une mousse.

En plus le tube de sortie ne doit pas dépasser un angle de 35° par rapport à la verticale, et le reste de la conduite doit être fait avec une tuyauterie solide même en flexible, et le retour vers le réservoir peut être fait par gravité ou par une pompe électrique ou mécanique à travers un filtre. Il est utile de changer régulièrement l'huile et son filtre approximativement à chaque 5 000 km. Pour la lutte contre les dépôts de particules mécaniques, une huile combattante dans ce sens est utilisée, comme la TX 20/40 ou série 3 diesel.

Les problèmes qui peuvent se poser pour l'alimentation des turbos en huile sont durant le démarrage et l'extinction du moteur. Au démarrage il faut éviter d'accélérer le moteur jusqu'à ce que le circuit d'huile soit remplis et en régime établis, ce qui prends en générale pas plus de une minute. Et à l'arrêt avant d'arrêter le moteur il faut le laisser tourner un peu au ralenti le temps que les paliers qui étaient à grande rotation puissent se refroidir par l'écoulement de l'huile. Il est utile de changer l'huile et le filtre par des nouveaux dans le cas de remplacement du turbo.

❖ L'huile synthétique :

Elle est caractérisée par rapport aux huiles minérales par :

1. une protection élevée.
2. une formation de dépôts réduite
3. une grande force du film lubrifiant
4. l'amélioration du démarrage à froid.
5. une longue durée de vie.

7-4) Les filtres à air :

par crainte d'endommager la roue compresseur un filtre à air est utilisé à l'entrée de ce dernier, afin d'empêcher toute impureté d'y pénétrer, et pour protéger notre turbo.

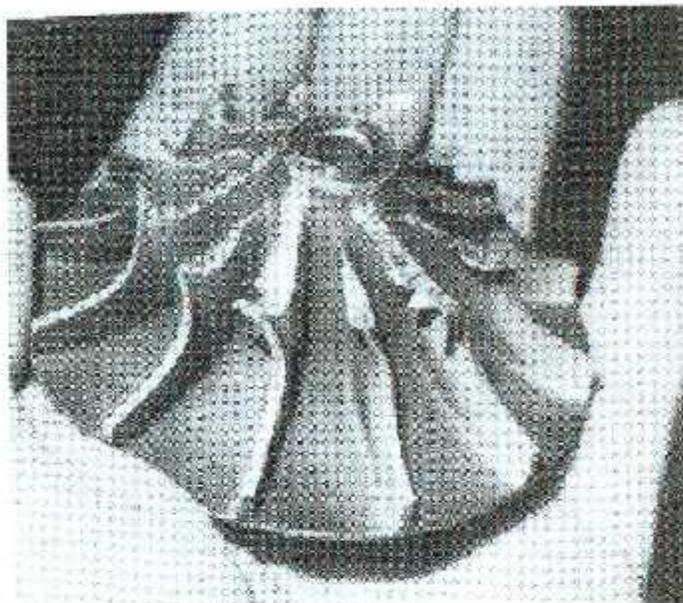


Figure 2-13 : Exemple d'une roue endommagée, résultant d'un objet solide entrant le compresseur

2-8/ QUELQUES MARQUES DES TURBOCHARGERS :

❖ Rajay industrie

Les turbos fabriqués par cette maison sont caractérisés essentiellement par :

- Un taux de compression entre 3 et 3.3.
- Une vitesse maximale de rotation de la turbine de 110 000 rpm.
- Une température tolérable de fonctionnement continue de 750 °C.
- Une pression minimale d'huile de 10 psi au ralenti et 25 psi en fonctionnement normal .

❖ Rotomaster

Les caractéristiques essentielles de ses turbos sont :

- Taux de compression ente 3 et 3.2.
- Vitesse maximale de la turbine 125 000 rpm.
- La température tolérée 750 °C.
- La pression minimale d'huile : 15 psi au ralenti et 30 psi en régime normal.

- ❖ Garret AiResearch , c'est la marque la plus connue ,produite et commercialisée.
- ❖ Horset
- ❖ IHI(Ishikawajima-Harima, Heavy Industries) qui est une entreprise japonaise, dont les turbo sont caractérisés en général par :
 - Un taux de compression de 3 .
 - Une vitesse de rotation entre 125 000 et 180 000.
 - Une température admissible de 750 °C.
 - Une pression minimale d'huile de 15 psi au ralentie et 30 psi en fonctionnement normal.
- ❖ KKK : Kuhnle, Kopp and Kausch, une entreprise Allemande .
- ❖ Schwitzer , pour les application diesel .
- ❖ Mitsubishi .
- ❖ Toyota .
- ❖ Cummins .
- ❖ Alpha Romeo .

Chapitre III

*Etude théorique et
conception.*

3-1/ IDEE DE BASE :

Un turboréacteur est un moteur qui utilise de l'air comprimé aspiré de l'extérieur à travers un compresseur, et en le mélangeant avec un combustible à l'intérieur de la chambre de combustion, crée une énergie calorifique, générée de la combustion, cette énergie est transformée en énergie mécanique en passant à travers une turbine qui tire son travail de ces gaz, ce qui permet au compresseur de tourner et d'aspirer de l'air à l'intérieur, sachant qu'il est lié à l'axe sur lequel est fixée la turbine, de ce fait le moteur peut assurer son autonomie.

On se basant sur ce principe, on a utilisé un turbocharger de type GARETT, qui a presque le même principe de fonctionnement, afin de réaliser un réacteur. L'idée est au fait simple, du côté de son contenu général, et compliquée du côté réalisation et mise au point.

Le turbocharger comprend au départ une turbine et un compresseur, supportés sur le même axe. Afin de compléter le cycle du turboréacteur les deux éléments doivent être reliés à une chambre de combustion qui fournit une énergie calorifique de façon à avoir la température des gaz entrant dans la turbine du même ordre du point général fonctionnement du turbocharger. L'énergie récupérée dans la turbine permettra d'entraîner le rouet du compresseur qui à son tour aspire l'air et le comprime à une valeur bien déterminée.

D'une manière générale pour garantir le bon fonctionnement on a réalisé les éléments suivants :

- une chambre de combustion.
- une tuyère d'éjection.
- un système d'allumage, et de démarrage.
- un système de lubrification.
- un système de contrôle.

Pour ce but une étude des éléments du turbocharger est indispensable pour étudier le comportement de la machine dans différents régimes et pour dimensionner les éléments de notre moteur.

3-2/ ETUDE DU COMPRESSEUR CENTRIFUGE :

Le flux passe à travers la roue compresseur entre r_{1h} et r_{1b} à la station 1, et entre dans la haute section du rotor, pour le quitter à la station 2, à travers la section cylindrique de rayon r_2 et largeur b . le flux ensuite passe a travers le diffuseur, où il est ralenti et entre ensuite au collecteur marqué à la station3.

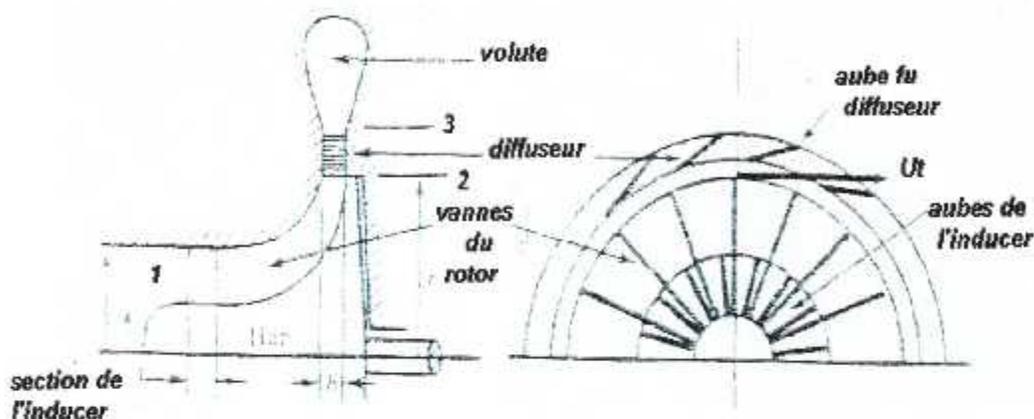


Figure 3-1: Le compresseur centrifuge

Les triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie du rotor sont représentés dans (la figure 3-2), le flux d'entrée est supposé être axial avec la vitesse uniforme u_1 .

L'angle du flux relatif du flux entrant au rotor augmente du moyeu au sommet. Le flux quitte le rotor avec une composante radiale de vitesse w_2 qui est approximativement égale à la vitesse axiale d'entrée u_1 et une composante tangentielle de la vitesse v_2 qui est au environ de 90 % de la vitesse rotor U_2 . Le diffuseur ralentit la vitesse du flux V_3 qui est en moyenne de 90 m/s.

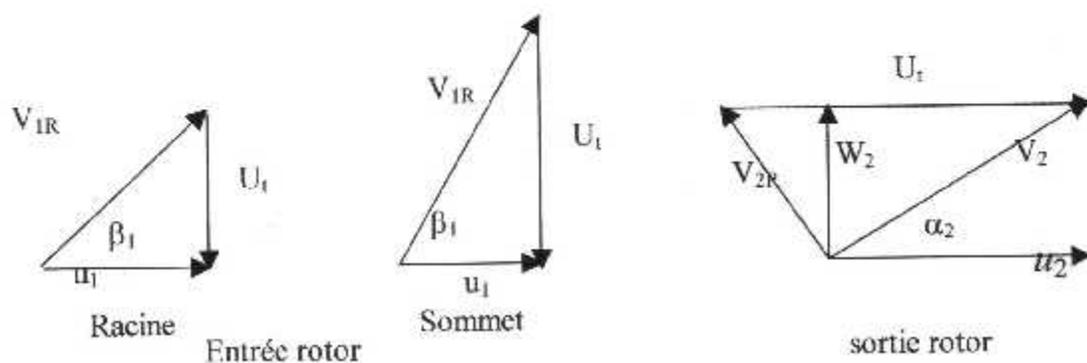


Figure 3-2 : Triangles des vitesses pour un compresseur centrifuge

❖ Equations généralisées :

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

$$T_{t3} - T_{t1} = \frac{u_2 U_t}{c_p} \quad (3-1)$$

tel que :

$$U_t = \sqrt{\frac{c_p T_{t1} (\pi_c^{(\gamma-1)/(\gamma \varepsilon)} - 1)}{\varepsilon}} \quad (3-2)$$

Idéalement le fluide quittant la roue du rotor a une vitesse tangentielle u_2 égale à la vitesse du rotor U_t . Le fluide quittant la roue du rotor atteint seulement une fraction de la vitesse rotor.

Le rapport de la vitesse tangentielle de sortie à celle du rotor est appelé le facteur ε :

$$\varepsilon = \frac{u_2}{U_t} \quad \text{se compose des frottements} \quad (3-3)$$

Le facteur ε est relatif au nombre d'aubes du rotor. Plus le nombre d'aubes n augmente le facteur ε se rapproche de 1 et les pertes par frottement du rotor augmentent. La sélection du nombre d'aubes est un compromis entre un grand facteur ε et des pertes raisonnables, qui résultent usuellement dans un facteur $\varepsilon=0.9$. la corrélation utile entre le facteur ε et le nombre d'aubes n est :

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{n} \quad (3-4)$$

La substitution de l'équation (3-3) dans l'équation (3-1) donnera l'augmentation de la température à travers le compresseur en terme de la vitesse du rotor U_t et le facteur ε :

$$T_{t3} - T_{t1} = \frac{\varepsilon U_t^2}{g_c c_p} \quad (3-5)$$

En utilisant le rendement poly tropique du compresseur e_c et l'équation (3-5) le taux de compression peut être exprimé comme :

$$\pi_c = \frac{P_{t3}}{P_{t1}} = \left(1 + \frac{\varepsilon U_t^2}{c_p T_{t1}} \right)^{\gamma e_c / (\gamma - 1)} \quad (3-6)$$

La (figure 3-3) nous illustre l'évolution du rapport de compression en fonction de la vitesse périphérique U_t pour l'air [$\gamma = 1.4$, $C_p = 1004 \text{ Kj}/(\text{Kg.K})$], pris dans les conditions standards avec un facteur de ralentissement de $\epsilon = 0.9$, pour les alliages légers (aluminium) utilisés pour le rouet, la contrainte mécanique engendrée par la force centrifuge limite la vitesse tangentielle U_t à une valeur de l'ordre de 450m/s , correspondant à un ordre de compression de $\pi_c = 4$, cependant l'utilisation de nouveau types de moteurs plus résistant peut engendrer un taux de compression élevé d'environ de $\pi_c = 8$.

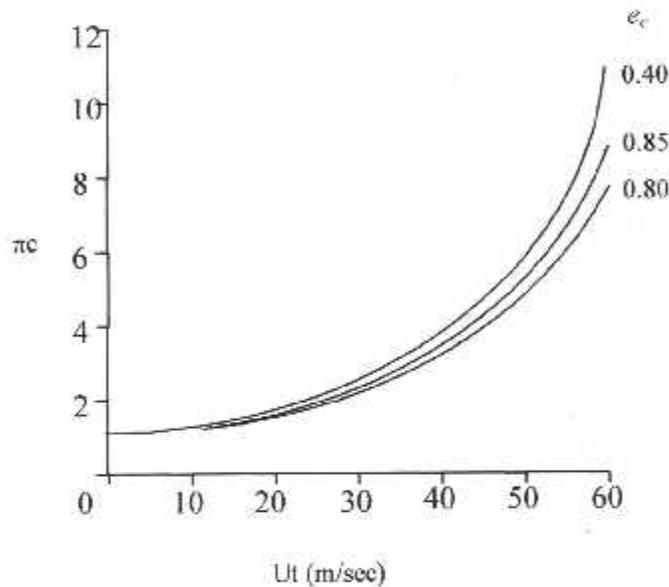


Figure 3-3: Le taux de compression en fonction de la vitesse U_t .

➤ **Rendement isentropique :**

Le diagramme T-S, d'un étage de compresseur est décrit dans la figure ci dessous pour une évolution réelle.

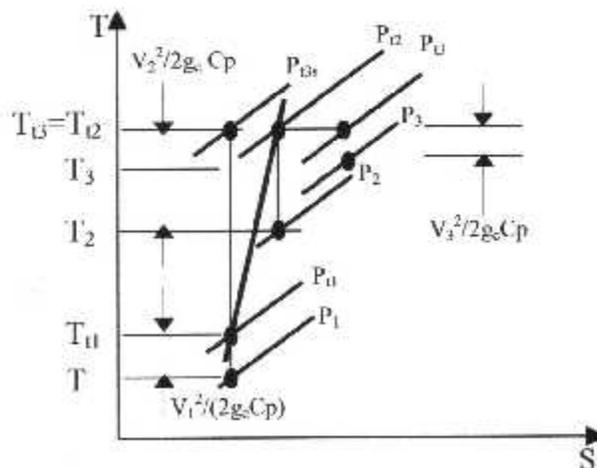


Figure 3-4 : Le diagramme T-S pour les compresseurs centrifuges

Par rapport au travail idéal on définit le rendement du compresseur comme étant le rapport $W_{\text{idéal}}$ sur $W_{\text{réel}}$:

$$\eta_c = \frac{W_{\text{idéal}}}{W_{\text{réel}}} \quad (3-7)$$

$$\eta_c = \frac{(P_3/P_1)^{\gamma(\gamma-1)} - 1}{T_3/T_1 - 1} \quad (3-8)$$

cependant le taux de compression peut être exprimé en fonction du rendement comme suit :

$$\pi_c = \frac{P_3}{P_1} = \left(1 + \frac{\eta_c \varepsilon U_1^2}{c_p T_1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (3-9)$$

❖ Calcul dans un étage de compresseur :

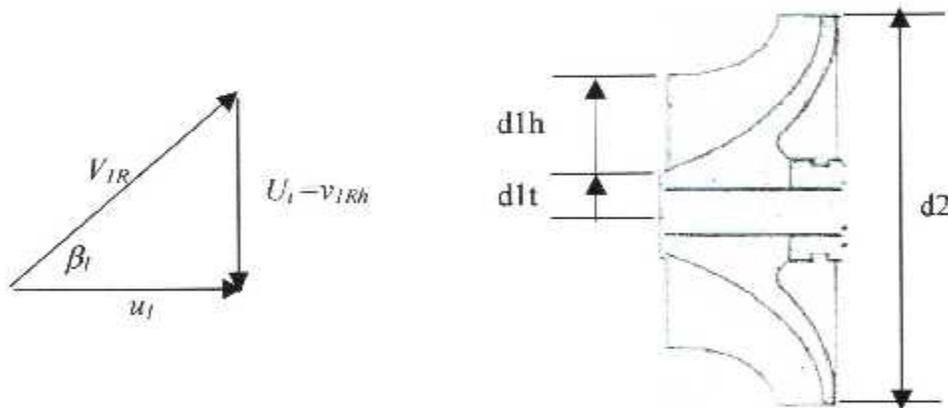


Figure 3-5 : triangle de vitesse d'un étage de compresseur.

A partir du triangle des vitesses on aura :

Les vitesses :

$$u_1 = v_1 = \sqrt{2g_c c_p T_1 \left\{ 1 - \frac{1}{1 + [(\gamma-1)/2] M_1^2} \right\}} \quad (3-10)$$

$$v_{1Rh} = \frac{d_{1h}}{d_2} U_1 \quad (3-11)$$

$$v_{1Rt} = \frac{d_{1Rt}}{d_2} U_1 \quad (3-12)$$

l'angle du flux relatif :

$$\beta_{1h} = \tan^{-1} \frac{v_{1hR}}{u_1} \quad (3-13)$$

$$\beta_{1Rt} = \tan^{-1} \frac{v_{1Rt}}{u_1} \quad (3-14)$$

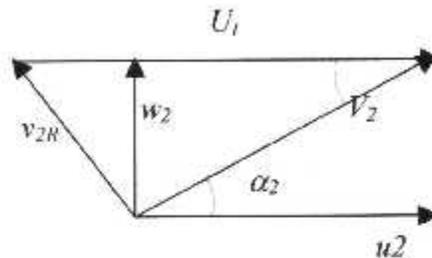


Figure 3-6 : triangle de vitesse à la sortie rotor

Calcul des vitesses à la sortie rotor :

$$u_2 = \varepsilon U_1 \quad ; \quad w_2 = u_1 \quad (3-15)$$

$$V_2 = \sqrt{w_2^2 + u_2^2} \quad (3-16)$$

la direction :

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \frac{w_2}{v_2} \quad (3-17)$$

la température totale :

$$T_{t3} = T_{t2} = T_{t1} + \frac{\varepsilon U_1^2}{c_p} \quad (3-18)$$

La pression :

$$v_3 = \sqrt{w_2^2 + v_2^2} \quad (3-21)$$

$$\frac{P_{t3s}}{P_1} = \left(\frac{T_{t3s}}{T_{t1}} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (3-20)$$

$$\frac{P_2}{P_3} = \frac{P_3}{P_2} = \sqrt{\frac{P_3/P_1}{P_{3s}/P_1}} \quad (3-21)$$

le nombre de mach :

$$M_3 = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\frac{T_3}{T_3 - V_3^2/2c_p} - 1 \right]} \quad (3-22)$$

3-3/ ETUDE DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION :

3-1) Géométries de la 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.

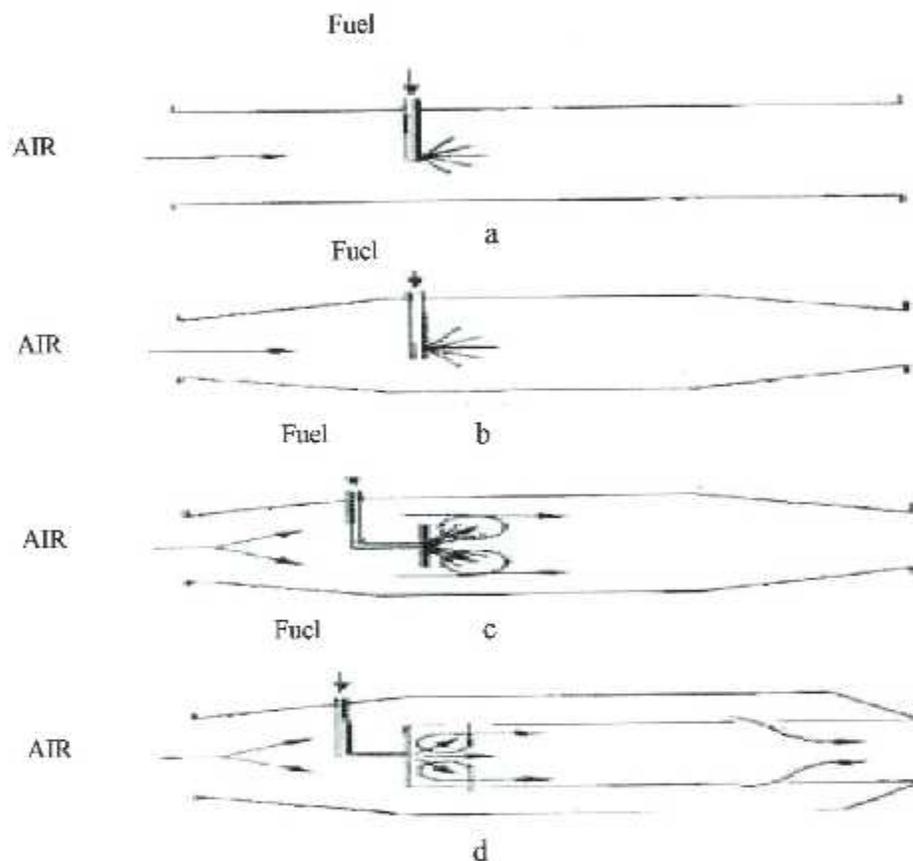


Figure 3-7 : géométrie de la chambre de combustion

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). La vitesse de l'air au niveau de la chambre est un paramètre crucial, et il faut la minimiser, pour permettre à la réaction d'avoir lieu.

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, (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.

3-2) Structure d'une chambre de combustion :

pour les raisons de stabilité et les conditions de réaction complète avec l'air, le flux d'air est séparé en deux, une partie est mêlée au centre avec le fuel injecté, l'autre passe à l'extérieur du tube et y pénètre par l'intermédiaire des trous sur la paroi interne.

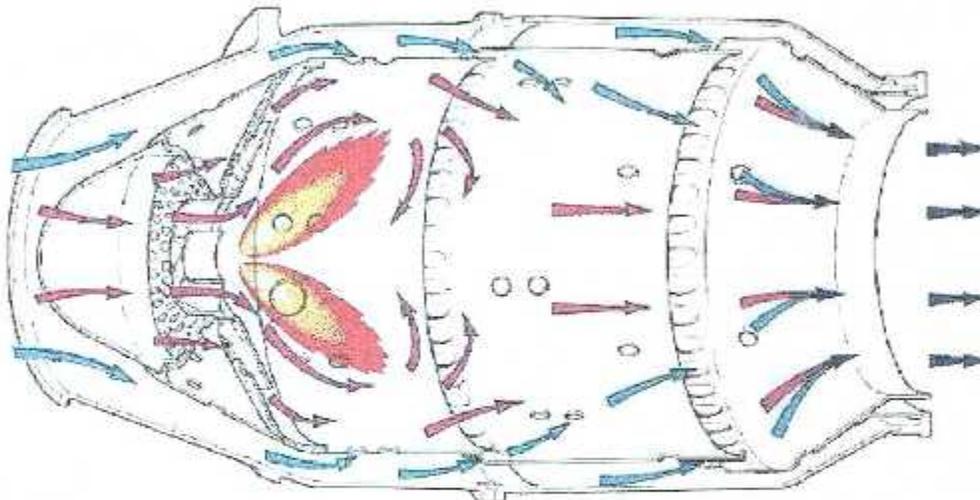


Figure 3-8 : Le flux traversant la chambre de combustion

Sur ce fait et suite à des essais expérimentaux les chambres de combustions présentent dans leurs majorités trois zones distinctes dans le tube.

➤ Zone primaire :

C'est dans la zone primaire où sont injectés le fuel et l'air à une quantité équivalente à 20% du débit totale. Sa fonction est d'ancrer la flamme, qui est assurée par un mouvement turbulents, et de lui offrir assez de temps.

Le rôle principal de cette zone est d'assurer la stabilité de la flamme, c'est à dire qu'il faut éviter que la vitesse des gaz circulant dans cette zone soit supérieur à la vitesse de la flamme de réaction de combustion. En effet dans le cas contraire, la flamme est soufflée par le déplacement des gaz. Il s'agit donc essentiellement de jouer sur la forme de cette zone ce qui permet de modifier les caractéristique de l'écoulement. Pour cela il n'y a pas de règle précise et le dessin de la zone primaire se fait de façon empirique.

➤ **Zone 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 taille de cette partie de la chambre est de $1.5D$ elle doit nous permettre la meilleure combustion possible du carburant, c'est à dire la combustion la plus complète. Etant donné la vitesse des gaz dans la chambre, le temps de séjour des réactifs doit être supérieur au temps caractéristique de la réaction de la combustion. La quantité d'air qui y pénètre est d'environ de 20%.

➤ **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, l'air est refroidi par 60% du débit total entrant, jusqu'à une température acceptable pour la turbine de telle manière à ce que sa distribution en température soit homogène (pas de points chauds). L'air de refroidissement entre par des trous secondaires. Le diamètre et le placement de cette dernière zone doivent être choisis afin d'optimiser le mélange des gaz.

Pour obtenir de telles conditions, il faut laisser le temps aux échanges de chaleur entre les gaz chauds et les gaz frais. Cette contrainte se traduit par une relation entre les dimensions de la zone de dilution et les différentes températures intervenant dans la chambre. On estime que la longueur de cette zone est comprise entre 1.4 et 1.6 du diamètre.

3-3) Etude thermodynamique :

La combustion est une combinaison chimique d'une substance avec de l'air, accompagnée par une production de haute température ou un transfert de chaleur. Le fuel utilisé pour cela est un hydrocarbure, de formule générale C_nH_m .

Considérant le cas d'une chambre de combustion où se déroule la combustion d'un comburant à température initiale T_3 avec du carburant à température $T=298K$, donnant une production de gaz à une température T_4 .

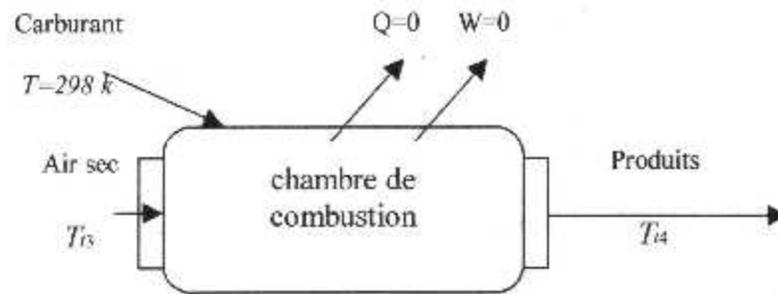
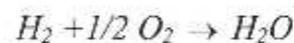


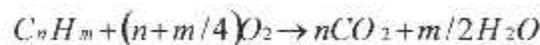
Figure 3-9 : Schéma de la combustion

➤ **bilan de combustion complète :**

Lorsque la combustion est complète, les équations basiques de combustion du carbone et l'hydrogène avec l'oxygène est :



Pour la combustion complète de l'hydrocarbure avec l'oxygène, l'équation générale est :



quantité d'air théorique :

$$X_{th} = \frac{n + m/4}{0.2095} \quad (3-23)$$

Quantité des produits théorique :

	n_i	\bar{M}_i	$n_i \bar{M}_i$
CO_2	n	44	$n \cdot 44$
H_2O	$m/2$	18.02	$m/2 \cdot 18.02$

La masse moléculaire des gaz de combustion :

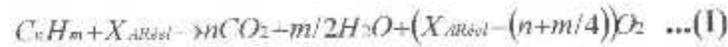
$$\bar{M} = \frac{\sum n_i \bar{M}_i}{\sum n_i} = \frac{44 \cdot n + 18.02 \cdot m/2}{n + m/2} \quad (3-24)$$

le dosage stœchiométrique :

$$f_{sto} = \frac{\text{la masse molaire de } M_{CnHm}}{X_{th}} \quad (3-25)$$

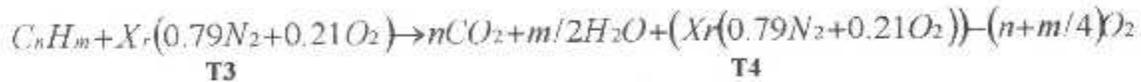
➤ **bilan de la réaction oxydante complète :**

La relation d'oxydation réelle s'écrit sous la forme suivante :



$X_{Air\text{réel}}$: nombre de moles d'air sec réel.

(1) peut être écrite comme suit :



➤ **Le bilan énergétique :**

Le bilan énergétique pour un fluide est :

$$\dot{Q} + H_{initial} = \dot{W} + H_{final} \quad (3-26)$$

Pour une flamme adiabatique on a :

$$\dot{Q} = 0, \quad \dot{W} = 0$$

Donc :

$$W + H_{PR} = Q + H_{RE} \Leftrightarrow 0 + H_{PR} = 0 + H_{RE}$$

$$\Leftrightarrow H_{PR} = H_{RE}$$

où : $\bar{h}_i = \Delta H_f + \int_{T_{ref}}^T C_p dT$

$$\begin{cases} H_{PR} = \sum (n_i \bar{h}_{T3})_{PR} \\ H_{RE} = \Delta H_f_{C_n H_m} + X_r \bar{h}_{air} \end{cases}$$

Donc :

$$\sum (n_i \bar{h}_{T3})_{PR} = \Delta H_f_{C_n H_m} + X_r \bar{h}_{air} \Leftrightarrow \left(\sum (n_i \bar{h}_{T3})_{PR} \right) - (\Delta H_f_{C_n H_m} + X_r \bar{h}_{air}) = 0 \quad (3-27)$$

quantité d'air réelle :

$$H_{PR} = nh_{CO_2}^{T_3} + m/2 h_{H_2O}^{T_3} + Xr(0.79 h_{N_2}^{T_3} + 0.21 h_{O_2}^{T_3}) - (n+m/4) h_{O_2}^{T_3}$$

$$H_{RE} = \Delta H_f^{T_3} + Xr(0.79 h_{N_2}^{T_3} + 0.21 h_{O_2}^{T_3})$$

De l'équilibre $H_{PR} = H_{RE}$ on tire :

$$Xr = \frac{-\Delta H_f^{T_3} + nh_{CO_2}^{T_3} + m/2 h_{H_2O}^{T_3} - (n+m/4) h_{O_2}^{T_3}}{(0.79 h_{N_2}^{T_3} + 0.21 h_{O_2}^{T_3}) + (0.79 h_{N_2}^{T_3} + 0.21 h_{O_2}^{T_3})} \quad (3-28)$$

la quantité des produits réels :

	n	\bar{M}_i	$n \cdot \bar{M}_i$
CO_2	n	44	$44 \cdot n$
H_2O	$m/2$	18.02	$18.02 m/2$
air sec	Xr	28.96	$Xr \cdot 28.96$
O_2	$-(n+m/4)$	32	$-(n+m/4) \cdot 32$

La masse moléculaire :

$$\bar{M} = \frac{\sum n \cdot M_i}{\sum n} \quad (3-29)$$

Le dosage f :

$$f = \frac{\text{la masse molaire de } C_nH_m}{M \cdot Xr} \quad (3-30)$$

L'excès d'air :

$$e(\%) = \frac{Xr - X_{th}}{X_{th}} \cdot 100 \quad (3-40)$$

La richesse :

$$\frac{f}{r} = \frac{f_{sto}}{f} \quad (3-41)$$

3-4) Estimation des la chambre :

L'estimation de la longueur de la chambre de combustion est nécessaire pour établir une conception préliminaire. Du moment que la section de la chambre peut être déduite selon les loi de la gazodynamique, la longueur de la chambre reste un compromis difficile pour assurer une combustion complète, la connaissance du temps de résidence nous permettra de déduire la longueur supposée de la chambre.

Le taux de réaction de la chambre de combustion sera exprimé par:

$$\tau_{réaction} \propto P^n f(t) e^{-E/RT} \quad (3-42)$$

le taux de résidence dans le tube à flamme est défini par :

$$t_{res} = \frac{L}{V_{av}} \approx \frac{L}{V_{ref}} \approx \frac{\rho_{t3} A_{ref} L}{\dot{m}_3} \quad (3-43)$$

V_{ref} : volume de référence.

A_{ref} : section de référence.

V_{av} : volume moyen.

Si on estime que :

$$\rho_t \propto P_t^{1/\gamma} \Rightarrow P/\rho^\gamma = cte \quad (3-44)$$

on aura :

$$L \propto \frac{\dot{m}_3}{A_{ref}} \cdot \frac{t_{res}}{P_t^{1/\gamma}} \quad (3-45)$$

sachant que :

$$\frac{\dot{m}_3}{A_{ref}} = \frac{\dot{m}_3 A_4}{A_4 A_{ref}} = \frac{P_4}{\sqrt{T_{t4}}} \cdot \frac{A_4}{A_{ref}} \cdot \frac{MFP(M_4=1, \gamma_4)}{(1+f)} \quad (3-46)$$

à la station (4) $P_{t4} = P_{t3}$:

$$L \propto \frac{P_{t3}^{\gamma-1}}{\sqrt{T_{t4}}} \cdot \frac{A_4}{A_{ref}} \cdot t_{res} \quad (3-47)$$

Le temps de résidence est inversement proportionnel au taux de réaction exprimé dans l'équation (3-42) :

$$\tau_{res} \propto P_B^{-n} \propto \tau_{res} \quad (3-48)$$

$$L \approx \frac{A_4}{A_{ref} \sqrt{T_{i4}}} P_{i3}^{[n-(\gamma-1)/\gamma]} \quad (3-49)$$

$$L \propto P_{i3}^{-r} / \sqrt{T_{i4}} \quad (3-50)$$

$$\begin{cases} r=1.51, n=1.8 \\ r=0.714, n=1. \end{cases}$$

n : facteur dépendant de la réaction chimique.

La formule précédente nous révèle que la longueur de la chambre sera infailliblement affectée par la taille de l'engin, mais seulement par la pression et la température.

3-5) Etude thermique :

La plus grande partie de chaleur des gaz chauds de la chambre de combustion est transférée aux murs de la chambre par convection. Le montant de chaleur transféré par conduction est petit et le montant transféré par radiation est habituellement moins que 25%, du total. Les murs de la chambre doivent être gardés à une température adéquate de telle manière à ce que le mur résiste au choc thermique. La fissure matérielle est habituellement causée par l'augmentation de la température des gaz sur le côté du mur. La conséquence fissure est causée par l'augmentation de la température tranchante dans le mur causée par le transfert excessif de la chaleur au caloporteur bouillant.

Dans les chambres à refroidissement par eau la chaleur transférée est absorbée par cet eau. L'eau doit avoir une capacité de chaleur adéquate pour prévenir son ébullition à tout point dans la paroi de refroidissement.

Le transfert de la chaleur total de la chambre est donné par :

$$Q = qA = \omega_w C_p (T - T_i) \quad (3-51)$$

où :

Q : la température totale transférée.

q : taux du transfert de la chaleur moyen de chambre.

A : la section de transfère.

C_p : chaleur spécifique du caloporteur.

ω_w : le débit du caloporteur.

T : température du flux quittant la paroi.

T_i : la température entrant dans la paroi.

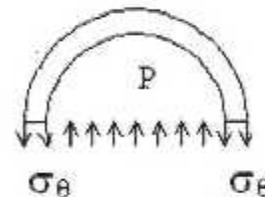
3-6) Épaisseur de la chambre :

Pour établir un ordre de grandeur de l'épaisseur de la chambre de combustion, nous considérerons d'abord que la chambre de combustion est un tore où règne une certaine pression. Ensuite, nous assimilerons ce tore (pour le calcul des contraintes) à un cylindre refermé sur lui-même.

Le calcul de la contrainte tangentielle dans un cylindre de longueur l , de rayon R et d'épaisseur ε est donné par la formule :

$$2l\sigma_{\theta}\varepsilon=2RlP$$

$$\varepsilon=\frac{RP}{\sigma_{\theta}}$$



Assimiler le tore à un cylindre recourbé revient à dire que la contrainte dans les parois du tore est la même. ε étant l'épaisseur du tore, on peut en déduire l'épaisseur minimum de la chambre. Cette méthode permet de donner un ordre de grandeur convenable.

3-4/ DIMENSIONNEMENT DE L'INJECTEUR :

4-1) Introduction :

L'ensemble des problèmes liées aux différents types d'injecteurs, avec les différentes contraintes et critères à respecter, dont la stabilité de la flamme qui constitue un élément essentiel au bon fonctionnement du moteur. L'étude se découpe en deux points. Un travail sur le fluide injecté puis sur les caractéristiques dimensionnelles de l'injecteur.

4-2) Fluide injecté

Le trajet du fluide injecté doit être particulièrement bien maîtrisé pour que les injecteurs travaillent au mieux. La majorité du fluide injecté doit d'être consommée pour assurer un bon fonctionnement de la chambre de combustion et donc une poussée optimale du moteur.

Le carburant est injecté sous forme de gouttelettes afin d'augmenter la surface d'interface entre les gaz chauds et le combustible. Si le combustible arrivait dans la chambre sous forme d'un simple film liquide, la combustion serait alors loin d'être totale. Il est donc nécessaire d'étudier ces gouttelettes, leur taille initiale et leur évolution à l'intérieur de la chambre, en effet, elles doivent être assez fines pour se vaporiser rapidement dans leur trajet dans l'écoulement.

❖ La taille des gouttes en sortie d'injecteur

Le diamètre moyen des gouttes à leur entrée dans la chambre de combustion est :

$$D_0 = \int_0^{+\infty} D f(D) dD.$$

Cette valeur du paramètre est choisie en fonction de la chambre de combustion qu'on conçoit.

❖ Modèle de la goutte isolée

Il s'agit d'étudier de façon précise le trajet des gouttes dans la chambre de combustion et notamment de savoir à quelle distance de leur lieu d'injection elles se vaporisent. Pour cela on dispose d'un modèle : le modèle de la goutte isolée. Les hypothèses du calcul, sont les suivantes :

1-Les gouttes sont supposées être parfaitement sphériques. Cette hypothèse pose d'évidents problèmes car les forces d'origine aérodynamique tendent à faire éclater une goutte placée dans un écoulement. Cependant la tension superficielle tend elle à assurer une bonne cohésion de cette dernière. Le rapport de ces deux tendances opposées est appelé nombre de Weber W_e :

$$W_e = \frac{F_{aerodynamique}}{T_{superficielle}}$$

Le nombre de Weber critique est de l'ordre de 10 à 20. Si W_e est inférieur à 10 alors les gouttelettes sont à peu près sphériques

2-Les gouttes ne sont, dans ce modèle, constituées que d'un seul composant.

3-L'état est stationnaire.

4-Il n'y a pas de dissolution : aucun gaz ne vient se condenser sur la surface de la goutte

5-La masse volumique de la surface est égale à celle du liquide :

$$D_{\text{surface}} = D_{\text{liquide}}$$

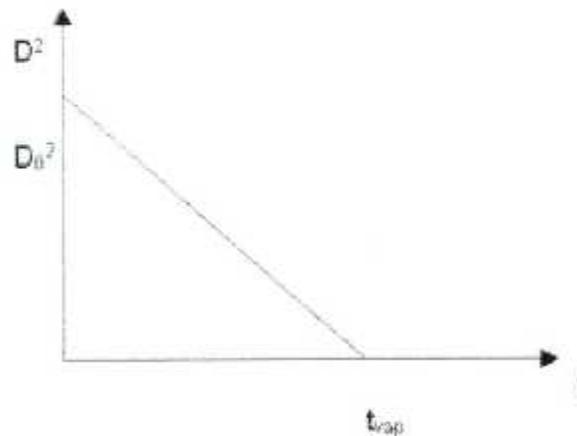
6-Les gouttes sont isolées, c'est-à-dire que le rapport de leur libre parcours moyen à leur diamètre ne doit pas être supérieur à 5 ou 10.

❖ Evolution des gouttelettes :

Sous les hypothèses précédentes du modèle de la goutte isolée, on parvient à montrer que le diamètre D des gouttelettes obéit à une loi du type :

$$D^2 - D_0^2 = Kt$$

Où D_0 est la taille initiale des gouttelettes et K une constante thermodynamique dépendant notamment de la masse volumique et de la diffusivité du carburant, de la capacité calorifique des gaz, de l'enthalpie de vaporisation du combustible ainsi que de la température de la chambre.



4-3) Dimensionnement :

Le carré du diamètre des gouttelettes de combustibles décroît suivant une loi linéaire. Leur temps de vol est t_{vap} ; pendant ce temps les gouttelettes ne doivent pas pouvoir parvenir à l'autre bout de la chambre. La distribution de Rosin-Raumler du diamètre des gouttes donne $D_0 = 50 \mu\text{m}$. D'autre part, les calculs montrent que K est de l'ordre de 0,1. On en déduit que dans ces conditions, $t_{\text{vap}} = 10 \text{ ms}$.

Un dimensionnement réaliste d'injecteur est bien entendu impossible vu la complexité de l'objet. Cependant, ces valeurs donnent des ordres de grandeur des paramètres réels, ce qui constitue une première approche de la réalité.

4-5) Injection du carburant :

On trouve dans les différents moteurs des injecteurs utilisant la technique consistant à transformer le carburant en fines gouttelettes au moment de l'injection.

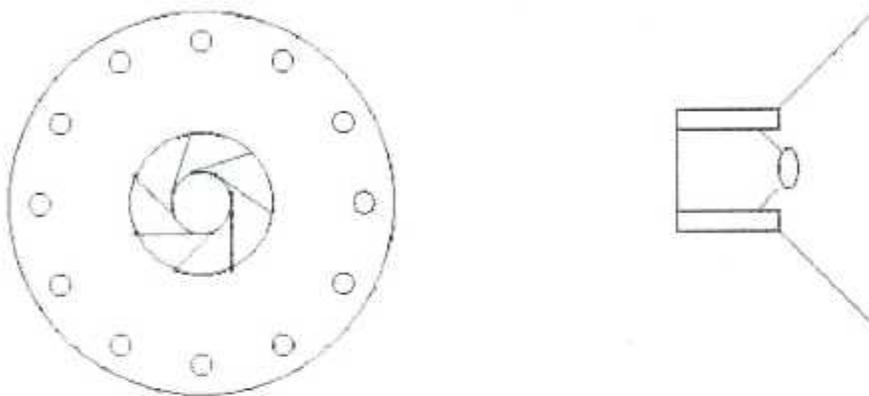


figure 3-9 : Dessin de l'injecteur

Les deux dessins montrent de manière simplifiée la forme des injecteurs utilisés dans les réacteurs, ils sont répartis régulièrement sur le contour de la chambre pour assurer une bonne homogénéité du remplissage en carburant.

Au centre de l'injecteur se trouve un gicleur qui introduit le carburant dans la chambre en donnant au jet ainsi formé une forme de cône. Celle-ci permet de répartir le fluide sur les parois inclinées de l'injecteur où il s'écoule. Le gicleur est entouré par une sorte de spirale. L'air passe à cet endroit et est donc injecté dans la chambre avec un mouvement de rotation. Il se crée une sorte de tourbillon d'air. Etant donné la viscosité du fluide et la différence de vitesse entre le gaz et le carburant, ce mouvement de rotation entraîne le liquide et arrache des particules. Ainsi, le fluide introduit se disloque et un brouillard.

Ce brouillard de gouttes conserve bien entendu le mouvement de rotation imposé par l'air, ce qui a pour effet d'améliorer le mélange des gouttes nouvelles avec celui déjà dans la chambre de combustion et de ce fait crée un mélange homogène.

Ce type d'injecteur remplit donc la fonction d'atomiseur et garantit une bonne homogénéité du mélange. Les phénomènes qui régissent les performances des injecteurs et qui permettraient d'expliquer les différences de comportement observées sont peu connus et la mise au point d'un injecteur se fait d'abord de manière empirique.

On peut toute fois énoncer certains principes. Par exemple, en ce qui concerne l'injection d'un fluide incompressible dans un gaz, on peut démontrer en mécanique des fluides, en utilisant la vitesse radiale et la vitesse axiale, que l'angle formé par le cône était de la forme :

$$\tan(\alpha/2) = K \cdot (\rho_1/\rho_2)^{1/2}$$

Avec ρ_1 densité du gaz et ρ_2 densité du liquide. On peut donc supposer qu'il faut donner à l'injecteur une forme de cône dont le demi-angle au sommet sera $\alpha/2$. Le nombre de Reynolds dépend du rapport L/d avec L longueur du jet et d diamètre du jet.

Il semble donc que ces deux paramètres seront très importants dans la détermination de la forme de l'injecteur car la viscosité va influencer la taille des gouttes.

3-3/ ETUDE DE LA TURBINE :

La turbine est constituée de deux éléments, du distributeur et de la roue mobile. L'écoulement est accéléré dans le distributeur de manière à augmenter suffisamment la vitesse tangentielle, qui sera reprise par le rotor dans une décélération qui permet de récupérer de l'énergie contenue dans le fluide. Ce dernier sort normalement dans la direction axiale de la roue.



Figure 3-10: Le flux traversant une turbine centrifuge.

Ce type de turbine est essentiellement utilisé dans les turboréacteurs de puissances modérées et sur des turbochargeurs. Le distributeur se présente généralement sous forme de coquille hélicoïdale convergente.

❖ Stations :

Considérons un étage de turbine défini par les stations suivantes selon la figure.

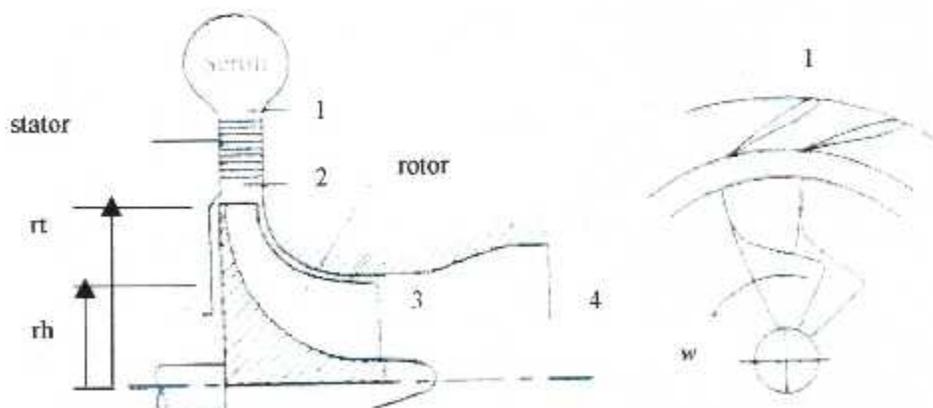


Figure 3-11 : étage d'une turbine centrifuge.

Le fluide entre par la station 1, (dans le stator), et le quitte à la station 2, il passe ensuite à travers le rotor et le quitte en 3.

❖ **diagramme des vitesses :**

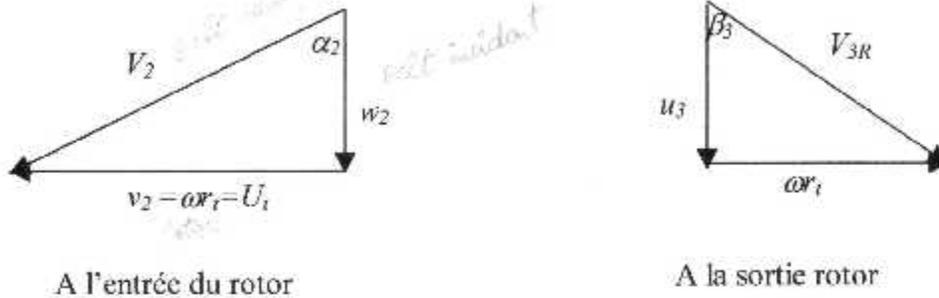


Figure 3-12: triangle des vitesses

❖ **Equations généralisées :**

l'application de l'équation d'Euler à la station de la turbine pour un flux adiabatique traversant le stator et le rotor,, nous permet d'écrire

$$h_{01} - h_{03} = U_t v_2 \quad (3-52)$$

pour un gaz calorifiquement parfait, et $h = c_{pt}$ (gaz parfait), l'équation (1) peut être écrite sous la forme, sachant que $v_2 = U_t$:

$$T_{01} - T_{03} = \frac{U_t^2}{c_p} \quad (3-53)$$

Notons que la chute de température à travers l'étage de turbine centrifuge est directement proportionnelle au carré de la vitesse du rotor, en utilisant le rendement polytropique de la turbine e_t , et l'équation (25), on peut exprimer le taux de compression de la turbine π_t tel que :

$$\pi_t = \frac{P_{03}}{P_{01}} = \left(\frac{T_{03}}{T_{01}} \right)^{\frac{1}{1-e_t}} \quad (3-54)$$

La vitesse au sommet U_t peut être écrite en terme de T_{02}, M_2 , et α_2 a partir du triangle de vitesse à la station 2 , d'où :

$$U_t = u_2 = V_2 \sin \alpha_2 \quad (3-55)$$

Sachant que V_2 peut être exprimée en fonction des termes : T_{11} et M_2 :

$$V_2 = \sqrt{\frac{2c_p T_{12}}{1 + 2/[(\gamma - 1)^2 M_2^2]}} \quad (3-56)$$

et comme $T_{12} = T_{11}$

$$V_2 = \sqrt{\frac{2c_p T_{11}}{1 + 2/[(\gamma - 1)^2 M_2^2]}} \quad (3-57)$$

ce qui nous résulte l'expression de U_t :

$$U_t = \sin \alpha_2 \sqrt{\frac{2c_p T_{11}}{1 + 2/[(\gamma - 1)^2 M_2^2]}} \quad (3-58)$$

La vitesse U_t est calculée en fonction de T_{11} , α_2 , et M_2 , en utilisant l'équation (30). L'angle maximum du tourbillon à la station 2 (α_2) est normalement de 70 degré. Le max. de la vitesse au sommet du rotor est limitée entre 350 et 500 m/sec par le maximum de la poussée du rotor centrifuge cette poussée est en fonction de la température relative du rotor T_{12R} .

T_{12R} peut être écrite :

$$T_{12R} = T_{12} - \frac{U_t^2}{2g_c c_p} \quad (3-59)$$

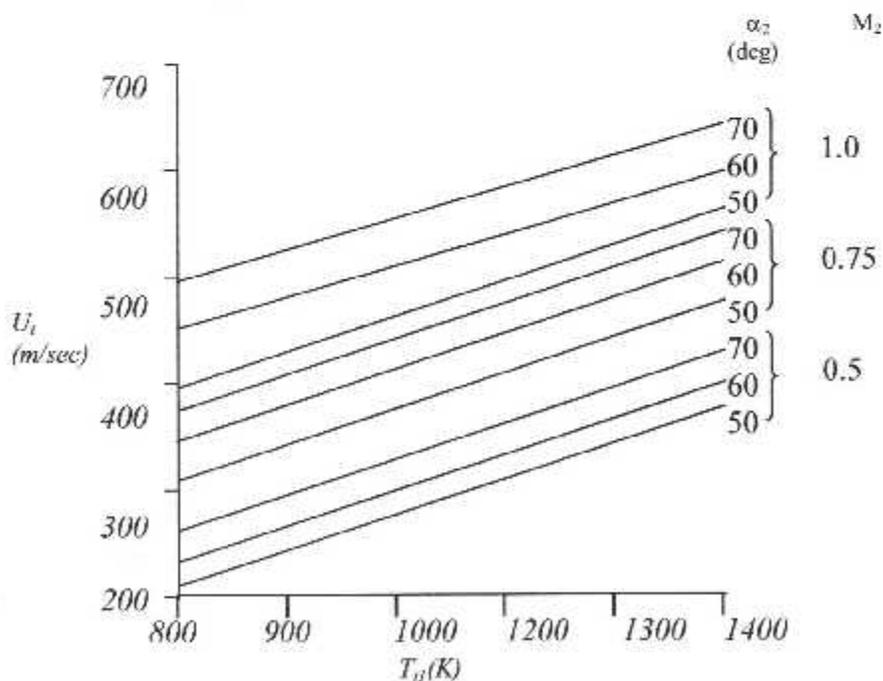


Figure 3-13 : La vitesse U_t du rotor en fonction de T_{11} , M_2 , et α_2 .
 [$\gamma = 1.33$, $C_p = 1.158 \text{ Kj}/(\text{Kg} \cdot \text{K})$]

La vitesse angulaire est déduite par :

$$\omega = U_t / r_t \quad (3-60)$$

où r_t représente le rayon tip de la roue.

De là le nombre de tour par minute est :

$$RPM = 30. \omega / \pi \quad (3-61)$$

Aussi le nombre de mach sera :

$$M_3 = \frac{\sqrt{2/(\gamma-1)}}{\sqrt{\frac{2c_p T_{t3}}{V_3^2} - 1}} \quad (3-62)$$

Le débit sortant s'exprime dans ce cas par :

$$\dot{m}_3 = \frac{\sqrt{T_{t3}}}{A_3 P_{t3} MFP(M_3)} \quad (3-63)$$

En connaissant le dosage f et de l'équation (3-63) on peut déduire le débit \dot{m}_0 :

$$\dot{m}_0 = \frac{\sqrt{T_{t3}}}{A_3 P_{t3} MFP(M_3) (1+f)} \quad (3-64)$$

3-4/ ETUDE DE LA TUYERE :

4-1) Écoulement à travers une tuyère :

Une tuyère conçue pour accélérer un gaz d'une vitesse subsonique à une vitesse supersonique doit, avoir une section minimale S^* , où $M=1$ (fig. 3-14). L'écoulement critique peut se produire uniquement au lieu où la fonction $S(x)$ de la conduite atteint un minimum.

$$\frac{1}{v} \frac{dv}{dx} = \frac{1}{M^2-1} \frac{1}{S} \frac{dS}{dx} \quad (3-65)$$

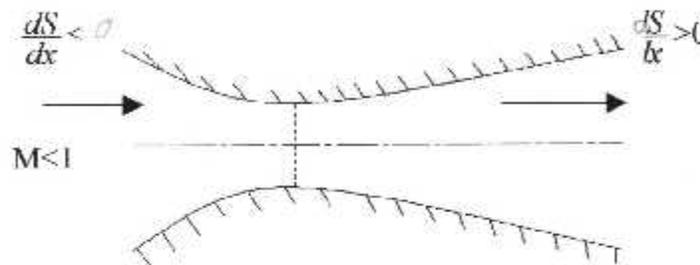


Figure 3-14 : écoulement à travers une tuyère

- Pour l'écoulement subsonique, $M < 1$ une réduction relative de S donne une augmentation relative de v .
- Pour l'écoulement supersonique, $M > 1$, une augmentation relative de S donne également une augmentation relative de v .
- Pour $M=1$ il est nécessaire d'avoir $dS/dx = 0$

pour évaluer l'écoulement dans le tube on a :

$$\frac{S^*}{S} = \frac{\rho}{\rho^*} \frac{a}{a^*} M \quad (3-66)$$

Les facteurs a/a^* et ρ/ρ^* sont obtenus par :

$$\left(\frac{a^*}{a}\right)^2 = \frac{2}{\gamma+1} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right) = \frac{M^2}{M^{*2}} \quad (3-66)$$

où M^* traduit le nombre de Mach critique :

$$M^* = \frac{v}{a^*} \quad (3-67)$$

La valeur de a^* demeurant constante le long du tube selon l'équation d'énergie, la normalisation de la vitesse locale avec a^* présente l'avantage que M^* exprime la vitesse locale sous une forme dimensionnelle.

$$\frac{\rho^*}{\rho} = \left(\frac{T^*}{T}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} = \left(\frac{a^*}{a}\right)^{\frac{2}{\gamma-1}} \quad (3-68)$$

En substituant (3-66) et (3-68) dans (3-66) on obtient :

$$\frac{S^*}{S} = M \left[\frac{2}{\gamma+1} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2 \right) \right]^{-\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} = \frac{\rho v}{\rho^* a^*} \quad (3-68)$$

La relation entre M et M^* est donnée par (3-66) pour $M=M^*-1$ on obtient :

$$\left. \frac{dM}{dM^*} \right|_{M=1} = \frac{\gamma+1}{2} \quad (3-69)$$

Par conséquent

$$\frac{S^*}{a^*} \frac{dv}{dx} = \left[\frac{s^*}{\gamma+1} \frac{d^2 S}{dx^2} \right]_{s=S^*}^{1/2} \quad (3-70)$$

L'accélération dépend ainsi de la courbure de la fonction $S(x)$ dans la section minimale.

L'écoulement dans la conduite engendré par une pression totale p_0 régnant en amont de la tuyère se présente, comme indiqué sur les (fig. 3-15, 3-16) en fonction de la pression variable p_m régnant en aval de la conduite.

Si p_m est suffisamment élevée, l'écoulement demeure subsonique tout le long de la tuyère. Il s'agit du cas (1) représenté sur (la fig. 3-16) où p/p_0 est dessiné en fonction de x .

Pour ce cas $1 > p_m/p_0 > p_a/p_0$ sur (la fig. 3-15) suivant la courbe à partir de $p/p_0=1$ jusqu'à l'extremum de la courbe où la pression critique p^*/p_0 est obtenue, puis au point R où $p_m = p_a$.

Une autre possibilité dans ce cas serait de continuer le long de la courbe au point S où $p_m = p_b$. Pour une valeur de p_m située entre p_a et p_b il existe plus d'une solution isentropique. On obtient dans ce domaine une adaptation de l'écoulement à la pression p_m de telle sorte que des ondes de choc normales ou obliques s'installent dans la conduite ou à l'extérieur de celle-ci, cas(2) et (3) sur la (fig. 3-16). si la pression p_m est légèrement inférieure à p_a une onde de choc normale se présente dans la partie divergente de la tuyère cas(2), si la pression p_m est encore plus basse, l'onde de choc se déplace vers l'extérieur en aval de la conduite.

Si le choc se présente pour $x = x_1$ dans la buse, nous pouvons calculer le saut de pression p_2/p_1 selon (3-71) :

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{2\gamma}{\gamma+1} M_1^2 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma+1} (M_1^2 - 1) \quad (3-71)$$

où M_1 est le nombre de Mach à l'amont du choc pour $x = x_1$.

On peut naturellement envisager un choc pour n'importe quelle valeur de x après la section minimale. Pour chaque x on obtient ainsi une nouvelle valeur de la pression p_2 en aval du choc. Le lieu géométrique de toutes ces pressions p_2 pour des choc à différentes positions donne la courbe liant p^* avec p_s sur (la fig. 3-16).

Par un abaissement additionnel de la pression p_m les ondes de choc obliques se produisent à l'extérieur de la tuyère le cas (3). Si la pression $p_m = p_b$ on obtient un écoulement parallèle à partir de la fin de celle-ci. Finalement, si $p_m < p_b$ une expansion supplémentaire s'installe à l'extérieur de la tuyère. Dans ce cas, un jet divergent sortira de la tuyère à proximité immédiate de son extrémité. Par contre, dans le domaine $P_a > p_m > p_b$ le jet sortant converge immédiatement derrière la buse.

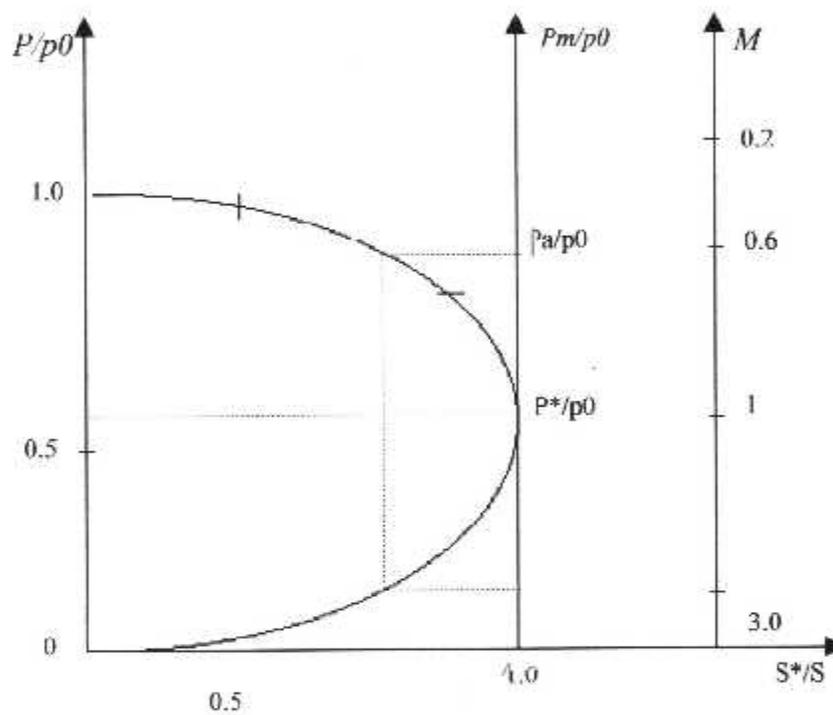


Figure 3-15: p/p_0 en fonction de S^*/S .

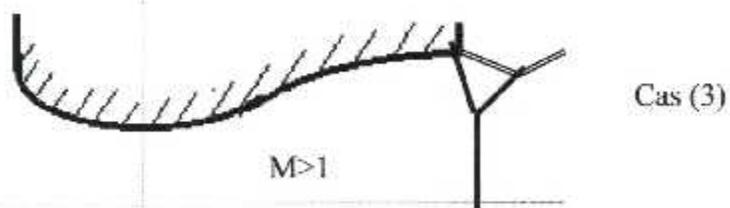
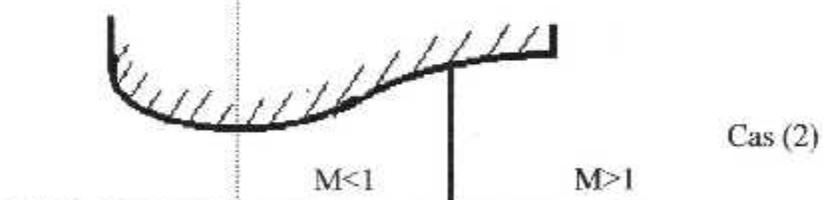
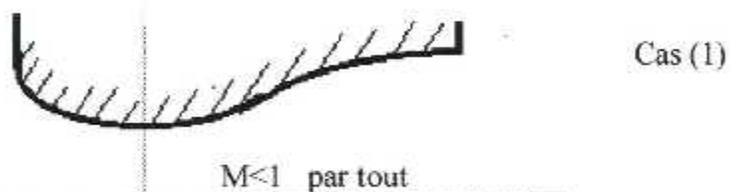
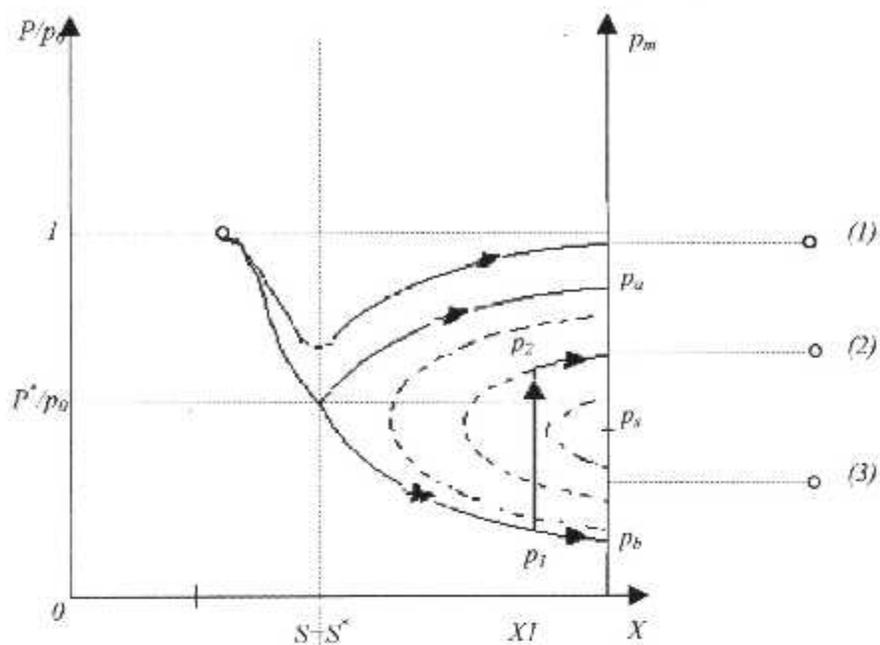


Figure 3-16: L'écoulement en fonction de P_m

Le débit masse qui passe dans la conduite est $\dot{M} = \rho^* a^* S^*$

Selon la formule :

$$\rho v S = \text{constante} = \rho^* a^* S^* = \dot{M} \quad (3-72)$$

Les valeurs ρ^* et a^* sont dépendante des conditions qui règnent dans la conduite à l'amont selon la relation :

$$\frac{\rho v}{\rho^* a^*} = \frac{S^*}{S} = \left(\frac{2}{\gamma-1}\right)^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma-1}{2(\gamma-1)}} \left(\frac{P}{P_0}\right)^{1/\gamma} \left[1 - \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]^{1/2} \quad (3-73)$$

d'où

$$\dot{M} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \rho_0 \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{1/2} a_0 S^* = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \rho_0 a_0 S^* \quad (3-74)$$

3-5/ PERFORMANCES DU MOTEUR:

5-1) La poussée :

La poussée d'un moteur à réaction est calculée par la formule :

$$F = (1+f) \dot{m} V_0 + (P_0 - P_0) A_0 \quad (3-75)$$

5-2) La poussée spécifique :

C'est une caractéristique importante du moteur, elle nous renseigne sur la taille du moteur, c'est le rapport de la poussée délivrée au débit aspiré.

$$F_s = \frac{F}{\dot{m}} \quad (3-76)$$

5-3) La consommation spécifique :

Elle nous renseigne sur la quantité de carburant consommée pour une poussée délivrée.

$$C_s = \frac{f}{F_s} \quad (3-77)$$

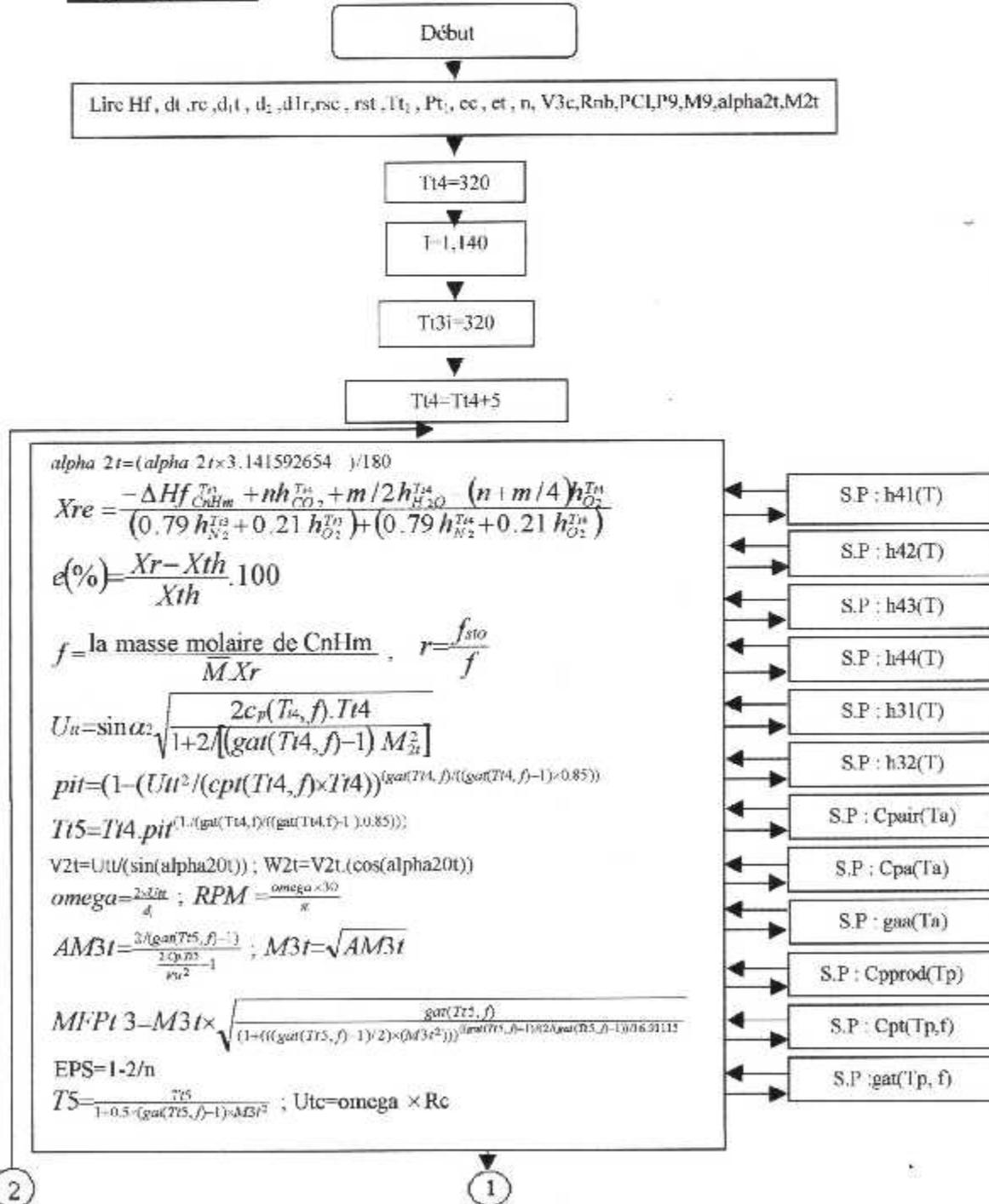
5-4) Le rendement thermique :

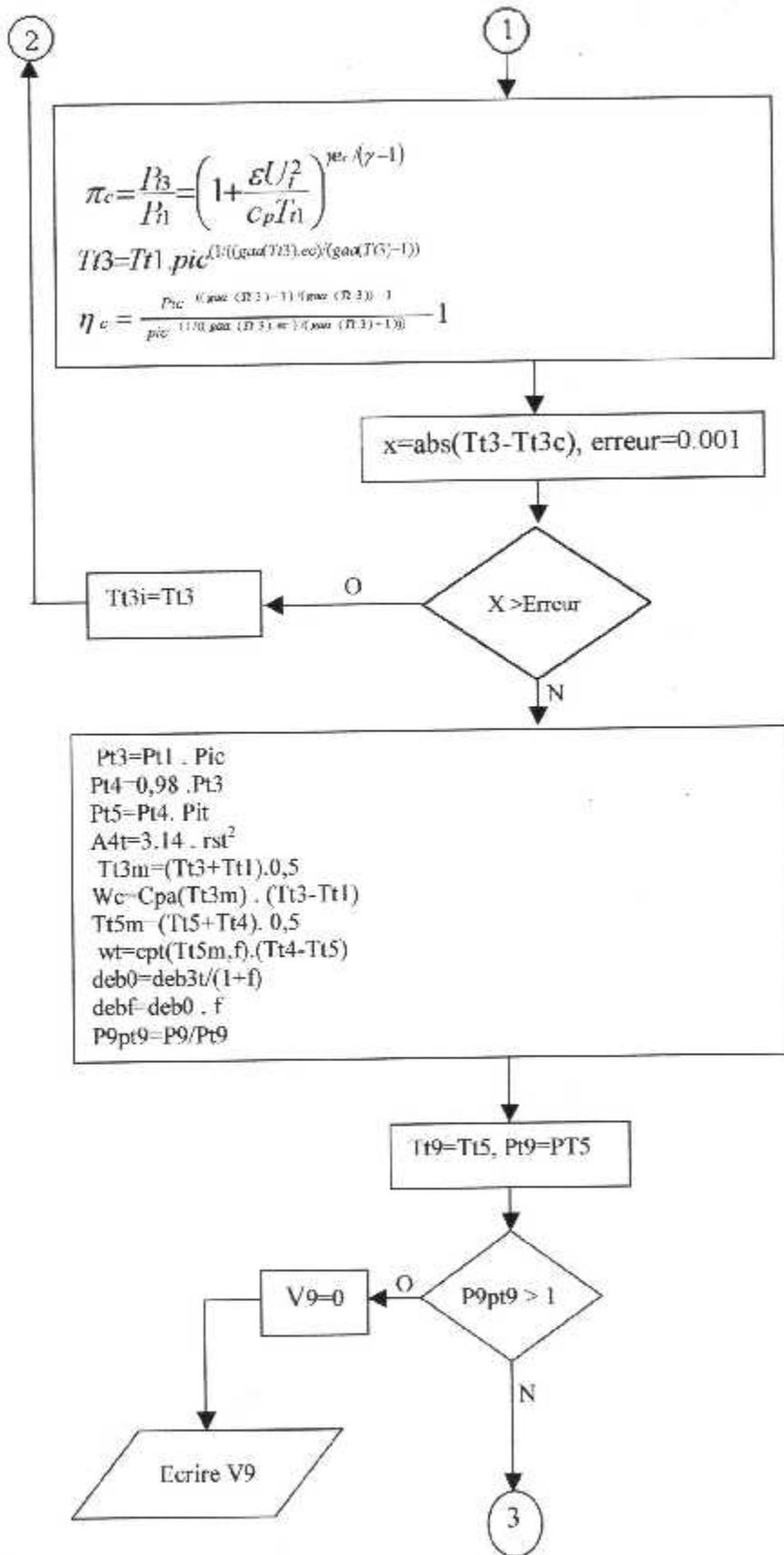
$$\dot{Q}_R = \frac{R_{nb} \dot{m}_f \cdot PCI}{\dot{m}_0} \quad \eta_{th} = \frac{1/2 (V_g^2 - V_0^2) \cdot \dot{m}_0}{\dot{Q}_R} \quad (3-78)$$

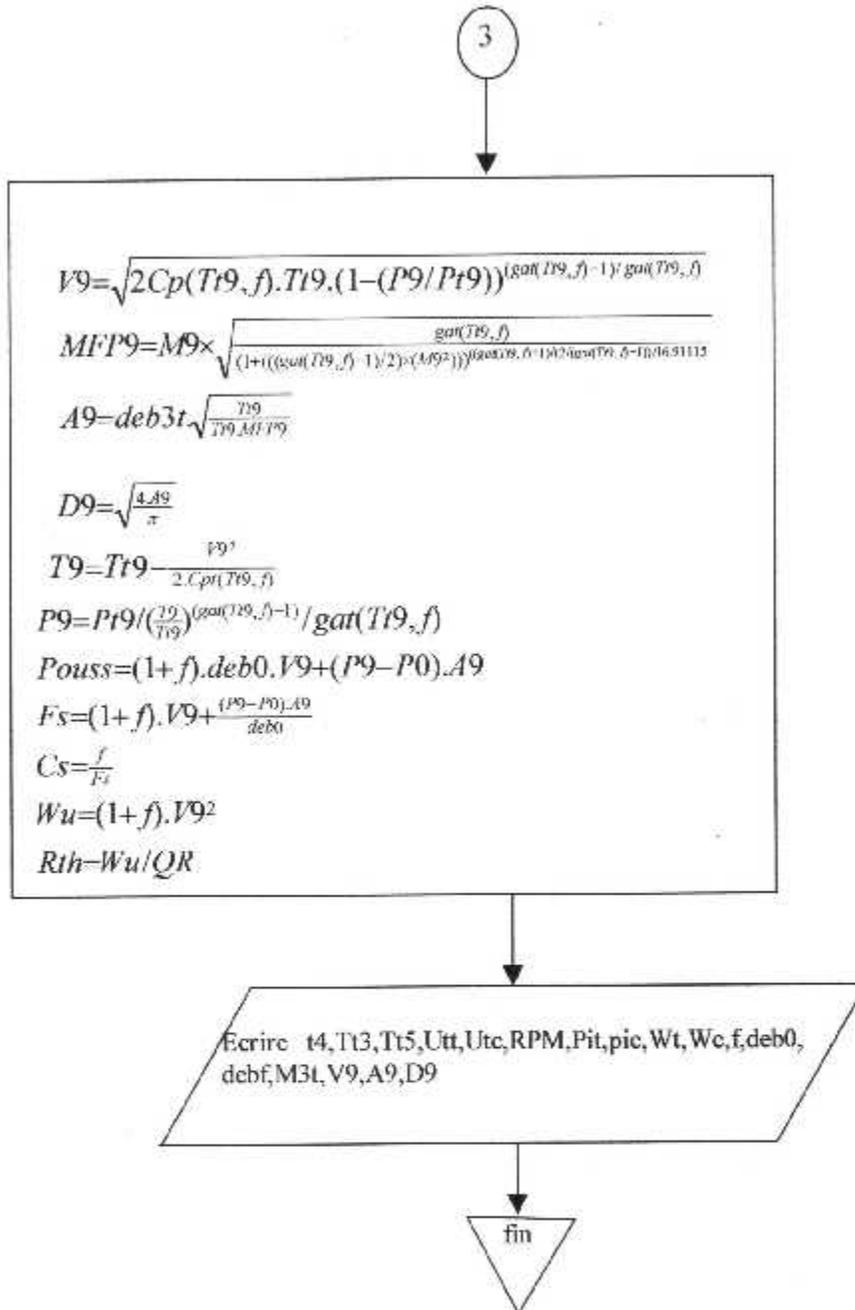
3-5/ PROGRAMME ET GRAPHES :

Le programme permet de déterminer les caractéristiques des différentes stations du moteur à savoir les pressions, les températures, ainsi que leurs performances comme le travail fourni par le turbine, la vitesse de rotation, la richesse du mélange et la poussée spécifique. Tous cela pour différentes températures de la chambre de combustion, nombres de Mach sortie turbine et angles de déviation de l'écoulement. Le programme durant son exécution ,fait appel aux sous programmes FUNCTION comme indiqué sur l'organigramme, qui lui permettent les enthalpies de formation et les Cp à différentes températures.

Organigramme







Un exemple d'affichage du programme pour $\alpha_{2t} = 60^\circ$ et $M_{2t} = 0.75$ est donné dans (le tableau 3-1):

D'après les résultats affichés dans le tableau ,on constate que les paramètres évoluent logiquement avec la température de la chambre de combustion, qui est la source d'énergie par combustion du fuel.

5-1) Les graphes :

A partir des tableaux du type précédent on a réalisé des graphes des différents paramètres en fonction de la température de la chambre de combustion (T_{t4}), pour différentes valeurs de l'angle de déviation de l'écoulement et de son nombre de Mach à l'entrée turbine (resp. α_{2t} et M_{2t}).

❖ Interprétation des graphes :

- Le taux de compression et la vitesse de rotation sont proportionnels à la température chambre de combustion, au nombre de Mach entrée turbine et à la déviation de l'écoulement. En effet l'augmentation de la température de la combustion , accroît la vitesse des gaz d'échappement, incitant le moteur à aspirer et comprimer plus d'air.
- Le débit fuel injecté est proportionnel à la température de la chambre de combustion et inversement proportionnelle à M_{2t} et α_{2t} , car le ralentissement de l'air augmente sa densité, ce qui accroît aussi la quantité et le débit fuel adéquat. Contrairement, la richesse diminue avec la température T_{t4} et augmente avec le nombre de Mach.
- La température des gaz d'échappement est proportionnelle à celle de la chambre de combustion, tout en étant inférieure, car une partie est extraite durant la détente à travers la turbine. L'EGT est inversement proportionnel au nombre de Mach et l'angle de déviation, car l'écoulement est freiné ce qui permet une bonne combustion du mélange carburé, et par conséquent l'augmentation de la température de la chambre de combustion.
- La détente à travers la turbine est inversement proportionnelle au nombre de Mach, la température de la chambre de combustion et α_{2t} , car la turbine perd de ses performances à hautes températures et grand nombre de Mach, avec la diminution de la déviation de l'écoulement. Contrairement le travail reçue par la turbine augmente avec la température de la chambre de combustion, le nombre de Mach, et α_{2t} , car la turbine récupère comme travail, l'énergie cinétique des gaz d'échappement qui augmente avec les paramètres précédents.
- Le travail fournie par le compresseur est proportionnel à la température T_{t4} , au nombre de Mach entrée turbine, et à l'angle de déviation de l'écoulement. Car c'est le travail récupéré par la turbine à partir des gaz d'échappement chauds, qui incite le compresseur à fournir du travail une fois une certaine température est atteinte. Même comportement pour la poussée spécifique sauf pour M_{2t}

- avec lequel elle est inversement proportionnelle, car cette poussée dépend du débit fuel injecté, qui est inversement proportionnel au nombre de Mach.
- Le débit d'air aspiré est proportionnel à la température T_{t4} , le nombre de Mach M_{2t} et la déviation Alpha_{2t} . En effet, quand la température augmente et les gaz accélérés, la turbine récupère plus de travail et fait tourner le compresseur d'avantage, pour aspirer plus. Ce débit est réduit quand Alpha_{2t} augmente, car un blocage se produit du fait de la forte déviation de l'écoulement. le dosage est proportionnel à T_{t4} et inversement proportionnel à M_{2t} , car l'augmentation de la température nécessite l'augmentation de la quantité du fuel injecté, et par conséquent le dosage du mélange carburé pour une meilleure combustion qui se produit quand l'écoulement est ralenti.

❖ Intérêt des graphes :

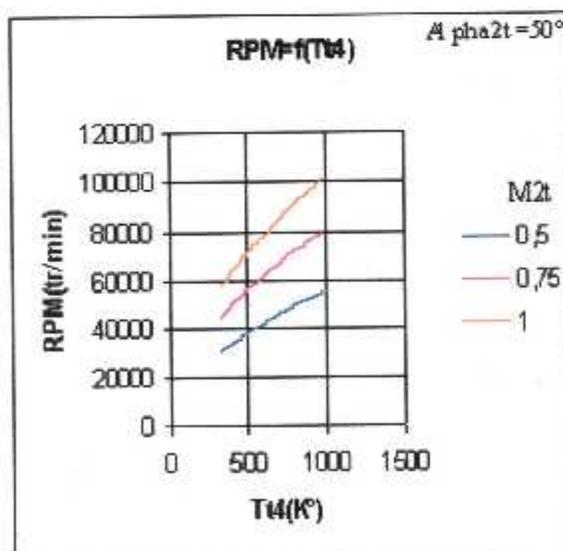
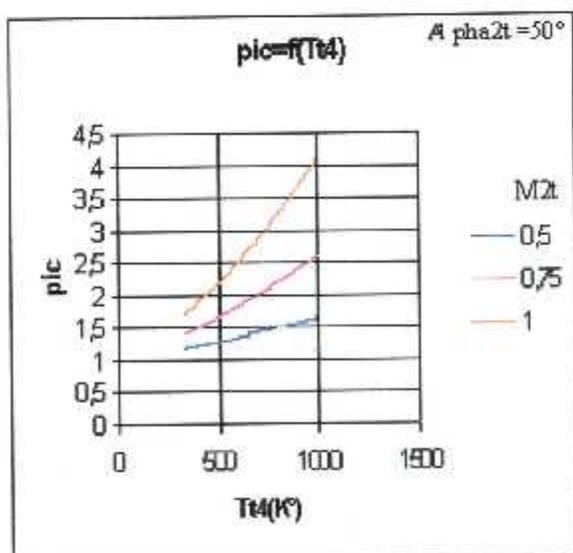
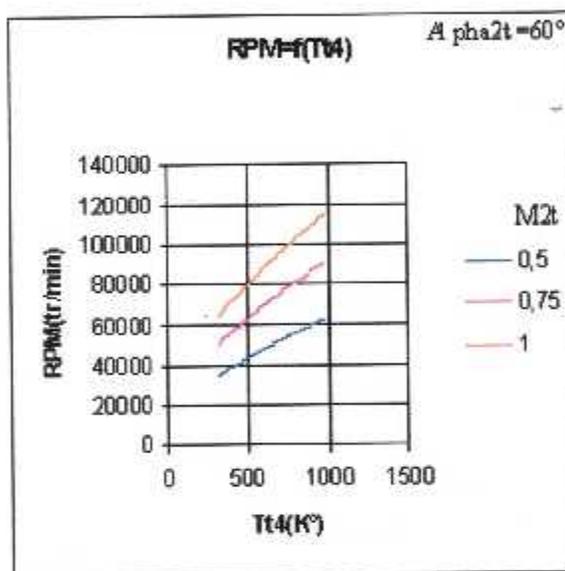
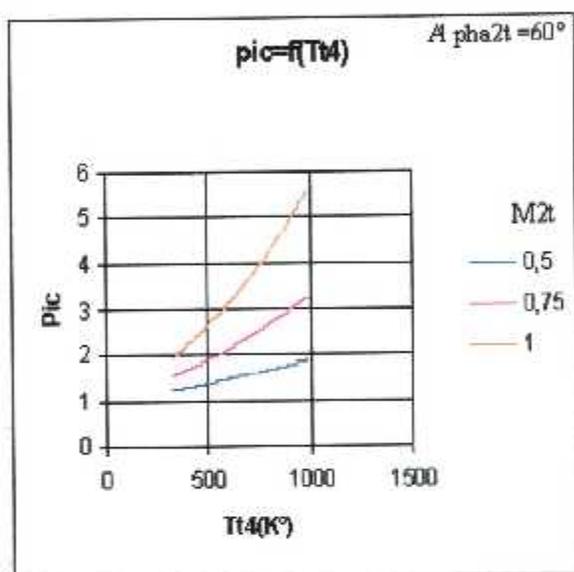
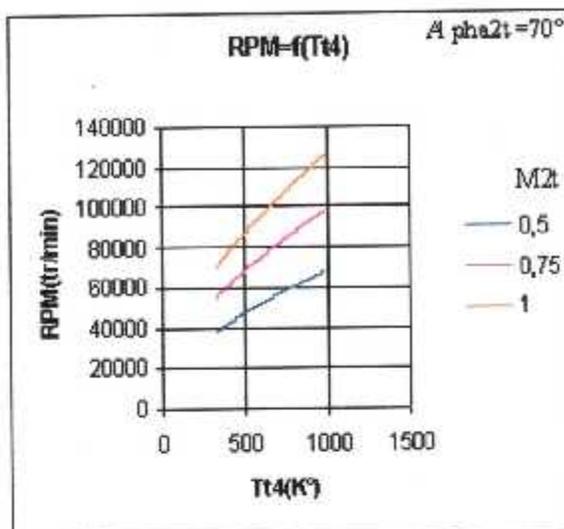
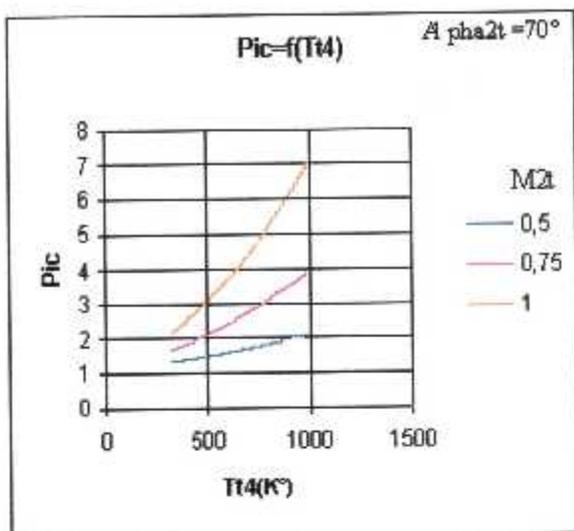
Les graphes réalisés nous permettent de prédire le comportement du moteur et d'estimer les paramètres non mesurables sur le tableau de contrôle, pour un bon suivi, sûr et efficace du fonctionnement du moteur; en effet par exemple la connaissance à partir du tableau de commande, du taux de compression, nous permet d'estimer la vitesse de rotation. La connaissance de la température des gaz d'échappement nous permet d'estimer celle de la chambre de combustion, afin de préserver le moteur contre la surchauffe.

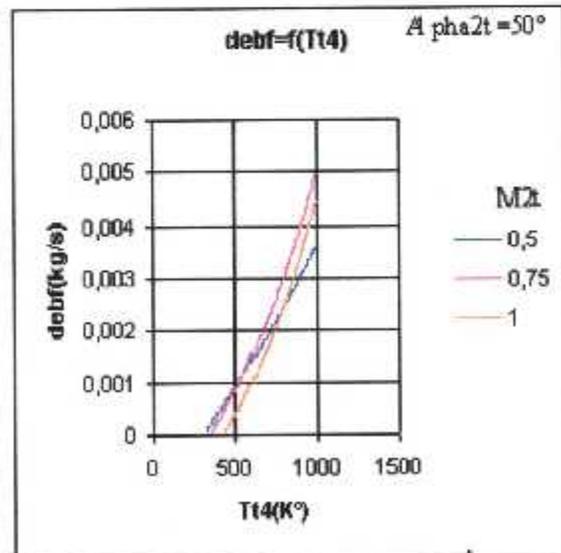
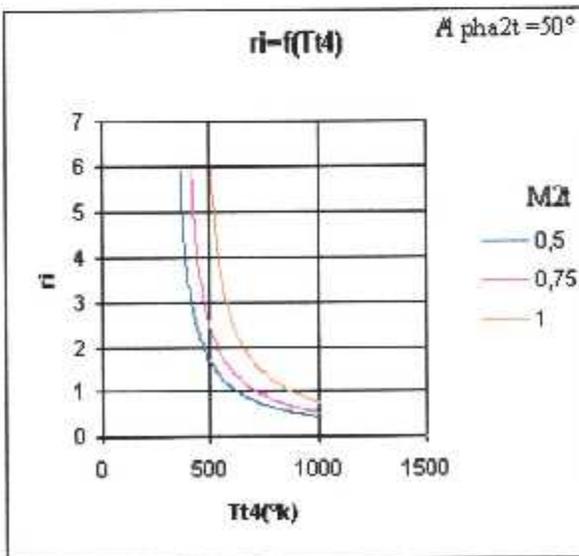
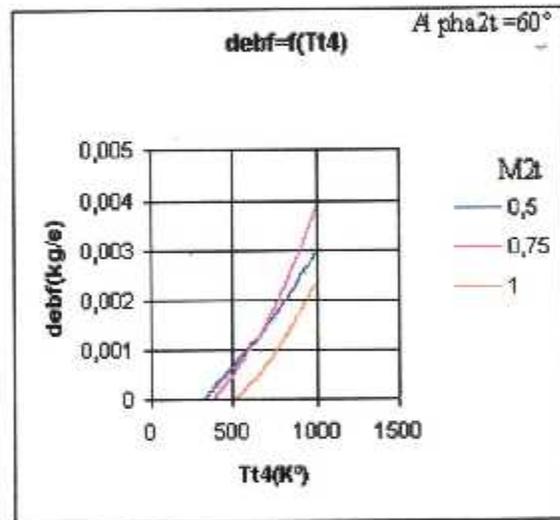
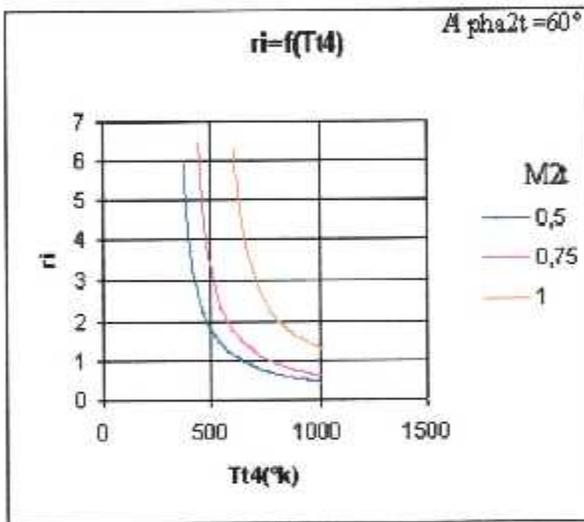
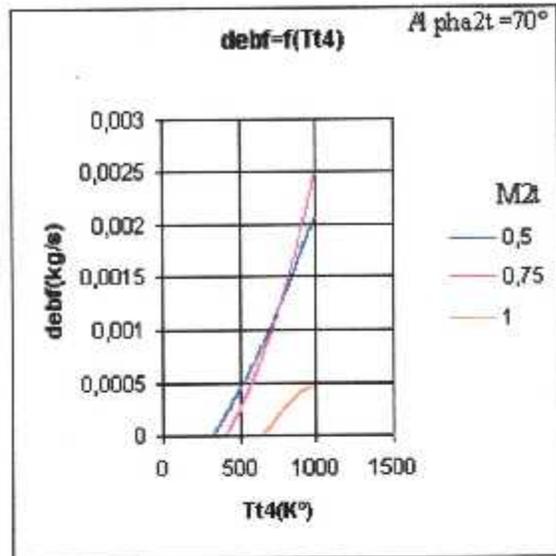
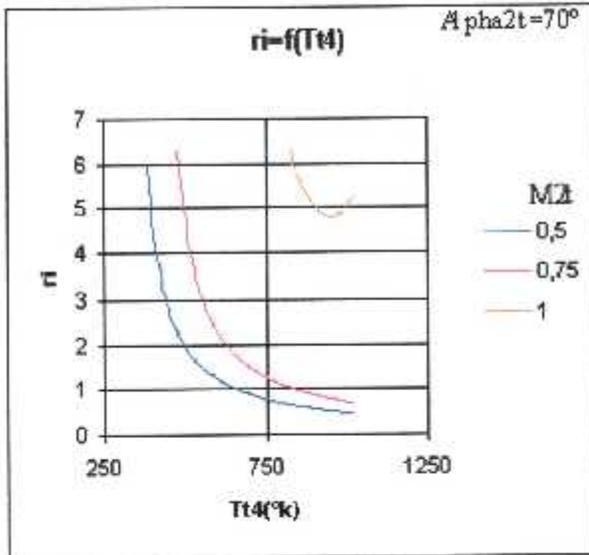
Tableau (3-1) : un exemple de résultats pour :
Alpha2i = 60°, et M2i = 0.75

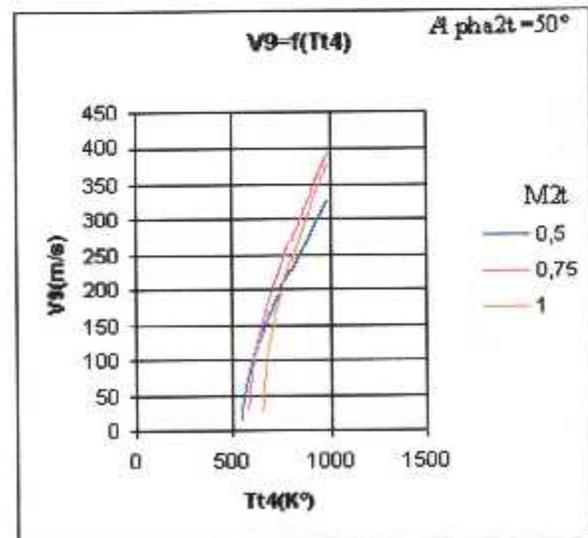
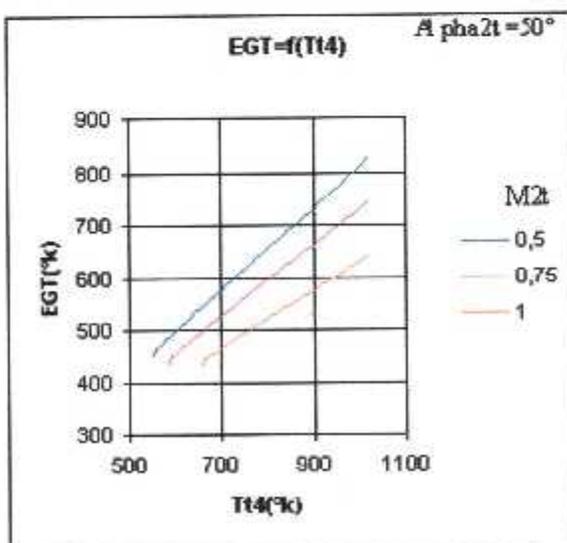
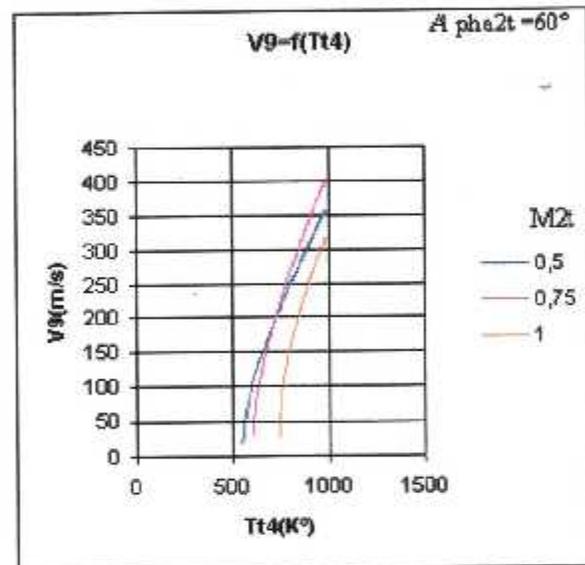
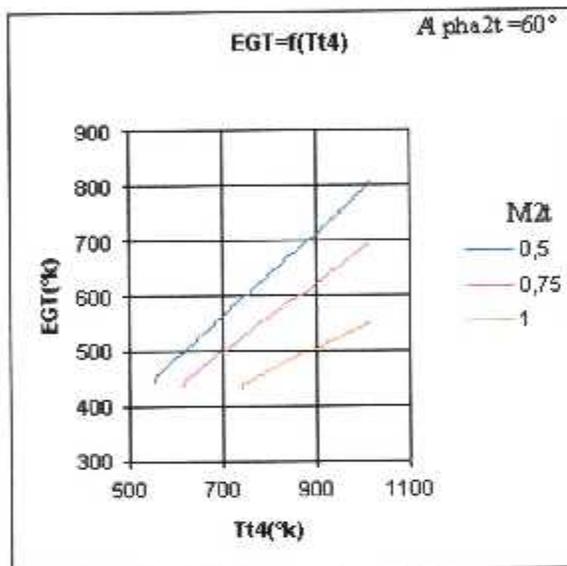
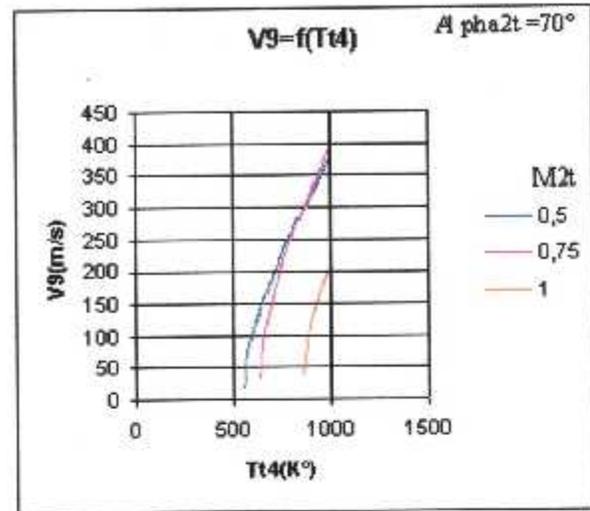
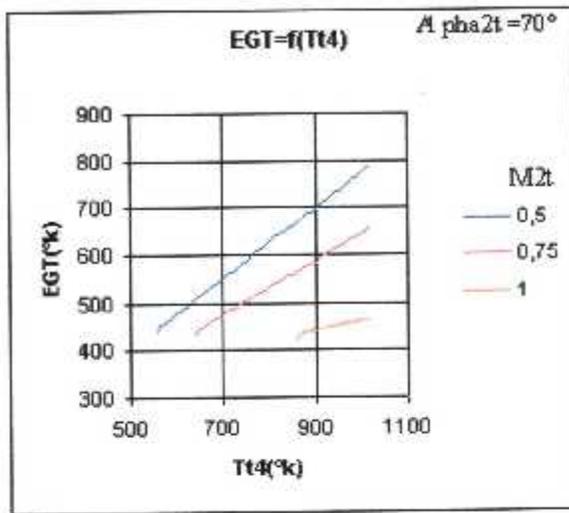
Tt4	Tt3	Tt5	Uit	Uic	RPM	pit	Pic	Wt/E3	Wc/E3	f	Deb0	debf	M3t	V9	A9	D9
390.000	346.220	321.621	247.624	245.897	55019.434	0.492	1.643	62.221	53.680	0.0001	0.24932	0.00003	0.39757	0.00000	0.00000	0.00000
400.000	347.824	329.523	250.921	249.170	55751.914	0.492	1.663	63.917	55.145	0.0003	0.25021	0.00007	0.39777	0.00000	0.00000	0.00000
410.000	349.435	337.409	254.182	252.408	56476.477	0.491	1.684	65.618	56.615	0.0004	0.25117	0.00011	0.39798	0.00000	0.00000	0.00000
420.000	351.052	345.276	257.408	255.613	57193.410	0.491	1.704	67.325	58.089	0.0006	0.25219	0.00015	0.39819	0.00000	0.00000	0.00000
430.000	352.675	353.127	260.602	258.784	57902.992	0.490	1.725	69.037	59.568	0.0008	0.25327	0.00019	0.39841	0.00000	0.00000	0.00000
440.000	354.305	360.961	263.764	261.924	58605.477	0.489	1.746	70.754	61.052	0.0009	0.25441	0.00024	0.39862	0.00000	0.00000	0.00000
460.000	357.584	376.576	269.996	268.112	59990.160	0.488	1.788	74.204	64.035	0.0012	0.25686	0.00032	0.39905	0.00000	0.00000	0.00000
470.000	359.234	384.358	273.068	271.163	60672.813	0.488	1.810	75.938	65.534	0.0014	0.25816	0.00036	0.39927	0.00000	0.00000	0.00000
480.000	360.890	392.124	276.113	274.186	61349.266	0.487	1.831	77.676	67.037	0.0016	0.25951	0.00041	0.39949	0.00000	0.00000	0.00000
490.000	362.553	399.873	279.130	277.183	62019.734	0.487	1.853	79.420	68.546	0.0017	0.26091	0.00045	0.39971	0.00000	0.00000	0.00000
500.000	364.222	407.604	282.122	280.153	62684.391	0.486	1.876	81.169	70.060	0.0019	0.26235	0.00050	0.39993	0.00000	0.00000	0.00000
510.000	365.899	415.320	285.088	283.099	63343.402	0.485	1.898	82.923	71.578	0.0021	0.26384	0.00054	0.40015	0.00000	0.00000	0.00000
520.000	367.581	423.019	288.029	286.019	63996.953	0.485	1.921	84.683	73.102	0.0022	0.26537	0.00059	0.40037	0.00000	0.00000	0.00000
530.000	369.271	430.702	290.946	288.917	64645.180	0.484	1.943	86.447	74.631	0.0024	0.26693	0.00064	0.40060	0.00000	0.00000	0.00000
540.000	370.968	438.368	293.841	291.791	65288.238	0.484	1.966	88.217	76.164	0.0026	0.26854	0.00069	0.40082	0.00000	0.00000	0.00000
550.000	372.671	446.019	296.712	294.642	65926.266	0.483	1.990	89.992	77.703	0.0027	0.27019	0.00073	0.40105	0.00000	0.00000	0.00000
560.000	374.381	453.654	299.562	297.472	66559.391	0.483	2.013	91.772	79.247	0.0030	0.27187	0.00078	0.40128	0.00000	0.00000	0.00000
570.000	376.098	461.273	302.390	300.280	67187.742	0.482	2.037	93.557	80.795	0.0032	0.27359	0.00083	0.40150	0.00000	0.00000	0.00000
580.000	377.822	468.877	305.197	303.067	67811.438	0.482	2.061	95.347	82.349	0.0034	0.27535	0.00088	0.40173	0.00000	0.00000	0.00000
590.000	379.552	476.465	307.983	305.835	68430.594	0.481	2.085	97.143	83.908	0.0034	0.27713	0.00094	0.40196	0.00000	0.00000	0.00000
600.000	381.290	484.039	310.750	308.582	69045.305	0.480	2.109	98.943	85.472	0.0035	0.27895	0.00099	0.40219	0.00000	0.00000	0.00000
610.000	383.034	491.597	313.497	311.310	69655.680	0.480	2.134	100.747	87.041	0.0037	0.28080	0.00104	0.40242	0.00000	0.00000	0.00000
620.000	384.785	499.141	316.225	314.019	70261.820	0.479	2.159	102.557	88.615	0.0039	0.28268	0.00110	0.40265	0.00000	0.00000	0.00000
630.000	386.544	506.671	318.934	316.709	70863.813	0.479	2.184	104.371	90.194	0.0040	0.28459	0.00115	0.40288	0.00000	0.00000	0.00000
640.000	388.309	514.187	321.626	319.382	71461.750	0.478	2.209	106.190	91.778	0.0042	0.28653	0.00121	0.40311	0.00000	0.00000	0.00000
650.000	390.081	521.689	324.299	322.036	72055.695	0.478	2.235	108.014	93.367	0.0044	0.28850	0.00126	0.40335	0.00000	0.00000	0.00000
660.000	391.860	529.177	326.954	324.673	72645.750	0.477	2.260	109.842	94.961	0.0046	0.29049	0.00132	0.40358	0.00000	0.00000	0.00000
670.000	393.646	536.652	329.593	327.293	73231.977	0.477	2.286	111.675	96.560	0.0047	0.29251	0.00138	0.40381	0.00000	0.00000	0.00000
680.000	395.439	544.115	332.214	329.896	73814.445	0.476	2.312	113.512	98.164	0.0049	0.29456	0.00144	0.40404	0.00000	0.00000	0.00000
690.000	397.239	551.564	334.819	332.483	74393.219	0.476	2.339	115.353	99.773	0.0051	0.29663	0.00150	0.40427	0.00000	0.00000	0.00000
700.000	399.046	559.001	337.408	335.054	74968.383	0.475	2.366	117.198	101.387	0.0052	0.29872	0.00156	0.40450	0.00000	0.00000	0.00000
710.000	400.859	566.427	339.980	337.608	75539.969	0.474	2.392	119.048	103.005	0.0054	0.30083	0.00163	0.40473	0.00000	0.00000	0.00000
720.000	402.680	573.840	342.537	340.147	76108.047	0.474	2.420	120.901	104.629	0.0056	0.30297	0.00169	0.40496	0.00000	0.00000	0.00000
730.000	404.507	581.243	345.078	342.671	76672.680	0.473	2.447	122.758	106.257	0.0058	0.30513	0.00175	0.40519	0.00000	0.00000	0.00000
740.000	406.342	588.634	347.604	345.179	77233.906	0.473	2.475	124.619	107.891	0.0059	0.30731	0.00182	0.40542	0.00000	0.00000	0.00000

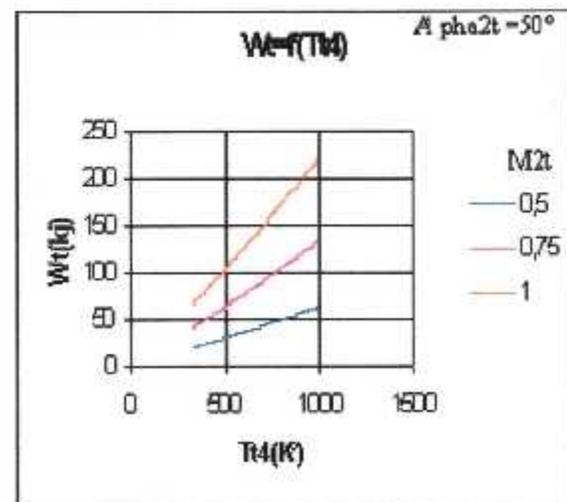
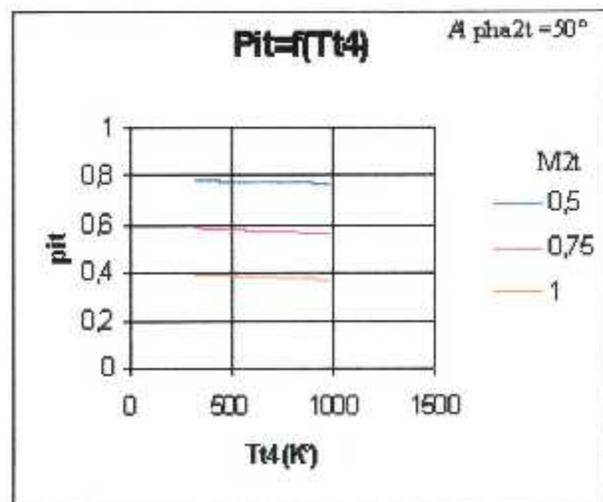
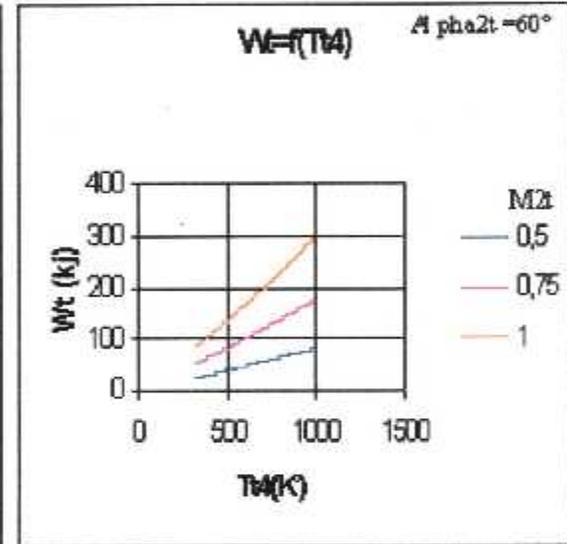
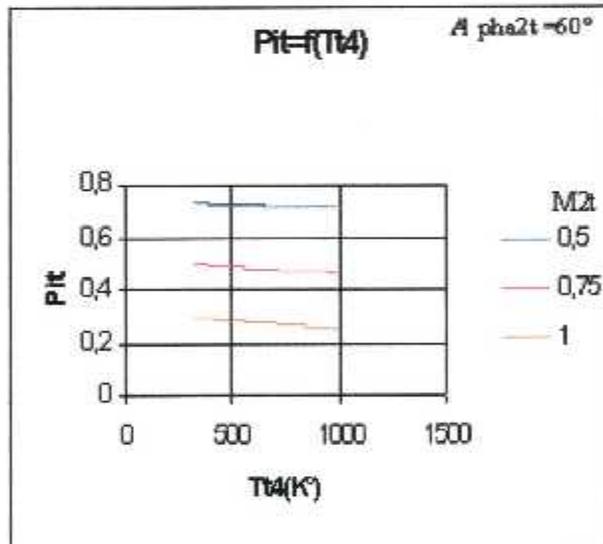
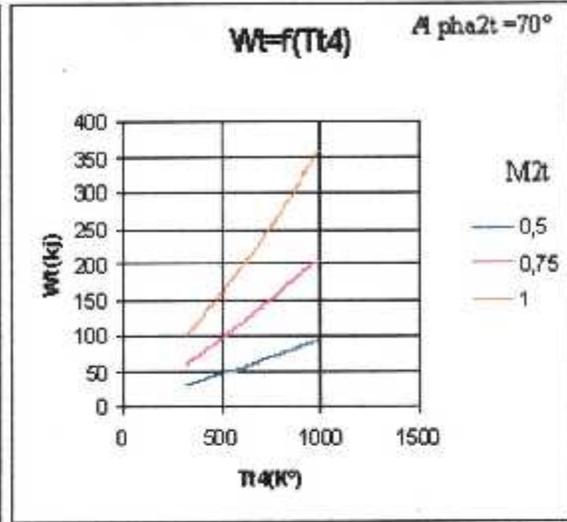
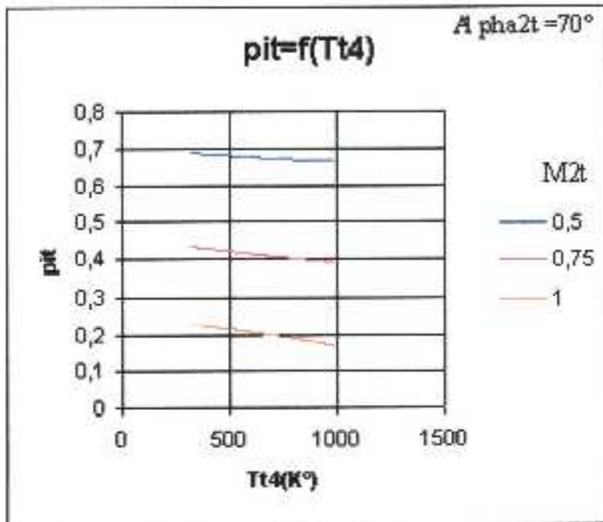
suite :

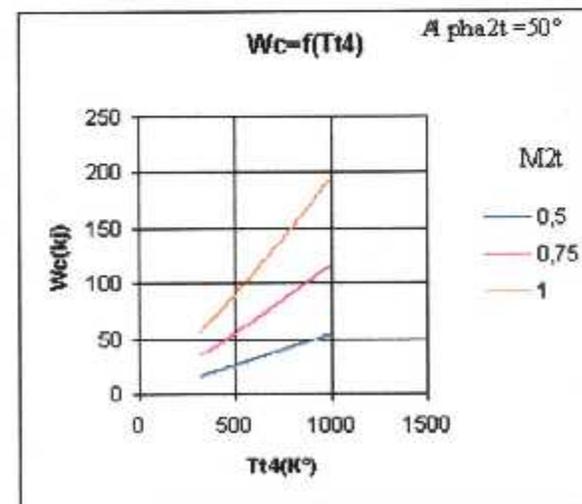
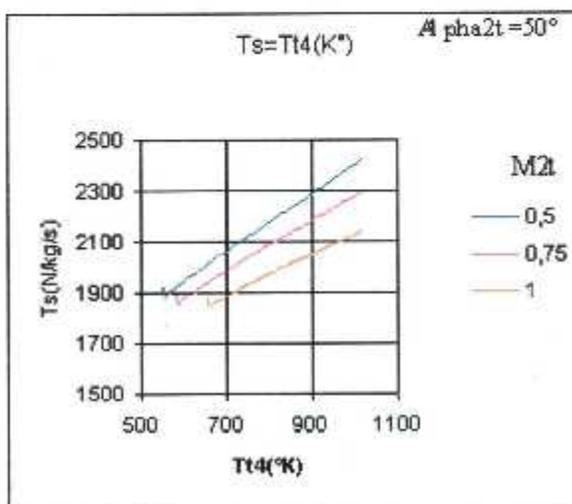
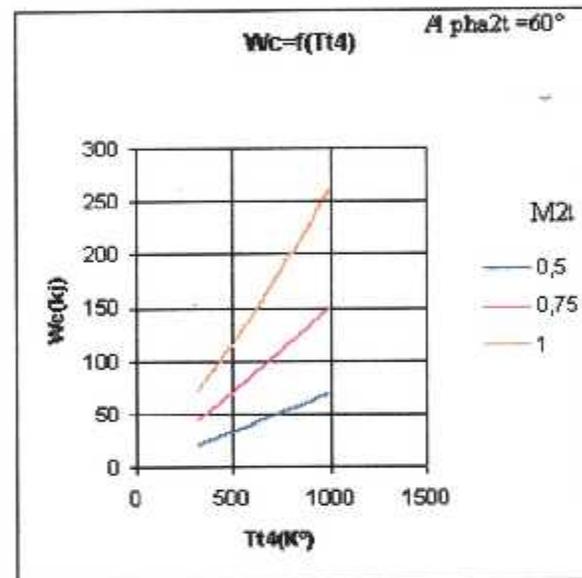
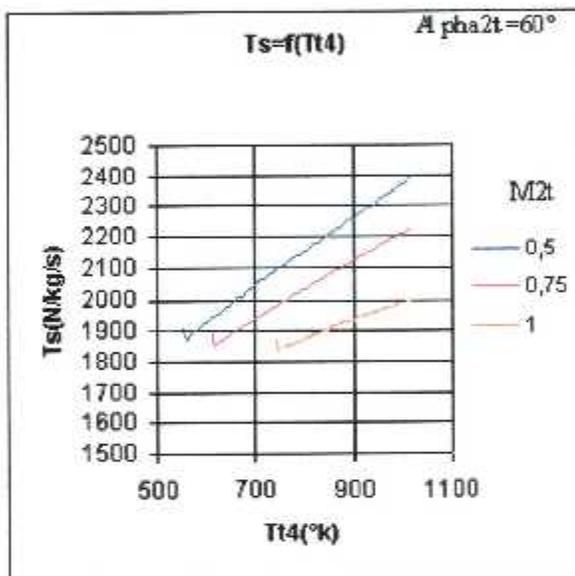
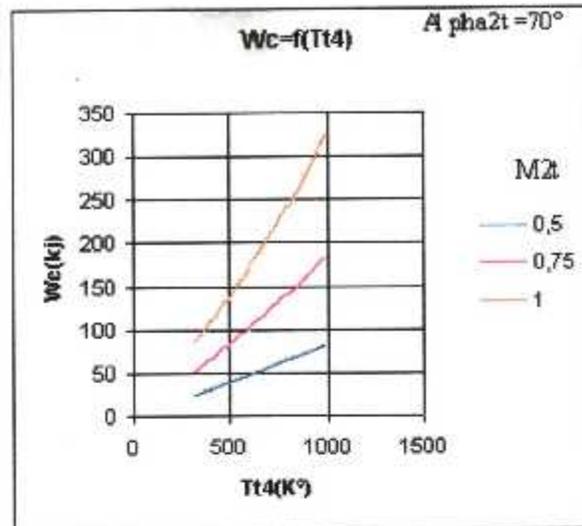
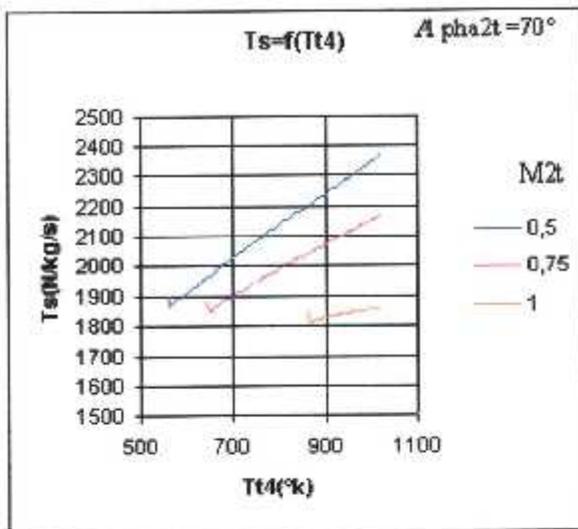
Tt4	Tt3	Tt5	Utt	Ute	RPM	pit	Pic	Wt/E3	Wc/E3	f	Debt	debt	M31	V9	A9	D9
750.000	408.183	596.015	350.115	347.672	77791.781	0.472	2.502	126.484	109.529	0.0061	0.30951	0.00189	0.40565	339.04822	0.00616	0.08861
760.000	410.031	603.386	352.611	350.151	78346.336	0.472	2.530	128.352	111.171	0.0063	0.31173	0.00196	0.40588	341.37042	0.00617	0.08869
770.000	411.886	610.747	355.092	352.615	78897.641	0.471	2.559	130.224	112.819	0.0064	0.31397	0.00202	0.40611	343.67587	0.00619	0.08877
780.000	413.748	618.099	357.559	355.064	79445.727	0.471	2.587	132.098	114.471	0.0066	0.31622	0.00209	0.40633	345.96454	0.00620	0.08885
790.000	415.616	625.442	360.011	357.499	79990.609	0.470	2.616	133.976	116.128	0.0068	0.31849	0.00216	0.40655	348.23682	0.00621	0.08893
800.000	417.491	632.776	362.449	359.921	80532.359	0.470	2.645	135.857	117.790	0.0070	0.32078	0.00224	0.40678	350.49298	0.00622	0.08901
810.000	419.373	640.103	364.874	362.328	81071.000	0.469	2.674	137.741	119.456	0.0071	0.32308	0.00231	0.40700	352.73361	0.00623	0.08909
820.000	421.261	647.422	367.284	364.721	81606.555	0.469	2.704	139.627	121.126	0.0073	0.32540	0.00238	0.40722	354.95880	0.00624	0.08916
830.000	423.157	654.734	369.681	367.101	82139.070	0.469	2.733	141.516	122.801	0.0075	0.32773	0.00246	0.40744	357.16837	0.00625	0.08924
840.000	425.058	662.039	372.064	369.468	82668.570	0.468	2.763	143.407	124.481	0.0077	0.33008	0.00254	0.40765	359.36313	0.00626	0.08931
850.000	426.967	669.339	374.433	371.821	83195.063	0.468	2.793	145.301	126.165	0.0079	0.33244	0.00261	0.40787	361.54318	0.00627	0.08939
860.000	428.881	676.632	376.790	374.161	83718.602	0.467	2.824	147.197	127.853	0.0080	0.33481	0.00269	0.40808	363.70883	0.00628	0.08946
870.000	430.803	683.921	379.133	376.487	84239.211	0.467	2.854	149.094	129.545	0.0082	0.33719	0.00277	0.40829	365.85989	0.00629	0.08953
880.000	432.730	691.205	381.462	378.801	84756.875	0.466	2.885	150.993	131.242	0.0084	0.33958	0.00285	0.40850	367.99731	0.00630	0.08960
890.000	434.664	698.485	383.779	381.102	85271.641	0.466	2.916	152.894	132.943	0.0086	0.34199	0.00293	0.40870	370.12057	0.00631	0.08967
900.000	436.605	705.762	386.083	383.390	85783.563	0.465	2.948	154.796	134.648	0.0088	0.34440	0.00302	0.40890	372.23077	0.00632	0.08974
910.000	438.551	713.036	388.374	385.665	86292.602	0.465	2.979	156.699	136.357	0.0089	0.34682	0.00310	0.40910	374.32724	0.00633	0.08981
920.000	440.504	720.307	390.653	387.927	86798.820	0.465	3.011	158.604	138.069	0.0091	0.34925	0.00319	0.40930	376.41104	0.00634	0.08987
930.000	442.463	727.577	392.918	390.177	87302.195	0.464	3.043	160.509	139.786	0.0093	0.35168	0.00327	0.40950	378.48181	0.00635	0.08994
940.000	444.427	734.845	395.171	392.414	87802.766	0.464	3.075	162.414	141.507	0.0095	0.35413	0.00336	0.40969	380.53998	0.00636	0.09000
950.000	446.398	742.113	397.411	394.639	88300.539	0.463	3.107	164.320	143.231	0.0097	0.35658	0.00345	0.40987	382.58597	0.00637	0.09006
960.000	448.375	749.381	399.639	396.851	88795.531	0.463	3.140	166.226	144.959	0.0099	0.35903	0.00354	0.41006	384.61963	0.00638	0.09012
970.000	450.358	756.649	401.854	399.051	89287.750	0.463	3.173	168.132	146.690	0.0100	0.36149	0.00363	0.41024	386.64150	0.00638	0.09018
980.000	452.346	763.918	404.057	401.238	89777.211	0.462	3.206	170.038	148.425	0.0102	0.36395	0.00372	0.41042	388.65146	0.00639	0.09024
990.000	454.340	771.190	406.248	403.414	90263.922	0.462	3.239	171.944	150.164	0.0104	0.36641	0.00381	0.41059	390.64999	0.00640	0.09029
1000.000	456.340	778.464	408.426	405.577	90747.898	0.462	3.273	173.849	151.906	0.0106	0.36888	0.00391	0.41076	392.63733	0.00641	0.09035

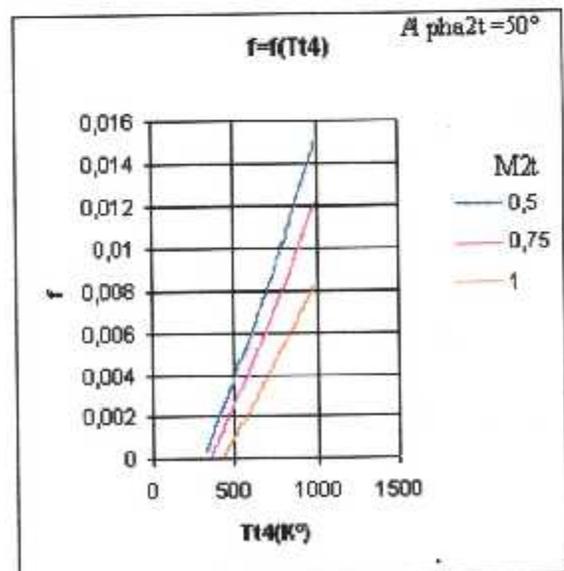
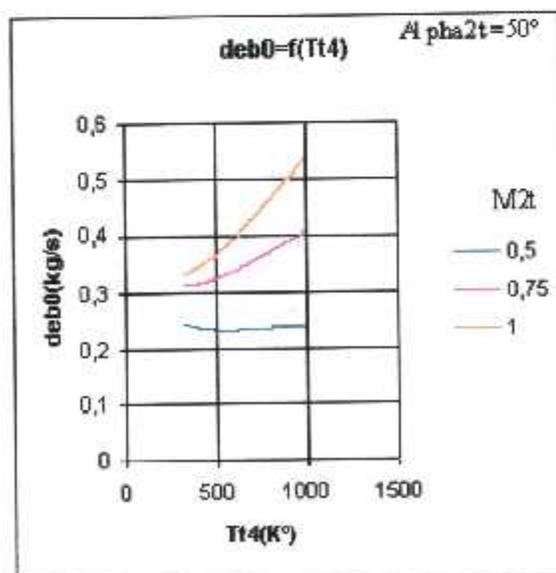
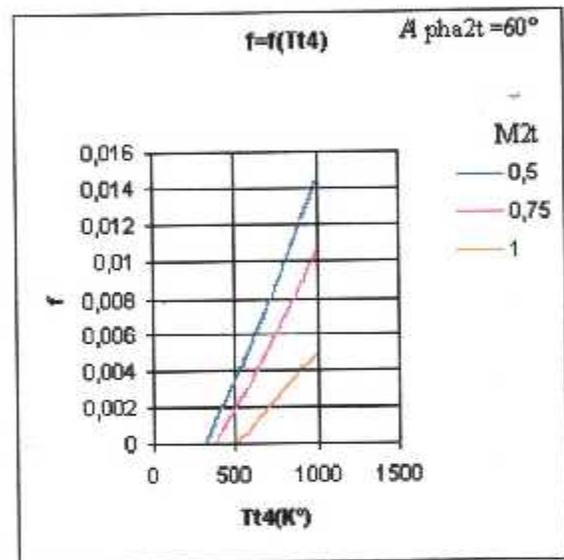
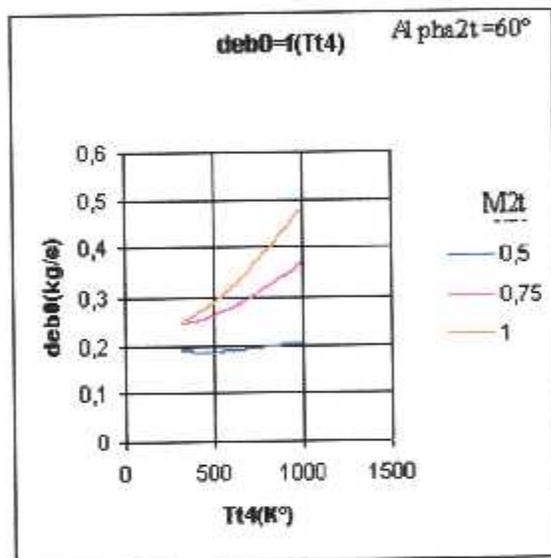
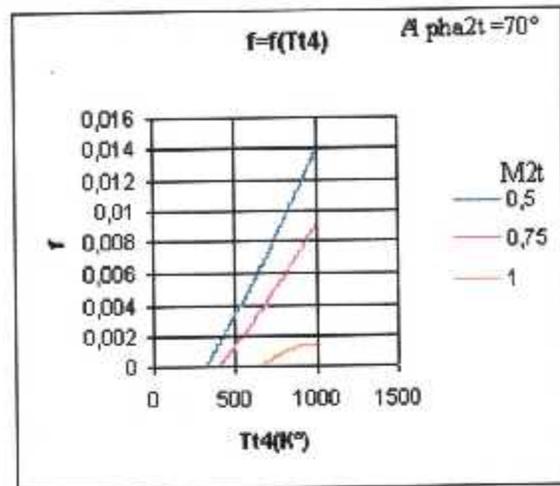
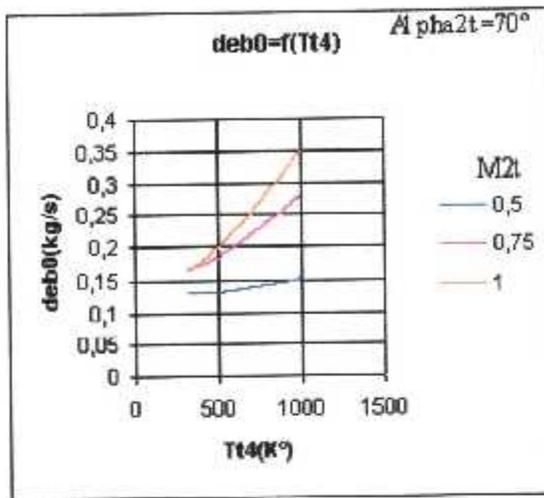












Chapitre IV

Réalisation pratique.

LE BANC D'ESSAI

Le banc d'essai est constitué essentiellement d'un ventilateur, d'un socle supportant les différentes parties du banc, à savoir le turboréacteur, le circuit de graissage et les différents instruments de mesure.

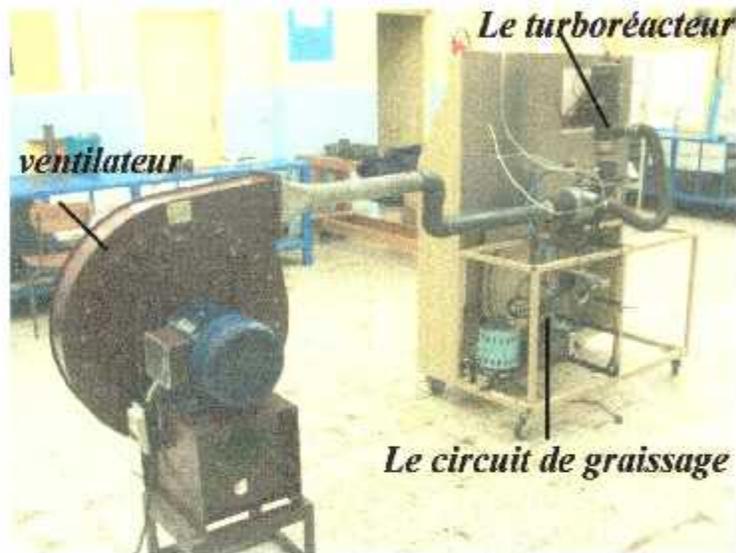


figure 4-1 : le banc d'essai (vue de derrière)

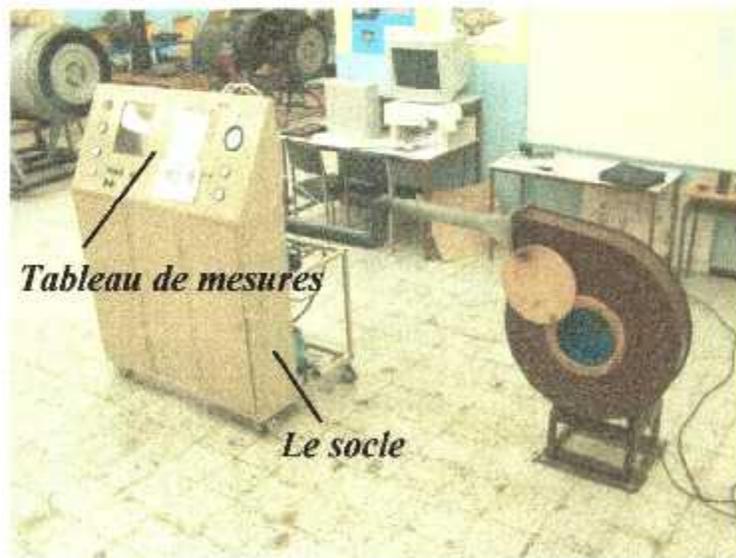


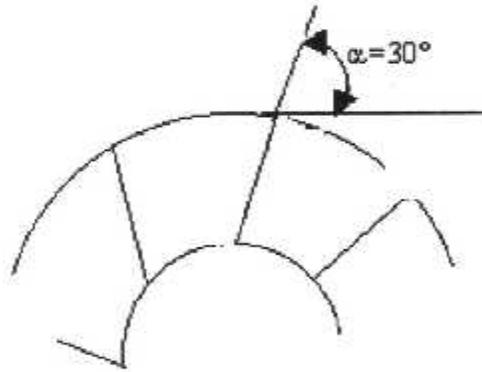
figure 4-2 : le banc d'essai (vue de face)

4-1/ LE DEMARREUR :

Pour que le moteur puisse fonctionner, on doit assurer une vitesse de rotation minimale de l'arbre, afin que le compresseur comprime l'air entrant à la chambre de combustion, pour lui assurer le régime minimum de fonctionnement.

Dans ce but on a utilisé un ventilateur centrifuge (avec un angle de fan inférieur à 90°), qui a les caractéristiques suivantes :

*Marque	:ALPAC induction motor.
*N° de série	:PD 1325.
* Puissance	:5.5 kW
*Alimentation	:380 V Ac
*Fréquence	:50 Hz
*Vitesse de rotation	: 2870 tr/min
*Ampérage	:10.5 A
*Montage	
*angle de fan	



α

Figure 4-3 :roue du fan du ventilateur



Figure 4-4 : le ventilateur.

4-2/ LE SOCLE :

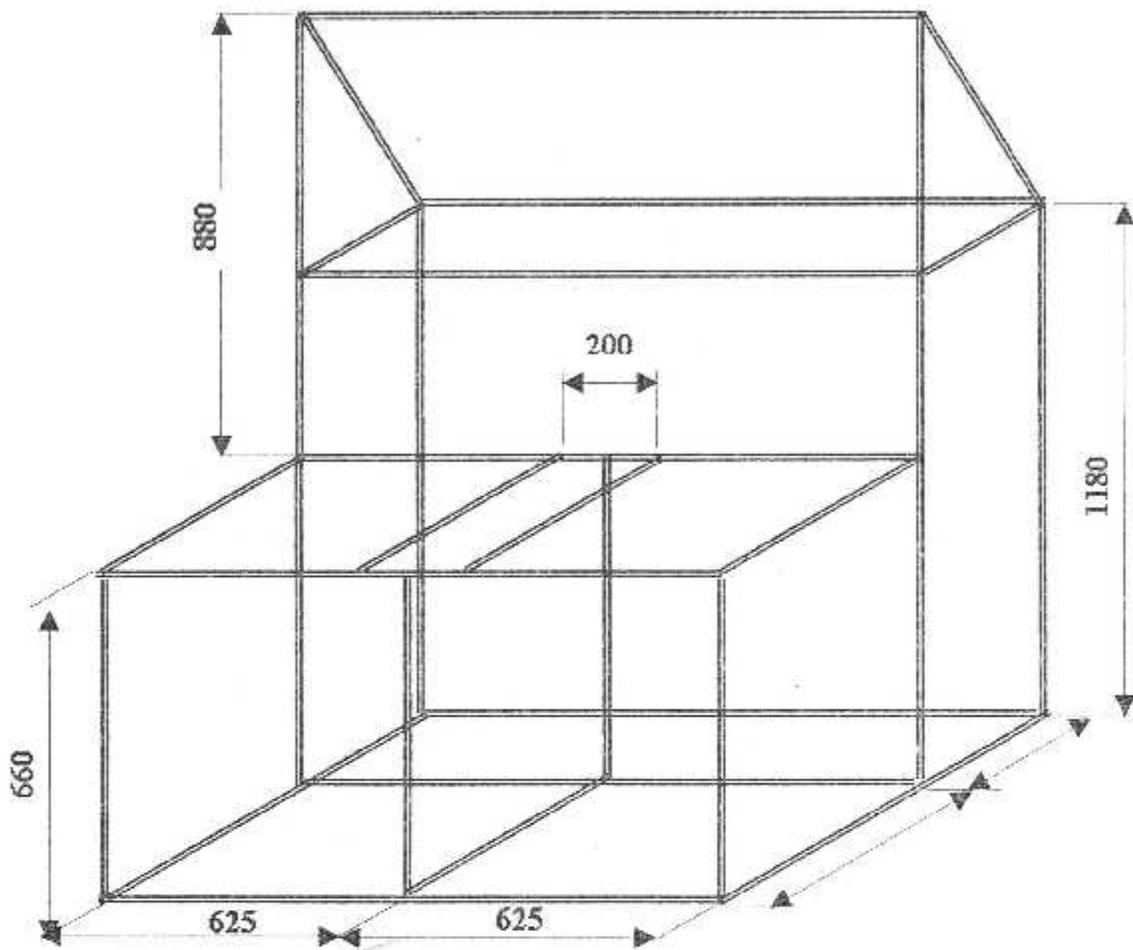
Un socle était nécessaire pour poser et monter notre moteur avec son circuit de graissage et de carburant, et de supporter tout les instruments de mesure.

C'est principalement une structure métallique de 125 cm de longueur, 76 cm de largeur et 154 cm de hauteur, avec des parties en bois. Elle est réalisée en tubes de sections carrés, la base renforcée avec des barres de section $(35 \times 35) \text{mm}^2$, le reste de la structure avec des tubes de section (25×25) et les supports des éléments avec de la cornière de 30 mm, caréné avec des tôles de 2 mm d'épaisseur, les liaisons sont faites par soudage et boulonnerie.

Le socle est peint pour le préserver contre la corrosion. Afin de permettre son déplacement, deux paires de roues lui sont placées dont deux avec freins.



Figure 4-5 : le socle



UNIVERSITE DE BLIDA

Institut d'aéronautique de Blida

Echelle:1/15

FERRADJ . M

P F E

Le chassie

KHOUFACHE . T

4-3/ LE TURBOCHARGER :

Le turbo utilisé est de marque GARRETT, composé essentiellement d'une :

Une roue compresseur centrifuge en aluminium a 16 aubes, de dimensions $d=61\text{mm}$, et $D=86\text{mm}$.



Figure 4-6 La roue compresseur

Un cache abritant la roue compresseur, en aluminium aussi, de diamètre d'entrée 86 mm et de sortie de diamètre de 54 mm.



Figure 4-7 :Le cache du compresseur

✦ Un disque de séparation entre le logement des roulement et le logement compresseur, fait en aluminium et permet la fixation du cache grâce à un collier.

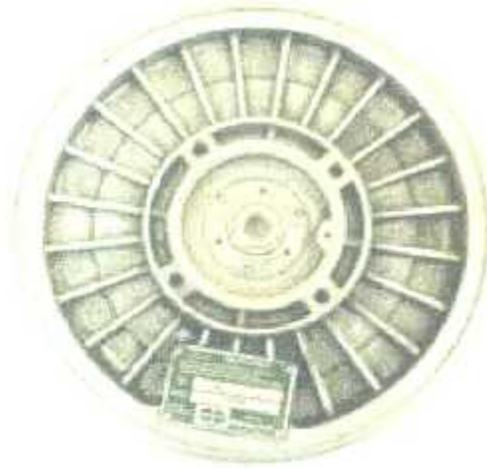


Figure 4-8 : Le disque de séparation

Une turbine de 11 ailettes, de diamètre à la racine de 77 mm et au sommet de 87mm, conçue avec son arbre fileté au bout en alliage de titane.



Figure 4-9 : La turbine

Le logement de la turbine qui sert aussi comme diffuseur a un diamètre de sortie de 71 mm, l'entrée est sous forme d'une bride rectangulaire (144 × 100) mm² d'une épaisseur de 15 mm avec 4 trous de fixation à la chambre et 6 vis de fixation au logement roulements.

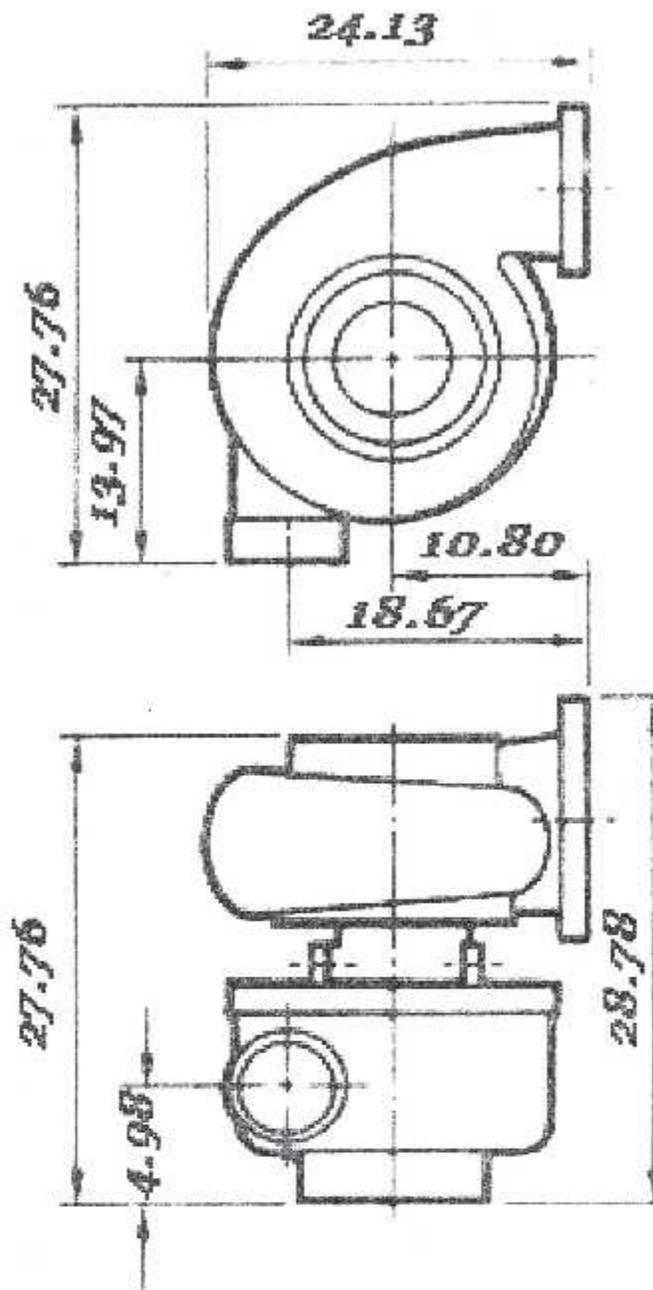


Figure 4-10 :Le logement turbine

Le logement des roulements appelé aussi le carter, il abrite les paliers (ou roulements) avec ses deux caches de séparation entre les logements turbine et compresseurs, plus une entrée a petit diamètre et une sortie de diamètre plus large pour permettre la récupération de l'huile par gravité.



Figure 4-11 :Le logement de lubrification



UNIVERSITE DE BLIDA

Institut d'aéronautique de Blida

Echelle: 1/5

PFE

Le turbocharger

FERRADJ . M

KHOUFACHE . T

4-4/ La chambre de combustion

❖ estimations théoriques :

Le dimensionnement de la chambre de combustion se base généralement sur des approches théoriques et beaucoup plus sur des essais expérimentaux.

Dans notre cas on est parti d'un model existant et on a estimé une longueur de départ.

Les essais expérimentaux nous ont permit d'ajuster la distribution des orifices, leurs diamètres et leurs dispositions afin de garantir une répartition de 20% pour le dosage et de 80% pour la dilution et le refroidissement de la paroi.

• Estimation de la longueur :

En prenant comme référence un model d'une chambre annulaire qui fonctionne a une température de $710^{\circ}k$ sous une pression de $1.2bar$, qui a pour dimensions et répartitions suivant la figure si dessous :

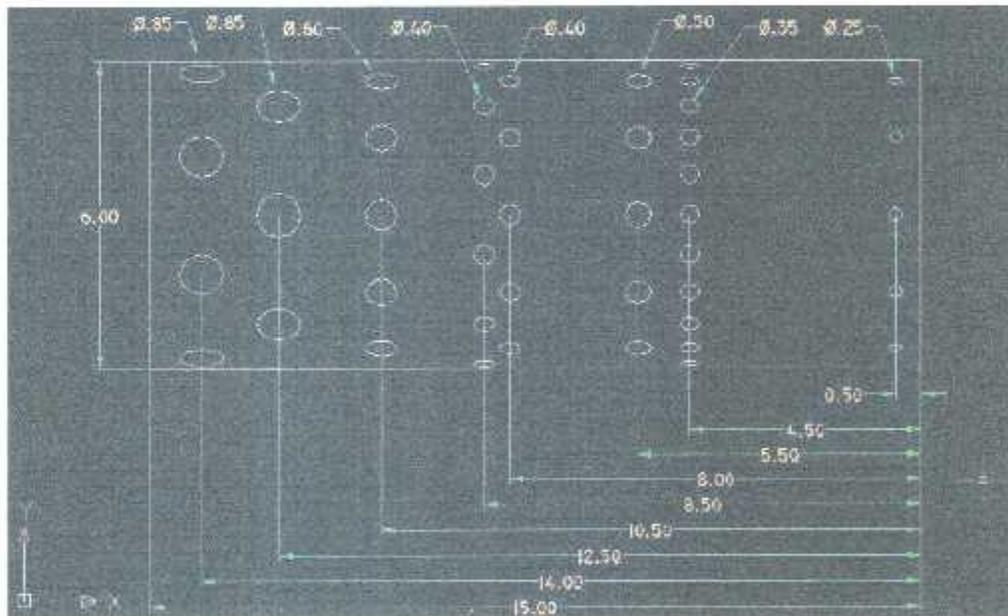


Figure 4-12 : model de la chambre prise.

Pour avoir une estimation de la longueur, on a utilisé l'approche de la formule :

$$L \propto P_3^{-r} / \sqrt{T_{14}}$$

Afin d'estimer la longueur de notre chambre, opérant jusqu'à une température de 1000°K et sous une pression pouvant atteindre 3.5 bar , la relation ci dessous est utilisée :

$$\frac{L_{ref}}{L} = \left[\left(\frac{P_{ref}}{P} \right)^{-r} * \sqrt{\frac{T_{t4}}{T_{t4ref}}} \right]$$

Ce qui nous permet d'avoir une longueur finale de ($L \simeq 38.5 \text{ cm}$).

Du faite que notre turbo est un peut plus estimatif on a augmenté cette longueur de 11.5 cm , afin d'éviter tout risque et un mauvais fonctionnement.

De ce faite le tube à flamme va avoir une longueur finale de ($L=49 \text{ cm}$).

- **Distribution des orifices :**

En étudiant la distribution dans le model présent on procède à estimer la distribution pour notre model d'une manière similaire à un facteur pré.

On multiplie chaque dimension de référence par un rapport $P=3.27$.

- **Zone primaire :**

En utilisant ce rapport de longueur afin de repartir nos dimensions on a eu au début une flamme rouge jaunâtre, ce qui signifie que notre mélange est pauvre en oxygène.



Figure 4-13 : la flamme lors du premier essai

On a du rajouter deux séries de trous sur cette zone qu'on a incliné de façon à avoir un tourbillonnement autour de la flamme, afin d'éviter son décrochage, et surtout pour assurer un bon mélange.

La forme finale de la zone primaire est comme l'indique la figure si dessous :

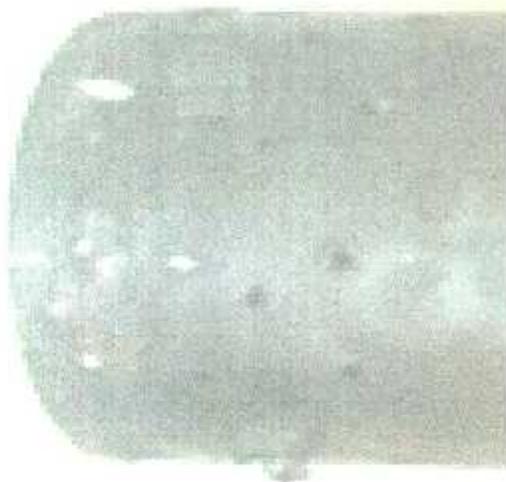


Figure 4-14 : la zone primaire.

➤ **Zone intermédiaire :**

De la même façon que la première zone on a multiplié par le facteur P , pour obtenir une dimension raisonnable de la deuxième zone. Cependant la combustion n'a été pas vraiment complète, par manque d'air, ce qui nous a mené à élargir les trous et de les incliner, d'un côté du même sens que la première zone et de l'autre bout dans le sens contraire, afin d'assurer et de réaliser le taux de résidence exigé de la flamme, et de lui offrir le temps de combustion qu'il lui faut.

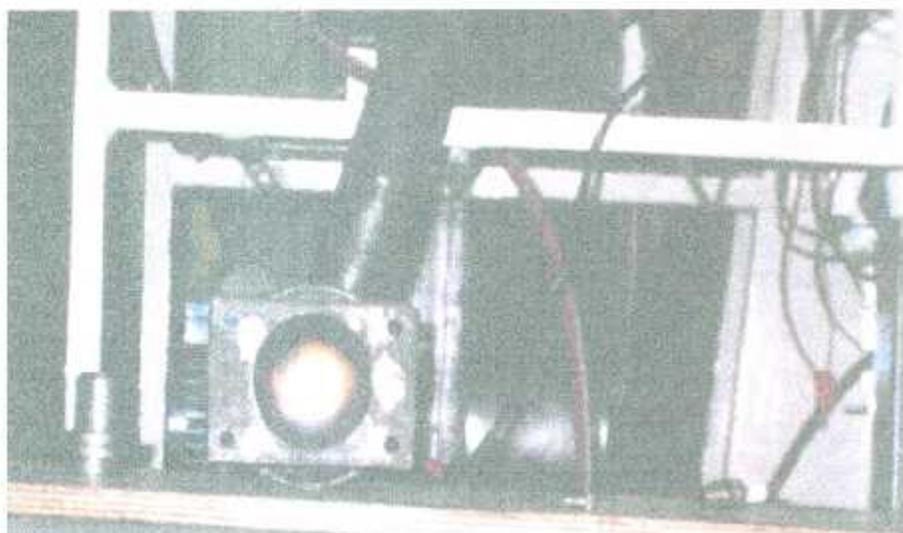


Figure 4-15 : la flamme lors du deuxième essai.

La forme de la zone intermédiaire est indiquée sur la figure ci dessous :

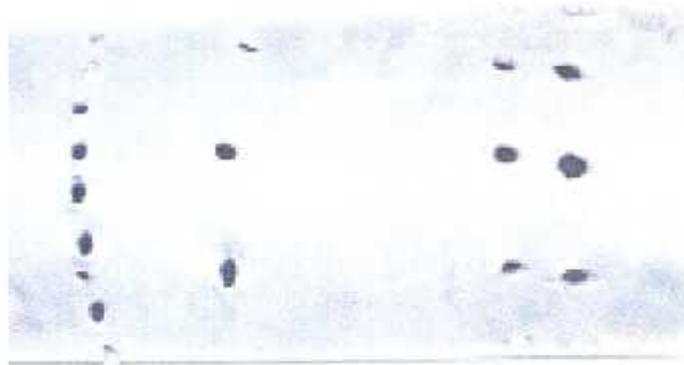


Figure 4-16 : La zone intermédiaire

➤ **Zone de dilution :**

Après les essais on a obtenu une flamme qui s'avérée satisfaisante, elle a été bien accrochée et de couleur bleuâtre, ce qui signifie qu'elle est stable et que notre répartition été bonne.



Figure 4-17 : la zone de dilution.

De ce fait on aura accompli un design fini du tube à flamme répondant au besoins de notre moteur.



Figure 4-18 : le tube à flamme.

- **Épaisseur de la chambre de combustion :**

Afin de résister aux chocs thermiques et aux différentes pressions régnant dans la chambre de combustion, une étude de l'épaisseur du tube à flamme a été utile pour éviter tout risque de fissure et de détérioration lors du fonctionnement du moteur.

Dans ce but on a procuré une tôle réfractaire d'épaisseur (2 mm) qui supporte une pression de 92.10^3 psi (6258.50 bar), à une température de 600°C possédant pour teneur : 0.30C, 0.65Mn, 4.3Ni, 1.4Cr.

Un calcul de l'épaisseur admissible est indispensable afin de déterminer la dimension qu'on veut utiliser, et pour avoir une zone de fonctionnement sans risques.

Le calcul de la contrainte tangentielle dans le cylindre, de rayon R et d'épaisseur ε est donné par la formule :

$$\varepsilon = \frac{RP}{\sigma_\theta}$$

Tel que le rayon utilisé pour notre tube à flamme est $R=0.043\text{m}$, et la pression maximale qui agit sur les parois est de $P=3.5\text{bar}$.

ce qui donne une épaisseur $\varepsilon = 0,000165 \text{ m}$.

$\varepsilon \ll 0.002\text{m}$.

Cette méthode permet de donner un ordre de grandeur convenable. Donc on peut utiliser notre tôle sans aucun risque de détérioration.

❖ réalisation :

la chambre de combustion réalisée est tubulaire à flux inversé, afin d'éviter le décrochage de la flamme en lui offrant un temps de résidence favorable. Elle est composée de deux enveloppes, externe faite d'un tube en acier fileté des deux cotés et une manchette d'entrée soudée sur un coté du tube.



Figure 4-19 : le tube de l'enveloppe externe de la chambre de combustion

La longueur de la chambre de combustion est de 51 cm, celant les estimations théoriques.

Sur le coté haut de la chambre un couvercle taraudé, en acier sur lequel on a réalisé un trou taraudé pour fixer l'injecteur .



Figure 4-20 : Le couvercle

La partie inférieure de la chambre est composée d'un convergent de 114 / 80 sur une longueur de 97 mm, montée sur une manchette soudée à une bride de fixation avec 4 trous adaptée à l'entrée turbine du turbocharger.



Figure 4-21 : partie inférieure de la chambre

L'ensemble est relié pour avoir une forme finale de l'enveloppe externe de la chambre de combustion comme la figure l'indique.



Figure 4-22 : l'enveloppe externe de la chambre de combustion

Le tube interne « tube à flamme » de 50cm de longueur, et de 86 cm de diamètre, est réalisé en tôle de 2mm d'épaisseur, perforée et soudée à l'arc après roulage et redressement, un cône est rajouté à la fin du tube pour accélérer les gaz.

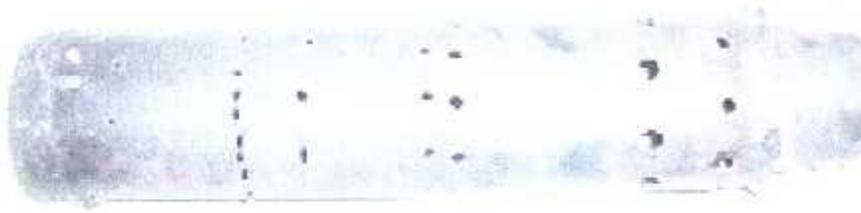


Figure 4-23 : Le tube à flamme

Le tube est plongé dans l'enveloppe externe pour avoir une forme finale de notre chambre de combustion, comme indiqué sur la figure dessous :



Figure 4-24 : la chambre de combustion

Un culot est soudé, au milieu de l'enveloppe externe de la chambre pour assurer l'allumage à l'aide d'une bougie.



Figure 4-25 : Le culot avec la bougie d'allumage

Le tout est posé sur le turbocharger et fixé à l'aide de 4 boulons (M15).

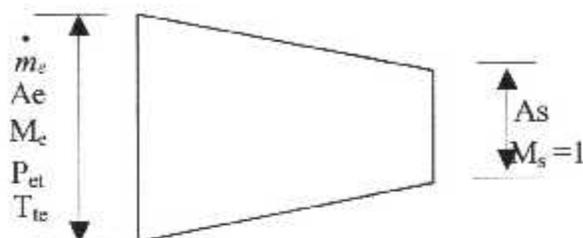


Figure 4-26 : la chambre montée sur le turbo.

4-5/ LA TUYERE D'EJECTION :

❖ Estimation théoriques :

Dans la tuyère d'éjection on a une détente, qui nous permet d'écrire les formules suivantes :



$$M_s = \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_s}{P_s} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad ; \quad T_s = T_{ts} \left(\frac{P_s}{P_s} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$A_s = \frac{\dot{m}_s \sqrt{T_{ts}}}{P_s MFP(M_s)} \quad ; \quad V_s = M_s \sqrt{\gamma R T_s}$$

Lorsque $M_s=1$, et pour une température maximale de 1000°k à la sortie chambre de combustion, nous avons une valeur du rayon à la sortie tuyère $A_s=4.5\text{cm}$.

❖ Réalisation :

Afin d'assurer une bonne détente des gaz d'échappement, on a conçu une tuyère en acier, comportant un disque de diamètre (10cm), qui a un orifice de diamètre de (8cm), sur ce disque il y'a 6 trous assurant sa fixation à la sortie de la turbine.



Figure 4-27 : le disque de connexion.

Le disque est lié avec une soudure étanche à un tube de section constante (*diamètre = 8cm*) et de longueur de *12cm* se terminant avec un convergent évalué de la manière suivante :

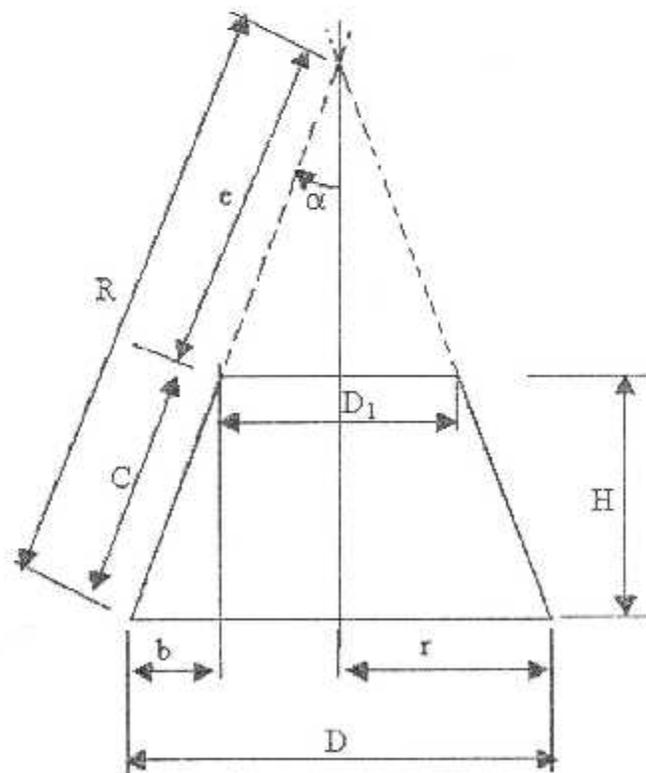
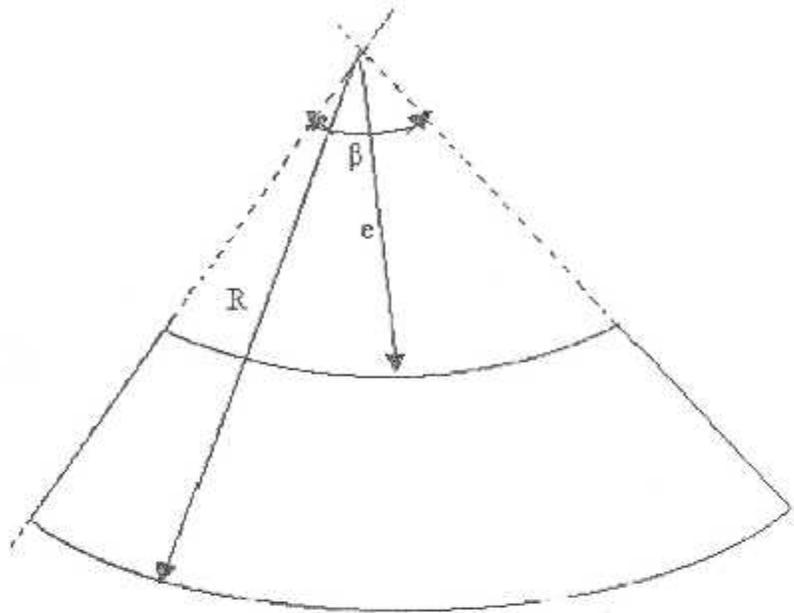


Figure 4-28 : géométrie du convergent de la tuyère.

Afin de concevoir le convergent de la tuyère on se dirige vers une méthode de calcul géométrique, en utilisant les lois suivantes :

$$n = \frac{D_1}{2}$$

$$b = \frac{D - D_1}{2}$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{b}{H}$$

$$e = \frac{n}{\sin \alpha}$$

$$C = \sqrt{H^2 + b^2}$$

$$R = C + e$$

$$\beta = \frac{r}{R} * 360$$

Les données et les résultats seront traduits dans le tableau suivant :

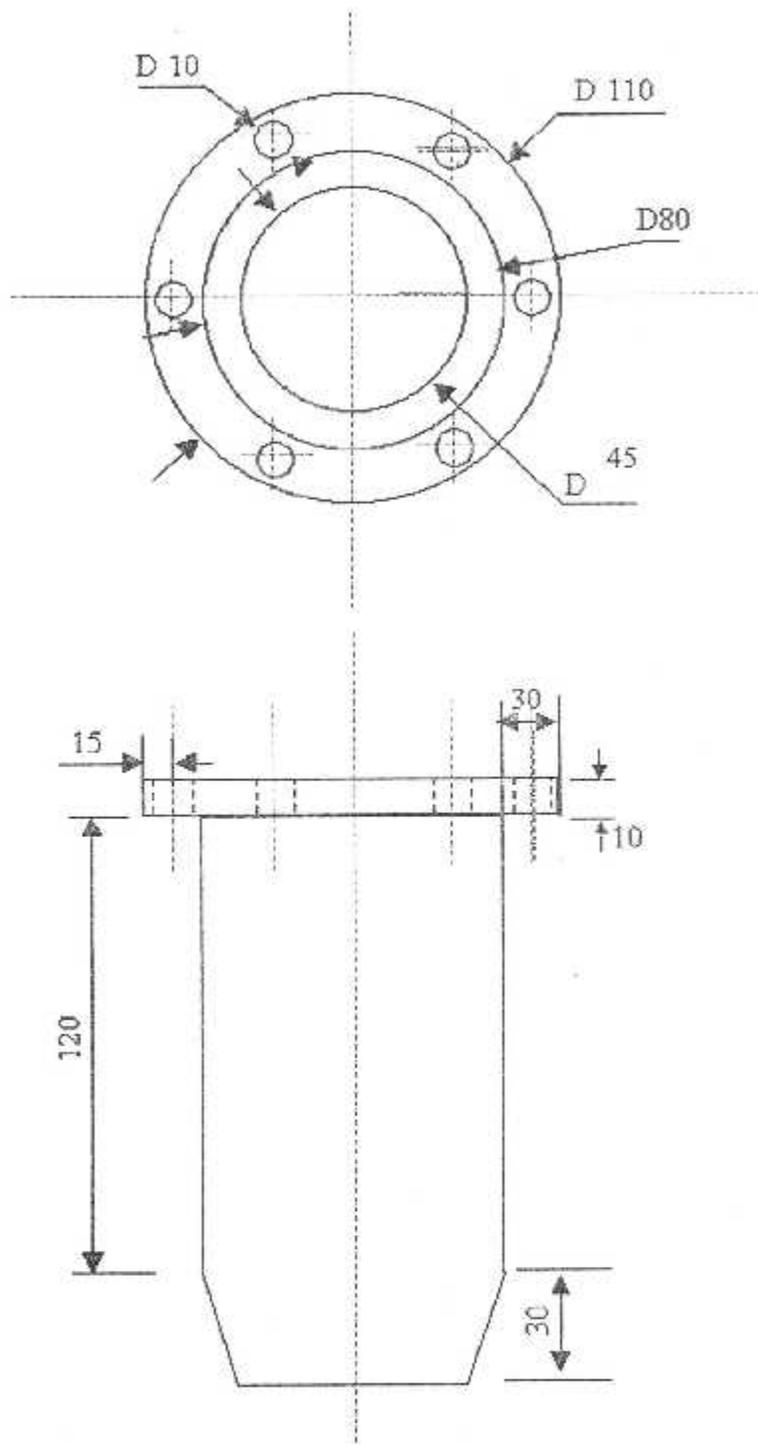
D cm	D_1 cm	H cm	r_1 cm	b cm	α (°)	e cm	C cm	R cm	B (°)
8	4.5	3	2.25	2.75	42.51	3.33	4.06	7.4	14.594

Tableau(4-1) : résultat de calcul

Après avoir dimensionné le convergent la tuyère aura une forme finale qu'on démontre dans la figure ci-dessous:



Figure 4-29 : la tuyère d'éjection.



UNIVERSITE DE BLIDA

Institut d'aéronautique de Blida

Echelle: 1/2

PFE

La tuyère

FERRADJ . M

KHOUFACHE . T

4-4/ CIRCUIT DE CARBURANT :

Tout moteur à combustion interne exige un système d'alimentation en carburant. Pour cela on a conçu un circuit d'alimentation en gaz (butane/propane), qui est très disponible et facile à manipuler, et l'un de ses avantages est la non nécessité de pompe pour le refouler à l'intérieur du moteur.

La bouteille est interchangeable, pèse 13Kg, et nous offre une pression entre 2 à 3 bar, qui s'avère utile, et répond au besoins d'alimentation du moteur en carburant.

Sachant que plus la pression est importante plus le débit est grand, et plus on a un bon régime de fonctionnement.

Cependant on peut aussi utiliser du propane, qui est à usage industriel, généralement contenu dans des bouteilles de 30Kg, et nous offre une pression de sortie entre 4 et 6 bar.

Notre système est composé des éléments suivant :

- Une bouteille à gaz butane.
- Une manette des gaz.
- Une tuyauterie flexible.
- Un baromètre.
- Un injecteur.

La bouteille est liée directement à la manette des gaz afin de régler le débit pénétrant la chambre de combustion, la pression du gaz est contrôlée à l'aide d'un manomètre relié avec un té entre la manette et le tuyau provenant de la bouteille, ensuite un autre flexible se dirige directement vers la chambre de combustion assurant l'alimentation en carburant. Le schéma ci-dessous nous illustre la façon du branchement :

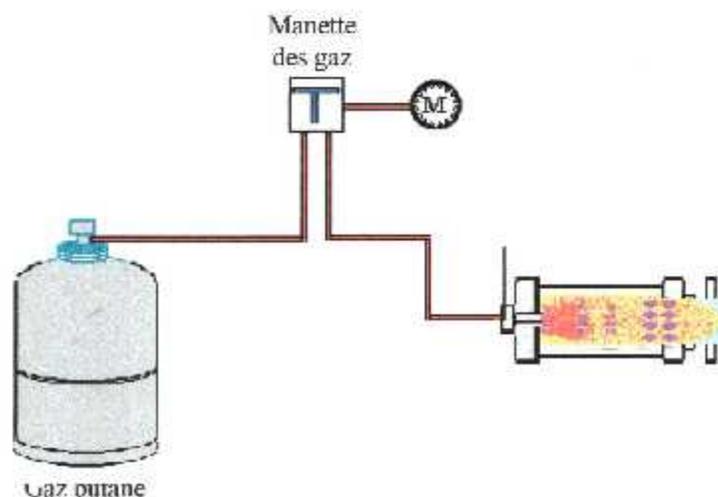


Figure 4-30 : schéma d'assemblage du système carburant

Le gaz est injecté dans la chambre de combustion à travers un injecteur qu'on a dimensionné avec une méthode empirique, en jouant sur le diamètre de son orifice. Jusqu'à avoir un débit sortant permettant un mélange suffisant avec l'air entrant.



Figure 4-31 : la buse d'injection du gaz.



Figure 4-32 : l'injecteur

A l'aide d'une fraise, on a usiné une bride, qu'on a taraudé par la suite et lié avec une soudure étanche sur le couvercle de la chambre de combustion, dans laquelle on a mis l'injecteur.

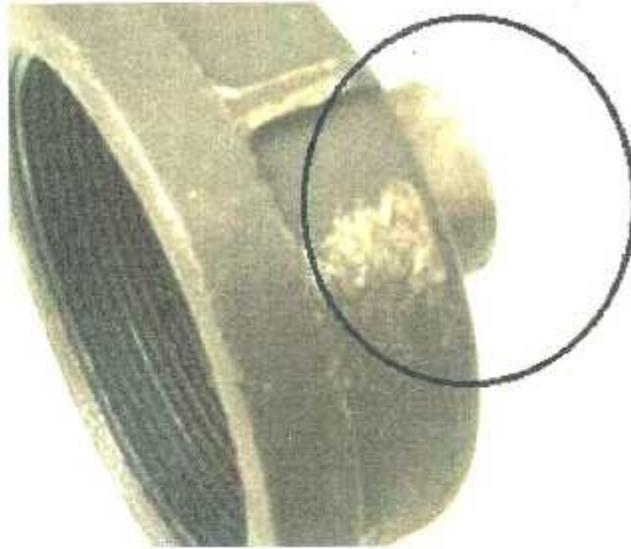


Figure 4-33 : la bride.

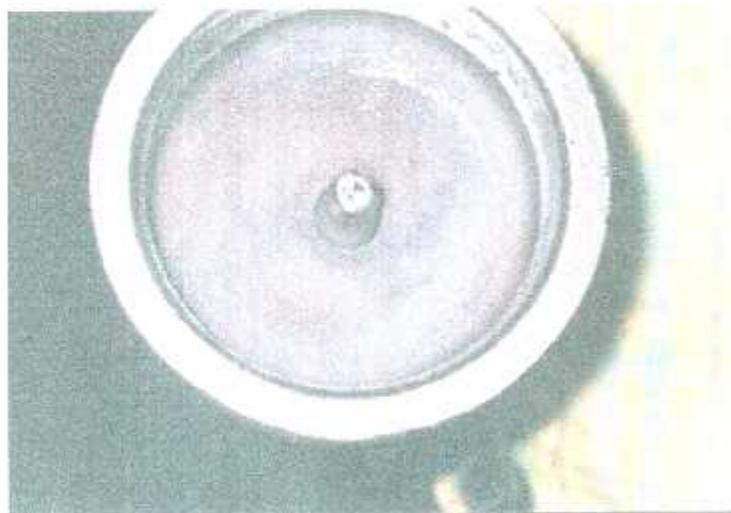


Figure 4-34 : l'injecteur relié au couvercle.

4-5/ CIRCUIT DE GRAISSAGE :

Tout type de mécanisme tournant sur des paliers exige un graissage continu, et un refroidissement adéquat. Généralement les systèmes de graissage adoptés utilisent une huile propre, afin d'assurer une bonne fonctionnalité, et une longue durée de vie des éléments.

Dans la plupart des cas d'utilisation la pression d'alimentation d'huile du turbo vers les paliers est de l'ordre de (1.02 à 2.04 bar) selon les dimensions et le domaine de fonctionnement.

Pour une utilisation adéquate, le turbocharger utilisé dans notre conception doit être lubrifié continuellement durant son fonctionnement, puisque le turbo tourne à une vitesse qui atteint les 100 000 tr/min ce qui engendre un frottement intense.

Afin de répondre à ces exigences on a élaboré un petit système de lubrification comprenant les éléments principaux d'un système de lubrification.

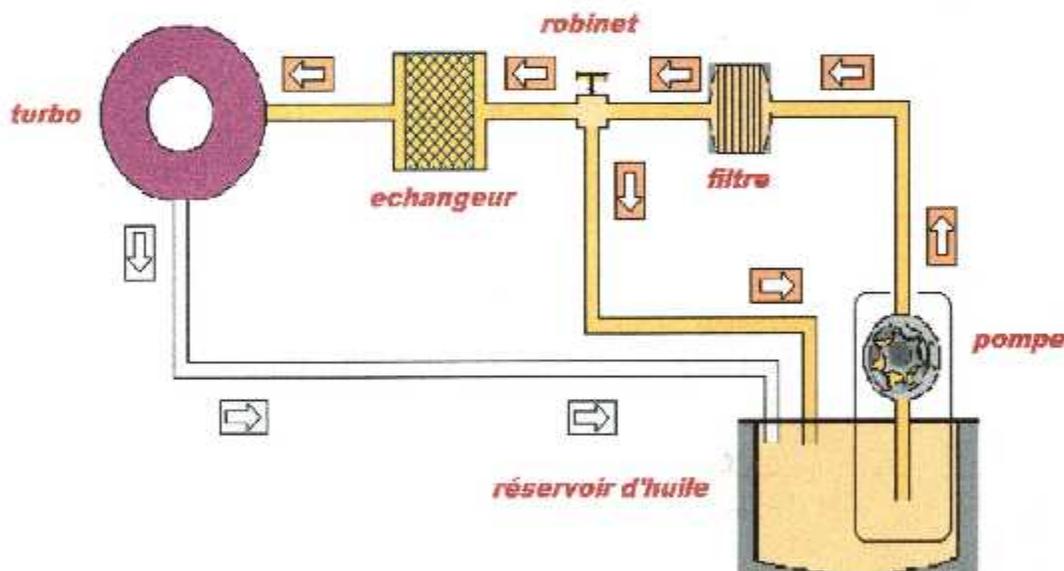


Figure 4-35 : schéma du circuit de graissage

Le schéma ci-dessus montre le cheminement du circuit. En effet on distingue un circuit de refoulement et un circuit de récupération. Il comporte les éléments suivants :

- Un réservoir
- Une pompe
- Un filtre
- Un échangeur

L'huile est pompée du réservoir par une pompe à engrenage vers le filtre, puis l'échangeur, et enfin les paliers avant et arrière. Après le passage, l'huile sera récupérée, et descend chaude par gravité vers le réservoir.

5-1) Estimations théorique :

Les estimations théoriques nous permettent d'avoir une évaluation préliminaire concernant le débit de la pompe, le type d'huile et le moteur d'entraînement de la pompe.

❖ propriétés :

L'huile contient des additifs détergents/dispersant pour moteur à essence et diesel, elle possède une parfaite résistance à la corrosion.

❖ huile de lubrification

L'huile de lubrification utilisée est l'huile répondant aux exigences d'utilisation du turbocharger, vue qu'il équipe un camion de moteur diesel. Utilisant une qualité d'huile répondant aux normes 20W50 et 20W40 qui a pour propriétés dans un domaine de température jusqu'à 100 C° comme indiqué sur (le tableau 4-2).

❖ Caractéristiques :

L'huile utilisée a comme caractéristiques :

Température (°C)	Viscosité cinématique (C.ST)	Viscosité empirique (°E)	Densité à 15°C	Point d'éclair	Point d'écoulement
40	158	21.06	228°C	0.881	-24°C
50	130	17.11			
98.88	19	2.75			
100	17.3	2.7			

Tableau (4-2) : caractéristique de l'huile.

❖ Constatations :

De 40 à 100°C, la viscosité diminue de 21.06 à 2.7°E.

On constate à partir du (tableau : 4-3) que ces viscosités correspondent à des vitesses admissibles maximales supérieures à celles du moteur utilisé. Donc il y'a pas de risque d'utiliser ce dernier avec la pompe.

❖ La vitesse maximale admissible de la pompe :

La vitesse tangentielle limite V d'une pompe à engrenage élémentaire est exprimée à partir de la viscosité du liquide à pomper. Cette vitesse correspond à une vitesse maximale de rotation de la pompe N (tr/min), qui correspond à une vitesse de rotation du moteur N_m (Tr/min).

Selon le type d'huile utilisée, la vitesse admissible sera donnée par :

$$N_{Max} = \frac{V}{\pi D} 60$$

D : diamètre primitif de la roue de la pompe.

Viscosité (°E)	V (m/s)	D (m)	N max (Tr/min)
2	6	$26.5 \cdot 10^{-3}$	4324.209
5	5.5	$26.5 \cdot 10^{-3}$	3963.86
10	5	$26.5 \cdot 10^{-3}$	3603.51
20	4	$26.5 \cdot 10^{-3}$	2882.81
40	2.8	$26.5 \cdot 10^{-3}$	2017.96
60	2.1	$26.5 \cdot 10^{-3}$	1513.47

Tableau (4- 3) : la viscosité correspondante à des vitesses admissibles max.

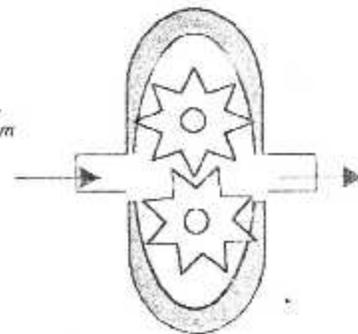
❖ Entraînement :

Connaissant le domaine de fonctionnement. Un moteur électrique avec les caractéristiques ci-dessus est utilisé pour l'entraînement. Et pour atteindre une vitesse donnée choisie (N) on a retrouvé le rapport des poulies par l'égalité :

$$N \cdot d = N_m \cdot d_m \Rightarrow N = \frac{N_m d_m}{d}$$

$$\Rightarrow N = \frac{N_m \times 42}{64} \Rightarrow N = 0.656 \cdot N_m$$

- N : vitesse de rotation de l'arbre.
- d : diamètre de la poulie de la pompe .
- N_m : vitesse de rotation du moteur .
- d_m : diamètre de la poulie du moteur.



❖ Le débit théorique de la pompe/puissance :

La pompe utilisée est une pompe à engrenage inclinée, qui est récupérée d'une voiture Ritmo 138 et qui peut délivrer une pression de 8 bars à son plein régime de rotation.

Le débit théorique peut être estimé par la relation suivante :

$$Q_{th} = 2 \cdot \pi \cdot N \cdot d \cdot h_a \cdot b \cdot 10^{-6} / \cos \beta \quad (l/min)$$

N : rotation en (tr/min).

d : diamètre primitif (mm).

h_a : la saillie (mm).

b : largeur de denture (mm).

β : angle d'inclinaison des dents.

Des tables de normalisation :

$$d = m_t \cdot z$$

avec :

z : nombre de dents

m_t : module apparent $m_t = m_n / \cos \beta$

$$m_n = 3.5 \text{ et } b = 30 \text{ mm ; } \beta = 20^\circ.$$

donc :

$$Q_{th} = 0.023521614 \cdot N$$

La puissance fournie par la pompe est :

$$P_r = Q_{th} \cdot \eta_v \cdot p \cdot 10^{-1}$$

Avec :

- P_r : La puissance (kW)
- Q_{th} : Le débit théorique (l/min)
- P : La pression (bar)
- η_v : Le rendement volumétrique

avec :

- ❖ $\eta_v = 0.85$ si $10 \text{ bar} < p < 40 \text{ bar}$
- ❖ $\eta_v = 0.90$ si $p < 10 \text{ bar}$

La puissance nécessaire pour l'entraînement de la pompe est calculée par la formule:

$$W_u = p_r / \eta_t = \frac{Q_{th} \cdot \eta_v \cdot \rho}{10 \cdot \eta_t}$$

Le rendement total η_t est entre (0.4 et 0.6) pour les pompes basses pression, on prend en moyenne 0.5.

Le résultat des calculs est donné dans le tableau ci-dessous :

N_m (tr/min)	N (tr/min)	P (bar)	Q_{th} (l/s)	P_r (kW)	W_u (kW)
500	330	0.5	0.129	0.035	0.070
600	396	1	0.155	0.838	1.677
700	462	1.5	0.181	1.467	2.934
800	528	2	0.207	2.235	4.471
900	594	2.5	0.233	3.144	6.287
1000	660	3	0.259	4.191	8.383
1100	726	3.5	0.285	5.379	10.759
1200	792	4	0.310	6.706	13.413

Tableau (4-4) : résultat de calcul

5-2) Réalisation :

Pour le besoin du stockage de l'huile on a réalisé par soudage d'une tôle épaisse un réservoir d'un volume de (15 litres), qui a pour dimensions (longueur 300mm largeur 200mm, et hauteur 150mm), avec un couvercle en tôle fixé à l'aide de six boulons (M6), et sur lequel il y'a un orifice de récupération.

✗ Le réservoir est fixé avec trois boulons (M8) au socle afin d'éviter la vibration lors du fonctionnement. Un disque aimanté est mis à l'intérieur, au milieu du réservoir dans les lignes d'écoulement de l'aspiration de la pompe immergée, afin d'éviter toute contamination en débris métalliques ferreux dans le circuit.



Figure 4-36 : le réservoir

Dans le réservoir, la pompe plongée est munis d'un tamis à son coté d'aspiration qui sert comme premier filtre, pour bloquer les impuretés non ferreuses d'une dimensions supérieure ou égale à $0,5\text{ mm}$.

La pompe est maintenu dans une position verticale par boulonnerie $M8$ solidaire à une cornière du socle du banc d'essais.



Figure4-37 : la pompe

Dans sa fonction originale la pompe est toute emboîtée dans le bloc moteur pour l'entraînement et la distribution de l'huile sous pressions. C'est pourquoi dans notre système de graissage, il nous a fallût réaliser une bride pour fermer le coté supérieur. Permettre à l'axe de tourner et assurer la connexion pour la distribution vers les éléments.

La bride a été conçue et réalisée au niveau du laboratoire de fonderie de l'institut d'aéronautique, d'une composition d'alliage d'aluminium à 17% de silicium à partir d'une coulé obtenue à 780 C° dans un moule à sable fin.



Figure 4-38 : le four et le moule utilisés pour le moulage de la bride



Figure 4-39 : la bride de connexion

La pompe est maintenue à l'extrémité de son arbre de rotation par un palier afin d'assurer une rotation libre et d'éviter toute vibration lors du fonctionnement .



Figure 4-40 : le palier de rotation

A l'aide d'un tour, et d'une fraiseuse on a conçu une poulie en aluminium de diamètre (88mm), et d'épaisseur(30mm), fixée par la suite sur l'arbre de la pompe avec des vis de blocage (C HC4).

Une rainure adaptée est réalisée sur la poulie pour permettre son entraînement avec une courroie.

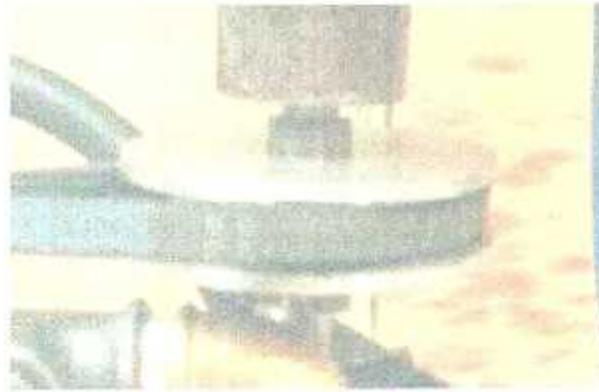


Figure 4-41 : la poulie

La pompe est entraînée par une courroie de diamètre (700mm), qu'on a liée au moteur électrique, nous assurant une rotation de 1200 tr/min .



Figure 4-42 : le moteur électrique

Le moteur électrique est fixé sur un support, autour duquel il peut pivoter afin de permettre de tendre la courroie à l'aide d'un tendeur.

5-3) Assemblage

Après avoir réaliser et procurer tous les éléments nécessaires pour notre circuit, on a procédé à un assemblage des différentes parties qui se résume en :

Le réservoir été fixé à l'aide de boulons au socle, dans lequel on a plongé la pompe, sur laquelle on a fixé un coude en cuivre (15×21) la reliant au tuyau d'alimentation de couleur bleu (choisi), ce dernier est dirigé directement vers un filtre (pour éviter que toute impurcté passe à travers le circuit) .



Figure 4-43 : le Filtre

Afin de régler le débit passant et d'éviter le surplus d'huile, un robinet et un té sont montés après le filtre en lui connectant deux tuyaux, un noir (choisi), qui retourne vers le réservoir, et un transparent (affin d'observer le comportement et le contenu de l'huile), qui continue vers l'alimentation .

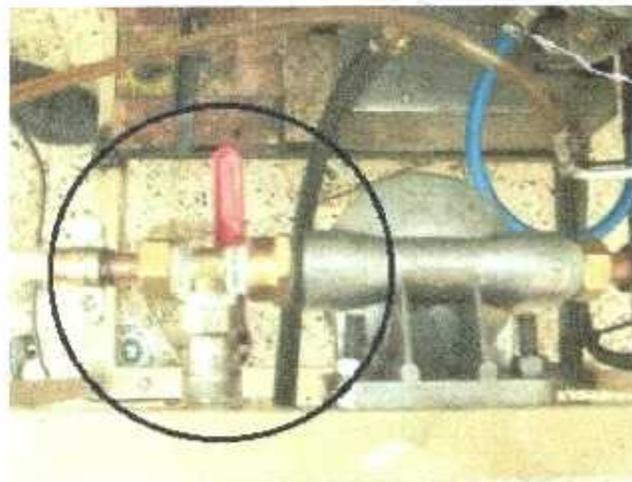


Figure 4-44 :Robinet et té

Le tuyau transparent est lié à l'échangeur de chaleur qui nous assure un refroidissement de l'huile à l'aide d'un ventilateur.



Figure 4-45 : échangeur de chaleur

Un tuyau bleu sort de l'échangeur, pour assurer l'alimentation du moteur, à une pression de (2 bars). Enfin un tuyau transparent de récupération est monté au bas du turbo qui assure le refoulement par gravité de l'huile qui se dirige directement vers le réservoir.



Figure 4-46 : du circuit de graissage

4-5/ ALLUMAGE :

Le système d'allumage, est un circuit électrique basé essentiellement sur un micro processeur le NE 555, une base de temps qui permet de fournir un signal carré, périodique, à une certaine fréquence.

Le circuit comporte essentiellement :

- Une bougie.
- Une bobine 12V.
- Une alimentation 12V.
- Une carte électronique de commande de l'allumage.

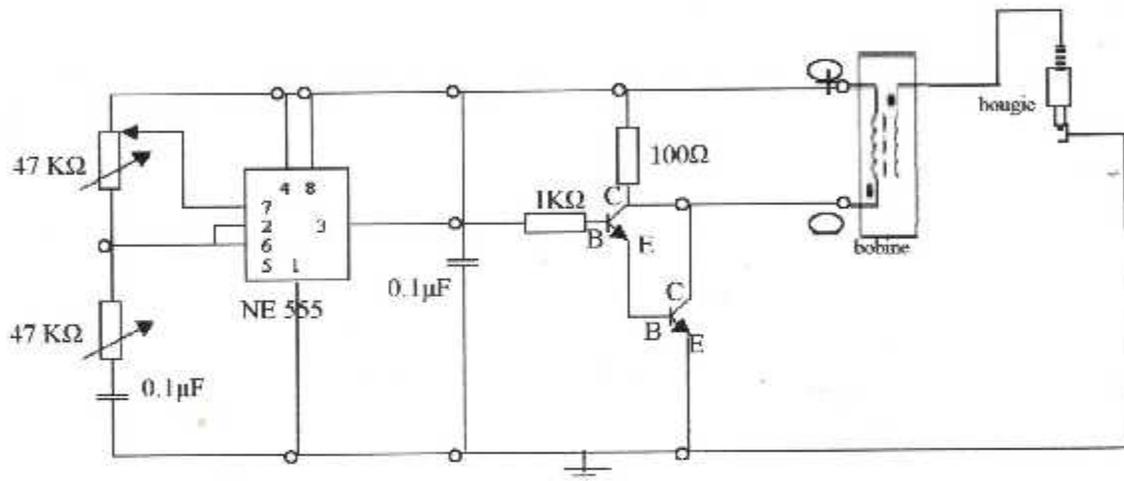


Figure 4-47 : schéma électronique de la plaque d'allumage.

Après avoir réalisé la plaque, on la mise dans le boîtier électrique, elle nous permet de générer un signal automatique et cyclique de l'étincelle, la fréquence est contrôlée à l'aide de résistances variables, de $47K\Omega$. Un bon ajustage nous permet d'avoir une certaine puissance et une bonne périodicité.

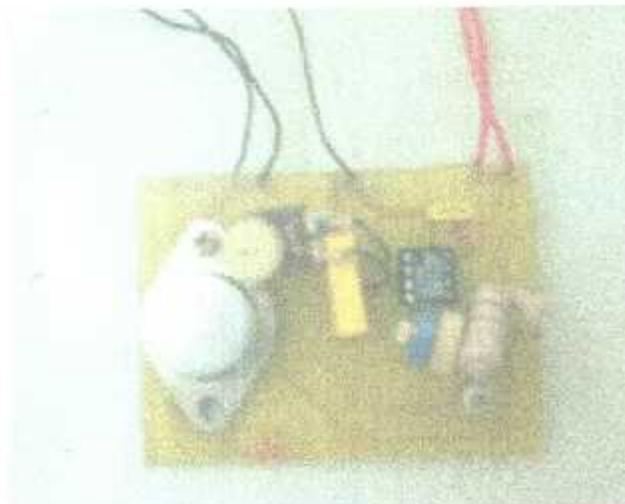


Figure 4-48 : circuit de commande.

Après avoir réalisé la plaque on la relie à une bobine, elle même reliée à une bougie, afin d'assurer l'allumage.

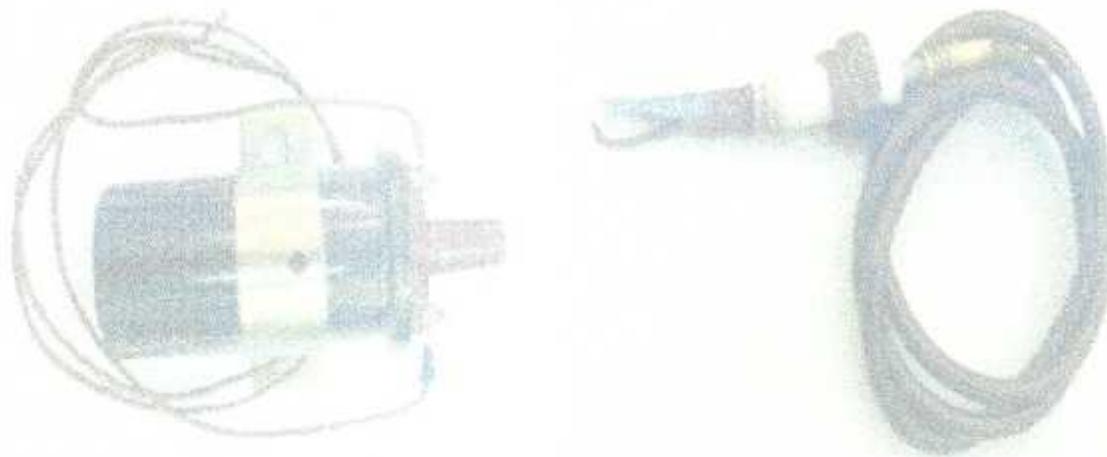


Figure 4-49 : la bobine et la bougie utilisées.

La plaque est alimentée avec un courant continu de 12V.

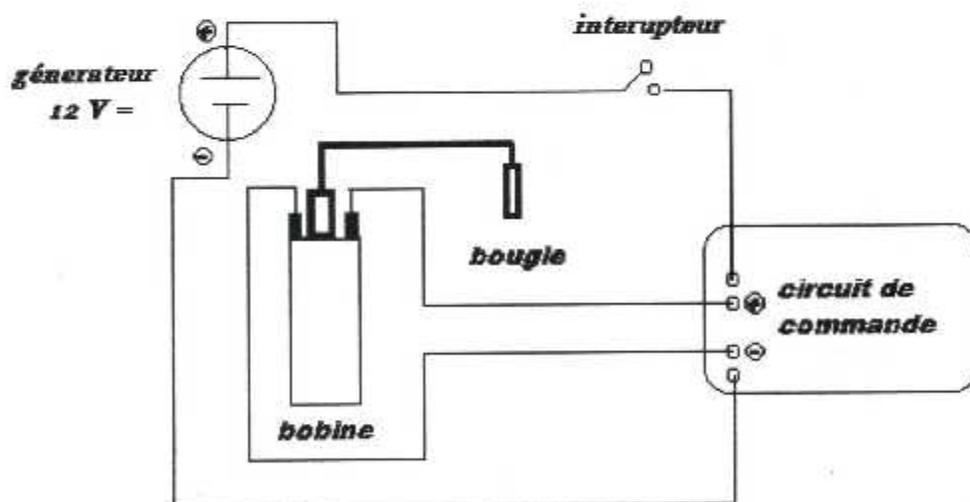


Figure 4-50 : schéma d'assemblage.

4-6/ LE TABLEAU DE CONTROLE :

La surveillance des différentes stations et systèmes du moteur est indispensable pour assurer le bon fonctionnement sûr et efficace du moteur. Pour cela différentes sondes sont placées à plusieurs points, qui nécessitent un suivi continue. Le contrôle se fait sur le tableau d'affichage et de contrôle. Ce dernier est un panneau en bois, perforé pour l'emplacement des afficheurs des différents instruments. Il est composé essentiellement de :

- 3 thermomètres à cadrans.
- 1 thermocouple à affichage digital.
- 4 baromètres à cadrans.
- tableau de commande.
- Un hublot pour le suivi visuel du moteur.
- Un schéma des différentes stations du moteur.

➤ Les thermomètres :

Pour mesurer :

- La température de l'huile à l'entrée du moteur.
- La température de l'air à la sortie compresseur.
- La température ambiante.

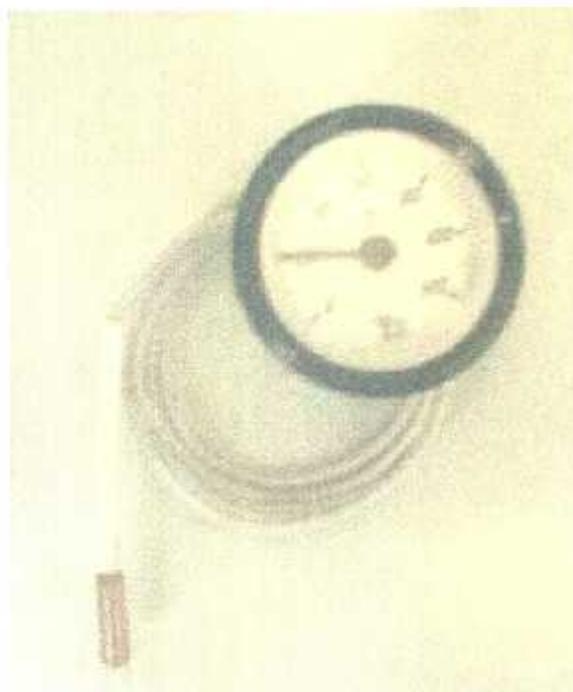


Figure 4-51 : Thermomètre à cadrans

La sonde de mesure de la température d'huile est placée dans l'écoulement d'huile à l'entrée du moteur, grâce à un té.

(f)



Figure 4-52 :L'emplacement de la sonde de mesure de la température de l'huile.

Cette sonde nous permet de suivre l'évolution de la température de l'huile entrant au moteur, afin d'éviter la surchauffe.

Pour mesurer la température de l'air à la sortie du compresseur, une sonde est placée dans un culot, qui est plongé dans l'écoulement.

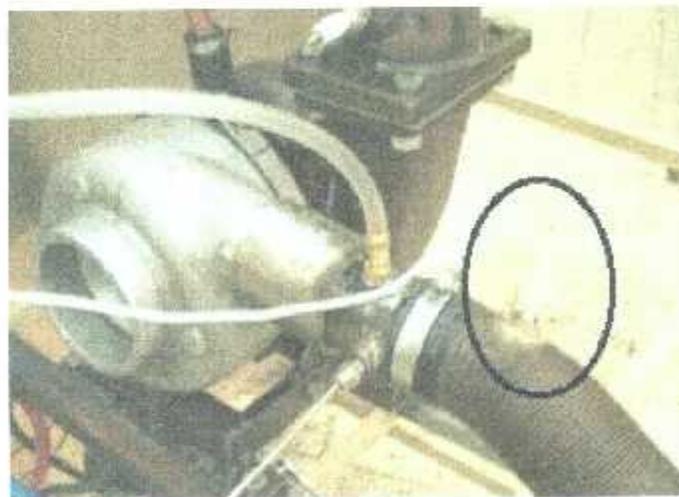


Figure 4-53 :l'emplacement de la sonde de la température sortie compresseur

Le thermocouple à affichage digital pour mesurer:

- La température des gaz d'échappement.



Figure 4-54 : Le thermocouple à affichage digitale

L'afficheur du thermocouple à affichage digital est équipé de plusieurs options à savoir, des alarmes, des systèmes de régulations et contrôle de la température.

➤ **Manomètres :**

A cadrans pour mesurer :

- La pression sortie compresseur.
- La pression sortie turbine.
- La pression sortie pompe de graissage.
- La pression carburant.

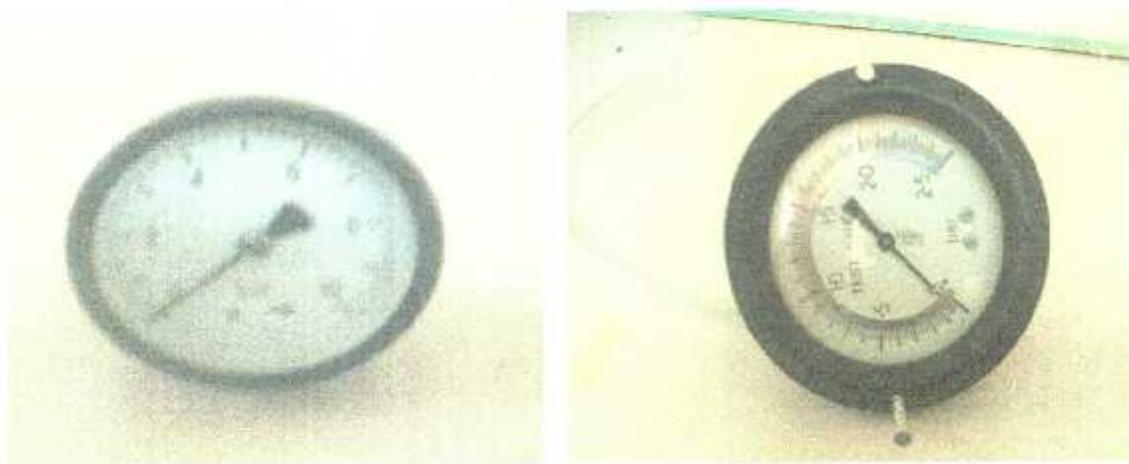


Figure 4-55 : Manomètres à cadrans

Une prise de pression statique est soudée à la manchette de connexion sortie compresseur, pour suivre l'évolution de la pression débitée par le compresseur.



Figure 4-56 :Prise de pression sortie compresseur

La prise de pression, huile est placée à la sortie de la pompe à l'aide d'un té, et elle reliée par un tuyau à l'afficheur sur le panneau de contrôle.

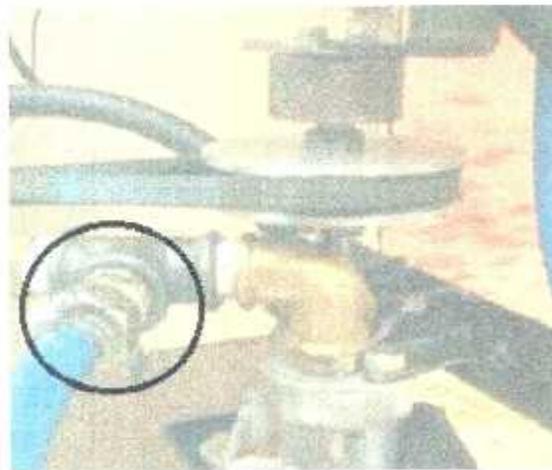


Figure 4-57 : La prise de pression d'huile

Cette prise nous fournit la pression de sortie pompe, qui est utile pour les estimations du débit et de la puissance.

❖ Le tableau de commandes :

Il est composé essentiellement de :

- bouton d'alimentation.
- (2) bouton d'allumage de la pompe à huile.
- (3) bouton d'allumage de la pompe à carburant.
- (4) bouton d'allumage .
- (5) manette des gaz.
- (6) switcher de commande du thermocouple.

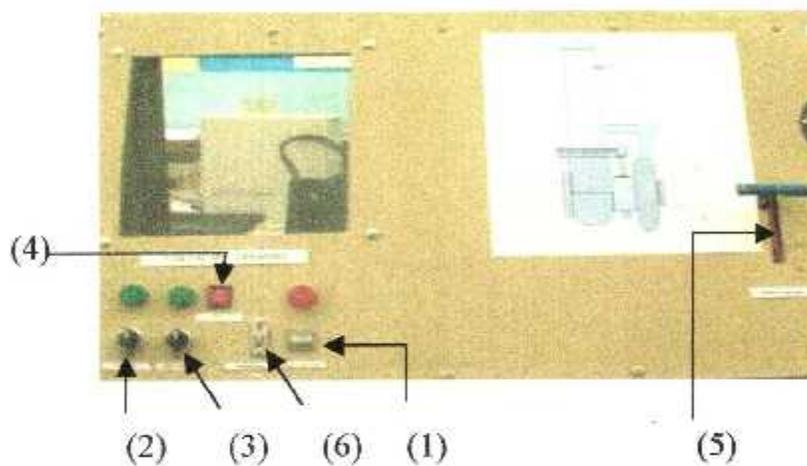


Figure 4-58- :Tableau de commandes.

Un schémas illustratif est placé sur le tableau de contrôle avec le graphe caractéristique du turbocharger.



Figure4-59 : Le panneau de contrôle.

4-7/ MESURES DE SECURITE :**7-1) A l'arrêt :**

- S'assurer que la bouteille de gaz est bien connectée, et que la pression qui règne à l'intérieur dépasse 2 bar.
- Les extincteurs posés à côté du moteur , et dégoupillés.
- Le ventilateur est à l'arrêt.
- La manette des gaz est au point off.
- S'assurer que l'allumage est off.
- Vérifier que le réservoir de l'huile est plein.

7-2) En fonctionnement :

- Faire bien attention à la haute tension $380V$, pour le démarrage du ventilateur.
- Ne pas se placer près de la bouche d'aspiration du ventilateur.
- Eviter de rester en face la tuyère d'éjection.
- Se protéger contre le bruit, en utilisant un casque.
- Eviter de toucher au fil d'alimentation en électricité, et de la bobine d'allumage.
- Actionner la manette des gaz doucement, tout en vérifiant la pression de la sortie du compresseur, afin d'éviter le décrochage de la flamme.
- Il ne faut pas que la pression affichée sur le manomètre de la sortie compresseur dépasse celle de la bouteille, afin d'éviter le retour de la flamme vers cette dernière.
- Ne jamais allumer sans soufflage d'air.

4-8/ PROCEDURES DE DEMARRAGE :

1. vérifier que toutes les mesures de sécurité sont prises.
2. placer le tube de connexion entre le ventilateur et le moteur.
3. ouvrir la bouteille de gaz tout en laissant la manette fermée.
4. s'assurer que la pression de la bouteille est supérieure à 2.5 bar.
5. ouvrir la trappe du ventilateur afin d'assurer un soufflage d'air avec un débit très faible.
6. actionner le circuit de graissage.
7. actionner le ventilateur.
8. souffler de l'air à l'intérieur du moteur avec un très faible débit.
9. actionner l'allumage, et vérifier qu'il y'a une étincelle.
10. injecter le gaz à l'intérieur en ajustant la manette doucement, jusqu'à obtention de la flamme.
11. jouer entre le débit gaz et la trappe du ventilateur, en rajoutant à chaque fois le débit d'air entrant.
12. après l'accélération du moteur, et que le manomètre de la sortie compresseur atteint une pression supérieure à 1.2 bar, on peut enlever la connexion d'air pénétrant, et arrêter le ventilateur, et l'allumage.

Ainsi en aura assuré le fonctionnement autonome du moteur.

4-9/ PHASE D'ACCELERATION :

Une fois la flamme est accrochée, et que le moteur assure son cycle de fonctionnement, sans l'aide du ventilateur, on peut régler l'accélération du moteur, et le faire fonctionner à différents régimes, tout en jouant sur le débit gaz, plus la manette des gaz est ouverte plus le moteur demande de l'air, ce qui le force à aspirer encore plus d'air, et par conséquent le moteur accélère plus, et fourni beaucoup de puissance.

4-10/ EXTINCTION :

Pour passer à l'arrêt du moteur il suffi de coupé les gaz, en actionnant un moment l'allumage, pour brûler tout le gaz qui reste à l'intérieur, une fois le moteur est à l'arrêt, on ouvre toute la trappe du ventilateur pour assurer un refroidissement de ce dernier, tout en laissant le circuit d'huile en marche, afin d'éviter d'endommager les palier du turbo, pendant 10mn, puis en arrête le tout.

Conclusion.

CONCLUSION

Le travail effectué au sein de l'atelier de propulsion nous a permis d'acquérir une expérience dans différents domaines, tel que la métallurgie, la soudure, la plomberie, et surtout dans le domaine mécanique, qui sera comme étant un plus dans notre formation aéronautique.

Des difficultés et des blocages sont rencontrés durant la réalisation de notre travail, ce qui nous a freiné pas mal de fois, et perdre beaucoup de temps, qui nous a d'ailleurs pas permis d'achever une partie qui est celle du circuit d'alimentation en carburant (liquide) qui n'est pas encore fonctionnelle, mais cette partie n'a pas influencé notre travail, car on peut la considérer comme un plus, qu'on laisse le soins à d'autres étudiants de finir.

Malgré ces blocages, et le manque d'informations, et grâce à la volonté et l'ambiance qui régnait à l'enceinte de notre atelier, on a pu finalement concrétiser notre projet, qui est à présent opérationnel, et fonctionne sans aucun problème, et nous avons pu offrir au étudiants de l'établissement un outil didactique qui pourra servir de banc d'essai, afin d'observer un vrai comportement d'un turboréacteur.

Enfin nous souhaitons que le travail effectué permettra d'encourager beaucoup plus nos étudiants, et leur donner la volonté de bien vouloir s'investire sans aucune crainte dans d'autre propos.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] ELEMENTS OF GAZ TURBINE PROPULSION.
Jack .Mittingly.
Departement of Mechanical and Manufacturing Engineering
SEATTLE UNIVERSITY.
- [2] TUYÈRE EJECTS.
P.carrier. Edition 1980
AERODYNAMIQUE INTERNE.
- [3] FUNDAMENTALS OF GAZ TURBINES
Dexieme edition.
William W.Bathie
Iowa State University of Science and Technology
- [4] GUIDE DU DESSINATEUR INDUSTRIEL.
A. Chevalier
- [5] CONCEPTION ET REALISATION D'UN BANC DE SIMMILATION DU
CIRCUIT DE GRAISSAGE DU CFM 56-7B.
Mémoire d'ingéniorat I.A.B. 2001.
- [6] LE TURBOREACTEUR .
le groupe SNECMA
Polycopie de la société nationale d'étude et de construction de moteurs
d'aviation (édition avril 1989).
- [7] DYNAMIQUE DES FLUIDES.
Inge Iennart Ryhming.
Dexieme edition.
- [8] TECHNIQUE DE L'INGENIEUR M3.
Fonderie -moulage.
- [9] abc du graissage
J.L.E Groff.
Publication de l'institut Français du pétrole.
- [10] turbocharging and supercharging.
ALAN Allard
British library cataloguing in publication Data(2 ème édition Novembre 1986)

Annexes.

NOTATIONS

SYMBOLE	DESIGNATION	UNITE
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	J/kg.k
C_v	Chaleur spécifique à volume constant	J/kg.k
T	Température	K
X_{re}	Excès d'air réel	•
exe	Excès d'air	•
r_i	Richesse du mélange	•
R	La constante molaire des gaz parfaits	J/mol.k
γ	Rapport des chaleurs spécifiques	•
α	Angle	degré
π_c	Taux de compression du compresseur	•
π_t	Taux de détente de la turbine	•
ρ	Masse volumique	kg/m ³
η_c	Rendement compresseur	•
β	Angle	degré
M	Nombre de Mach	•
U_t	Vitesse sommet turbine	m/s
U_c	Vitesse sommet compresseur	m/s
V	Vitesse	m/s
W	Travail	J
RPM	Nombre de tours	Tr/min
N	Nombre de tours	Tr/min
MFP		•
P	Pression	Pa
A_c	Section compresseur	m ²
A_t	Section turbine	m ²
\dot{m}	Débit de masse	kg/s
r	Rayon	m
r	Diamètre	m
h	L'enthalpie massique	J/kg
ω	Vitesse de rotation angulaire	rd/sec
e_t	Rendement polytropique de la turbine	•
e_c	Rendement polytropique du compresseur	•
d_{1t}	Diamètre au sommet	m
d_{1h}	Diamètre à la racine	m
f	Dosage	•
H_{PR}	Enthalpie des produits	J/kg
H_{RE}	Enthalpie des réactifs	J/kg
V_{ref}	volume de référence.	m ³
A_{ref}	section de référence	m ²
W_u	puissance nécessaire	kW
P_r	puissance fournie	kW
F	poussée	kN
F_s	poussée spécifique	kN/Kg/s
C_s	consommation spécifique	kN/s
R_{th}	rendement thermique	•
PCI	pouvoir calorifique du carburant	kJ/kg

```
REAL*4 Hf,M2t,Gaa,Gat,M3t,Mfpt3,M9,MFP9,M1e
```

```
open(1,file='h1.dat')  
open(2,file='h2.dat')  
open(3,file='h3.dat')  
open(4,file='h4.dat')
```

c l-Enthalpie de formation=-147655kj/kmole

```
Hf=-147655
```

```
write(*,*)'donner la valeur de alpha2t'  
read(*,*) alpha2t  
alpha2t=(alpha2t*3.141592654)/180.  
dt=0.043*2  
n=16
```

```
rc=0.0427  
d1t=0.0614  
d2=0.0854  
d1r=0.020  
rsc=0.065  
rst=0.055
```

```
Tt1=288.16  
Pt1=101325  
Ptlc=P1l  
ec=0.85  
ct=0.85  
Rnb=0.98  
PC1=45342E3
```

```
write(*,*)'donner la valeur de M2t'  
read(*,*) M2t
```

```
A5t=3.14*Rst**2  
P9=101325  
M9=1.  
Write(2,*)M2t-',M2t  
write(1,*)Alpha2t-',Alpha2t  
Write(2,*)dt=',dt*100,'Cm'  
write(1,*)dc=',rc*2*100,'Cm'  
write(1,400)  
write(1,200)  
write(1,300)  
Tt4=320.
```

```
do10 i=1,140  
Tt3i=320  
Tt4=Tt4+5.  
60 Tt3=Tt3i
```

c station chambre de combustion

```
Xre=(4*(h41(Tt4))+5*h42(Tt4)-6.5*h43(Tt4)-Hf/  
+(0.21+h31(Tt3)-0.21*h43(Tt4)+0.79*(h32(Tt3))-0.79*  
+h44(Tt4))
```

```
exc=3.223*(Xre-31.026)  
f=2.0024/(Xre)  
ri=Xre/31.026
```

c station turbine

```
Utt=sin(alpha2t)
```

```
+sqrt(2.*Cpt(Tt4,f)*Tt4/(1.+(2./((gat(Tt4,f)-1)*M2t**2))))
```

```
Pit=(1.-Utt**2/(Cpt(Tt4,f)*Tt4))**((gat(Tt4,f)/  
+((gat(Tt4,f)-1.)*0.85))  
Tt5=Tt4*Pit**((1./gat(Tt4,f))/((gat(Tt4,f)-1.)*0.85)))
```

```
V2t=Utt/sin(alpha2t)  
W2t=V2t*cos(alpha2t)  
V3t=W2t  
U3t=V3t
```

```
Omega=2*Utt/dt  
RPM=(30./3.14)*Omega  
AM3t=(2./gat(Tt5,f)-1.)/((2.*Cpt(Tt5,f)*Tt5/V3t**2)-1.)  
Write(*,*)Am3t
```

```
M3t=sqrt(AM3t)  
MFPT3=(M3t*sqrt(gat(Tt5,f)/(1.-(((gat(Tt5,f)-1.)/2.)*(M3t**2))))  
+**gat(Tt5,f)+1)/(2./gat(Tt5,f)-1))/16.9115
```

```
T5=Tt5/(1.+0.5*(gat(Tt5,f)-1.)*M3t**2)  
Eps=1.-2./n
```

c station compresseur

```
Utc=Omega*Rc  
Pic=(1.+(Eps*(Utc**2)/(CPa(Tt1)*Tt1))**((gaa(Tt1)*ec)/  
+(gaa(Tt1)-1.))  
Tt3=Tt1*Pic**((1./((gaa(Tt3)*ec)/(gaa(Tt3)-1.)))  
Rndc=(Pic**((gaa(Tt3)-1.)/gaa(Tt3)-1.)/  
+(Pic**((1./((gaa(Tt3)*ec)/(gaa(Tt3)-1.)))-1.))
```

```
x=abs(Tt3-Tt3i)  
ERREUR=0.001  
if(x.gt.Erreur)then  
Tt3i=Tt3  
goto 60  
else  
endif
```

```
Pt3=Pt1*Pic  
Pt4=0.98*Pt3  
Pt5=Pt4*Pit
```

c le travail fournit par le compresseur /kg

```
Tt3m=(Tt3+Tt1)*.5  
Wc=Cpa(Tt3m)*(Tt3-Tt1)
```

c le travail reçu par la turbine

```
Tt5m=(Tt5+Tt4)*.5  
Wt=Cpt(Tt5m,f)*(Tt4-Tt5)
```

c debit air sortant par la turbine

```
deb3t=MFPT3*(Pt5*^A5t)/(sqrt(Tt5))
```

c debit air entrant au compresseur

```
deb0=deb3t/(1+f)
```

c debit fuel

```
debF=deb0*f  
Tt9=Tt5  
Pt9=Pt5  
p9pt9=P9/Pt9  
IF(p9pt9.<Tt.1)Then
```

```

V9=0.0
Goto 70
else
Endif
V9=SQRt(2.*Cpt(Tt9,f)*Tt9*(1.-(P9/Pt9)**((gat(Tt9,f)-1.)/
+gat(Tt9,f))))

MFP9=(M9*sqrt(gat(Tt9,f))/(1.+(((gat(Tt9,f)-1.)/2.)*(M9**2)))
+**((gat(Tt9,f)+1)/(2.*(gat(Tt9,f)-1)))/16.9115
A9=deb3t*sqrt(Tt9)/(Pt9*MFP9)
D9=sqrt(4.*A9/3.14)
T9=Tt9-(V9**2)/(2*Cpt(Tt9,f))
P9=Pt9/(T9/Tt9)**((gat(Tt9,f)-1.)/gat(Tt9,f))
Pous=(1+f)*deb0*V9+(P9-P0)*A9
Fs=(1+f)*V9+((P9-P0)*A9/dcb0)
Cs=f/Fs
Wu=(1+f)*V9**2
QR=Rnb*f*PCI

c Rth=((1+f)*V9**2)/(f*PCI)
Rth=Wu/QR

70 write(1,100)Tt4,Tt3,Tt5,Ult,Utc,RPM,pit,Pic,Wt/1E3,Wc/1E3,f,Deb0,
-debf,M3t,V9,A9,D9
100 format(1x,10(1x,F10.3),1(1x,F10.4),6(1x,F12.5))
200 format(8x,4HTt4,7x,4HTt3,7x,4HTt5,6x,3HUlt,8x,3HUtc,7x,3HRPM
-,11x
-,3Hpit,7x,3HPic,6x,6HWU/1E3,5x,6HWc/1E3,8x,1HF,10x,4HDeb0,10x
+,4Hdeb0,9x,3HM3t,8x,2HV9,13x,2HA9,11x,2HD9)
300 format(200(1H_))
400 format(//,200(1H=))
write(2,150)Tt4,ri*1E-1,T9,Pous,Fs,Cs*1E3,Wu,QR,Rth*1E2
150 format(1x,9(1x,F10.3))
10 continue

stop
end

c _____ aT4 _____

c Co2
function h41(T)
h41=8.314*T*(2.1701+((0.51890575E-2)*T)-((0.357797933E-5)*(T**2))
+((1.586479375E-9)*(T**3))-((0.32561402E-12)*(T**4))
+((4.8352602E+4)/T))
return
end

c L'enthalpie de formation du H2O:
function h42(t)
h42=8.314*T*(4.1565016-((0.8622167E-3)*T)+((1.899410533E-6)*
+(T**2))-((1.1482511E-9)*(T**3))+((0.28467308E-12)*(T**4))
+((3.028877E+4)/T))
return
end

c L'enthalpie de formation du O2 :
function h43(T)
h43=8.314*T*(3.7189946-((1.2583644E-3)*T)+((2.8612451E-6)*(T**2))
+((2.0749679E-9)*(T**3))-((0.5416436E-12)*(T**4))-(1.0576706E3)/T)
return
end

c L'enthalpie de formation de N2:
function h44(T)

```


Annexe 01 :

$$f = \frac{\text{masse du fuel}}{\text{masse de l'air}}$$

Pour les produits :

$300 \leq T \leq 4000$ °R à basses pressions.

$$Cp = \frac{Cp_{\text{air}} + f \cdot Cp_{\text{prod}}}{1 + f}$$

$$R = \frac{1,9857117 \text{ BTu/Lbm}^\circ\text{R}}{28,97 + f \cdot 0,946186}$$

$$Cp = \frac{\gamma R}{\gamma - 1}$$

Λ_i	Air	Produits de $(\text{CH}_2)_n$
Λ_0	$2,50020051 \cdot 10^{-1}$	$7,3816638 \cdot 10^{-2}$
Λ_1	$-5,1536879 \cdot 10^{-5}$	$1,2258630 \cdot 10^{-3}$
Λ_2	$6,5519486 \cdot 10^{-8}$	$-1,3771901 \cdot 10^{-6}$
Λ_3	$-6,7178376 \cdot 10^{-12}$	$9,9686793 \cdot 10^{-10}$
Λ_4	$-1,5128259 \cdot 10^{-14}$	$-4,2051104 \cdot 10^{-13}$
Λ_5	$7,6215767 \cdot 10^{-18}$	$1,0212913 \cdot 10^{-16}$
Λ_6	$-1,452677 \cdot 10^{-21}$	$-1,3335668 \cdot 10^{-20}$
Λ_7	$1,011554 \cdot 10^{-25}$	$7,2678710 \cdot 10^{-25}$

TABLE ' U DE CONVERSION

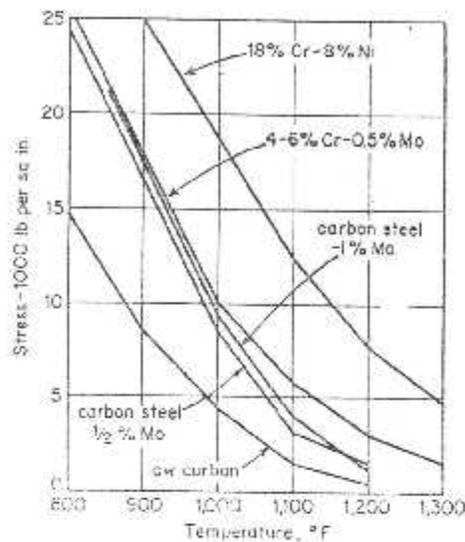
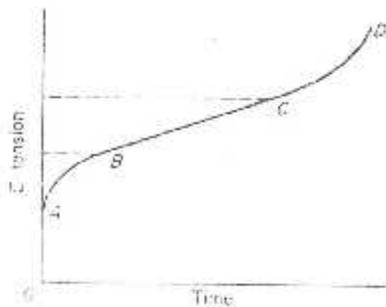
Longueur	$1\text{m}=3.2808\text{ ft}=39.37\text{ in}$
Surface	$1\text{m}^2=10.764\text{ ft}^2$ $1\text{cm}^2=0.155\text{ in}^2$
Volume	$1\text{gal}=0.13368\text{ ft}^3=3.785\text{ L}$ $1\text{L}=10^3\text{ m}^3=61.02\text{ in}^3$
Masse	$1\text{ kg}=1000\text{g}=2.2046\text{ lbm}=6.8521\times 10^2\text{ slug}$
Energie	$1\text{ j}=1\text{ N}\cdot\text{m}=1\text{ kg}\cdot\text{m}^2/\text{sec}^2$ $1\text{ Btu}=778.16\text{ ft}\cdot\text{lbf}=252\text{ cal}=1055\text{ j}$ $1\text{ cal}=4.186\text{ j}$ $1\text{ kj}=0.947813\text{ Btu}=0.23884\text{ kcal}$
Puissance	$1\text{ kW}=3412\text{ Btu/hr}=1.341\text{ hp}$
Pression	$1\text{ atm}=14.696\text{ lb/in}^2=14.696\text{ psi}=760\text{ torr}=101.325\text{ Pa}$ $1\text{ atm}=30\text{ inHg}=407.2\text{ in H}_2\text{O}$ $1\text{ mmHg}=0.01934\text{ psi}=1\text{ torr}$ $1\text{ Pa}=1\text{ N/m}^2$ $1\text{ inHg}=3376.8\text{ Pa}$
Puissance /u.m	$1\text{ kj/kg}=0.4299\text{ Btu/lbm}$
Chaleur	$1\text{ kj}/(\text{kg}\cdot\text{C}^\circ)=0.23884\text{ Btu}/(\text{lbm}\cdot\text{F}^\circ)$
Température	$1\text{ K}=1.8\text{ R}$ $1\text{ K}=273.15\text{ C}^\circ$ $1\text{ R}=459.69\text{ F}^\circ$ $1\text{ C}^\circ=1.8\text{ F}^\circ$

$$\bar{C}_p^0 = \bar{R} \left(a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4 \right)$$

$$\bar{H}_T^0 = \bar{R} T \left(a_1 + \frac{a_2 T}{2} + \frac{a_3 T^2}{3} + \frac{a_4 T^3}{4} + \frac{a_5 T^4}{5} + \frac{a_6}{T} \right)$$

TABLE 2.3. Temperature Coefficients for Thermodynamic Functions

Substance (Chemical Symbol)	Temperature Interval (K)	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7	a_8
Argon, Ar(g)	1000, 5000, 300, 1000	2.5000000E 00	-0.	-0.	-0.	-0.	-0.	-7.4537500E 02	4.3661076E 00
Carbon monoxide, CO(g)	1000, 5000, 300, 1000	2.5000000E 00	-0.	-0.	1.1350336E-10	-0.	-0.	-7.4537500E 02	4.3661076E 00
Carbon dioxide, CO ₂ (g)	1000, 5000, 300, 1000	2.9511519E 00	1.5525567E-03	-6.1911411E-07	5.0757337E-06	-3.4737726E-10	-7.7882732E-15	-1.4231827E 04	6.5314450E 00
Hydrogen molecule, H ₂ (g)	1000, 5000, 300, 1000	3.7871332E 00	2.1709526E-02	5.0757337E-06	2.4147446E-10	-0.	7.7216841E-13	-1.4363508E 04	2.6335459E 00
Hydrogen atom, H(g)	1000, 5000, 300, 1000	4.4129266E 00	3.1922896E-03	-1.2978230E-06	1.0378115E-02	-0.	-1.6742986E-14	-4.8944043E 04	-7.2875769E-01
Water, H ₂ O(g)	300, 1000	2.1701000E 00	1.0378115E-02	-1.0733938E-05	6.3459175E-09	-0.	-1.6280701E-12	-4.8352602E 04	1.0664388E 01
Nitrogen molecule, N ₂ (g)	1000, 5000, 300, 1000	3.0436897E 00	6.1187110E-04	-7.3993551E-09	-2.0331907E-11	-0.	2.4593791E-15	-8.5491002E 02	-1.6481339E-00
Nitrogen molecule, N ₂ (g)	300, 1000	2.8460849E 00	4.1932116E-03	-9.6119332E-06	-9.5123662E-09	-0.	-3.3063421E-12	-9.6725372E 02	-1.4117850E 00
Nitric oxide, NO(g)	1000, 5000, 300, 1000	2.5000000E 00	-0.	-0.	-0.	-0.	-0.	2.5470497E 04	-4.6801096E-01
Nitrogen dioxide, NO ₂ (g)	1000, 5000, 300, 1000	2.5000000E 00	-0.	-0.	-0.	-0.	-0.	2.5470497E 04	-4.6801096E-01
Oxygen atom, O(g)	1000, 5000, 300, 1000	2.6707532E 00	3.0317115E-03	-8.5351570E-07	1.1790853E-10	-0.	-6.1973568E-15	-2.9888994E 04	6.8838391E 00
Oxygen molecule, O ₂ (g)	1000, 5000, 300, 1000	4.1565016E 00	-1.7244334E-03	5.6982316E-06	-4.5930044E-09	-0.	1.4233654E-12	-3.0288770E 04	-6.8616246E-01
Hydroxyl, OH(g)	1000, 5000, 300, 1000	2.4422261E 00	1.2276187E-04	-8.4992719E-08	2.1400830E-11	-0.	-1.2511058E-15	5.6148821E 04	4.4925708E 00
	300, 1000	2.5147937E 00	-1.1243791E-04	2.9647506E-07	-3.2464049E-10	-0.	1.2595465E-13	5.6127767E 04	4.4193032E 00
	1000, 5000	2.8545761E 00	1.5976316E-03	-6.2566254E-07	1.1315849E-10	-0.	-7.6897070E-15	-8.9017445E 02	6.5902879E 00
	300, 1000	3.6916148E 00	-1.3332552E-03	2.6503100E-06	-9.7688341E-10	-0.	-9.9772334E-14	-1.0628336E 03	2.2874980E 00
	1000, 5000	3.1529360E 00	1.4059955E-03	-5.7078462E-07	1.0628209E-10	-0.	-7.3720783E-15	9.8523048E 03	6.9446465E 00
	300, 1000	4.1469476E 00	-4.1197237E-03	9.6922467E-06	-7.8633639E-09	-0.	2.2309512E-12	-9.7447894E 03	2.5694290E 00
	1000, 5000	4.6139219E 00	2.6386639E-03	-1.0948541E-06	2.0818425E-10	-0.	-1.4654391E-14	2.3403782E 03	1.3676372E 00
	300, 1000	3.4344563E 00	2.2234297E-03	6.7148975E-06	-9.7427719E-09	-0.	3.7212531E-12	2.8647685E 03	8.4084647E 00
	1000, 5000	2.5372567E 00	-1.8422190E-05	-8.8017921E-09	5.9643621E-12	-0.	-5.5743608E-16	2.9230007E 04	4.9467942E 00
	300, 1000	3.0218894E 00	2.1737249E-03	3.754220E-06	-2.9947200E-09	-0.	9.0777517E-13	2.9137190E 04	2.6460076E 00
	1000, 5000	3.5976129E 00	7.8145603E-04	-2.2386671E-07	1.2490159E-11	-0.	-3.3460204E-15	-1.1927918E 03	3.7492659E 00
	300, 1000	3.7189946E 00	-2.5167288E-03	8.583735E-06	-8.2998716E-09	-0.	2.7082180E-12	-1.0576706E 03	3.9080704E 00
	1000, 5000	2.8895544E 00	9.9835061E-04	-2.187991E-07	1.9802785E-11	-0.	-3.8452940E-16	3.8811792E 03	5.5597016E 00
	300, 1000	3.8234708E 00	-1.1187229E-03	1.2466819E-06	-2.1035896E-10	-0.	-5.2546551E-14	3.5852787E 03	5.8253029E-01



Source	Material, %	State	Prop. Limit lb/in. ²	Yield Point lb/in. ²	Ult. Strength lb/in. ²	Elong. (2-in. gage) %	Reduction in Area %	Endurance Limit lb/in. ²	Remarks
1	37 C, .55 Mn	Annealed at 850° C Normalized at 350° C Heat-treated, water at 850° C, temp. at 550° C	26,500	37,200	70,000	32	49	+20,000	Bar 2 1/2 in. diameter
			38,000	41,500	79,200	29	46	+16,500	
			65,000	69,000	105,000	22	56	+51,000	
2	.42 C, .46 Mn	Normalized at 910° C Heat-treated, oil at 790° C, temp. at 430° C	44,700	47,100	91,500	27	40	+31,000	Bar 1 1/2 in. sq
			75,800	78,800	121,800	11.3	51	+64,000	
1	.35 C, .45 Mn, .34 Ni	Rolled Annealed at 840° C Normalized at 540° C, temp. at 730° C Heat-treated, water at 800° C, temp. at 600° C	47,000	60,000	105,000	21	42	+45,000	Plate 5/16 in. 36.2 in. X 2 in.
			52,000	60,000	104,000	22	49	+44,000	
			52,000	56,000	94,000	25	43	+47,500	
			72,000	77,000	137,000	23	56	+52,000	
2	.24 C, .37 Mn, 1.5 Ni, .87 Cr	Annealed at 780° C Heat-treated, oil 830° C	56,700	60,000	87,000	33	62	+40,000	Bar 2 in. X 1 in.
			115,000	128,000	138,000	18	62	+68,000	
3	.36 C, .56 Mn, .43 Ni, 1.4 Cr	Air-hardened from 800° C Air-hardened from 800° C, temp. 600° C	45,000	177,000	244,000	10.8	37	+102,000	Bar 1 1/2 in. diameter
			92,000	142,000	157,000	17.5	35	+80,000	
1	.37 C, .74 Mn, .52 Si	Cast Annealed at 925° C Normalized at 925° C	20,000	33,500	76,000	26	34	+30,500	Bar 2 1/2 in. X 1 1/4 in.
			37,000	41,000	80,000	27	40	+33,000	
			40,500	46,000	85,000	28	46	+33,000	

Source: 1. Research Laboratory, Westinghouse Elec. Corp. See S. Timoshenko and J. M. Lansells, *Applied Elasticity*, p. 522, 1924
 2. H. P. Moore and T. Jaeger, *Units of Illinois Eng. Exp. Sta. Bull.*, No. 136, p. 33.
 3. L. Atchison, *Engineering Steel*, p. 209, 1921.