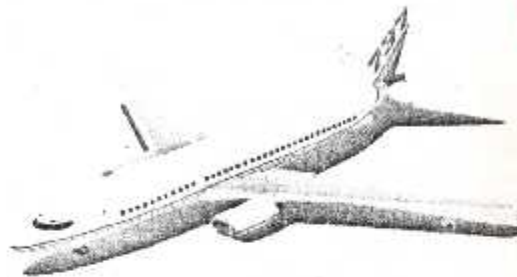


République algérienne démocratique et populaire
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université de blida
Institut d'aéronautique



Projet de fin d'étude pour l'obtention du diplôme
D'ingénieur d'état en aéronautique

THEME

**L'étude de l'effet radial sur le
fonctionnement en hors-
adaptation des compresseurs axiaux**

Fait par :

- ROUTBI AISSAM
- AGGOUN WAHIBA

Encadré par :

Mr. I.E. BADRE EDDINE

Promotion : 2000-2001

Code moral

La politesse

C'est le respect d'autrui.

Le respect

Sans respect, aucune confiance ne peut naître.

La modestie

C'est de parler de soi-même sans orgueil.

Le contrôle de soi

C'est de savoir se taire lorsque monte la colère.

Le courage

C'est de faire ce qui est juste.

L'honneur

C'est d'être fidèle à la parole donnée.

L'amitié

C'est le plus pur des sentiments humains

REMERCIEMENTS

NOUS remercions Dieu le tout puissant d'avoir aidé à achever à temps ce travail en nous donnant la chance, la patience et la force impérieuse pour s'améliorer en terme de connaissances.

*Il va de soi de faire grâce à tous ceux qui nous ont attribués leurs soutiens moraux et assistances tout au long de l'année en occurrence à l'astreint de notre promoteur Monsieur **ATMAD. ED. DME .BADREDDME** à qui revient l'initiative de nous avoir orienté durant l'élaboration de ce modeste travail.*

Nous devons souligner notre extrême gratitude à l'égard des enseignants de l'institut d'aéronautique de Blida . pour leur encadrement durant trois années d'études.

A ceux qui nous ont aidé à travers la documentation et à tous le monde.

WAHBA et AISSAM

DEDICACES

Je tiens à exprimer mes remerciements les plus vifs surtout à ma chère mère ainsi qu'à mon père qui ont bien voulu me voir un jour un être bénéficié de toutes valeurs humaines et de savoir.

A mes frères et sœurs : NADIA, MOUNIA, KADI et l'adorable petite HONDA.

A la mémoire de mon grand père MOHAMMED.

A ma sœur AMEL ainsi que sa famille.

Aux petits ZHEIR EDDINE et SOFIENE

A ma très chère grand mère, mes tantes et oncles.

A ami LARBI, sa femme BERHA et leurs enfants.

A tous ceux qui m'ont donné la volonté de continuer

A mon binôme AISSAM et sa famille.

A tous mes amis de formation pendant ces années et que Dieu guide votre chemin

AGGOUN WAHBA

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail :

Aux deux êtres qui me sont très chère au monde : ma mère ELKHAMSA et mon père MOUSSA : en les remerciant pour leurs amour, sacrifices et leurs encouragements.

A mes frères et sœurs : LOTFI, MABROUK, KHALED, WAFI, SOUHA LA et CHAMMA.

A la mémoire de ma grande mère : ZOUHA.

A mes très chères tantes : ZAKIA, FATIMA, MASOUDA, ZOÛRA, NASIRA FATIMA et NAÛFA.

A toute la famille ROUBI.

A ma binôme WAFIÛBA et sa famille.

A mon exbinôme de (TS) MAD SAÛDOUM et sa famille.

A mes meilleurs amis : LOTFI, ISMAÛL, son binôme MOHAMMED, CHERIF, FAÛCAL, RAMADAN, NOUREDDINE, REDHA, ABDELLAH, ALI, AMACHÛ GACEMCHAOUÛA, AMOR NACER et leurs familles.

A toutes celles qui me sont chères.

Et fin, à tous avec qui j'ai partagé les trois années d'études de la promotion 1998|2001

ROUBI ANSSAM

ملخص

تقترح هذه الدراسة التي تمت بالمعهد الوطني للطيران بالجزائر طريقة جديدة لتحسين المدى المستقر لضغط المحركات النفاثة، وهو المدى الذي يكتسب أهمية كبيرة في الطائرات الحديثة وتطبيقاتها.

تقوم الطريقة المقترحة على أساس دراسة التغير القطري لقانون تحميل المراحل المختلفة للضغط، يؤدي إلى تحسين المدى المستقر دون أي تأثير على أداء المحرك في نقاط التصميم .

الطريقة المتبعة في حساب معدل التغير هي طريقة رقمية لمكاملة السعادلة التفاضلية للتوازن (الضغط بالنسبة للقطر) هذه الطريقة هي (رنج كوتا) .

Résumé :

Cette étude propose l'amélioration de la marge au pompage pour les compresseurs, un élément important de performance des turbomachines particulièrement dans leurs applications.

Nous avons étudié le gradient radial de pression des rotors pour améliorer la marge au pompage sans pénaliser les performances au point nominal.

On utilise une méthode numérique pour résoudre le système d'équation de l'équilibre radial

Cette méthode est celle de (Rung Kutta 4).

Summarized:

This study proposes a method of drawing of the compressors compared to the margin with the pumping which a significant element of performance of the turboshaft engines particularly in their applications.

We studied the radial gradient of pressure of the rotors to improve the margin with pumping without penalizing the performances at the nominal point.

One uses a numerical method to solve the system of radial equilibrium equation
This method is (Rung Kutta 4).

SOMMAIRE

CHAPITRE I : Généralités sur les compresseur axiaux

I.1 Description générale du réacteur CF6-80-C2 (FADEC).....	01
I.1.1 Module Fan.....	01
I.1.2 Module Corp.....	01
I.1.3 Module turbine haute pression.....	02
I.1.4 Module turbine basse pression.....	02
I.1.5 Module boîte d'entraînement d'accessoires.....	02
I.2 Description générale du réacteur CF6-80-A3.....	04
I.2.1 Module Fan.....	04
I.2.2 Module de générateur de gaz.....	04
I.2.3 Module de turbine basse pression.....	05
I.2.4 Module de canal d'éjection.....	05
I.2.5 Module des accessoires.....	05
I.2.6 Caractéristiques principales du réacteur CF6-80-A3.....	05
I.3 Généralités et présentation du moteur JT8D.....	06
I.3.1 Caractéristiques du réacteur JT8-D15.....	06
I.4 Description des compresseurs axiaux.....	09
I.5 Description du compresseur axial.....	09
I.5.1 Compresseur axial simple corps.....	09
I.5.2 Compresseur axial double corps.....	09
I.5.3 Compresseur axial triple corps.....	10
I.6 Constitution du compresseur.....	12
I.6.1 Rotor.....	12
I.7 Fonctionnement du compresseur axial.....	14
I.7.1 La compression dans le rotor.....	14
I.7.2 La compression dans le stator.....	14
I.8 Avantages et inconvénients d'un compresseur axial.....	15
I.8.1 Avantages.....	15
I.8.2 Inconvénients.....	15
I.8.2.1 Difficultés de réalisation des compresseurs axiaux.....	15
I.8.2.1.1 Longueur des aubes.....	16
I.8.2.1.2 La périodicité.....	16
I.9 Dispositifs anti-pompage (la régulation).....	17
I.9.1 Les vannes de décharge (VBV).....	17
I.9.2 Les aubages de prérotation à calage variable (IGV).....	17
I.9.3 Le système anti-pompage du compresseur haute pression.....	17
I.9.3.1 Les aubages stator à calage variable (VSV).....	17

IV.2 Calcul des angles de déviation ; écarts flux-profil.....	51
IV.2.1 Règles de Howell (utilisé en hors adaptation).....	51
IV.2.2 Les corrélations anglaises (NGTE).....	52
IV.3 Perte de profils.....	53
IV.3.1 Définitions.....	53
IV.3.2 Les pertes visqueuses ou pertes lieblein.....	54
IV.3.3 Les pertes par chocs.....	57
IV.3.3.1 Estimation du Mach critique « $M_{w\text{crit}}$ ».....	57
IV.3.3.2 Estimation des pertes.....	58
IV.4 Calcul des pertes secondaires.....	58
IV.4.1 Pertes de la veine.....	58
IV.4.2 Pertes induites.....	58
IV.5 Prédications.....	59
IV.5.1 Critères simples permettant de déterminer la ligne de pompage.....	59
IV.5.1.1 Critère du facteur de diffusion.....	59
IV.5.1.2 Critère de ralentissement.....	60
IV.5.1.3 Critère lié au décollement de la couche limite pariétale.....	60
IV.5.1.3 Critère basé sur la pente de la courbe caractéristique $\varphi - \psi$	60

CHAPITRE V : Procédures de calcul

V.1 Présentation du modèle.....	61
V.1.1 Conservation du débit.....	61
V.1.2 Théorème d'Euler.....	62
V.1.3 Conservation de la rothalpie.....	62
V.1.4 Conséquences.....	63
V.2 Résolution du système par la méthode de Runge Kutta.....	65
V.3 Procédure à suivre.....	65
V.3.1 Calcul des caractéristiques à l'entrée du 1 ^{er} étage.....	65
V.3.2 Calcul des caractéristiques à la sortie de la 1 ^{ère} nappe.....	66
V.3.3 Calcul des caractéristiques à la sortie des autres nappes.....	67
V.4 Calcul des caractéristiques moyennes de l'écoulement.....	67
V.4.1 Caractéristiques moyennes d'un étage.....	67
V.4.2 Caractéristiques moyennes de tous le compresseur.....	69

CHAPITRE VI : Interprétation des résultats

CONCLUSION

ANNEXES :

- Annexe I
- Annexe II
- Annexe III

BIBLIOGRAPHIE

LISTE DES FIGURES

Fig(I.1) : Module Fan.....	03
Fig(I.2) : Front du groupe compresseur.....	08
Fig(I.3) : Compresseur simple corps.....	09
Fig(I.4) : Stator cylindrique avec Rotor conique.....	10
Fig(I.5) : Stator conique avec Rotor cylindrique.....	10
Fig(I.6) : Compresseur double corps.....	11
Fig(I.7) : Différents types de fixation ailettes/disque.....	13
Fig(I.8) : Ecoulement d'air dans un étage de compresseur.....	14
Fig(I.9) : Evolution de la pression et de la vitesse dans un compresseur axial.....	15
Fig(I.10) : Position des aubages de pré-rotation.....	17
Fig(II.1) : Champs du compresseur.....	19
Fig(II.2) : Variation de taux de compression en fonction du débit.....	21
Fig(II.3) : Diagramme caractéristique détaillé d'un compresseur axial.....	21
Fig(II.4) : Phénomène en hors adaptation.....	22
Fig(II.5) : Zones d'instabilités.....	23
Fig(II.6) : Marge au pompage basée sur la pente initiale « M_{pi} ».....	24
Fig(II.7) : Loi axiale de charge.....	26
Fig(II.8) : Vannes de charge.....	28
Fig(II.9) : Vannes de décharge et ligne de fonctionnement.....	28
Fig(II.10) : Géométrie variable des Stators.....	29
Fig(II.11) : Triangles de vitesses.....	29
Fig(II.12) : Propagation du décollement rotatif.....	30
Fig(III.1) : Schématisation de l'écoulement selon les deux concepts : écoulement méridien et écoulement aube à aube.....	32
Fig(III.2) : Visualisation des surfaces S_1 et S_2	32
Fig(III.3) : Ecoulement tridimensionnel (condition de l'équilibre radial).....	33
Fig(III.4) : Exemple de maillage adapté « une grille d'aubes ».....	36
Fig(III.5) : Plan méridien attaché à un point courant.....	37
Fig(III.6) : Plan méridien.....	37
Fig(III.7) : Courbure des filets d'air.....	43
Fig(III.8) : Canal annulaire sans roue fixe ou mobile.....	45
Fig(IV.1) : Profil d'aube.....	47
Fig(IV.2) : Notations et nomenclature.....	48
Fig(IV.3) : Profil classique.....	49
Fig(IV.4) : Profil défini en méthode inverse.....	49
Fig(IV.5) : Squelette d'un profil.....	51
Fig(IV.6) : Diagramme (T.S).....	53
Fig(IV.7) : Condition supercritique.....	57
Fig(IV.8) : Condition supersonique.....	57
Fig(IV.9) : Diagramme ($\varphi - \psi$).....	60
Fig(V.1) : Ecoulement à travers une grille d'aubes.....	61

Fig(VI.1) variation des paramètres par rapport au rayon r_2 ($w=3400, M1=0.45$) Pour le moteur CF-6-80-A3.....	72
Fig(VI.2) courbes des rendements en fonction du débit réduit (CF680A3).....	73
Fig(VI.3) diagramme caractéristique $Pt_2/Pa=f(Dr)$; (CF680A3).....	74
Fig(VI.4) variation des paramètres par rapport au rayon r_2 ($w=3200, M1=0.45$) Pour le moteur CF-6-80-C3.....	75
Fig(VI.5) courbes des rendements en fonction du débit réduit (CF680C2).....	76
Fig(VI.6) diagramme caractéristique $Pt_2/Pa=f(Dr)$; (CF680C2).....	77
Fig(VI.7) variation des paramètres par rapport au rayon r_2 ($w=6000, M1=0.45$) Pour le moteur JT8D15.....	78
Fig(VI.8) courbes des rendements en fonction du débit réduit (JT8D15).....	79
Fig(VI.9) diagramme caractéristique $Pt_2/Pa=f(Dr)$; (JT8D15).....	80
Fig(VI.10) variation des paramètres par rapport au rayon r_2 ($w=7000, M1=0.45$) Pour le compresseur ENSAE(étage 1).....	81
Fig(VI.11) variation des paramètres par rapport au rayon r_2 ($w=7000, M1=0.45$) Pour le compresseur ENSAE(étage 2).....	82
Fig(VI.12) courbes des rendements en fonction du débit réduit (ENSAE).....	83
Fig(VI.13) le diagramme caractéristique $Pt_2/Pa=f(Dr)$; (ENSAE).....	84
Fig(VI.14) diagramme caractéristique avec présentation des iso-vitesses.....	85
Fig(VI.15) décritisation radiale de l'aube suivant la méthode des pents.....	86

NOTATIONS PRINCIPALES

❖ Alphabets latins :

- H_t : L'enthalpie de l'écoulement absolu.
 U : Vitesse tangentielle ($U = w.r$).
 w : Vitesse angulaire.
 V_u : Composante azimutale (ou tangentielle) de la vitesse absolue.
 J : La rothalpie
 $H'_{t,m}$: L'enthalpie d'arrêt relative moyen
 H'_t : L'enthalpie d'arrêt relative.
 T'_t : Température d'arrêt dans le repère relative.
 R : Constante des gaz.
 M_1 : Nombre de Mach à l'entrée de la première nappe.
 M : Nombre de Mach de rotation.
 M'_1 : Nombre de Mach relatif à l'entrée de la première nappe.
 M'_2 : Nombre de Mach relatif à la sortie de la première nappe.
 M'_m : Nombre de Mach relatif moyen.
 $M_{*1,rot}$: Nombre de Mach relatif critique.
 P_1 : Pression locale à l'entrée du rotor.
 P_{t1} : Pression totale à l'entrée du stator.
 P'_{t1} : Pression totale relative à l'entrée du rotor.
 P_2 : Pression locale du stator.
 P_{t2} : Pression totale à la sortie du stator.
 P'_{t2} : Pression totale relative à la sortie du stator.
 P'_{t2} : Pression relative statique à la sortie du rotor.
 r_{m1} : Rayon moyen de la première nappe à l'entrée de la roue.
 r_{m2} : Rayon moyen de la première nappe à la sortie de la roue.
 U_m : Vitesse d'entraînement moyenne de la première nappe.
 $U_1(1)$: Vitesse d'entraînement à la sortie de la première nappe.
 $U_2(1)$: Vitesse périphérique à l'entrée de la première nappe.
 $W_1(1)$: Vitesse relative à l'entrée de la première nappe.
 $W_2(1)$: Vitesse relative à la sortie de la première nappe.
 $V_2(1)$: Vitesse tangentielle à la sortie de la première nappe.
 $V_{u2}(1)$: Vitesse absolue à la sortie de la première nappe.
 V_{m1} : Vitesse méridienne à l'entrée de la première nappe.
 $V_{m2}(1)$: Vitesse méridienne à la sortie de la première nappe.
 A : Section.
 T_m : Température relative moyenne.
 P_m : Pression relative moyenne.
 $P'_{t,m}$: Pression totale relative moyenne.
 $T_{t,m}$: Température absolue moyenne.

- $P_{r,m}$: Pression absolue totale moyenne.
- M_m : Nombre de Mach absolu moyen.
- N_r : Régime réduit (vitesse réduite).
- D_r : Débit réduit.
- C : La corde.
- f : La flèche.
- e : L'épaisseur maximale.
- s : Le pas.
- b : La profondeur de la grille.
- i : L'incidence.
- $\frac{f}{C}$: Position de la flèche maxi.
- $\frac{s}{C}$: Pas relatif de grille (inverse de la solidité).
- w_R : Coefficient des pertes du rotor.
- w_s : Coefficient des pertes du stator.
- w_a : Travail de l'arbre.
- σ : Coefficient des pertes visqueuses.
- D : Facteur de diffusion.
- D_{eq} : Facteur de diffusion équivalent.
- H_s : Facteur de forme.
- L_{ul} : Nombre de Laval.
- $L_{ul,crit}$: Nombre de laval critique.
- t : Epaisseur de profil.
- C : Epaisseur de profil.
- W_{max} : Vitesse maximale sur l'extrados.
- C_{p1} : Coefficient de pression statique local.
- w_1 : Coefficient des pertes par choc.
- C_D : Coefficient de traînée globale.
- C_{DS} : Coefficient de traînée secondaire.
- C_{DA} : Coefficient de traînée de la veine.
- C_{DI} : Coefficient de traînée induite.
- C_l : Coefficient de portance.
- θ : Epaisseur de quantité de mouvement de la couche limite.
- K_p : Coefficient de pression statique.
- ΔH_{is} : Variation de l'enthalpie isentropique.
- C_M : Cambrure des lignes de courant dans le plan méridien.
- A_1 : Section d'entrée.
- N : Vitesse de rotation en tours/min.
- ρ_1 : Densité à l'entrée.
- $A_{t,e}$: Différence de température.
- b_1 : Largeur de la première nappe.

❖ Alphabets grecs :

C_p : Capacité thermique massique à pression constante.

γ : Exposant isentropique.

β_1 : Angle de flux.

β_2 : Angle de l'écoulement relatif de sortie.

β_{1c} : Angle de profil.

$\eta \rightarrow \pi_r'$: L'efficacité relative.

η_p : Rendement polytropique.

η_c : Rendement isentropique moyen de tous le compresseur.

δ : Ecart flux/profil.

ρ_m : Densité moyenne.

$\tau_{1,m}$: Rapport de température moyenne d'un seul étage.

η_m : Efficacité moyenne d'un seul étage.

$\eta_{1,m}$: Rendement isentropique moyen d'un seul étage.

τ_1 : Rapport de température moyenne de tous le compresseur.

θ : Cambrure.

ε : Déflexion.

ξ : Angle de calage.

α_1 : Angle entre le vecteur de vitesse et le front de la grille en bord d'attaque.

α_2 : Angle entre le vecteur de vitesse et le front de la grille en bord de fuite.

$\Delta\beta$: Dérivation de « w ».

φ : Coefficient de débit.

ψ : Coefficient de pression.

π_c : Rapport de compression.

INTRODUCTION :

Dans son fonctionnement, le compresseur est soumis à des limites d'ordre aérodynamique, tels que le phénomène de pompage et l'apparition des zones transsoniques à la périphérie des aubes, et mécanique provenant de l'effet des contraintes centrifuges dans les aubes.

Une des qualités essentielles des compresseurs des moteurs modernes est de disposer d'une large plage de fonctionnement stable, cette plage est située entre les points de fonctionnement stabilisé du compresseur (ligne de fonctionnement) et sa limite de fonctionnement (ligne de pompage).

A même charge (taux de compression, vitesse périphérique ...) il est connu qu'un compresseur engendre plus au moins de plage de fonctionnement stable (marge au pompage) selon le choix de répartition de la charge entre les étages et le type des profils d'aubes utilisées.

En effet le pompage du compresseur est conséquent d'un décrochage local, pariétal ou de profil, dépendant des conditions locales limites de l'écoulement.

Le prolongement de ce raisonnement laisse à penser que tous les moyens qui permettent de retarder l'apparition des conditions locales limites de l'écoulement, responsable du décrochage conduiraient à un élargissement de la plage de fonctionnement stable du compresseur.

Or on constate par le calcul que le gradient radial entre le pied et la tête des aubes des différents paramètres aérodynamique change de façon sensible entre la ligne de fonctionnement nominale et la ligne de pompage.

L'objet de l'étude traitée est de trouver des gradients, ou lois giratoires, sur la hauteur des aubes tel que la marge au pompage du compresseur se trouve améliorée sans que les performances aux conditions nominales de fonctionnement ne se modifient pas de manière importante.

Notre étude représente dans son ensemble une application sur trois types de compresseurs (compresseur de CF6-80-C2, CF6-80-A3, JT8-D15) et une application spéciale sur le compresseur bi-axial du banc compresseur de l'ENSAE.

La méthode de calcul utilisée est une méthode numérique (RUNG-KUTTA 4) pour la résolution de l'équation différentielle de l'équilibre radial, avec les lois fondamentales de la conservation du débit, de la quantité de mouvement et de l'énergie, ainsi que quelques courbes et formules empiriques et différents corrélations, pour le calcul des pertes, et détermination de la ligne de pompage.

Nous présenterons dans le premier chapitre, une description des trois moteurs à savoir leurs différentes composantes ainsi que leurs mode de fonctionnement en se basant sur la partie compresseur, sans oublier de prendre comme référence le compresseur bi-axial (ENSAE).

En second lieu, on traite le fonctionnement hors adaptation, où nous passons à la définition des multiples régimes appliqués au compresseur, et le phénomène de pompage, son origine et les facteurs qui sont appropriés.

Dans la troisième étape, on présente le modèle mathématique choisi et la démonstration de l'équation différentielle de l'équilibre radial, aussi qu'elle sont les hypothèses à posés et les conditions initiales.

Le quatrième chapitre traite les types des pertes existants dans le compresseur, tels que les pertes visqueuses et pertes par onde de choc, pour ce la on a des corrélations de calcul pour ces pertes.

Le suivant chapitre, on a présenté toute les procédures de calcul, et les formules à appliqués.

Le dernier chapitre, on a interprété toute les résultats obtenus par notre calcul.

Enfin, la thèse a été clôturée par une conclusion qui suivi par des annexes qui sont des parties complémentaires aux chapitres précédents.

Ce chapitre est divisé en deux parties :

- La première partie est une description générale des trois moteurs CF6-80-C2 (FADEC), CF6-80-A3 et le JT8D ainsi que leurs caractéristiques principales.
- La deuxième partie est une description des compresseurs axiaux. Cependant dans les turboréacteurs, avant son entrée dans la chambre de combustion, l'air est comprimé par un compresseur. Ce dernier est une machine qui a pour rôle de comprimer l'air provenant de l'entrée sous certaines valeurs de températures et de pressions totales à des valeurs plus élevées (augmentation des énergies de pression statique et totale).

I.1. DESCRIPTION GENERALE DU REACTEUR CF6-80-C2 (FADEC) :

Le réacteur général électrique CF6-80-C2 (FADEC) équipe le BOEING 767-300.

C'est un moteur double corps, double flux et à taux de dilution élevé. Le réacteur en général est composé en des parties bien définies qui sont les modules.

Le CF6-80-C2 FADEC est composé de cinq modules principaux, sont les suivants :

- Module Fan
- Module Corps
- Module Turbine Haute pression
- Module Turbine Basse pression
- Module Boite d'accessoires

I.1.1 MODULE FAN :

Ce module est constitué de cinq (5) étages formant le compresseur basse pression dont le premier étage constitue le fan qui engendre à lui seul le flux secondaire. Le module fan est entraîné par la turbine basse pression. (Fig I.1)

	ROTOR	STATOR	OGV
Fan	38	96	80
2^{ème} étage	62	130	-
3^{ème} étage	71	130	-
4^{ème} étage	80	140	-
5^{ème} étage	71	108	-

I.1.2 MODULE CORP :

Ce module est constitué de :

- Compresseur haute pression à quatorze étages.
- Chambre de combustion de type annulaire équipée de trente injecteurs et de deux allumeurs à haute tension de positions 3.30 et 5.30 heures et du premier étage statorique turbine haute pression.
- L'entrée d'air du compresseur est équipée de trente quatre aubes de prérotation à calage variable.
- Les cinq premiers étages du compresseur haute pression comportent des aubes de stator à calage variable.
- L'ensemble des aubes de prérotation et de stator à calages variables constitue le dispositif anti-pompage du compresseur haute pression.
- Le compresseur haute pression est entraîné par la turbine haute pression.

ETAGE	ROTOR	STATOR	ETAGE	ROTOR	STATOR
1	36	36	8	64	68
2	26	40	9	66	76
3	42	46	10	66	80
4	45	50	11	76	80
5	48	58	12	76	84
6	54	64	13	76	80
7	56	72	14	76	112

1.1.3 MODULE TURBINE HAUTE PRESSION :

Ce module est constitué de deux étages, qui sont disposés juste après les chambres de combustion. La turbine haute pression entraîne le compresseur haute pression et la boîte d'entraînement d'accessoires.

Pour le premier étage, il existe 46 ailettes statoriques et 80 ailettes rotoriques et pour le deuxième étage, on a 48 de stator et 74 de rotor.

1.1.4 MODULE TURBINE BASSE PRESSION :

Ce module est constitué de cinq (5) étages. La turbine basse pression entraîne le compresseur basse pression.

ETAGE	STATOR	ROTOR
1	54	118
2	96	124
3	120	88
4	126	88
5	144	98

1.1.5 MODULE BOITE D'ENTRAINEMENT D'ACCESSOIRES :

L'attelage haute pression entraîne le boîtier des accessoires et reçoit le mouvement du démarreur par l'intermédiaire d'une prise de mouvement et d'une boîte de transfert. Le boîtier des accessoires est fixé à la partie inférieure du carter stator compresseur.

Les différents accessoires qui équipent le boîtier sont :

- **SUR LA FACE AVANT :**
 - Un régulateur carburateur (HMU).
 - Une pompe de pression et cinq (5) pompes de récupération d'huile.
 - Une pompe hydraulique.
 - Un tachymètre N2.
 - Un alternateur (pour l'alimentation du EEC).
- **SUR LA FACE ARRIERE :**
 - Une pompe carburant haute pression.
 - Un démarreur.
 - Un alternateur (IDG).

CHAPITRE I

GENERALITES SUR LES COMPRESSEURS AXIAUX

• **CARACTERISTIQUES PRINCIPALES DU REACTEUR CF6-80-C2(FADEC) :**

Le CF6-80-C2 FADEC présente les caractéristiques suivantes :

- ❖ Poussée statique maximale : F
- à Z=0 Km ; température ambiante < 32,2°C : F=23134 daN.
- ❖ Poussée assurée par le flux primaire : 20 % de la poussée totale.
- ❖ Poussée assurée par le flux secondaire : 80 % de la poussée totale.
- ❖ Poussée inverse : 40 % de la poussée directe du fan.
- ❖ Masse du réacteur m_0 : 4216 kg
- ❖ Diamètre de l'entrée d'air : 2,49 m.
- ❖ Taux de dilution : 5,15.
- ❖ Rapport manométrique de compression : 29,9.
- ❖ Régime N1 : 100 % = 3280 tr/mn ; 117,5 % = 3854 tr/mn (maximum).
- ❖ Régime N2 : 100 % = 9827 tr/mn ; 112,5 % = 11055 tr/mn (maximum).
- ❖ EGT 960°C maximum.

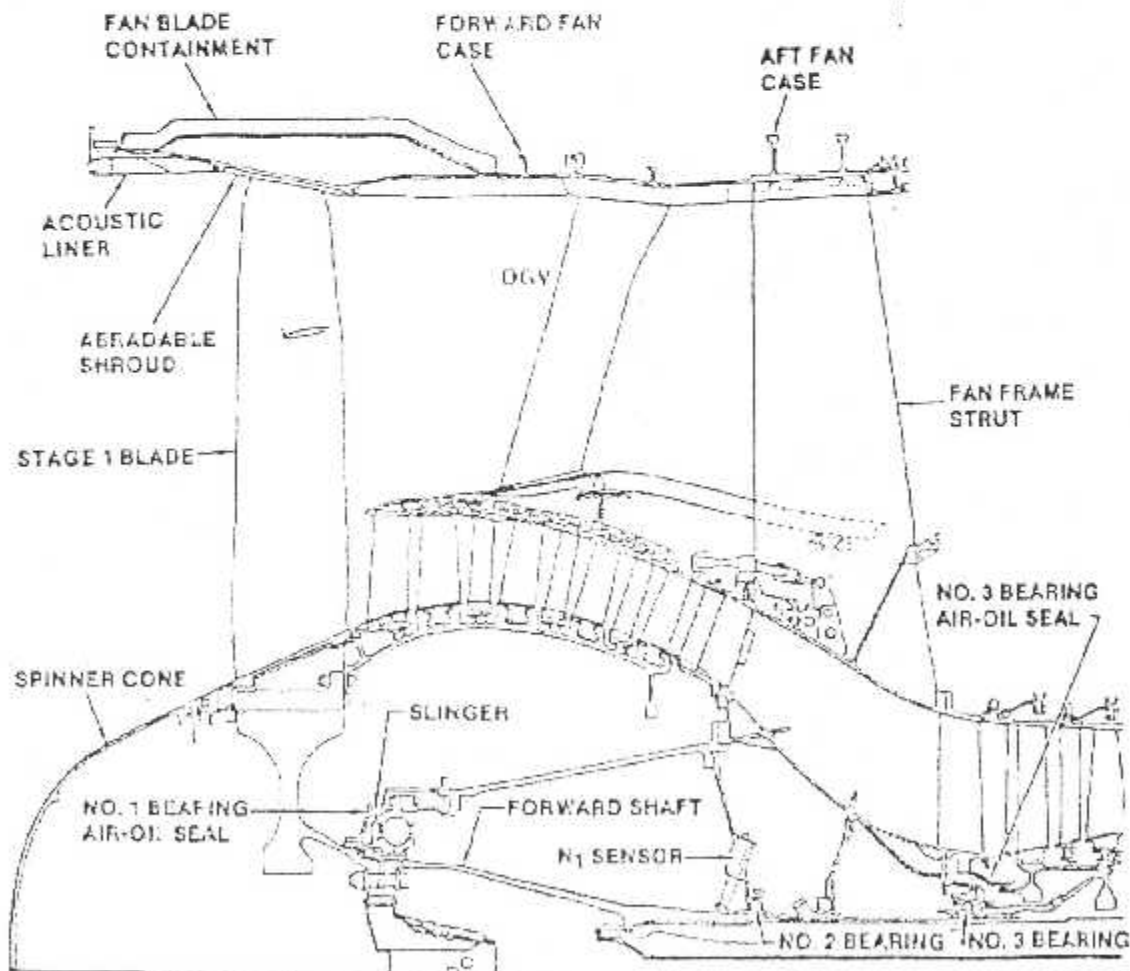


Fig (I.1): Module FAN

I.2 DESCRIPTION GENERALE DU REACTEUR CF6-80-A3 :

Le réacteur CF6-80-A3 est un moteur qui équipe l'avion A310-200. C'est un moteur à double flux et à double corps, présentant un taux de dilution élevée et de vitesse d'éjection relativement faible lui conférant un bon rendement de propulsion.

Ce turboréacteur comporte deux ensembles principaux :

- ◆ Un générateur de gaz : (corps engin) ou ensemble à haute pression.
- ◆ Un récepteur ou ensemble à basse pression

Les dimensions du réacteur CF6-80-A3 sont :

- ❖ Longueur : 5,990 m
- ❖ Largeur : 2,400 m
- ❖ Hauteur : 2,680 m
- ❖ Diamètre de la soufflante : 2,362 m
- ❖ Masse du moteur « sec » : 3977 Kg
- ❖ Masse du moteur « équipé » : 5900 Kg

Le CF6-80-A3 est constitué aussi par des modules qui sont les suivants :

I.2.1 MODULE DE FAN :

Il est constitué de :

- Rotor
- Stator
- Châssis du fan.

Le rotor se compose de trois éléments essentiels qui sont :

- a) **Cône d'entrée** : fournit une trajectoire aérodynamique à l'écoulement d'aire avant de s'engager dans la soufflante, sa forme sert à minimiser l'accumulation du givre.
- b) **La soufflante** : c'est le premier étage du compresseur basse pression, elle fournit la majeure partie de la poussée
- c) **Compresseur basse pression** : le premier étage du compresseur basse pression constitue le fan, il engendre le flux secondaire, suivi de trois autres étages.

Le stator du compresseur basse pression est fixée sur deux brides à l'avant du support du carter de fan. L'ensemble stator comporte :

Les carters support de fan (fan frame), avant de fan, arrière de fan et de roulements n° 1,2 et 3
Le châssis de fan c'est le support des différentes parties de fonctions principales :

Fan stator, le système de commande des vannes de décharges (UBV), les principales fixations avant du réacteur, instrumentation réacteur et appareils auxiliaires.

I.2.2 MODULE DE GENERATEUR DE GAZ :

Ce module (ensemble haute pression) est constitué d'un compresseur haute pression, chambre de combustion et turbine haute pression.

- a) **Compresseur haute pression** : il comporte quatorze étages, entraînés par une turbine haute pression à deux étages et il comprend :

- L'ensemble rotor.
- Le stator, constitué par deux demi-carters.

Les cinq premiers étages du compresseur haute pression comportent des aubes, des stators à calage variable l'entrée d'aire du compresseur haute pression est équipée d'aubes de pré-rotation à calage variable (IGV).

- b) **Chambre de combustion** : elle se trouve à l'intérieur du carter diffuseur appelé aussi « carter arrière compresseur » de type annulaire, elle comporte :

- _ Des logements équipés de diffuseurs destinés à recevoir trente injecteurs.
 - _ Deux orifices en position trois ou quatre heures, permettant le montage de deux allumeurs à haute énergie.
- c) **Turbine haute pression** : La turbine haute pression est constituée de deux (2) étages, le moyeu de son rotor est intégré au disque de l'étage N°1 ; entraîne le moyeu arrière du compresseur haute pression par l'intermédiaire de cannelures.
- L'ensemble des rotors et stators des deux (2) étages de turbine haute pression sont refroidis par circulation d'air.

1.2.3 MODULE DE TURBINE BASSE PRESSION :

Elle est constituée de quatre étages dont les ailettes possèdent toute une plate forme d'extrémité. Ces plates formes lorsqu'elles sont en contact les unes avec les autres, diminuent les contraintes de torsion, réduisent le niveau vibratoire et constituent un joint d'air entre le rotor et le stator.

La section turbine à basse pression comprend trois ensembles principaux :

- Le carter avant de turbine basse pression.
- La turbine basse pression et son carter.
- Le carter arrière de turbine.

1.2.4 MODULE DE CANAL D'EJECTION :

Les dispositifs d'éjection assurent :

- La détente du flux primaire.
- La détente et l'inversion de poussée du flux secondaire.

La tuyère primaire est à géométrie fixe au régime de décollage. Le flux primaire développe 23 % de la poussée totale du réacteur.

La tuyère secondaire est constituée de deux demis couronnes en configuration normale. La détente du flux secondaire assure 77 % de la poussée totale.

1.2.5 MODULE DES ACCESSOIRES :

La turbine haute pression entraîne le compresseur haute pression et aussi le boîtier des accessoires (Gear box) et reçoit le mouvement du démarreur par l'intermédiaire d'une prise de mouvement IGB (Transfert Gear box).

La prise de mouvement est reliée par cannelure au moyeu avant du compresseur haute pression.

- _ Un arbre vertical relie la prise de mouvement à la boîte de transfert.
- _ Un arbre horizontal relie la boîte de transfert au boîtier des accessoires.
- _ Le rapport de réduction des vitesses : arbre horizontal / attelage haut pression est de 0,956/1.

1.2.6 CARACTERISTIQUES PRINCIPALES DU REACTEUR CF6-80-A3 :

a) Au point fixe:

à $Z = 0$ km ; $T_0 = 33^\circ \text{C}$; $P_0 = 1$ atm (1,013 bars).

- Poussée maximale : $F = 21800$ dan.
- Consommation spécifique $C_{sp} = 0,368$ kg / dan / h .
- Taux de dilution $\lambda = 4,66$.
- Débit d'air total : $m_a = 679$ kg /s.
- Débit d'air primaire : $m_p = 120$ kg /s.
- Débit d'air secondaire : $m_s = 559$ kg /s.
- Débit carburant : $m_c = 2,228$ kg/s.
- Température de fin de combustion : $T_{14} = 1510^\circ \text{K}$.

b) Régime croisière :

$H = 350$ m ; $T_0 = 15^\circ \text{C}$; $P_a = 0,3585$ bars ; $M_0 = 0,8$.

- Poussée maximale : $F = 4800 \text{ dan}$.
- Consommation spécifique $C_{sp} = 0,632 \text{ kg / dan / h}$.
- Taux de dilution $\lambda = 4,1$.
- Débit d'air total : $m_a = 280 \text{ kg / s}$.
- Débit d'air primaire : $m_p = 55 \text{ kg / s}$.
- Débit d'air secondaire : $m_s = 225 \text{ kg / s}$.
- Débit carburant : $m_c = 0,842 \text{ kg / s}$.
- Température de fin de combustion : $T_{t4} = 1335^\circ \text{ k}$.

I.3 GENERALITES ET PRESENTATION DU MOTEUR JT8D :

Ce moteur équipe le Boeing 727 et 737 de la compagnie nationale « Air Algérie ». Cette dernière possède quatre types :

- JT8-D9A.
- JT8-D15.
- JT8-D19.
- JT8-DAA.

Parmi les quatre types, le JT8-D15 est l'objet de notre étude.

Le moteur est composé de :

1. Une entrée d'air de type PITO qui se présente sous forme de conduite. La géométrie de la conduite est définie de façon à accorder l'écoulement extérieur à l'écoulement à l'entrée du compresseur. Son rôle est de décélérer l'écoulement pour faire augmenter sa pression. Généralement elles sont constituées d'une marche d'entrée à double parois en alliage d'aluminium.
2. Des aubes directrices (IGV).
3. Six étages d'un compresseur basse pression ; dont les deux premiers constituent le fan. Ils sont entraînés par la turbine basse pression à trois étages. L'attelage basse pression tourne dans le sens horaire. Sa vitesse de rotation est appelée régime N_1 .
100 % du régime N_1 est équivalent à 8590 tr / mn.
4. Le compresseur haute pression à 7 étages est entraînée par une turbine haute pression à un seul étage. L'attelage haute pression tourne dans le sens horaire. Sa vitesse de rotation est appelée régime N_2 .
100 % du régime N_2 est équivalent à 12250 tr / mn.
5. Neufs chambres de combustion de type mixte numérotés de 1 à 9 dans le sens horlogère. Elles sont disposées autour des arbres de transmission et équipées d'un injecteur. Toutes les chambres sont connectées par des tubes de transfert de flamme, permettant l'allumage de toutes les chambres de combustion et d'égaliser la pression dans celles-ci. Les chambres 4 et 7 sont équipées d'une bougie d'allumage.
6. Canal d'éjection, car la détente utile à la propulsion commence après la turbine et s'effectue dans l'ensemble du canal d'éjection, c'est la section qui assure la liaison entre la turbine et les inverseurs de poussée.
7. Le boîtier des accessoires est fixé à la partie inférieure du carter intermédiaire entraîné par l'attelage haute pression. Sa disposition améliore l'accessibilité aux différents éléments du moteur.

I.3.1 CARACTERISTIQUES DU REACTEUR JT8-D15 :

- Le moteur à l'état neuf, développe une poussée d'environ 71 (KN) avec une consommation spécifique de 0,286 (kg.h/KN) en régime du décollage.
- Longueur approximative = 3,04 m.
- Diamètre maximum approximatif = 1,07 m.
- Poids sec = 1502 kg = 1,502 tonnes.

- Rapport de compression fan ($P_{t_{2.5}} / P_{t_2}$) = 1,975.
- Taux de dilution = $0,99 \approx 1$.
- Rapport de compression (P_{t_4} / P_{t_2}) = 18.
- Débit d'air = 147 kg/s.
- $T_{15} = 1062^\circ\text{C}$ régime de décollage.
- EGT = 620 maximums.

La subdivision du JT8-D15 peut se faire suivant ses différents carters intérieurs et extérieurs de façon à ce que le vide entre eux constitue le canal de refoulement du flux secondaire.

Les carters qui nous intéressent sont :

1) **Le carter d'entrée moteur (Fig.1.2) :**

il contient :

- _ Les arbres directeurs du compresseur.
- _ Le support du roulement N1.
- _ Le support du générateur N1.
- _ Ce carter est à doubles parois pour permettre le passage de l'air et le dégivrage du moteur.
- _ Le carter avant du fan.
- _ Le carter arrière du fan : loge le stator 1^{er} étage et le rotor 2^{eme} étage.

2) **Le carter de sortie du fan :**

Il contient une grille d'aubes fixes qui redresse l'écoulement du flux d'air dans le conduit d'échappement. Ce carter enveloppe les deux stators(2,3) et le rotor (3).

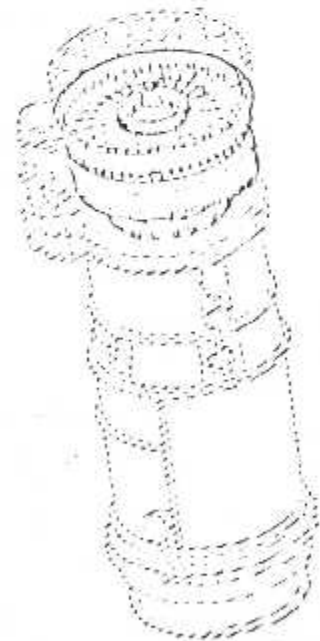
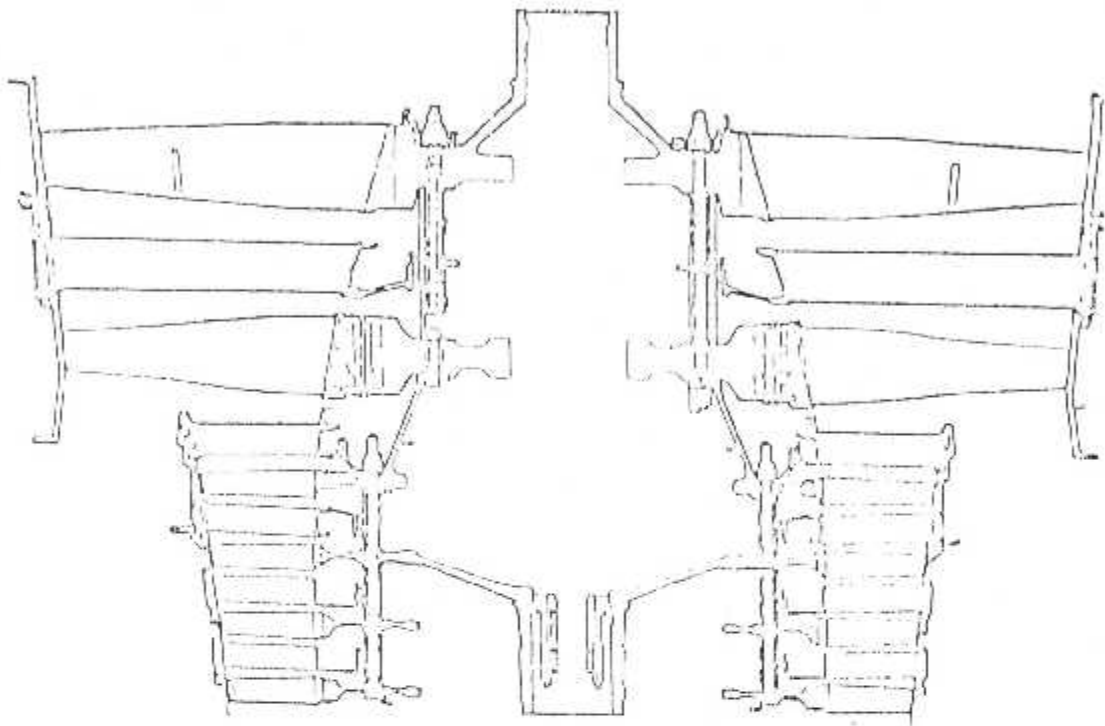
3) **Le carter intermédiaire :**

Il contient les étages 4 à 12 du compresseur, les roulements 2 et 3, le canal avant et arrière du compresseur, l'entraînement de la Gear box et des tubes pour le soutirage d'air.

4) **Le carter extérieur avant du compresseur basse pression :**

Il entraîne le conduit intérieur arrière.

Le rotor du compresseur basse pression est constitué d'un empilage de disques recevant à leurs péri-phériques les empreintes de fixation des ailettes. Chaque disque est séparé par une entretoise cylindrique qui permet d'obtenir l'écartement entre la grille statorique et la grille rotorique.



OT 0209
6-86

Fig(1.2) : Front du groupe compresseur

FOR TRAINING PURPOSES ONLY
FRONT COMPRESSOR GROUP
C17443

014 00000 0000 0000 0000

1.4 DESCRIPTION DES COMPRESSEURS AXIAUX :

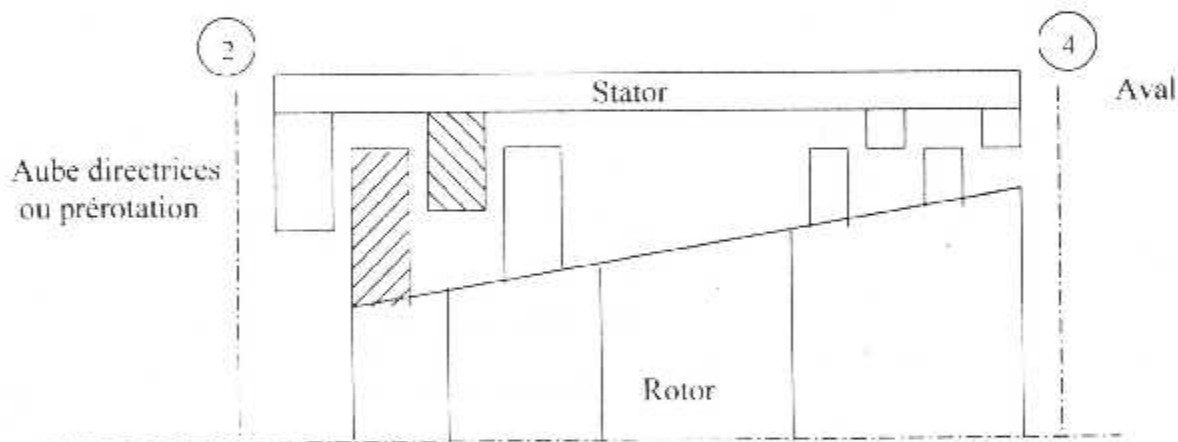
Le mélange air plus kérosène ne pouvant s'enflammer que dans certaines conditions de pression et de température. Les constructeurs font appel à un compresseur qui amènera le fluide dans les conditions minimales d'inflammation.

Ce compresseur a pour rôle de comprimer l'air de façon convenable et régulière pour le refouler à haute pression et à haute température dans la chambre de combustion en assurant une bonne stabilité de la flamme et minimisant la consommation spécifique « Csp ».

1.5 DESCRIPTION DU COMPRESSEUR AXIAL :

1.5.1 COMPRESSEUR AXIAL SIMPLE CORPS :

Il est constitué d'un rotor formé d'un empilage de disques à la périphérie desquels sont fixés des aubes et d'un stator qui est le carter du compresseur à l'intérieur duquel sont fixées des rangées circulaires d'aubes. Ces dernières sont constituées de profils aérodynamiques. Le compresseur axial commence toujours par des aubes rotoriques suivies d'aubes statoriques. Sur la coupe longitudinale, la section entre rotor et stator est plus grande à l'entrée du compresseur qu'à la sortie.



Fig(1.3) : Compresseur simple corps

1.5.2 COMPRESSEUR AXIAL DOUBLE CORPS :

Le compresseur double corps est constitué par deux ensembles rotors ; lesquels sont entraînés par leur propre turbine à une vitesse optimale pour obtenir des taux de compression très élevés, ainsi qu'une meilleure souplesse de fonctionnement. L'étage de compresseur contient une rangée d'ailettes mobiles et une rangée d'ailettes fixes.

Ce type de compresseur possède treize étages dont les sept (7) derniers étages constituent l'attelage basse pression (BP) et les six (6) autres étages forment l'attelage haute pression (HP).

Le premier étage du compresseur basse pression est appelé Fan. Il est placé à l'avant du compresseur et entraîné par la même vitesse du compresseur. Cependant, le compresseur double corps est utilisé sur les turboréacteurs purs. Il est plus approprié pour les réacteurs de ce type que le basse pression qui lui manipule une plus grande quantité d'air que l'attelage haute pression.

Les deux flux (flux froid et flux chaud) se rencontrent et se mélangent à l'échappement avant leur passage dans la buse propulsive, (fig 1.6).

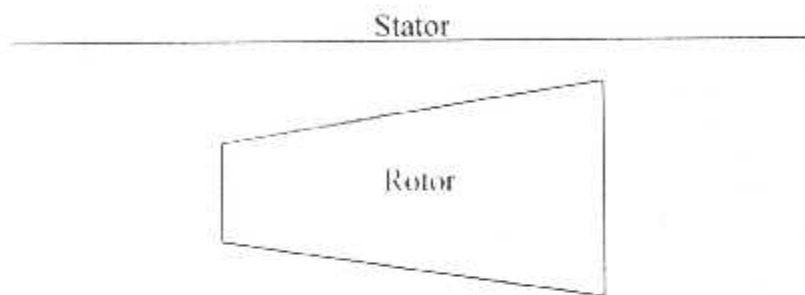
1.5.3 COMPRESSEUR AXIAL TRIPLE CORPS :

Sur les réacteurs à trois attelages, le Fan est entraîné séparément par sa propre turbine et devient donc le compresseur basse pression :

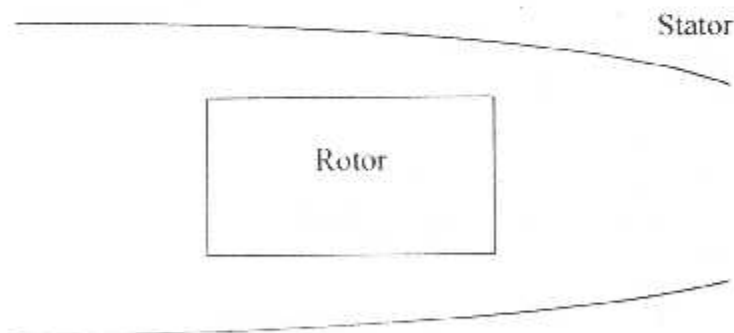
Le compresseur basse pression (Fan) possède de grandes ailettes rotor et stator, afin de manipuler une grande quantité d'air. La plus grande quantité d'air sortante du fan est évacuée vers l'atmosphère à travers un conduit (flux froid) et la quantité qui reste passe à travers les différents étages de compresseur ou elle est comprimée et refoulée dans les chambres de combustion (flux chaud). En dernier lieu, elle va passer dans le système de combustion.

En observant les figures (1.4) et (1.5), nous constatons que la veine de passage d'air (centre rotor et stator) est convergente. Pour la réalisation de ce passage convergent, plusieurs formes sont utilisées :

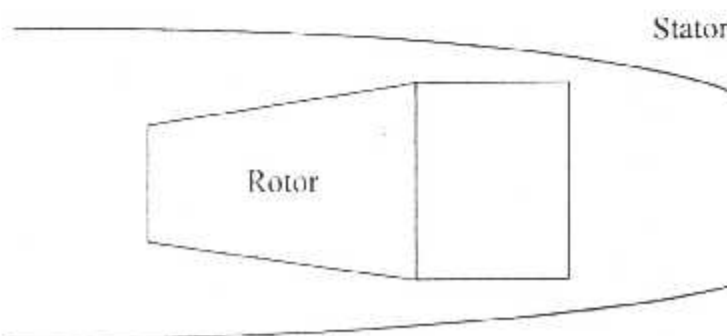
- Les différentes formes de Stator et de Rotor :



Fig(1.4) : Stator cylindrique avec Rotor conique

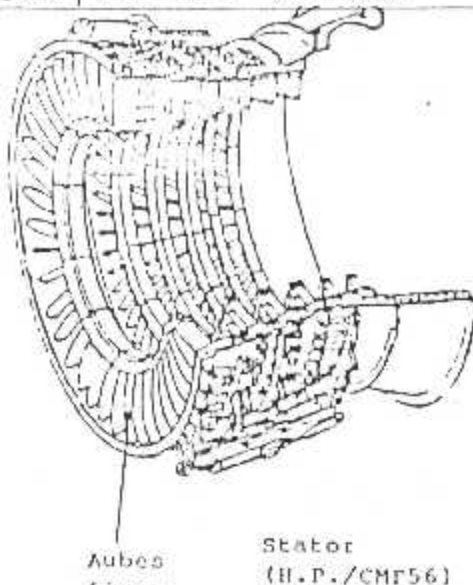
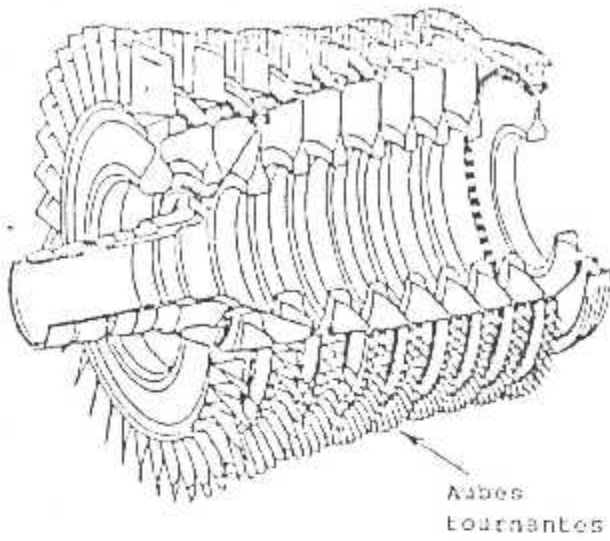


- ↳ **La forme mixte :**



Fig(1.5) : Stator conique avec Rotor cylindrique

Rotor
(H.P./CMF56)



Stator
(H.P./CMF56)

Etage de compresseur

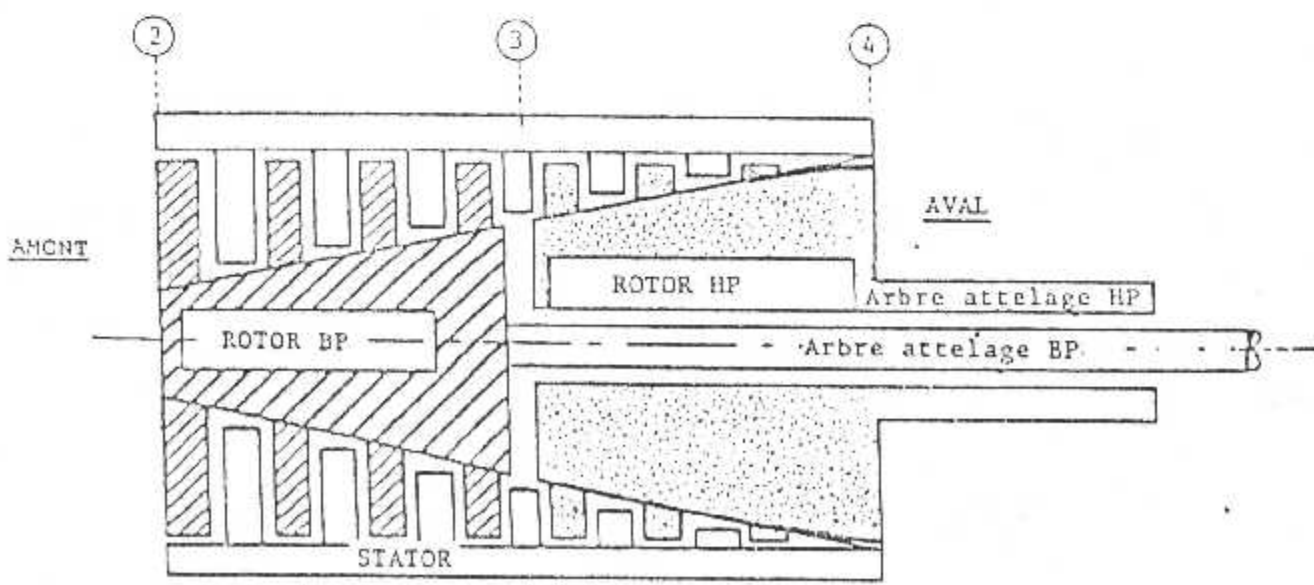
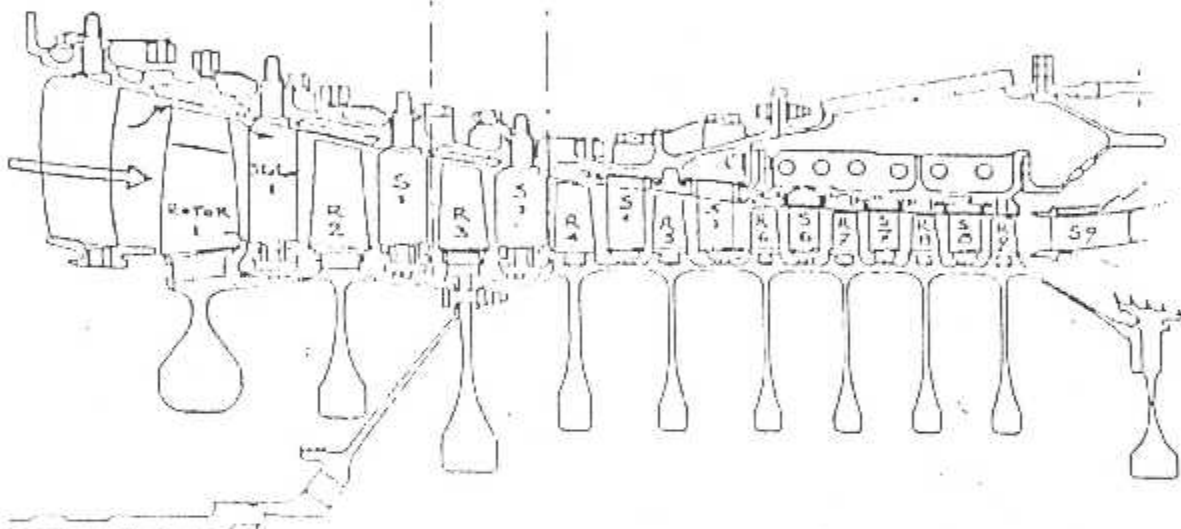


fig (I-6): Le compresseur double corps.

1.6 CONSTITUTION DU COMPRESSEUR :

Un compresseur est constitué d'une partie fixe appelée « stator », à l'intérieur de laquelle une partie mobile appelée « rotor ».

Des centaines d'ailettes sont requises pour développer les hauts taux de compression. Le compresseur axial est un ensemble d'étages. Chaque étage est constitué d'ailette liée mécaniquement à un disque tournant.

L'ensemble ailettes et disque tournant sont appelés « rotor ». En général, chaque étage est de taille et de conception différente. Les ailettes du compresseur sont fabriquées en acier, alliage de magnésium, alliage d'aluminium ou titanium. Les ailettes du rotor doivent être fixées proprement au disque pour supporter les grandes contraintes dues à l'effet centrifuge. Les compresseurs axiaux sont conçus en plusieurs tailles et taux de compression.

Dans le but d'augmenter les performances des compresseurs, il est d'usage de concevoir deux sections de compresseur tournant à des vitesses différentes. Le degré de complexité d'un double ou triple attelage est évident (arbres coaxiaux, roulements, lubrification.....etc).

1.6.1 ROTOR :

a) **Description :**

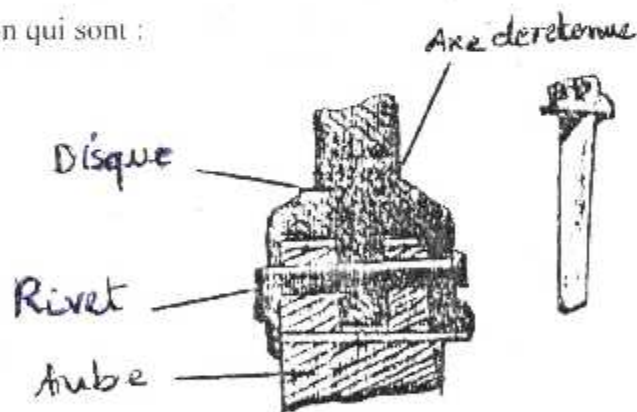
Le rotor est constitué d'un empilage de disques recevant à la périphérie les empreintes de fixation des ailettes. Chaque disque est séparé par une entretoise. L'étanchéité entre les ailettes stator et le rotor est assurée par une virole. Le disque amont supporte généralement l'arbre qui tourillonne par l'intermédiaire du roulement avant dans le carter d'entrée d'air.

Le disque arrière reçoit quant à lui, le roulement arrière qui se centre dans le carter chambre de combustion. En général, le tourillon arrière est équipé d'un arbre cannelé externe permettant la liaison avec l'arbre de turbine par l'intermédiaire d'un manchon d'accouplement.

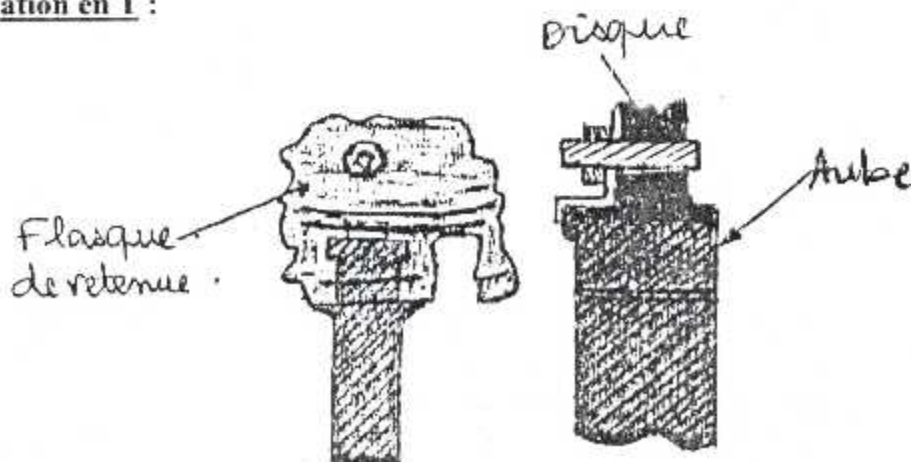
b) **Fixation ailettes :disque :**

On rencontre plusieurs types de fixation qui sont :

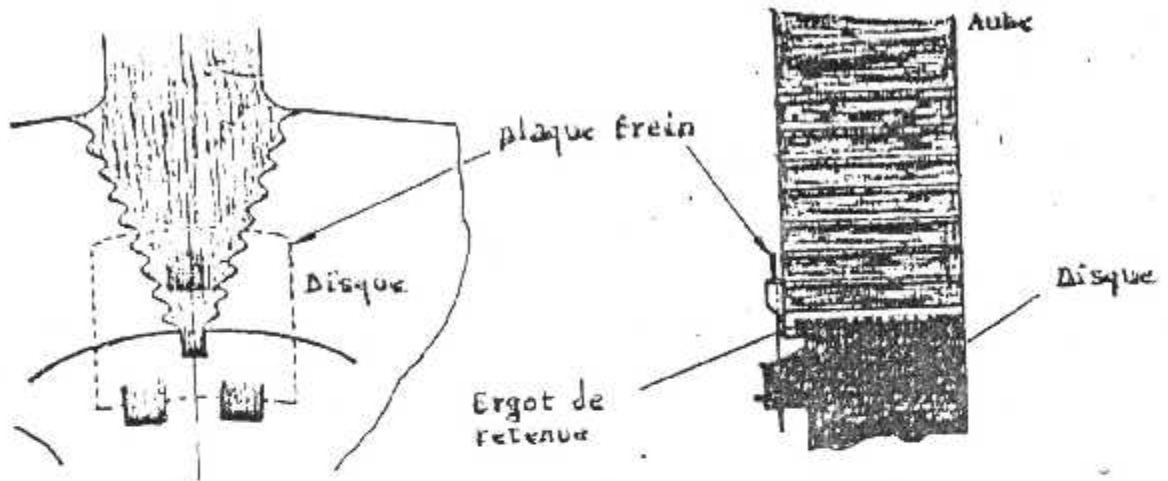
□ **Fixation peigne :**



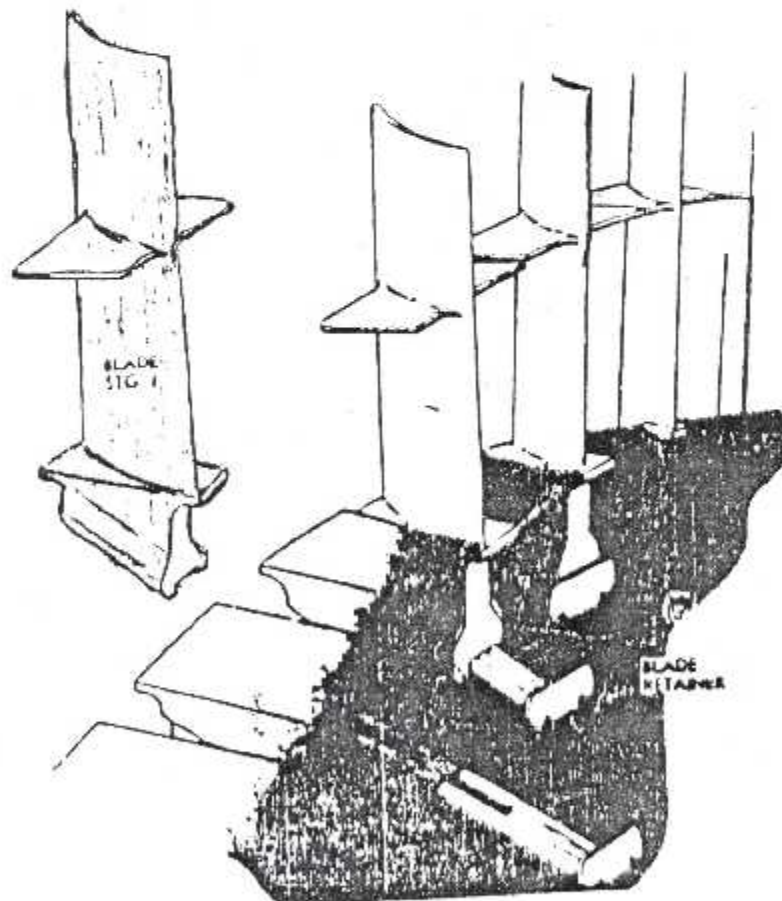
□ **Fixation en T :**



□ Fixation sapin :



□ Autre exemple :



Fig(1.7) : Différents types de fixation ailettes/disque

I.7 FONCTIONNEMENT DU COMPRESSEUR AXIAL :

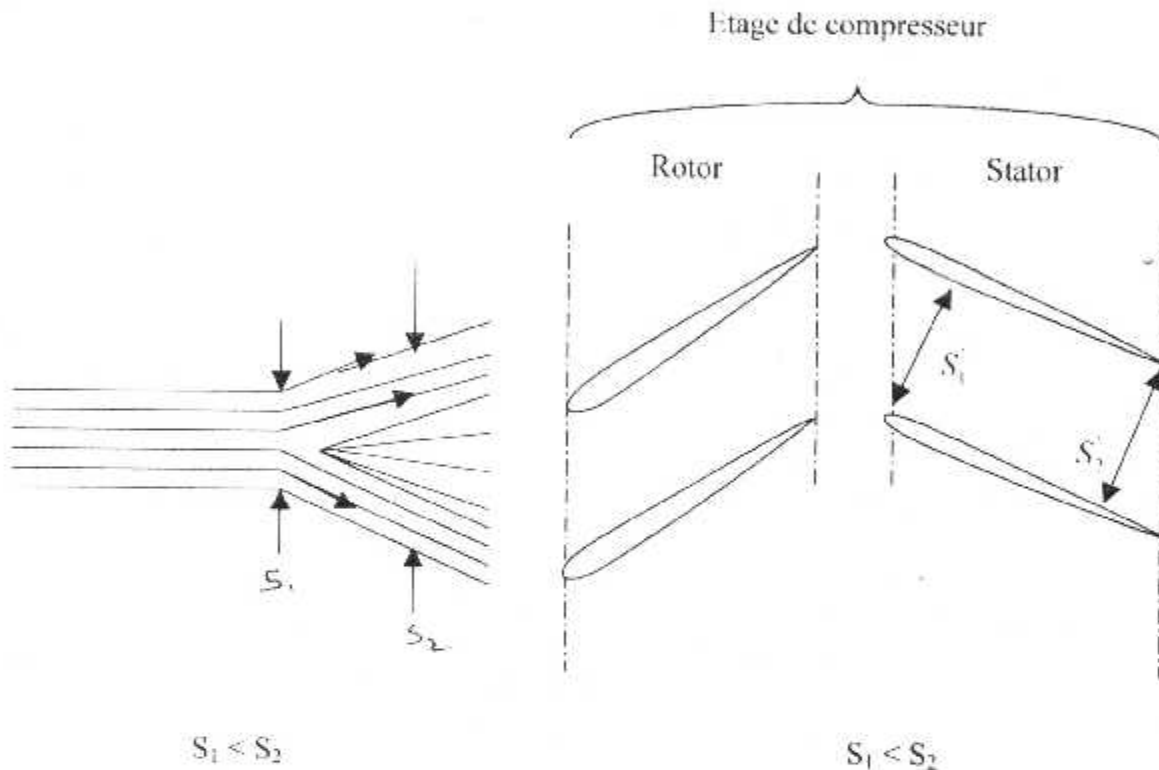
Expliquons maintenant comment se fait la compression dans un étage de compresseur. On rappelle qu'un étage de compresseur est constitué d'une grille d'aube rotor suivie d'une grille d'aube stator.

S_1 : La section d'entrée compresseur.

S_2 : La section de sortie compresseur.

V_1 : La vitesse absolue à l'entrée compresseur.

V_2 : La vitesse absolue à la sortie compresseur.



Fig(I.8) : Écoulement d'air dans un étage de compresseur

I.7.1 LA COMPRESSION DANS LE ROTOR :

La mise en vitesse est l'impact de l'air par les aubes rotoriques qui permet l'accélération de l'air. On voit que la section de passage délimité entre l'intrados d'une aube et l'extrados de l'aube adjacente est divergente ($S_1 < S_2$).

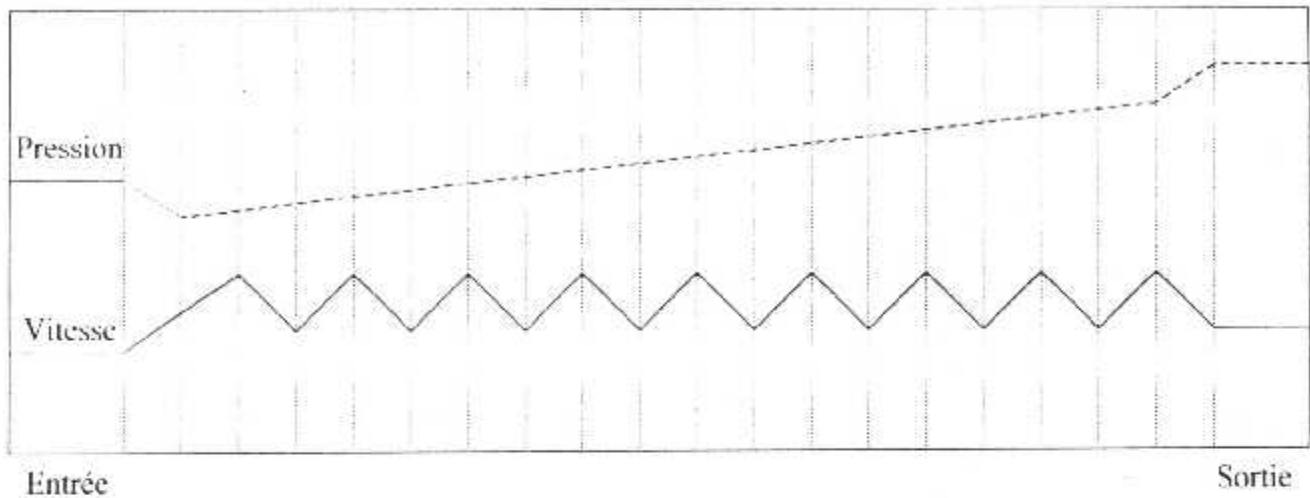
L'écoulement subsonique ($M \approx 0,5$) va donc provoquer une perte de vitesse et une augmentation de sa pression statique en compensation.

I.7.2 LA COMPRESSION DANS LE STATOR :

De même manière que le rotor, le passage offert entre les aubes fixes est également divergent, d'où une diminution de la vitesse d'écoulement et un nouvel accroissement de la pression statique.

- **On résume :**

Le rotor apporte toute l'énergie. Il augmente la pression et la vitesse de l'air. Le stator augmente la pression en diminuant la vitesse de l'écoulement et ramène ce dernier dans l'axe.



Fig(1.9) : Evolution de la pression et de la vitesse dans un compresseur axial

1.8 AVANTAGES ET INCONVENIENTS D'UN COMPRESSEUR AXIAL :

1.8.1 AVANTAGES :

- Meilleur rendement de compression aux faibles régimes.
- Démarrage plus facile du moteur.
- Accélération et décélération plus rapide (moins d'inertie).
- Poussée de traînée plus faible.
- Débit d'air élevé.
- Taux de compression élevée.

1.8.2 INCONVENIENTS :

- Fragile aux chocs.
- Le coût de réalisation.
- Complexité de réalisation.

1.8.2.1 DIFFICULTE DE REALISATION DES COMPRESSEURS AXIAUX :

L'élévation de pression produite dans un étage de compresseur axial est plus faible que celle qui est dans un étage de compresseur centrifuge : la variation de la masse volumique du fluide traversant un étage de compresseur axial est donc plus importante, ce qui permet d'assimiler un tel étage à un ventilateur axial. Constitué par un certain nombre d'étages traversés successivement par le fluide et dans les deux cas, un grand nombre d'étages peut conduire à réaliser l'appareil au moyen de plusieurs corps placés en série et chacun assure une transformation totale subie par le fluide.

Dans les turbines à gaz moderne, la compression est réalisée au moyen d'un compresseur du type axial à un seul corps.

L'étude du fonctionnement d'un étage de compresseur est autorisée sur la théorie du ventilateur (centrifuge axial ou mixte).

En négligeant la variation de la masse volumique, l'influence des frottements, on obtient la relation dû au passage dans le ventilateur.

$$dH = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$

Avec :

- ❖ dH : L'accroissement d'énergie de l'unité de masse du fluide.
- ❖ $\frac{P_2 - P_1}{\rho}$: La variation d'énergie statique engendré par les aubes mobiles.
- ❖ $\frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$: La variation d'énergie cinétique qui peut être transformée en énergie de pression.

Dans un tel compresseur axial, un décollement peut se produire facilement et les effets de ce phénomène peuvent être plus graves sur le comportement de la machine. Pour l'étude de ce compresseur axial, il ne suffit pas de considérer le canal formé par deux aubes voisines, mais il faut tenir en compte du choix du profil de ces derniers ainsi qu'à la détermination de l'espacement de celles-ci. Ces aubes doivent être considérées comme des organes destinés à transmettre au fluide l'énergie nécessaire pour assurer son écoulement dans le sens des pressions croissantes.

Ces considérations conduisent à assimiler une aube de compresseur axial à une aile portante telle qu'une aile d'avion. Ainsi les paramètres utilisés pour la définition de leur forme sont les même dans les deux cas.

Les propriétés aérodynamiques de ces profils sont déterminées à l'aide des essais en soufflerie portant sur des grilles d'aubes, qui sont constituées par un certain nombre de profils identiques et équidistants. Ce sont ces recherches, théoriques et expérimentales, qui ont permis d'atteindre, pour les compresseurs axiaux, les rendements élevés qu'ils ont actuellement et qui sont particulièrement appréciables dans le domaine des turbines à gaz.

En fin, pour les premiers étages d'un compresseur axial, le rapport de la longueur des aubes à un diamètre moyen est trop élevé pour qu'on puisse ne considérer que le milieu de l'étage, en négligeant la variation des conditions de l'écoulement le long du rayon. Cette négligence est due à l'effet de la variation simultanée, et dans le même sens de la force centrifuge et du pas d'aube.

On doit donc étudier la variation de l'état du fluide non seulement dans le sens axial, mais aussi dans le sens radial. La loi de cette variation peut être choisie de plusieurs manières différentes.

Adopter les constances le long du rayon : soit le degré de réaction ; soit le produit « rv_a » (compresseur à écoulement irrotationnel... etc).

Il est à noter que le choix du type de l'écoulement, du degré de réaction au rayon de référence pour un type d'écoulement donné, n'ont qu'une faible influence sur le rendement du compresseur.

1.8.2.1.1 LONGUEUR DES AUBES:

Nous appellerons par définition « machine à aubes courtes » celles qui sont construites avec des aubes à profils constants, calées sous un angle constant selon le rayon.

Les « machines à aubes longues » seront celles à profil évolutif, cette complication n'étant naturellement envisagée que par le rendement ou les performances qui l'exigent.

On considère comme compresseurs à aubes courtes ceux pour les quels on peut admettre sans inconvénients que la longueur « H » des aubes est petite devant le rayon « r_m ».

Dans le cas pratique lorsque $H/r_m < 0,25$.

1.8.2.1.2 LA PERIODICITE :

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

La périodicité implique des vecteurs vitesses identiques aux points homologue d'étages consécutifs (vitesse absolue ou relative), elle n'implique pas l'identité des profils ni de leur

pas mais seulement celle des angles d'entrée et de sortie du fluide sur les grilles. La périodicité suppose la constance de la vitesse axiale de grille en grille.

I.9 DISPOSITIFS ANTI-POMPAGE(LA REGULATION) :

Pour remédier au phénomène de pompage, les compresseurs axiaux sont équipés de plusieurs dispositifs anti-pompage :

1. vanne de décharge (VBV : variable bleed valve).
2. Aubages stator à calage variable (VSV : variable stator valve).
3. Aubage de pré-rotation à calage variable (IGV).

I.9.1 LES VANNES DE DECHARGE (VBV) :

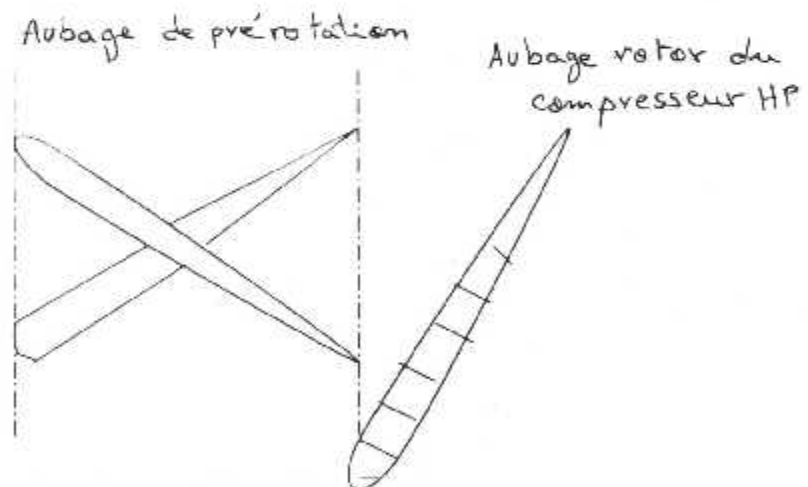
C'est le dispositif le plus utilisé sur les nouveaux moteurs. Elles se composent : d'un piston, d'un cylindre et d'un segment. Elles sont ouvertes aux bas régime pour éjecter l'air à l'extérieur afin d'avoir une vitesse axiale constante. Elles sont fermées aux poussées importantes.

Sur les anciens moteurs, les « VBV » sont à commande hydraulique mais sur les noyaux moteurs, la commande des « VBV » est différente.

I.9.2 LES AUBAGES DE PRE-ROTATION A CALAGE VARIABLE(IGV) :

Appelé aussi aubage directeur d'entrée à calage variable. Ces aubages sont montés à l'amont du compresseur haute pression.

Afin de rétablir le bon fonctionnement aux bas régimes, les constructeurs disposent avant le premier rotor du compresseur haute pression un aubage de pré-rotation. Son but est de modifier la direction du vecteur vitesse réel (V) sans en changer le module (donc pas de section divergente entre deux aubages consécutifs de pré-rotation), afin de rétablir un fonctionnement correct. On trouve donc devant le premier rotor une grille d'aubes dont le calage varie en fonction de la vitesse de rotation du rotor.



Fig(I.10) : Position des aubages de pré-rotation

I.9.3 LE SYSTEME ANTI-POMPAGE DU COMPRESSEUR HAUTE PRESSION :

I.9.3.1 LES AUBAGES STATOR A CALAGE VARIABLE (VSV) :

Les aubages stator à calage variable sont utilisés de telle manière à maintenir un écoulement laminaire de l'air à travers le compresseur aux différents régimes de fonctionnement, dans de larges variations des vitesses, altitudes et températures. Les aubes de stator à calage variable sont portés sur les cinq premiers étages du compresseur haute pression.

Les leviers de commande des « VSV » d'une même rangée d'aubes sont reliés à un anneau de commande. Les six anneaux de commande des VSV sont entraînés par deux barres de commande disposées symétriquement de chaque côté du compresseur haute pression, comme pour les VBV.

C'est le régulateur carburant (MEC) qui détermine la position des VSV. La valeur de l'angle d'incidence de l'écoulement aérodynamique par rapport aux ailettes du compresseur est conservée constante quelque soit le régime du moteur.

A régime élevé, le compresseur fonctionne à un régime d'adaptation qui lui assure un rendement optimum. Les VSV sont en position ouverte.

A bas régime, ce compresseur s'éloigne de son régime d'adaptation. L'angle de calage des aubes augmente progressivement pour conserver l'angle d'incidence rotor constant pour un régime N_2 inférieur au ralenti. Les VSV sont en position fermée.

CHAPITRE II

FONCTIONNEMENT HORS ADAPTATION

II.1 PRESENTATION DU FONCTIONNEMENT HORS ADAPTATION DES TURBOMACHINES :

Une turbomachine se calcule et se dimensionne pour un point de fonctionnement stabilisé bien déterminé (pour un avion civil, il sera en général le point de vol croisière par exemple : $M = 0.8$, $Z = 8000$ m, avec une poussée spécifique bien définie).

Le cycle pour ce point de fonctionnement s'optimise en fonction de certains critères tels que : la poussée, la consommation spécifique et l'état actuel de la technologie.

A la fin de cette étape, on a donc déterminé le cycle de cette machine et par suite son dimensionnement. Il reste à étudier le comportement de la machine tournante pour les autres points du domaine du vol, c'est ce qui constitue le fonctionnement hors adaptation de la turbomachine, dont la finalité est de trouver la ligne de fonctionnement en régime établi.

En régime transitaire, le problème est différent entre autre, car le moment cinétique du rotor intervient dans l'équilibre mécanique turbine-compresseur.

II.1.1 PARAMETRES REDUITS ET CHAMPS DU COMPRESSEUR :

Dans la pratique, on utilise les valeurs totales des températures et des pressions afin de faire apparaître, à partir du théorème de VACHY, les paramètres réduits suivants :

$$D_r = \frac{D\sqrt{T_{01}}}{P_{01}} \quad ; \quad N_r = \frac{N}{\sqrt{T_{01}}} \quad ; \quad \pi_r = \frac{P_{02}}{P_{01}}$$

Avec :

- D_r : débit réduit.
- N_r : vitesse réduite.
- π_r : rapport de compression.
- N : vitesse de rotation (tours/minutes).
- D : débit d'écoulement à l'entrée $D = (\rho_1 V_1 A_1)$.
- A_1 : section d'entrée.

Le champs de compression et la représentation des relations suivantes :

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = f\left(\frac{D\sqrt{T_{01}}}{P_{01}}, \frac{N}{\sqrt{T_{01}}}\right) \quad \text{et} \quad \eta = g\left(\frac{D\sqrt{T_{01}}}{P_{01}}, \frac{N}{\sqrt{T_{01}}}\right)$$

Un exemple de champs de compresseur est représenté sur la figure (II.1). On superpose aux iso régimes réduits des courbes iso rendement.

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

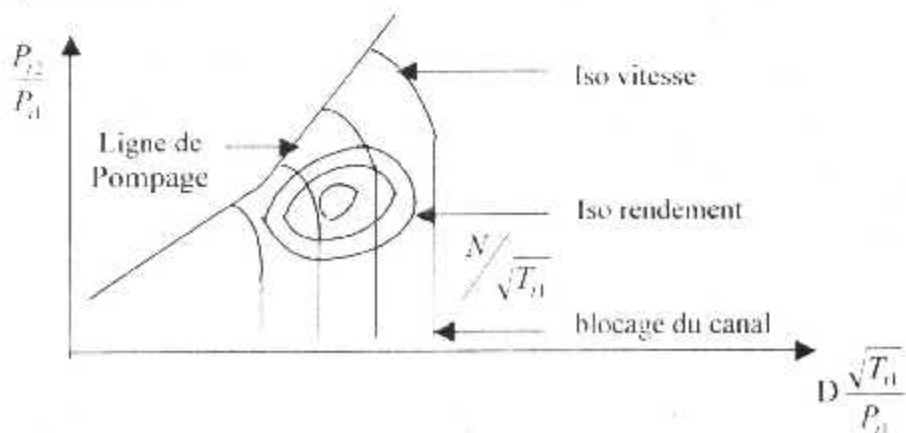
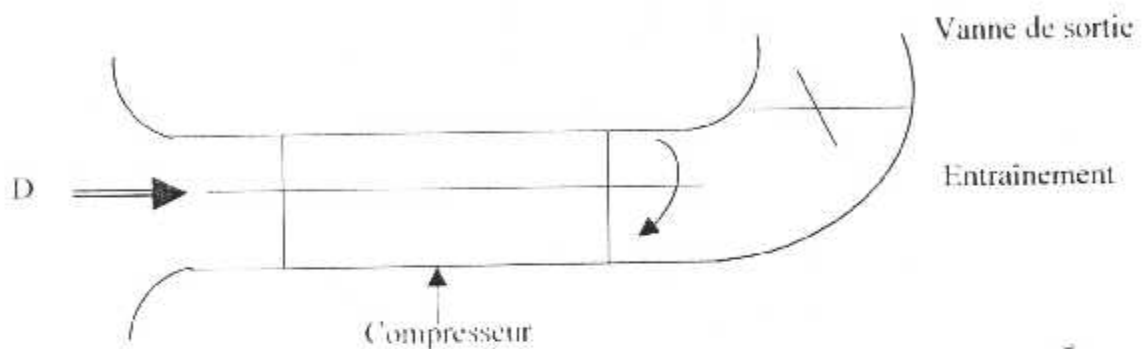


Fig (II.1) : Champs du compresseur

Ce diagramme peut s'obtenir expérimentalement en entraînant le compresseur par un moteur électrique ou une turbine à gaz à une vitesse de rotation constante et en vannant la sortie du compresseur ; plus on ferme la sortie plus le débit réduit diminue alors que le taux de compression augmente : le maximum de puissance absorbée aboutira au point de pompage de la machine (décrochage des profils avec baisse brutale du débit) qu'il faudra éviter d'atteindre le régime stabilisé.



Le compresseur placé dans la turbomachine (accouplée avec la turbine et précédant la chambre de combustion) ne peut plus se déplacer que sur une ou plusieurs lignes de fonctionnement. Cette ligne doit être éloignée du pompage, mais pas trop, sous peine de détériorer le rendement. On ne peut pas avoir les caractéristiques du compresseur complètement que si celui-ci est entraîné par une source de force externe. L'unité d'entraînement doit être capable d'opérer en plusieurs régimes variables et contrôlés.

L'un des plus grands problèmes en testant le compresseur est le besoin d'une très grande puissance. Il existe deux méthodes pour réduire cette dernière :

- Serrer l'entrée d'air du compresseur
- Tester des modèles réduits.

La diminution de l'entrée d'air réduit la densité, d'où le débit massique réduit aussi la puissance fournie.

Un autre problème apparaît lors des tests, c'est que l'environnement du compresseur pendant le test n'est pas le même que celui rencontré dans le moteur, à cause des changements du jeu cartère comme résultat des augmentations de température du cartère et de l'expansion des arbres.

Les tests des compresseurs sont en même temps complexes et coûteux, mais ils sont essentiels pour le développement de hautes performances du moteur.

II.1.2 ANALYSE DU DIAGRAMME CARACTERISTIQUE D'UN COMPRESSEUR AXIAL :

Afin d'examiner la courbe caractéristique d'un compresseur, il est préférable d'examiner en premier lieu la relation qui lie la pression disponible à la pression requise par un système. (voir Fig II.1). La pression requise est dictée entièrement par la résistance du système qui est à l'aval du compresseur. Donc, la courbe de la pression requise ne dépend pas du système et de la machinerie qui sont montés à l'aval du compresseur.

Donc, la position de cette courbe n'est pas fixe. Si un appareil est installé alors toute la courbe est déplacée vers le haut. La courbe de la pression disponible se termine au point A par un fonctionnement stable, pour un système donné la pression requise doit être égale à la pression fournie par le compresseur dans un domaine stable.

L'intersection des deux courbes est représentée par le point O, il est impossible d'opérer à la droite de ce point parce que à ce régime, la pression requise est supérieur à la pression disponible.

Il est possible d'opérer à la gauche du point O pour une vitesse constante à condition d'ajouter une résistance supplémentaire dans l'écoulement et donne un nouveau point O, situé sur la courbe de stabilité apparaît. Il faut rappeler que la limite des points stables est désignée par le point A.

Dans les turboréacteurs, la résistance de l'écoulement à vaincre pour un compresseur est la somme de toutes les résistances dues à la quincaillerie aéronautique situées à l'aval du compresseur, à savoir, la chambre de combustion, la turbine et le canal d'éjection et en fin la tuyère.

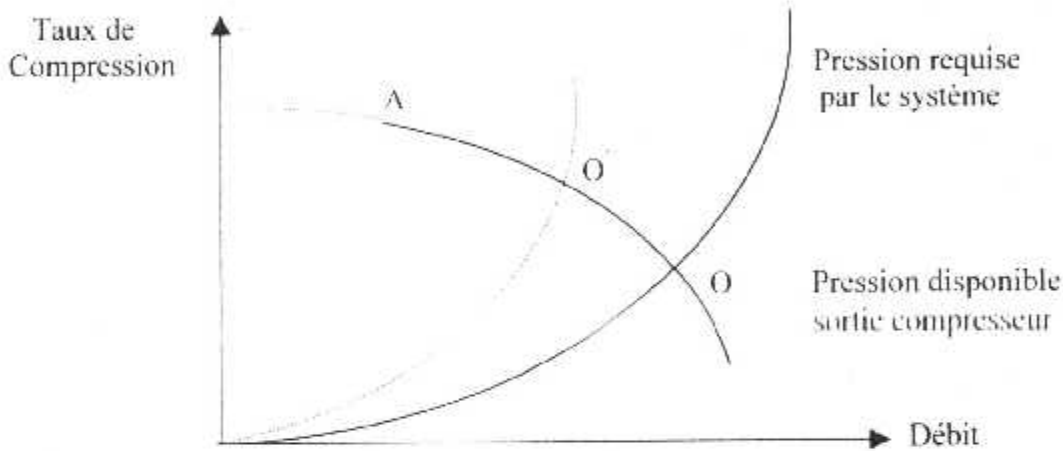


Fig (II.2) : Variation de taux de compression en fonction du débit

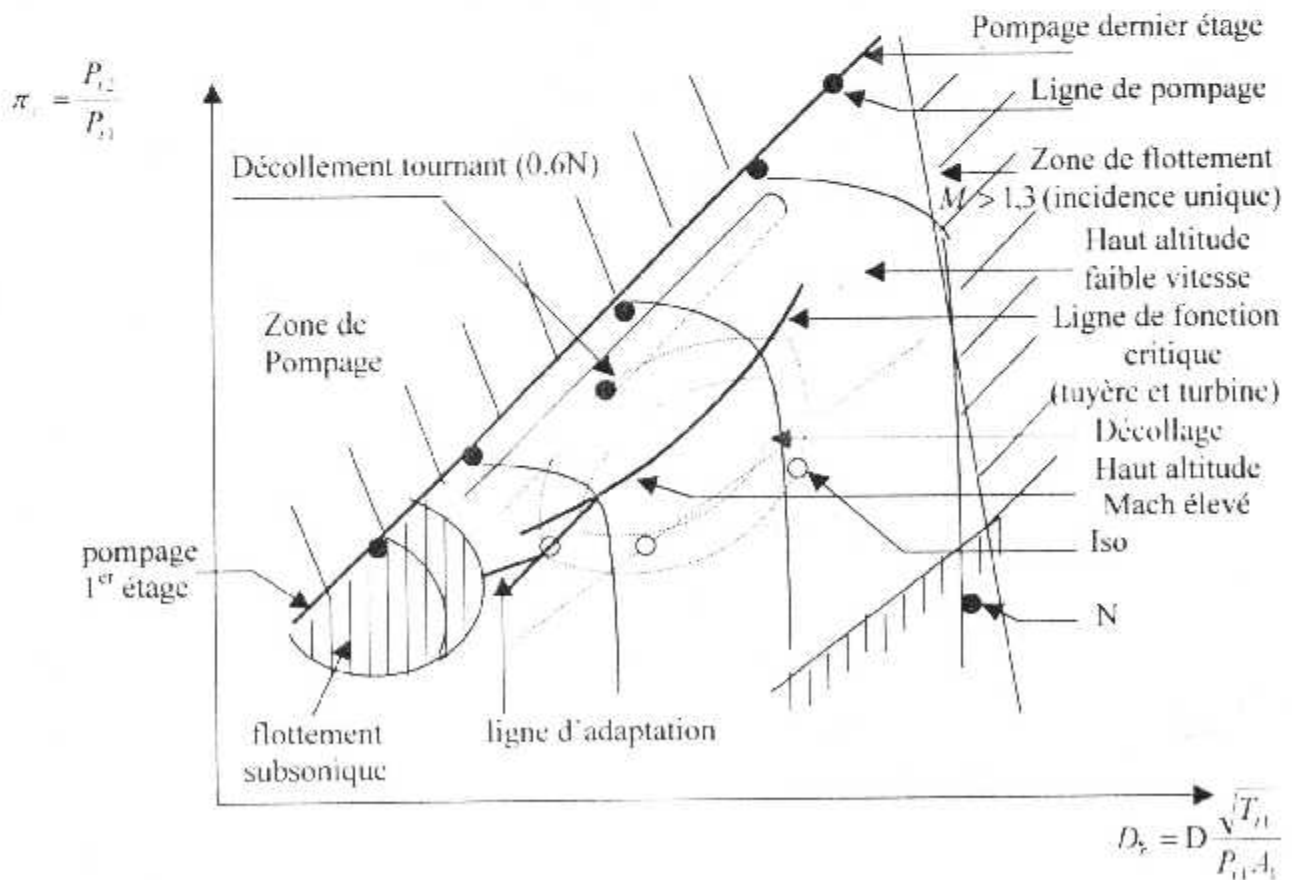


Fig (II.3) : Diagramme caractéristique détaillé d'un compresseur axial

Pour n'importe quelle ligne de vitesse, il existe des limitations définissant la plage du taux de compression pour une marche stable. Au taux de compression très bas, la pression produite est insuffisante pour faire passer le débit masse à travers le compresseur. La limite de la marche stable est connue sous le nom de « pompage ».

Les points de pompage sont normalement atteints avant que les courbes caractéristiques n'atteignent une valeur maximale. De ce fait, le point d'adaptation est toujours très proche de la ligne de pompage. Tout fonctionnement situé à la gauche de cette ligne provoque une instabilité du compresseur.

A un nombre de tours (régime) élevé, la ligne de vitesse de rotation constante devient très rapidement verticale. Des limitations pareilles arrivent à la fin des lignes de « $N/\sqrt{T_0}$ » due au pompage ou au décollement rotatif.

On note que si un compresseur axial est construit pour une vitesse axiale constante à travers les étages, la section d'entrée d'étage doit diminuer progressivement quand l'air s'écoule le long du compresseur à cause de la chute de la densité.

La partie inférieure du diagramme montre que la variation du débit avec le régime de rotation devient de plus en plus faible au fur et à mesure qu'on s'approche à un blocage du canal.

La figure (II.3) montre aussi les différents rendements qui désignent que pour une efficacité maximale à un débit et à un taux de compression donné, il existe un point et un seul pour lequel la conception doit tenir compte. Ce point est appelé « design point » ou point d'adaptation.

Un compresseur doit travailler aussi près que possible de ce point, par exemple quand la vitesse de rotation est réduite ou augmentée, le rendement diminue aussi.

La ligne de fonctionnement est une ligne que le compresseur doit suivre pour la stabilité, quand ce dernier est installé dans un turboréacteur à géométrie donnée. Cette ligne correspond aussi à la courbe de la pression requise et elle représente la résistance à l'écoulement pour un assemblage donné.

Donc, si la section de la tuyère est réduite, la résistance à l'écoulement augmente et le point de fonctionnement se déplace vers la gauche et tous près de la ligne de pompage.

Si on fait bouger le point d'adaptation « A » au point « B » (fig II.4) dans la ligne de pompage, on peut voir que la densité à la sortie du compresseur diminuera à cause de la diminution de la distribution de pression, mais le débit est légèrement réduit.

Chacun de ces effets fera chuter la vitesse axiale du dernier étage. On aura donc une chute de l'incidence comme le montre le triangle des vitesses dans la figure (II.4.a). Une augmentation légère de l'incidence causera un décollement dans l'ailette du rotor et que le pompage à hautes vitesses est causé par le décollement du dernier étage.

Quand la vitesse diminue encore, jusqu'au point « C » le débit chute plus rapidement que la vitesse et c'est cet effet qui cause la diminution de l'incidence au premier étage comme l'indique la figure (II.4.b) ainsi, à faible régime le pompage est du au décollement du premier étage.

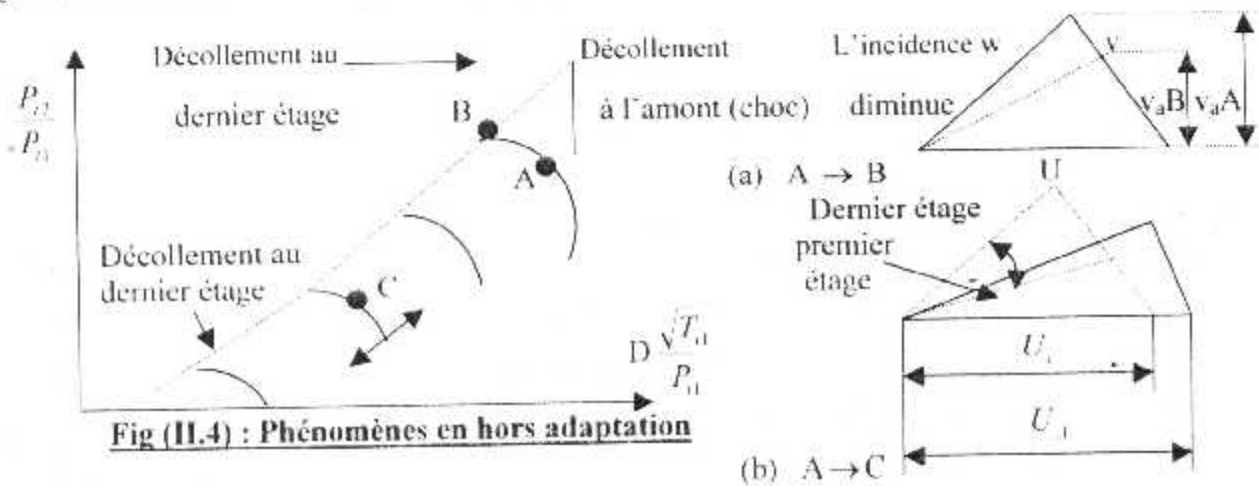


Fig (II.4) : Phénomènes en hors adaptation

II.2 LES INSTABILITES :

II.2.1 LE PHENOMENE DE POMPAGE DANS LES COMPRESSEURS AXIAUX :

II.2.1.1 INTRODUCTION :

La plage de fonctionnement stable des moteurs modernes est limité par le phénomène du pompage du compresseur. Plusieurs méthodes ont été développées visant à étendre cette plage en retardant l'apparition de ce phénomène.

Dans cette partie on essayera d'analyser le phénomène de pompage, d'étudier les différentes méthodes permettant d'augmenter la « Marge au pompage » et enfin de situer dans le cadre de ces méthodes une nouvelle approche consistant à optimiser le gradient radial de charge. En effet, le pompage du compresseur est la conséquence d'un décrochage local, pariétal ou de profil, dépendant des conditions limites de l'écoulement.

Ce raisonnement laisse à penser que tous les moyens permettant de retarder l'apparition des conditions limites locales de l'écoulement responsables du décrochage et conduiraient à un élargissement du plage de fonctionnement stable du compresseur. Le changement sensible du gradient entre le pied et la tête des aubages des différents paramètres aérodynamiques entre la ligne de fonctionnement nominale et la limite de pompage permet d'avancer l'idée que l'optimisation de ces gradients au point nominal pourrait améliorer la marge au pompage du compresseur.

II.2.1.2 PRESENTATION DU PROBLEME :

Il est classique de représenter la carte des performances d'un compresseur axiale dans le plan rapport de pression débit sur chaque courbe caractéristiques à vitesse de rotation constante (iso vitesse). Il existe un point rapport de pression débit au delà duquel apparait un régime localement ou globalement instationnaire.

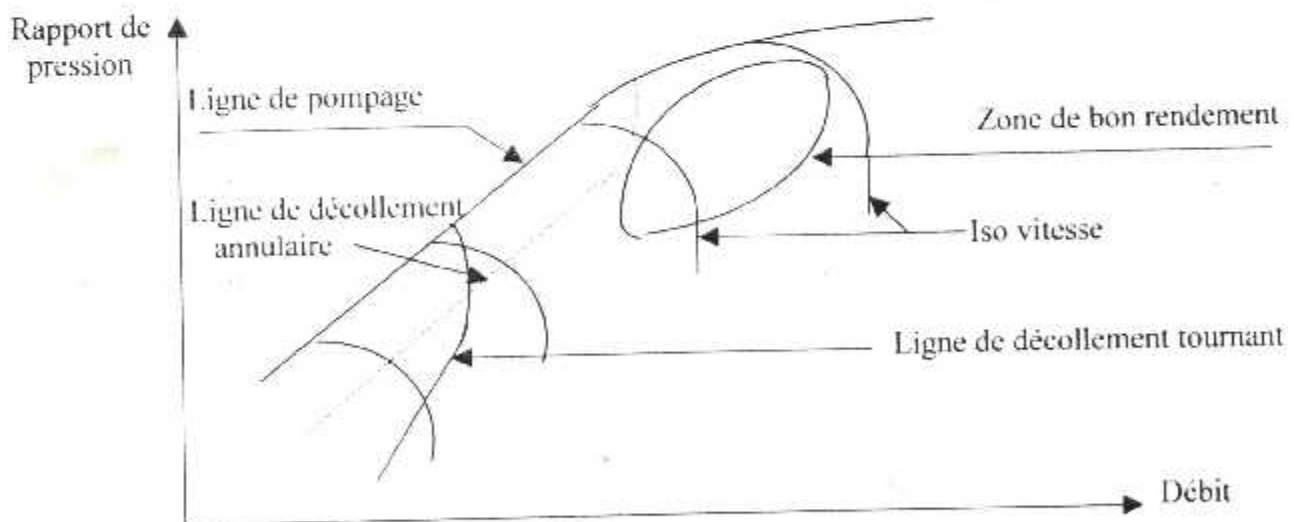


Fig (II.5) : Zones d'instabilités

Ces régimes peuvent être essentiellement de quatre types :décollement tournant, décollement annulaire, flottement ou pompage.

Le pompage est un régime instationnaire qui affecte l'ensemble « compresseur - circuit récepteur ». il est caractérisé par une oscillation axiale du débit à faible fréquence avec des amplitudes considérables. La naissance d'un tel phénomène dépend non seulement du compresseur mais aussi de son environnement. elle peut néanmoins être déclenchée par la présence de décollement tournant. Ce régime inacceptable, en raison des graves dangers qu'il présente, oblige les

constructeurs à prévoir une « Marge de pompage », c'est à dire une limite du domaine de fonctionnement qui exclut l'ensemble de ces instabilités, le problème est d'autant plus critique que la zone de bon rendement voisine avec cette marge doit se faire au niveau de l'avant projet en tenant compte de la précision de la méthode déterminant la ligne de pompage de son éloignement du point d'opération optimum et de l'influence des hétérogénéités de l'écoulement à l'entrée du compresseur.

II.2.1.3 LA MARGE AU POMPAGE ET L'ENVIRONNEMENT DU COMPRESSEUR :

II.2.1.3.1 DEFINITION QUANTATIVE DE LA MARGE AU POMPAGE :

La marge au pompage, nous l'avons vu, estime la distance entre la ligne de fonctionnement (définie généralement comme le lieu géométrique, dans le plan taux de compression – débit, des points de rendement maximal) et la ligne de pompage (limite de fonctionnement stable) pour une iso vitesse deux thèses s'affrontent :

- La première intéresse à la distance entre le point nominal et le point de pompage sur la même iso vitesse.
- La deuxième à la distance entre le point nominal et un point sur la ligne de pompage se trouvant au même débit du point nominal.

a) Marge au pompage basée sur la pente initiale « M_{pi} » :

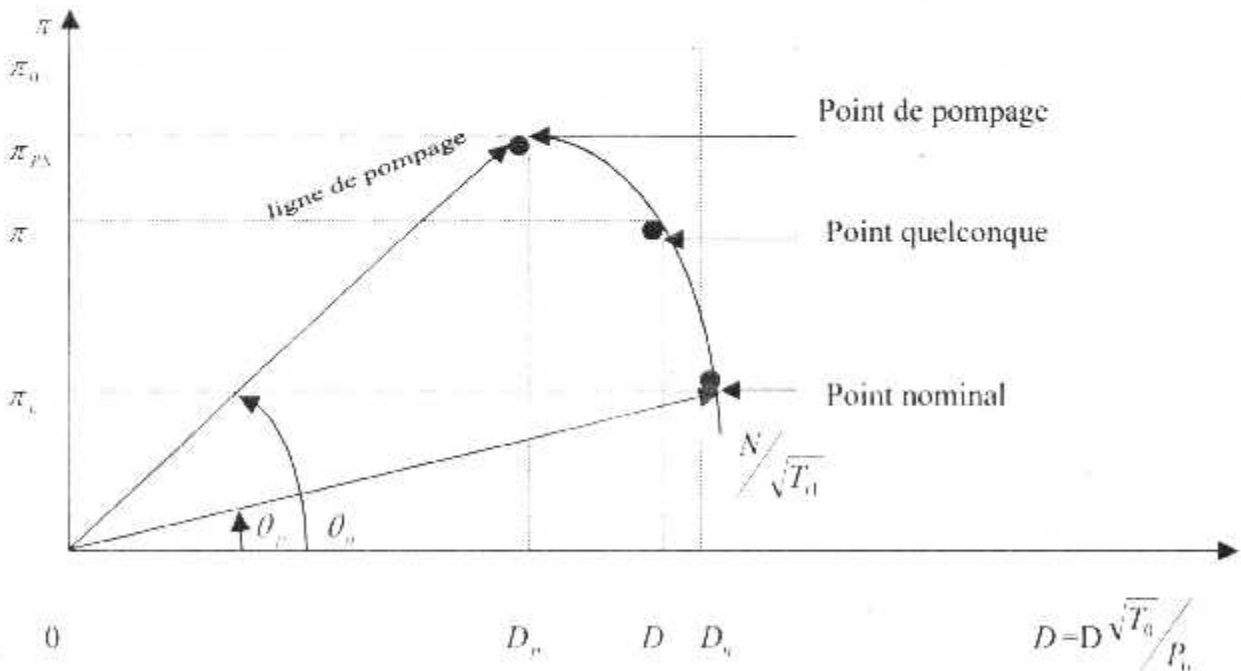


Fig (II.6): Marge au pompage basée sur la pente initiale « M_{pi} »

Cette définition de la marge au pompage ne s'intéresse qu'au pompage sur une même iso vitesse indépendamment de la forme de la ligne de pompage ou des points de pompage sur les autres iso vitesses, fig (II.6).

On a :
$$M_{pi} = \left[\left(\frac{\pi_{pm}}{D_p} \right) / \left(\frac{\pi_n}{D_n} \right) - 1 \right] * 100 \dots\dots\dots(II.1)$$

« M_{pi} » mesure la distance angulaire entre le point nominal et le point de pompage. Cette définition la plus souvent utilisée par le rapport NASA, peut être exprimée également par :

$$M_{pm} = \left[\frac{\text{tg}\theta_c}{\text{tg}\theta_n} - 1 \right] * 100 \dots\dots\dots(II.2)$$

Utilisant la même méthode, on peut définir un point quelconque sur une vitesse donnée par un paramètre appelé « XMARGE ».

Avec :

$$\text{XMARGE} = \left[\left(\frac{\pi}{2} \right) / \left(\frac{\pi_n}{D_n} \right) - 1 \right] * 100 \dots\dots\dots(II.3)$$

- | | |
|---------------------|---------------------|
| Au point nominal | XMARGE = 0,0 %. |
| Au point de pompage | XMARGE = M_{pm} . |
| Pour $\pi < \pi_n$ | XMARGE est négatif. |
| Pour $\pi > \pi_n$ | XMARGE est positif. |

b) Marge au pompage basée sur une iso débit « M_{pd} » :

Cette marge au pompage est la plus utilisée dans l'industrie, elle est définie par la figure (II.6).

La simplicité de cette définition est évidente, elle s'intéresse directement au taux de compression. La notion d'iso débit n'est pas éloignée de la méthode de calcul hors adaptation généralement utilisée et dans laquelle on impose un débit.

II.2.1.3.2 LES EFFETS DE L'ENVIRONNEMENT SUR LA MARGE AU POMPAGE :

Le phénomène de pompage dépend non seulement du compresseur mais aussi de son environnement. Le pompage est un régime instationnaire qui affecte l'ensemble compresseur circuit récepteur. « GREITER » a montré depuis 1976, l'importance du circuit général amont et aval, dans lequel est installé le compresseur.

D'autre part, il est connu que la ligne de pompage d'un compresseur est fonction des hétérogénéités de l'écoulement à l'entrée, c'est le cas de la phase de vol à forte incidence ou un décollement de la manche d'entrée du moteur provoque des distorsions radiales et circonférentielles de vitesse et de pression qui affectent la ligne de pompage.

Une marge au pompage doit tenir compte d'un certain nombre d'effets :

- Le niveau prévu des distorsions à l'entrée.
- Une certaine tolérance vis-à-vis de ces distorsions.
- Les effets du nombre de Reynolds.
- La détérioration partielle des éléments de la machine.
- Le vieillissement.
- Les phases transitoires d'accélération.

On estime qu'un compresseur moderne a besoin d'une marge au pompage « M_{pd} » de 20% représentant la somme de :

- 5 % pour tenir compte des distorsions prévues.
- 3 % de tolérance.
- 2 % pour tenir compte des détériorations de la machine.
- 10 % pour tenir compte des phases transitoires.

En effet, durant la phase d'accélération, le débit carburant augmentant, la variation d'enthalpie « H » fournie par la turbine augmente plus vite que n'augmente le débit du compresseur lors d'un fonctionnement stabilisé et pourtant, le taux de compression est supérieur à la valeur stabilisée.

II.2.1.4 INFLUENCE DES PARAMETRES DE DESSIN SUR LA MARGE AU POMPAGE :

Obtenir une marge suffisante au pompage est un des principaux soucis du constructeur de turbomachines. C'est au niveau de l'avant projet et du projet que la marge au pompage se dessine et les éléments fin de construction qu'il faut chercher une optimisation du compresseur vis-à-vis du pompage.

II.2.1.4.1 INFLUENCE DES PARAMETRES GLOBAUX DE DESSIN :

Le pompage, nous l'avons vu, est généralement initié par l'apparition de décrochages locaux dépendant de conditions limites de l'écoulement, toute action visant à retarder l'apparition de ces phénomènes de décrochage permet donc d'étendre la plage de fonctionnement du moteur. En plus de l'optimisation des profils des aubes qui a déjà donné des résultats incontestables, mais qui sort du cadre de notre travail, on peut citer l'optimisation de la géométrie de veine, de la loi axiale de charge et de la répartition radiale de cette dernière.

a) Géométrie de la veine :

La géométrie de la veine influe indirectement sur la marge au pompage par l'intermédiaire des triangles de vitesse. L'influence des conicités et des courbures de moyen et de carter sur le ralentissement, le facteur de diffusion et autres paramètres directement liés aux triangles de vitesse est évident.

En fait la géométrie est choisie de telle sorte que l'on rencontre les mêmes difficultés sur chaque étage pour avoir un point nominal bien équilibré. L'utilisation de la méthode de la pente de la ligne de courant, permet cette optimisation de veine par ajustage successif de sa forme.

b) Loi axiale de charge :

Dans le cas d'un compresseur transsonique multi-étage, le pompage est atteint après le désamorçage successif des étages de l'aval vers l'amont, tant que le dernier étage n'est pas désamorcé, les étages amont ne sont pratiquement pas affectés par le vannage à cause de la présence d'un bouchon supersonique. Il y a quand même une remontée de la perturbation de l'aval vers l'amont par les coupes de pied subsoniques et les couches limites pariétales.

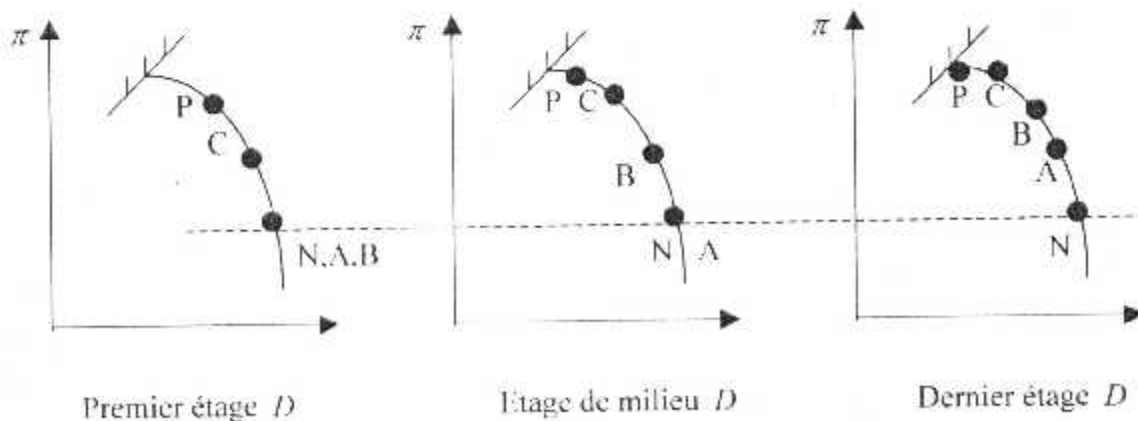


Fig (II.7) :Loi axiale de charge

La figure (II.7) représente un exemple de compresseur à 3 étages chargés identiquement au point de dessin. L'étage aval rencontre le premier sa limite de pompage. Les deux premiers étages n'ont pas encore consommés leur marges au pompage ce qui fait que l'on a une perte de marge globale et éventuellement apparition du pompage avant d'atteindre le rendement maximal sur le premier étage.

Il faudra donc dessiner le dernier étage avec une difficulté aérodynamique moindre pour qu'il ne pompe pas trop tôt ; ce qui correspond à un gradient négatif de charge axial.

c) Loi radiale de charge :

Une fois que l'on a déterminé pour le compresseur la charge étage par étage, il reste pour chaque étage un degré de liberté : la répartition radiale de sa charge. Cette répartition détermine le grillage de l'aube, puisque le travail réalisé par une coupe est proportionnel à la déviation qu'elle réalise.

La répartition radiale de charge devra prendre en compte :

- Les contraintes mécaniques sous forme de niveau moyen de compression.
- La difficulté des triangles de vitesse coupe par coupe (respect des critères de Zweifel, facteur de diffusion, niveau de Mach d'entrée dans les redresseurs, degré de réaction....).
- Les effets secondaires pris en compte soit par une surcharge locale en vrillant d'avantage les coupes concernées soit globalement en répartissant le surcroît de travail sur l'ensemble de l'aube.
- Les coupes basses, en général subsonique, subissent un ralentissement plus important, les couches limites deviennent plus difficiles, les pertes augmentent de façon notable, le travail varie peu, par contre le rendement chute. Si le vannage devient plus fort, la charge de la coupe peut atteindre la charge critique (avec les incidences critiques et des décollements) et le travail de compression s'effondre.
- Sur les coupes hautes, supersonique, le vannage fait remonter les chocs vers l'amont (jusqu'au désamorçage). Ils vont se réduire dans les zones où la diffusion est de plus en plus faible donc où le nombre de Mach de l'écoulement décroît.

Le vannage des coupes de tête conduit donc à une amélioration substantielle tant du point de vue de compression que du rendement grâce à la réduction de l'intensité des chocs et de la déviation (car la diminution des pertes s'accompagne de la réduction des écarts flux profil).

Compte tenu de cette analyse, on peut être amené à abandonner le concept de charge radial uniforme. Pour un gradient radial négatif au point nominal, les coupes de tête sont peu chargées, peu cambrées, avec des déviations faibles, des chocs faibles, des pertes de profil faibles, le travail des coupes de tête est faible et les rendements médiocres. Les coupes de pied plus cambrées produisent l'effet inverse.

A vannage partiel, un gradient négatif de charge conduit à une nette amélioration du travail de coupes de tête avec l'apparition de perte par choc relativement faible, tandis que le travail des coupes de pied n'augmente pas beaucoup. Pour un gradient positif de charge a une faible augmentation du travail avec une diminution des pertes par choc à cause de la remontée vers la tête.

Au voisinage du point de pompage et pour un gradient négatif de charge, l'aube devient radialement déséquilibrée. Le débit a tendance à passer en tête et les effets secondaires peuvent être importants particulièrement pour le moyen qui est mal alimenté.

II.2.1.4.2 AUTRES ELEMENTS PERMETTANT L'AMELIORATION DE LA MARGE AU POMPAGE :

Parmi les éléments de construction de chaque étage, quelques uns ont été étudiés en détail dans la littérature. Ces éléments sont :

- L'incidence nominale.
- Les jeux au bout de l'aube.
- L'allongement.
- La solidité.
- Le traitement du carter.
- Vannes de décharge.
- Géométrie variable des stators.

On va détailler les deux derniers éléments : vannes de décharge et la géométrie variable des stators.

❖ **Vannes de décharge :**

Les problèmes d'instabilité se produisent généralement pendant de courtes périodes (tir de missile, de poussée ou décélération brutale).

Dans ce cas, il est nécessaire d'avoir la possibilité d'augmenter temporairement la marge de pompage par des vannes de décharge.

Une vanne de décharge au milieu du compresseur peut être utilisée pour diminuer la charge des étages en amont en créant ainsi une marge au pompage supplémentaire. Ce bénéfice est plus sensible à faible régime ou les premiers étages du compresseur sont proches du pompage.

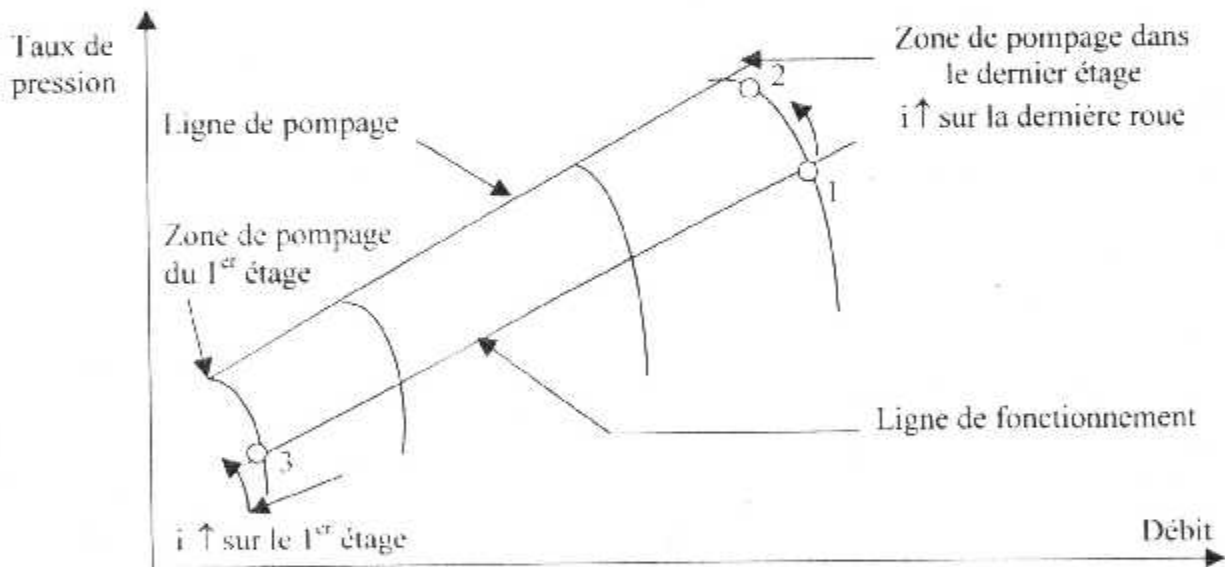


Fig (II.8) : Vannes de charge

Les vannes de décharge et leur système de contrôle représentent un excédent de poids et une complexité additionnelle, mais le gain réalisé le compense largement. (Fig II.8).

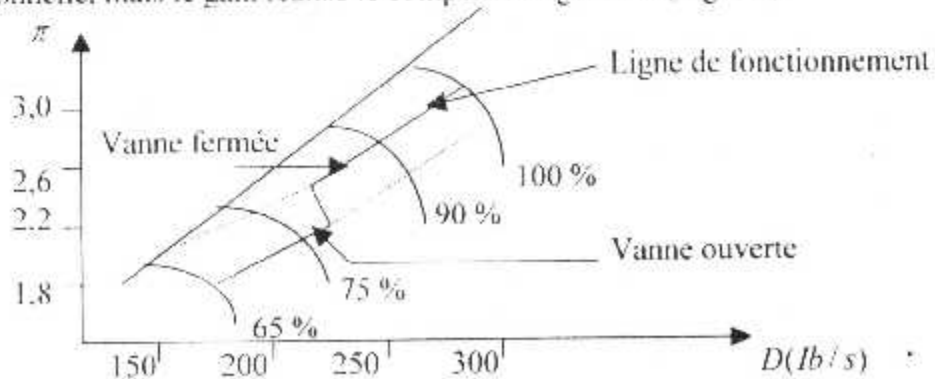


Fig (II.9) : Vannes de décharge et ligne de fonctionnement

❖ **Géométrie variable des stators :**

Une autre solution pour résoudre les problèmes de la charge élevée des premiers étages à faible régime consiste à équiper les compresseurs haute pression de stators à géométrie variable.

La « fermeture » des stators (en les mettant en incidence négative) conduit alors à décharger l'étage en aval en réadaptant les incidences sur l'aube mobile (Fig II.10).

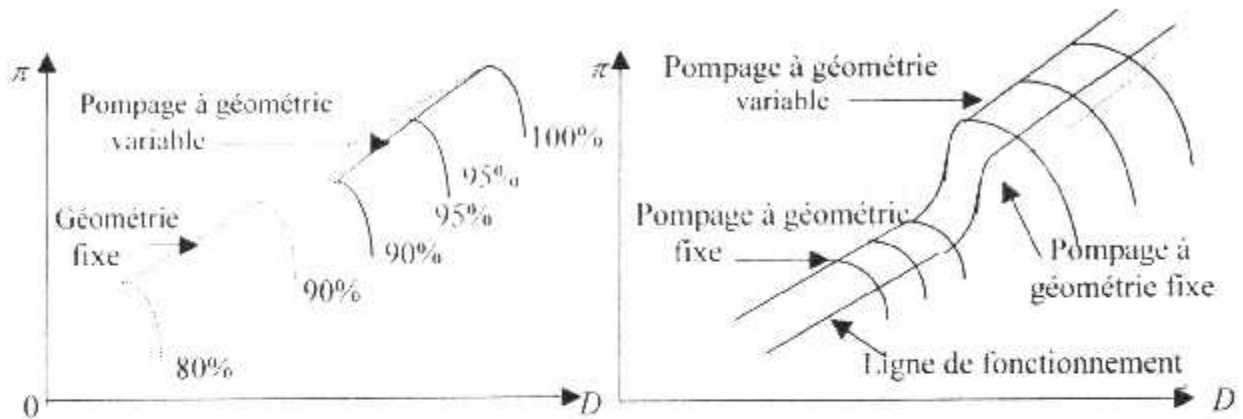


Fig (II.10) : Géométrie variable des stators

La figure (II.10) montre sur les triangles de vitesse le fonctionnement d'un étage à vitesse de rotation constante « U » quand la vitesse axiale « V_z » (ou le débit) diminue. Dans ce cas les angles de l'écoulement par rapport au rotor « β_1 » augmentent et l'étage évolue vers le pompage.

Il pourrait être utile de modifier l'angle « α_1 » pour conserver en hors adaptation, une incidence optimale sur l'aube mobile. C'est en particulier le cas d'une directrice d'entrée à calage variable ou de redresseurs à calage variable sur les compresseurs multi étages permettant de réadapter les angles d'incidence.

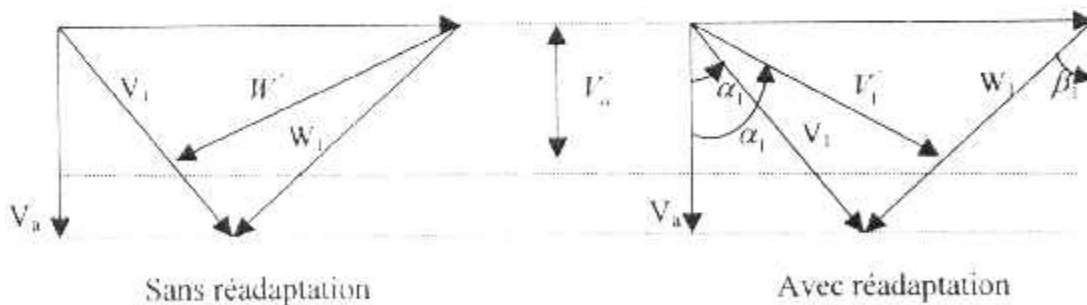


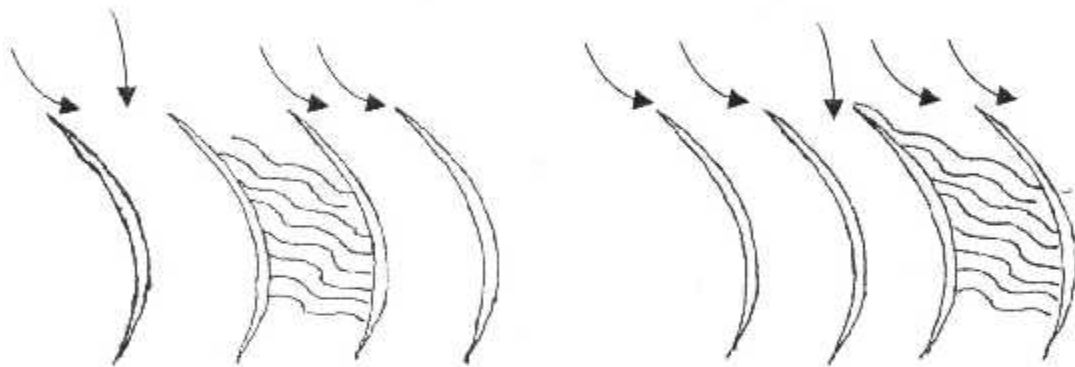
Fig (II.11) : Triangles des vitesses

II.2.2 LE FLOTTEMENT :

Couplage mécanique (vibration d'aube) et aérodynamique (si l'incidence bouge) pouvant apparaître en subsonique à faible débit, forte pression ou en supersonique à fort débit et forte pression.

II.2.3 LE DECOLLEMENT ROTATIF :

Un autre phénomène important qui peut conduire à un dommage important du compresseur, est celui du décollement rotatif. Si l'incidence « i » devient trop forte (en positif) sur une ailette, l'extrados décolle et le débit au niveau de cette ailette diminue, le débit total restant stationnaire contrairement au pompage. Il est dévié vers les ailettes voisines qui sont ainsi sustentées avec des incidences trop fortes et qui décollent à leur tour. Ce décollement tourne dans une roue à une vitesse liée à la vitesse de rotation de cette roue. Comme le montre la figure (II.2a), on a une seule ailette décollée quand il y a déviation du flux qui tend à surcharger une ailette voisine et décharger l'autre adjacente, alors celle qui est surchargée décolle et la déviation du flux qui résulte déchargera l'ailette originale décollée comme dans la figure (II.2b).



a- Cellule de décollement

b- Nouvelle cellule de décollement

Fig (II.12) : Propagation du décollement rotatif

Ce processus se répète et la cellule décollée se propage dans la direction indiquée. Dans ce cas, il peut y avoir plus d'une cellule décollée dans une seule grille.

Généralement, les zones de décollement qui peuvent être plusieurs, tournent à peu près à $\frac{1}{2}$ de la vitesse du moteur.

Ces charges et décharges alternées des ailettes établissent des contraintes alternatives dans chaque ailette. Ces contraintes ne sont pas très élevées à moins qu'il y est une fréquence égale à la fréquence vibratoire de l'ailette, dans ce cas, des contraintes élevées se présentent et ainsi une panne de fatigue, d'où une destruction totale de toute la grille.

La moindre chose à faire est de prévenir ces pannes en évitant les vitesses correspondantes aux résonances.

CHAPITRE III

MODELISATION DES ÉCOULEMENTS STATIONNAIRES DANS LES TURBO-MACHINES

Cette synthèse concerne les méthodes permettant une simulation numérique du comportement des écoulements qui traversent une turbomachine (parties fixes et mobiles des compresseurs et turbines axiales). Seul l'aspect aérodynamique sera étudié à l'exclusion de tout phénomène réactif, il convient également préciser que :

- ◆ Seuls les fluides compressibles monophasiques considérés ici.
- ◆ Les applications envisagées font intervenir la compressibilité du fluide excluant ainsi les régimes à basse vitesse.

Les méthodes de calcul appropriées, les plus avancées, sont surtout développées dans le domaine aéronautique.

L'écoulement dans une turbomachine est caractérisé par quatre aspects essentiels qui sont : La tridimensionnelle, la viscosité, l'instationnarité (même en régime stationnaire) et les transferts thermiques.

III.1 ECOULEMENT TRIDIMENTIONNEL :

Avant tout l'écoulement est considéré comme stationnaire, cela ne veut pas dire que les effets instationnaires sont négligés ou bien qu'ils ne sont pas étudiés, mais cela signifie que la conception et la définition des composants d'une turbomachine sont faites à l'aide de calculs stationnaires, sont quittés pour être vérifiés à posteriori les effets d'une instationnarité.

III.1.1 APPROCHE 3D COMPLETE :

Si on veut réellement optimiser une machine dans le but d'avoir des performances très élevées, il est nécessaire de déterminer de plus en plus finement l'écoulement pour connaître d'abord tous les phénomènes qui se produisent et ensuite améliorer le comportement du fluide en tout point. L'étape directement « 3D » devient alors indispensable. L'aspect réel 3D de l'écoulement provient essentiellement du gauchissement des nappes de courant dans les roues sous l'effet des gradients de pression radiaux qui varient azimuthalement par suite de la charge des aubes. Il en résulte une évolution azimuthal non négligeable de la pente méridienne de l'écoulement. Cet effet est d'autant plus important que les aubes sont chargées. La prise en compte rigoureuse de ces phénomènes dans une machine complète (multi-étage) nécessite de ne pas éliminer les effets 3D issue des roues précédentes et par conséquent, d'utiliser une approche nécessairement instationnaire. Ainsi, un calcul 3D stationnaire n'est envisageable en toute rigueur que pour une roue isolée.

Il est bien entendu toujours possible d'établir un écoulement méridien après chaque roue, ce qui supprime automatiquement l'aspect 3D évoqué ci-dessus mais rend la solution stationnaire.

Cependant un tel calcul, dans une approche non visqueuse, n'est pas réaliste.

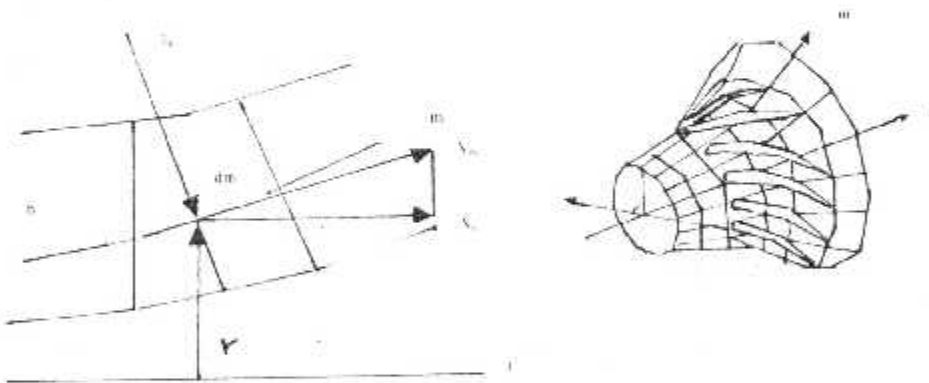
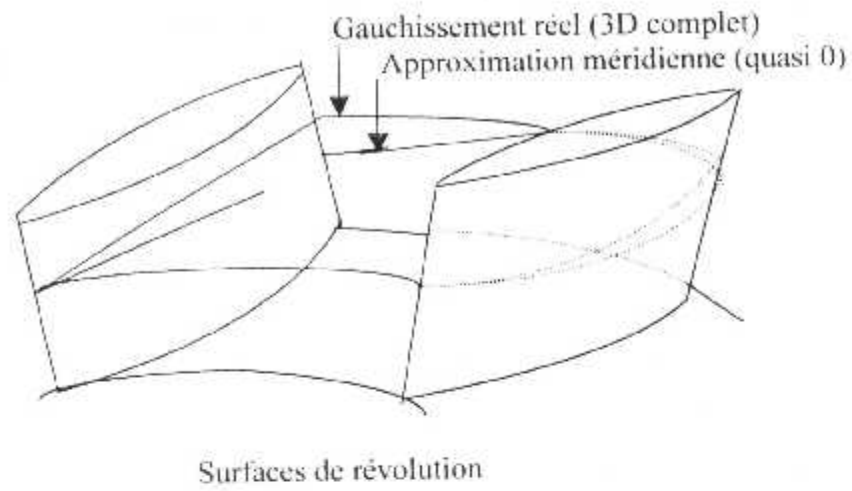
III.1.2 APPROCHE QUASI 3D :

Hormis l'approche réellement tridimensionnelle étudiée au paragraphe (2.1), le calcul de l'écoulement dans un ou plusieurs étages ne peut être abordé que par l'intermédiaire du concept d'écoulement moyen élaboré par LORENZ, repris et considérablement développé par « W_u ».

a) THEOREME GENERAL DE W_u :

Dans le théorème général de « W_u » les équations de l'écoulement sont satisfaites par deux familles de surfaces de courant. L'écoulement tridimensionnel complet ont obtenu par une procédure itérative entre les solutions sur ces deux groupes de surfaces appelées S_1 (surface aube-à-aube) et S_2 (surface qui passe à travers la roue). Le théorème général suppose que l'écoulement relatif à une roue soit stationnaire dans cette roue. Cependant à la sortie d'une roue, l'écoulement varie circumférentiellement et si la roue suivante à un mouvement par rapport à la première elle reçoit un écoulement variable dans le temps.

est donc seulement pour le cas d'une roue isolée que l'écoulement relatif est stationnaire et on peut dire que le théorème général est limité aux cas de cascades annulaires ou de roues isolées.



**Fig (III.1) Schématisation de l'écoulement selon les deux concepts :
 Ecoulement méridien et écoulement aube à aube**

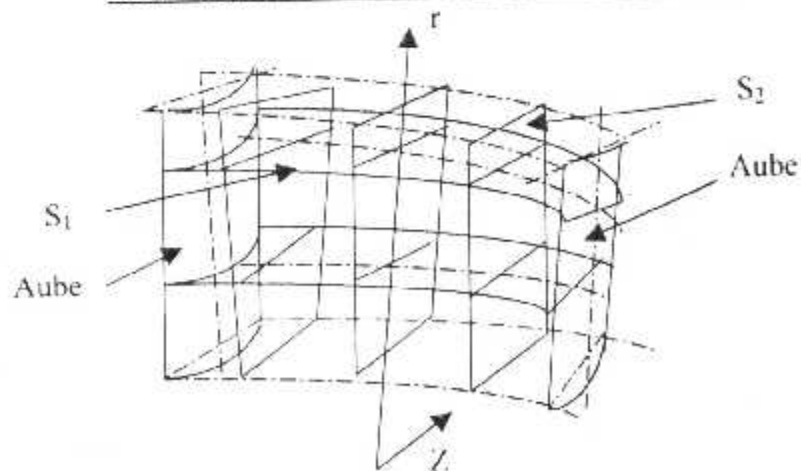


Fig (III.2) : Visualisation des surfaces S_1 et S_2

III.2 ÉCOULEMENT AXISYMETRIQUE 2D OU ÉCOULEMENT MÉRIDIEN :

Rappelons que ce schéma d'écoulement moyen à l'origine du développement de nombreuses méthodes de calcul, consiste à admettre que si le nombre d'aubes est suffisamment élevé, l'écoulement demeure en moyenne axisymétrique à la traversée des diverses roues dont l'action peut être simulée par un champ de forces volumiques. Le calcul de cet écoulement moyen, dit également méridien, qui est mathématiquement bidimensionnel, permet de déterminer, d'une part la géométrie des nappes de courant de révolution à travers toute la machine considérée.

III.2.1 MODELES SIMPLIFIES DE L'ÉQUILIBRE RADIAL :

L'écoulement étudié est considéré comme permanent quel que soit le repère, ignorant les perturbations instationnaires induites par une roue sur son environnement. Une simplification largement utilisée de cet écoulement est obtenu par le concept de l'équilibre radial ; en effet ; dans le cas d'un écoulement axisymétrique, l'équation dans le sens radial, écrite en coordonnées cylindriques sans prendre en compte les termes de frottement, s'écrit pour un écoulement permanent :

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} = \frac{V_u^2}{r} - \frac{dV_r}{dt} \dots\dots\dots(III.1)$$

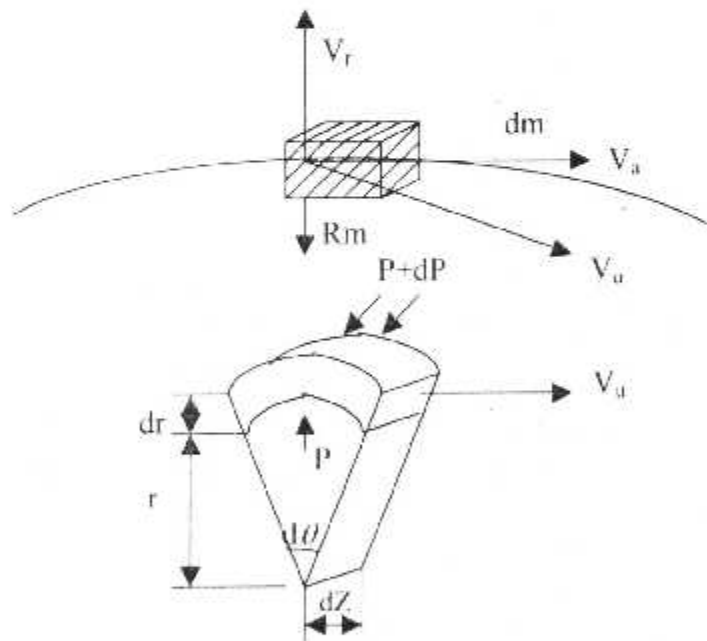


Fig (III.3) : Écoulement tridimensionnel (condition de l'équilibre radial)

Les termes dus à la conicité et à la courbure des filets fluides sont mis en évidence de la façon suivante :

Appelons « V_m » la projection de la vitesse « V » dans le plan méridien et « θ » l'angle de « V_m » avec « V_z » ; « R_m » étant le rayon de courbure de la projection méridienne du filet de courant. Il vient alors :

$$V_r = V_m \cdot \sin \theta$$

Ce qui donne en dérivant :

$$\frac{dV_r}{dt} = \frac{dV_m}{dt} \sin \theta + V_m \cos \theta \frac{d\theta}{dt} \dots\dots\dots(III.2)$$

Avec :
$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{d\theta}{dm} \frac{dm}{dt} = \frac{V_m}{R_m}$$

D'où la nouvelle forme de l'équilibre radial :

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} = \frac{V_m^2}{r} - \frac{dV_m}{dt} \sin \theta - \frac{V_m^2}{R_m} \cos \theta \dots \dots \dots (III.3)$$

Avec :

- $\frac{V_m^2}{r}$ terme de giration
- $\frac{dV_m}{dt} \sin \theta$ terme de conicité
- $\frac{V_m^2}{R_m} \cos \theta$ terme de courbure

Si l'on néglige les deux derniers termes, on obtient l'expression la plus simplifiée, dite "équilibre radial simplifié", qui peut être intégré analytiquement dans des cas simples.

Exemple : Cas de "Free-Vortex" : la solution analytique est :
 $r \cdot V_\theta = \text{cte}$ (condition de Vortex libre).

III.2.2 MODELE NON SIMPLIFIE DE L'EQUILIBRE RADIAL :

Comme il sera démontré dans le paragraphe (III.4), l'équation complète de l'équilibre radial est déduite des équations de "Navier-Stokes" en coordonnées cylindriques ou les effets de viscosité et l'hypothèse de l'axisymétrie de l'écoulement moyen ne sont introduits qu'à la fin. L'équation finale est de la forme :

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} = \frac{1 - \frac{W_\theta^2}{a^2}}{1 - \frac{W_\theta^2}{a^2}} \left[\frac{(W_\theta + U)^2}{r} - \frac{W_\theta^2}{\cos^3 \theta} C_M \right] - a^2 \left(\frac{\text{tg} \theta}{r} + \frac{1}{\cos^2 \theta} \frac{\partial \theta}{\partial r} \right) \left\{ \begin{array}{l} \frac{W_r W_\theta}{a^2} \\ 1 - \frac{W_\theta^2}{a^2} \end{array} \right\} \dots (III.4)$$

ou bien :

$$\left(1 - \frac{M_{\theta, \text{rel}}^2}{\cos^2 \theta} \right) \frac{1}{\rho a^2} \frac{\partial P}{\partial r} = (1 - M_{\theta, \text{rel}}^2) \left[\frac{M_{\theta, \text{rel}}^2}{r} - \frac{M_{\theta, \text{rel}}^2}{R_m \cos^3 \theta} \right] \cdot M_{\theta, \text{rel}} \cdot M_r \left(\frac{\text{tg} \theta}{r} + \frac{1}{\cos^2 \theta} \frac{\partial \theta}{\partial r} \right)$$

III.2.3 DIFFICULTES RENCONTREES EN REGIME TRANSONIQUE ET SUPERSONIQUE :

D'une façon générale, l'écoulement méridien est toujours subsonique mais la vitesse relative peut dans certains cas être légèrement supersonique.

Certaines méthodes peuvent même admettre, dans leur principe, des vitesses relatives franchement supersoniques. Mais il faut alors devenir très prudent quant à l'interprétation et à la validité des résultats. En effet, dans le cas de vitesses relatives supersoniques, intervient un phénomène qui n'est pas a priori pris en compte dans ces méthodes ; il s'agit de l'extension à une roue mobile du principe de l'incidence unique et qui a deux conséquences principales :

- L'écoulement à l'amont de la roue est indépendant de l'aval si, d'une part, les aubes sont suffisamment rapprochés pour que les surfaces caractéristiques montantes sur lesquelles se propagent les perturbations ne traversent pas la roue et si, d'autre part, l'écoulement dans un canal inter-aube est amorcé.

- Pour une vitesse de rotation donnée, l'incidence de l'écoulement amont pour un nombre de Mach donné et son débit ne dépendent que de la géométrie de la roue et non plus d'une condition imposée à l'aval.

Dans le cas d'une roue où l'écoulement relatif amont reste supersonique sur toute l'envergure de l'aube, le même principe s'applique et il n'y a en particulier aucune dépendance de l'aval sur l'amont, bien que les vitesses méridiennes restent subsoniques.

Dans le cas d'une roue transsonique, telle que la vitesse relative soit supersonique en tête mais subsonique au moyen, le phénomène est plus complexe ; l'inter dépendance amont-aval a lieu sur la portion subsonique de l'écoulement, tant que n'apparaissent pas des blocages soniques.

La validité des diverses méthodes tombe en principe en défaut pour de telles configurations supersoniques; mais la prise en compte du principe d'incidence unique pour chaque coupe peut être faite bien que délicate. Il reste le calcul tridimensionnel exact pour résoudre le problème avant d'aborder la description des méthodes de calcul, il convient de rappeler que leur finalité est la détermination de la géométrie des nappes de courant, c'est à dire leur position radiale (r, Z) et leur épaisseur (b) le long de la méridienne, qui servira de base aux calculs de l'écoulement aube à aube (m, θ).

Mais la forme de ces nappes dépend étroitement de l'état du fluide et par conséquent des pertes qui apparaissent à la traversée des roues successives. Une utilisation correcte du calcul de l'écoulement méridien nécessite impérativement une prise en compte de ces pertes, qui est obtenue en général par l'emploi de lois empiriques que l'on peut facilement inclure dans le programme de calcul.

III.3 ECOULEMENT AUBE A AUBE :

D'une façon générale, les méthodes de calcul sont appliquées à un écoulement permanent (m, θ) dans un repère relatif à une roue isolée définie entre deux surfaces de révolution infiniment voisines, de rayon et d'épaisseur variables, dont la géométrie est connue pour un écoulement méridien (Fig III.1).

- ❖ Le modèle d'EULER pour ce type d'écoulement (équations finales) est :

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F(U)}{\partial m} + \frac{\partial G(U)}{\partial \theta} = H(U) \dots \dots \dots (III.5)$$

Avec :

$$U = \begin{cases} \tau r \rho \\ \tau r \rho W_m \\ \tau r \rho W_u \end{cases} ; \quad F(U) = \begin{cases} \tau r \rho W_m \\ \tau r (P + \rho W_m^2) \\ \tau r \rho W_m W_u \end{cases}$$

$$G(U) = \begin{cases} \tau r \rho W_u \\ \tau \rho W_m W_u \\ \tau (P + \rho W_u^2) \end{cases} ; \quad H(U) = \begin{cases} 0 \\ P \frac{d(\tau r)}{dm} + \tau \rho (W_u + w r)^2 \frac{dr}{dm} \\ - \tau \rho W_m (W_u + 2w r) \frac{dr}{dm} \end{cases}$$

On peut signaler le cas particulier d'une configuration à deux dimension (2 D) strictement bidimensionnelle du type grille d'aubes. L'écoulement étant plan avec deux coordonnées spatiales x et y (au lieu de m, θ) ou strictement radiale avec les coordonnées polaires r et θ . De nombreuses méthodes appliquées en aérodynamique bidimensionnelle sont utilisables, mais non détaillées dans ce chapitre.

Une telle approche est évidemment très facile et fréquemment utilisée mais elle est peu réaliste et ne doit être appliquée qu'à des cas très limités. Toute fois, son utilité s'explique par le fait que :

- Il s'agit souvent d'une étape utile avant l'élaboration de cas plus compliqués, en particulier au niveau des méthodes de calcul :
- Les calculs (2D) sont souvent suffisants pour analyser l'influence de certains paramètres comme par exemple le pas relatif, la répartition de la courbure du squelette, la répartition de la loi de l'épaisseur...etc.
- La conception du profil de base est souvent effectuée en (2D).

Nous distinguerons les méthodes directes qui déterminent toutes les caractéristiques de l'écoulement pour une roue à géométrie donnée, les méthodes inverses destinées à la restitution de la géométrie d'une roue correspondant à une répartition de vitesse ou de pression souhaités sur le profil.

III.3.1 METHODES DIRECTES :

Toutes les méthodes présentées utilisent des équations discrétisées, nécessitant un maillage approprié du domaine de calcul. Cela peut entraîner a priori un manque de précision dans les régions où les gradients de vitesse sont très élevés et la densité du maillage insuffisante, la périodicité de l'écoulement relatif permanent sur une telle surface de révolution, permet le calcul de l'écoulement dans un seul canal inter aube selon le schéma de la figure (III.4) ci dessous :

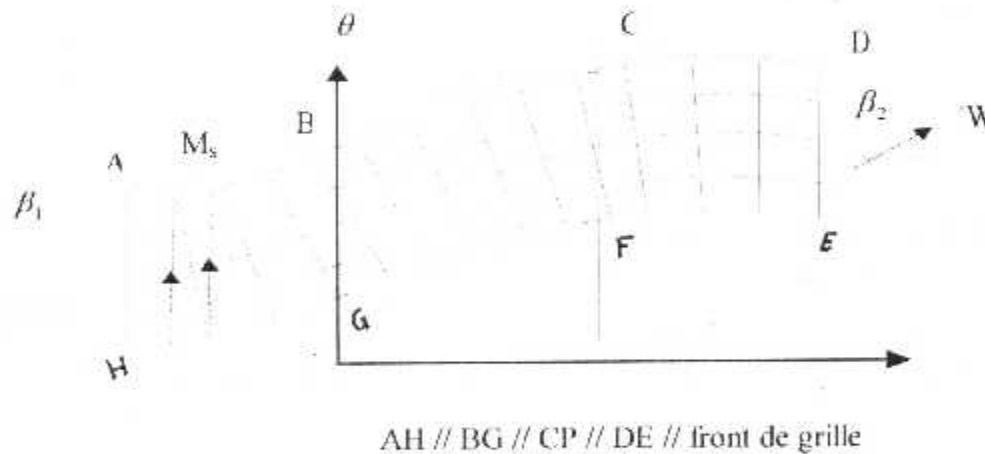


Fig (III.4) : Exemple de maillage adapté « Une grille d'aubes »

Avec les conditions aux limites suivantes :

- Condition de glissement sur le profil (ligne BC et GF).
- Condition de périodicité (ligne AB, CD, FF, HG).
- Condition amont (ligne AH).
- Condition aval (ligne DE).

Il existe des méthodes de calcul très précises (en particulier bord d'attaque et bord de fuite), telle que la méthode de singularités mais leur domaine d'application est restreint aux écoulement subsoniques stationnaires et strictement bidimensionnels. Elles ne sont plus guère développées et ne sont pas explicites ci après.

III.3.2 METHODE INVERSE :

La recherche d'optimisation de certaines performances peut être facilitée par l'utilisation du mode inverse. Malheureusement, le calcul conduit fréquemment à des formes d'aubes totalement irréalistes.

Il est alors nécessaire d'effectuer un nombre important de calculs de façon à aboutir à un compromis satisfaisant, ce qui diminue l'avantage par rapport à l'emploi systématique de calculs en mode direct. En réalité, il est judicieux de s'inspirer des résultats d'un calcul direct appliqué à une géométrie réaliste et de considérer la méthode inverse comme une méthode corrective.

III.4 CALCUL DE L'EQUILIBRE RADIAL :

L'équilibre radial constitue l'approche la plus simplifiée de l'écoulement méridien, il consiste à se donner a priori la conicité et la courbure des filets fluides. Sa description sera plus détaillée que les méthodes de calcul plus générales car il contient un outil très précieux et relativement facile à mettre en œuvre.

III.4.1 DEFINITIONS :

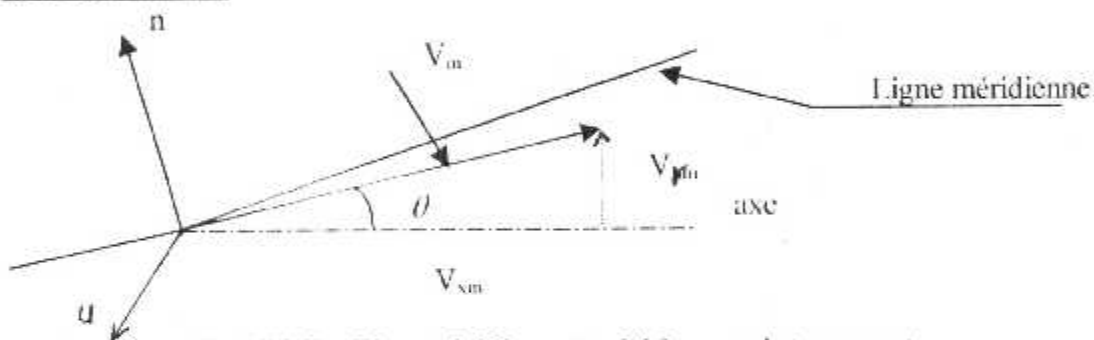


Fig (III.5) : Plan méridien attaché à un point courant

V_m = vitesse méridienne (projection de la vitesse V sur une ligne méridienne).

V_u = projection de V sur une section droite (projection de V sur U) selon U .

Remarque : Ce plan méridien contient ce point O et l'axe de la machine.

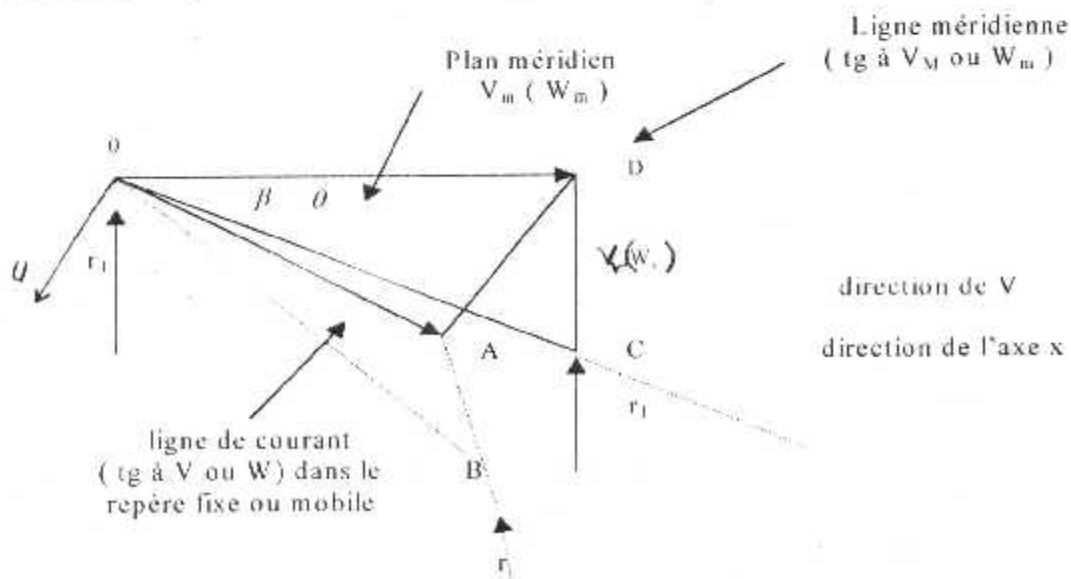


Fig (III.6) : Plan méridien

L'écoulement tridimensionnel est remplacé par un écoulement moyen axisymétrique (projeté dans le plan méridien) bidimensionnel $f(r,x)$ auquel on superposera un écoulement sur une surface axisymétrique (résolu par Catsanis = différences finies ou d'autres méthodes fluide parfait). On supposera être en fluide parfait ($\tau_j = \bar{0}$) pour l'écoulement moyen stationnaire dans chaque aubage par rapport au repère lié à l'aubage (l'hypothèse d'écoulement moyen axisymétrique ne sera faite qu'à la fin). Les effets de viscosité se rajoutent après.

III.4.2 ECRITURE DES EQUATIONS :

III.4.2.1 L'équation de continuité :

Cette équation s'écrit en mouvement permanent : $div(\rho \dot{V}) = 0$
Soit en coordonnées cylindriques dans l'espace fixe :

$$div(\rho \dot{V}) = \frac{\partial}{\partial r}(\rho V_r) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho V_x) + \rho \frac{V_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta}(\rho V_\theta) = 0$$

Et dans l'espace mobile « V » est remplacé par « W »

$$\frac{\partial}{\partial r}(\rho W_r) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho W_x) + \rho \frac{W_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta}(\rho W_\theta) = 0 \dots\dots\dots(III.6)$$

III.4.2.2 Equation de l'énergie :

Le long d'une ligne de courant : $dh = TdS + \frac{dP}{\rho}$ soit $\overline{grad h} = T \overline{grad S} + \frac{1}{\rho} \overline{grad P}$

En faisant intervenir la rothalpie : $J = h + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2}$ et avec $U = wr$

$$-\frac{1}{\rho} \overline{grad P} = T \overline{grad S} - \overline{grad J} + \overline{grad} \frac{W^2}{2} - w^2 r$$

Cette équation s'écrira dans le repère r, θ, x

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} = T \frac{\partial S}{\partial r} - \frac{\partial J}{\partial r} + \frac{1}{2} \frac{\partial(W^2)}{\partial r} - w^2 r \quad (r) \quad \text{en repère fixe}$$

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial \theta} = T \frac{\partial S}{\partial \theta} - \frac{\partial J}{\partial \theta} + \frac{1}{2} \frac{\partial(W^2)}{\partial \theta} \quad (\theta) \quad W \text{ remplacé par } V \dots\dots\dots(III.7)$$

$$w = 0$$

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = T \frac{\partial S}{\partial x} - \frac{\partial J}{\partial x} + \frac{1}{2} \frac{\partial(W^2)}{\partial x} - w^2 r \quad (x) \quad J \text{ remplacé par } H_i$$

En fluide parfait ($\vec{\tau} = \vec{0}$) si on est adiabatique le long d'un filet de courant

$$dS = 0 (dS = \delta\theta + \delta x)$$

Par contre, l'écoulement réel moyen constitué par un écoulement fluide parfait auquel on superposera les écoulements visqueux moyennés (couches limites) et phénomènes secondaires ne

sera pas isentropique ; on négligera en général les forces de viscosité dans l'équation d'un mouvement mais pas la variation d'entropie (exprimée en fonction des pertes) dans l'équation de l'énergie.

III.4.2.3 Equation du mouvement :

$$\frac{1}{\rho} \frac{d\vec{V}}{dt} = -\frac{1}{\rho} \overrightarrow{\text{grad}} P + \vec{\tau}_f \quad \text{repère fixe} \dots\dots\dots(\text{III.8})$$

$$\text{et} \quad \frac{1}{\rho} \frac{D_{rel} \vec{W}}{D_{rel} t} - w^2 \vec{r} + 2 \vec{\Omega} \wedge \vec{W} = -\frac{1}{\rho} \overrightarrow{\text{grad}} P + \vec{\tau}_f \quad \text{repère mobile} \dots\dots\dots(\text{III.9})$$

$$\text{Avec :} \quad \frac{d\vec{V}}{dt} = \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \overrightarrow{\text{grad}} \frac{V^2}{2} + \overrightarrow{\text{rot}} \vec{V} \wedge \vec{V}$$

$$\text{Et} \quad \frac{D_{rel} \vec{W}}{D_{rel} t} = \frac{\partial_{rel} \vec{W}}{\partial t} + \overrightarrow{\text{grad}} \frac{W^2}{2} + \overrightarrow{\text{rot}} \vec{W} \wedge \vec{W}$$

Avec le repère choisi on a vu que si on tourne à vitesse constante :

$$U = wr \quad \vec{\Omega} = w \cdot \vec{x} \quad \overrightarrow{\text{rot}} \vec{U} = 2\vec{\Omega} \quad \left\{ \begin{array}{l} V_r = W_r \\ V_u = W_u + U \\ V_x = W_x \end{array} \right.$$

$$\text{Et} \quad \overrightarrow{\text{grad}} \frac{V^2}{2} = \begin{cases} V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + V_u \frac{\partial V_u}{\partial r} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial r} & (r) \\ \frac{1}{r} \left(V_r \frac{\partial V_r}{\partial \theta} + V_u \frac{\partial V_u}{\partial \theta} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial \theta} \right) & (\theta) \\ V_r \frac{\partial V_r}{\partial x} + V_u \frac{\partial V_u}{\partial x} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} & (x) \end{cases}$$

$$\overrightarrow{\text{grad}} P = \begin{cases} \frac{\partial P}{\partial r} & (r) \\ \frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} & (\theta) \\ \frac{\partial P}{\partial x} & (x) \end{cases} ; \quad \vec{V} = \begin{cases} V_r \\ V_u \\ V_x \end{cases}$$

$$\overrightarrow{rot} \vec{V} = \begin{cases} \frac{1}{r} \frac{\partial V_x}{\partial \theta} - \frac{\partial V_u}{\partial x} = A & (r) \\ \frac{\partial V_c}{\partial x} - \frac{\partial V_s}{\partial r} = B & (\theta) \\ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_u) - \frac{1}{r} \frac{\partial V_c}{\partial \theta} = C & (x) \end{cases} ; \quad \overrightarrow{rot} \vec{V} \wedge \vec{V} \begin{cases} B V_x - C V_u \\ C V_u - A V_x \\ A V_u - B V_r \end{cases}$$

a - Dans le repère fixe :

◆ Suivant (r)

$$V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} - V_u \frac{\partial V_u}{\partial r} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial r} + V_s \frac{\partial V_r}{\partial x} - V_x \frac{\partial V_x}{\partial r} - \frac{V_u}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_u) + \frac{V_u}{r} \frac{\partial V_c}{\partial \theta} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} \dots\dots(III.10)$$

Soit :

$$V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + V_x \frac{\partial V_c}{\partial x} + \frac{V_u}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} - \frac{V_u^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r}$$

◆ Suivant (θ)

$$\frac{1}{r} V_r \frac{\partial V_r}{\partial \theta} + \frac{V_u}{r} \frac{\partial V_u}{\partial \theta} - \frac{V_x}{r} \frac{\partial V_x}{\partial \theta} - \frac{V_s}{r} \frac{\partial V_x}{\partial \theta} - V_x \frac{\partial V_u}{\partial x} + \frac{V_r}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_u) - \frac{V_r}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial P}{\partial \theta} \dots\dots(III.11)$$

◆ Suivant (x)

$$V_r \frac{\partial V_c}{\partial r} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{V_u}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} \dots\dots\dots(III.12)$$

b - Dans le repère mobile :

en rotation pure autour de Ox à vitesse constante (w = cte)

$$\overrightarrow{grad} \frac{W^2}{2} + (\overrightarrow{rot} \vec{W} + \overrightarrow{rot} \vec{U}) \wedge \vec{W} - w^2 \vec{r} = \frac{1}{\rho} \overrightarrow{grad} P \dots\dots\dots(III.13)$$

tout étant exprimé dans le repère relatif

◆ Projection suivant (r) :

$$W_r \frac{\partial W_r}{\partial r} + W_u \frac{\partial W_u}{\partial r} + W_x \frac{\partial W_c}{\partial r} + B W_x - C W_u - w^2 r = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r}$$

Soit :

$$W_r \frac{\partial W_r}{\partial r} + \left(\frac{\partial V_u}{\partial x} - \frac{\partial V_s}{\partial r} \right) W_c - \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_u) - \frac{1}{r} \frac{\partial V_c}{\partial \theta} \right) W_u + W_u \frac{\partial W_u}{\partial r} + W_x \frac{\partial W_x}{\partial r} - w^2 r = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r}$$

En remarquant que : $V_r = W_r$; $V_u = W_u + U$; $V_x = W_x$; $w = \frac{\partial U}{\partial r}$

$$\text{Et } \frac{\partial W_u}{\partial r} = \frac{\partial W_u}{\partial r} + \frac{\partial U}{\partial r}$$

$$W_r \frac{\partial W_r}{\partial r} + W_x \frac{\partial W_r}{\partial x} - \frac{V_u}{r} (W_u) - W_x \frac{\partial W_x}{\partial r} - W_u \frac{\partial W_u}{\partial r} + W_u \frac{\partial W_u}{\partial r} + W_x \frac{\partial W_x}{\partial r} + \frac{1}{r} W_u \frac{\partial W_r}{\partial \theta} - w^2 r = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r}$$

$$W_r \frac{\partial W_r}{\partial r} + \frac{W_u}{r} \frac{\partial W_r}{\partial \theta} + W_x \frac{\partial W_x}{\partial r} - \frac{W_u^2}{r} - w^2 r = 2w \quad W_u = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} \dots\dots\dots(\text{III.14})$$

◆ **Projection suivant (θ) :**

$$\frac{1}{r} \left(W_r \frac{\partial W_r}{\partial \theta} + W_u \frac{\partial W_u}{\partial \theta} + W_x \frac{\partial W_x}{\partial \theta} \right) + C W_r - A W_x = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial \theta}$$

$$\frac{1}{r} W_r \frac{\partial W_r}{\partial \theta} + \frac{W_u}{r} \frac{\partial W_u}{\partial \theta} + \frac{W_x}{r} \frac{\partial W_x}{\partial \theta} - \frac{W_r}{r} \frac{\partial V_x}{\partial \theta} + W_r \frac{\partial V_u}{\partial x} + \frac{W_r}{r} \frac{\partial (r V_u)}{\partial r} - \frac{W_r}{r} \frac{\partial W_r}{\partial \theta} = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial P}{\partial \theta}$$

$$\text{Or : } \frac{W_r}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r V_x) = W_r \frac{\partial (W_u + u)}{\partial r} + \frac{W_r}{r} (W_u + u) = W_r \frac{\partial W_u}{\partial r} + 2 W_r \cdot w + \frac{W_r W_u}{r} \quad \text{et } \frac{\partial U}{\partial x} = 0$$

D'où l'expression

$$W_r \frac{\partial W_u}{\partial r} + \frac{W_u}{r} \frac{\partial W_u}{\partial \theta} + W_x \frac{\partial W_x}{\partial x} + \frac{W_r W_u}{r} + 2 w W_r = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial P}{\partial \theta} \dots\dots\dots(\text{III.15})$$

◆ **Projection suivant (x) :**

$$W_r \frac{\partial W_r}{\partial x} + W_u \frac{\partial W_u}{\partial x} + W_x \frac{\partial W_x}{\partial x} + A(W_u) - B(W_r) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x}$$

$$W_r \frac{\partial W_r}{\partial x} + W_u \frac{\partial W_u}{\partial x} + W_x \frac{\partial W_x}{\partial x} + \frac{W_u}{r} \frac{\partial W_x}{\partial \theta} - \frac{\partial (W_u + U)}{\partial x} W_u - W_r \frac{\partial W_r}{\partial x} + W_r \frac{\partial W_x}{\partial r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x}$$

$$W_r \frac{\partial W_x}{\partial r} + \frac{W_u}{r} \frac{\partial W_x}{\partial \theta} + W_x \frac{\partial W_x}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x}$$

En résumé dans le repère fixe ou mobile l'expression est la même (on fixe $W = V$ et $w = 0$)

$$W_r \frac{\partial W_r}{\partial r} + \frac{W_u}{r} \frac{\partial W_r}{\partial \theta} + W_x \frac{\partial W_r}{\partial x} - \frac{W_u^2}{r} - w^2 r - 2w W_u = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r}$$

$$W_r \frac{\partial W_u}{\partial r} + \frac{W_u}{r} \frac{\partial W_u}{\partial \theta} + W_x \frac{\partial W_u}{\partial x} + \frac{W_r W_u}{r} + 2w W_r = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial P}{\partial \theta}$$

$$W_r \frac{\partial W_x}{\partial r} + \frac{W_u}{r} \frac{\partial W_x}{\partial \theta} + W_x \frac{\partial}{\partial x} (W_x) = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial P}{\partial x} \dots \dots \dots (III.16)$$

En appelant $\Delta()$ l'opérateur, on aura : $W_r \frac{\partial}{\partial r} () + \frac{W_u}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} () + W_x \frac{\partial}{\partial x} ()$

$$\Delta(W_r) - \frac{W_u^2}{r} - w^2 r - 2w W_u = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r}$$

$$\Delta(W_u) + \frac{W_r W_u}{r} + 2w W_r = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial \theta} \quad \text{en roue fixe mettre } W = V \text{ et } w = 0$$

$$\Delta(W_x) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x}$$

• **Remarque :** l'équation selon (θ) peut aussi s'écrire :

$$2w W_r + \frac{1}{r} \Delta(r W_u) = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial P}{\partial \theta}$$

C'est à dire qu'en repère fixe si l'écoulement est axisymétrique $\frac{\partial P}{\partial \theta} = 0 \Rightarrow r V_u$ se conserve en espace fixe si l'écoulement est axi-symétrique.

III.4.3- HYPOTHESE DE L'ECOULEMENT AXISYMETRIQUE :

écoulement axisymétrique $\Rightarrow \frac{\partial}{\partial \theta} () = 0$

Ce qui permet de réécrire le système d'équations :

♦ **Continuité :**

$$\frac{\partial}{\partial r} (\rho W_r) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho W_x) + \rho \frac{W_r}{r} = 0 \dots \dots \dots (III.17)$$

♦ **Mouvement :**

$$W_r \frac{\partial W_r}{\partial r} + W_x \frac{\partial W_r}{\partial x} - \frac{W_u^2}{r} - w^2 r - 2w W_u = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} \dots \dots \dots (III.18)$$

$$W_r \frac{\partial W_u}{\partial r} + W_x \frac{\partial W_u}{\partial x} + \frac{W_r W_u}{r} + 2w W_r = 0 \dots \dots \dots (III.19)$$

$$W_r \frac{\partial W_x}{\partial r} + W_x \frac{\partial W_x}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} \dots \dots \dots (III.20)$$

◆ Energie :

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} - T \frac{\partial S}{\partial r} - \frac{\partial J}{\partial r} + \frac{1}{2} \frac{\partial (W^2)}{\partial r} - w^2 r \dots \dots \dots (III.21)$$

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} - T \frac{\partial S}{\partial x} - \frac{\partial J}{\partial x} + \frac{1}{2} \frac{\partial (W^2)}{\partial x} \dots \dots \dots (III.22)$$

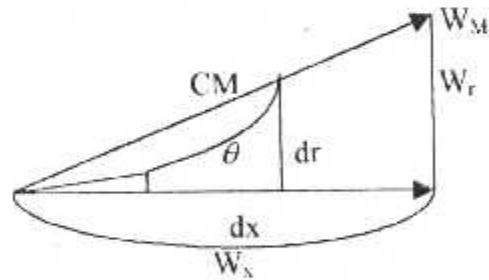
On peut introduire la vitesse du son $a^2 = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_{s, \omega}$ dans l'équation (1) qui devient :

$$a^2 \frac{\partial W_r}{\partial r} + a^2 \frac{\partial W_x}{\partial x} + a^2 \frac{W_r}{r} + \frac{1}{e} W_r \frac{\partial P}{\partial r} + \frac{1}{\rho} W_x \frac{\partial P}{\partial x} = 0$$

Si on associe (III.18) et (III.20) on obtient

$$\frac{1 - \frac{W_x^2}{a^2}}{1 - \frac{W_x^2 + W_r^2}{a^2}} \left(W_x \frac{\partial W_r}{\partial x} - W_r \frac{\partial W_x}{\partial x} - \frac{(W_u + U)^2}{r} \right) + \frac{\frac{W_x W_r}{a^2}}{\frac{W_x^2 + W_r^2}{a^2}} \left(W_r \frac{\partial W_x}{\partial r} - W_x \frac{\partial W_r}{\partial r} - \frac{a^2 W_r}{r W_x} \right) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} = 0 \dots \dots \dots (III.23)$$

Or $\operatorname{tg} \theta = \frac{W_r}{W_x} = \frac{\partial r}{\partial x}$ et $W_M^2 = W_x^2 + W_r^2$



Fig(III.7) : Courbure des filets d'air

D'où la nouvelle equation :

$$\frac{1 - \frac{W_x^2}{a^2}}{1 - \frac{W_M^2}{a^2}} \left(\frac{W_x^2}{\cos^2 \theta} \frac{\partial \theta}{\partial x} - \frac{(W_u + U)^2}{r} \right) - \frac{W_x}{1 - \frac{W_M^2}{a^2}} \frac{W_r}{a^2} \left(\frac{W_x^2}{\cos^2 \theta} \frac{\partial \theta}{\partial r} + \frac{a^2 W_r}{r W_x} \right) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} = 0 \dots \dots \dots (III.24)$$

que l'on peut combiner avec celle de l'énergie pour obtenir, si on tient en compte de la définition de la cambrure des lignes de courant dans le plan méridien :

$$C_M = \frac{d\theta}{ds} = \frac{dx}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \theta}}$$

Avec : $\frac{\partial \theta}{\partial x} + \frac{\partial \theta}{\partial r} \operatorname{tg} \theta = \frac{C_M}{\cos \theta}$ puisque $\frac{d\theta}{dx} = \frac{\partial \theta}{\partial x} + \frac{\partial \theta}{\partial r} \frac{dr}{dx} + 0$

D'où la forme implicite pour la vitesse :

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{W^2}{2} \right) = \frac{\partial J}{\partial r} - T \frac{\partial S}{\partial r} + w^2 r - \frac{1 - \frac{W_x^2}{a^2}}{1 - \frac{W_M^2}{a^2}} \left(\frac{(W_u + U)^2}{r} - \frac{W_M^2}{\cos^2 \theta} C_M \right) - \frac{W_x W_r}{1 - \frac{W_M^2}{a^2}} \left(\frac{\operatorname{tg} \theta}{r} + \frac{1}{\cos^2 \theta} \frac{\partial \theta}{\partial r} \right) \dots \dots \dots (III-25)$$

• **Dans la roue fixe :**

- On a « W » remplacé par « V »
- « J_{rothalpic} » remplacé par « H_i »
- « U » remplacé par « O »

On remarquera que la seule variable indépendante est « r » (pas de x ni de θ) d'où : $\frac{\partial}{\partial r} () = \frac{d}{dr} ()$

III.4.3.1 RESOLUTION DE L'EQUATION GENERALE :

L'équation (III-25) peut s'écrire de façon générale en introduisant la courbure de la ligne de courant méridienne :

Puisque $W_x W_r = W_c^2 \operatorname{tg} \theta$

On a :

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{1 - \frac{W_x^2}{a^2}}{1 - \frac{W_M^2}{a^2}} \left[\frac{\overbrace{(W_u + U)^2}^{\text{giraton}}}{r} - \frac{\overbrace{W_M^2}^{\text{seule de courbure de la méridienne}}}{\cos^2 \theta} C_M \right] - \alpha^2 \overbrace{\left(\frac{\operatorname{tg} \theta}{r} + \frac{1}{\cos^2 \theta} \frac{d\theta}{dr} \right)}^{\text{constante des lignes de courant}} \left(\frac{W_x W_r}{1 - \frac{W_M^2}{a^2}} \right) \dots \dots \dots (III.26)$$

En introduisant : Mw_x, Mw_M, Mv_u et $Rm = \frac{1}{Cm}$

$$Mw_x = \frac{W_x}{a} \quad ; \quad Mv_u = \frac{U}{a}$$

$$Mw_M = \frac{W_M}{a} = \frac{W_x}{a \cos \theta}$$

L'équation générale précédente devient :

$$\left(1 - \frac{Mw_x^2}{\cos^2 \theta} \right) \frac{1}{a} \frac{dp}{\rho dr} = \left(1 - Mw_x^2 \right) \left[\frac{Mv_u^2}{r} - \frac{Mw_x^2}{R_m \cos^2 \theta} \right] - Mw_x M_r \left(\frac{\operatorname{tg} \theta}{r} + \frac{1}{\cos^2 \theta} \frac{d\theta}{dr} \right) \dots \dots \dots (III.27)$$

En introduisant l'angle « β » de W avec W_M , on aura :

$$Mw_x = Mw \cos \beta \cos \theta \quad ; \quad M_x = Mw \sin \beta \quad ; \quad Mw_x Mw_r = Mw_x^2 \operatorname{tg} \theta$$

Les maches se relient aux pressions totales :

$$\omega(M) = \frac{P}{P_t} \quad ; \quad \omega(Mw) = \frac{P}{P_t'}$$

On veut résoudre cette équation dans deux plans (sections droites) plan (1) et plan (2). Le plan (1) désigne l'entrée ; par contre le plan (2) désigne la sortie d'un canal annulaire avec ou sans roue fixe ou mobile.

a)- Etude dans le plan d'entrée (1) :

A et x fixés, on se fixe également l'évolution radiale des lignes méridiennes $\theta(r)$ et des rayons de courbure $Rm(r)$. Les paramètres $Tt(r)$, $Pt(r)$, $\beta(r)$ sont supposés connus. L'équation générale peut donc s'écrire :

$$(a) \quad \left(\frac{dP}{dr} \right)_{x=\text{cste}} - f(P, Pt, \beta, r) \xrightarrow{M \text{ connu}} = f(P, r)$$

On peut intégrer cette équation par la méthode classique de "Runge-Kutta (ordre 4)" en recourant sur le débit masse qui est fixé a priori ainsi que la géométrie de l'entrée R_1 et R_2 .

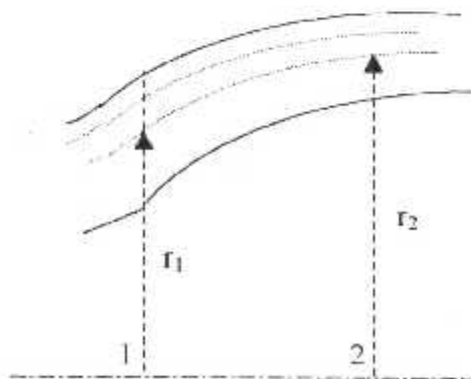
L'itération se fera sur le mach relatif (ou absolu) en pied (moyen). La résolution aboutit à la connaissance en (1) de $p(r)$ pour des lois $\theta(r)$ et $Rm(r)$ données.

b)- Etude du plan de sortie (2) :

On se fixe des valeurs initiales de $\theta(r_2)$ et $Rm(r_2)$ (linéarisé ou autre). $\beta(r_2)$, R , moyeu, R_1 carter sont connus.

Par contre $Tt(r_2)$ et $Pt(r_2)$ ne le sont pas.

• **1^{er} cas : canal annulaire sans roue fixe ou mobile :**



Dans ce cas on a le long d'un tube de $(rVu)_1 = (rVu)_2$ et la conservation du débit masse dans une nappe de courant :

$$\rho_1 Vx_1 r_1 dr_1 = \rho_2 Vx_2 r_2 dr_2$$

C'est à dire :

$$(b) \quad \frac{dr_2}{dr_1} = g(r_1, r_2, P_2)$$

Fig(III.8) : Canal annulaire sans roue fixe ou mobile

En effet si $\theta(r_2)$ connu et $(Vu)_2$ lié à r_1, r_2, Vu_1

$$P_2 = f(M_2, b_2, r_2)$$

Sachant qu'ici $P_{t2}(r)$ et $T_{t2}(r)$ sont connus (pas de perte ou perte connue de (1) à (2) qui est un tuyau adiabatique).

L'équation générale d'équilibre radial en (2) s'écrit :

$$\left(\frac{dP_2}{dr}\right)_r = f(P_2, P_{t2}, r_2, \beta_2)_{r \in (2)}$$

Soit (c)
$$\frac{dP_2}{dr_2} = \frac{dr_1}{dr_2} f(P_2, r_2, \beta_2)$$

On remarquera que (b) et (c) sont définis avec le paramètre r_1 . On intègre numériquement ces équations (b) et (c) par "Runge-Kutta" pour trouver l'écoulement en (2).

En général on itère sur $(Mw_2)_{\text{pied}}$ ou $(P_2)_{\text{pied}}$ en cherchant à "remplir" toute la section (2) connue puisque $(R_2)_{\text{exter}}$ et $(R_2)_{\text{moyen}}$ sont fixés.

On sait ainsi retrouver de proche en proche en (2) les tubes de courant venant de (1) donc les nouvelles lois de $\theta_2(r)$ et $Rm_2(r)$.

Le calcul complet jusqu'à convergence donne la solution cherchée (le lissage de la géométrie des surfaces de courant est délicat).

• **2^{ème} cas : Roue fixe ou mobile entre (1) et (2) :**

On ne peut plus utiliser $(r Vu) = \text{cte}$ ni $T_{t2}(r)$ et $P_{t2}(r)$ qui vont changer de (1) à (2). On dispose

alors de la loi de perte en écoulement relatif $\left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}}\right)_{\text{rel}} = h(r)$ (définition en général par un sous

programme). On peut écrire la conservation de la rothalpie en suivant les nappes de courant et la relation d'Euler :

$$\Delta I_2 = w \Delta(r V_u)$$

Ces trois données permettront d'écrire l'équation (b) et la résolution (b) et (c) se fait comme précédemment.

CHAPITRE IV

ETUDE DES PERTES ET PREDICTION DE LA LIGNE DE POMPAGE

IV.1 LES PROFILS :

IV.1.1 NOMENCLATURE DES PROFILS :

On appelle profil, la section plane de l'aube par rapport à un plan perpendiculaire à sa ligne moyenne. Cependant, certain nomenclature relative aux profils sont comme suite :

- Le squelette d'un profil : la ligne médiane entre l'extrados et l'intrados.
- La corde C : est le segment rectiligne joignant les extrémités du squelette orienté dans le sens de l'écoulement.
- La flèche « f » du profil : est l'ordonnée maximale du squelette par rapport à sa corde. Elle est généralement exprimée en % de la corde.
- La distance a : est l'abscisse de cette flèche, projeté sur la corde à partir du bord d'attaque. Elle est exprimée en % de la corde.

($\frac{a}{c} = 50\%$ dans le cas des squelettes circulaires utilisées souvent pour les aubes du compresseur).

- La cambrure θ : $\theta = \beta_1 - \beta_2$

Avec :

- ❖ β_1 : angle d'entrée d'aube.
- ❖ β_2 : angle de sortie d'aube.

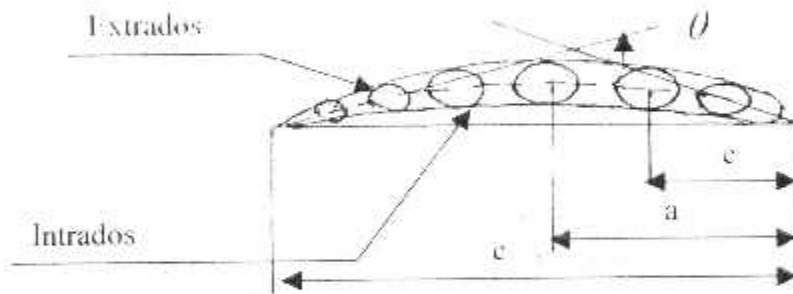


Fig (IV.1) : Profil d'aube

On définit le squelette, la corde « C », la flèche « f », l'épaisseur maximale « e » et la déviation angulaire « θ ».

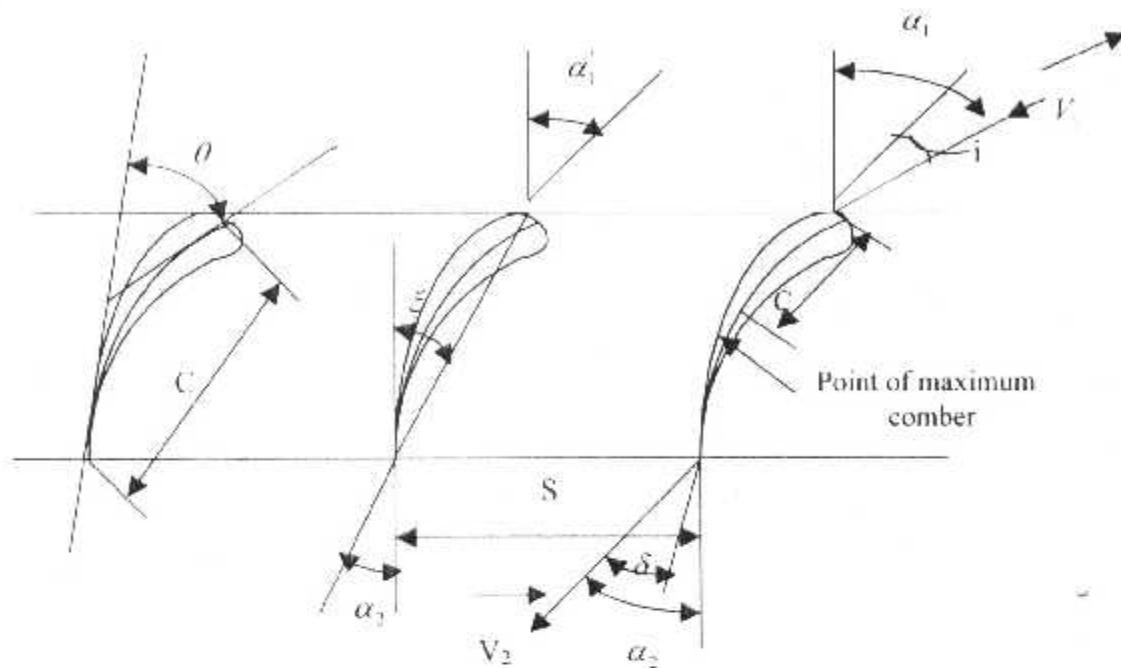
Dans le cas d'une grille, les profils sont reliés entre eux par d'autres paramètres tels que (fig. IV.2).

- Le pas S : la distance entre deux aubes successives mesurée parallèlement au front de la grille.
- La profondeur « b » de la grille : est la distance perpendiculaire entre la section d'entrée de la grille et celle de la sortie.
- L'incidence « i » : l'angle entre la vitesse d'entrée d'air et la tangente du squelette à l'entrée.
- La déflexion « ε » : l'angle de déflexion de l'écoulement entre l'entrée et la sortie d'aube.

Avec :

$$\varepsilon = \beta_1 - \beta_2$$

- L'angle de calage « ζ » : l'angle entre la corde et la perpendiculaire sur le front.
- L'angle de déflexion « δ » : l'angle entre la vitesse de l'écoulement à la sortie et la tangente du squelette à la sortie.



Fig(IV.2) : Notations et nomenclature

Avec :

- ❖ ξ : Angle de calage.
- ❖ S : Le pas
- ❖ α_1 : Angle entre le vecteur de vitesse et le front de la grille en bord d'attaque.
- ❖ α_2 : Angle entre le vecteur de vitesse et le front de la grille en bord de fuite.
- ❖ i : L'indice ($i = \alpha_1 - \alpha_2$)
- ❖ δ : L'angle de déviation ou l'écart flux / profil. $\delta = \beta_2 - \beta_1$
- ❖ V_1 : La vitesse absolue d'air à l'entrée du bord d'attaque.
- ❖ V_2 : La vitesse absolue d'air à la sortie du bord de fuite.
- ❖ W_1 : La vitesse relative d'air à l'entrée du bord d'attaque.
- ❖ W_2 : La vitesse relative d'air à la sortie du bord de fuite.

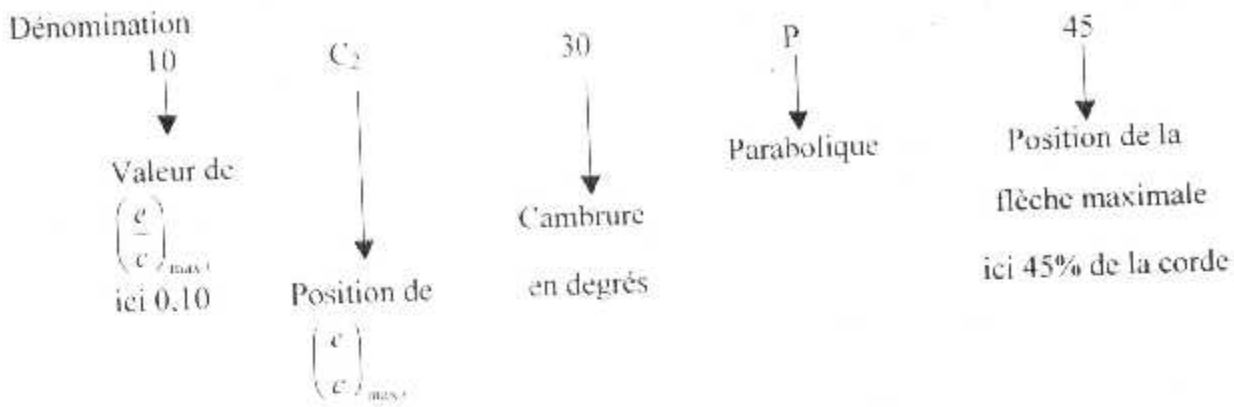
IV.1.2 DESSIN DES PROFILS DE COMPRESSEUR ET REGLES ASSOCIEES :

Le squelette du profil se définit par le triangle des vitesses au point nominal. L'habillage de ce squelette se fait soit en utilisant des profils classiques dont on connaît les pertes, soit par la méthode dite inverse (la donnée des pertes permet de générer un profil).

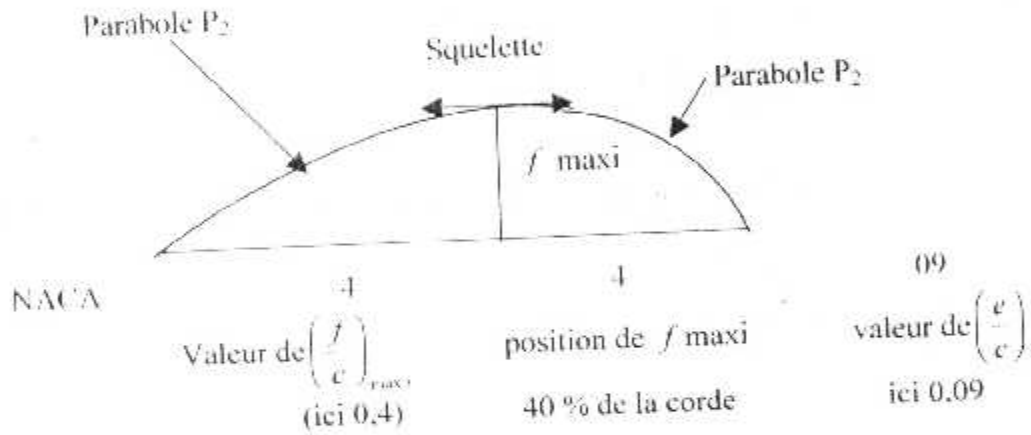
IV.1.2.1 PROFIL CLASSIQUE :

- NGTE(National gaz turbine establishment) :
Squelettes circulaires ou paraboliques

$$\text{Position de l'épaisseur maximale : } \left\{ \begin{array}{l} C_1 = \dot{a} \ 33\% \text{ de la corde} \\ C_1 = \dot{a} \ 30\% \text{ de la corde} \\ C_1 = \dot{a} \ 50\% \text{ de la corde} \end{array} \right.$$



- **NACA** : bi-paraboliques ou circulaires
 NACA 300 ou 400 (bi-paraboliques) d'épaisseur maximale positionnée à 30 % ou 40 % de la corde, de même pour la flèche maximale utilisée en subsonique jusqu'à Mach 0.7.
 Le squelette est constitué de deux paraboles ayant leur sommet au point de flèche maximale et de tangente en ce point horizontal.

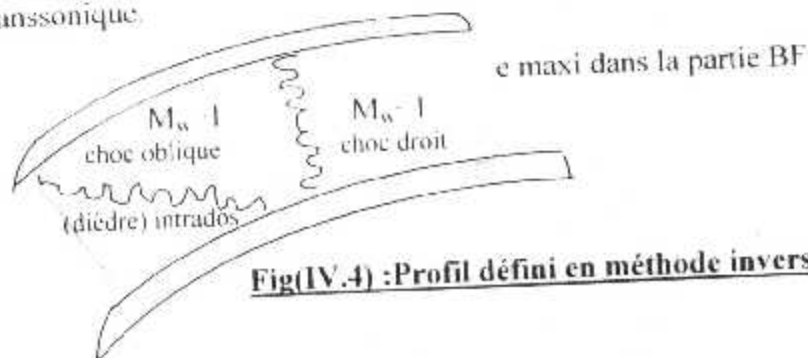


Fig(IV.3) : Profil classique

- **NACA 65** : Squelette circulaire $\left(\frac{e}{c}\right)_{max}$ à 50 % de corde utilisé en subsonique jusqu'à Mach 0.9.
 Dans la zone transsonique, on utilise en général des profils en double arc de cercle ($0.8 < M < 1.2$).
 En supersonique pour ($M > 1.2$) il faut utiliser les aubages spéciaux dit « supersoniques ».

IV.1.2.2 PROFILS DEFINIS EN METHODE INVERSE : VALEURS GEOMETRIQUES

Exemple d'aube transsonique



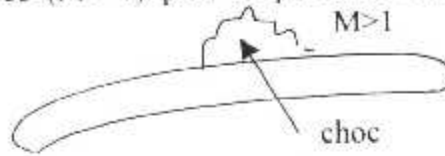
Fig(IV.4) : Profil défini en méthode inverse.

L'écoulement avant le choc oblique est défini par la méthode des caractéristiques.
 Si on se donne le Mach incident: l'incidence est alors définie (incidence unique) ; C'est la grille qui influence l'écoulement amont entre A et C.

En grille subcritique désamorcée, le choc amont est détaché.

En grille subsonique, une zone accélérée ($M > 1$) peut se produire vers l'extrados du bord d'attaque.

On a généralement :



a) Pour les grosses soufflantes (type CFM56-CF650-RR535-RB211)

□ Roue mobile :

$$\left(\frac{s}{c}\right)_{min} = 0,7 \quad \text{Avec : } \frac{C_p}{C_v} = \frac{tete}{pied} = 1,5$$

Valeur de $\left(\frac{e}{c}\right)_{max}$ en tête = 2,5 %

Valeur de $\left(\frac{e}{c}\right)_{max}$ pied = 9 %

C_{HA} et $C_{BF} \cdot 1 \text{ mm}$ $u = 0,35$ (minimum de moyen) = $\frac{R_c}{R_s}$

Nombre d'aubes $n = 40$ $\frac{h}{C_{min}} = 4$

pour un gros moteur $n = 23$ (Larzac) $n = 24$ (Astafan)

□ Roue fixe :

$$\left(\frac{s}{c}\right)_{min} = 0,7 \quad \frac{C_p}{C_v} = 1$$

$\left(\frac{e}{c}\right)_{max}$ tête = 5 %

$\left(\frac{e}{c}\right)_{max}$ pied = 3 %

$$C_{HA} - C_{BF} = 1$$

$$\left(\frac{f}{c}\right) = 50 \% \text{ corde}$$

Nombre d'aubes $n' = 81$ ($2n-1$) et $n' = 3k$ (impair).

b) Calages et allongements :

□ Roue mobile :

$$\gamma = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} + 5^\circ$$

$$\left(\frac{h}{c}\right)_{pied} = 9 * v(1-v) + 0,5 \quad \text{avec : } v = \left(\frac{R_c}{R_s}\right)^{-1}$$

$h \geq 15 \text{ mm}$ (hauteur de l'aube à l'entrée).

□ **Roue fixe :**

$$\gamma = \frac{\beta_1 - \beta_2}{2} - 3^\circ$$

$$\left(\frac{h}{c}\right)_{\text{mcd}} = 13.75 * v(1-v)$$

Avec :

Espace inter aubes = $\frac{1}{4}$ de la corde apparente (sillages) de l'aube amont ($\geq 6\text{mm}$).

En sortie compresseur haute pression $v \leq 0.9$ (pertes par jeu).

$\frac{s}{c}$ est donné par le critère de Zweifel.

IV.2 CALCUL DES ANGLES DE DEVIATIONS ; ECARTS 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.2.1 REGLE DE HOWELL :

Elle est utilisée en hors adaptation.

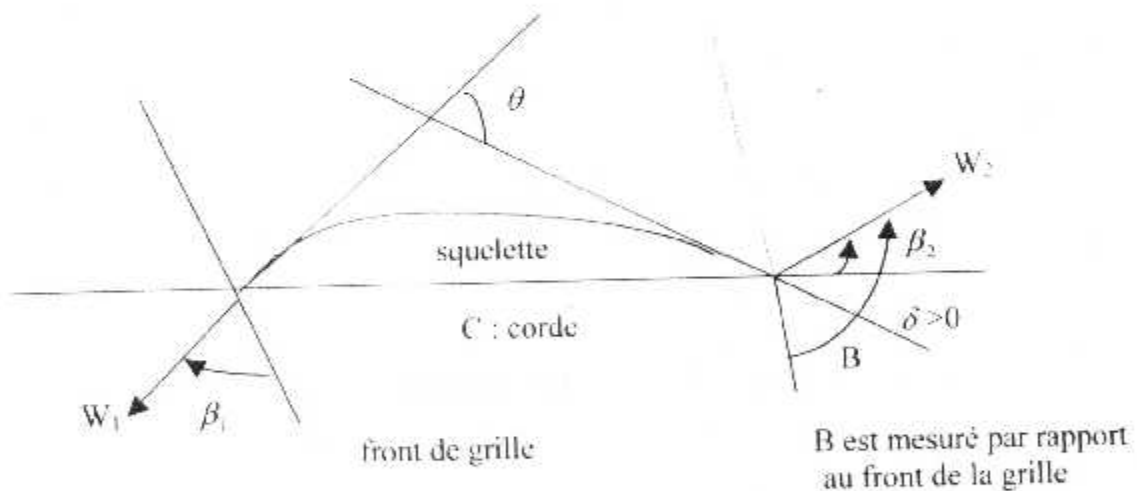


Fig (IV.5) : Squelette d'un profil

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

Avec :

- ❖ $\Delta\beta$: Déviation de w
- ❖ i : Indice de w_1
- ❖ $\frac{l}{c}$: Position de la flèche maxi.
- ❖ $\frac{s}{c}$: pas relatif de la grille (inverse de la solidité).

Avec :
$$m = 0,23 \left[2 \left(\frac{f}{c} \right)_{\max}^2 \right] + 0,002 \beta_2$$

Pour tenir compte de l'effet du nombre de Mach, on a l'expression suivante :

$$m = 0,23 \left(\frac{2f}{c} \right)^2 + 0,1 \left(\frac{90 - \beta_2}{50} \right) + 0,05 * M_2^2$$

Avec :

- $\delta' = \beta_1 - \beta_2 = m(c_1 + i) \sqrt{\frac{s}{c}}$
- $c_1 = \beta_1 - \beta_2$ la cambrure.
- β_1 : angle de calage de l'aube au bord de fuite.
- β_2 : angle de sortie du fluide.
- f : distance au bord d'attaque de la flèche maximale du profil.

IV.2.2 LES CORRELATIONS ANGLAISES (NGTE) :

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

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

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

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

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

Avec :
$$m_c = 0,92 \left(\frac{X_f}{c} \right)^2 + 0,002 \beta_1$$

L'équation ci-dessus est connue sous le nom de « Règle de Howell », pour tenir compte du changement de rayon entre l'entrée et la sortie de l'aube $\Delta\beta$ doit être remplacé par $\Delta\beta_1$.

Avec : $\Delta\beta_1 = \beta_1 - \beta_2 \dots \dots \dots (IV.4)$

❖ Pour un rotor :

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

❖ Pour un redresseur :

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

β_{2s} : 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 Elbahi (docteur ingénieur)].
- Corrélation soviétique [Thèse présentée à l'école nationale d'aéronautique et de l'espace par Ali Elbahi (docteur ingénieur)].

IV.3 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, décollement...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 obliques 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.3.1 DEFINITIONS :

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

a)- Coefficients des pertes :

$$\omega_r = \frac{P'_{12} - P'_{11}}{P'_{11} - P_1} \dots\dots\dots (IV.5)$$

$$\omega_s = \frac{P_1 - P_{12}}{P_{11} - P_1}$$

Avec :

- P'_{12} : la pression total relative statque à la sortie du rotor.
- P'_{11} : la pression total relative à la sortie du rotor.
- P'_{11} : la pression total relative à l'entrée du rotor.
- P_1 : la pression local à l'entrée du rotor.
- P_{12} : la pression total à la sortie du stator.
- P_{11} : la pression total à l'entrée du stator.
- P_1 : la pression local stator.

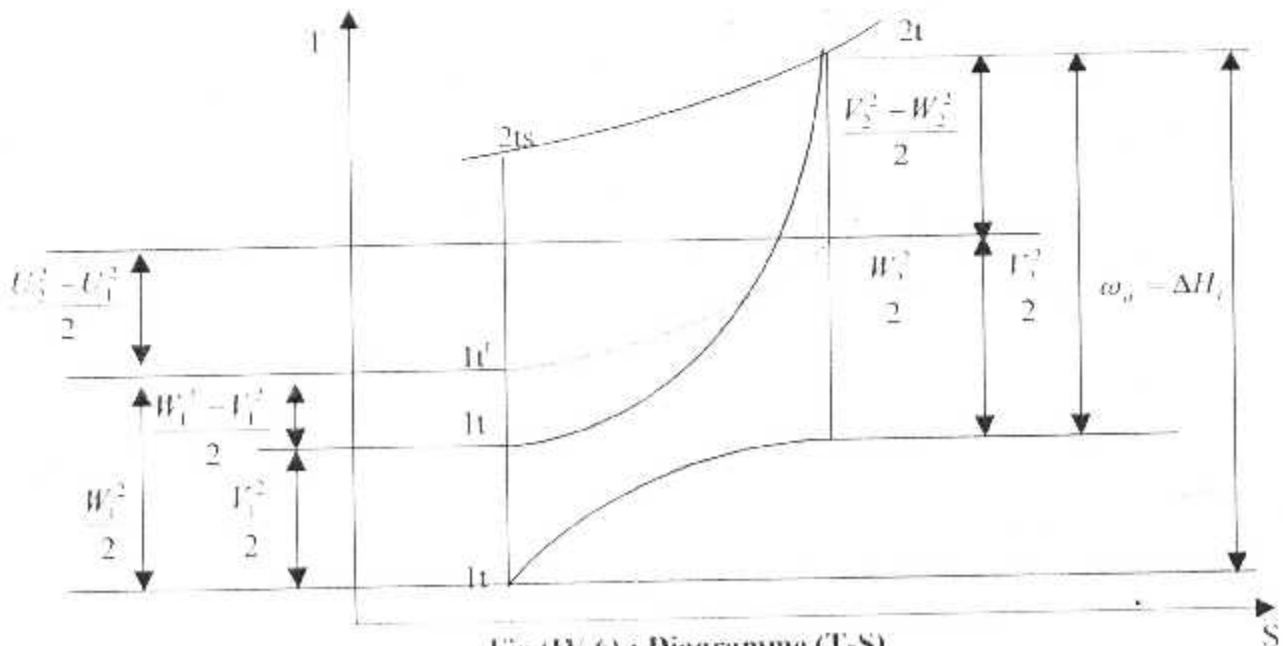


Fig (IV.6) : Diagramme (T-S)

Avec :

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

b)- L'efficacité « η » :

$$\eta = \frac{\pi_2'}{\pi_1'} = \frac{P_{12}'}{P_{11}'} \dots \dots \dots (IV.6)$$

c)- Rendement polytropique « η_p » :

Le rendement η_p peut être défini par l'équation :

$$\eta_p = \frac{P_{12}'}{P_{11}'} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots \dots \dots (IV.7)$$

d)- Rendement isentropique « η_s » :

$$\eta_s = \frac{\pi_2'}{\pi_1' - 1} = \frac{\pi_2' - 1}{\pi_1'^{\frac{1}{\eta_p}} - 1} \dots \dots \dots (IV.8)$$

IV.3.2 LES PERTES VISQUEUSES (OU PERTES LEIBLEIN) :

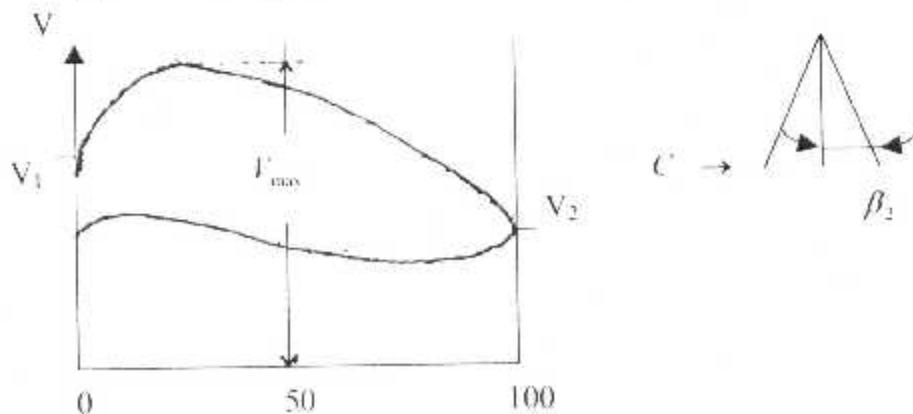
Le calcul des pertes visqueuses est généralement basé sur des corrélations empiriques, entre le coefficient de perte et la charge de l'aubage, pour l'écoulement incompressible dans une grille, la perte de profil est définie par l'équation suivante :

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

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

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

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



Le modèle de Leiblein est basé sur le critère de bruit pour le décollement de la couche limite appliquée aux aubes NACA 65 de 10° d'épaisseur relative.

En 1959 et 1961, Leiblein a proposé un facteur de diffusion équivalent exprimé par :

$$D_{eq} = \frac{r_{max}}{2} \dots\dots\dots(IV.12)$$

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

$$D_{eq}^* = \frac{\cos \beta_1^*}{\cos \beta_2^*} \left[1,12 + 0,61 \cos^2 \beta_1^* \left(\frac{S}{C} \right) (tg \beta_1^* - tg \beta_2^*) \right] \dots\dots\dots(IV.13)$$

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 "ALFEL BAH" (docteur ingénieur)]. Telle que Monsarat, Fottnerg, Strinning, Smith, Swan et Jausen / Moffa 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 :

$$D_{eq}^* = \frac{V_{m1} \cos \beta_1^*}{V_{m2} \cos \beta_2^*} (1,12 + 0,61K) \dots\dots\dots(IV.14)$$

Avec

$$K = \cos^2 \beta_1^* \left(\frac{S}{C} \right) \left[tg \beta_1^* - \frac{r_2 V_{m2}}{r_1 V_{m1}} tg \beta_2^* - \frac{U_1}{V_{m1}} \left(1 - \frac{r_2}{r_1} \right) \right]$$

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 a 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 : $D_{eq} > D_{eq}^*$

$$\frac{\theta}{C} - \frac{\theta^*}{C} = (0,827 M_1 - 2,692 M_1^2 + 2,675 M_1^3) (D_{eq} - D_{eq}^*)^2 \dots\dots\dots(IV.15)$$

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

$$\frac{\theta}{C} - \frac{\theta^*}{C} = (2,80 M_1 - 8,71 M_1^2 + 9,36 M_1^3) (D_{eq} - D_{eq}^*)^2 \dots\dots\dots(IV.16)$$

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

$$D_{vir} = \frac{V_{m1}}{V_{m2}} \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \left(1.12 + a(i - i^*)^{0.43} + 0.61K \right) \quad \dots\dots\dots(IV.17)$$

Avec

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

- a = 0.0117 pour NACA 65.
- 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 » défini par la relation ci-dessous :

$$D = 1 - \frac{V_2}{V_1} + \frac{r_1 V_{m1} - r_2 V_{m2}}{(r_1 + r_2) V_1} \left(\frac{S}{C} \right) \quad \dots\dots\dots(IV.18)$$

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

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

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

□ **Pour $M_1 > 0.7$:**

$$\beta_{1p} = \beta_{1a}$$

$$\beta_{1a}^* = \beta_1^* + 1.5(10 M_1 - 7.0)$$

$$\beta_1^{**} = \beta_1 + (10 M_1 - 7.0)$$

- p : pompage .
- a : amorçage .
- * : valeurs corrigées.

□ **Si M_1 dépasse sa valeur critique M_{1cr} :**

$$\omega^* = \omega^* (\lambda (M_1 - M_{1cr}) + 1) \quad \dots\dots\dots(IV.20)$$

□ **Pour le fonctionnement hors adaptation :**

$$\varpi = \varpi^* (0.8333S + 0.1667\bar{S} + 1.0) \quad \dots\dots\dots(IV.21)$$

Avec :

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

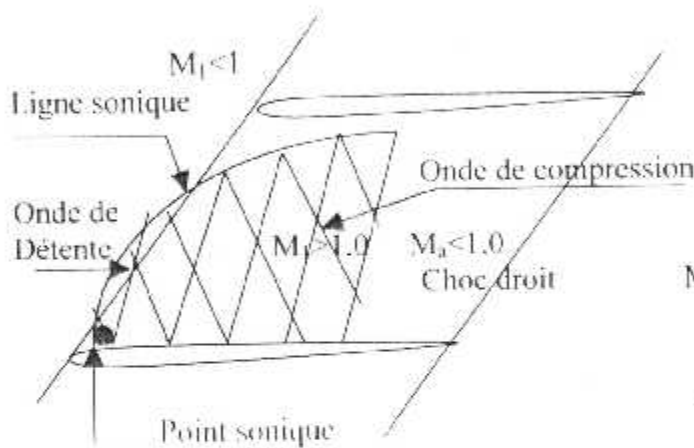
$$S = \frac{\beta_1 - \beta_1^{**}}{\beta_{1a} - \beta_1^{**}} \quad \text{pour} \quad \beta_1 < \beta_1^{**}$$

IV.3.3 PERTES PAR CHOCS :

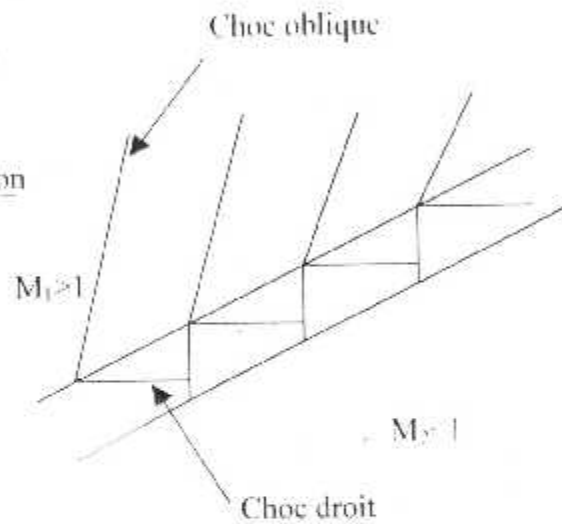
Du aux conditions très complexes de l'écoulement transonique, rendant difficile l'obtention analytique des pertes par chocs. La méthode utilisée est dérivée de la modélisation simple du choc avec des corrélations simples pour l'obtention des pertes globales.

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 pas du nombre de Mach, elles restent égales à leurs valeurs incompressibles ($M_{wl} \leq M_{wl\text{crit}}$)
- La région entre Mach critique et la condition sonique à l'entrée avec des nombres de Mach dits supercritiques : $M_{wl\text{crit}} < M_{wl} < 1.0$ voir fig(IV.7).
- La région correspondant à une entrée supersonique : $M_{wl} > 1.0$ voir fig(IV.8).



Fig(IV.7) : Condition supercritique



Fig(IV.8) : 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.3.3.1 ESTIMATION DU MACH CRITIQUE $M_{w\text{crit}}$:

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 :

$$M_{w\text{crit}} = \frac{L_{\text{d,crit}}}{\sqrt{0,5 [1 + \gamma - (\gamma - 1)L_{\text{d,crit}}]}} \dots\dots\dots(IV.22)$$

ou : $L_{\text{d,crit}}$ est le nombre de Laval critique

$$L_{\text{d,crit}} = \sqrt{\frac{\gamma + 1}{\gamma - 1} \left\{ 1 - \left[\frac{\left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} (Cp_1)_{\text{min}}}{1 - (Cp)_{\text{min}}} \right]^2 \right\}} \dots\dots\dots(IV.23)$$

Avec :

$$Cp_1 : \text{coefficient de pression statique local : avec : } Cp_1 = \frac{P - P_1}{P_0 - P_1}$$

Supposé constant dans la région jusqu'à $M_{w1, \text{crit}}$ et on a :

$$(Cp_1)_{\text{min}} = (Cp_1)_{\text{min, av}} = 1 - \left(\frac{W_{\text{max}}}{W_1} \right)_{\text{av}} \dots \dots \dots (IV.24)$$

Avec :

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

□ Pour les profils NACA 65 :

$$\left(\frac{W_{\text{max}}}{W_1} \right)_{\text{av}} = 1.03 + \left[0.4 + \left(\frac{t}{C} \right) \right] \left(\frac{S}{C} \right) \frac{\Delta P_s}{W_1} + 0.7 \left(\frac{t}{C} \right) \dots \dots \dots (IV.25)$$

Où :

$\left(\frac{t}{C} \right)$: épaisseur du profil.

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

IV.3.3.2 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 :

$$\omega_1 = \frac{P_0 - P_1}{P_0 - P_1} = \omega_{1, \text{sc}} \left[A (M_{w1} - M_{w1, \text{crit}}) + 1 \right] \dots \dots \dots (IV.27)$$

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.4 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 Cartere (tip clearance), qui doit être aussi petit que possible.

$$C_{\text{os}} = C_{\text{os}} + C_{\text{tr}}$$

IV.4.1 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 :

$$C_{\text{tr}} = 0.02 (S/h)$$

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

IV.4.2 PERTES INDUITES :

Pour des conceptions typiques des compresseurs axiaux, la formule empirique suivante, pour le coefficient de traînée induite a été dérivée : $C_{i0} = 0,0018 CL^2$

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

Avec :

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

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

Donc le coefficient de traînée globale est donné par : $C_{i2} = C_{i0} + C_{i1} + C_{i2}$

Alors :

$$\frac{W}{\frac{1}{2} \rho W_1^2} = \frac{C_{i2}}{\left[\left(\frac{S}{C} \right) \cos^3 \beta_m \right]} \dots \dots \dots (IV.28)$$

Donc :

$$W = \frac{\frac{1}{2} \rho W_1^2 C_{i2}}{\left[\left(\frac{S}{C} \right) \cos^3 \beta_m \right]} = f(C_i, C_{i1}) \dots \dots \dots (IV.29)$$

IV.5 PREDICTION DE LA LIGNE DE POMPAGE :

Pour déterminer la marge au pompage, marge de sécurité nécessaire pour le bon fonctionnement du compresseur alors nous devons 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.5.1 CRITERES SIMPLES PERMETTANT DE DETERMINER LA LIGNE DE POMPAGE :

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

IV.5.1.1 CRITERE DU FACTEUR DE DIFFUSION :

L'analyse semi-théorique de Leiblein a permis, à partir de l'étude de la couche limite, de dégrader 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 :

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

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

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

Avec :

- " θ " : l'épaisseur de quantité de mouvement de la couche limite.
- "Z" : La direction axiale.

IV.5.1.2 CRITERE DE RALENTISSEMENT :

Le facteur de diffusion de Leiblein 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 $\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$ (entre la vitesse d'entrée « V_1 » et la vitesse de sortie « V_2 ») ne dépend que du triangle de vitesse. Plus (V_2/V_1) 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.5.1.3 CRITERE LIE AU DECOLLEMENT DE LA COUCHE LIMITE PARIETALE :

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

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

Ce coefficient représente la contre pression sur les couches limites pariétales. Pour des valeurs supérieures à 0.6 ces couches limites décollent conduisant au pompage.

IV.5.1.4 CRITERE BASE SUR LA PENTE DE LA COURBE CARACTERISTIQUE :

Cette courbe caractéristique est notée : « $\phi - \psi$ ». La forme de la courbe caractéristique du compresseur joue un rôle fondamental 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 représentée dans un diagramme $(\phi - \psi)$ Fig (IV.9).

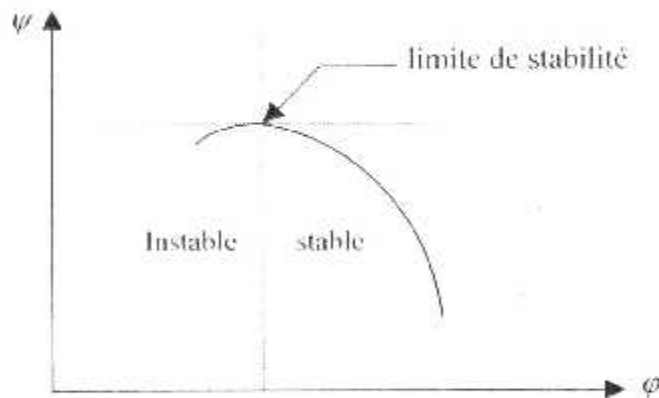


Fig (IV.9) : Diagramme $(\phi - \psi)$

« ϕ » représente le coefficient de débit défini par :

$$\phi = \frac{V_z}{U} = \frac{\dot{m}}{\rho AU} \dots\dots\dots(IV.33)$$

Avec :

"A" : la section

" ψ " : le coefficient de pression défini par :

$$\psi = \frac{\Delta H_p}{U^2} = CpT_0 \left[\pi^{2\gamma} - 1 \right] U^2 \dots\dots\dots(IV.34)$$

Avec :

" ΔH_p " : la variation de l'enthalpie isentropique.

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

CHAPITRE V

PROCEDURES DE CALCUL

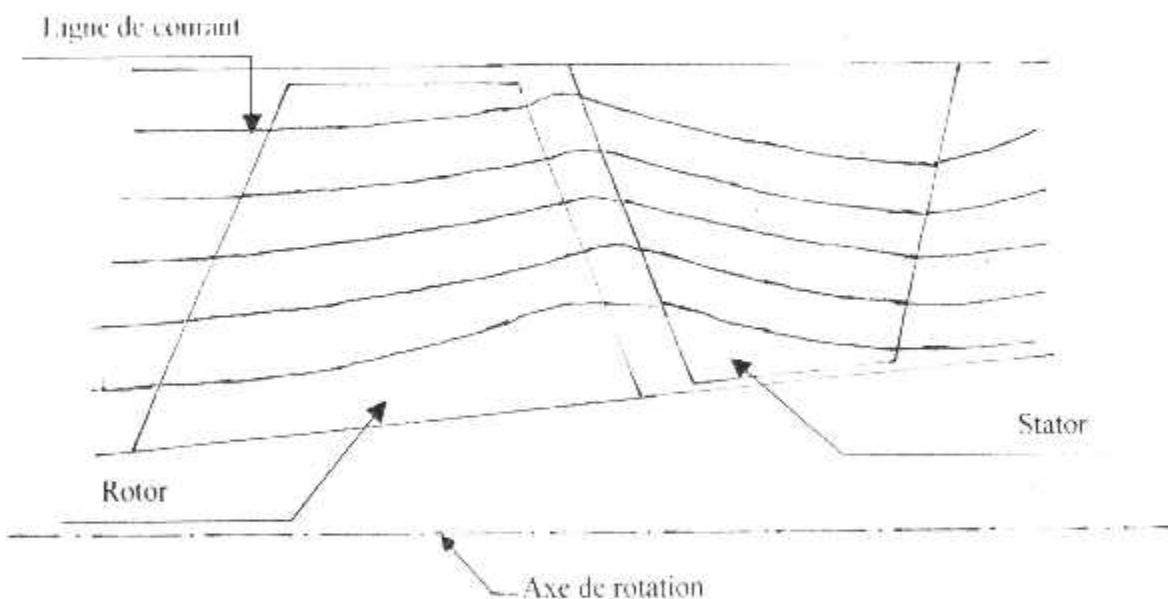
Dans la méthode courante de calcul des performances des étages d'un compresseur, la veine est prise en sa totalité comme une seule nappe dont les caractéristiques moyennes de l'écoulement sont déterminés au niveau des rayons moyens des aubages [Annexe II]. Bien que ce modèle a prouvé son efficacité en régime subsonique en raison des qualités des résultats obtenus relativement à sa simplicité, son extension, cependant, en régime transsonique et supersonique donne des estimations peu satisfaisantes.

Dans la présente méthode, la veine est plutôt subdivisée en un nombre suffisant de nappes permettant en conséquence le traitement judicieux des pertes le long de l'évolution radiale du régime de l'écoulement en se basant sur le principe de l'équilibre radial des différentes nappes.

V.1 PRESENTATION DU MODELE :

La théorie classique, telle qu'elle est appliquée en aérodynamique interne, permet des calculs simples très utiles grâce à l'application des relations générales déduites des équations de conservation du débit, théorème d'Euler et de la conservation de la rothalpie.

L'extension en cas d'une nappe de courant (oxy) axisymétrique dans un référentiel en rotation, appliquée aux grandeurs moyennes azimutales, peut être faite de la façon suivante :



Les espace entre grilles sont négligeable

Fig(V.1) : Ecoulement à travers une grille d'aubes

V.1.1 CONSERVATION DU DEBIT :

Si « b » est la hauteur du tube de courant suivant la normale à la surface de courant et « W_m » la composante méridienne de la vitesse relative, l'équation de conservation du débit s'écrit :

$$\rho W_m b_r = cte.$$

Si β est l'angle de la vitesse W avec W_m

On peut encore écrire :

$$\rho W b_r \cos \beta = cte.$$

Avec : $b_r = dr \cdot \cos \theta$

Pour les calculs numériques, il est commandé de faire apparaître la fonction $\sum(M)$ qui représente le rapport de la section de passage à la section sonique correspondant aux valeurs locales de la pression d'arrêt et de la température d'arrêt, soit :

$$\sum(M) = \frac{1}{M} \left(\frac{2 + (\gamma - 1)M^2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

D'où la forme la plus pratique de l'équation de conservation du débit :

$$\frac{h_1 r_1 P_1^* \cos \beta_1}{\sqrt{T_{01}^*} \sum(M)} = Cte \dots\dots\dots(V.1)$$

$$\frac{P_1^* \cos \beta_1 r_1 dr_1 \cos \theta_1}{\sqrt{T_{01}^*} \sum(M_1)} = \frac{P_2^* \cos \beta_2 r_2 dr_2 \cos \theta_2}{\sqrt{T_{02}^*} \sum(M_2)} \dots\dots\dots(V.2)$$

V.1.2 THEOREME D'EULER :

Pour un fluide en rotation et en régime permanent, le théorème des moments des quantités de mouvement permet d'écrire : $C = \dot{m} \cdot \Delta(r \cdot V_u)$ [Voir Annexe II]

Avec : $P = C/\dot{m} = m \cdot \Delta H_t$

Donc : $\Delta H_t = \Delta(U \cdot J_u) \dots\dots\dots(V.3)$

Avec :

- ❖ H_t : Enthalpie de l'écoulement absolu.
- ❖ U : Vitesse tangentielle ($U = \omega \cdot r$).
- ❖ V_u : composante azimutale (ou tangentielle) de la vitesse absolue.

Ainsi dans une roue mobile qui échange du travail avec le fluide qui la traverse, la variation d'enthalpie absolue dépend directement de la variation de « V_u » (liée à la variation de quantité de mouvement azimutale) et de l'évolution du rayon (lié à l'effet centrifuge ou centripète). Il en résulte en particulier que :

➤ De part et d'autre d'une roue fixe :

$$\Delta H_t = 0 \text{ (ce qui est cohérent avec « } U=0 \text{ »)}$$

➤ En dehors des roues :

$\Delta H_t = 0$ (ce qui est cohérent avec la conservation de la quantité de mouvement tangentiel « $rV_u = cte$ »).

V.1.3 CONSERVATION DE LA ROTHALPIE :

En utilisant la géométrie des vitesses, l'équation (V.3) donne lieu à :

$$\Delta H_t = \frac{\Delta V^2}{2} + \frac{\Delta U^2}{2} - \frac{\Delta W^2}{2}$$

Avec : $\Delta h_t = \Delta h + \frac{\Delta V^2}{2}$

D'où : $0 = \Delta \left(h + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} \right)$

Soit « J » la variable telle que :

$$J = h + \frac{W^2}{2} - \frac{U^2}{2} \dots\dots\dots(V.4)$$

Donc : $\Delta J = 0$.

Alors : $J = cte$.

Cette variable est désignée par le nom de « rothalpie ».

C'est la généralisation du cas stationnaire adiabatique pour lequel l'enthalpie d'arrêt est conservée et on a :

$$H_1^* = h + \frac{V^2}{2} \dots \dots \dots (V.5)$$

Où :

H_1^* : est l'enthalpie d'arrêt relative ($= h + \frac{W^2}{2}$), effectivement dans un repère mobile, n'est pas en général constant.

Sauf dans le cas où « U = w.r » ne varie pas, c'est à dire quand l'évolution du fluide considéré reste sur une surface à rayon constant, l'enthalpie d'arrêt relative H_1^* reste constante.

L'équation de conservation de rothalpie J dans le repère relatif permet d'écrire :

$$C_p T_1^* = J + \frac{w^2 r^2}{2} \dots \dots \dots (V.6)$$

Avec :

❖ T_1^* : Température d'arrêt dans le repère relatif, par analogie avec la température d'arrêt dans le repère absolu.

Comme la capacité thermique massique à pression constante est liée à la constante des gaz et l'exposant isentropique γ par : $C_p = \gamma.R/(\gamma - 1)$

On obtient entre deux plans d'indices 1 et 2 :

$$\frac{\gamma R T_1^*}{\gamma - 1} - \frac{w r_1^2}{2} = \frac{\gamma R T_2^*}{\gamma - 1} - \frac{w r_2^2}{2} \dots \dots \dots (V.7)$$

En introduisant le nombre de Mach de rotation :

$$M = w r / \sqrt{\gamma R T}$$

Avec :

$$\frac{T}{T_1^*} = \theta(M) = \frac{2}{2 + (\gamma - 1)M^2}$$

On aura : $\frac{T_2^*}{T_1^*} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_1^2 \left[\left(\frac{r_2^2}{r_1^2} - 1 \right) \theta(M_1^2) \right] \dots \dots \dots (V.8)$

Ainsi, si tout l'écoulement est déterminée dans un plan 1, la relation (V.8) permet le calcul de la température « T_2^* » qui ne dépend que du rayon « r_2 » dans le plan 2 (il est appelé que les seules hypothèses sont un écoulement relatif permanent et adiabatique à l'exécution de toute hypothèse sur l'entropie).

Nous supposons connu l'écoulement dans le plan d'entrée, de plus l'angle « β_2 » de l'écoulement relatif de sortie, le nombre de Mach « M_2^* » se détermine par itérations rapidement convergentes à partir de la relation (V.2), si l'on connaît la pression d'arrêt relative « P_1^* ».

V.1.4 CONSEQUENCES :

Il est intéressant d'utiliser le concept d'efficacité par analogie avec les prises et les diffuseurs de la façon suivante :

Si la température est isentropique, la pression d'arrêt est uniquement liée à la température d'arrêt par :

$$\frac{P_{G2}^*}{P_0^*} = \left(\frac{T_{G2}^*}{T_0^*} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \dots \dots \dots (V.9)$$

Il est alors possible de définir une efficacité relative :

$$\eta_{12} = \frac{P'_{12}}{P'_{22}} \quad (\text{toujours } < 1)$$

On peut alors écrire l'équation (V.1) de la manière suivante :

$$\sum(M'_2) = \sum(M'_1) \left(\frac{T'_{12}}{T'_{11}} \right)^{\gamma-1} \frac{dr_2 r_2 \cos \beta_1 \cos \theta_1}{dr_1 r_1 \cos \beta_2 \cos \theta_1} \cdot \eta_{12} \dots \dots \dots (V.10)$$

« η_{12} » est tout à fait caractéristique des pertes aérodynamiques internes et peut être déterminé à partir de la loi empirique que l'on trouve dans la littérature (T.I).

En cas d'absence d'une grille mobile, cas d'un stator ou d'un simple canal, on remplace les grandeurs relatives dans les formules ci-dessus par les grandeurs absolues correspondantes.

♦ **REMARQUE :**

Comme notre équation de l'équilibre radial est sous la forme :

$$\frac{dP_2}{dr_2} = f(\rho_2, r_2, \theta(r_2), r_m(r_2), \beta(r_2), P_2(r_2)) \dots \dots \dots (V.11)$$

et comme le rayon « r_2 » est inconnu, on ne peut pas intégrer cette équation et pour trouver la valeur de ce rayon, on utilise l'équation ci-dessus (V.9) comme une deuxième équation différentielle, on aura :

$$\frac{dr_2}{dr_1} = \frac{\sum(M'_2) \cdot r_2 \cos \beta_2 \cos \theta_2}{\sum(M'_1) \left(\frac{T'_{12}}{T'_{11}} \right)^{\gamma-1} \cdot r_1 \cos \beta_1 \cos \theta_1 \cdot \eta_{12}} \dots \dots \dots (V.12)$$

avec l'équation de l'équilibre radial, on aura :

$$\frac{dP_2}{dr_2} = \frac{dr_2}{dr_1} \frac{dP_2}{dr_2} \left(1 - \frac{M_{ax}^2}{\cos^2 \theta} \right) \frac{1}{\rho a^2} \frac{dP}{dr} = (1 - M_{ax}^2) \left[\frac{M_{t2}^2}{r} - \frac{M_{ax}^2}{R_m \cos^3 \theta} \right] - M_{t2} M_r \left(\frac{tg \theta}{r} + \frac{1}{\cos^2 \theta} \frac{d\theta}{dr} \right) \dots (V.13)$$

les deux équations ci-dessus forment un système d'équations différentielles du premier ordre de la forme :

$$\begin{cases} \frac{dr_2}{dr_1} = g[r_2, \beta_2, P_2, P'_2, T_{11}, \theta(r_2)] \\ \frac{dP_2}{dr_1} = \frac{dr_2}{dr_1} f[P_2, r_2, \theta(r_2), r_m(r_2), \beta_2, P'_2] \end{cases} \dots \dots \dots (V.14)$$

Ces deux équations différentielles s'intègrent par une méthode numérique (la méthode de RUNG-KUTTA du 4^{ème} ordre). On procède de la façon suivante :

On se donne un pas « dr_1 » dans le plan Z_1 , on choisi une valeur initiale du rayon « r_2 » (ou P_2) sur l'une des parois dans le plan Z_2 , l'intégration permet de déterminer l'évolution conjointe du rayon « r_2 » et de la pression « P_2 ». En fin de calcul, la valeur de « r_2 » ne correspond pas en

général à la géométrie donnée, il est alors nécessaire de faire une itération sur la valeur de « r_2 » (ou P_2) pour obtenir la coïncidence du rayon en fin d'intégration avec la géométrie donnée. On peut noter que ce procédé de calcul associe les rayons « r_2 » aux rayons « r_1 » sur une même surface de courant.

V.2 RESOLUTION DU SYSTEME PAR LA METHODE DE "RUNGE KUTTA" :

La méthode de "Runge Kutta" d'ordre quatre est utilisée pour la résolution du système donné par l'équation (IV.14) qui est :

$$\begin{cases} \frac{dr_2}{dr_1} = g[r_2, \beta_2, P_2, P_{22}, T_{21}, \theta(r_2)] \\ \frac{dP_2}{dr_1} = \frac{dr}{dr} f[P_2, r_2, \theta(r_2), r_m(r_2), \beta_2, P_{22}] \end{cases} \dots\dots\dots (V.15).$$

Avec les conditions initiales suivantes :

- { r_2 imposé à la première nappe
- { P_2 déduite par la conservation du débit sur la même nappe

V.3 LA PROCEDURE A SUIVRE :

Cette procédure permet de calculer le rendement moyen et le taux de compression moyen pour une aube d'un étage de compresseur ainsi que pour tout le compresseur.

Pour cela, il nous faut plusieurs données qui sont :

- La géométrie des grilles.
- Le régime.
- Le nombre de Mach.
- Les conditions atmosphériques (pression et températures totales).

La première des choses c'est la destrétisation de notre écoulement à travers l'aube en plusieurs nappes.

- Pour un régime et un Mach donné, on a :

$w = 2\pi N / 60$ vitesse angulaire.

$$T_1 = T_0 \frac{1}{1 + 0,2 M_1^2}$$

$V_1 = a_1 M_1$ telle que $a_1 = \sqrt{\gamma r T_1}$

$$P_1 = P_0 \left(\frac{1}{1 + 0,2 M_1^2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

V.3.1 CALCUL DES CARACTERISTIQUES A L'ENTREE DU 1^{er} ETAGE :

- La vitesse périphérique : $V_1(1) = w R(1)$
 $R(1)$: le rayon moyen de la première nappe à l'entrée de la roue.
- La vitesse relative « W_1 » $W_1(1) = \sqrt{V_1^2 + U_1^2(1)}$
- Le nombre de mach relatif « $M_1^*(1)$ » $M_1^*(1) = W_1/a_1$
- L'angle « β_1 » $\beta_1 = \text{arctg}(U_1(1)/V_1)$
- L'incidence « i » $i = \beta_{1a} - \beta_1$

Avec : β_{1a} : l'angle de profil.

β_1 : l'angle de flux.

REMARQUE :

Les caractéristiques d'entrée d'une aube pour le reste des aubes, rotor et stator sont celles de la sortie de la précédente.

On peut aussi calculer la distance entre deux aubes :

$$S(1) = 2\pi R(1) / Z \quad \text{Avec :}$$

Z : nombre d'aubes.

Ca : la cambrure telle que $Ca = \beta_i - \beta_s$.

V.3.2 CALCUL DES CARACTERISTIQUES A LA SORTIE DE LA 1^{ère} NAPPE :

Pour déterminer la valeur de « P₂ » on utilise les formules suivantes :

$$\text{Soit : } Y = \frac{M_1'}{T_1'} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1'^2 \left(\left[\frac{r_{m2}'}{r_{m1}'} \right] - 1 \right) \frac{2}{2 + (\gamma-1) M_1'^2} \dots\dots\dots (V.16)$$

$$P_2' = P_1' \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1'^2 \left[\frac{r_{m2}'}{r_{m1}'} - 1 \right] \frac{2}{2 + (\gamma-1) M_1'^2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \dots\dots\dots (V.17)$$

D'autre part ; on peut calculer « M₂' » (le mach relatif) et ceci avec une méthode numérique (approximation successive).

Alors :

$$\sum (M_2') = \sum (M_1') (Y)^{\frac{\gamma-1}{2(\gamma-1)}} \frac{h_2 r_{m2} \cos \beta_2}{h_1 r_{m1} \cos \beta_1} \frac{\gamma}{\alpha} \dots\dots\dots (V.18)$$

$$\text{Avec : } \sum (x) = \frac{1}{x} \left(\frac{2 + (\gamma-1)x^2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \dots\dots\dots (V.19)$$

Donc :

$$P_2 = \frac{P_1'}{1 + (\gamma-1) M_2'^2} \dots\dots\dots (V.20)$$

L'angle β₂ est obtenu en effet par une procédure itérative, sur les deux équations ci dessous, jusqu'à la convergence.

Soit :

δ : écart flux / profil.

$$\delta = m(Ca + i) \frac{S}{\sqrt{C}} \quad \text{Avec : } m = 0.23 \left(\frac{2a}{C} \right)^2 + 0.1 \left(\frac{\beta_2}{50} \right) + 0.05 M_1'$$

Les caractéristiques à la sortie sont donc :

$$T_2(1) = T_1' / (1 + 0.2 M_2'(1)^2)$$

$$a_2(1) = \sqrt{\gamma r T_2(1)}$$

$$W_2(1) = M_2'(1) a_2(1)$$

$$U_2(1) = w_s r_{m2}(1)$$

$$V_2(1) = \sqrt{U_2^2(1) + V_w^2}$$

$$V_{t_2}(1) = U_2(1) - \sqrt{W_2(1)^2 - V_m(1)^2}$$

$$V_m(1) = W_2(1) \cdot \cos \beta_2$$

Avec :

- $W_2(1)$: la vitesse relative.
- $U_2(1)$: la vitesse d'entraînement.
- $V_2(1)$: la vitesse tangentielle
- $V_{t_2}(1)$: La vitesse absolue.
- V_m : La vitesse méridienne.

Après avoir calculer les caractéristiques d'entrée et de sortie de la grille, on peut calculer la variation de l'enthalpie à travers cette dernière.

$$\Delta H_t = U_2(1) \cdot V_{t_2}(1) - U_1(1) \cdot V_{t_1}(1)$$

V.5.3 CALCUL DES CARACTERISTIQUES A LA SORTIE DES AUTRES NAPPES :

Tous les paramètres calculés précédemment sont considérés comme des conditions initiales pour le démarrage de la méthode numérique Run-G-Kutta RK_{4,4}. Avec cette méthode, on peut calculer les autres paramètres des nappes prochaines.

Donc pour chaque nappe, on peut calculer les performances qui sont le rendement et le taux de compression.

Cependant, il faut tester que la ligne de courant de la dernière nappe coïncide avec le carter de la veine pour s'assurer de la convergence. Si non, on refait le calcul de la première nappe avec un nouveau choix de r_2 .

V.6 CALCUL DES CARACTERISTIQUES MOYENNES DE L'ECOULEMENT :

Si l'écoulement réel n'est pas uniforme, on lui associe un écoulement moyen de même section, avec le même débit, même enthalpie et même enthalpie totale

V.6 CARACTERISTIQUES MOYENNES D'UN ETAGE :

Les grandeurs moyennes telles que : $\rho_m, W_m, h'_{im}, T'_{im}, P_m, P'_m$ de l'écoulement réel sont obtenues par la résolution du système suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Débit} : \int_0^1 \rho W_{\alpha} dA = K_1 = \rho_m W_m A \\ \text{Dynamie} : \int (P + \rho W_{\alpha}^2) dA = K_2 = (P_m + \rho_m W_m^2) A \\ \text{Enthalpie} : \int \rho W_{\alpha} h'_{\alpha} dA = K_3 = \rho_m W_m A h'_{im} = \dot{m} cp T'_{im} \end{array} \right. \dots \dots \dots (V.21)$$

Avec :

$$K_1 = \sum_{i=1}^n (\rho_i W_{\alpha i} A_i) = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i$$

$$K_2 = \sum_{i=1}^n (P_i + \rho_m W_{\alpha i}^2) A_i \dots \dots \dots (V.22)$$

$$K_3 = \sum_{i=1}^n (\rho_i W_{\alpha i} cp T'_{i\alpha} A_i) = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i cp T'_{i\alpha}$$

$$A_i = 2\pi r_i dr_i \cos\theta_i = 2\pi r_i b_i$$

La résolution du système d'équation ci dessus nous amènent au nombre de Mach moyen « M_m' » (Annexe II).

$$\frac{1 + \gamma M_m'^2}{\left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_m'^2\right) \cdot \gamma M_m'^2} = \frac{\gamma K_2^2}{\gamma - 1 K_1 K_2} \quad \text{.....(V.23)}$$

Que l'on peut résoudre numériquement par la methode des approximations successives sur « M_m' ».
D'où :

$$T_m' = \frac{T_{i,m}'}{1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_m'^2} \quad \text{.....(V.24)}$$

$$P_m' = \frac{C_2}{1 + \gamma M_m'^2} \quad \text{.....(V.25)}$$

$$\rho_m' = \frac{P_m'}{r T_m'} \quad \text{.....(V.26)}$$

$$P_{T_m}' = P_m' \left(\frac{T_m'}{T_m}\right)^{\gamma-1} \quad \text{.....(V.27)}$$

De la même manière pour les grandeurs absolues :

$$\dot{m} C_p T_m = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i C_p T_i \quad \text{.....(V.28)}$$

D'où :

$$T_m = \sum_{i=1}^n \frac{\dot{m}_i T_i}{\dot{m}} \quad \text{.....(V.29)}$$

$$\frac{T_{i,m}'}{T_m} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_m'^2\right) \quad \text{.....(V.30)}$$

$$\Rightarrow M_m' = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left(\frac{T_{i,m}'}{T_m} - 1\right)} \quad \text{.....(V.31)}$$

$$P_{i,m}' = P_m' \left(\frac{T_{i,m}'}{T_m}\right)^{\gamma-1} \quad \text{.....(V.32)}$$

Donc :

$$\pi_{i,m} = \eta_m = \frac{P_{i,m}'}{P_m'} = \pi_{m,i} \cdot \pi_{i,m} \quad \text{.....(V.33)}$$

$$\eta_c = \frac{(P_{cm}) / (P_{am})^{\gamma_c} - 1}{\tau_{cm} - 1} \dots\dots\dots(V.34)$$

$$\tau_{cm} = \frac{T_{cm}}{T_{am}} \dots\dots\dots(V.35)$$

Avec cette procédure, on aura des résultats pour un étage seulement, et aussi pour un Mach et un régime donnés. Pour avoir les résultats nécessaires pour dessiner le diagramme caractéristique, on varie le nombre de Mach pour des régimes différents. La variation de ce dernier s'effectue dans une boucle qui calcule à chaque Mach le rendement, le taux de compression et les paramètres réduits :

Régime : $N_c = N / \sqrt{T_a}$

↳ Débit réduit : $D_c = D \sqrt{\frac{T_a}{P_a}}$ et ainsi de suite.

V.4.2 CARACTERISTIQUES MOYENNES DE TOUS LE COMPRESSEUR :

Les caractéristiques moyennes de l'écoulement le long de tous le compresseur (π_c, τ_c, η_c) sont déterminés comme suit :

$$\pi_c = \prod_{i=1}^{n \text{ étage}} \pi_{cm(i)} = \pi_{cm(1)} \cdot \pi_{cm(2)} \dots\dots\dots \pi_{cm(n)} \dots\dots\dots(V.36)$$

$$\tau_c = \prod_{i=1}^n \tau_{cm(i)} = \tau_{cm(1)} \cdot \tau_{cm(2)} \dots\dots\dots \tau_{cm(n)} \dots\dots\dots(V.37)$$

$$\eta_c = \frac{\pi_c^{\frac{\gamma_c}{\gamma_c - 1}}}{\tau_c - 1} \dots\dots\dots(V.38)$$

CHAPTER II
RESULTS ET INTERPRETATIONS

Interprétation des résultats:

D'après les courbes données par les figures (1,4,7,10,11) présentent l'évolution des paramètres ($Mr_1, Mr_2, P_2, T_2, Tt_2, Pt_2$) en fonction du rayon de l'aube. on peut constater la tendance croissante de ces grandeurs dans leurs ensembles à l'exception des perturbations plus au moins forts dues aux effets des ondes de choc dans le canal inter-aube d'une part et de l'interaction couches limites ondes de chocs au voisinage du carter au sommet de l'aube.

Sur les figures(3,6,9,13) représentant, la variation du taux de compression en fonction du débit réduit pour certains régimes N1, et pour chaque moteur, 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 différentes du débit réduit ;

- à 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_{11}) 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 ;

- le fan du moteur JT8-D15 arrive à un taux de 2.56 pour le régime maximal, et de 1.86 pour le régime faible. Ces valeurs sont beaucoup élevées à celles du CF6-80-A3 et CF6-80-C2 dont le module fan est composé que d'un seul étage.

- pour les régimes faibles de vol(Mach faible), le pompage se produit à des faibles valeurs de régime de rotation. Tandis que pour les régimes de vol élevés, on aura le pompage pour des valeurs du régime de rotation plus élevés, il faut donc éviter de diminuer ce dernier dans ce cas.

- à un Mach supérieur à 0.125, le régime moteur doit être faible, de l'ordre de 1200 tr/min pour éviter le pompage au flux primaire ;

- pour les Mach de vol de croisière, le régime doit être élevé, de l'ordre de 3200 tr/min.

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 d'adaptation est toujours très 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 turboréacteur de géométrie fixe. Si la vitesse N1 est réduite au point d'adaptation, le rendement diminue encore si la pression diminue ou la pression augmente le rendement diminue aussi voir figure(VI 14)

Au décollage le moteur ne fonctionne pas dans son régime de fonctionnement optimal, par contre au régime de croisière on se trouve dans la zone de fonctionnement optimale.

D'après différentes analyses, il faut faire fonctionner le moteur à des régimes de rotation élevés $N1$, pour des régimes de vol de croisière, pour éviter le pompage. Cependant l'augmentation du régime peut nous amener dans certains cas à un écoulement à grand Mach relatif ($Mr > 1$) d'où l'apparition d'onde de chocs

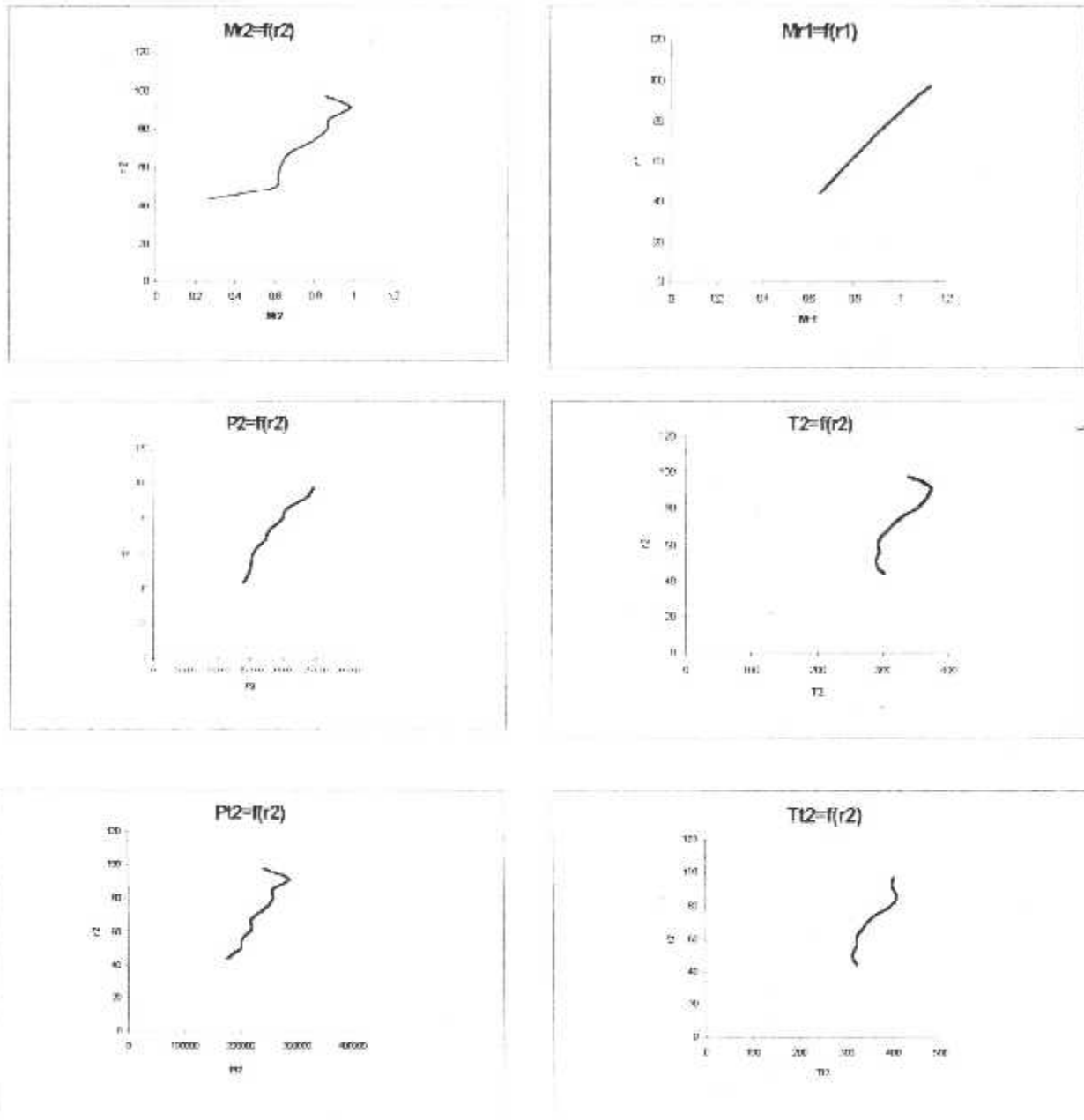
Pour les compresseurs transsoniques, tels que ceux de CF6-80-A3, CF6-80-C2 et GT8D15, les profils des aubes sont dessinés d'une manière appropriée pour le traitement des ondes de chocs en réduisant en conséquence les pertes qui en résultent.

En ce qui concerne les rendements, figures, les courbes obtenues par le calcul montrent qu'il y a un seul point de débit réduit ou le rendement atteint sa valeur maximale, pour les autres points, chaque valeur de rendement correspond à deux valeurs de débit réduit Dr . Ceci explique que la présentation de ces grandeurs sur le diagramme (π , Dr) donne lieu à des courbes iso-rendements de formes elliptiques, voir figures (2, 5, 8, 12).

On remarque que le taux de compression est très élevé dans les nappes supérieures de l'aube sous l'effet d'une vitesse périphérique très importante. La valeur maximale pour un CF6-80A3 est de 1,39 pour le flux primaire et de 1,75 pour le flux secondaire. Et pour le CF6-80C2 le taux est de 1,38 pour la partie inférieure et de 1,74 pour le moyen des nappes supérieures.

On voit aussi que le rayon est très important, puisque le débit massique est en fonction de ces derniers. C'est pour cela que le moteur CF6-80C2 arrive à un taux de compression élevé, en fonctionnant à un régime plus faible que celui du CF6-80A3, avec un rayon moins important. Pour le cas de l'exemple du compresseur bi-axial ENSAE, on arrive pour le premier étage à un taux de 1,79 avec un petit rayon, mais le régime de rotation est élevé (environ 8000 tr/min.).

CF6-80-A3 :



**Fig(VI.1) variation des paramètres par rapport au rayon r_2 .
 Pour une vitesse de rotation $w=3400$ tr/min et $M_1=0,45$**

*** CF6-80-A3 :**

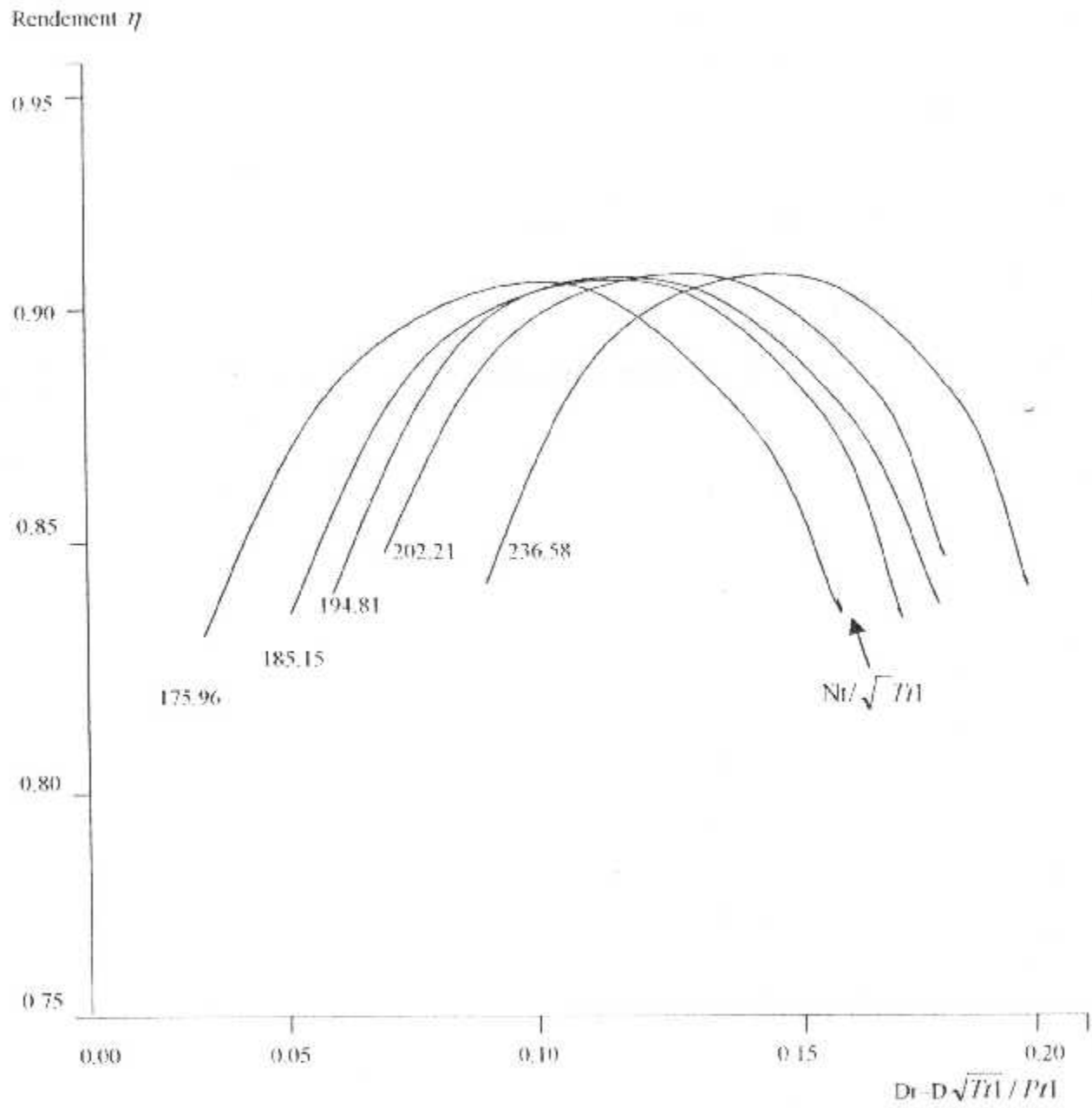
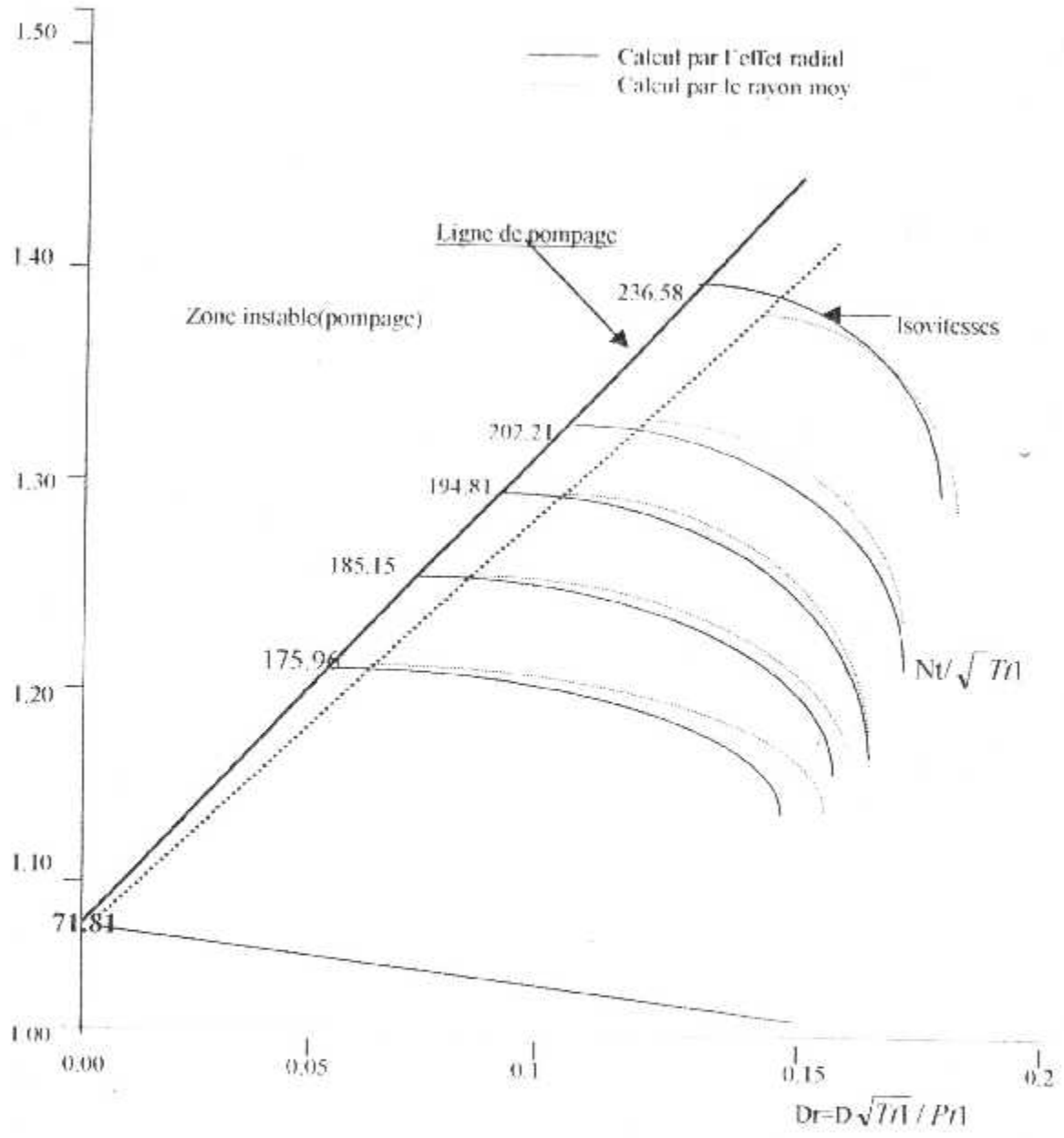


Fig.(VI.2) courbes des rendements en fonction du débit réduit.

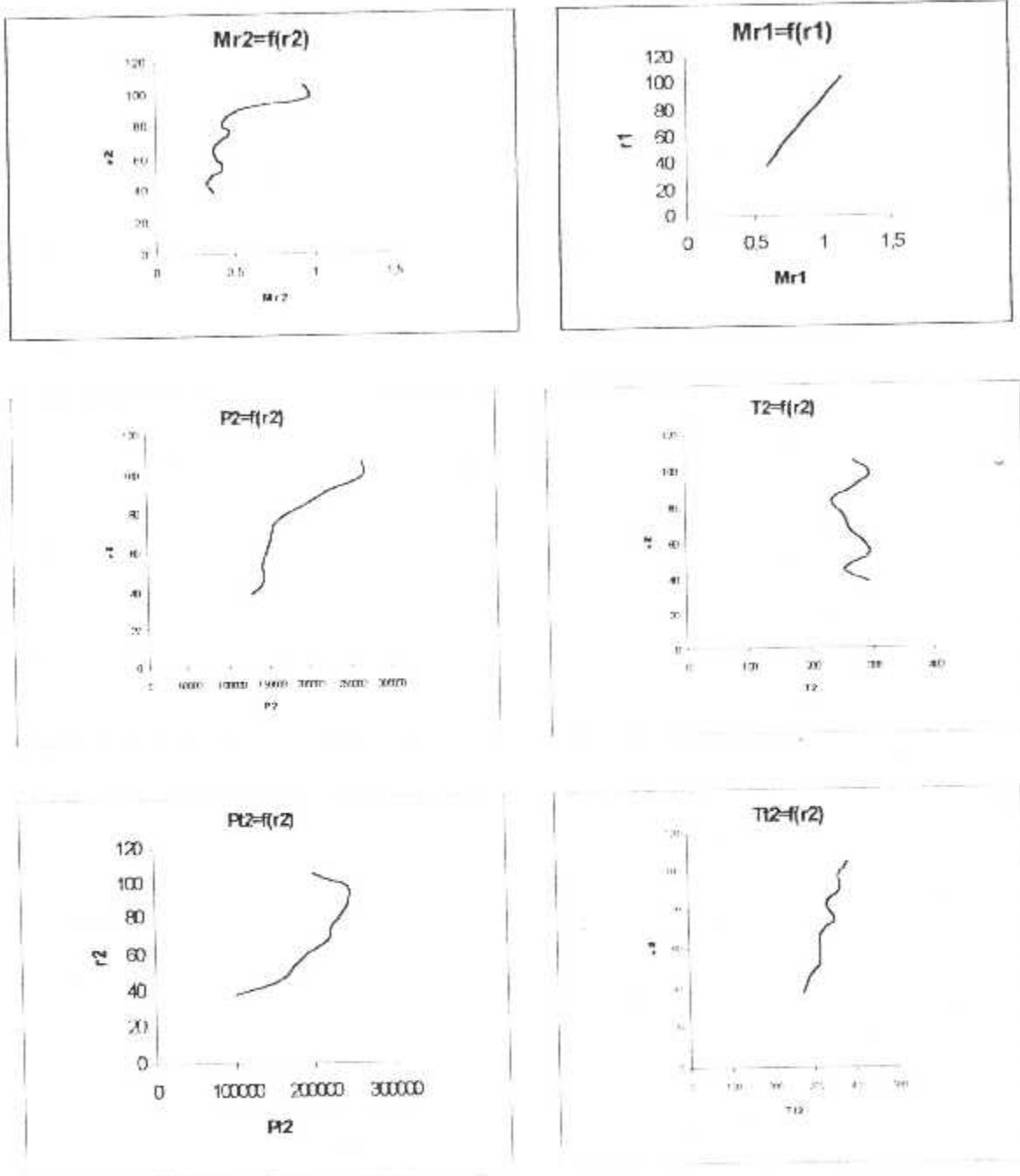
* CF6-80A3 :

$$\pi = Pt2 / Pa$$



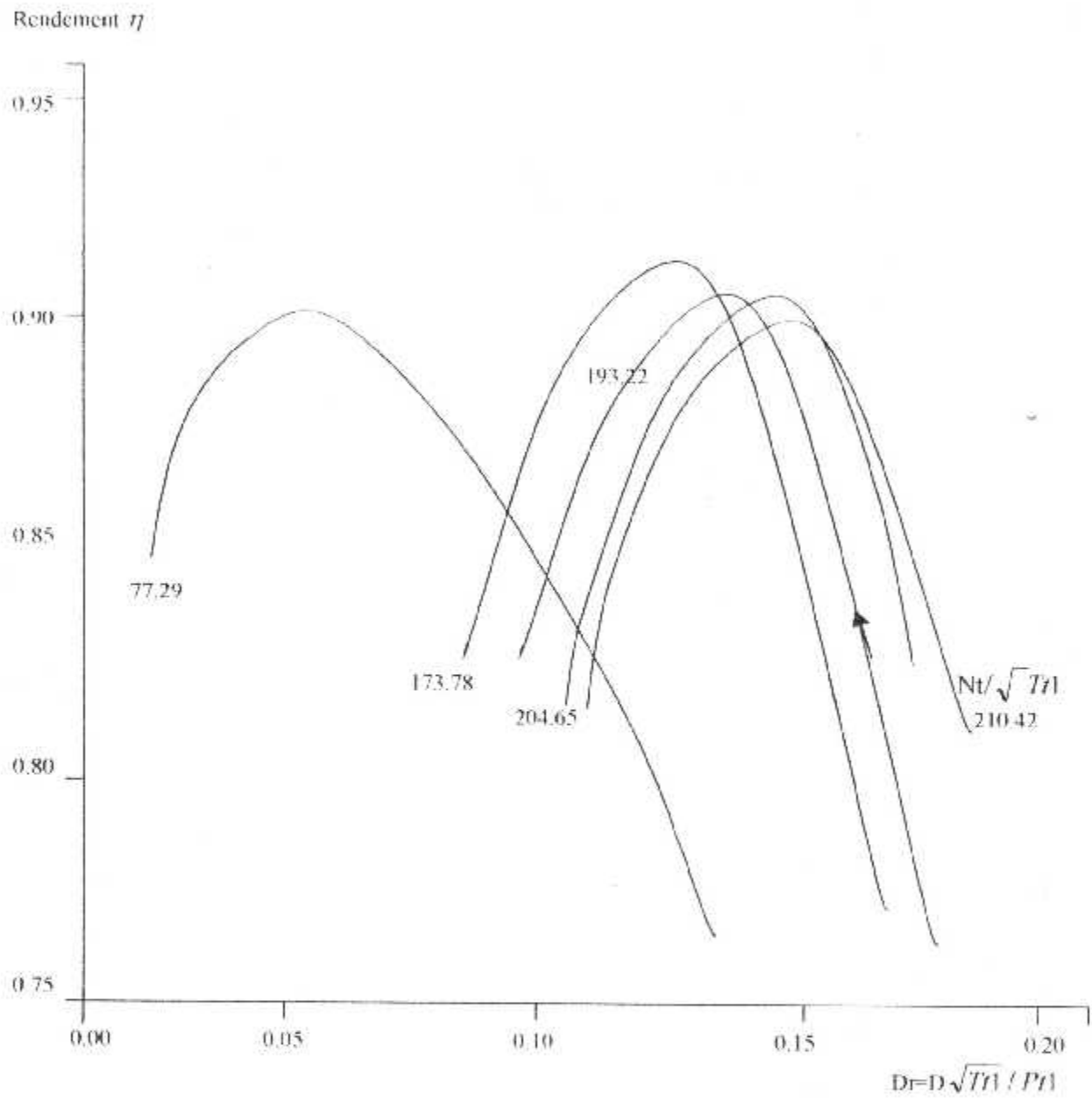
Fig(VI.3) diagramme caractéristique $Pt2/Pa=f(Dr)$.

CF6-80-C2 :



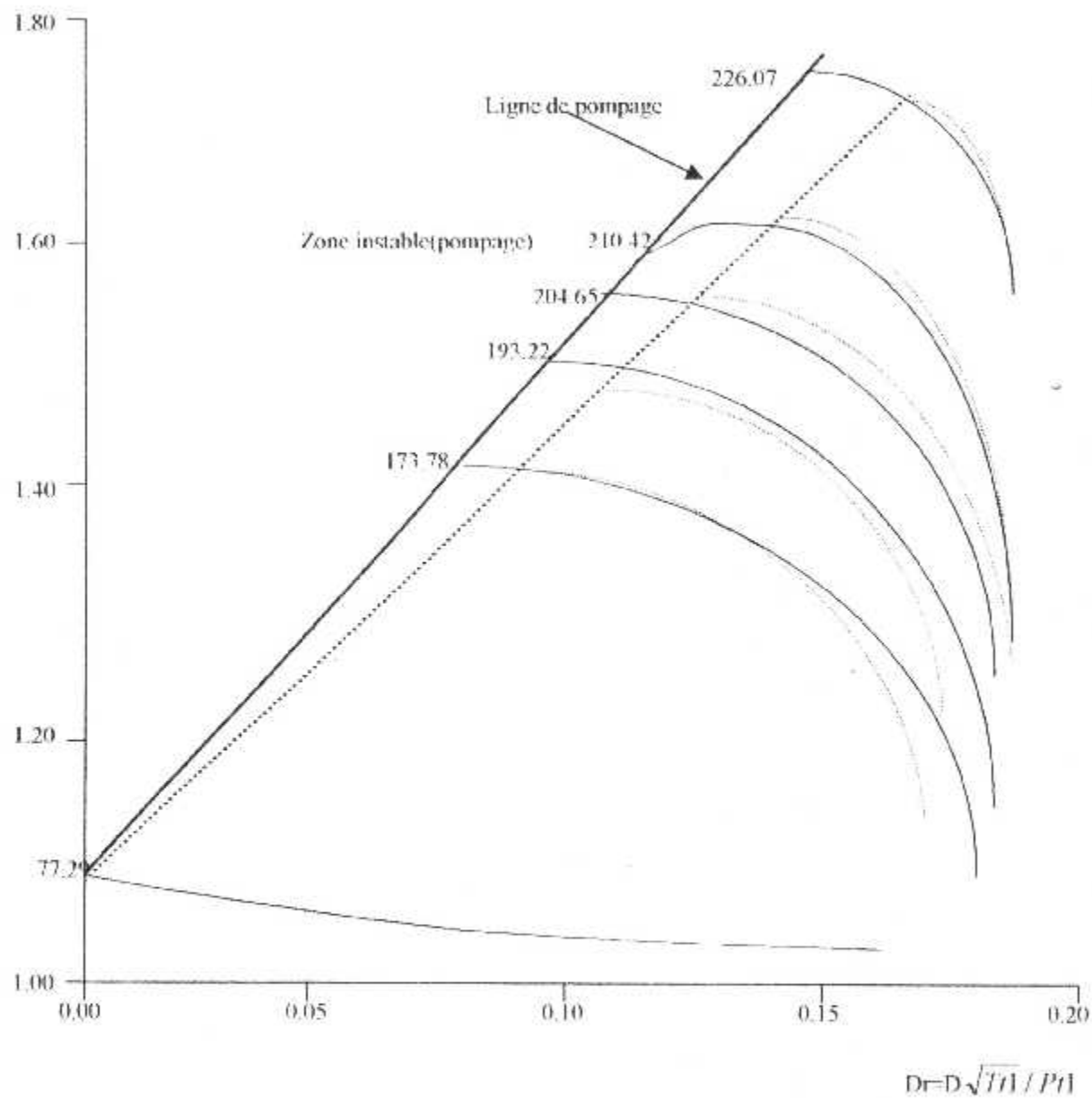
Fig(VI.4)variation des paramètres par rapport au rayon r_2 .

Pour une vitesse de rotation $w=3200$ tr/min. et $M1=0.45$

*** CF6-80-C2 FADEC :****Fig.(VI.5) courbes des rendements en fonction du débit réduit.**

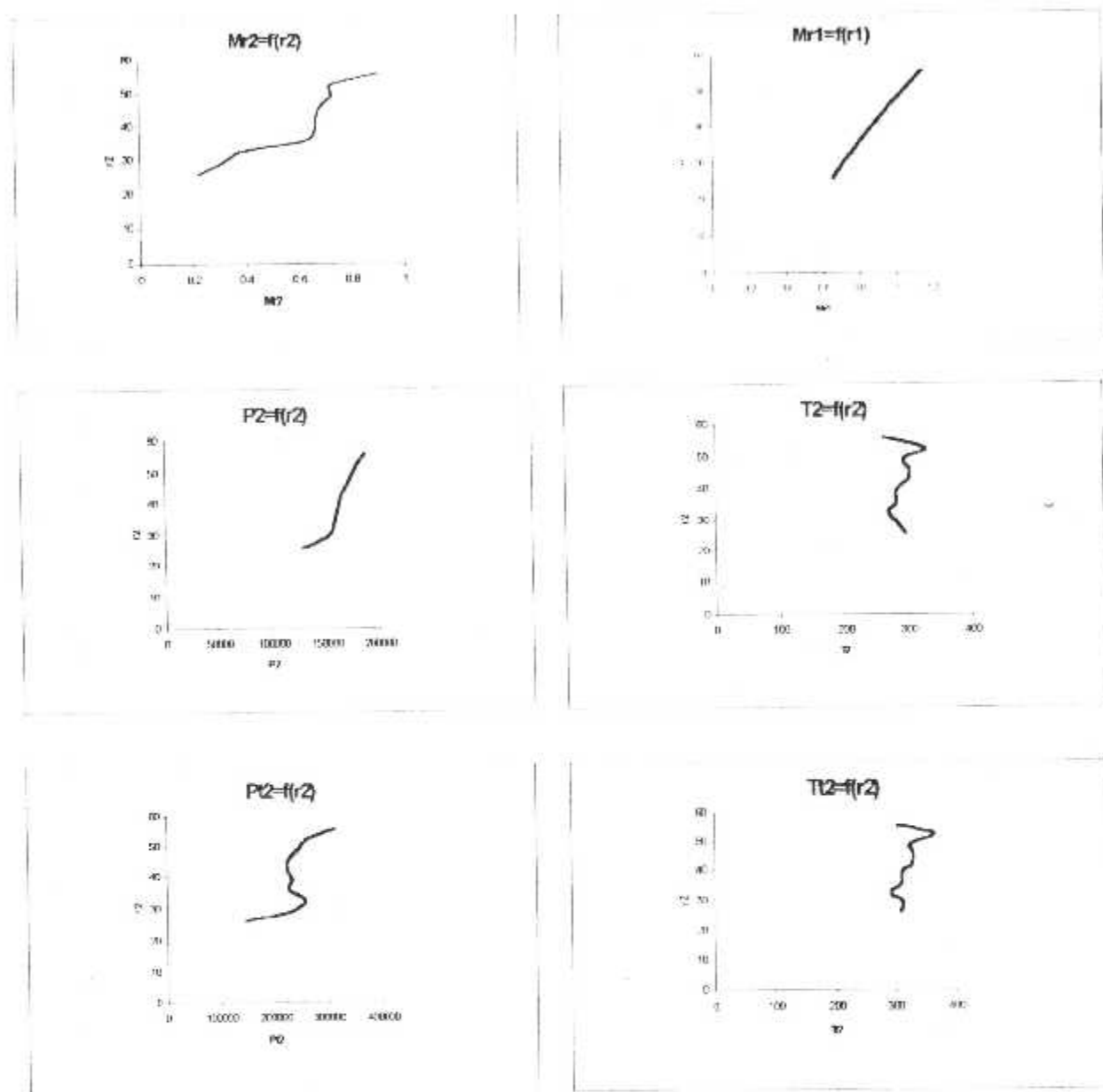
* CF6-80-C2 FADEC :

$$\pi = P_{t2} / P_a$$



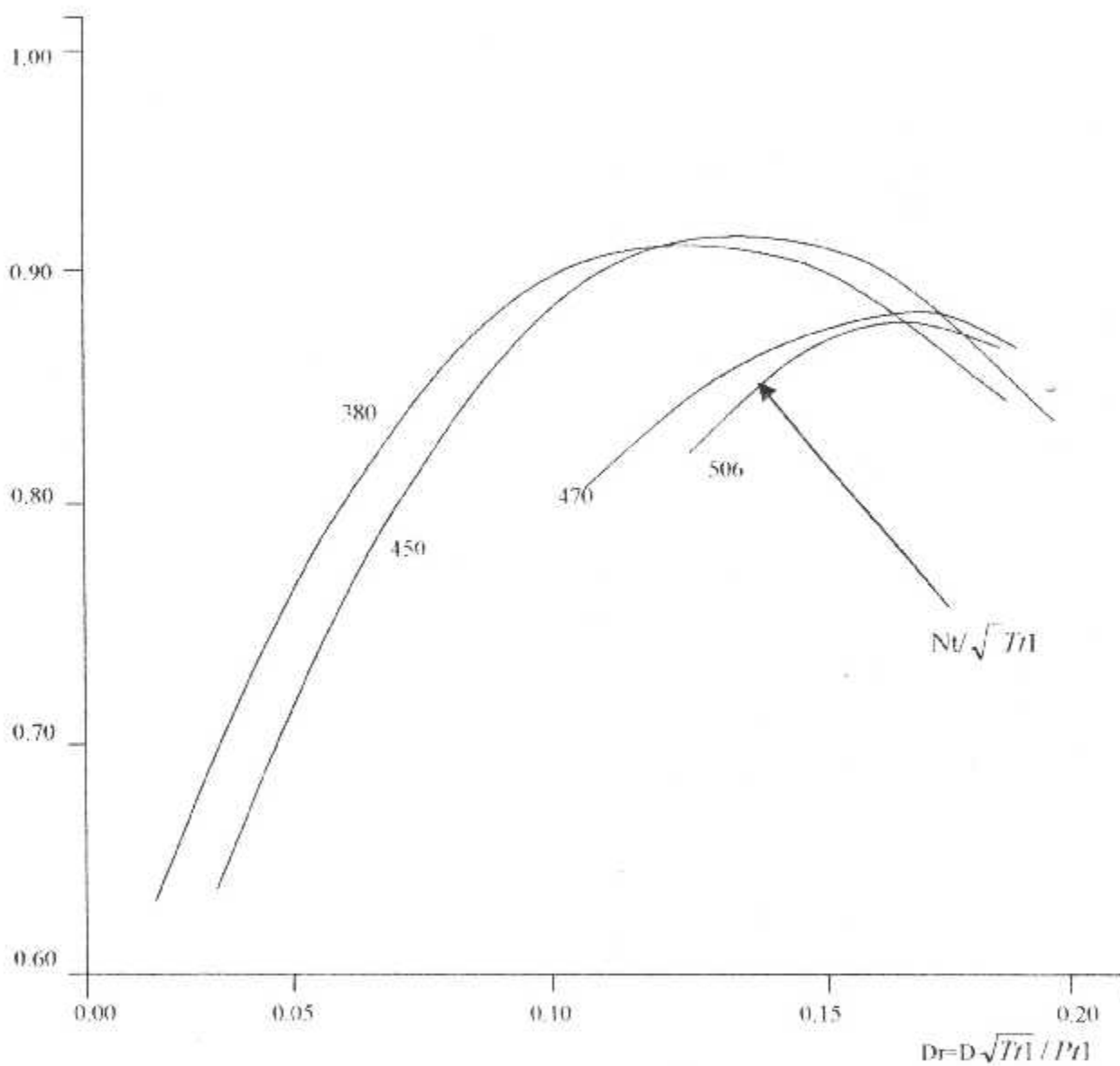
Fig(VI.6) diagramme caractéristique $P_{t2}/P_a=f(Dr)$.

JT8-D15:



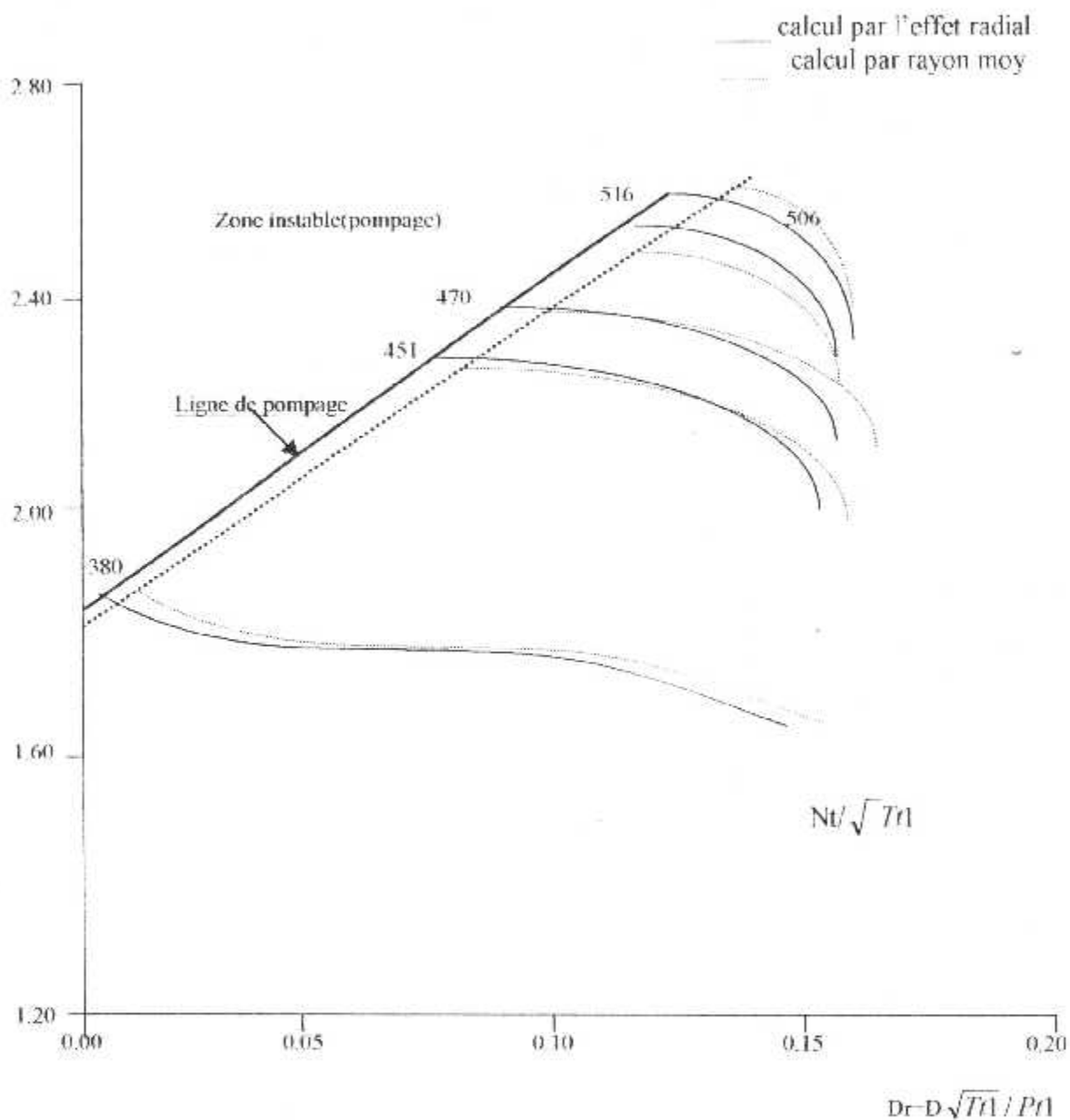
Fig(VI.7)variation des paramètres par rapport au rayon r_2 .

Pour une vitesse de rotation $w=6000$ tr/min, et $M_1=0.45$

*** JT8-D15 :**Rendement η **Fig.(IV.8) courbes des rendements en fonction du débit réduit.**

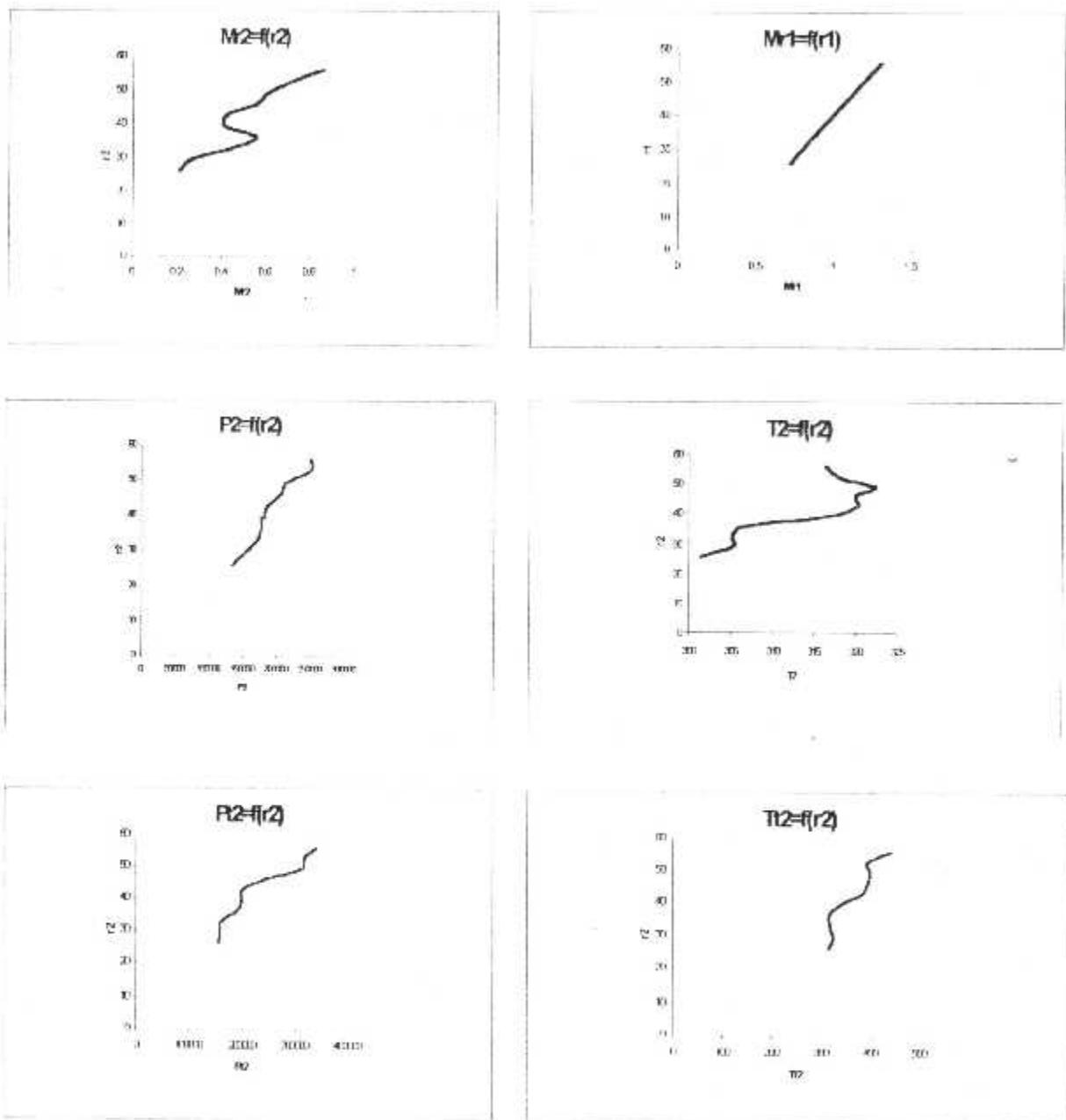
* JT8-D15 :

$$\pi = P_{t2} / P_a$$



Fig(VI.9) diagramme caractéristique $P_{t2}/P_a=f(D_r)$.

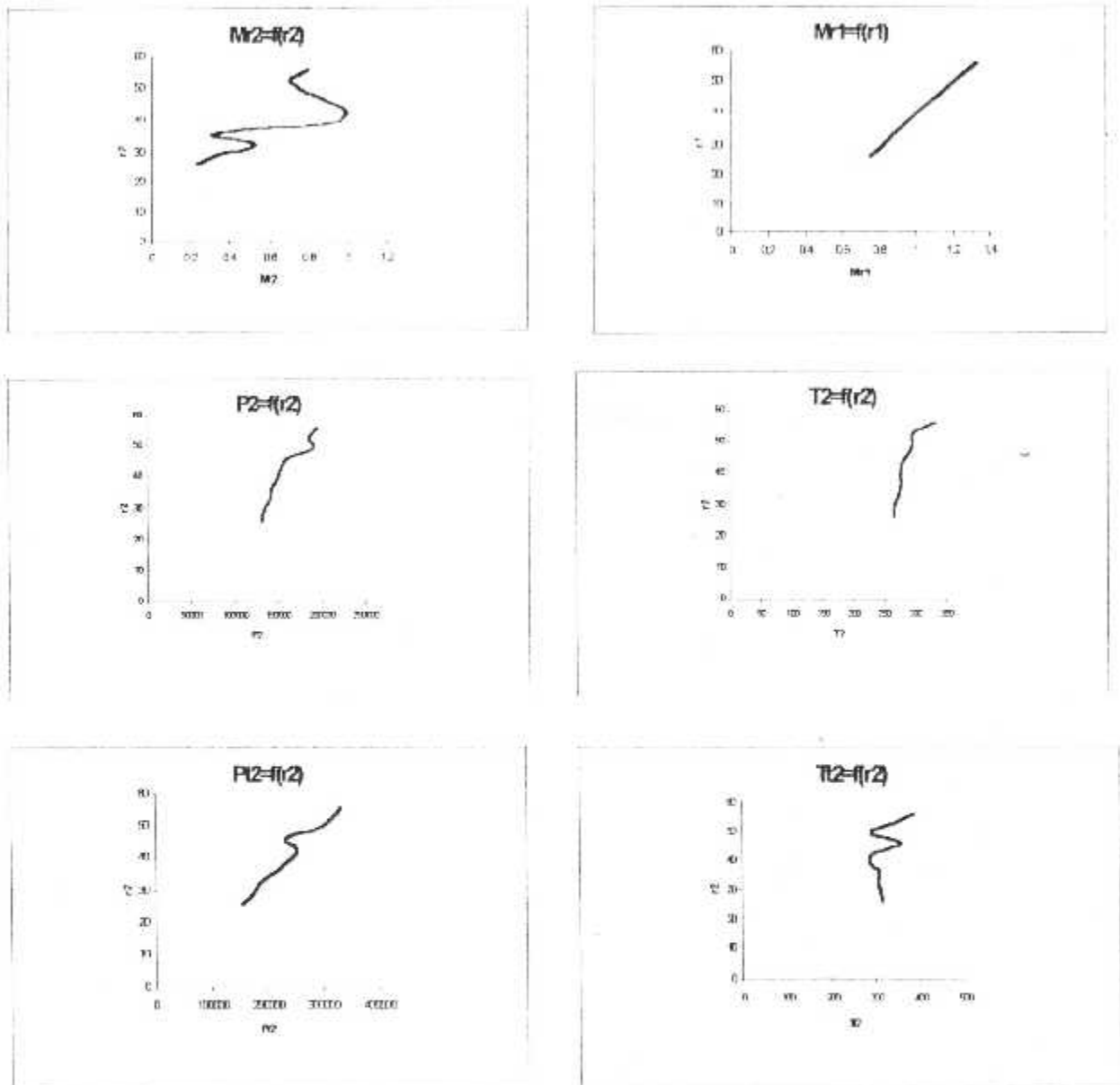
Compresseur ENSAE 1^{er} étage:



Fig(VI.10)variation des paramètres par rapport au rayon r_2 .

Pour une vitesse de rotation $w=7000$ tr/min, et $M_1=0.45$

Compresseur ENSAE 2^{ème} étage:



Fig(VI.11)variation des paramètres par rapport au rayon r_2 .

Pour une vitesse de rotation $\omega=7000$ tr/min. et $M_1=0.45$.

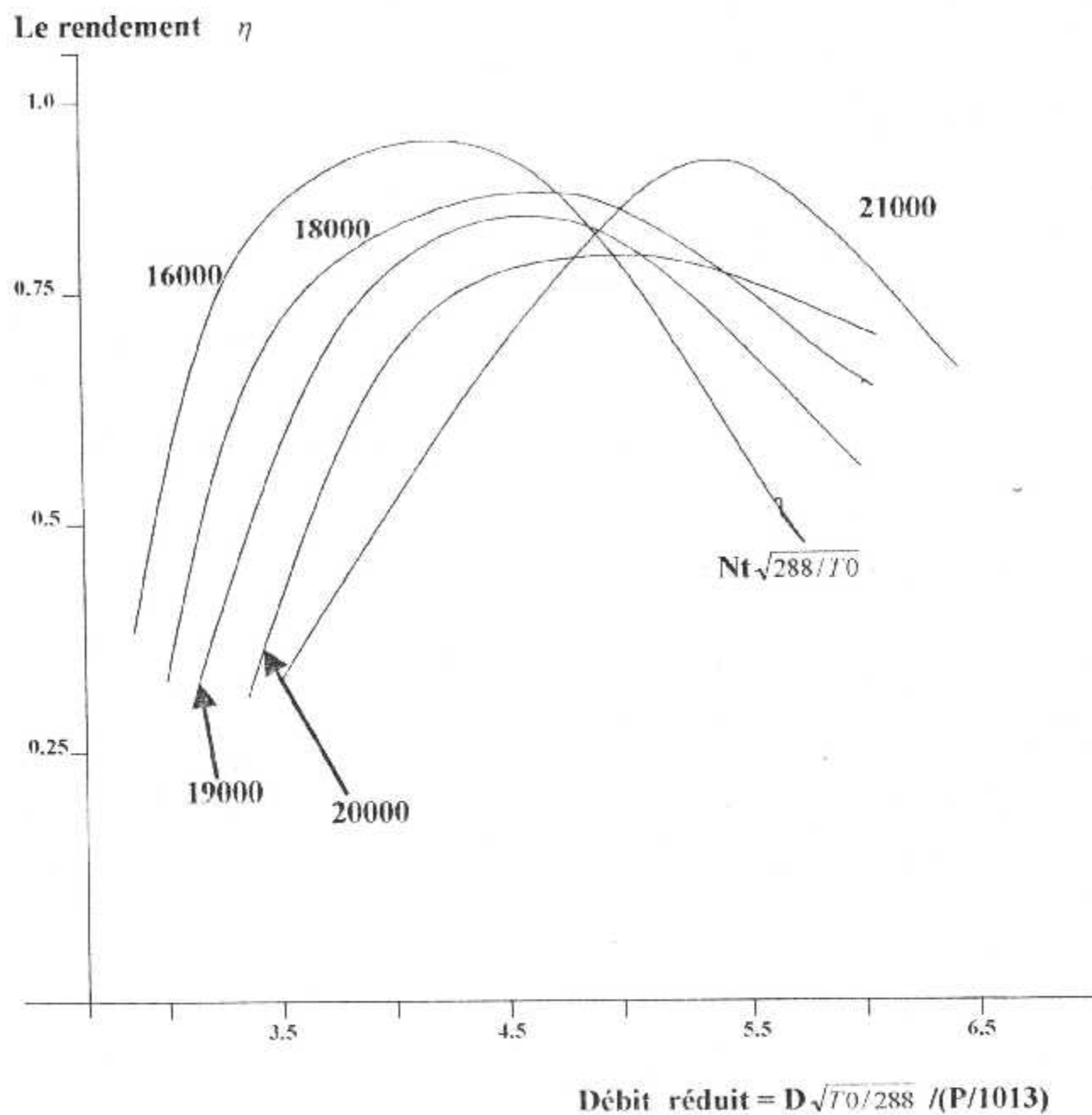
***COMPRESSEUR ENSAE :**

Fig.(VI.12) courbes des rendements en fonction du débit réduit

***COMPRESSEUR ENSAE :**

$$\pi = \frac{P12}{Pa}$$

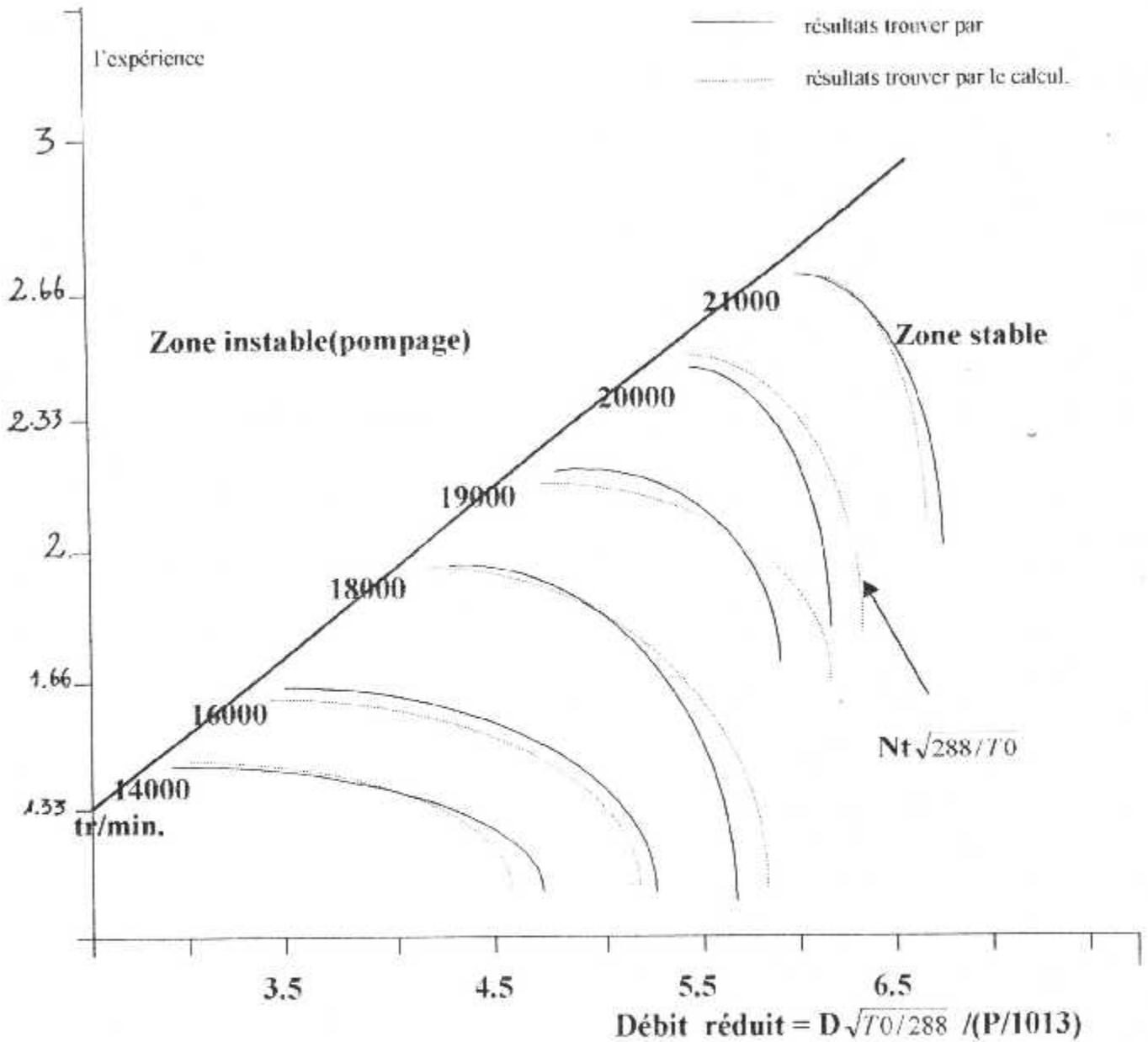
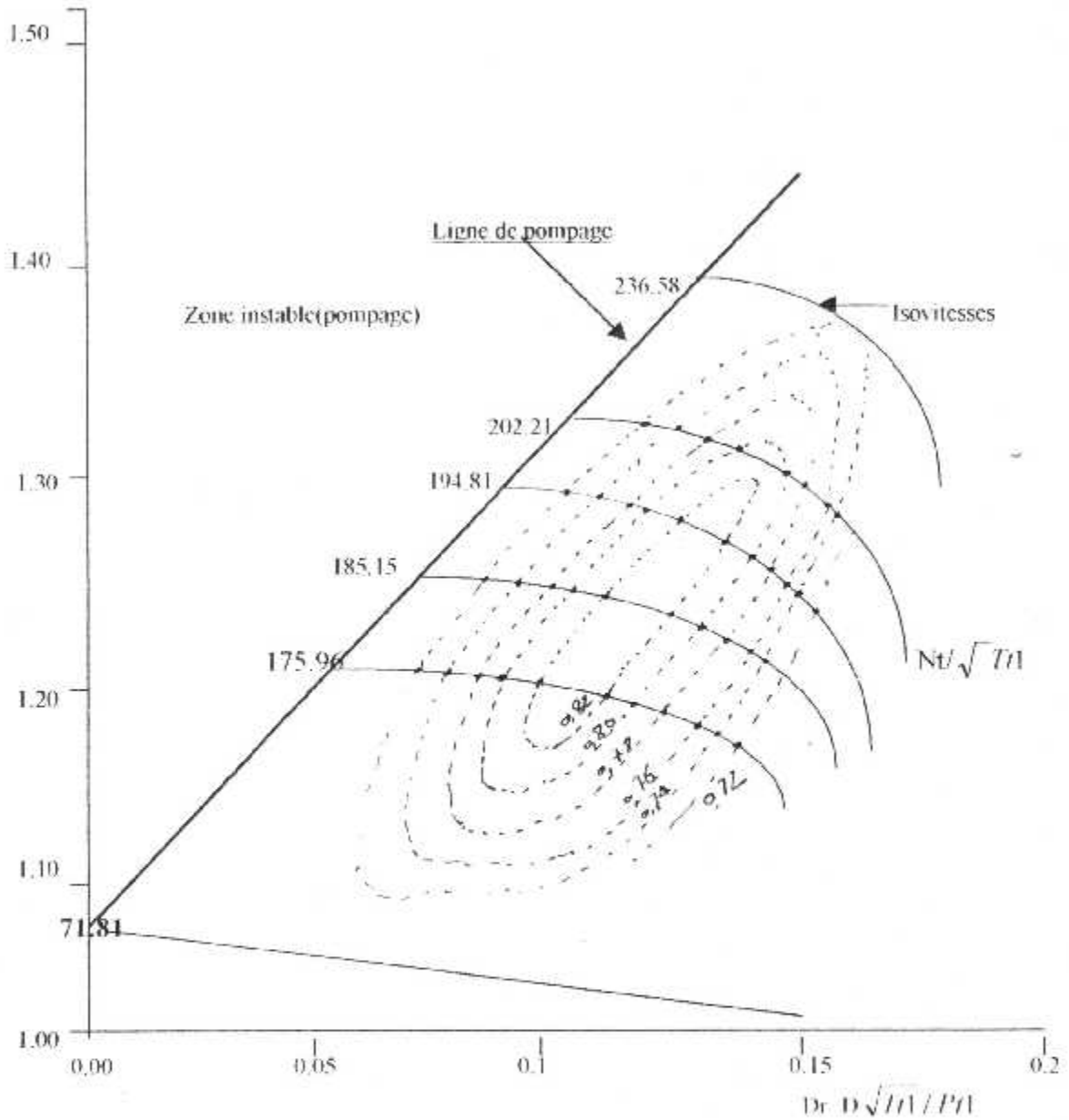


Fig.(VI.13)Le diagramme caractéristique du compresseur ENSAE en banc d'essai

* CF6-80A3 :

$$\pi = Pt2/Pa$$



Fig(VI.14) diagramme caractéristique $Pt2/Pa=f(Dr)$.
Avec présentation des iso-vitesses

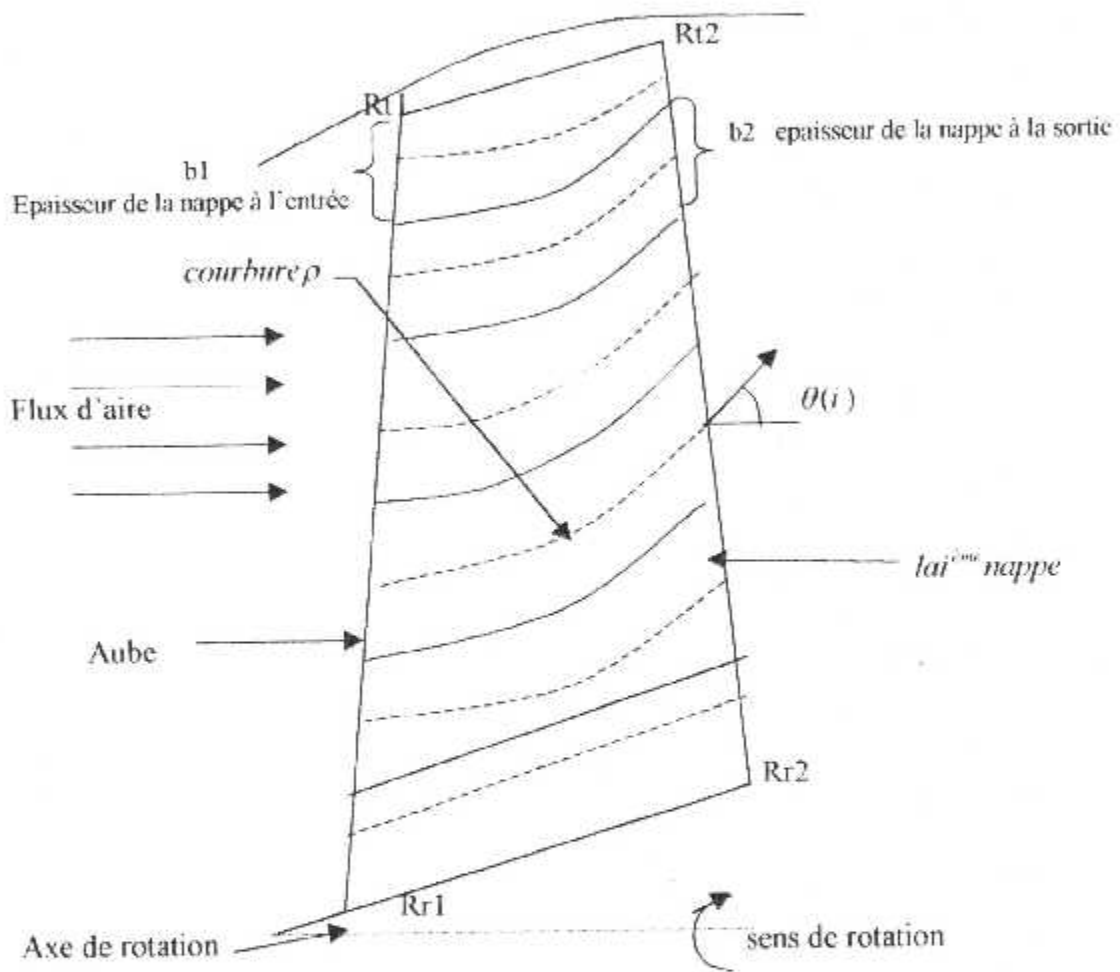


Fig.(VI.15) décritisation radiale de l'aube suivant la méthode des pentes.

Conclusion :

Dans le cadre de notre travail, nous avons modélisé l'écoulement réel du fluide le long du compresseur, en tenant compte des effets des pertes par couches limites, par chocs et ainsi que par leurs interactions. Cependant, la qualité des résultats obtenus montrent bien l'efficacité du modèle, ce qui le rend encore utilisable pour certains industriels .

Pour plus d'amélioration de notre modèle, nous recommandons la dissociation des équations de continuité et de l'énergie en adaptent une autre procédure numérique telles que la différence finie, les volumes finis et les élément finis pour la résolution .

Une autre perspective, c'est d'associer notre hypothèse d'écoulement méridien avec l'hypothèse d'écoulement aube à aube pour en formuler un modèle plus performant, dit quasi-tridimensionnel.

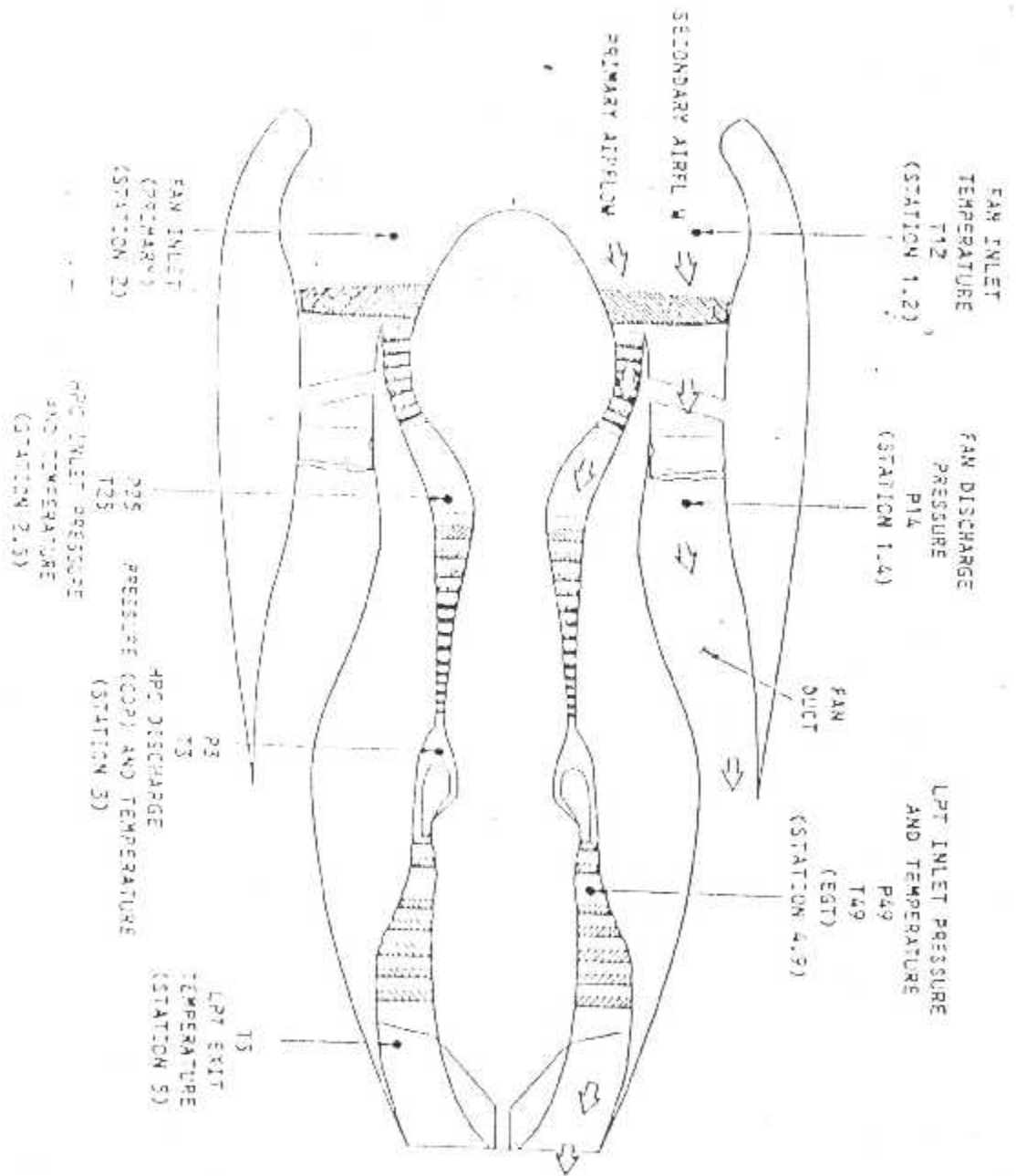
Malheureusement, ce modèle ne peut pas être étendu pour entreprendre l'écoulement dans une succession de grille sans introduire les effet de l'instationnarité , ce qui rend cette situation trop compliquées surtout pour les industriels .

Cependant , ce qui est plus efficace pour le futur proche est d'essayer d'introduire les effets du calage variable des stators sur le comportement hors adaptation de la machine .

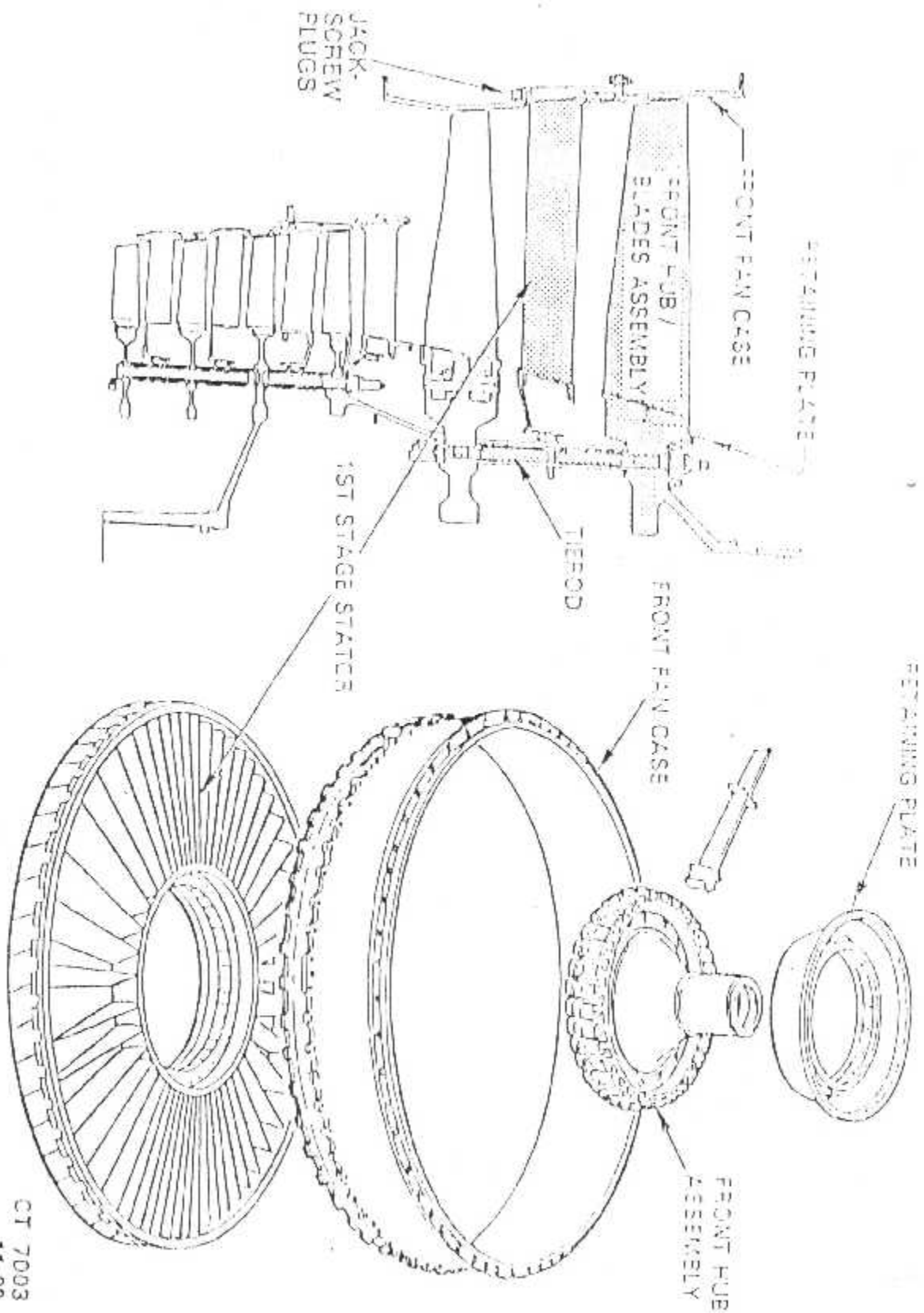
Certe, en plus les méthodes évoluées présentées et les qualités des résultats obtenus , l'intérêt capital de ce projet et de rendre possible et opportun le travail et le calcul en hors adaptation des turbomachines, ce qui permettrait à des éventuels projets de travaux pratiques sur bancs d'essais.

Enfin, en espérant que notre modeste travail sera comme une aide et document nécessaire pour les futurs étudiants d'aéronautique et ainsi pour tout intéressé.

ANNEXES

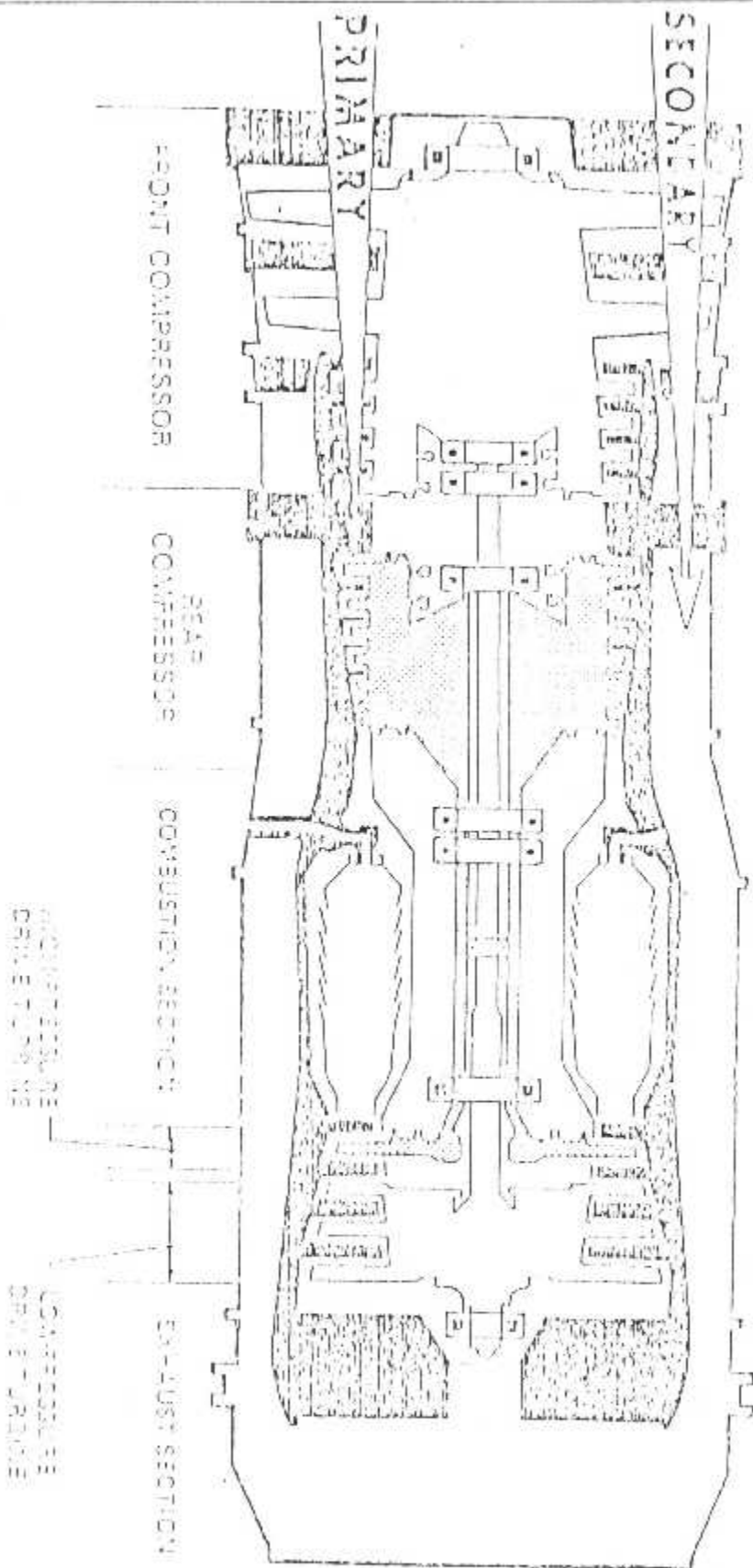


Repérage des différentes stations moteur

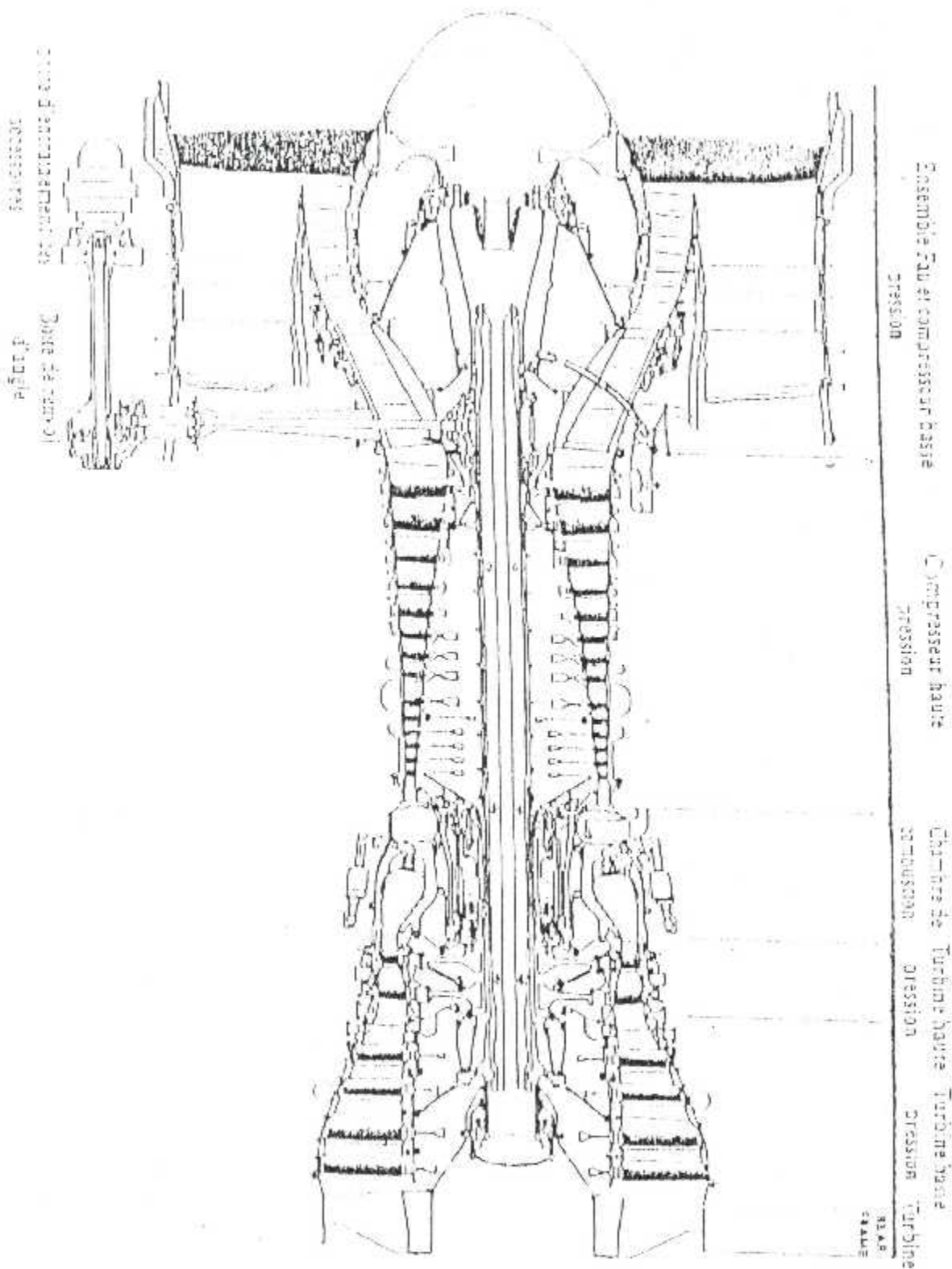


1ST STAGE FAN AND CASE INSTALLATION

CT 7003
11-89



ENGINE DESIGN FEATURES



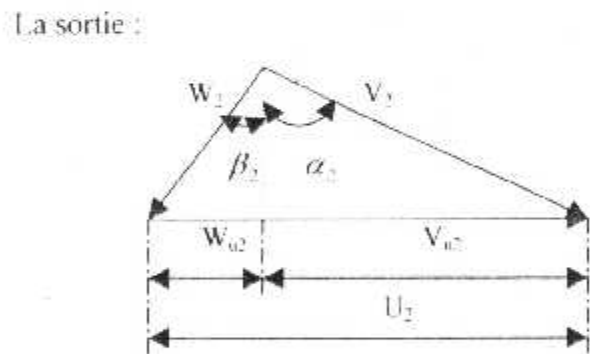
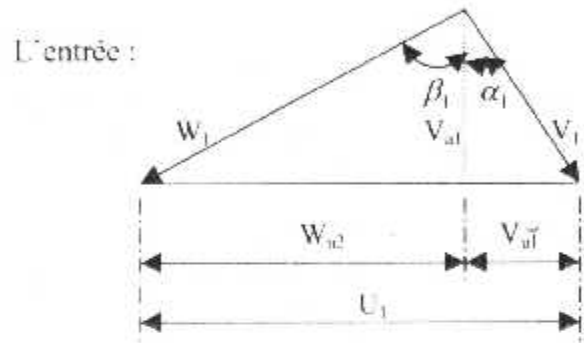
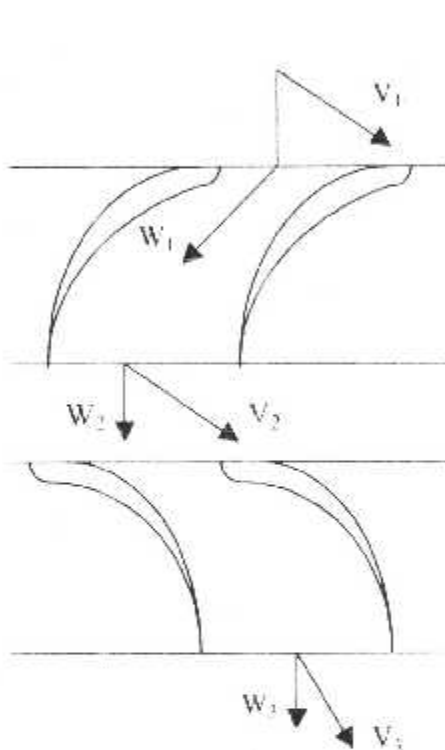
Présentation du CF6 80 A3

4.1 ETUDE AERODYNAMIQUE :

On a les hypothèses suivantes :

- Ecoulement compressible.
- Ecoulement adiabatique.
- Gaz parfait.
- Ecoulement stationnaire.

4.1.1 TRIANGLE DES VITESSES :



Triangle des vitesses pour un étage

Avec :

$$U_2 \neq U_1 ; W_2 < W_1 ; V_2 > V_1.$$

V_2, V_1 : les vitesses absolues à l'entrée et à la sortie de la roue.

V_{ax1}, V_{ax2} : les vitesses axiales à l'entrée et à la sortie de la roue.

W_1, W_2 : les vitesses relatives à l'entrée et à la sortie de la roue.

V_{u1}, V_{u2} : les vitesses absolues tangentielles à l'entrée et à la sortie.

U_1, U_2 : les vitesses tangentielles à l'entrée et à la sortie.

$U = \omega \cdot R$ (ω : vitesse de rotation en rools, R : le rayon).

$$\vec{V}_1 = \vec{W}_1 + \vec{U}_1 ; \vec{V}_2 = \vec{W}_2 + \vec{U}_2$$

L'air s'approche au rotor avec une vitesse \vec{V}_1 d'un angle de flux α_1 : la combinaison vectorielle avec la vitesse d'entraînement de l'aube U donne la vitesse relative W_1 à un angle de flux β_1 avec la vitesse axiale V_{ax1} .

II.1.2 LES EFFORTS SUR LES AUBES :

$$\dot{m} = \rho_1 V_{1u} A_1 = \rho_2 V_{2u} A_2$$

Avec :

$$A_1 = S_1 h_1$$

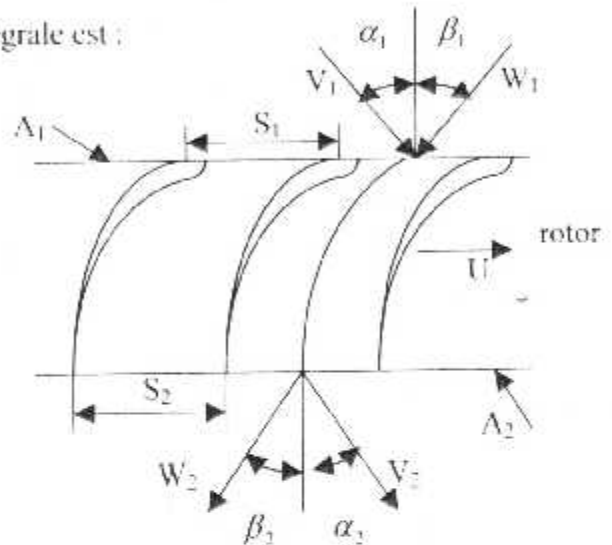
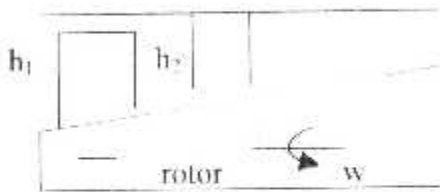
$$A_2 = S_2 h_2$$

l'équation de quantité de mouvement sous forme intégrale est :

$$\dot{m}(\vec{V}_2 - \vec{V}_1) = -p_1 A_1 \vec{n}_1 - p_2 A_2 \vec{n}_2 - \vec{F}$$

Avec :

\vec{F} : force de fluide sur les aubes.



$$\vec{F} = \dot{m}(\vec{V}_2 - \vec{V}_1) = -p_1 A_1 \vec{n}_1 - p_2 A_2 \vec{n}_2$$

a) Effort tangentiel « F_u » : $F_u = \dot{m}(V_{1u} - V_{2u})$

b) Effort axial « F_a » : $F_a = \dot{m}(V_{1a} - V_{2a}) = -p_1 A_1 - p_2 A_2$

II.1.3 EXPRESSION DU TRAVAIL SUR L'ARBRE :

$W_u = \frac{P_u}{\dot{m}}$ avec : P_u : la puissance ; \dot{m} : le débit d'air ; W_u : le travail.

$P_u = C \cdot w$ avec : C : le couple ; w : la vitesse de rotation (rad/s).

$C = \dot{m}(r_2 V_{u2} - r_1 V_{u1})$ (r_1, r_2) : les rayons à la sortie et à l'entrée.

$P_u = \dot{m}(r_2 w V_{u2} - r_1 w V_{u1}) = \dot{m}(U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1})$

$W_u = (U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1})$ (c'est l'équation d'Euler).

Le travail avec les triangles de vitesses est comme suite :

$$W_u = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + \frac{W_2^2 - W_1^2}{2}$$

II.2 ETUDE THERMODYNAMIQUE :

II.2.1 EXPRESSION DU TRAVAIL SUR L'ARBRE :

D'après le premier principe : $w_u = c_p \Delta T_u$

II.2.2 RENDEMENT :

$$\left\{ \begin{aligned} \eta_c &= \frac{w_u}{w_a} = \frac{c_p \Delta T_u}{c_p \Delta T_c} = \frac{\Delta T_u}{\Delta T_c} = \frac{T_{02} \left(\frac{T_{02}}{T_1} - 1 \right)}{T_{01} \left(\frac{T_{01}}{T_1} - 1 \right)} = \frac{\pi_{c,2}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\pi_{c,1}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1} \\ \text{telle que : } \frac{\gamma-1}{\gamma \eta_p} &= \frac{n-1}{n} \quad (n : \text{constante polytropique}) \end{aligned} \right.$$

ΔT_{0t} = différence de température totale pour un étage.

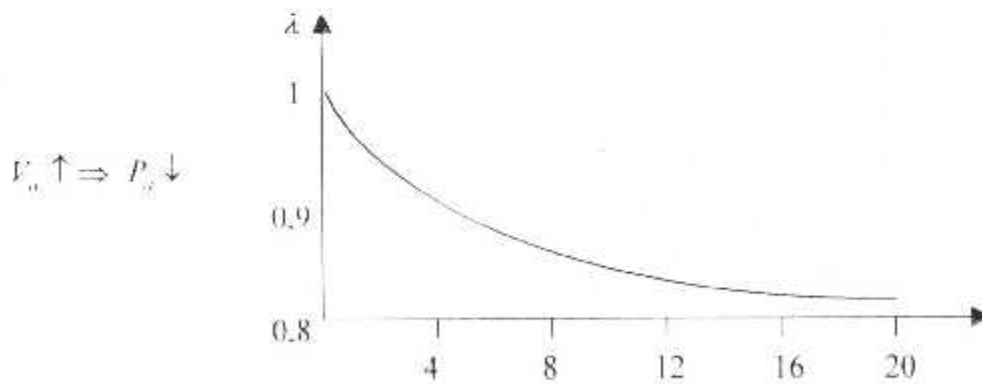
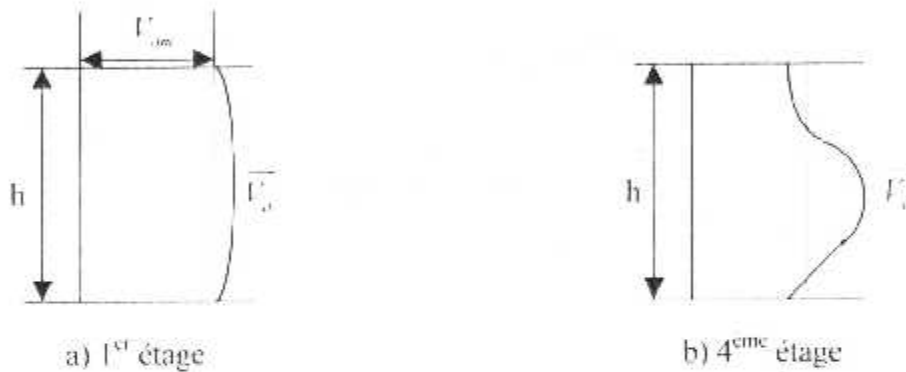
II.2.3 CHARGE ET RAPPORT DE COMPRESSION DE L'ETAGE :

$$cp\Delta T_{0t} = U_1 V_{a1} \operatorname{tg} \beta_1 - U_2 V_{a2} \operatorname{tg} \beta_2$$

$$\Delta T_{0t} = (U_1 V_{a1} \operatorname{tg} \beta_1 - U_2 V_{a2} \operatorname{tg} \beta_2) / \varphi$$

Avec : $\pi_{0t} = \frac{P_{02}}{P_{01}} = \left(1 + \eta_c \frac{\Delta T_{0t}}{T_{01}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$

II.2.4 LE FACTEUR DE BLOCAGE "λ" :



donc l'expression de ΔT_{0t} s'écrit :

$$\Delta T_{0t} = \frac{\lambda}{cp} [(U_1 V_{a1} \operatorname{tg} \beta_1) - (U_2 V_{a2} \operatorname{tg} \beta_2)]$$

La réduction de la capacité de l'étage est caractérisé par l'utilisation de ce facteur λ .

II.2.5 LE DEGRE DE REACTION D'UN ETAGE "σ" :

La notion de degré de réaction exprime l'augmentation de l'enthalpie statique réalisée dans le rotor par rapport à l'augmentation de l'enthalpie statique dans tout l'étage.

$$\sigma = \frac{H_2 - H_1}{H_2 - H_1} = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_u + \Delta T_1}$$

2.6 LE DEGRE DE REACTION ET FORME DES AUBES MOBILES :

$$\sigma = 1 - \frac{V_{a2}'}{2V_2'} \operatorname{tg} \alpha_2 + \frac{V_{a1}'}{2V_1'} \operatorname{tg} \alpha_1$$

si $\sigma = 0$ étage à réaction $\Leftrightarrow \frac{V_{a2}'}{2V_2'} \operatorname{tg} \alpha_2 - \frac{V_{a1}'}{2V_1'} \operatorname{tg} \alpha_1 = 1$

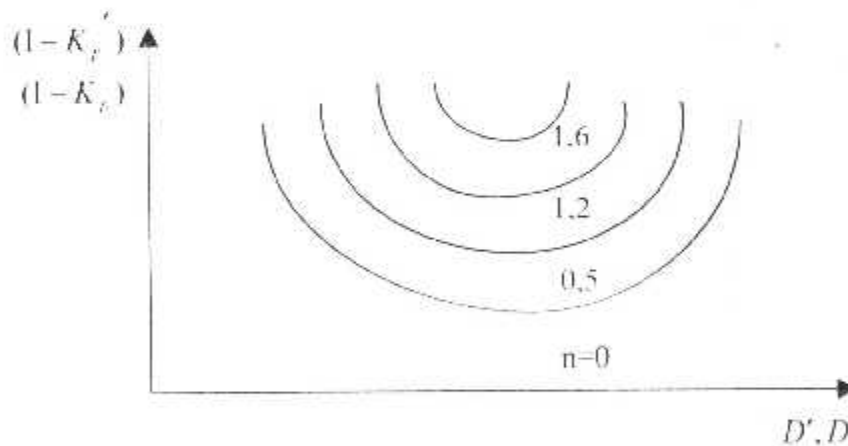
si $\sigma = 1$ étage à réaction $\Leftrightarrow \frac{V_{a1}'}{2V_1'} \operatorname{tg} \alpha_1 - \frac{V_{a2}'}{2V_2'} \operatorname{tg} \alpha_2 = 1$

3 ETUDE DES PERFORMANCE D'UN ETAGE :

La méthode de calcul la plus facile des performances d'un étage de compresseur est celle du facteur de diffusion :

$$\eta_s = \frac{w_{as}}{w_s} \quad \text{avec : } w_a = K_{p'} \left(\frac{V_2'^2 - V_1'^2}{2} \right) + K_{p''} \left(\frac{W_2'^2 - W_1'^2}{2} \right) + \frac{U_1'^2 - U_2'^2}{2}$$

$$\begin{cases} K_{p'} = 1 - f(D) & D = 1 - \frac{W_2'}{W_1'} + \frac{\Delta W_1'}{2W_1'} \cdot \frac{S}{C} \\ K_{p''} = 1 - f(D') & D' = 1 - \frac{V_2'}{V_1'} + \frac{\Delta V_1'}{2V_1'} \cdot \frac{S}{C} \end{cases}$$



La 2^{ème} méthode est celle des coefficients C_f et C_{f0} obtenues par des tests sur les grilles d'aubes. en effet :

$$C_{f0} = C_{f0p} + C_{f0w} + C_{f0t} + C_{f0m}$$

4 FORMULATION MATHÉMATIQUE DE RUNGE-KUTTA A 4 PAS, RK4,4 :

4.1 ENANCE DU PROBLEME DE NOTATION :

Soit une fonction y définie par l'équation différentielle :

$$\begin{cases} y' = f(t, y) \\ y(t_0) = y_0 \quad \text{imposé} \end{cases} \quad \text{sur l'intervalle de temps fini } [t_0, t_1]$$

si f est lipschitzienne, y est calculable pas à pas en partant de sa valeur initiale y_0 .

• **Notation :**

L'intervalle de temps est partagé en N pas h égaux :

$h = t_{i+1} - t_i$: est le pas de calcul,

$y(t_i)$: est la valeur exacte (inconnue) de y en t_i ,

y_i : est la valeur calculée (connue) de y en t_i ,

$e_i = y(t_i) - y_i$: est l'erreur de pas, inconnue, mais évaluable,

$\varepsilon = y(t_N) - y_N$: est l'erreur globale finale cumulée.

II.4.2 METHODE D'EULER-CAUCHY :

La formule de Taylor à l'ordre 2 donne une évaluation de $y(t_i + h)$

$$y(t_i + h) = y(t_i) + h y'(t_i) + \frac{h^2}{2} y''(c) \quad \text{avec } t_i \leq c \leq t_{i+1}$$

On peut évaluer approximativement $y''(c)$

$$y''(c) = \frac{y'(t_i + h) - y'(t_i)}{h}$$

En reportant cette valeur, on a :

$$y(t_i + h) = y(t_i) + h y'(t_i) + \frac{h}{2} y'(t_i + h)$$

$$y(t_i) = y_i'$$

Les approximations suivantes sont alors envisagées :

$$y(t_i + h) \approx y_{i+1} \quad ; \quad y(t_i) = y_i' \quad ; \quad y'(t_i) \approx f(t_i, y_i) \quad ; \quad y'(t_i + h) \approx f(t_i + h, y_{i+1})$$

On remarque que le dernier terme est en fonction de y_{i+1} que précisément on ne connaît pas et qu'il faut donc approcher par un développement au premier ordre pour pouvoir calculer $y'(t_i + h)$.

$$y_{i+1} \approx y(t_i + h) \approx y(t_i) + h y'(t_i)$$

$$\text{On a donc : } y_{i+1} \approx y_i + h f(t_i, y_i)$$

Finalement, en remplaçant les valeurs exactes par leurs approximations il vient :

$$\begin{cases} y_{i+1} = y_i + \frac{h}{2} (F_1 + F_2) \\ F_1 = y_i' = f(t_i, y_i) \\ F_2 = y_{i+1}' = f(t_i + h, y_i + h F_1) \\ y(t_0) = \text{donnée} = y_0 \end{cases}$$

II.4.3 LA METHODE DE RUNG-KUTTA, RK44 :

Elle généralise la méthode d'Euler-Cauchy en passant le développement de Taylore à l'ordre 4 et en subdivisant le pas en 4 (de ce point de vue Euler-Cauchy = RK22).

Si y_0 est la valeur initiale imposée à l'instant t_0 , la suite des valeurs y_1, y_2 se calcul pas à pas à l'aide de l'algorithme de Rung-Kutta RK44

$$\left\{ \begin{array}{l} y_{i+1} = y_i + \frac{h}{6}(F_1 + 2F_2 + 2F_3 + F_4) \\ F_1 = f(t_i, y_i) \\ F_2 = f\left(t_i + \frac{h}{2}, y_i + \frac{h}{2}F_1\right) \\ F_3 = f\left(t_i + \frac{h}{2}, y_i + \frac{h}{2}F_2\right) \\ F_4 = f(t_i + h, y_i + hF_3) \end{array} \right.$$

II.4.4 ERREURS COMMISES :

RK_{4,4} est une méthode convergente. La solution approchée tend vers la solution exacte lorsque h tend vers zéro (0). L'erreur par pas est de l'ordre de h^4 . L'erreur globale proportionnelle au nombre de pas (en $\frac{1}{h}$) est donc de l'ordre de h^3 . Ceci est très important et signifie qu'une division du pas par 10 amène une division de l'erreur par 10.000.

Une équation différentielle d'ordre supérieur à 1 se ramène à un système d'équations du 1^{er} ordre.

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{y} = F(y, z, t) \\ \dot{z} = G(y, \dot{y}, z, t) \\ y(0), z(0) \text{ sont donnés} \end{array} \right.$$

L'algorithme RK_{4,4} est le suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l} y_{n+1} = y_n + \frac{h}{6}(M_1 + 2M_2 + 2M_3 + M_4) \\ z_{n+1} = z_n + \frac{h}{6}(N_1 + 2N_2 + 2N_3 + N_4) \end{array} \right.$$

Avec :

$$\begin{aligned} M_1 &= F(y_n, z_n, t_n) \\ N_1 &= G(y_n, \dot{y}_n, z_n, t_n) \end{aligned}$$

Et les facteurs suivants couplés :

$$\begin{aligned} M_2 &= F\left(y_n + \frac{h}{2}M_1, z_n + \frac{h}{2}N_1, t_n + \frac{h}{2}\right) & : & N_2 = G\left(y_n + \frac{h}{2}M_1, z_n + \frac{h}{2}N_1, t_n + \frac{h}{2}\right) \\ M_3 &= F\left(y_n + \frac{h}{2}M_2, z_n + \frac{h}{2}N_2, t_n + \frac{h}{2}\right) & : & N_3 = G\left(y_n + \frac{h}{2}M_2, z_n + \frac{h}{2}N_2, t_n + \frac{h}{2}\right) \\ M_4 &= F(y_n + hM_3, z_n + hN_3, t_n + h) & : & N_4 = G(y_n + hM_3, z_n + hN_3, t_n + h) \end{aligned}$$

• **Calcul des pertes visqueuses dans l'aube :**

Il faut calculer les pertes de charge ϖ : tel que :

$$\varpi = \frac{2l(s/c)}{\cos \beta 2} \cdot (\theta/c) \cdot \left(\frac{\cos \beta 1}{\cos \beta 2} \right) \left\{ \left[1 - (\theta/c) \frac{H l(s/c)}{\cos \beta 2} \right]^{-3} \frac{3H-1}{2H} \right\} \dots\dots\dots (*)$$

donc il faut calculer (θ/c) par la formule suivante :

$$(\theta/c) = (0.827M_1 - 2.692M_1^2 + 2.675M_1^3)(Deq - Deq^*) + (\theta/c)^*$$

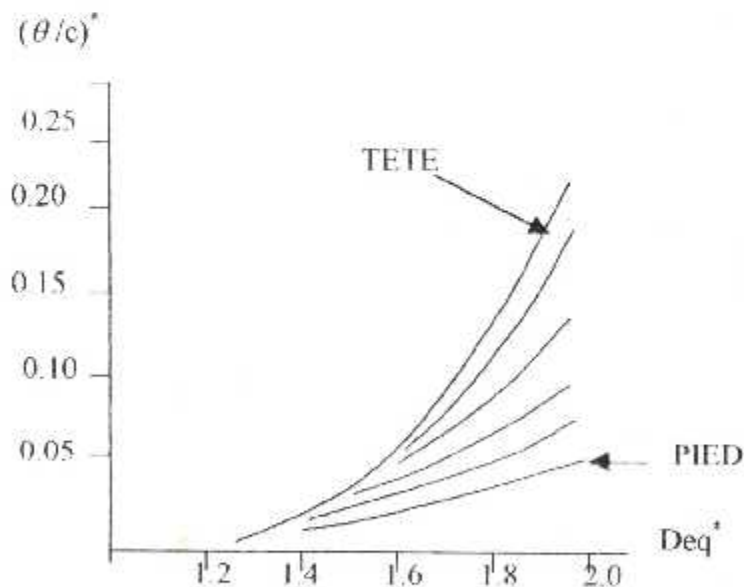
avec $\beta 2^* = \beta 2c$ et $\beta 1^* = \beta 1c$

$$Deq = \frac{V_{m1} \cos \beta 2}{V_{m2} \cos \beta 1} \left[1.12 + 0.0117 i^{1.3} - 0.61.K \right]$$

$$Deq^* = \frac{V_{m1} \cos \beta 2^*}{V_{m2} \cos \beta 1^*} (1.12 + 0.61.K)$$

$$K = \cos^2 \beta 1^* (s/c) \left[\operatorname{tg} \beta 1^* \frac{r_2 V_{m2}}{r_1 V_{m1}} \operatorname{tg} \beta 2^* - \frac{n_2}{V_{m1}} \left(i - \frac{r_2}{r_1} \right) \right]$$

aussi le calcul de $(\theta/c)^*$: à l'aide des courbes qui sont représentées ci-dessous de $(\theta/c)^* = f(Deq^*)$; donc pour une valeur de Deq^* on peut déterminer $(\theta/c)^*$



Il reste dans l'équation * que la valeur de facteur de forme H
Tels que $H = \theta / \delta^*$; θ c'est l'épaisseur de quantité de mouvement de la couche limite.

δ^* c'est l'épaisseur de déplacement de la couche limite

pour une couche limite turbulente dans un profil d'ailette $\frac{U}{U_{\infty}} = \left(\frac{y}{\delta} \right)^{1/7}$

$$\frac{\theta}{c} = \frac{1}{c} \int_0^{\delta} \frac{U}{U\infty} \left(1 - \frac{U}{U\infty}\right) dy \dots\dots\dots (1-*)$$

$$\frac{\delta}{c} = \frac{1}{c} \int_0^{\delta} \left(1 - \frac{U}{U\infty}\right) dy \dots\dots\dots (2-*)$$

après développement de l'intégral (1-*) on trouve l'équation suivante :

$$\frac{\theta}{c} = \frac{7}{c} \left[\frac{\delta^{8/7}}{8} - \frac{\delta^{11/7}}{9} \right] ; \text{ puisque on a la valeur de } (\theta/c) \text{ on peut tirer la valeur de}$$

δ par une méthode numérique

et le développement de (2-*) on trouve $\frac{\delta^*}{c} = \frac{1}{c} \left[\delta - \frac{7\delta^{8/7}}{8} \right] ;$ puisque on a δ d'après ce qui est

précédent donc on peut calculer $\frac{\delta^*}{c}$

finalement $H = \frac{\theta/c}{\delta^*/c}$

w est connu $\eta = 1 - \frac{w}{P12s} (P11 - P1)$

GT8-D15 :

	1 ^{er} étage		2 ^{eme} étage		
	rotor	stator	rotor	Stator pri.	Stator sec
(z)	27	51	40	56	63
(c)	11,1	6,5	8,9	6,6	6,6
(a)	5,35	3,25	4,45	2,7	2,7

1) FLUX PRIMAIRE:

♦ Rotor :

		Bord d'attaque		Bord de fuite		Rayon au milieu de l'aube
		β_{1c}	s	β_{2c}	s	
1 ^{er} étage	r	49.5	4	8.25	4.4	18.049
	m	45.5	6.7	25	6.9	30.35
	t	56	9.3	52	9.1	39.18
2 ^{eme} étage	r	53.25	3	24.75	3.8	22.964
	m	52	4.6	35	4.8	31.869
	t	61	5.6	50	5.8	39.469

		Bord d'attaque	Bord de fuite
		1 ^{er} étage	Rm
	H	22.2	19.5
2 ^{eme} étage	Rm	29.869	30.509
	H	15.2	13.7

♦ Stator :

		Bord d'attaque		Bord de fuite		Rayon au milieu de l'aube
		α_{1c}	s	α_{2c}	s	
1 ^{er} étage	r	55	2.7	28	2.7	20.438
	m	45	3.6	10	3.2	34.171
	t	50	4.7	26	4.2	42.671
2 ^{eme} étage	r	-	-	-	-	38.214
	m	45.5	3.1	14.5	3.4	43.889
	t	-	-	-	-	46.564

		Bord d'attaque	Bord de fuite
		1 ^{er} étage	Rm
	H	16	18
2 ^{eme} étage	Rm	44.441	43.338
	H	12.2	10.5

2) FLUX SECONDAIRE :♦ Rotor :

		Bord d'attaque		Bord de fuite		Rayon au milieu de l'aube
		β_1	s	β_2	s	
1 ^{er} étage	r	56	9.3	52	9.1	39.18
	m	71	10.6	54	10.5	44.78
	t	73	12	54	11.8	50.552
2 ^{eme} étage	r	61	5.6	50	5.8	39.469
	m	76	6.2	69	5.8	45.069
	t	79	7.3	72.75	7.5	53.346

		Bord d'attaque	Bord de fuite
1 ^{er} étage	Rm	45.057	44.507
	H	11.2	11.2
2 ^{eme} étage	Rm	43.069	42.959
	H	11.2	11.2

♦ Stator :

		Bord d'attaque		Bord de fuite		Rayon au milieu de l'aube
		α_1	s	α_2	s	
1 ^{er} étage	r	50	4.7	26	4.2	42.671
	m	79	5.5	21	5.4	-
	t	50	4.7	18	6.1	65.035
2 ^{eme} étage	r	67.5	4.3	21.5	4.3	38.241
	m	67.5	4.9	21.5	5.5	43.538
	t	67.5	5.5	21.5	5.5	48.988

		Bord d'attaque	Bord de fuite
1 ^{er} étage	Rm	53.079	43.464
	H	11.2	11.2
2 ^{eme} étage	Rm	56.141	54.188
	H	11.2	11.2

3) AUBES DIRECTIVES (IGV) :

z	c	a	Angle de calage	Rm
19	10.7	5.35	10	33.9

CF6-80A3 :

	rotor	stator	OGV
z	38	78	80
c	24.3	6.5	11
a	17.3	3.25	5.5

FLUX PRIMAIRE :

		Bord d'attaque		Bord de fuite		Rayon au milieu de l'aube
		$\beta_{1r}(\alpha_{1r})$	s	$\beta_{1s}(\alpha_{1s})$	s	
rotor	r	42	7	10	8	40.795
	m	44	8.8	15	9.3	55.073
	t	48	10.6	30	10.4	65.073
stator	r	67	4	-	-	49.985
	m	67	4.6	-	-	57.509
	t	67	5.2	-	-	65.035

	Bord d'attaque	Bord de fuite
Rm	57.59	36.174
H	23	17

FLUX SECONDAIRE :

		Bord d'attaque		Bord de fuite		Rayon au milieu de l'aube
		$\beta_{2r}(\alpha_{2r})$	s	$\beta_{2s}(\alpha_{2s})$	s	
rotor	r	48	10.6	30	10.4	65.073
	m	56	14.2	44	13.7	86.648
	t	68.5	17.8	63	17.5	103.537
OGV	r	51	5.3	-	-	65.828
	m	51	6.8	-	-	83.78
	t	50	8.3	-	-	101.732

	Bord d'attaque	Bord de fuite
Rm	83.938	-
H	36.22	-

CF6-80C2 :

	rotor	stator	OGV
z	38	96	81
c	16.7	6.2	13.3
a	8.35	3.1	6.65

FLUX PRIMAIRE :

		Bord d'attaque		Bord de fuite		Rayon au milieu de l'aube
		$\beta_1 (\alpha_1)$	s	$\beta_2 (\alpha_2)$	s	
rotor	r	50	7.4	2	8.3	45.85
	m	44	8.9	10	9.7	54.95
	t	45	10.6	23	11	64.05
stator	r	51	3.5	-	-	52.05
	m	50	4	-	-	60.3
	t	50	4.5	-	-	68.55

	Bord d'attaque	Bord de fuite
Rm	52.85	61.85
H	21	16.6

FLUX SECONDAIRE :

		Bord d'attaque		Bord de fuite		Rayon au milieu de l'aube
		$\beta_1 (\alpha_1)$	s	$\beta_2 (\alpha_2)$	s	
rotor	r	45	10.6	23	11	64.05
	m	56	15	42	14.6	89.75
	t	70	20	65	18.5	115.45
OGV	r	60	5.7	-	-	68.55
	m	40	7.5	-	-	90.7
	t	48	9.2	-	-	112.85

	Bord d'attaque	Bord de fuite
Rm	90.1	94.55
H	53.5	48.8

N.B :

Les mesures sont prises en centimètres et en degré Celsius.

CF6-80-A3		
Rayon	Angle d'entrée	Angle de sortie
47.07	42.76	12.43
52.99	44.29	17.97
58.91	45.82	23.52
64.83	47.34	29.06
70.75	49.96	34.34
76.67	53.31	39.46
82.59	56.67	44.58
88.51	60.02	49.7
94.43	63.37	54.81
100.35	66.72	59.93

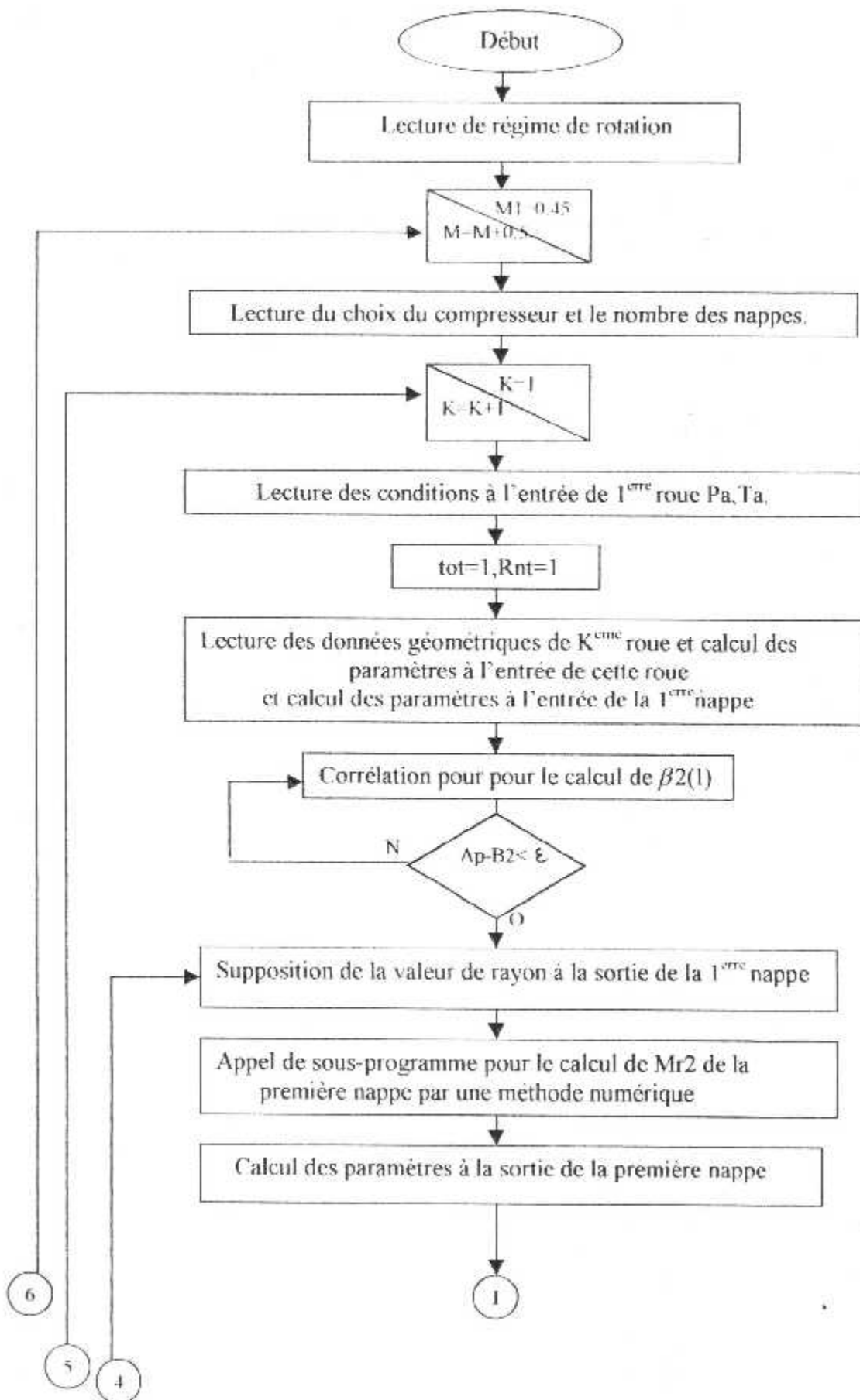
CF6-80-C2		
Rayon	Angle d'entrée	Angle de sortie
41.675	49.41	10.11
49.125	47.70	14.33
56.575	45.99	22.55
64.025	47.40	28.24
71.475	50.86	33.83
78.925	54.32	39.42
86.375	57.79	45.01
93.825	61.25	50.60
101.275	64.72	56.41
108.725	68.18	62.00

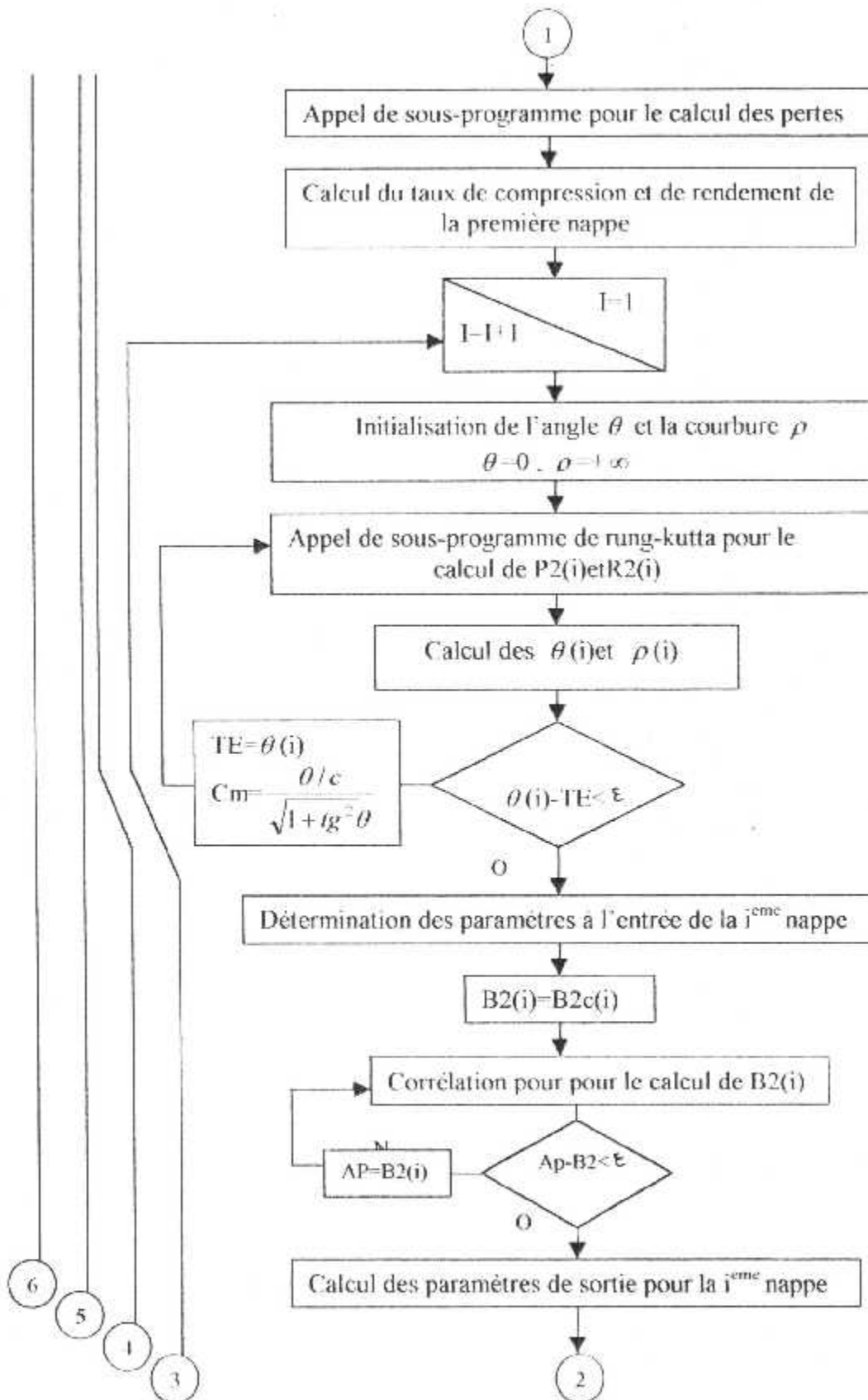
JT8D-15		
Rayon	Angle d'entrée	Angle de sortie
27.35	50.00	11.01
30.69	50.98	18.49
34.03	51.95	25.36
37.37	52.92	32.24
40.71	53.90	39.12
44.05	54.90	45.99
47.39	55.85	52.08
50.73	60.72	52.62
54.07	65.33	53.17
57.41	70.40	53.72

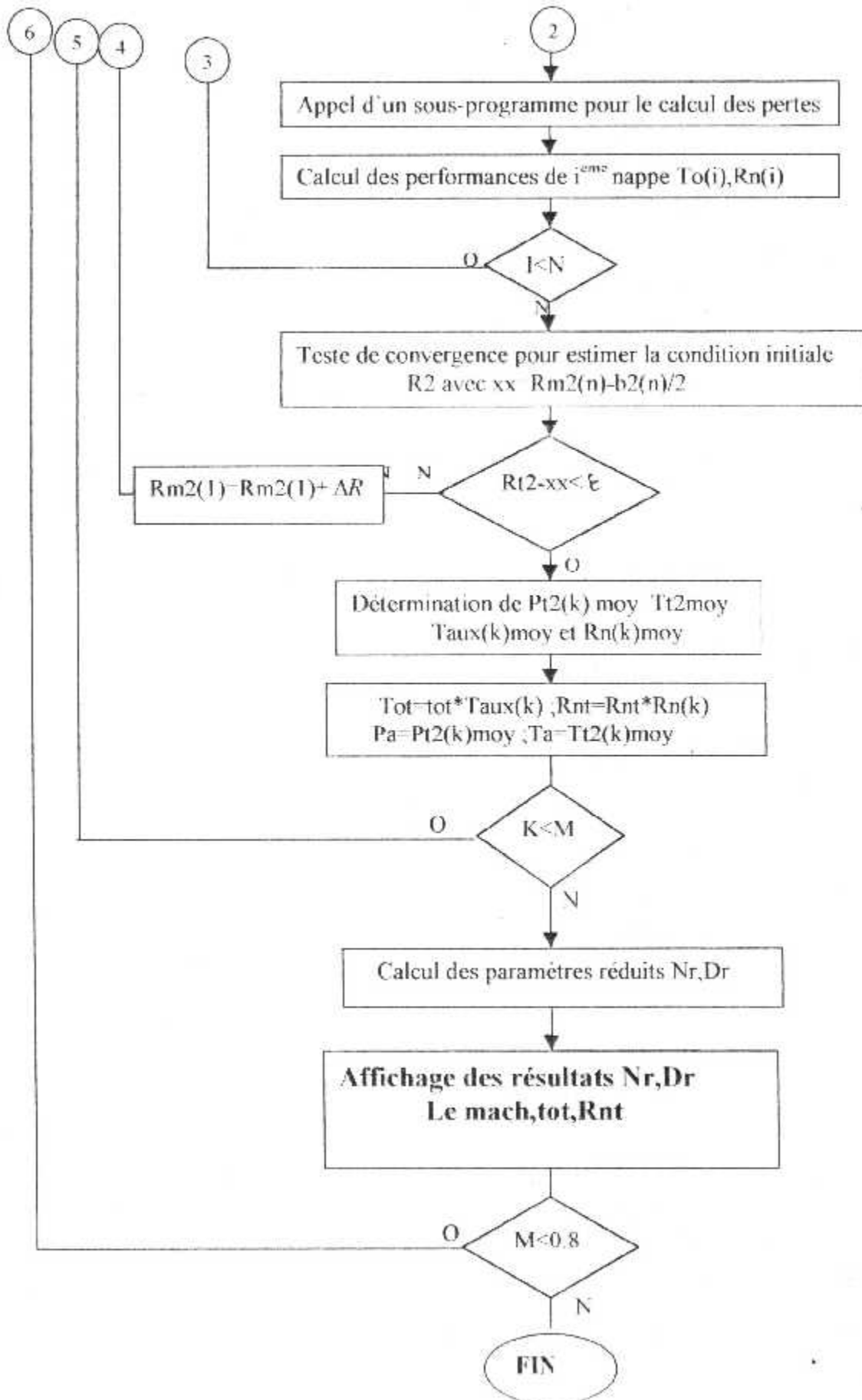
ENSAE étage 1		
Rayon(H/Ht)	Angle d'entrée	Angle de sortie
0,2	32,9	43,2
0,5	29,9	38,6
0,8	27,9	33,0

ENSAE étage 2		
Rayon(H/Ht)	Angle d'entrée	Angle de sortie
0,2	32,2	45,8
0,5	29,7	39,1
0,8	27,8	33,6

Organigramme de calcul :







*** programme de calcul des performances d'un compresseur axial**

```

*      ***** Déclaration des vecteurs *****
COMMON Vu2(50),Rm1(50),bb2(50,5),Rm2(50),y(50),P2(50),T2(50),
      (rMr1(50),rMr2(50),bb1(50,5),b1,i,Rn(50),TE,CM,w2(50),a2(50)
      real b1c(50,5),b2c(50,5),Vm2(50),Vr2(50),V2(50),M1(50),Dr(50)
      real u1(50),s(50),W1(50),M2(50),b2(50),u2(50),taux(50,5)
      real Ptr1(50),Ptr2(50),Ttr1(50),Ttr2(50),xx(50)
      real Va2(50),ATE(50),Pt2(50),Tt2(50),To(50),Rmc(50,5)
      real Pa,Ta,Rt1(5),Rr1(5),Rt2(5),Rr2(5),gama,Pi,h1,h2,T1,d1,d2
      real Nt,b1,w,r,P1,cp,Pt,del,inc,v1,z1,E,a,rm,rmm,p,epsr
      real var,m,x,TeTa(50,50),AP,D,Nr,som,sa,Rou,div,press(50,50)
      real temp(50,50),tot(50),di(50)
*      ***** remplissage des données géométriques dans les fichiers*****

      open(1,file='cf6c2e.DAT',status='unknown')
      open(2,file='cf6c2s.DAT',status='unknown')
      open(3,file='cf6a3e.dat',status='unknown')
      open(4,file='cf6a3s.dat',status='unknown')
      open(5,file='jt8de.dat',status='unknown')
      open(6,file='jt8ds.dat',status='unknown')
      open(77,file='ensae.dat',status='unknown')
      open(78,file='ensas.dat',status='unknown')
      open(20,file='f20.dat',status='unknown')
      open(29,file='f29.dat',status='unknown')

      open(27,file='f27.dat',status='unknown')
      open(28,file='f28.dat',status='unknown')
      open(23,file='f23.dat',status='unknown')
      open(21,file='f21.dat',status='unknown')
      open(18,file='f18.dat',status='unknown')
      open(9,file='f9.dat',status='unknown')
      open(7,file='f7.dat',status='unknown')
      open(8,file='f8.dat',status='unknown')
      open(30,file='f30.dat',status='unknown')
      write(*,*)'lire le nombre d'étage m'
      read(*,*)m
      do 12 j=1,8
12  read(18,*)M1(j)
      write(*,*)'choisir le nombre des nappes'
      read(*,*)N
      write(*,*)'donner le régime de rotation'
      read(*,*)Nt
      Pa=101325
      Ta=288
      gama=1.4
      cp=1004.5
      r=287
      write(*,*)'donner le choix du moteur'
      write(*,*)'(1) pour CF6-80C2'

```

```
write(*,*)(2) pour CF6-80A3'
write(*,*)(3) pour JT8D15 '
write(*,*)(4) pour ENSAE'
read(*,*) wa
if(wa eq 1)then
Rt1(1)=108.725
Rr1(1)=34.225
Rt2(1)=110.9
Rr2(1)=45.5
c=16.7
z=38
do 22 k=1,m
do 22 i=1,10
22 read(1,*)b1c(i,k)
do 33 k=1,m
do 33 i=1,10
33 read(2,*)b2c(i,k)
go to 55
else
if(wa eq 2)then
Rt1(1)=100.37
Rr1(1)=41.15
Rt2(1)=101
Rr2(1)=53.58
c=24.3
z=38
do 41 k=1,m
do 41 i=1,10
41 read(3,*)b1c(i,k)
do 42 k=1,m
do 42 i=1,10
42 read(4,*)b2c(i,k)
go to 55
else
if(wa eq 3)then
Rt1(1)=57.418
Rr1(1)=24.018
Rt2(1)=51.66
Rr2(1)=20.96
c=11.1
z=27
do 43 k=1,m
do 43 i=1,10
43 read(5,*)b1c(i,k)
do 44 k=1,m
do 44 i=1,10
44 read(6,*)b2c(i,k)
go to 55
else
if(wa eq 4)then
```

```

del=ABS(m*(ca-inc)*sqrt(s(1)/c))
bb2(1,k)=b2c(1,k)-del
if((AP-bb2(1,k)) LT 0 01)go to 334
AP=bb2(1,k)
go to 112
334 write(*,*)'bb2(1,k)='bb2(1,k)
div=abs(b2c(1,k)-bb2(1,k))
write(*,*)b2c(1,k)
write(*,*)div,4000
Ptr1(1)=P1*(1+0.2*rMr1(1)**(gama/(gama-1))
Ttr1(1)=T1*(1-0.2*rMr1(1)**2)
write(*,*)Ptr1(1),Ttr1(1),inc,b2c(1,k),bb2(1,k)
* *** supposition de la valeur de rayon moyen ... ***
* *****la sortie de la nappe*****

Rm2(1)=Rr2(k)
5 Rm2(1)=Rm2(1)+3
write(9,*)rMr1(1),Rm1(1)
u2(1)=w*Rm2(1)*1e-02
b2(1)=(Rm2(1)-Rr2(1))**2
y(1)=1+(gama-1)/2.*(M1(j)**2)*(((Rm2(1)**2)/(Rm1(1)
+)**2))-1*(2./(2+(gama-1)*rMr1(1)**2))
Ttr2(1)=y(1)*Ttr1(1)
write(*,*)y(1),1980
ptr2(1)=ptr1(1)*y(1)**(gama/(gama-1))
z1=g(rMr1(1))*y(1)**3*((b2(1)*Rm2(1)*cos(bb2(1,k)*pi/180)/
+(b1*Rm1(1)*cos(bb1(1,k)*pi/180)))
write(*,*) z1,y(1),Ptr1(1),Ptr2(1),Ttr2(1),Ttr1(1)
* ***Appel de sous programme pour le calcul de mach relatif 2****
* ***de la première nappe par une méthode numérique *****
* -----
call Nw(z1,x)
rMr2(1)=x
* *** calcul des paramètres à la sortie de la 1er nappe***
* -----

T2(1)=Ttr2(1)/(1+0.2*rMr2(1)**2)
write(7,*)T2(1),Rm2(1)
P2(1)=Ptr2(1)/(1+0.2*rMr2(1)**2)**(gama/(gama-1))
a2(1)=sqrt(gama*r*T2(1))
w2(1)=a2(1)*rMr2(1)
Vm2(1)=W2(1)*cos(bb2(1,k)*(pi/180))
TeTa(1,k)=abs(atan((Rm2(1)-Rm1(1))/c))
Va2(1)=Vm2(1)*cos(TeTa(1,k))
Vu2(1)=abs(u2(1)-sqrt(w2(1)**2-Vm2(1)**2))
ATE(1)=(u2(1)*Vu2(1))/cp
Tt2(1)=Ta+ATE(1)
write(8,*)Tt2(1),Rm2(1)
write(*,*)T2='T2(1)',P2='P2(1)',W2='W2(1)',u2='u2(1)
write(*,*)Vu2='Vu2(1)',V2='V2(1)',ATE='ATE(1)',Tt2='Tt2(1)

```

```

Rt1(1)=17.8
Rt1(2)=17.8
Rr1(1)=13.9
Rr1(2)=15
Rt2(1)=17.8
Rt2(2)=17.8
Rr2(1)=14.5
Rr2(2)=15
c=3.48
z=41
do 45 k=1,m
do 45 i=1,n
45 read(77,*)b1c(i,k)
do 46 k=1,m
do 46 i=1,n
46 read(78,*)b2c(i,k)
endif
endif
endif
endif
* ***** calcul des paramètres à l'entrée*****
55 write(*,*) 'fin de lecture des données'
j=1
135 tot(j)=1
do 326 k=1,m
T1=Ta/(1+0.2*M1(j)**2)
P1=Pa/(1+0.2*M1(j)**2)**(gama/(gama-1))
V1=M1(j)*sqrt(gama*r*T1)
VV1=M1(j)*sqrt(gama*r*(288./(1+0.2*M1(j)**2)))
pi=acos(-1.)
w=(2*pi*Nt)/60
h1=Rt1(k)-Rr1(k)
h2=Rt2(k)-Rr2(k)
b1=h1/N
Rm1(1)=Rr1(k)+(b1/2)
u1(1)=w*Rm1(1)*1e-02
s(1)=2*pi*(Rm1(1)/z)
w1(1)=sqrt(v1**2+u1(1)**2)
rMr1(1)=w1(1)/sqrt(gama*r*T1)
bb1(1,k)=atan(u1(1)/v1)*180/pi
write(*,*) 'T1',T1,'P1',P1,'V1',V1,'pi',pi,'W',w,'h1',b1
write(*,*)u1(1),s(1),w1(1),rMr1(1),b1c(1,k),bb1(1,k)
inc=b1c(1,k)-bb1(1,k)
write(*,*)inc-'inc-',inc
bb2(1,k)=b2c(1,k)

* *****corrélation française pour le calcul de bb2*****

112 m=0.23+0.1*(AP/50)-0.05*rMr1(1)**2
ca=abs(b2c(1,k)-b1c(1,k))

```

```

write(27,*)p2(1),Rm2(1)
M2(1)=sqrt(((Tt2(1)/T2(1))-1)/0.2)
write(28,*)M2(1),Rm2(1)
Pt2(1)=P2(1)*(1+0.2*M2(1)**2)**(gama/(gama-1))
write(30,*)Pt2(1),Rm2(1)

```

* *****calcul de taux de compression et le rendement*****

```

+ -----
kk=(cos(bl1c(1,k)*pi/180)**2)*(s(1)/c)*(tan(bl1c(1,k)*pi/180)-
+Rm2(1)*Vm2(1)*tan(bl2c(1,k)*pi/180)/(Rm1(1)*v1)-(u2(1)/v1)*
-inc-Rm2(1)**2/Rm1(1))
Deq=((V1*cos(bb2(1,k)*pi/180))/(Vm2(1)*cos(bb1(1,k)*pi/180)))
+(1.12+0.0117*(inc**(1.43))+0.61*kk)
Deqs=((V1*cos(bl2c(1,k)*pi/180))/(Vm2(1)*cos(bl1c(1,k)*pi/180)))
+(1.12+0.61*kk)
if(Rm2(1).le.(Rr2(k)+0.2*h2))then
Qsr=f3(Deqs)
else
if(Rm2(1).le.(Rr2(k)+0.4*h2))then
Qsr=f4(Deqs)
else
if(Rm2(1).le.(Rr2(k)+0.6*h2))then
Qsr=f5(Deqs)
else
if(Rm2(1).le.(Rr2(k)+0.8*h2))then
Qsr=f6(Deqs)
else
if(Rm2(1).le.Rt2(k))then
Qsr=f7(Deqs)
endif
endif
endif
endif
endif
endif
Qr=(0.827*M1(j)-2.292*M1(j)**2+2.675*M1(j)**3)*(Deq-Deqs)+Qsr
call couch(Qr,c,De)
write(*,*)De
Esr=(1./(c*0.01))*(De-(7/(8*De**(1/7)))*De**(8/7))
H=Qsr/Esr
Wbv=((2./(s(1)/c))/(cos(bb2(1,k)*pi/180)))*Qsr*(cos(bb1(1,k)*
+pi/180)/cos(bb2(1,k)*pi/180))*((1-(Qsr*((H/(s(1)/c))/cos(bb2(1,k)
+*pi/180))**(-3)*((3*H-1)/2*H)))
if(rMr1(1) gt. 1)then
cpp=0.7688*(St(1)*cos(bl2c(1,k)*pi/180)/c)+0.6024*(s(1)/c)*(Vu2(1)/
+w1(1))
Lac=sqrt(((gama+1)/(gama-1))*(1-(((2./gama)-1)**(gama/gama-1)*cpp)
+/(1-cpp))**((gama-1)/gama)))
Wbc=Lac*((1-(0.4/2.4)*Lac**2)/(1-(0.4/2.4)*(1/(Lac**2))))*
(1./0.4)
Wb=Wbv+Wbc

```

```

else
Wb=Wbv
endif
Rn(1)=1-(wb/Pt2(1))*(Pa-P1)
To(1)=(1+(Rn(1)*(ATE(1)/Ta))**(gama/(gama-1))
write(23,*)i,'1',To(1),Rm1(1),Rm2(1),b2(1)
write(*,*)i,'1',To(1),Rm1(1),Rm2(1),b2(1)
write(21,*)Rn(1),Rm2(1)
pause
* *** déroulement d'une boucle pour calculer les paramètres***
* *** de chaque nappe***
* -----
do 1 i=1,n-1
TE=0
CM=0
* *** Appel d'un sous programme de Rung-KUTTA4*****
* *** pour le calcul des P2(i)etRm2(i)*****
* -----
67 call res
write(*,*)i+1,'P2(',i+1,')',P2(i+1),Rm2(i+1)
* *** calcul des paramètres à la sortie de la ième nappe*****
* -----

Rm1(i+1)=Rm1(i)+b1
u2(i+1)=w*Rm2(i-1)*1e-02
u1(i+1)=w*Rm1(i+1)*1e-02
s(i+1)=2*Pi*Rm1(i+1)/z
w1(i+1)=sqrt(v1**2+u1(i+1)**2)
rMr1(i+1)=w1(i+1)/sqrt(gama*r*T1)
write(9,*)rMr1(i+1),Rm1(i+1)
bb1(i+1,k)=atan(u1(i+1)/v1)*(180/pi)
inc=b1c(i+1,k)-bb1(i+1,k)
bb2(i+1,k)=b2c(i+1,k)
111 m=0.23+0.1*(AP/50)+0.05*rMr1(i+1)**2
ca=abs(b2c(i-1,k)-b1c(i-1,k))
del=ABS(m*(ca-inc)*sqrt(s(i+1)/c))
bb2(i+1,k)=b2c(i+1,k)-del
if((AP-bb2(i+1,k)).LT.0.01)go to 333
AP=bb2(i+1,k)
go to 111
333 write(*,*)bb2(i+1,k),bb2(i+1,k)
div=abs(b2c(i+1,k)-bb2(i+1,k))
write(*,*)div,4000
Ttr1(i+1)=T1*(1+0.2*rMr1(i+1)**2)
Ptr1(i+1)=P1*(1+0.2*rMr1(i+1)**(gama/(gama-1))
b2(i+1)=(Rm2(i+1)-Rm2(i)-(b2(i)/2))*2
y(i+1)=1+((gama-1)/2)*(M1(j)**2)*((Rm2(i+1)**2/Rm1(i+1)**2)-1)
+*(2/(2+(gama-1)*rMr1(i+1)**2))
Ttr2(i+1)=y(i+1)*(Ttr1(i+1))
ptr2(i+1)=ptr1(i+1)*y(i+1)**(gama/(gama-1))

```



```

    iff(ptr2(i+1) gt p2(i+1))go to 47
    var=ptr2(i+1)
    ptr2(i+1)=p2(i+1)
    p2(i+1)=var
47 rMr2(i+1)=sqrt(((Ptr2(i+1)/P2(i+1))**((gama-1)/gama)-1)/0.2)
    T2(i+1)=T1r2(i+1)/(1+0.2*rMr2(i+1)**2)
    write(7,*)T2(i+1),Rm2(i+1)
    a2(i+1)=sqrt(gama*r*T2(i+1))
    write(20,*)i=i+1,'u1(i)-',u1(i-1),u2(i+1)
    w2(i+1)=a2(i+1)*rMr2(i+1)
    Vm2(i+1)=W2(i+1)*cos(bb2(i+1,k)*(pi/180))
    TeTa(i+1,k)=atan((Rm2(i+1)-Rm1(i+1))/c)
*   Test de convergence de l'angle meridienne et la courbure
*   -----

    iff(abs(teta(i+1,k)-TE).LT.0.001)go to 66
    TE=TeTa(i+1,k)
    CM=(TeTa(i+1,k)/c)/(sqrt(1+tan(teta(i+1,k))**2))
    go to 67
66 Rmc(i+1,k)=1./CM
    write(28,*)teta(i+1,k),Rmc(i+1,k)
    Va2(i+1)=Vm2(i+1)*cos(TeTa(i+1,k))
    Vu2(i+1)=(u2(i+1)-sqrt(w2(i+1)**2-Va2(i+1)**2))
    ATE(i+1)=(u2(i+1)*Vu2(i+1))/cp
    Tt2(i+1)=Ta+ATE(i+1)
    write(8,*)Tt2(i+1),Rm2(i+1)
    write(*,*)i=i+1,'T2(i)-',T2(i+1),Tt2(i+1)
48 M2(i+1)=sqrt(((Tt2(i+1)/T2(i+1))-1)/0.2)
    write(28,*)M2(i+1),Rm2(i+1)
    Pt2(i+1)=P2(i+1)*(1+0.2*M2(i+1)**2)**(gama/(gama-1))
    write(30,*)Pt2(i+1),Rm2(i+1)
    kk=(cos(b1c(i+1,k)*pi/180)**2)*(s(i+1)/c)*(tan(b1c(i+1,k)*pi/180)-
    -(Rm2(i+1)*Vm2(i+1)*tan(b2c(i+1,k)*pi/180)/(Rm1(i+1)*v1)-(u2(i+1)
    +/v1)*(inc-Rm2(i+1)**2/Rm1(i+1))))
    Deq=((V1*cos(bb2(i+1,k)*pi/180))/(Vm2(i+1)*cos(bb1(i+1,k)*pi/180)
    +))*(1.12+0.0117*(inc**1.43)+0.61*kk)
    Deqs=((V1*cos(b2c(i+1,k)*pi/180))/(Vm2(i+1)*cos(b1c(i+1,k)*pi/180
    +)))*(1.12+0.61*kk)
    iff(Rm2(i+1).le.(Rr2(k)+0.2*h2))then
    Qsr=f3(Deqs)
    else
    iff(Rm2(i+1).le.(Rr2(k)+0.4*h2))then
    Qsr=f4(Deqs)
    else
    iff(Rm2(i+1).le.(Rr2(k)+0.6*h2))then
    Qsr=f5(Deqs)
    else
    iff(Rm2(i+1).le.(Rr2(k)+0.8*h2))then
    Qsr=f6(Deqs)
    else

```

```

if(Rm2(i-1).le.Rt2(k))then
  Qsr=17(Deqs)
endif
endif
endif
endif
endif
Qr=(0.827*M1(j)-2.292*M1(j)**2+2.675*M1(j)**3)*(Deq-Deqs)-Qsr
call couch(Qr,c,De)
write(*,*)De
Esr=(1./(c*0.01))*(De-(7/(8*De**(1./7)))*De**(8./7))
H=Qsr/Esr
Wbv=((2./(s(i+1)/c))/(cos(bb2(i+1,k)*pi/180)))*Qsr*(cos(bb1(i+1,k)
+)*pi/180)/cos(bb2(i+1,k)*pi/180))*((1-(Qsr*(H/(s(i+1)/c))/cos(
+bb2(i+1,k)*pi/180)))*(-3)*((3*H-1)/2*H))
if(rMr1(i+1).gt.1)then
  cpp=0.7688*(S(i+1)*cos(b2c(i+1,k)*pi/180)/c)+0.6024*(s(i+1)/c)*(Vu
+2(i+1)/w1(i+1))
  Lac=sqrt(((gama+1)/(gama-1))*(1-(((2./gama+1)**(gama/gama-1)*cpp)
+/(1-cpp))*((gama-1)/gama))))
  Wbc=Lac*((1-(0.4/2.4)*Lac**2)/(1-(0.4/2.4)*(1/(Lac**2))))*
+(1./0.4)
  Wb=Wbv+Wbc
else
  Wb=Wbv
endif
Rn(i+1)=1-(wb/Pt2(i+1))*(Pa-P1)
To(i+1)=(1+(Rn(i+1)*(ATE(i+1)/Ta))**(gama/(gama-1))
write(27,*)p2(i+1),Rm2(i+1)
write(23,*)i-',j+1','To(i)-',To(i+1),Rm1(i+1),Rm2(i+1),b2(i+1)
write(21,*)Rn(i+1),Rm2(i+1)
! continue
* **** Test de convergence pour estime, la 1ere valeur de Rm2(1)****
* -----
eps=0.001
j=n
xx(j)=Rm2(j)+b2(j)/2
if(abs(Rt2-xx(j)).lt.eps)then
  go to 4
else
  go to 5
end if
4 write(*,*)Rm2(n)-',Rm2(n)
* *** calcul des paramètres réduits***
* -----
rou=101300/(r*(288./(1-0.2*M1(j)**2)))
Sa=pi*((Rt1(1)*0.01)**2-(Rr1(1)*0.01)**2)
D=rou*VV1*Sa
Dr(j)=d*(sqrt(288.)/101300)

```

```

Nr=Nt/sqrt(288.)
write(*,*)j,M1(j),'taux',j,k,'-',taux(j,k),'Dr-',Dr(j),'Nr-',Nr
*   *** calcul des valeurs moyennes de Taux de compression****
*   -----
do 6 i=1,n
re=Rm1(i)+h/2
ri=Rm1(i)-h/2
di(i)=(P1/287*T1)*VV1*Pi*(re**2-ri**2)
som1=som1+di(i)*Pt2(i)
som2=som2+di(i)*To(i)
som3=som3+di(i)*Tt2(i)
6 continue
Press(j,k)=som1/D
taux(j,k)=som2/D
temp(j,k)=som3/D
tot(j)=tot(j)*taux(j,k)
write(*,*)tot(j)
Pa=press(j,k)
Ta=temp(j,k)
326 continue
write(29,*)j,'Dr-',Dr(j),'tot-',tot(j),'Nr-',Nr
j=j+1
if(j.le.8)go to 135
stop
end
*   *** sous programme de Runge-Kutta4*****
*   -----
subroutine res
real k1,k2,k3,k4,l1,l2,l3,l4
common vu2(50),Rm1(50),bb2(50,5),Rm2(50),y(50),P2(50),T2(50),
+r1(50),r2(50),bb1(50,5),b1,i,Rn(50),TE,CM,w2(50),a2(50)
k1=b1*f2(Rm1(i),p2(i),Rm2(i))
l1=b1*f1(Rm1(i),p2(i),Rm2(i))
k2=b1*f2(Rm1(i)+b1/2,p2(i)+k1/2,Rm2(i)+l1/2)
l2=b1*f1(Rm1(i)+b1/2,p2(i)+k1/2,Rm2(i)+l1/2)
k3=b1*f2(Rm1(i)+b1/2,p2(i)+k2/2,Rm2(i)+l2/2)
l3=b1*f1(Rm1(i)+b1/2,p2(i)+k2/2,Rm2(i)+l2/2)
k4=b1*f2(Rm1(i)+b1,p2(i)+k3,Rm2(i)+l3)
l4=b1*f1(Rm1(i)+b1,p2(i)+k3,Rm2(i)+l3)
P2(i+1)=P2(i)+(k1+2*k2+2*k3+k4)/6
Rm2(i+1)=Rm2(i)+(l1+2*l2+2*l3+l4)/6
return
end
*   **** L'équation différentielle de (dr2/dr1)****
*   -----
function fl(x,yy,z)
COMMON vu2(50),Rm1(50),bb2(50,5),Rm2(50),y(50),P2(50),T2(50),
+rMr1(50),rMr2(50),bb1(50,5),b1,i,Rn(50),TE,CM,w2(50),a2(50)

fl=(g(rMr2(i))/g(rMr1(i)))

```

```

f1=f1/(y(i)**3*(z*cos(bb2(i,k)*0.01745)))
f1=f1*(x*cos(bb1(i,k)))
f1=f1/Rn(i)
return
end
* **** L'équation différentielle de (dp2/dr1)****
* -----
fonction f2(x,yy,z)
COMMON vu2(50),Rm1(50),bb2(50,5),Rm2(50),y(50),P2(50),T2(50),
+rMr1(50),rMr2(50),bb1(50,5),b1,i,Rn(50),TE,CM,w2(50),a2(50)
R=287
f2=g(rMr2(i))/g(rMr1(i))
f2=f2/(y(i)**3*(z*cos(bb2(i,k)*0.01745)))
f2=f2*(x*cos(bb1(i,k)))
f2=f2*(((Vu2(i)**2*yy/z)-(W2(i)**2/cos(TE))*CM)))
+((((tan(TE)/z)+(tan(TE)/cos(TE)**2)*(TE/(Rm2(i)-Rm1(i))))
+*(-a2(i)**2)))
f2=f2*(yy/(r**f2(i)))
f2=f2*(1-(rMr2(i)*cos(TE))**2)/(1-rMr2(i)**2)
f2=f2/Rn(i)
return
end
* *** sous programme de la méthode des approximation successive****
* *****
subroutine Nw(z1,x)
write(*,*)z1,1112
x=0.5
e=0.0001
3 y=(1/z1)*((2+0.4*X**2)/2.4)**3
if(abs(y-X).gt.e)then
X=y
i=i+1
go to 3
else
write(*,*)X',x
end if
return
end
subroutine couch(Qr,c,De)
real Qr,c
De=0.0018
e=0.0001
31 y=((7/(c*0.01))/Qr)*((de**(15./7))/(8*De**(1./7))-
+(De**(16./7)/(9*De**(2./7))))
if(abs(y-De).gt.e)then
De=y
go to 31
else
end if
return

```

```
end
function g(q)
g=(1./q)*((2+0.4*q**2)/2.4)**3
return
end
function f3(x)
f3=0.111*x**2-0.2777*x+0.1811
return
end
function f4(x)
f4=0.048*x**2-0.0326*x-0.0368
return
end
function f5(x)
f5=0.025*x**2+0.13*x-0.24
return
end
function f6(x)
f6=0.239*x**2-0.5846*x+0.3676
return
end
function f7(x)
f7=0.4166*x**2-1.09166*x+0.72
return
end
```

Bibliographie.

- [1] Smith, L.H <<the radial equilibrium Equation of turbo-machinery , transaction ASME série A, VOL 88 1966>>.
- [2] George mouzé << turbomachines : calcul des écoulement compressibles >> ; coordinateur turbomachines à L'ONERA 1995.
- [3] A.Carrere ENSA- éléments de propulsion. Partie II chapitre 2.
- [4] A.Carrere ENSA- éléments de propulsion. Partie II chapitre IV.
- [5] P.Carrere << aérodynamique interne des turboréacteurs première partie prise d'air >> Année 1977.
- [6] Cours de propulsion 5eme année . Ahmad Eddine Badreddine.
- [7] Technique de l'ingénieur polycop(ventilateurs-compresseur)BM 4 500 page22-26
polycop(dimensionnement des turbomachines)BM 4 490 page 11-17

Theses :

- [8] Ali El Bahi Influence du gradient radial de pression sur la marge au pompage des compresseurs ; Soutenance du 18/04/1983 à Toulouse.
- [9] Etude de l'écoulement à travers les grilles d'aubes des turbomachines.
- [10] Le pompage des compresseurs axiaux. Année 1997.
- [11] Le pompage dans un compresseur axial et régulation.
- [12] Energétique et turbomachines.
- [13] Etude du fonctionnement hors adaptation des compresseurs axiaux à basse pression. Année 2000.