

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

**MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE**



UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA BOUMERDES

FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR

DEPARTEMENT ENERGETIQUE

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

En vue de l'obtention du diplôme Master en Génie Mécanique

Spécialité : Energétique et environnement

Thème

**Conception aérothermodynamique d'une
Turbine axiale à l'aide des Algorithmes
Génétiques et de la technique PSO**

Réalisé par :

Youcef Sayah

Dirigé par :

Dr. Nadir Mahmoud

Promotion : 2016/2017

Remerciement

Louange à ALLAH Clément et Miséricordieux.

Mes reconnaissances et vifs remerciements vont tout d'abord à mon encadreur Dr. Nadir Mahmoud, qui m'a épaulé tout au long de mon travail, et a répondu présent par sa bienveillance et ses conseils.

Mes remerciements s'adressent ensuite à toutes les personnes qui m'ont fournies de leurs temps et connaissances, à savoir : mon papa Dr Ahmed et le futur docteur Mohamed AIT CHIKH.

Mes remerciements s'étendent aussi au chef de département M.Brachemi Belaïd qui m'a fait confiance depuis le début, aux différents responsables qui m'ont éclairé et répondu à toutes mes questions.

J'exprime bien évidemment toute la gratitude à tous mes enseignants de l'université de Science de L'ingénieur Mohamed Bougera pour le savoir qu'ils m'ont transmis durant mes cinq années d'études.

Mes remerciements s'adressent aussi aux membres du jury qui me font l'honneur d'évaluer mon travail.

Enfin, merci à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce modeste travail.

A ma mère et mon père ;

A mes chers parents auxquels j'exprime un profond amour et respect, pour l'éducation qu'ils m'ont prodiguée avec tous les moyens et au prix de tous les sacrifices, pour le sens du devoir et toutes les valeurs qu'ils m'ont inculquées depuis mon enfance.

A ma famille ;

A mes chères sœurs, pour leurs encouragements et soutien pendant tout mon parcours académique en général.
A ma très chère grand-mère, pour sa douceur et gentillesse.

A mes amis ;

Gabli, Sofiane, Niya, Walid, Jugo, Choco, Shanks, Gatouchi,
A tous mes amis, qu'ils trouvent ici le témoignage de ma reconnaissance.

Youcef

La turbine à gaz est une machine motrice à combustion interne. Elle est utilisée pour l'entraînement des alternateurs, pour la génération d'électricité, des pompes et des compresseurs et pour le transport des fluides ou la propulsion dans l'aviation, la marine, etc...

L'objectif de ce travail est d'améliorer le rendement d'un étage de turbine axiale. L'élaboration d'un code de calcul, nous permet d'optimiser le dimensionnement de cet étage, la présente étude porte sur l'optimisation aérothermodynamique de la turbine axiale. Le rendement isentropique de la turbine est choisi comme fonction objectif.

Les résultats révèlent que, les algorithmes génétiques et la technique PSO, ont été appliquées pour la maximisation du rendement de l'étage. Ils ont montré que le meilleur rendement est obtenu en utilisant la technique PSO.

Table des matières

Principales Notations	VI
Introduction générale	1
Chapitre I : Généralité sur les Turbine à gaz	
Introduction	2
I.1 Historique	2
I.1.1 Développement des turbines à gaz	3
I.1.2 Les derniers développements	7
I.2 Description de la turbine à gaz	8
I.3 Principe de fonctionnement.....	9
I.3.1 Compresseur d'air	11
I.3.2 Chambre de combustion.....	11
I.3.3 Turbine	11
I.3.4 Aspiration d'air	12
I.4 Etage de turbine.....	12
I.4.1 Le rotor (Roue)	13
I.4.2 Le Stator (Distributeur)	13
I.4.3 Technique de refroidissement.....	14
I.4.4 Auxiliares.....	15
I.5 Calcule Thermodynamique	15

Chapitre II : Modélisation aérodynamique des Turbine axiale

Introduction	20
II.1 Théorie élémentaire de la turbine à écoulement axial	21
II.2 Estimation des performances d'un seule étage.....	33
II.2.1 Facteurs limitant la conception des turbines	34
II.2.2 Estimation de la performance du point de conception	36
➤ Etape 1	37
➤ Etape 2	41
➤ Etape 3	42
➤ Etape 4	47
➤ Etape 5	48
➤ Etape 6	49
Conclusion	49

Chapitre III : Optimisation des Turbines axiale

Introduction	50
III.1 Aperçu sur les méthodes utilisées pour l'optimisation des turbines	51
III.1.1 L'algorithme génétique	51
III.1.2 La méthode PSO (Particle Swarm Optimization)	52
III.1.3 Les méthodes d'optimisation utilisées par des études d'optimisation des turbomachines.....	55
III.2 Formulation du problème d'optimisation.....	56
III.2.1 Fonction objectif	56
III.2.2 Variables d'optimisation	56
III.2.3 Contraintes	57

III.3	Implémentation des contraintes.....	57
-------	-------------------------------------	----

	Conclusion	58
--	------------------	----

Chapitre IV : Résultats et Discussion

	Introduction	59
--	--------------------	----

IV.1	Résultats de l'étude thermodynamique de la turbine de détente	59
------	---	----

IV.1.1	Résultats de l'optimisation thermodynamique avec la méthode de PSO.....	59
--------	---	----

IV.1.2	Résultats des paramètres d'optimisation en fonctions des degrés de réaction des deux méthodes PSO et GA	68
--------	--	----

IV.1.3	Temps de Calcul du rendement entre les deux méthodes PSO et GA	73
--------	--	----

IV.2	Comparaison du rendement avec les deux méthodes PSO et GA.....	74
------	--	----

IV.3	Tableau récapitulatif des résultats finaux optimal	76
------	--	----

	Conclusion générale	77
--	---------------------------	----

	Bibliographie	78
--	---------------------	----

Principales Notations

A	<i>Surface d'entrée</i>
c	<i>Corde</i>
cp	<i>Capacité calorifique à pression constante</i>
F	<i>Fonction objectif</i>
G_{best}	<i>Meilleure solution</i>
h	<i>Enthalpie spécifique [kJ/kg]</i>
$\dot{m}$	<i>Débit [kg/s]</i>
N	<i>Nombre de particules dans la méthode PSO</i>
n	<i>Nombre d'aubes</i>
p	<i>Particule dans la méthode PSO</i>
P	<i>Pression [bar]</i>
ΔP_{0s}	<i>Chute de pression</i>
P_{best}	<i>Meilleure solution pour chaque particule</i>
Pop	<i>Population dans la méthode PSO</i>
R	<i>Constante des gaz parfaits [kJ/kg K]</i>
r_m	<i>Rayon moyen</i>
s	<i>Pas</i>
T	<i>Température [K, °C]</i>
TIT	<i>Température des gaz à l'entrée turbine [K, C°]</i>

ΔT_{0s}	<i>Chute de température</i>
i	<i>Angle d'incidence</i>
C	<i>Vitesse absolue</i>
C_L	<i>Rapport épaisseur / Corde (Cambrure géométrique)</i>
H	<i>Hauteur de l'aube</i>
S	<i>Périmètre</i>
z	<i>Section module d'aube</i>
h/c	<i>Rapport d'aspect</i>
k/h	<i>Rapport Dégagement de pointe / Hauteur de l'aube</i>
s/c	<i>Rapport de pas / Corde (serrage)</i>
t/c	<i>Rapport épaisseur / Corde (Cambrure géométrique)</i>
t_g/s	<i>Rapport Épaisseur du bord de fuite / Pas</i>
U	<i>Vitesse d'entraînement</i>
V	<i>Vitesse Relative</i>
v	<i>Vitesse d'une particule dans la méthode PSO</i>
Y_N	<i>Coefficient de perte d'aube du stator</i>
Y_R	<i>Coefficient de perte d'aube du rotor</i>
Y_K	<i>Coefficient de perte de dégagement de pointe</i>
Y_P	<i>Coefficient de perte de profil</i>
Y_S	<i>Coefficient de perte secondaire</i>
λ_N	<i>Coefficient de perte d'aube du stator</i>

λ_R	<i>Coefficient de perte d'aube du rotor</i>
W	<i>Travail spécifique [kJ/kg]</i>
X	<i>vecteur variables d'optimisation</i>
η	<i>Rendement</i>
η_p	<i>Rendement polytropique</i>
η_s	<i>Rendement isentropique</i>
π_c	<i>Rapport de pression</i>
π_T	<i>Rapport de détente</i>
σ_{ct}	<i>Contrainte de traction centrifuge</i>
σ_{gb}	<i>Contrainte de flexion de gaz</i>
Λ	<i>Degrée de réaction</i>
Φ	<i>Coefficient de débit</i>
Ψ	<i>Coefficient de chute de température</i>

Pour la notation de triangle de vitesse (U, C, V, α , β) voir Fig. II.1

Suffixes

<i>a, w</i>	<i>Axiale, tourbillon</i>
<i>b</i>	<i>Aube</i>
<i>m, r, t</i>	<i>À rayon moyen, racine, pointe,</i>
<i>N, R</i>	<i>Aube Stator, Rotor</i>
<i>p, s</i>	<i>Pression, surface de l'aube</i>
<i>t</i>	<i>Itération dans la méthode PSO</i>
<i>th</i>	<i>Thermique</i>
<i>comp</i>	<i>Compresseur</i>
<i>chc</i>	<i>Chambre de combustion</i>
<i>turb</i>	<i>Turbine</i>
<i>g</i>	<i>Gaz</i>
<i>HP</i>	<i>Haute pression</i>
<i>IP</i>	<i>Pression intermédiaire</i>
<i>k</i>	<i>Particule dans la méthode PSO</i>
<i>LP</i>	<i>Basse pression</i>
<i>AG</i>	<i>Algorithmes génétiques</i>
<i>PSO</i>	<i>Optimisation par essaim de particules</i>
<i>TG</i>	<i>Turbine à gaz</i>

Introduction générale

Introduction générale

Dans l'industrie, on dispose de plusieurs types d'installations et d'équipements. On y trouve souvent des moteurs électriques, des pompes, des compresseurs, des turbines, des échangeurs de chaleur, etc...

Grâce à l'amélioration de la technologie de construction de ces machines tournantes, la production industrielle a connu un développement considérable. Ce progrès a fait évoluer leurs performances et améliorer ainsi leurs rendements de manière considérable.

La turbine à gaz est une machine motrice à combustion interne. Elle est utilisée pour l'entraînement des alternateurs, pour la génération d'électricité, des pompes et des compresseurs et pour le transport des fluides ou la propulsion dans l'aviation, la marine, etc...

De nombreux progrès ont été réalisés ces dernières décennies sur le développement des turbines à gaz. Ces améliorations, dues essentiellement à l'avènement des technologies de pointes, ont permis l'amélioration du rendement et par conséquent l'augmentation de la puissance générée, l'augmentation de la durée de vie et par conséquent l'allongement des intervalles d'entretiens. Ces progrès, qui sont d'un apport considérable, ne mettent guère les turbines à gaz à l'abri des inconvénients. L'un des inconvénients majeurs des turbines à gaz demeure leur haute sensibilité aux conditions de l'air ambiant.

Afin d'augmenter la puissance délivrée par la turbine à gaz, on doit minimiser la puissance dissipée à l'intérieur de cette machine ; à savoir la consommation dans le compresseur, la mauvaise combustion et les pertes durant la détente des gaz dans la turbine.

L'objectif de ce travail est d'améliorer le rendement d'un étage de turbine axiale. L'élaboration d'un code de calcul, nous permet d'optimiser le dimensionnement de cet étage. Pour ce faire, nous avons commencé par une définition de la turbine à gaz, un calcul aérothermodynamique d'un étage de turbine axiale, pour terminer par un code de calcul permettant l'amélioration de son rendement. Enfin, on termine ce travail par une conclusion générale.

Chapitre I

Généralités sur les turbines à gaz

Introduction

La grande puissance, le bon fonctionnement ainsi que les hautes performances des turbines à gaz font d'elle un des moyens les plus sollicités pour l'entraînement des charges mécaniques (une pompe, un compresseur ou un alternateur). La turbine à gaz est un moteur à combustion interne, elle peut être considérée comme une machine autonome. Elle peut être équiper soit d'un seul arbre ou de deux arbres indépendants. Elle développe des rendements allant de 35% utilisée seule, jusqu'à 55% en cogénération.

I.1 Historique

L'idée d'une turbine à gaz à combustion interne, ou d'une turbine à air chaud, est assez ancienne. Dès l'an 1731, l'Anglais John Barber a déposé un brevet sur ce sujet.

Cependant, il a fallu attendre environ cent ans avant que la turbine à gaz ne prenne son essor. Son développement a été retardé par le succès de la turbine à vapeur (turbine à action de Gustave Laval en 1883 et turbine à réaction de Charles Parsons en 1884). L'intérêt pour la turbine à gaz s'est traduit par plusieurs dépôts de brevets entre 1880 et 1900 et par de nombreuses expériences entre 1900 et 1910.

Les principaux projets de recherche durant cette période sont l'œuvre des personnalités suivantes :

- ✓ L'Allemand **Stolze** (1900-1904), a proposé une turbine à air chaud comportant un compresseur axial multi-étage et une turbine axiale mais la machine n'ajamais tournée.
- ✓ L'Allemand **Holzwarth** (1906-1908) a proposé une turbine à gaz à explosion. Celle-ci fut construite par **Koerting** puis par **Brown Boveri** (1909-1913). Elle était équipée de deux étages de turbine Curtis suivant une configuration proposée par le Français **Karvadine** (1906). Le système fut abandonné en 1928.
- ✓ Les Français **Armangaud** et **Lemale** (1903-1905), ont proposé la turbine à gaz à combustion interne comprenant un compresseur radial, une roue de turbine à action, un réfrigérant à eau placé à l'aval et permettant de produire de la vapeur (le principe de la cogénération turbine à gaz-turbine à vapeur était énoncé). Étant dirigée sur la roue

mobile, cette vapeur conduisait à l'obtention d'une puissance supplémentaire. Cependant, les chocs thermiques ont endommagé les disques et les aubes de la turbine, et le projet se fut abandonné en 1909 avec le décès d'**Armangaud**.

I.1.1 Développement des turbines à gaz

Les développements, relativement rapides, des turbines à gaz (TAG) plus particulièrement durant les deux dernières décennies, est principalement dû à la bonne maîtrise des phénomènes physiques liés au fonctionnement de cette machines et au développement des outils de simulation. Par la suite, la consistance des études prédictives a considérablement contribué à son amélioration.

En **1903**, l'ingénieur norvégien AegidiusElling a réussi à construire la première TAG simple avec une température entrée turbine (TIT) de 400°C et une puissance de 8,1 kW. A la même période durant laquelle les travaux d'Elling étaient en progrès, l'ingénieur allemand Frantz Stolze a obtenu un brevet d'invention en 1899 pour une TAG qu'il a conçue en 1873. Cette TAG, d'une conception complètement axiale, qui a été installée à Berlin et testée en 1905, comporte 15 étages axiaux, un récupérateur et une chambre de combustion sous forme de silo [1].

Elle délivrerait une puissance nette d'environ 150kW. La conception de la chambre de combustion sous forme de silo a été utilisée par ABB dans plusieurs TAG de grande puissance [2].

Entre**1905-1906**, les français Charles Lemâle et René Armengand ont développé la TAG préalablement conçue par l'ingénieur français August Rateau. Le compresseur d'un taux de compression de 3, est composé de 25 étages et comprend un refroidissement intermédiaire. La turbine était composée de deux étages axiaux dont la TIT était de 400°C et la puissance délivrée était entre 6 à 10 kW avec un rendement de 2 à 3%. Ce très faible rendement était en partie dû à la consommation importante du compresseur. Brown Boveri & Cie (BBC) a consenti des efforts considérables dans la décennie 1920-1930 au développement des compresseurs axiaux. Les travaux de Ludweig Prandtl en Allemagne combinés aux travaux de Claude Seippel à BBC ont permis d'améliorer considérablement les performances des compresseurs axiaux [1].

En juillet **1939**, BBC, en se basant sur l'expérience pratique acquise, a réussi à installer à Neuchâtel (Suisse) la première centrale de production d'électricité qui présente les

caractéristiques techniques suivantes : une TIT de 550°C, un taux de compression de 4.4, une puissance aux bornes de l'alternateur de 4 MW et un rendement global de 17%. La turbine et le compresseur avaient respectivement un rendement adiabatique de 88% et 85% avec un débit de 62.2 kg/s [3].

Le développement s'est accentué depuis la mise en œuvre de la première installation de production d'électricité. En modifiant le cycle de Brayton (adaptation d'une récupération, d'un refroidissement intermédiaire de la compression et d'une réchauffe de la détente) et toujours avec des TIT faibles, BBC a réussi en quelques années à doubler le rendement global. A titre d'exemple, en 1946, il a réussi à atteindre un rendement de 34% avec une température maximale du cycle de 650°C, un rapport de pression de 8,1 et une puissance de 27 MW [4].

En 1950, General Electric (GE) a pu atteindre des TIT de 815 °C plus élevées que celles de BBC, et a pu installer à Bangor (USA) une TAG à récupération et refroidissement de la compression, le rendement était de 28 % et la puissance de 5 MW [2]. En 1961 Westinghouse a commissionné une TAG d'une puissance de 18 MW et un rendement de 25.4 %. La TIT était de 788°C. En 1967, Westinghouse est rentrée en force dans le développement des cycles combinés (CC) en mettant en opération à San Angelo (USA), un (CC) ayant un rendement de 39 % qui est resté le plus élevé durant plusieurs années [2]. Dès 1980, la majorité des constructeurs ont commencé à développer la classe«F» des TAG industrielles ayant une TIT maximale de 1260°C et qui ont été commercialisées dans les années 1990.

Durant les années1990, les meilleurs modèles de TAG stationnaires avaient un rendement entre 34-35% et 50-52% pour les cycles combinés. Leurs TIT maximales étaient environ 1200°C. En 1990, GE a installé la première TAG de classe « F » (GE 7 F), qui avait un rendement de 34.5% et de 45.2% avec une puissance de 150 MW et 214 MW, respectivement en cycles simples et combinés. En 1993, Westinghouse a développé encommun avec Mitsubishi Heavy Industries et Fiat Avio une TAG (modèle 50 1F) ayant uneTIT de 1260°C et un rendement de 35.6% en cycle simple et 51.7 % en cycle combiné [2]. Les principales réalisations durant la seconde moitié du 20^{ème} siècle sont citées dans le tableau I.1 suivant

Année de mise en opération	Cycle Thermodynamique	Puissance (kW)	TIT °C	Rapport de pression	Rendement (%) PCI	Constructeur	Lieu de l'installation	Remarques
1951	Fermé avec compression refroidie	2000	660	3.6	24 (PCS)	John Brown & Co	Atlnabreac (Scotland)	
1970	Brayton avec récupération	5130	910	7.6	31.4	MAN Turbo (THM 1203 R)		
1986	cheng	49 000	1205	27.6	41	GE (LM 5000)	Californie (USA)	
1990	Cycle combine	214 000	1260 (1533)	13.5	45.2	GE (7F)	Chesterfield (USA)	Première Installation
1992	Brayton	43 000	1260	29	40	GE (LM6000)	Ottawa (Canada)	Première TAG ayant un rendement de 40% Aérodérivative
1993	Cycle combine	160 000	1260	14.6	51.7	Westinghouse	Lauderdale (USA)	Première Installation
1994	Brayton	152 700	1288 (1561)	16	36.1	Siemens (V 84,3)	Portland-Pensylvanie (USA)	Première Installation
1994	Brayton avec détente réchauffée	179 000	1260	30	37	Alstom GT24	Ponyong (Corée du sud)	
1997	Brayton avec compression refroidie et récupération	25 252	982	16.2	41.2	Mitsubishi. Rolls Royce (WR -21)	Royal Navy's Type 45 D Class	Première Installation
1997	Cycle combine	330 000	1500	20	58	Mitsubishi (M50 1G)	Tagasako (Japon)	Chambre de combustion refroidie par vapeur d'eau
1997	Cycle combiné avec détente réchauffée du cycle gaz	365 000	1260	30	58	Alstom GT26		
2003	Cycle combiné	480 000	1430	23	60	GE (9H)	Bagland Bay (UK)	Première Installation ayant atteint un rendement de 60% des aubes refroidies par vapeur d'eau
2003	Brayton	4 600	1163	9.9	38.5	Solar Mercury - 50		Plus haut rendement des TAG solaires
2006	Brayton avec compression Refroidie	100 000	1380	42	46	GE (LM-100)	Groton. SD (USA)	Plus haut rendement des TAG industrielles

Tableau I.1 : les principales réalisations des Turbomachines

Durant la période de **1995 à 2005**, les TAG en cycle simple ont pu atteindre un rendement de 38 à 39% avec une capacité de 185 à 240 MW pour 60 Hz et de 265 à 310 MW pour 50 Hz de fréquence. La figure I-2 montre que les constructeurs ont pu accroître la puissance de manière relativement plus rapide par rapport aux deux périodes précédentes. Les TAGaéro-dérivatives ont pu dépasser les 40% de rendement avec une puissance de 40 à 45 MW, leur TIT maximale est de 1430°C à 1500°C. Le rendement des cycles combinés construits autour de ces TAG a pu atteindre les 60% [4].

Les développements et réalisations des principaux constructeurs se résument, durant cette période, comme suit :

General Electric ; a présenté deux nouvelles séries G et H pour des capacités en cycle simple de 240 à 280 MW avec une température maximale TIT de 1430°C. Chaque série contient deux types de TAG, la MS7001 et la MS9001, pour 60 et 50 Hz, respectivement [5]. Le refroidissement des aubes se fait par l'air. Elles peuvent ainsi fonctionner indépendamment du cycle vapeur.

Concernant la série H qui ne peut être utilisée qu'en cycle combiné, les deux premiers étages sont refroidis par la vapeur d'eau. Les cycles combinés construits autour de la MS 9001 ont une capacité de 480 MW et un rendement de 60% [5]. Ces nouvelles TAG ont été développées grâce aux progrès scientifiques et techniques atteints en matière d'industrie aéronautique. Le modèle LMS 100 d'une capacité de 100 MW et un rendement de 46% opère à un très haut taux de compression de 40 et dispose d'un refroidissement intermédiaire de la compression. La conception de cette TAG est faite sur la base du compresseur et de la turbine du moteur CF6 – 80 et des premiers étages du compresseur de la TAG stationnaire MS6001 FA [5].

Westinghouse a développé avec la participation de Mitsubishi, Fiat Avio et Rolls – Royce une nouvelle famille de TAG W50 1G, pour une capacité de 230 MW et une fréquence de 60 Hz. La chambre de combustion est refroidie à l'aide de la vapeur d'eau permettant d'atteindre une TIT record de 1500°C et un rendement avoisinant les 38,5%. Pour les fréquences de 50 Hz la TAG W70 1G est développée pour produire une puissance qui dépasse les 300 MW. L'adaptation, à ce type de TAG, d'un cycle vapeur à trois niveaux de pression avec resurchauffe conduit à un rendement de 58 à 59%.

Mitsubishi a mis en opération en 1997 à Takasago (Japon) un cycle combiné sur la TAG MHI M50 1G dont la TIT est équivalente à celle de la W50 1G (1500°C). Le refroidissement de la chambre de combustion est fait de manière similaire. Le rendement de cette l'installation a atteint 58% avec une puissance de 330 MW et un taux de compression de 20 [5].

ABB a développé les modèles GT24 et GT26 de puissances 185 et 265 MW à des fréquences de 60 et 50 Hz respectivement. Leurs taux de compression sont élevés, environ 30, mais leurs TIT sont relativement moyennes de l'ordre de 1260 °C. Cependant, ABB a réussi à adapter une deuxième chambre de combustion, ce qui a permis d'obtenir une température des gaz d'échappement élevée et a conduit à l'amélioration des performances du cycle vapeur et celles du cycle combiné. Ceci a permis aux GT24 et GT26 de concurrencer les TAG de même capacité et opérant à de plus hautes températures. En 1997, ABB a installé un cycle combiné comportant une GT26 ayant un rendement supérieur à 58 % et une puissance de 365 MW [1].

I.1.2 Les derniers développements

Les dernières technologies de quelques fabricants sont indiquées dans le tableau I.2 à partir duquel on ne note pratiquement pas de différence pour la TIT comparativement à la période de 1995 à 2005, à l'exception de Mitsubishi qui a pu augmenter la TIT de 1500°C à 1600°C [6]. En effet, les constructeurs ont surtout révisé les taux de compression et les débits d'air à l'admission. Sur la base de ces modifications les rendements ont dépassé 41% pour les TAG.

La comparaison entre les années de 1900 à 2006 met en évidence l'augmentation de la puissance qui est de l'ordre de 100 à 140 MW soit une augmentation d'environ 35 à 55% de la puissance originale.

	Siemens	GE	Alstom
La TAG La plus avancée chez le constructeur	SGT-8000H	9HA 02	GT 26
Carburant	Gaz naturel/ Carburant pétrolier léger	Gaz naturel/ Carburant liquide distillé	Gaz naturel/ Carburant liquide
Rapport de pression	19,2	21	32
Refroidissement	Air	Air	Air
Puissance de la TG (MW)	375	470	281
Puissance du CC (MW)	570	701	467
N_{0x}@15O₂ (ppm)	≤ 25	≤ 5	≤ 25

Tableau I.2 : Derniers développements des fabricants de Turbine à Gaz [6]

I.2 Description de la turbine à gaz

Les turbines à gaz sont différenciées selon leur procédé de fabrication. On trouve ainsi des turbines dites « aéro-dérivatives » destinées pour l'aviation (puissance Max 45 MW) et des turbines dites « industrielles » (puissance Maxi. 265 MW).

L'avantage des turbines aéro-dérivatives est la légèreté et le temps de maintenance qui est inférieur à celui industrielle et donc un meilleur rendement thermodynamique qui est dû au taux de compression plus élevé (jusqu'à 30).

On entend parfois le terme de turbine à action (détente dans le stator) ou à réaction (détente partagée dans le stator et le rotor). Ce qualificatif désigne le type d'aube installé. Le nombre d'étages est moins important dans les turbines à action (gain d'espace et de poids).

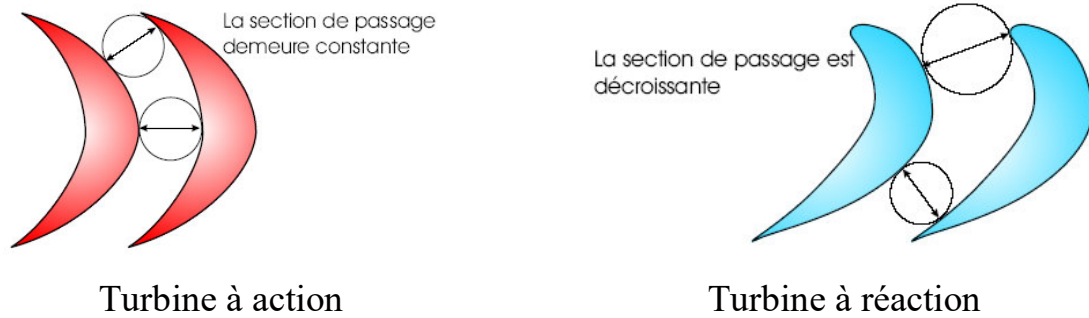


Fig. I.1 : Aubes de Turbine à action et réaction.

On distingue de types de construction de turbines industrielles ; les turbines mono-arbres et les turbines bi-arbres. Les turbines mono-arbre sont à vitesse fixe. Donc leur application est exclusivement réservée aux alternateurs dont la vitesse est fixe.

Les turbines bi-arbres sont à vitesse variable. Ils sont plus flexibles au point de vue opérationnel.

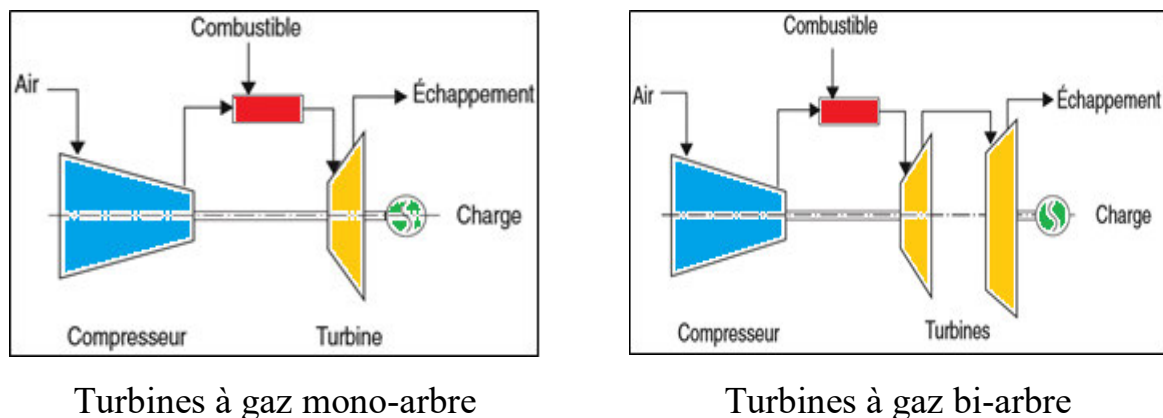


Fig. I.2 : Les deux familles de Turbine.

I.3 Principe de fonctionnement

Dans le compresseur on comprime l'air ambiant, à un niveau de pression, puis on augmente son niveau d'énergie, à l'aide d'un combustible, dans la chambre de combustion. Les gaz de combustion, à pression et à température élevées, sont acheminés vers la section de la turbine, qui convertit son énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner son arbre. Ceci sert,

d'un côté, à fournir l'énergie utile à la machine réceptrice et, de l'autre côté à fournir l'énergie nécessaire pour entraîner son compresseur d'air.

La figure I.3 suivante montre les variations de pression et de température dans les différentes sections de la turbine.

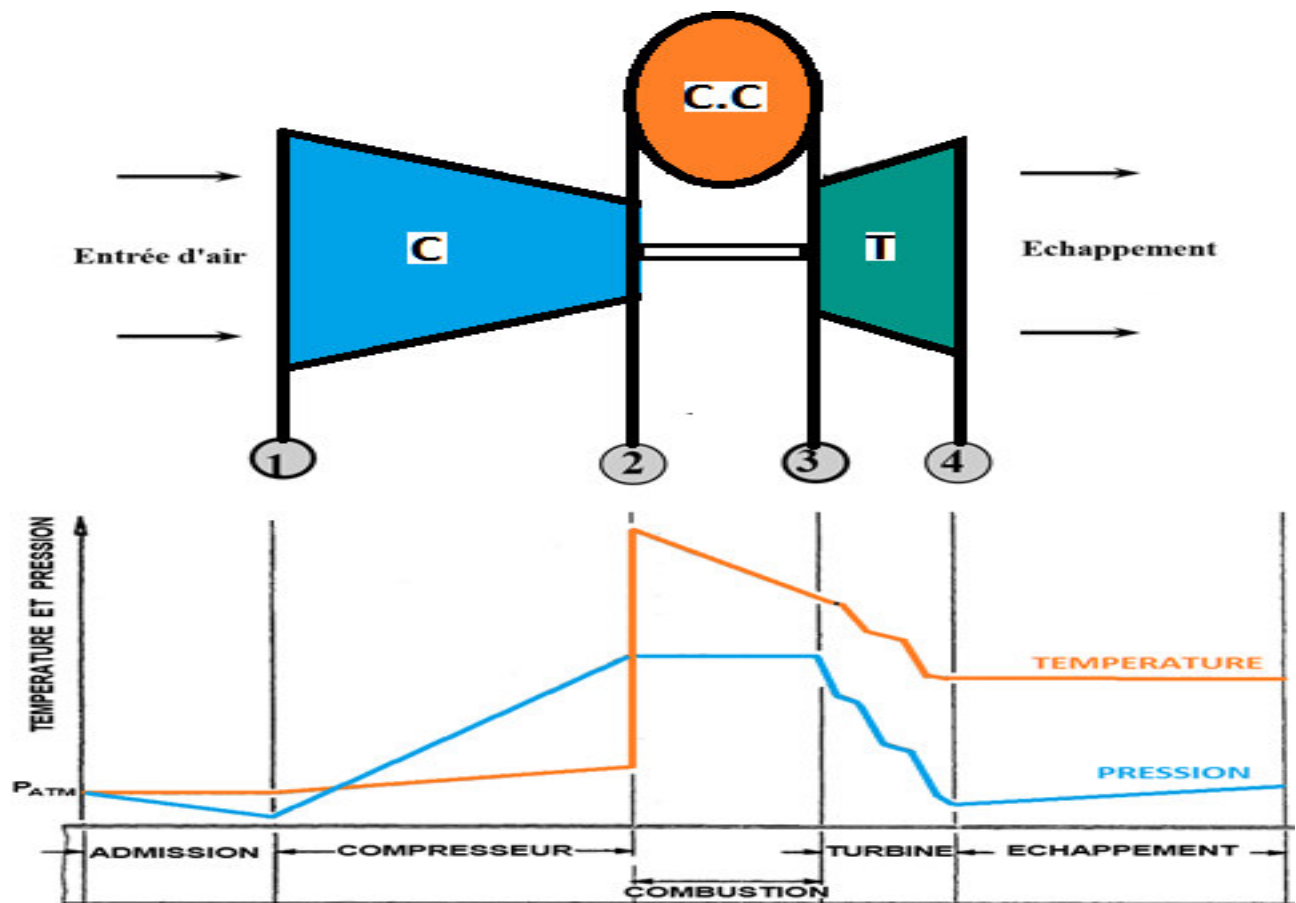


Fig. I.3 : Les étapes de fonctionnement d'une turbine à gaz

Une turbine à gaz se compose de trois sections principales :

1. Compresseur d'air (C),
2. Chambre de combustion (C.C)
3. Turbine de détente (T).

On appelle générateur de gaz l'ensemble du compresseur, la chambre de combustion et le premier étage (haute pression) de la turbine. Par contre, le deuxième étage (basse pression) de la turbine représente le générateur de puissance.

Les gaz sont d'abord détendus dans le premier étage (HP) de la turbine qui produit le travail nécessaire pour entraîner son compresseur. Ils sont ensuite détendus dans le deuxième étage (BP)

de la turbine, jusqu'à la pression atmosphérique pour produire le travail utile destiné pour la charge.

I.3.1 Compresseur d'air

Le compresseur est en général du type axial. L'écoulement axial produit des débits d'air élevés, nécessaires pour obtenir des puissances utiles élevées avec des dimensions réduites. Il se compose d'une série d'étages d'aubes, qui augmentent la vitesse de l'air en termes d'énergie cinétique, suivie alternativement par des étages d'aubes fixes, qui convertissent l'énergie cinétique en une pression.

Le compresseur sert également à fournir la quantité d'air nécessaire pour refroidir les parois de la chambre, les aubes et les disques de la turbine, qui sont atteintes par le flux de chaleur des fumées de combustion. En plus, le compresseur fournit l'air d'étanchéité aux joints à labyrinthe des paliers.

I.3.2 Chambre de combustion

La section de combustion se compose d'un système comprenant une ou plusieurs chambres de combustion annulaires disposées symétriquement le long d'une circonférence ; ces chambres de combustion reçoivent et brûlent du combustible au moyen des brûleurs (un pour chaque chambre de combustion).

Le processus de combustion est déclenché par une ou plusieurs bougies d'allumage. Une fois déclenchée, la combustion continue sans interventions, aussi longtemps que les conditions d'alimentation de combustible et d'air de combustion sont maintenues.

I.3.3 Turbine

La section de la turbine comprend un certain nombre d'étages chacun d'entre eux se compose d'un étage stator (aubes fixes) et d'un étage rotor (aubes mobiles). Dans le stator, les gaz à températures et pression élevées, fournis par la pièce de transition, sont accélérés et acheminés vers un étage d'aubes du rotor montées sur un disque fixé à l'arbre de puissance. La conversion de l'énergie enthalpique, en énergie cinétique dans l'étage du stator sera transformée en énergie fournie à l'arbre afin d'entraîner son compresseur ainsi que la machine réceptrice reliée à la turbine à gaz au moyen d'un accouplement.

L'énergie des gaz fournis par le système de combustion peut être modifiée en changeant le taux d'alimentation du combustible. De cette façon, on peut régler les valeurs de puissance utile nécessaires pour le processus technologique où la turbine à gaz sert de moteur d'entraînement.

I.3.4 Aspiration d'air

Le système d'aspiration d'air est conçu pour délivrer un air sans poussières, fumées, vapeur d'hydrocarbures pour éviter érosion ou dépôts sur les aubes, et en quantité suffisante pour alimenter le compresseur sans vibrations aérodynamiques.

Afin de respecter les limites locales de bruit ambiant et protéger les ailettes de l'érosion due à des poussières en suspension, l'air est filtré dans une batterie de filtres placée à l'aspiration. Le système d'aspiration comporte une batterie de filtres, conduits, silencieux, coudes et plenum d'entrée.

I.4 Etage de turbine

Un étage de turbine de détente se compose d'une partie fixe appelée stator (distributeur) et d'une partie mobile appelée rotor (roue). Les différents triangles de vitesses d'un étage sont représentés comme suit :

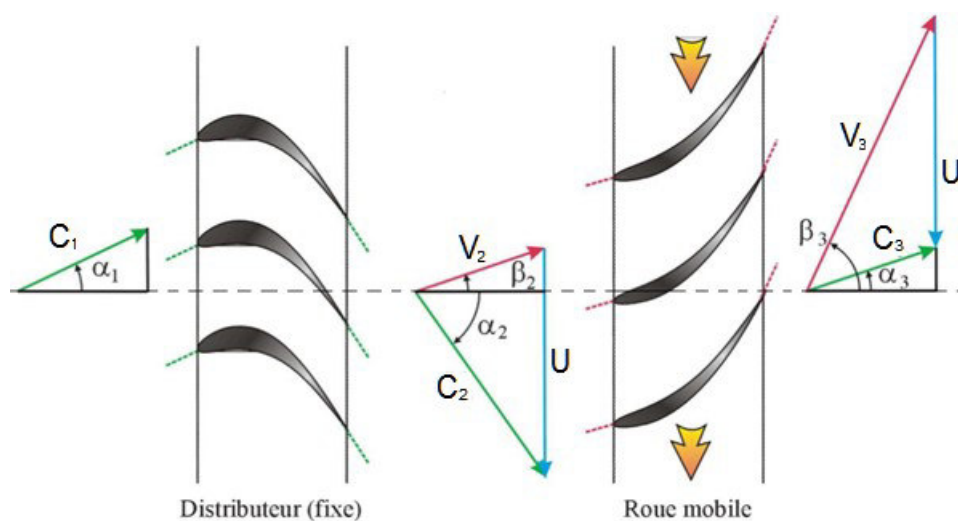


Fig. I.4 : Etage d'une turbine.

I.4.1 Le rotor (Roue)

La roue assure le transfert d'énergie entre l'arbre de la turbine et le gaz en mouvement. L'écoulement du gaz étant défléchi à son passage à travers la roue, il existe donc une force exercée par le gaz sur les aubes de la roue.

Il n'y a pas d'énergie calorifique directement échangée entre le fluide et la roue. Cependant, le gaz peut recevoir de la chaleur par la dégradation d'une partie de l'énergie cinétique sous forme de frottement liées à la nature visqueuse du fluide. Phénomène de dissipation principalement localisé près des parois (perte de rendement).

La roue de la turbine est constituée d'un disque à la périphérie duquel on trouve les aubes. Le disque est solidaire de l'arbre. Pour limiter la conduction de température, ses faces avant et arrière sont refroidies par circulation d'air. Il comporte, en outre, des masses ou des cordons permettant l'équilibrage.

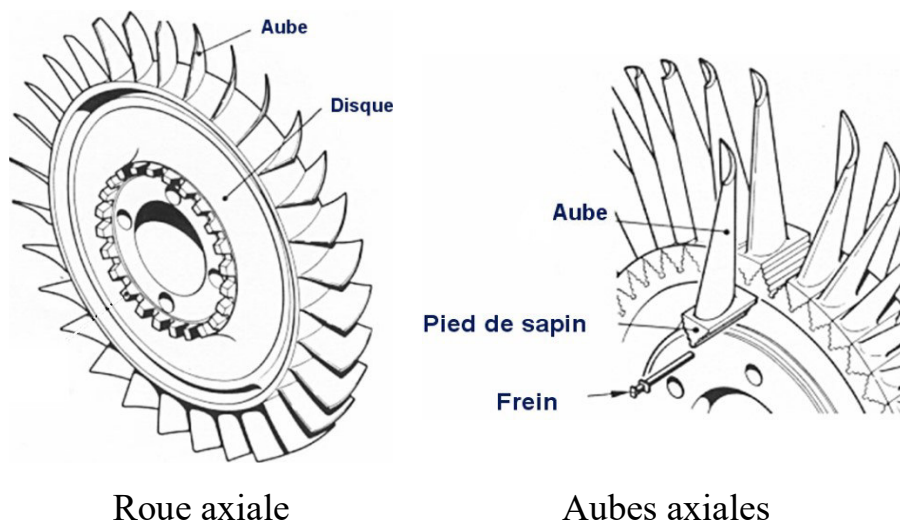


Fig. I.4 : Le Rotor (Roue).

I.4.2 Le Stator (Distributeur)

Les aubes fixes sont généralement montées entre deux anneaux cylindriques. L'anneau extérieur se monte dans le carter turbine ou parfois même forme le carter turbine. L'anneau intérieur enveloppe l'arbre liant la turbine au compresseur. Le premier étage distributeur est, par

ailleurs, fixé sur la bride arrière de la chambre de combustion. Les aubes du distributeur sont le plus souvent creuses pour permettre le passage d'air de refroidissement.

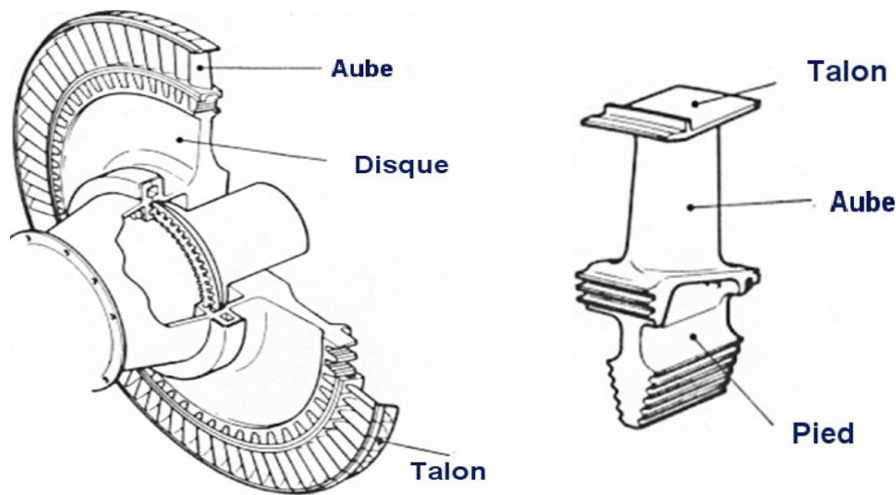


Fig. I.5 : Le Stator (distributeur).

I.4.3 Technique de refroidissement

Le refroidissement des parties chaudes est d'une importance considérable, car il permet d'augmenter le rendement et la durée de vie des composants de la turbine. D'une manière générale, il est réalisé par circulation d'air prélevé au niveau du compresseur. Ainsi, on refroidit les aubes du distributeur, les disques de turbines et même dans certains cas, les aubes de la turbine. Il existe différentes techniques de refroidissement des aubes.

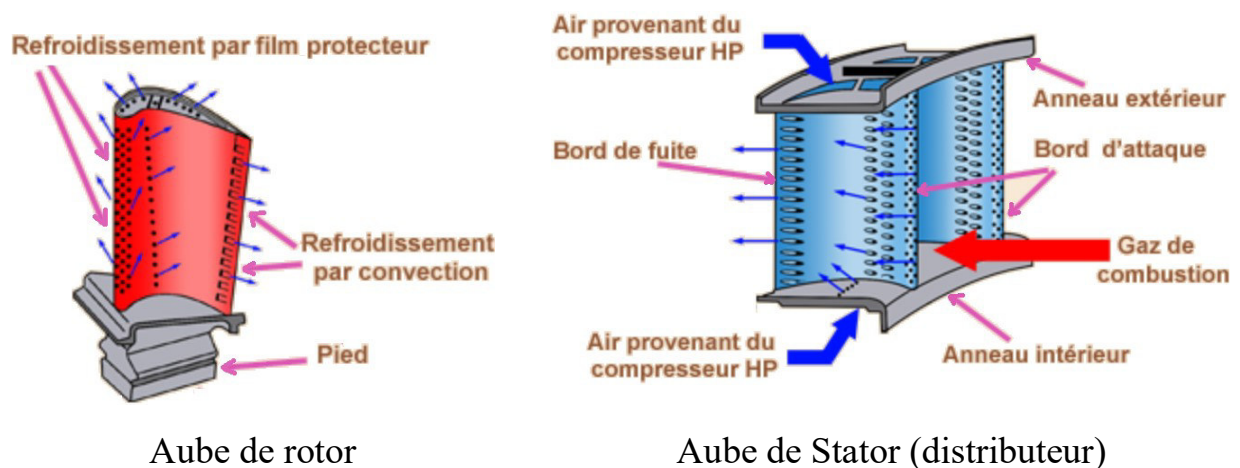


Fig. I.6 : Techniques de refroidissement des aubes.

I.4.4 AUXILIAIRES

Ce sont tous les éléments permettant de délivrer les fluides nécessaires au fonctionnement conforme aux normes prévues par le constructeur (air, huile, combustibles, eau etc...).

I.5 Calcule Thermodynamique

I.5.1 Cycle théorique

Le cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz est connu sous le nom de cycle de Brayton. Il est représenté par une compression et détente isentropiques et une combustion isobare. Par contre le cycle réel est construit par une compression et détente considérées comme polytropique et une combustion non isobare.

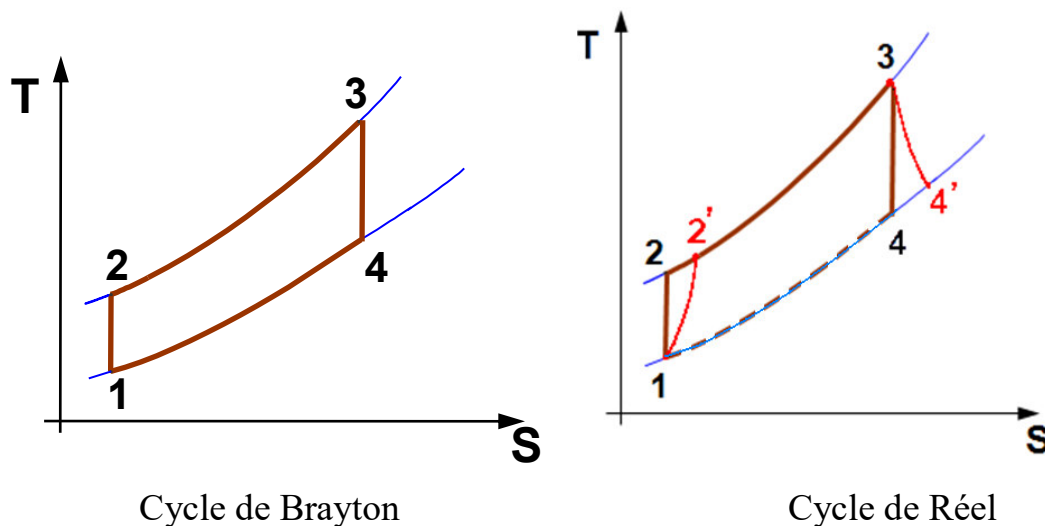


Fig. I.7 : Cycles de turbine à gaz

Les rendements par rapport à l'isentropique du compresseur et de la turbine sont :

$$\eta_c = \frac{T_2 - T_1}{T_{2'} - T_1} ; \text{ Compris entre 87 et 90\%}$$

$$\eta_T = \frac{T_3 - T_{4'}}{T_3 - T_4} ; \text{ Compris entre 86 et 88\%}$$

I.5.2 Calcul des différents travaux

- Le travail de compression spécifique W_c , de (1) à (2) est exprimé (kJ/ kg_{Air}) par :

$$W_c = C_{pm(T_1, T_2)} (T_2 - T_1)$$

Où : $C_{pm(T_1, T_2)}$ est la chaleur massique moyenne entre les températures T_2 et T_1 .

- La chaleur Q_1 , fournie à la chambre de combustion de (2) à (3), en (kJ/ kg_{Gaz}) est :

$$Q_1 = C_{pm(T_2, T_3)} (T_3 - T_2)$$

Où : $C_{pm(T_2, T_3)}$ est la chaleur massique moyenne entre les températures T_2 et T_3 .

- Le travail de détente spécifique W_T , de (3) à (4), est exprimé (kJ/ kg_{Gaz}) par :

$$W_T = C_{pm(T_3, T_4)} (T_3 - T_4)$$

- Le cycle de la turbine à gaz "se ferme" idéalement avec la transformation de (4) à (1), qui correspond au refroidissement des gaz d'échappement, en soutirant la chaleur Q_2 dans l'atmosphère. L'équation thermodynamique qui décrit le refroidissement des gaz d'échappement est la suivante :

$$Q_2 = C_{pm(T_4, T_1)} (T_4 - T_1)$$

Une fois que Q_1 , Q_2 , W_c et W_T , sont connus, on peut obtenir le rendement thermodynamique :

$$\eta = 1 - (Q_2/Q_1)$$

Cette équation montre que, par rapport à la chaleur Q_1 , fournie par le combustible, le rendement augmentera lorsque la chaleur Q_2 , "dissipée" dans l'atmosphère diminue. Donc la récupération partiellement cette chaleur, dans les cycles combinés et dans le cycle régénérateur, fait augmenter le rendement.

Le travail utile W_U fourni par la turbine exprimé (kJ/kg) est donc :

$$W_U = W_T - W_c$$

I.5.3 Notion de variable d'arrêt absolue

Les conditions d'arrêt sont les conditions que l'on obtiendrait par une transformation fictive ramenant isentropiquement et sans échange de travail utile, le fluide à vitesse nulle.

Dans le cas d'un écoulement permanent et uniforme de gaz sans échange de travail ($W = 0$) ni de chaleur avec l'extérieur ($Q = 0$). L'équation de conservation de l'énergie entre deux points 1 et 2 qui trouvent sur la même ligne de courant, s'écrit par :

$$\Delta h + \Delta(C^2/2) = W + Q = 0$$

➤ Enthalpie d'arrêt

L'enthalpie au point 2 englobe donc à la fois l'enthalpie statique et l'énergie cinétique en 1, d'où son nom d'enthalpie totale. Mais, c'est aussi l'enthalpie obtenue après avoir arrêté le fluide, d'où son nom d'enthalpie d'arrêt.

$$h_0 = h + \frac{C^2}{2}$$

➤ Température d'arrêt

Dans le cas d'un gaz parfait : $h = C_{p(T)} \cdot T$, donc on peut écrire :

$$h_0 = C_{p(T_0)} \cdot T_0 \approx C_{p(T)} \cdot T_0 = C_p \cdot T_0$$

Et donc :

$$T_0 = T + \frac{C^2}{2C_p}$$

Où :

T : est la température statique qui représente l'énergie cinétique moyenne d'agitation moléculaire (de nature aléatoire).

$C^2/2C_p$: est la température dynamique qui représente l'énergie cinétique du mouvement d'ensemble des molécules.

➤ Pression d'arrêt

En utilisant la définition précédente, qui exprime que l'on passe de l'état dynamique (p, r, T, C) à l'état d'arrêt (p_0, r_0, T_0, C_0) par une transformation isentropique entre les propriétés totales et statiques :

$$\frac{p_0}{p} = \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

On déduit :

$$p_0 = p \left(1 + \frac{C^2}{2C_p T} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

➤ Rendement isentropique total-à-total

Dans une turbine, c'est la partie fixe qui est située en amont (entre les sections 1 et 2) et la partie mobile en aval (entre les sections 2 et 3).

Le rendement isentropique « total-à-total » est défini ci-dessous pour une roue mobile de turbine :

Dans la roue mobile, la détente du gaz (diminution de pression d'arrêt de p_{02} à p_{03}) permet de récupérer une quantité d'énergie $(h_{02} - h_{03})$.

Le rendement de détente représente donc le rapport entre l'énergie mécanique effectivement récupérée lors de la détente du gaz de p_{02} à p_{03} , et celle que l'on aurait pu récupérer si la transformation avait été isentropique.

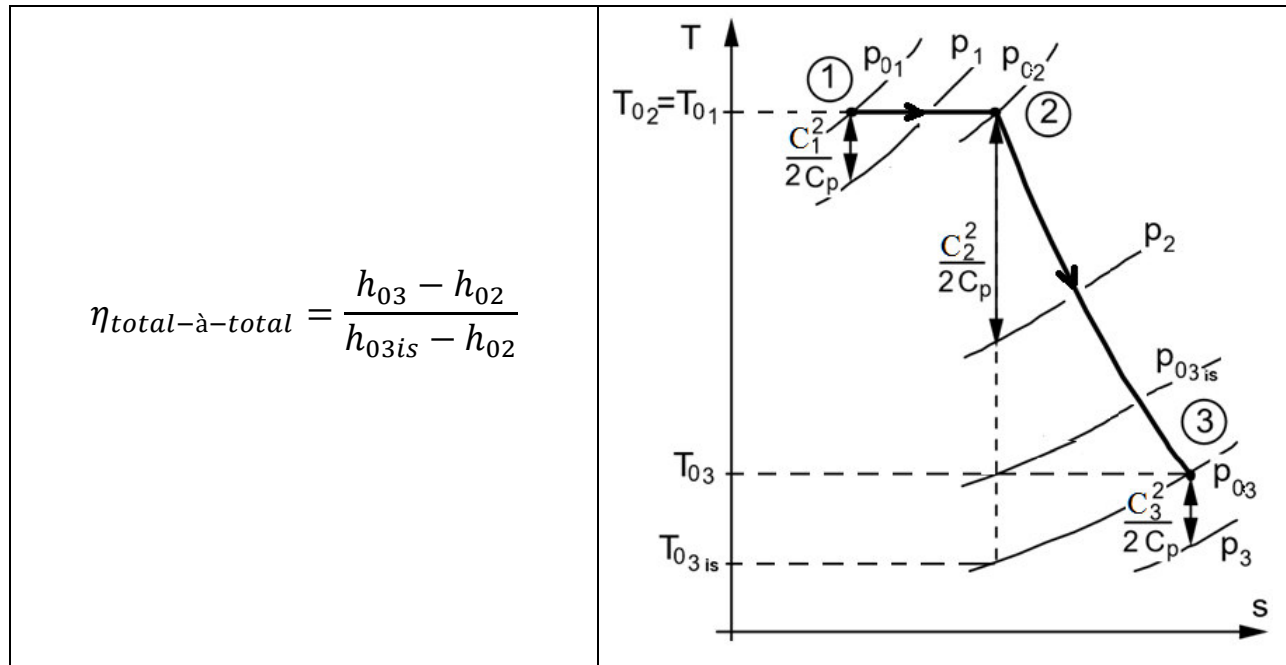


Fig. I.7 : Diagramme T-S du cycle de la turbine de détente

Si la transformation avait été isentropique, on montre que, pour une même détente ($p_{02} - p_{03}$) du fluide, l'énergie récupérée ($h_{02} - h_{03is}$) aurait été plus importante. Ou bien on peut dire qu'une différence de pression ($p_{02} - p_{03is}$) aurait été suffisante pour récupérer le même niveau d'énergie.

Dans le cas où C_p peut être considéré comme constant, on peut également définir ce rendement avec les températures d'arrêt. Dans le cas d'une roue de turbine, on a :

$$\eta_{total-\dot{a}-total} = \frac{T_{03} - T_{02}}{T_{03is} - T_{02}} = \frac{T_{03} - T_{02}}{T_{02} \left(\left(\frac{p_{03}}{p_{02}} \right)^{\frac{\gamma}{(\gamma-1)}} - 1 \right)}$$

Chapitre II

Modélisation aérodynamique des turbines axiales

Introduction

Les roues des turbines de détente sont de type à écoulement radial ou à écoulement axial. Il s'avère que la majorité des turbines à gaz utilisent des roues de type à écoulement axial. Dans le but d'améliorer le rendement des roues de la turbine, nous avons consacré la majeure partie de ce travail aux calculs des dimensions de la roue ainsi que le profil des aubes. Le traitement simple du diamètre moyen de la roue est décrit en premier lieu. L'application de la théorie des vortex, créée entre les aubes, est ensuite discutée, suivie d'une description de la méthode d'application des données de test en cascade afin de compléter la procédure de conception et fournir une estimation du rendement isentropique.

Des développements récents dans le calcul des profils des aubes pour donner des distributions de vitesse spécifiées, sont également mentionnés. Les contraintes de l'aube sont considérées brièvement, car elles ont un impact direct sur la conception aérodynamique des aubes.

La turbine à roue radiale peut traiter de faibles débits massiques plus efficacement que la roue axiale. Elle a été largement utilisée dans les turbo-expander pour l'industrie cryogénique et dans les turbocompresseurs pour moteurs suralimentés.

II.1 Théorie élémentaire de la turbine à écoulement axial

La figure II.1 montre les différents triangles de vitesses pour un étage de turbine à flux axial ainsi que la nomenclature utilisée. À la vitesse absolue C_1 , les gaz sous la pression statique p_1 et la température T_1 , sont étendus dans le diffuseur « nozzle » à p_2 et T_2 pour sortir à la vitesse absolue C_2 avec un angle α_2 . L'angle d'entrée de l'aube de rotor β_2 sera choisi en fonction de la direction de la vitesse relative du gaz V_2 par rapport à l'entrée de l'aube.

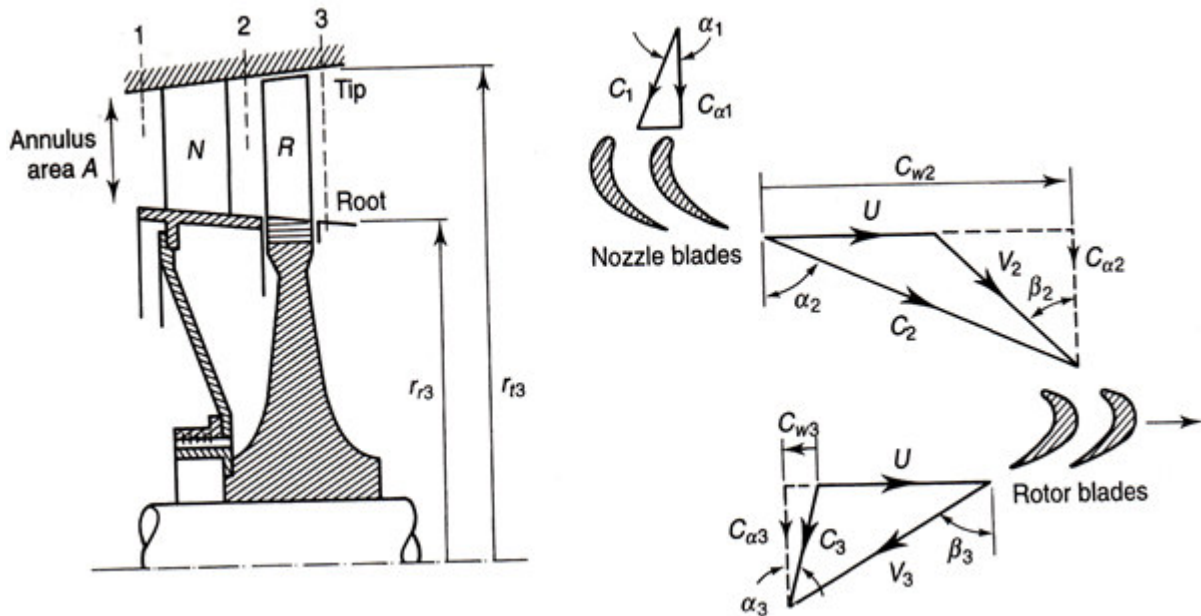


Fig. II.1 : Etage d'une turbine de détente à écoulement axial

Après avoir été dévié, dans les passages entre les aubes du rotor, le gaz sort à p_3 et T_3 avec une vitesse relative V_3 à l'angle rotor β_3 .

L'addition vectorielle de U donne l'ampleur et la direction de la vitesse du gaz à la sortie de l'étage, C_3 et α_3 . L'angle α_3 est connu sous le nom d'angle de remous.

Dans une turbine à une seule étage, C_1 sera axiale, c'est-à-dire $\alpha_1 = 0$ et $C_1 = C_{\alpha 1}$. Par contre, pour une turbine à plusieurs étages, C_1 et α_1 seront presque égaux à C_3 et α_3 , de sorte que les mêmes formes des aubes peuvent être utilisées dans des étages successives.

Du moment que la vitesse de l'aube U augmente avec le rayon ($U = 2\pi N.r$), la forme des triangles de vitesse varie de la racine jusqu'à la pointe de l'aube : nous supposons dans cette section

que nous parlons de conditions au diamètre moyen de l'espace annulaire et que cela représente une image moyenne de ce qui arrive au flux massique total $\dot{m}$ lorsqu'il traverse l'étage. Cette approche est valide lorsque le rapport entre le rayon de la pointe et le rayon de la racine, est faible, c'est-à-dire pour les aubes courtes, mais pour les aubes longues, il est essentiel de tenir compte des effets tridimensionnels comme indiqué dans les sections suivantes.

La somme des vitesses ($C_{w2} + C_{w3}$) représente la variation de la composante tourbillonnaire (ou tangentielle) par unité de débit massique qui produit le couple utile. La modification du composant axial ($C_{a2} - C_{a3}$) produit une poussée axiale sur le rotor qui peut compléter ou décaler la poussée de pression résultant de la chute de pression ($p_2 - p_3$). Dans une turbine à gaz, la poussée nette sur le rotor de la turbine sera partiellement équilibrée par la poussée sur le rotor du compresseur, ce qui facilite la conception du palier de butée. Dans ce qui suit, nous allons limiter notre attention aux dessins dans lesquels la vitesse d'écoulement axial C_a est constante à travers le rotor. Cela impliquera un anneau évasé comme montré dans la Fig. (II.1) pour tenir compte de la diminution de la densité à mesure que le gaz se développe à travers la scène. Avec cette restriction, lorsque les triangles de vitesses sont superposés de la manière habituelle, nous avons le diagramme de vitesses pour l'étage représenté sur la Fig. (II.2).

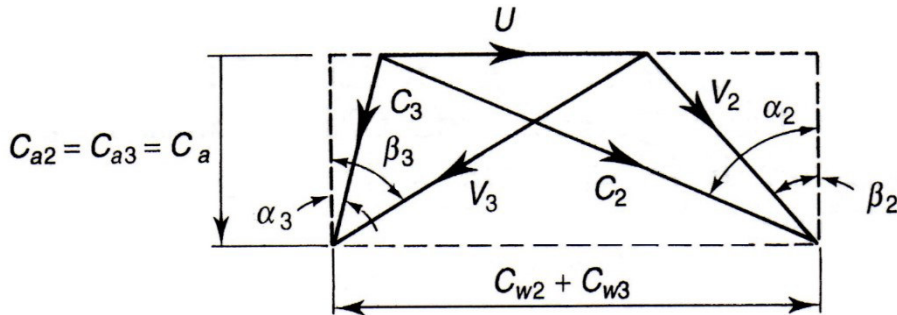


Fig. II.2 : Diagramme des vitesses

La géométrie du schéma donne immédiatement les relations :

$$\frac{U}{C_a} = \tan \alpha_2 - \tan \beta_2 = \tan \beta_3 - \tan \alpha_3 \quad (II.1)$$

En appliquant le principe du moment angulaire au rotor, le travail fourni par étage par unité du débit massique est :

$$W_s = U(C_{w2} + C_{w3}) = UC_a(\tan \alpha_2 + \tan \alpha_3)$$

En combinaison avec (II.1), nous avons W_s en termes d'angles de gaz associé à l'aube du rotor, à savoir :

$$W_s = UC_a (\tan \beta_2 + \tan \beta_3) \quad (II.2)$$

Notez que le « facteur de travail » requis dans le cas du compresseur axial n'est pas nécessaire ici. En effet, dans un écoulement accéléré, l'effet de la croissance de la couche limite le long des parois annulaires est bien inférieur à celui du flux de décélération avec un gradient de pression défavorable.

À partir de l'équation d'énergie à flux constant, nous avons $W_s = Cp \Delta T_{0s}$ où ΔT_{0s} est la chute de température de stagnation dans l'étage. On a donc :

$$Cp \Delta T_{0s} = UC_a (\tan \beta_2 + \tan \beta_3) \quad (II.3)$$

Lorsque les vitesses d'entrée et de sortie de l'étage sont égales, c'est-à-dire $C_1 = C_3$, l'équation (II.3) donne également la chute de température statique dans l'étage ΔT_{0s} . Nous avons utilisé, comme données des gaz de combustion, les valeurs moyennes suivantes :

La chaleur spécifique :

$$Cp = 1,148 \text{ KJ/kg.K}$$

Le coefficient isentropique :

$$\gamma = 1,333 ; \text{ ou bien } \gamma/(\gamma - 1) = 4$$

La constante des gaz :

$$R = 0,287 \text{ kJ/kg K.}$$

Avec les vitesses en m/s et ΔT_{0s} en degré Kelvin, on a :

$$\Delta T_{0s} = 8.71 \left(\frac{U}{100} \right) \left(\frac{C_a}{100} \right) (\tan \beta_2 + \tan \beta_3) \quad (II.4)$$

Le rapport de pression de stagnation de l'étage (p_{01}/p_{03}) peut être retrouvé à partir de :

$$\Delta T_{0s} = \eta_s T_{01} \left[1 - \left(\frac{1}{p_{01}/p_{03}} \right)^{\gamma-1/\gamma} \right] \quad (II.5)$$

Et le terme η_s est le rendement isentropique de l'étage basé sur la température de stagnation.

L'équation (II.5) est simplement l'équation (II.12) appliquée à un étage, et le η_s s'appelle souvent le rendement « totale-à-totale » de l'étage. C'est le rendement approprié quand l'étage est suivi par d'autres dans une turbine à plusieurs étages, car l'énergie cinétique à la sortie ($C_3^2/2$) est utilisée dans l'étage suivant.

Même si l'échappement du dernier étage se fait à l'atmosphère, l'énergie cinétique du gaz est sensiblement récupérée dans le diffuseur ou la volute. Nous pouvons donc admettre que $p_{03} = p_a$ et considérer η_s comme le rendement combiné du dernier étage et le diffuseur.

Il convient de noter que le rendement isentropique dit « total-à-statique » est parfois citée pour une turbine dans son ensemble et pour un étage. Il est employé où il est souhaitable de séparer les pertes dans le diffuseur de turbine et l'échappement. Appliqué à l'étage, nous aurions :

$$\eta_{total-à-statique} = \frac{T_{01} - T_{03}}{T_{01} - T'_{03}}$$

Où T'_{03} est la température statique atteinte après une détente isentropique de p_{01} à p_3 .

Il suppose, qu'en ce qui concerne la turbine, toute l'énergie cinétique du départ est perdue, et sa valeur est légèrement plus petite que le rendement « total-à-totale ». C'est ce que nous allons utiliser dans nos calculs.

Il existe trois paramètres adimensionnels utiles à la conception de la turbine :

Un qui exprime la capacité de travail d'un étage qui s'appelle coefficient de charge de l'aube ou coefficient de chute de température Ψ . Nous adopterons la pratique NGTE et nous la définissons comme $(Cp\Delta T_{0s})/(\frac{1}{2}U^2)$, bien que $(Cp\Delta T_{0s})/(U^2)$ soit aussi utilisé.

Ainsi, de l'équation (II.3), devient :

$$\Psi = \frac{2Cp\Delta T_{0s}}{U^2} = \frac{2C_a}{U} (\tan \beta_2 + \tan \beta_3) \quad (II.6)$$

Un autre paramètre utile appelé le degré de réaction ou simplement la réaction Λ . Ceci exprime la fraction de la détente de l'étage qui se produit dans le rotor.

Il est habituel défini en termes de baisses de températures statiques (ou enthalpique) plutôt qu'en termes de chutes de pression, à savoir :

$$\Lambda = \frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_3}$$

Pour le type d'étage, où $C_{a2} = C_{a3} = C_a$ et $C_3 = C_1$, nous allons considérer une expression simple de Λ qui peut être tiré comme suit :

De l'équation (II,4), on a :

$$Cp (T_1 - T_3) = Cp(T_{01} - T_{03}) = UC_a(\tan \beta_2 + \tan \beta_3)$$

Relativement aux aubes du rotor, l'écoulement n'effectue aucun travail et l'équation d'énergie en écoulement stationnaire donne :

$$\begin{aligned} Cp (T_2 - T_3) &= \frac{1}{2}(V_3^2 - V_2^2) \\ &= \frac{1}{2}C_a^2(\sec^2 \beta_3 - \sec^2 \beta_2) \\ &= \frac{1}{2}C_a^2(\tan^2 \beta_3 - \tan^2 \beta_2) \end{aligned}$$

Et ainsi on aura :

$$\Lambda = \frac{C_a}{2U}(\tan \beta_3 - \tan \beta_2) \quad (II.7)$$

Le troisième paramètre adimensionnel, qui est souvent mentionné dans la conception de turbine à gaz, apparaît dans les deux équations (II,6) et (II,7) : C'est le rapport (C_a/U) , appelé le coefficient d'écoulement Φ . Ainsi l'équation (II.6) et l'équation (II.7) peuvent être écrites comme suit :

$$\Psi = 2\Phi(\tan \beta_2 + \tan \beta_3) \quad (II.8)$$

$$\Lambda = \frac{\Phi}{2}(\tan \beta_3 - \tan \beta_2) \quad (II.9)$$

Les angles des triangles des vitesses peuvent être exprimés en termes de Ψ , Λ et Φ comme suit :

$$\tan \beta_3 = \frac{1}{2\Phi} \left(\frac{1}{2} \Psi + 2\Lambda \right) \quad (II.10)$$

$$\tan \beta_2 = \frac{1}{\phi} \left(\frac{1}{2} \Psi - 2\Lambda \right) \quad (II.11)$$

En utilisant la relation (II.1), on peut écrire :

$$\tan \alpha_3 = \tan \beta_3 - \frac{1}{\phi} \quad (II.12)$$

$$\tan \alpha_2 = \tan \beta_2 + \frac{1}{\phi} \quad (II.13)$$

Même avec les restrictions déjà introduites ($C_{a3} = C_{a2}$) et ($C_3 = C_1$) et les considérations de contraintes imposant une limite à la vitesse U de l'aube, il reste encore un choix infini face au concepteur. Par exemple, bien que la chute globale de la température de la turbine soit corrigée par des calculs de cycle, il est ouvert au concepteur de choisir un ou deux étages de grand Ψ ou un plus grand nombre de petits Ψ . Les conceptions du rotor sont le type le plus efficace pour ce devoir, parce que dans de telles conditions les « pertes de fuite » liées aux dégagements de bout des aubes du rotor sont excessives dans des étages de réaction. Il faut se rappeler qu'à l'extrémité de haute pression d'une expansion du grand rapport de pression, les différences de pression de l'étage sont considérables quoique les rapports de pression d'étage soient modestes. Puis éliminons les valeurs de Λ près de zéro sont éliminés, et considérer pour le moment les conceptions de réaction de 50%. Notre connaissance générale de la manière dont la nature se comporte suggère que la conception la plus efficace est susceptible d'être atteinte lorsque l'expansion est raisonnablement répartie entre le redresseur et les rangées du rotor. Nous verrons plus tard que la réaction variera de la racine jusqu'à la pointe de l'aube, mais ici nous pensons à 50% de réaction au diamètre moyen.

En posant $\Lambda = 0,5$ dans l'équation (II,9) nous avons :

$$\frac{1}{\phi} = \tan \beta_3 - \tan \beta_2 \quad (II.14)$$

La comparaison directe avec la relation (II,1) montre alors que :

$$\beta_3 = \alpha_2 \text{ et } \beta_2 = \alpha_3 \quad (II.15)$$

Le diagramme des vitesses devient alors symétrique. De plus, si nous considérons un étage de répétition avec $C_3 = C_1$, dans la direction aussi bien que l'intensité, nous avons également $\alpha_1 =$

$\alpha_3 = \beta_3$, et les aubes du stator et du rotor auront alors les mêmes angles d'entrée et de sortie. Enfin, à partir des équations (II.10) et (II.15) et pour $\Lambda = 0.5$, nous avons :

$$\Psi = 4\Phi \tan \beta_3 - 2 = \Psi = 4\Phi \tan \alpha_2 - 2 \quad (II.16)$$

A partir des équations (II.11) et (II.15), on obtient :

$$\Psi = 4\Phi \tan \beta_2 + 2 = 4\Phi \tan \alpha_3 + 2 \quad (II.17)$$

Les équations (II.15), (II.16) et (II.17) donnent tous les angles de gaz en termes de Ψ et Φ . La figure (II.3) montre le résultat du traçage de l'angle de sortie de l'aube α_2 et de l'angle de balayage de sortie de l'étage α_3 sur une base $\Psi - \Phi$.

Étant donné que les formes des aubes sont déterminées, dans des limites étroites, par les angles de gaz, il est possible à partir des résultats des essais en cascade sur les familles des aubes, de prédire les pertes dans les rangées des aubes et d'estimer l'efficacité de la gamme de 50% de réaction des conceptions couvertes par Figure (II.3) : Une telle estimation est montrée par les contours d'efficacité superposés sur le terrain ($\Psi - \Phi$).

Les valeurs de η_s sur les contours représentent une moyenne des estimations détaillées citées dans les Réf. [7] et [8]. De nombreuses hypothèses doivent être faites sur le profil de l'aube : le serrage (rapport d'aspect de l'aube (*pas/corde*), le dégagement des pointes, etc... Aucune dépendance ne doit être accordée sur les valeurs absolues d'efficacité indiquées. Néanmoins, une connaissance de la tendance générale est précieuse et même essentielle pour le concepteur.

Des courbes similaires pour d'autres valeurs de réaction sont données dans la Réf. [8].

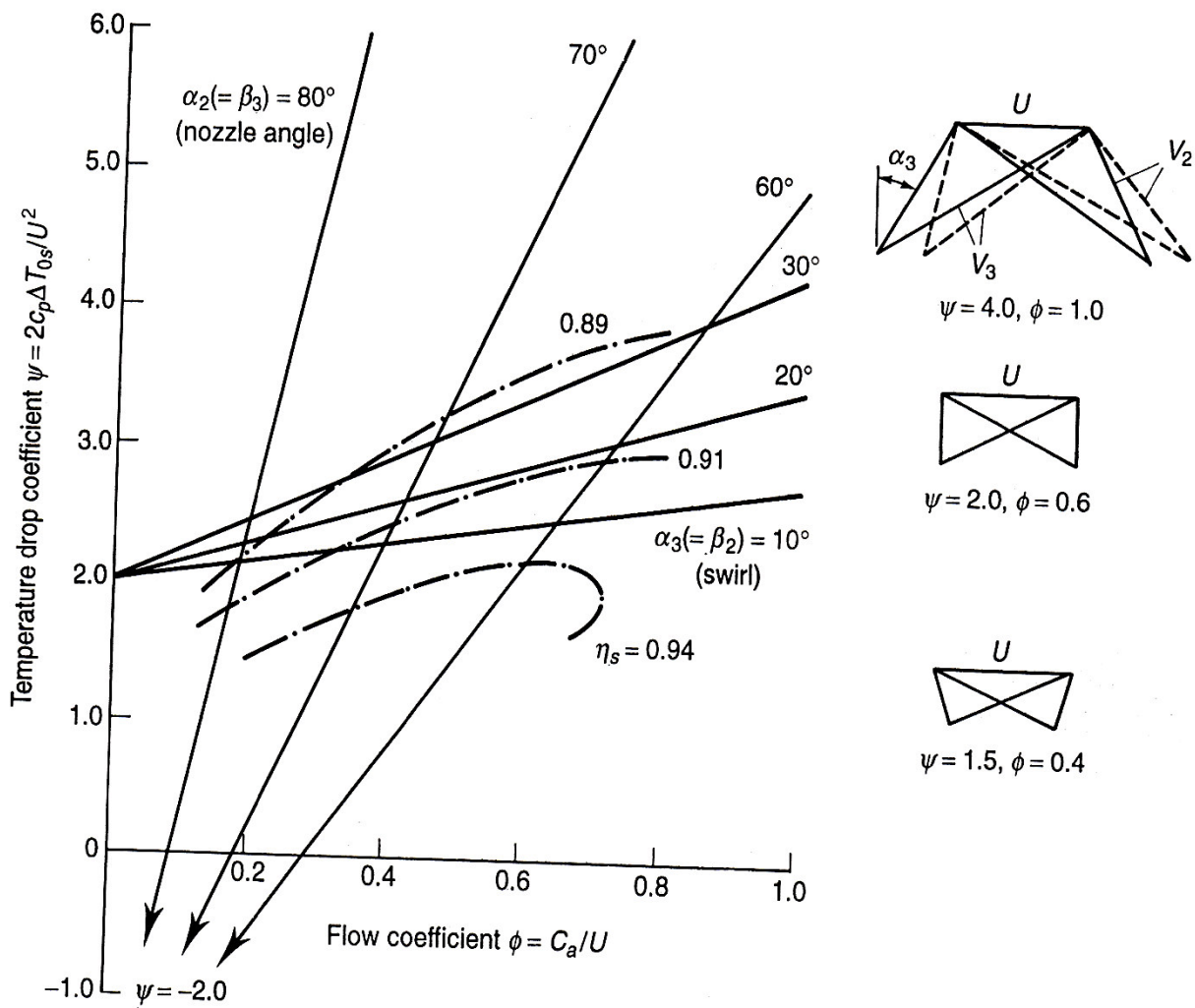


Fig. II.3 : Conceptions avec 50 % de réaction

Nous pouvons noter que les conceptions ayant un faible ψ et un faible ϕ produisent les meilleures efficacités de l'étage. En se référant aux diagrammes des vitesses comparatifs également donnés dans la Fig. (II.3) (dessinée pour une vitesse U constante), on peut voir que les faibles valeurs de ψ et de ϕ impliquent des vitesses de gaz faibles et donc des pertes de frottements réduites. Mais un faible ψ signifie plus d'étages pour une sortie globale donnée de la turbine. Par contre, un faible ϕ signifie une plus grande surface annulaire de la turbine pour un débit massique donné.

Pour une turbine à gaz industrielle lorsque la taille et le poids ont une faible conséquence, il serait judicieux de concevoir avec un faible ψ et un faible ϕ . Certainement dans le dernier étage, une faible vitesse axiale et un petit angle de pivotement α_3 sont souhaitables afin d'éviter les pertes dans le diffuseur d'échappement.

Pour une unité de propulsion d'avion, cependant, il est important de maintenir au minimum le poids et la surface frontale, ce qui oblige l'utilisation des valeurs plus élevées de Ψ et Φ . Le design de l'étage le plus efficace, est celui qui conduit à la centrale électrique la plus efficace pour son but particulier, l'optimum Ψ et Φ ne peuvent pas être déterminés sans calculs détaillés de la performance de l'avion dans son ensemble.

Il ressort de la pratique actuelle de l'avion que les valeurs optimales pour Ψ vont de 3 à 5, avec des valeurs Φ allant de 0.8 à 1.0. Un angle de tourbillon faible ($\alpha_3 < 20^\circ$) est souhaitable, car le tourbillon augmente les pertes dans le conduit du jet et dans l'aube de propulsion ; Pour maintenir la haute valeur requise de Ψ et la faible valeur de α_3 , il pourrait être nécessaire d'utiliser un degré de réaction légèrement inférieur à 50%.

Les lignes pointillées dans le diagramme de vitesse pour $\Psi = 4$ indiquent ce qui se passe lorsque la proportion de la détente effectuée dans le rotor est réduite et V_3 se rapproche de V_2 , tout en maintenant U , Ψ et Φ constantes. Nous fermerons cette section avec un exemple montrant comment une première conception provisoire de « diamètre moyen » peut être obtenue. Pour ce faire, nous avons besoin d'une méthode de comptabilisation des pertes dans les rangées des aubes. Deux paramètres principaux sont utilisés en fonction des chutes de température et des chutes de pression, respectivement. Ces paramètres peuvent être mieux décrits en esquissant les processus dans les passages des aubes de stator et du rotor, sur le schéma ($T - s$) comme montré dans la Fig. (II.4). Les lignes pleines et pointillées relient respectivement la stagnation et les états statiques. On a $T_{02} = T_{01}$ car aucun travail n'est effectué dans les aubes. Et la courte partie horizontale de la ligne complète, représente la chute de pression de stagnation ($p_{01} - p_{02}$) due au frottement dans les aubes. Les pertes sont évidemment exagérées dans cette figure. Lors de l'obtention de la température équivalente à la vitesse du gaz sortant de la rangée des aubes de stator, on peut dire que le gaz serait étendu de T_{01} à T'_2 mais que, en raison du frottement, la température à la sortie T_2 , est un peu plus élevée que T'_2 .

Le coefficient de perte pour les aubes du stator peut être défini, par :

$$\lambda_N = \frac{T_2 - T'_2}{V_3^2 / 2Cp} \text{ ou } Y_N = \frac{p_{01} - p_{02}}{p_{02} - p_2} \quad (II.18)$$

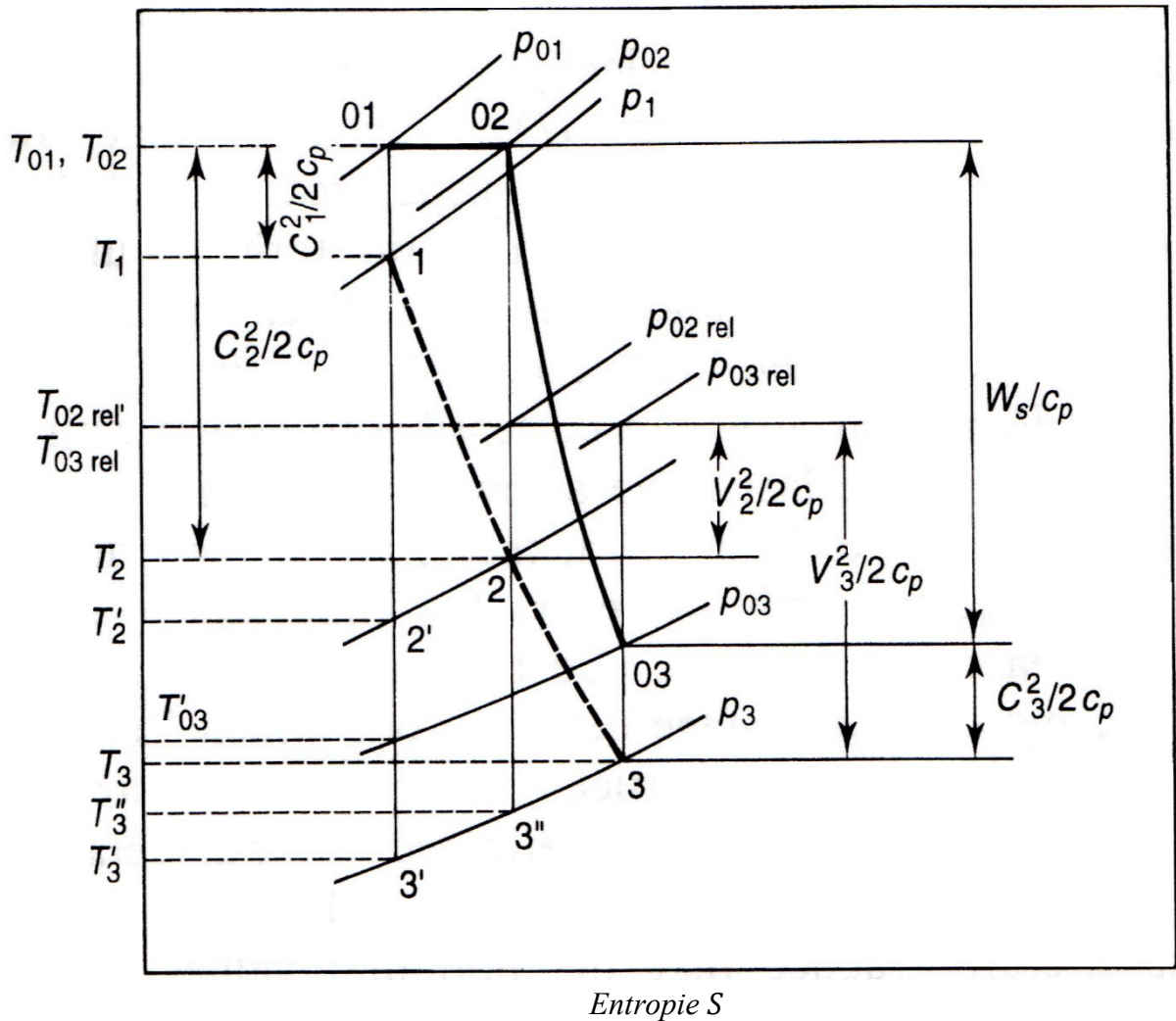


Fig. II.4 : Schéma ($T - s$) pour un étage de réaction

Les deux λ et Y expriment la proportion de l'énergie de départ dégradée par les frottements. Y_N peut être mesuré relativement dans des essais de grille d'aubes, alors que λ_N est plus facilement utilisé dans la conception. On montrera que λ_N et Y_N ne sont pas très différents numériquement. Revenant à la Fig. (II.4), nous voyons que l'expansion supplémentaire dans les passages des aubes mobiles réduit la pression sur P_3 . L'expansion isentropique dans l'ensemble de l'étage entraînerait une température finale T'_3 , et dans les passages de l'aube de rotor seul T''_3 . L'expansion avec frottements conduit à une température finale T_3 . Le coefficient de perte pour les aubes du rotor peut être exprimée par :

$$\lambda_R = \frac{T_3 - T''_3}{V_3^2/2Cp}$$

Notez qu'il est défini comme une proportion de l'énergie cinétique de départ par rapport à la rangée afin qu'elle puisse être liée aux résultats des tests de grille d'aube. Comme aucun travail n'est effectué par le gaz par rapport aux aubes, $T_{03réel} = T_{02réel}$. Le coefficient de perte en termes de chute de pression pour les aubes du rotor est défini par :

$$Y_R = \frac{p_{02réel} - p_{03réel}}{p_{03réel} - p_3}$$

Nous pouvons montrer que λ et Y ne sont pas très différents numériquement par l'argument suivant (qui s'applique également aux rangées des aubes de stator et rotor bien qu'elles ne soient données que pour la première).

$$Y_N = \frac{p_{01} - p_{02}}{p_{02} - p_2} = \frac{(p_{01}/p_{02}) - 1}{1 - (p_2/p_{02})}$$

À present:

$$\begin{aligned} \frac{p_{01}}{p_{02}} &= \frac{p_{01}}{p_2} \frac{p_2}{p_{02}} = \left(\frac{T_{01}}{T'_2} \right)^{\gamma/\gamma-1} \left(\frac{T_2}{T_{02}} \right)^{\gamma/\gamma-1} \\ \frac{p_{01}}{p_{02}} &= \left(\frac{T_2}{T'_2} \right)^{\gamma/\gamma-1} \text{ parce que } T_{01} = T_{02} \end{aligned}$$

D'où :

$$\begin{aligned} Y_N &= \frac{\left(\frac{T_2}{T'_2} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} - 1}{1 - \left(\frac{T_2}{T_{02}} \right)^{\gamma/(\gamma-1)}} \\ Y_N &= \frac{\left[1 + \frac{T_2 - T'_2}{T'_2} \right]^{\gamma/(\gamma-1)} - 1}{1 - \left[\frac{T_2 - T_{02}}{T_{02}} + 1 \right]^{\gamma/(\gamma-1)}} \end{aligned}$$

Élargir les expressions entre parenthèses de façon binomiale et utiliser uniquement les premiers termes (mais pas très précis pour le dénominateur)

$$Y_N = \frac{T_2 - T'_2}{T_{02} - T_2} \times \frac{T_{02}}{T'_2} = \lambda_N \left(\frac{T_{02}}{T'_2} \right) \approx \lambda_N \left(\frac{T_{02}}{T_2} \right) \quad (II.19)$$

A partir des équations de base pour un écoulement compressible unidimensionnel stable d'un gaz parfait dans une conduite nous avons la relation générale :

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{C^2}{2CpT} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)$$

D'où :

$$\frac{T_{02}}{T_2} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_2^2\right)$$

Même si le nombre de Mach à la sortie de l'aube est l'unité, comme cela pourrait être pour les aubes du stator d'un étage fortement chargée, $\lambda = 0.86Y$ et donc λ est seulement 14% inférieur à Y . Les valeurs λ_N et λ_R peuvent être liés au rendement isentropique η_s , comme suit :

$$\eta_s = \frac{T_{01} - T_{03}}{T_{01} - T'_{03}} = \frac{1}{1 + (T_{03} - T'_{03})/(T_{01} - T_{03})}$$

Maintenant, un coup d'œil à la Fig. (II.4), montre que :

$$T_{03} - T'_{03} \approx T_3 - T'_3 = (T_3 - T''_3) + (T''_3 - T'_3)$$

Mais $(T'_2/T'_3) = (T_2/T''_3)$. Parce que les deux sont égaux $(P_2/P_3)^{\gamma-1/\gamma}$.

Réarrangé et soustrayant 1 des deux côtés, nous obtenons :

$$\frac{T''_3 - T'_3}{T'_3} = \frac{(T_2 - T'_2)}{T'_2} \quad \text{Or } (T''_3 - T_4) \approx (T''_3 - T'_2) \frac{T_3}{T_2}$$

D'où :

$$\eta_s = \frac{1}{1 + [(T_3 - T''_3) + (T_3/T_2)(T_2 - T'_2)]/(T_{01} - T_{03})}$$

$$\eta_s = \frac{1}{1 + [(\lambda_R(V_2^2/2Cp) + (T_3/T_2)\lambda_N(C_2^2/2Cp)]/(T_{01} - T_{03})} \quad (II.20)$$

Alternativement, en remplaçant $V_3 = C_a \sec \beta_3$; $C_2 = C_a \sec \alpha_2$;

Et :

$$Cp(T_{01} - T_{03}) = UC_a(\tan \beta_3 + \tan \beta_2)$$

$$Cp(T_{01} - T_{03}) = UC_a[\tan \beta_3 + \tan \alpha_2 - (U/C_a)]$$

L'équation II.20 peut être écrite sous la forme :

$$\eta_s = \frac{1}{1 + \frac{1}{2} \frac{c_a}{U} \left[\frac{\lambda_R \sec^2 \beta_3 + \left(\frac{T_3}{T_2} \right) \lambda_N \sec^2 \alpha_2}{\tan \beta_3 + \tan \alpha_2 - \left(\frac{U}{c_a} \right)} \right]} \quad (II.21)$$

Parce que $Y \approx \lambda$, les coefficients de perte Y_R et Y_N peuvent remplacer λ_R et λ_N dans les équations (II.20) et (II.21) si désirées.

II.2 Estimation des performances d'un seule étage

La dernière étape dans le processus d'établissement du plan préliminaire d'un étage de turbine est de vérifier que la conception est susceptible d'aboutir à des valeurs de coefficient de perte de tuyère et d'efficacité d'étage qui ont été supposées au départ. Sinon, les calculs de conception peuvent être répétés avec des valeurs plus probables de coefficient de perte et d'efficacité. Lorsque l'accord satisfaisant a été atteint, la conception finale peut être établie sur la planche à dessin et des calculs précis de contrainte peuvent être effectués. Avant de décrire une méthode d'estimation de la performance du point de conception d'un étage, cependant, les principaux facteurs limitant le choix de la conception seront résumés. La raison pour laquelle nous avons considéré une turbine pour un turboréacteur était tout simplement que nous travaillerions ainsi près de ces limites pour garder la taille et le poids à son minimum. Le concepteur d'une turbine à gaz industrielle a une tâche un peu plus facile : il utilisera des températures et des contraintes plus basses pour obtenir une vie utile plus longue, ce qui signifie des vitesses de l'aube inférieures, des étages et des limitations aérodynamiques beaucoup moins strictes. Une turbine de puissance non couplée mécaniquement au générateur de gaz, est un autre cas où beaucoup moins de difficultés sont rencontrées pour parvenir à une solution satisfaisante. Le choix du rapport de démultiplication entre la turbine de puissance et la composante entraînée est normalement à la disposition du concepteur de turbine, et ainsi la vitesse de rotation peut être modifiée pour s'adapter à la turbine.

II.2.1 Facteurs limitant la conception des turbines

(a) **Les contraintes centrifuges** dans les aubes sont proportionnelles au carré de la vitesse de rotation N et de la zone annulaire : lorsque N est fixe, ils placent une limite supérieure sur la zone annulaire.

(b) **Les contraintes de flexion** du gaz sont (1) inversement proportionnelles au nombre et modules des aubes, tout en étant (2) directement proportionnelles à la hauteur de l'aube et à la production du travail spécifique.

- 1) Le nombre des aubes ne peut pas être augmenté au-delà d'un point déterminé par des considérations de fixation d'aube, mais les modules de section sont approximativement proportionnels au cube de la corde de l'aube qui pourrait être augmenté pour réduire le coefficient σ_{gb} . Il y'a une limite aérodynamique sur le serrage (*pas/corde*), cependant, s'ils sont trop petits, entraîneront un coefficient de perte élevé (les pertes par frottement augmentent du fait qu'une réduction de s/c augmente la surface de l'aube balayée par le gaz).
- 2) Reste la hauteur de l'aube : mais la réduction de cette valeur tout en maintenant la même zone annulaire (et donc la même vitesse axiale pour le débit massique donné) implique une augmentation du diamètre moyen de l'espace annulaire. Pour une vitesse N fixe, le diamètre moyen ne peut pas être augmenté sans augmenter les efforts des disques centrifuges. Il y'aura également une limite aérodynamique fixée par la nécessité de maintenir le rapport d'aspect de l'aube (h/c) et le rapport du rayon de l'anneau ou bien le rapport de moyeu (r_t/r_r) à des valeurs qui n'impliquent pas des pertes disproportionnées dues aux écoulements secondaires, aux dégagements des pointes et au frottement sur les parois Annulaire (disons pas moins de 2 et 1.2 respectivement). La hauteur de l'aube peut être réduite en réduisant la surface annulaire (avec l'avantage supplémentaire de réduire les contraintes des aubes centrifuge) mais, pour un débit massique donné, seulement en augmentant la vitesse axiale. Une limite aérodynamique sur C_a sera établie par la nécessité de maintenir le nombre de Mach relatif maximum à l'entrée de l'aube (à savoir au rayon de la racine)

et le nombre de Mach à la sortie de l'étage, en dessous des niveaux qui signifient des pertes de frottement élevées dans l'aube et la tuyère de jet respectivement.

(c) L'optimisation de la conception, de sorte qu'elle ne tombe que dans les limites fixées par toutes ces contraintes mécaniques et aérodynamiques, conduira à une turbine performante de poids minimum. S'il s'avère impossible de respecter une ou plusieurs des conditions limites, la production de travail requise doit être divisée en deux étages. La deuxième tentative de conception serait commencée en supposant que l'efficacité est susceptible d'être un maximum lorsque le travail, et donc la chute de température, est divisé également entre les étages.

(d) Les triangles de vitesse, dont dépend la section de l'aube du rotor, sont partiellement déterminés par le désir de travailler avec un degré de réaction moyen de 50% afin d'obtenir des coefficients de perte d'aube faibles et un tourbillon nul pour une perte minimale dans le conduit de jet. Pour éviter la nécessité de deux étages dans un cas marginal, en particulier si cela signifie d'ajouter un appui sur le côté aval, il serait certainement préférable de concevoir avec un degré de réaction inférieur et un certain tourbillon. Une limite aérodynamique de la valeur minimale de la réaction au diamètre moyen est fixée par la nécessité d'assurer une réaction positive au rayon de la racine de l'aube.

Pour ce qui suit dans la section suivante, il sera utile d'avoir un résumé des résultats des calculs de conception pour la turbine de notre exemple utilisé : un tel résumé est donné comme suit :

$$\alpha_1 = 0^\circ \quad U = 340 \text{ m/s} ; N = 250 ; m = 20 ; Cp = 1.148 * 10^3$$

$$C_{a1} = C_1 = C_3 = 276.4 \text{ m/s} ; C_{a2} = C_{a3} = C_a$$

$$C_2 = 519 \text{ m/s} ; V_3 = 473.5 \text{ m/s}$$

$$M_{v2} = 0.58 ; M_{c3} = 0.47$$

$$p_1 = 3.54 \text{ Bars} ; p_2 = 2.49 \text{ Bars} ; p_3 = 1.856 \text{ Bars} ; p_{01} = 4 \text{ Bars} ; p_{Drop} = 1.873 \text{ Bars}$$

$$T_1 = 1067 \text{ K} ; T_2 = 982.7 \text{ K} ; T_3 = 922 \text{ K} ; T_{01} = T_{02} = 1100 \text{ K}$$

$$T'_2 = 976.8 \text{ K} ; T''_3 = 913 \text{ K} ; (v_3^2/2Cp) = 97.8 \text{ K} ; T_{Drop} = 145 \text{ K}$$

$$\rho_1 = 1.155 \text{ kg/m}^3 ; \rho_2 = 0.883 \text{ kg/m}^3 ; \rho_3 = 0.702 \text{ kg/m}^3$$

$$\left(\frac{r_t}{r_r}\right)_1 = 1.24 ; \left(\frac{r_t}{r_r}\right)_2 = 1.33 ; \left(\frac{r_t}{r_r}\right)_3 = 1.43 ; \left(\frac{r_t}{r_r}\right)_N = 1.29 ; \left(\frac{r_t}{r_r}\right)_R = 1.38$$

$$R_1 = R_2 = R_3 = 0.216 \text{ m}$$

L'aube du rotor est conçue pour $i = 0^\circ$ avec un profil conventionnel ayant $(t/c) = 0.2$.

II.2.2 Estimation de la performance du point de conception

La méthode à décrite ici est celle due à Ainley et Mathieson, Réf. [10], qui évalue la performance sur les conditions d'écoulement au diamètre moyen de l'espace annulaire. La référence [10] décrit comment calculer le rendement d'une turbine dans une gamme de conditions de fonctionnement, mais nous ne nous intéresserons ici qu'à la recherche de l'efficacité au point de conception. Un début est effectué en utilisant les deux corrélations pour le coefficient de perte de profil Y_p obtenu à partir de données en grille d'aube, qui sont représentées sur la Fig. (II.5). Ceux-ci se rapportent à des aubes de type buse ($\beta_2 = 0$) et à des aubes de type impulsif ($\beta_2 = \beta_3$) de profil classique (par exemple T6) ayant un rapport épaisseur/corde $(t/c) = 0.2$ et un rapport épaisseur/pas $(t_e/s) = 0.02$. La notation des aubes de rotor est utilisée dans la Fig. (II.5), et dans ce qui suit, pour souligner que nous pensons à l'écoulement par rapport à n'importe quelle rangée d'aubes. Lorsque la rangée de stator est considérée β_2 devient α_1 et β_3 devient α_2 : il n'est pas nécessaire de dupliquer les équations qui s'appliquent également aux deux lignes. Les valeurs de Y_p dans la Fig. (II.5) font référence à des aubes fonctionnant à une incidence nulle, c'est-à-dire lorsque l'angle d'entrée de gaz β_2 est également l'angle d'entrée de l'aube. C'est-à-dire lorsque l'angle d'entrée de gaz β_1 est également l'angle de calage de profil d'aube.

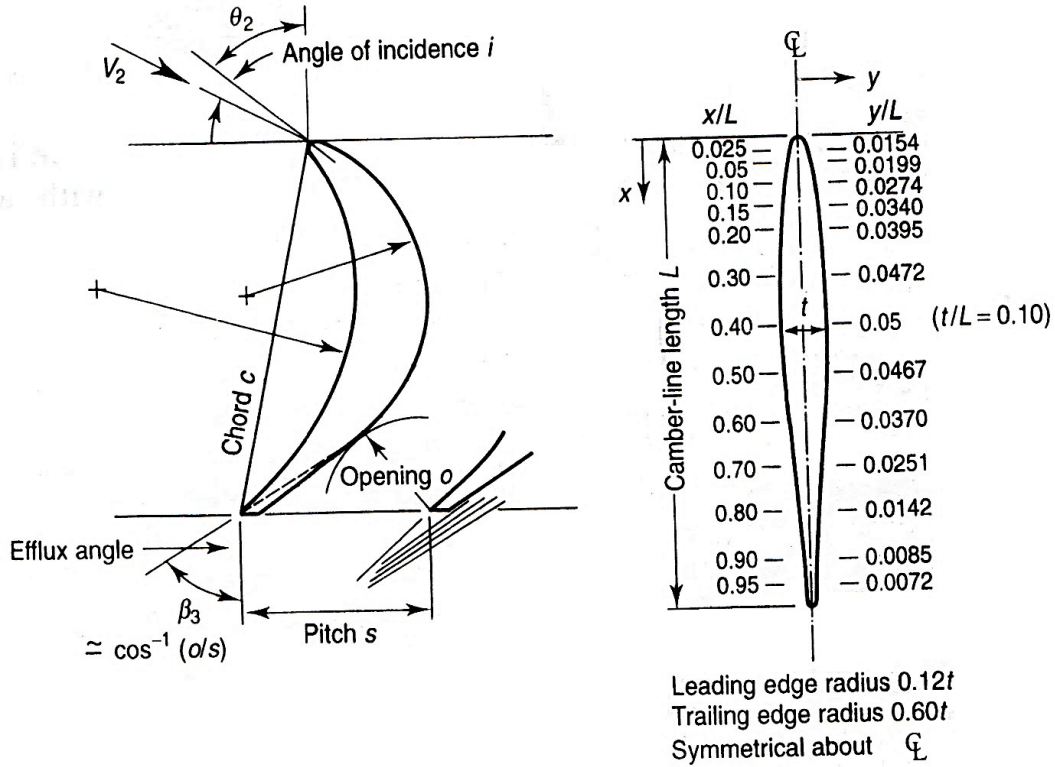


Fig. II.5 : Profils de l'aube "conventionnels" : section de la turbine à vapeur et section aérodynamique T6

➤ Etape 1

Estimation de $(Y_p)_N$ et de $(Y_p)_R$ des angles de gaz de la conception proposée en utilisant des corrélations à partir de la Fig. (II.5) conjointement avec la formule d'interpolation

$$Y_p = \left\{ Y_{P(\beta_2=0)} + \left(\frac{\beta_2}{\beta_3} \right)^2 [Y_{P(\beta_2=\beta_3)} - Y_{P(\beta_2=0)}] \right\} \left(\frac{t/c}{0.2} \right)^{\beta_2/\beta_3} \quad (II.22)$$

Cette équation représente une correction pour un changement d'angle d'entrée à un angle de sortie constant, de sorte que $Y_{P(\beta_2=0)}$ et $Y_{P(\beta_2=\beta_3)}$ sont les valeurs d'une aube de stator et de rotor respectivement, ayant le même gaz de sortie. L'équation (II.22) comprend également une correction pour (t/c) si elle diffère de 0.2, une réduction de (t/c) conduisant à une perte de profil réduite pour toutes les aubes autres que les aubes du stator ($\beta_2 = 0$).

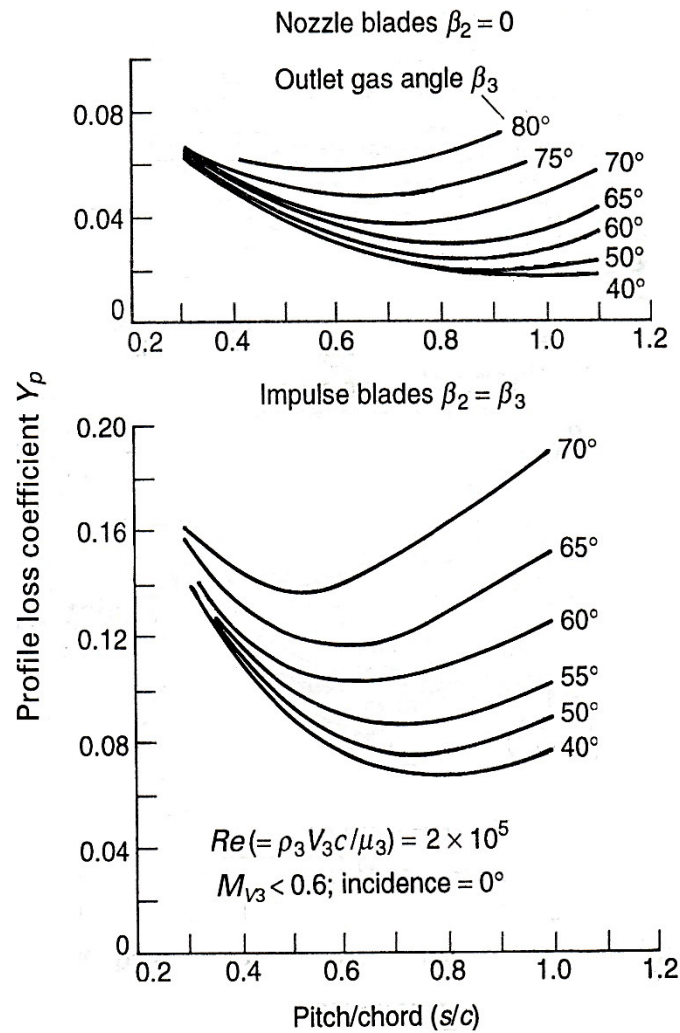


Fig. II.6 : Coefficient de perte de profil pour les aubes conventionnelle avec $(t/c) = 0.2$

Le degré d'accélération de l'écoulement dans l'aube diminue avec le degré de réaction comme $\beta_2/\beta_3 \rightarrow 1$ et l'influence de l'épaisseur de l'aube devient plus marquée lorsque l'accélération est diminuée. La correction n'est considérée comme fiable que pour $0.15 < (t/c) < 0.25$.

Les corrélations de la Fig. (II.6), nous donne :

- Pour les aubes du stator :

$$Y_{pFig180} = Acoef + Bcoef1 * scn + Bcoef2 * scn^2 + Bcoef3 * scn^3$$

$Y_{pFig180}$ C'est pour la courbe de 80° en haut de la figure (II.6)

Avec :

$$Acoef = 0.0648319$$

$$Bcoef1 = 0.0278375$$

$$Bcoef2 = -0.1564604$$

$$Bcoef3 = 0.1518116$$

$$Y_pFig140 = Acoeff + Bcoeff1 * scn + Bcoeff2 * scn^2$$

$Y_pFig140$ C'est pour la courbe de 40° en haut de la figure (II.6)

Avec :

$$Acoeff = 0.0867706$$

$$Bcoeff1 = -0.1430215$$

$$Bcoeff2 = 0.0740107$$

$$Y_{pn1} = (1 - coeff) * Y_pFig180 + coeff * Y_pFig140$$

$$coeff = \frac{80 - \beta_3}{80 - 40}$$

$$Y_{pn}Fig270 = Acoef2 + Bcoef21 * scn + Bcoef22 * scn^2$$

$Y_pFig270$ C'est pour la courbe de 70° en bas de la figure (II.6)

Avec :

$$Acoef2 = 0.2203498$$

$$Bcoef21 = -0.2875514$$

$$Bcoef22 = 0.2572016$$

$$Y_{pn}Fig240 = Acoeff2 + Bcoeff21 * scn + Bcoeff22 * scn^2$$

$Y_pFig240$ C'est pour la courbe de 40° en bas de la figure (II.6)

Avec :

$$Acoeff2 = 0.2621569$$

$$Bcoeff21 = -0.4848529$$

$$Bcoeff22 = 0.3026961$$

$$Y_{pn2} = (1 - coeff2) * Y_{pnFig270} + coeff2 * Y_{pnFig240}$$

$$coeff2 = \frac{70 - \alpha_2}{70 - 40}$$

$$(Y_p)_N = \left(Y_{pn1} + \left(\left(\frac{\alpha_1}{\alpha_2} \right)^2 \right) * (Y_{pn2} - Y_{pn1}) \right) * \left(\left(\frac{t/c}{0.2} \right)^{\frac{\alpha_1}{\alpha_2}} \right) \quad (II.23)$$

- Pour les aubes du rotor :

$$Y_pFig180 = Acoef + Bcoef1 * scr + Bcoef2 * scr^2 + Bcoef3 * scr^3$$

Avec :

$$Acoef = 0.0648319$$

$$Bcoef1 = 0.0278375$$

$$Bcoef2 = -0.1564604$$

$$Bcoef3 = 0.1518116$$

$$Y_pFig140 = Acoeff + Bcoeff1 * scr + Bcoeff2 * scr^2$$

Avec :

$$Acoeff = 0.0867706$$

$$Bcoeff1 = -0.1430215$$

$$Bcoeff2 = 0.0740107$$

$$Y_{pr1} = (1 - coeff) * Y_pFig180 + coeff * Y_pFig140$$

$$coeff = \frac{80 - \beta_3}{80 - 40}$$

$$Y_pFig270 = Acoef2 + Bcoef21 * scr + Bcoef22 * scr^2$$

Avec :

$$Acoef2 = 0.2203498$$

$$Bcoef21 = -0.2875514$$

$$Bcoef22 = 0.2572016$$

$$Y_p Fig240 = Acoef2 + Bcoef21 * scr + Bcoef22 * scr^2$$

Avec :

$$Acoef2 = 0.2621569$$

$$Bcoef21 = -0.4848529$$

$$Bcoef22 = 0.3026961$$

$$Y_{pr2} = (1 - coef2) * Y_p Fig270 + coef2 * Y_p Fig240$$

$$coef2 = \frac{70 - \beta_3}{70 - 40}$$

$$(Y_p)_R = \left(Y_{pr1} + \left(\left(\frac{\beta_2}{\beta_3} \right)^2 \right) * (Y_{pr2} - Y_{pr1}) \right) * \left(\left(\frac{t/c}{0.2} \right)^{\frac{\beta_2}{\beta_3}} \right) \quad (II. 24)$$

➤ Etape 2

S'il avait été décidé de concevoir les aubes pour fonctionner avec une certaine incidence au point de conception, une correction à Y_p serait nécessaire. Comme cette correction n'est vraiment importante que lors de l'estimation des performances à la charge partielle, nous renvoyons le lecteur à la Réf. [10] pour plus de détails. Il implique l'utilisation de corrélations de grille d'aubes pour trouver l'incidence de décrochage (i_s) pour l'aube donnée (c'est-à-dire l'incidence à laquelle Y_p est deux fois la perte pour $i = 0$) ; Et en utilisant une courbe de $Y_p/Y_{p(i=0)}$ versus i/i_s pour trouver Y_p ai donné et la valeur de $Y_{p(i=0)}$ calculée à l'étape 1.

➤ Etape 3

Les données de perte de dégagement secondaire et de pointe pour Y_s et Y_k , la figure II.7 ont été corrélées en utilisant les concepts de coefficient de soulèvement et de traînée qui ont été introduits dans la Réf. [9]. Sans répéter tout l'argument menant à l'équation (II.6), il devrait être possible de voir en regardant la référence [9] que pour une grille de turbine (avec notation de l'aube de rotor)

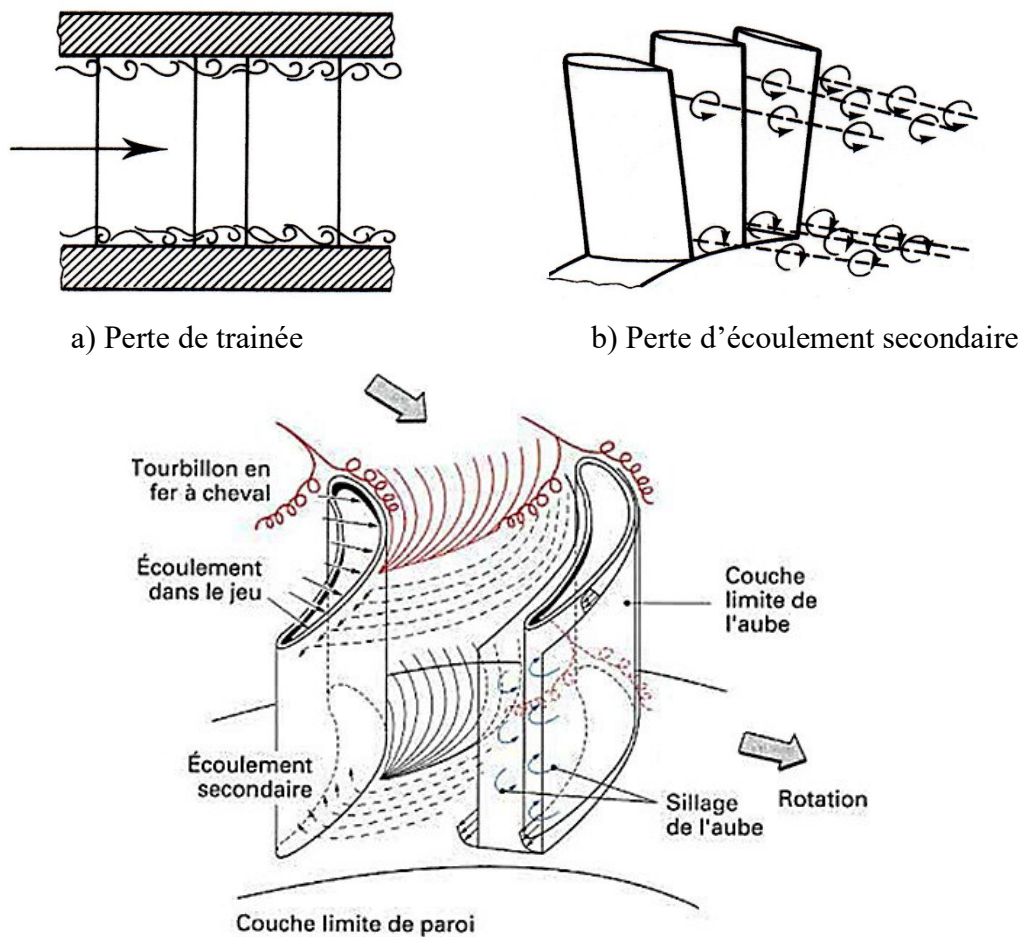


Fig. II.7 : les différents types de perte qui existe dans la conception des turbines

$$C_L = 2(s/c)(\tan \beta_2 + \tan \beta_3) \cos \beta_m \quad (II.25)$$

Là où :

$$\beta_m = \tan^{-1}[(\tan \beta_3 - \tan \beta_2)/2]$$

Maintenant, comme indiqué au début, il est pratique de traiter Y_s et Y_k simultanément. La corrélation proposée est :

$$Y_s + Y_k = \left[\lambda + B \left(\frac{k}{h} \right) \right] \left[\frac{C_L}{s/c} \right]^2 \left[\frac{\cos^2 \beta_3}{\cos^3 \beta_m} \right] \quad (II.26)$$

L'apparence des deux derniers termes entre parenthèses se produit dans l'expression pour le combiné coefficient de pertes secondaires et de dégagement de pointe pour une rangée d'aubes du compresseur Réf. [9].

En considérant maintenant le premier terme entre parenthèses, le composant de dégagement de pointe est proportionnel à k/h (k est le jeu et h la hauteur de l'aube). La constante B est de 0.5 pour un jeu de pointe radial et 0,25 pour une aube enveloppée avec dégagement latéral. Voir Fig. (II.8).

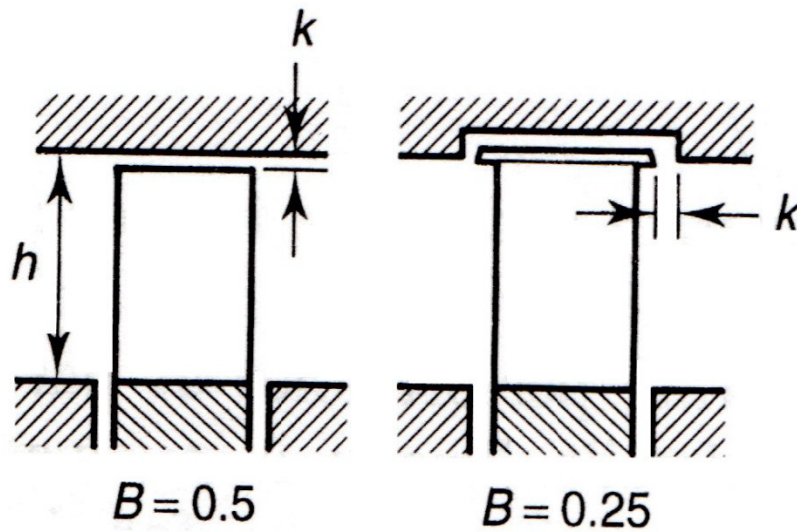


Fig. II.8

Le composant de perte secondaire λ est plus complexe. Nous avons suggéré que le flux secondaire et les frottements de la paroi annulaire pourraient être affectés par le rapport d'aspect (h/c) et/ou le rapport de rayon annulaire (r_t/r_r). Comme nous le verrons, r_t/r_r est considéré par Ainley et Mathieson comme le paramètre le plus pertinent (Ils font valoir que h/c n'est important que dans la mesure où il y a un changement de h , non pas de c .) De même, comme la perte de profil, Y_s est considérablement affectée par la quantité d'accélération de l'écoulement dans le passage de l'aube. En termes généraux, plus l'accélération est grande, plus les couches limites sont plus minces et plus stables. Plus la possibilité de séparation de la couche limite est faible, plus

l'effet d'une surface voisine courbe est plus petit lors de la mise en place des flux secondaires. Le degré d'accélération est commodément indiqué par le rapport de la surface normale à l'écoulement à la sortie de celle à l'entrée, c'est-à-dire $(A_3 \cos \beta_3)/(A_2 \cos \beta_2)$ où A est la zone annulaire. On constate que la quantité λ dans l'équation (II.7) est donnée approximativement par :

$$\lambda = f\{X\} = f\left\{\left(\frac{A_3 \cos \beta_3}{A_2 \cos \beta_2}\right)^2 / \left(1 + \frac{r_r}{r_t}\right)\right\} \quad (II.27)$$

Comme la fonction f est donnée par la courbe de la Fig. (II.9).

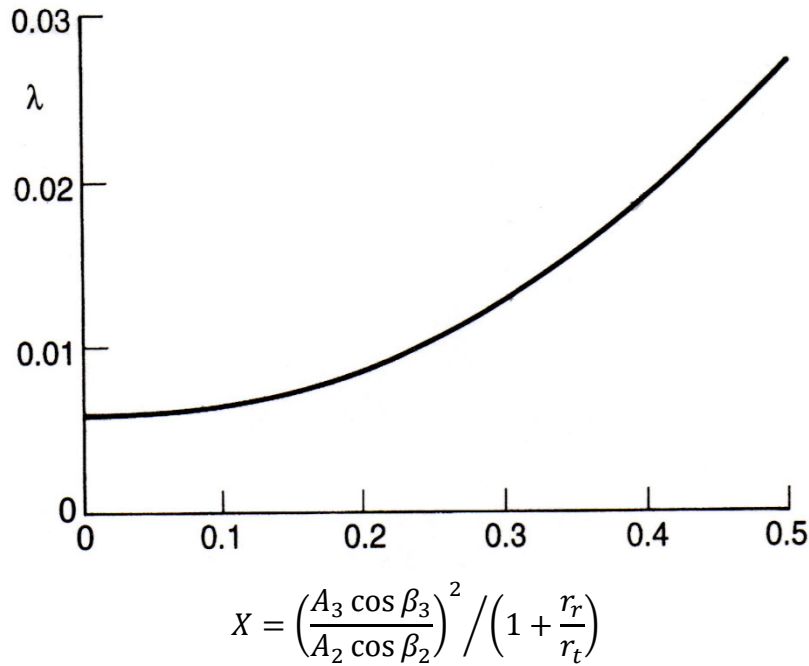


Fig. II.9 : Paramètre de pertes secondaires

Les corrélations de la figure (II.9) sont :

- Pour les aubes du stator :

Nous supposons que les stators sont enveloppés, avec des joints supportés par un diaphragme au rayon de l'arbre afin que la perte de fuite soit très faible. Alors B dans l'équation (II.26) peut être supposé nul.

$$\lambda = \lambda_{\text{lamda}} + \lambda_{\text{lamda1}} * X_N + \lambda_{\text{lamda2}} * X_N^2 + \lambda_{\text{lamda3}} * X_N^3 \quad (II.28)$$

Avec:

$$Alamda = 0.006127;$$

$$Blamda1 = -0.0048942;$$

$$Blamda2 = 0.1031746;$$

$$Blamda3 = -0.0185185;$$

$$X_N = \left(\frac{A_2 \cos \alpha_2}{A_1 \cos \alpha_1} \right)^2 / \left(1 + \left(\frac{r_r}{r_t} \right)_N \right)$$

$$C_L = 2(s/c)(\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2) \cos \alpha_m$$

$$\alpha_m = \tan^{-1}[(\tan \alpha_2 - \tan \alpha_1)/2]$$

$$[Y_s + Y_k]_N = \left[\lambda + B \left(\frac{k}{h} \right) \right] \left[\frac{C_L}{s/c} \right]^2 \left[\frac{\cos^2 \alpha_2}{\cos^3 \alpha_m} \right]$$

- Pour les aubes du rotor :

Nous supposerons des aubes de rotor non évasees avec un dégagement de pointe radial égal à 2% de la hauteur moyenne de l'aube, de sorte que :

$$B(k/h) = 0.5 \times 0.02 = 0.01$$

$$\lambda = Alamda + Blamda1 * X_R + Blamda2 * X_R^2 + Blamda3 * X_R^3 \quad (II.29)$$

Avec:

$$Alamda = 0.006127;$$

$$Blamda1 = -0.0048942;$$

$$Blamda2 = 0.1031746;$$

$$Blamda3 = -0.0185185;$$

$$X_R = \left(\frac{A_3 \cos \beta_3}{A_2 \cos \beta_2} \right)^2 / \left(1 + \left(\frac{r_r}{r_t} \right)_R \right)$$

$$C_L = 2(s/c)(\tan \beta_2 + \tan \beta_3) \cos \beta_m$$

$$\beta_m = \tan^{-1}[(\tan \beta_3 - \tan \beta_2)/2]$$

$$[Y_s + Y_k]_R = \left[\lambda + B \left(\frac{k}{h} \right) \right] \left[\frac{C_L}{s/c} \right]^2 \left[\frac{\cos^2 \beta_3}{\cos^3 \beta_m} \right]$$

➤ Etape 4

Les coefficients de perte totale deviennent :

$$Y_N = (Y_P)_N + [Y_s + Y_k]_N \quad (II.30)$$

$$Y_R = (Y_P)_R + [Y_s + Y_k]_R \quad (II.31)$$

Si le rapport « épaisseur du bord de fuite / pas » (t_e/s) diffère de 0.02, c'est à ce stade qu'une correction est effectuée pour l'effet sur les pertes. 0.02 Était la valeur de l'aubage à laquelle la fig. II.6 se rapporte, mais l'épaisseur du bord de fuite affecte toutes les pertes, et pas seulement la perte de profil.

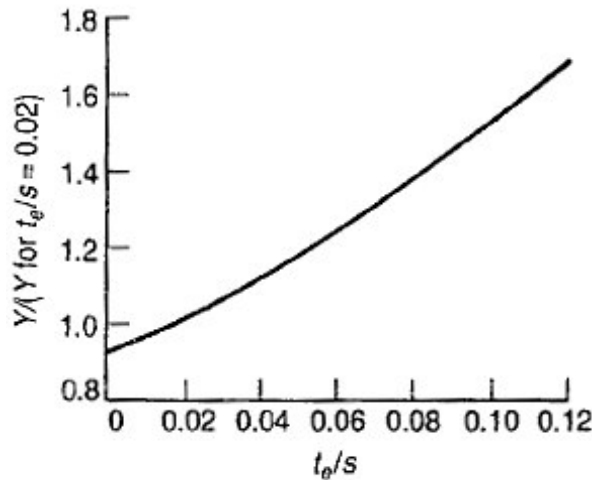


Fig. II.10 : Facteur de correction pour l'épaisseur du bord de fuite

La courbe de correction de la Fig. (II.10) a été déduite des résultats des tests de la turbine. Il n'y a aucune raison de supposer que la valeur normale de 0.02 ne serait pas appropriée pour les aubes

de stator et de rotor de la turbine de notre exemple et aucune correction n'est requise. La température d'entrée des turbines modernes indique une application peu coûteuse, longue durée de vie, selon les normes de l'avion et il n'est certainement pas nécessaire d'épaissir le bord de fuite pour accueillir les passages de refroidissement. Les premiers tests de développement peuvent indiquer des problèmes de vibration qui pourraient être surmontés en augmentant l'épaisseur, et la Fig. (II.10) permet de calculer la pénalité en perte de performance.

➤ Etape 5

L'efficacité de l'étage peut être calculée en utilisant les équations (II.19) et (II.20). Nous calculons d'abord les coefficients de pertes équivalents définis en termes de température.

- Pour le stator :

$$\lambda_N = \frac{Y_N}{(T_{02}/T'_{2})}$$

- Pour le rotor :

$$\lambda_R = \frac{Y_R}{(T_{03réel}/T''_3)}$$

Nous avons précédemment calculé T''_3 , mais n'ont pas trouvé la valeur de $T_{03réel}$. Nous avons cependant trouvé $(V_3^2/2cp)$ et T_3 alors,

$$T_{03réel} = T_3 + (V_3^2/2Cp)$$

Ainsi, la conception donne λ_N et η_s , mais des changements mineurs seraient recherchés pour améliorer l'efficacité : peut-être une légère augmentation du degré de réaction avec la réduction du travail. Cela a été compensé par la conception avec une augmentation progressive du C_a à travers l'étage. Ce dernier aurait l'avantage supplémentaire de réduire l'évasement de l'espace annulaire.

➤ **Etape 6**

En conclusion, il faut souligner que les données de la grille d'aubes et les autres corrélations de pertes ne s'appliquent strictement qu'aux dessins où les nombres de Mach sont tels qu'aucune perte de choc n'est engagée dans les passages des aubes.

Il a été suggéré, Réf. [11], que la perte supplémentaire encourue par la conception avec un nombre de Mach relatif de sortie de l'aube supérieur à l'unité peut être prise en compte en ajustant le coefficient de perte de profil Y_p de la rangée d'aubes concernée.

La correction est donnée par :

$$Y_p = [Y_p \text{ de l'équation (II.22)}][1 + 60(M - 1)^2] \quad (\text{II.32})$$

Où M est M_{V3} pour les aubes du rotor et M_{c2} pour les aubes du stator.

Il existe une autre restriction sur l'applicabilité des données qui ne sont pas encore mentionnées: le nombre de Reynolds devrait être de 10^5 à $3 \cdot 10^5$, avec Re défini en termes de corde du profil et de densité et vitesse relative à la sortie d'une rangée d'aubes. Si le nombre moyen de Reynolds pour une turbine, pris comme moyenne arithmétique de Re pour la première rangée de stator et la dernière rangée de rotor (pour couvrir les turbines à plusieurs étages), diffère beaucoup de $2 \cdot 10^5$, une correction approximative peut être apportée au rendement isentropique globale en utilisant l'expression de densité de fluide

$$(1 - \eta_t) = \left(\frac{Re}{2 \times 10^5} \right)^{-0.2} (1 - \eta_t)_{Re=2 \times 10^5} \quad (\text{II.33})$$

Avec :

$$Re = \frac{\rho \times C \times \text{corde}}{\mu}$$

Pour calculer Re pour les aubes de stator et de rotor de notre exemple, nous avons besoin de la viscosité du gaz à des températures T_2 et T_3 .

Conclusion

Dans ce chapitre, une méthodologie de dimensionnement des turbines axiales a été présentée. Elle consiste à un design direct 1D.

À partir d'un cahier de charge donné à savoir la chute de température et pression ($\Delta T_{0s}, \Delta P_{0s}$), la vitesse d'entraînement, le taux de détente ou de décompression, la densité de fluide, la géométrie de la machine ainsi ses performances, sont prédites.

Le design est basé sur des lois de pertes tel que les pertes des aubes du stator (Y_N, λ_N), les pertes des aubes du rotor (Y_R, λ_R), les pertes de dégagement (Y_K), les pertes de profile (Y_P) et les pertes secondaire (Y_S).

Pour un design optimal, intelligent et automatique, il sera présenté dans ce qui suit une approche de dimensionnement basée sur le model 1D (décrite précédemment) couplé avec des méthodes d'optimisation de type métaheuristique.

Chapitre III

Optimisation des turbines axiales

Introduction

Les problèmes d'optimisation peuvent être divisés en deux classes principales :

- Classe des problèmes d'optimisation continus,
- Classe des problèmes d'optimisation discrets.

Dans la classe des problèmes d'optimisation continus, les solutions sont représentées par un ensemble de nombres réels. Tandis que, dans la classe des problèmes d'optimisation discrets, les solutions sont représentées par un ensemble de nombres entiers. En outre, il existe une sous classe de problèmes d'optimisation discrets qui englobe les problèmes d'optimisation binaires. Dans cette sous classe, les solutions sont représentées par un ensemble de bits.

De nombreux algorithmes ont été proposés dans la littérature et utilisés pour résoudre différents problèmes d'optimisation. Nous citons à titre d'exemple : l'algorithme génétique, le PSO (Particle Swarm Optimization). Le choix de l'algorithme et de son paramétrage joue un rôle primordial dans la détermination de la qualité des résultats. Malheureusement, il existe très peu de règles universelles permettant de définir le paramétrage idéal. Généralement, seules l'expertise et l'expérience de l'utilisateur qui lui permettent de faire un bon choix [20].

La détermination de la solution optimale ne peut pas se faire suite à une étude paramétrique. Elle exige l'utilisation d'une méthode numérique d'optimisation. L'objet de ce chapitre est donc de présenter cette méthode et son application dans le cadre d'une optimisation thermodynamique des turbines à gaz. Pour ce faire, il sera tout d'abord présenté un bref aperçu sur les méthodes utilisées par les études antérieures afin de choisir la méthode adéquate. Par la suite, il sera procédé à la formulation mathématique du problème d'optimisation et à son application dans le cas des turbines à gaz.

III.1 Aperçu sur les méthodes utilisées pour l'optimisation des turbines

Les méthodes d'optimisation non-linéaires, avec contraintes peuvent être divisées en deux principales catégories : les méthodes déterministes et les méthodes stochastiques. Les méthodes déterministes, par exemple : la méthode de la plus grande pente, la méthode du gradient conjugué, la méthode du gradient projeté et la méthode de Newton, sont généralement appliquées dans le cas d'une recherche d'optimum local. Elles sont basées sur la détermination des dérivées de la fonction objectif et des contraintes. Ces deux caractéristiques (la détermination de la dérivée et la recherche de l'optimum local) font que ces méthodes ne soient pas robustement applicables pour la résolution d'un problème tel que le nôtre. Car, en effet, le présent cas relève de l'optimisation non linéaire globale et la fonction objectif qui dépend de plusieurs variables, est calculée suite à un processus numérique impliquant des systèmes d'équations non linéaires rendant ainsi la détermination explicite de la dérivée de la fonction objectif très complexe. Dans ce cas de figure, il est généralement recommandé d'utiliser des méthodes dites « stochastiques » et plus particulièrement les méthodes évolutionnaires, tel que les algorithmes génétiques et la méthode PSO (Particle Swarm Optimization) qui ont montré un succès dans plusieurs problèmes d'engineering [12].

III.1.1 Les algorithmes génétiques

L'algorithme génétique représente une célèbre métaheuristique évolutionnaire. Il a été proposé par John Holland en 1975. L'algorithme génétique s'inspire des mécanismes biologiques tels que les lois de Mendel et la théorie de l'évolution proposée par Charles Darwin [21]. Son processus de recherche de solutions d'un problème donné, imite celui des êtres vivants dans leur évolution. Il utilise le même vocabulaire que celui de la biologie et la génétique classique. On parle donc de : gène, chromosome, individu, population et génération.

- ✓ **Un gène** : est un ensemble de symboles représentant la valeur d'une variable. Dans la plupart des cas, un gène est représenté par un seul symbole (un bit, un entier, un réel ou un caractère).
- ✓ **Un chromosome** : est un ensemble de gènes, présentés dans un ordre donné de manière qui prend en considération les contraintes du problème à traiter. Par exemple, dans le problème du voyageur de commerce, la taille du chromosome est égale au nombre de villes à parcourir. Son contenu représente l'ordre de parcours de différentes villes. En outre, on doit veiller à ce qu'une ville (représentée par un nombre ou un caractère par exemple) ne doit pas figurer dans le chromosome plus qu'une seule fois.

- ✓ **Un individu** : est composé d'un ou de plusieurs chromosomes. Il représente une solution possible au problème traité.
- ✓ **Une population** : est représentée par un ensemble d'individus (i.e. l'ensemble des solutions du problème).
- ✓ **Une génération** : est une succession d'itérations composées d'un ensemble d'opérations permettant le passage d'une population à une autre.

L'algorithme génétique fait évoluer une population composée d'un ensemble d'individus pendant un ensemble de génération jusqu'à ce qu'un critère d'arrêt soit vérifié. Le passage d'une population à une autre est réalisé grâce à des opérations d'évaluation, de sélection, de reproduction (croisement et mutation) et de remplacement.

L'algorithme commence la recherche avec un ensemble d'individus. A chaque itération de la procédure de recherche, les meilleurs individus sont sélectionnés pour survivre et se reproduire. La sélection des individus est fondée sur leurs qualités qui sont mesurées à partir d'une fonction appelée « fonction objectif ou fonction fitness ». Ensuite, les individus (appelés parents) sont sélectionnés pour subir des opérateurs de croisement et de mutation permettant la génération d'une autre population d'individus (appelés enfants). Les individus de la nouvelle population seront évalués pour remplacer une partie des individus de la population courante.

L'algorithme génétique a été utilisé pour la résolution de nombreux problèmes académiques et/ou industriels. Son avantage principal est qu'il permet une bonne combinaison entre l'exploitation de solutions et l'exploration de l'espace de recherche. Cela est établi en fonction des opérateurs de croisement et de mutation respectivement. Cependant, son inconvénient réside dans deux points : un temps de calcul assez important pour pouvoir converger vers la solution optimale (quoique l'apparition des ordinateurs de plus en plus puissants a permis de remédier à ce problème), et le nombre de paramètres importants (taille de la population, paramètres de sélection, paramètres de croisement, paramètres de mutation, critère d'arrêt...).

III.1.2 La méthode PSO (Particle Swarm Optimization)

Cet algorithme est initialement proposé par Eberhart et Kennedy [13] qui se sont inspirés de la capacité des groupes de quelques espèces animales à travailler en communauté (groupes d'oiseaux

ou de poissons lors de leurs recherches de sources de nourriture). Ce comportement est associé à celui de l'optimisation non linéaire [14]. L'algorithme PSO commence avec une population initiale prise aléatoirement et cherche l'optimum en faisant évoluer les individus de la population à travers les générations. Contrairement aux algorithmes génétiques dans lesquels les solutions sont codées en chromosomes, la population PSO représente directement la solution optimale. La recherche de la meilleure solution est faite en déplaçant les individus dans l'espace de recherche, bénéficiant collectivement des optimums détectés individuellement par chaque particule. Ainsi, chaque particule, à travers les générations ajuste sa trajectoire en se basant sur la meilleure position rencontrée (P_{be}) et la meilleure position par rapport à toutes les particules dans tout le groupe (G_{best}). PSO se distingue par certains avantages par rapport aux autres techniques similaires comme les algorithmes génétiques, à savoir [15] :

- Le fait qu'elle soit facile à implémenter, il y a juste quelques paramètres à ajuster ;
- Chaque particule se rappelle de sa meilleure position (solution) antérieure et la meilleure position du groupe et par conséquent, il n'y a plus de capacité de mémoire effective en la comparant aux algorithmes génétiques ;
- PSO n'a pas de mutation ou de croisement, le déplacement vers une position meilleure a lieu durant le développement des générations en utilisant la vitesse des particules. Ainsi, seules les meilleures solutions transmettent l'information aux autres particules et ceci accélère le calcul.

La nouvelle position de chaque particule est déterminée par l'ancienne position (vecteur : X_k^t) Et par la nouvelle vitesse (v_k^{t+1}) :

$$X_k^{t+1} = X_k^t + v_k^{t+1} \quad (\text{III. 1})$$

L'information disponible pour chaque individu est basée sur l'expérience qui lui est propre (P_{best}) et sur la connaissance de la performance des autres individus du groupe (G_{best}).

Du moment que l'importance de ces deux types d'information diffère d'un individu à l'autre, il devient raisonnable de les multiplier par deux constantes de pondération prises arbitrairement. La vitesse serait par la suite déterminée comme suit :

$$v_k^{t+1} = w \cdot v_k^t + c_1 u_1^t (P_{best_k}^t - X_k^t) + c_2 u_2^t (G_{best}^t - X_k^t) \quad (\text{III. 2})$$

Le terme $(w \cdot v_k^t)$ représente la tendance de la particule à continuer dans la même direction multipliée par le poids (w). Ce dernier prend des valeurs entre 0.4 et 0.9. Sa valeur qui changeant avec les générations, est calculée selon l'expression suivante [16] :

$$w = w_{max} - \frac{w_{max} - w_{min}}{t_{max}} \cdot t \quad (\text{III. 3})$$

Le second terme $(c_1 u_1^t (P_{best_k}^t - X_k^t))$ modélise l'attraction vers la meilleure position qu'elle a elle-même retrouvée, multipliée par le poids choisi arbitrairement. $(c_1 u_1)$. u_1^t est une variable aléatoire appartenant à l'intervalle $[0,1]$ et c_1 prend une valeur constante égale à 2 [15, 17].

Le dernier terme $(c_2 u_2^t (G_{best}^t - X_k^t))$ représente l'attraction vers la meilleure position par rapport à tout le groupe multiplié par le poids choisi arbitrairement $(c_2 u_2^t)$. Aussi, u_2^t est une variable aléatoire appartenant à l'intervalle $[0,1]$ et c_2 égale à 2 [18, 15].

L'organigramme décrivant l'algorithme, en général, est résumé dans les étapes suivantes :

- ✓ Créer une population initiale (P_{op}) composée de (N) particules uniformément réparties dans l'espace de recherche.
- ✓ Chaque particule p_k p_k est évaluée en utilisant la fonction fitness (F). Toute particule n'obéissant pas aux contraintes imposées, est exclue du groupe et remplacée par une autre, tel qu'on l'explique dans la section suivante.
- ✓ Si la position X_k^t de la particule (k), X_k^t est la meilleure en termes de la fonction objectif, (P_{best}) doit être actualisée.
- ✓ Déterminer la meilleure particule (G_{best}) parmi les (N) particules du groupe.
- ✓ Actualiser la vitesse (v_k) de chaque particule (k) en utilisant la relation (III.2).
- ✓ Déplacer les particules vers leurs nouvelles positions X_i^{t+1} en utilisant l'expression (III.1).
- ✓ Revenir à la deuxième étape jusqu'à ce que le critère d'arrêt soit vérifié.

Dans le PSO, chaque particule est influencée, à la fois, par ses propres informations acquises par les expériences passées et par celles de l'essaim. Malgré les différences remarquables entre le principe directeur de l'algorithme PSO et celui des algorithmes évolutionnaires en général, l'optimisation par essaim de particules fait tout de même partie de cette classe. Wilson [Wilson, 1975], a démontré que le partage d'informations, entre les individus d'un même groupe, est dans certains cas beaucoup plus avantageux pour la survie de l'espèce que la compétition entre les individus. La coopération est ainsi un mécanisme évolutif au même titre que la sélection, le croisement et la mutation. De plus, les mécanismes de sélection, de croisement et de mutation sont bien présents mais sous une forme moins implicite [20].

III.2 Formulation du problème d'optimisation

Nous présentons, dans ce qui suit, la formulation du problème d'optimisation de la présente étude qui relève de l'optimisation non linéaire globale avec contraintes. Un problème d'optimisation est constitué, principalement, d'une fonction objectif, des variables d'optimisation et des contraintes.

III.2.1 Fonction objectif

Le but recherché à travers la présente étude, c'est l'optimisation thermodynamique des Turbines à Gaz ce qui amène à définir la fonction objectif qui est de notre cas et compte tenu de sa spécificité, le plus important dans l'optimisation thermodynamique des turbine à gaz d'un point de vue thermodynamique, est le rendement global. Il demeure clair que le but recherché en matière de rendement est la maximisation. Car en définitive, l'augmentation du rendement signifie une économie de carburant d'une part et une réduction des émissions de polluants et de gaz à effet de serre d'autre part.

III.2.2 Variables d'optimisation

Les variables d'optimisation représentent les paramètres de conception et sont donc les mêmes dans le cas de l'optimisation thermodynamique. Ainsi Le vecteur X [L'angle du gaz à la sortie de l'étage (α_3) ; coefficient d'écoulement (Φ) ; pas du stator et rotor (S_n, S_r) ; corde du stator et rotor (C_n, C_r)] représente les variables d'optimisation caractérisant la turbine de détente. Dans le cas de l'optimisation thermodynamique les résultats d'optimisation sont : Rendements Globale

Isentropique (η_s), Degré de Réaction (Λ), Vitesse axiale (C_a), Rapport *pas/corde* du stator et rotor (s/c), les angles (β_2 ; β_3 ; α_1 ; α_2)

III.2.3 Contraintes

Il se trouve que, comme dans la majorité des problèmes d'engineering, la maximisation de la fonction objectif aboutie à des solutions difficiles, voire impossibles à réaliser en pratique où l'état actuel de développement technologique n'a pas encore pu être élucidé. Ceci se traduit par l'introduction de contraintes représentées par des modèles mathématiques à travers lesquels les contraintes éliminent les solutions infaisables. Il convient tout d'abord de noter qu'en pratique, les contraintes diffèrent d'un type de configuration à l'autre et d'une installation à l'autre. Les contraintes que nous avons retenues représentent l'état actuel du développement de la technologie en la matière et peuvent intervenir dans n'importe quelle installation actuelle. Il ne s'agit pas de faire l'étude d'un cas particulier dans lequel d'autres contraintes peuvent intervenir, telles que les contraintes de dimensionnement par exemple ou celles qui sont liées à la puissance (seuil de puissance minimum).

III.3 Implémentation des contraintes

En appliquant la méthode PSO dans le cas de plusieurs fonctions-testes, Hu [17] a conclu que l'algorithme PSO est efficace lorsque le problème d'optimisation contient des contraintes et peut déterminer la meilleure solution en un temps relativement court. Deux différentes approches, faisant combiner la méthode PSO aux contraintes, existent dans la littérature : l'une fait introduire les contraintes dans la fonction objectif (fonction fitness) en utilisant les fonctions pénalité, tandis que l'autre traite les contraintes séparément de la fonction objectif [17]. Dans la deuxième approche, pour laquelle on a opté dans la présente étude, chaque solution est examinée toute seule si elle obéit aux contraintes imposées dans l'espace de recherche. Si l'une des contraintes est violée, la particule est alors remise à la meilleure position rencontrée (c.-à-d. : P_{best}^t). D'autres auteurs proposent de la remplacer aléatoirement par une autre particule [19].

Conclusion

Le critère le plus indicatif de la performance aérodynamique des turbines axiales est choisis comme fonction objectif, il s'agit du rendement.

Afin que les résultats gagnent en crédibilité et en faisabilité, les contraintes considérées assurent le maintien des solutions faisables uniquement, tout en tenant compte du niveau de développement actuel à l'échelle industrielle.

Dans le cas où l'optimisation est globale et le calcul des fonctions objectif se fait numériquement, les méthodes évolutionnaires sont les plus pertinentes comparativement aux méthodes déterministes.

Chapitre IV

Résultats et discussions

Introduction

Il sera présenté dans ce présent chapitre, les résultats de l'optimisation thermodynamique des turbines à gaz obtenus à l'aide des modèles aérothermodynamiques préalablement exposées aux chapitres II. Ces résultats sont repartis sur trois parties comme suit :

- a) Résultats de l'optimisation aérothermodynamiques avec la méthode de PSO ;
- b) Résultats des paramètres d'optimisation en fonctions des degrés de réaction des deux méthodes PSO et GA ;
- c) Résultats du temps de calcul de l'optimisation aérothermodynamiques des deux méthodes PSO et GA ;
- d) Comparaison du rendement obtenu avec les deux méthodes PSO et GA.

on termine par un tableau récapitulatif des résultats de notre conception

IV.1 Résultats de l'étude aérothermodynamique de la turbine de détente

Il convient, avant de présenter les résultats de l'optimisation, d'entamer cette section par une étude paramétrique afin d'analyser l'effet des contraintes ainsi que l'évolution des performances thermodynamiques de la turbine en fonction de ses paramètres de conception.

IV.1.1 Résultats de l'optimisation aérothermodynamique avec la méthode de PSO

On utilisant la technique Particle Swarm Optimisation (PSO), nous avons calculé les différents paramètres d'optimisation thermodynamique en fonction des itérations pour les trois tailles (20, 70 et 100).

IV.1.1.1 L'évolution du coefficient d'écoulement (Φ) :

L'évolution du coefficient d'écoulement Φ en fonction des itérations, à des tailles différentes (20, 70 et 100), avec la technique Particle Swarm Optimisation (PSO), est donné par la figure (IV.1) suivante :

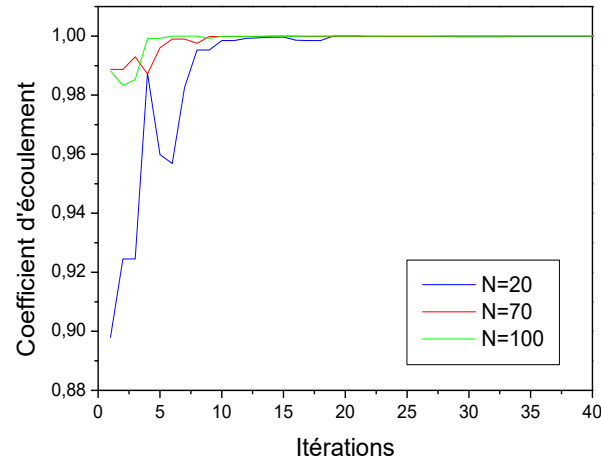


Fig. IV.1 : Coefficient d'écoulement (Φ)

On voit que pour 0 à 11 itérations, avec N=70 et N=100, le coefficient d'écoulement augmente de 0,98 à 1, puis se stabilise à partir de la 4^{ème} itération pour N=100 et de la 9^{ème} itération pour N=70. Par contre, pour N=20 le coefficient d'écoulement augmente de 0,89 à 0,99, et ne se stabilise qu'après la 18^{ème} itération.

IV.1.1.2 L'évolution de l'angle Alpha 3 (α_3) :

L'évolution de l'angle Alpha 3 (α_3) en fonction des itérations, à des tailles différentes (20, 70 et 100), avec la technique Particle Swarm Optimisation (PSO), est donnée par la figure (IV.2) suivante :

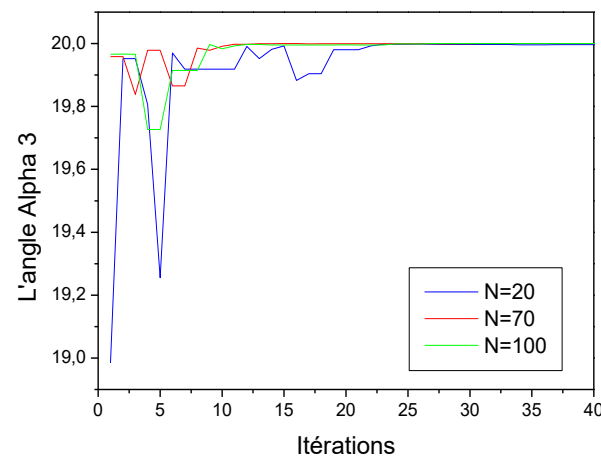


Fig. IV.2 : L'angle Alpha 3 (α_3)

On voit que pour $N=70$ et $N=100$ l'angle α_3 augmente très peu de 19.8° à 20° , puis se stabilise de 12 à 40 itérations. La valeur optimale 20° est atteinte à la même itération pour les deux tailles (70 et 100). Par contre, pour $N=20$ l'angle α_3 augmente de 19° à 20° , et ne se stabilise qu'après 22 itérations.

IV.1.1.3 L'évolution du pas du stator (S_N)

La figure (IV.3) représente l'évolution du pas du stator (S_N) en fonction des itérations à des tailles différentes (20, 70 et 100) pour la technique Particle Swarm Optimisation (PSO).

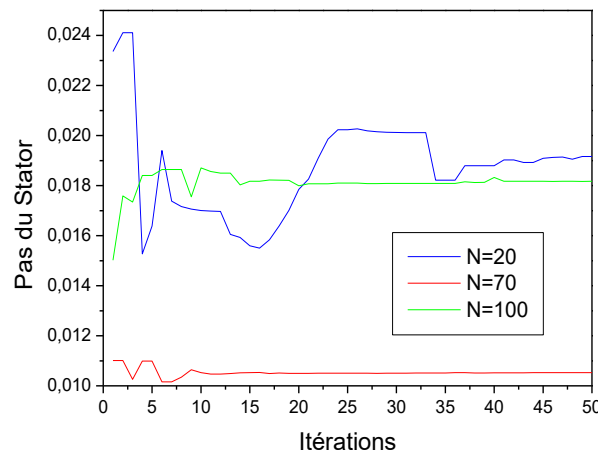


Fig. IV.3 : Le pas du stator (S_N)

On voit que pour $N=70$ le pas du stator diminue légèrement avant de se stabiliser de 13 à 50 itérations. Tandis que pour $N=100$ il augmente de 0.015m à 0.018m et ne se stabilise qu'à partir de la 20^{ème} itération. Par contre, pour $N=20$ le pas du stator diminue de 0.023m à 0.019m et ne se stabilise pas au bout de 50 itérations.

IV.1.1.4 L'évolution de la corde du stator (C_N) :

La figure (IV.4) représente l'évolution de la corde du stator (C_N) en fonction des itérations à des tailles différentes (20, 70 et 100) pour la technique Particle Swarm Optimisation (PSO).

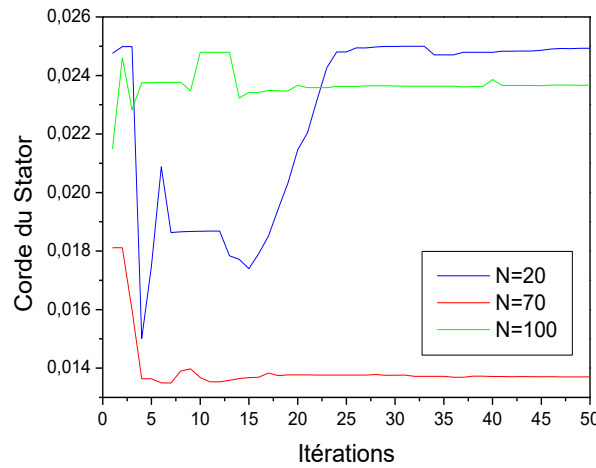


Fig. IV.4 : La corde du Stator (C_N)

On voit que pour $N=70$ la corde du stator diminue de 0,018m à 0,013m avant de se stabiliser à la 18^{ème} itération. Tandis que pour $N=100$ elle augmente légèrement de 0,022m à 0,023m et ne se stabilise qu'à la 14^{ème} itération. Par contre, pour $N=20$ la corde du stator garde pratiquement la même valeur sans se stabiliser à la 50^{ème} itération.

IV.1.1.5 L'évolution du pas du rotor (S_R) :

La figure suivante représente l'évolution du pas du rotor (S_R) en fonction des itérations à des tailles différentes (20, 70 et 100) pour la technique Particle Swarm Optimisation (PSO).

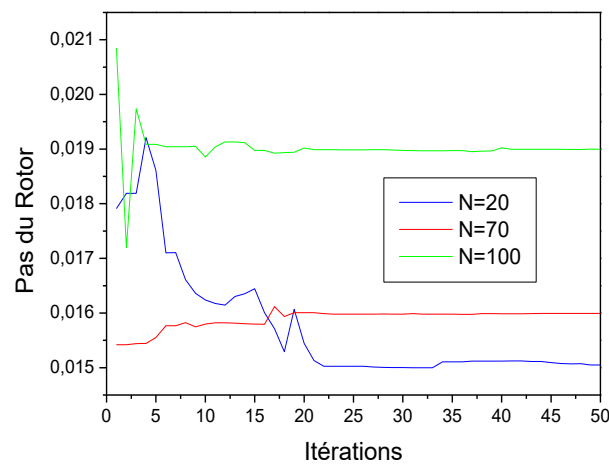


Fig. IV.5 : Le pas du rotor (S_R)

On voit que pour $N=70$ le pas du rotor augmente de 0,0155m à 0,016m avant de se stabiliser à la 19^{ème} itération. Tandis que pour $N=100$ il diminue de 0,021m à 0,019m et ne se stabilise qu'à la 19^{ème} itération.

19^{ème} itération comme la taille précédente. Par contre, pour $N=20$ le pas du rotor diminue de 0.018m à 0.015m et ne se stabilise pas au bout de la 50^{ème} itération.

IV.1.1.6 L'évolution de la corde du rotor (C_R) :

L'évolution de la corde du rotor (C_R) en fonction des itérations à des tailles différentes (20, 70 et 100) pour la technique Particle Swarm Optimisation (PSO), est donnée par la figure suivante :

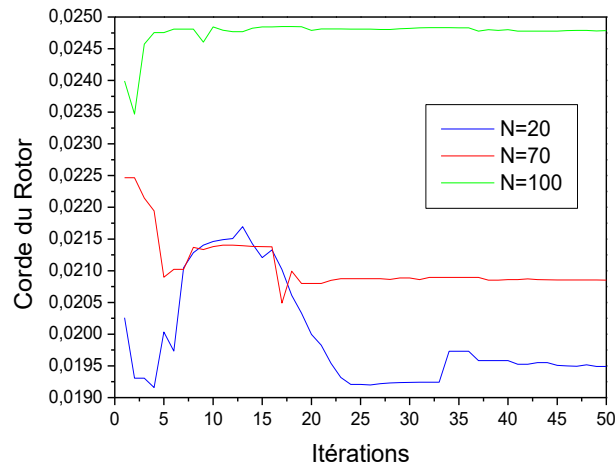


Fig .IV.6 : La corde du Rotor c_R

On voit que pour $N=70$ la corde du rotor diminue de 0.0225m à 0.02075m et ne se stabilise qu'à la 25^{ème} itération. Tandis que pour $N=100$ elle augmente de 0.0240m à 0.02475m et se stabilise à la 12^{ème} itération. Par contre, pour $N=20$ la corde du rotor diminue 0.02025m à 0.0195m et ne se stabilise pas au bout de la 50^{ème} itération.

IV.1.1.7 L'évolution du degré de réaction (Λ) :

Dans la figure (IV.7) on représente l'évolution du degré de réaction (Λ) en fonction des itérations à des tailles différentes (20, 70 et 100) pour la technique Particle Swarm Optimisation (PSO).

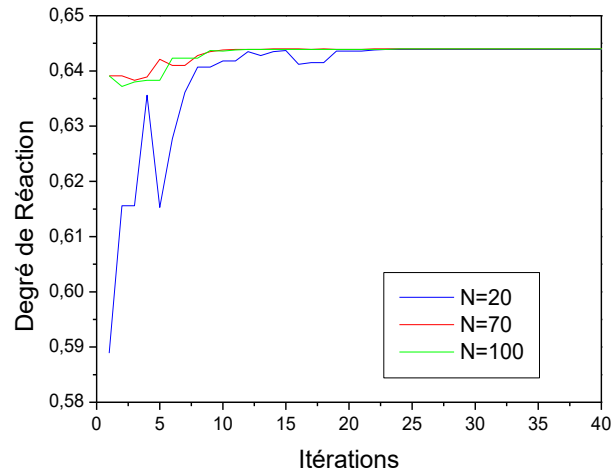


Fig. IV.7 : Le degré de réaction Λ

On voit que de 0 à 8 itérations pour $N=70$ et $N=100$ le degré de réaction a augmenté. Il est passé de 0.639 à 0.644. Puis il se stabilise de 11 à 40 itérations. La valeur optimale 0.644 est atteinte à la même itération par les deux tailles (70 et 100). Par contre, pour $N=20$ le degré de réaction augmente de 0.589 à 0.644 et il se stabilise qu'après 24 itérations.

IV.1.1.8 L'évolution de la vitesse axial (C_a) :

La figure (IV.8) représente l'évolution de la vitesse axiale (C_a) en fonction des itérations à des tailles différentes (20, 70 et 100) pour la technique Particle Swarm Optimisation (PSO).

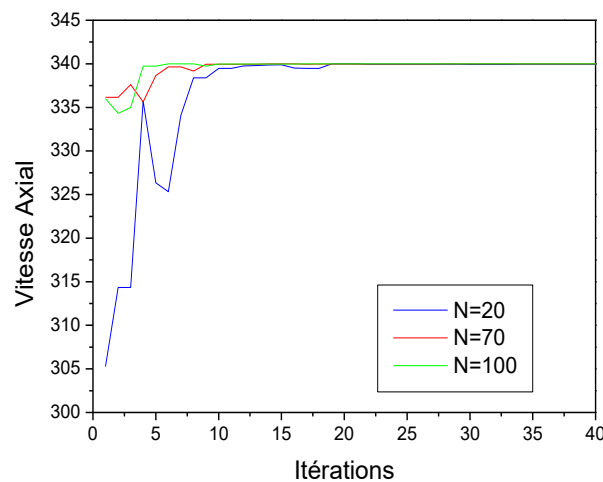


Fig. IV.8 : La vitesse axiale C_a

On voit que pour $N=70$ et $N=100$ la vitesse axiale (C_a) a augmenté. Elle est passée de 336 (m/s) à la valeur optimale 340 (m/s). Puis elle se stabilise de 8 à 40 itérations pour $N=70$ et de 6 à 40

itérations pour $N=100$. Par contre, pour $N=20$ la vitesse axiale augmente de 305 (m/s) à 340 (m/s), et ne se stabilise qu'après 17 itérations.

IV.1.1.9 L'évolution de l'angle Béta 2 (β_2) :

La figure (IV.9) représente l'évolution de l'angle Béta 2 (β_2) en fonction des itérations à des tailles différentes (20, 70 et 100) pour la Particle Swarm Optimisation (PSO).

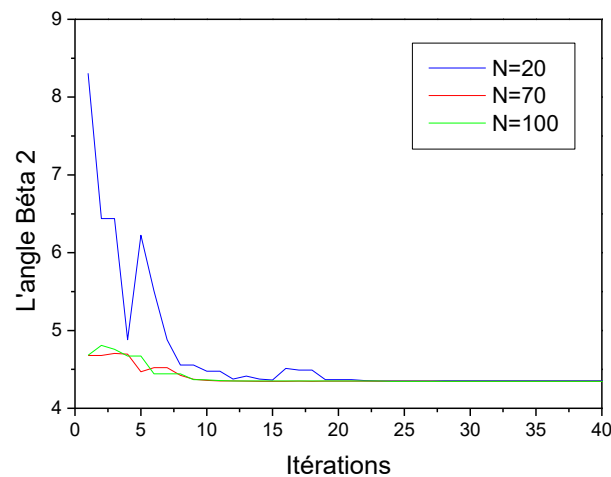


Fig. IV.9 : L'angle béta 2 β_2

On voit que de 0 à 8 itérations pour $N=70$ et $N=100$ l'angle (β_2) a diminué. Il est passé de 4.7° à 4.4°. Puis il se stabilise de 10 à 40 itérations. Par contre, pour $N=20$ l'angle (β_2) diminue de 8.4° à 4.4°, et ne se stabilise qu'après 22 itérations.

IV.1.1.10 L'évolution de l'angle Béta 3 (β_3) :

La figure ci-dessous (IV.10) représente l'évolution de l'angle Béta 3 (β_3) en fonction des itérations à des tailles différentes (20, 70, 100) pour la technique Particle Swarm Optimisation (PSO).

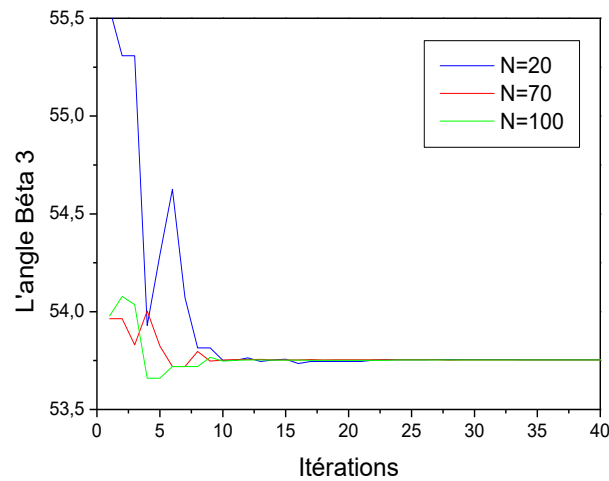


Fig. IV.10 : L'angle bêta 3 β_3

On voit que de 0 à 10 itérations pour N=70 et N=100 l'angle Bêta 3 (β_3) a diminué, il est passé de 54,0° à 53,75°, puis il se stabilise de 10 à 40 itérations. Par contre pour N=20 l'angle Bêta 3 (β_3) diminue de 55,5° à 53,75°, et il se stabilise qu'après 17 itérations.

IV.1.1.11 L'évolution de l'angle alpha 2 (α_2)

La figure ci-dessous représente l'évolution de l'angle alpha 2 (α_2) en fonction des itérations à des tailles différentes (20, 70 et 100) pour la technique Particle Swarm Optimisation (PSO).

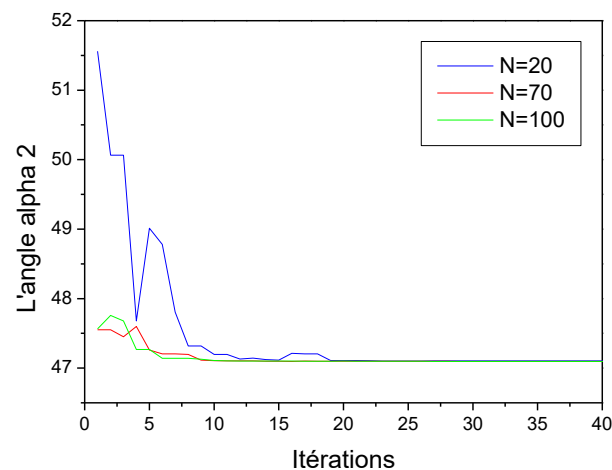


Fig. IV.11 : L'angle alpha 2 (α_2)

On voit que de 0 à 10 itérations pour N=70 et N=100 l'angle (α_2) a diminué. Il est passé de 47,5° à 47,1°. Puis il se stabilise de 10 à 40 itérations. Par contre, pour N=20 l'angle (α_2) diminue de 51,5° à 47,1°, et ne se stabilise qu'après 19 itérations.

IV.1.1.12 L'évolution du rapport (S/C) stator :

La figure (IV.12) représente l'évolution du rapport (S/C) stator en fonction des itérations à des tailles différentes (20, 70 et 100) pour la technique Particle Swarm Optimisation (PSO).

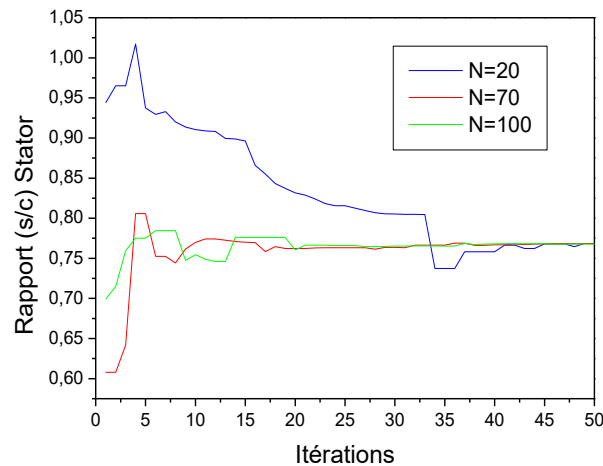


Fig. IV.12 : Le rapport (S/C) pour Stator

On voit que pour N=70 le rapport (S/C) stator augmente de 0.60 à 0.775 et pour N=100, il augmente de 0.70 à 0.775. A partir de la même itération 21, les deux se stabilisent. Par contre, pour N=20 le rapport (S/C) stator diminue de 0.95 à 0.775 et ne se stabilise qu'à la 46^{ème} itération.

IV.1.1.13 L'évolution du rapport (S/C) du rotor :

La figure (IV.13) représente l'évolution du rapport (S/C) rotor en fonction des itérations à des tailles différentes (20, 70 et 100) pour la technique Particle Swarm Optimisation (PSO).

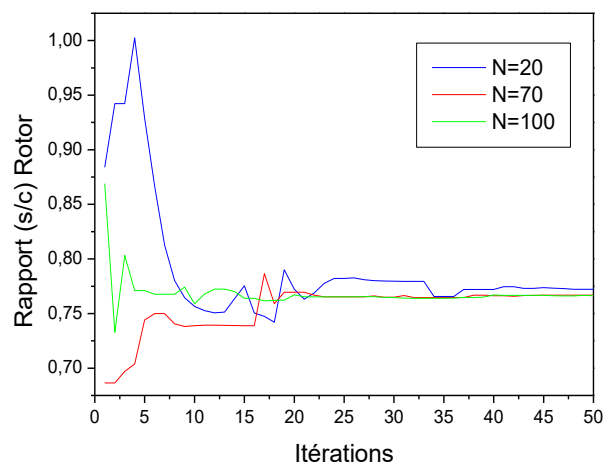


Fig. IV.13 : Le rapport (s/c) pour Rotor

On voit que pour $N=70$ le rapport (s/c) rotor augmente de 0.68 à 0.77, pour $N=100$ il diminue de 0.87 à 0.77. Puis les deux se stabilisent à partir de la même itération 23. Par contre, pour $N=20$ le rapport (s/c) rotor diminue de 0.88 à 0.78 et ne se stabilise pas au bout de la 50^{ème} itération.

IV.1.2 Résultats des paramètres d'optimisation en fonction des degrés de réaction des deux méthodes PSO et GA

La figure (V.14) représente l'évolution du rendement (η) en fonction du degré de réaction pour les deux méthodes ; Génétique Algorithm (GA) et Particle Swarm Optimisation (PSO).

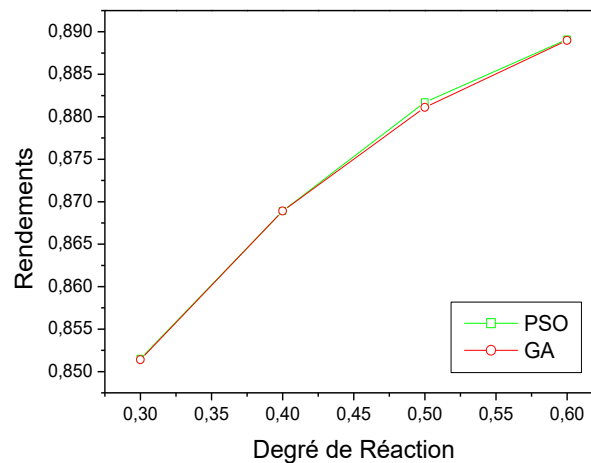


Fig. IV.14 : Le Rendement (η) en fonction du degré de réaction Λ

On voit que de 0.30 à 0.40 le rendement (η) augmente pratiquement de la même manière pour les deux méthodes jusqu'à 0.868. Par contre, de 0.40 à 0.60 on voit que pour la méthode PSO, le rendement (η) est légèrement plus élevé que celui de la méthode GA jusqu'à ce qu'ils atteignent le même rendement 0.887 à 0.60 de degré de réaction.

La figure (IV.15) représente l'évolution de l'angle (α_3) en fonction du degré de réaction pour les deux méthodes ; Génétique Algorithm (GA) et Particle Swarm Optimisation (PSO).

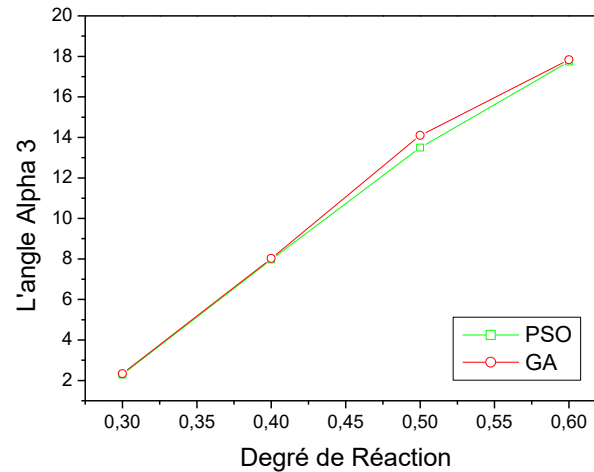


Fig. IV.15 : L'angle alpha 3 α_3 en fonction du degré de réaction Λ

De 0.30 à 0.40 de degré de réaction l'angle (α_3) des deux méthodes, augmente de manière similaire jusqu'à 8. De 0.40 à 0.60 de degré de réaction on remarque que l'angle (α_3) de la méthode GA est légèrement plus élevé que celui de PSO jusqu'à ce qu'ils atteignent tous les deux le même angle 18 à 0.60 de degré de réaction.

La figure (IV.16) représente l'évolution de l'angle Béta 3 (β_3) en fonction du degré de réaction pour les deux méthodes ; Génétique Algorithme (GA) et Particle Swarm Optimisation (PSO).

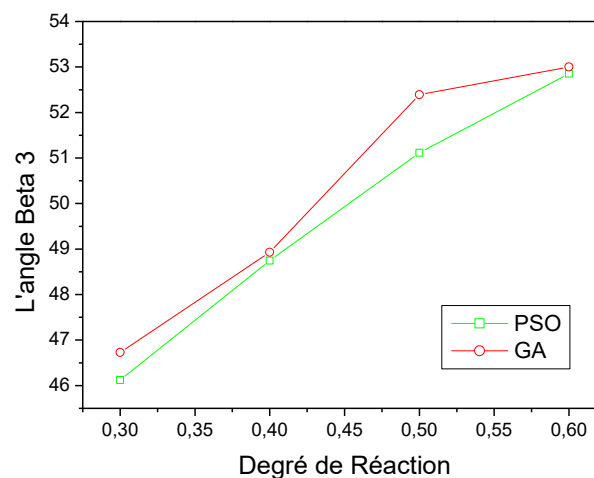


Fig. IV.16 : L'angle beta 3 (β_3) en fonction du degré de réaction Λ

On voit que pour la méthode PSO l'angle (β_3) augmente progressivement jusqu'à atteindre la valeur de 53° contrairement à la méthode GA où il augmente aléatoirement à cette dernière valeur.

La figure (IV.17) représente l'évolution du coefficient d'écoulement Φ et de la vitesse axiale C_a en fonction du degré de réaction pour les deux méthodes ; Génétique Algorithm (GA) et Particle Swarm Optimisation (PSO).

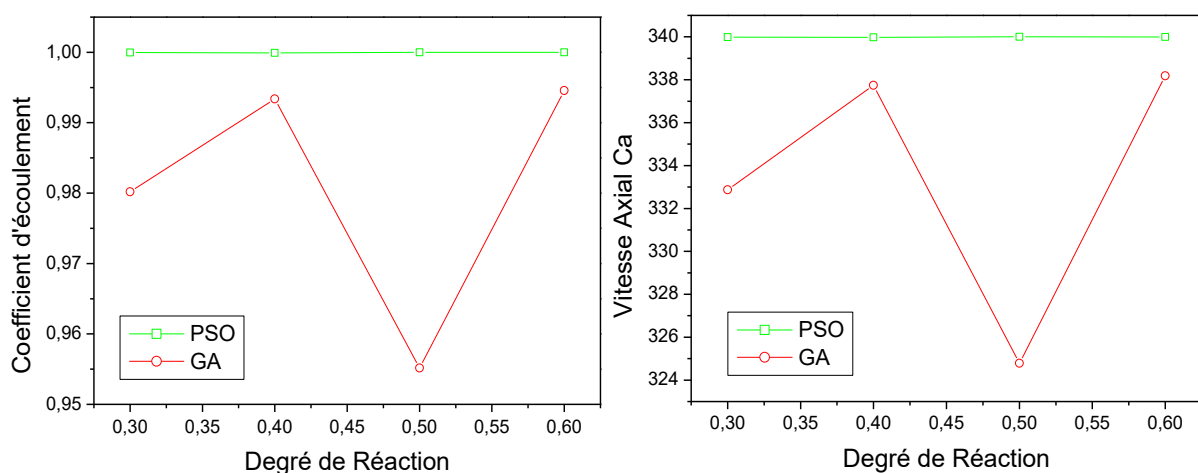


Fig. IV.17 : Le coefficient d'écoulement Φ et le vitesse axiale C_a en fonction du degré de réaction Λ

On voit clairement que pour la méthode PSO le coefficient d'écoulement et la vitesse axiale C_a est pratiquement stable de 0.30 à 0.60, contrairement à la méthode GA qui évolue arbitrairement.

La figure ci-dessous représente l'évolution de l'angle Alpha 2 (α_2) en fonction du degré de réaction pour les deux méthodes ; Génétique Algorithm (GA) et Particle Swarm Optimisation (PSO).

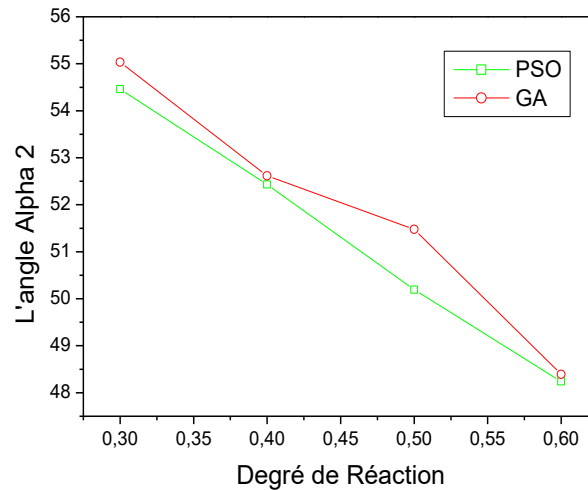


Fig. IV.18 : L'angle alpha 2 (α_2) en fonction du degré de réaction Λ

On voit que l'angle (α_2) pour la méthode GA est légèrement plus élevé que celui de la méthode PSO. Ils diminuent tous les deux progressivement de 55° à 48.5° jusqu'à ce qu'ils atteignent le même angle au degré de réaction de 0.60.

La figure ci-dessous représente l'évolution de l'angle Béta 2 (β_2) en fonction du degré de réaction pour les deux méthodes ; Génétique Algorithme (GA) et Particle Swarm Optimisation (PSO).

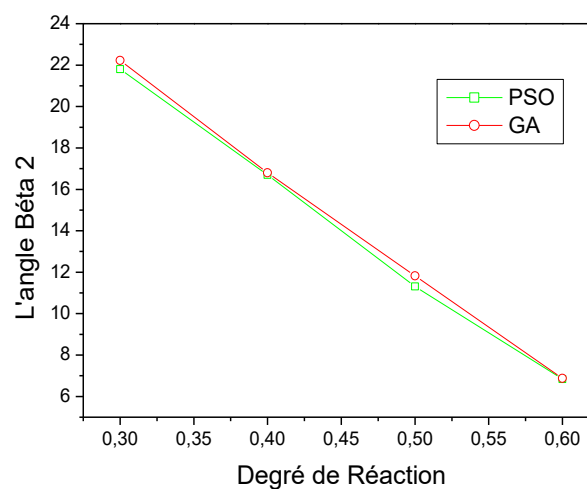


Fig. IV.19 : L'angle beta 2 (β_2) en fonction du degré de réaction Λ

On voit que l'angle (β_2) pour la méthode GA est légèrement plus élevé que celui de la méthode PSO. Ils diminuent tous les deux progressivement de 22° à 7° jusqu'à ce qu'ils atteignent le même angle à 0.60 degré.

La figure (IV.20) représente l'évolution du pas et corde du stator en fonction du degré de réaction pour les deux méthodes ; Génétique Algorithmique (GA) et Particle Swarm Optimisation (PSO).

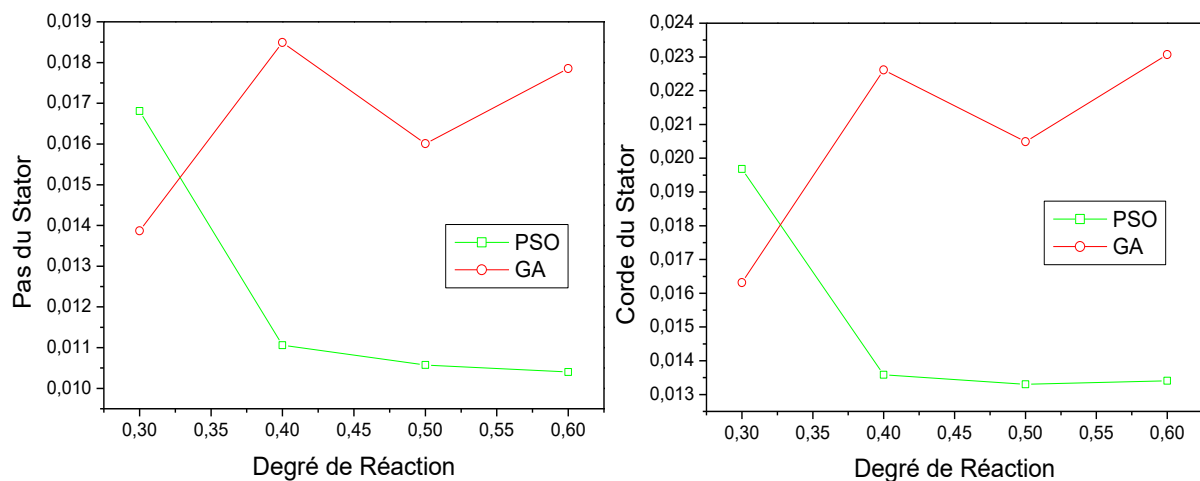


Fig. IV.20 : Le pas s_N et la corde c_N du Stator en fonction du degré de réaction Λ

On voit que le pas du stator et la corde du stator diminuent de 0.017m à 0.011m pour le pas et de 0.020m à 0.014m pour la corde à la valeur 0.4 du degré de réaction et se stabilisent du degré de 0.40 à 0.60 à la valeur 0.0105m pour le pas et à la valeur de 0.0135m pour la corde pour la méthode PSO, tandis qu'ils augmentent dans les degrés de réaction de 0.30 à 0.40 , et diminuent de 0.40 à 0.50 pour réaugmentent de 0.50 à 0.60 pour la méthode GA.

La figure (IV.21) représente l'évolution du pas et de la corde du rotor en fonction du degré de réaction pour les deux méthodes ; Génétique Algorithmique (GA) et Particle Swarm Optimisation (PSO).

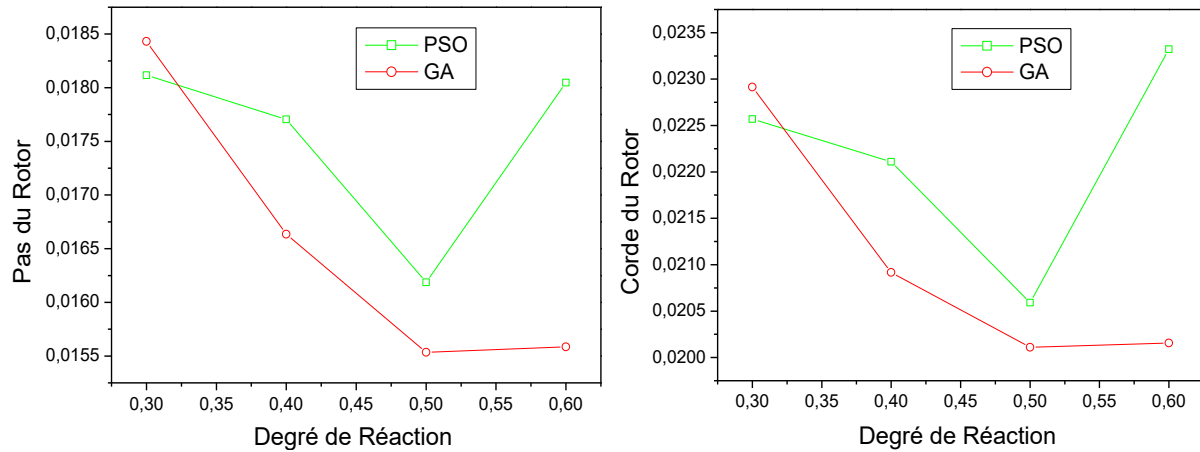


Fig. IV.21 : Le pas s_R et la corde s_R du Rotor en fonction du degré de réaction Λ

On voit que le pas du rotor et la corde du rotor diminuent, en fonction du degré de réaction, de 0.0185m à 0.0155m pour le pas et de 0.0230m à 0.020m pour la corde et se stabilisent au degré de 0.50 à 0.60 pour la méthode GA, tandis qu'elles diminuent de 0.30 à 0.50 de degré de réaction et augmentent de 0.50 à 0.60 pour la méthode PSO.

IV.1.3 Temps de Calcul du rendement entre les deux méthodes PSO et GA

Le temps de calcul est réalisé sur un PC avec un CPU i7 de 8 Gb de RAM, pour plusieurs itérations.

iteration (N)	PSO (en s)	GA (en s)
20	1,83	4,09
70	5,03	5,45
100	6,64	7,32

La figure (IV.22) représente une étude paramétrique du temps de calcul en fonction des tailles de population des deux algorithmes (PSO (Particle Swarm Optimization), GA (l'Algorithme Génétique)) afin de déterminer lequel des algorithmes utilisés est le plus rapide.

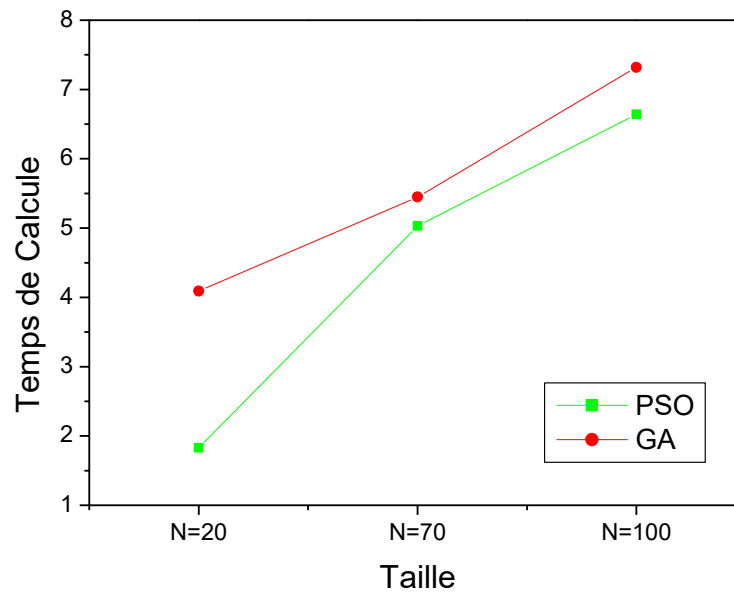


Fig. IV.22 : Le temps de calcul des deux Algorithmes PSO et GA

Les résultats ont montré que le temps de calcul du PSO est inférieur à environ 2 secondes par rapport à GA. C'est une légère différence mais dans les grands calculs le temps devient plus important.

IV.2 Comparaison du rendement avec les deux méthodes PSO et GA

La figure (IV.23) représente l'évolution du rendement en fonction des itérations à des tailles différentes (20, 70 et 100) pour les deux méthodes ; Génétique Algorithme (GA) et Particle Swarm Optimisation (PSO).

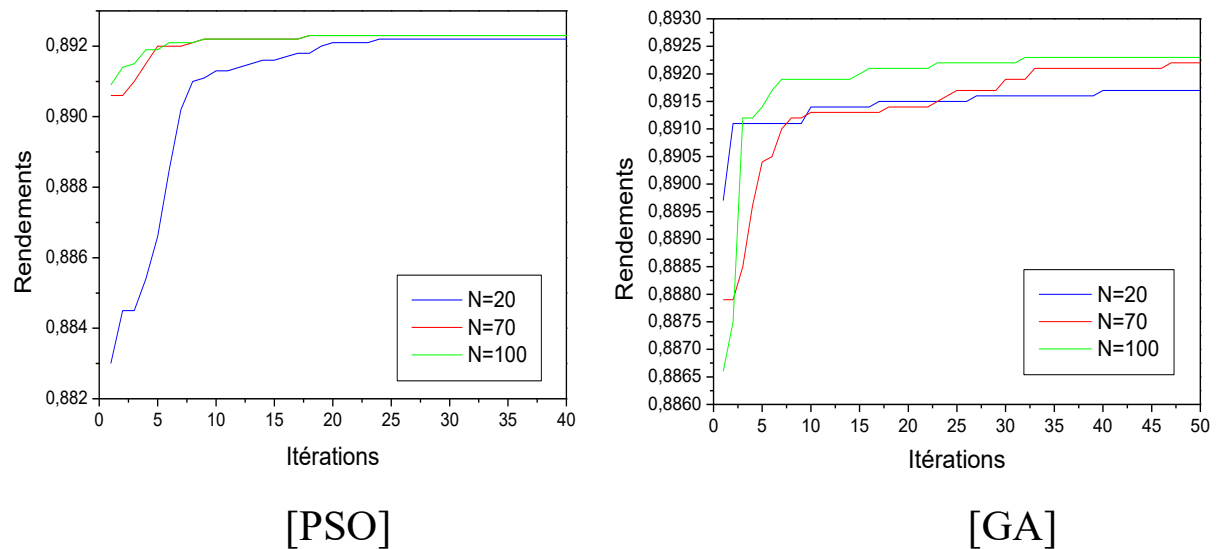


Fig. IV.23 : Le rendement η en fonction des itérations des deux méthodes PSO et GA

Le graphe [PSO] montre que de 0 à 8 itérations, pour $N=70$ et $N=100$, le rendement a augmenté. Il est passé de 0.8900 à 0.8923, puis il se stabilise de 18 à 40 itérations. La valeur optimale 0.8923 est atteinte à la même itération par les deux tailles (70 et 100). Par contre, pour $N=20$ le rendement augmente de 0.8830 à 0.8922, et ne se stabilise qu'après 23 itérations.

Et pour le graphe [GA] à $N=70$, le rendement augmente progressivement. Il passe de 0,8879 à 0,8919 avant de se stabiliser à partir de la 46^{ème} itération. Tandis que pour $N=100$, le rendement augmente de 0,8866 jusqu'à sa valeur optimal 0,8922 pour se stabiliser de 32 à 50 itérations.

Pour la troisième et dernière taille $N=20$, on voit que le rendement augmente de 0,8896 à 0,8914 avant de se stabiliser à la 39^{ème} itération.

D'après les résultats des deux graphes [PSO] et [GA], il n'apparaît pas nécessaire d'augmenter la taille pour la technique PSO. C'est une perte de temps. Nous pouvons affirmer que la taille 70 est suffisante. Elle converge rapidement au résultat optimale, contrairement aux résultats obtenus par la technique GA pour la taille 100 qui n'a même pas atteint la valeur optimale de PSO. La méthode PSO a montré son succès dans plusieurs types de problèmes d'engineering. Dans notre cas, elle a donné de bons résultats qui sont meilleurs que ceux obtenus par la méthode GA. Pour cette raison, nous avons opté d'utiliser les résultats obtenus par la méthode PSO.

IV.3 Tableau récapitulatif des résultats finaux optimal

Paramètres	Valeurs	Unités
La chute de Température ΔT_{0s}	145	°K
La chute de Pression ΔP_{0s}	1.873	Bar
La vitesse d'entraînement U	340	(m/s)
Rotation N	250	(tour/s)
Le Degré de réaction Nabla	0.644	SI
Le Coefficient d'écoulement Phi	1	SI
Le débit massique m	20	(kg/s)
Le Pas du Stator S_N	0.01392157	(m)
Le Pas du Rotor S_R	0.01881737	(m)
La Corde du Stator C_N	0.01812315	(m)
La Corde du Rotor C_R	0.02455609	(m)
Le rapport Pas/Corde du Stator (s/c) _N	0.7678	SI
Le rapport Pas/Corde du Rotor (s/c) _R	0.7664	SI
Rayon moyen	0.2165	(m)
Hauteur h_1	0.0444	(m)
Hauteur h_2	0.0527	(m)
Hauteur h_3	0.0781	(m)
Hauteur du Stator H_N	0,04855	(m)
Hauteur du Rotor H_R	0,0654	(m)
Section A_1	0.060403	(m ²)
Section A_2	0.071700	(m ²)
Section A_3	0.106193	(m ²)
Nombre d'aube du Stator n_N	97	SI
Nombre d'aube du Stator n_R	72	SI
L'angle alpha 1 α_1	0°	Degré
L'angle alpha 2 α_2	47.0965°	Degré
L'angle alpha 3 α_3	20°	Degré
L'angle béta 2 β_2	4.3459°	Degré
L'angle béta 3 β_3	53.7529°	Degré
Le Rendement η	89.23	%

Conclusion générale

Conclusion générale

Le but du présent travail est l'élaboration d'un code de calcul, afin, qui permet de maximiser le rendement d'un étage de turbine axiale d'une turbine à gaz, par l'optimisation de ses paramètres de conception aérothermodynamique.

Pour réaliser cet objectif, nous avons commencé par recenser les différents types de pertes d'énergie possibles provoquées dans le stator et dans le rotor de l'étage de turbine. Les pertes les plus répandues, à savoir : les pertes par frottements, les pertes de dégagement de pointe (trainée), les pertes de profil et les pertes d'écoulements secondaires.

La minimisation de ces pertes a permis d'optimiser l'écoulement aérothermodynamique entre les aubes de l'étage (Stator et Rotor) et obtenir les paramètres de conception optimale à savoir le nombre d'aubes, le pas (distance entre les aubes), la corde, le rapport pas/corde, le coefficient d'écoulement et les angles.

L'algorithmes génétiques et la technique PSO, ont été appliquées pour la maximisation du rendement de l'étage. Les résultats ont montré que le meilleur rendement est obtenu en utilisant la technique PSO.

De plus, en utilisant la théorie du vortex, nous pouvons tirer les paramètres géométriques de l'aube en partant de la position du rayon moyen vers la pointe et vers la racine de l'aube. Il reste à faire rentrer ces paramètres dans un logiciel de dessin afin de permettre le traçage de l'aube.

Bibliographie

Bibliographie

1. Eckardt D, Rufli P. “Advanced Gas Turbine Technology: ABB/BCC Historical Firsts” ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2002; 124: 542-549.
2. Bhargava R K, Bianchi M, De Pascale A, Negri di Montenegro G, Peretto A. Gas Turbine Based Power Cycles - A State-of-the-Art Review. International Conference on Power Engineering-2007, October 23-27, 2007, Hangzhou, China.
3. www.asme.org/wwwasmeorg/media/ResourceFiles/AboutASME/Who%20We%20Are/Engineering%20History/Landmarks/135-Neuchatel-Gas-Turbine.pdf.
4. www.idgte.org/IDGTE%20Paper%20582%20History%20of%20The%20Industrial%20Gas%20Turbine%20Part%201%20v2%20%28revised%2014-Jan-11%29.pdf.
5. Favorskii O N, Polishchuk V L, Livshits I M, Dlugosel'skii V I. World Experience with Development of Combined-Cycle and Gas Turbine Technologies and Prospects for Employing Them in the Thermal Power Engineering of Russia Using the Capacities of the Country's Industry Producing Power Machinery and Equipment. Thermal Engineering. 2007; 54: 722–728.
6. Taamallah S, Vogiatzaki K, Alzahrani F M, Mokheimer E M A, Habib M A, Ghoniem A F. Fuel flexibility, stability and emissions in premixed hydrogenrich gas turbine combustion: Technology, fundamentals, and numerical Simulations. Applied Energy. 2015; 154: 1020–1047.
7. HAWTHORNE, W. R. ed. Aerodynamics of Turbines and Compressors (Oxford University Press, 1964).
8. HORLOCK, J. H. Axial Flow Turbines (Butterworth, 1966).

9. Book of HHH Saravanamuttoo GFC Rogers H Cohen · Gas Turbine Theory FIFTH EDITION.
10. AINLEY, D. G. and MATHIESON, G. C. R., A method of performance estimation for axial-flow turbines, Aeronautical Research Council, R&M 2974 (HMSO, 1951).
11. DUNHAM, J. and CAME, P. M. Improvements to the Ainley-Mathieson method of turbine performance prediction, *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Journal of Engineering for Power*, 92, 1970, 252-6.
12. Frangopoulos C A. Comparison of thermos-economic and thermodynamic optimal design of a combined-cycle plant, in: D.A. Kouremenos (Ed.), Proceedings of the International Conference on the Analysis of Thermal and Energy Systems, Athens, 1991.
13. Eberhart R, Kennedy J. A new optimizer using particle swarm theory. MHS 95. Proceedings of the Sixth International Symposium on Micro Machine and Human Science, pages 39-43, October 1995.
14. Bratton D, Kennedy J. Defining a Standard for Particle Swarm Optimization. Proceedings of the 2007 IEEE Swarm Intelligence Symposium (SIS), 2007.
15. Qinghai B. Analysis of Particle Swarm Optimization Algorithm. Computer and Information Science February. 2010; 3(1): 180-184.
16. Ghoshal S P. Optimizations of PID gains by particle swarm optimizations in fuzzy based automatic control. Electric Power Systems Research. 2004; 22: 203–212.
17. Hu X, “Particle swarm optimization,” in Tutorial of the IEEE Swarm Intell. Symp., 2006.
18. Del Valle Y, Kumar G, Mohagheghi S, Hernandez J C, Ronald G H. Particle Swarm Optimization: Basic Concepts, Variants and Applications in Power Systems IEEE transactions on evolutionary computation. 2008; 12: 171-195.

19. Del Valle Y, Hernandez J C, Venayagamoorthy G, Harley R G. “Multiple STATCOM allocation and sizing using particle swarm optimization,” in Proc. IEEE PES Power Syst. Conf. Expo., Oct. 2006, pp. 1884–1891.
20. [Mathieu, 2008] B. Mathieu. Méthode de comparaison statistique des performances d'algorithmes évolutionnaires. Thèse de Doctorat Université du Québec, Canada. 2008.
21. [Darwin, 1859] C. Darwin. The origin of species by means of natural selection. Mentor Reprint, New York, 1859.