

8/98

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

*Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la Recherche Scientifique*

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
Département de Génie Mécanique

MEMOIRE

*Pour l'Obtention du Diplome d'Ingénieur d'Etat en
Génie-Mécanique*

THEME

**OPTIMISATION DES PERFORMANCES D'UN TURBO REACTEUR
DOUBLE FLUX DOUBLE CORPS
PAR REFROIDISSEMENT DES AUBES**

Présenté par:

M^{elle} A. MESSAADI

Awatef

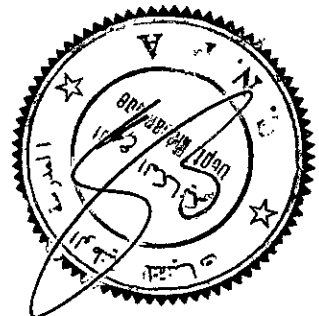
Proposé par:

M^r B. BENKOUSSAS

**PROMOTION
Juin 1998**

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

DEDICACES



DEDICACE

A LA MEMOIRE
DE

*Mon Très Cher et Regretté PAPA
ABDELMAJID MESSAADI*

*Que Dieu lui accorde sa Miséricorde.
Qu'il l'accueille dans son vaste Paradis.
Que son âme repose en Paix.*

AWATEF

DEDICACES

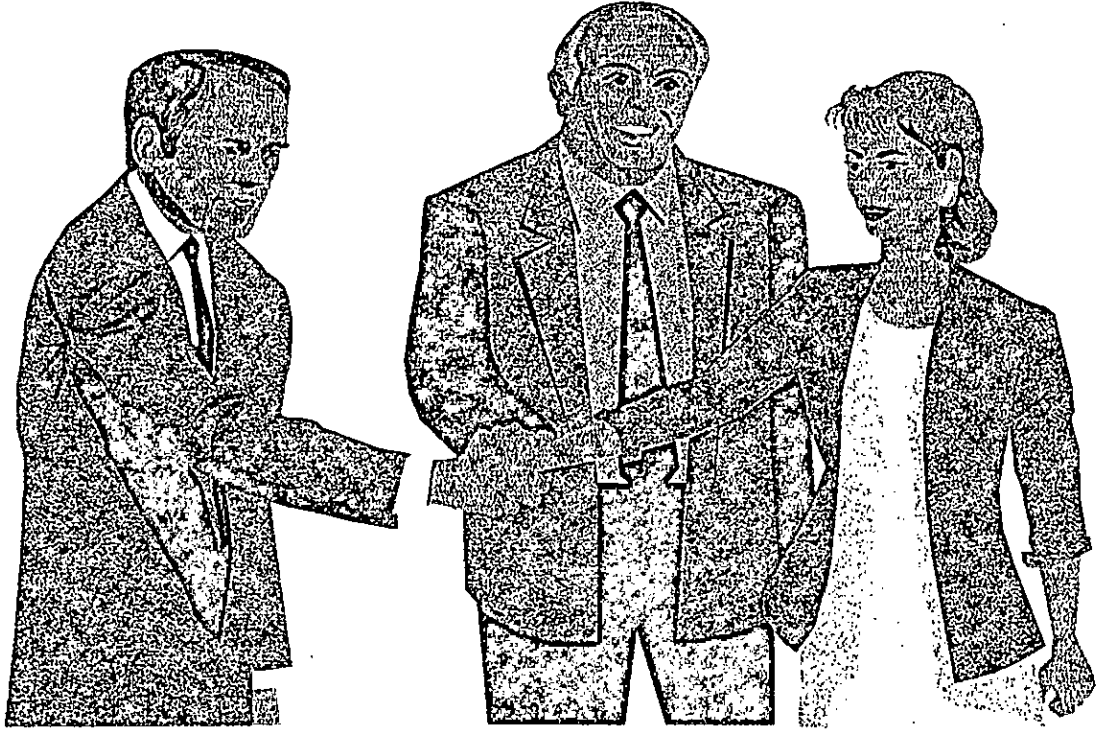
المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

A toute ma famille, ma chère Maman MERHEM,
A ma chère Grand-mère MOUNA, mon cher Oncle
ABDEL WAHAB, ma tante SAKMA qui m'a été
d'un très grand soutien depuis le départ de ma
formation jusqu'à ce jour, a mes tantes KHADIDJA,
BEHA, HOURIA, SALHA, mes sœurs
DOUMAZED, BOUCHRA, NESSRINE, a mes
cousins, cousines grands et petits.
Sans oublier Tonton AMRAOU MOHAMMED et son
fils MOULOUD pour leur grande aide.

A tous mes amis et camarades de
L'E.N.P - U.S. 7.7.8

AWATEF

REMERCIEMENTS



REMERCIEMENTS

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

Je Remercie,

Monsieur BENKOUSSAS 'Promoteur',

Monsieur LARBI,

Monsieur BENNOUR,

Et tous les Enseignants du Département de Génie Mécanique.

*Sans oublier chaleureusement mes amis
.SAMIR WASSIM.*

Ainsi que Messieurs,

*GHOUHARI WAHID et KHALED de L'entreprise
d'AIR ALGERIE.*

M^{me} BRAHIMI et sa fille SONIA.

ANATSEF 1998

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة - BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

ملخص:

يدور بحثنا حول حساب و مقارنة نتائج راكس عنفي ذو عنفة مبردة و عنفة غير مبردة. طريقة التبريد المختارة لريشة العنفة هي انتقال الحرارة الحثي باستعمال الهواء.

RESUME:

Cette étude comporte le calcul et la comparaison des performances d'un turboréacteur double corps double flux, avec une turbine non refroidie et une turbine refroidie. Les différentes méthodes de refroidissement ont été présentées telles que; la transpiration, le film refroidissant et la convection forcée. Cette dernière a fait l'objet de notre étude. Il en résulte de cette étude le meilleur compromis entre l'aspect énergétique et constructif du turboréacteur.

SUMMERY:

This study consist on the estimation and comparaison of the performances of a jet-engine using a cold turbine and an uncold turbine. We present also a different methods of blade cooling, such as a transpiration, film and a forced convection cooling.

SOMMAIRE

الدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

Chapitre 1 :

Introduction

Chapitre 2 : Les Hautes Températures et leurs Avantages dans les réacteurs

2.1 Introduction	1
2.2 Etude du modèle de refroidissement	3
2.2.1 Contraintes thermiques	3
2.2.2 L'environnement thermique	4
2.2.3 Air de refroidissement	6
2.2.4 La méthodologie de la conception du refroidissement	7
2.3 Refroidissement du profil aérodynamique de l'aube	8
2.3.1 Refroidissement convectif	8
2.3.1.1 Introduction	8
2.3.1.2 Le coefficient de transfert de chaleur d'un profil de l'aube	10
2.3.1.3 Le refroidissement du bord d'attaque	12
2.3.1.4 Le bord de fuite	13
2.4 Le film refroidissant	13
2.5 Refroidissement par transpiration	14
2.6 Le refroidissement de la racine et de l'extrême bout de l'aube	14
2.7 Conclusion	15

Chapitre 3 : Calcul des performances d'un turboréacteur double corps double flux

3.1 Introduction	16
3.2 Turboréacteur double corps	16
3.3 Turboréacteur double flux	17
3.4 Fonctionnement	17
3.5 Diffuseur	17
3.5.1 Caractéristiques à l'entrée du diffuseur	20
3.5.2 Propriétés de l'air à la sortie du diffuseur	22
3.5.3 Dimensionnement du diffuseur	23

3.6 <i>Le compresseur</i>	24
3.6.1 <i>Introduction</i>	24
3.6.2 <i>Définition</i>	24
3.7 <i>Turbosoufflante</i>	27
3.7.1 <i>Calcul thermodynamique</i>	27
3.7.2 <i>Détermination des températures totales</i>	31
3.7.3 <i>Taux de compression par étage</i>	32
3.7.4 <i>Détermination du nombre de Mach</i>	33
3.7.5 <i>Détermination de la pression, statique</i>	33
3.7.6 <i>Calcul de la masse volumique</i>	33
3.7.7 <i>Poussée fournie par la soufflante</i>	33
3.8 <i>Compresseur haute et basse pression</i>	34
3.8.1 <i>Calcul thermodynamique</i>	34
3.9 <i>Diffuseur amont à la chambre de combustion</i>	36
3.9.1 <i>Introduction</i>	36
3.9.2 <i>Détermination du nombre de Mach à la sortie du diffuseur</i>	36
3.9.3 <i>Dimensionnement du deuxième diffuseur</i>	37
3.9.4 <i>Condition à la sortie du diffuseur</i>	38
3.10 <i>La chambre de combustion</i>	39
3.10.1 <i>Introduction</i>	39
3.10.2 <i>Energetique et dimensionnement</i>	40
3.10.3 <i>Dimensionnement de la chambre de combustion</i>	44
3.11 <i>La turbine</i>	46
3.11.1 <i>Introduction</i>	46
3.11.2 <i>Etude thermodynamique</i>	47
3.12 <i>La tuyère</i>	51
3.12.1 <i>Introduction</i>	51
3.12.2 <i>Etude de la tuyère</i>	52
3.13 <i>Poussée et performances</i>	55
3.13.1 <i>Poussée totale du turbofan</i>	55
3.13.2 <i>Puissances</i>	55
3.13.3 <i>Calcul des rendements</i>	55
3.13.4 <i>Consommation spécifique</i>	56
Chapitre 4 : Refroidissement des aubes	59
4.1 <i>Introduction</i>	59
4.2 <i>Théorie du calcul du flux de chaleur</i>	64
4.3 <i>Organigramme du calcul des température de la paroi et du fluide</i>	68
Chapitre 5 : Resultats et discussion	70
Conclusion	

NOMENCLATURE

-a :	Largeur de l'aube	[m]
-C _{pf} :	Chaleur spécifique du refroidissant	[J/kg.°K]
-C _p :	Chaleur spécifique de l'air	[J/kg.°K]
-C _s :	Consommation spécifique	[Kg/daN.h]
-D _o :	Diamètre de l'orifice	[m]
-D :	Diamètre	[m]
-e :	Epaisseur de l'aube	[m]
-F :	La poussée	[N]
-F ₁ :	poussée de la soufflante	[N]
-F ₂ :	Poussée du réacteur	[N]
-h _f :	coefficient de transfert de chaleur du fluide refroidissant	[W/m ² °K]
-h _g :	coefficient de transfert de chaleur du gaz	[W/m ² °K]
-H _t :	Enthalpie totale	[J/Kg]
-K :	coefficient polytropique	
-L :	Longueur du diffuseur	[m]
-M :	Nombre de Mach	
-m _a :	Débit massique de l'air	[Kg/s]
-m _c :	Débit massique du combustible	[Kg/s]
-m _f :	Débit massique du refroidissant	[Kg/s]
-P :	Pression statique	[atm]
-P _t :	Pression totale	[atm]



-Q : Quantité de chaleur	[W]
-R : Constante des gaz	[J/kg.°K]
-S : Section	[m ²]
-T : Température statique	[°K]
-T _{te} : Température totale d'entrée du refroidissant	[°K]
-T _t : Température totale du refroidissant	[°K]
-T _g : Température totale moyenne du gaz	[°K]
-T _p : Température de la paroi	[°K]
-U : Vitesse d'entraînement	[m/s]
-V : Vitesse absolue	[m/s]
-V _a : Vitesse axiale	[m/s]
-V _{av} : Vitesse du vol	[m/s]
-W : Vitesse relative	[m/s]
-W _c : Travail du compresseur	[J/Kg]
-W _t : Travail de la turbine	[J/Kg]
-W _p : Puissance propulsive	[Mw]
-W _{th} : Puissance thermique	[Mw]
-W _c : Puissance calorifique	[Mw]
-Z : Altitude du vol	[m]
-Pr : Nombre de Prandlt	
-Re : Nombre de Reynolds	
-Nu : Nombre de Nusselt	
-μ : Viscosité dynamique	[Kg/m.s]
-ρ : Masse volumique	[Kg/m ³]

- η_{ch} : Rendement de combustion

- η_p : Rendement propulsif

- η_{th} : Rendement thermique

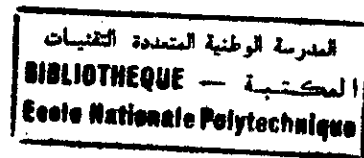
- η_g : Rendement globale

- γ : coefficient adiabatique

- ϕ : Efficacité

- α : Rapport du mélange

- ε : Degré de réaction



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

INTRODUCTION

Introduction :

L'amélioration continue des performances des turboréacteurs passe, tant pour la propulsion des avions civils que pour celles des avions militaires, par une élévation du niveau de la température des gaz à l'entrée de la turbine, et l'amélioration des performances aérodynamiques des composants du moteur dont la turbine. Cette évolution nécessite un perfectionnement des méthodes de calcul et de résolution de l'écoulement à travers les grilles d'aubes, et l'étude de la distribution de la température aux sein de ces dernières, selon le mode de refroidissement adopté.

Le mode de refroidissement adopté dans notre étude est le refroidissement à air par convection forcée. Pour connaître l'effet de ce dernier, on a fait l'étude classique d'un turboréacteur double corps double flux avec une turbine refroidie et une turbine non refroidie.

Quand la température d'entrée à la turbine augmente le rendement et le travail spécifique augmentent, mais avec l'augmentation de la température les composants de la turbine sont exposés à des gaz très chauds et risquent de perdre leurs propriétés mécaniques. Pour remédier à cet inconvénient, la turbine exposée aux gaz chauds doit être refroidie pour la maintenir dans l'intervalle de température assurant le fonctionnement et le maintien en bon état des matériaux constituant cette partie. Cependant, ce refroidissement ne se fait pas sans pénalités, il entraîne en effet une chute du rendement et du travail spécifique. Nous avons donc affaire à deux tendances contradictoires et le problème consiste à rechercher l'optimum de la température qui maximise le rendement ou le travail spécifique qui dépend des paramètres de la machine et de notre mode de refroidissement.

Les Hautes Températures et leurs Avantages dans les Réacteurs

Les Hautes Températures et leurs Avantages dans les Réacteurs

2.1 Introduction

Les températures d'entrée à la turbine élevées ont des avantages significatifs pour les turboréacteurs d'avions. Les constructeurs des moteurs ont mis en évidence l'avantage de la haute température et continuent de l'augmenter. La figure (2.1) illustre l'historique de la progression de ce paramètre.

L'utilisation des hautes températures d'entrée à la turbine est liée à l'évolution de la technologie de refroidissement. L'étude du refroidissement est abordée dans les années 40 et a continué à progresser jusqu'aux années 50. Autour des années 1960, le refroidissement de turbine était utilisé pour les moteurs d'avions commerciaux [1] Depuis il y a eu une augmentation rapide de température d'entrée à la turbine, ce qui a donné une plus grande importance au refroidissement des turbines.

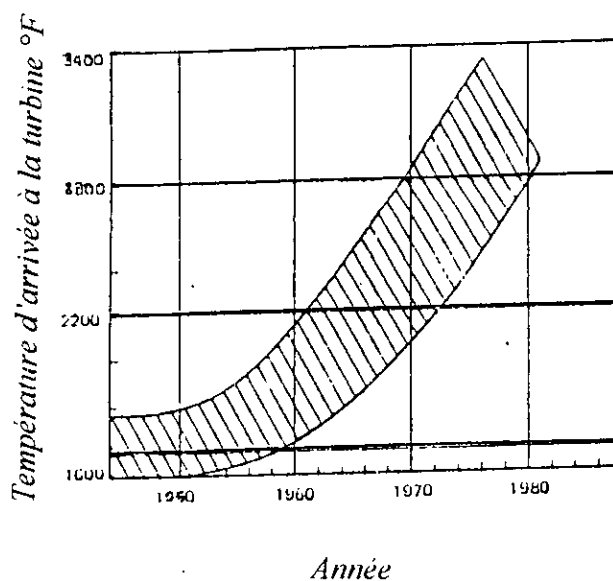


Fig (2.1) Historique de la progression de la température d'entrée à la turbine

L'utilisation de la haute température, illustrée dans la fig(2.1) n'a pas été réalisée en considérant seulement le refroidissement des aubes des turbines mais encore par l'amélioration continue des matériaux de construction. La fig(2.2) montre la tendance des améliorations des matériaux utilisés pour les aubes du rotor. Comme on peut le constater les améliorations des matériaux ont toujours joué un rôle important dans l'accroissement de température à l'entrée de la turbine. Ces matériaux sont à base d'alliages de nickel employés pour les stators et les rotors.

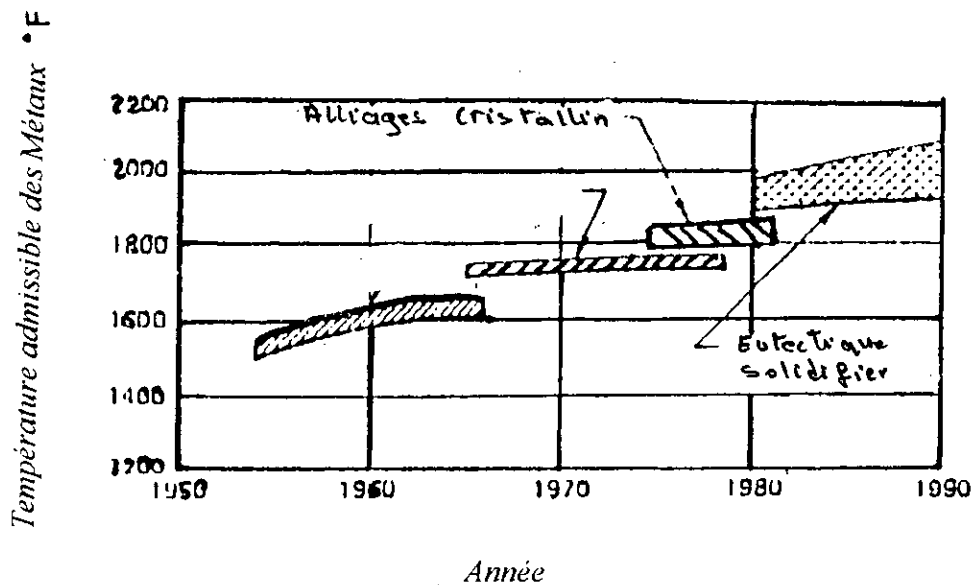


Fig (2.2) Historique et progression de l'amélioration du matériau des aubes

Une figure similaire pourrait être faite pour des matériaux basés sur des alliages de Cobalt qui seraient employés sur une étendue plus limitée pour les aubes du stator et ceux du rotor non refroidies.

Plusieurs autres types de matériaux ont été proposés pour l'utilisation dans les turbines. Comme exemple on peut citer les alliages des métaux réfractaire et la céramique. Bien que beaucoup de recherche ont été faites sur ces matériaux, ils doivent encore avoir une utilisation plus étendue.

Actuellement, les flux de refroidissement exigés, sur les nouveaux moteurs d'avion sont très grand, de l'ordre de 20 % du flux débité par le compresseur. Cette grande quantité de flux a deux effets qui tendent à réduire les avantages d'une température élevée à l'entrée de la turbine. Le premier est que l'air employé pour le refroidissement réduit l'aptitude de la turbine à conduire le compresseur. Le second est que le mélange de l'air de refroidissement avec l'écoulement principal provoque des pertes aérodynamiques. Les deux effets sont assez importants, donc pour les réduire, il faut minimiser la quantité d'air de refroidissement et par conséquent les pénalités aérodynamiques qui lui sont associés.

La question technique qui se pose est comment maintenir la durabilité de la turbine tout en minimisant l'air de refroidissement.

- Industriellement, la température d'entrée de la turbine prise comme référence étant la température de fin de combustion ou la température moyenne à la sortie de la chambre de combustion.

2.2 Etude du modèle de refroidissement :

Pour pouvoir réussir la conception et la réalisation d'un mode de refroidissement il faut étudier les problèmes liés aux :

2.2.1 Contraintes thermiques :

Il y a plusieurs types de pannes de turbine qui sont associées au refroidissement, l'oxydation, la corrosion, l'érosion, le fluage et la fatigue thermique. L'oxydation, corrosion et l'érosion sont dues aux attaques des particules chimiques contenues dans les gaz chauds sur les parois de la turbine.

Les matériaux utilisés pour les organes de la turbine sont exposés à ces flux de gaz et ne peuvent résister à ces types d'attaques très longtemps à moins d'être enduits avec une matière spéciale qui supporte les hautes températures. Ces enduits, en général munissent la surface, d'une couche d'oxyde d'aluminium pour empêcher l'attaque chimique.

Le fluage est la conséquence d'une exposition prolongée des organes de la turbine à des contraintes élevées à des températures très élevées. Le fluage est en général, minimisé par la limitation de la température moyenne de l'aube.

Les contraintes thermiques cycliques provoquent la fatigue thermique, celles-ci sont assez importantes pour causer des déformations plastiques locales. Le phénomène de fatigue apparaît relativement dans peu de cycles (de l'ordre de milliers au lieu de centaines de milliers de cycles). Le problème est plus important pour les aubages hautement refroidis, qui doivent travailler dans des conditions sévères.

Les contraintes thermiques sont minimisées par une distribution adéquate du refroidissement, une meilleure répartition de la masse de l'aubage, ainsi qu'une bonne configuration géométrique interne de l'aube. En plus du fluage et des contraintes thermiques comme entités séparées, il y a un effet combiné de deux agissant ensemble.

2.2.2. L'environnement thermique

Les gaz de combustion entrent dans la turbine d'une manière non uniforme. Une distribution typique de température venant d'un brûleur annulaire est montrée dans la fig (2.3). La distribution est aléatoire dans la direction circonférentiel mais elle a un certain ordre dans la direction radiale. Cette distribution aléatoire a donné naissance à une conception du stator qui résiste aux températures maximales (points chauds) venant du brûleur. Cette température maximale est généralement une caractéristique spécifique du brûleur (chambre de combustion).

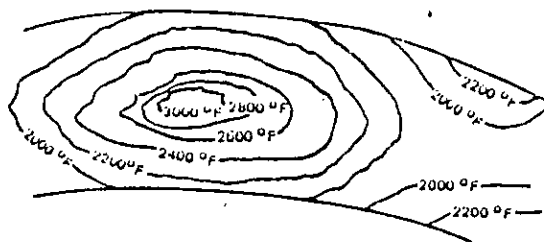


Fig (2.3) Distribution de la température radiale et circonferentielle

La distribution radiale de la température moyenne circonferentielle est représentée dans la fig (2.4). Ce profil tend à se réaliser naturellement parce que l'air de refroidissement du brûleur réduit les températures au parois donc réduit la vitesse aux parois. En plus de cette tendance naturelle, le brûleur est généralement conçu pour donner un tel profil pour simplifier le problème de refroidissement de la turbine à la base des aubes et les exigences du refroidissement des parois.

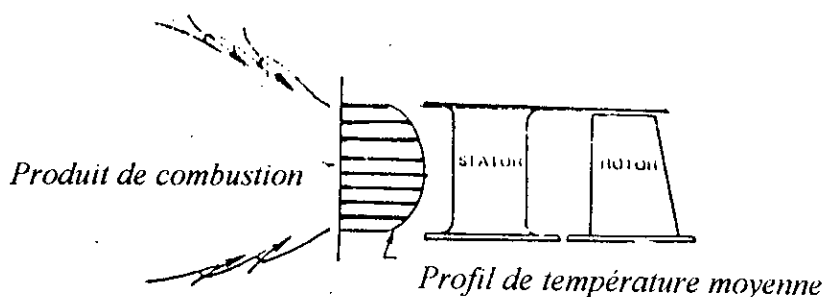


Fig (2.4) Profil radial de température

La première grille d'aubes du stator est exposée aux températures les plus élevées. La première grille d'aubes du rotor est exposée à une température relativement basse à cause de la dilution des gaz de la turbine avec l'air de refroidissement de la première grille d'aubes du stator. La deuxième grille d'aubes du stator est exposée à une température basse à cause de la dilution de l'air de refroidissement et de l'extraction du travail des gaz de turbine.

2.2.3 Air de refroidissement :

L'air de refroidissement de la turbine provient du compresseur. Un système de refroidissement type est montré dans la fig (2.5). La première grille d'aubes du stator est alimentée par l'air débité par le compresseur en contournant la chambre de combustion, parce qu'elle nécessite une pression d'alimentation très élevée.

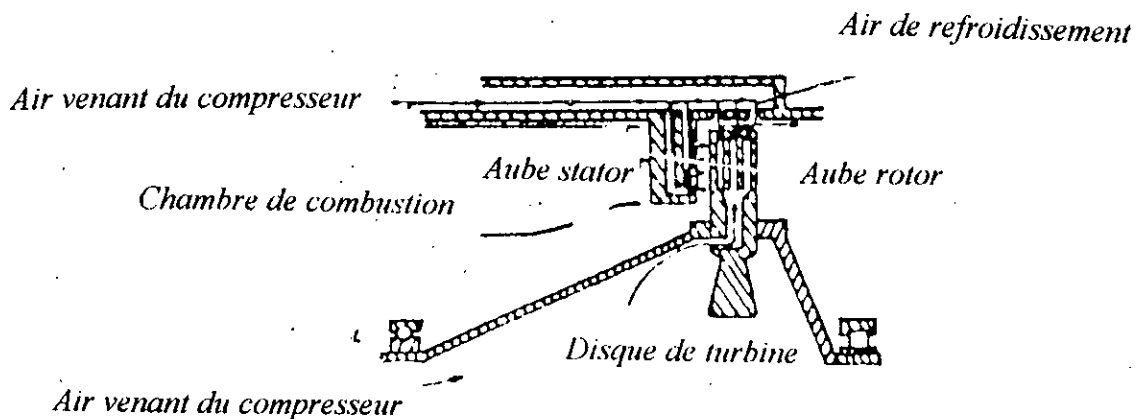


Fig (2.5) Système de l'air de refroidissement

La première grille d'aubes du rotor est aussi alimentée par l'air du compresseur. Cependant, cet air est accéléré par une rangée d'orifices orientés dans la direction radiale. L'effet de ceci est de réduire le travail de pompage de l'air de refroidissement ainsi que la température de l'air de refroidissement dans l'aube.

De la même manière la deuxième grille d'aubes du stator et celle du rotor sont aussi refroidies avec l'air débité par le compresseur , mais en général ces aubes peuvent être refroidies par une fuite d'air du compresseur en plus de l'air déjà débité par ce dernier. Ceci augmente la performance du moteur à cause des exigences réduites du travail de compression et la réduction de la température de l'air de refroidissement .

Divers systèmes de distribution sont utilisés [2] . Le principe fondamental est de livrer l'air de refroidissement à la pression requise et à la température minimale possible . Par ce mode de refroidissement les performances du moteur peuvent être considérablement améliorées .Il a été proposer pour plus d'efficacité de refroidir l'air de refroidissement avec des échangeurs. Cela réduit les exigences du refroidissement mais, ajoute la complexité et le poids.

2.2. 4 La méthodologie de la conception du refroidissement :

La conception du processus de refroidissement est par nécessité un procédé d'optimisation . Le concepteur devrait donner certaines exigences de vie sur l'oxydation , la corrosion , l'érosion, le fluage , et la fatigue thermique. Un modèle aérodynamique initial , un type de profils d'aubage, un écoulement de l'air de refroidissement et certaines températures sont supposés. Les deux dernières quantités sont généralement estimées étroitement à partir de modèles pratiques déjà étudiés [2].

Le concepteur peut décider d'après des expériences déjà réalisées du type de refroidissement nécessaire, par convection ou film refroidissant . Arriver à ce point, les détails de conception du modèle choisi commencent. Le processus est une analyse et non une synthèse , donc le concepteur doit d'abord donner une configuration et analyser les différentes pénalités de refroidissement et de durée de vie, en général , il doit à chaque fois modifier le modèle.

Pour déterminer la température du métal et par conséquent sa durée de vie , on doit considérer trois aspects du problème.

- *La charge thermique sur la surface à partir de l'écoulement du gaz. Elle sera une convection à travers une couche limite visqueuse ou une couche du film refroidissant*
- *Le refroidissement convectif d'une pièce par un refroidissant à l'intérieur de l'organe*
- *La conduction et l'absorption thermique dans l'organe.*

Le réalisateur calcule les températures du métal en tenant compte des considérations citées au-dessus, utilisant les outils disponibles . En général, il trouve qu'il doit rechercher des valeurs pour certaines contraintes initiales sur la forme de l'aube ou les flux de refroidissement à cause des considérations de pratique de fabrication, ou parce qu' il ne peut pas refroidir la pièce sous les conditions données . Pendant ce temps, une deuxième évaluation des pénalités causées par l'air de refroidissement est faite .

Après la proposition de plusieurs configurations et leurs analyses, le concepteur généralement peut choisir un modèle qui rassemble plus ou moins tous les critères.

Dans cette étape de la conception , les informations nécessaires sont le calcul de la charge thermique, le refroidissement convectif interne et les pénalités du refroidissement. Elles sont discutées de telle façon qu'un concepteur débutant pourrait voir quelle est l'information la plus importante et pourrait déterminer des données supplémentaires nécessaires pour des modèles plus fructueux .

2. 2 Refroidissement du profil aérodynamique de l'aube

2. 3.1. Refroidissement convectif.

2.3.1.1. Introduction

La méthode la plus simple pour le refroidissement des profils des aubes est le refroidissement convectif . Dans ce procédé l'air est amené à la base de l'aube puis écoulé vers l'autre bout de l'aube.

Cette méthode de refroidissement des profils d'aubes est assez efficace. Elle est généralement la plus employée. La figure (2.6) montre des vues de coupe du refroidissement convectif pour une configuration géométrique donnée.

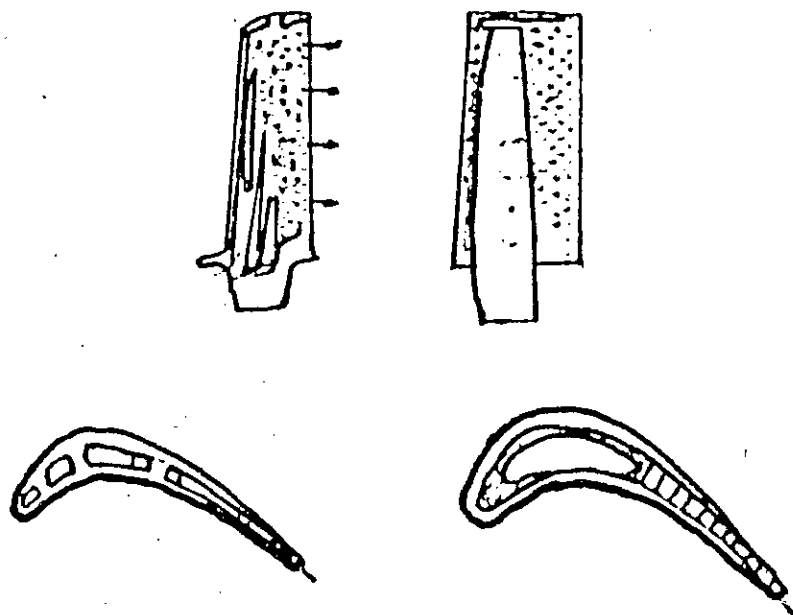


Fig (2.6) Refroidissement convectif des aubes

L'efficacité moyenne du refroidissement des profils pour cette configuration est définie par :

$$\phi = \frac{Tt_g - T_p}{Tt_g - Tt_f} \quad (2.1)$$

où T_p est la température moyenne du profil.

Tt_f est la température de l'air chaud.

Tt_g est la température du refroidissant.

La valeur de l'efficacité égale à un représente un refroidissement maximum, et la valeur de l'efficacité proche de zéro représente refroidissement presque nul. L'efficacité moyenne de refroidissement est un paramètre très important. IL est déterminant de la méthode du refroidissement.

Le refroidissement convectif est employé quand l'efficacité moyenne de refroidissement nécessaire est inférieure à 0,5 [2]. Cette limitation s'impose pour deux raisons : la première est que la pression d'alimentation d'air est limitée car pour qu'il y ait une efficacité plus élevée il faut que la pression d'alimentation soit plus grande. La seconde est qu'avec des niveaux d'efficacité plus élevés et le refroidissement convectif, les gradients de température croient par conséquent ils augmentent les contraintes thermiques.

2.3.1.2 Le coefficient de transfert de chaleur d'un profil d'aube

Dans la turbine à gaz les coefficients de transfert de chaleur des aubes sont très élevés et la conductivité des matériaux est modérément basse. Cette combinaison est impérative pour la distribution du coefficient du transfert de chaleur à travers tout le profil, qui doit être connu en détails.

La distribution du coefficient de transfert de chaleur pour un profil d'aube donné est représentée dans la fig(2.7). Ce dernier est très élevé au point de stagnation. Son niveau peut être assimilé à celui d'un coefficient de transfert de chaleur au point de stagnation à travers un cylindre dans un écoulement turbulent.

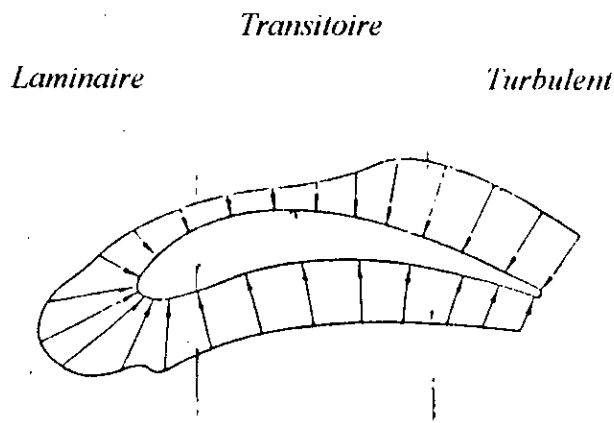


Fig (2.7) La distribution du coefficient de transfert de chaleur de l'aube

Dans le côté concave de l'aube, la couche limite se déplace toujours opposée au flux turbulent et atteint un niveau du coefficient de transfert de chaleur correspondant à un nombre de Reynolds faible pour le flux turbulent. Dans le côté convexe ou d'aspiration de l'aube, la couche limite est souvent laminaire au premier lieu, puis graduellement elle transite vers un flux turbulent. La transition graduelle apparaît parce que le gradient de pression élevé force la couche limite à rester laminaire. La courbure de l'aube tend à garder le flux laminaire [2].

La distribution du coefficient de chaleur à travers un aubage est calculé en utilisant deux théories bidimensionnelles de la couche limite. La distribution de pression en cascade est calculée en utilisant une solution numérique pour un fluide visqueux bidimensionnelle, compressible. La distribution de la pression et la distribution de transfert de chaleur calculée pour une théorie de la couche limite pour aubage typique sont représentées dans la fig (2.8). La distribution du coefficient du transfert de chaleur ainsi calculé, est valable excepter pour le point de stagnation et la partie laminaire du côté de l'aspiration. Donc ce cas, la distribution du coefficient de transfert de chaleur doit être augmentée d'un facteur de 1.2. à 1.8. en prenant en compte les effets de turbulence de l'écoulement libre mentionné au dessus.

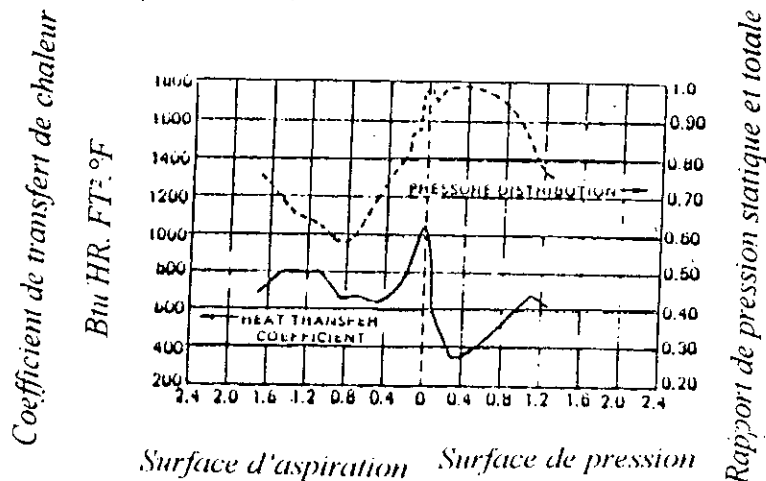


Fig (2.8) Distribution de la pression et du coefficient de transfert de chaleur

2.3.1.2 Le refroidissement du bord d'attaque

La distribution du coefficient de transfert de chaleur pour l'aube externe discutée dans la partie précédente doit être contrebalancé (équilibré) avec une distribution comparable du coefficient de transfert de chaleur à l'intérieur de l'aube. Au bord d'attaque le coefficient élevé est souvent équilibré par rapport au refroidissement par choc. La Fig (2.9) montre comment ceci est utilisé pour le profil d'aube.

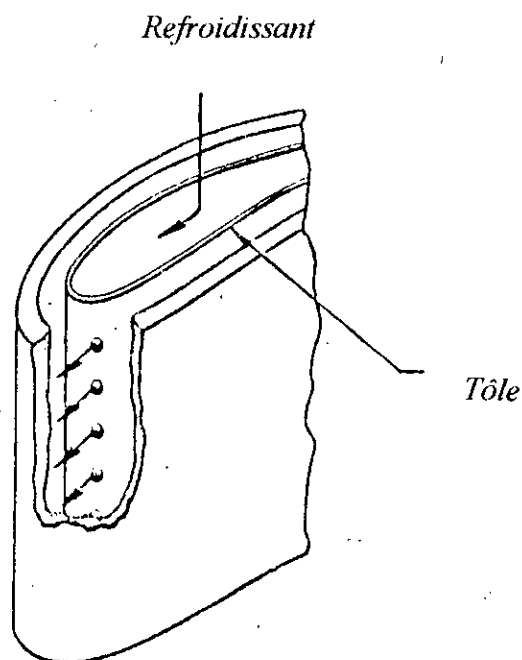


Fig (2.9) Refroidissement du bord d'attaque

Cette méthode a été reconnue comme hautement efficace et par conséquent, elle a reçue beaucoup d'attention de la part des chercheurs par suite une grande quantité de données et corrélations sont disponibles dans la littérature [2].

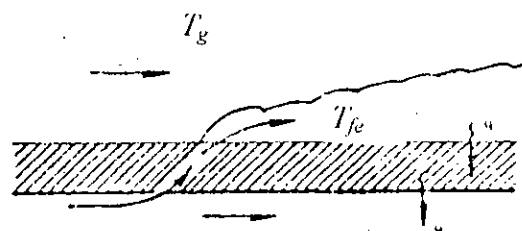
2.3.1.4 Le bord de fuite

L'exigence aérodynamique pour avoir un bord de fuite mince fait que son refroidissement par convection est très difficile à moins que l'air refroidissant soit éjecté par le bord de fuite. La seule méthode pour accomplir ce refroidissement est représentée sous forme schématique par la fig(2.6). Dans cette configuration des aubes les deux parties du bord de fuite sont maintenues ensemble avec des goupilles qui sont appelés socle. Ces goupilles servent à deux choses. elles maintiennent structurellement l'aube et augmentent le transfert de chaleur [3], [4].

2.4 Le film refroidissant

Avec les niveaux de la pression d'alimentation du fluide disponible refroidissant généralement dans les turbines, il devient très difficile d'atteindre une valeur de l'efficacité du refroidissement supérieure à 0,5.

Quand la température du gaz, température du refroidissant et la température du métal exigent un niveau d'efficacité plus élevé, le film refroidissant est utilisé. Le concept général du film refroidissant est montré dans la fig(2.10), la couche de l'air de refroidissement est placée sur le profil d'aube, qui sert à l'isolé des gaz chauds de la turbine parce que à cause du mélange du refroidissant avec les gaz de turbine, le film refroidissant devient inefficace. Cependant, quand il est combiné avec le refroidissement convectif à l'intérieur de l'aube, il est plus efficace [5].



Refroidissement convectif

Fig(2.10) Refroidissement par film

2.5 Refroidissement par transpiration

Le refroidissement par transpiration est considéré par plusieurs chercheurs comme étant la méthode idéale de refroidissement . Dans cette méthode le refroidissant est introduit à travers les parois poreuses[6]. Ces dernières sont refroidies par convection et par film refroidissant .Le refroidissant est distribué aux faibles vitesses .

Ce mode de refroidissement des aubes a atteint le stade de pouvoir être essayé sur les turbines .La plupart des essais sur le refroidissement par transpirations de turbine ont conduit à la fabrication de tissus métalliques autour de l'aube qui simulent une surface de transpiration . Moscovitz et Lombardo [6] ont expérimenté sur des aubes refroidies par transpiration pendant plusieurs heures avec une température d'entrée à la turbine de 1783°K.

Malgré , la désirabilité de cette méthode de refroidissement, elle n'a pas reçu une acceptation et une utilisation répandue .Les raisons de ceci sont surtout structurales dans la nature . Les métaux poreux ne sont pas généralement assez fort pour être viables pour les aubes . Il y a aussi une grande surface sur le métal où l'oxydation peut causer un problème , qui doit être entré avec des températures basses du métal .

2.6 Le refroidissement de la racine et de l'extrême bout de l'aube

Les régions de la racine et du bout extrême montrées sur la fig(2.11) sont généralement exposées à une température basse du gaz. Quand les niveaux de la température d'entrée de la turbine étaient assez bas, le refroidissement de la racine et du bout extrême n'était pas nécessaire . Cependant , comme la température du gaz a augmenté le refroidissement de ces régions est devenu nécessaire . C'est une zone particulièrement difficile à refroidir à cause des flux complexes engendrés dans ces régions.

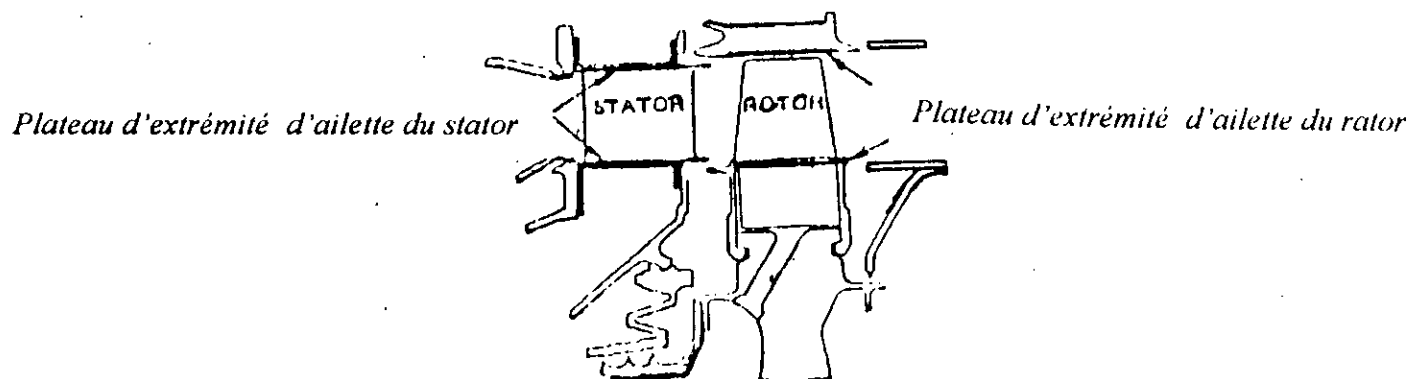


Fig (2.11) Racine et bout extrême de l'aube

2.7 Conclusion

L'étude du procédé de refroidissement de la turbine conclut que les turbines avec des températures d'arrivée de l'ordre de 1644°K peuvent être conçues avec succès. Les analyses des concepts avec les données de la littérature qui forment l'arrière plan de tels moteurs ont été discutées ci-dessus. En plus de la littérature ouverte, il y a beaucoup de données et analyses qui sont spécifiques aux entreprises des moteurs.

L'étude du refroidissement convectif du profil aérodynamique est probablement plus avancée avec des modèles relativement exacts actuellement possibles, et fournis par la littérature. Il y en a assez pour concevoir des turbines fructueuses et qui peuvent utiliser le film refroidissant, mais certains essais sur ce modèle sont nécessaires pour assurer la viabilité de l'aube.

Les données réelles du modèle n'apparaissent pas dans la littérature, bien que beaucoup d'information d'arrière plan paraissent. Le refroidissement par transpiration, qui paraît être l'une des méthodes les plus efficaces, n'a pas réalisé une grande réussite. Cela paraît être plus à cause de raison structurale que de raison de refroidissement.

Calcul des Performances d'un Turbo Réacteur double Corps Double Flux

3.1 Introduction

Dans sa formule la plus simple, un turboréacteur comprend :

- *Un compresseur aspirant l'air extérieur en amont .*
- *Une chambre de combustion dans laquelle l'air comprimé est brûlé .*
- *Une tuyère dans laquelle les gaz de combustion poursuivent leur détente à la sortie de la turbine en produisant la poussée.*

Depuis que le turboréacteur fut adapté par l'aviation, son développement considérable a permis de construire des avions dépassant largement la vitesse du son.

Cependant, plusieurs versions ont été mise au point par l'industrie aéronautique, tout en essayant chaque fois d'optimiser les performances de chacune d'elles.

3.2 Turboréacteur double corps

Avec un compresseur axial classique, le taux de compression est porté à 8 . Bien qu'on peut l'améliorer en augmentant le nombre d'étages, néanmoins, cette solution est inefficace au delà d'une douzaine d'étages (pour des raisons aérodynamiques). Pour obtenir un résultat bien meilleur, on est amené à disposer en série deux compresseurs tournant à des vitesses différentes et entraînés par deux turbines indépendantes . les deux corps du compresseur fonctionnent respectivement en basse et haute pression .

Les liaisons turbines - compresseurs se font par des arbres coaxiaux . L'avantage de cette disposition est de permettre une bonne optimisation de vitesse et de pression.

3.3 Turboréacteur double flux

Dans tous les modes de vol, le rendement propulsif du réacteur est donné par le rapport de la puissance propulsive à la puissance dépensée effectivement et est inversement proportionnel à la vitesse d'éjection des gaz.

Pour les vols subsoniques, ce rendement est médiocre de l'ordre de 0,4, pour une vitesse moyenne d'éjection des gaz d'environ 800 m/s. Améliorer ce rendement, revient pratiquement à diminuer la vitesse d'éjection, sans toutefois affecter la poussée globale. C'est pour atteindre cet objectif qu'a été imaginé le réacteur à double flux.

3.4 Fonctionnement

On fait capter à l'entrée un débit d'air plus important que pour un réacteur normal. A l'air ainsi aspiré on communique une fraction de l'énergie du jet principal au moyen d'un premier compresseur fonctionnant à de basses pressions, ou soufflante.

En sortant de la soufflante, l'air se divise en deux flux primaire et secondaire. Le rapport du flux secondaire au flux primaire porte le nom de taux de dilution.

Le flux secondaire est, selon les conceptions, soit éjecté à l'extérieur soit accéléré dans une tuyère appropriée liée au réacteur puis conduit dans la tuyère d'éjection offrant ainsi un supplément de poussée.

3.5 Diffuseur

Les turboréacteurs sont en général dotés d'une entrée d'air bien spécifiée ou ce qu'on appelle un diffuseur. Il a pour rôle de ralentir l'écoulement de l'air depuis une vitesse amont jusqu'à une vitesse accessible par la machine qu'il alimente et d'augmenter ainsi la pression statique, l'énergie cinétique est transformée ainsi en énergie de pression. Dans certains réacteurs, le turbofan, les diffuseurs ont laissé leur place au profit des turbos soufflantes qui reçoivent l'air directement de l'atmosphère.

Exemple : Turboréacteurs à double flux « J.T- 80 Pratt & Whitney aircraft »

Fig (3.1)

Turboréacteur utilisé dans notre étude est un JT8, illustré dans la fig (3.1')

1 → 2 Entrée d'air ou diffuseur

2 → 3 Fan (soufflante) : il communique à l'air une compression préalable, puis le divise en deux flux, un flux primaire qui traverse le réacteur et un flux secondaire qui traverse le passage annulaire compris entre la carène et les stators.

2 → 4 Compresseur B.P. : le flux primaire y subit une première compression adiabatique.

3 → 5 Compresseur H.P. : l'air étant partiellement comprimé pénètre dans le compresseur H.P. où il y atteint la pression et la température d'inflammation.

4 → 6 Diffuseur amont à la chambre de combustion.

5 → 7 Chambre de combustion : le débit acquiert une quantité d'énergie délivrée par la combustion, la température augmente considérablement alors que la pression est pratiquement constante.

6 → 8 Turbine H.P. : les gaz sortant de la chambre de combustion avec une pression et une température élevée, subissent une première étape de détente adiabatique qui engendre une chute de pression élevée, récupérée en une énergie cinétique.

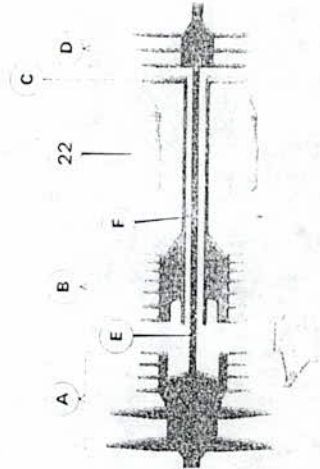
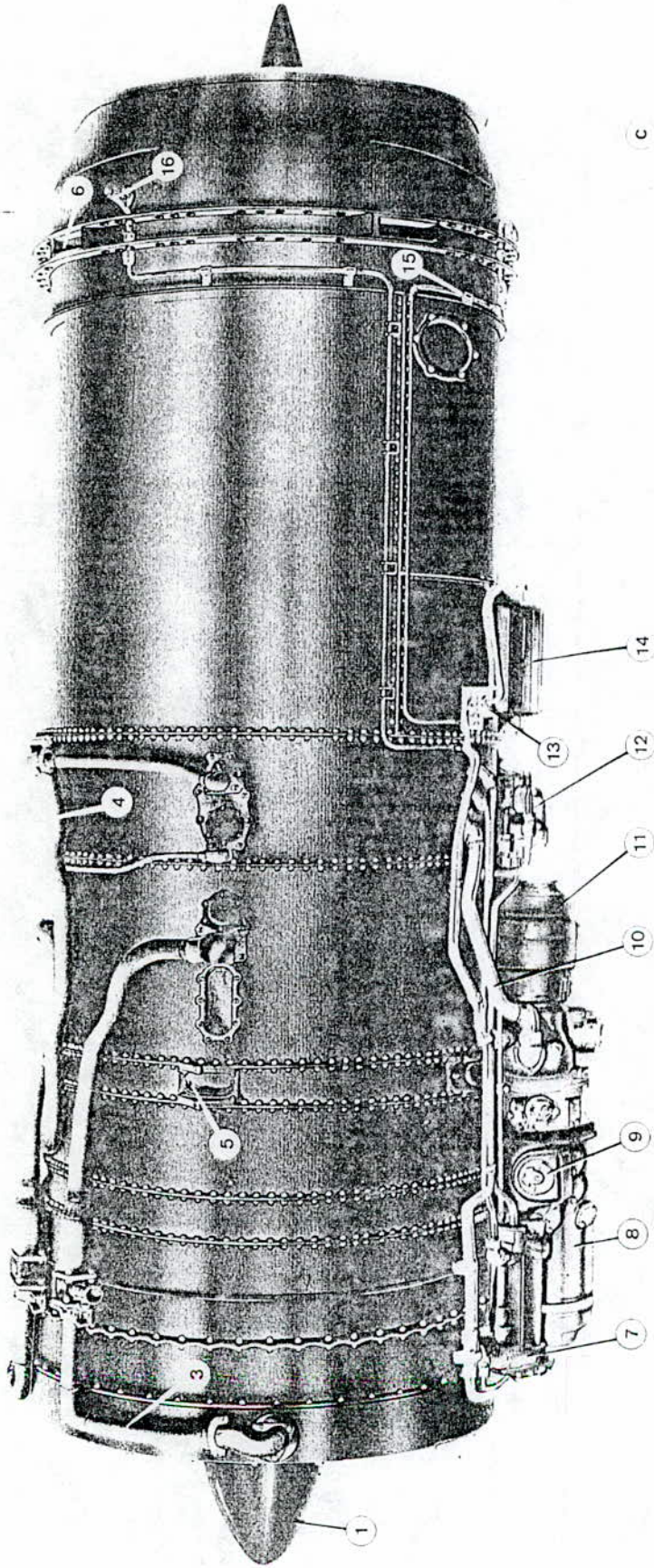
7 → 9 Turbine B.P. : suite de la détente des gaz d'échappement.

10 Tuyère : l'énergie de pression s'y transforme en énergie cinétique. Les gaz d'échappement continuent à se détendre jusqu'à la pression atmosphérique.

**Désignation des différents éléments du Turboréacteur J.T-80 à double flux
double corps Pratt & Whitney aircraft**

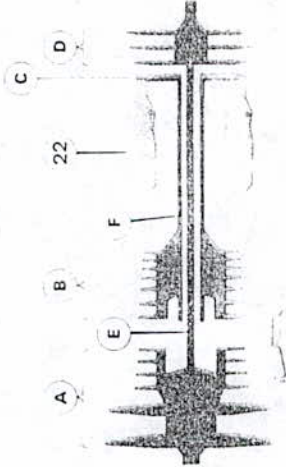
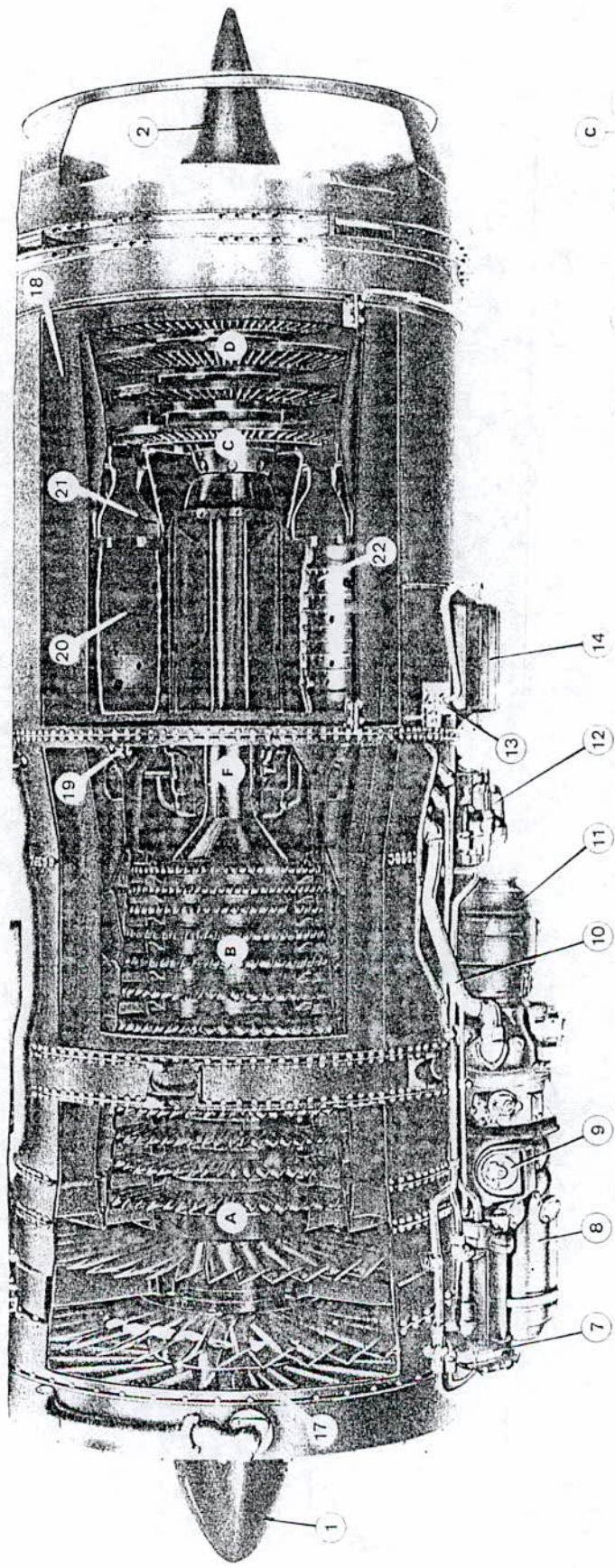
- 1- *Cône d'entrée*
- 2- *Cône de sortie*
- 3- *Conduit de dégivrage*
- 4- *Tube de mise à l'air*
- 5- *Point de fixation avant*
- 6- *Brides de fixation arrière*
- 7- *Refroidisseur – échangeur de température*
- 8- *Démarrreur*
- 9- *Remplissage*
- 10- *Conduit de mise à l'air libre*
- 11- *Génératrice*
- 12- *Purgeur- distributeur*
- 13- *Bougie d'allumage*
- 14- *Boîte d'allumage*
- 15- *Câble de thermocouple*
- 16- *Conduit d'alimentation d'huile*
- 17- *Aubage directeur d'entrée*
- 18- *Enveloppe air secondaire*
- 19- *Brûleur*
- 20- *Chambre de combustion*
- 21- *Carter de sortie .Chambre de combustion*
- 22- *Tube à flamme*
- A- *Soufflante et compresseur basse pression(6 étages)*
- B- *Compresseur haute pression(7 étages)*
- C- *Turbine haute pression(1 étage)*
- D- *Turbine basse pression(3étages)*
- E- *Arbre de turbine basse pression*
- F- *Arbre de turbine haute pression*

Turboréacteur à double flux



Vue schématique
des principaux
éléments

FIG. 3.1



Vue schématique
des principaux
éléments

JT8D

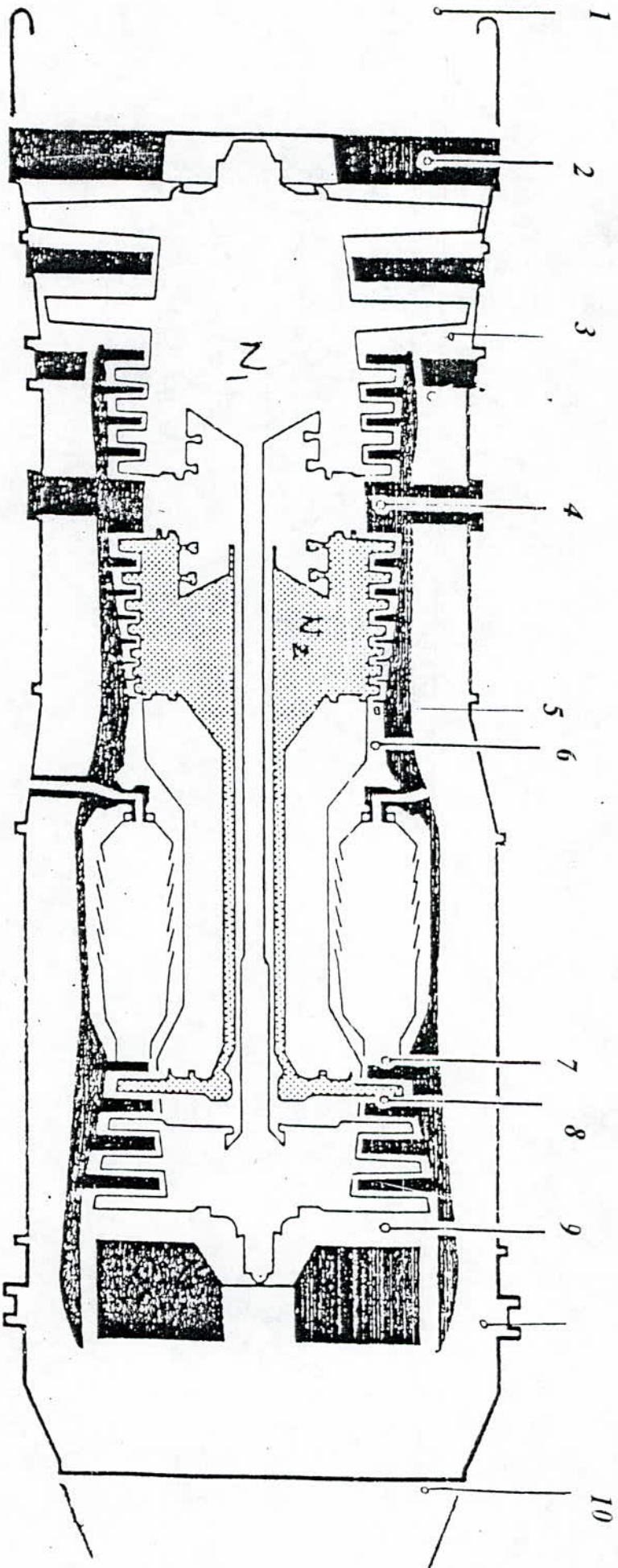


Fig. 3.1

3.5.1 Caractéristique à l'entrée du diffuseur (1) :

La température T_1 et la pression P_1 sont données par les relations [7] .

$$T_1 = T_a - 0.0065 Z \quad (3.1)$$

$$P_1 = P_a \left(1 - \frac{0.0065}{T_a} Z \right)^{\frac{g}{0.0065 \times R}} \quad (3.2)$$

Avec le coefficient adiabatique égal à :

$$\gamma = \left(1 - \frac{R}{C_p} \right)^{-1} = 1.4 \quad (3.3)$$

Paramètres totaux à l'entrée du diffuseur :

Les caractéristiques thermodynamiques totales d'un écoulement isentropique et compressible peuvent être exprimées en fonction du nombre de Mach pour un fluide donnée (γ , R) par les relations suivantes :

$$T_{01} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_1^2 \right) T_1 \quad (3.4)$$

$$P_{01} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_1^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} P_1 \quad (3.5)$$

Détermination du nombre de Mach M_2 :

L'équation de continuité s'écrit :

$$\rho_1 S_1 V_1 = \rho_2 S_2 V_2 \quad (3.6)$$

Pour un diffuseur isentropique

$$\frac{P}{\rho^\gamma} = \text{cst} \quad (3.7)$$

La combinaison de (3.6) et (3.7) donne :

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \times \frac{V_2}{V_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \times \frac{V_2}{V_1} \quad (3.8)$$

Le rapport des sections S_1 / S_2 , dans la conception des turboréacteurs modernes est estimé à 50 %, d'où $S_1 / S_2 = 0.5$

donc :

$$0.5 = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \frac{V_2}{V_1} \quad (3.9)$$

$$a_1 = \sqrt{\gamma \times R \times T_1} \quad (3.10)$$

$$V_1 = M_1 \cdot a_1 \quad (3.11)$$

$$a_2 = \sqrt{\gamma \times R \times T_2} \quad (3.12)$$

$$V_2 = M_2 \cdot a_2 \quad (3.13)$$

Pour les compresseurs classiques l'ordre de grandeur du nombre de Mach à l'entrée est compris entre 0.25 et 0.35

La manipulation des expressions précédentes donne l'expression suivante :

$$T_2 = \frac{T_{t2}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2\right)} \quad (3.14)$$

Avec $T_{t2} = T_{t1}$ à cause de la conservation de l'enthalpie totale à travers le diffuseur.

3.5.2 Propriétés de l'air à la sortie du diffuseur:

Le coefficient de récupération du diffuseur η_r prend la valeur de 0.985.

La pression totale à la sortie aura l'expression suivante :

$$P_{t2} = \eta_r P_{t1} \quad (3.15)$$

La pression statique

$$P_2 = \frac{P_{t2}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_2^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (3.16)$$

Rendement du diffuseur:

Le rendement du diffuseur est donné par l'expression :

$$\eta_d = \frac{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2\right) (\eta_r)^{\frac{\gamma-1}{2}} - 1}{\left(\frac{\gamma-1}{2}\right) M_1^2} \quad (3.17)$$

3.5.3 Dimensionnement du diffuseur

Avec une section d'entrée du diffuseur S_1 égale à :

$$S_1 = \frac{m}{\rho_1 \times V_1}$$

de S_1 on a : $D_1 = \left(\frac{4 \times S_1}{\pi} \right)^{0.5}$

tandis que S_2 est la surface annulaire : $S_2 = \pi (D_2^2 - d_2^2) / 4$

et en considérant le diamètre moyen : $D_m = \frac{D_2 + d_2}{2}$ et aussi $U = \frac{\pi \cdot D_m \cdot N}{60}$

donc :

$$D_m = \frac{60U}{\pi \cdot N}$$

$$D_2^2 - d_2^2 = \frac{4 \cdot S_2}{\pi}$$

d'où on aura D_2 et l'angle α :

$$\text{tg } \alpha = (D_2 - D_1) / (2L)$$

3.6 Le compresseur

3.6.1 Introduction :

Dans le monde de l'industrie et l'aéronautique actuelle, deux types de compresseurs sont largement utilisés. Le compresseur axial où l'écoulement du fluide est considéré pratiquement parallèle à l'axe de rotation et le compresseur centrifuge, où l'écoulement axial à l'entrée devient radial à la sortie.

Malgré que ces deux types de compresseurs ont fait leur apparition à la même époque, le compresseur axial fut un temps délaissé, faute de connaissances suffisantes sur les écoulements en fluide compressible. La difficulté majeure de la compression axiale réside dans le fait qu'il est plus facile de transformer une pression en énergie cinétique que d'avoir l'inverse. Alors que la compression axiale s'obtient de cette dernière façon.

Le compresseur axial est beaucoup moins limité en rapport de compression global, de sorte qu'il a devant lui un développement possible, d'autant plus que l'on commence à construire des compresseurs axiaux supersoniques.

3.6.2 Définition :

Pour une meilleure compréhension de cette étude, quelques définitions se rapportant aux compresseurs axiaux sont portées à ce paragraphe, et sont illustrées dans la fig(3.3).

- **Aube :**

On appelle aube, un obstacle à profil aérodynamique plongé dans l'écoulement pour en modifier les vitesses et corrélativement faire apparaître des efforts.

- **Grille d'aubes :**

Ces profils disposés parallèlement, suivant un même front et à intervalles réguliers appelés pas de grille - déterminent entre eux autant de canaux par où s'écoule le flux d'air ; ils constituent une grille d'aubes.

- **Profil d'aube :**

on appelle profil d'aube, la section plane de l'aube par un plan perpendiculaire à sa ligne moyenne.

Un choix de profil d'aube pour un compresseur axial est très délicat. Dans le cas contraire un profil quelconque peut être à la base de la formation de décollements, causant ainsi des tourbillons dans le fluide.

Les propriétés aérodynamiques des profils sont déterminées à partir des essais en soufflerie et l'aube est assimilée à une portante telle qu'une aile d'avion.

- **Squelette**

Le squelette d'un profil, est la ligne médiane entre l'extrados et l'intrados. Cette ligne se confond pratiquement sur la plus grande partie de sa longueur avec le lieu des centres des cercles.

- **Corde :**

La corde d'une aube est le segment rectiligne joignant les extrémités du squelette orientée dans le sens de l'écoulement.

- **Flèche « f » :**

On appelle la flèche du profil, l'ordonnée maximale du squelette par rapport à sa corde.

- **Étage :**

L'ensemble d'une grille mobile ou ROTOR et d'une grille fixe ou SATOR forme ce qu'on appelle un étage.

- **Étage périodique :**

On appelle étage périodique d'un compresseur axial un étage qui donne à la vitesse du fluide la même valeur et la même direction à la sortie qu'à l'entrée.

Cette périodicité est d'une grande utilité dans l'étude des machines multiétagées où le diagramme de vitesses est entièrement simplifié et les grilles homologues conservent le même profil d'aube.

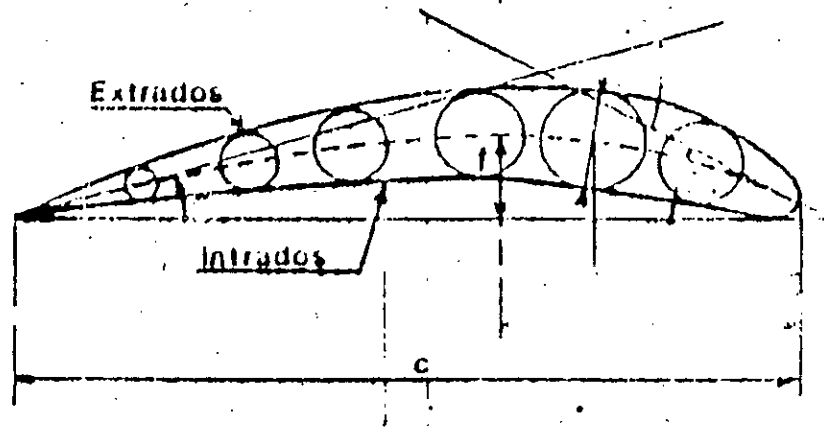


Fig (3.3) Caractéristiques de l'aube

- **Triangle de vitesse**

Une particule de fluide qui aborde une aube avec une vitesse V , sera entraînée par l'aube à une vitesse d'entraînement U .

La vitesse V dite vitesse absolue est la somme vectorielle de la vitesse U et d'une vitesse relative W , soit $V = U + W$.

Cette relation se traduit par un tracé géométrique appelé : **Triangle de vitesse**

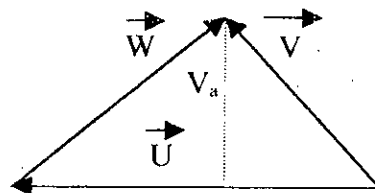


Fig (3.4) Triangle de vitesse

3.7 Turbo - soufflante :

Le fan ou soufflante fait partie intégrante du compresseur basse pression et est entraîné par la turbine basse pression fig (3.5).

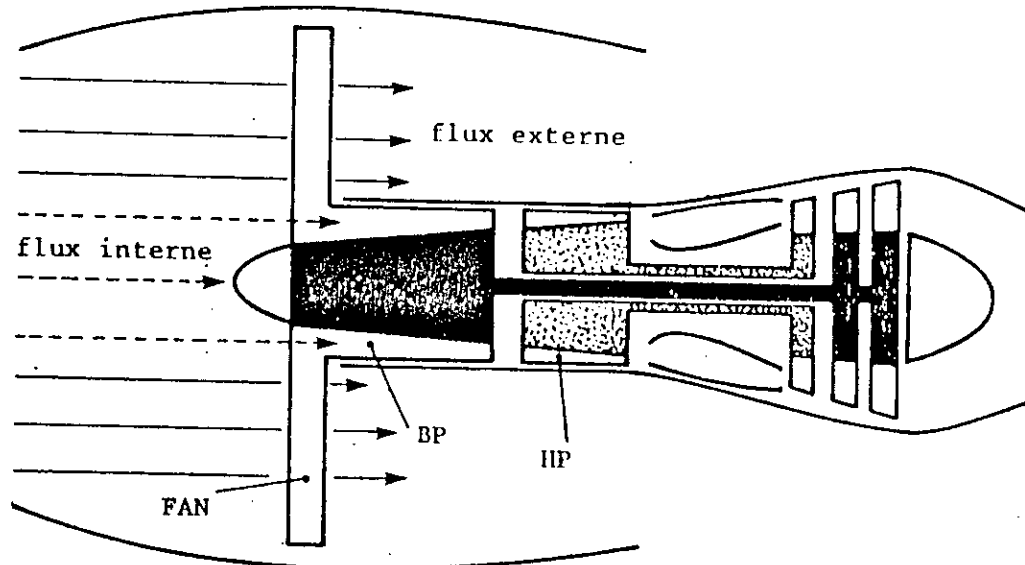


Fig (3.5) Turbo soufflante

3.7.1 Calcul thermodynamique :

Calcul du coefficient polytropique :

Pour une entrée de la soufflante (1) et une sortie (2) le rendement isentropique est donné par la relation :

$$\eta_c = \frac{T_2^A - T_1}{T_2 - T_1} \quad (3.18)$$

Avec

$$\frac{T_2^A}{T_1} = \left(\frac{P_2^A}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.19)$$

La combinaison des équations précédentes nous donne :

$$\eta_c = \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} \quad (3.20)$$

Vu que $P_2 = P_2^*$ et pour une transformation réelle on a

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.21)$$

En mettant $P_2/P_1 = \tau_0$, et en remplaçant dans l'expression du rendement isentropique on aura la relation suivante :

$$\eta_c = \frac{(\tau_0)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{(\tau_0)^{\frac{k-1}{k}} - 1} \Rightarrow \tau_0^{\frac{k-1}{k}} = 1 + \left(\frac{(\tau_0)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c}\right)$$

$$\text{donc : } \frac{k-1}{k} = \frac{\text{Ln}\left(\frac{(\tau_0)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} + 1\right)}{\text{Ln}\tau_0}$$

Augmentation de l'enthalpie de la soufflante :

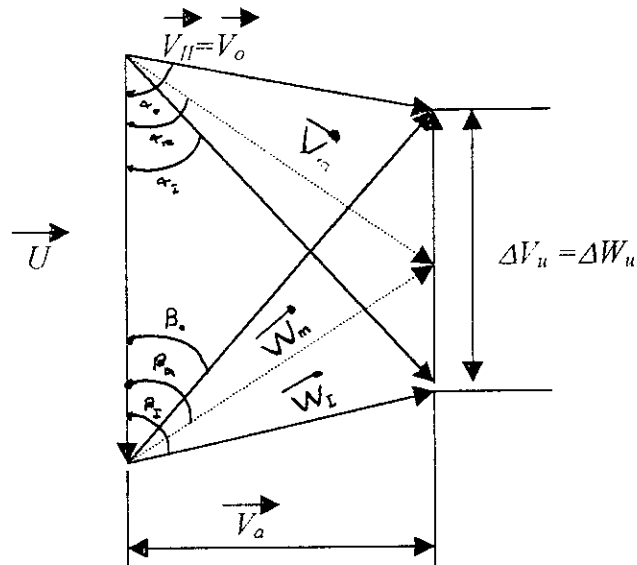
$$\Delta H_t = C_p T t_3 + \frac{V_3^2}{2} - C_p T t_2 - \frac{V_2^2}{2}$$

$V_2 = V_3$, alors

$$\Delta H_t = C_p (T t_3 - T t_2)$$

$$\Delta H_t = C_p \cdot T t_2 (\tau_0^{(k-1)/k} - 1) \quad (3.24)$$

Triangle des vitesses :



Avec (o) sortie de la grille d'entrée, (I) sortie du premier rotor, (II) sortie du premier stator

Vu la périodicité des étages :

$$V_{II} = V_o ; \quad V_I = V_3 ; \quad W_I = W_{II} ; \quad W_I = W_3$$

$$\text{On a : } \tan \beta_m = V_a / (U / 2)$$

D'après l'équation d'Euler :

$$\Delta H_t = U \cdot \Delta V_U \quad \text{avec} \quad \Delta V_U = V_{3U} - V_{oU} \Rightarrow \Delta V_U = \Delta H_t / U$$

$\Delta H_{te} = \Delta H_t / 2$: c'est l'augmentation d'enthalpie totale par étage .

$$\text{d'où nous avons } V_{oU} = (U / 2) - (\Delta V_U / 2)$$

Vitesse absolue à l'entrée :

$$V_o = (V_{oU}^2 + V_a^2)^{1/2}$$

$$V_{IU} = \Delta V_U + V_{oU}$$

Vitesse absolue du rotor :

$$V_I = V_3 = (V_{IU}^2 + V_a^2)^{1/2}$$

$$\tan \alpha_o = V_a / V_{oU}$$

$$\tan \alpha_I = V_a / V_{IU}$$

$$\sin \alpha_m = \sin \beta_m = V_a / V_m \Rightarrow V_m = V_a / \sin \beta_m$$

Enfin on peut, par raison de symétrie du triangle des vitesses déterminer toutes les caractéristiques de l'air à l'entrée et à la sortie.

$$V_o = V_{II} = W_I; V_I = V_3 = W_o; V_m = W_m; \alpha_o = \beta_I; \alpha_I = \beta_o; \alpha_m = \beta_m$$

Détermination de la température statique à la sortie de chaque élément de la soufflante :

a) Grille d'entrée :

L'équation de l'énergie entre 0 et 3 :

$$H_o - H_2 + (V_o^2 - V\alpha^2) / 2 = (W + Q)_{a,o} \text{ j/kg}$$

$W_{a,o} = Q_{a,o} = 0$ il s'agit d'un stator adiabatique.

$$H_o - H_2 + (V_o^2 - V\alpha^2) / 2 = 0 \text{ donc : } H_o - H_2 = -(V_o^2 - V\alpha^2) / 2$$

$$\text{d'autre part : } H_o - H_a = Cp (T_o - T_2) \Rightarrow (T_o - T_2) = (H_o - H_a) / Cp$$

$$T_o = T_2 + \Delta T$$

On remarque que $T_o < T_a$ du fait que la grille d'entrée est spéciale.

b) Température statique à la sortie du 1^{er} rotor :

L'équation de l'énergie entre la sortie (I) et l'entrée (0) s'écrit :

$$H_I - H_o + (W_I^2 - W_o^2) / 2 = (W + Q)_{o,I} \text{ j/kg}$$

$W_{o,I} = Q_{o,I} = 0$ pour un observateur lié au rotor

$$H_I - H_o + (W_I^2 - W_o^2) / 2 = 0 \text{ donc : } H_I - H_o = -(W_I^2 - W_o^2) / 2$$

$$\text{d'autre part : } H_I - H_o = Cp (T_I - T_o) \Rightarrow (T_I - T_o) = (H_I - H_o) / Cp$$

$$T_I = T_o + \Delta T$$

c) Température statique à la sortie du 2^{ème} stator :

$$H_{II} - H_I + (V_{II}^2 - V_I^2) / 2 = (W + Q)_{II,I} \text{ j/kg}$$

$W_{II,I} = Q_{II,I} = 0$ il s'agit d'un stator adiabatique.

$$H_{II} - H_I + (V_{II}^2 - V_I^2) / 2 = 0 \text{ donc : } H_{II} - H_I = (V_I^2 - V_{II}^2) / 2$$

$$\text{d'autre part : } H_{II} - H_I = Cp (T_{II} - T_I) \Rightarrow (T_{II} - T_I) = (H_{II} - H_I) / Cp$$

$$T_{II} = T_I + \Delta T$$

d) Température statique à la sortie du deuxième rotor :

Le bilan d'énergie pour le dernier rotor est :

$$H_3 - H_{II} + (W_3^2 - W_{II}^2) / 2 = (W + Q)_{II,3} \quad \text{j/kg}$$

$$W_{II,3} = Q_{II,3} = 0 \quad \text{pour un observateur lié au rotor}$$

$$H_3 - H_{II} + (W_3^2 - W_{II}^2) / 2 = 0 \quad \text{donc : } H_3 - H_{II} = (W_{II}^2 - W_3^2) / 2$$

$$\text{d'autre part : } H_3 - H_{II} = C_p (T_3 - T_{II}) \Rightarrow (T_3 - T_{II}) = (H_3 - H_{II}) / C_p$$

$$T_I = T_0 + \Delta T$$

Remarque : D'après les calculs, on voit que l'augmentation de l'enthalpie et de la température statique est la même à travers les éléments de la soufflante. Excepté la grille d'entrée qui est de conception spéciale, par conséquent cette augmentation reste la même d'un étage à l'autre

4.7.2 Détermination des températures totales :

a) Sortie du premier stator grille d'entrée :

L'enthalpie totale en un point quelconque du fluide s'écrit :

$$Ht_i = C_p T_i + (V_i^2 / 2) = C_p Tt_i$$

L'équation d'énergie appliquée à la grille d'entrée :

$$Ht_0 - Ht_2 = (C_p T_0 + (V_0^2 / 2)) - (C_p T_2 + (V_2^2 / 2))$$

$Ht_0 - Ht_2$ est pratiquement nulle

$$\text{Ce qui entraîne } Ht_0 = Ht_2 \text{ donc } C_p Tt_0 = C_p Tt_2 \Rightarrow Tt_0 = Tt_2$$

En conclusion $\Delta Tt = 0$ à travers le grille d'entrée.

b) Sortie du premier rotor :

L'équation d'énergie appliquée (0) et (1), s'écrit :

$$Ht_1 - Ht_0 = (C_p T_1 + (V_1^2 / 2)) - (C_p T_0 + (V_0^2 / 2))$$

$$Ht_1 - Ht_0 = C_p (T_1 - T_0) + (1/2) (V_1^2 - V_0^2)$$

c) *Sortie du deuxième stator :*

L'équation d'énergie appliquée (I) et (II) :

$$H_{tII} - H_{tI} = C_p (T_{II} - T_I) + (1/2) (V_{II}^2 - V_I^2)$$

$H_{tII} - H_{tI}$ est pratiquement nulle

Ce qui entraîne $H_{tII} = H_{tI}$ donc $C_p T_{II} = C_p T_I \Rightarrow T_{II} = T_I$

d) *Sortie du deuxième rotor - sortie soufflante :*

L'équation d'énergie appliquée (3) et (II), s'écrit :

$$H_{t3} - H_{tII} = (C_p T_3 + (V_3^2 / 2)) - (C_p T_{II} + (V_{II}^2 / 2))$$

$$H_{t3} - H_{tII} = C_p (T_3 - T_{II}) + (1/2) (V_3^2 - V_{II}^2)$$

Vérification : la température T_{t3} peut être calculée à partir de la formule de Poisson :

$$T_{t3} / T_{t2} = (P_{t3} / P_{t2})^{(K-1)/K} \Rightarrow T_{t3} = (P_{t3} / P_{t2})^{(K-1)/K} T_{t2}$$

Remarque : On a vu que l'augmentation de l'enthalpie et des températures totales ont lieu dans l'aubage mobile, par conséquent, on vient de vérifier que la compression totale ne s'effectue que dans le rotor. Donc la variation d'enthalpie et des températures totales est le même d'un étage à un autre.

3.7.3 Taux de compression par étage :

Dans le premier étage (2, I) :

$$T_{t1} / T_{t2} = (P_{t1} / P_{t2})^{(K-1)/K} \Rightarrow (T_{t1} / T_{t2})^{K/(K-1)} = P_{t1} / P_{t2}$$

dans le deuxième étage : (I - 3)

$$T_{t3} / T_{t1} = (P_{t3} / P_{t1})^{(K-1)/K} \Rightarrow (T_{t3} / T_{t1})^{K/(K-1)} = P_{t3} / P_{t1}$$

O s'assure que le taux de compression de la soufflante est bien le produit des taux de compression de chaque étage.

La détermination des taux de compression par étage nous permet de déduire les pressions totales à la sortie des étages :

$$P_{t1} / P_{t2} = \tau_1 \Rightarrow P_{t1} = P_{t2} \cdot \tau_1$$

$$P_{t3} / P_{t1} = \tau_2 \Rightarrow P_{t3} = P_{t1} \cdot \tau_2 = P_{t2} \cdot \tau_1 \cdot \tau_2$$

3.7.4 Détermination du nombre de Mach à la sortie de chaque étage i :

$$M_i = \left(\left(\frac{T_{t_i}}{T_i} - 1 \right) \times \frac{2}{\gamma - 1} \right)^{1/2} \quad (3.25)$$

3.7.5 Détermination de la pression statique à chaque étage i :

$$P_i = P_{t_i} \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_i^2 \right)^{-k/(k-1)} \quad (3.26)$$

3.7.6 Calcul de la masse volumique de l'air :

$$\rho_i = P_i / (R \cdot T_i) \quad (3.27)$$

3.7.7 Poussée fournie par la soufflante :

$$F_1 = m_2 (V_3 - Va) + S (Pt_3 - Pt_2) \quad (3.28)$$

où

V_3 : vitesse absolue à la sortie de la soufflante .

Va : vitesse axiale .

S : section de passage par où l'air est éjecté vers l'extérieur .

Pt_3 : pression totale à la sortie de la soufflante .

Pt_2 : pression totale à l'entrée de la soufflante .

m_2 : débit massique secondaire .

Détermination de la section S :

La section S est de la forme annulaire de rayon extérieur r_m (celui de la soufflante) et de rayon intérieur estimé selon la conception de la turbosoufflante à $(3 \cdot r_m / 5)$.

$$U = (2\pi \cdot r_m \cdot N) / 60 \Rightarrow r_m = (30 \cdot U) / (\pi \cdot N_2)$$

$$S = \pi \cdot r_m^2 - \pi (3 r_m / 5)^2 = \pi \cdot r_m^2 (1 - (9 / 25)) = (16 \pi \cdot r_m^2) / 25$$

3.8 Compresseur

Calcul des caractéristiques des compresseurs basse et haute pression à l'entrée i et la sortie $(i+1)$

Augmentation de l'enthalpie totale :

$$\Delta H_t = C_p \times T_i \left(\left(\frac{P_{t_{i+1}}}{P_{t_i}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (3.29)$$

avec $\frac{P_{t_{i+1}}}{P_{t_i}} = \tau$

$$\eta_p = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{\gamma-1}{\gamma}$$

alors :

$$k/(k-1) = (\gamma \times \eta_p) / (\gamma-1) \quad (3.30)$$

Le compresseur à basse pression comporte 4 étages ce qui donne une augmentation d'enthalpie par étage :

$$\Delta H_e = \Delta H_t / n$$

3.8.1 Calcul thermodynamique :

Avec (s) sortie du premier stator.

Etude de la grille d'entrée :

$$H_s - H_i + [(V_s^2 - V_i^2) / 2] = (W + Q)_{s,i} = 0$$

$$H_s - H_i = (V_i^2 - V_s^2) / 2$$

$$\text{or } H_s - H_i = C_p (T_s - T_i) \Rightarrow (T_s - T_i) = (H_s - H_i) / C_p$$

$$\text{donc } T_s = T_i + (H_s - H_i) / C_p$$

Variation de la température totale et statique par étage :

$$\Delta H_e = C_p Tt_e \Rightarrow Tt_e = \Delta H_e / C_p$$

puisque le degré de réaction $\varepsilon = 0.5$ alors : $\Delta T_{stat} = \Delta T_{rotor} = \varepsilon \Delta T_e$

Sortie du compresseur (B.P) point (i+1) :

$$Tt_{i+1} / Tt_i = (Pt_{i+1} / Pt_i)^{(K-1)/K} = \tau^{(K-1)/K} \Rightarrow Tt_{i+1} = Tt_i \tau^{(K-1)/K}$$

- **Température statique :**

$$T_{i+1} = T_i + \Delta T_{GE} + \Delta T_{rot} + 3 \cdot \Delta T_e \quad (3.31)$$

- **Nombre de Mach :**

$$M_{i+1} = \left(\left(\frac{Tt_{i+1}}{T_{i+1}} - 1 \right) \times \frac{2}{\gamma - 1} \right)^{1/2} \quad (3.32)$$

- **Pression totale :**

$$\tau = Pt_{i+1} / Pt_i \quad (3.33)$$

- **Pression statique :**

$$P_{i+1} = Pt_{i+1} \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \times M_{i+1}^2 \right)^{\frac{-\gamma}{\gamma - 1}} \quad (3.34)$$

3.9 Diffuseur amont à la chambre de combustion

3.9.1 Introduction

A la sortie du compresseur (H.P) la vitesse d'écoulement est trop élevée $M = 0.338$ pour une entrée classique dans la chambre de combustion , cette vitesse doit être réduite ($0.12 < M < 0.15$) pour éviter , le retour de flamme .

Plusieurs procédés peuvent être adoptés , les uns dépendent de la structure des entrées des chambres de combustion , ou bien mettre un diffuseur spécial de géométrie annulaire , nous on adopte cette dernière solution .

3.9.2 Détermination du nombre de Mach à la sortie du diffuseur (6) :

L'équation de continuité s'écrit :

$$\rho_5 S_5 V_5 = \rho_6 S_6 V_6 \quad (3.35)$$

Pour un diffuseur isentropique

$$\frac{P}{\rho^\gamma} = \text{cst} \quad (3.36)$$

La combinaison des équations (4.35) et (4.36) précédentes donne :

$$\frac{S_5}{S_6} = \frac{\rho_6}{\rho_5} \times \frac{V_6}{V_5} = \left(\frac{T_6}{T_5} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \times \frac{V_6}{V_5}$$

$$\gamma = \left(1 - \frac{R}{C_p} \right)^{-1}$$

Le rapport des sections S_5 / S_6 , dans la conception des Turboréacteurs modernes est estimé à 45 %, d'ou $S_5 / S_6 = 0.45$, pour notre calcul on prend $S_5 / S_6 = 0.4$.

donc :

$$\frac{S_5}{S_6} = \left(\frac{T_6}{T_5} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \frac{V_6}{V_5} \quad (3.37)$$

$$a_5 = \sqrt{\gamma \times R \times T_5} \quad \text{et} \quad V_5 = M_5 \cdot a_5$$

$$a_6 = \sqrt{\gamma \times R \times T_6}$$

$$V_6 = M_6 \cdot a_6$$

Pour les chambres de combustion, l'ordre de grandeur du nombre de Mach à l'entrée est compris entre 0.12 et 0.15. La manipulation des expressions précédentes donne l'expression suivante :

$$T_6 = \frac{T_{t6}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_6^2 \right)} \quad (3.38)$$

Avec $T_{t5} = T_{t6}$ à cause de la conservation de l'enthalpie totale à travers le diffuseur

3.9.3 Dimensionnement du deuxième diffuseur :

$$S_5 = \frac{m}{\rho_5 \times V_5} \quad \text{et}$$

$$(S_5 \cdot 4) / \pi = D_5^2 - d_5^2 \quad (3.39)$$

$$D_5 + d_5 = 2 r_m \quad (3.40)$$

Des équations (4.39) et (4.40) on a la valeurs de D_5 , avec $S_6 = S_5 / 0.40$ et

$$S_6 = \pi (D_6^2 - d_6^2) / 4 \quad (3.41)$$

$$(S_6 \cdot 4) / \pi = D_6^2 - d_6^2 \quad (3.42)$$

de (3.41) et (3.42) on aura D_6 , donc $\text{tg} \alpha = (D_6 - D_5) / 2 L$

Pour un angle α donné, on peut avoir la longueur L .

3.9.4 Conditions à la sortie (6) :

Coefficient de récupération : $\eta_r = 0.985$

Pression totale :

$$P_{t6} = \eta_r P_{t5} \quad (3.44)$$

Pression statique :

$$P_6 = \frac{P_{t6}}{\left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_6^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}} \quad (3.45)$$

3.10 La chambre de combustion

3.10.1 Introduction :

La chambre de combustion représente la source d'énergie principale d'un réacteur. L'énergie chimique est transformée en énergie calorifique, d'où découle essentiellement la puissance nécessaire à entrainer le compresseur et la puissance propulsive. Cependant, les chambres de combustion des turbo-réacteurs, doivent satisfaire un certain nombre d'exigences particulières. En premier lieu, elles doivent assurer une combustion complète et opposé à l'écoulement du fluide une résistance aussi réduite que possible, afin que la perte de charge subie par ceux-ci n'affecte que dans une faible mesure la puissance et le rendement du réacteur. C'est pourquoi qu'actuellement on a pu avoir un rendement de combustion allant jusqu'à 99 %.

La chambre de combustion se trouve constituée de deux éléments fig (3.6) :

- Une enveloppe extérieure résistante à la pression des gaz.
- Une enveloppe interne soumise aux températures élevées (jusqu'à 2000 ° C.)

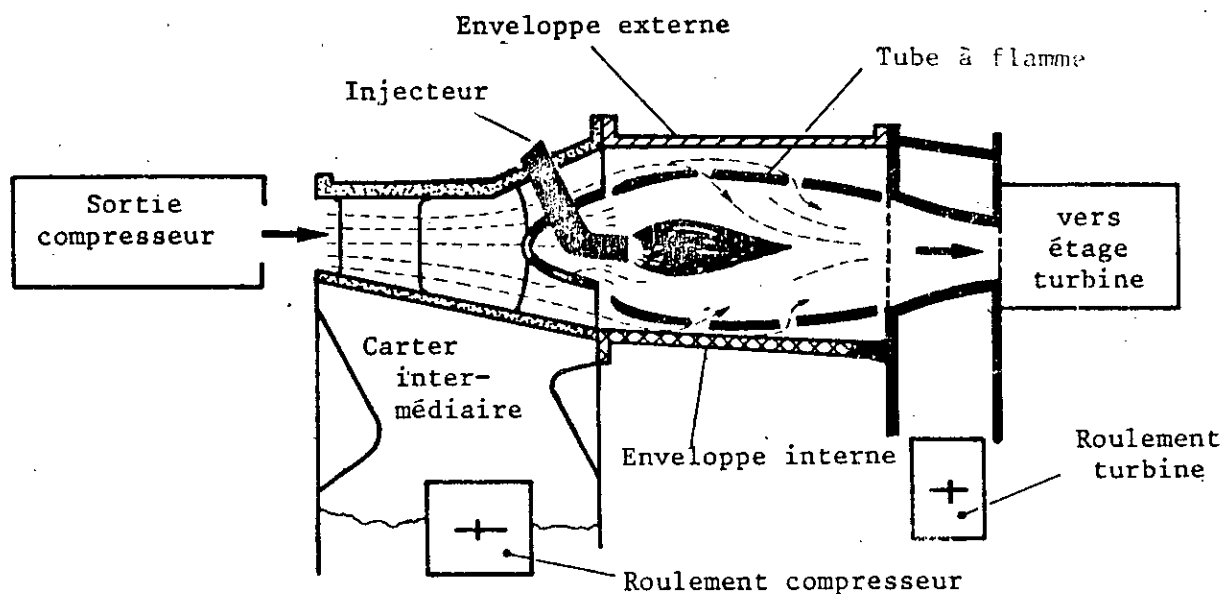


Fig (3.6) La chambre de combustion

La chambre de combustion comporte essentiellement :

- Un système d'injection .
- Un système d'allumage.
- Un système de d'accrochage de la flamme .
- Un système de refroidissement des gaz avant l'entrée de la turbine.

3.10.2 Energétique et dimensionnement :

L'optimisation des caractéristiques de fonctionnement d'un turboréacteur revient particulièrement à un haut choix de la chambre de combustion du point de vue énergétique et dimensionnement .Le processus de combustion est présenté avec les hypothèses suivantes :

- La combustion se fait à une pression constante .
- La chambre de combustion est calorifugée.
- L'écoulement est supposé continu et permanent .

Le bilan énergétique entre l'entrée (6) et la sortie (7) de la chambre de combustion s'écrit :

$$H_7 - H_6 + [(V_7^2 - V_6^2) / 2] = (W + Q)_{6,7}$$

$$(W + Q)_{6,7} = Ht_7 - Ht_6 = 0$$

$$Ht_7 = Ht_6$$

Avec

$$Ht_6 = Ht_{6air} + Ht_{6fuel}$$

3.10.2.1 Calcul de la température totale à la sortie de la C.C :

L'échange de chaleur entre l'air et le combustible est exprimé par :

$$ma Ht_6 + \eta_{CH} \cdot mf \cdot Q_R = (ma + mf) Ht_7 \quad (3.45)$$

Avec

ma : débit massique du fluide .

m_c : débit massique du combustible .

η_{CH} : rendement de combustion .

Q_R : pouvoir calorifique du combustible .

$$Q_R = 36981 + 36748 (H / C) \quad (3.46)$$

$H/C = (m \cdot \text{masse atomique d'hydrogène}) / (n \cdot \text{masse atomique du carbone})$

Le combustible utilisé est de formule chimique C_8H_{18} donc :

$$H/C = (1.008 \times 18) / (12.01 \times 8) = 0.18884$$

alors on aura :

$$Q_R = 36981 + 36748 (0.18884) = 43920.5 \text{ kJ/kg}$$

de l'équation (3.45) :

$$Ht_6 - \frac{m_c}{m_a} \times \eta_{ch} \times Q_R = \left(1 + \frac{m_c}{m_a}\right) \times Ht_7 \quad (3.46)$$

Le rapport du mélange est définie par : $\alpha = \frac{m_c}{m_a} = \left(\frac{1}{55} \div \frac{1}{65}\right)$

dans notre travail on prend $\alpha = \frac{1}{60}$

de l'équation (3.46) on a :

$$Ht_6 + \eta_{CH} \cdot \alpha \cdot Q_R = (1 + \alpha) Ht_7$$

et nous avons donc un système d'équations qui est le suivant :

$$\begin{cases} Ht_7 - Ht_6 = Cp (Tt_7 - Tt_6) \\ Ht_6 + \alpha \cdot \eta_{ch} \cdot Q_R = (1 + \alpha) Ht_7 \end{cases}$$

donc :

$$Tt_7 = \frac{Cp \cdot Tt_6 + \alpha \cdot \eta_{ch} \cdot Q_R}{(1 + \alpha) \times Cp} \quad (3.47)$$

dont la chaleur spécifique moyenne est déterminée par :

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

R est la constante des gaz de combustion [7] :

$$R = (1/M) [9283.7 + ((66543 \cdot \alpha) / (1 + (H/6)))] (1 + \alpha)^{-1}$$

M : masse molaire du mélange

$$M = M(\text{air}) + \alpha \cdot M(C_8H_{18}) = 30.9 \text{ g}$$

on choisit le rendement de la chambre de combustion entre 0.97 et 0.99 :

$$\eta_{CH} = 0.98$$

3.10.2.2 Calcul du nombre de Mach à la sortie [7]:

pour les chambres de combustion tubulaires :

$$S_6 = S_7$$

L'équation de continuité s'écrit :

$$\frac{m_a}{\rho_6 \times V_6} = \frac{m_a + m_f}{\rho_7 \times V_7}$$

nous aurons alors : $\rho_6 \cdot V_6 \cdot S_6 + mf = \rho_7 \cdot V_7 \cdot S_7$

$$\Rightarrow 1 + \frac{mf}{m_a} = \frac{\rho_7 \times V_7 \times S_7}{\rho_6 \times V_6 \times S_6} = \frac{\rho_7 \times V_7}{\rho_6 \times V_6}$$

$$\rho_7 \cdot V_7 = (1 + \alpha) \rho_6 \cdot V_6$$

en introduisant l'équation des gaz parfaits : $R \cdot T = P / \rho$

$$\text{on aura : } \frac{P_7}{P_6} = \frac{V_6 \times R_7 \times T_7}{V_7 \times R_6 \times T_6} \times (1 + \alpha)$$

en outre on a : $V = a \times M = M \sqrt{\gamma \times R \times T}$

$$\text{donc : } \frac{P_7}{P_6} = \left(\frac{\gamma_6}{\gamma_7} \right)^{1/2} \frac{M_6}{M_7} \times \left(\frac{R_6 \times T_6}{R_7 \times T_7} \right)^{1/2} \times \frac{R_7 \times T_7}{R_6 \times T_6}$$

Introduisons les expressions des températures totales :

$$\frac{T_{t6}}{T_6} = 1 + \frac{\gamma_6 - 1}{2} M_6^2$$

$$\frac{T_{t7}}{T_7} = 1 + \frac{\gamma_7 - 1}{2} M_7^2$$

On trouve finalement :

$$\sqrt{\gamma_7} \times M_7 \times \frac{\left(1 + \frac{\gamma_7 - 1}{2} M_7^2\right)^{1/2}}{1 + (\gamma_7 \times M_7^2)} = \sqrt{\gamma_6} \times M_6 \times \frac{\left(1 + \frac{\gamma_6 - 1}{2} M_6^2\right)^{1/2}}{1 + (\gamma_6 \times M_6^2)} (1 + \alpha) \left(\frac{R_7 \times T_7}{R_6 \times T_6}\right)^{1/2}$$

Pour résoudre cette équation il faut procéder par itération.

3.10.2.3 Calcul de la pression statique et totale à la sortie de la chambre de combustion :

$$P_7 = P_6 \left(\frac{1 + \gamma_7 \times M_7^2}{1 + \gamma_6 \times M_6^2} \right) \quad (3.48)$$

Tandis que la pression totale est donnée par l'expression suivante :

$$P_{t_7} = P_7 \times \left(1 + \frac{\gamma_7 - 1}{2} \times M_7^2 \right)^{\frac{\gamma_7}{\gamma_7 - 1}} \quad (3.49)$$

3.10.2.4 Calcul de la température statique à la sortie de la chambre de combustion :

$$T_7 = \frac{T_{t_7}}{\left(1 + \frac{\gamma_7 - 1}{2} \times M_7^2 \right)} \quad (3.50)$$

Masse volumique de l'air + fuel à la sortie de la chambre de combustion :

$$\rho_7 = P_7 / (R_7 \times T_7) \quad (3.51)$$

Vitesse absolue des gaz de combustion :

$$V_7 = a_7 \times M_7$$

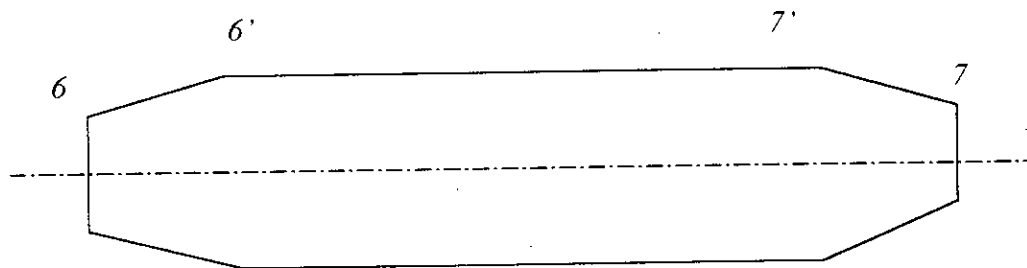
$$V_7 = (\gamma_7 \times R_7 \times T_7)^{1/2} \times M_7 \quad (3.52)$$

Pertes à travers la chambre de combustion :

Les pertes de pression sont données par :

$$\Delta Pt = (Pt_7 - Pt_6) / (Pt_7) \quad (3.53)$$

La combustion s'effectue avec des pertes de pression faibles , ce qui confirme notre hypothèse de départ que la combustion se fait à pression constante .

3.10.3 Dimensionnement de la chambre de combustion :

Généralement à l'entrée proprement dite de la chambre de combustion le nombre de Mach est de l'ordre de (0.04 ÷ 0.07) .

Du fait de la géométrie et de dispositifs spéciaux qu'on adopte pour parvenir à une vitesse convenable de l'écoulement .

On choisit donc le nombre de Mach au point (6') de 0.05

De plus en négligeant les pertes nous aurons :

$$Tt_6' = Tt_6 \quad \text{et} \quad Pt_6 = Pt_6'$$

Nous allons définir l'état statique au point (6') par les paramètres suivant :

- La température statique T_6' :

$$T_6' = \frac{Tt_6'}{\left(1 + \frac{\gamma_6 - 1}{2} \times M_6'^2\right)} \quad (3.54)$$

- **La pression statique :**

$$P_6 = P_{t_6}' \times \left(1 + \frac{\gamma_6 - 1}{2} \times M_6'^2 \right)^{\frac{\gamma_6}{\gamma_6 - 1}} \quad (3.55)$$

- **La Masse volumique :**

$$\rho_6' = P_6' / (R_6 \times T_6') \quad (3.56)$$

- **La Vitesse de l'écoulement :**

$$V_6' = \alpha_6' \times M_6'$$

$$V_6' = (\gamma_6 \times R_6 \times T_6')^{1/2} \times M_6' \quad (3.57)$$

- **La Section d'entrée (S_6') :**

L'application de l'équation de continuité permet d'évaluer la section :

$$m_a = \rho_6' \times S_6' \times V_6' \quad \Rightarrow$$

$$S_6' = m_a / (\rho_6' \times V_6') \quad (3.58)$$

Cette section représente la section totale de la chambre de combustion, en choisissant une conception à 8 chambres, la section pour une seule chambre sera :

$$S_{U6} = S_6' / 8 \quad (\text{section unitaire})$$

soit un diamètre unitaire :

$$D = (4 \times S_{U6} / \pi)^{1/2} \quad (3.59)$$

Remarque :

La longueur de la chambre de combustion est généralement déterminée par expériences

3.11 La turbine

3.11.1 Introduction :

La turbine est un organe conçue pour entraîner le compresseur en prélevant une partie d'énergie au jet de gaz sortant de la chambre de combustion. Le reste sert à produire la poussée.

Bien qu'on puisse réaliser des turbines centripètes ou centrifuges et axiales, la turbine pratiquement la plus employée est l'axiale. Elle est rarement à un seul étage, mais plus souvent à deux , trois ou quatre étages. Les gaz chauds à haute pression se détendent en transformant leur énergie de pression en énergie de vitesse. Les aubages sont soumis à des températures très élevées . Les températures des gaz , pouvant atteindre 2000 ° C à l'intérieur de la chambre sont ramenées à environ 1208 ° C au moyen du flux secondaire de refroidissement..

D'une manière générale l'étage d'une turbine est composée d'une roue directrice fixe ou distributeur , d'une roue mobile qui entraine le compresseur et à la sortie une roue directrice.

Ainsi, fonctionnant à des grandes vitesses périphériques et à des températures élevées, la turbine est d'une étude délicate tant au point de vue résistance des matériaux que thermo-aérodynamique .

Tout comme le compresseur , on réalise des turbines selon le mode d'utilisation co-axial indépendantes , l'une fonctionnant en basse pression la seconde en haute pression, tournant à des vitesses de rotation différentes.

Types de turbines

Il existe deux types de turbines :

- *Turbine à action .*
- *Turbine à réaction*

3.11.2 Etude thermodynamique

vitesse périphérique :

$$U = (2\pi \times r_m \times N_i) / 60 \quad (3.60)$$

$i=1$ pour la turbine à basse pression et $i=2$ pour la turbine à haute pression.

Taux de détente total :

La détente a lieu entre l'entrée i et la sortie $(i+1)$, où les températures totales sont respectivement T_{t_i} et $T_{t_{i+1}}$.

Le travail que doit fournir la turbine doit être absorbé par le compresseur. Si W_c est le travail absorbé par le compresseur et W_t celui produit par la turbine on aura : $W_c = W_t = W$

Et

$$W = C_p \times T_{t_i} \times \left[1 - \left(\frac{P_{t_{i+1}}}{P_{t_i}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (3.61)$$

Où $P_{t_{i+1}} / P_{t_i}$ est le taux de détente total de la turbine, et qui sera donné par l'expression suivante :

$$\tau_{dt} = \left(1 - \frac{W}{C_p \times T_{t_i}} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (3.62)$$

tel que :

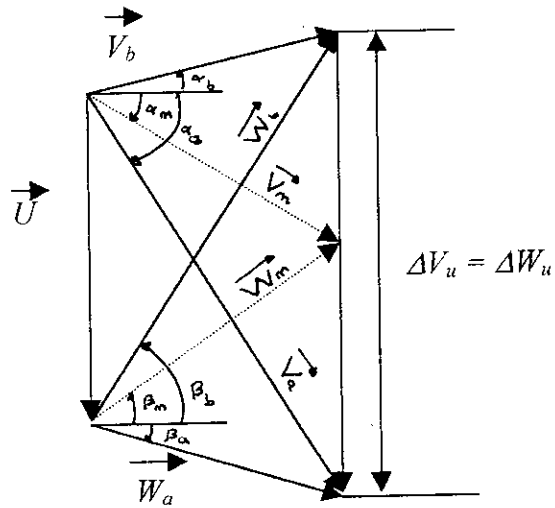
$$\frac{k-1}{k} = \frac{\eta_{pT} \times (\gamma - 1)}{\gamma} \quad \text{et on a : } \gamma = \gamma_7$$

Le rendement polytropique de la turbine est pris :

$$\eta_{pT} = 0.9$$

donc on peut calculer la valeur de k

Triangle des vitesses :



$$\Delta V_u = \Delta H / U$$

$$V_{aU} = (U/2) + (\Delta V_u/2)$$

$$V_{bU} = U - V_{aU}$$

La vitesse absolue à l'entrée du rotor est :

$$V_a = (V_{aU}^2 + V\alpha^2)^{1/2}$$

La vitesse absolue de sortie du rotor est donnée par :

$$V_b = (V_{bU}^2 + V\alpha^2)^{1/2}$$

on calcule maintenant la valeur de l'angle moyen β_m

$$\operatorname{tg} \beta_m = U / (2 \cdot V_a)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_a = V_{aU} / V_a$$

$$\operatorname{tg} \alpha_b = V_{bU} / V_a$$

$$\sin \alpha_m = \sin \beta_m = (U/2) / V_m$$

$$\Rightarrow V_m = (U/2) / (\sin \beta_m)$$

Récapitulatif :

$$V_a = W_b; V_b = W_a; V_m = W_m; \alpha_a = \beta_b; \alpha_b = \beta_a; \alpha_m = \beta_m$$

3.11.2.1 Calcul thermodynamique

Variation de l'enthalpie et de la température dans l'étage :

Dans la grille d'entrée :

L'équation d'énergie appliquée à la sortie (a) et à l'entrée (i) de la grille d'entrée s'écrit de la sorte :

$$H_a - H_i + [(V_a^2 - V_i^2) / 2] = (W + Q)_{a,i} = 0$$

$$H_a - H_i = (V_i^2 - V_a^2) / 2$$

$$\text{d'autre part : } H_a - H_i = C_p (T_a - T_i) \Rightarrow T_a - T_i = (H_a - H_i) / C_p$$

Dans le rotor :

$$H_b - H_a + [(W_b^2 - W_a^2) / 2] = (W + Q)_{a,b} = 0$$

$$H_b - H_a = (W_a^2 - W_b^2) / 2$$

$$\text{d'autre part : } H_b - H_a = C_p (T_b - T_a) \Rightarrow T_b - T_a = (H_b - H_a) / C_p$$

$$T_b - T_a = \Delta T_{rot}$$

3.11.2.1.1 Caractéristiques des gaz à la sortie de la turbine (i+1) :

$$T_{i+1} = T_i + \Delta T_{ge} + \Delta T_{rot} + (n - 1) \cdot \Delta T_e \quad (3.63)$$

(n = nombre d'étages = 1 dans notre cas)

• **Nombre de Mach :**

$$M_{i+1} = V_{i+1} / a_{i+1} = \frac{V_{i+1}}{a_{i+1}} = \frac{V_{i+1}}{\sqrt{\gamma \times R \times T_{i+1}}}$$

$$M_{i+1} = \frac{V_{i+1}}{\sqrt{\gamma \times R \times T_{i+1}}} \quad (3.64)$$

- **Température totale :**

$$T_{t_{i+1}} = T_{t_i} - \Delta T_c$$

$$T_{t_{i+1}} = T_{t_i} - (\Delta H / C_p) \quad (3.65)$$

- **Pression totale :**

$$\frac{P_{t_{i+1}}}{P_{t_i}} = \tau_{d1} \quad (3.66)$$

- **Pression statique :**

On peut calculer la pression statique de la manière suivante :

$$P_{i+1} = P_{t_{i+1}} \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \times M_{i+1}^2 \right)^{\frac{-\gamma}{\gamma - 1}} \quad (3.67)$$

- **Masse volumique :**

$$\rho_{i+1} = \frac{P_{i+1}}{R \times T_{i+1}} \quad (3.68)$$

Avec :

$I = 7$ pour la turbine à haute pression

$I = 8$ pour la turbine à basse pression

3.12 La tuyère

3.12.1 Introduction :

A la sortie du réacteur on installe une tuyère d'éjection plus au moins longue, suivant la disposition du réacteur sur l'avion.

La tuyère est une conduite à écoulement continu, transforme l'énergie de pression des gaz en énergie cinétique utile à la propulsion, où la différence des quantités de mouvements donne lieu à la poussée .

Du point de vue dynamique des fluides, la conception de la tuyère d'un turboréacteur est relativement facile . Par contre, la conception mécanique peut se révéler assez complexe si une variation de l'aire de la tuyère est demandée (cas d'une configuration convergent - divergent) . Il ya deux types de tuyères utilisées dans les réacteurs actuels .

- *Tuyère convergente :*

Elles sont utilisées à des régimes où l'écoulement est partout subsonique jusqu'au col.

- *Tuyère convergente - divergente :*

Les tuyères convergentes - divergente (ou de LAVAŁ) ne sont utilisées que dans des applications supersoniques ($M > 1$) , car à une vitesse de vol relativement faible, la vitesse d'éjection des gaz peut ne pas être suffisamment supersoniques pour justifier l'addition des poids de ces tuyères .

Remarque :

L'augmentation de la section divergente ne doit pas être trop brusque pour éviter le phénomène de la couche limite.

Le processus dans la tuyère, comme dans le diffuseur , peut être considéré comme adiabatique car le transfert de chaleur par unité de masse du fluide est très faible comparé à la variation d'enthalpie entre l'entrée et la sortie.

3.12.2 Etude de la tuyère :

Un calcul préliminaire a montré que si la détente s'effectue entièrement dans la tuyère (c-à-d P à la sortie est égale à la pression atmosphérique) des ondes de choc prennent naissance à l'intérieur de la tuyère.

Pour éviter un tel phénomène, on a dû supposer qu'à la sortie le nombre de Mach des gaz est de $M_{10} = 0.95$.

3.12.2.1 Caractéristiques du gaz à la sortie de la tuyère :

La tuyère est un convergent dans lequel l'écoulement est isentropique, sans échange de chaleur ni de travail. On se retrouve dans le même cas de figure que l'entrée d'air, on peut donc admettre que les grandeurs totales se conservent.

La pression statique est donnée par l'expression suivante :

$$P_{10} = P_{t10} \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{10}^2 \right)^{-\gamma / (\gamma - 1)} \quad (3.69)$$

avec $P_{t10} = P_{t9}$ (pas de pertes)

La température statique :

En considérant la tuyère adiabatique donc :

$$T_{t9} = T_{t10}$$

L'expression qui lie la température totale à la température statique s'écrit :

$$\frac{T_{t10}}{T_{10}} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} \times M_{10}^2$$

$$T_{10} = \frac{T_{t10}}{1 + \frac{\gamma - 1}{2} \times M_{10}^2} \quad (3.70)$$

- **La masse volumique :**

$$\rho_{10} = P_{10} / (R \cdot T_{10}) \quad (3.71)$$

- **La célérité du son :**

Elle est donnée par la formule suivante :

$$a_{10} = \sqrt{\gamma_c \times R \times T_{10}} \quad (3.72)$$

- **Vitesse d'éjection des gaz :**

$$V_{10} = a_{10} \times M_{10} \quad (3.73)$$

Calcul de la section de sortie :

L'équation de continuité s'écrit :

$$\rho_9 \cdot V_9 \cdot S_9 = \rho_{10} \cdot V_{10} \cdot S_{10} \quad \Rightarrow \quad \frac{S_9}{S_{10}} = \frac{\rho_{10}}{\rho_9} \times \frac{V_{10}}{V_9}$$

$$\text{avec : } \frac{\rho_{10}}{\rho_9} = \left(\frac{T_{10}}{T_9} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}}$$

alors :

$$\frac{S_9}{S_{10}} = \frac{V_{10}}{V_9} \times \left(\frac{T_{10}}{T_9} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}}$$

S_9 est la section de passage à travers le dernier étage de la turbine .

$$D_e = D_m + r_m$$

$$D_i = D_m - r_m$$

Alors notre section S_9 est calculée comme suit :

$$S_9 = \frac{\pi}{4} \times (D_e^2 - D_i^2)$$

on déduit donc la section S_{10} de la relation déjà établie

Donc le diamètre de sortie de la tuyère est :

$$D_{10} = \left(\frac{4 \times S_{10}}{\pi} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.74)$$

Calcul de la poussée F_2 :

$$F_2 = ma (1 + \alpha) (V_{10} - Va) + S_{10} (P_{10} - Pa) \quad (3.75)$$

3.13 Poussées et performances

3.13.1 Poussée totale du turbofan :

La poussée totale du turboréacteur est la somme d'un terme constant fourni par la soufflante et celui produit par les gaz de combustion .

Soit :

$$F = F_1 + F_2 \quad (3.76)$$

avec F_1 : poussée fournie par la soufflante .

F_2 : poussée fournie par les gaz de combustion

- La soufflante à elle seule fournie 31 % de la poussée totale .

3.13.2 Puissances :

3.13.2.1 Puissance propulsive :

Sa valeur est donnée par le produit de la poussée par la vitesse de l'avion

$$W_p = F \times V_{av} \quad (3.77)$$

3.13.2.2 Puissance thermique :

C'est la puissance nécessaire à propulser l'avion et compenser les pertes d'énergie cinétiques des gaz de combustion .

A l'échappement , il est à préciser que la puissance thermique totale est la somme des puissances de la soufflante et les gaz de combustion :

$$W_{th1} = F_1 \times V_{av} + \frac{1}{2} \times m_a \times (V_1 - V_{av})^2 \quad (3.78)$$

$$W_{th2} = F_2 \times V_{av} + \frac{1}{2} \times m_a \times (V_2 - V_{av})^2 \times (1 + f) \quad (3.79)$$

Donc la puissance thermique totale est :

$$W_{th} = W_{th1} + W_{th2} \quad (3.80)$$

3.13.2.3 Puissance calorifique :

C'est l'énergie libérée à chaque seconde le combustible sous forme de chaleur , elle est donnée par :

$$W_C = m_c \times Q_R$$

$$W_C = f \times m_a \times Q_R \quad (3.81)$$

3.13.3 Calcul des rendements :

La transformation d'énergie d'une forme à une autre est affectée dans la majorité des cas de pertes , vu que les différents systèmes et dispositifs ne sont jamais parfaits , d'où la nécessité de savoir le rendement d'un tel système .

3.13.3.1 Rendement propulsif :

$$\eta_p = \frac{W_p}{W_{th}} \quad (3.82)$$

3.13.3.2 Rendement thermique :

$$\eta_{th} = \frac{W_{th}}{W_c} \quad (3.83)$$

3.13.3.3. Rendement global :

Le rendement global est le rapport d'énergie développée en vol , par un réacteur équipant un avion , à l'énergie libérée par le combustible .

$$\eta_g = \frac{W_p}{W_c} = \frac{W_p}{W_{th}} \times \frac{W_{th}}{W_c}$$

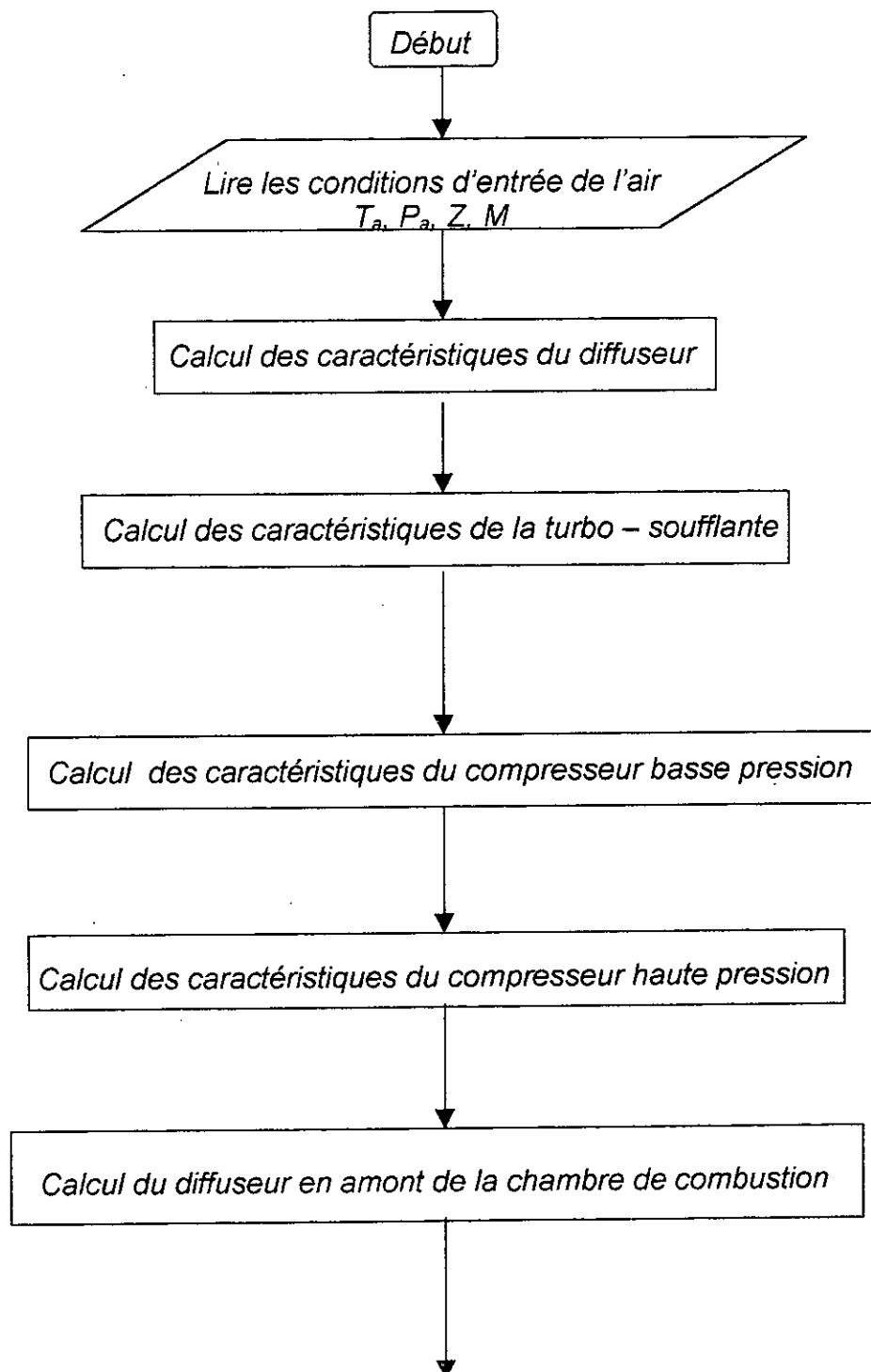
$$\eta_g = \eta_p \times \eta_{th} \quad (3.84)$$

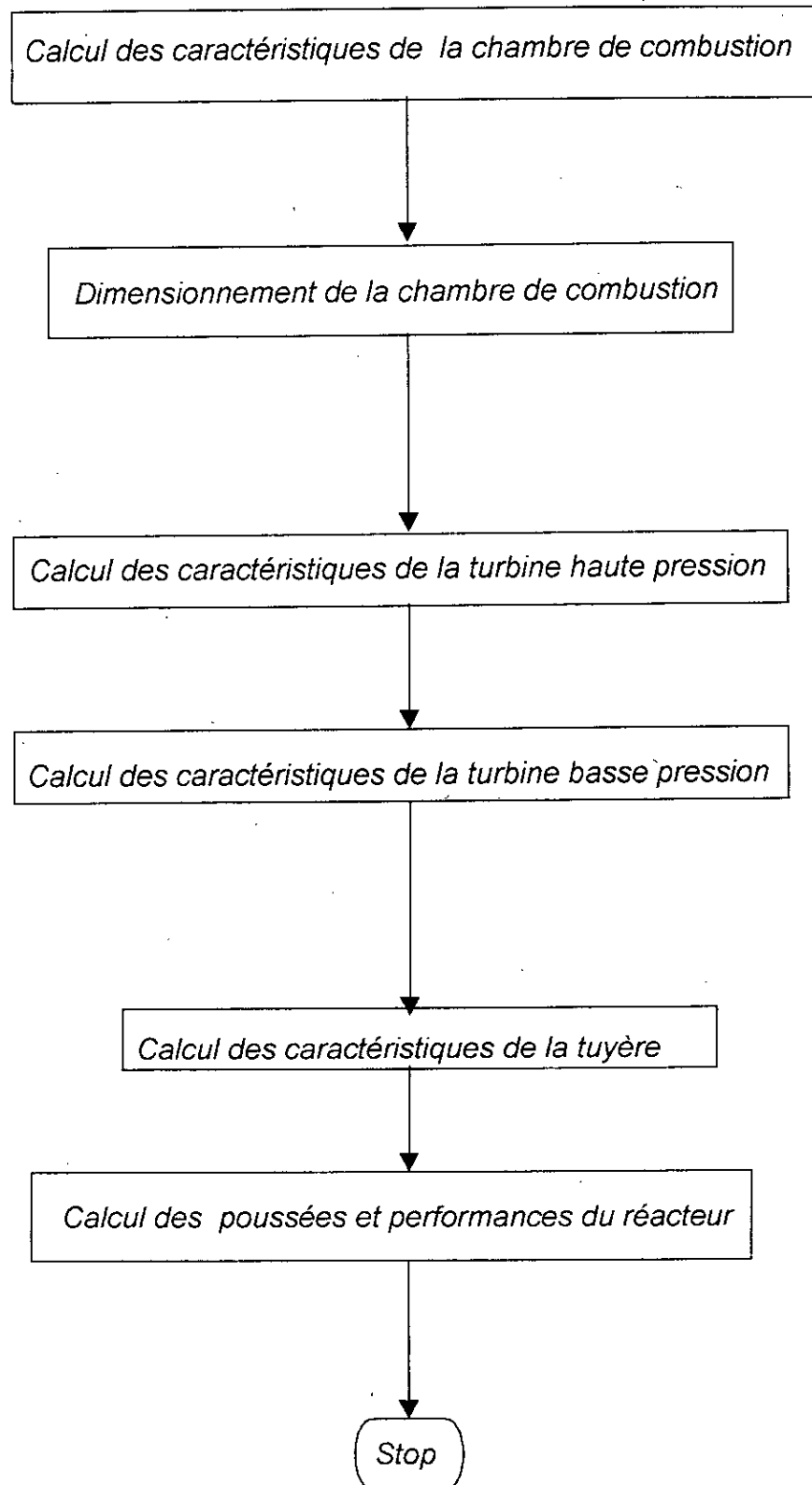
Le rendement global est très bas parce qu'il y a opposition entre un bas rendement thermique et un rendement propulsif .

3.13.4 Consommation spécifique :

C'est la quantité de combustible consommé par unité de poussée (en daN) par heure :

$$C_s = \frac{Va_v}{\eta_g \times Q_r} \quad (3.85)$$

Organigramme du calcul des paramètres du turboréacteur



REFROIDISSEMENT DES AUBES

4.1 Introduction

Le désir d'obtenir une grande poussée par unité de débit d'air exige une augmentation sensible de la température d'entrée dans la turbine et si l'augmentation de cette température est accompagnée d'une augmentation du taux de compression on aura une amélioration de la consommation de combustible.

L'utilisation de matériaux plus résistants aux sollicitations thermiques a engendré une légère augmentation de la température à l'entrée de la turbine. Les moteurs récents admettent une très grande température grâce à l'utilisation des aubes refroidies.

Les aubes de turbine peuvent être refroidies par différentes méthodes ; chacune d'elles utilisent un fluide de refroidissement qui passe à travers l'aube afin que celle-ci garde sa résistance.

Le refroidissement avec du liquide est plus efficace, mais une installation de refroidissement de ce genre dans l'aviation est très complexe, cependant le refroidissement à air est très souvent utilisé car il permet une efficacité appréciable.

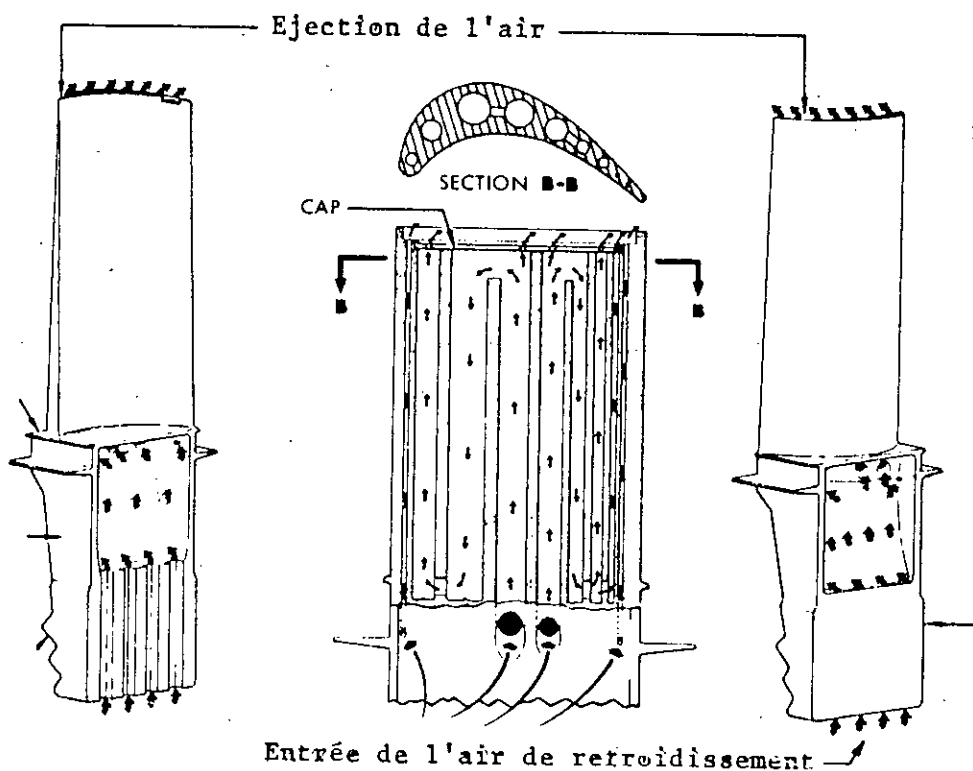


Fig (4.1) Système de refroidissement à air

L'air venant du compresseur est introduit dans les aubes de la turbine (rotor ou stator) par leurs racines comme le montre la figure. En entrant dans l'aube l'air refroidit aussi le bord du disque de la turbine, la grille d'entrée et l'enveloppe de la turbine sont aussi refroidies.

Les critères d'un bon refroidissement découlent des principes de transfert de chaleur dans une conduite. Ainsi, pour obtenir un grand échange de chaleur dans un tel système, il est nécessaire de satisfaire les deux exigences suivantes :

- Un écoulement du fluide de refroidissement avec un grand nombre de Reynolds.
- Une grande surface de transfert.

La Fig (4.2) montre comment l'efficacité du refroidissement évolue avec le débit de fluide.

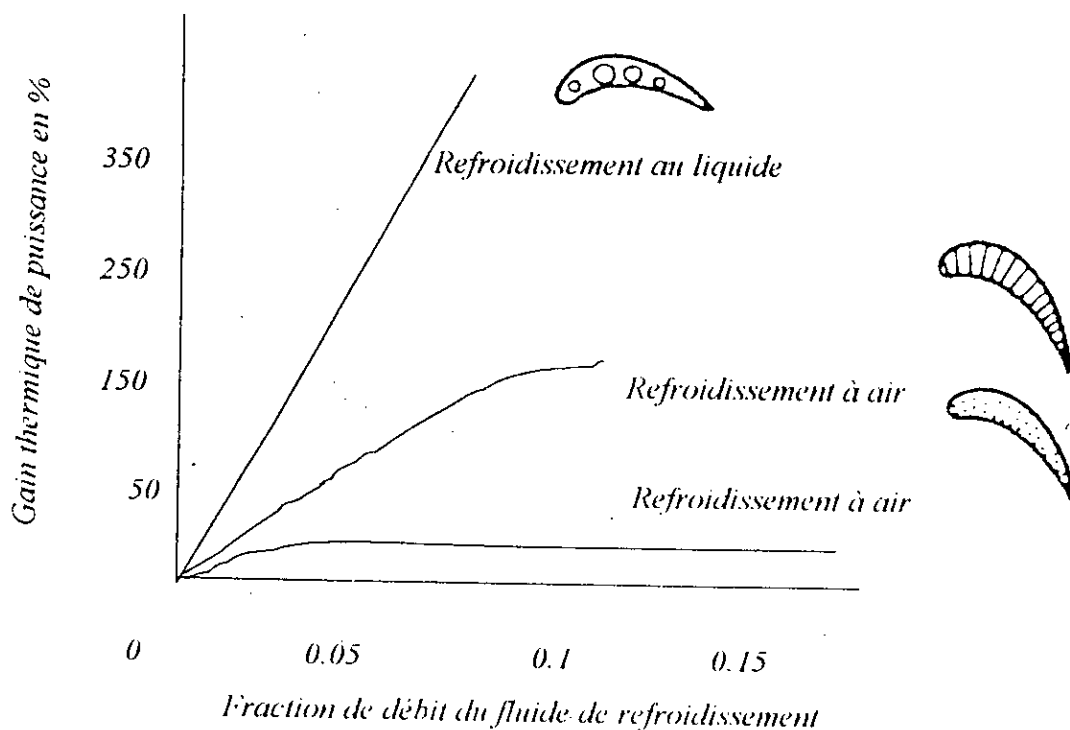


Fig 4.2 Gain thermique de puissance par différents systèmes de refroidissement

La Fig (4.3) montre que le système de refroidissement à air muni d'aubes creuses donne une faible efficacité due à la formation sur la surface interne de l'aube d'une couche limite qui agit comme un isolant thermique. L'insertion d'ailettes ou de tubes dans l'aube augmente la surface de transfert et provoque la formation d'un écoulement turbulent produit une couche limite turbulente qui facilite le transfert de chaleur.

Un autre inconvénient des aubes creuses est leur faible résistance aux sollicitations mécaniques et aux vibrations qui causent leur destruction.

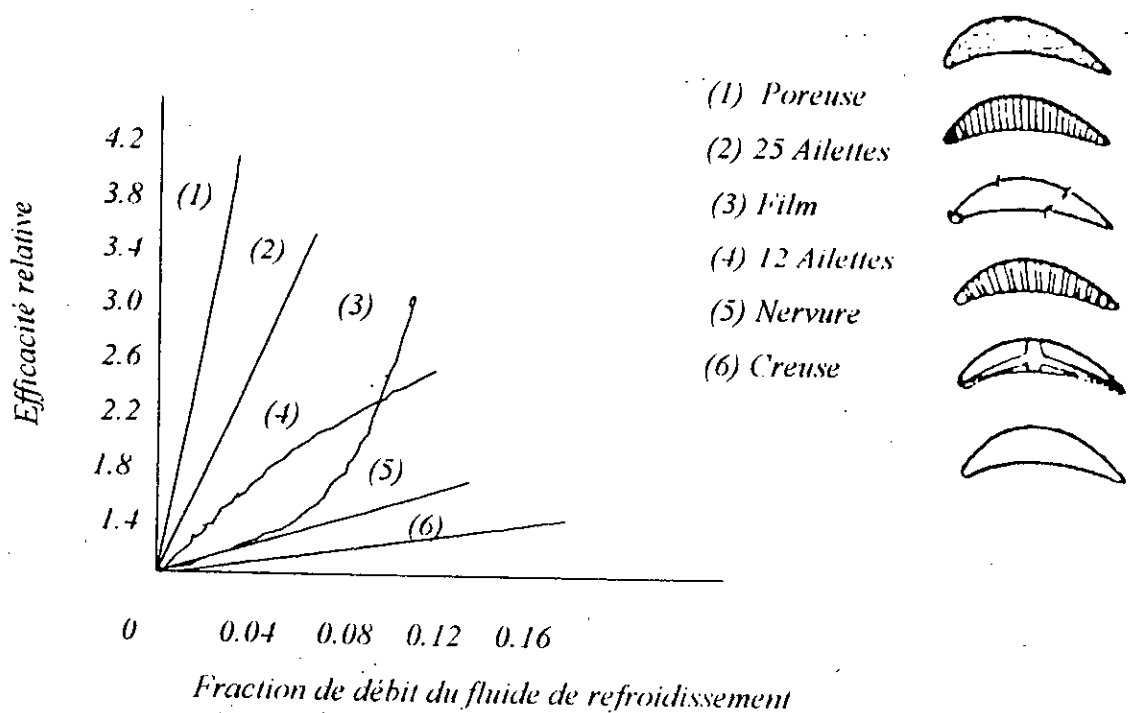


Fig 4.3 Efficacité des systèmes de refroidissement

Il existe d'autres méthodes de refroidissement à air tel le refroidissement par film d'air et l'utilisation d'aubes formées de matériaux poreux qui représente le meilleur système de refroidissement. La figure montre l'efficacité de chacun des systèmes de refroidissement déjà décrits.

Comme tout système qui représente des avantages dans le perfectionnement de l'engin, le système de refroidissement des aubes de turbine présente également des inconvénients tels la complexité de fabrication et la diminution des performances due à la non participation d'une quantité d'air venant du compresseur au processus de combustion et à la détente dans la turbine.

Nous parlons ici essentiellement du refroidissement des aubes du rotor parce que cela est considéré comme le problème le plus difficile. Néanmoins, il ne devrait pas être oublié que, avec une température élevée des gaz, l'oxydation devient un facteur limite significatif comme le fluage, et il est donc également important de refroidir les composants soumis aux contraintes non importantes d'une façon inaccentuée comme les aubes du stator et les passages annulaires. Une diffusion typique de l'air de refroidissement nécessaire pour un étage de turbine conçue pour travailler à 1500 °K se présente sous la configuration suivante : les valeurs sont exprimées comme une fraction du flux massique de gaz d'entrée [10].

- Parois annulaire	0.016
- Aubes du stator	0.025
- Aube de rotor	0.019
- Disque de rotor	<u>0.005</u>
	0.065

L'aube choisie pour notre étude est constituée d'un alliage de Nickel Ni5536 (Hastelloy X) [9] fig(4.4).

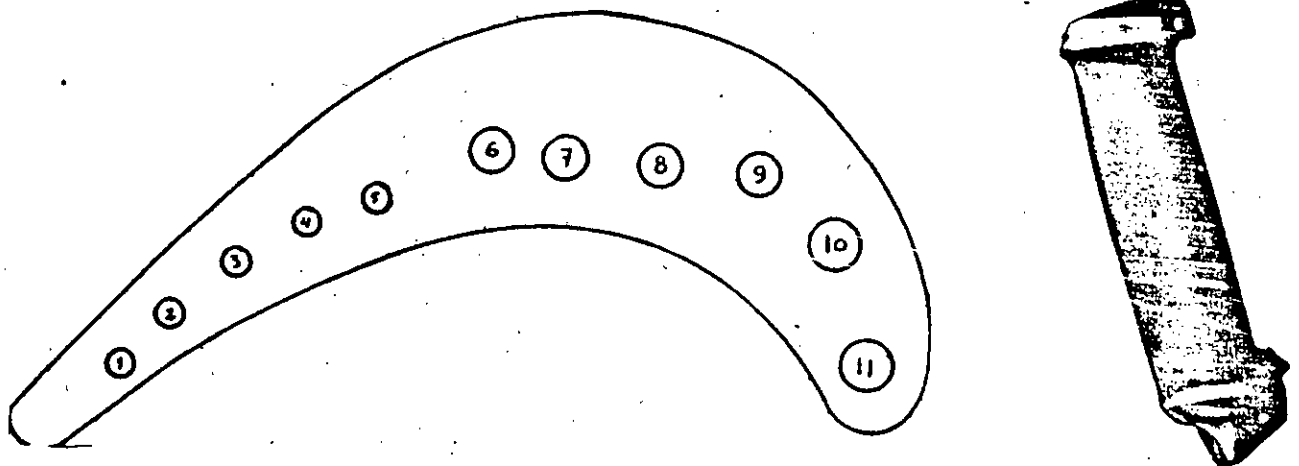


Fig (4.4) aube mobile de la turbine

Elle comporte 11 orifices pour le passage de l'air de refroidissement à l'intérieur dont les diamètres sont donnés dans le tableau (4.1).

Orifices	Diametres(mm)
1	1.0795
2	1.0795
3	1.0795
4	1.0795
5	1.3208
6	1.5494
7	1.5494
8	1.5494
9	1.5494
10	1.778
11	1.778

Tableau (4.1)

4.2 Théorie de calcul des flux de chaleur :

Vue la complexité du problème pour l'étude du transfert de chaleur à l'intérieur de l'aube, on négligera le transfert de chaleur par conduction entre les orifices, donc on peut considérer ces orifices comme étant un seul orifice ayant un diamètre D calculé comme suit :

$$S = \sum s_i, i=1,11 \quad (4.1)$$

Avec

$$S = (\pi D^2 / 4) \quad (4.2)$$

Ce diamètre D sera utilisé dans le calcul du nombre de Reynolds à la racine de l'aube seulement.

Dans notre étude, on va projeter la surface extérieure de l'aube, ce qui nous donnera la forme d'une surface rectangulaire ayant un orifice de passage d'air de refroidissement dont la surface a été calculée auparavant. Le bord d'attaque aura aussi une forme rectangulaire, donc on va considérer l'aube comme étant une paroi sur laquelle l'air va s'écouler des deux côtés.

Le transfert de chaleur se fera de la manière illustrée dans la fig (4.5).

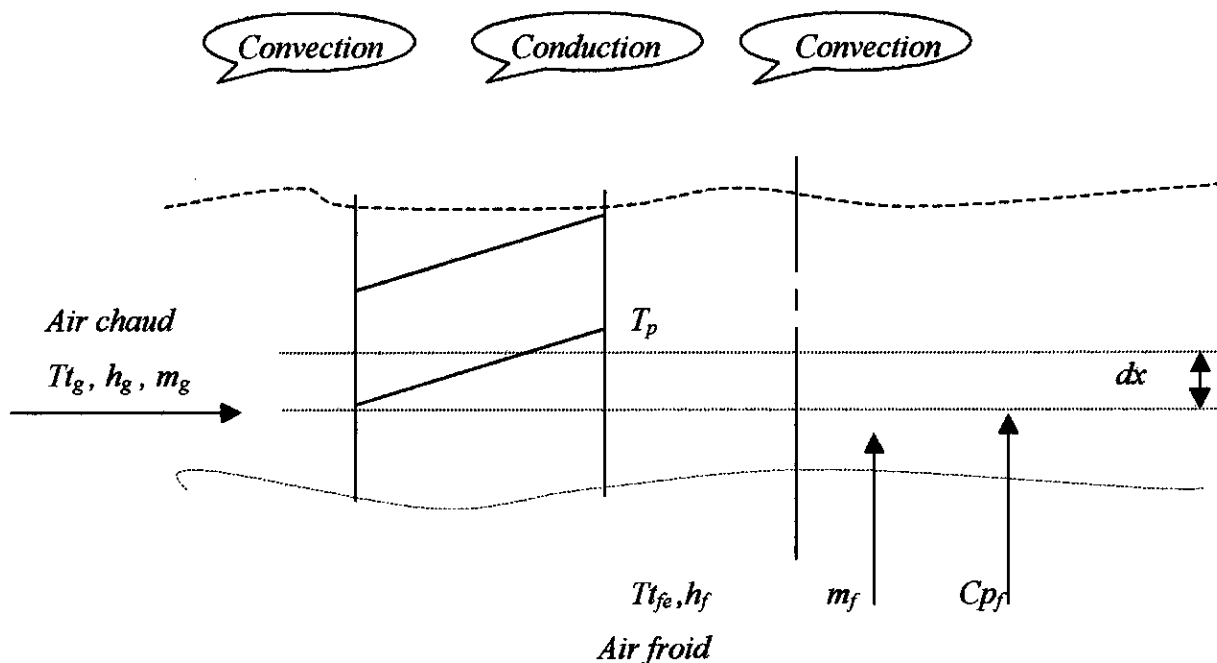


Fig (4.5) Ecoulement de la chaleur à travers l'aube

Pour connaître la distribution de la température le long de la paroi interne et celle du fluide, on utilise les équations classiques du transfert de chaleur à travers une paroi avec convection - conduction - convection, d'où on aura un coefficient de transfert de chaleur globale qui sera égal d'une certaine manière à la somme des coefficients dûs aux différents modes de transfert de chaleur.

Le flux de chaleur qui va s'écouler à travers la paroi est égal à celui qui va être extrait de l'aube sur une longueur dx , et qui sera égale à $m_f C_{p_f} dT_f$.

On aura

$$m_f C_{p_f} dT_f = \frac{T_t_s - T_t_f}{\frac{1}{h_g \times a \times dx} + \frac{e}{k \times a \times dx} + \frac{1}{h_f \times a \times dx}} \quad (4.3)$$

$$m_f C_{p_f} dT_f = \frac{T_t_s - T_p}{\frac{1}{h_g \times a \times dx} + \frac{e}{k \times a \times dx}} \quad (4.4)$$

Des équations (4.3) et (4.4) on a

$$\int_{T_{t_f}}^{T_{t_s}} \frac{dT_f}{T_t_s - T_t_f} = \frac{a}{m_f \times C_{p_f}} \int_0^x \frac{dx}{\frac{1}{h_g} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_f}} \quad (4.5)$$

$$\int_{T_p}^{T_{t_s}} \frac{dT_f}{T_t_s - T_p} = \frac{a}{m_f \times C_{p_f}} \int_0^x \frac{dx}{\frac{1}{h_g} + \frac{e}{k}}$$

De (4.5) on aura les expressions de T_f et de T_p en fonction de x

$$Tt_f(x) = Tt_g - \frac{Tt_g - Tt_{fe}}{e^{Cx}} \quad (4.6)$$

$$T_p(x) = Tt_g - \frac{A}{B} \times \left[\frac{Tt_g - Tt_{fe}}{e^{Cx}} \right] \quad (4.7)$$

avec

$$A = \frac{1}{\frac{1}{h_g} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_f}}$$

$$B = \frac{1}{\frac{1}{h_g} + \frac{e}{k}} \quad (4.8)$$

$$C = \frac{a}{m_f \times Cp_f} \times \frac{1}{\frac{1}{h_g} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_f}}$$

Les coefficients de transfert de chaleur pour l'air de refroidissement et pour le gaz

Sont donnés par les relations :

$$h_g = \frac{Nu_g \times k_g}{a}$$

et

$$h_f = \frac{Nu_f \times k_f}{L} \quad (4.9)$$

où les nombres de Nusselt sont calculés de la corrélation correspondante à un écoulement turbulent tout le long d'une surface plane [11].

$$Nu_{xg} = 0.036 Re_g^{0.8} Pr^{1/3} \quad (4.10)$$

et

$$Nu_{xf} = 0.036 Re_f^{0.8} Pr^{1/3} \quad (4.11)$$

Les nombres de Reynolds pour le gaz et le fluide refroidissant sont donnés par les expressions suivantes:

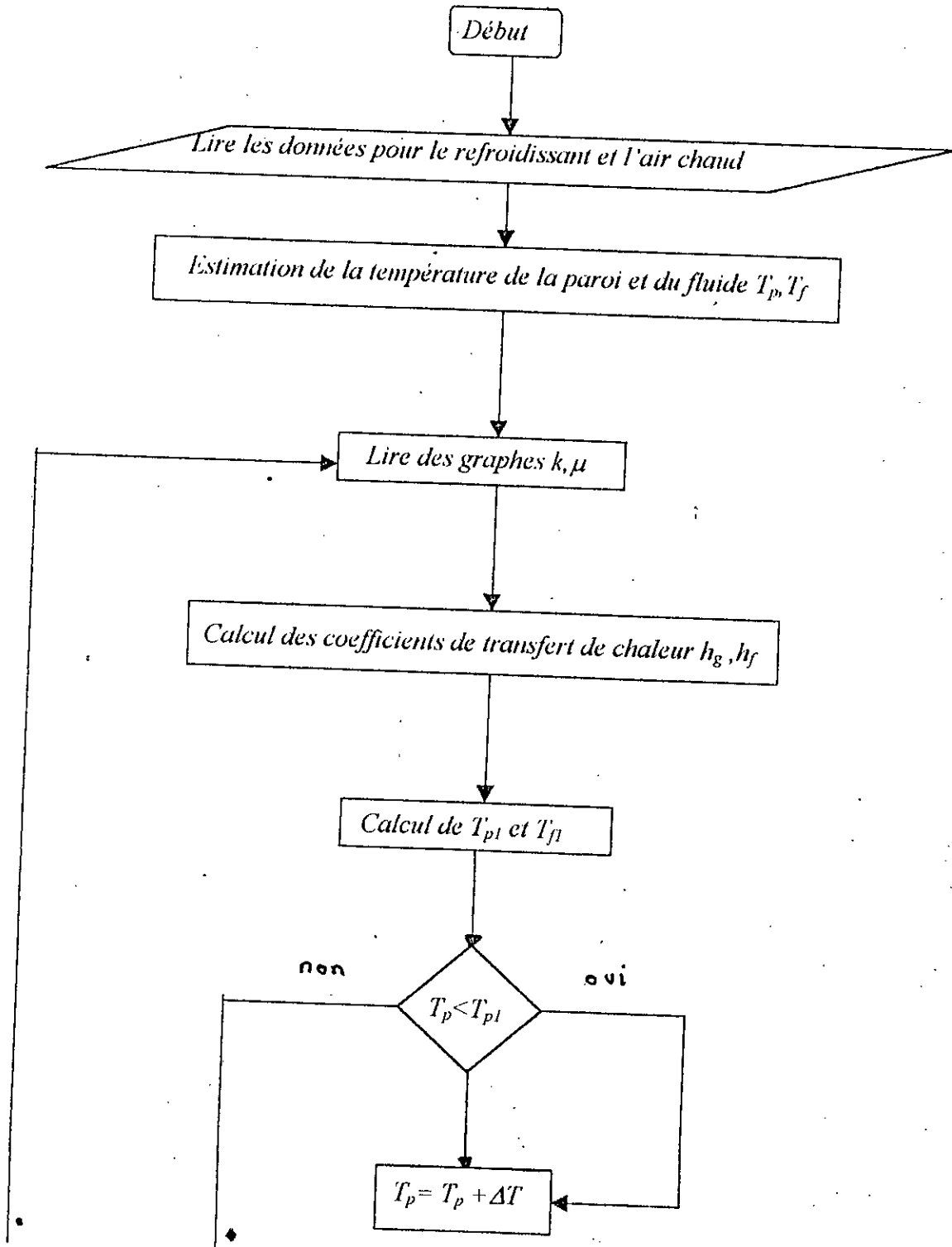
$$Re_g = \rho_g V_g a / \mu_g \quad (4.12)$$

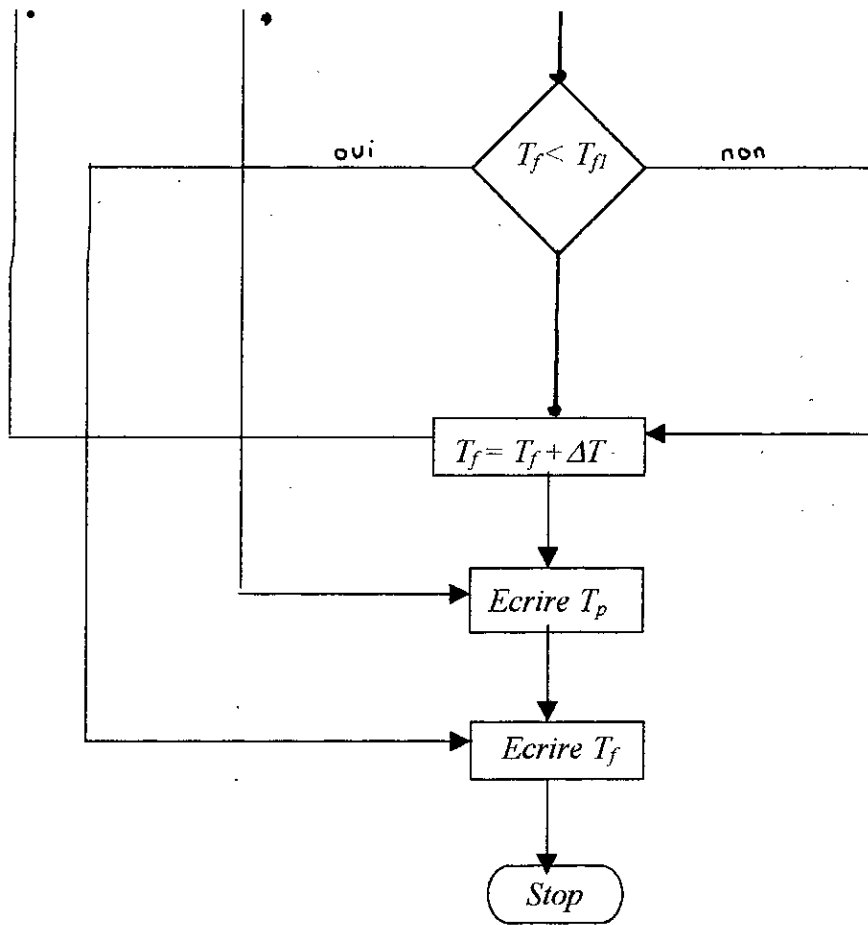
$$Re_f = \rho_f V_f D_o / \mu_f \quad (4.13)$$

ρ et μ sont calculés à la température du film :

$$T_t = \frac{T_t_f + T_p}{2} \quad (4.14)$$

4.3 Organigramme du calcul des températures de la paroi et du fluide





Résultats et Discussions

<i>Etages</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
$T_{fe}(^{\circ}K)$	366	387.05	408.15	429.15	463.89	498.63	533.37	568.11	602.85	637.59	672.33
$T_p(^{\circ}K)$	370.04	390.77	411.43	432.28	466.53	501.05	535.45	569.85	604.42	638.90	673.49
$T_f(^{\circ}K)$	366	387.05	408.15	429.15	463.89	498.63	533.37	568.11	602.85	637.59	672.33

Tableau (5.1) Températures de la paroi et du fluide à $X=0m$, pour des températures de piquage du 1^{er} étage au 11^{eme} étage du compresseur

<i>Etages</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
$T_{fe}(^{\circ}K)$	366	387.05	408.1	429.15	463.89	498.63	533.37	568.11	602.85	637.59	672.33
$T_p(^{\circ}K)$	377.14	396.45	417.12	437.57	472.49	507.11	541.73	576.20	610.36	644.87	679.03
$T_f(^{\circ}K)$	372.38	393.19	414.08	434.98	469.83	504.71	539.54	574.36	608.76	643.49	677.87
$Q(w)$	8276.7	7965.35	7757.78	7563.19	7754.55	7937.31	8054.81	8159.25	7715.38	7702.33	7232.30

***Tableau (5.2) températures de la paroi et du fluide et la quantité de chaleur extraite à $X=0.055m$,
pour des températures de piquage du 1^{er} étage au 11^{eme} étage du compresseur***

<i>Etages</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>
$T_{fe}(^{\circ}K)$	366	387.05	408.1	429.15	463.89	498.63	533.37	568.11	602.85	637.59	672.33
$T_p(^{\circ}K)$	384.09	402.67	423.07	443.34	480	513.13	547.83	582.4	616.23	650.75	685.38
$T_f(^{\circ}K)$	379.92	399.29	420.03	440.77	475.52	510.74	545.65	580.55	614.62	649.32	684.14
$Q(w)$	18058.3	15878.8	15476.7	15074.5	15182.7	15809.4	16031.3	16240.2	15365.5	15313.3	15417.5

Tableau (5.3) températures de la paroi et du fluide et la quantité de chaleur extraite à $X=0.11m$, pour des températures de piquage du 1^{er} étage au 11^{eme} étage du compresseur

$T(^{\circ}K)$	$F(N)$	$W_p(Mw)$	$W_{th}(Mw)$	$W_c(Mw)$	η_p	η_{th}	η_g	$C_s(Kg/dan.h)$
1204.54	106308	29.46	33.08	53.94	0.89	0.6	0.53	0.425
1500	122477	36.99	37	53.90	0.99	0.69	0.68	0.33

Tableau (5.4) Variation des performances en fonction de la température d'entrée à la turbine

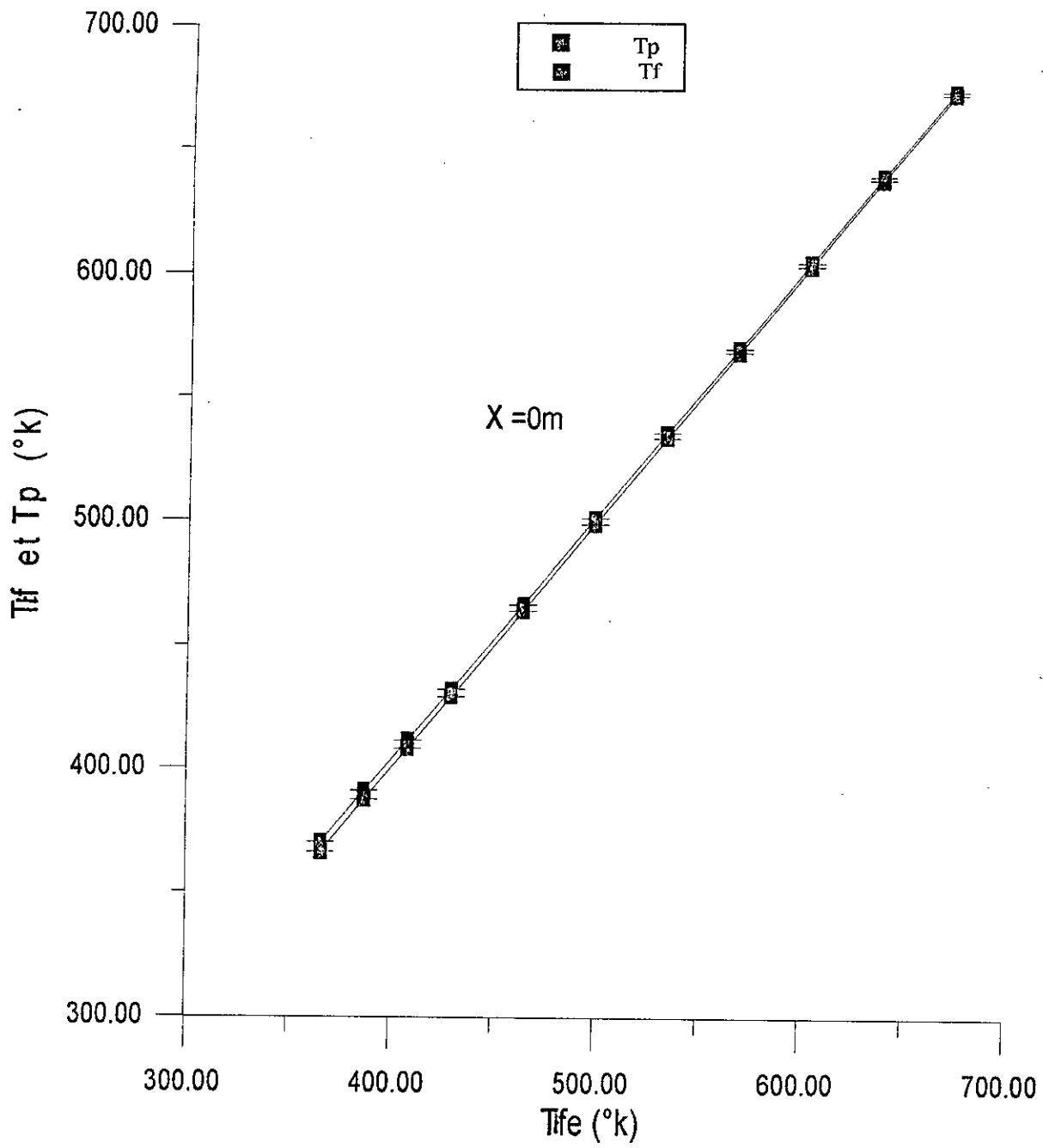


Fig (4.6) Variation de la température de la paroi et du fluide en fonction de la Température du piquage.

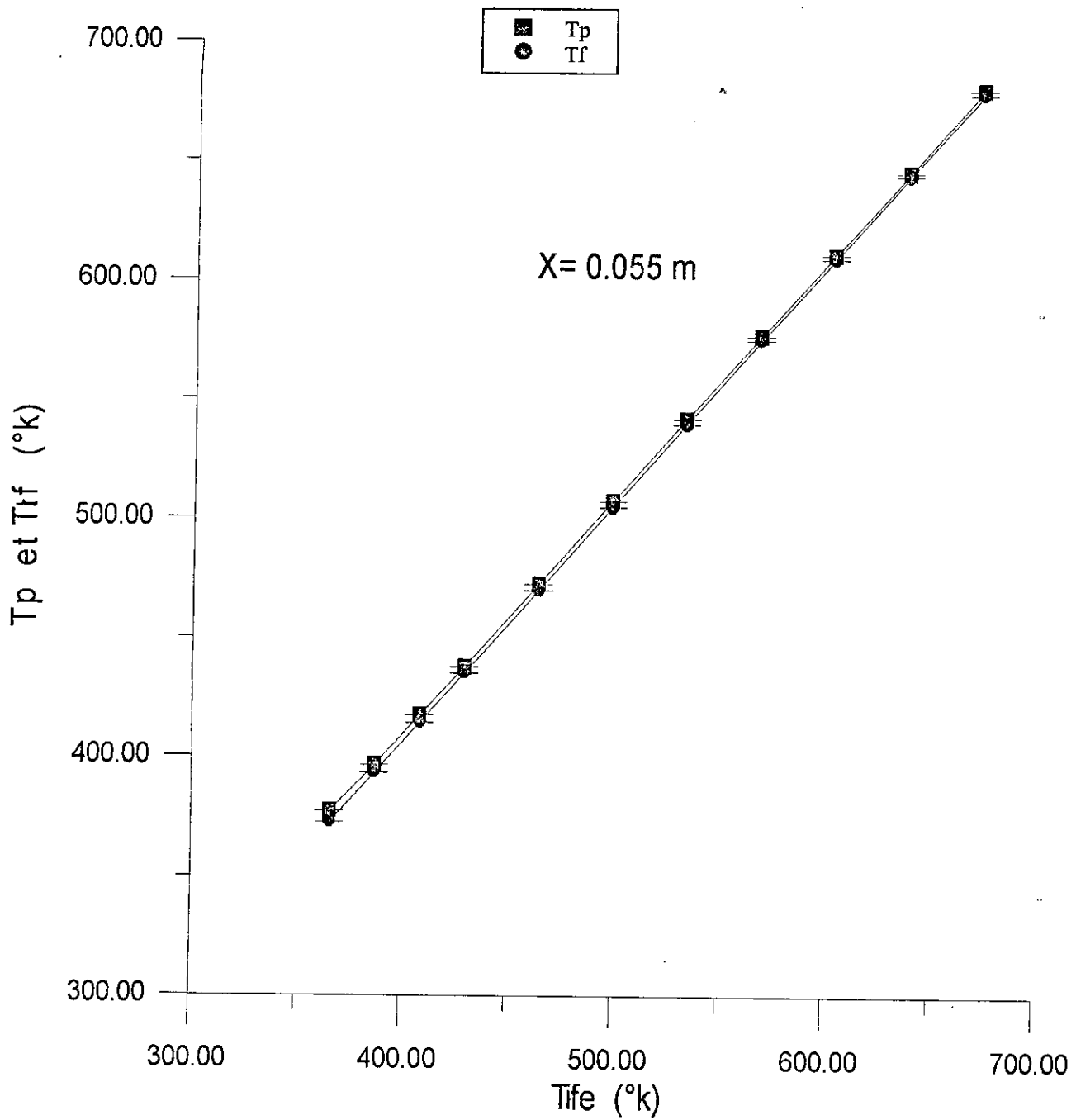


Fig (4.7) Variation de la température de la paroi et du fluide en fonction de la température de piquage

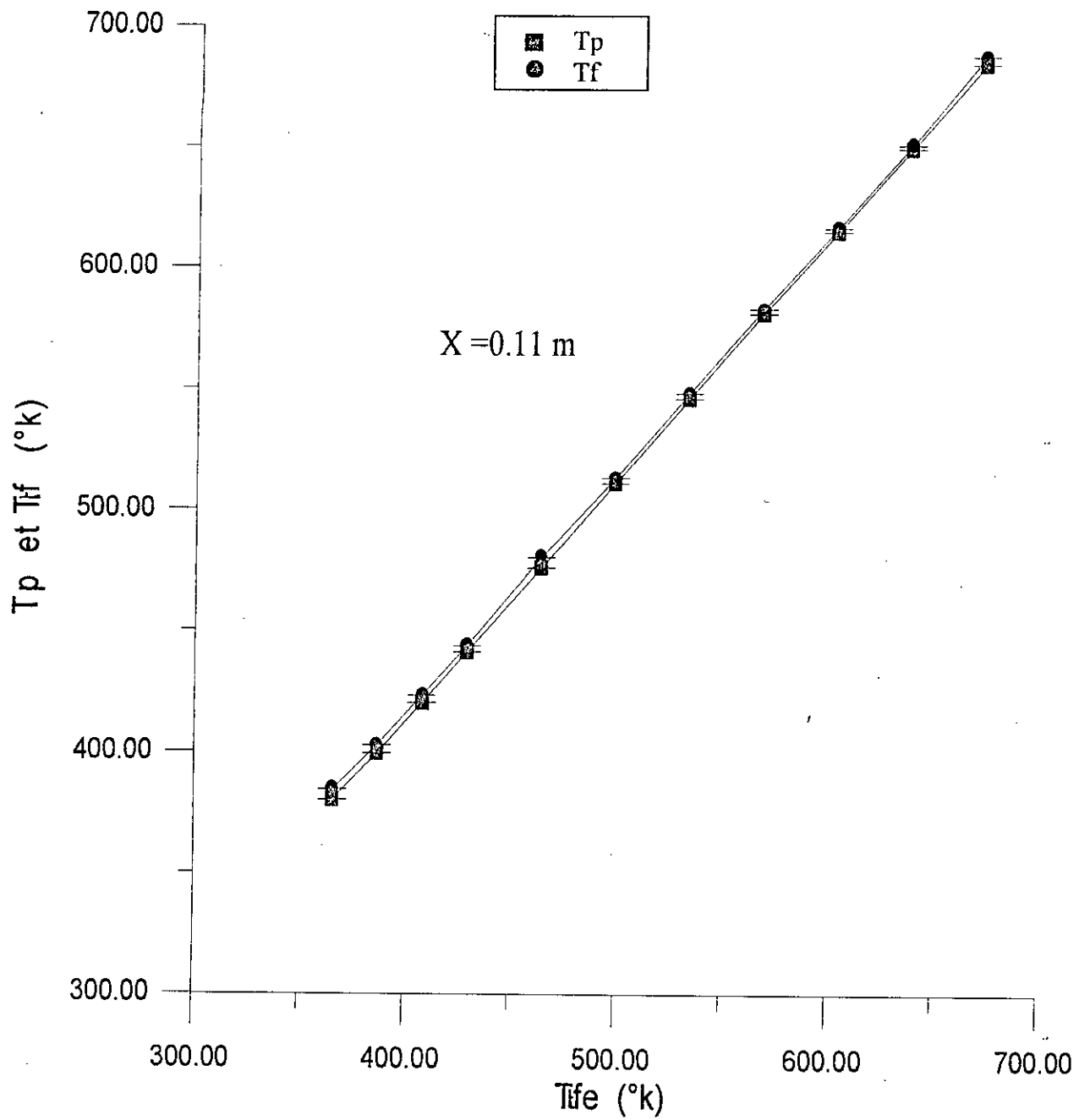


Fig (4.8) Variation de la température de la paroi et du fluide en fonction de la température du piquage

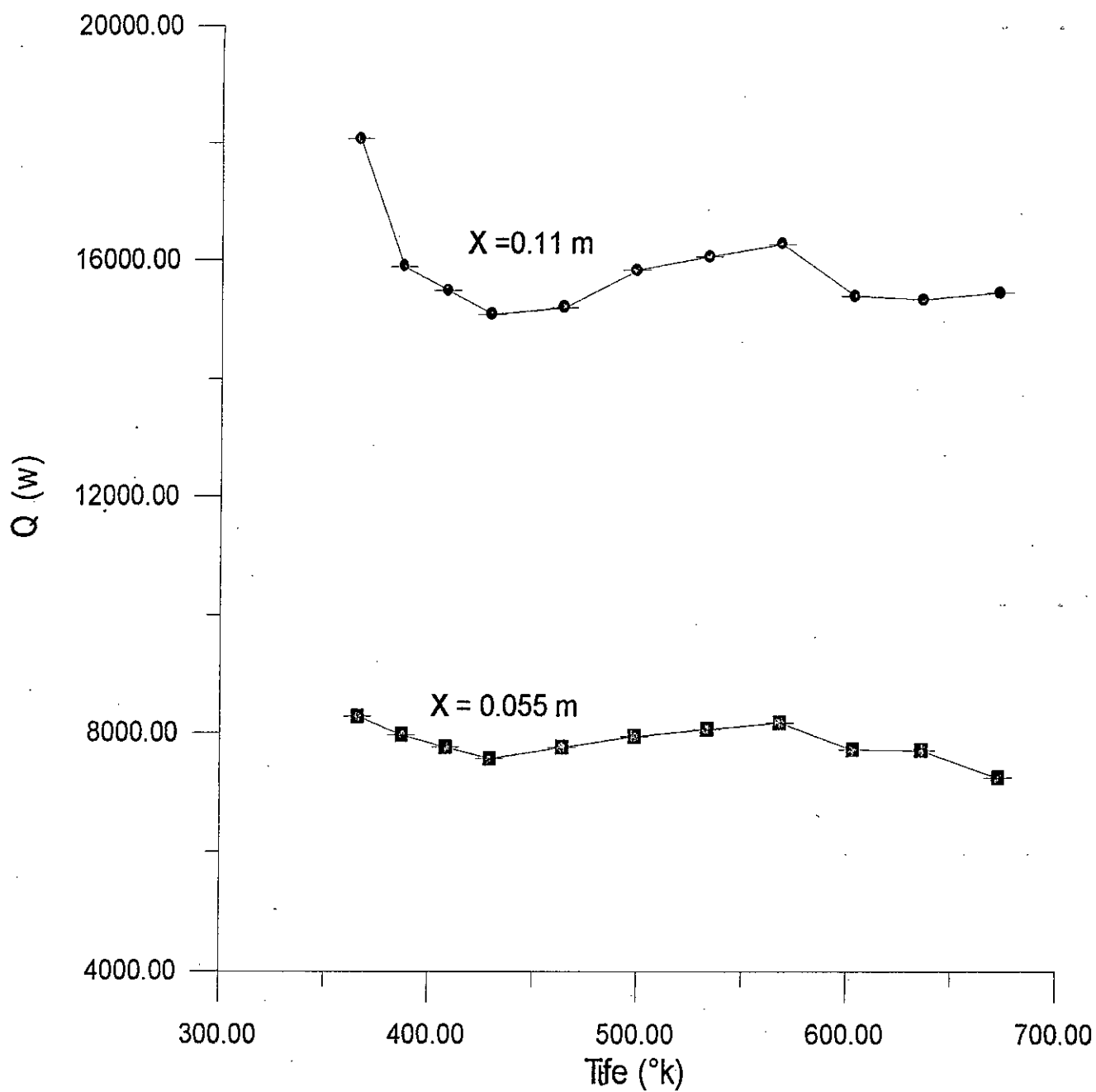


Fig (4.9) Variation de la quantité de chaleur extraite de l'aube en fonction de la température du piquage

D'après les résultats obtenus , tableaux (5.2) et (5.3), on constate que la plus grande quantité de chaleur extraite est due au refroidissement avec un piquage du premier étage du compresseur à basse pression, pour $x=0.055m$ et $x=0.11m$.

En pratique ,ce piquage ne peut être possible , car la différence de température entre une aube refroidie et une aube non refroidie sera très élevé, ceci a été constaté lors de notre étude dont les résultats sont les suivants :

. Avec une température d'entrée à la turbine de l'ordre de $1200^{\circ}K$, la température de l'aube refroidie atteint $380^{\circ}K$, alors qu'une aube non refroidie a une température égale à $950^{\circ}K$. La différence de température est de $500^{\circ}K$, ce qui nous permet d'élever la température d'entrée à la turbine jusqu'à $1700^{\circ}K$, et exposé ainsi l'aube à une température élevé , au détriment de ces caractéristiques métallurgiques.

Le piquage utilisé en pratique est celui du dernier étage du compresseur haute pression , avec lequel la température de l'aube atteint $680^{\circ}K$, donc une différence de température de $300^{\circ}K$, et une élévation de la température d'entrée jusqu'à $1500^{\circ}K$.

Du tableau des résultats (5.4) ,on a une augmentation de toutes les performances ,sauf la puissance calorifique qui reste constante ,puisque'elle n'est pas fonction de la température d'entrée à la turbine. Il y aussi une réduction de la consommation spécifique de 0.42 à $0.33Kg/daN .h$, ce qui veut dire une diminution de la quantité du combustible à bord de l'avion, donc un volume réduit des réservoirs de stockage et plus d'espace.

CONCLUSION

Conclusion

Le niveau des températures de la paroi d'une aube de rotor de turbine refroidie par air résulte d'un équilibre thermique . Cet équilibre est lié aux flux échangés entre les gaz chauds et la paroi de l'aube, d'une part , au flux échangés entre la paroi et l'air réfrigérant d'autre part.

Pour évaluer le transfert convectif et ensuite déterminer le champ de température au sein de l'aube, une analyse de l'écoulement des gaz à travers l'aube a été faite. Cette analyse nous a donnée la distribution de la température de l'aube et celle du refroidissant sur toute la hauteur de l'aube. Ce qui nous a permis d'avoir la quantité de chaleur extraite de l'aube et pouvoir trouver le meilleur compromis entre les paramètres énergétiques et constructifs des éléments du turboréacteur en particulier de la turbine , pour les performances les plus optimums.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Holland, M.J. : **Olympus 593 Turbine cooling**, AGARD conf.Proc.No.73,1970.
- [2] Mikio Suo : **Turbine cooling**, United Technologie Reseach Center Ch. 19, AUGUST 1976.
- [3] Halls, G.A. : **Nozzle Guide Vane Cooling –The State of the Art**, AGARD Conf.Proc.No.73,1970
- [4] Grimson,E.C. : **Correlation and Utilization of New Data on Flow Resistance and Heat Transfer for Cross Flow of Gases over Tube Banks**, Tras.ASME , Vol.59,1973,pp.583-594.
- [5] P.J.Lottus, T.V.Jones : **Film cooling Process**, Journal of Engineering for power , Vol.105, JULY 1983.
- [6] M.A.EL-Masri : **Two –Phase Transpiration cooling**, Tras.ASME , Vol.105.,JANUARY 1983.
- [7] Moskovitz, S.L.and Lombardo,S. : **2750 Degree Fengine Test of a transpiration Air-Cooled Turbine**,ASME J.of Eng .for power April 1971,pp.238-248.
- [8] A .Achchi , **Etude d'un turboréacteur double corps double flux**, ENP 1984.
- [9] Pratt & Witney, **Alloy Reference List** , United Technologies,AUGUST 1992.
- [10] H.Cohen ,G.F.C.Rogers ,H.I.H. Saravanamutto : **Gaz Turbine Theory** 3rd editin 1987.
- [11] J.F. Sacadura **Initiation Aux Transferts Thermiques** 1982.