

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

UNIVERSITE DE BLIDA
INSTITUT D'AERONAUTIQUE

Projet de Fin d'Etudes

Pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en aéronautique

Option : PROPULSION

Thème :

**ETUDE DES PERFORMANCES HORS
ADAPTATION DU MOTEUR PROTOTYPE
DE LABORATOIRE GILKES GT-117**

Dirigé par :

Mr. BADR-EDDINE

Aimed-eddine

Réalisé par :

DALI

Borhan-eddine

ALI

Hilal

Promotion 2002



۴۲
بسم الله الرحمن الرحيم
۱۲

DEDICACE

Je dédie ce modeste travail :

- A mes chers parents , ma sœur , mon frère et tous les membres de la famille.
- A tous les amis (es) , spécialement les éléments de la promotion SE 95 UC et la promotion 96 M .
- A l'âme de notre collègue ABDALLAH ELHIRTSI BEN AÏCHA.

Et a tous ceux qui me sont très chers et qui m'ont soutenu .

Remerciement

Pour l'aide , le soutien moral et matériel , nous tenons tout d'abord à exprimer notre gratitude à notre promoteur M^r BADR-EDDINE AIMED-EDDINE ainsi qu'à tous nos enseignants et enseignantes , sans oublier M^r MOKHTARI DJAMEL de l'atelier de propulsion de l'institut d'aéronautique de Blida.

SOMMAIRE

INTRODUCTION.....	1
-------------------	---

CHAPITRE I

DESCRIPTION GENERALE DU BANC D'ESSAIS GILEKS GT-117

I.1 DESIGNATION.....	2
I.2 LES ORGANES PRINCIPAUX DU MOTEUR.....	2
I.2.1 l'entrée d'air.....	2
I.2.2 le compresseur.....	4
I.2.3 chambre de combustion.....	7
I.2.4 la turbine.....	8
I.2.5 la tuyère.....	10

CHAPITRE II

CARACTERISTIQUES DES COMPOSANTS D'UNE TURBOMACHINE

II.1 PARAMETRES REDUITS.....	12
II.2 CARACTERISTIQUE DE DEBIT D'UNE TUYERE	16
II.3 DEBIT REDUIT A L'ENTREE D'UNE TURBINE	18
II.4 CHARGE D'UNE TURBINE COMPRISE ENTRE DEUX COLS SONIQUES	18
II.5 CAS OU LA TURBINE EST COMPRISE ENTRE UN COL SONIQUE A L'AMONT ET UNE SECTION SUBSONIQUE A L'AVAL	20

CHAPITRE III

FONCTIONNEMENT HORS-ADAPTATION D'UN REACTEUR MONOCORP MONOFLUX

III.1 NOTATIONS ET HYPOTHESES UTILISEES.....	22
III.2 FONCTIONNEMENT DE MOTEUR	23
II.2.1 Nombres des paramètres indépendants	23
II.2.2 ligne de fonctionnement.....	24
III.3 EFFET DE VARIATION DE GEOMETRIE	25
III.3.1 influence d'un variation de section de tuyère sur la ligne de fonctionnement.....	26
III.3.2 influence d'une variation de section du distributeur.....	28
III.3.3 application a l'influence des rendements sur le fonctionnement du moteur.....	31
III.3.4 influence d'une variation de pertes de charge interne au moteur.....	32
III.4 PRELEVEMENT DE DEBIT ET DE PUISSANCE	32
III.4.1 prélèvement d'air à la sortie du compresseur.....	32
III.4.2 prélèvement de puissance.....	36
III.5 INFLUENCE DES CONDITIONS AMBIANTES.....	37
III.5.1 influence de la pression.....	38
III.5.2 influence de la température extérieure.....	39
III.5.3 influence du nombre de mach de vol.....	39
III.6 INFLUENCE DU CHAMP DE COMPRESSEUR.....	41
III.7 SENS DE VARIATION DES DIFFERENTS PARAMETRES_MOTEUR A GEOMETRIE FIXEE	43

CHAPITRE IV

ETUDE DES PERTES DANS LES ROTORS DES COMPRESSEURS AXIAUX

IV.1 CALCUL DES ANGLES DE DEVIATION.....	45
IV.2 PERTES DE PROFIL	47
IV.3 CALCUL DES PERTES SECONDAIRES	55
IV.4 PREDICTION DE LA LIGNE DE POMPAGE	56

CHAPITRE V

PROCEDURE DE CALCUL

V.1 OBJECTIFS DE CALCUL	59
V.2 LES HYPOTHESES	59
V.3 CALCULS DES PARAMETRES DANS CHAQUE STATION.....	60
V.3.1 Entrée d'air	60
V.3.2 Compresseur	61
V.3.2.1 Calcul des paramètres dans un étage axiale.....	61
V.3.2.2 performances de L'étage axiale.....	67
V.3.2.3 Calcul des paramètres dans un étage centrifuge.....	68
V.3.2.4 performances de l'étage centrifuge.....	72
V.3.2.5 performances du compresseur	72
V.3.2.6 traçage du diagramme caractéristique du compresseur.....	72
V.4 PREDICTION DE LA LIGNE DE FONCTIONNEMENT DU MOTEUR	73
V.5 DETERMINATION DES PERFORMANCES HORS ADAPTATION DU MOTEUR	78
V.6 ESTIMATION DU POINT NOMINAL DU MOTEUR.....	79
V.7 LES PAS DES ITERATIONS ET LES ERREURS DE CALCUL.....	80

CHAPITRE VI

RESULTATS ET INTERPRETATIONS

VI.1 DETERMINATION DES LIMITES DE LA LIGNE DE FONTIONNEMENT	84
VI.1.1 La limite supérieur.....	84
VI.1.2La limite inférieur.....	84
VI.3 DETERMINATION DU PAS DE LA RICHESSE.....	85
VI.3 LES PERFORMANCE DU MOTEUR AU POINT NOMINAL.....	86
CONCLUSION.....	94
ANNEXE 1 :ANALYSE DIMENSIONNELLE.....	95
ANNEXE 2 :EXEMPLE DE REGULATION.....	98
ANNEXE 3 :L'INTERPOLATION LINEAIRE.....	101
ANNEXE 4 :ORGANIGRAMME DE CALCUL.....	106

LISTE DES FIGURES

Fig(I.1) Dimensions de l'entrée d'air	2
Fig(I.2) Entrée d'air –Vue de face-.....	3
Fig(I.3) Entrée d'air –Vue de profil-.....	3
Fig(I.4) Les Rotors des étages axiaux et la rouet du compresseur centrifuge.....	4
Fig(I.5) Dimensions des rotors de la partie axiale.....	5
Fig (I.6) Caractéristiques des profils des rotors de la partie axiale.....	5
Fig(I.7) Dimensions de la rouet du compresseur centrifuge.....	6
Fig(I.8) Les staturs de la partie axiale.....	6
Fig(I.9) La chambre de combustion –vue de dessus-.....	7
Fig(I.10)La chambre de combustion-vue de profile-.....	7
Fig(I.11) Distributeur du 1 ^{er} étage de la turbine.....	8
Fig(I.12)Les dimensions du Distributeur du 1 ^{er} étage de la turbine.....	9
Fig(I.13) Les rotors de la turbine –Vue de face-.....	9
Fig(I.14) Les rotors de la turbine –Vue de profil-.....	10
Fig(I.15) La tuyère – Vue de profil-.....	10
Fig(I.16) La tuyère – Vue de face-.....	11
Fig(I.17) Diamètre de sortie de la tuyère.....	11
Fig(II.1) Champ de Compresseur.....	13
Fig(II.2) Champ de la turbine.....	13
Fig(II.3) Etage d'une turbine.....	19
Fig(II.4) Triangle de vitesses dans un étage d'une turbine axiale.....	19
Fig(III.1) Numérotation des stations d'un réacteur monocorp-monoflux	22
Fig(III.2) Diagramme caractéristique du compresseur.....	25
Fig(III.3) Variation de la ligne de fonctionnement en fonction de A_{10}	26
Fig(III.4) Variation de l'amplitude de la ligne de fonctionnement en fonction de K	27
Fig(III.5) Variation de la ligne de fonctionnement en fonction de A_{10} et T_{t5}/T_{t2}	28
Fig(III.6) Déplacement de la ligne de fonctionnement avec A_{10} et A_5 , à P_{t4}/P_{t2} donnée.....	29
Fig(III.7) Variation de la ligne de fonctionnement en fonction de A_5	31
Fig(III.8) Variation de la ligne de fonctionnement en fonction de K avec Prélèvement.....	33
Fig(III.9) Déplacement de la ligne de fonctionnement avec prélèvement du Débit.....	35
Fig(III.10) Prélèvement du puissance.....	36
Fig(III.11) Déplacement de la ligne de fonctionnement avec prélèvement de Puissance.....	37
Fig(III.12) variation de la consommation spécifique en fonction de la poussée	40
Fig(III.13) Influence du champ de compresseur.....	42

Fig(III.14) Influence du champ de compresseur avec les performances Nominales.....	43
Fig (IV.1) Squelette d'un profil.....	45
Figure (IV.2) Diagramme (Tt-S).....	49
Fig (IV.3) Variation de la vitesse relative a travers le rotor axial.....	50
Fig (IV.4) : Condition Supercritique.....	53
Fig(IV.5) : Condition d'Entrée Supersonique.....	53
Fig (IV.6) : Diagramme « $\phi - \psi$ ».....	57
Fig (V.1) Numérotation des différents stations dans le compresseur.....	61
Fig(V.2) Numérotation d'un étage axial.....	61
Fig (V.3) Triangles des vitesses dans les stations (b) et (c).....	62
Fig (V.4) Variation de l'épaisseur de quantité de mouvement en fonction du facteur de diffusion à l'incidence nulle.....	65
Fig(V.5) Déviation de la vitesse d'écoulement dans le stator axial.....	66
Fig (V.6) Triangles des vitesses dans la rouet du compresseur centrifuge.....	68
Fig (V.7) Déviation des vitesses dans le diffuseur centrifuge.....	68
Fig(V.8) Diagramme (Tt,S) pour la rouet	71
Fig(V.9) La Chambre de combustion simplifiée.....	73
Fig(V.10) Numérotation des stations de la turbine.....	74
Fig(V.11) Distributeur de la turbine critique.....	74
Fig(V.12) Diagramme (Tt,S) de la turbine.....	76
Fig(V.13) La tuyère.....	77
Fig (VI.1)Variation du taux de compression en fonction du débit réduit	81
Fig(VI.2) Variation du rendement isentropique du compresseur en fonction du débit réduit 2.....	82
Fig (VI.3) Variation de la richesse en fonction du débit de carburant	83
Fig (VI.4) Variation du rendement isentropique du compresseur en fonction de la richesse	87
Fig(VI.5) Variation du taux de compression en fonction de la richesse	87
Fig (VI.6) Variation du régime de rotation en fonction de la richesse	88
Fig (VI.7) Variation de la température totale après la combustion en fonction de la richesse	88
Fig(VI.8) Variation de la vitesse d'entrée V_1 en fonction de la richesse	89
Fig(VI.9) Variation du Mach d'entrée M_1 en fonction de la richesse	89

Fig(VI.10) Variation de la vitesse de sortie V_{10} en fonction de la richesse	90
Fig(VI.11) Variation du Mach de sortie M_{10} en fonction de la richesse	90
Fig(VI.12) Variation de la Poussée en fonction de la richesse	91
Fig(VI.13) Variation du rapport P_{10}/P_{atm} en fonction de la richesse	91
Fig(VI.14) Variation de la Poussée spécifique en fonction de la richesse	92
Fig(VI.15) Variation de la consommation spécifique en fonction de la richesse	92
Fig(VI.16) Variation du débit D en fonction de la richesse	93
Fig(VI.17) Variation du Rendement Thermique en fonction de la richesse	93
Fig(A2.1) La régulation dans le diagramme caractéristique du compresseur	99
Fig(A2.2) La régulation du régime de rotation	99
Fig(A2.3) La régulation de la température totale devant la combustion	100
Fig(A2.4) La régulation de la section de sortie de la tuyère	100
Fig(A3.1) Interpolation linéaire	101

NOTIONS PRINCIPALES

• Alphabets latins :

M : Le nombre de Mach absolu.

M^r : Le nombre de Mach relatif.

T : Température statique.

T_t : la température totale absolue.

T_t^r : la température totale relative.

P : Pression statique.

P_t : Pression totale absolue.

P_t^r : Pression totale relative.

C_p : Capacité calorifique à pression constante dans le compresseur.

C_p^r : Capacité calorifique à pression constante dans la turbine.

N : Le régime de rotation.

N_r : Le régime réduit = $\frac{N}{\sqrt{T_t}}$

D : Le débit d'air .

D_r : Débit réduire = $\frac{D\sqrt{T_t}}{P_t}$

D_c : Débit de carburant.

f : Richesse en carburant.

H_f : Pouvoir critique calorifique effectif.

r : le rayon moyen

A : Section de passage dans le repère absolu .

A_w : Section de passage dans le repère relatif.

H_t : L'enthalpie total.

P_a : La puissance de l'arbre.

V : La vitesse absolue.

W : La vitesse relative.

U : La vitesse de rotation.

eff : L'efficacité.

eff_D : L'efficacité d'entrée d'air.

eff_{ST} : L'efficacité des stators.

eff_B : L'efficacité de la chambre de combustion.

eff_{DIST} : L'efficacité du distributeur de la turbine.

eff_N : L'efficacité de la tuyère.

F : La poussée

P_s : La poussée spécifique.

C_s : La consommation spécifique.

• Alphabets grec :

ρ : La masse volumique.

γ : Le coefficient isentropique.

π : rapport des pressions totales.

ζ : Rapport des températures totales.

ϵ : Perte de charge = $(P_{t_{\text{entrée}}} - P_{t_{\text{sortie}}}) / P_{t_{\text{entrée}}}$

η_{pC} : Rendement polytropique de compression.

η_{pT} : Rendement polytropique de détente.

η_{isC} : Rendement isentropique de compression.

η_{isT} : Rendement isentropique de détente.

η_B : Rendement de combustion.

η_m : Rendement mécanique.

α : Déviation de la vitesse absolue.

β : Déviation de la vitesse relative.

β_c : Déviation du profil de l'aube.

θ : La courbure.

μ : Coefficient de glissement .

σ : Le rapport C_p' / C_p .

INTRODUCTION

Dans un projet de turbomachine, le calcul hors adaptation est l'étape suivant le choix d'un cycle.

Le calcul de ce cycle n'aura nécessité que le choix de grandeurs thermodynamiques (températures, rapports des pressions par exemple). Le débit lui-même n'intervient qu'une fois le cycle choisi et découle de la poussée ou de la puissance qu'on veut réaliser.

Le cycle et le débit fixés, pour une condition de vol donnée, il devient possible de dimensionner chaque composant du moteur qui réalisera physiquement les caractéristiques nominales retenues à ce point d'adaptation.

Ce moteur aura à fonctionner, suivant la mission impartie à l'avion qu'il équipe, dans ces conditions très variées de nombre de Mach, d'altitude et de régime. La géométrie du moteur imposera alors, hors adaptation, des contraintes qui n'existaient pas au niveau de calcul de cycle initial.

Ces contraintes sont d'ordre aérodynamique et représentent les lois de débit dans les différentes sections dimensionnées.

Le calcul hors adaptation diffère alors du calcul de cycle purement thermodynamique par l'introduction de grandeurs géométriques.

La construction physique des éléments du moteur fait apparaître des limites dans leur fonctionnement : limites aérodynamiques, thermiques et mécaniques,

Ces deux derniers intervenant conjointement sur la durée de vie de moteur.

Les limites aérodynamiques peuvent se traduire par :

- Le blocage en débit de section de passage.
- Le pompage des compresseur (limite de rapport de pression).
- La limite de puissance des turbines.

Dans notre travail, on a choisi un moteur bien défini pour sa géométrie (GILKES GT-117) et appliquer le calcul hors adaptation avec des hypothèses convenables, pour déterminer les différents performances et voir leurs variations.

Nous présentons notre travail sous forme :

1. Une Description générale du banc d'essais GILKES GT-117, concernant ces composants et leurs formes et géométries.
2. Les caractéristiques aérothermodynamiques pour tous les composants d'une turbomachine, en tenant compte des grandeurs réduits intervenant dans le calcul hors adaptation.
3. Le fonctionnement hors adaptation d'un réacteur mono-corps mono-flux avec l'étude des performances suivant les effets de la géométrie et les conditions de vol.
4. traitement des types des pertes existants dans les compresseurs, avec les corrélations de calcul afin de déterminer le diagramme caractéristique du compresseur et ainsi la zone de pompage.
5. présentation de la procédure de notre calcul.
6. finalement, on a interprété tous les résultats obtenus.

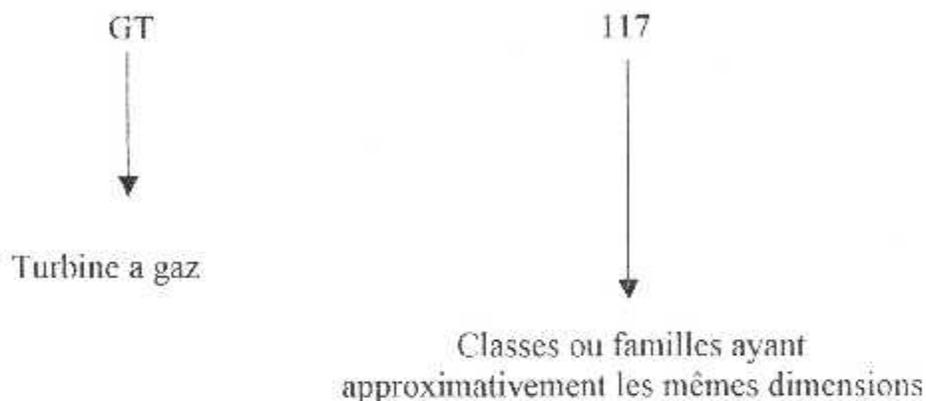
CHAPITRE I

**DESCRIPTION GENERALE DU
BANC D'ESSAIS GILKES GT-117**

Le banc d'essais GT-117 est un réacteur mono-corps mono-flux de construction anglaise de la maison GILKES.

I.1 DESIGNATION :

L'utilisation d'une pièce quelconque exige la connaissance de cette dernière, soit ses différentes caractéristiques opérationnelles ou bien le fonctionnement de cette pièce et différents domaines d'utilisations.

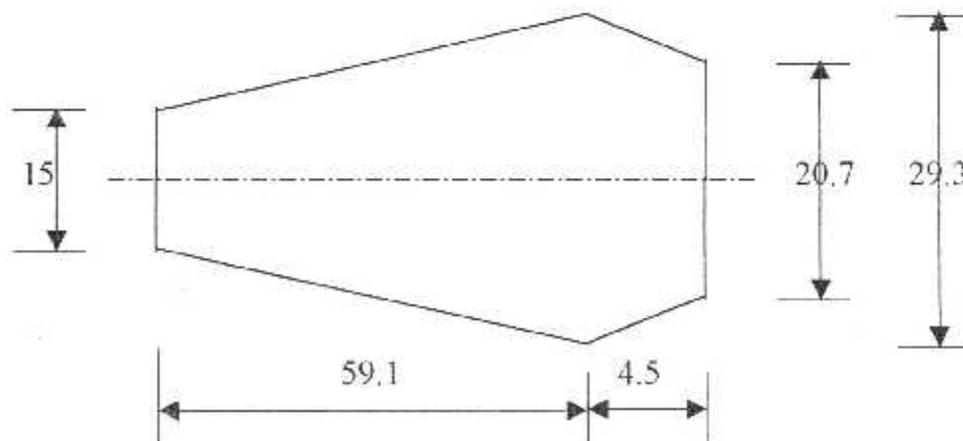


I.2- LES ORGANES PRINCIPAUX DU MOTEUR :

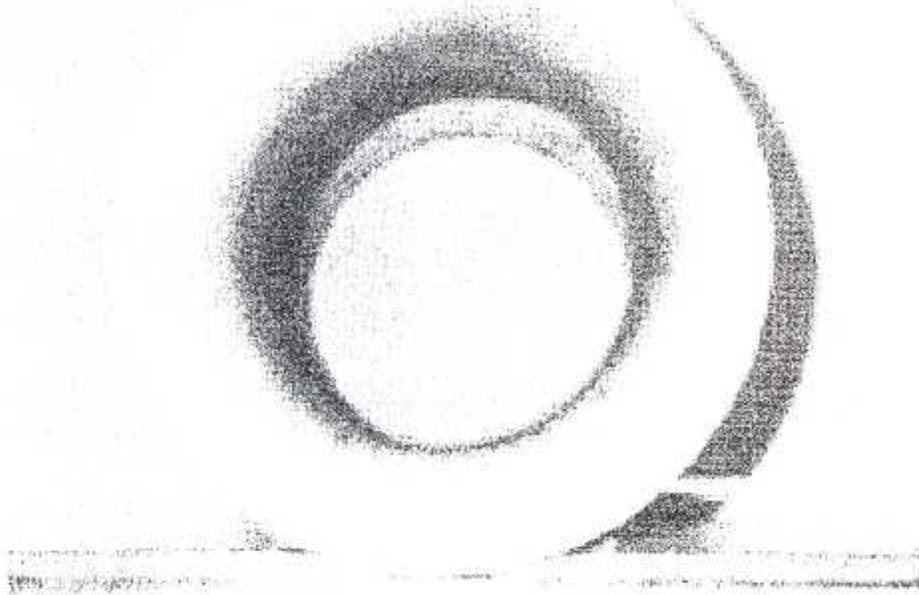
I.2.1 L'entrée d'air :

Voir les figures (I.1), (I.2) et (I.3)

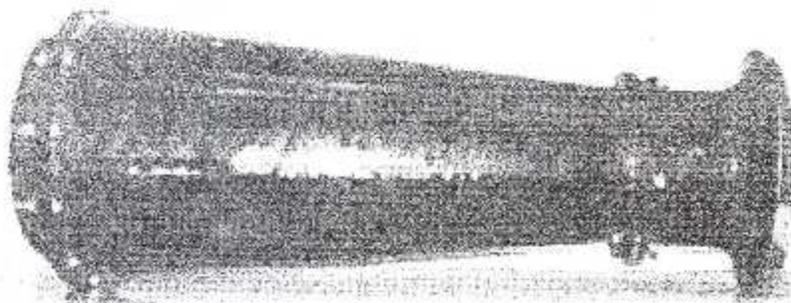
Remarque : toutes les dimensions dans ce chapitre sont en centimètre, les angles en degrés.



Fig(I.1) Dimensions du l'entrée d'air



Fig(I.2) Entrée d'air –Vue de face-



Fig(I.3) Entrée d'air –Vue de profil-

I.2.2 Le compresseur :

La station de compresseur du GT-117 est constituée de deux étages axiaux et un compresseur centrifuge.

L'étage axial comprend deux composants :

- rotor
- stator

1^{er} Etage : Rotor : nombre des aubes =25
Stator : nombre des aubes =32

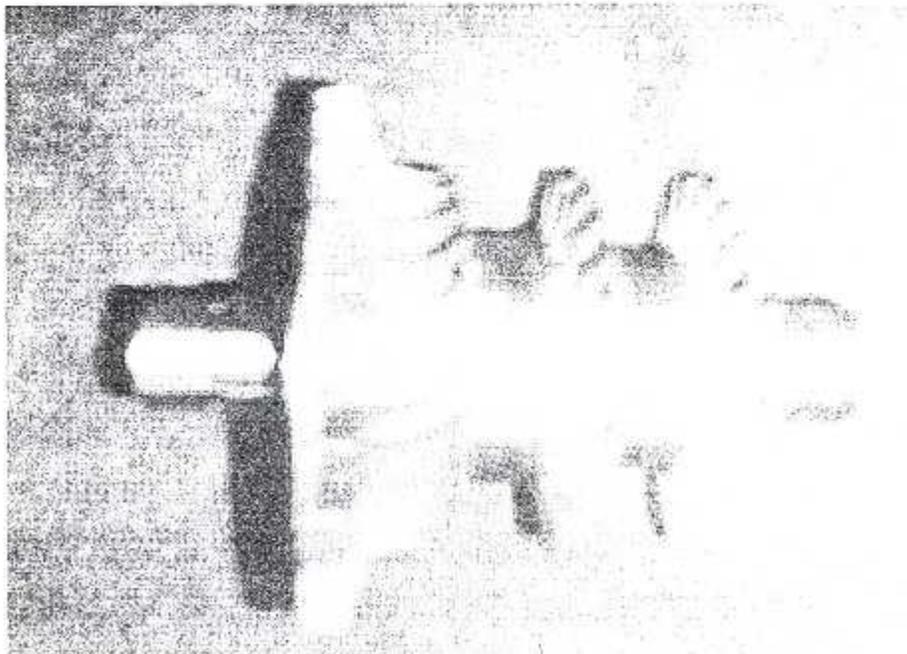
2^{eme} Etage : Rotor : nombre des aubes =25
Stator : nombre des aubes = 29

Le compresseur centrifuge comprend deux composants :

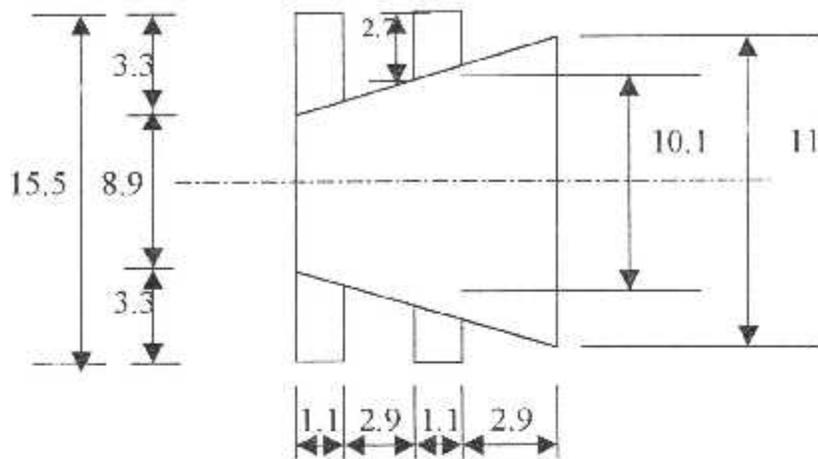
- rouet (rotor)
- diffuseur

La Rouet : nombre des aubes=25

Diffuseur : nombre des aubes=18



Fig(1.4) Les Rotors des étages axiaux et la rouet du compresseur centrifuge



Fig(I.5) Dimensions des rotors de la partie axiale

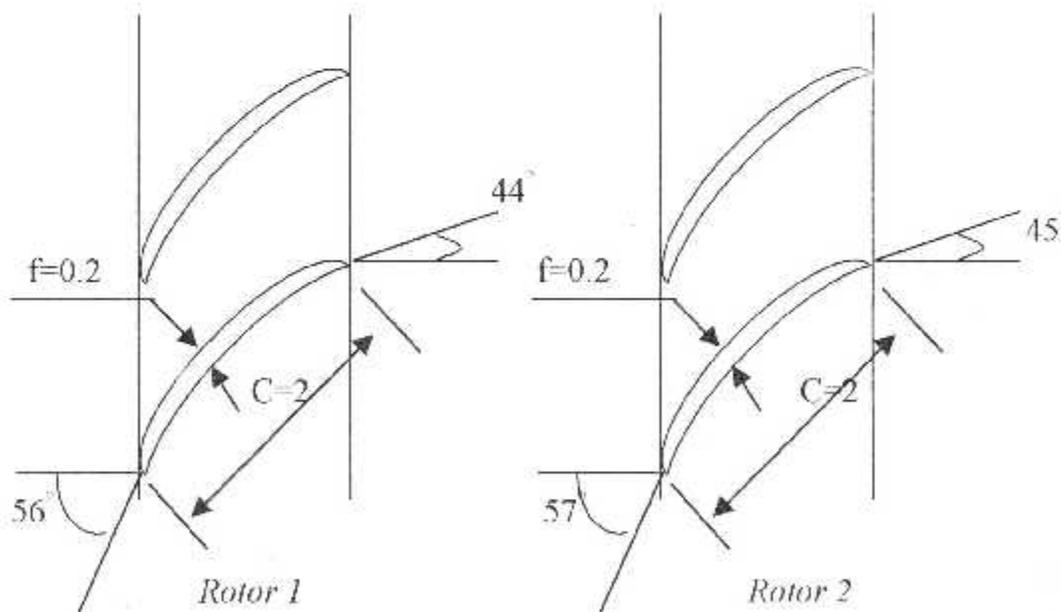
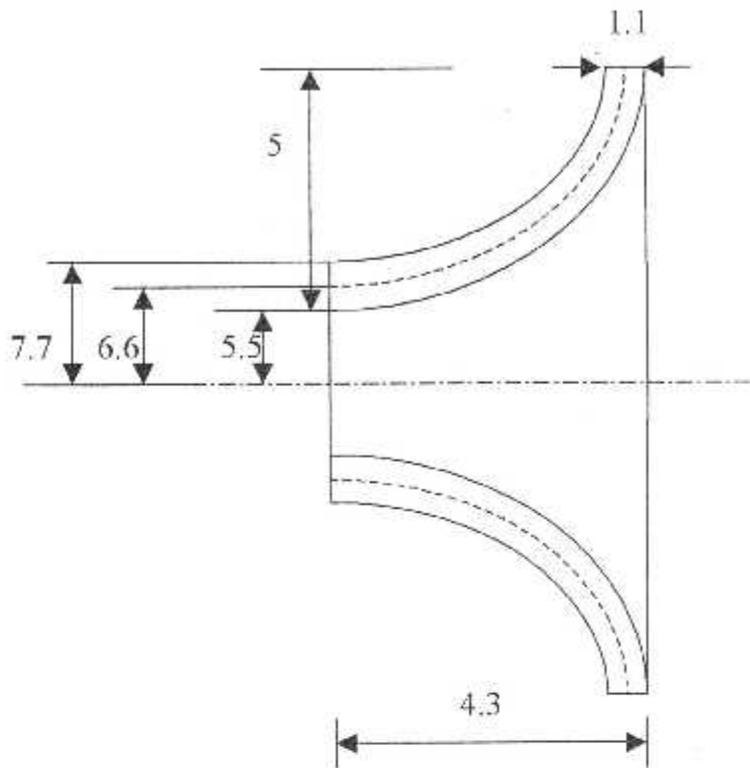
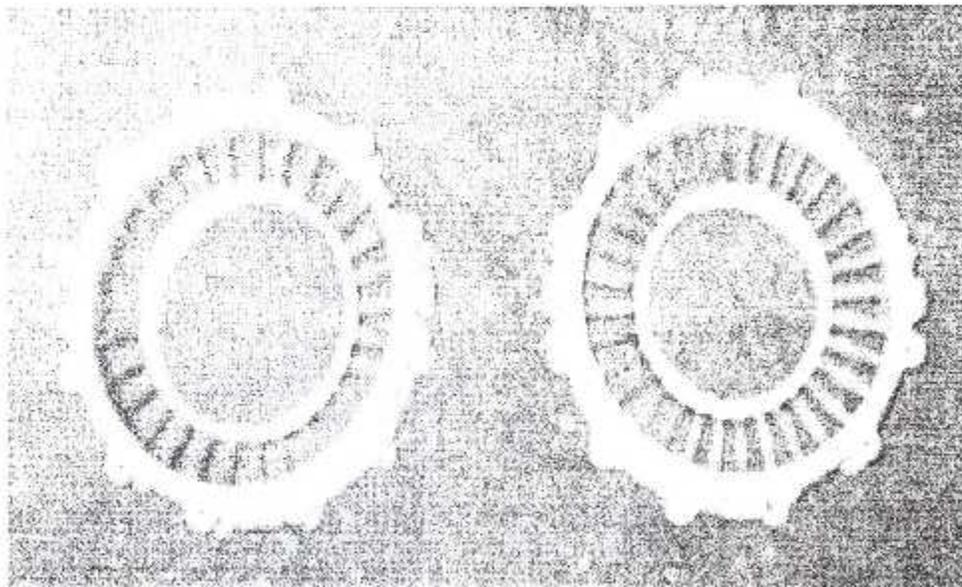


Fig (I.6) Caractéristiques des profils des rotors de la partie axiale



Fig(I.7) Dimensions de la rouet du compresseur centrifuge

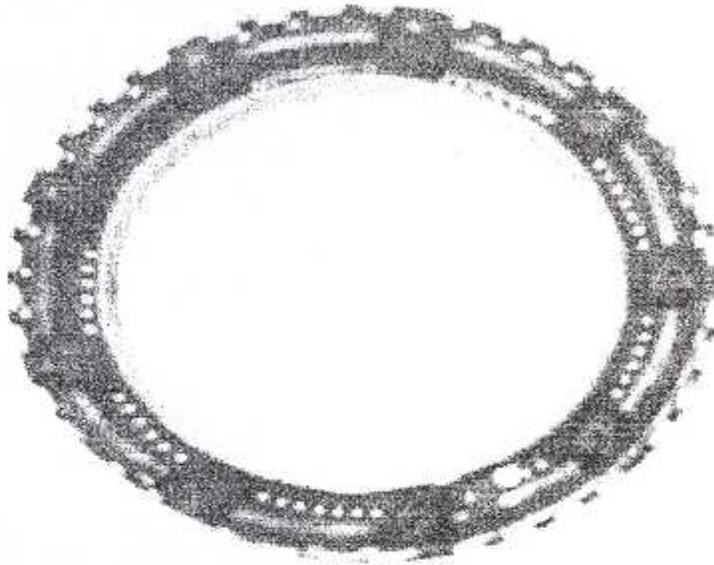


Fig(I.8) Les stators de la partie axiale

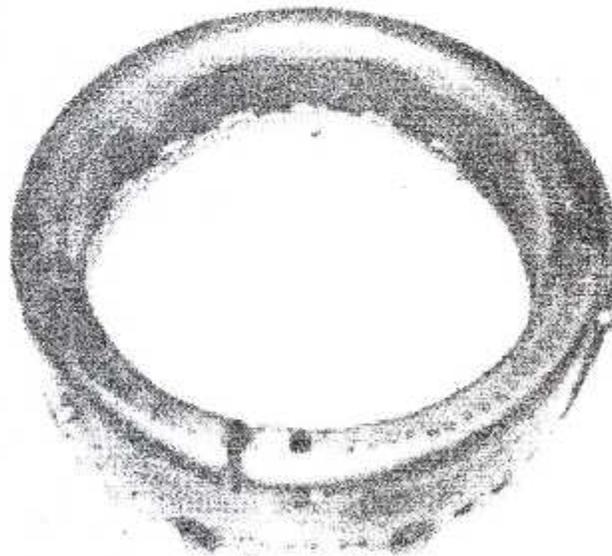
I.2.3 Chambre de combustion :

La chambre de combustion de type S (flux inversé).

Nombre des injecteurs= 9



Fig(I.9) La chambre de combustion -vue de dessus-



Fig(I.10) La chambre de combustion-vue de profil-

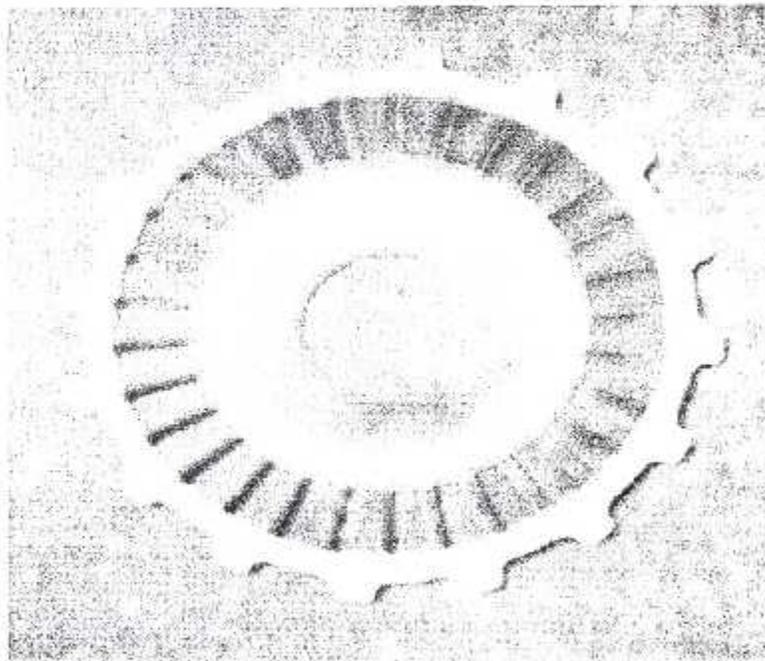
I.2.4 La turbine :

La turbine du moteur GT-117 est constituée de deux étages axiaux.

L'étage d'une turbine axiale comprend deux composants essentiels :

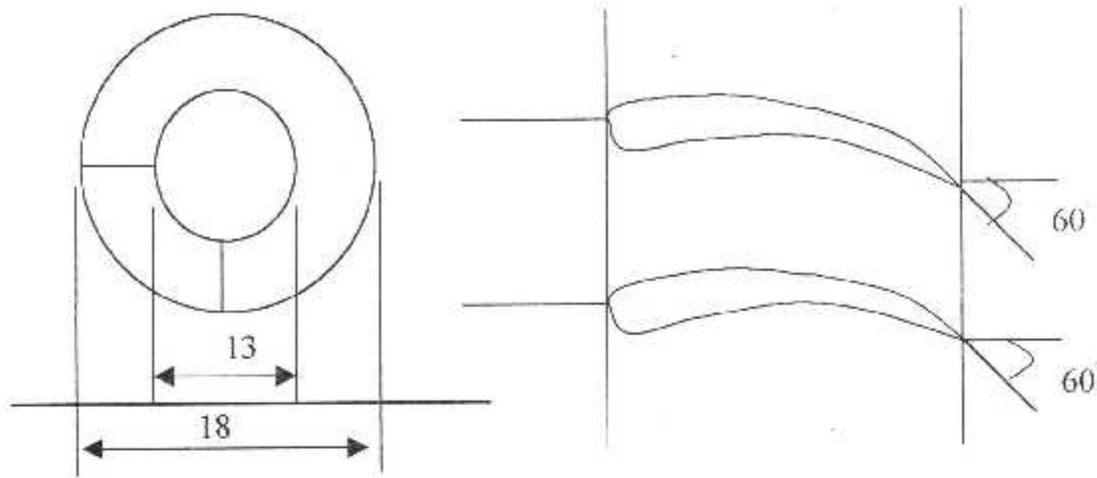
- distributeur (stator).
- rotor ,

1 ^{er} Etage :	Stator : nombre des aubes =30
	Rotor : nombre des aubes =31
2 ^{ème} Etage :	Stator : nombre des aubes =22
	Rotor : nombre des aubes =31

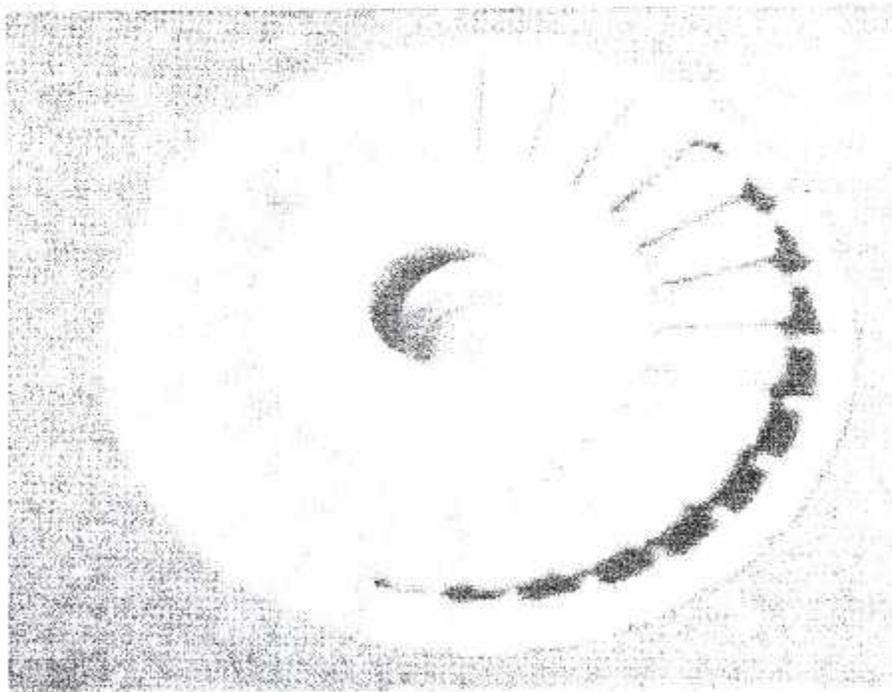


Fig(I.11) Distributeur du 1^{er} étage de la turbine

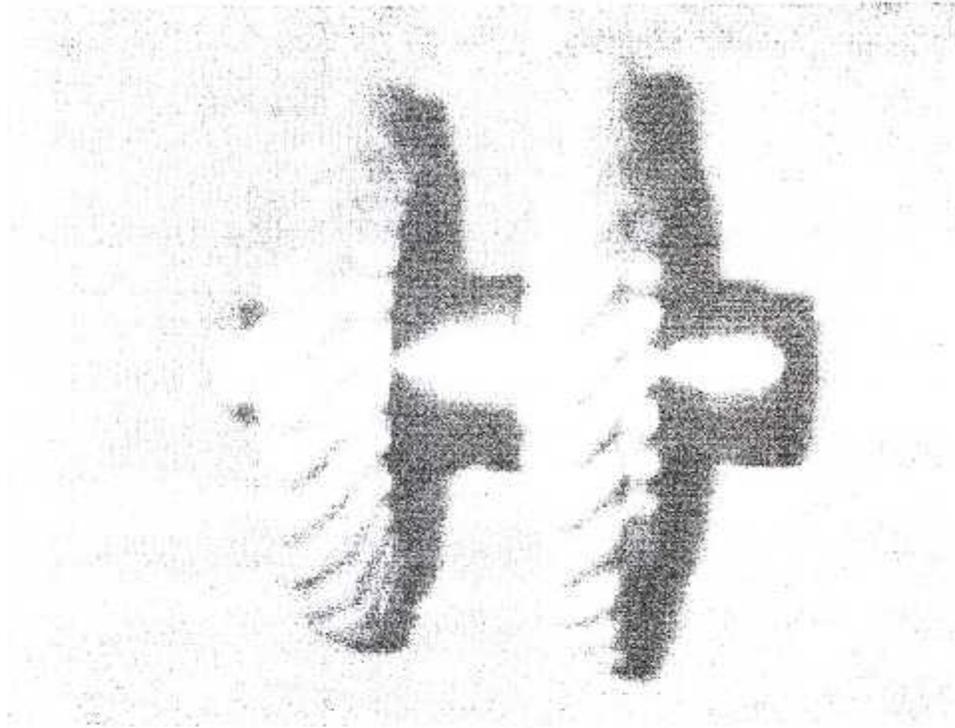
Les éléments essentiels qui caractérisent le distributeur du 1^{er} étage de la turbine sont : le rayon extérieur ,le rayon intérieur et l'angle du profil.



Fig(1.12) Les dimensions du Distributeur du 1^{er} étage de la turbine



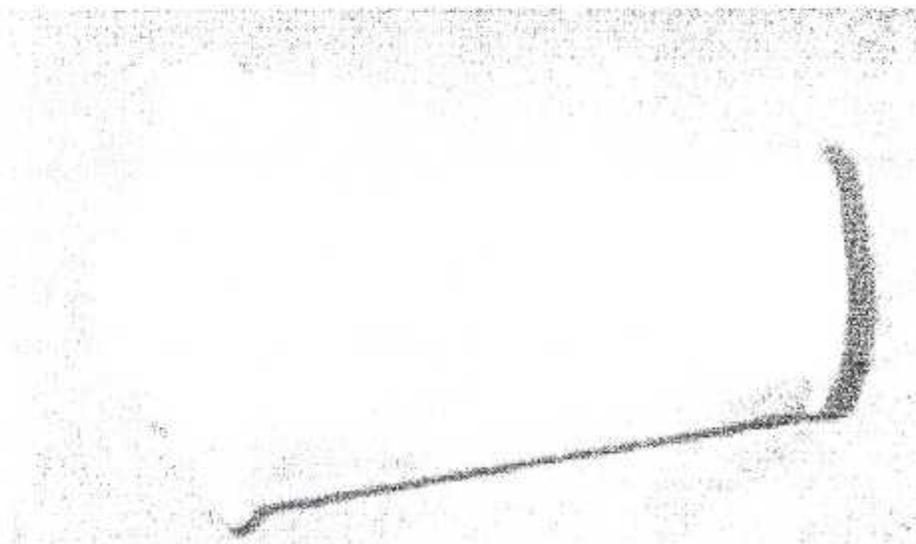
Fig(1.13) Les rotors de la turbine – Vue de face-



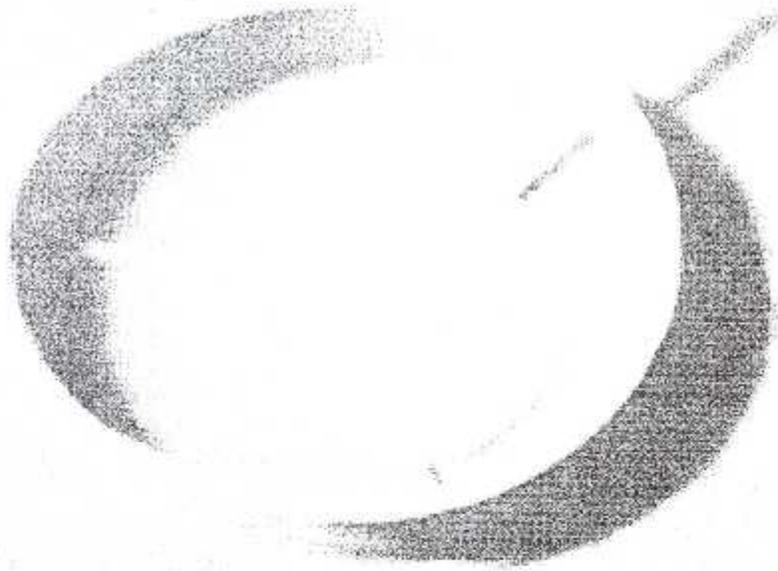
Fig(I.14) Les rotors de la turbine –Vue de profil-

I.2.5 La tuyère :

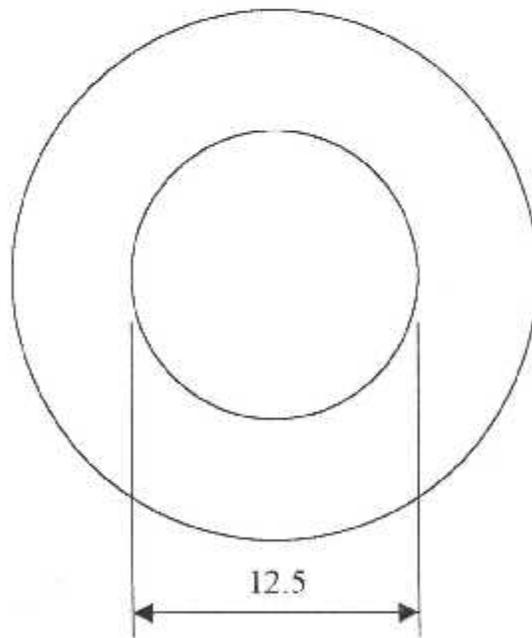
La tuyère du moteur GT-117 est simplement convergente.



Fig(I.15) La tuyère – Vue de profil-



Fig(I.16) La tuyère – Vue de face-



Fig(I.17) Diamètre de sortie de la tuyère

CHAPITRE II

CARACTERISTIQUES DES COMPOSANTS D'UNE TURBOMACHINE

Une turbomachine peut être considérée comme un assemblage d'éléments tels que :

- Compresseurs
- Turbines
- Chambres de combustion
- Canaux
- Tuyères.

Chacun de ces éléments, une fois dimensionné, a ses caractéristiques propres qui définissent ses performances dans toutes ses conditions de fonctionnement.

II.1 PARAMETRES REDUITS :

II.1.1 champ de compresseur-champ de turbine : [Annexe 1]

Dans la pratique on utilise les valeurs totales des températures et pressions et on fait apparaître les paramètres réduits : D_r , N_r et Π ,

$$\text{avec : } D_r = \frac{D\sqrt{T_h}}{P_h} \quad , \quad N_r = \frac{N}{\sqrt{T_h}} \quad \text{et} \quad \Pi = \frac{P_{t2}}{P_h}$$

Ces paramètres ne sont pas tous dimensionnels.

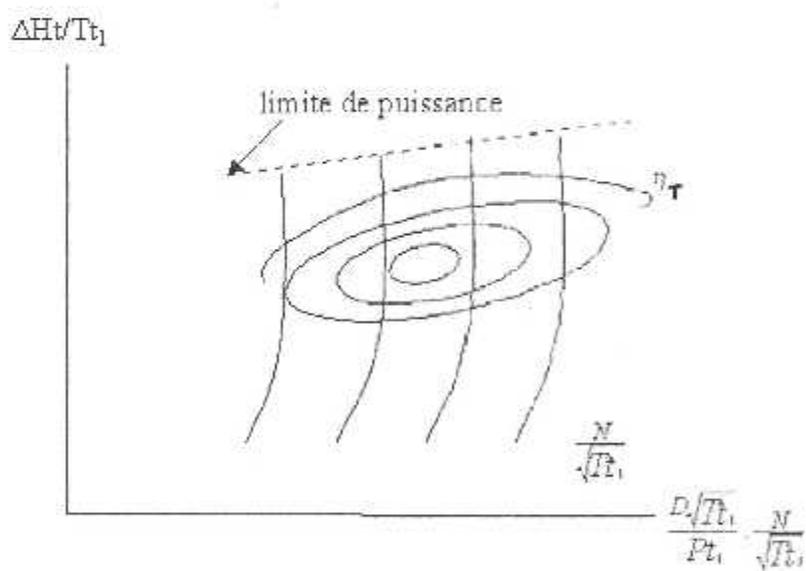
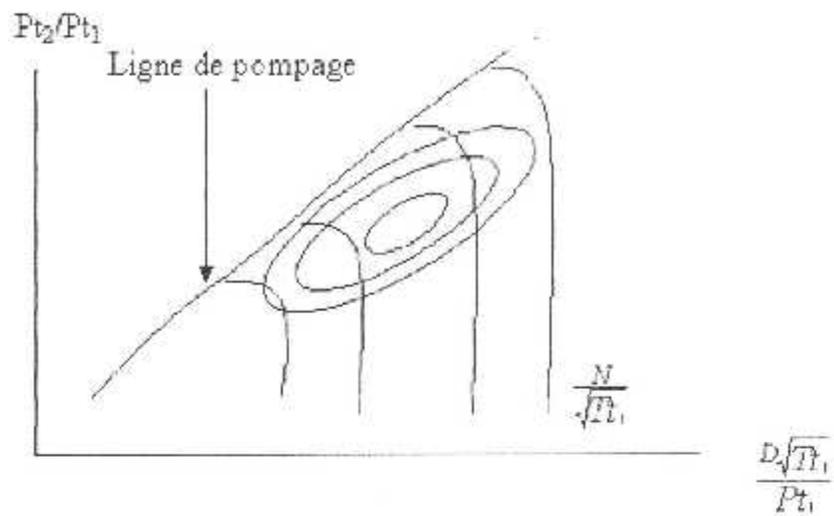
Un champ de compresseur ou de la turbine est la représentation de relations telles que :

$$\frac{P_{t2}}{P_h} = f\left(\frac{D\sqrt{T_h}}{P_h}, \frac{N}{\sqrt{T_h}}\right) \dots\dots\dots(II.1)$$

Un exemple de champ de compresseur est représenté dans la Figure (II.1). On superpose aux iso-régimes réduits des courbes iso-rendements. A une valeur de rapport de pressions et de régime réduit correspond donc un débit réduit et un rendement. La variation du débit avec les régimes de rotation devient de plus en plus faible au fur et à mesure qu'on s'approche du blocage du canal.

Le champ est limité vers les hautes pressions par une ligne dite ligne de pompage qui correspond au décrochage des aubages.

La représentation des champs de turbine est plus variée que celle des compresseurs.



Le débit réduit à l'entrée, fixé par la section de distributeur, dépend très peu de la vitesse de rotation à même P_{t2}/P_{t1} .

Le rendement par contre en dépend. Une pratique courante consiste, pour écarter les iso-vitesses et pouvoir tracer des iso-rendements, à représenter P_{t2}/P_{t1} , ou ce qui est équivalent $\Delta H_t/T_{t1}$, en fonction de $\frac{N}{\sqrt{T_h}}$ et du produit $\frac{D\sqrt{T_h}}{P_{t1}} \frac{N}{\sqrt{T_h}}$ (Fig II.2)

ΔH_t est la variation de l'enthalpie totale à la traversée de la turbine. Le champ de la turbine est limité vers les $\Delta H_t/T_{t1}$ élevés par les limites de puissance qui correspond à la charge maximale qui peut fournir la turbine.

Pour une machine donnée, il existe en tout rigueur, par suite de la variation du nombre de REYNOLDS, un champ caractéristique par condition de vol. L'effet du nombre de REYNOLDS reste cependant limité et ne devient en général sensible que pour des valeurs très éloignées de celle du point de dimensionnement (vol à très haute altitude et faible nombre de Mach).

Dans la pratique, un champ unique est utilisé, les débits et rendements qui y sont lus étant corrigés de l'effet du nombre de REYNOLDS.

L'utilisation de paramètres réduits permet donc de décrire les caractéristiques du compresseur ou de la turbine de façon plus condensée, indépendante de conditions de température et de pression à l'entrée du composant.

Ils peuvent être définis sur les différents paramètres intervenant dans une turbomachine.

II.1.2 Poussée réduite :

L'expression de la poussée, en tuyère adaptée par exemple, est de la forme :

$$F = D.[(1+f).V_{10}-V_0] \dots\dots\dots(II.2)$$

D étant le débit à l'entrée du moteur.

V_{10} La vitesse d'éjection.

V_0 La vitesse de vol.

f richesse en carburant.

$$V_{10}^2 - 2.C_p.(T_{t10}-T_{10}) = 2.C_p.T_{t10}.(1-T_{10}/T_{t10}) \dots\dots\dots(II.3)$$

T_{10} étant la température statique des gaz à l'échappement.

Le nombre de Mach de vol est noté M_0 .

T_{t2} et P_{t2} étant la température et la pression totales à l'entrée du moteur, prises comme références, on a :

$$V_0 = M_0 \sqrt{\gamma R T_0} = M_0 \sqrt{\gamma R T_{t2}} \sqrt{\frac{T_0}{T_{t2}}} \dots\dots\dots (II.4)$$

$$V_0 = M_0 \sqrt{\gamma R T_{t2}} \cdot \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_0^2\right)^{-\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (II.5)$$

$$\frac{T_{t0}}{T_{t00}} = \left(\frac{P_0}{P_{t00}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{P_0}{P_{t2}} \cdot \frac{P_{t2}}{P_{t00}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{P_{t2}}{P_{t00}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_0^2} \dots\dots\dots (II.6)$$

$$D = D r_0 \frac{P_{t2}}{T_{t2}} \Rightarrow D r_2 = \frac{D \sqrt{T_{t2}}}{P_{t2}} \dots\dots\dots (II.7)$$

C'est le débit réduit à l'entrée du moteur.

$$\text{D'ou } \frac{F}{P_{t2}} = D r_2 \cdot \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_0^2\right)^{-\frac{1}{2}} \sqrt{\gamma R} \cdot \left[(1+f) \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \frac{T_{t10}}{T_{t2}}} \sqrt{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_0^2} - \left(\frac{P_{t2}}{P_{t10}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} M_0 \right] \dots\dots\dots (II.8)$$

A C_p et f constants, le paramètre F/P_{t2} ne s'exprime qu'en fonction des paramètres réduits $D r_2$, T_{t10}/T_{t2} , P_{t10}/P_{t2} , M_0 . Il représente le paramètre réduit de poussée et dépend à la fois des paramètres de cycle et du nombre de Mach de vol.

II.1.3 Consommation réduite :

Soit un débit d'air D à la température T_{t4} , traversant une chambre de combustion. Le débit de carburant injecté D_c élève sa température de T_{t4} à T_{t5} . L'équation de la combustion s'écrit :

$$D \cdot C_p \cdot (T_{t5} - T_{t4}) = D_c \cdot H_f \dots\dots\dots (II.9)$$

H_f est le pouvoir calorifique effectif à pression constante.

La consommation horaire du carburant est alors :

$$\begin{aligned} C_h &= 3600 \cdot D_c = 3600 \cdot \frac{D \cdot C_p \cdot (T_{t5} - T_{t4})}{H_f} \\ \Rightarrow C_h &= 3600 \cdot \frac{D \sqrt{T_{t2}}}{P_{t2}} \cdot \frac{C_p}{H_f} \cdot \left(\frac{T_{t5}}{T_{t2}} \cdot \frac{T_{t4}}{T_{t2}}\right) \cdot T_{t2} \cdot \frac{P_{t2}}{\sqrt{T_{t2}}} \\ \Rightarrow \frac{C_h}{P_{t2} \sqrt{T_{t2}}} &= 3600 \cdot D r_2 \cdot \frac{C_p}{H_f} \cdot \left(\frac{T_{t5}}{T_{t2}} \cdot \frac{T_{t4}}{T_{t2}}\right) \dots\dots\dots (II.10) \end{aligned}$$

En première approximation, en considérant $\frac{C_p}{H_f}$ constant, $\frac{C_h}{Pt_2\sqrt{Tt_2}}$ ne dépend que des paramètres réduits de débit et température et représente le paramètre réduit de consommation. Contrairement à la poussée réduite, elle ne dépend pas du nombre de Mach de vol.

II.1.4 puissance réduite :

La puissance s'exprime par :

$$Pa = D.C_p.(Tt_5 - Tt_4) \dots\dots\dots(II.11)$$

Tt₄ et Tt₅ étant les températures totales avant et après prélèvement de puissance.

$$Pa = \frac{D\sqrt{Tt_2}}{Pt_2} . C_p . \left(\frac{Tt_5}{Tt_2} - \frac{Tt_4}{Tt_2} \right) . Pt_2 \sqrt{Tt_2} \dots\dots\dots(II.12)$$

Le paramètre de puissance réduit est donc $\frac{Pa}{Pt_2\sqrt{Tt_2}}$.

II.1.5 consommation spécifique réduite :

Il faut distinguer ici la consommation spécifique d'un turbo-réacteur de celle d'un turbo-moteur.

Dans le premier cas, on a

$$C_s = \frac{C_h}{F} = \frac{C_h / (Pt_2\sqrt{Tt_2})}{F / Pt_2} \sqrt{Tt_2} \dots\dots\dots(II.13)$$

La consommation spécifique réduit est donc représentée par $\frac{C_s}{\sqrt{Tt_2}}$.

Dans le second cas

$$C_s = \frac{C_h}{Pa} = \frac{C_h / (Pt_2\sqrt{Tt_2})}{Pa / (Pt_2\sqrt{Tt_2})} \dots\dots\dots(II.14)$$

Le paramètre réduit est donc C_s lui-même.

II.2 CARACTERISTIQUE DE DEBIT D'UNE TUYERE :

Le débit masse traversant une section A avec une vitesse normale V s'écrit :

$$D = \rho A . V \dots\dots\dots(II.15)$$

Le rapport P_t/P de la pression totale à la pression statique dans la section A peut s'écrire :

$$\Pi = \frac{P_t}{P} = \left(\frac{T_t}{T}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(1 + \frac{V^2}{2.C_p.T}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$\Rightarrow V^2 = 2.C_p.T \left(\Pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right) \dots\dots\dots(II.16)$$

En gaz parfait, R étant la constante du gaz pour l'unité de masse :

$$D = \frac{P}{R.T} . A . V = \frac{P}{P_t} \cdot \frac{T_t}{T} \cdot \frac{P_t}{R.T_t} . A \cdot \sqrt{2.C_p \frac{T}{T_t} T_t \left(\Pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)} \dots\dots\dots(II.17)$$

Soit : $\frac{D \sqrt{T_t}}{P_t . A} = \frac{1}{R} \Pi^{-1} \sqrt{2.C_p (1 - \Pi^{\frac{1-\gamma}{\gamma}})}$ (II.18)

Cette formule peut s'appliquer en n'importe quelle section de la tuyère.

Le débit réduit $\frac{D \sqrt{T_t}}{P_t}$ est d'ailleurs constant, en écoulement isentropique, quelle que soit la section considérée.

A la section de la tuyère, on considère, tant que le taux de détente Π reste faible, que l'écoulement est parallèle. De ce fait, la pression statique P est égale à la pression atmosphérique P_0 et $\Pi = \frac{P_t}{P_0}$.

Lorsque P_t augmente, à la section A fixe, le débit réduit augmente jusqu'à ce que la section minimale de la tuyère (section de sortie d'une tuyère simplement convergente ou col d'une tuyère convergente-divergente) devienne critique.

Le nombre de Mach dans ce plan est alors égal à 1 et, d'après le théorème de HUGONIOT, ne peut dépasser cette valeur. Le taux de détente au col reste alors constant (à γ constant) et égal à :

$$\Pi_c = \frac{P_t}{P_{t,col}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots\dots\dots(II.19)$$

Le débit réduit devient également constant et égal à :

$$\left(\frac{D \sqrt{T_t}}{P_t}\right)_c = \frac{1}{R} \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \sqrt{2.C_p \left(1 - \frac{2}{\gamma+1}\right) A_{col}}$$

$$\Rightarrow \left(\frac{D \sqrt{T_t}}{P_t}\right)_c = \frac{1}{R} \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \sqrt{\frac{2.\gamma.R}{\gamma-1} \frac{\gamma-1}{\gamma+1} A_{col}}$$

$$\Rightarrow \left(\frac{D \sqrt{T_t}}{P_t}\right)_c = \sqrt{\frac{\gamma}{R}} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1} - \frac{1}{2}} A_{col}$$

$$\Rightarrow \left(\frac{D\sqrt{T_1}}{P_1}\right)_c = \sqrt{\frac{\gamma}{R}} \left(\frac{2}{\gamma-1}\right)^{\frac{\gamma-1}{2}} A_{col} \dots\dots\dots(II.20)$$

Il est proportionnel à A_{col} .

Une tuyère convergente-divergente fixe peut être considérée, en ce qui concerne le débit qui traverse, comme une tuyère simplement convergente variable à deux positions. En effet, tant que le taux de détente est faible, le débit est réglé par la section de sortie du divergeant, la section au col prenant le relais pour les taux de détente importants.

II.3 DEBIT REDUIT A L'ENTREE D'UNE TURBINE :

Considérons une turbine et ses triangles de vitesses. [Fig (II.3) et Fig(II.4)]

D'après le théorème d'EULER, la variation d'enthalpie total ΔH_t par étage est :

$$\Delta H_t = U.(V_{u2} - V_{u1}) \dots\dots\dots(II.21)$$

V_{u2} et V_{u1} étant les composantes de V_2 et V_1 suivant U .

ΔH_t est d'autant plus élevé que la vitesse de rotation et les vitesses V_1 à la sortie du distributeur et V_2 à la sortie de l'étage sont élevées.

La vitesse de rotation est limitée par la résistance des matériaux, la vitesse V_2 par les pertes qu'elle induit à la sortie de l'étage. La vitesse V_1 peut être relativement forte sans pénaliser la roue mobile dont les pertes sont réglées par la vitesse relative W_1 . En général, V_1 est au moins égal à la vitesse du son du moins dans les fonctionnements à taux de détente élevés.

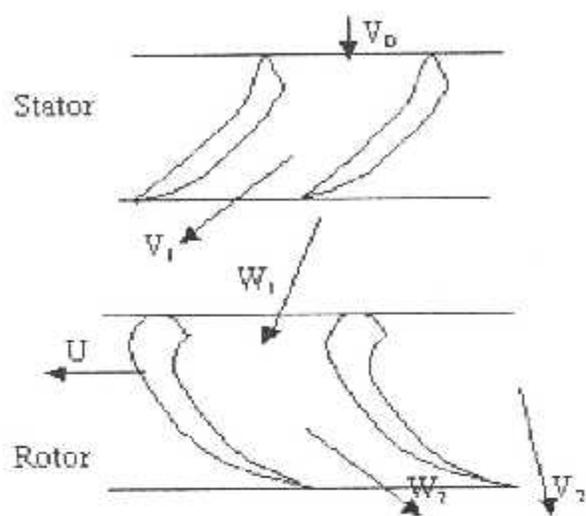
Il existe donc dans le distributeur un col qui reste sonique dans une plage importante de fonctionnement et qui impose alors la constance du débit à l'entrée de la turbine par la verticalité des iso-vitesses.

II.4 CHARGE D'UNE TURBINE COMPRISE ENTRE DEUX COLS SONIQUES :

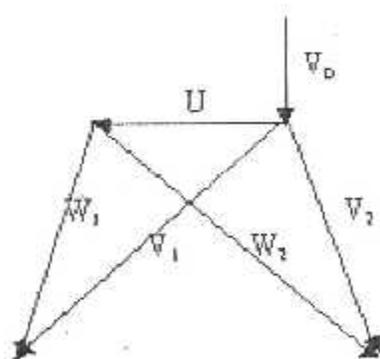
Soit une turbine comprise entre deux cols soniques formée par exemple, en amont par son propre distributeur et en aval par l'étage suivant ou par une tuyère critique. Les débits réduits Dr_1 à l'entrée et Dr_2 à la sortie de la turbine sont alors proportionnels aux sections des cols A_1 et A_2 .

D étant le débit masse traversant la turbine, on a :

$$Dn = \frac{D\sqrt{T_1}}{P_1} = K.A_1 \dots\dots\dots(II.22)$$



Fig(II.3) Etage d'une turbine



Fig(II.4) Triangle de vitesses dans un étage d'une turbine axiale

$$Dr_2 = \frac{D_2 \sqrt{T_{t2}}}{P_{t2}} = K A_2 \dots\dots\dots(II.23)$$

Dans une turbine de rendement polytropique η_{pT} , les pressions et températures des plans d'entrée 1 et de sortie 2 sont liées par la relation $\frac{P_{t1}}{P_{t2}} = \left(\frac{T_{t1}}{T_{t2}}\right)^{\frac{\gamma}{(\gamma-1)\eta_{pT}}}$ d'où

$$\frac{Dr_2}{Dr_1} = \sqrt{\frac{T_{t2}}{T_{t1}} \frac{P_{t1}}{P_{t2}}} = \left(\frac{T_{t1}}{T_{t2}}\right)^{\frac{\gamma}{2(\gamma-1)\eta_{pT}} - \frac{1}{2}} = \frac{A_2}{A_1} \dots\dots\dots(II.24)$$

Où $\frac{T_{t1}}{T_{t2}} = \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^{\frac{2(\gamma-1)\eta_{pT}}{2\gamma-(\gamma-1)\eta_{pT}}} \dots\dots\dots(II.25)$

A γ et η_{pT} constants, le rapport des températures d'entrée et sortie de la turbine ne dépend donc que des sections des cols amont et aval.

La charge de la turbine $\frac{\Delta T_t}{T_{t1}} = \frac{T_{t1} - T_{t2}}{T_{t1}}$ s'écrit :

$$\frac{\Delta T_t}{T_{t1}} = 1 - \frac{T_{t2}}{T_{t1}} = 1 - \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^c \dots\dots\dots(II.26)$$

avec : $c = \frac{2(\gamma-1)\eta_{pT}}{2\gamma-(\gamma-1)\eta_{pT}}$, pour : $\gamma=1.33$ et $\eta_{pT}=0.90$, $c=0.264$

La charge de la turbine ne dépend donc que du rapport des sections des cols. Elle augmente lorsqu'on ferme A_1 ou ouvre A_2 et inversement.

Ceci est un premier exemple de l'influence de la géométrie sur le fonctionnement thermodynamique d'une machine.

II.5 CAS OU LA TURBINE EST COMPRISE ENTRE UN COL SONIQUE A L'AMONT ET UNE SECTION SUBSONIQUE A L'AVAL :

Ceci est par exemple le cas d'une turbine dont le distributeur (D) est critique et dont le flux sortant est éjecté dans une tuyère (T) de section A avec une faible taux de détente.

Le débit réduit Dr_1 à l'entrée constant mais le débit Dr_2 de sortie est variable. La charge de la turbine est alors variable.

$$\frac{Dr_2}{Dr_1} = \frac{P_{t1}}{P_{t2}} \sqrt{\frac{T_{t2}}{T_{t1}}} = \left(\frac{T_{t1}}{T_{t2}}\right)^{\frac{\gamma}{(\gamma-1)\eta_{pT}} - \frac{1}{2}} = \left(\frac{P_{t1}}{P_{t2}}\right)^{1 - \frac{\gamma-1}{2}\eta_{pT}} \dots\dots\dots(II.27)$$

Dr_2 se calcule à la fois par l'intermédiaire de la turbine :

$$Dr_2 = Dn \left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma} \eta_T} = Dn \Pi^{2\gamma} \left(\frac{P_{t0}}{P_{t1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma} \eta_T} \dots\dots\dots (II.28)$$

et par la tuyère : $Dr_2 = \frac{A}{R} \Pi^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{2.C_p.(1-\Pi^{\frac{1-\gamma}{\gamma}})}$ (II.29)

d'ou avec des conditions d'alimentation fixées :

$$\begin{aligned} \Pi^{\frac{1}{\gamma} - 1 - \frac{\gamma-1}{2\gamma} \eta_T} \sqrt{1-\Pi^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}} &= \frac{K}{A} \\ \Rightarrow \Pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma} (1 - \frac{\eta_T}{2})} \sqrt{1-\Pi^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}} &= \frac{K}{A} \dots\dots\dots (II.30) \end{aligned}$$

Cette équation montre qu'une ouverture de section de tuyère se traduit par une baisse du taux de détente dans la tuyère et donc par une augmentation de la détente dans la turbine. La charge turbine augmente comme dans la cas de la tuyère bloquée.

$$\begin{aligned} Dr_2 &= \frac{A \sqrt{2.C_p}}{R} \Pi^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{1-\Pi^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}} \\ &= \frac{K \sqrt{2.C_p}}{R} \frac{\Pi^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{1-\Pi^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}}}{\Pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma} (1 - \frac{\eta_T}{2})} \sqrt{1-\Pi^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}}} \\ \Rightarrow Dr_2 &= \frac{K}{R} \Pi^{\frac{1}{2\gamma}} \eta_T \dots\dots\dots (II.31) \end{aligned}$$

Dr_2 est une fonction décroissante de Π .

Une ouverture de section de tuyère entraîne donc une augmentation de débit réduit malgré la diminution du taux de détente de tuyère.

CHAPITRE III

**FONCTIONNEMENT HORS
ADAPTATION D'UN REACTEUR
MONO-CORPS MONO-FLUX**

Le réacteur mono-corps mono-flux est constitué d'un compresseur entraîné par une turbine, et une chambre de combustion. Pratiquement tout le débit absorbé par le compresseur traverse la chambre de combustion.

En réalité une faible partie de cet air peut être prélevée à la sortie du compresseur pour refroidir les disques et les turbines et être réintroduite à différents niveaux en aval de la chambre de combustion.

Cette formule de moteur est la plus simple qu'on puisse imaginer. Elle présente de plus l'avantage d'offrir une forte poussée spécifique, ce qui explique son utilisation principalement militaire dans laquelle la poussée rapportée au maître couple et rusticité sont des éléments de choix.

Les taux de détente élevés atteints dans les tuyères de ce type de moteur font qu'elles sont critiques dans la plupart des cas de fonctionnement.

III.1 NOTATIONS ET HYPOTHESES UTILISEES :

Les différents plans du moteur dans le sens longitudinal seront numérotés comme suit :

0 : infini amont.

1 : Entrée de la manche d'entrée d'air.

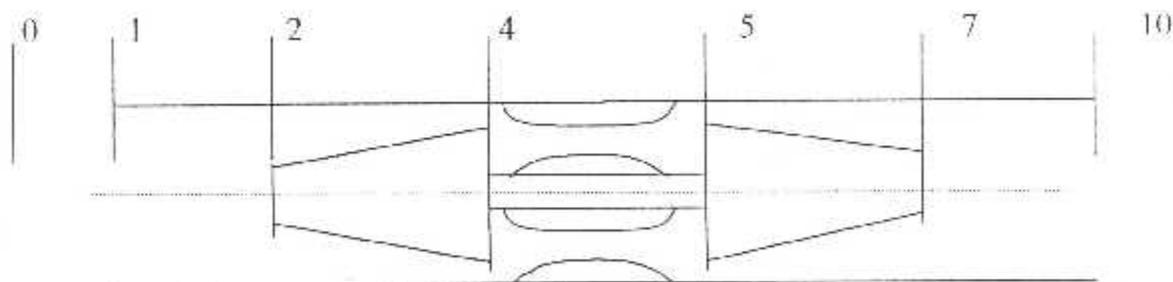
2 : Entrée du compresseur.

4 : Sortie compresseur.

5 : Sortie chambre.

7 : Sortie turbine.

10 : Sortie tuyère.



Fig(III.1) Numérotation des stations d'un réacteur mono-corps mono-flux

De façon à simplifier la formulation de la description du fonctionnement du moteur, les capacités calorifiques seront constantes à la traversée du compresseur ainsi qu'à celle de la turbine.

Les rendements des composantes ainsi que les pertes seront également constantes quel que soit le fonctionnement considéré.

III.2 FONCTIONNEMENT DE MOTEUR :

III.2.1 Nombres des paramètres indépendants :

Le réacteur étant définis, sa géométrie est fixée et en particulier ses sections aux cols du distributeur de turbine et de tuyère.

L'hypothèse de criticité et de ces deux section (Dr_3 constant et Dr_{10} constant) entraîne la constance de la charge du turbine.

$$\frac{T_{t5}-T_{t7}}{T_{t5}} = \frac{\Delta T_{t5}}{T_{t5}} = K \dots\dots\dots(III.1)$$

En fonctionnement stabilisé on a équilibre des puissances de la turbine du compresseur :

$$C_p.(T_{t1}-T_{t2})=(1+f).C_p'.(T_{t5}-T_{t7}) \dots\dots\dots(III.2)$$

Soit :

$$\frac{T_{t4}-1}{T_{t2}}=(1+f).\frac{C_p'.T_{t5}-T_{t7}}{C_p.T_{t5}}.\frac{T_{t5}}{T_{t2}}$$

$$\Rightarrow \frac{T_{t4}}{T_{t2}}=K.(1+f).\frac{C_p'.T_{t5}}{C_p.T_{t2}}+1 \dots\dots\dots(III.3)$$

Le rapport de pression du compresseur :

$$\frac{P_{t4}}{P_{t2}}=\left(\frac{T_{t4}}{T_{t2}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}=[K.(1+f).\frac{C_p'.T_{t5}}{C_p.T_{t2}}+1]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots\dots\dots(III.4)$$

est donc uniquement fonction de $\frac{T_{t5}}{T_{t2}}$ et croit avec $\frac{T_{t5}}{T_{t2}}$.

La continuité du débit entraîne :

$$Dr_2 = \frac{D_2 \sqrt{T_{t2}}}{P_{t2}} = \frac{D_3}{1+f} \cdot \frac{\sqrt{T_{t5}}}{P_{t5}} \sqrt{\frac{T_{t2}}{T_{t5}} \frac{P_{t5}}{P_{t2}}}$$

$$\Rightarrow Dr_2 = Dr_3 \frac{P_{t4}}{P_{t2}} \frac{\sqrt{T_{t2}}}{\sqrt{T_{t5}}} \frac{1-\epsilon_1}{1+f} \dots\dots\dots(III.5)$$

Le débit réduit à l'entrée du moteur peut donc lui aussi s'exprimer en fonction du seul paramètre $\frac{T_{t5}}{T_{t2}}$ et croit avec $\frac{T_{t5}}{T_{t2}}$.

Le facteur $1+f$ a été ici considéré comme constant, en effet f est très petit devant 1 (f de l'ordre de 0.02), et une forte variation de f ne se traduit que par une faible variation de $1+f$.

Ainsi tous les paramètres réduits intervenant dans le fonctionnement du moteur peuvent s'exprimer en fonction de $\frac{T_{t5}}{T_{t2}}$ ou n'importe quel paramètre unique, le fonctionnement du moteur ne dépend donc que d'un seul paramètre et son cycle est déterminé par donnée de seul paramètre.

III.2.2 Ligne de fonctionnement :

Les points de fonctionnement du compresseur sont représentés par leurs coordonnées Dr_2 et $\frac{P_{t4}}{P_{t2}}$ dans le champ de compresseur.

Le fait que $\frac{P_{t4}}{P_{t2}}$ puisse s'exprimer en fonction du seul Dr_2 entraîne l'existence d'une ligne unique dans le champ du compresseur sur laquelle se placent tous les points de fonctionnements possible avec la géométrie considérée pour le moteur, cette ligne est appelée ligne de fonctionnement.

Son équation s'obtient en éliminant $\frac{T_{t5}}{T_{t2}}$ entre les relations (III.4) et (III.5)

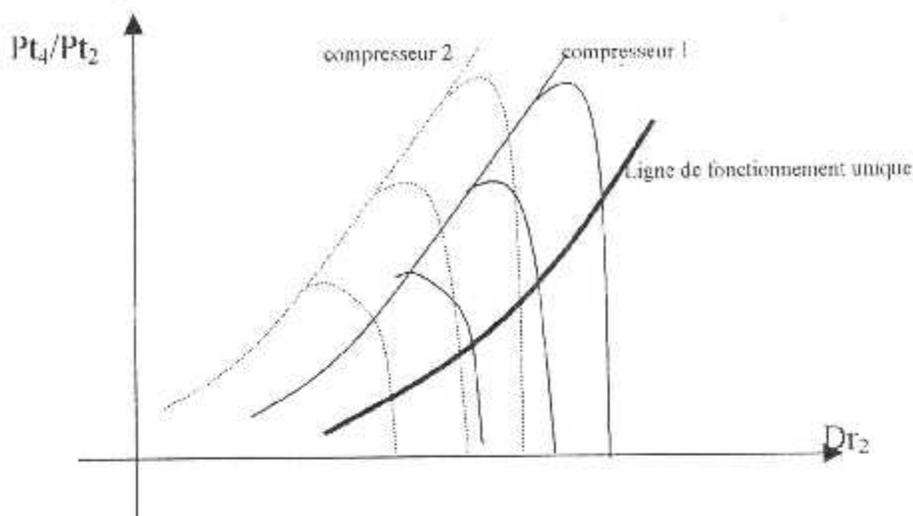
$$Dr_2 = Dr_2 \frac{1-\varepsilon_1}{1+f} \frac{P_{t4}}{P_{t2}} \sqrt{K \frac{C_f'}{C_f} \frac{1+f}{\left(\frac{P_{t4}}{P_{t2}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}} \dots\dots\dots (III.6)$$

Cette relation montre que la ligne de fonctionnement est indépendante des conditions extérieures (pression, température) ainsi que des conditions de vol du moteur (nombre du Mach altitude).

Aux variations de rendement près, il est intéressant de noter qu'elle est également indépendante de compresseur choisi.

Cette ligne recoupe les iso vitesses du champ et peut donc être paramétrée en vitesse de rotation du moteur, chaque valeur de $\frac{T_{t5}}{T_{t2}}$ correspondant alors à une valeur de $\frac{N}{\sqrt{T_{t2}}}$.

C'est uniquement cette correspondance qui se trouve modifiée lorsqu'on change de compresseur (à rendement constant).



Fig(III.2) Diagramme caractéristique du compresseur

$$Dr_2 = Dr_5 \sqrt{\frac{T_{t2}}{T_{t5}} \frac{Pt_4}{Pt_2} \frac{1-\epsilon_a}{1+f}}$$

Soit : $\frac{Pt_4}{Pt_2} = C \cdot Dr_2 \sqrt{\frac{T_{t5}}{T_{t2}}}$

$$C = \frac{1+f}{1-\epsilon_a} \frac{1}{Dr_5} = \text{Constante} \dots \dots \dots (III.7)$$

Cette relation montre que la pente de la ligne de fonctionnement augmente lorsque $\frac{T_{t5}}{T_{t2}}$ augmente, donc lorsque Dr_2 augmente.

La ligne du fonctionnement a généralement tendance à s'approcher de la ligne de pompage à haute régime réduit.

En réalité la ligne de fonctionnement doit se situer dans le champ du compresseur de façon à assurer un fonctionnement sain du moteur et donc présenter un écart suffisant par rapport a la ligne de pompage, c'est ce qu'on appelle « La marge du pompage ».

Le fonctionnement décrit ne considère que les régimes stabilisée (égalité des puissance turbine compresseur) en pratique le moteur est soumise également a différentes régimes transitoires (accélération, désaccélération) pour lesquels il n'y a plus équilibre turbine - compresseur. les lignes de fonctionnement sont alors différents de la lignes de fonctionnent stabilisé et dépendent des lois de variation du débit de carburant adoptées.

III.3 EFFET DE VARIATION DE GEOMETRIE :

Nous avons vu que pour une géométrie fixes, il existait une ligne de fonctionnent unique dans le champ du compresseur, la position de cette ligne par rapport au pompage est de la premier importance.

Nous allons maintenant considérer l'effet de différents changements de géométrie sur cette ligne et sur des points de fonctionnement particulier comme par exemple les points à même température entrée turbine

III.3.1 Influence d'une variation de section de tuyère sur la ligne de fonctionnement :

L'équation de la ligne de fonctionnement :

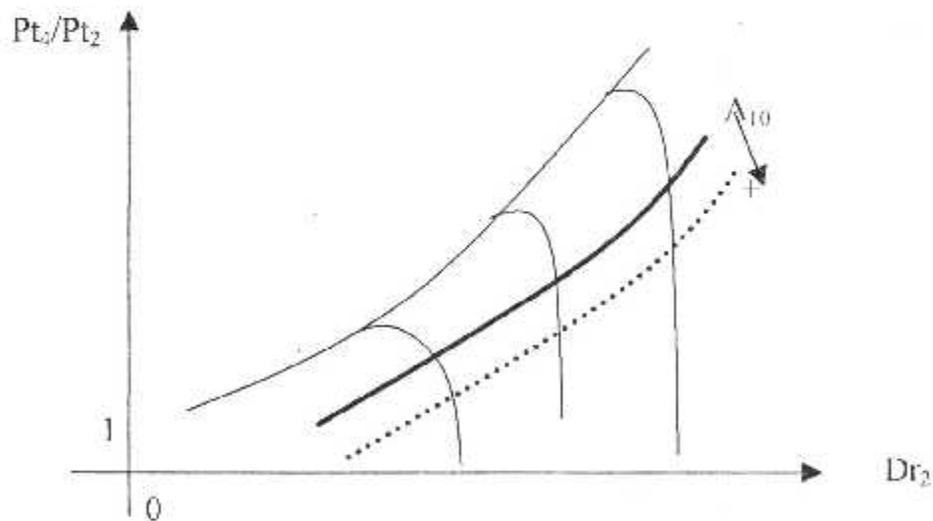
$$Dr_2 = Dr_5 \frac{1 - \epsilon_1 P_{t2}}{1 + f P_{t2}} \sqrt{K \frac{C_F'}{C_F} \frac{1 + f}{\left(\frac{P_{t2}}{P_{t5}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}}$$

dépend de K qui est fonction de Dr_5 et Dr_{10} , donc de A_5 et A_{10} .

A section de distribution de turbine constante, lorsque A_{10} croît, K croît. Lorsqu'on ouvre la section de tuyère l'équation de la ligne de fonctionnement montre que pour un même $\frac{P_{t2}}{P_{t5}}$, Dr_2 est plus grand.

La ligne de fonctionnement se déplace donc vers la droite du champ.

La fermeture de la section entraîne un déplacement inverse de la ligne de fonctionnement.



Fig(III.3) Variation de la ligne de fonctionnement en fonction de A_{10}

On a:

$$\frac{A_5}{A_{05}} = (1 + K)^a \dots \dots \dots (III.8) \text{ avec: } a = \frac{1}{2} + \frac{\gamma}{(\gamma - 1) \eta_{PT}} \approx 3.5$$

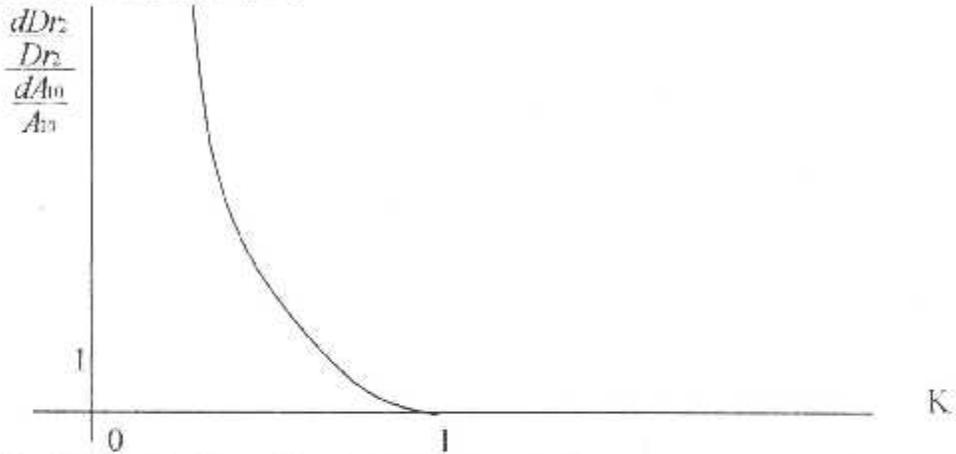
$$\Rightarrow \frac{dA_5}{A_{05}} = a \frac{dK}{1 + K} \Rightarrow \frac{dK}{K} = \frac{1 - K}{aK} \frac{dA_{10}}{A_{10}} \dots \dots \dots (III.9)$$

Par définition : $K = \frac{Tt_5 - Tt_2}{Tt_5}$ et $0 < K < 1$

À $\frac{Pt_1}{Pt_2}$ constant, $\frac{dDr_2}{Dr_2} = \frac{1}{2} \frac{dK}{K} = \frac{1-K}{2 \cdot \alpha K} \frac{dA_{10}}{A_{10}}$ (III.10)

L'amplitude de l'emplacement de la ligne de fonctionnement dépend donc de la charge de turbine du moteur considéré.

Elle est d'autant plus faible que K est fort et ne s'annule jamais, K étant strictement inférieur à 1.



Fig(III.4) Variation de l'amplitude de la ligne de fonctionnement en fonction de K

On a par ailleurs :

$$Dr_2 = Dr_5 \cdot \frac{Pt_4}{Pt_2} \cdot \frac{1 - \epsilon_2}{1 + f} \cdot \sqrt{\frac{Tt_2}{Tt_5}}$$

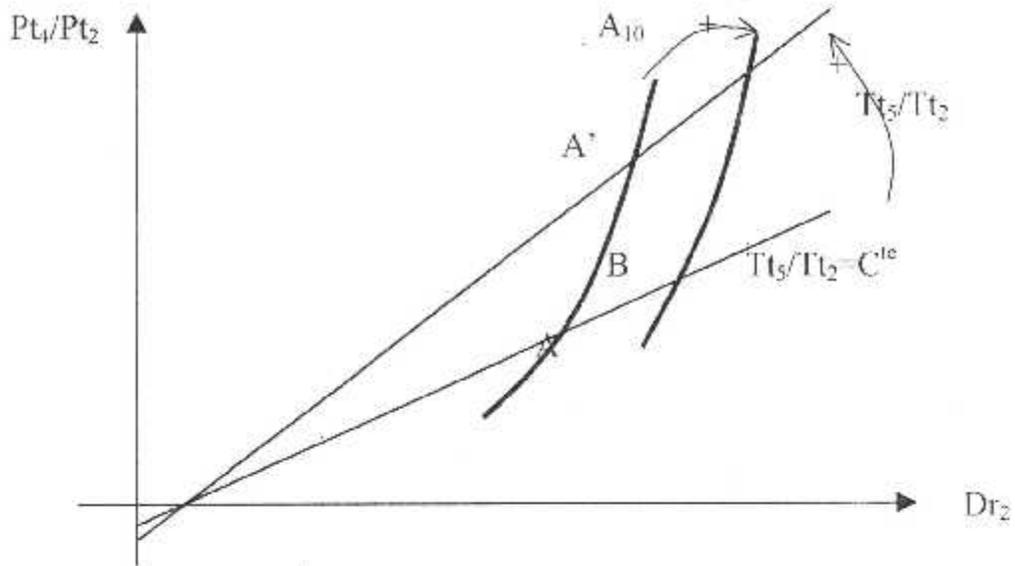
À $\frac{Tt_5}{Tt_2}$ constant et section de distributeur constante ($Dr_5 = Cte$), la ligne de fonctionnement est donc une droite passant par le point (0, 0) du champ et dont la pente est proportionnelle à $\sqrt{\frac{Tt_5}{Tt_2}}$.

Cette droite ne peut naturellement être décrite à géométrie fixe.

En effet à $\frac{Tt_5}{Tt_2}$ constant on ne peut avoir qu'un point de fonctionnement.

Elle ne peut correspondre qu'à un fonctionnement à tuyère variable.

Nota : la position relative de la ligne de fonctionnement à section constant et $\frac{Tt_5}{Tt_2}$ variable par rapport à la droite, ligne de fonctionnement à $\frac{Tt_5}{Tt_2}$ constant et A_{10} variable est celle représentée sur figure ci-après : la pente de la première est supérieure à celle de seconde. c'est la configuration qui pour augmentation de $\frac{Tt_5}{Tt_2}$ entraîne une augmentation du rapport de pression. (déplacement de A à A').



Fig(III.5) Variation de la ligne de fonctionnement en fonction de A_{10} et $Tt5/Tt2$

En réalité les courbes à $\frac{Tt5}{Tt2}$ constant s'incurvent pour passer par le point (0,1) origine du champ, puisqu'aux bas régimes, l'hypothèse de criticité de distributeur de turbine n'est plus vérifiée.

Lorsqu'on ouvre la section de tuyère à $\frac{Tt5}{Tt2}$ constant, le point de fonctionnement passe de A à B : rapport de pressions et débit croissent.

-Application : pompage en altitude-

On considère le cas d'un mono-corps mono-flux volant à haute altitude et à un nombre de Mach assez faible.

La température totale d'entrée $Tt2 = T0 \cdot (1 + \frac{\gamma-1}{2} M0^2)$ est donc faible.

Si la régulation du moteur se fait à N constant par exemple, $\frac{N}{\sqrt{Tt2}}$ croît et le point de fonctionnement se déplace vers le haut sur la ligne de fonctionnement.

Cette ligne tend vers la verticale et le moteur se rapproche donc du pompage.

L'ouverture de tuyère d'éjection, en déplaçant la ligne de fonctionnement vers la droite, éloigne du pompage.

Une tuyère variable peut être utilisée sur moteur optimiser le fonctionnement dans les différents cas de vol.

III.3.2 Influence d'une variation de section du distributeur :

Cette variation n'est pas en pratique facilement réalisable sur le moteur en fonctionnement comme cela est possible avec une tuyère d'éjection.

le distributeur étant une partie chaude du moteur, elle est utilisée lors de la mise au points du moteur.

Lorsqu'on augmente A_5 , Dr_5 augmente mais K diminue. On a :

$$\frac{A_5}{A_{10}} = (1+K)^a \quad \text{avec:} \quad a = \frac{1}{2} + \frac{\gamma}{(\gamma-1)\eta_p} \approx 3.5$$

$$\frac{dA_5}{A_5} = -a \frac{dK}{1+K} \rightarrow \frac{dK}{K} = -\frac{1-K}{aK} \frac{dA_5}{A_5} \quad \text{et} \quad Dr_2 = Dr_5 \frac{1-\epsilon_1}{1+f} \frac{Pt_3}{Pt_2} \sqrt{K \frac{C_p'}{C_p} \frac{1+f}{\left(\frac{Pt_4}{Pt_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\eta_p}} - 1}}$$

A $\frac{Pt_3}{Pt_2}$ constant :

$$\frac{dDr_2}{Dr_2} = \frac{dDr_5}{Dr_5} + \frac{1}{2} \frac{dK}{K} = \left(1 - \frac{1-K}{2aK}\right) \frac{dA_5}{A_5} \dots \dots \dots (III.11)$$

Dr_2 varie comme A_5 si $\frac{1-K}{2aK} < 1 \rightarrow K > \frac{1}{1+2a}$

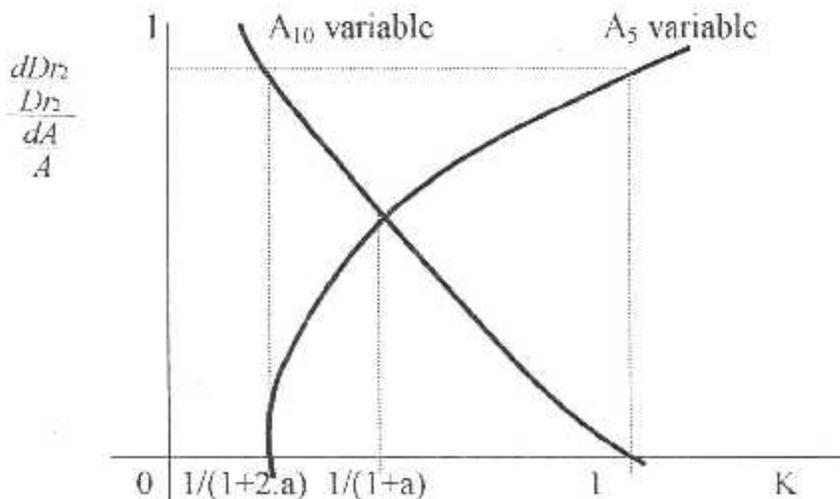
soit $K > 0.12$

Théoriquement la variation de Dr_2 dépend donc de la valeur de K .

Cependant en pratique les cycles du moteurs rencontrés ont des rapports de pression assez élevée pour conduire à des charges de turbines supérieures à 0.12.

En générale, l'accroissement de la section de distributeur conduit donc, à rapport de pression donnée, à une augmentation du débit.

La ligne de fonctionnement se déplace donc vers la droite du champ. Là encore l'amplitude du déplacement dépend de la charge de turbine du moteur considéré. Elle est d'autant plus forte que K est plus élevé.



Fig(III.6) Déplacement de la ligne de fonctionnement avec A_{10} et A_5 , à Pt_4/Pt_2 donnée

Suivant les cycle considéré , l'importance relative des effets des variation de A_5 et A_{10} sur la ligne de fonctionnement scrra différente cet effet sera le même pour

$$1 - \frac{1-K}{2.a.K} = \frac{1-K}{2.a.K} \Rightarrow K = \frac{1}{1+a} = \frac{1}{4.5} = 0.22$$

A $\frac{\Delta T_{t5}}{T_{t2}}$ donné

Une ouverture de A_5 entraîne une diminution de $\frac{\Delta T_{t5}}{T_{t5}} = \frac{C_p}{C_p.(1+f)} \cdot \frac{T_{t5}-T_{t2}}{T_{t2}} \cdot \frac{T_{t2}}{T_{t5}}$

A $\frac{T_{t5}}{T_{t2}}$ donné, cette diminution se traduit part celle de $\frac{T_{t5}-T_{t2}}{T_{t2}}$.

donc par une diminution de $\frac{P_{t4}}{P_{t2}}$ et une augmentation de $\frac{T_{t2}}{T_{t2}}$.

$$Dr_2 = Dr_7 \sqrt{\frac{T_{t2}}{T_{t1}} \frac{P_{t1}}{P_{t2}} \frac{1}{1+f}}$$

$$Dr_2 = Dr_7 \sqrt{\frac{T_{t2}}{T_{t5}} \frac{T_{t5}}{T_{t7}} \frac{P_{t7}}{P_{t5}} \frac{P_{t5}}{P_{t2}} \frac{1-\epsilon_4}{1+f}} \dots \dots \dots (III.12)$$

En l'absence de pertes dans la tuyère, $Dr_7 = Dr_{10}$

$$Dr_2 = Dr_7 \sqrt{\frac{T_{t2}}{T_{t5}} \left(\frac{T_{t5}}{T_{t7}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \frac{1}{\eta_{p7}} \frac{1}{2} \left(\frac{T_{t4}}{T_{t2}}\right)^{\frac{\gamma \eta_{p7}}{\gamma-1}} \frac{1-\epsilon_4}{1+f}} \dots \dots \dots (III.13)$$

$$Dr_2 = Dr_7 \sqrt{\frac{T_{t2}}{T_{t5}} \left(1 - \frac{\Delta T_{t1}}{T_{t5}}\right)^\alpha \left(1 + \frac{\Delta T_{t1}}{T_{t5}} \frac{T_{t5}}{T_{t2}}\right)^\beta \frac{1-\epsilon_4}{1+\alpha}}$$

$$Dr_2 = y = C.(1+x)^\alpha (1+\theta.x)^\beta \dots \dots \dots (III.14)$$

avec : $x = \frac{\Delta T_{t1}}{T_{t5}} \cdot \theta = \frac{T_{t5}}{T_{t2}} \cdot C = Dr_7 \sqrt{\frac{T_{t2}}{T_{t5}} \frac{1-\epsilon_4}{1+\alpha}}$ et $\alpha = \frac{\gamma}{(\gamma-1) \cdot \eta_{p7}} \cdot \frac{1}{2} \approx 4, \beta = \frac{\gamma \cdot \eta_{p7}}{\gamma-1} \approx 3.2$

$$\begin{aligned} y' &= -C.\alpha(1-x)^{\alpha-1} (1+\theta.x)^\beta + C.\beta.\theta(1-x)^\alpha (1+\theta.x)^{\beta-1} \\ &= C.(1-x)^{\alpha-1} (1+\theta.x)^{\beta-1} [\beta.\theta(1-x) - \alpha(1+\theta.x)] \\ &\Rightarrow y' = C.(1-x)^{\alpha-1} (1+\theta.x)^{\beta-1} [\beta.\theta - \alpha - x.\theta(\beta+\alpha)] \dots \dots \dots (III.15) \end{aligned}$$

A $\frac{T_{t5}}{T_{t2}}$ constant, le débit réduit Dr_2 est une fonction décroissante de $\frac{\Delta T_{t1}}{T_{t5}}$ si :

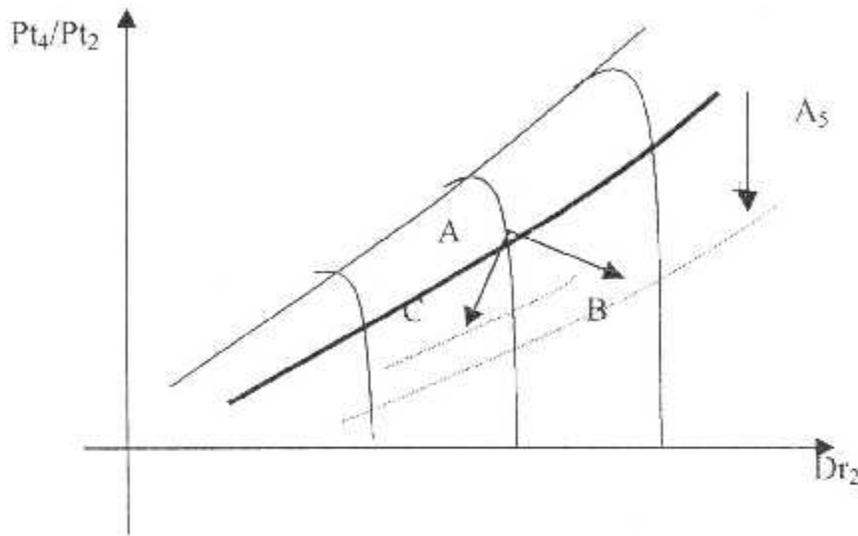
$$\frac{\Delta T_{t1}}{T_{t5}} > \frac{\beta.\theta - \alpha}{\theta(\alpha - \beta)} \dots \dots \dots (III.16)$$

L'ouverture de A_5 conduit alors une augmentation du débit Dr_2 et de la pression $\frac{P_{t2}}{P_{t2}}$.on a une augmentation de poussée.

Le point de fonctionnement à $\frac{T_{t5}}{T_{t2}}$ constant passe de A à B.

Si $\frac{\Delta T_1}{T_1} < \frac{\beta \cdot \theta - \alpha}{\theta(\alpha + \beta)}$, le débit réduit Dr_2 diminue et on passe de A en C avec baisse de pression $\frac{P_{t_1}}{P_{t_2}}$.

Le déplacement du point de fonctionnement dépend donc de cycle du moteur considéré.



Fig(III.7) Variation de la ligne de fonctionnement en fonction de Λ_5

III.3.3 Application a l'influence des rendements sur le fonctionnement du moteur :

Le problème posé ici est la modification du rendement d'un composant soit parce que le rendement escompté n'est pas finalement obtenu, soit parce que modifié le composant lui-même.

En considérant que le fonctionnement jusqu'à l'élément considéré inclus est figée une variation du rendement de l'élément conduit à une variation du débit à sa sortie, diminution pour une amélioration de rendement et augmentation pour détérioration.

Une amélioration du rendement de la turbine d'un mono-corps mono-flux entraîne par exemple à même fonctionnement à son amont, une augmentation de la pression et une diminution du débit réduit à sa sortie.

La section de tuyère est alors trop grande pour le débit et le moteur réagit à une ouverture de tuyère.

Pour une amélioration de rendement du compresseur, à mêmes débit réduit d'entrée Dr_2 et rapport de pression $\frac{P_{t_1}}{P_{t_2}}$ la température de sortie T_{t_1} diminue.

Cependant à même T_{t_5} , le débit réduit à l'entrée de la turbine reste constant

(en négligeant les variations de $\frac{1-\epsilon}{1+f}$), $D_{r7} = D_{r2} \sqrt{\frac{T_{t2}}{T_{t5}} \frac{P_{t4}}{P_{t2}} \frac{1-\epsilon}{1+f}}$ (III.17)

Le travail à fournir par la turbine est plus faible , la pression P_{t7} à sa sortie sera plus élevée , donc le débit réduit D_{r7} plus faible.

L'amélioration du rendement du compresseur est , par suit , également équivalente à l'ouverture de tuyère à section de distributeur constante , des variations de rendement du compresseur et de la turbine ont le même effet sur le fonctionnement du moteur , la ligne de fonctionnement s'écarte de la ligne de pompage pour une amélioration et s'en approche pour une détérioration.

III.3.4 Influence d'une variation de perte de charge interne au moteur :

Une telle variation peut intervenir par exemple dans l'écoulement dans une canal (chambre du combustion , tuyère d'éjection ..).

Elle composent alors une variation du débit réduit dans ce canal inversement proportionnelle à la variation de pression, $D_r = D \cdot \frac{\sqrt{T_t}}{P_t} = \frac{K}{P_t}$

Ce qui est équivalent à une variation en sens inverse de la section caractéristique (distributeur du turbine ou section de tuyère) la plus proche en aval .

Ainsi une perte dans la tuyère augmente le débit réduit de sortie , la tuyère se trouve alors trop fermé et le cycle moteur réagit à cette fermeture .

III.4 PRELEVEMENT DE DEBIT ET DE PUISSANCE :

Les paragraphes suivants traitent de l'influence , sur un moteur de géométrie fixée , le prélèvement sont ceux effectuée soit pour améliorer le fonctionnement du moteur (cas des charges d'air à la sortie du compresseur) soit pour être utilisée pour l'avion (pressurisation , climatisation ou fourniture de puissance pour ses équipements).

III.4.1 Prélèvement d'air a la sortie du compresseur :

Effectuer une décharge à la sortie du compresseur consiste à ouvrir des vannes en aval du compresseur qui permettent d'évacuer une fraction K du débit. cette fraction de débit ne traverse donc ni la chambre de combustion , ni la turbine ni la tuyère , on a donc

$D_{r2} = D_{r5} \sqrt{\frac{T_{t2}}{T_{t5}} \frac{P_{t4}}{P_{t2}} \frac{1-\epsilon}{(1+f)(1-K)}}$ (III.18)

$C_p (T_{t4} - T_{t2}) D = C_p' D (1-K) (1+f) (T_{t5} - T_{t2})$ (III.19)

$$\frac{T_{t5}}{T_{t2}} = 1 + \frac{C_p'}{C_p} (1+f)(1-K) \frac{T_{t5} - T_{t7}}{T_{t5}} \frac{T_{t5}}{T_{t2}} - \left(\frac{P_{t4}}{P_{t2}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \dots (III.20)$$

D'où :

$$\frac{T_{t5}}{T_{t2}} = \frac{\left[\left(\frac{P_{t4}}{P_{t2}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right]}{[(1-K)K]} \dots (III.21)$$

avec : $K = \frac{\Delta T_{t5}}{T_{t5}} (1+f) \frac{C_p'}{C_p}$

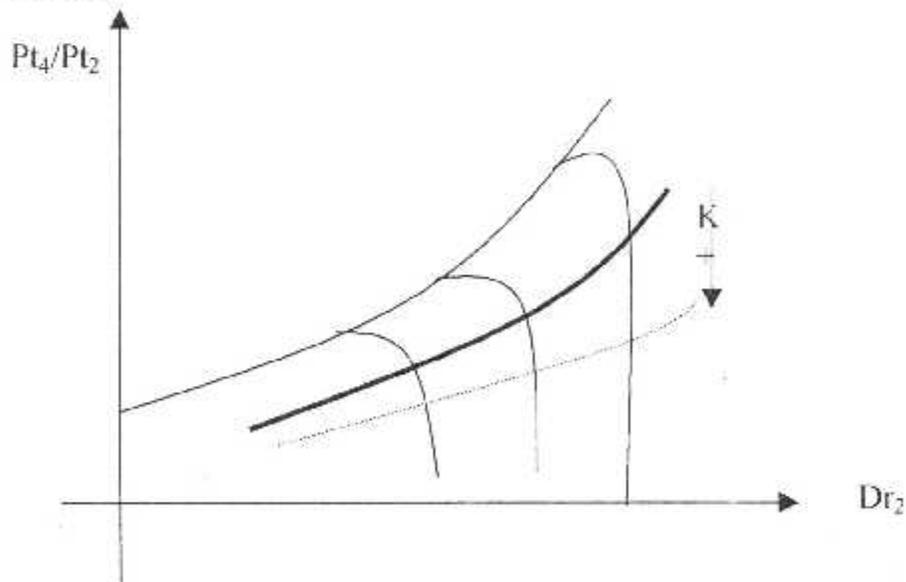
Pour maintenir le même rapport de pression il est nécessaire d'augmenter la température entrée turbine

$$Dr_2 = Dr_5 \frac{1-\varepsilon}{(1+f)(1-K)} \frac{P_{t4}}{P_{t2}} \sqrt{\frac{(1-K)K}{\left(\frac{P_{t4}}{P_{t2}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}} \dots (III.22)$$

A $\frac{P_{t4}}{P_{t2}}$ constant, Dr_2 est proportionnel à $\frac{1}{\sqrt{1-K}}$, et croît lorsque K croît.

La ligne de fonctionnement dans les compresseur se déplace donc vers la droite. L'effet des décharges peut être utiliser au démarrage du moteur ou à bas régime pour éloigner la ligne de fonctionnement de la ligne de pompage, la perte de puissance est alors minimum et passagère, les décharge étant refermées lorsque le régime moteur devient suffisant.

Le prélèvement d'air peut aussi continu même pour régime pour couvrir les besoins de l'avion.



Fig(III.8) Variation de la ligne de fonctionnement en fonction de K avec prélèvement

Le débit réduit Dr_2 s'exprime en fonction de $\frac{Tt_5}{Tt_2}$ par :

$$Dr_2 = Dr_0 \sqrt{\frac{Tt_2}{Tt_5}} \left[1 + K \cdot (1 - K) \cdot \frac{Tt_5}{Tt_2} \right]^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \frac{1 - \varepsilon}{1 + f} \frac{1}{1 - K} \dots \dots \dots (III.23)$$

L'équilibre turbine-compresseur s'écrit :

$$K \cdot \frac{Tt_5}{Tt_2} = \frac{Tt_4 - Tt_2}{Tt_2} \cdot \frac{1}{1 - K} = \frac{\Delta Tt_2}{Tt_2} \cdot \frac{1}{1 - K} \dots \dots \dots (III.24)$$

A même $\frac{Tt_5}{Tt_2}$ et avant prélèvement d'air, on avait

$$K \cdot \frac{Tt_5}{Tt_2} = \left(\frac{\Delta Tt_2}{Tt_2} \right)_0$$

D'où
$$\frac{\frac{\Delta Tt_2}{Tt_2}}{\left(\frac{\Delta Tt_2}{Tt_2} \right)_0} = 1 - K \dots \dots \dots (III.25)$$

Il existe donc à même $\frac{Tt_5}{Tt_2}$ une relation directe entre les $\frac{\Delta Tt_2}{Tt_2}$ ou les rapports de pressions avec et sans prélèvement d'air.

Le rapport de pressions diminue lorsqu'on prélève de l'air.

Posons : $a = \frac{\gamma \cdot \eta_{pc}}{\gamma - 1} \approx 3, x = 1 - K$

$$A = K \cdot \frac{Tt_5}{Tt_2} = \frac{\Delta Tt_2}{Tt_2} \cdot \frac{1}{1 - K} \dots \dots \dots (III.26)$$

On a Dr_2 constante . $(1 + A \cdot x)^a = \frac{1}{x}$

$$\begin{aligned} \frac{dDr_2}{Dr_2} &= a \cdot \frac{A \cdot dx}{1 + A \cdot x} \cdot \frac{dx}{x} \\ &= \frac{A \cdot x \cdot (a - 1) - 1}{x \cdot (1 + A \cdot x)} dx \dots \dots \dots (III.27) \end{aligned}$$

$\frac{dDr_2}{dx}$ est donc du signe de $A \cdot x \cdot (a - 1) - 1$

$$A \cdot x \cdot (a - 1) - 1 = \frac{Tt_4 - Tt_2}{Tt_2} \cdot (a - 1) - 1 \approx 2 \cdot \frac{\Delta Tt_2}{Tt_2} - 1 \dots \dots \dots (III.28)$$

Est positif pour $\frac{\Delta Tt_2}{Tt_2} > \frac{1}{2}$ après prélèvement d'air.

Il existe donc pour un prélèvement d'air une valeur minimale du rapport de pression initial du compresseur, qui conduit à une augmentation du débit lorsque on prélève de l'air à $\frac{Tt_5}{Tt_2}$ donné.

Cette valeur est d'autant plus élevée que le prélèvement prévu est important .

$$\left(\frac{\Delta T_{t2}}{T_{t2}}\right)_{\text{min}} = \left(\frac{\Delta T_{t2}}{T_{t2}}\right)_{\text{min}} \cdot \frac{1}{1-K} = \frac{1}{2 \cdot (1-K)} \dots \dots \dots (III.29)$$

Application numérique :

Soit un taux K de prélèvement du débit primaire.

Le $\frac{\Delta T_{t2}}{T_{t2}}$ minimal au-delà duquel le débit D à l'entrée du moteur augmente lorsqu'on prélève K.D à même $\frac{T_{t3}}{T_{t2}}$ est :

$$\frac{\Delta T_{t2}}{T_{t2}} = \frac{1}{2 \cdot (1-K)} \dots \dots \dots (III.30)$$

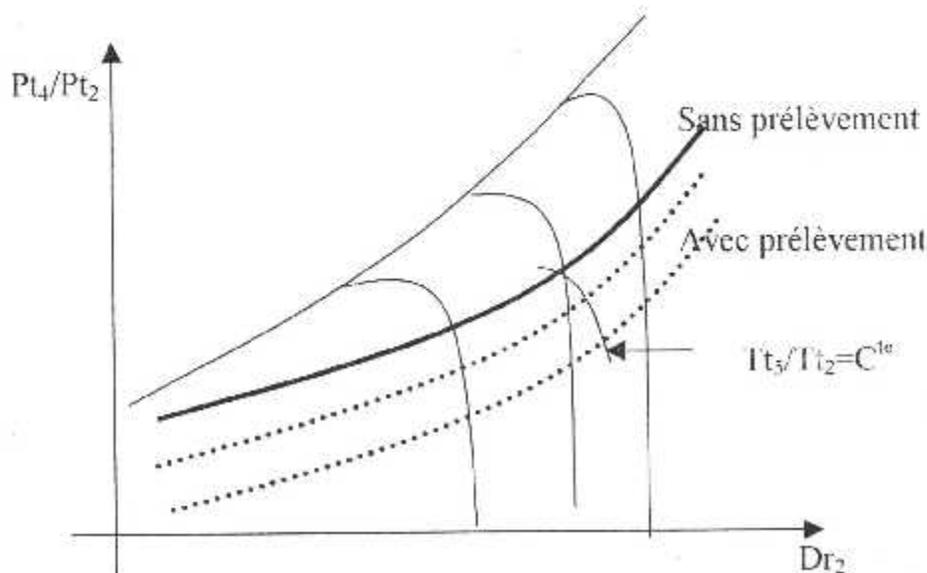
Ce qui correspond à un rapport de pression de :

$$\frac{P_{t4}}{P_{t2}} = \left(1 + \frac{\Delta T_{t2}}{T_{t2}}\right)^{\frac{\gamma \gamma}{\gamma - 1}} \dots \dots \dots (III.31)$$

(Voir : Fonctionnement hors adaptation des turbomachines)

K	0.05	0.10	0.15	0.20
$\left(\frac{\Delta T_{t2}}{T_{t2}}\right)_{\text{MIN}}$	0.526	0.555	0.588	0.625
$\frac{P_{t4}}{P_{t2}}$	3.55	3.76	4.00	4.29

Le débit peut alors d'abord augmenter pour un prélèvement faible puis diminuer lorsque le rapport de pression du moteur devient inférieur au minimum fixé par le prélèvement .

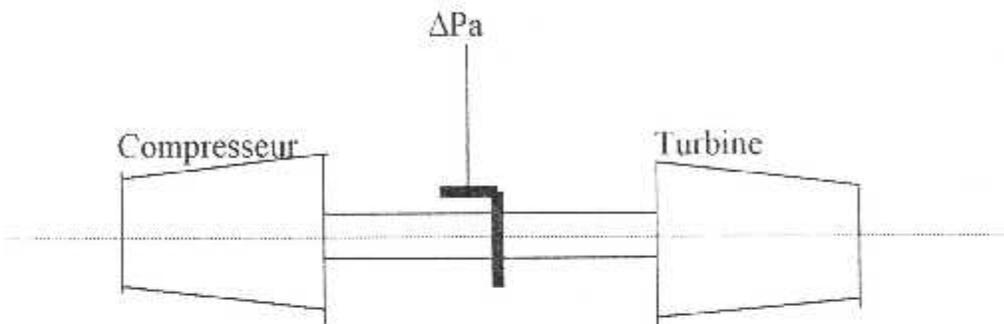


Fig(III.9) Déplacement de la ligne de fonctionnement avec prélèvement du débit

III.4.2 Prélèvement de puissance :

Sur tout moteur une partie de la puissance fournis par carburant est prélever soit pour entrainer les équipement propres au moteur (pompe à carburant, pompe du module lubrification, alternateur de régulation électrique) ou les équipements de l'avionneur (pompes hydrauliques, alternateurs fournissant la puissance électrique nécessaire au système d'armes...).

Ce prélèvement s'effectue par l'intermédiaire d'un arbre entraîné par l'arbre moteur et entraînant les pignons de la boîte sur laquelle se brancher les différents équipements.



Fig(III.10) Prélèvement du puissance

Si on prélève la puissance ΔPa , l'équilibre des puissances devient :

$$P_{\text{turbine}} = P_{\text{compresseur}} + \Delta Pa \dots \dots \dots (III.32)$$

Ce qui s'écrit :

$$(1+f) \cdot C_p' \cdot (T_5 - T_7) = C_p \cdot (T_4 - T_2) + \frac{\Delta Pa}{D} \dots \dots \dots (III.33)$$

$$\rightarrow (1+f) \cdot \frac{C_p' \cdot T_5 - T_7}{C_p' \cdot T_5} \cdot \frac{T_5}{T_2} \cdot \frac{T_4}{T_2} - 1 = \frac{\Delta Pa}{C_p \cdot T_2 \cdot D}$$

$$\frac{T_4}{T_2} - 1 + \frac{\Delta T_1}{T_2} = K \cdot \frac{T_5}{T_2} \quad \text{avec : } \Delta T_1 = \frac{\Delta Pa}{C_p \cdot D} \quad \text{et} \quad Dr_2 = Dr_5 \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot Pt_2 \cdot (1-f)}{T_5 \cdot Pt_5 \cdot (1+f)}}$$

A $\frac{Pt_4}{Pt_2}$ donné, une augmentation de ΔT_1 entraîne celle de $\frac{T_5}{T_2}$ et par suite une diminution de Dr_2 .

La ligne de fonctionnement se rapproche du pompage.

Le raisonnement précédent a été effectuer avec ΔT_1 et non ΔPa .

En fait $\Delta Tt = \frac{\Delta Pa}{C_p D}$ et par suite de la baisse de débit $\frac{Pt_1}{Pt_2}$ constant, ΔTt varie plus vite que ΔPa .

Les conclusions précédentes sont donc à fortiori variées lorsqu'on considère une augmentation de ΔPa et non de ΔTt .

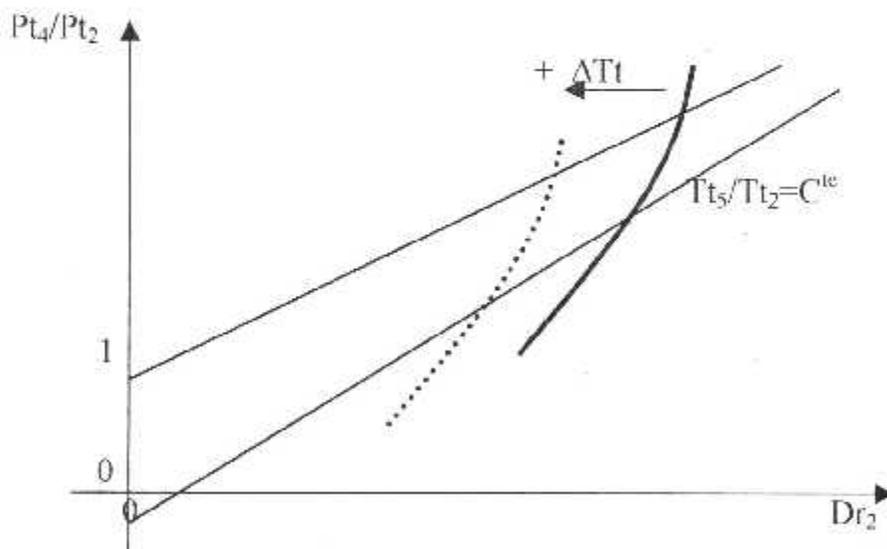
A $\frac{Tt_5}{Tt_2}$ fixé, un prélèvement de puissance entraîne inversement une baisse du rapport de pressions.

La relation :

$$Dr_2 = Dr_s \sqrt{\frac{Tt_1}{Tt_5} \frac{Pt_1}{Pt_2} \frac{1-\epsilon}{1+f}} = Dr_s \sqrt{\frac{Tt_2}{Tt_5} \frac{1-\epsilon}{1+f}} \left[1 + K \frac{Tt_5}{Tt_2} - \frac{\Delta Tt}{Tt_2} \right]^{1/2} \dots \dots \dots (III.34)$$

montre que Dr_2 diminue.

Les points de fonctionnement se trouvent sur la droite passant par le point (0,0) et de pente $\frac{1}{Dr_s} \sqrt{\frac{Tt_5}{Tt_2}}$.



Fig(III,11) Déplacement de la ligne de fonctionnement avec prélèvement de puissance

III.5 INFLUENCE DES CONDITIONS AMBIANTES :

Nous avons vu que la ligne de fonctionnement à géométrie fixe est indépendante des conditions de température et pression ambiantes.

Suivant le mode de régulation adopté, le point de fonctionnement sur cette ligne peut cependant varier avec les conditions extérieures.

Ainsi pour une régulation à $\frac{Tt_5}{Tt_2}$ constant, il n'y aura pas de déplacement du point de fonctionnement pour une variation de température ou pression ambiante alors que pour une régulation à Tt_5 constant, ce point se déplacera sur la ligne de fonctionnement lorsque Tt_2 variera mais ne bougera pas avec Pt_2 , la poussée du moteur et sa consommation dépendent elles des conditions ambiantes.

III.5.1 Influence de la pression :

On considère le cas d'un réacteur mono-corps mono-flux réglé à Tt_5 constant pour une position donnée de la manette de gaz : on a vu que le fonctionnement du moteur dépend d'un seul paramètre qui peut être $\frac{Tt_5}{Tt_2}$.

A température ambiante et nombre de Mach de vol constant ($Tt_2 = C^{te}$) et pour une position de la manette donnée ($Tt_5 = C^{te}$), $\frac{Tt_5}{Tt_2}$ est constant et ne dépend pas de la pression ambiante.

Le fonctionnement du moteur donc tous les paramètres réduites sont indépendantes de la pression extérieure.

La poussée réduite $\frac{F}{Pt_2}$ est donc constante et F est proportionnel à Pt_2 donc Pt_0 puisque :

$$Pt_2 = Pt_0 \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_0^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \dots\dots\dots(III.35)$$

La consommation horaire réduite $\frac{C_h}{Pt_2 \sqrt{Tt_2}}$ est également constante, C_h est donc proportionnel à Pt_0 .

$\frac{C_s}{\sqrt{Tt_2}}$ est constant et C_s indépendant de Pt_0 .

-Application : influence d'une perte de charge d'entrée d'air

L'installation d'un moteur sur avion introduit une perte de charge entre la pression totale à l'amont de l'entrée d'air et l'entrée du compresseur .

Cette perte peut être due simplement au frottement ou dans le cas du vol supersonique, au système d'ondes de choc qui permet de passer de l'écoulement supersonique à l'entrée du compresseur. elle est égale à $\epsilon_1 = \frac{Pt_2 - Pt_1}{Pt_1}$

Cette perte ne modifie pas la température totale Tt_2 .si on maintient la température entrée turbine Tt_5 , $\frac{Tt_5}{Tt_2}$ reste constant et les paramètres réduits du moteur sont

inchangés, dans la mesure où la tuyère d'éjection reste critique. En particulier le débit réduit Dr_2 et le rapport de pression $\frac{Pt_4}{Pt_2}$ sont constants. Ceci entraîne une baisse du débit vrai et niveau de pression proportionnelle à $\frac{Pt_2}{Pt_1} = 1 - \epsilon_1$ pour une tuyère simplement convergente critique :

$$F = D \cdot (1 + f) \cdot V_{10} - D \cdot V_0 + A_{10} \cdot (P_0 - P_b) \dots \dots \dots (III.36)$$

$$\frac{F}{Pt_2} = Dr_2 \cdot \frac{1}{\sqrt{Tt_2}} \cdot (1 + f) \cdot V_{10} - Dr_2 \cdot \frac{1}{\sqrt{Tt_2}} \cdot V_0 + A_{10} \cdot \left(\frac{Pt_{10}}{Pt_0} \cdot \frac{P_0}{Pt_2} - \frac{P_b}{Pt_2} \right) \dots \dots \dots (III.37)$$

$\frac{F}{Pt_2}$ est une somme de termes constants à l'exception de $\frac{P_b}{Pt_2}$.

Pour une tuyère adaptée :

$$F = D \cdot [(1 + f) \cdot V_{10} - V_0] \dots \dots \dots (III.38)$$

Le taux de détente $\frac{Pt_{10}}{P_b} = \frac{Pt_{10}}{Pt_2} \cdot \frac{Pt_2}{P_b}$ diminue donc, V_{10} diminue, D varie comme Pt_2 .

Dans les deux cas, la poussée diminue plus que proportionnellement à Pt_2 . La richesse f , fonction de Tt_4 et Tt_5 ne varie pas. La consommation horaire ($C_h = K \cdot f \cdot D$) varie proportionnellement au débit moteur donc à la pression Pt_2 .

La consommation spécifique augmente puisque la poussée diminue plus que proportionnellement au débit d'air.

III.5.2 Influence de la température extérieure :

Lorsque la température extérieure augmente à Tt_5 constant, $\frac{Tt_5}{Tt_2}$ diminue, Dr_2 diminue ainsi que $\frac{Tt_{10}}{Tt_2}$ et $\frac{Pt_{10}}{Pt_2}$.

La poussée diminue donc également.

En ce qui concerne la consommation, on a d'après le premier principe :

$$C_p \cdot (Tt_{10} - Tt_2) = f H_f \dots \dots \dots (III.39)$$

A Tt_5 constant, Tt_{10} est également constant puisque la charge de la turbine est constante. Une augmentation de Tt_2 entraîne donc une diminution de f et corrélativement une diminution de la consommation $C_h = K \cdot f \cdot D$.

La variation de C_s n'est pas monotone et dépend du cycle du moteur.

III.5.3 Influence du nombre de mach de vol :

On a vu que

$$\frac{F}{Pt_2} = Dr_2 \cdot \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot M_0^2 \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \sqrt{\gamma R} \cdot [(1 + f) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot Tt_{10}}{\gamma - 1 \cdot Tt_2}} \cdot \sqrt{1 + \frac{\gamma - 1}{2} \cdot M_0^2} - \left(\frac{Pt_2}{Pt_{10}} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \cdot M_0]$$

A même $\frac{Tt_5}{Tt_2}$, $\frac{F}{Pt_2}$ est uniquement fonction du nombre de mach de vol M_0 et varie en sens inverse de M_0 .

$$\frac{C_s}{\sqrt{Tt_2}} = \frac{C_h / Pt_2 \sqrt{Tt_2}}{F / Pt_2} \dots\dots\dots(III.40)$$

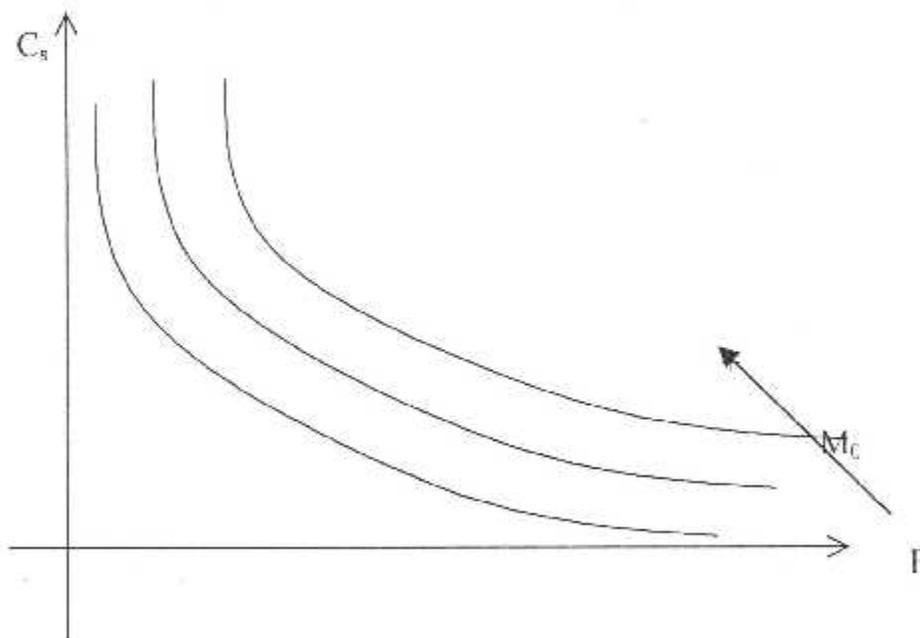
$\frac{C_h}{Pt_2 \sqrt{Tt_2}}$ ne varie pas avec le nombre de mach de vol a même $\frac{Tt_5}{Tt_2}$.

Dans les mêmes conditions $\frac{C_s}{\sqrt{Tt_2}}$ augmente donc avec M_0 de telle sorte que

$$\frac{d(\frac{C_s}{\sqrt{Tt_2}})}{\frac{C_s}{\sqrt{Tt_2}}} = \frac{d(\frac{F}{Pt_2})}{\frac{F}{Pt_2}} \dots\dots\dots(III.41)$$

Usuellement on représente la variation de C_s en fonction de la poussée pour différents nombres de mach et altitudes.

Ces courbes ont l'allure suivante :



Fig(III.12) Variation de la consommation spécifique en fonction de la poussée

La représentation en paramètres $\frac{C_s}{\sqrt{Tt_2}}$ et $\frac{F}{Pt_2}$ permet d'éliminer le paramètre d'altitude.

Soit un moteur fonctionnant à température entrée turbine Tt_5 constante et à altitude fixée.

A géométrie fixe, la charge de turbine $\frac{\Delta Tt_5}{Tt_5}$ est constante, donc également ΔTt_5

Et par suite ΔTt_2 .

La température T_{t2} augmente avec la vitesse de vol, la température sortie compresseur $T_{t4} = T_{t2} + \Delta T_{t2}$ augmente également.

Le rapport des pressions $\frac{P_{t2}}{P_{t0}} = \left(1 + \frac{\Delta T_{t2}}{T_{t2}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$ diminue en relation avec la diminution de $\frac{T_{t2}}{T_0}$.

$$\frac{T_{t2}}{T_0} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_0^2 - X \dots\dots\dots (III.42)$$

$$\frac{P_{t2}}{P_{t0}} = X^a \text{ en posant } a = \frac{\gamma}{\gamma-1}$$

$$\frac{P_{t4}}{P_{t0}} = \frac{P_{t4}}{P_{t2}} \frac{P_{t2}}{P_{t0}} = X^a \left(1 + \frac{\Delta T_{t2}}{T_0 X}\right)^{a \eta_c}$$

$$\Rightarrow \frac{P_{t4}}{P_{t0}} = X^{a(1-\eta_c)} \left(X + \frac{\Delta T_{t2}}{T_0}\right)^{a \eta_c} \dots\dots\dots (III.43)$$

La pression P_{t4} augmente donc avec le nombre de mach de vol .

Pression et température se trouvent accrus au niveau du compresseur lorsque le nombre de mach augmente. Le dimensionnement mécanique de la partie avant du moteur doit donc s'effectuer en fonction du domaine de vol de l'avion.

Les nombres de mach élevés introduisent des contraintes de températures au niveau des matériaux des aubes de compresseurs (au moins pour les étages de fin compression) et des contraintes de pression au niveau du dimensionnement des carters.

Les résultats obtenus en influence des conditions ambiantes et de vol peuvent aisément être généralisés à tous les types des turbomachines. Ils ne seront pas à niveau démontrés ultérieurement.

III.6 INFLUENCE DU CHAMP DE COMPRESSEUR :

Nous avons vu que la ligne de fonctionnement dans le champ de compresseur est indépendante de ce champ lorsqu'on fonctionne à section constantes ou lorsqu'on donne une loi de variation de sections.

Par contre il est évident que toute régulation faisant intervenir la vitesse de rotation donne des lignes de fonctionnement directement indépendantes du champ utilisé et en particulier de l'espacement de ses iso vitesses.

A titre d'exemple reprenons le cas du fonctionnement à T_{t5} et N constants pour des nombres de mach de vol variables.

A chaque Tt_2 correspond une valeur de l'isovitesse de fonctionnement $\frac{N}{\sqrt{Tt_2}}$ et une valeur de $\frac{Tt_3}{Tt_2}$.

La relation $Dr_2 = Dr_1 \sqrt{\frac{Tt_2}{Tt_3} \frac{Pt_4}{Pt_2} \frac{1-\varepsilon}{1+f}}$ montre que le point de fonctionnement se trouve également sur la droite $\frac{Pt_4}{Pt_2} = C \cdot Dr_2$ de pente $C = \frac{1-\varepsilon}{1+f} \frac{1}{Dr_1} \sqrt{\frac{Tt_3}{Tt_2}} = \frac{A}{\sqrt{Tt_2}}$.

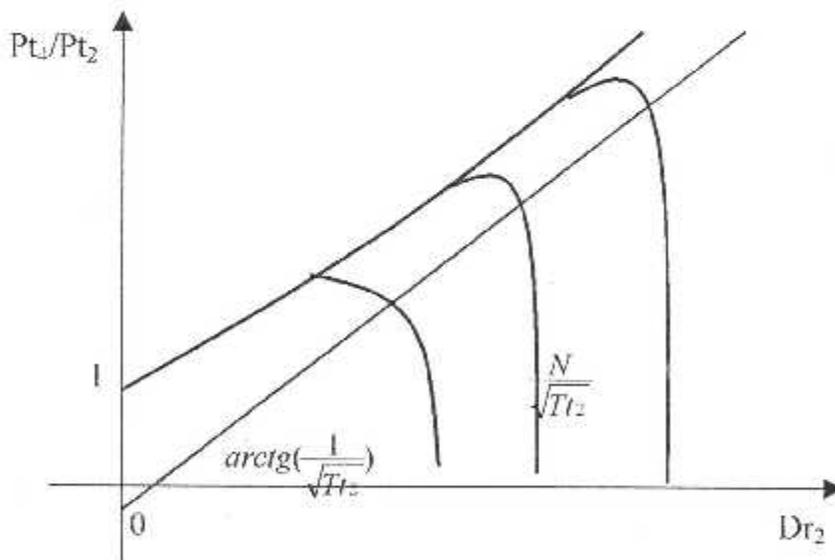
La ligne de fonctionnement est donc parfaitement définie par les différents points d'intersection des isovitesses $\frac{N}{\sqrt{Tt_2}}$ et des droites $\frac{Pt_4}{Pt_2} / Dr_2 = \frac{A}{\sqrt{Tt_2}}$.

Cette ligne de fonctionnement dépend donc directement du champ compresseur utilisé.

Si on représente le champ précédent en rapportant les différents paramètres à leurs valeurs nominales, on obtient

Chaque point de fonctionnement se trouve alors sur l'isovitesse $\sqrt{\frac{Tt_{2nom}}{Tt_2}}$ et sur la droite

$$\frac{Pt_4}{Pt_2} / \left(\frac{Pt_4}{Pt_2} \right)_{nom} = C \cdot \frac{Dr_2}{Dr_{2nom}} \left[\frac{Dr_{2nom}}{Dr_2} \left(\frac{Pt_4}{Pt_2} \right)_{nom} \right] = \frac{Dr_2}{Dr_{2nom}} \sqrt{\frac{Tt_{2nom}}{Tt_2}}$$



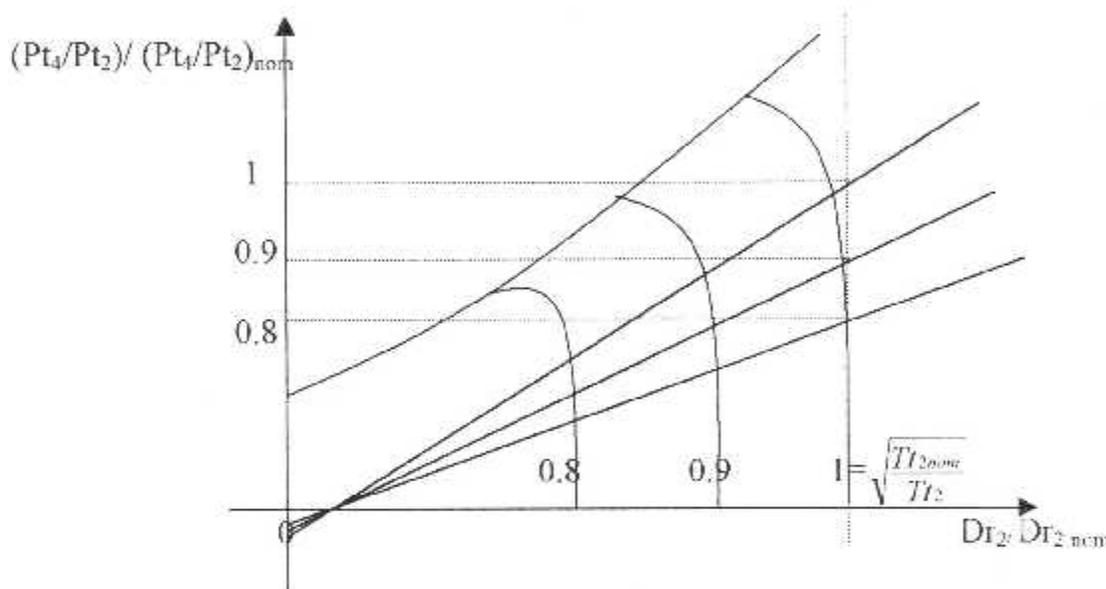
Fig(III.13) Influence du champ de compresseur

La pente de la droite est égale à la valeur de l'isovitesse ce qui donne un moyen simple de tracer la ligne de fonctionnement sans même connaître les caractéristiques du moteur autres que le champ compresseur.

Il est alors évident que cette ligne dépend du champ utilisé, chaque point étant l'intersection d'une droite d'origine 0 et de pente $\sqrt{\frac{T_{t2nom}}{T_{t2}}}$, indépendante du champ compresseur, avec une isovitesse $\sqrt{\frac{T_{t2nom}}{T_{t2}}}$ dont la position dépend du champ.

Suivant le champ utilisé, il faudra donc une loi de variation de section de tuyère différente pour réaliser la loi de régulation (N et T_{t5} constantes) .

La variation de section de tuyère aura pour fonction en effet de faire passer d'une ligne indépendante du champ (ligne de fonctionnement à section fixe) à une ligne qui en dépend directement.



Fig(III.14) Influence du champ de compresseur avec les performances nominales

III.7 SENS DE VARIATION DES DIFFERENTS PARAMETRES MOTEUR A GEOMETRIE FIXEE :

Il a été démontré que les paramètres se rapportant au compresseur, tels que :

- Débit réduit Dr_2 à l'entrée du moteur.
- Rapport de pressions $\frac{Pt_4}{Pt_2}$, et de température $\frac{T_{t_4}}{T_{t_2}}$ croissent avec $\frac{T_{t_5}}{T_{t_2}}$.

L'hypothèse a été faite et justifiée de la criticité des sections de distributeur et de tuyère conduisant à la constance des débits réduits ainsi que des rapports pressions et températures correspondant à la partie turbine.

$$Dr_5 = C^{tc}, \quad Dr_{10} = C^{tc}$$

$$\frac{P_{t5}}{P_{t7}} = C^{te}, \quad \frac{T_{t5}}{T_{t7}} = C^{te}, \quad \text{d'où } \frac{P_{t7}}{P_{t2}} \text{ et } \frac{T_{t7}}{T_{t2}} \text{ varient comme } \frac{T_{t5}}{T_{t2}}$$

Dans le cas où ces sections ne seraient pas critiques, il est évident par continuité que ces paramètres varient dans la même sens que $\frac{T_{t5}}{T_{t2}}$.

En ce qui concerne la chambre de combustion et la paramètre $\frac{T_{t5}}{T_{t4}}$, nous avons :

$$C_p(T_{t7} - T_{t2}) = f H_f$$

H_f est une fonction décroissant de T_{t7} .

À T_{t2} constant, f croît donc avec T_{t7} , et par suite avec T_{t5} .

$$\text{En paramètres réduits } C_p \left(\frac{T_{t7}}{T_{t2}} - 1 \right) = \frac{f}{T_{t2}} H_f$$

En toute rigueur, H_f étant de T_{t7} et non de $\frac{T_{t7}}{T_{t2}}$, on ne peut conclure sur le sens de variation de $\frac{f}{T_{t2}}$. Cependant les variations de H_f restent très faible (7% entre 500 et 15000°K) ce qui permet d'admettre, dans les gammes de températures utiles, que $\frac{f}{T_{t2}}$ varie également comme $\frac{T_{t5}}{T_{t2}}$.

L'équilibre turbine-compresseur s'écrit :

$$\frac{T_{t4}}{T_{t2}} - 1 = K \frac{T_{t5}}{T_{t2}}$$

$$\text{d'où } \frac{T_{t4}}{T_{t2}} - 1 = K \left(1 - \frac{T_{t2}}{T_{t4}} \right) \Rightarrow \frac{T_{t5}}{T_{t2}} \text{ varie comme } \frac{T_{t5}}{T_{t2}}$$

Le rapport des températures $\frac{T_{t5}}{T_{t4}}$ varie donc également dans le même sens que $\frac{T_{t5}}{T_{t2}}$.

De même l'élévation de température dans la chambre de combustion :

$$\frac{T_{t5}}{T_{t2}} \frac{T_{t4}}{T_{t2}} \frac{T_{t5}}{T_{t2}} (1-K) + 1 \quad \text{varie comme } \frac{T_{t5}}{T_{t2}}$$

Ces sens de variation se retrouveront quelle que soit la configuration du moteur étudié.

CHAPITRE IV

ETUDE DES PERTES DANS LES ROTORS DES COMPRESSEURS AXIAUX

IV.1 CALCUL DES ANGLES DE DEVIATION ,ECART FLUX - PROFIL :

Obtenus à partir d'essais en grille.

Ecart flux profil = δ manque à dévier qui varie avec la cambrure du profil de façon linéaire (cet écart est défini à un rayon donné ou le profil est bien défini). Cependant, il existe différents critères associés du calcul de déviation dont on va citer que deux parmi ceux proposés par différents auteurs.

IV.1.1 Règle de HOWELL :

Elle est utilisée en hors adaptation.

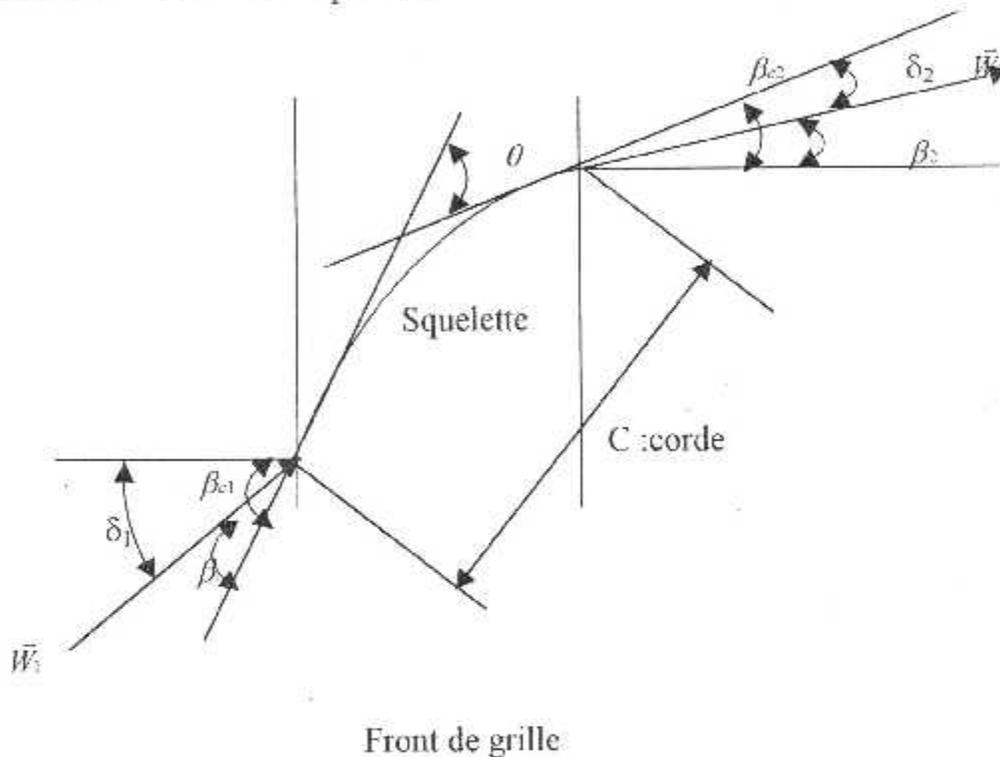


Fig (IV.1) : Squelette d'un profil

$$\delta = \frac{\Delta\beta - i}{\frac{\sqrt{c \cdot s}}{m} - 1} \quad \text{(IV.1)}$$

Avec :

- $\Delta\beta$: Déviation de W.
- i : Indice de W_1 .
- $\frac{f}{c}$: Position de la flèche maxi.

- $\frac{s}{c}$: Pas relatif de la grille (inverse de la solidité)

Avec :

$$m = 0.23 \left[\left(\frac{2 \cdot f}{c} \right)_{\max}^2 \right] + 0.002 \cdot \beta_2$$

Pour tenir compte de l'effet du nombre de Mach. On a l'expression suivante :

$$m = 0.23 \left(\frac{2f}{c} \right)^2 + 0.1 \left(\frac{\beta_2}{50} \right) + 0.05 \cdot M_1^2$$

Avec :

$$\delta^* = \beta_2 - \beta_2 = m(c_a + i) \sqrt{\frac{s}{c}}$$

$c_a = \beta_{c1} - \beta_{c2}$ la cambrure

β_{c2} : angle de calage de l'aube au bord de fuite.

β_2 : angle de sortie du fluide.

f_c : distance au bord d'attaque de la flèche maximale du profil

IV.1.2 Les corrélations anglaises (NGTE)

La corrélation de base l'écart flux profil au point nominal est

$$\delta_{rel} = m_c \theta \sqrt{\frac{s}{c}} \dots \dots \dots (IV.2)$$

Dans cette équation, comme sous le nom de « Règle de Carter » m_c est une fonction de la flèche (X_1/c) et du calage de l'aube.

Pour le calcul hors adaptation, une forme modifiée de l'équation (IV.1).

$$\delta = \frac{\Delta\beta - i}{\frac{1}{m_c \sqrt{s \cdot c}} - 1} \dots \dots \dots (IV.3)$$

Avec : $m_c = 0.92 \left(\frac{X_1}{c} \right)^2 + 0.002 \beta_2$

L'équation ci-dessus est connue sous le nom de « Règle de Howell ». pour compte du changement de rayon entre l'entrée et la sortie de l'aube $\Delta\beta$ doit être placé par $\Delta\beta$.

$$\text{Avec : } \Delta\beta_c = \beta_1 - \beta_{2c} \dots \dots \dots (IV.4)$$

Pour un rotor

$$\beta_{2c} = \arctg \left\{ \frac{r_2 v_{m2} \operatorname{tg} \beta_2 + \frac{u_1}{v_{m1}} \left[1 - \left(\frac{r_2}{r_1} \right) \right] \right\}$$

Pour un redresseur :

$$\beta_{2c} = \arctg \left[\frac{r_2 v_{m2} \operatorname{tg} \beta_2}{r_1 v_{m1}} \right]$$

β_{2c} : Angle de sortie à circulation équivalente.

REMARQUE :

Il existe bien d'autres corrélations utilisées pour le calcul des déviations telles que :

- Corrélation NACA [ENSA –Elément de propulsion].
- Corrélation NACA-NASA [Thèse présentée à l'école nationale d'aéronautique et de l'espace par ALI EL-BAHI (docteur Ingénieur)]
- Corrélation soviétique [Thèse présentée à l'école nationale d'aéronautique et de l'espace par ALI EL-BAHI (docteur Ingénieur)]

IV.2. PERTES DE PROFIL :

Les pertes sont classées sous deux rubriques :

- Les pertes visqueuses : ou pertes selon LEIBLEIN incluant essentiellement les effets de la viscosité (couche limite, traînée de culot, d'écoulement ..etc.).
- Les pertes par choc affectant l'écoulement dans le canal inter- aubes. Ces pertes recouvrent les pertes par choc droit, mais aussi par détachement des chocs obliques ; au voisinage du bord d'attaque, les pertes par chocs oblique dans le canal, les chocs de compatibilité en sortie de grille ainsi que les systèmes complexe de chocs dus à l'interaction du choc droit et de la couche limite.

IV.2.1 Définitions :

On définit les coefficients des pertes de charges du rotor (relative) et du stator, respectivement par des pertes et de rendements.

a) Coefficients des pertes :

$$\varpi_{ra} = \frac{P'_{ra} - P'_{ra}}{P'_{ra} - P'_{ra}} \dots \dots \dots (IV.5)$$

$$\varpi_{rs} = \frac{P'_{rs} - P'_{rs}}{P'_{rs} - P'_{rs}}$$

Avec :

P'_{ra} : la pression totale relative isentropique à la sortie du rotor.

P'_{ra} : la pression totale relative à la sortie du rotor.

P'_{ra} : la pression totale relative à l'entrée du rotor.

P'_{ra} : la pression locale à l'entrée du rotor.

P'_{rs} : la pression totale à la sortie du stator

P'_{rs} : la pression totale à l'entrée du stator

P'_{rs} : la pression locale à l'entrée du stator.

Avec :

$$wa = \Delta H_i = \frac{W_1^2 - V_1^2}{2} + \frac{V_2^2 - W_2^2}{2} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2}$$

b) L'efficacité « eff » :

$$eff = P'_{ra} / P'_{ra} \dots \dots \dots (IV.6)$$

c) Rendement polytropique « η_p » :

Le rendement η_p peut être défini par l'équation :

$$\eta_p = \frac{\gamma - 1 \log(\pi)}{\gamma \log(\zeta)} \dots \dots \dots (IV.7)$$

d) Rendement isentropique « η_{is} » :

$$\eta_{is} = \frac{\frac{\gamma-1}{\gamma} \Pi - 1}{\zeta - 1} \dots\dots\dots(IV.8)$$

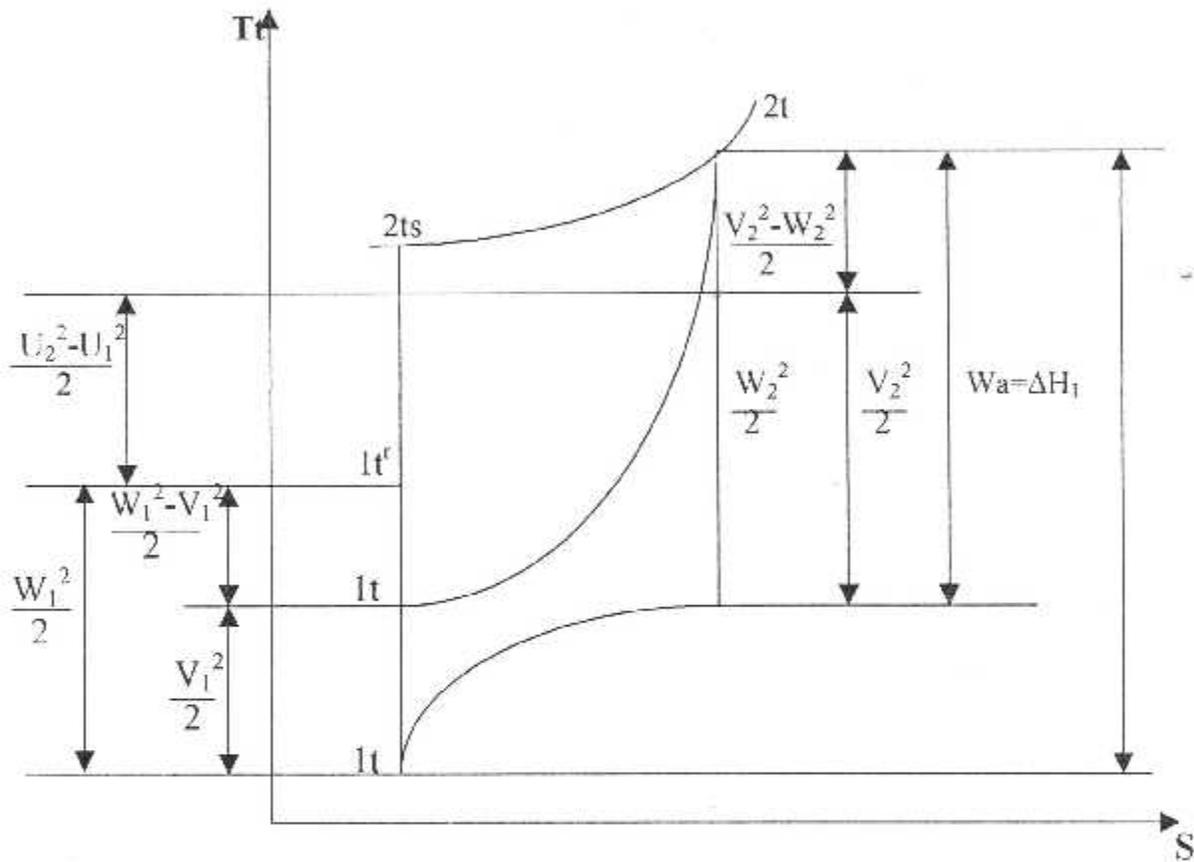


Figure (IV.2) : Diagramme (Tt-S)

IV.2.2 Les pertes visqueuses (ou pertes LEIBLEIN) :

Le calcul des pertes visqueuses et généralement basé sur des corrélations empiriques, entre le coefficient de perte et la charge de l'aube, pour l'écoulement incompressible dans une grille, la perte dans le profil est définie par l'équation suivante :

$$\omega = \left[\frac{2(S/C)}{\cos \beta_2} \right] \left(\frac{\theta}{c} \right) \left(\frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2} \right) \left\{ 1 - \left(\frac{\theta}{C} \right) \left[\frac{H_2 S/C}{\cos \beta_2} \right]^{-3} \left(\frac{3H_2 - 1}{2H_2} \right) \right\} \dots\dots\dots(IV.9)$$

LEIBLEIN a défini le facteur de diffusion D comme paramètre de charge :

On a : $D = \frac{V_{max} - V_1}{V_1} \dots\dots\dots(IV.10)$

Avec : $\frac{V_{max}}{V_1} - 1 = \frac{1}{2} \left| \frac{\Delta Vu}{V_1} \right| \frac{S}{C} \dots\dots\dots(IV.11)$

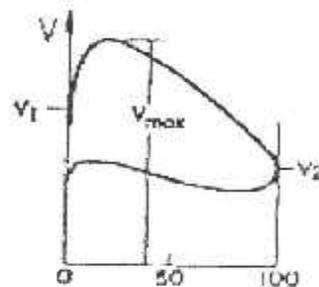


Fig (IV.3) Variation de la vitesse relative a travers le rotor axial

Le module de LEIBLEIN est basé sur le critère de bruit pour le décollement de la couche limite appliquées aux aubages NACA65 de 10% d'épaisseur relative. En 1959 et 1961, LEIBLEIN a proposé un facteur de diffusion équivalent exprimé par :

$$D_{eq} = f\left(\frac{V_{max}}{2}\right) \dots\dots\dots(IV.12)$$

Il a aussi formulé une corrélation entre le facteur de diffusion équivalent et les angles d'entrée et de sortie de la grille .

$$D_{eq}^* = \frac{\cos \beta_1^*}{\cos \beta_2^*} \left[1.12 + 0.61 \cos^2 \beta_1^* \left(\frac{s}{c} \right) \left(\tan \beta_1^* - \tan \beta_2^* \right) \right] \dots\dots\dots(IV.13)$$

La méthode de « LEIBLEIN » est toujours utilisée. Quelques modifications ont été apportées concernant le déplacement des lignes de courant et la convergence des tubes de courant dans les compresseurs actuels. Les pertes de profil en hors adaptation sont estimées en fonction de la variation de l'angle d'incidence et de la charge basée sur les valeurs nominales déjà calculées.

Il existe différentes corrélations utilisées par différents auteurs (thèse présentée à l'école nationale supérieure de l'aéronautique et de l'espace par « ALI EL BAHI »

(docteur ingénieur)), telle que MONSARAT, FOTTNERG, STRINNING, SMITH, SWAN ET JAUSEN / MOFFAT dont on va proposer celles des deux derniers :

a) Corrélation de SWAN :

Au point nominal SWAN détermine un facteur de diffusion équivalent dans lequel intervient les effets de déplacement radial de la ligne de courant et de l'épaisseur de profil :

$$D_{eq}^* = \frac{V_{m1} \cos \beta_2}{V_{m2} \cos \beta_1} (1.12 + 0.61 K) \dots\dots\dots(IV.14)$$

Avec

$$K = \cos^2 \beta_1 \left(\frac{s}{c} \right) \left[\operatorname{tg} \beta - \frac{r_2 V_{m2}}{r_1 V_{m1}} \operatorname{tg} \beta - \frac{U}{V_{m1}} \left(1 - \frac{r_2^2}{r_1^2} \right) \right]$$

SWAN a établi une corrélation entre l'épaisseur de la quantité de mouvement au bord de fuite et ce facteur on le nomme « D_{eq}^* ». En hors adaptation. L'analyse des données des compresseurs montre que la position radiale de la ligne de courant à un effet minime. Par contre c'est le nombre de Mach à l'entrée qui joue un rôle essentiel dans ce calcul de pertes.

- Pour : $D_{eq} > D_{eq}^*$

$$\frac{\theta}{c} - \frac{\theta^*}{c} = (0.827M_1 - 2.692M_1^2 + 2.675M_1^3) [D_{eq}^* - D_{eq}] \dots\dots\dots(IV.15)$$

- Pour : $D_{eq} < D_{eq}^*$

$$\frac{\theta}{c} - \frac{\theta^*}{c} = (2.80M_1 - 8.71M_1^2 + 9.36M_1^3) [D_{eq} - D_{eq}^*] \dots\dots\dots(IV.16)$$

Avec un facteur de diffusion hors adaptation « D_{eq} »

$$D_{eq} = \frac{V_{m1} \cos \beta_2}{V_{m2} \cos \beta_1} \left(1.12 + a(j - i)^{1.43} + 0.61 K \right) \dots\dots\dots(IV.17)$$

Avec

$$K = \cos^2 \beta_1 \left(\frac{s}{c} \right) \left[\operatorname{tg} \beta - \frac{r_2 V_{m2}}{r_1 V_{m1}} \operatorname{tg} \beta - \frac{U}{V_{m1}} \left(1 - \frac{r_2^2}{r_1^2} \right) \right]$$

- a= 0.017 pour NACA 605
- a= 0.007 pour DCA-C série d'aubage

b) Corrélation de JANSEN/MOFFAT :

Le paramètre de base de cette corrélation est le facteur de diffusion « D » définit par la relation ci-dessous :

$$D = 1 - \frac{V_{21} r_1 V_{R1} + r_2 V_{R2} \left(\frac{s}{c}\right)}{V_1 (r_1 + r_2) V_1} \dots\dots\dots (IV.18)$$

La relation entre le coefficient de perte « w » au point nominal et $\left(\frac{\theta}{c}\right)$ est une équation polynomiale en « D » :

$$\left(\frac{\theta}{c}\right) = (0.003 + 0.02375 D - 0.05 D^2 + 0.125 D^3) \dots\dots\dots (IV.19)$$

Les effets de nombre de Mach et de l'incidence sont déterminés de la manière suivante (correction d'angles d'entrées) :

Pour $M_1 > 0,7$:

$$\beta_{1P}'' = \beta_{2P}$$

$$\beta_{1A}'' = \beta_{1A}' + 1,5(10M_1 - 7)$$

$$\beta_{1s}'' = \beta_{1s}' + (10M_1 - 7)$$

P : pompage.
 A : amorçage
 '' : valeurs corrigées

- Si M_1 dépasse sa valeur critique M_{1cr}

$$\omega'' = \omega' (2 (M_1 - M_{1cr}) - 1) \dots\dots\dots (IV.20)$$

- Pour le fonctionnement hors adaptation :

$$\omega = \omega'' (0.8333 S + 0.1667S + 1.0) \dots\dots\dots (IV.21)$$

Avec :

$$S = \frac{\beta_1 - \beta_1^*}{\beta_{1a} - \beta_1^*} \text{ pour } \beta_1 < \beta_1^*$$

IV.2.3 Pertes par chocs :

Du aux condition très complexes de l'écoulement transsonique, rendant difficile l'obtention analytique des pertes par chocs. La méthode utilisée de la modélisation simple du choc avec des corrélations simples pour l'obtention des pertes globales.

Des mesures effectuées en grilles d'aubes montrent que l'effet du nombre de Mach à l'entrée peut être divisé en trois régimes :

- Jusqu'au Mach critique, ou la vitesse maximale sur l'extrados atteint la valeur sonique, les pertes ne dépendent du nombre de mach .elles restent égales à leur valeurs incompressible ($M_{W1} \leq M_{W1 \text{ crit}}$)
- La région entre mach critique et la condition sonique à l'entrée avec des nombres des mach dits supercritiques : $M_{W1 \text{ crit}} < M_{W1} < 1.0$ voir fig (IV.4)
- La région correspondant à une entrée supersonique : $M_{W1} > 1.0$

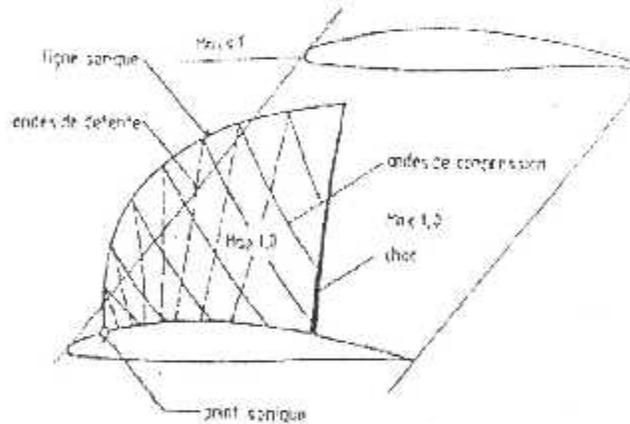
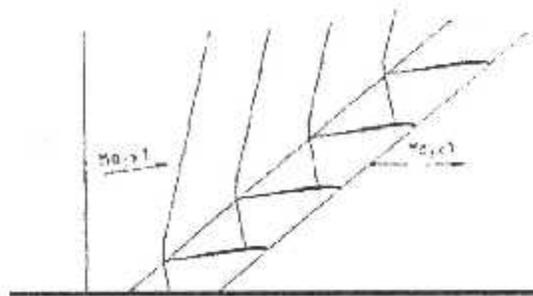


Fig (IV.4) : Condition Supercritique



Fig(IV.5) : Condition d'Entrée Supersonique

pour les deux dernières régions, les estimations des pertes par choc sont données par des corrélations basées sur le calcul de l'intensité d'un choc droit placé au col à l'entrée de la grille.

IV.2.3.1 Estimation du mach critique $M_{W1\text{ crit}}$

Les corrélations existantes dans la littérature sont valables pour des mach à l'entrée supérieur au mach critique (la vitesse maximale sur l'extrade atteint la valeur sonique).

Ce nombre de Mach critique est obtenue par l'équation :

$$M_{W1\text{ crit}} = \frac{L_{al\text{ crit}}}{\sqrt{0.5[1+\gamma(\gamma-1)L_{al\text{ crit}}]}} \dots\dots\dots(IV.22)$$

ou : L_{al} est le nombre de Laval critique

$$L_{al\text{ crit}} = \frac{\gamma+1}{\gamma-1} \left\{ 1 - \left[\frac{\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} (CP)_{mn}}{1-(CP)_{mn}} \right] \right\} \dots\dots\dots(IV.23)$$

Avec :

CP_1 : coefficient de pression statique local ; avec : $CP = \frac{P-P_0}{P_0-P_1}$

Supposé constant dans la région jusqu'à $M_{W1\text{ crit}}$ et on a :

$$(CP_1)_{\text{min}} = (CP_1)_{\text{min mc}} = 1 - \left(\frac{W_{\text{max}}}{W_1}\right)_{\text{mc}} \dots\dots\dots(IV.24)$$

Avec :

W_{max} : la vitesse maximale sur l'extrados.

- Pour les profils NACA 65

$$\left(\frac{W_{\text{max}}}{W_1}\right)_{\text{mc}} = 1.03 + \left[\left[0.4 + \left(\frac{t}{c}\right) \right] \frac{\Delta V_u}{W_1} - 0.7 \left(\frac{t}{c}\right) \right] \dots\dots\dots(IV.25)$$

ou : $\left(\frac{t}{c}\right)$: épaisseur du profil (t : La flèche maxi %).

$$\frac{W_{\max}}{W_1} \approx 1 + 0.7688 \left(\frac{t}{C} \right) + 0.6024 \left(\frac{S}{C} \right) \left(\frac{\Delta V_u}{W_1} \right) \dots \dots \dots (IV.26)$$

IV.2.3.2 Estimation des pertes :

Ces conditions correspondent à un nombre de Mach à l'entrée défini par $M_{W1 \text{ crit}} < M_{W1} < 1.0$

Prenant en compte les effets de compressibilité et de chocs locaux, les pertes par chocs sont cependant exprimées par la formule empirique suivante :

$$\omega_1 = \frac{P_{11} - P_{12}}{P_{11} - P_1} = \omega_{1mc} [A(M_{W1} - M_{W1 \text{ crit}}) + 1] \dots \dots \dots (IV.27)$$

Avec :

A = 2.0 pour le régime supercritique : $M_{W1 \text{ crit}} < M_{W1} < 1.0$

A = 1.8 pour le régime supersonique ; $M_{W1} > 1.0$

IV.3 CALCUL DES PERTES SECONDAIRES :

Les analyses des performances du compresseur montrent que les pertes secondaires sont d'une majeure importance et que son amplitude est du même ordre que celles causées par la traînée de profil beaucoup influencée par le jeu Carter (tip clearance). Qui doit être aussi petit que possible.

$$C_{Ds} = C_{DA} + C_{Dt}$$

IV.3.1 Pertes de la veine :

Il est plus convenable de relier le coefficient de traînée annulaire résultant de pertes aux parois de la couronne aux dimensions de la grille par la formule empirique :

$$C_{DA} = 0.02 \cdot (S/h)$$

Où « S » et « h » sont respectivement le pas et la hauteur de l'ailette.

IV.3.2 Pertes induites :

Pour des conceptions typiques des compresseurs axiaux, la formule empirique suivante pour le coefficient de traînée induite a été dérivée : $C_{Di} = 0.0018 CL^2$

Son influence augmente quand les aubes deviennent plus courtes relativement à leurs cordes (faible allongement) avec :

$$\left\{ C_{i1} = 2 \left(\frac{S}{C} \right) (tg \beta_1 - tg \beta_2) \cos \beta_m \right\}$$

et :

$$\beta_m = \arctg \left[\frac{1}{2} (\tg \beta_1 + \tg \beta_2) \right]$$

Donc le coefficient de traînée global est donné par : $C_D = C_{DP} + C_{DA} + C_{Dt}$

$$\text{Alors : } \frac{\bar{W}}{\frac{1}{2} \rho W_1^2} = \frac{C_D}{\left[\frac{(S)}{C} \cos^3 \beta_m \right]} \dots \dots \dots (\text{IV.28})$$

$$\text{Donc : } W = \frac{\frac{1}{2} \rho W_1^2 C_D}{\left[\frac{(S)}{C} \cos^3 \beta_m \right]} = f(CI, C_D) \dots \dots \dots (\text{IV.29})$$

IV.4 PREDICTION DE LA LIGNE DE POMPAGE :

Pour déterminer la marge de pompage, marge de sécurité nécessaire pour le bon fonctionnement du compresseur, nous devons en effet connaître la position de la ligne de pompage par rapport à la ligne de fonctionnement du moteur, pour cela nous disposons de certains critères explicites ci-dessous :

IV.4.1 Critères simples permettant de déterminer la ligne de pompage :

La pression de la ligne de pompage est un élément essentiel dans le calcul d'avant projet. Dans cette étape de calcul, la simplicité est un critère appréciable.

IV.4.1.1 Critères du facteur de diffusion :

L'analyse semi théorique de LEIBLEIN a permis à partir de l'étude de la couche limite de distinguer le paramètre simple du facteur de diffusion, figuratif de l'effet du ralentissement d'extrados sur le comportement de la couche limite.

Ce facteur de diffusion est défini par :

$$D = 1 - \frac{V_2 + \frac{\Delta V_n}{2V_1} \left(\frac{S}{C} \right)}{V_1} \dots \dots \dots (\text{IV.30})$$

Ce facteur est directement lié à l'évolution de la couche limite sur l'extrados par l'équation :

$$D \cong \frac{\partial \theta}{\partial Z} \dots \dots \dots (\text{IV.31})$$

« θ » : l'épaisseur de quantité de mouvement de la couche limite
 « z » : la direction axiale .

IV.4.1.2 Critères de ralentissement :

Le facteur de diffusion de LEIBLAIN ne dépend pas uniquement du triangle des vitesses puisqu'il fait intervenir le pas relatif de la grille $\left(\frac{S}{C}\right)$, seul le terme de ralentissement $\frac{V_2^2}{V_1^2}$ (entre la vitesse d'entrée « V_1 » et la vitesse de sortie « V_2 ») ne dépend que du triangle de vitesse .Plus $\left(\frac{V_2^2}{V_1^2}\right)$ sera faible, plus « D » sera élevée quelque soit le pas relatif de la grille, il est clair que la difficulté de la grille croit très vite .

IV.4.1.3 Critères lie au décollement de la couche limite pariétal :

Ce critère basé sur le coefficient de pression statique « K » à travers l'étage :

$$K_P = \frac{P_2 - P_1}{\frac{1}{2} \rho \cdot W_1^2} \dots \dots \dots (IV.32)$$

Ce coefficient représente la contre pression sur les couches limites pariétales. Pour des valeurs supérieures à 0.8 ces couches limites décollent conduisant au pompages

IV.4.1.4 Critères base sur la pente de la courbe caractéristique :

Cette courbe caractéristique est notée : « $\phi - \psi$ ».La forme de la courbe caractéristique du compresseur joue un rôle fondamentale dans sa réponse aux distorsions et dans la stabilité de la couche limite. La courbe caractéristique du compresseur ou d'un de ses étages est souvent représenté dans un diagramme « $\phi - \psi$ »

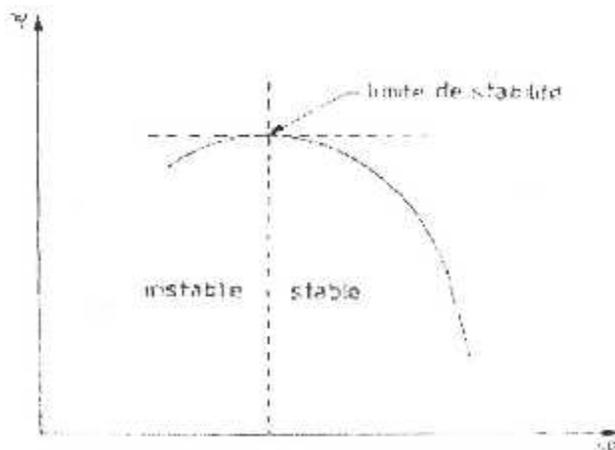


Fig (IV.6) : Diagramme « $\phi - \psi$ »

« ϕ » représente le coefficient de débit défini par :

$$\phi = \frac{Vz}{u} = \frac{m}{\rho A U} \dots \dots \dots (IV.33)$$

Avec

A : la section

Ψ : le coefficient de pression défini par :

$$\Psi = \frac{\Delta H_{is}}{U^2} = C_p T_i \left(\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) / U^2 \dots \dots \dots (IV.34)$$

Avec :

ΔH_{is} : La variation de l'enthalpie isentropique.

La limite de stabilité sur cette courbe est définie par le point à pente nulle.

CHAPITRE V

PROCEDURE DE CALCUL

V.1 OBJECTIFS DE CALCUL :

Les objectifs des calculs suivants sont :

- Traçage du diagramme caractéristique du compresseur avec la ligne de fonctionnement.
- Etude des performances du moteur et leurs variations.
- Estimation du point nominal pour lequel le moteur est dimensionné.

V.2 LES HYPOTHESES :

- Ecoulement permanent.
- Les paramètres de chaque station du moteur sont des paramètres calculés au rayon moyen de la section du passage de l'écoulement.
- L'air est un gaz parfait : $P = \rho R T$ ($R = 287 \text{ S.I.}$), $\gamma = \frac{7}{5}$, $C_p = 1004.5 \text{ J/Kg.}^\circ\text{K}$

$$\Rightarrow \frac{A}{A_c} = \Sigma(M) = \frac{(M^2 + 5)^3}{216.M} \text{ et le débit réduit : } Dr = \frac{D \sqrt{T_1}}{P_1} = \frac{8.7303.M.A}{(M^2 + 5)^3}$$

avec : A : la section perpendiculaire de la vitesse et A_c : la section critique ou le nombre de Mach égale 1.

- Le gaz après la combustion est parfait : $\gamma = \frac{4}{3}$, $C_p = 1148 \text{ J/Kg.}^\circ\text{K}$

$$\Rightarrow \frac{A}{A_c} = \Sigma(M) = \frac{(M^2 + 6)^{3.5}}{907.493.M} \text{ et le débit réduit : } Dr = \frac{D \sqrt{T_1}}{P_1} = \frac{37.203.M.A}{(M^2 + 6)^{3.5}}$$

- De l'équation fondamentale des turbomachines : $\iint_{SC} h_c(\rho V^2 ds) = P_o + Q_{cv}$

On suppose que les composants du moteur sont adiabatiques : $Q_{cv} = 0$

et si la puissance extérieure $P_a = 0$ dans un composant (entrée d'air, tuyère et les stators), l'efficacité ($\frac{P_{t,final}}{P_{t,initial}}$) égale à 0.98, sauf dans la chambre de combustion où l'efficacité est égale à 0.95.

* La combustion est totale et le rendement η_B égale à 0.99. Le pouvoir calorifique du carburant utilisé $H_f = 43100 \text{ KJ/Kg}$.

- La section du distributeur de la turbine est critique et le rendement isentropique moyen de la turbine dans ce cas égale à 0.85, donc on s'intéresse aux performances du moteur à hauts régimes.

V.3 CALCULS DES PARAMETRES DANS CHAQUE STATION :

Le moteur se fonctionne au sol ,c'est à dire $H=0$ et $M_0=0$ donc :

- $P_{t0}=(P_{ATM})_{H=0}=101325$ Pascal.
- $T_{t0}=(T_{ATM})_{H=0}=288.15$ °K. (Atmosphère standard)

V.3.1 Entrée d'air (1,2) :

L'entrée d'air est subsonique, donc :

- $P_{t1}=P_{t0}$
- $T_{t1}=T_{t0}$

Si on fixe le nombre de Mach d'entrée M_1 on trouve les paramètres a la station (1):

$$T_1 = \frac{T_{t1}}{1+0.2.M_1^2} \dots\dots\dots(V.1)$$

$$P_1 = \frac{P_{t1}}{(1+0.2.M_1^2)^{3.5}} \dots\dots\dots(V.2)$$

$$V_1 = M_1 \sqrt{\gamma R T_1} \dots\dots\dots(V.3)$$

Le Débit : $D_1 = (P_1 / (R T_1)) V_1 A_1 \dots\dots\dots(V.4)$

r_1 : le rayon d'entrée =7.5 Cm $A_1 = \pi.r_1^2 = 176.7146$ Cm²

Pour déterminer les paramètres de la station (2), il suffit de calculer le Mach de(2) :

$$T_{t2} = T_{t1} \quad (\text{adiabatique}) \dots\dots\dots(V.5)$$

$$P_{t2} = P_{t1} \cdot \text{eff}_D \dots\dots\dots(V.6)$$

Le Débit réduit de (1) : $D_{n1} = D_1 \frac{\sqrt{T_{t1}}}{P_{t1}} = \frac{8.7303.M_1.A_1}{(M_1^2+5)^3}$

Le Débit réduit de (2) : $D_{n2} = D_2 \frac{\sqrt{T_{t2}}}{P_{t2}} = \frac{8.7303.M_2.A_2}{(M_2^2+5)^3}$ ($D_1=D_2$, Conservation du Débit)

$$\frac{D_{n2}}{D_{n1}} \Rightarrow \frac{M_2}{(M_2^2+5)^3} = \frac{M_1}{(M_1^2+5)^3} \frac{A_1}{\text{eff}_D.A_2} = Cte = C_{m1} \dots\dots\dots(V.7)$$

A_2 : la section d'entrée compresseur , $A_2 = 2.\pi.r_2.h_2$
 R_2 : le rayon moyen $= (r_{2r} - r_{2e})/2 = 6.1$ Cm , h_2 : longueur d'aube (2) $= r_{2r} - r_{2e} = 3.3$ Cm
 $A_2 = 126.4805$ Cm²

$$\Rightarrow M_2 = C_{m1} (M_2^2 + 5)^3$$

Pour calculer M_2 on utilise la méthode des approximations successives.
 Et on tire les différents paramètres de la station (2).

$$T_2 = \frac{T_{t2}}{1 - 0.2.M_2^2} \dots\dots\dots(V.8)$$

$$P_2 = \frac{P_{t2}}{(1 + 0.2.M_2^2)^{3.5}} \dots\dots\dots(V.9)$$

$$\rho_2 = P_2 / (R.T_2) \dots\dots\dots(V.10)$$

Donc on a les paramètres d'entrée du compresseur.

V.3.2 Compresseur (2,4) :

Pour calculer les paramètres après la compression, on doit fixer un régime de rotation N, dans le calcul hors adaptation, il est commode d'introduire le régime réduit $N/\sqrt{T_{t2}}$.

Le moteur GILKES GT-117 possède deux parties de compression : une partie axiale présentée par deux étages axiaux et une partie centrifuge présentée par un compresseur centrifuge.

On désigne les différents stations comme suit :

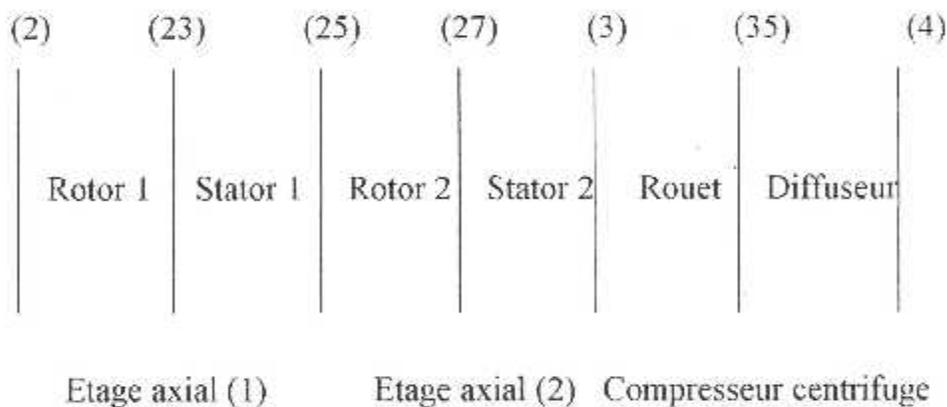
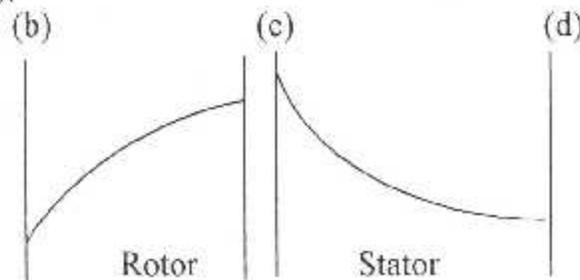


Fig (V.1) Numérotation des différents stations dans le compresseur

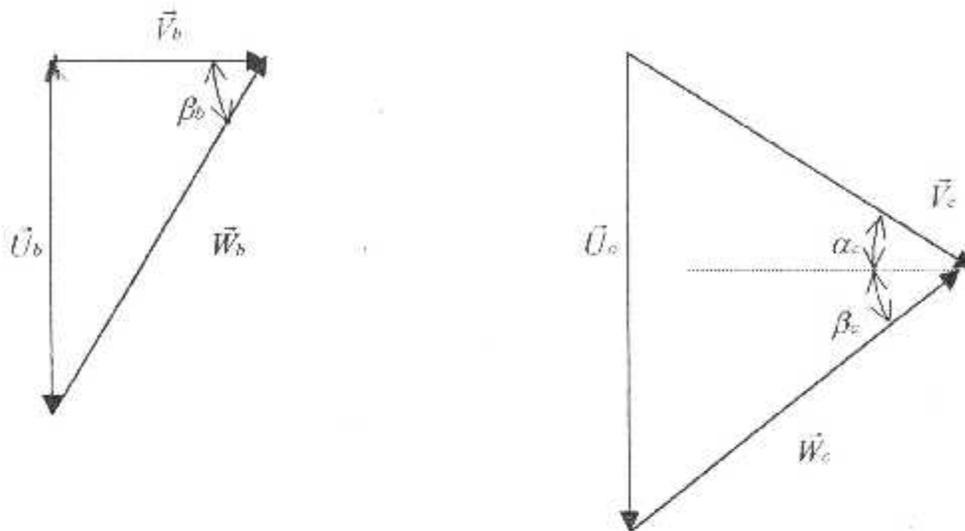
V.3.2.1 Calcul des paramètres dans un étage axial :

Un étage axial est constitué d'un rotor et un stator, que nous désignent comme l'indique la figure (V.2),



Fig(V.2) Numérotation d'un étage axial

Le compresseur du moteur GT-117 ne possède pas des aubages près rotation, connaissant le régime N on tire la vitesse de rotation \vec{U}_b ($U_b=N.r_b$), la vitesse relative \vec{W}_b , ($W_b=\sqrt{U_b^2+V_b^2}$) et la déviation du flux (l'angle β_b) ($\beta_b=\arctg(\frac{U_b}{V_b})$). -Fig(V.3)



$$U_c > U_b, \quad V_c > V_b, \quad W_b > W_c, \quad \beta_b > \beta_c$$

Fig (V.3) Triangles des vitesses dans les stations (b) et (c)

Une fois W_b est calculé, on tire le Mach relatif de (b), $M_b^* = W_b / \sqrt{\gamma R T_b}$ (V.11)
Et par conséquent :

- $Tt_b^* = T_b (1 - 0.2 M_b^{*2})$ (V.12)

- $Pt_b^* = P_b (1 + 0.2 M_b^{*2})^{3.5}$ (V.13)

La déviation du flux en (c) est obtenue par la formule de HOWELL (Chapitre IV) :

$$\beta_c - \beta_b = m (Ca + i) \sqrt{\frac{S_c}{C}}, \quad m = 0.23 + 0.002 \beta_c - 0.05 M_b^*$$

C : Corde du profil ≈ 2 Cm

S_c : Distance entre aubes = $(2.\pi.r_c)/Z$ (Z : nombre des aubes dans la grille = 25)

Ca : la cambrure = $\beta_b - \beta_c$ [Degrés]

i : l'incidence = $\beta_b - \beta_c$ [Degrés]

$$Ct = (Ca + i) \sqrt{\frac{S_c}{C}}$$

$$\Rightarrow \beta_c = (\beta_b - Ct (0.23 + 0.05 M_b^*)) / (1 + 0.002 Ct) \text{ [Degrés]} \dots\dots\dots(V.14)$$

de l'équation d'EULER : $\Delta H_t = \Delta(U.V_a) = \frac{\Delta V^2}{2} + \frac{\Delta U^2}{2} - \frac{\Delta W^2}{2}$ (V.15)

Conservation de l'énergie : $\Delta H_t = Cp.(Tt_c - Tt_b)$ (V.16)

$$Tt = T + \frac{V^2}{2.Cp} = \frac{V^2}{2.Cp} + \frac{U^2}{2.Cp} + \frac{W^2}{2.Cp}$$

$$\Rightarrow Tt = T + \frac{W^2}{2.Cp} = \frac{U^2}{2.Cp} \dots\dots\dots(V.17)$$

on peut calculer : $Tt_c = \frac{U_c^2}{2.Cp}$, avec : $U_c = N.r_c$, r_c : le rayon moyen de la station (c)

Ensuite il faut déterminer soit le Mach relative en (c) ou la vitesse W_c : pour cela on introduit la conservation du débit à travers le rotor.

$$D_b \frac{\sqrt{Tt_b}}{Pt_b} = \frac{8.7303.M_b^t.Aw_b}{(M_b^t^2+5)^3} \dots\dots\dots(V.18)$$

$$D_c \frac{\sqrt{Tt_c}}{Pt_c} = \frac{8.7303.M_c^t.Aw_c}{(M_c^t^2+5)^3} \dots\dots\dots(V.19)$$

avec : Aw : la section perpendiculaire de la vitesse \vec{W} , $Aw = A.\cos(\beta)$.

Avant d'introduire le calcul des pertes, on suppose que la compression relative est isentropique :

$$Tt_c = Tt_b \text{ et } Pt_c = Pt_b \left(\frac{Tt_c}{Tt_b}\right)^{3.5} \dots\dots\dots(V.20)$$

$$C_1 = C_{1c} = \left(\frac{Aw_b}{Aw_c}\right) \cdot \left(\frac{Pt_b}{Pt_c}\right) \sqrt{\frac{Tt_c}{Tt_b}} \frac{M_b^t}{(M_b^t^2+5)^3}$$

$$\text{Eq(V.19)/Eq(V.18)} \Leftrightarrow M_c^t = C_1 (M_b^t^2+5)^3 \dots\dots\dots(V.21)$$

au terme de la vitesse W_c :

$$W_c = M_c^t \sqrt{\gamma.R.T_c} = M_c^t \sqrt{\frac{\gamma.R.Tt_c}{1+0.2.M_c^t^2}}$$

$$\Rightarrow M_c^t = \frac{W_c}{\sqrt{\gamma.R.Tt_c - 0.2.W_c^2}} \dots\dots\dots(V.22)$$

on introduit (V.22) dans (V.21) , on trouve finalement :

$$W_c = (5.\gamma.R.Tt_c).(\gamma.R.Tt_c - 0.2.W_c^2)^{-2.5} \dots\dots\dots(V.23)$$

et on calcul Mrc ou Wc par la méthode des approximations successives.

Le calcul de Wc ou Mrc indique la position du blocage dans le champ de compresseur , en effet le blocage commence lorsque : $Wc = Wb$ ($Mrc = Mrb$).

Une fois Wc est calculé ($Wc < Wb$) , on détermine les différents paramètres à la sortie du rotor –la station (c)- :

$$M_c = \frac{W_c}{\sqrt{\gamma R T_c - 0.2 W_c^2}} \dots\dots\dots (V.24)$$

$$T_c = \frac{T_c}{1+0.2 M_c^2} \quad (\text{la température statique (c)}) \dots\dots\dots (V.25)$$

$$V_{ac} = W_c \cos(\beta_c) \quad (\text{la vitesse axiale (c)}) \dots\dots\dots (V.26)$$

$$V_{uc} = U_c - W_c \sin(\beta_c) \quad (\text{projection de la vitesse } V_c \text{ suivant } U) \dots\dots\dots (V.27)$$

$$V_c = \sqrt{V_{ac}^2 + V_{uc}^2} \dots\dots\dots (V.28)$$

$$M_c = \frac{V_c}{\sqrt{\gamma R T_c}} \dots\dots\dots (V.29)$$

$$P_c = \frac{P_{tc}}{(1+0.2 M_c^2)^{3.5}} \dots\dots\dots (V.30)$$

$$T_c = T_c (1+0.2 M_c^2) \dots\dots\dots (V.31)$$

$$P_{tc} = P_c (1+0.2 M_c^2)^{3.5} \dots\dots\dots (V.32)$$

• **Calcul des pertes de charge dans le rotor de l'étage axial:**

Les pertes de charge dans le rotor sont essentiellement due aux frottement (viscosité) et par choc pour des vitesses relatives grandes (chapitre IV).

Ce qui concerne les pertes par choc, les profils des aubes qu'on fait le calcul ne sont pas des profils NACA65 ou les formules empirique utilisées sont définis.

Dans notre calcul, on considère la perte par choc le rapport : $\frac{P_{tc}}{(P_{tc})_0}$ ($M_c > 1$)

$(P_{tc})_0$: Pression totale relative avant le choc.

P_{tc} : Pression totale relative après le choc.

Pour les pertes de charge par frottement, on utilise la corrélation de SWAN :

$$\omega = \left[\frac{2(S_c/C)}{\cos \beta_c} \right] \left(\frac{\theta}{C} \right) \left(\frac{\cos \beta_b}{\cos \beta_c} \right) \left\{ 1 - \left(\frac{\theta}{C} \right) \left[\frac{H S_c}{C \cos \beta_c} \right]^3 \left(\frac{3H-1}{2H} \right) \right\}$$

Pour une couche limite turbulente dans un profil d'ailette : $\frac{U}{U_x} = \left(\frac{y}{\delta} \right)^{1/2}$

$$\theta : \text{Epaisseur de quantité de mouvement} = \int_0^{\delta} \frac{U}{U_x} \left(1 - \frac{U}{U_x} \right) dy$$

$$\delta^* : \text{Épaisseur de déplacement} = \int_0^{\delta} \left(1 - \frac{U}{U_e}\right) dy$$

$$H : \text{le facteur de forme} = \frac{\theta}{\delta^*} = \left(\frac{\theta}{c}\right) / \left(\frac{\delta^*}{c}\right)$$

Après le développement des intégrales, on trouve :

$$\frac{\theta}{c} = \frac{7}{72} \frac{\delta}{c} \dots\dots\dots (V.33)$$

$$\frac{\delta^*}{c} = \frac{1}{8} \frac{\delta}{c} \dots\dots\dots (V.34)$$

$$H = 7/9 \dots\dots\dots (V.35)$$

Avec : δ : l'épaisseur de la couche limite.

Comme nous l'indique dans le chapitre (IV), l'épaisseur de quantité de mouvement Ou l'incidence est nulle est une fonction du facteur de diffusion Fig(V.4), et par l'interpolation on trouve : $\left(\frac{\theta}{c}\right)^* = 0.239.D^{*2} - 0.5846.D^* + 0.3676$ (Moyen)

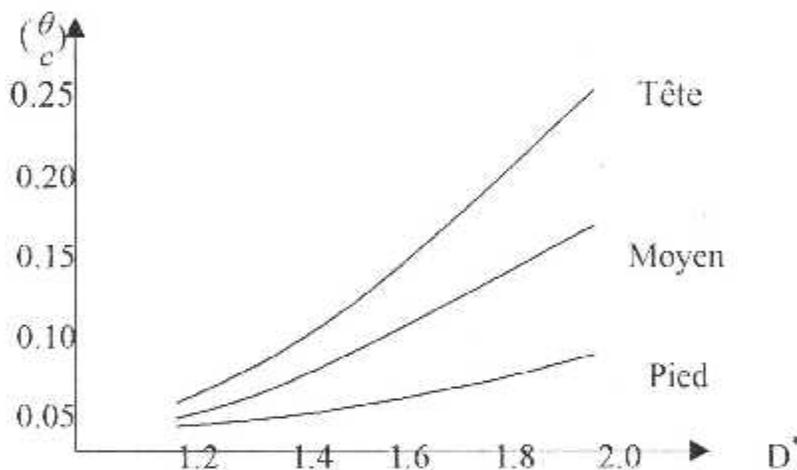


Fig (V.4) Variation de l'épaisseur de quantité de mouvement en fonction du facteur de diffusion à l'incidence nulle

Finalement le coefficient de perte global est défini par :

$$\varpi_p = (\varpi)_{\text{frottement}} + (\varpi)_{\text{choc}} \dots\dots\dots (V.36)$$

ϖ_p , définit la perte de charge absolue dans les rotors :

$$\varpi_p = \frac{(Pt_e)_s - Pt_e}{Pt_b - P_s} \dots\dots\dots (V.37)$$

- Critère de pompage :

1. Stabilité du coefficient de perte :

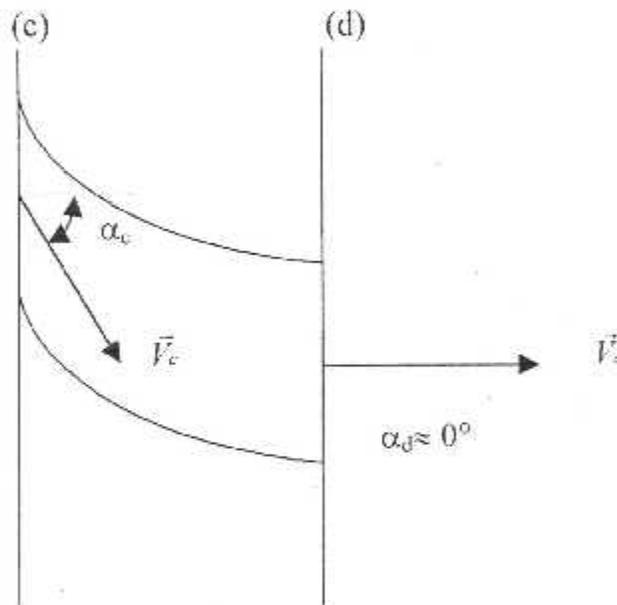
Le coefficient (absolu) des pertes de charge dans les rotors varie entre 0 et 1

2. Calcul du coefficient de pression relative statique :

On calcule le coefficient de pression relative statique $K_p = \frac{P_c - P_b}{\frac{1}{2} \rho^0 W_b^2} \dots (V.38)$

Si K_p dépasse une valeur d'ordre 0.8 , la couche limite dans les profils d'aubes décolle ce qui conduise au pompage.

Tous les paramètres de sortie du rotor sont des paramètres d'entrée du stator, les stators des étages axiaux du compresseur de GT-117 sont conçus de façon que l'angle $\alpha_d \approx 0^\circ$.



Fig(V.5) Déviation de la vitesse d'écoulement dans le stator axial

Pour calculer les paramètres de la station (d) , on doit déterminer soit la vitesse V_d ou le nombre de Mach M_d .

$$D. \frac{\sqrt{Tt_c}}{Pt_c} = \frac{8.7303.M_c.A_c}{(M_c^2+5)^3} \dots (V.39)$$

$$D. \frac{\sqrt{Tt_d}}{Pt_d} = \frac{8.7303.M_d.A_d}{(M_d^2+5)^3} \dots (V.40)$$

avec : $A_c = A_d \cos(\beta_c)$, $Tt_d = Tt_c$ (stator adiabatique) , $Pt_d = Pt_c \text{ eff}_{st}$

$$\text{Eq(V.40)/ Eq(V.39)} \Leftrightarrow \frac{M_d}{(M_d^2+5)^3} = \left(\frac{A_c}{A_d}\right) \left(\frac{Pt_c}{Pt_d}\right) \frac{M_c}{(M_c^2+5)^3} = C_{te} = C_{bt}$$

$$\Rightarrow C_{bt} = \frac{\cos(\beta_c)}{eff_{st}} \Rightarrow M_d = C_{bt} (M_d^2 + 5)^3 \dots\dots\dots(\text{V.41})$$

on calcule M_d par la méthode des approximations successives ($M_c > M_d$)

$$T_d = \frac{T_c}{1+0.2.M_d^2} \dots\dots\dots(\text{V.42})$$

$$V_d = M_d \sqrt{\gamma R T_d} \dots\dots\dots(\text{V.43})$$

$$Pt_d - Pt_c \cdot eff_{st} \Rightarrow P_d = \frac{Pt_d}{(1+0.2.M_d^2)^{3.5}} \dots\dots\dots(\text{V.44})$$

donc on a tous les paramètres de la station (d) qui sont les paramètres de sortie de l'étage axial.

V.3.2.2 performances de L'étage axial :

1. Taux de compression de l'étage :

Par définition : $\Pi_{Etage} = \frac{Pt_d}{Pt_c} \dots\dots\dots(\text{V.45})$

2. Rendement isentropique de l'étage :

$$\frac{Pt_d}{Pt_b} = \left(1 + \eta_{Etage} \cdot \frac{T_{td} - T_{tb}}{T_{tb}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \Rightarrow \eta_{Etage} = T_{tb} \cdot \frac{\left(\frac{Pt_d}{Pt_b}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{T_{td} - T_{tb}} \dots\dots\dots(\text{V.46})$$

pour le moteur GILKES GT-117:

- nombre des étages=2 (2 itérations)
- $r_2=6.1 \text{ Cm}$, $r_{23}=r_{25}=6.4 \text{ Cm}$, $r_{27}=r_3=6.6 \text{ Cm}$
- $h_2=3.3 \text{ Cm}$, $h_{23}=h_{25}=2.7 \text{ Cm}$, $h_{27}=h_3=2.2 \text{ Cm}$, $C=2 \text{ Cm}$
- $\beta_{c2}=56^\circ$, $\beta_{c23}=44^\circ$, $\beta_{c25}=57^\circ$, $\beta_{c27}=45^\circ$

V.3.2.3 Calcul des paramètres dans un étage centrifuge :

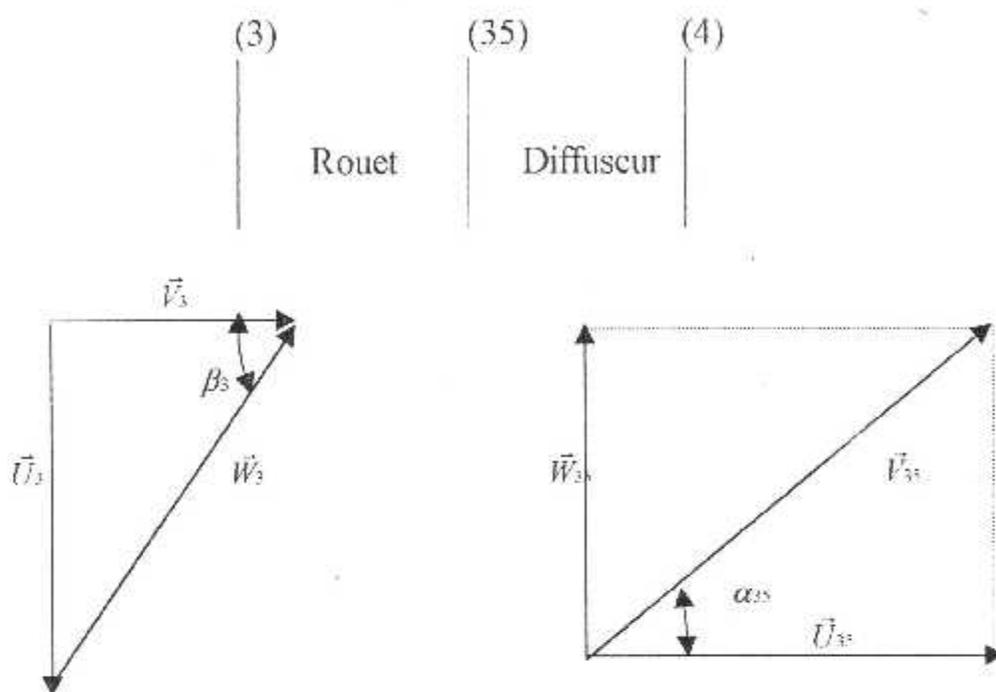


Fig (V.6) Triangles des vitesses dans la rouet du compresseur centrifuge

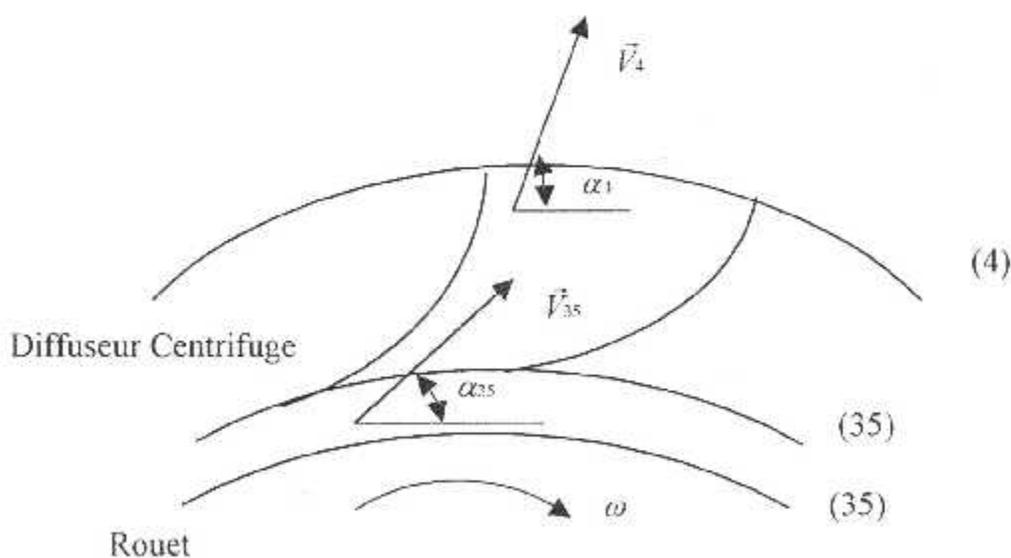


Fig (V.7) Déviation des vitesses dans le diffuseur centrifuge

Les paramètres de la station (3) sont des paramètres d'entrée du compresseur centrifuge [3,4].

$$\text{L'angle de déviation du flux } \beta_3 = \arctg\left(\frac{U_3}{V_3}\right) \dots\dots\dots (V.47)$$

Le passage de flux a travers la rouet s'effectue de façon divergente :

$$Aw_3 = 2 \cdot \pi \cdot r_3 \cdot h_3 \cdot \cos(\beta_3) = 9.123 \cdot 10^{-3} \cdot \cos(\beta_3) \text{ [M}^2\text{]}$$

$$Aw_{35} = 2 \cdot \pi \cdot r_{35} \cdot h_{35} = 7.257 \cdot 10^{-3} \text{ [M}^2\text{]} , \text{ avec : } r_{35} = 10.5 \text{ Cm et } h_{35} = 1.1 \text{ Cm.}$$

$$Aw_3 < Aw_{35} \Rightarrow \cos(\beta_3) < 0.795 \Rightarrow \beta_3 > \beta_{3\min} = 37.3^\circ \text{ (GT-117) } \dots\dots (V.48)$$

L'angle β_3 diminue pour un régime fixe et M_1 augmente ($M_1=0$, $\beta_3=90^\circ$)

Si : $\beta_3 = \beta_{3\min} \Rightarrow Aw_3 = Aw_{35}$, se qui conduise au blocage du débit, mais l'insuffisance de β_3 n'est pas la seule cause du blocage.

Les paramètres relatives :

$$W_3 = \sqrt{U_3^2 - V_3^2} \dots\dots\dots (V.49)$$

$$M_3^2 = \frac{W_3}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_3}} \dots\dots\dots (V.50)$$

$$T_{t3}^* = T_3 \cdot (1 + 0.2 \cdot M_3^2) \dots\dots\dots (V.51)$$

$$P_{t3}^* = P_3 \cdot (1 + 0.2 \cdot M_3^2)^{3.5} \dots\dots\dots (V.52)$$

$$T_{t35} = \frac{U_{35}^2}{2 \cdot C_p} \dots\dots\dots (V.53)$$

$$\text{Equation d'EULER : } \Delta H_t = C_p \cdot (T_{t35} - T_3) = \mu \Delta(U \cdot V_u) = \mu \cdot U_{35}^2 \dots\dots\dots (V.54)$$

μ : Coefficient de glissement.

$$\mu = 1 - \frac{0.63 \cdot \pi}{Z} - 0.921 \quad (\text{formule de STANITZ}) \quad (Z : \text{nombre des dents} = 25)$$

$$T_{t35} - T_3 + \frac{\mu \cdot U_{35}^2}{2 \cdot C_p} \dots\dots\dots (V.55)$$

l'efficacité relative $eff = \frac{P_{t35}^*}{P_{t35r}}$ est inconnu (si : $\mu = 1 \Rightarrow eff = 1$).

$$P_{t35r} = P_{t3} \cdot \left(\frac{T_{t35}^*}{T_{t3}^*}\right)^{3.5} \dots\dots\dots (V.56)$$

Avant de calculer les pertes de charge dans la rouet, on suppose que la Compression est isentropique $P_{t35} = P_{t3} \cdot \left(\frac{T_{t35}}{T_{t3}}\right)^{3.5} \dots\dots\dots (V.57)$

pour calculer l'efficacité , on suit l'algorithme suivant :

1. $eff=1$
2. $Pt_{35}^{r} = eff.Pt_{35}^{t}$
3. Conservation du débit dans la rouet :

$$D) \frac{\sqrt{Tt_3^r}}{Pt_3^r} = \frac{8.7303.M_3^r.Aw_3}{(M_3^r+5)^3} \dots\dots\dots(V.58)$$

$$D) \frac{\sqrt{Tt_{35}^r}}{Pt_{35}^r} = \frac{8.7303.M_{35}^r.Aw_{35}}{(M_{35}^r+5)^3} \dots\dots\dots(V.59)$$

$$\text{Eq(V.59)/Eq(V.58)} \Leftrightarrow M_{35}^r = \left(\frac{Aw_3}{Aw_{35}}\right) \cdot \left(\frac{Pt_3^r}{Pt_{35}^r}\right) \sqrt{\frac{Tt_{35}^r}{Tt_3^r} \frac{M_3^r}{(M_3^r+5)^3} (M_{35}^r+5)^3}$$

$$\Rightarrow M_{35}^r = C_{35} \cdot (M_{35}^r+5)^3 = C_{te} \cdot (M_{35}^r+5)^3 \dots\dots\dots(V.60)$$

on calcul M_{35}^r par la méthode des approximations successives.

4. calcul de Pt_{35} et les paramètres de sortie de la rouet :

$$T_{35} = \frac{Tt_{35}}{1+0.2.M_{35}^r} \dots\dots\dots(V.61)$$

$$W_{35} = M_{35}^r \sqrt{\gamma.R.T_{35}} \dots\dots\dots(V.62)$$

$$P_{35} = \frac{Pt_{35}}{(1+0.2.M_{35}^r)^{3.5}} \dots\dots\dots(V.63)$$

$$V_{35} = \sqrt{U_{35}^2 + W_{35}^2} \dots\dots\dots(V.64)$$

$$M_{35} = \frac{V_{35}}{\sqrt{\gamma.R.T_{35}}} \dots\dots\dots(V.65)$$

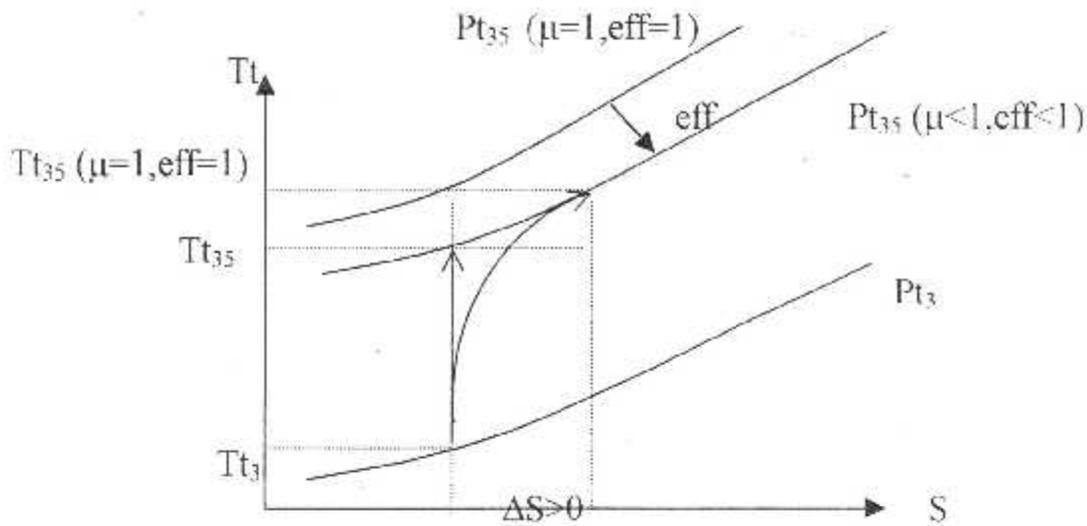
$$Pt_{35} = P_{35} \cdot (1-0.2.M_{35}^r)^{2.5} \text{ (calculé)} \dots\dots\dots(V.66)$$

avec la vérification de $Tt_{35} = T_{35} \cdot (1+0.2.M_{35}^r)$

5. Test de convergence : (Pt_{35}) de (V.57) = (Pt_{35}) calculé

si : (Pt_{35}) calculé $>$ Pt_{35} , on varie eff : $eff=eff-0.001$ et refaire le calcul a partir de l'étape (2) jusqu'à la convergence.

Avec la valeur de $\mu=1-\frac{0.63.\pi}{Z}=0.921$, on trouve : $eff \approx 0.96$ (Fig(V.8))



Fig(V.8) Diagramme (Tt,S) pour la rouet

Après avoir déterminé l'efficacité *eff*, les paramètres calculés sont associés à la station (35), mais : $P_{t35} - P_{t35s}$.

On a d'après l'équation d'EULER : $C_p (T_{t35ideal} - T_{t3}) = U_{35}^2$ ($\mu = 1$)

$C_p (T_{t35} - T_{t3}) = \mu U_{35}^2$ ($\mu < 1$)

donc : $\mu = \frac{T_{t35} - T_{t3}}{T_{t35ideal} - T_{t3}}$ (V.67)

Le coefficient du glissement présente un rendement qui dépend des pertes d'énergie par frottement, on suppose que le rendement isentropique moyen de la rouet égale au coefficient de glissement qui présente les pertes de charge par viscosité :

$$P_{t35} - P_{t3} = P_{t3} \left(1 + \mu \frac{T_{t35} - T_{t3}}{T_{t3}} \right)^{3.2} \dots\dots\dots(V.68)$$

Les pertes par choc dans la rouet sont présentés par le chute du pression total P_{t3} lorsque $M_3 > 1$.

Le blocage du débit dans la rouet s'effectue lorsque $W_{35} = W_3$ comme dans le cas du rotor axial .

Le pompage dans le compresseur centrifuge existe mais dans le cas du forte réduction du débit pour un régime fixe, en effet le risque de pompage dans le compresseur centrifuge est loin par rapport aux étages axiaux.

• **Calcul des paramètres dans le diffuseur centrifuge :**

Diffuseur adiabatique : $T_{t4} = T_{t35}$ (V.69)

$$P_{t4} = P_{t35} \cdot eff_{DIF} \dots\dots\dots(V.70)$$

On peut déterminer M_4 et les paramètres de la sortie du compresseur, (connaissant les angles α_{3s} , α_4 (Fig(V.7)) et les rayons extérieur et intérieur du diffuseur) par la l'équation de conservation du débit.

V.3.2.4 performances de l'étage centrifuge

1. Taux de compression de l'étage :

$$\Pi_{\text{Etage}} = \frac{Pt_4}{Pt_3} \dots\dots\dots (V.71)$$

2. Rendement isentropique de l'étage :

$$\frac{Pt_4}{Pt_3} = \left(1 + \eta_{\text{Etage}} \cdot \frac{Tt_4 - Tt_3}{Tt_3}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \Rightarrow \eta_{\text{Etage}} = Tt_3 \cdot \frac{\left(\frac{Pt_4}{Pt_3}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{Tt_4 - Tt_3} \dots\dots\dots (V.72)$$

V.3.2.5 performances du compresseur (2,4) :

1. Taux de compression :

$$\Pi_c = \frac{Pt_4}{Pt_2} \dots\dots\dots (V.73)$$

3. Rendement isentropique du compresseur :

$$\frac{Pt_4}{Pt_2} = \left(1 + \eta_{\text{isc}} \cdot \frac{Tt_4 - Tt_2}{Tt_2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \Rightarrow \eta_{\text{isc}} = Tt_2 \cdot \frac{\left(\frac{Pt_4}{Pt_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{Tt_4 - Tt_2} \dots\dots\dots (V.74)$$

V.3.2.6 Traçage du diagramme caractéristique du compresseur :

Pour tracer le diagramme caractéristique du compresseur : la variation du taux de compression en fonction du débit réduit à l'entrée du compresseur pour des différents régimes réduits, on fixe un régime réduit et varie M_1 .

Pour chaque M_1 sélectionné :

1. Calcul de M_2 par les formules de l'entrée d'air.
2. pour chaque M_2 on calcule le débit réduit (2) puisque : $D_{r2} = D_{r2}(M_2)$ -Eq(V.7)-
3. poursuite des calculs jusqu'au trouver : $\Pi_c = \frac{Pt_4}{Pt_2}$, η_{isc} , Tt_4 et le débit D.

4. détermination des limites du M_2 : $M_{2\text{pompage}}$ et $M_{2\text{blocage}}$.
5. pour chaque régime réduit : durant le déroulement de l'itération de M_1 entre le pompage et le blocage , on détermine : $(\Pi_{c2})_{\text{max}}$ et $(\eta_{c2})_{\text{max}}$ et leurs M_2 correspondants.

A la fin de calcul, et pour un Nr fixe :

1. le M_2 ou $\Pi_c = (\Pi_c)_{\text{max}}$, définit le point de pompage.
2. le M_2 ou $\eta_{c2} = (\eta_{c2})_{\text{max}}$, définit le point d'adaptation du compresseur (la ligne de rendement élevée).

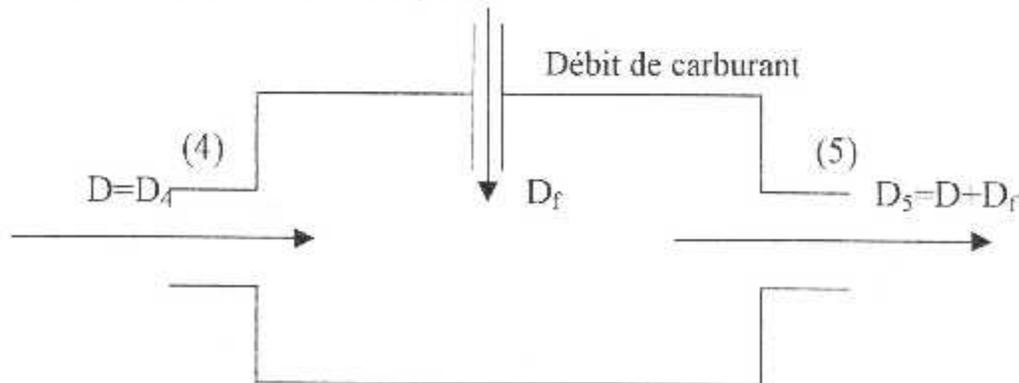
La ligne de pompage et la ligne d'adaptation du compresseur sont intéressantes dans le diagramme caractéristique du compresseur, pour cela on fait une interpolation pour tracer ces lignes dans le même repère de variation du taux de compression en fonction du débit réduit (2), le même raisonnement pour la variation du rendement isentropique du compresseur en fonction du Dr_2 pour des différents Nr .

V.4 PREDICTION DE LA LIGNE DE FONCTIONNEMENT DU MOTEUR :

Les points de fonctionnement stables de l'ensemble compresseur - turbine ne pourront être dans n'importe quel endroit du diagramme compresseur, mais seront forcément sur une ligne correspondante à un équilibre des puissances mises en jeu de part et d'autre de l'arbre compresseur-turbine par les phénomènes aérodynamiques qui s'y déroulent.

Pour vérifier l'existence du point de fonctionnement et le déterminer s'il existe on continue les calculs des paramètres à partir de la station (5) jusqu'à la station (10) et déduire le débit du carburant correspondant (habituellement les motoristes cherchent la richesse f).

V.4.1 Chambre de combustion (4,5) :



Fig(V.9) La Chambre de combustion simplifiée

Le Richesse f : $f = \frac{D_c}{D} \dots\dots\dots(V.75)$

Conservation du débit : $D_s = D_4 + D_c \Rightarrow D_s = D \cdot (1 + f) \dots\dots\dots(V.76)$

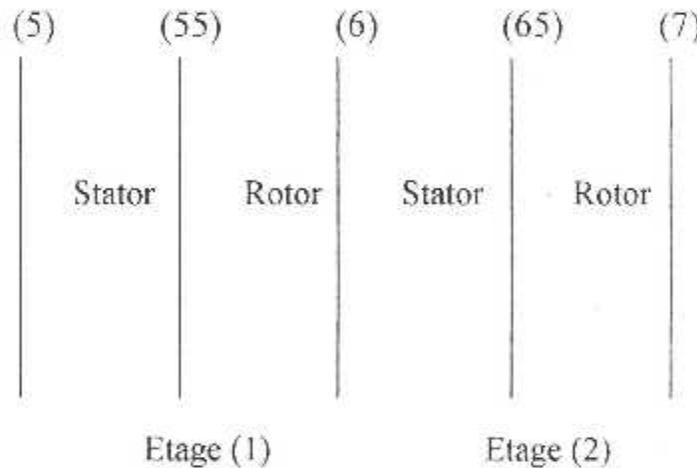
Conservation de l'énergie : $D \cdot C_p \cdot Tt_4 + \eta_b D_c \cdot H_f = D \cdot (1 + f) \cdot C_p \cdot Tt_s \dots\dots\dots(V.77)$

avec η_b le rendement de combustion, Connaissant f , on détermine Tt_s par la formule suivante :

$$Tt_s = \frac{Tt_4}{\sigma \cdot (1 + f)} + \frac{\eta_b \cdot f \cdot H_f}{(1 + f) \cdot C_p} \quad \left(\sigma = \frac{C_p}{C_p} \right) \dots\dots\dots(V.78)$$

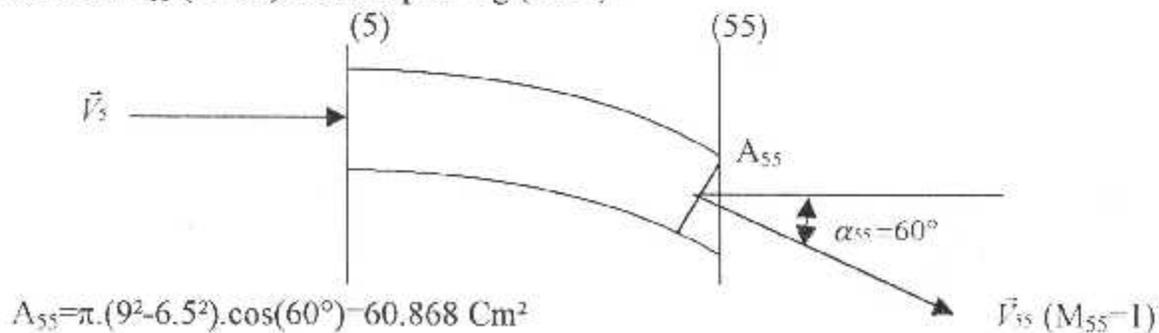
$$Pt_s = Pt_a \cdot \text{eff}_b \quad (\text{eff}_b = 0.95) \dots\dots\dots(V.79)$$

V.4.2 La Turbine (5,7):



Fig(V.10) Numérotation des stations de la turbine

L'hypothèse de criticité de la turbine, due par la supposition que $M_{55} = 1$, donc la section A_{55} ($\perp \vec{V}_{55}$) est critique. -fig (V.11)-



Fig(V.11) Distributeur de la turbine critique

$$D_{r55} = \frac{D \cdot (1+f) \cdot \sqrt{T_{t55}}}{P_{t55}} = \frac{37.203 \cdot M_{55} \cdot A_{55}}{(M_{55}^2 + 6)^{3/2}} = 0.041 \cdot A_{55} \quad (M_{55} - 1) \dots\dots\dots (V.80)$$

$$P_{t55} = P_{t5} \cdot \text{eff}_{\text{dist}} \dots\dots\dots (V.81)$$

$$T_{t55} = T_{t5} \dots\dots\dots (V.82)$$

$$(V.80) \Leftrightarrow D \cdot (1+f) \cdot \sqrt{T_{t5}} = 0.041 \cdot A_{55} \cdot \text{eff}_{\text{dist}} \cdot \text{eff}_p \cdot P_{t4}$$

$$\Rightarrow T_{t5} \cdot (1+f)^2 = (0.041 \cdot \text{eff}_{\text{dist}} \cdot \text{eff}_p \cdot A_{55} \cdot \frac{P_{t4}}{D})^2 = C_{tb1} \dots\dots\dots (V.83)$$

$$\text{de l'équation (V.78)} : \frac{T_{t4}}{\sigma} \cdot (1+f) + \frac{\eta_p H_f}{C_p} \cdot f \cdot (1+f) = C_{tb1} \dots\dots\dots (V.84)$$

après modification, on obtient finalement :

$$f + (1 + \frac{C_p T_{t4}}{\eta_p H_f}) f + (\frac{C_p T_{t4} - C_{tb1} C_p}{\eta_p H_f}) = 0 \dots\dots\dots (V.85)$$

la résolution de l'équation (V.85) donne la richesse f en fonction de T_{t4} , P_{t4} et le débit D , donc en fonction du M₁ et le régime de rotation N.

pour Nr fixe M₁ varie entre M_{1pompage} et M_{1blocage}

$$(V.85) \Leftrightarrow f^2 + C_{tb2} f + C_{tb3} = 0 \quad \text{avec} : C_{tb2} > 0$$

$\Delta = C_{tb2}^2 - 4 \cdot C_{tb3}$ Si : $\Delta < 0$; pas de solution réelle : on varie M₁ jusqu'au blocage .

Si : $\Delta = 0$; une solution : $f = \frac{-C_{tb2}}{2} < 0$ mais n'est pas acceptable (f < 0) , on varie le M₁ jusqu'au blocage.

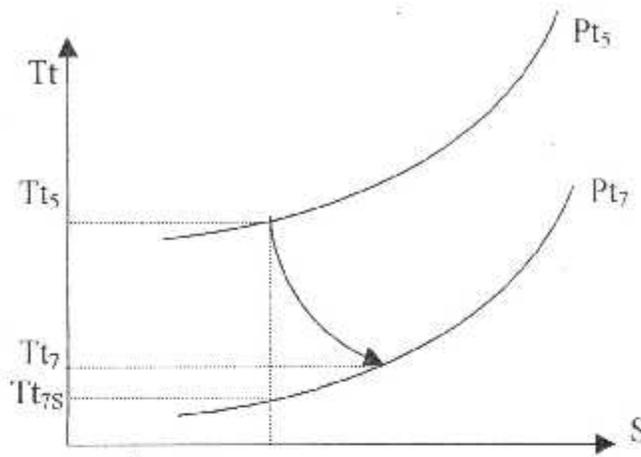
$$\text{Si} : \Delta > 0 ; \text{deux solutions réelle} : f_0 = \frac{-C_{tb2} - \sqrt{\Delta}}{2} \quad \text{et} \quad f = \frac{-C_{tb2} + \sqrt{\Delta}}{2}$$

La valeur de f₀ n'est pas acceptable (f₀ < 0) , il reste que f

Si : f <= 0 , n'est pas acceptable, il faut varier M₁.

Si : f > 0 ; on prend ce point et les différents paramètres en considération et on calcule les paramètres de sortie de la turbine ainsi de la tuyère.

Le rendement isentropique moyen de la turbine [5,7] avec $M_{55}=1$, est égale à 0.85



Fig(V.12) Diagramme (Tt-S) de la turbine

Le rendement isentropique : $\eta_{st} = \frac{Tt_5 - Tt_7}{Tt_5 - Tt_{7s}}$ (V.86)

Taux de détente (>1) : $\Pi_r = \frac{Pt_5}{Pt_7}$ (V.87)

Rapport des températures totales (>1) : $\zeta^r = \frac{Tt_5}{Tt_7}$ (V.88)

Le Rapport des températures avec Tt_{7s} : $\zeta^{rs} = \frac{Tt_5}{Tt_{7s}}$ ($\zeta^{rs} > \zeta^r$)(V.89)

Connaissant f , $Tt_1 \Rightarrow Tt_5$ connu et on tire Tt_7 de l'équation du couplage :
 compresseur-turbine.

$$D.C_p.(Tt_5 - Tt_2) = \eta_m D.(1+f).C_p.(Tt_5 - Tt_7) \Rightarrow Tt_7 = Tt_5 - \frac{Tt_5 - Tt_2}{\eta_m \sigma (1+f)} \dots\dots\dots(V.90)$$

avec : η_m le rendement mécanique = 0.99

donc : ζ^r est connu et de l'équation (V.86) on tire ζ^{rs} par :

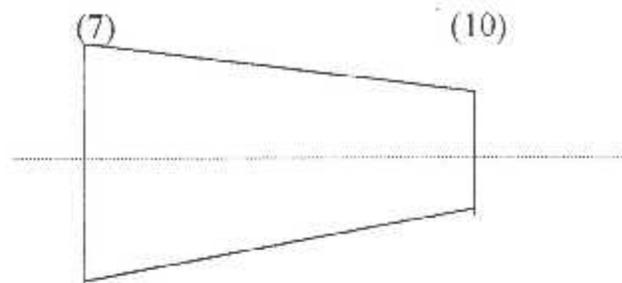
$$\zeta^{rs} = \frac{\eta_{st} \cdot \zeta^r}{1 + (\eta_{st} - 1) \cdot \zeta^r} \dots\dots\dots(V.91)$$

une fois ζ^{rs} est calculé, on détermine le taux de détente par :

$$\Pi_r = \frac{Pt_5}{Pt_7} = \left(\frac{Tt_5}{Tt_{7s}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \Rightarrow Pt_7 = \frac{Pt_5}{\zeta^{rs \frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (\gamma = \frac{4}{3} \Rightarrow \frac{\gamma}{\gamma-1} = 4) \dots\dots\dots(V.92)$$

ensuite , on passe à la tuyère (7,10).

V.4.3 La tuyère (7,10):



$$A_{10} = (\pi \cdot 12.5^2) / 4 = 122.718 \text{ Cm}^2$$

Fig(V.13) La tuyère

$$P_{t10} = P_{t7} \cdot \text{eff}_s \dots\dots\dots (V.93)$$

$$T_{t10} = T_{t7} \dots\dots\dots (V.94)$$

pour déterminer M_{10} et P_{10} , ont fait le test de criticité de la tuyère :

$$\Gamma = \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}, \text{ pour } \gamma = \frac{4}{3} \Rightarrow \Gamma = \left(\frac{7}{6}\right)^4 \dots\dots\dots (V.95)$$

Si : $\frac{P_{t10}}{P_{t7}} = \frac{P_{t10}}{P_{atm}} \geq \Gamma$: $M_{10} = 1$ et $P_{10} = \frac{P_{t10}}{\Gamma}$ (tuyère critique)

Si : $\frac{P_{t10}}{P_{t7}} = \frac{P_{t10}}{P_{atm}} < \Gamma$: $P_{10} = P_{atm} = P_{t1}$ et $M_{10} = [6 \cdot ((\frac{P_{t10}}{P_{t7}})^{\frac{1}{4}} - 1)]^{0.5} \dots\dots\dots (V.96)$

Finalement on fait le test du d'égalité des débit réduits de (10) :

Débit réduit (10) de la géométrie de la tuyère : $Dr_{10}^t = \frac{37.203 \cdot M_{10} \cdot A_{10}}{(M_{10}^2 + 6)^{3.5}} \dots\dots\dots (V.97)$

Débit réduit (10) du couplage avec la turbine : $Dr_{10} = \frac{D \cdot \sqrt{T_{t10}}}{P_{t10}} \dots\dots\dots (V.98)$

Si : $Dr_{10}^t \neq Dr_{10}$: le M_1 sélectionné ainsi que le f calculé ne présente pas un point de fonctionnement.

Si : $Dr_{10}^t = Dr_{10}$: le M_1 sélectionné présente le point de fonctionnement pour le régime réduit sélectionné.

Après la détermination du point de fonctionnement , on calcul les performances du moteur qui correspondent aux paramètres calculés en ce point.

V.4.4 Traçage de la ligne de fonctionnement dans le champ du compresseur:

Pour chaque point de fonctionnement du régime réduit sélectionné, on associe les coordonnées (M_{2t}, Π_{ct}) et on fait une interpolation pour déterminer la fonction

$$\Pi_{ct} = f(M_{2t}) \quad (\text{et par conséquent : } Dr_{2t}) - \text{Annexe 3 -}$$

Pour tracer la ligne de fonctionnement dans les variations des rendements isentropiques du compresseur, le même raisonnement mais pour les (M_{2t}, η_{isc}) pour trouver la fonction : $\eta_{isc} = f(M_{2t})$.

La ligne de fonctionnement possède une limite supérieure traduisant la coïncidence du point de fonctionnement avec la ligne de pompage (généralement pour des grands régimes de rotations).

Avec l'hypothèse de criticité de la turbine, la ligne de fonctionnement possède une limite inférieure, au delà de laquelle, l'hypothèse de criticité de la turbine n'est plus valable.

V.5 DETERMINATION DES PERFORMANCES HORS ADAPTATION DU MOTEUR :

Dans notre cas d'étude, le débit du carburant D_c est la seule variable pour l'étude des performances hors adaptation du moteur, donc pour un D_c sélectionné ; on trouve toutes les performances soit par calcul ou par la lecture sur des graphes.

Pour chaque point de fonctionnement déterminé, on associe les coordonnées (D_c, f) et on fait une interpolation pour trouver la fonction : $f = f(D_c)$, (la richesse f en fonction de D_c).

Soit X une performance du moteur, on associe les coordonnées (f, X) et par l'interpolation, on trouve la fonction $X = X(f)$, (La grandeur X en fonction de la richesse f), en vue de l'étude de l'évolution de X dans la plage de la variation de la richesse.

Les performances à étudier sont :

1. Le Régime de rotation N , $N = N(f)$.
2. La Température totale après la combustion Tt_5 , $Tt_5 = Tt_5(f)$.
3. Le rendement isentropique du compresseur η_{isc} , $\eta_{isc} = \eta_{isc}(f)$.
4. Le taux de compression du compresseur Π_c , $\Pi_c = \Pi_c(f)$.

5. Le débit d'entrée D , $D=D(f)$.
 6. Le Mach d'entrée (1) d'air, $M_1=M_1(f)$.
 7. La Vitesse d'entrée (1), $V_1=V_1(f)$.
 8. Le Mach de sortie (10), $M_{10}=M_{10}(f)$.
 9. La Vitesse de sortie (10), $V_{10}=V_{10}(f)$.
 10. La poussée $F = \iint_{SC} \rho \cdot \vec{V} \cdot (\vec{V} \cdot d\vec{s}) = D \cdot [(1+f) \cdot V_{10} - V_1] + (P_{00} - P_{010}) \cdot A_{10} - (P - P_{010}) \cdot A_1$, $F=F(f)$.
 11. Le rapport : $\frac{P_{00}}{P_{010}}$ en fonction de la richesse f .
 12. Poussée spécifique : $P_s = \frac{F}{D} = P_s(f)$.
 13. Consommation spécifique : $C_s = \frac{D_c}{F} = C_s(f)$.
 14. le rendement thermique du moteur : $\eta_{th} = \frac{0.5 \cdot D \cdot [(1+f) \cdot V_{10}^2 - V_1^2] - (P - P_{010}) \cdot A_1 \cdot V_1}{D_c \cdot H_f}$
- pour le rendement de propulsion : $\eta_{prop} = \frac{F \cdot V_0}{0.5 \cdot D \cdot [(1+f) \cdot V_{10}^2 - V_1^2] - (P - P_{010}) \cdot A_1 \cdot V_1} = 0$
- puisque : $V_0=0$
le moteur ne se déplace pas (banc d'essais).

V.6 ESTIMATION DU POINT NOMINAL DU MOTEUR :

Le point nominal est défini dans le champ de compresseur comme l'intersection de la ligne de fonctionnement et la ligne d'adaptation du compresseur, à chaque point de fonctionnement, il correspond un rendement isentropique du compresseur, et un débit de carburant D_c (par conséquent la richesse f), le rendement isentropique du compresseur augmente jusqu'au point nominal ou il est maximal puis il baisse jusqu'à la limite supérieure (pompage).

Donc on suit la variation du rendement isentropique du compresseur jusqu'il atteint sa valeur maximale (nominal) et on détermine les paramètres du moteur en ce point que l'on désigne : performances nominales.

Les constructeurs étudient et dimensionnent leur produits au point nominal, d'où son intérêt.

V.7 LES PAS DES ITERATIONS ET LES ERREURS DE CALCUL :

1. pour les régimes réduits Nr :

Lors du calcul on sélectionne 4 régimes réduits dans l'ordre croissant ,et pour balayer la totalité de la zone de fonctionnement, on commence par le régime réduit minimal qui correspond à la limite inférieure de la ligne de fonctionnement (criticité de la turbine), puis on détermine le régime réduit maximal conduisant le fonctionnement au pompage , finalement on calcul le pas :

$$\Delta Nr = \frac{Nr_{\max} - Nr_{\min}}{n-1} \quad \text{avec : } n \text{ le nombre des régimes réduits sélectionnés (dans notre cas ; } n=4 \text{)}.$$

Durant la détermination des limites supérieur et inférieur , on prend l'erreur de Nr égale à 0.1 ce qui signifie que :

$$Nr = \frac{N}{\sqrt{Tt_2}} \Rightarrow N = Nr \sqrt{Tt_2} \quad \text{avec : } Tt_2 = 288.15 \quad \text{donc l'erreur commise au calcul est égale à } 16.21 \text{ Tr/min.}$$

2. pour l'itération de M_1 :

on prend le pas égale à 0.01 , même chose pour M_2 et l'erreur de M_1 est égale au pas 0.01.

3. Pour la richesse f :

On utilise la richesse f dans plusieurs interpolation pour le calcul des performances hors adaptation (X) , et pour afficher une fonction $X=X(f)$, on doit sélectionné un pas pour f , nous proposons comme suit :

- a) pour $Nr=Nr_{\max}$:

$$\text{on calcul } f_{\max}, \text{ puis on calcul } f'_{\max} \text{ correspond à } Nr'_{\max} = Nr_{\max} - 0.1 \\ \text{donc : } \Delta f_{\max} = f_{\max} - f'_{\max}.$$

- b) pour $Nr=Nr_{\min}$:

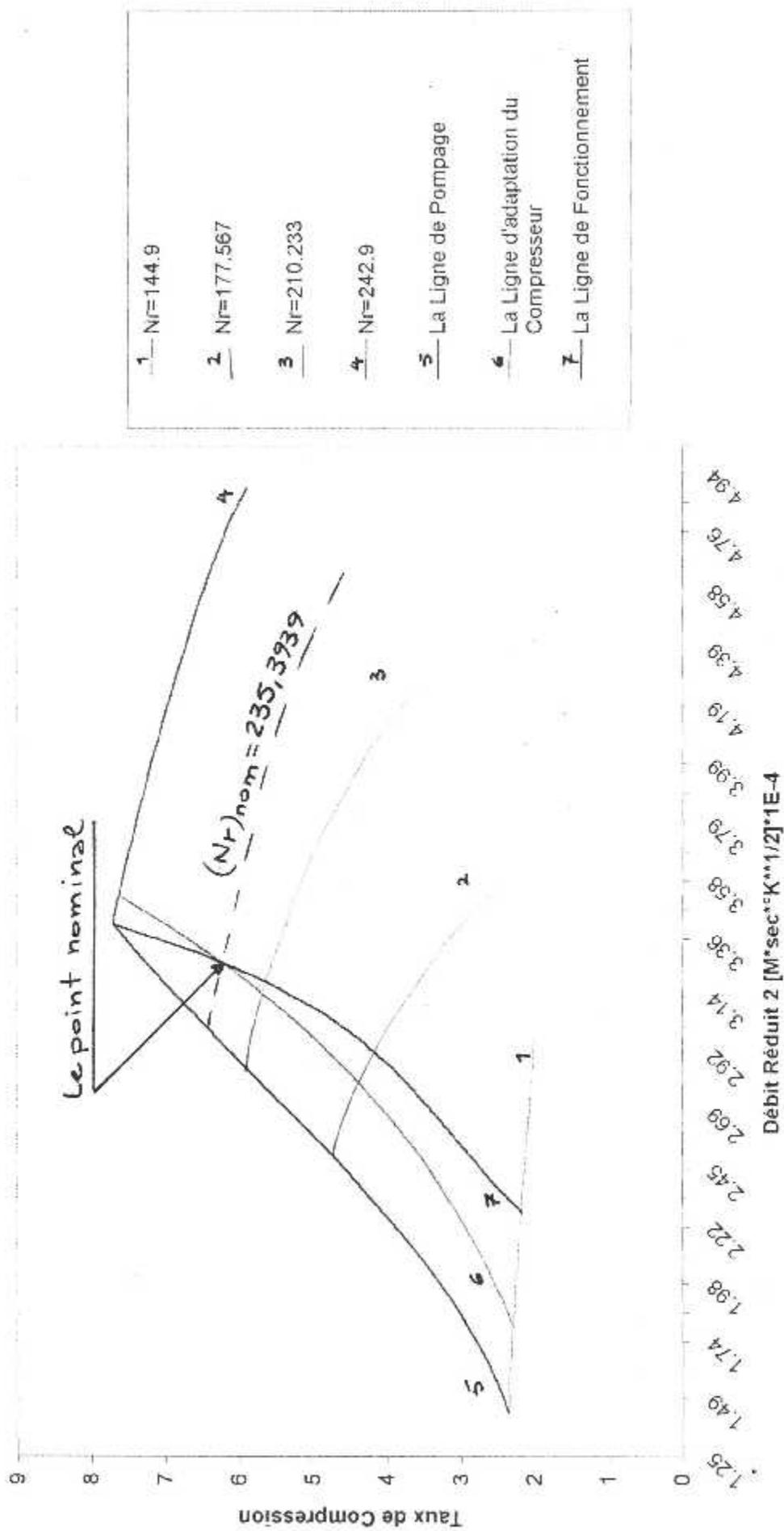
$$\text{on calcul } f_{\min}, \text{ puis on calcul } f'_{\min} \text{ correspond à } Nr'_{\min} = Nr_{\min} + 0.1 \\ \text{donc : } \Delta f_{\min} = f'_{\min} - f_{\min}.$$

finalement, on prend le pas $\Delta f < \min(\Delta f_{\min}, \Delta f_{\max})$, pour l'erreur de f , on prend le maximum de $(\Delta f_{\min}, \Delta f_{\max})$

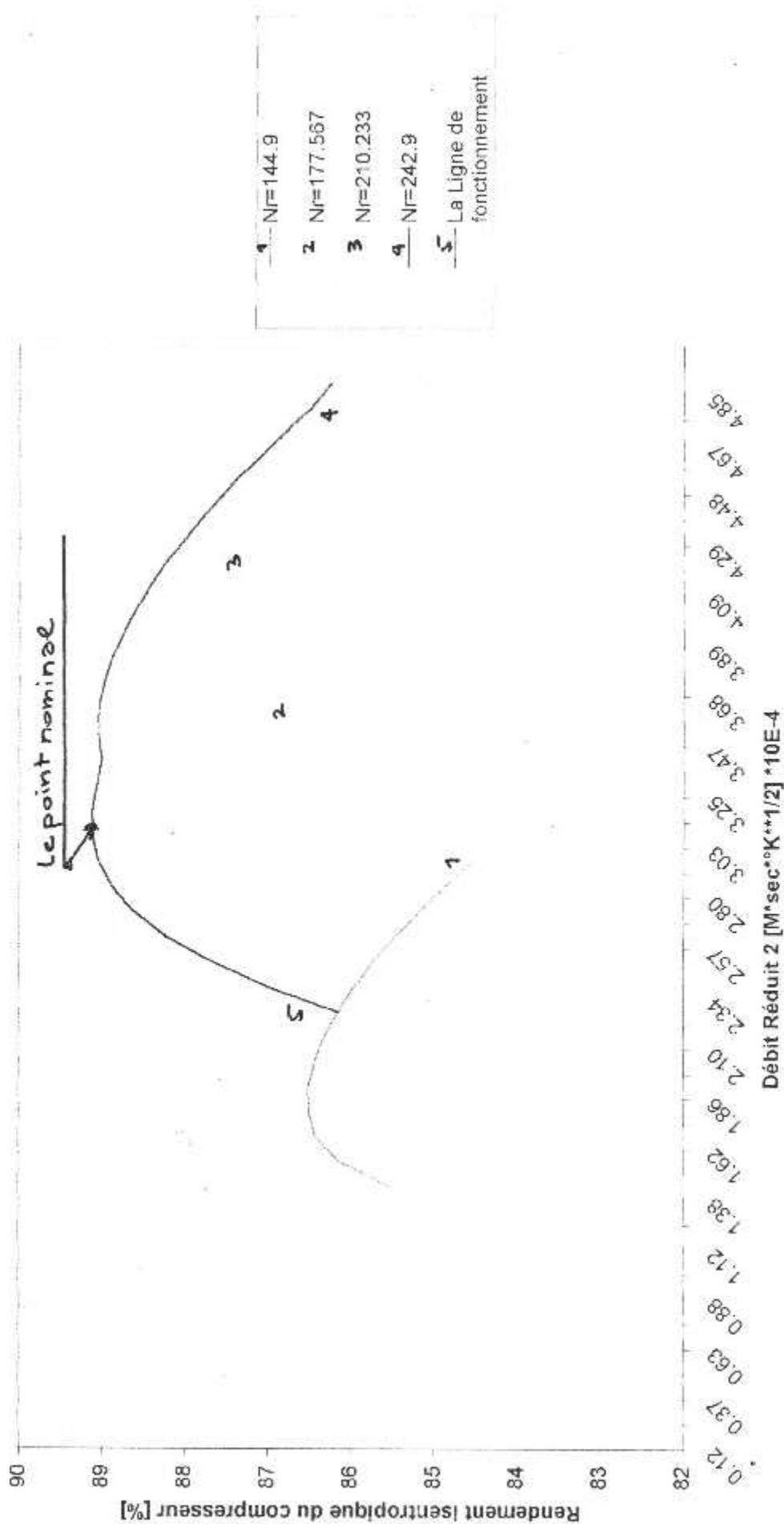
CHAPITRE VI

RESULTATS ET INTERPRETATIONS

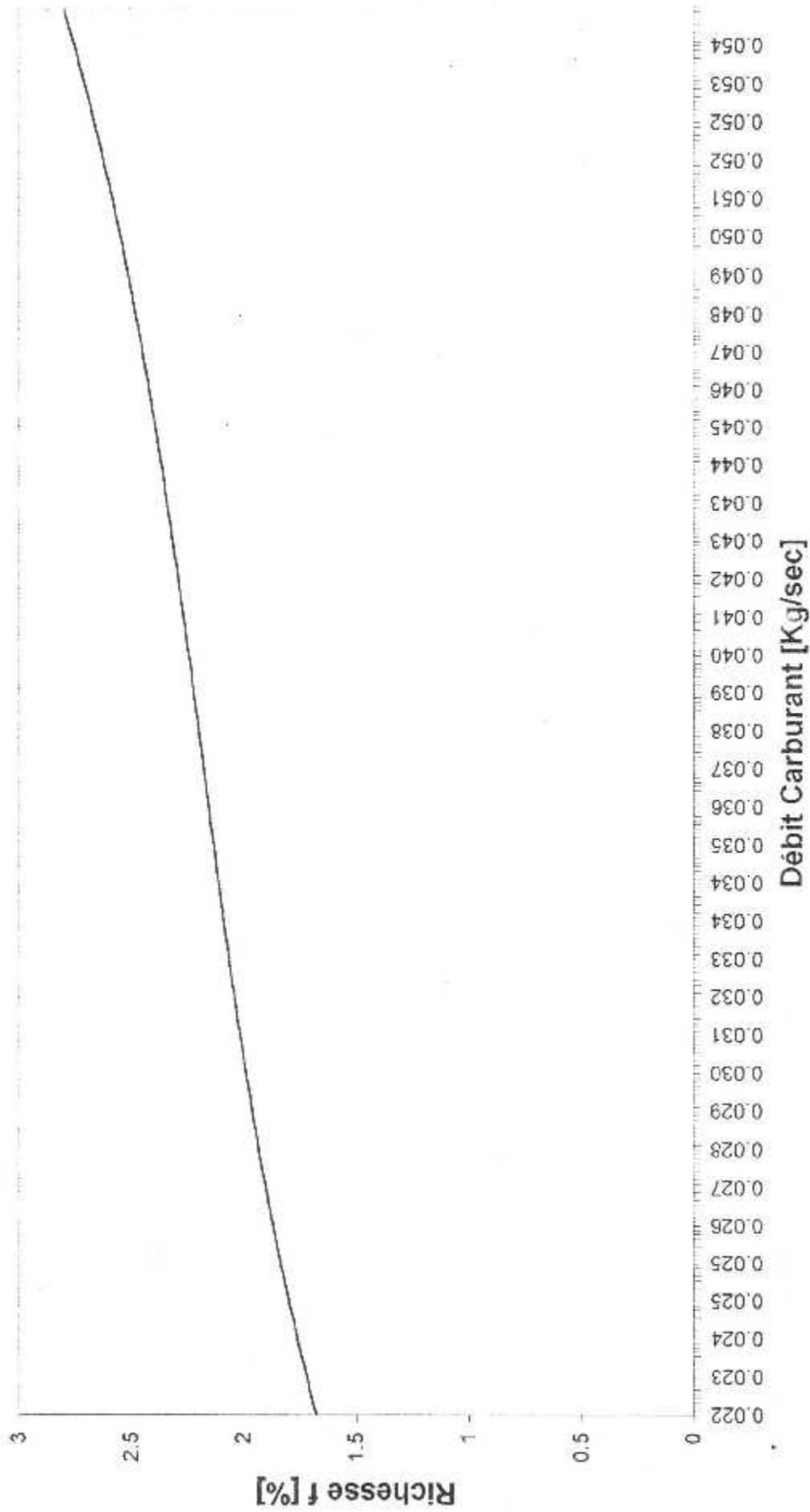
Fig(VI.1) Variation du Taux de Compression en fonction du Débit Réduit 2 pour des différents Régimes Réduits [Rad/(sec^oK^{**1/2})]



Fig(VI.2) Variation du Rendement isentropique du Compresseur en fonction du débit réduit 2 pour des différents régimes réduits [Rad]/(sec*K**1/2)]



Fig(VI.3) Variation de la richesse en fonction du débit carburant



VI.1 DETERMINATION DES LIMITES DE LA LIGNE DE FONCTIONNEMENT :

VI.1.1 La limite supérieure :

La limite supérieure de la ligne de fonctionnement , se détermine par l'intersection avec la ligne de pompage , on trouve les résultats suivants :

- $Nr=242.8$

$f= 2.794554\%$

Le nombre de Mach d'entrée $M1_{pompage}=0.27$

Le nombre de Mach d'entrée $M1_{fonctionnement}=0.28$

Le nombre de Mach d'entrée $M1_{adaptation\ du\ compresseur}=0.29$

Le nombre de Mach d'entrée $M1_{blocage}=0.44$

- $Nr=242.9$

$f= 2.798217\%$

Le nombre de Mach d'entrée $M1_{pompage}=0.28$

Le nombre de Mach d'entrée $M1_{fonctionnement}=0.28$

Le nombre de Mach d'entrée $M1_{adaptation\ du\ compresseur}=0.29$

Le nombre de Mach d'entrée $M1_{blocage}=0.44$

- $Nr=243.0$

$f= 2.80194\%$

Le nombre de Mach d'entrée $M1_{pompage}=0.28$

Le nombre de Mach d'entrée $M1_{fonctionnement}=0.28$

Le nombre de Mach d'entrée $M1_{adaptation\ du\ compresseur}=0.29$

Le nombre de Mach d'entrée $M1_{blocage}=0.44$

Donc la première coïncidence des points de fonctionnement avec la ligne de pompage s'effectue pour $Nr=242.9=Nr_{max}$.

VI.1.2 La limite inférieure :

La limite inférieure de la ligne de fonctionnement , se détermine quand l'hypothèse de criticité de la turbine n'est pas valable , et on trouve les résultats suivants :

- $Nr=144.8$

$$f= 1.964813\%$$

Le nombre de Mach d'entrée $M1_{\text{pompage}}=0.11$

Le nombre de Mach d'entrée $M1_{\text{fonctionnement}}=0.17$

Le nombre de Mach d'entrée $M1_{\text{adaptation du compresseur}}=0.14$

Le nombre de Mach d'entrée $M1_{\text{blocage}}=0.25$

- $Nr=144.9$

$$f= 1.679947\%$$

Le nombre de Mach d'entrée $M1_{\text{pompage}}=0.11$

Le nombre de Mach d'entrée $M1_{\text{fonctionnement}}=0.18$

Le nombre de Mach d'entrée $M1_{\text{adaptation du compresseur}}=0.14$

Le nombre de Mach d'entrée $M1_{\text{blocage}}=0.25$

- $Nr=145$

$$f= 1.682886\%$$

Le nombre de Mach d'entrée $M1_{\text{pompage}}=0.11$

Le nombre de Mach d'entrée $M1_{\text{fonctionnement}}=0.18$

Le nombre de Mach d'entrée $M1_{\text{adaptation du compresseur}}=0.14$

Le nombre de Mach d'entrée $M1_{\text{blocage}}=0.25$

On remarque que la richesse pour $Nr=144.8$ est grande devant la richesse pour $Nr=144.9$, ce qui montre une augmentation de la richesse avec la diminution du régime. Donc l'hypothèse de criticité de la turbine n'est pas valable pour des régimes réduits inférieur a $Nr=144.9=Nr_{\text{min}}$.

VI.2 DETERMINATION DU PAS DE LA RICHESSE :

VI.2.1 Calcul de Δf_{max} :

- $Nr_{\text{max}}=242.9$

$$f_{\text{max}}= 2.798217\%$$

- $Nr'_{\text{max}}=242.8$

$$f'_{\text{max}}= 2.794554\%$$

$$\text{donc : } \Delta f_{\text{max}}= f_{\text{max}}- f'_{\text{max}}=3.656.10^{-3} \%$$

VI.2.2 Calcul de Δf_{\min} :

- $Nr_{\min}=144.9$

$$f_{\min}=1.679947\%$$

- $Nr'_{\min}=145$

$$f'_{\min}=1.682886\%$$

$$\text{donc : } \Delta f_{\min}=f'_{\min}-f_{\min}=2.939.10^{-3} \%$$

VI.2.3 Calcul du pas Δf , et l'erreur de f :

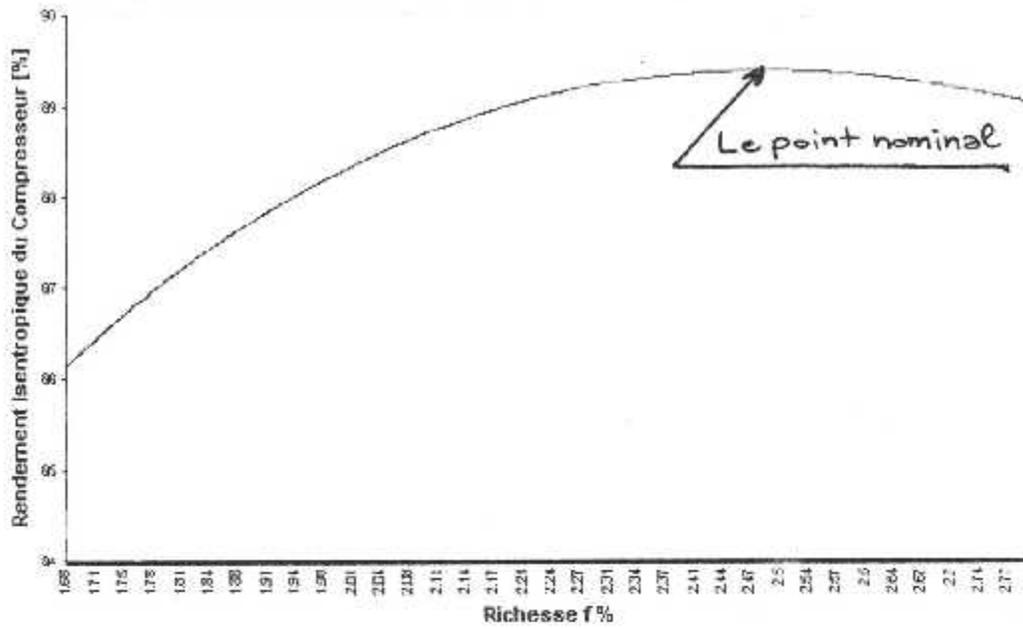
Pour tracer les différents performances en fonction de f , le pas Δf est choisi inférieur du minimum de Δf_{\max} et Δf_{\min} , et on prend $\Delta f=10^{-3} \%$.

On prend comme erreur de f , le maximum de Δf_{\max} et Δf_{\min} , qui est égale à $\Delta f_{\max}=3.656.10^{-3} \%$.

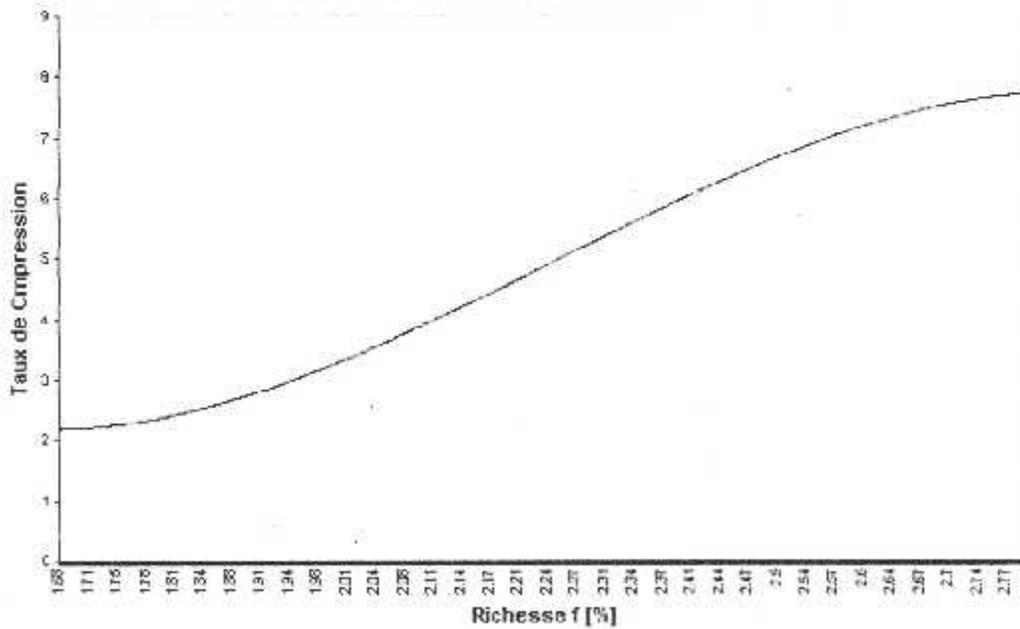
VI.3 LES PERFORMANCE DU MOTEUR AU POINT NOMINAL :

on trouve au point nominal, les résultats suivants :

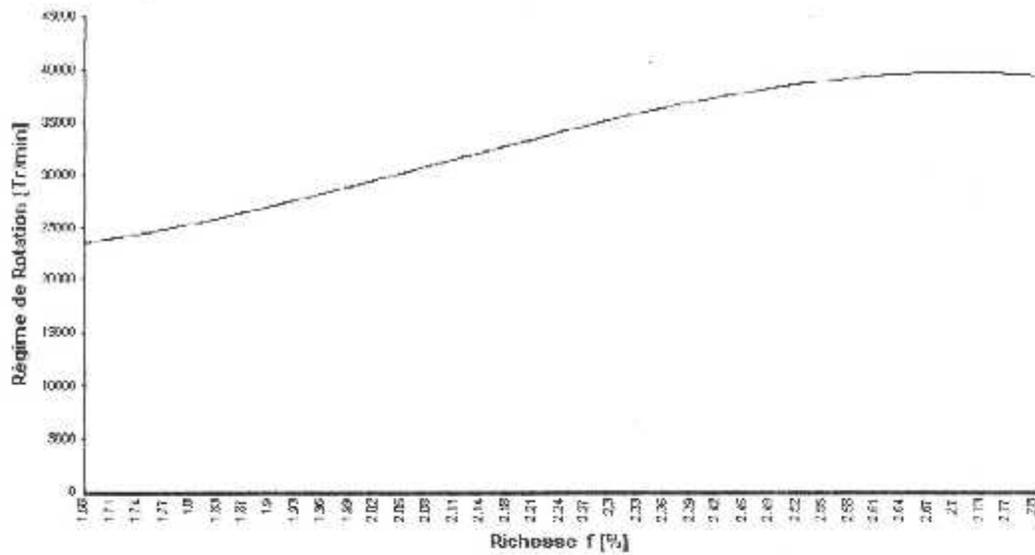
- Le Débit dans le compresseur = 1.9740 Kg/s
- Le Débit réduit = $3.3070.10^{-4} \text{ M.sec.}(\text{°K})^{0.5}$
- La vitesse a l'entrée (1) = 94.8101 M/sec
- La Température a l'entrée (1) = 283.6757 °K
- La Pression a l'entrée (1) = 0.946 Atm
- Le Mach a l'entrée (1) = 0.2808
- Le Mach a l'entrée du compresseur (2) = 0.4222
- Le taux de compression = 6.538
- Le Rendement isentropique du compresseur = 89.37 %
- Le Débit carburant = $4.90.10^{-2} \text{ Kg/sec}$
- La Richesse $f = 2.484 \%$
- La Température après la combustion $Tt5 = 1355.8780 \text{ °K}$
- Le Régime de rotation $N = 38157.150 \text{ Tr/min}$
- Le Régime réduit $Nr = 235.394 \text{ Rad}/(\text{sec.}(\text{°K})^{0.5})$
- La vitesse de sortie (10) = 463.6494 M/s
- Le Mach de sortie (10) = 0.7081
- $P10=1.00 \text{ Atm}$
- Le Poussée = 836.1704 Newton
- La Poussée Spécifique = 428.7081 M/sec
- La Consommation Spécifique = $5.881.10^{-5} \text{ sec/M}$
- Le Rendement Thermique = 10.313 %



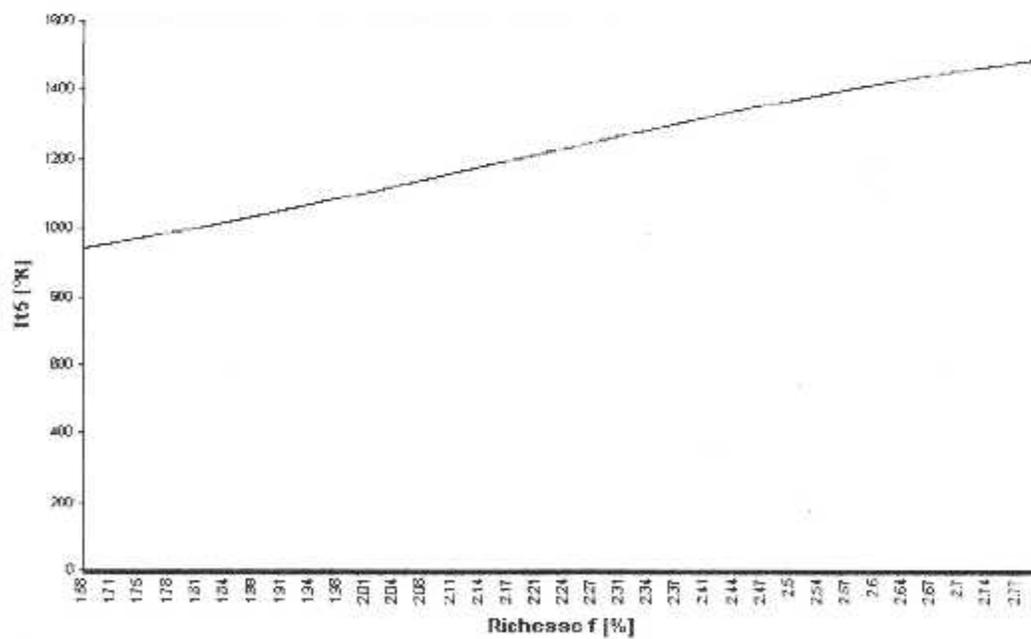
Fig(VI.4) Variation du rendement isentropique du compresseur en fonction de la richesse



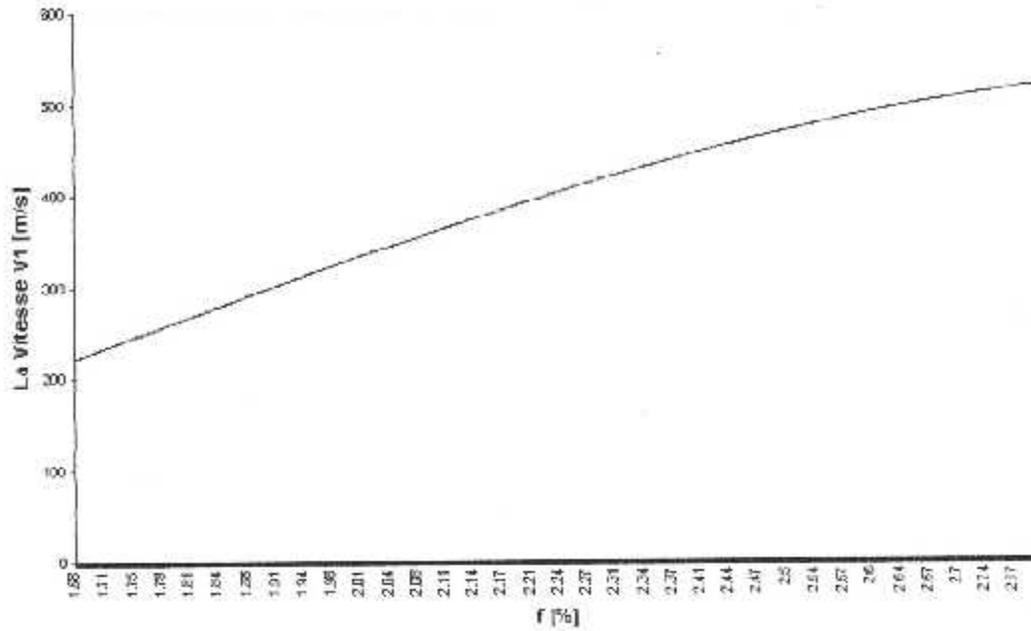
Fig(VI.5) Variation du taux de compression en fonction de la richesse



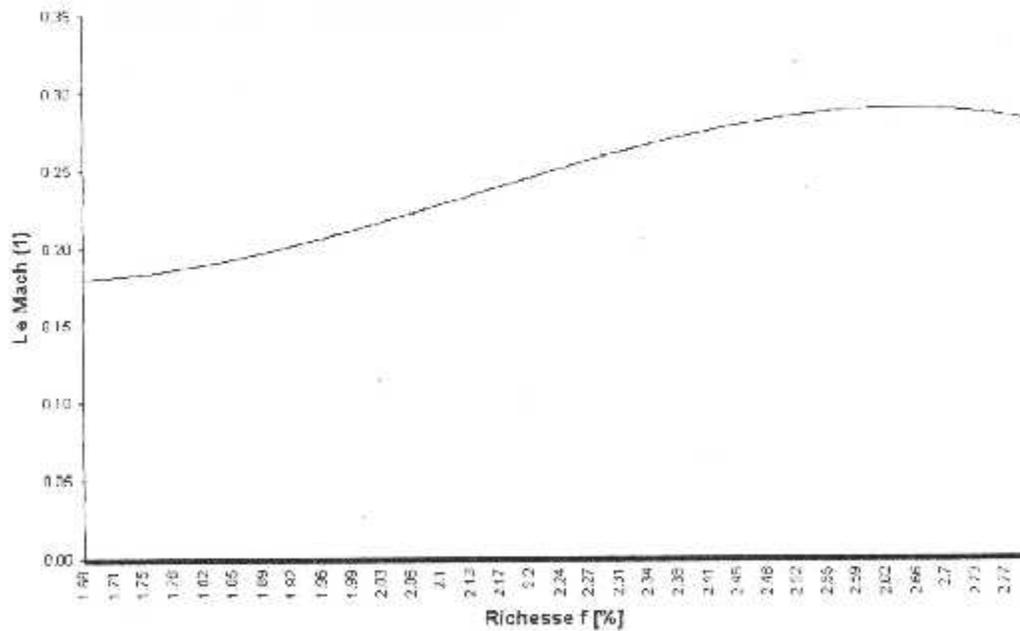
Fig(VI.6) Variation du régime de rotation en fonction de la richesse



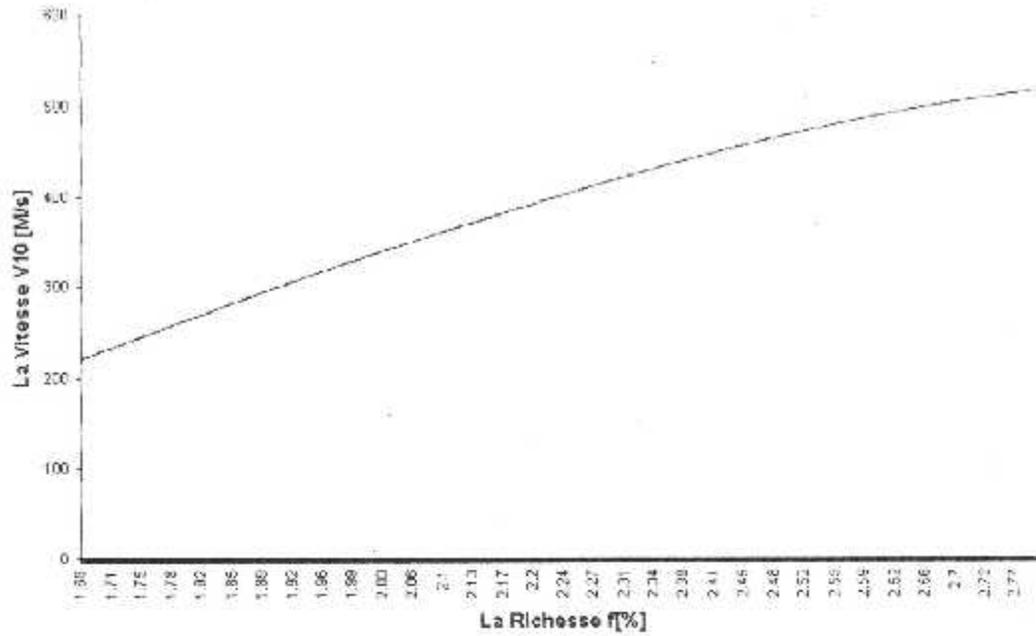
Fig(VI.7) Variation de la température totale après la combustion en fonction de la richesse



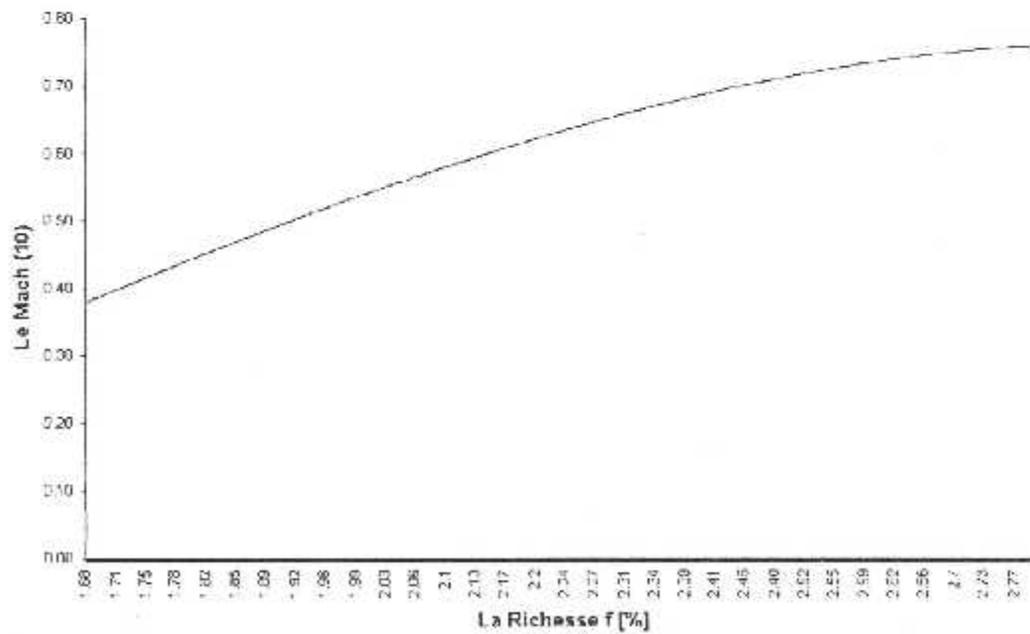
Fig(VI.8) Variation de la vitesse d'entrée V_1 en fonction de la richesse



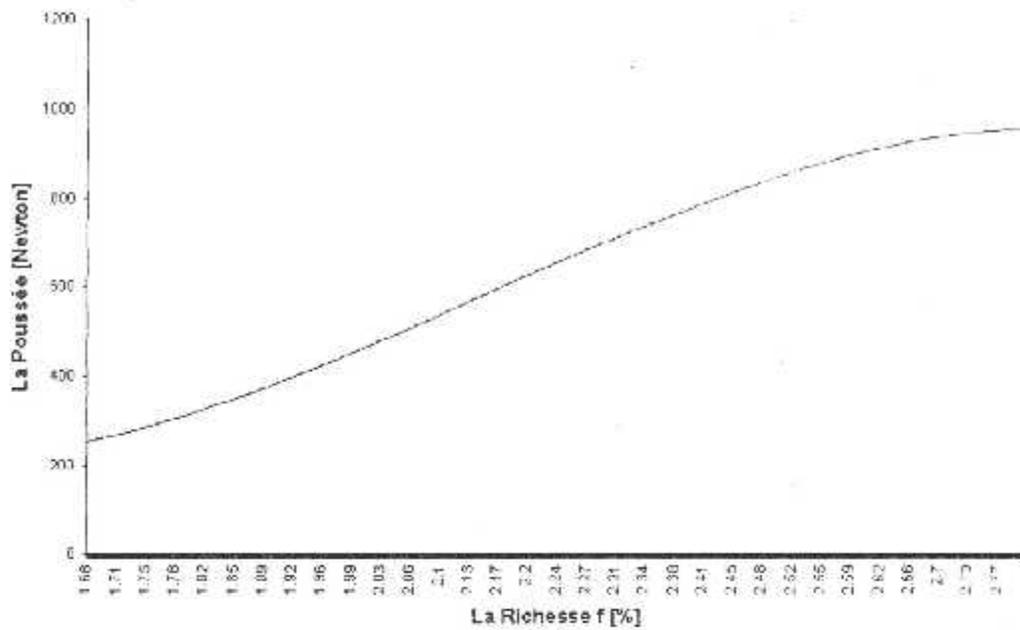
Fig(VI.9) Variation du Mach d'entrée M_1 en fonction de la richesse



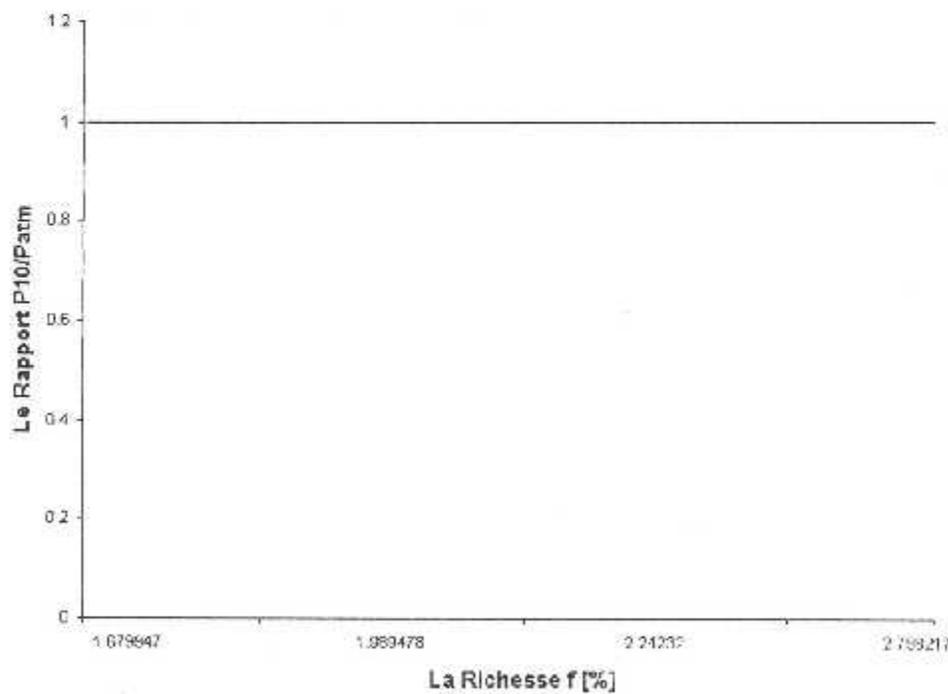
Fig(VI.10) Variation de la vitesse de sortie V_{10} en fonction de la richesse



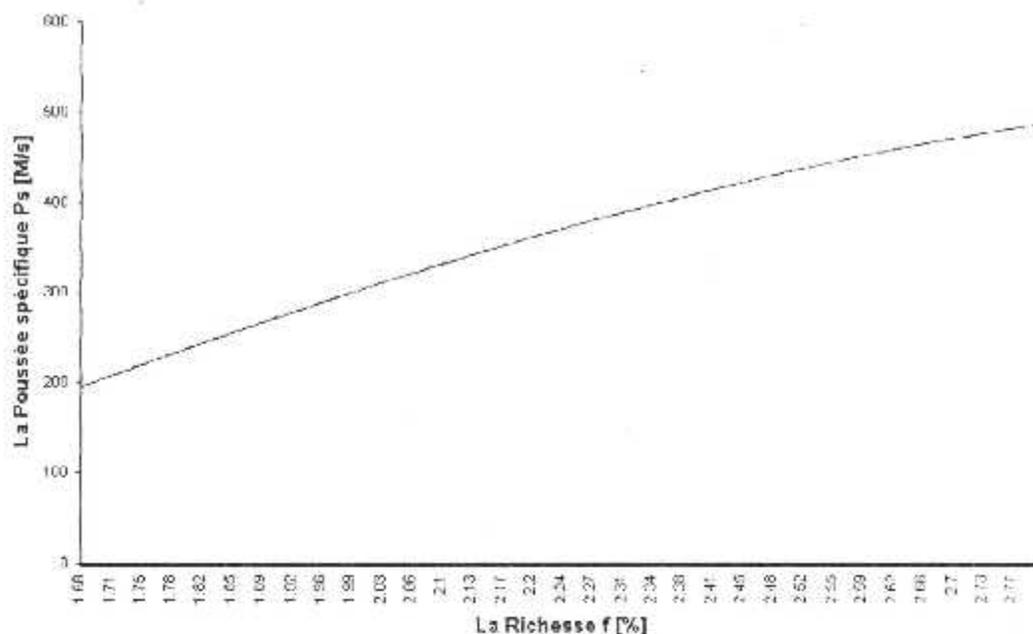
Fig(VI.11) Variation du Mach de sortie M_{10} en fonction de la richesse



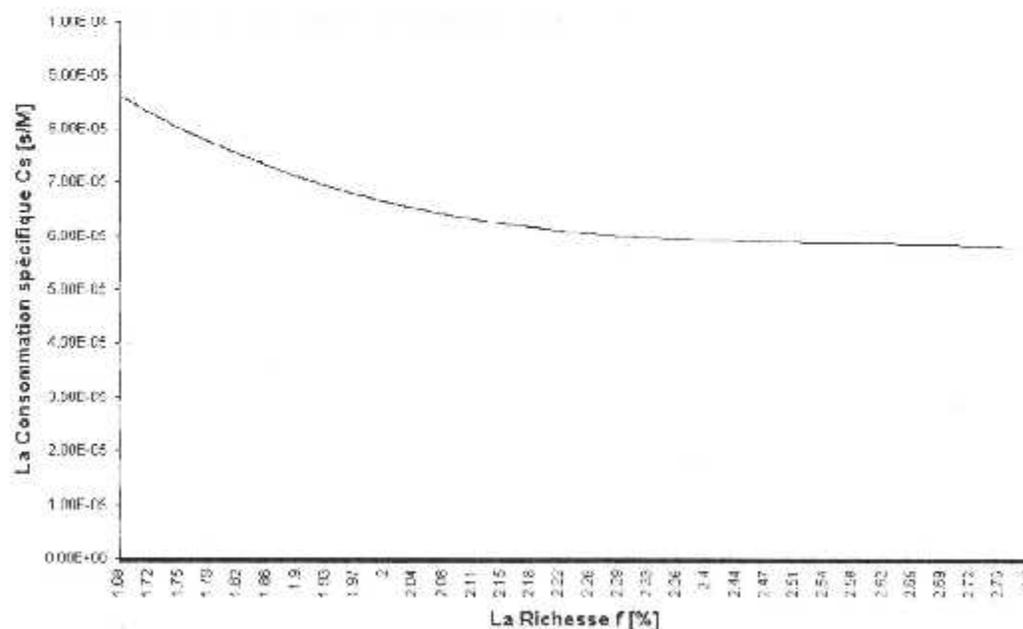
Fig(VI.12) Variation de la Pousée en fonction de la richesse



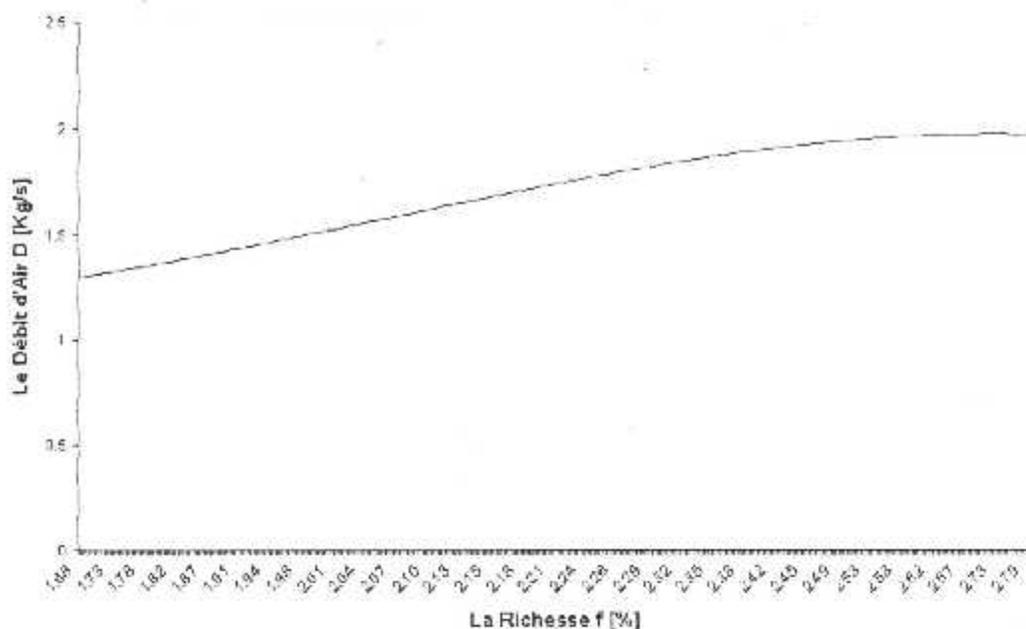
Fig(VI.13) Variation du rapport P_{10}/P_{atm} en fonction de la richesse



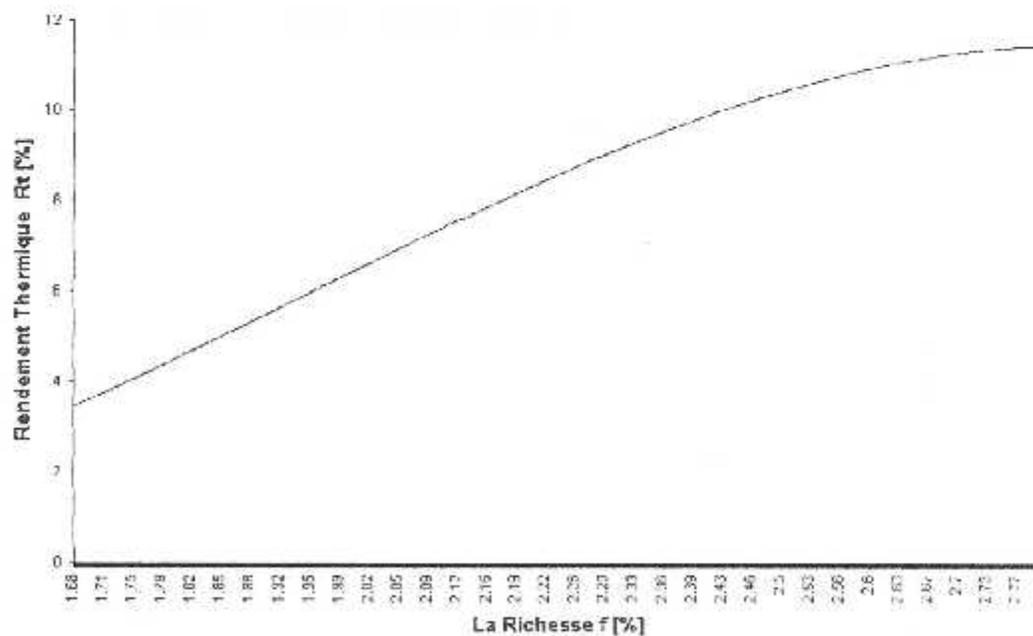
Fig(VI.14) Variation de la Pousée spécifique en fonction de la richesse



Fig(VI.15) Variation de la consommation spécifique en fonction de la richesse



Fig(VI.16) Variation du débit D en fonction de la richesse



Fig(VI.17) Variation du Rendement Thermique en fonction de la richesse

INTERPRETATIONS DES RESULTATS :

D'après les courbes données par les figures (VI.1) et (VI.2) présentent l'évolution du taux de compression et le rendement isentropique du compresseur en fonction du débit réduit pour des différents régimes, nous pouvons remarquer que :

- Le taux de compression diminue en augmentant le débit, et croît avec le régime, le débit aussi croît avec le régime de rotation réduit.
- Pour un régime réduit donné, on peut avoir le même rendement en deux points pour deux valeurs différents du débit réduit.
- A un nombre de tour élevé, la ligne iso-vitesse (iso-régime) devient rapidement verticale, des limitations pareilles arrivent à la fin des lignes (N/T_2) due au pompage et au décollement rotatif.
- Pour n'importe quel régime, il y a des limitations définies de la plage du taux de compression pour une marge stable, et à un taux de compression très bas la compression produite est insuffisante pour faire passer le débit de masse à travers le compresseur.
- La limite de la marche stable est connue sous le nom de la ligne de pompage, normalement elle est atteinte avant que les iso-vitesses atteignent une valeur maximale, et à cause de ce fait le point nominal est proche de cette ligne, tout fonctionnement situé à gauche de cette dernière provoque une instabilité du compresseur.
- La ligne de fonctionnement est une ligne que le compresseur doit suivre pour la stabilité quand ce dernier est installé dans un réacteur de géométrie fixe.

Pour la détermination de la performance du moteur, on doit choisir une valeur du débit de carburant, Fig(VI.3) et déterminer la richesse f , puis par la suite des graphes, on détermine tous les performances du moteur, on remarque que tous les performances augmentent avec l'augmentation du débit de carburant sauf la consommation spécifique C_s , et le rapport P_{10}/P_{max} toujours égale à 1, cela signifie que la tuyère est adaptée et n'est pas critique, le rendement thermique du moteur est sensiblement faible (au point nominal, il est égal à 10.313%) cela est dû par les valeurs du taux de compression qui sont modérés (< 8).

CONCLUSION

Ce travail nous a permis d'exploiter nos connaissances théoriques sur le calcul hors adaptation des turbomachines, et plus particulièrement les réacteurs mono corps mono flux.

De là on a pu développer un programme de calcul qui utilise les caractéristiques géométriques des composants du moteur pour l'étude des performances en hors adaptation.

Les résultats obtenus dans notre étude, donne un aperçu sur les valeurs des performances dans la réalité où le moteur fonctionne.

Pour plus d'amélioration de notre modèle, nous recommandant la détermination des points de fonctionnement lorsque la turbine n'est pas critique afin de continuer la ligne de fonctionnement du moteur dans le diagramme caractéristique du compresseur pour des basses régimes.

Une autre perspective, c'est l'introduction des effets de variations des pertes de charges dans l'entrée d'air, la tuyère et les stators dans le calcul, aussi la détermination des paramètres dans les rotors à travers la longueur de l'aube par l'équilibre radial.

Enfin, et avec le développement de calcul, on peut généraliser pour les différents types des moteurs utilisés en aéronautique comme les réacteurs double flux, turbopropulseur..., et même pour les moteurs thermiques.

ANNEXES:

ANNEXE 1

ANALYSE DIMENSIONNELLE

D'une façon générale, le fonctionnement d'un compresseur ou d'une turbine fait intervenir plusieurs variables définissant :

- Le fluide véhiculé : dans le cas ou celui-ci assimilé à un gaz parfait (air et gaz de combustion aux températures inférieures à la température de dissociation), ces paramètres sont les chaleurs massiques C_p et C_v à pression et volume constants ainsi que la viscosité dynamique μ .
- L'état initial du fluide : par exemple la pression P_1 et la masse volumique ρ_1 du fluide à l'entrée de la machine.
- L'état final : la pression P_2 ou la variation d'enthalpie ΔH .
- La géométrie de la machine : elle est représentée simplement par une grandeur caractéristique comme un rayon r de grille d'aubes.
- La cinématique : définie par une vitesse angulaire ω ou une vitesse tangentielle U à un rayon de référence.
- L'échange entre le fluide et la machine : cet échange est caractérisé par le débit D de fluide et sa variation d'enthalpie.

Les dimensions des neuf variables qui interviennent sont les suivantes :

$$[C_p] = [C_v] = L^2.T^{-2}.\theta^{-1}$$

$$[\mu] = M.L^{-1}.T^{-1}$$

$$[\rho_1] = M.L^{-3}$$

$$[P_{t1}] = [P_{t2}] = M.L^{-1}.T^{-2}$$

$$[r] = L$$

$$[\omega] = T^{-1}$$

$$[D] = M.T^{-1}$$

Le débit masse, par exemple, peut donc s'exprimer par :

$$D = f(C_p, C_v, \mu, \rho_1, P_{t1}, P_{t2}, r, \omega) \dots \dots \dots (A1.1)$$

Soit en faisant la méthode d'identification de RAYLEIGH et en développant l'équation suivant les puissances des variables :

$$D = A . C_p^a . C_v^b . \mu^c . \rho_1^d . P_{t1}^e . P_{t2}^f . r^g . \omega^h \dots \dots \dots (A1.2)$$

$$D'ou : M.T^{-1} = M^{c+d+e+f} . L^{2a+2b-c-3d-e-f-g} . T^{-2a-2b-c-2e-2f-h} . \theta^{-a-b} \dots \dots \dots (A1.3)$$

$$Soit : c+d+e+f=1$$

$$2a+2b-c-3d-e-f+g=0$$

$$2a+2b+c+2e+2f+h=1$$

$$a+b=0$$

D'ou en exprimant b,c,h et g en fonction de a,d,e et f

$$b=-a$$

$$c=1-d-e-f$$

$$h=d-e-f$$

$$g=1+2d$$

$$\text{Soit : } D=A \cdot \gamma^a \cdot \mu \cdot r \cdot (\rho_1 \cdot r^2 \cdot \omega / \mu)^d \cdot (Pt_1 / \mu \cdot \omega)^e \cdot (Pt_2 / \mu \cdot \omega)^f \dots (A1.4) \quad (\gamma=C_p/C_v)$$

En paramètres adimensionnels , on peut écrire:

$$D/\mu \cdot r = f(\gamma, \rho_1 \cdot r^2 \cdot \omega / \mu, Pt_1 / \mu \cdot \omega, Pt_2 / \mu \cdot \omega) \dots (A1.5)$$

Le nombre de variables est passé suivant le théorie de VASCHY-BUKINGHAM de 9 à 5.

Chacune de ces variables peut être remplacée par une combinaison avec les autres, ce qui permet par exemple de remplacer :

$$Pt_1 / \mu \cdot \omega \text{ par } (\rho_1 \cdot r^2 \cdot \omega / \mu) / (\gamma \cdot Pt_1 / \mu \cdot \omega) = (r^2 \cdot \omega^2) / (\gamma \cdot Pt_1 / \rho_1) = (u/a)^2$$

Ou a est la vitesse du son.

$$Pt_2 / \mu \cdot \omega \text{ par } (Pt_2 / \mu \cdot \omega) / (Pt_1 / \mu \cdot \omega) = Pt_2 / Pt_1$$

$$D/\mu \cdot r \text{ par } [(D/\mu \cdot r) / (\rho_1 \cdot r^2 \cdot \omega / \mu)] \cdot (u/a) = D / (\rho_1 \cdot r^2 \cdot a)$$

On fait apparaître ainsi un nombre de Mach, un rapport de pressions, et le debit est rapporté à une section et à la vitesse du son à l'entrée de la machine.

Le paramètre $\rho_1 \cdot r^2 \cdot \omega / \mu$ est un nombre de REYNOLDS qui traduit les effets de viscosité.

Finalement :

$$D / \rho_1 \cdot r^2 \cdot a = f(\gamma, Re, u/a, Pt_2 / Pt_1) \dots (A1.6)$$

Si on considère une machine déterminée (r fixé), traversée par un gaz donné (γ et R, constante du gaz parfait pour l'unité de masse, fixée) dans certaines conditions de viscosité (Re fixe), il est possible d'écrire :

$$D / [(Pt_1 / Tt_1) \cdot Tt_1^{0.5}] = f(u / Tt_1^{0.5}, Pt_2 / Pt_1) \dots (A1.7)$$

Donc :

$$\Pi = \frac{P_{t2}}{P_{t1}}, u = N \cdot r \quad (r : \text{fixe}) \quad N_r = \frac{N}{\sqrt{Ih}} \quad \text{et} \quad Dr = D \cdot \frac{\sqrt{Ih}}{l^3}$$

Ces paramètres ne sont plus tous dimensionnels.

ANNEXE 2

EXEMPLE DE REGULATION

La régulation du moteur permet en particulier de fixer les régimes maximaux du moteur et ainsi de l'empêcher de dépasser les limites pour lesquelles il a été dimensionné : limites de température, limites de pression, limites de vitesse de rotation et limites aérodynamiques (pompage par exemple).

La géométrie de tuyère variable donne un degré de liberté supplémentaire par rapport à la géométrie fixe et permet par exemple de fonctionner à la fois à Tt_5 et N maximaux dans une large plage de température Tt_2 d'entrée moteur. A géométrie fixée au contraire il ne serait possible d'imposer qu'un seul paramètre, l'autre en décollant.

Soit (A) le point de dimensionnement du moteur Fig(A2.1). Il correspond par exemple au point maximale de décollage à altitude et nombre de Mach de vol nuls, avec une température entrée turbine Tt_5 une vitesse de rotation N et une section de tuyère S_{10} .

Supposons que le moteur est régulé en fonction de la température Tt_2 .

Lorsque Tt_2 diminue (vol en altitude à nombre de Mach de vol faible) à Tt_5 constant et géométrie fixe, le point de fonctionnement se déplace vers le haut de la ligne de fonctionnement et en générale, vue la configuration des iso vitesses qui se resserrent, la vitesse mécanique N augmente -point (B')-.

Pour maintenir N à son niveau initiale il faut, comme nous l'avons vu, refermer la tuyère d'éjection. Le point de fonctionnement se déplace alors sur la droite iso Tt_5/Tt_2 vers les N plus faibles -de (B') à (B)-.

Lorsque Tt_2 baisse encore, on atteint une valeur limite de vitesse aérodynamique $(N/\sqrt{Tt_2})_{\max}$ qu'on ne peut dépasser sans trop détériorer le rendement et s'approcher de la ligne de pompage -point (B)-.

La survitesse aérodynamique couramment admise est de 7%.

Elle correspond à une température de $Tt_2 = 269^{\circ} \text{K}$ qu'on rencontre à 36000 ft d'altitude à $M_0 = 0.9$. Il est important d'un point de vue opérationnel, d'avoir en ce point le maximum de poussée pour attaquer une accélération de l'avion en palier.

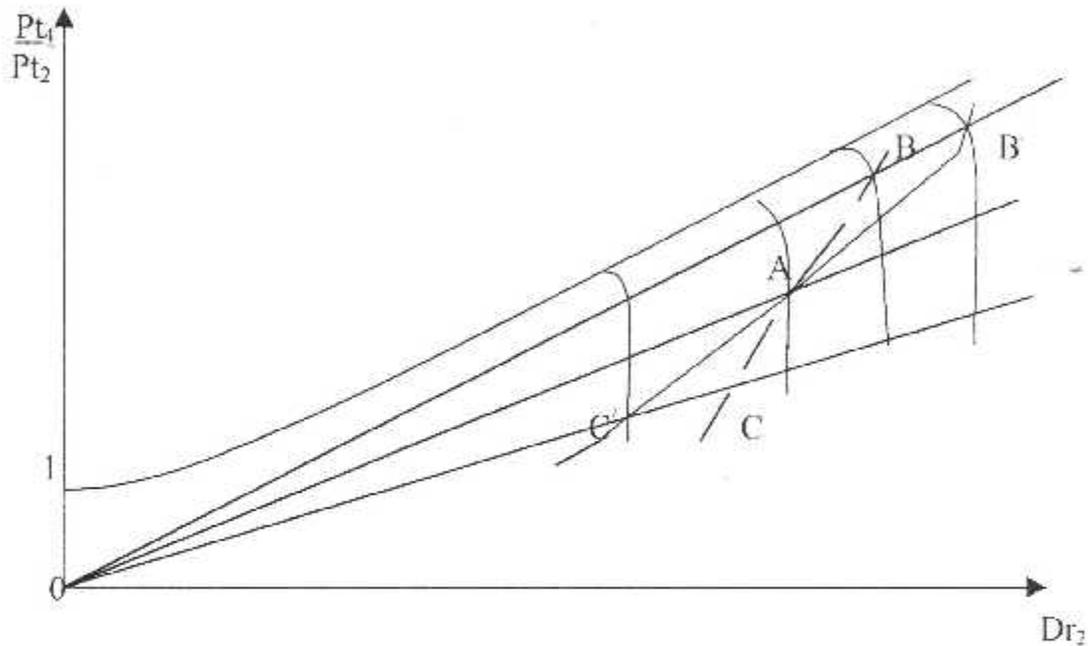
Pour les valeurs inférieures à Tt_2 on peut se contenter alors de garder le même point de fonctionnement et pour cela conserver une valeur constante de $(N/\sqrt{Tt_2}) = (N/\sqrt{Tt_2})_{\max}$ et $(Tt_5/Tt_2) = (Tt_5/Tt_2)_{\max}$.

Ce qui revient à fonctionner à section A_{10} constante.

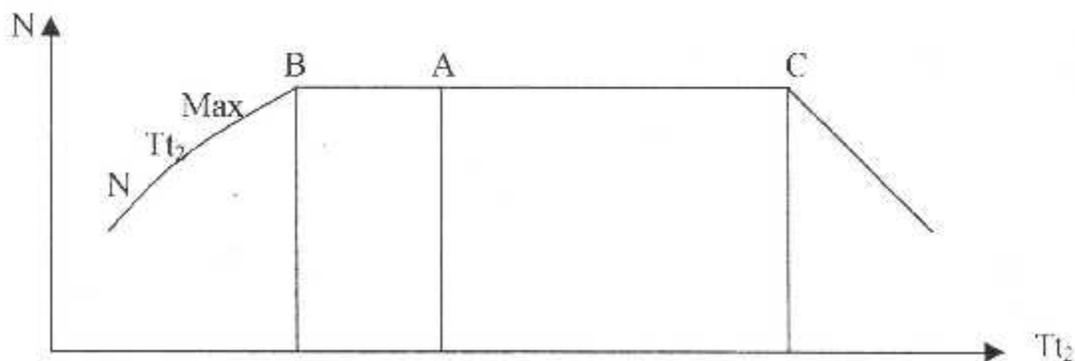
Lorsque Tt_2 augmente par rapport à la valeur nominale (vol à nombre de Mach élevé ou faible altitude), on peut conserver les valeurs nominales de Tt_5 et N . pour cela il faut naturellement ouvrir la tuyère pour compenser l'effet de la baisse de Tt_5/Tt_2 sur N -passage du point (c') au point (c)-.

Lorsque Tt_2 continue à augmenter, on peut atteindre la valeur maximale de section de tuyère -point (c)-. A partir de ce moment on fonctionne à tuyère constante et Tt_{2max} se qui s'accompagne d'une baisse de N correspondant à celle de $\frac{Tt_1}{Tt_2}$.

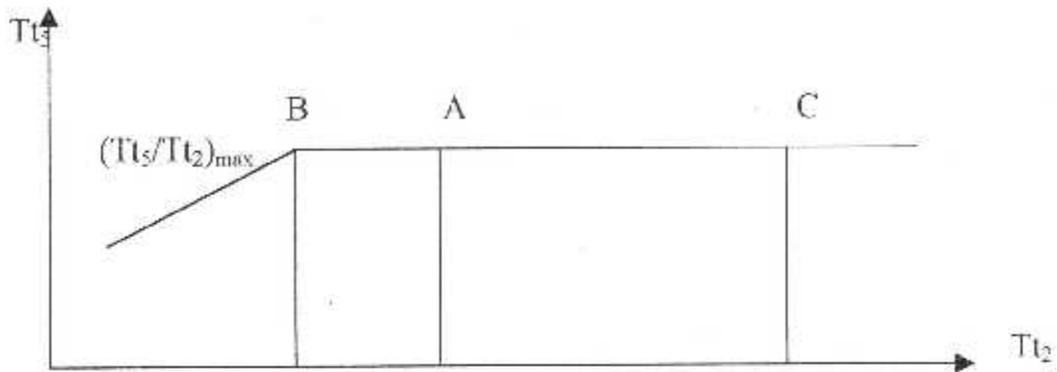
Le mode de régulation décrit n'est qu'un exemple montrant une application sur moteur des comportements étudiés précédemment. Les principes de la régulation des régimes maximaux du moteur doivent en fait être déterminés par les impératifs de la mission affectée à l'avion que ce moteur doit équiper.



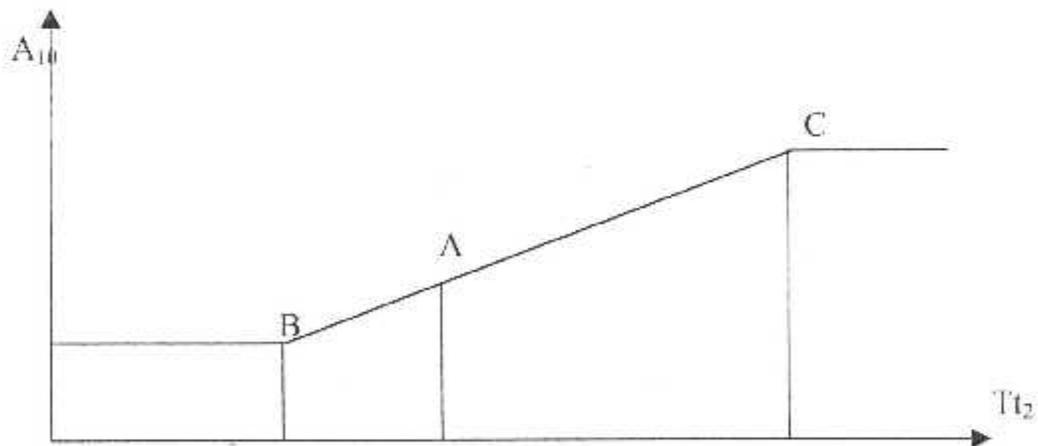
Fig(A2.1) La régulation dans le diagramme caractéristique du compresseur



Fig(A2.2) La régulation du régime de rotation



Fig(A2.3) La régulation de la température totale devant la combustion



Fig(A2.4) La régulation de la section de sortie de la tuyère

ANNEXE 3

L'INTERPOLATION LINEAIRE

Soit donné les valeurs suivants :

x_1	x_2	x_3	x_n
y_1	y_2	y_3	y_n

Avec : $x_i \neq 0 \quad \forall i=1, n$ et $x_i < x_{i+1}$

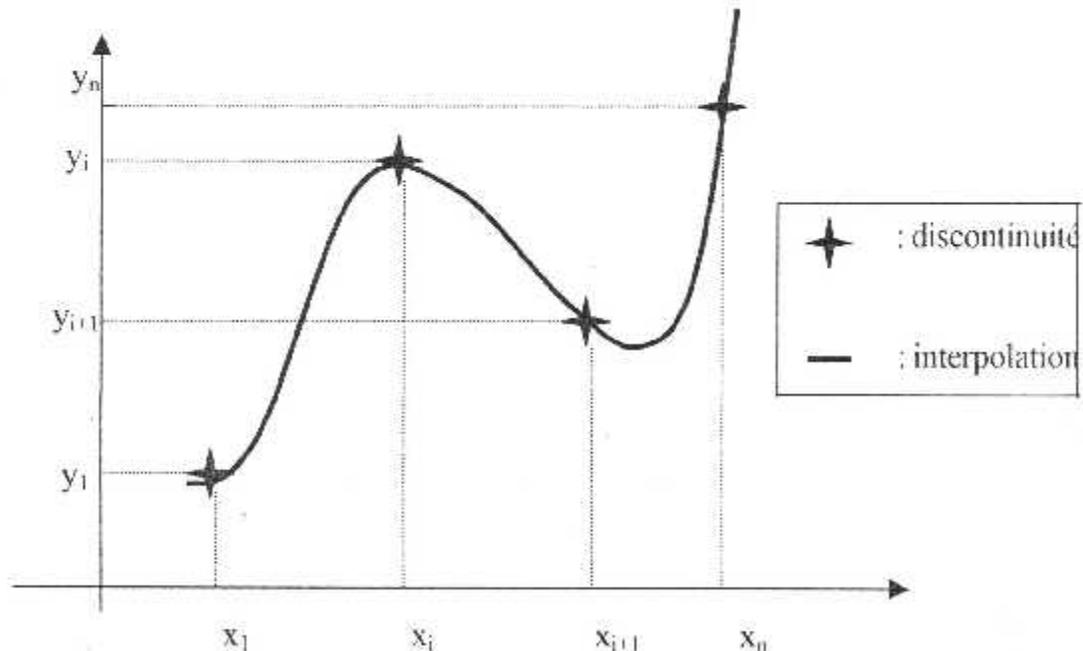
Qui décrivent une variation d'une grandeur y en fonction d'une autre grandeur x .

L'allure des points (x_i, y_i) dans un repère orthogonal est présentée par discontinuité (Fig(A3.1)).

Pour des certains besoins d'étudier la grandeur y dans l'intervalle $[x_i, x_{i+1}]$ de façon continue, c'est à dire chercher une fonction f telle que : $y=f(x)$, on fait une interpolation linéaire consiste à déterminer un polynôme d'ordre $n-1$:

$$y = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + \dots + a_{i-1} x^{i-1} + \dots + a_n x^{n-1} = \sum_{i=1}^{n-1} a_i x^{i-1} = f(x) \quad \dots \dots \dots (A3.1)$$

avec : $a_i \quad i=1, n$ sont des constantes à déterminer.



Fig(A3.1) Interpolation linéaire

Pour déterminer les $(a_i)_{i=1,n}$, on a n équations linéaires :

$$\left. \begin{array}{l} y_1 = f(x_1) \\ y_2 = f(x_2) \\ \dots \\ y_i = f(x_i) \\ \dots \\ y_n = f(x_n) \end{array} \right\} \Rightarrow \left. \begin{array}{l} y_1 = a_0 + a_1 x_1 + a_2 x_1^2 + \dots + a_{i-1} x_1^{i-1} + \dots + a_n x_1^{n-1} \\ y_2 = a_0 + a_1 x_2 + \dots + a_{i-1} x_2^{i-1} + \dots + a_n x_2^{n-1} \\ \dots \\ y_i = a_0 + a_1 x_i + \dots + a_{i-1} x_i^{i-1} + \dots + a_n x_i^{n-1} \\ \dots \\ y_n = a_0 + a_1 x_n + \dots + a_{i-1} x_n^{i-1} + \dots + a_n x_n^{n-1} \end{array} \right\} \dots\dots\dots(A3.2)$$

d'où la forme matricielle :

$$\begin{pmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \dots \\ y_i \\ \dots \\ y_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & x_1 & x_1^2 & \dots & x_1^{i-1} & \dots & x_1^{n-1} \\ 1 & x_2 & x_2^2 & \dots & x_2^{i-1} & \dots & x_2^{n-1} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 1 & x_i & x_i^2 & \dots & x_i^{i-1} & \dots & x_i^{n-1} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 1 & x_n & x_n^2 & \dots & x_n^{i-1} & \dots & x_n^{n-1} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a_0 \\ a_1 \\ \dots \\ a_i \\ \dots \\ a_n \end{pmatrix} \dots\dots\dots(A3.3)$$

$$\begin{aligned} [Y]_{n \times 1} &= [Xn]_{n \times n} \cdot [A]_{n \times 1} \\ \Rightarrow [A]_{n \times 1} &= [Xn]_{n \times n}^{-1} \cdot [Y]_{n \times 1} \dots\dots\dots(A3.4) \end{aligned}$$

Donc on doit calculer l'inverse de la matrice carrée $[Xn]_{n \times n}$

Pour cela, on utilise l'algorithme suivant :

1-Généralisation de la matrice $[X_n]_{n \times n}$ à la matrice $[X_n]_{n \times 2.n}$:

```

Début
i=1
3   j=n+1
   Si i+n=j
        $X_n(i,j)=1$ 
   Sinon
        $X_n(i,j)=0$ 
   Finsi
4   Si  $j \leq 2.n$ 
       j=j+1
       goto 4
   Finsi
   Si  $i \leq n$ 
       i=i+1
       goto 3
   Finsi

```

2-Détermination des éléments de la matrice $[X_n]_{n \times n}^{-1}$:

```

k=1
30  j=2.n
10   $X_n(k,j) = X_n(k,j) / X_n(k,k)$ 
   Si  $j \leq k$ 
       j=j-1
       goto 10
   Finsi
   i=1
   Si  $i \neq k$ 
       j=2.n
15   $X_n(i,j) = X_n(i,j) - X_n(i,k) \cdot X_n(k,j)$ 
       Si  $j \leq k$ 
           j=j-1

```

```

        goto 15
    Finsi
Si k<=n
    k=k+1
    goto 30
Finsi
i=1
35  j=1
36  Xninv(i,j)=Xn(i,j+n)
    Si j<=n
        j=j+1
        goto 36
    Finsi
    Si i<=n
        i=i+1
        goto 35
    Finsi
Fin.

```

Après avoir calculer les éléments de la matrice $[Xn]_{n \times n}^{-1}$, on fait le produit de $[Xn]_{n \times n}^{-1}$ et le vecteur $[Y]_{n \times 1}$, et on trouve finalement les éléments du vecteur $[A]_{n \times 1}$ par l'algorithme suivant :

```

Début
i=1
20  a(i)=0
    j=1
10  a(i)=a(i)+Xninv(i,j).y(j)
    Si j<=n
        j=j+1
        goto 1

```

```

Finsi
Si i<=n
  i=i+1
  goto 20
Finsi
Fin.

```

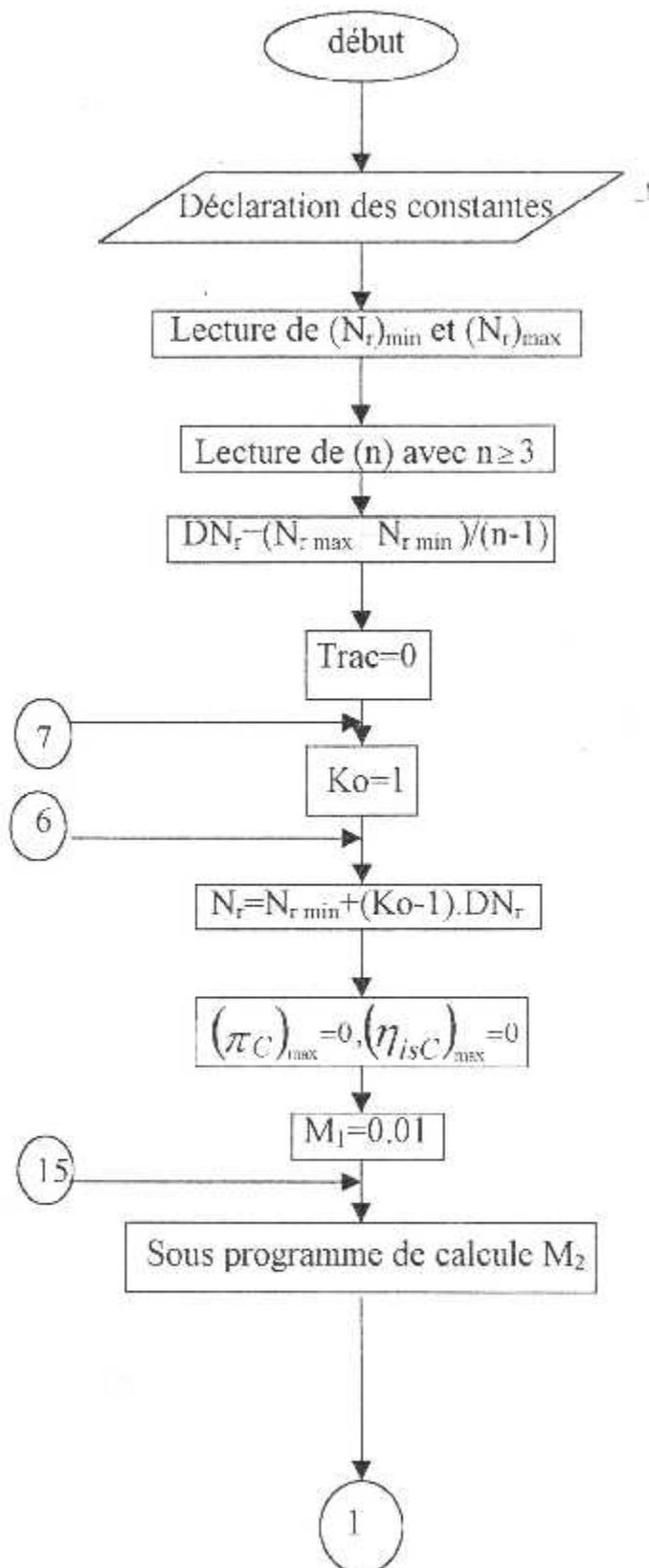
Après avoir calculer les éléments du vecteur $[A]_{n \times 1}$, on a l'équation :

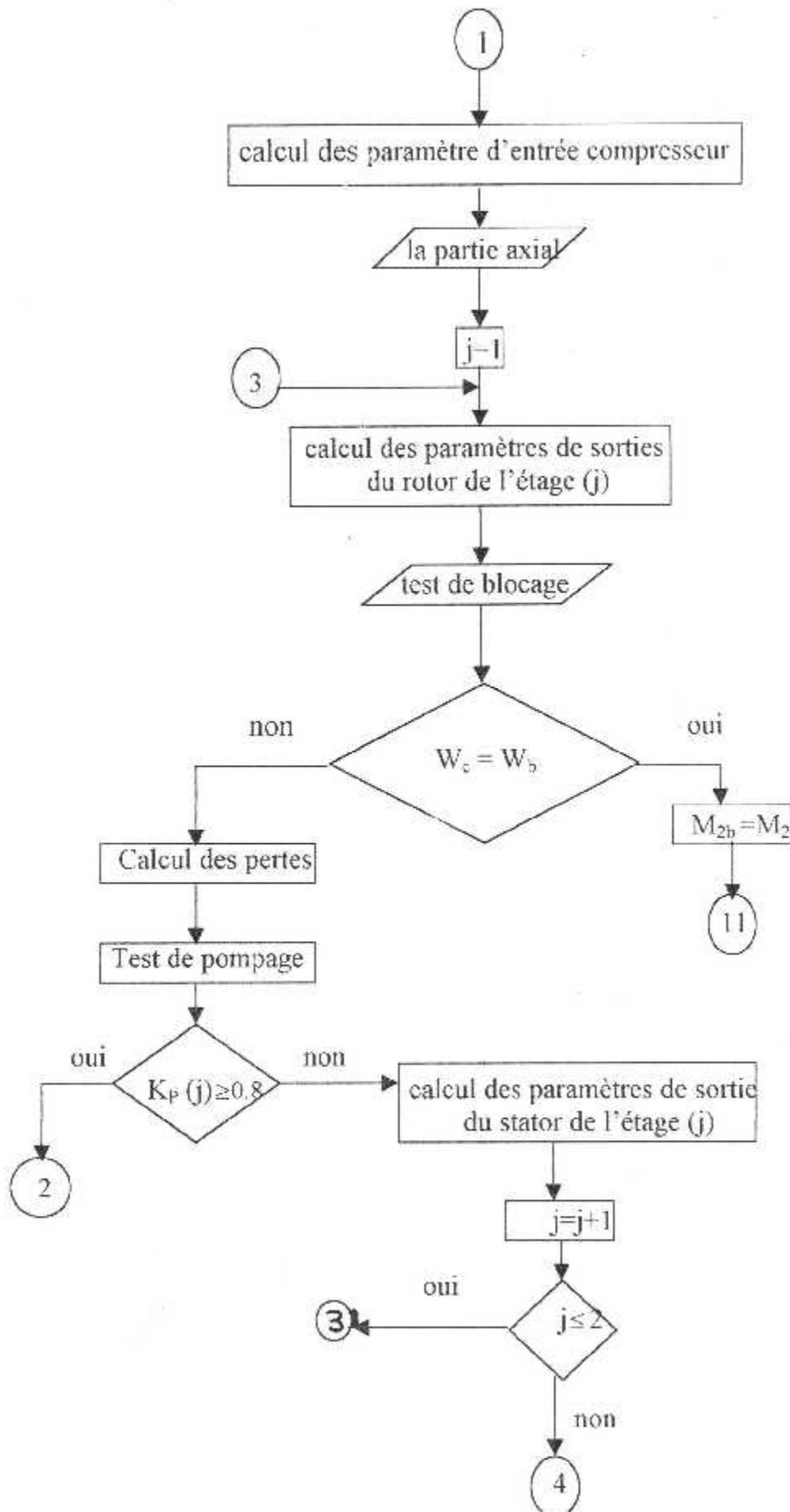
$$y=f(x)=a(1)+a(2).x+a(3).x^2+\dots+a(i).x^{i-1},\dots,(a(n)).x^{n-1} \dots\dots\dots (\Lambda 3.5)$$

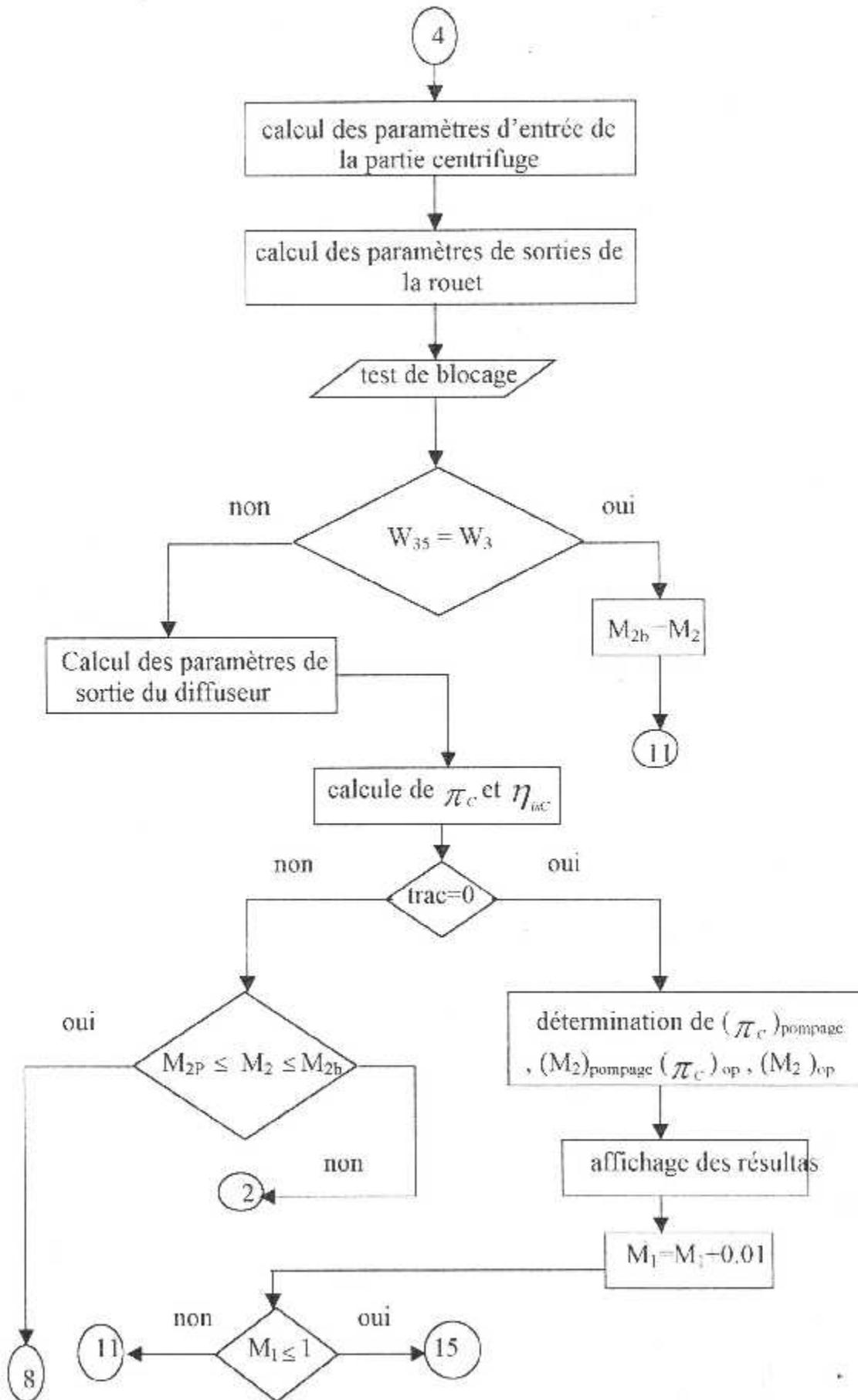
c'est un polynôme d'ordre (n-1).

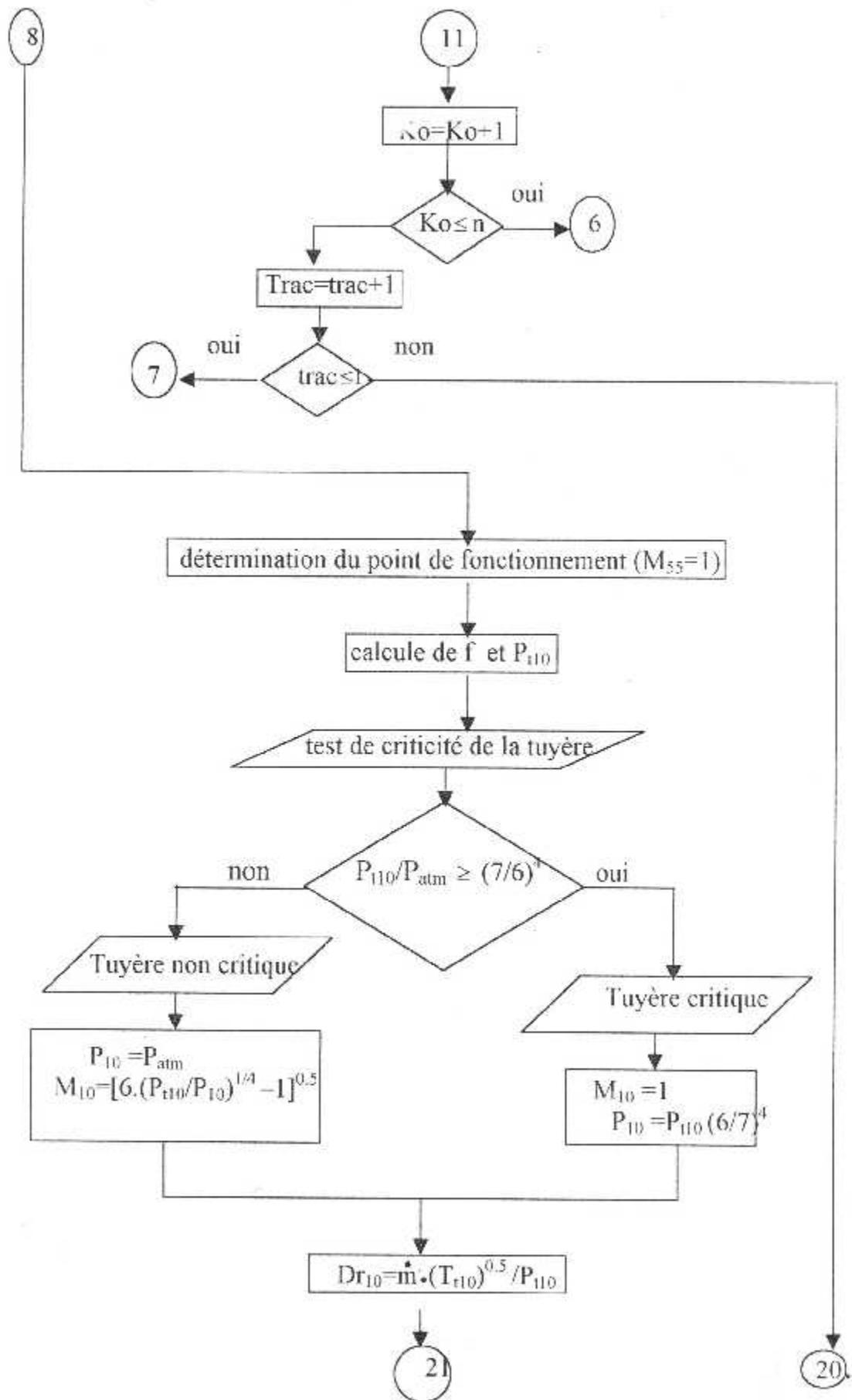
ANNEXE 4

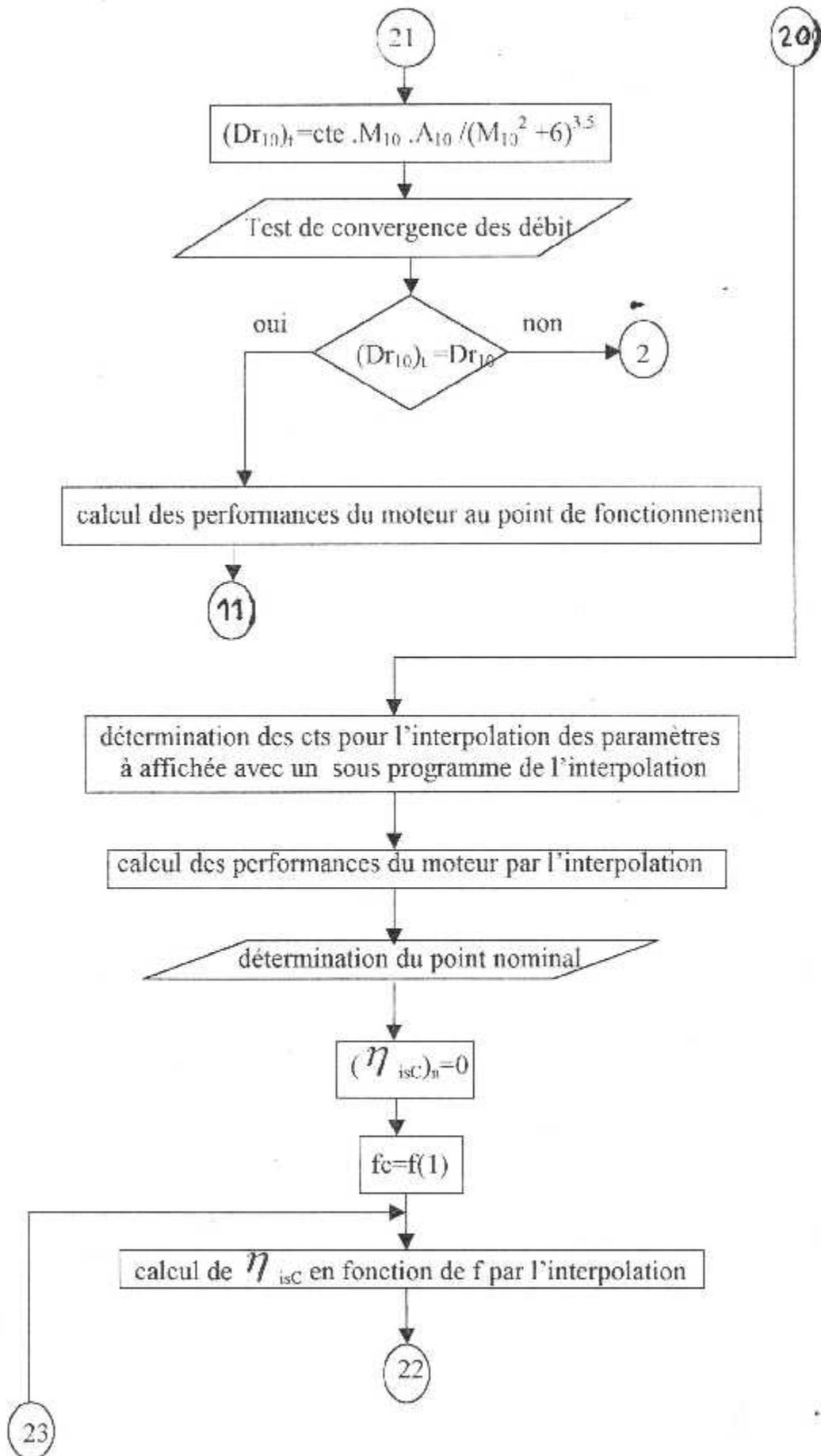
ORGANIGRAMME DE CALCUL

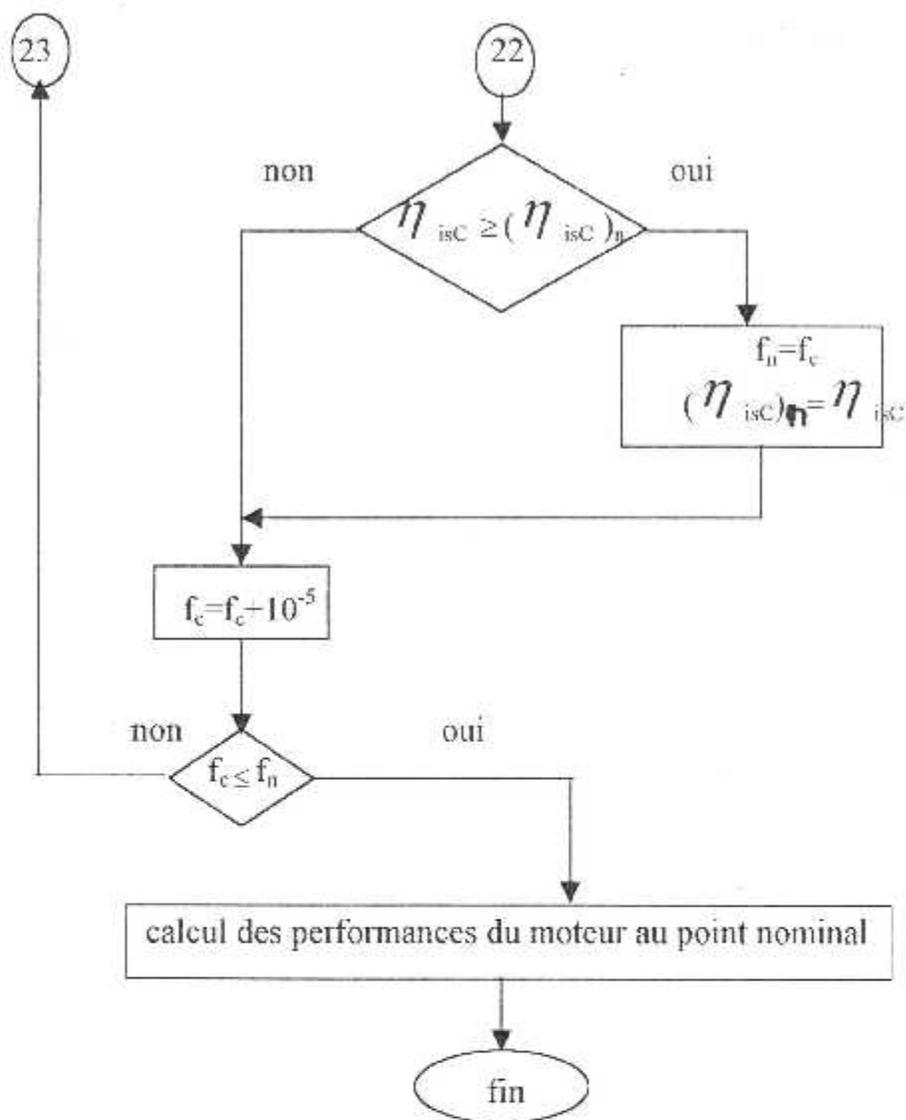












BIBLIOGRAPHIE :

[1] V.BENSIMHON. « FONCTIONNEMENT HORS ADAPTATION DES TURBOMACHINES ».

[2] M.PLUVIOSE. «TURBOMACHINES HYDRAULIQUES ET THERMIQUES ».

[3] A.BADR-EDDINE. «COURS DE PROPULSION - 4^{ème} et 5^{ème} Année Ingénieur- ».

[4] P.CARRERE . «AERODYNAMIQUE INTERNE DES TURBOREACTEURS ».

Thèses :

[5] ALI ELBAHI. « INFLUENCE DU GRADIENT RADIAL DE PRESSION SUR LA MARGE AU POMPAGE DES COMPRESSEURS AXIAUX ».
1983 , Toulouse.

[6] LE POMPAGE DES COMPRESSEURS AXIAUX. 1997

[7] ETUDE DU FONCTIONNEMENT HORS ADAPTATION DES COMPRESSEURS AXIAUX A BASSE REGIMES. 2000

[8] ETUDE DE L'EFFET RADIAL SUR LE FONCTIONNEMENT EN HORS ADAPTATION DES COMPRESSEURS AXIAUX . 2001