

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

Université Abou bekr Belkaid – Tlemcen
Département de génie mécanique
Génie thermique et énergies renouvelables



Mémoire
Pour l'obtention d'un diplôme
D'un Master en GTER

Thème

Influence des systèmes VSV (variable stator vanes)

Sur les performances de la turbine à gaz LM2500+

Réalisé par :

Mr. BENHAMEL Houssameddine.

Mr. GHERRAS Yassine.

Mr. GUELLIL H.

Encadreur.

Mr. BENHADJ O.

Co-Encadreur.

Mr. MiMOUN O.

Président.

Mr. ALIANE K.

Examineur.

Mr. BOUSSEBAA H.

Examineur.

Année universitaire : 2013/2014.

Remerciements

Nous exprimons nos sincères remerciements au bon dieu pour nous avoir donné la force pour arriver à ce niveau d'études.

On remercie nos chers parents et nos chers frères avec plein d'amour et de plaisir.

On tient à exprimer toute notre gratitude à notre encadreur monsieur GUELLIL pour son suivi et ces conseils.

On remercie les membres de jury pour avoir accepté l'examen de ce travail.

Nous adressons un grand merci à nos chers amis Abdelhafid , Ahmed , Django pour leur soutien et leur encouragement.

Enfin on tient à remercier nos amis et nos frères de la promo GTER M2.

Sommaire :

- Introduction générale

Chapitre 1 : Généralités

I-1) Introduction	P.01
I-2) Définition	P.01
I-3) Principe de fonctionnement	P.01
I-2-1) Principe	P.03
I-4) Historique	P.04
I-3-1) Conclusion	P.07
I-5) Domaine d'utilisation	P.07
I-6) éléments constituant la turbine à gaz	P.13
I-7) Conclusion	P.17

Chapitre II : Etude théorique d'une turbine à gaz

II-1) Cycle thermodynamique	P.18
II-2) Expression du rendement	P.20
II-3) Cycle réel de la turbine à gaz	P.23
II-4) Cycle avec pertes en cours de compression et détente	P.23
II-5) Cycle avec pertes de charge en cours de combustion	P.24

Chapitre III : Les compresseurs axiaux

III-1) Généralités sur les compresseurs Axiaux	P.25
III-1-1) Définition	P.26
III-1-2) Principe de fonctionnement	P.27
III-1-3) Description	P.28
III-1-4) Notion d'étage et échange d'énergie	P.28

III-2) Ecoulement bidimensionnel à travers un étage	P.29
III-2-1) Définition et notions	P.29
III-2-2) Hypothèses	P.31
III-2-3) Triangle des vitesses	P.32
III-2-4) Degré de réaction	P.33
III-2-5) rendement d'étage	P.38
III-3) Pompage des compresseurs	
III-3-1) Introduction	P.43
III-3-2) Le phénomène de pompage (E : Surge)	P.43
III-3-3) Décollement tournant (E : Rotating stall)	P.46
III-3-4) Point de fonctionnement d'un compresseur	P.48
III-3-5) Limite de pompage	P.49
III-3-6) Limite de protection de pompage	P.50
Chapitre IV : Graphes et interprétations	
IV-1) Introduction	P.51
IV-2) Définition	P.51
IV-3) Description	P.51
IV-4) Etude des performances	P.54
IV-4-1) Données d'exploitation de la turbine à gaz	P.54
IV-4-2) Evaluation des performances de la turbine	P.54
IV-4-3) Graphes et interprétations	P.55
IV-4-3-1) Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz	P.56
IV-4-3-2) Influence des systèmes à géométrie variable sur les performances de la turbine à gaz	P.62
IV-4-4) Conclusion	P.65

Liste des figures :

CHAPITRE I

Figure I-1	cycle simple de turbine à gaz	P.1
Figure I-2	cycle thermodynamique de turbine à gaz	P.3
Figure I-3	Première turbine-générateur de gaz industriel du monde	P.5
Figure I-4	Vue partielle de la Cooper-Bessemer 10500 chevaux	P.7
Figure I-5	turboréacteur à double flux de PW4000	P.8
Figure I-6	turboréacteur à double flux JT8D JT8D-200	P.9
Figure I-7	turbopropulseur PT6/ST6	P.9
Figure I-8	turbine à gaz LM2500	P.10
Figure I-9	Le Centaure solaire 50	P.10
Figure I-10	Croquis d'une seule turbine à gaz de bobine extrémité	
	Chaude lecteur	P.11
Figure I-11	Croquis d'une seule turbine à gaz de bobine extrémité	
	Froide entraînement	P.11
Figure I-12	Croquis d'une turbine à gaz d'une seule bobine avec une turbine	
	De puissance d'entraînement d'extrémité chaude	P.11
Figure I-13	une vue de la sortie de chambre de combustion	P.14
Figure I-14	La faible émission de NOx , en double-cône	P.15
Figure I-15	une turbine à gaz 1970 conçu avec laçage fil	P.16

CHAPITRE II

Figure II-1	le schéma d'une turbine à gaz à circuit ouvert	P.18
Figure II-2	le cycle idéal de joule	P.19
Figure II-3	Cycle avec pertes en cours de compression et détente Dans le diagramme entropique	P.23
Figure II-4	cycle avec pertes de charge en cours de combustion Dans le diagramme entropique	P.24

CHAPITRE III

Figure III-A	Compresseur du GE J79	P.26
Figure III-B	Compresseur axial multi étage	P.28
Figure III-1	Représentation schématique d'un étage De turbocompresseur axial	P.30
Figure III-2	Triangle de vitesse	P.32
Figure III-3	Représentation polaire des triangles des vitesses	P.33
Figure III-4	étage avec degré de réaction égale à zéro	P.36
Figure III-5	étage avec degré de réaction égale à 0,5	P.37
Figure III-6	étage avec degré de réaction égale à 1	P.38
Figure III-7	diagramme de VAVRA	P.42
Figure III-8	décollement de l'écoulement à un angle d'attaque élevé.	P.43
Figure III-9	Triangle des vitesses	P.44
Figure III-10	évolution de la masse volumique à travers la machine	P.45

Figure III-11	influence des aubes orientales et des 'Bleeds valves' sur la ligne de pompage	P.46
Figure III-12	décollement tournant	P.47
Figure III-13	Point de fonctionnement d'un compresseur	P.48
Figure III-14	Rotor de compresseur axial	P.49
Figure III-15	Limite de protection contre le pompage	P.50

CHAPITRE IV

Figure (IV-A)	système à géométrie variable, Turbine LM2500+	P.52
Figure (IV-B)	mécanisme de contrôle du système	P.52
Figure (IV-C)	système de régulation	P.53
Figure IV-1	le graphe τ_c (Ta) matin	P.56
Figure IV-2	le graphe τ_c (Ta) soir	P.56
Figure IV-3	le graphe \dot{m}_a (Ta) matin	P.57
Figure IV-4	le graphe \dot{m}_a (Ta) soir	P.57
Figure IV-5	le graphe T (τ_c)	P.58
Figure IV-6	le graphe Puissance (Ta)	P.59
Figure IV-7	le graphe \dot{m}_c / \dot{m}_a (τ_c)	P.60
Figure IV-8	le graphe w_{cr} (τ_c)	P.61
Figure IV-9	le graphe W_{tr} (τ_c)	P.62
Figure IV-10	le graphe VSV (Ta) matin	P.63
Figure IV-11	le graphe VSV (Ta) soir	P.63
Figure IV-12	le graphe rendement globale (τ_c)	P.64

Introduction générale :

Les turbines à gaz (TAG) ont connu ces dernières années un développement considérable dans de nombreuses applications industrielles en particulier dans le domaine des hydrocarbures et de la production d'énergie électrique. Malgré de nombreux avantages, leur haute sensibilité à l'influence de la température de l'air ambiant qui varie considérablement entre le jour et la nuit, l'été et l'hiver, fait que le rendement thermique d'exploitation de ces machines se trouve variant, voir même, diminuant.

La turbine à gaz dans sa forme la plus simple se compose d'un compresseur, une chambre de combustion et une turbine de détente. La température ambiante influe sur la machine et surtout sur le fonctionnement du compresseur axial, d'où un problème critique surgit dans ce dernier : c'est le décollement d'air comprimé. Ce phénomène est appelé le phénomène de pompage des compresseurs.

Cet air qui se comprime en passant par les multiples étages du compresseur axial. Il passe avec des vitesses et des débits importants. Il devient sensible et léger et difficile à contrôler. Pour cela les compresseurs axiaux sont connus par le nombre d'étages multiples et des taux de compression élevés. Mais ces caractéristiques n'étaient pas suffisantes pour protéger le compresseur du pompage.

Comme solution, il a été développé plusieurs techniques pour préserver le compresseur d'entrer dans un régime de pompage. L'une de ces techniques c'est les systèmes à géométrie variable (nommés VSV : variable stator vanes).

Ce système qui dépend de la température ambiante, consiste à changer l'angle des stators suivant une courbe de fonctionnement pour limiter l'angle d'attaque d'air sur l'étage rotorique qui suit.

Le travail qui suit se déroule de la façon suivante :

- Le premier chapitre consiste à faire une recherche bibliographique sur les turbines à gaz et leur amélioration durant les années passées, puis une étude théorique d'une turbine à gaz à cycle simple est développée pour aboutir au rendement thermique.
- Le deuxième chapitre est réparti en deux parties. La première partie contient étudie les généralités sur les compresseurs axiaux, par contre la deuxième partie est consacrée à une analyse bidimensionnelle d'un compresseur axial. Dans le seul but d'aboutir à la formule du rendement d'étage et de voir les paramètres qui contrôle le rendement d'étage. Enfin dans la troisième partie, nous discutons le phénomène du pompage des compresseurs.

- Les calculs du rendement de la Turbine LM2500+ sont effectués pour une journée de fonctionnement dans le troisième chapitre, pour voir l'influence des changements climatiques du matin au soir sur le fonctionnement de cette turbine. Les mesures dont on a besoin pour les calculs, ont été prises sur le site, dans la région de Hassi Messaoud (Sud Algérien).

Enfin, nous terminons notre travail par une conclusion générale.

I-1) Introduction :

Dans ce chapitre on va faire un petit passage dans l'historique pour avoir une idée sur le développement des turbines à gaz, et parler sur les domaines d'utilisations de ces turbines, on va aussi voir et définir les éléments constituant des turbines à gaz.

I-2) Définition :

Une turbine à gaz est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique sous la forme de la rotation d'un arbre, directement à partir de l'énergie cinétique des gaz produits par la combustion d'un hydrocarbure (fioul, gaz combustible...) qui subissent une détente dans une turbine.

Le comburant, le plus souvent de l'air ambiant, est généralement comprimé avant de pénétrer dans la chambre de combustion, en utilisant un compresseur rotatif entraîné par le même arbre que la turbine.

Le mot « gaz » dans l'ancienne dénomination « turbine à gaz » (longtemps la plus employée) ne signifie pas que la machine ne peut brûler que du combustible gazeux, mais fait référence au caractère gazeux des produits de combustion, par opposition aux turbines à vapeur dans lesquelles le fluide moteur (de la vapeur d'eau) se condense en liquide.[1]

I-3) principe de fonctionnement :

La turbine à gaz est un moteur thermique réalisant les différentes phases de son cycle thermodynamique dans une succession d'organes traversés par un fluide moteur gazeux en écoulement continu. C'est une différence fondamentale par rapport aux moteurs à pistons qui réalisent une succession temporelle des phases dans un même organe (généralement un cylindre).

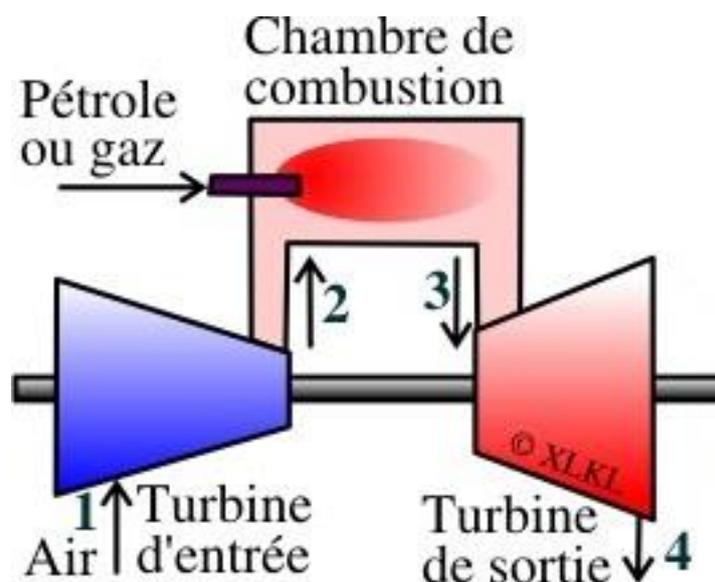


Figure I-1 : cycle simple de turbine à gaz

Dans sa forme la plus simple, la turbine à gaz fonctionne selon le cycle dit de Joule comprenant successivement et schématiquement :

- une compression adiabatique qui consomme de l'énergie mécanique.
- une combustion isobare (exemple d'un moteur Diesel).
- une détente adiabatique jusqu'à la pression ambiante qui produit de l'énergie mécanique.
- un refroidissement isobare.

Le rendement est le rapport du travail utile (travail de détente – travail de compression) à la chaleur fournie par la source chaude. Le rendement théorique croît avec le taux de compression et la température de combustion. Il est supérieur à celui du cycle Diesel car sa détente n'est pas écourtée et si la veine d'échappement est bien conçue, elle permet de récupérer une partie non négligeable de l'énergie cinétique des gaz chauds sortant des aubages de la turbine.

La turbine à gaz est le plus souvent à cycle ouvert et à combustion interne. Dans ce cas, la phase de refroidissement est extérieure à la machine et se fait par mélange à l'atmosphère. La turbine à gaz peut également être à cycle fermé et à combustion externe. Le chauffage et le refroidissement sont alors assurés par des échangeurs de chaleur. Cette disposition plus complexe permet l'utilisation de gaz particuliers ou de travailler avec une pression basse différente de l'ambiante.

Le cycle de base décrit plus haut peut être amélioré par différents organes complémentaires :

- récupération de chaleur à l'échappement : les gaz très chauds détendus en sortie de turbine traversent un échangeur pour préchauffer l'air comprimé avant son admission dans la chambre de combustion ;
- compression refroidie : la compression comprend deux étages (ou plus) séparés par un échangeur de chaleur (air/air ou air/eau) refroidissant l'air. La puissance nécessaire à la compression s'en trouve réduite au bénéfice du rendement ;
- combustion étagée : la détente comprend deux étages (ou plus) séparés par un ou des réchauffages additionnels. La puissance fournie est accrue d'où amélioration du rendement.

Les deux dernières dispositions visent à tendre vers des transformations isothermes en lieu et place des adiabatiques et se justifient surtout sur les machines à taux de compression élevé. Les trois dispositifs peuvent être réalisés indépendamment ou simultanément. Dans ce cas, on retrouve le cycle dit de Ericsson semblable au cycle de Stirling. Il présente un rendement théorique égal au rendement maximal du cycle de Carnot. Cette supériorité théorique par rapport aux cycles Otto et Diesel est cependant contrebalancée par l'impossibilité pratique de réaliser les transformations isothermes. Dans tous les cas, ces dispositifs sont réservés aux installations stationnaires du fait de l'encombrement et du poids des échangeurs gaz/gaz.[1]

I-2-1) Principe :

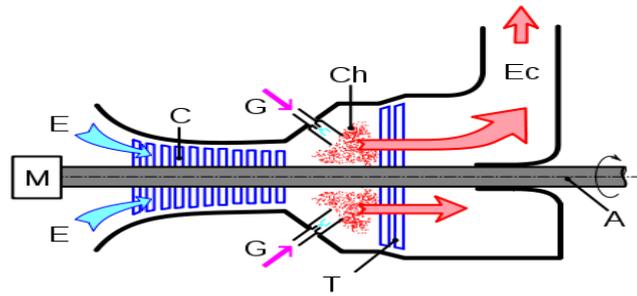


Figure I-2 : cycle thermodynamique de turbine à gaz

-Le compresseur (« C »), constitué d'un ensemble d'ailettes fixes (stator) et mobiles (rotor), comprime l'air extérieur (« E »), simplement filtré, jusqu'à 10 à 15 bars, voir 30 bars pour certains modèles.

-Du combustible (« G ») (gazeux ou liquide pulvérisé), est injecté dans la (les) chambre(s) de combustion (« Ch ») où il se mélange à l'air comprimé pour entretenir une combustion continue.

-Les gaz chauds se détendent en traversant la turbine (« T »), où l'énergie thermique et cinétique des gaz chauds est transformée en énergie mécanique. La turbine est constituée d'une ou plusieurs roues également munies d'ailettes précédées d'aubages fixes (directrices). Les gaz de combustion s'échappent par la cheminée (« Ec ») à travers un diffuseur.

-Le mouvement de rotation de la turbine est communiqué à l'arbre (« A ») qui actionne d'une part le compresseur et d'autre part une charge qui n'est autre qu'un appareil (machine) récepteur (ice) (pompe, alternateur, compresseur...) accouplé à son extrémité.

Pour la mise en route, on utilise un moteur de lancement (« M ») qui joue le rôle de démarreur ; dans certaines configurations, c'est l'alternateur du groupe lui-même qui est utilisé en moteur pendant la phase de lancement. Le réglage de la puissance est possible en agissant sur le débit de l'air à l'entrée et sur l'injection du carburant. Le réglage de la vitesse de rotation n'est possible que si l'organe entraîné le permet. En effet, dans le cas d'un alternateur connecté à un réseau électrique à fréquence fixe (par exemple 50 ou 60 Hz), cette fréquence impose une vitesse fixe, le débit de carburant sert alors à régler la puissance produite [1].

I-4) historique :

L'histoire nous raconte que l'idée de la turbine à gaz et la turbine à vapeur ont été initiées simultanément. En effet dès 1791, l'anglais John Barber a décrit d'autres sources d'énergie (gaz, fluide) pour la turbine à vapeur, il inventa ce qui peut être considéré comme une turbine à gaz. Le gaz est produit à partir du chauffage de charbon, mélangé avec l'air, comprimé et puis brûlé. Ceci produit un jet à grande vitesse appliqué sur les aubes de la roue de turbine. Avant l'idée de John Barber, il y avait déjà Giovanni Branca en 1629 avec " la turbine à vapeur avec impulsion", Leonardo da Vinci en 1550 avec Smoke mill et Hero d'Alexandrie qui réalisèrent la turbine à vapeur à réaction, c'étaient justes des idées qui se sont être transformée en machines à la fin du 19^{ème} siècle.

- En 1808 John Dumball envisagea une turbine à plusieurs étages. Malheureusement son idée consista seulement en aubes mobiles sans la partie stationnaire pour faire tourner l'écoulement dans chaque étage. Là où il réalisa le besoin d'étage stationnaire entre chaque étage tournant, il lança le concept d'une turbine axiale.
- À Paris en 1837, l'idée de Bresson était d'utiliser un ventilateur pour comprimer l'air qui va se mélanger avec le carburant dans la chambre de combustion. Les produits de combustion sont refroidis par l'addition de l'air en plus, et le produit final sert à entraîner les aubes de turbine.
- En 1850, en Angleterre, Fernimough ajouta l'eau à la turbine à gaz, en laquelle de l'air est soufflé par une grille de charbon tandis que l'eau est pulvérisée dans les gaz chauds. Le mélange du gaz et de vapeur alors entraîne un rotor à deux aubes.
- 1872 Dr. Franz Stolze a pu combiner les idées de Barber et Dumball pour développer le premier compresseur axial conduit par une turbine axiale mais, il a pu construire sa machine juste en 1900.
- La conception de Dr. Franz Stolze basée sur un compresseur axial à plusieurs étages, une chambre de combustion simple, une turbine axiale à plusieurs étages et un régénérateur utilisant des gaz d'échappement pour chauffer l'air du compresseur. Cette unité a été examinée entre 1900 et 1904, mais n'a jamais fonctionné avec succès

En 1914 Norman Davy énonça "la théorie de la turbine à gaz qui a été entièrement saisie par Barber à la fin du 18 siècle, et par Bresson au début du 19 siècle. Le succès de la turbine à gaz comme moteur thermique était contraint seulement par des limitations pratiques. [1].

Les idées de Bresson sont à la base du refroidissement à air, les idées de Fernimough sont à la base d'injection d'eau (pour l'augmentation de puissance et plus tard le contrôle du NOx). Les idées de Stolze ont mené de manière à appliquer les deux idées dans la conception des turbines à gaz et du régénérateur pour l'amélioration de l'efficacité.

Dans toute la majeure partie de la première moitié du 20^{ème} siècle le développement de la turbine à gaz continua lentement. Des avancées ont été entravées principalement par des possibilités de fabrication et la disponibilité des matériaux de résistance à hautes températures pour l'usage dans les compresseurs, turbines et dans la chambre de combustion.

En raison des limitations, des rapports de pression des compresseurs, températures d'entrée turbine et les rendements étaient faibles. Pour surmonter les limites de la température de la turbine, l'injection de la vapeur et de l'eau a été employée intensivement pour refroidir les matériaux de la chambre de combustion et de la turbine.[2]

En 1905, la première unité de turbine à gaz et du compresseur construit par Brown Boveri a été installée dans le [Marcus Hook Refinerie] de la « Sun Oil Company » près de Philadelphie, PA.

Il a fourni 5300 kilowatt (4400 kilowatt pour le gaz chaud sous pression et 900 kilowatt d'électricité). Brown Boveri a également construit la première turbine génératrice d'électricité pour une centrale électrique à Neuchâtel en Suisse¹. Ce 4000 - kilowatts (figure 1-3), qui a été exposée en 1939, est composée d'un compresseur à flux axial qui fournit un excès d'air à environ 50 livres par pouce carré ($3,5 \text{ kg/cm}^2$) à une seule chambre de combustion. L'excès d'air est utilisé pour refroidir l'extérieur de la chambre de combustion et pour chauffer l'air destiné à être utilisé dans la turbine.[2]

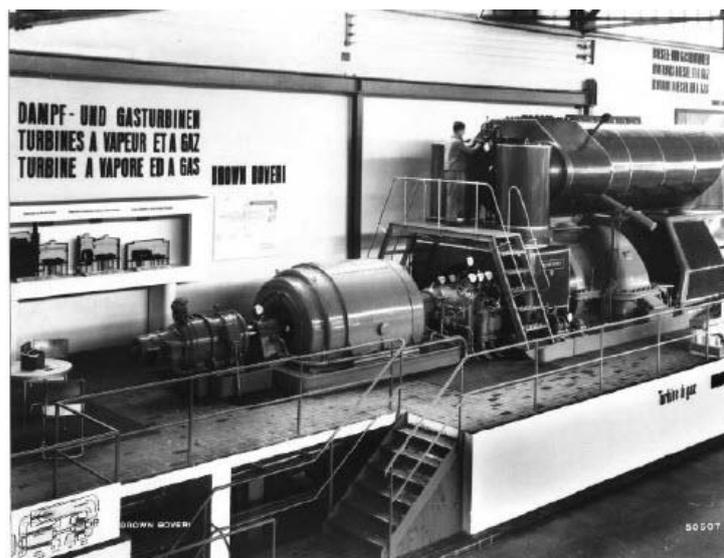


Figure I-3 : Première turbine-générateur de gaz industriel du monde, une unité de 4.000 kilowatt, a été présentée à l'Exposition nationale suisse à Zurich en 1939. Ensuite, elle était installée à Neuchâtel, Suisse.

Une autre installation industrielle de turbine à gaz au début, était utilisée pour une centrale électrique aux États-Unis à la station de Huey de l'Oklahoma Gas & Electric Co., Oklahoma City. Cette unité de 3500 kilowatt est mise en service en Juillet 1949. Elle est constituée d'une turbine à gaz à cycle simple composé d'un compresseur axiale à 15 étages , six chambre de combustion placées sur la circonférence autour de l'appareil, et une turbine à deux étages.

La Première Guerre mondiale a démontré le potentiel de l'avion comme une arme militaire efficace. Mais dans ce laps de temps (1918-1920) le moteur à essence alternatif a été développé comme une centrale pour le petit avion léger de l'époque. La turbine à gaz était trop grande, avec un trop grand rapport poids-puissance de sortie pour être considéré pour une centrale électrique de l'avion. Toutefois, le turbo est devenu une addition très développé à l'aéro-piston-moteur.[3].

- En 1929, le Dr A.A. E Griffi a été invité à examiner les modèles des moteurs à réaction de Frank Whittle. Les dessins de Frank Whittle ont de nouveau été mis de côté comme impraticable. Frank Whittle a persisté et a déposé le brevet numéro 347206, "L'amélioration de la Propulsion des aéronefs», le 16 Janvier 1930. Dans Ce brevet, il présenta un compresseur axial centrifuge composé et une turbine à un étage axial. Mais ce n'est que vers 1937, avec un financement de Power Jets Ltd, que le moteur Whittle (WU désigné pour Whittle Unité) est réalisé par les Britanniques Thomson-Houston Co. de Rugby et testé avec succès. Le moteur de WU de Whittle est composé d'un compresseur centrifuge à double entrée et une seule turbine axiale.

Quelque six ans de retard Whittle, Hans Pabst von Ohain en Allemagne met en avant ses idées pour un turboréacteur en 1935. Il se composait d'un compresseur composé d'axial centrifuge semblable à la conception du brevet de Whittle et une turbine radiale. H.P. Les conceptions de von Ohain ont été construites par l'avionneur Ernst Heinkel. Le 24 août 1939 a marqué le premier vol d'un avion à turboréacteurs, le (He 178), propulsé par le moteur (HeS 3B).

- Après la guerre de Corée, le Pratt & Whitney JT3 avion conçu (la désignation militaire était J57) fournit la coupe au-dessus de la turbine à gaz aéronautiques à la turbine à gaz stationnaire. Le JT3 est devenu l'aérodérivative FT3. En 1959, Cooper Bessemer installa le premier gaz industriel aérodérivative dans le monde des turbine, le FT3, dans une application d'entraînement du compresseur pour Columbia Gulf Transmission Co. à leur Clementsville, Kentucky, station de compression principale (figure 1-4). L'unité, désigné la RT-246, a généré 10 500 (BHP) entraînant une Cooper-Bessemer RF2B-30 compresseur de pipeline.

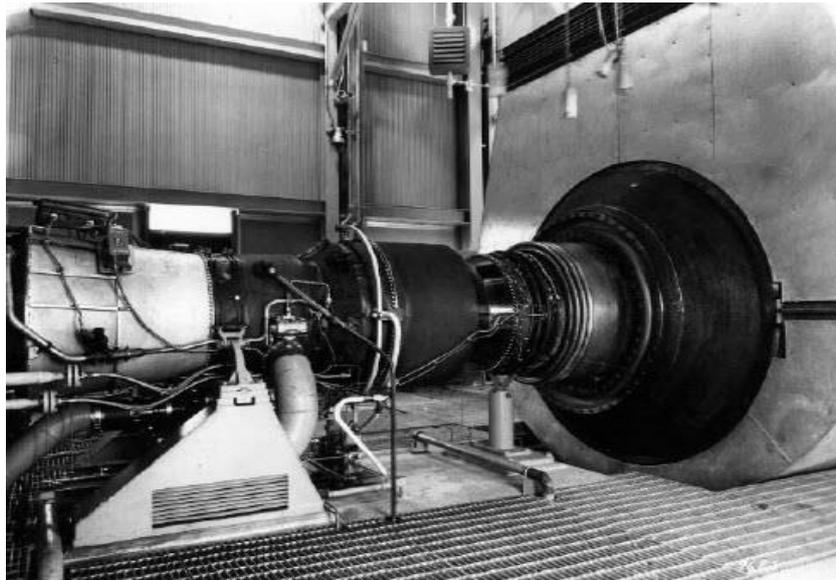


Figure I-4 : Vue partielle de la Cooper-Bessemer 10500 chevaux, modèle RT-248 turbine à gaz compresseur

I-3-1) Conclusion :

Le développement des turbines à gaz a été toujours selon les besoins et selon le domaine d'utilisation, comme les systèmes de sécurité, les systèmes d'anti-incendie, et les systèmes de protection contre le pompage. Ce dernier occupait une Grande partie dans les recherches, et c'est ce qu'on va voir dans ce qui suit.

I-5) Domaine d'utilisation :

Les turbines à gaz sont utilisées dans des services diversifiés de moteurs à réaction et transmissions mécaniques simples (sur terre, mer et air) à des lasers à gaz sophistiqués et souffleries supersoniques. Pour plus de simplicité, la turbine à gaz sera envisagée pour des applications aéroportées et des applications de surface (terre et mer) . Dans les applications aéroportées, ces unités sont appelées jets, turboréacteurs, turbosoufflantes, turbopropulseurs. Dans les applications terrestres et maritimes, ces unités sont appelées mécaniques les turbines à gaz d'entraînement. Chaque catégorie sera discutée en détail. [5]

- **Turboréacteur :**

Au sens strict, toutes les turbines à gaz sont des générateurs de gaz. Leurs gaz chauds sont expansés soit à travers une turbine pour produire de l'énergie de l'arbre ou par l'intermédiaire d'une buse pour créer une poussée. Certains générateurs de gaz élargissent leurs gaz chauds par une buse pour produire une poussée. Ces unités sont facilement identifiées comme des moteurs à réaction (ou turboréacteurs).

Le turboréacteur est la forme la plus simple de turbine à gaz. Les gaz chauds générés dans le processus de combustion s'échappent par une tuyère d'éjection pour produire une poussée. Alors que la propulsion par réaction est l'utilisation la plus courante pour le turboréacteur, il a été adapté pour les applications de séchage direct, pour l'alimentation des souffleries supersoniques, et comme source d'énergie dans un laser à gaz. Le turboréacteur à double flux (Figure I-6) combine la poussée fournie par l'expansion des gaz chauds à travers une buse (comme dans le turboréacteur) avec la poussée fournie par le ventilateur. Dans cette application, le ventilateur agit comme une hélice canalisée. Les Turbopropulseurs (figure I-8) utilisent la turbine à gaz pour produire de la puissance à l'arbre entraînant l'hélice (il n'y a pratiquement pas de poussée de l'échappement). Par conséquent, le turbopropulseur n'est pas (à proprement parler) un turboréacteur.[5]

PW4000 100-INCH FAN PROPULSION SYSTEM

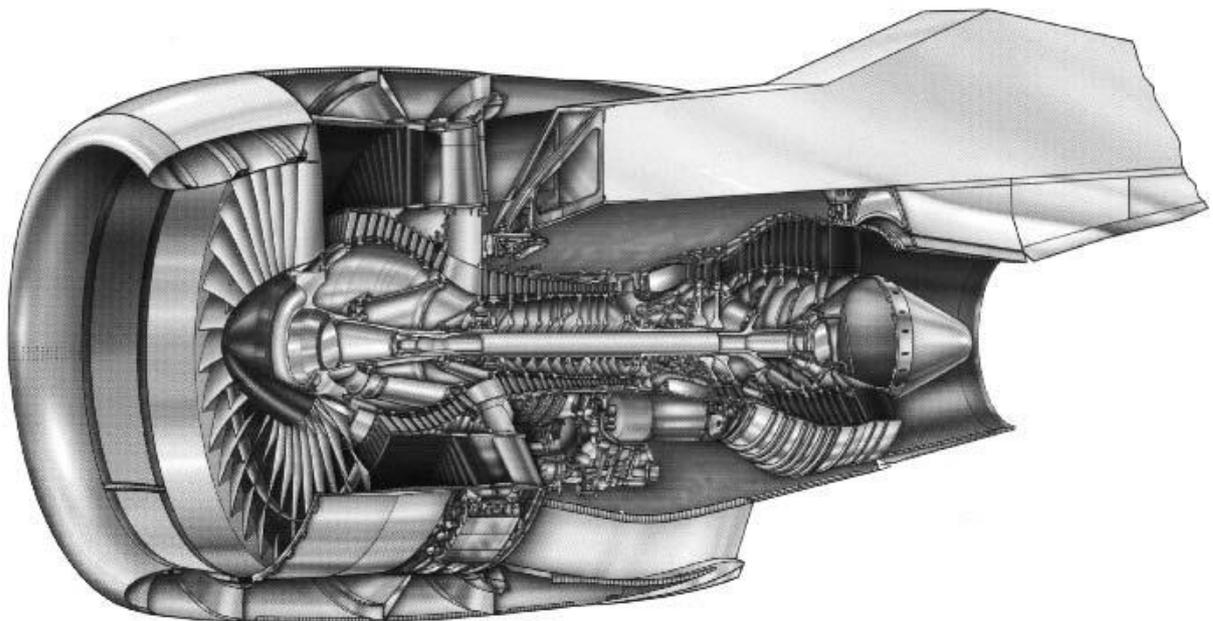


Figure I-5: turboréacteur à double flux de PW4000

JT8D TURBOFAN

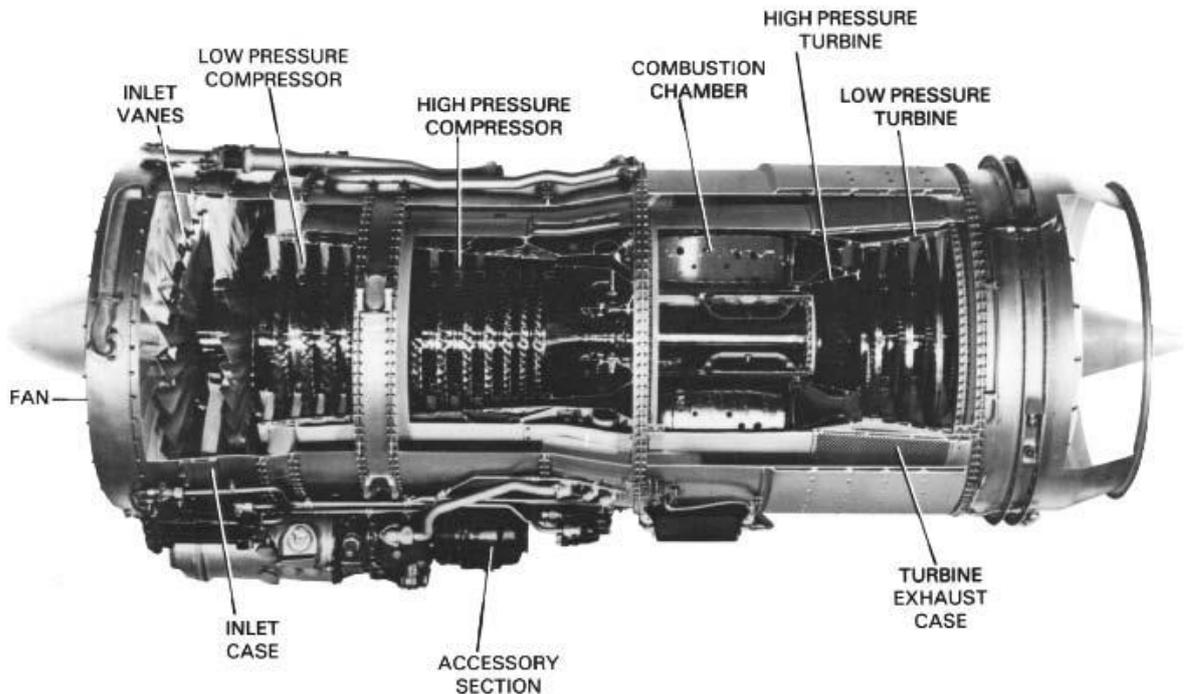


Figure I-6 : turboréacteur à double flux JT8D JT8D-200

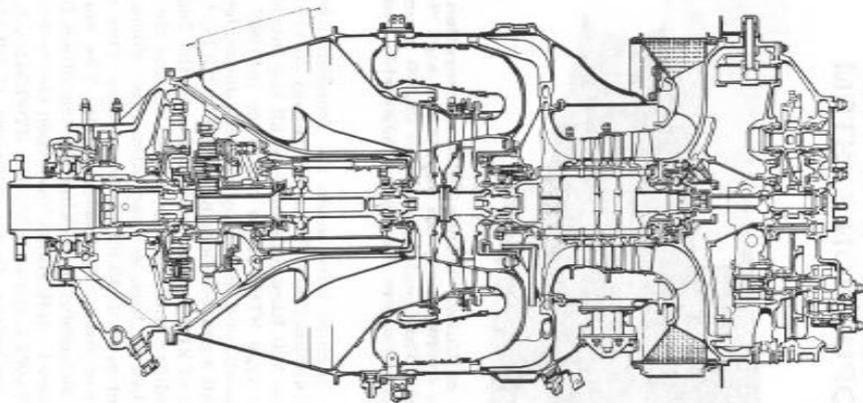


Figure I-7 : turbopropulseur PT6/ST6, c'est une unité de puissance 1500 arbres utilisés principalement dans les avions, hélicoptère, et les applications marines.

- **Entraînement mécanique :**

Les turbines à gaz d'entraînement mécaniques comprennent la turbine à vapeur dérivée lourde, la turbines à gaz industrielles, les turbines à gaz dérivées aéronautique, et les turbines à gaz industrielles hybrides. Ces turbines sont énumérées à l'annexe A par l'application : (entraînement mécanique, la production d'électricité, à cycle combiné, et la propulsion marine). Typique de la turbine à vapeur dérivée lourde turbine à gaz industrielle est le cadre de General Electric 7001 et l'hybride à turbine à gaz industrielle solaire MARS.

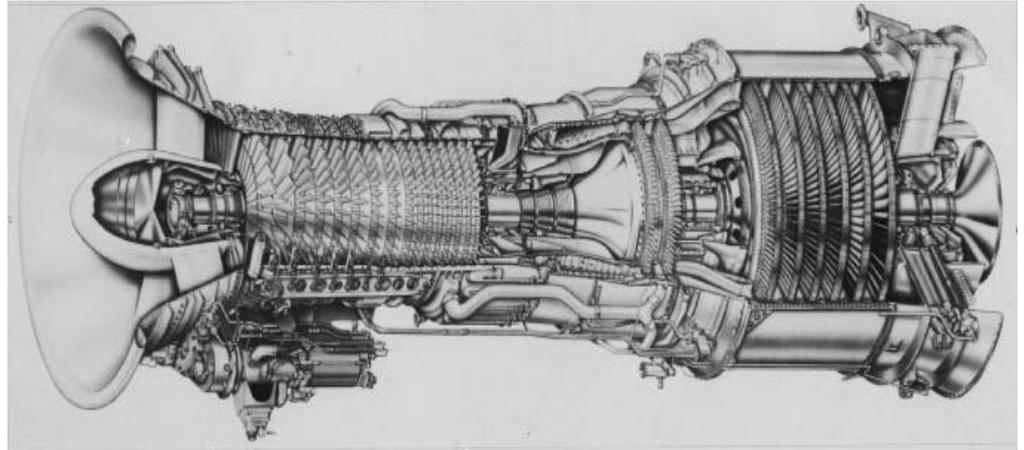


Figure 1-8 : turbine à gaz LM2500.

Les turbines à gaz d'entraînement mécanique (Figure I-9) sont disponibles en trois configurations : simple arbre de tambour intégral sorti, seul arbre de sortie bobine -split et double arbre de sortie bobine -split. Dans une unité d'arbre de sortie de bobine intégré unique l'arbre de sortie est un prolongement de l'arbre principal, qui relie le compresseur et les composants de turbine. L'arbre de sortie peut être un prolongement de l'arbre de turbine (comme représenté sur la figure I-10 et la figure I-11) ou il peut être un prolongement de l'arbre du compresseur (comme le montre la figure I-12). Lorsque l'arbre d'entraînement de sortie est un prolongement de l'arbre d'élément de turbine, il est désigné comme un «disque d'extrémité chaude. » De même, lorsque l'arbre d'entraînement de sortie est un prolongement de l'arbre de composant de compresseur, il est désigné comme un «disque d'extrémité froide. » Il y a des inconvénients à chaque configuration.[5]

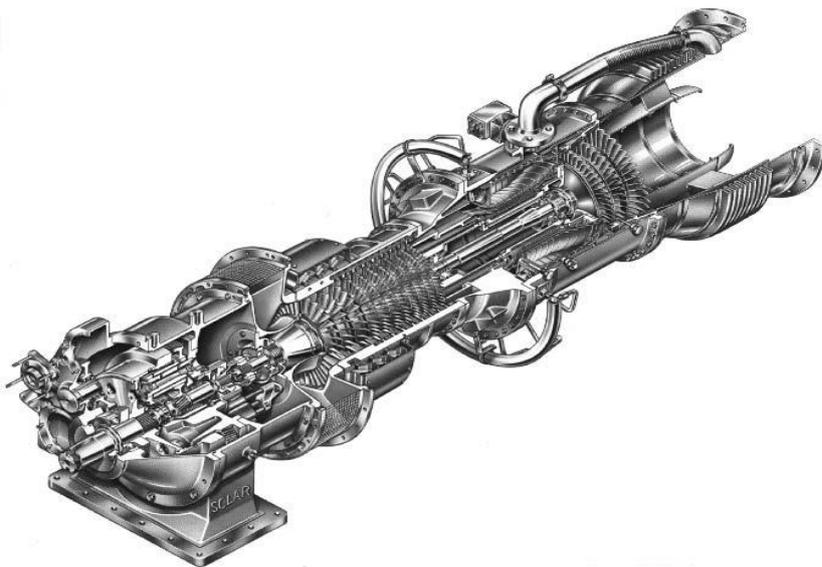


Figure I-9 : Le Centaure solaire 50 est une turbine à gaz industrielle hybride avec une charge de base ISO Evaluation de 4,35 mégawatts.

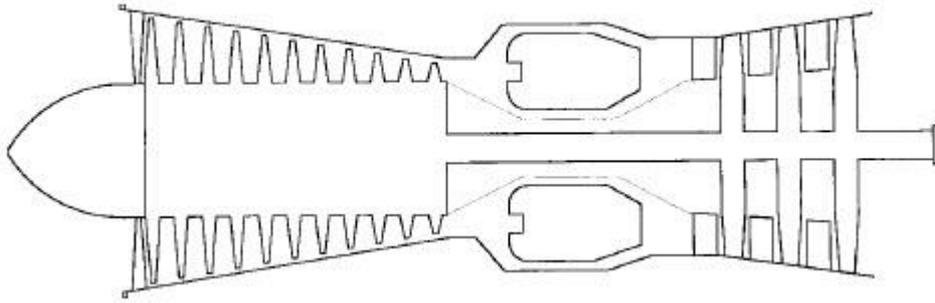


Figure I-10: Croquis d'une seule turbine à gaz de bobine extrémité chaude lecteur.

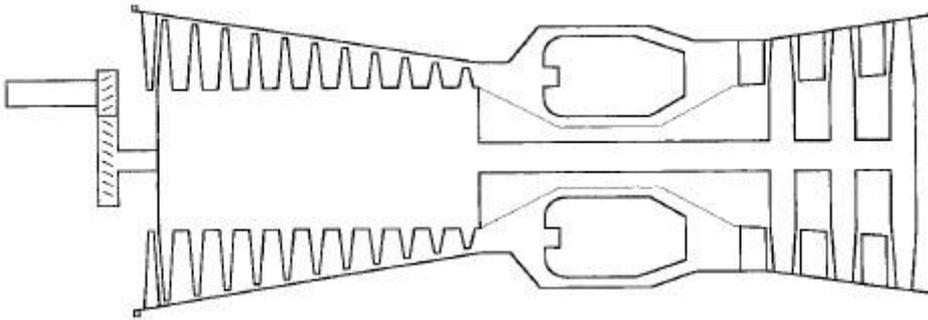


Figure I-11 : Croquis d'une seule turbine à gaz de bobine extrémité froide entraînement.

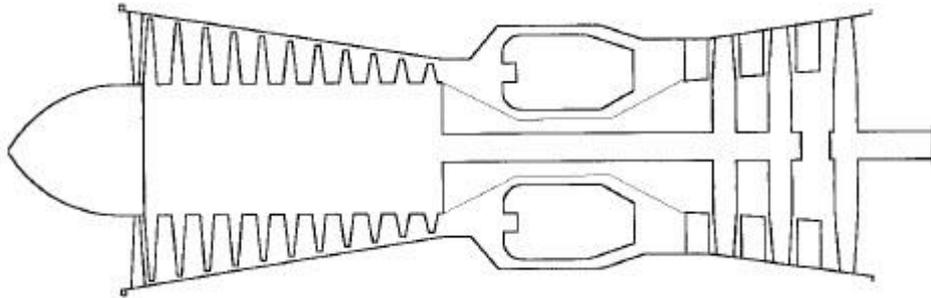


Figure I-12 : Croquis d'une turbine à gaz d'une seule bobine avec une turbine de puissance d'entraînement d'extrémité chaude

- **Entraînement d'extrémité chaude**

Dans cette configuration, l'extension de l'arbre de sortie est à l'extrémité de la turbine lorsque la température des gaz d'échappement peut atteindre 427 °C à 538 °C. Ces températures affectent le fonctionnement et la vie de paliers. Aussi cette configuration est difficile à entretenir en tant que l'ensemble doit être installé à travers le conduit d'échappement. Le concepteur est confronté à un nombre de contraintes telles que: sortie longueur de l'arbre, les températures élevées (427 °C à 538 °C), le conduit d'échappement turbulence, la chute de pression et l'accessibilité de la maintenance. Une attention insuffisante à l'un de ces détails, dans le processus de conception, se traduit souvent par une perte de puissance, vibrations, arbre ou les échecs de couplage et augmentation des temps d'arrêt pour la maintenance.

- **Entraînement d'extrémité froide :**

Dans la configuration de l'entraînement de l'extrémité froide, l'arbre de sortie s'étend à l'extérieur de l'avant du compresseur. L'équipement entraîné est accessible, relativement facile à entretenir et exposé à des températures ambiantes seulement. L'inconvénient de cette configuration simple est que l'entrée du compresseur doit être configuré pour recevoir l'arbre de sortie et la machine entraînée (générateur électrique, une pompe, un compresseur, ou multiplicateur de vitesse / BAISSSE si nécessaire). Ce conduit d'admission doit être turbulent libre et fournit des uniformes, vortex libre, flux tout au long de la vitesse de fonctionnement gamme. Le conduit d'entrée turbulence est la préoccupation majeure face au concepteur de cette configuration. Les problèmes résultant d'une mauvaise conception peuvent être catastrophiques, ils peuvent induire une turbulence d'entrée surtension dans le compresseur de turbine à gaz entraînant la destruction complète de l'appareil. Le conduit d'entrée turbulence est souvent éliminé aux frais de la chute de pression (ΔP). ΔP comme entrée augmente et la puissance de sortie diminue [5].

Au milieu des années 60, la marine américaine a mis en œuvre un programme visant à déterminer l'efficacité des turbines à gaz pour la centrale électrique de propulsion d'un navire. Le premier navire de combat réel autorisé pour la construction par l'US Navy était le USS Achille (PG-84). Il s'agissait d'une canonnière de patrouille en service en 1964. La marine américaine a équipé les plus gros navires de la classe, y compris le destroyer de classe Arleigh Burke (DDG-51), et la classe Ticonderoga (CG-47). Le destroyer de classe Arleigh utilise quatre turbines à gaz LM2500-30 aéro-dérivés comme les principales unités de propulsion (totale de 100 000 chevaux de l'arbre).

À la fin de 1991, la marine américaine avait 142 turbines à gaz propulsés. En 1996, 27 marines du monde alimentent 338 navires avec 873 LM2500 turbines à gaz. Certains des pires effets de la turbine partie chaude corrosion est expérimenté dans ces applications dans l'océan. La prévention ou la réduction du sel de mer-instigateur corrosion par sulfuration est traitée dans la conception du système de filtre à air d'entrée et le choix des matériaux de la turbine et les revêtements de matière. Les turbines à gaz ont également été utilisées pour alimenter les automobiles, trains, et réservoirs. Le réservoir de M1A1 Abrams, équipé d'un moteur à turbine à gaz AGT-1500, a été salué pour son service de Desert Storm. Ce 63 tonnes, chargé bataille, réservoir peut parcourir jusqu'à 41,5 miles (66,4km) par heure au niveau du sol.

Une nouvelle source d'énergie entrant dans la place du marché est de 20 kilowatts à 60 kilowatts, régénéré, groupe électrique à turbine à gaz. Ce forfait, en combinaison avec une batterie, promet de fournir de l'énergie à faible émission pour une utilisation dans les voitures.

I-6) Eléments constituant la turbine à gaz :

Une turbine à gaz se compose de trois sections principales, décrites dans les paragraphes suivants :

- **Compresseur :**

Le compresseur est utilisé pour accroître la pression de l'air. Cette pression permet d'optimiser les processus de combustion et d'extraction de puissance puisque la combustion du mélange fuel/air se fait dans un plus petit volume. D'autre part, l'augmentation du taux de compression entraîne une augmentation de l'efficacité thermique. Deux types de compresseurs existent : les compresseurs axiaux et les compresseurs centrifuges. Un paramètre important à prendre en compte est l'encombrement. Ainsi, si on dispose d'un espace réduit, les compresseurs axiaux sont moins encombrants. D'autre part, la surface faciale d'un compresseur axial est beaucoup plus petite que celle d'un compresseur centrifuge. Chaque ensemble rotor - stator du compresseur constitue un étage de compression. Le taux de compression qu'autorise un seul étage est de l'ordre de 2, toutefois il est beaucoup plus facile de multiplier les étages que dans le cas des compresseurs centrifuges. Les taux de compression autorisés aujourd'hui par les compresseurs axiaux sont de l'ordre de 30.[7]

- **Chambre de combustion :**

La chambre de combustion est conçue pour brûler un mélange de fuel et d'air et pour délivrer à la turbine les gaz résultants à une température uniforme la plus élevée possible afin d'optimiser son fonctionnement. Mais la température des gaz ne doit pas dépasser la température maximale autorisée pour la turbine, sinon cette dernière risque d'être endommagée.

Il existe deux types de chambres de combustion : les chambres tubulaires qui ne sont plus utilisées actuellement, et les chambres annulaires plus légères et plus simples. Le carburant est amené à la chambre de combustion sous très forte pression par des pompes, il est alors vaporisé par des injecteurs. Les gouttelettes ainsi formées doivent être les plus fines possible afin de pouvoir réduire la longueur de la chambre de combustion.[7]

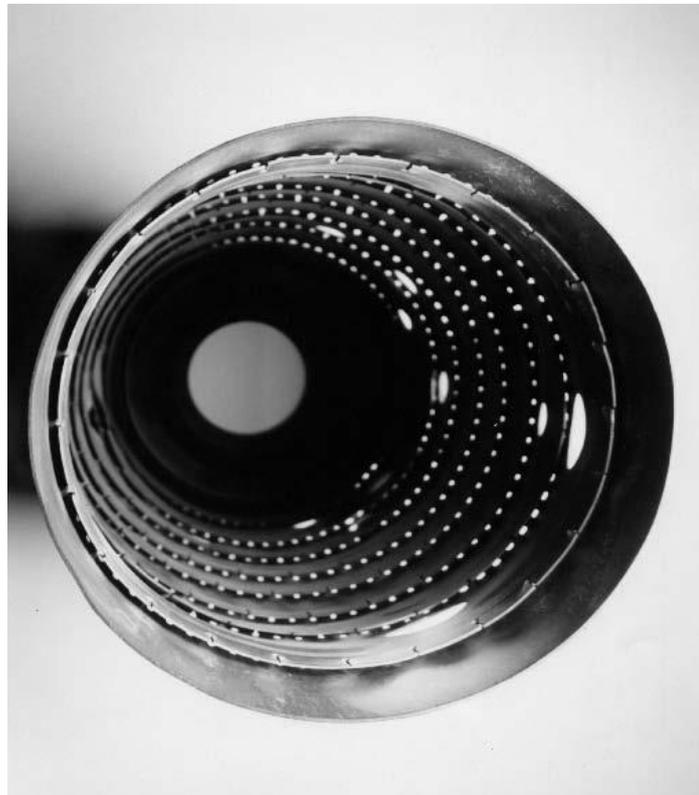


Figure I-13 : Une vue de la sortie de chambre de combustion dans « le neuf, 25,5 mégawatts, FT8 turbine à gaz dérivés de l'aéronautique ». La température de la flamme au centre de la chambre de combustion s'approche de 3000 ° C. Les petits trous de refroidissement permettent un flux d'air du compresseur pour refroidir en permanence les murs de combustion de ligne.[3]



Figure I-14 : La faible émission de NOx, en double-cône, la conception du brûleur EV est utilisée à la fois dans la GT10 (25 mégawatts) et la GT35 (17 mégawatts) de turbines à gaz. [5]

- **Turbine :**

La turbine récupère une partie de l'énergie cinétique des gaz générés par la réaction qui sortent de la chambre de combustion. Cette énergie cinétique est convertie en énergie mécanique, utilisée pour entretenir la rotation du compresseur et des différents accessoires. Près de trois quarts de l'énergie tirée des produits de combustion est nécessaire pour alimenter le compresseur.

Les accélérations que doivent subir les aubes des turbines sont responsables de contraintes de plus de 3 tonnes par cm². Les turbines ainsi peuvent tourner jusqu'à 60000 tr/min et baignent dans un flux de gaz dont la température avoisine 1500 °c. Cette température dépasse parfois de 2000°C, la température de fusion des matériaux constituant les aubes. Cette performance est possible grâce au refroidissement des aubes par de l'air prélevé au niveau du compresseur propulsé à grande vitesse et sous haute pression.



Figure I-15 : une turbine à gaz 1970 conçu avec laçage fil pour amortir les secondes aubes de turbine en scène. Notez l'aube de turbine 1er étage creux indiquant refroidissement des aubes et la corrosion, tant sur le 1er et les lames 2ème étape.[5]

I-7) Conclusion :

Grâce aux recherches qu'on a faites dans les références bibliographiques motionnées, on a pu avoir une idée sur l'évolution de cette mécanique complexe, qui joue un rôle très important dans l'industrie en générale

En Algérie, surtout dans le domaine des hydrocarbures, les turbines sont utilisées pour (entraînement mécanique des compresseurs, génération d'électricité). Mais d'après les ingénieurs de l'entreprise SONATRACH, la plus part des turbines utilisées sont de l'ancienne génération (1989), elles se caractérisent par leur grande taille et leur haute consommation de carburant. La raison de ne les pas changer c'est parce que l'Algérie as beaucoup de réserves de gaz naturelle.

Ensuite on va voir la partie théorique des turbines à gaz, pour expliquer le mode de fonctionnement et le cycle thermodynamique de cette machine.

Chapitre II : Etude théorique d'une turbine à gaz

Dans ce chapitre nous allons faire une distinction entre les turbines à gaz à circuit ouvert dans lesquelles les gaz d'échappement de la turbine sont renvoyés à l'atmosphère et les turbine à gaz à circuit fermé dans lesquelles circule toujours le même gaz, en général de l'air dans les deux types, la combustion s'effectue à pression constante.

Sous sa forme la plus simple, la turbine à combustion comprend trois éléments :

1. le compresseur
2. la chambre de combustion
3. la turbine

La puissance disponible est évidemment la différence entre la puissance produite par la détente dans la turbine et celle absorbée par le compresseur.

II-1) Cycle thermodynamique :

La figure (II-1) représente le schéma d'une turbine à gaz à circuit ouvert fonctionnant suivant le cycle de jule, l'air atmosphérique est aspiré par le compresseur qui est habituellement de type axial.

Ce compresseur refoule l'air vers la chambre de combustion où il est injecté par le brûleur, et une fois brûlé, il subit une détente dans la turbine, puis il s'échappe dans l'atmosphère.

Le travail utile dans l'installation, qui est la différence entre le travail fourni par la détente et celui qui est absorbé par le compresseur, sert à l'entraînement d'un compresseur.

Ce schéma est le plus simple qui peut être conçu, car il ne comporte que les appareils qui sont strictement nécessaires au fonctionnement de l'installation.

L'étude du cycle thermodynamique, correspondant à ce schéma est donc particulièrement facile.

Cette étude présente, de plus un grand intérêt pratique, c'est suivant ce schéma que sont réalisées la plupart des turbines à gaz modernes [6].

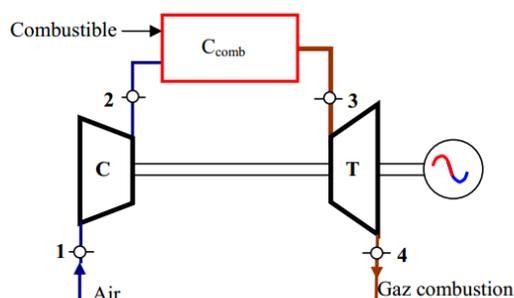


Figure II-1 : Schéma d'une turbine à gaz à circuit ouvert

Chapitre II : Etude théorique d'une turbine à gaz

Supposons d'abord que tous les appareils figurant dans le schéma de la figure (II-1) soient parfaits, les rendements propres du compresseur et de la turbine seront donc par hypothèse, égaux à l'unité tandis que les pertes dues au rayonnement, au frottement dans les conduites et fuite de gaz seront supposées nulles.

Le cycle ainsi obtenu est un cycle idéal, la comparaison entre le cycle idéal donné et le cycle réel peut servir de critère d'appréciation, de degré de perfection de ce dernier

Pour simplifier, nous négligerons la différence entre les propriétés physiques de l'air sortant du compresseur et celle du mélange gazeux admis dans la turbine.

De même, nous ferons abstraction de la masse combustible qui se mélange à l'air dans la chambre de combustion, et nous raisonnerons comme si les débits (air ou gaz) traversant le compresseur et la turbine étaient égaux.

Cette approximation est admissible, par suite du grand excès d'air qui caractérise le fonctionnement de la chambre de combustion.

En fait, il revient à admettre que l'air comprimé reçoit de la chaleur par l'intermédiaire d'une surface de transmissions, la combustion ayant lieu dans un foyer extérieur, ou en d'autres termes que la combustion interne est remplacé par une combustion externe.

Dans ces conditions, le cycle thermodynamique est le cycle de Joule idéal, représenté dans le diagramme (T-S) dans la figure (II-2).[6]

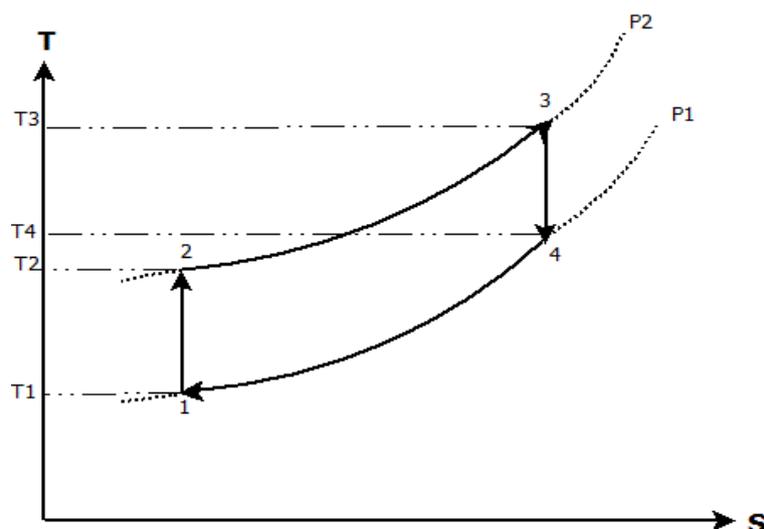


Figure II-2 : le cycle idéal de joule

Chapitre II : Etude théorique d'une turbine à gaz

Comme le compresseur n'est muni d'aucun dispositif de réfrigération, la compression de l'air est adiabatique, de plus comme le compresseur est supposé parfait, la compression est réversible, or une transformation qui est adiabatique et réversible est isentropique.

Elle est donc représentée dans le diagramme de la figure (II-2) par la droite 1-2 qui est parallèle à l'axe des ordonnées.

Le point 1 représente l'état de l'air à l'amont du compresseur étant défini par l'intersection de l'isobare P_1 et l'isotherme T_1 ou P_1 et T_1 sont respectivement la pression et la température (absolue) de l'air ambiant.

De même, en désignant la pression de refoulement du compresseur par P_2 , c'est l'intersection de l'isobare P_2 et l'isentropique 1-2 qui détermine le point 2, lequel représente l'état de l'air à la sortie du compresseur.

Le diagramme fournit directement la valeur de la température T_2 correspondant à ce point.

A l'amont de la turbine, l'état du gaz est représenté par le point 3 qui se trouve sur l'isobare P_2 et dont l'ordonnée est fixée par la valeur adaptée pour la température T_3 qui est la température maximale du cycle.

En fin la détente étant (comme la compression) adiabatique et réversible, cette transformation est représentée par la droite 3-4

Le gaz sortant de la turbine s'échappe à l'atmosphère ou il se refroidit en cédant à celle-ci la chaleur correspondante à l'écart de température T_4-T_1

II-2-) Expression du Rendement :

Désignons par W_c le travail nécessaire pour la compression de 1 kg d'air suivant l'isentropique 1-2 figure (II-2) et par W_t le travail fourni par la détente de 1 kg de gaz suivant l'isentropique 3-4.

Le travail utile W_u produit par 1 kg de fluide décrivant le cycle 1-2-3-4-1 est donné par la relation suivante :

$$W_u = W_t - W_c \quad \dots \text{(II-1)}$$

D'autre part, soit Q la quantité de chaleur dépensée pour porter la température de 1 Kg

De l'air, suivant l'isobare P_2 de T_2 à T_3 (transformation 2-3)

Le rendement thermique de la machine η_{th} sera donc exprimé par la relation suivante :

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{Q_u} \quad \dots \text{(II-2)}$$

Chapitre II : Etude théorique d'une turbine à gaz

U est l'énergie interne, laquelle conformément au premier principe de la thermodynamique est donnée sous forme différentielle par :

$$du = dw + dQ$$

Nous avons ainsi :

$$W_c = H_2 - H_1 \quad \dots(\text{II-3})$$

$$W_t = H_3 - H_4 \quad \dots (\text{II-4})$$

$$Q = H_3 - H_2 \quad \dots (\text{II-5})$$

L'expression (II-2) peut donc s'écrire également :

$$\eta_{th} = \frac{H_3 - H_4 - (H_2 - H_1)}{H_3 - H_2}$$

$$\text{Donc : } \eta_{th} = 1 - \frac{H_4 - H_1}{H_3 - H_2} \quad \dots (\text{II-6})$$

Chacune des variations d'enthalpie dans ces quatre relations peut être exprimée en fonction des variations de température correspondantes, ainsi par exemple la variation d'enthalpie H_2-H_1 est donnée par :

$$H_2-H_1 = \int_{T_1}^{T_2} C_p dt \quad \dots (\text{II-7})$$

C_p étant la chaleur massique du gaz à pression constante.

Pour les gaz parfait, les chaleurs massiques C_p et C_v sont indépendantes de la pression.

Pour simplifier le calcul, nous supposons que pour le gaz décrivant le cycle thermodynamique de la figure (II-2), les grandeurs C_p et C_v

(Donc aussi leur rapport $\gamma = \frac{C_p}{C_v}$) seront indépendantes non seulement de la pression mais aussi de la température, en prenant l'exemple précédent nous aurons alors :

$$H_2-H_1 = C_p (T_2-T_1) \quad \dots (\text{II-8})$$

D'où l'expression (II-6) s'écrit :

$$\eta = \frac{T_3 - T_4 - (T_2 - T_1)}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad \dots (\text{II-9})$$

Chapitre II : Etude théorique d'une turbine à gaz

La transformation 1-2 et 3-4 étant adiabatiques et réversibles, la loi qui les relie est :

$$P.v^\gamma = \text{constante}; \text{ avec } \gamma = \text{constante}$$

En tenant compte de l'équation des gaz parfaits.

$$P.v = r.T$$

Où γ est la constante du gaz considérée, rapportée à l'unité de masse, on obtient facilement :

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Pour simplifier les écritures introduisons les notations suivantes :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = r_1, \text{ et } ; T_3 = \tau . T_1$$

Nous pouvons alors écrire les expressions de: W_c, W_t, Q et η_{th} comme suite :

$$W_c = C_p(T_2 - T_1) = C_p T_1 (r_1 - 1)$$

$$W_t = C_p (T_3 - T_4) = C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{r_1}\right) = C_p T_1 \tau \left(\frac{r_1-1}{r_1}\right)$$

$$Q = C_p(T_3 - T_2) = C_p T_1 (\tau - r_1)$$

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{C_p (T_3 - T_2)} = \frac{W_t - W_c}{C_p (T_3 - T_2)} = \frac{C_p T_1 \tau \frac{r_1-1}{r_1} - C_p T_1 (r_1-1)}{C_p T_1 (\tau - r_1)}$$

$$\eta_{th} = \frac{r_1 - 1}{r_1} = 1 - \frac{1}{r_1}$$

Le rendement du cycle considéré ne dépend que du rapport de compression, et varie en sens proportionnellement avec le rapport de compression.[6]

Chapitre II : Etude théorique d'une turbine à gaz

Exprimons les divers éléments de ce cycle

$$W_c = C_p \times T_1 \frac{(r_1 - 1)}{\eta_c} \quad \Rightarrow \quad \text{Travail de compression (II-19)}$$

$$W_t = C_p \times T_1 \times \tau \times \frac{r_1 - 1}{r_1} \times \eta_t \quad \Rightarrow \quad \text{Travail de détente (II-20)}$$

$$W_u = W_t - W_c = C_p T_1 \frac{r_1 - 1}{r_1} \left(\tau \eta_t - \frac{r_1}{\eta_c} \right) \quad \Rightarrow \quad \text{Travail utile (II-21)}$$

$$W_{us} = \frac{W_u}{C_p T_1} = \frac{r_1 - 1}{r_1} \left(\tau \eta_t - \frac{r_1}{\eta_c} \right) \quad \Rightarrow \quad \text{Travail utile spécifique (II-22)}$$

$$Q = C_p T_1 \left(\tau - 1 - \frac{r_1 - 1}{\eta_c} \right) \quad \Rightarrow \quad \text{Chaleur d'échauffement (II-23)}$$

$$\eta_{th} = \frac{W_u}{Q} = \frac{r_1 - 1 \left(\tau \eta_t - \frac{r_1}{\eta_c} \right)}{r_1 \left(\tau - 1 - \frac{r_1 - 1}{\eta_c} \right)} \quad \Rightarrow \quad \text{Rendement}$$

II-5-) Cycle avec pertes de charge en cours de combustion : [6]

Elles apparaissent sur le cycle, l'origine de la détente dans la turbine se trouve sur l'isobare :

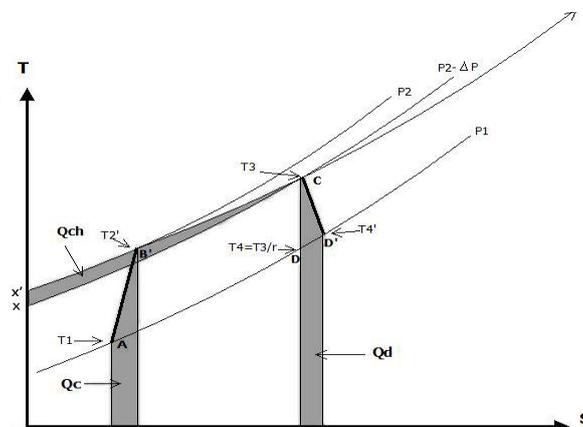


Figure II-4 : cycle avec pertes de charge en cours de combustion dans le diagramme entropique

Chapitre II : Etude théorique d'une turbine à gaz

La perte en cours de combustion Q_{ch} est donc représentée par l'aire $X' B' C X$ sur la figure (3-6) et le travail utile correspond à la quantité :

$$\text{Aire } AB'CD - \text{Aire } Q_c - \text{Aire } Q_t - \text{Aire } Q_{ch}$$

Pour tenir compte des pertes dans la chambre de combustion et les conduites extérieures aux machines posons :

$$P_2 - \Delta P_2 = P_2' \text{ et : } \left(\frac{P_2'}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = r' = \frac{T_3}{T_4} \quad \dots \text{ (II-25)}$$

Le travail de compression garde toujours la même valeur :

$$W_c = C_p T_1 \frac{r_1 - 1}{\eta_c} \quad \dots \text{ (II-26)}$$

Le travail de détente devient :

$$W_t = C_p (T_3 - T_4') = C_p (T_3 - T_4) \eta_t = C_p T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) \eta_t = C_p \tau T_1 \frac{r' - 1}{r'} \eta_t \quad \dots \text{ (II-27)}$$

L'expression du travail utile s'écrit :

$$W_u = W_t - W_c = C_p T_1 \left[\tau \frac{r' - 1}{r'} \eta_t - \frac{r_1 - 1}{\eta_c} \right] = C_p T_1 \frac{r_1 - 1}{r_1} \left[\tau \frac{\frac{r' - 1}{r'}}{\frac{r_1 - 1}{r_1}} \eta_t - \frac{r_1}{\eta_c} \right] \quad \dots \text{ (II-28)}$$

La quantité de chaleur dépensée au réchauffeur s'exprime toujours par :

$$Q = C_p (T_3 - T_2') \text{ Soit : } Q = C_p T_1 \left(\tau - 1 - \frac{r_1 - 1}{\eta_c} \right) \quad \dots \text{ (II-29)}$$

Et le rendement du cycle :

$$\eta_{th} = \frac{\frac{r_1 - 1}{r_1} \tau \frac{r' - 1}{r'} \frac{r_1}{r_1 - 1} \eta_t - \frac{r_1}{\eta_c}}{\tau - 1 - \frac{r_1 - 1}{\eta_c}} \quad \dots \text{ (II-30)}$$

On voit bien que le rendement thermique dépend du taux de compression et du taux de détente.

III-1-1) Définition :

Le compresseur axial est un compresseur dont le flux d'air suit l'axe de rotation, et dont le fluide de sortie a un mouvement radial. Il génère un flux continu d'air comprimé et fournit un rendement élevé pour une masse volumique donnée et une section donnée du compresseur. Il est nécessaire d'avoir plusieurs étages de pales pour obtenir des pressions élevées et des taux de compression équivalents à ceux d'un compresseur centrifuge.

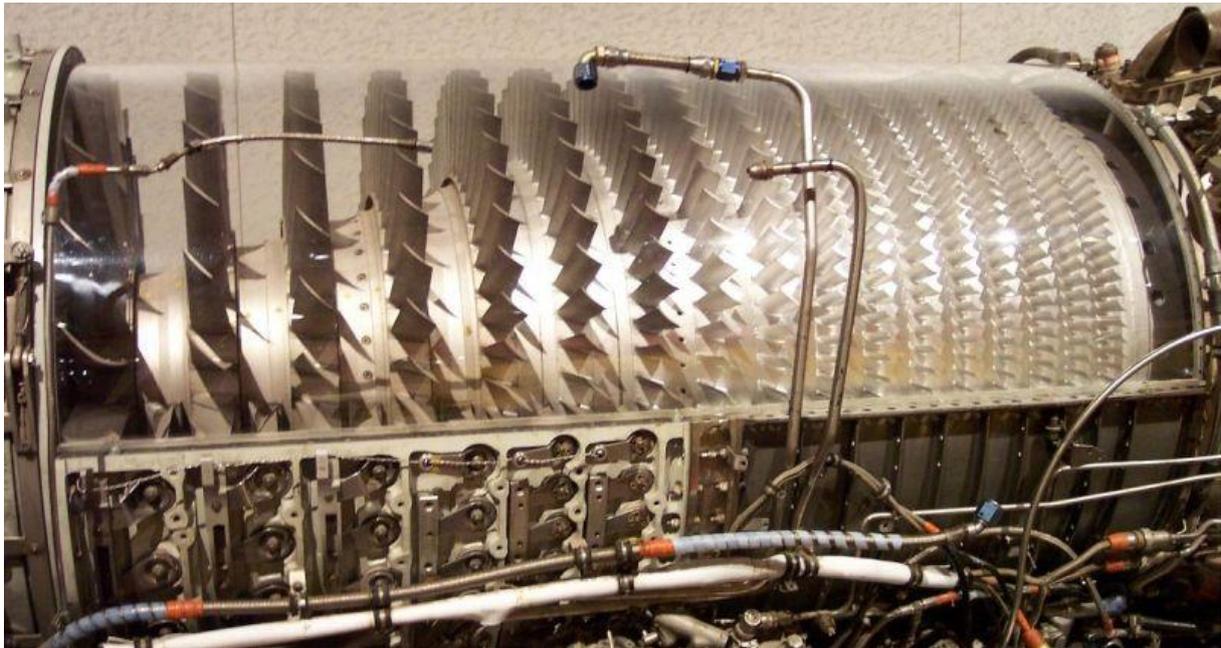


Figure III-A Compresseur du GE J79

Le principe de fonctionnement des compresseurs axiaux est connu depuis bien longtemps. Déjà en 1853, Tournaire présentait à l'académie française des sciences le principe d'un compresseur axial poly étagé. Sir Charles Parsons obtient en 1901 sa licence de commerce « improvements in Compressors and Pumps of the turbine type ». Quelques temps plus tard, il construisit son premier compresseur axial qui ne comptait pas moins de dix-neuf étages. Cette machine n'était rien d'autre qu'une turbine à réaction entraînée en sens inverse, tournait à une vitesse de rotation de 4000tr/min, pour un débit de 1,82kg/s, un taux de compression de 1,75, et un rendement de seulement soixante pour-cent. Une vingtaine d'années plus tard on commença, en Europe et aux Etats-Unis à percevoir les possibilités des compresseurs axiaux et beaucoup de recherches y furent consacrées. [8]

Contrairement aux compresseurs radiaux ou centrifuges, une particule de fluide reste, dans un compresseur axial, à une distance plus au moins constante de l'axe de la machine.

Si on ne tient pas compte des phénomènes visqueux, on peut constater qu'il existe une assez grande analogie entre les principes de fonctionnement des compresseurs axiaux et des turbines axiales. Ceci n'est qu'apparent, car en réalité, il est bien plus difficile de garder l'écoulement sous contrôle dans les compresseurs que dans les turbines. Dans ces dernières, la pression diminue dans la direction de l'écoulement. Dans les compresseurs, la pression augmente. Ce gradient de pression défavorable suivant la direction de l'axe induit, bien plus vite que dans les turbines. Une tendance au décrochage dans l'écoulement. On doit par conséquent veiller à ce que le gradient de pression reste limité. Ceci explique ainsi pourquoi le nombre de disques d'aubes dans les compresseurs est toujours beaucoup plus élevé que dans les turbines.[8]

III-1-2) Principe de fonctionnement :

La compression est réalisée dans un certain nombre d'étages, placés en série. Chaque étage est constitué d'une couronne d'aubes rotoriques (le rotor) et d'une couronne d'aubes statoriques (le stator). Les aubes rotoriques sont fixées sur le tambour, les aubes statoriques sont solidaires du carter.

Dans le rotor, l'énergie mécanique disponible sur l'axe est transformée en énergie de pression et énergie cinétique qui sont communiquées au fluide. Dans le stator, une partie de cette énergie cinétique est transformée en énergie de pression. La vitesse relative à l'entrée du rotor et la vitesse absolue à l'entrée du stator doivent présenter un angle d'incidence tel que le fluide ne se décroche pas. Etant donné que la pression doit augmenter dans les canaux tant rotoriques que statoriques, la forme des aubes doit être telle que les canaux d'écoulement soient divergents. La divergence ne doit cependant pas être trop élevée afin d'éviter le décollement de la couche limite. C'est la raison pour laquelle la courbure des aubes de compresseur est toujours beaucoup plus faible que celles des aubes de turbines. Dans le dernier étage, l'écoulement doit à nouveau être orienté axialement avant de pénétrer dans la chambre de combustion.

Dans le cas des avions de chasse, où les prestations sont essentielles, le premier étage est précédé d'un distributeur (inlet guide vanes). Les IGV donnent au fluide une composante tangentielle de la vitesse adéquate avant qu'il pénètre dans le premier rotor. Dans les IGV le fluide est dévié de la direction axiale. Le fluide n'est pas comprimé par les IGV, mais est seulement accéléré. Ces aubes de guidage produisent énormément de bruit et c'est la raison pour laquelle elles ne sont plus utilisées dans les applications civiles récentes.

III-1-3) Description :

Le fluide entre et sort avec une vitesse débitante approximativement axiale. Ces Machines sont caractérisées par des débits importants, mais des taux de pression limités (de l'ordre de 1,4 pour un compresseur transsonique et de 2 pour un compresseur supersonique). Ce taux de compression est lié à la vitesse de rotation et au nombre d'étages [9].

III-1-4) Notion d'étage et échange d'énergie :

Un étage de turbomachine se compose d'une partie mobile appelée rotor (ou rouet) et d'une partie fixe appelée stator (ou selon le cas : redresseur, distributeur, diffuseur,...)

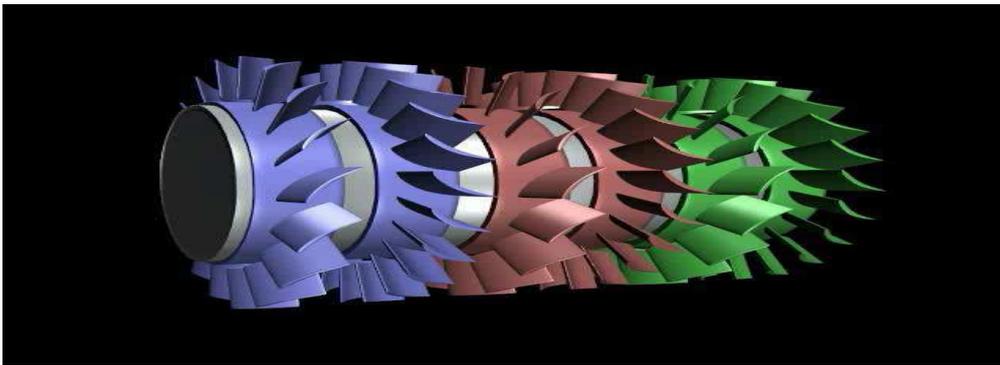


Figure III-B Compresseur axial multi étage

Le rotor :

Son Rôle est d'assurer le transfert d'énergie entre l'arbre de la machine et le fluide en mouvement.

L'écoulement étant défléchi au passage de la roue, il existe donc une force exercée par le fluide sur les aubages.

Le point d'application de la force se déplace du fait de la rotation des aubages, il y a donc travail => échange d'énergie.

Énergie de pression : une turbomachine échange nécessairement de l'énergie de pression avec le fluide (même si cela ne doit pas être sa fonction principale).

Énergie cinétique : une turbomachine échange nécessairement de l'énergie cinétique avec le fluide du fait de la giration de l'écoulement au passage de la roue mobile.

Énergie calorifique : il n'y a pas d'énergie calorifique directement échangée entre le fluide et la roue.

Cependant le fluide peut recevoir de la chaleur naissant de la dégradation d'une partie de l'énergie cinétique \leq travail des forces de frottement liées à la nature visqueuse du fluide.

Chapitre III : les compresseurs axiaux

Phénomène de dissipation principalement localisé près des parois = transformation de la forme d'énergie et non transfert de l'énergie («pertes» => rendement).

Faible surface des parois en rapport avec les grands débits rendent les échanges de chaleur avec l'extérieur négligeable => parois considérées comme adiabatiques.

Le stator :

Son rôle c'est de redresser l'écoulement vers la direction axiale, transformant ainsi l'énergie cinétique de la composante giratoire de vitesse en pression statique. « Orienter » le fluide dans une direction compatible avec le prochain étage.

Il existe comme pour la roue mobile une force exercée par le fluide sur les aubages, liée à la déflexion de l'écoulement.

Par contre l'aubage étant fixe, il n'y a pas de déplacement du point d'application de la force. Donc pas de travail => pas d'échange d'énergie.

III-2) Ecoulement Bidimensionnel à travers un étage :

III-2-1) Définition et notions :

Nous considérons une section du compresseur suivant une surface cylindrique avec rayon R_m .

Ce rayon moyen est déterminé en prenant soit la moyenne arithmétique des rayons du carter et du tambour, soit le rayon tel que l'aire de la section entre la surface cylindrique et le tambour qui est égale à celle entre la surface cylindrique et le carter. Le plus souvent c'est la première définition qui est adoptée. La section est alors développée dans un plan. Avec ce modèle nous considérons par conséquent qu'il n'y a pas d'effets de paroi sur le tambour et le carter et nous pouvons admettre que les aubes ont une hauteur infinie.

Un étage est constitué d'un rotor et d'un stator. Le premier étage est parfois précédé d'un distributeur dont les aubes ont un angle de calage réglable (moteur F100 du F16). Le dernier étage doit rétablir un écoulement axial. [8]

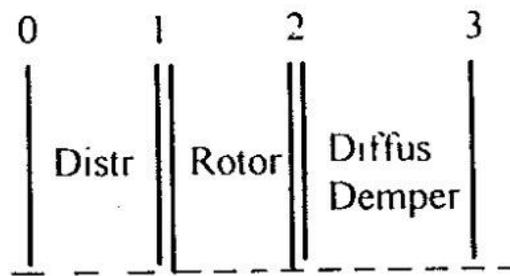


Figure III-1 : Représentation schématique d'un étage de turbocompresseur axial (2dimensions)

Nous distinguons les sections suivantes, perpendiculaire à l'axe (fig.III-1) :

- 0 : entrée de distributeur
- 1 : entrée d'un rotor
- 2 : sortie d'un rotor
- 3 : sortie d'un stator

Les vitesses et les angles d'écoulement sont notés comme suit :

- V_a : vitesse axiale
- V : vitesse absolue
- W : vitesse relative
- u : vitesse d'entraînement
- α : angle entre la vitesse absolue et la direction axiale
- β : angle entre la vitesse relative et la direction axiale
- w''_{if} : les frottements dans le stator
- w'_{if} : les frottements dans le rotor

III-2-2) Hypothèses :

i. **Densité constante** : Vu que pour éviter le décollement de la couche limite l'augmentation de pression dans un étage doit être limitée. On peut admettre que la densité dans un étage est constante. Ceci n'est bien évidemment pas vrai à travers toute la machine. Dans ce qui suit, nous admettons qu'il y a un saut discontinu de densité lorsque le fluide passe d'un étage vers le suivant. Pour l'avant-projet, cette simplification est acceptable. Lors de calculs plus détaillés on peut tenir compte de la variation de la densité à travers un étage. Dans ce qui suit nous posons que :

- pour le Rotor :
$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{\Delta p_R}{\rho}$$

- pour le stator :
$$\int_2^3 \frac{dp}{\rho} = \frac{\Delta p_S}{\rho}$$

Où Δp_R et Δp_S représentent respectivement l'augmentation de pression à travers le rotor et le stator.

ii. **Vitesse axiale constante** : la vitesse axiale à travers le compresseur est supposée constante. Vu que la densité du fluide augmente les sections d'écoulement à partir de l'entrée vers la sortie doivent par conséquent diminuer. Dans la pratique, la vitesse axiale n'est pas constante. Du fait qu'une couche limite se développe le long du tambour et de l'enveloppe, la vitesse au centre de la section augmente au fur et à mesure que la couche limite épaissit

iii. **Vitesse entre les couronnes d'aubes** : dans l'espace entre deux couronnes d'aubes, on admet que le fluide présente les mêmes caractéristiques mécanique et thermodynamique. Ici encore cela ne correspond pas à la réalité à cause des effets de couche limite. Les couches limites sur chacune des faces d'une aube se rencontrent au bord de fuite et forment un sillage. Dans la direction tangentielle il existe donc un gradient. Ce n'est qu'après mélange complet que le gradient disparaît. La distance dont le fluide a besoin pour se mélanger est plus grande que la distance entre les deux roues d'aubes. Le long du cercle avec rayon moyenne, nous admettons que l'écoulement est axisymétrique. Pour l'approche type cascade, cela signifie que l'écoulement dans l'espace entre deux rangées d'aubes est uniforme.

iv. **Egalité entre vitesse d'entrée et vitesse de sortie d'un étage** : les calculs de compresseur et la programmation des machines qui doivent fabriquer les aubes sont simplifiées lorsqu'on impose que la vitesse absolue à l'entrée d'un étage tant en grandeur qu'en direction, soit égale à la vitesse de sortie. [8]

III-2-3) triangle des vitesses :

A l'entrée d'un étage (section 1) le fluide a une vitesse absolue V_1 qui est identique à la vitesse absolue V_3 de l'étage suivant. En soustrayant vectoriellement la vitesse d'entraînement u , on obtient la vitesse relative W_1 à l'entrée du rotor. L'angle que cette vitesse relative fait avec la tangente au squelette de l'aube rotorique doit être suffisamment limité de façon à ce que le fluide ne décroche pas.

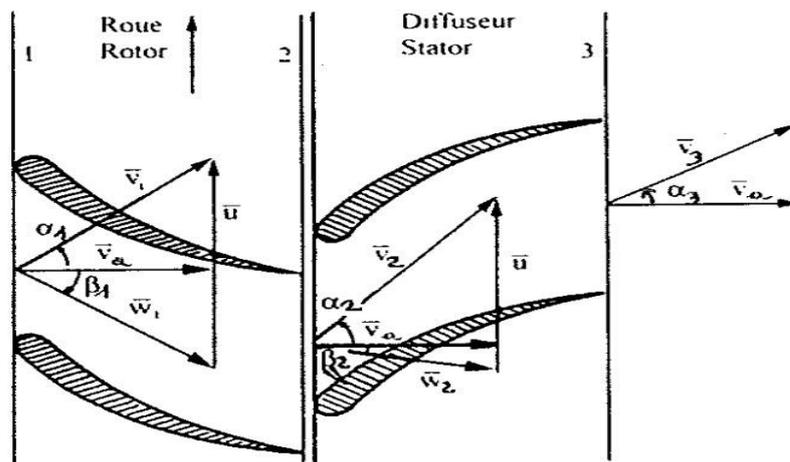


Figure III-2 : Triangle de vitesses

Une augmentation de pression du fluide à travers le rotor impose que la vitesse relative soit déviée vers la direction axiale si bien que, Vu la constance de composante axiale de la vitesse, $W_2 < W_1$. Par application de l'équation de l'énergie cinétique dans un espace relative, on obtient :

$$\frac{W_2^2 - W_1^2}{2} = - \frac{\Delta P_R}{\rho} - W_{if}'' \quad \dots(III-1)$$

Si W_2 est connue, la vitesse absolue V_2 à la sortie du rotor peut être obtenue par sommation vectorielle des vitesses relatives et d'entraînement.

Le stator transforme une partie de l'énergie cinétique liée à la vitesse V_2 en énergie de pression. C'est donc pour la même raison que pour le rotor que le vecteur de vitesse doit être dévié par les aubes vers la direction axiale. L'équation ci-dessous permet de déduire que si la pression augmente alors la vitesse doit diminuer :

$$\frac{V_3^2 - V_2^2}{2} = - \frac{\Delta p_s}{\rho} - W_{if}' \quad \dots(III-2)$$

Chapitre III : les compresseurs axiaux

Par le choix de la forme de l'aubage statorique, il est possible de déterminer la vitesse absolue à la sortie de l'étage. Ainsi que déjà mentionné dans les hypothèses. On veillera à ce que cette vitesse V_3 soit égale, tant en grandeur qu'en direction à la vitesse absolue d'entrée V_1 .

En d'autres termes nous admettons toujours que :

$$\mathbf{V}_3 = \mathbf{V}_1 \text{ et } \alpha_3 = \alpha_1$$

On peut déduire de ce qui précède la représentation polaire des triangles des vitesses (Figure III- 3). Par la suite nous ferons souvent appel à ce type de représentation.

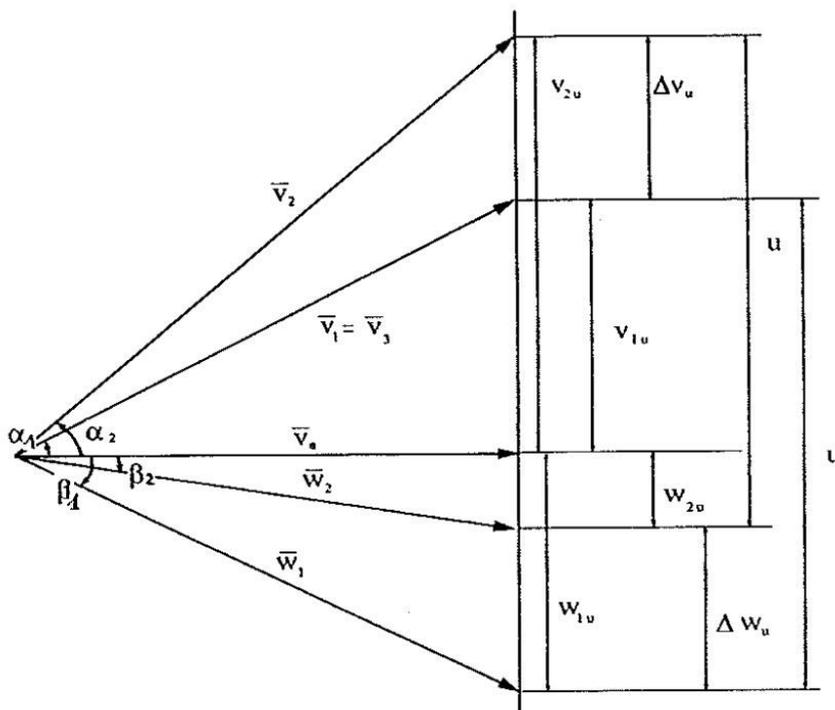


Figure III-3 : Représentation polaire des triangles des vitesses

III-2-4) Degré de réaction :

Ce paramètre important dans la conception d'un étage est déterminé par la manière dont l'augmentation de pression dans l'étage est répartie entre rotor et stator. Le degré de réaction est défini comme le rapport entre l'augmentation d'enthalpie statique à travers le rotor et la variation d'enthalpie totale à travers l'étage complet. [8]

$$\mathbf{R} = \frac{h_2 - h_1}{h_{t3} - h_{t1}} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} \quad \dots(\text{III-3})$$

Chapitre III : les compresseurs axiaux

Nous établissons à présent une expression pour le degré de réaction qui est directement en rapport avec le triangle des vitesses.

Par application de l'équation énergétique dans un conduit mobile et dans un conduit fixe, on peut exprimer numérateur et dénominateur comme suit :

$$h_2 - h_1 = - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2}$$

$$h_{t3} - h_{t1} = h_{t2} - h_{t1} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + h_2 - h_1 = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2}$$

De sorte que :
$$R = \frac{-(W_2^2 - W_1^2)}{V_2^2 - V_1^2 - (W_2^2 - W_1^2)} \quad \dots(III-4)$$

Une expression plus pratique du degré de réaction est obtenue en appliquant quatre fois le théorème de Pythagore (figure III-3) :

$$W_2^2 = V_a^2 + W_{2u}^2$$

$$W_1^2 = V_a^2 + (W_{2u} + \Delta W_u)^2$$

$$V_2^2 = V_a^2 + (V_{1u} + \Delta V_u)^2$$

$$V_1^2 = V_a^2 + V_{1u}^2$$

Ce qui, après calcul et en constatant que :

$$\Delta V_u = \Delta W_u$$

$$W_{2u} + \Delta W_u + V_{1u} = u$$

Donne l'expression du degré de réaction en fonction des composantes tangentielles de vitesse du rotor :

$$R = \frac{W_{2u} + \Delta W_u / 2}{u}$$

Chapitre III : les compresseurs axiaux

Une autre expression intéressante est obtenue en introduisant les angles de sortie dans l'expression précédente :

$$R = \frac{1}{u} \left(W_{2u} + \frac{\Delta W_u}{2} \right) \quad \dots(\text{III-5})$$

$$R = \frac{1}{u} \left(W_{2u} + \frac{u - W_{2u} - V_{1u}}{2} \right) = \frac{1}{u} \left(\frac{W_{2u}}{2} + \frac{u - V_{1u}}{2} \right)$$

$$R = \frac{1}{u} \left(\frac{V_a \tan \beta_2}{2} + \frac{u}{2} - \frac{V_a \tan \alpha_1}{2} \right) \quad \dots(\text{III-6})$$

Si bien que (avec : $\phi = \frac{V_a}{u}$) :

$$R = \frac{1}{2} + \phi \left(\frac{\tan \beta_2 - \tan \alpha_1}{2} \right)$$

Avec :

ϕ : le coefficient de l'écoulement.

Dans les étages avec un grand degré de réaction, l'augmentation de pression dans le rotor est grande et celle dans le stator reste limitée. Un petit degré de réaction signifie que l'augmentation de pression dans le rotor est petite et celle dans le stator élevée. Nous illustrons ceci par quelques exemples :

1. Etage avec degré de réaction égal à zéro (figure III- 4) :

Dans ce cas, les vitesses relatives d'entrée et de sortie ont la même grandeur ($W_2=W_1$) et sont placées symétriquement par rapport à la direction axiale. Dans la roue, à cause des pertes, la pression diminue. La température reste constante. Ceci peut être montré à l'aide des relations :

$$h_1 - h_2 = \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} = 0$$

$$\frac{W_2^2 - W_1^2}{2} = 0 = -\frac{\Delta p_R}{\rho} - W_{if}''$$

Le rôle de la roue consiste à élever l'énergie cinétique absolue ($V_2 > V_1$), qui sera alors partiellement transformée en énergie de pression.

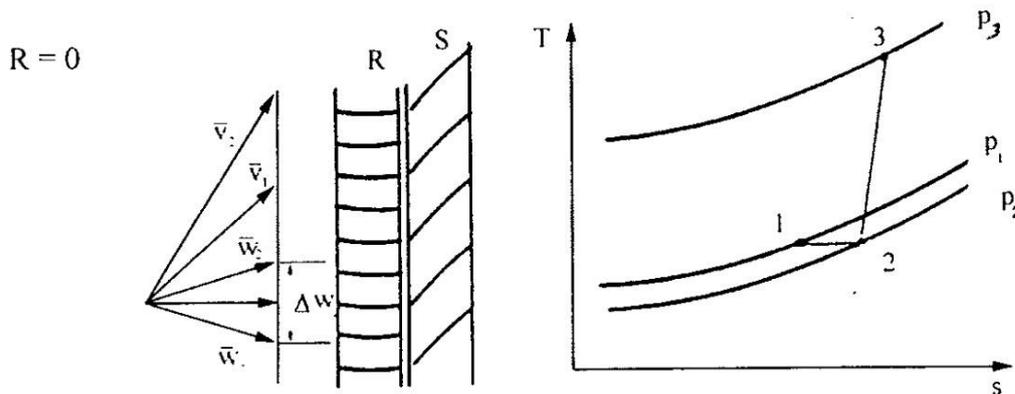


Figure III-4 : étage avec degré de réaction égale à zéro

2. Etage avec degré de réaction égale à 0,5 :

En utilisant l'expression :

$$W_{2u} + \frac{\Delta W_u}{2} = \frac{u}{2}$$

On constate que les triangles de vitesses sont le reflet l'un de l'autre suivant un miroir placé sur la direction axiale. Cette caractéristique rend la fabrication des aubes plus simple. Du fait de la symétrie, les pertes dans les deux rangées d'aubes sont plus ou moins identiques. L'équation de l'énergie cinétique, appliquées aux aubes rotoriques et statoriques, montre que l'augmentation de pression est pratiquement la même. (équation III-1, III-2)

$$\frac{W_2^2 - W_1^2}{2} = \frac{-\Delta p_R}{\rho} - W_{if}''$$

$$\frac{V_3^2 - V_2^2}{2} = \frac{-\Delta p_R}{\rho} - W_{if}'$$

Comme déjà signalé, le danger de décollement de la couche limite à cause du gradient de pression positif est bien plus grand pour les compresseurs que pour les turbines. C'est pour cette raison que l'augmentation de pression dans un étage est généralement répartie de façon égale entre rotor et stator. Ceci explique pourquoi un degré de réaction de 0,5 est très souvent appliqué sur le rayon moyen.[8]

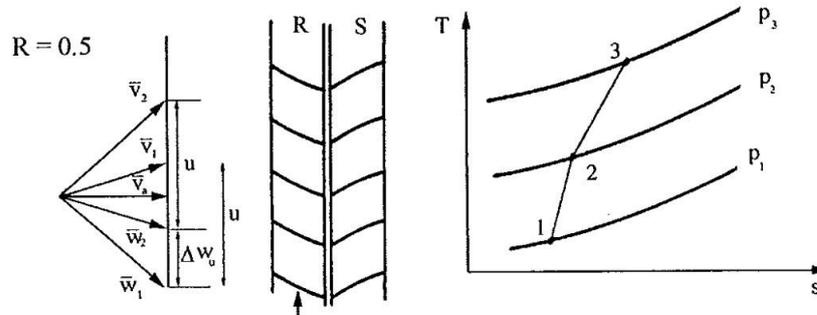


Figure III-5 : étage avec degré de réaction égale à 0,5

3. Etage avec degré de réaction égale à un :

Dans ce cas :

$$w_{2u} + \frac{\Delta W_u}{2} = W_{2u} + \frac{\Delta V_u}{2} = u \quad \dots(\text{III-7})$$

La vitesse V_2 à l'entrée du stator est égale en grandeur à la vitesse V_3 à la sortie. Il s'en suit que les températures d'entrée et de sortie du stator sont les mêmes et qu'il se produit une légère chute de pression due aux pertes :

$$\frac{V_3^2 - V_2^2}{2} = 0 = h_2 - h_3$$

$$\frac{V_3^2 - V_2^2}{2} = 0 = -\frac{\Delta p_s}{\rho} - W'_{if}$$

Si bien que :

$$T_3 = T_2$$

Et :

$$\Delta p_s < 0$$

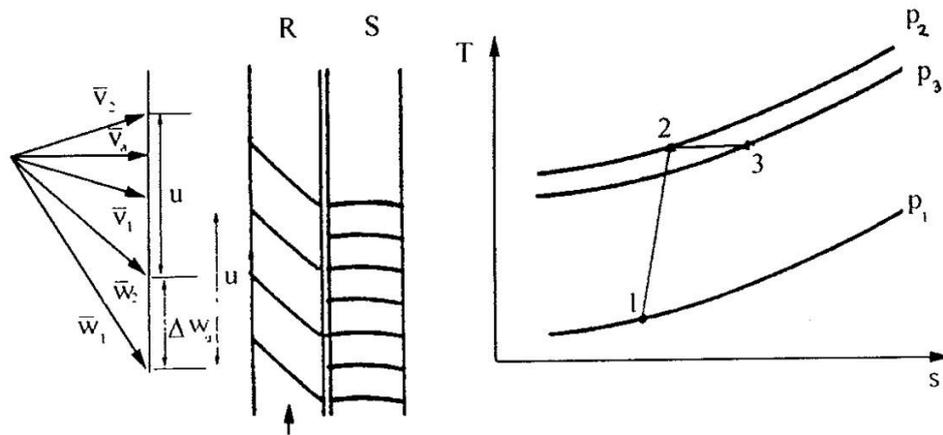


Figure III-6 : étage avec degré de réaction égale à 1

III-2-5) Rendement d'étage :

Définition : Dans l'intérêt de trouver une valeur optimale pour le degré de réaction et le coefficient d'écoulement, nous allons dans les paragraphes qui suivent exprimer le rendement d'étage η_e en fonction de R et ϕ . Le rendement d'étage est défini comme le rapport entre la puissance isentropique sur la roue et la puissance réelle sur la roue :

$$\eta_E = \frac{P_{R \text{ is}}}{P_R} \quad \dots(\text{III-8})$$

Par la formule d'Euler-Râteau, on peut exprimer la puissance sur la roue comme :

$$P_R = \dot{m}_R (u_2 V_{2u} - u_1 V_{1u}) \quad \dots(\text{III-9})$$

En faisant appel au triangle des vitesses $W^2 = u^2 + V^2 - 2uV_u$, on peut écrire la puissance sur la roue comme :

$$P_R = \dot{m}_R \left(\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} \right) \quad (\text{Avec : } u_1 = u_2) \quad \dots(\text{III-10})$$

Par application de l'équation de l'énergie cinétique

- Dans la roue (conduit mobile) :

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = - \int_1^2 v dp - w''_{if} = - \frac{\Delta p_R}{\rho} - w''_{if} \quad (\text{Avec : } u_1 = u_2) \quad \dots(\text{III-11})$$

Chapitre III : les compresseurs axiaux

- Et dans le stator (conduit immobile) :

$$\frac{v_3^2 - v_2^2}{2} = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} = - \int_2^3 \mathbf{v} d\mathbf{p} - \mathbf{w}'_{if} = - \frac{\Delta p_s}{\rho} - \mathbf{w}'_{if} \quad \dots(\text{III-12})$$

Nous pouvons exprimer la puissance sur la roue en fonction de l'augmentation de pression dans le rotor et le stator :

$$P_R = \dot{m}_R \left(\frac{\Delta p_R}{\rho} + \frac{\Delta p_S}{\rho} + \mathbf{w}''_{if} + \mathbf{w}'_{if} \right) \quad \dots(\text{III-13})$$

Dans le cas d'une évolution isentropique dans la roue, il n'y aura pas de frottements :

$$P_R = \dot{m}_R \left(\frac{\Delta p_R}{\rho} + \frac{\Delta p_S}{\rho} \right) \quad \dots(\text{III-14})$$

Partons de la définition, nous pouvons exprimer le rendement d'étage comme :

$$\eta_e = \frac{\dot{m}_R \left(\frac{\Delta p_R}{\rho} + \frac{\Delta p_S}{\rho} \right)}{\dot{m}_R \left(\frac{\Delta p_R}{\rho} + \frac{\Delta p_S}{\rho} + \mathbf{w}''_{if} + \mathbf{w}'_{if} \right)} = \frac{\left(\frac{\Delta p_R}{\rho} + \frac{\Delta p_S}{\rho} \right) \rho}{\left(\frac{\Delta p_R}{\rho} + \frac{\Delta p_S}{\rho} + \mathbf{w}''_{if} + \mathbf{w}'_{if} \right) \rho} \quad \dots(\text{III-15})$$

Pour simplifier, le dénominateur de l'expression ci-dessous est noté $\Delta'p$

$$\eta_e = \frac{\Delta p_R + \Delta p_S}{\Delta'p} \quad \dots(\text{III-16})$$

i. Interprétation physique de $\Delta'p$:

Par application de l'équation énergétique dans la roue :

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) = h_1 - h_2 \quad \dots(\text{III-17})$$

Et la formule d'Euler-Râteau :

$$P_R = \dot{m}_R \left(\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} - \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \right) \quad \dots(\text{III-18})$$

Nous pouvons exprimer la puissance sur la roue comme :

$$P_R = \dot{m}_R \left(\frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + h_2 - h_1 \right) = h_{t2} - h_{t1} = h_{t3} - h_{t1} \quad \dots(\text{III-19})$$

Étant donnée que l'enthalpie totale ne varie pas dans un conduit fixe (le stator) et que $V_3=V_1$, la puissance sur la roue devient :

$$P_R = \dot{m}_R (h_3 - h_1) = \dot{m}_R C_p (T_3 - T_1) \quad \dots(\text{III-20})$$

Et en tenant compte de :

$$P_R = \dot{m}_R \frac{\Delta'p}{\rho}$$

$\Delta'p$ Représente l'augmentation de pression réalisée dans un étage si la compression se fait sans frottements.

ii. Rendement d'étage en fonction de R et ϕ :

Le rendement d'étage est finalement donné par :

$$\eta_E = \phi \left(\frac{R - \phi \epsilon_R}{\phi + \epsilon_R R} + \frac{1 - R - \phi \epsilon_S}{\phi + \epsilon_S (1 - R)} \right) \quad \dots(\text{III-21})$$

Tel que :

ϵ_R : Jeu d'extrémité du rotor

ϵ_S : Jeu d'extrémité du stator

iii. Optimalisation du rendement d'étage :

Nous allons déterminer successivement la valeur optimale de R et de ϕ . Vu que les paramètres R et de ϕ peuvent être choisis indépendamment l'un de l'autre, la valeur optimale de R est déterminée par :

$$\frac{\partial \eta_E}{\partial R} = 0$$

Ce calcul conduit au résultat suivant :

$$R_{opt} = \frac{1 + \frac{\phi}{\epsilon_S} \left(1 - \sqrt{\frac{1 + \epsilon_S^2}{1 + \epsilon_R^2}} \right)}{1 + \frac{\epsilon_R}{\epsilon_S} \sqrt{\frac{1 + \epsilon_S^2}{1 + \epsilon_R^2}}} \quad \dots(III-22)$$

Puisque ϵ_S et ϵ_R sont petits, on négligera les termes d'ordre supérieur. On trouve une valeur indépendante de ϕ :

$$R_{opt} = \frac{1}{1 + \frac{\epsilon_R}{\epsilon_S}} \quad \dots(III-23)$$

En pratique, ϵ_R est plus ou moins égal à ϵ_S , si bien que :

$$R_{opt} = \frac{1}{2} \quad \dots(III-24)$$

Ceci signifie que le rendement d'étage atteint une valeur maximale dans le cas où le stator et le rotor sont équipés d'aubes symétriques identiques.

Poser $\epsilon_R \approx \epsilon_S$ est donc une hypothèse acceptable.

Le rendement maximum devient :

$$\eta_{E \max} = 2\phi \frac{1 - 2\epsilon\phi}{\epsilon + 2\phi} \quad \dots(III-25)$$

Après quelques calculs, on trouve que ϕ_{opt} vaut

$$\phi_{opt} = \frac{1}{2} \left(\sqrt{1 + \epsilon^2} - \epsilon \right) \cong \frac{1}{2} (1 - \epsilon) \cong \frac{1}{2}$$

Le rendement maximum (appelé maximorum) d'étage est obtenu pour :

Chapitre III : les compresseurs axiaux

$$\eta_{E \max \max} = 2 \frac{1}{2} \left(\frac{1 - 2\varepsilon \frac{1}{2}}{\varepsilon + 2 \frac{1}{2}} \right) = \frac{1 - \varepsilon}{1 + \varepsilon} = \frac{(1 - \varepsilon)^2}{1 + \varepsilon^2}$$

$$\eta_{E \max \max} \cong 1 - 2\varepsilon \quad \dots(\text{III-26})$$

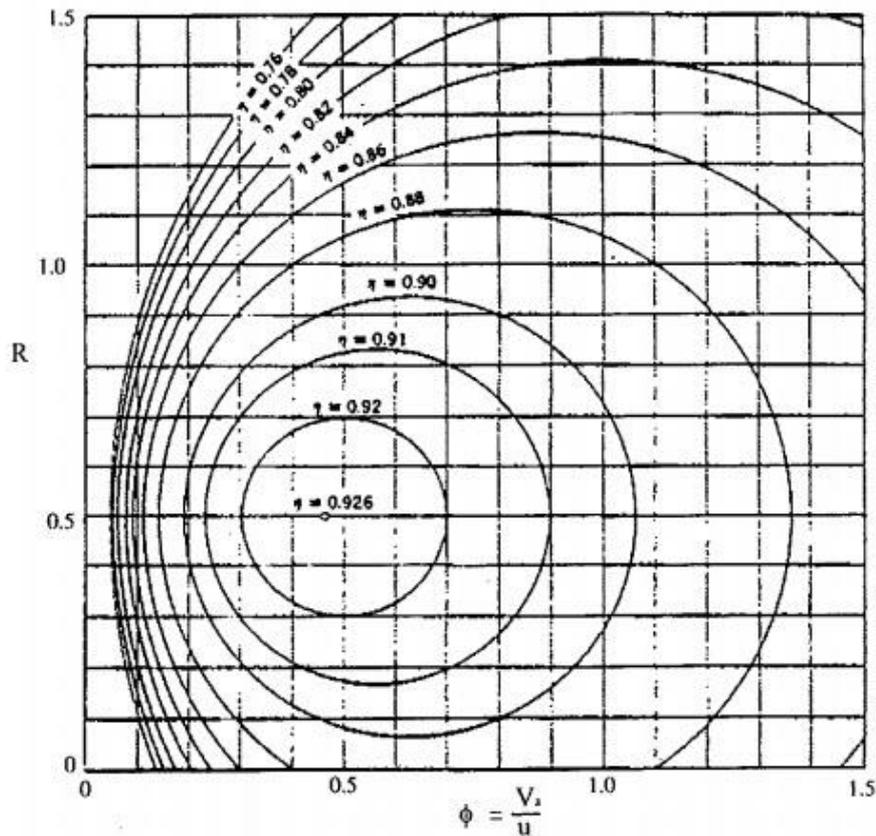


Fig-III-7 Rendement d'étage en fonction du degré de réaction et du coefficient d'écoulement.(diagramme de VAVRA).[8].

Le diagramme de Vavra montre également que les compresseurs axiaux ne sont pas conçus pour de faibles vitesses axiales ou de faibles débit. Dans le cas où ϕ est petit, la moindre variation de la vitesse de rotation aura une grande influence sur le rendement d'étage.

III-3) Pompage des compresseurs :

III-3-1) Introduction

Deux phénomènes vont influencer le fonctionnement d'un compresseur :

- Le phénomène de pompage (E :surge) : Le phénomène de pompage peut se produire aussi bien dans les compresseurs axiaux que centrifuges. Il influence non seulement le compresseur, mais aussi l'installation sur laquelle le compresseur est raccordé
- Le décollement tournant (E :rotating stall) : Le décollement tournant se produit uniquement dans les machines axiales et influence seulement le fonctionnement du compresseur

III-3-2) Le phénomène de pompage (Surge) :

Lorsque le débit diminue ou la vitesse de rotation augmente, l'angle d'attaque des aubes de rotor va augmenter. Si l'angle d'attaque devient très grand (fig III-7), le fluide va simultanément décrocher sur toute la hauteur de toutes les aubes (dans une ou plusieurs roues).

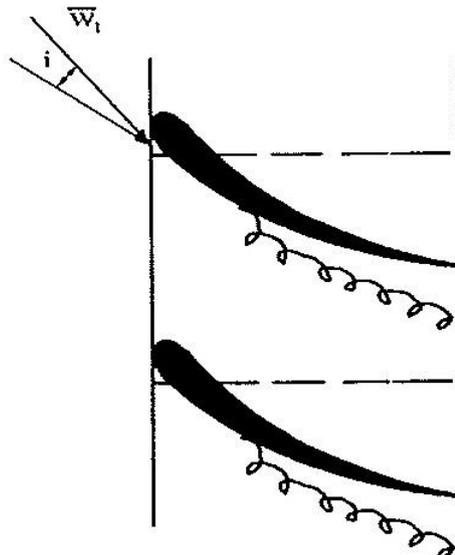


Figure III-8 : décollement de l'écoulement à un angle d'attaque élevé.

Ce phénomène est appelé le phénomène de pompage. La roue n'est plus en mesure de communiquer de l'énergie au fluide, si bien qu'il n'y a plus d'augmentation de pression dans l'étage. L'air n'étant pas suffisamment comprimé, les canaux en aval dans la machine sont saturés. Le fluide qui se trouve en aval dans la machine a tendance à refluer à travers la machine : la machine pompe. La pression en aval diminue alors et l'écoulement tend à se rétablir (le débit peut à nouveau augmenter). Si les conditions de fonctionnement du compresseur ne changent pas, le phénomène va se reproduire à nouveau.

Le phénomène de pompage est un phénomène pulsé qui peut avoir des conséquences catastrophiques pour le compresseur (ruptures d'aubes).

Le triangle des vitesses montre que l'angle d'attaque sur une aube de rotor augmente :

- Si, à vitesse de rotation constante, le débit diminue (diminution de la vitesse axiale d'écoulement), Voir fig(III-8).
- Si à débit constant, la vitesse de rotation augmente (augmentation de la vitesse d'entraînement), Voir fig(III-8).

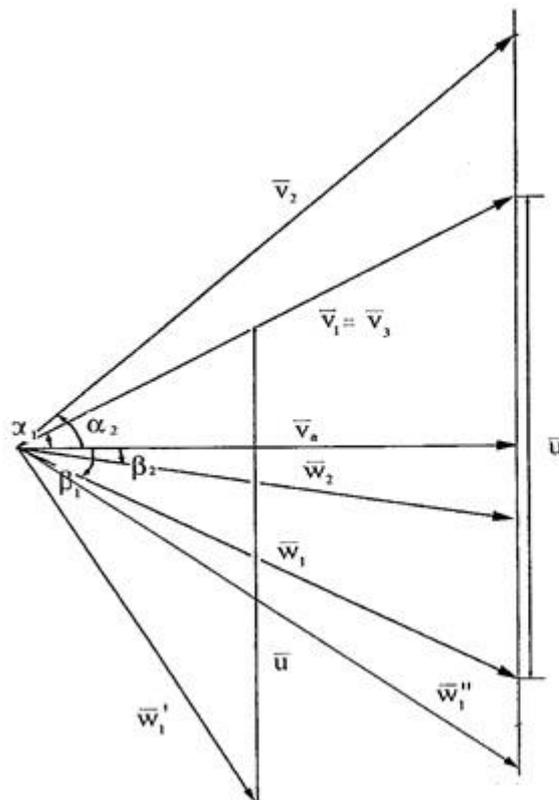


Figure III-9: Triangle des vitesses

Chapitre III : les compresseurs axiaux

Dans un turbocompresseur axial à plusieurs étages, les derniers étages peuvent, à faible vitesse d'entraînement, provoquer le phénomène de pompage, ces étages 'ferment' alors les premiers.

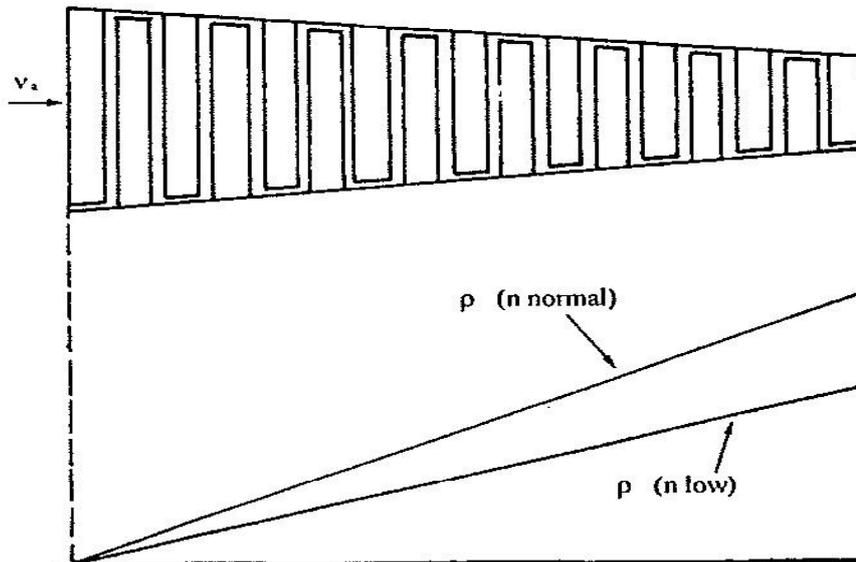


Figure III-10 : évolution de la masse volumique à travers la machine.

Les sections sont bien entendu calculées pour réaliser, étage par étage, une augmentation de la masse volumique. Comme à faible vitesse cette augmentation est plus faible que prévue, la vitesse axiale dans les derniers étages va augmenter. Suite à cette augmentation, il apparaît des zones transoniques dans les derniers étages, lesquels sont alors saturés. Le débit fournit par les premiers étages ne peut plus passer dans les derniers étages, ce qui provoque une diminution de la vitesse axiale dans les premiers étages et l'apparition du phénomène de pompage dans les premiers étages.

L'établissement de la ligne de pompage s'effectue de manière expérimentale. Le compresseur est d'une part entraîné par un moteur électrique à vitesse réglable et d'autre part raccordé à une conduite à section réglable par vanne. A vitesse d'entraînement constante, on ferme partiellement la vanne. A un certain moment, il apparaît des fortes vibrations, un débit pulsé et une pression qui oscille fortement à l'entrée et à la sortie : la machine pompe. Si la même expérience est reproduite pour une autre vitesse, alors le phénomène de pompage va se produire à un autre débit et d'autre taux de compression. Sur le diagramme du compresseur, les points ainsi déterminés forment une ligne : « la ligne de pompage » (E : surge line). Cette courbe est représentée sur la fig(III-10) par la courbe A.

Certaines solutions technologiques permettent de retarder le phénomène de pompage :

- L'installation d'aubes orientales à l'entrée (E : variable inlet guide vanes) et éventuellement dans les premiers étages. L'effet est représenté par la courbe B.
- Le soutirage d'air après les premier étages (E :Air Bleed Valves) pour éviter que la vitesse axiale dans les premier étages ne devienne trop faible. Le résultat est représenté par la courbe C.[9]

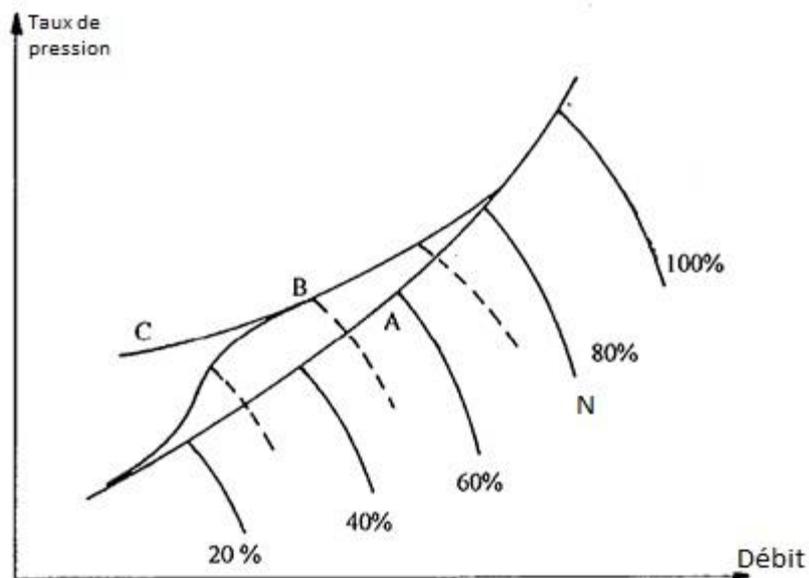


Figure III-11 : influence des aubes orientales et des 'Bleeds valves' sur la ligne de pompage

III-3-3) Décollement tournant (Rotating stall) :

A côté du phénomène de pompage ou le fluide décroche sur toute la couronne d'aubes, le fluide peut aussi, dans le cas d'une machine axiale, décrocher localement.

Ces zones tournent dans le même sens que la roue, mais avec une vitesse plus faible.

Le décollement tournant n'a qu'une influence locale et ne provoque pas de variations significatives du débit ou des pressions. On peut expliquer le phénomène comme suit :

Chapitre III : les compresseurs axiaux

Supposons que suite à une aube endommagée ou un mauvais placement de l'aube, un décollement se produit sur l'aube 3. Le débit qui s'écoule entre l'extrados de l'aubes 1 et 2 et l'aubes 3 et 4.

Il en résulte une diminution de l'angle d'attaque de la vitesse relative sur l'aube 3, si bien que l'écoulement se rétablit. L'angle d'attaque de la vitesse relative sur l'aube 2 va par contre augmenter, provoquant une décroche du fluide.

Par rapport à la roue, la zone de décollement se déplace dans le sens inverse de rotation avec une vitesse plus faible que la vitesse de rotation de la roue.

Il en résulte que la zone de décollement tourne dans la même sens que la roue, mais à une vitesse de rotation absolue plus petite. D'où la dénomination « décollement tournant ».

Des études expérimentales ont montré que les zones de décollement sont réparties uniformément sur la roue et se situent principalement à la tête et au pied des aubes.

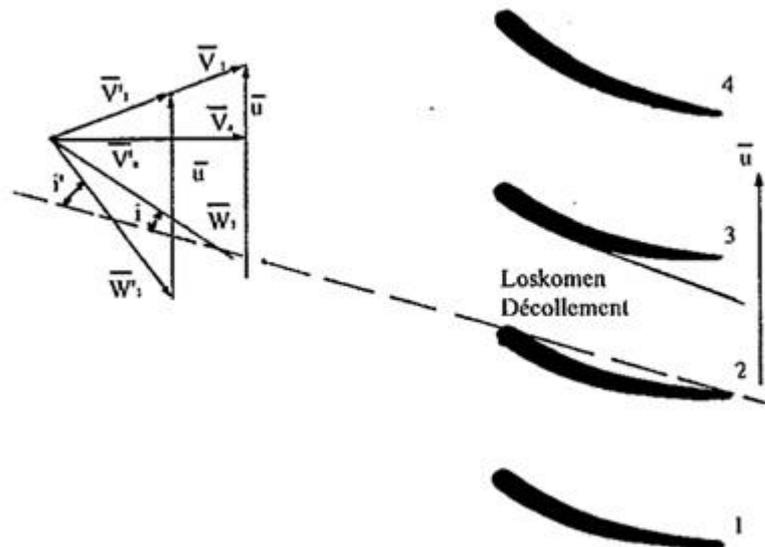


Figure III-12 : décollement tournant

III-3-4) Point de fonctionnement d'un compresseur :

Le point de fonctionnement du compresseur se situe à l'intersection de sa caractéristique propre de compression et de celle du réseau, tel qu'illustré sur la figure III-12.

En fait, ce type de représentation, tout à fait conventionnelle, est trompeur pour comprendre le fonctionnement réel de la machine.

Il y a lieu de bien réaliser que, physiquement, c'est le rapport de pression imposé au compresseur par les réseaux amont et aval qui fixe le débit.

Les pressions dans chaque réseau d'aspiration (P_a) ou de refoulement (P_r) sont fonction :

Chapitre III : les compresseurs axiaux

- de son volume ;
- de la masse de gaz incluse dans ce volume ;
- des conditions thermodynamiques du gaz.

Cela s'obtient par l'intégration dans le temps des bilans massiques et énergétiques liés au fonctionnement (entrées et sorties de masse et d'enthalpie).

Si l'on veut augmenter le rapport de pression de la machine, il faut d'abord changer son débit en modifiant une grandeur de fonctionnement, par exemple le régime de rotation du groupe, comme Représenté sur la figure III-12.

Ensuite seulement, les niveaux de pression des réseaux vont varier, par intégration de la quantité de gaz transférée.

Ce mode de raisonnement est très important pour comprendre le fonctionnement d'une machine, et va être très souvent utilisé dans la suite de cet article.

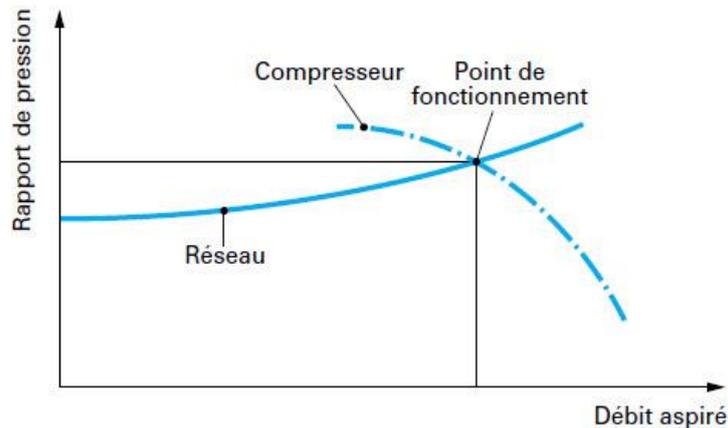


Figure III-13 : Point de fonctionnement d'un compresseur

L'inversion de débit, lors d'un « coup de pompage », s'effectue en quelques centièmes de seconde. Les variations de charge sur les aubages sont assimilables à un choc.

Le pompage est redouté dans les compresseurs axiaux (figure III-13), car il peut conduire la destruction des aubes tournantes.

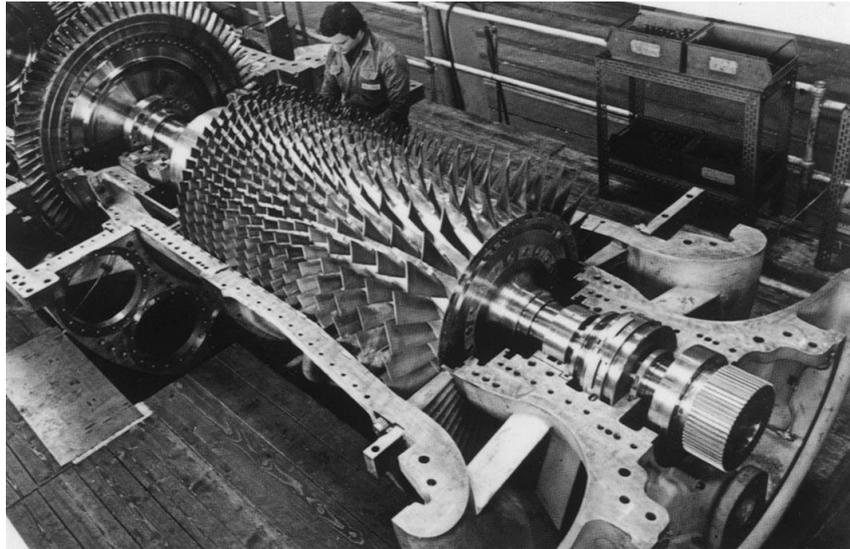


Figure III-14 : Rotor de compresseur axial

III-3-5) Limite de pompage :

Afin de protéger le compresseur contre le pompage, il convient de définir une limite de pompage, en dessous de laquelle le fonctionnement ne sera pas autorisé.

Les systèmes de protection contre le pompage comportent au moins des vannes, de l'instrumentation de mesure et un système de commande.

En cas de diminution du débit consécutif à l'augmentation du rapport de pression, ce dispositif a pour but : Soit d'augmenter artificiellement le débit traversant la machine, soit de diminuer le rapport de pression.

La rapidité du système de protection doit être élevée. Nous avons vu qu'elle était limitée par le bruitage du signal de mesure de débit

III-3-6) Limite de protection de pompage :

Des dispositifs de protection contre le pompage sont installés pour que le compresseur n'atteigne pas la ligne de pompage, même lors des fonctionnements

Chapitre III : les compresseurs axiaux

transitoires. Une marge est donc nécessaire entre la ligne d'apparition du pompage et la limite pratique de pompage, cette dernière définissant le point de consigne de la protection (figure III-13).

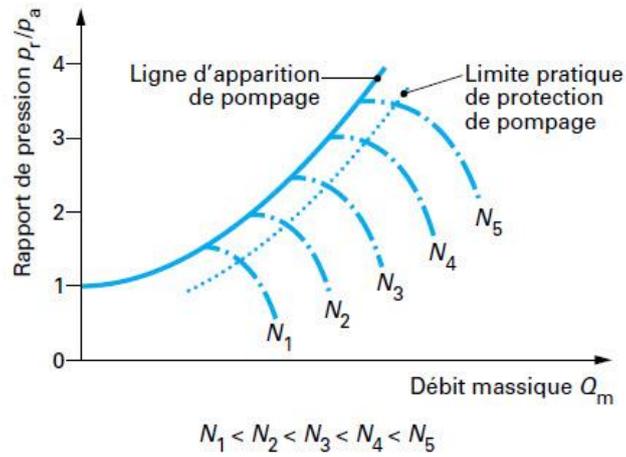


Figure III-15 : Limite de protection contre le pompage

Chapitre IV : Graphes et interprétations

IV-1) Introduction :

Dans ce dernier chapitre, on va expliquer le système de contrôle des systèmes à géométrie variable. On va aussi parler de leur mode de fonctionnement qui est simple. Pour cela, on va prendre comme exemple la turbine LM2500⁺ qui a comme rôle, entrainer un compresseur qui comprime le gaz pour la réinjection dans les puits dans le but de maintenir la pression dans les gisements de pétrole.

La Turbine LM2500+ est une machine à cycle simple à combustion interne continue, qui développe une puissance théorique de 31MW, avec un rendement de 41% en utilisation totale.

Pour le moment la station est en utilisation partielle avec un rendement maximum de 31% et une puissance utile de (29)MW.

Ce qui nous intéresse dans cette turbine, c'est le système à géométrie variable dans le compresseur. Le système nommé généralement avec l'abréviation (VSV) qui représente la nouvelle technique de protection contre le pompage des compresseurs, et qui est le phénomène le plus critique dans les compresseurs.

IV-2) Définition :

Le système VSV (Variable stator vanes) est un système qui contrôle la partie statorique des compresseurs . C'est-à-dire que le stator peut changer d'angle, pour des raisons qu'on va voir dans la suite.

IV-3) Description :

Dans la figure (IV-A) on voit le système à géométrie variable de la turbine LM2500+ qui contient 7 séries de (VSV) les 7 sont connectés à un levier, qui est actionné par une pompe à huile qui fonctionnent selon le réglage et l'angle nécessaire pour le bon fonctionnement du compresseur .

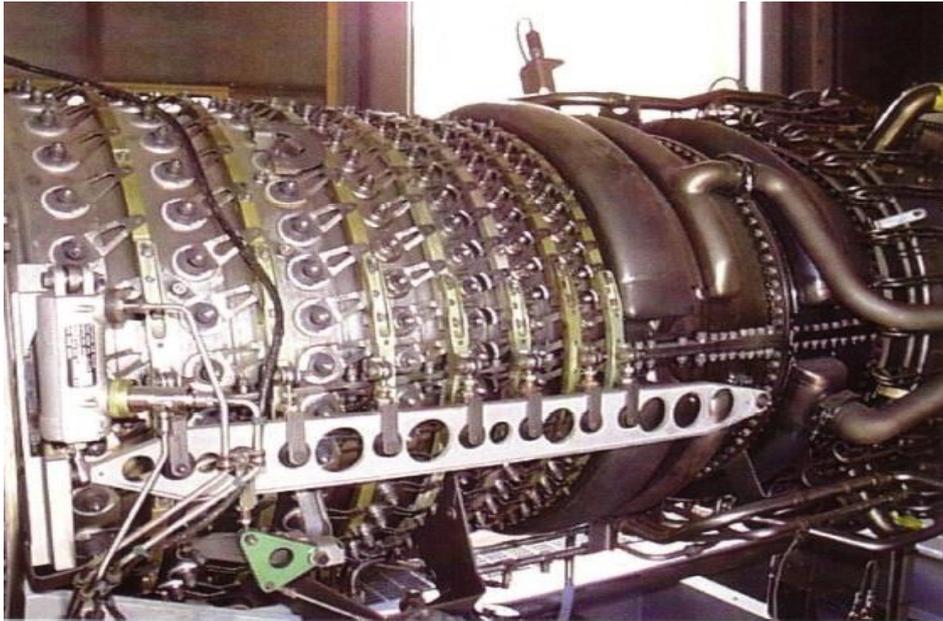
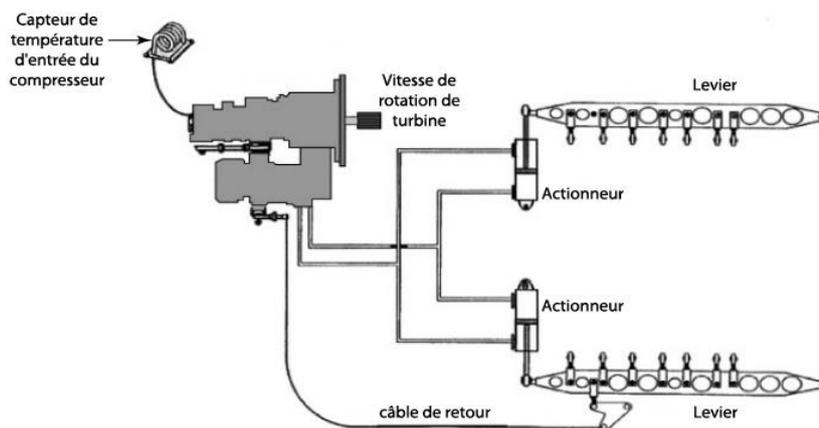


Figure (IV-A) – système à géométrie variable, Turbine LM2500+

Les pales de guidage d'entrée (IGV) et les prochaines 6 étages d'aubes sont appelés aussi les Vanes de calage variable. Ces aubes sont tous associés en mouvement mécaniquement ensemble, et changeront leur pas angulaire en réponse à un changement de température d'entrée du compresseur ou un changement de vitesse du générateur de gaz. Le but de ceci est d'assurer un fonctionnement sans décrochage du compresseur à travers une large gamme de températures et de vitesse d'entrée.

La figure (IV-B) présente le mécanisme de contrôle du système[10] :



Figure(IV-B) : mécanisme de contrôle du système

Chapitre IV : Graphes et interprétations

Le système de régulation qui commande les VSV[10] :

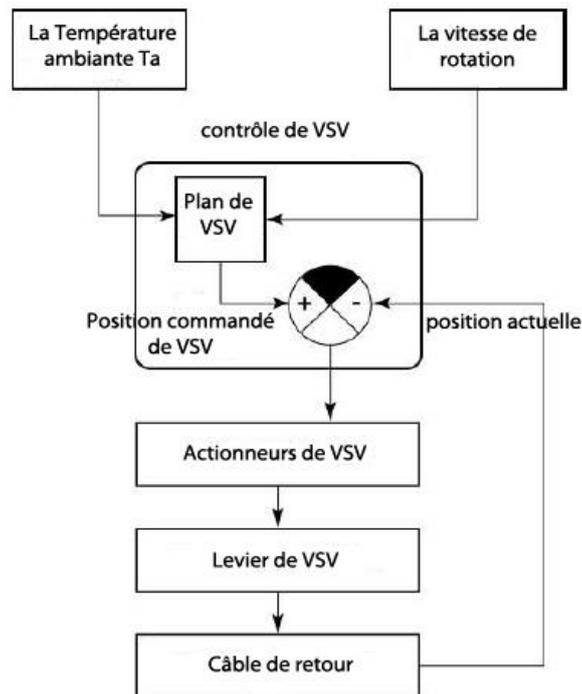


Figure (IV-C) : système de régulation

Le système a deux entrées, la température ambiante qu'on ne peut pas contrôler, et la vitesse de rotation qui est contrôlable selon les besoins.

Pour mieux comprendre le fonctionnement, on a fait une analyse des performances de la turbine LM2500+, durant le démarrage et durant une journée et c'est ce qu'on va présenter dans la partie suivante.

Chapitre IV : Graphes et interprétations

IV-4) Etude des performances :

IV-4-1) Données d'exploitation de la turbine à gaz :

Puissance de la turbine (constructeur)	31MW
Rendement thermique donné par le constructeur	41%
Température de la chambre de combustion	De 900 jusqu'à 1350°C
Pouvoir calorifique inférieur du combustible (GN)	45119 KJ/KG
Rendement polytropique du compresseur	0,90
Rendement polytropique de la turbine	0,88
Rendement de la combustion	0,96
Rendement mécanique du compresseur	0,97
Rendement mécanique de la turbine	0,98
Chute de pression dans la chambre de combustion	4%

IV-4-2) Evaluation des performances de la turbine [12] :

A. Puissance absorbée par le compresseur :

On a :

$$w_c = Cp_2 \times T_2 - Cp_1 \times T_1 \quad \dots(\text{IV-1})$$

Le travail réel du compresseur :

$$W_{cr} = \frac{w_c}{\eta_{mc} \times \eta_c} \quad \dots(\text{IV-2})$$

Donc la puissance absorbée par le compresseur :

$$P_c = W_{cr} \times \dot{m}_a$$

B. Puissance fournie par la turbine :

On a :

$$W_t = \overline{Cp} \times (T_3 - T_4) \quad \dots(\text{IV-3})$$

Le travail réel de la turbine :

$$W_{tr} = W_t \times \eta_{mt} \times \eta_t \quad \dots(\text{IV-4})$$

Chapitre IV : Graphes et interprétations

Donc la puissance fournie par la turbine :

$$P_t = W_{tr} \times (\dot{m}_a + \dot{m}_c) \quad \dots(IV-5)$$

C. La puissance développée dans la chambre de combustion :

$$P_{cc} = \overline{Cp} \times \dot{m}_T \times (T_3 - T_2) \quad \dots(IV-6)$$

D. Le rendement thermique global :

$$\eta_{th-gb} = \frac{P_t - P_c}{\dot{m}_c \times PCI} \quad \dots(IV-7)$$

Remarque : Pour les $C_{p_{air}}$ (chaleur spécifique de l'air) on a utilisé des valeurs variables qui varient en fonction des pressions et des températures (Annexe C).

IV-4-3) Graphes et interprétations :

- Les Tableaux de calculs sont jointes comme annexes, (annexe B).
- les graphes sont tracés avec Microsoft Excel.
- les tableaux de calculs sont motionnés dans l'annexe A.
- Les Points Cardinaux du cycle de la turbine étudiée sont :
 - (P_1, T_1) : Pression et température à l'entrée du compresseur
 - (P_2, T_2) : Pression et température à la sortie du compresseur(entré de la chambre de combustion)
 - (P_3, T_3) : Pression et température à la sortie de la chambre de combustion
 - (P_4, T_4) : Pression et température à la sortie de turbine.
- le taux de compression : ($\tau = \frac{P_2}{P_1}$).

Chapitre IV : Graphes et interprétations

IV-4-3-1) Influence de la température ambiante sur les performances de la turbine à gaz :

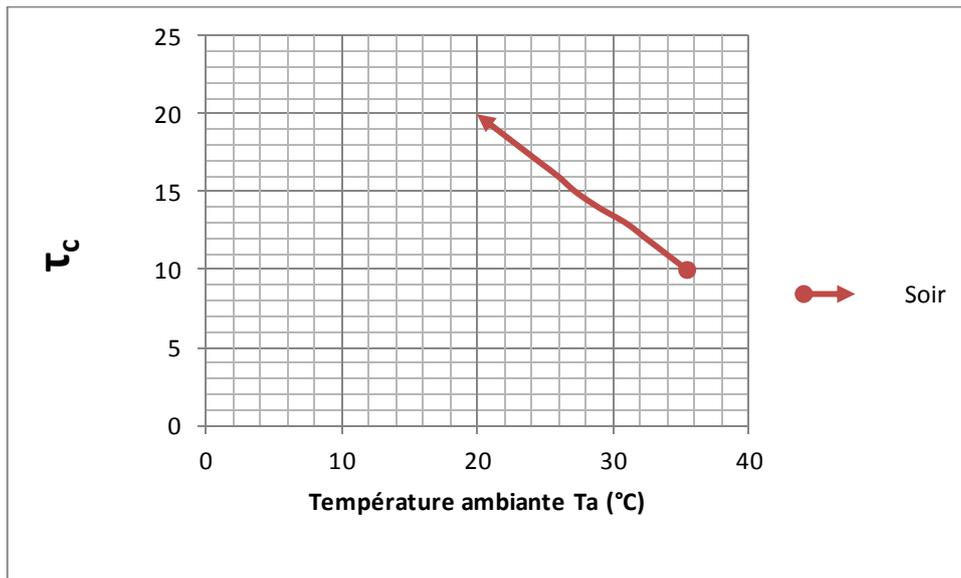


Figure (IV-1) : Le taux de compression en fonction de la température ambiante (Soir)

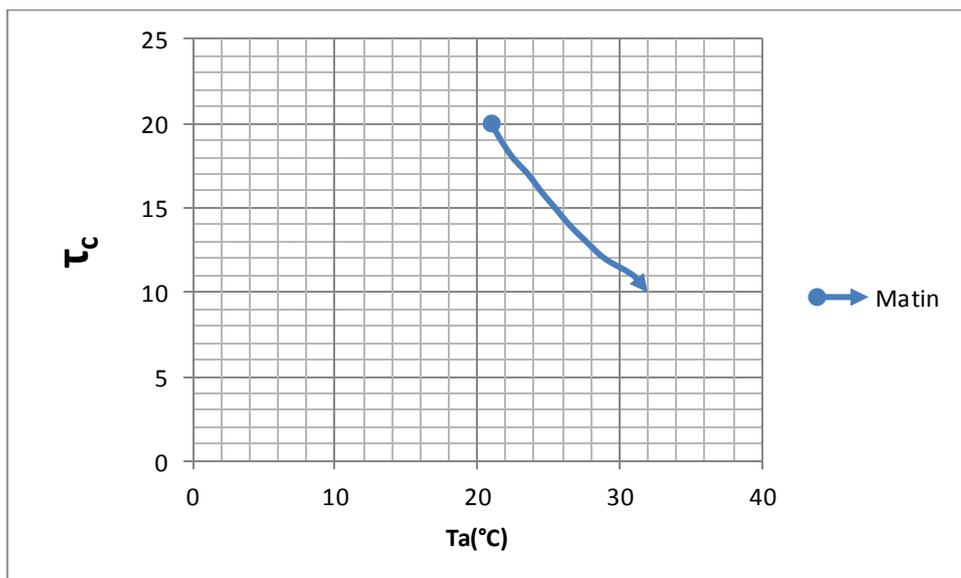


Figure (IV-2) : Le taux de compression en fonction de la température ambiante (Matin)

Le Taux de compression est inversement proportionnel à la température ambiante, car quand la température de l'air augmente, sa masse volumique diminue, alors le débit d'air qui passe dans le compresseur diminue. Donc il y aura moins d'air à compresser, ce qui donne un taux de compression plus bas.

Chapitre IV : Graphes et interprétations

Dans les figures suivantes fig(IV-3)et fig(IV-4) on va voir l'effet inversement proportionnel du débit en fonction de la température.

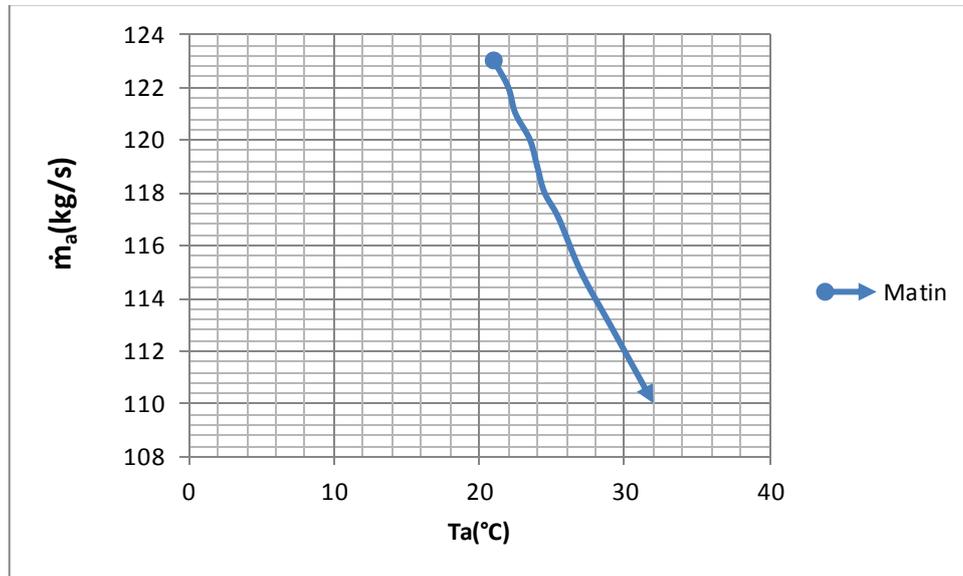


Figure (IV-3) : Le débit massique de l'air en fonction de la température ambiante (Matin)

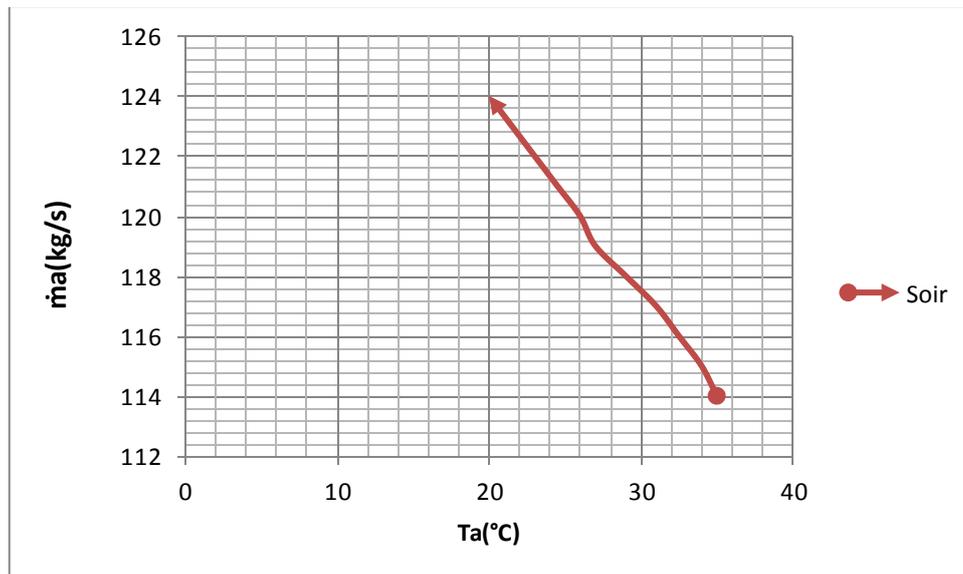


Figure (IV-4) : Le débit massique de l'air en fonction de la température ambiante (Soir)

Dans les Fig (IV-3) et (IV-4) on voit bien que le débit d'air entrant dans le compresseur est maximum quand la température est basse, à $T = 20^\circ\text{C}$ on obtient un Débit de 124 Kg/s , mais quand l'air se chauffe, sa masse volumique diminue donc le débit diminue (jusqu'à 114 Kg/s à $T = 35^\circ\text{C}$).

Chapitre IV : Graphes et interprétations

La figure (IV-5) représente le profil des températures à la sortie du compresseur et de la turbine en fonction du taux de compression pour les deux parties (matin et soir).

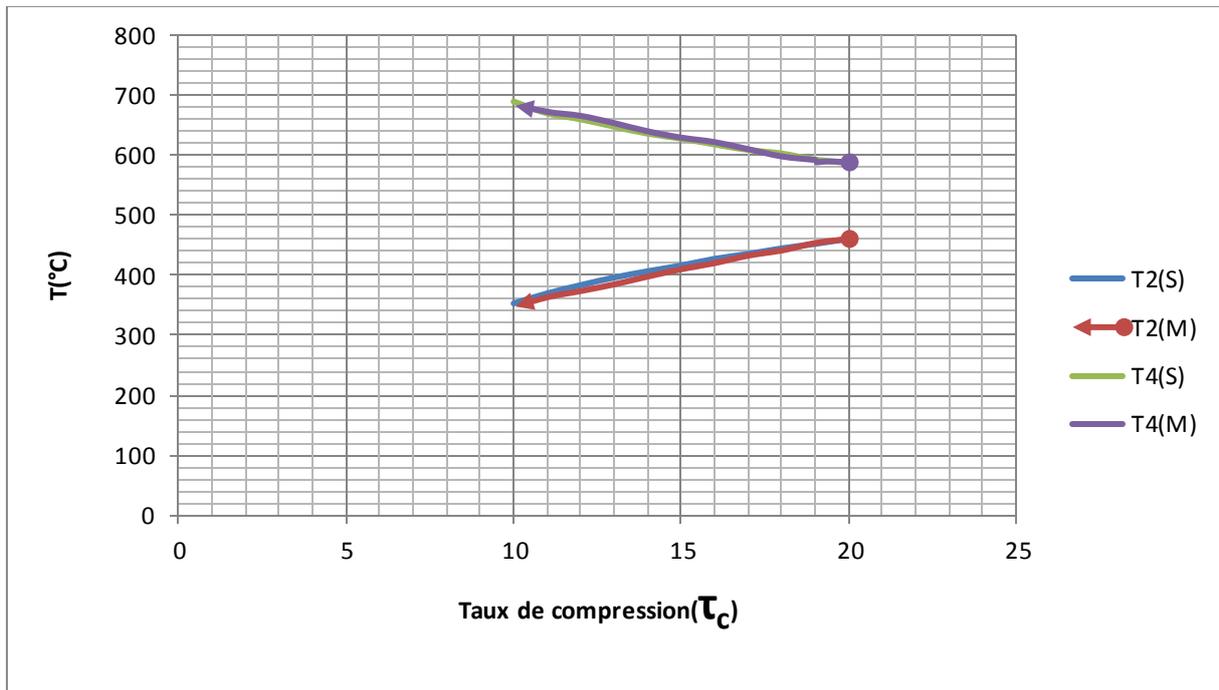


Figure (IV-5) : le profil des températures à la sortie du compresseur et de la turbine en fonction du taux de compression

Avec l'augmentation du taux de compression, la température de sortie du compresseur augmente aussi, par contre les températures de sortie de la turbine diminuent avec l'augmentation du taux de compression.

La figure (IV-6) représente les puissances de la turbine et du compresseur en fonction de la température.

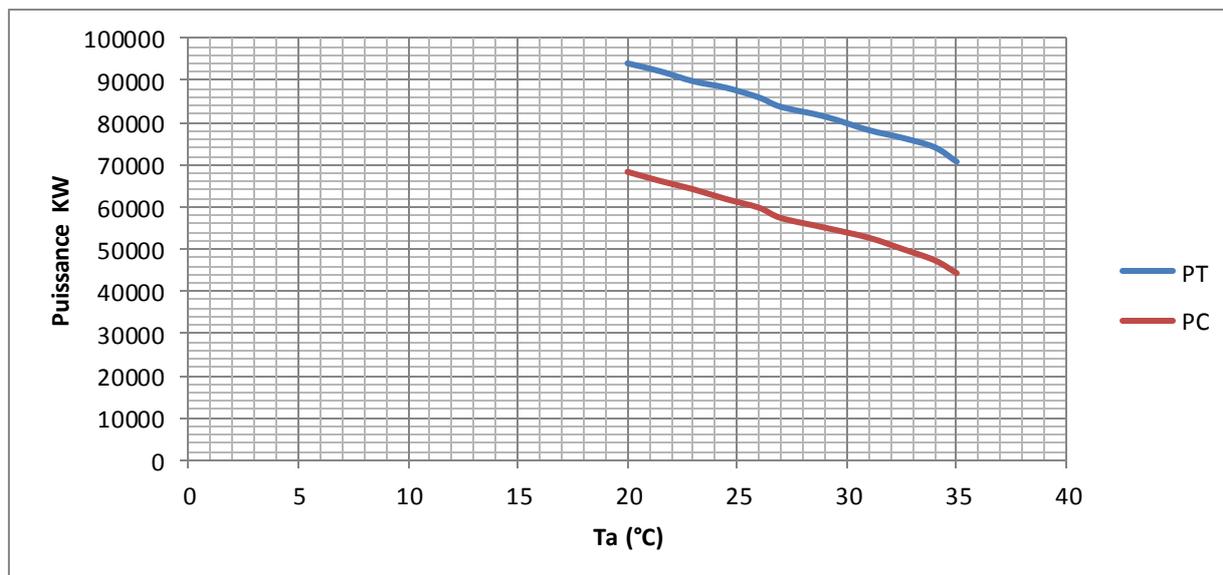


Figure (IV-6) : les puissances de la turbine et du compresseur en fonction de la température

La figure (IV-6) montre les puissances durant le fonctionnement de la turbine pendant le soir. Donc la température maximale est $T_a=35^{\circ}\text{C}$, mais elle diminue jusqu'à $T_a = 20^{\circ}\text{C}$. On remarque bien que les puissances maximales sont atteintes à la température $T_a= 20^{\circ}\text{C}$, car à cette température on a le meilleur taux de compression.

Chapitre IV : Graphes et interprétations

La figure suivante montre le rapport carburant/ air durant le fonctionnement de la turbine.

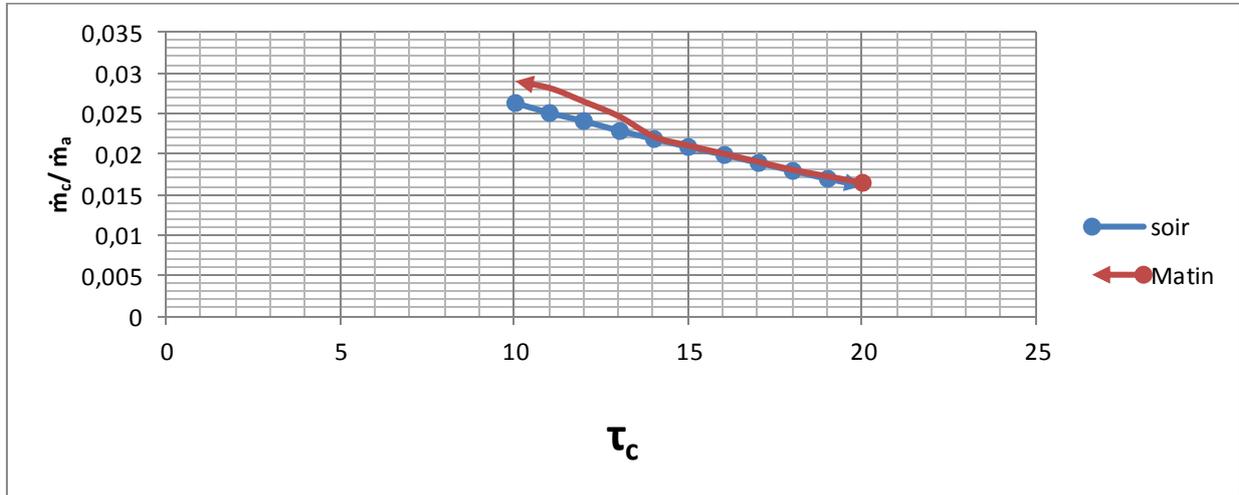


Figure (IV-7) : le rapport carburant/ air en fonction de taux de compression

Le Rapport carburant/air est inversement proportionnel au taux de compression, quand le taux de compression est faible cela veut dire qu'il y a moins d'air qui va passer dans la chambre de combustion, donc il y'aura moins d'énergie. Pour récupérer ce manque et pour garder la vitesse de rotation désirée, il faut augmenter le débit de carburant injecté dans les chambres de combustion.

Chapitre IV : Graphes et interprétations

La figure suivante représente le travail du compresseur dans les deux demi-journées (Matin et soir) en fonction du taux de compression.

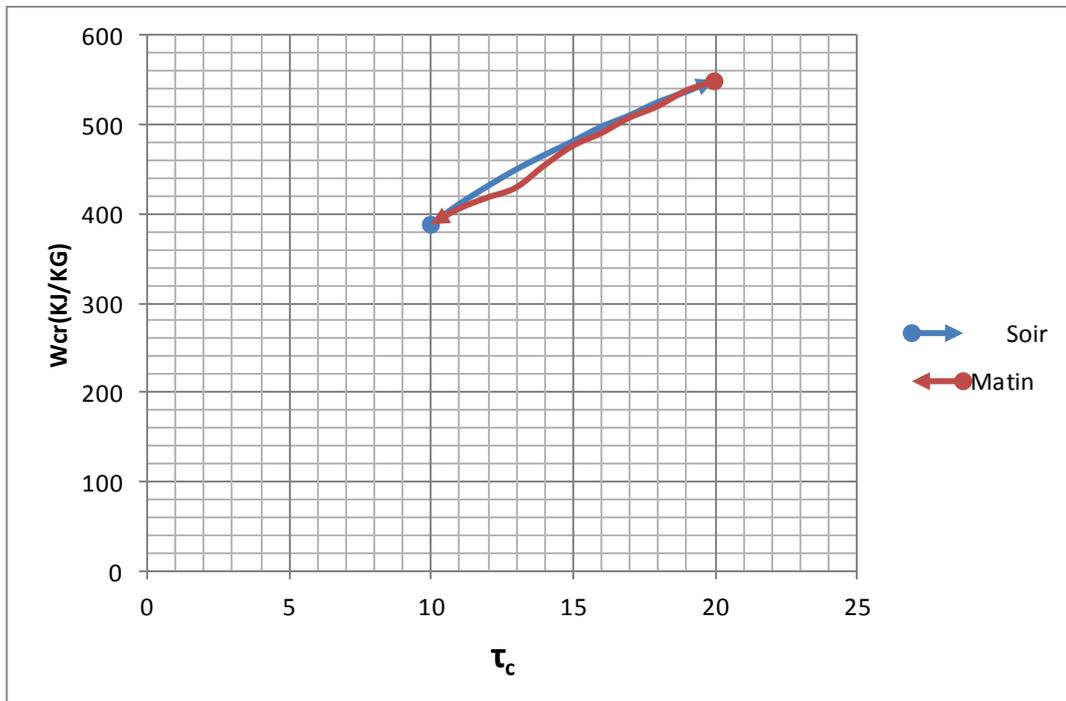


Figure (IV-8) : le travail du compresseur dans les deux demi-journées (Matin et soir) en fonction du taux de compression.

Le travail du compresseur est maximal pour un taux de compression élevé, qu'est égal à 560Kj/Kg pour un taux de compression égal à 20, cela est théoriquement confirmé par la relation de Travail de compression (IV-1), qui dit que le travail c'est la différence des enthalpies et on sait que l'enthalpie augmente quand la température augmente et cette dernière augmente quand la pression augmente.

Chapitre IV : Graphes et interprétations

La figure suivante représente le travail de la turbine dans les deux demi-journées (matin et soir) en fonction du taux de compression.

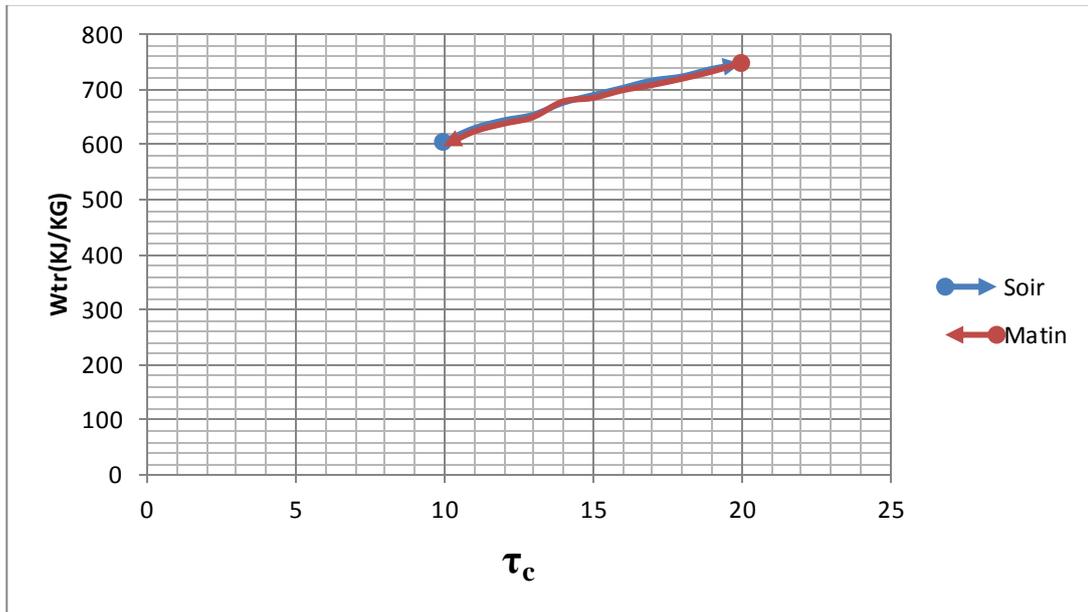


Figure (IV-9) : représente le travail de la turbine dans les deux demi-journées (matin et soir) en fonction du taux de compression

IV-4-3-2) Influence des systèmes à géométrie variable sur les performances de la turbine à gaz :

La figure suivante présente l'angle temporaire des stators par rapport au repère marqué dans le vérin du mécanisme en fonction de la température ambiante.

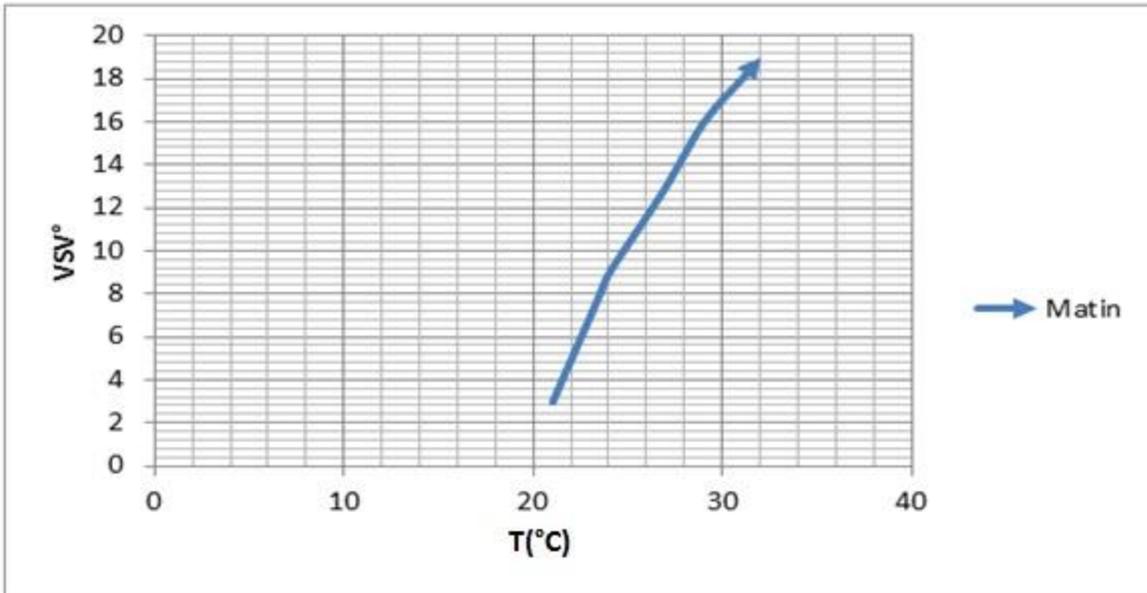


Figure (IV-10) : VSV° en fonction de la température ambiante (Matin)

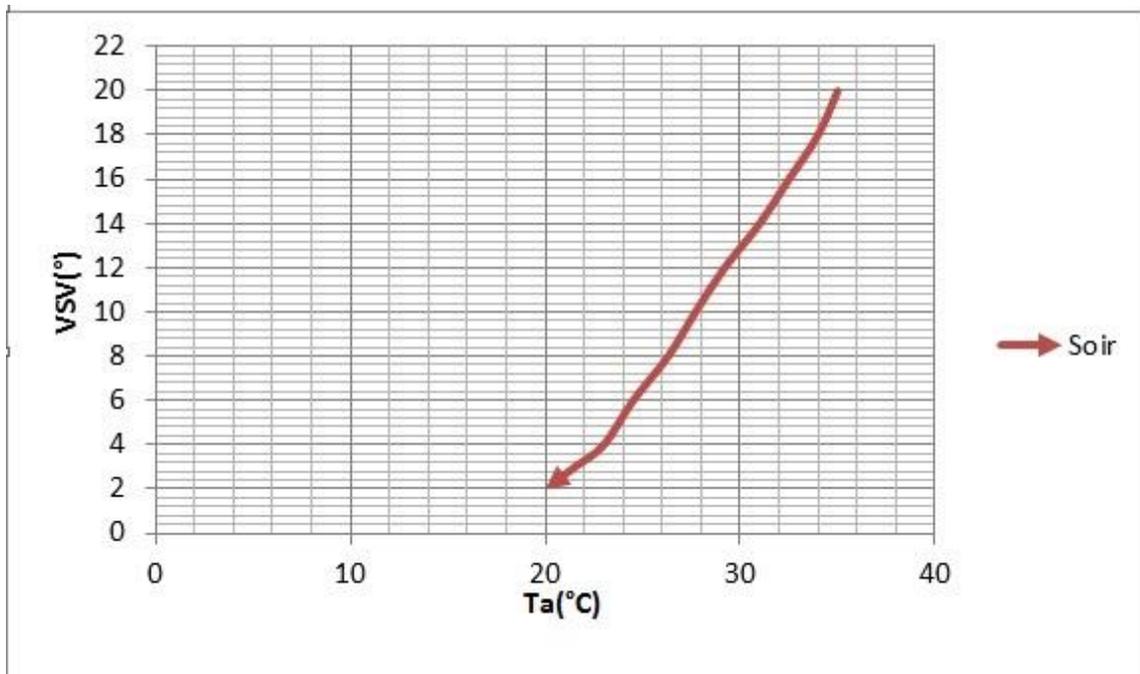


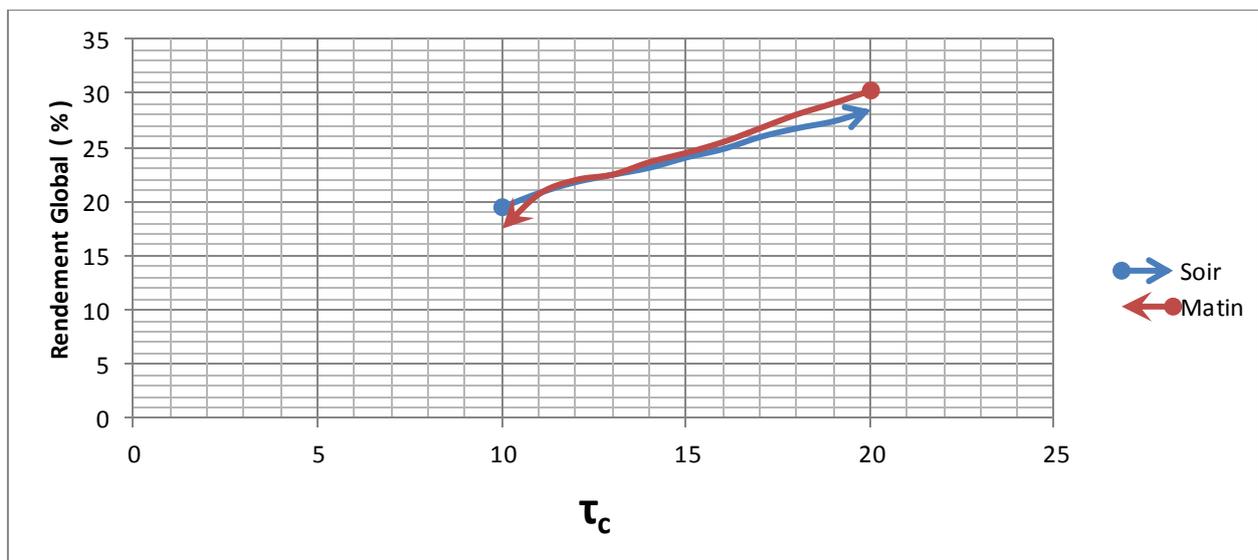
Figure (IV-11) : VSV° en fonction de la température ambiante (Soir)

Chapitre IV : Graphes et interprétations

À haute température les conditions de débit massique seront basses, les aubes variables peuvent être considérées comme étant dans une position fermée, et à diriger le flux d'air tournant dans le sens de rotation des pales du rotor immédiatement en aval. Cela permet de réduire l'angle d'incidence à l'entrée des pales et, par conséquent, la tendance à les caler entre eux. Comme la vitesse de rotation et le débit massique du compresseur augmente avec la puissance du moteur, les aubes se déplacent à l'unisson et progressivement vers ce qui peut être considéré comme étant une position "ouverte".

Ici, on remarque que l'angle maximal atteint ne dépasse pas les 0° , car la machine n'est pas en production totale, cela veut dire que la vitesse de rotation actuelle n'est pas la vitesse maximale donnée par le constructeur.

Dans la figure suivante on va voir le profil du rendement global de l'installation



**Figure (IV-12) : Rendement globale en fonction de taux de compression
(matin et soir)**

Le rendement thermique de l'installation dépend essentiellement du taux de compression qui dépend lui-même de la température ambiante. Donc le meilleur rendement est atteint quand le taux de compression est optimal, car vu le rapport gain/dépense du rendement il y aura moins de dépense (Gas) quand le taux de compression est élevé. La relation du rendement du cycle parfait (chapitre II), confirme nos calculs

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r_1}$$

Chapitre IV : Graphes et interprétations

IV-4-4) Conclusion :

On peut dire que les conditions atmosphériques de l'air ont une grande influence sur notre système étudié, et malheureusement on ne peut pas contrôler ces conditions. On ne peut pas aussi contrôler l'état de l'air. Donc quand la température de l'air augmente, le compresseur maintient le bon fonctionnement, à l'aide du système à géométrie variable malgré que le rendement diminue, mais le système est sûrement protégé.

On voit bien que le rendement n'atteint pas les 30% parce que la turbine ne produit pas la puissance totale indiquée dans la fiche du constructeur puisqu'elle dépasse les besoins énergétiques.

On estime que la qualité de l'air de la région du sud Algérien, n'est pas la même, que la qualité de l'air où le constructeur a fait ces expériences sur cette turbine (l'humidité de l'air et les changements climatique brusque)

Cette turbine est opérationnelle depuis plusieurs années et l'état des matériaux constituant la machine ne sont plus les mêmes. Ce qui peut causer une augmentation de pertes, il y aura aussi plus de frottements aussi que de vibrations.

Conclusion Générale :

Les turbines à gaz sont utilisées dans le monde pour la génération d'électricité, dans les centrales thermiques et dans l'industrie des hydrocarbures pour l'entraînement des pompes et des compresseurs à fluide dans de différents endroits géographiques avec des conditions climatiques différentes. Les turbines à gaz sont très sensibles à la variation de la température de l'air ambiant. De ce fait, pour rendre les turbines utilisables dans les conditions du sud Algérien insensibles à la variation de la température de l'air ambiant, il nécessite une technologie bien choisie qui est connue sous le nom des VSV

Les VSV jouent un rôle très important dans le bon fonctionnement du compresseur car la température ambiante influe de façon directe sur ce système à géométrie variable.

- Cette étude nous a permis de mettre en évidence l'influence de plusieurs paramètres de fonctionnement tels que la température ambiante, la pression atmosphérique. Dû au prélèvement de températures et au développement des calculs, on conclut que les facteurs les plus influents, sont : la température de l'air atmosphérique et le taux de compression.
- La technique du (VSV) est utilisée pour préserver et sécuriser le compresseur du phénomène de pompage et le rendre plus fiable, seulement, elle limite le rendement du compresseur. Cela reste normal dans l'industrie et surtout dans les conditions rudes comme le sud Algérien où on ne peut pas avoir un rendement optimal à tout instant.
- Le système à géométrie variable est meilleur, parce qu'il y a pas de pertes d'énergie, comparativement à l'ancienne technique qui consiste à dégager l'excès d'air comprimé responsable sur le pompage. Cette technique bénéficie l'industrie d'un gain important.

Annexe A :

Une chronologie des événements clés dans le développement de la turbine à gaz telle qu'elle a évolué en conjonction avec la turbine à vapeur. Absent de cette liste sont d'un nombre inconnu d'inventeurs tels que John Dumball. Leur contribution n'est pas à démontrer à la communauté des ingénieurs ce qui a fonctionné, mais ce qui n'a pas marché

Tableau 1-1. Chronologie de la turbine à gaz de développement

Date	Nom	Invention
130 avant J.C	Héro d'Alexandrie	Turbine à vapeur réaction
1550	Leonardo da Vinci, Italy	moulin de fumée
1629	Giovanni Branca, Italy	Turbine à vapeur Impulse
1791	John Barber, England	Turbine à vapeur et turbines à gaz
1831	William Avery, USA	Turbine à vapeur
1837	M. Bresson	Turbine à vapeur
1850	Fernimough, England	Turbines à gaz
1872	Dr. Stolze, Germany	Turbines à gaz
1884	Charles A. Parsons	Turbine réaction de vapeur et turbines à gaz
1888	Charles G.P. de Laval	Turbine à vapeur Impulse Type « Branca »
1894	Armengaud+Lemale, France	Turbines à gaz
1895	George Westinghouse	Droits de turbines à vapeur
1895	Dr. Zoelly, Suisse	Turbine à vapeur multi Impulse
1896	A.C. Rateau, France	Turbine à vapeur multi Impulse
1896	Charles Curtis	Turbine à vapeur mélangé vitesse / gaz turbine
1900	F. Stolze, Allemagne	Compresseur axial et turbines à gaz
1901	Charles Lemale	Turbine à gaz
1902	Stanford A. Moss, USA	Turbocompresseur / turbine à gaz
1903	A. Elling	Turbine à gaz
1903	Armengaud+Lemale	Turbine à gaz
1905	Brown Boveri	Turbine à gaz
1908	Karavodine	Turbine à gaz avec turbine à vapeur DeLaval
1908	Holzwarth	Turbine à gaz avec Curtis + Rateau compresseur
1930	Frank Whittle, England	Turbine Aéro gaz (turboréacteur)
1938	Brown Boveri—Neuchatel, Suisse	Le Premier Compresseur Axial commerciale & turbine

Annexes

Annexe B :

Statistique journal de la turbine LM2500+.

Soir

$T_1(c^\circ)$	P_1	$Cp1$	T_2	P_2	$Cp2$	T_3	P_3	T_4	P_4	\bar{C}_p	$\dot{m}_c(Kg/s)$	$\dot{m}_a(kg/s)$	\dot{m}_c / \dot{m}_a	VSV	Ng
35	1	1,0074	353,15	10	1,0606	1275	9,6	690,10	1	1,1980	3	114	0,0263	20	19,50
34	1	1,0073	369,82	11	1.0645	1279	10,56	670,46	1	1,1980	2,90	115	0,0252	18	20,82
32,5	1	1,0073	383,63	12	1.0678	1283	11,52	660,54	1	1,1980	2,80	116	0,0241	16	20,84
31	1	1,0072	396,32	13	1.0708	1287	12,48	648,21	1	1,1980	2,70	117	0,0230	14	21,59
29	1	1,0071	406,86	14	1.0733	1290	13,44	636,58	1	1,1980	2,60	118	0,0220	12	22,45
27	1	1,0070	416,45	15	1.0757	1295	14,4	628,23	1	1,1980	2,50	119	0,0210	10	23,35
26	1	1,0070	427,59	16	1.0785	1298	15,36	618,55	1	1,1980	2,40	120	0,02	08	24,13
24,5	1	1,0069	435,76	17	1.0806	1302	16,32	609,37	1	1,1980	2,30	121	0,0190	06	25,42
23	1	1,0069	445 ,42	18	1.0830	1303	17,28	603,35	1	1,1980	2,20	122	0,0180	04	25,79
21,5	1	1,0068	452,62	19	1.0849	1306	18,24	593,13	1	1,1980	2,10	123	0,0170	03	27,44
20	1	1,0068	461	20	1.0870	1310	19,2	587,67	1	1,1980	2	124	0,0161	02	28,49

Matin

$T_1(c^\circ)$	P_1	$Cp1$	T_2	P_2	$Cp2$	T_3	P_3	T_4	P_4	\bar{C}_p	$\dot{m}_c(Kg/s)$	$\dot{m}_a(kg/s)$	\dot{m}_c/ \dot{m}_a	VSV	Ng
21	1	1,0068	460,74	20	1.0869	1312	19,2	588,54	1	1,198	2,20	123	0,0178	03	30,28
22	1	1,0068	454,08	19	1.0852	1306	18,24	592,69	1	1,198	2,10	122	0,0173	04	27,11
22,5	1	1,0068	441,66	18	1.0820	1300	17,28	598,52	1	1,198	2,20	121	0,0181	06	26,38
23,5	1	1,0068	433,04	17	1.0799	1294	16, 32	610,65	1	1,198	2,30	120	0,0191	07	24,39
24	1	1,0069	420,65	16	1.0768	1289	15,36	622,42	1	1,198	2,40	119	0,0201	08	23,23
24,5	1	1,0069	410,34	15	1.0743	1286	14,4	629,98	1	1,198	2 ,50	118	0,0211	09	22,53
25,5	1	1,0070	398,15	14	1.0713	1281	13,44	640,45	1	1,198	2,60	117	0,0222	11	21,67
27	1	1,0070	385,13	13	1.0683	1276	12,48	654,12	1	1,198	2,85	115	0,0247	13	19,52
29	1	1,0071	373,93	12	1.0655	1272	11,52	666,23	1	1,198	3	113	0,0265	16	18,32
31	1	1,0072	363,58	11	1.0630	1269	10,56	672,89	1	1,198	3,14	111	0,0282	18	17,73
32	1	1,0073	347,78	10	1.0652	1265	9,6	684,23	1	1,198	3,20	110	0,0290	19	17,52

Annexe C : [13]

P	T	Cp
1	15	1 .0066
1	16	1.0066
1	17	1.0066
1	18	1.0067
1	19	1.0067
1	20	1.0068
1	21	1.0068
1	22	1.0068
1	23	1.0069
1	24	1.0069
1	25	1.0070
1	26	1.0070
1	27	1.0070
1	28	1.0071
1	29	1.0071
1	30	1.0072
1	31	1.0072
1	32	1.0072
1	33	1.0073
1	34	1.0073
1	35	1.0074
1	36	1.0074
1	37	1.0074
1	38	1.0075
1	39	1.0075
1	40	1.0076

P	T	Cp
10	350	1.06
10	360	1.0622
10	370	1.0644
10	380	1.0666
10	390	1.0688
10	400	1.071
10	410	1.0733
10	420	1.0756
10	430	1.0779
10	440	1.0802

P	T	cp
11	350	1.0602
11	360	1.0624
11	370	1.0646
11	380	1.0668
11	390	1.0690
11	400	1.0712
11	410	1.0735
11	420	1.0758
11	430	1.0781

P	T	cp
12	350	1.0605
12	360	1.0626
12	370	1.0648
12	380	1.0670
12	390	1.0692
12	400	1.0714
12	410	1.0737
12	420	1.076
12	430	1.0783

P	T	cp
13	350	1.0607
13	360	1.0629
13	370	1.0650
13	380	1.0672
13	390	1.0694
13	400	1.0716
13	410	1.0739
13	420	1.0762
13	430	1.0785

P	T	cp
14	350	1.061
14	360	1.0631
14	370	1.0653
14	380	1.0674
14	390	1.0696
14	400	1.0718
14	410	1.0741
14	420	1.0764
14	430	1.0787

P	T	cp
15	350	1.0612
15	360	1.0634
15	370	1.0655
15	380	1.0677
15	390	1.0698
15	400	1.072
15	410	1.0743
15	420	1.0766
15	430	1.0789

P	T	cp
16	350	1.0615
16	360	1.0636
16	370	1.0657
16	380	1.0679
16	390	1.0700
16	400	1.0722
16	410	1.0745
16	420	1.0768
16	430	1.0791

P	T	cp
17	350	1.0617
17	360	1.0638
17	370	1.0660
17	380	1.0681
17	390	1.0702
17	400	1.0724
17	410	1.0747
17	420	1.0771
17	430	1.0793
17	440	1.0816
17	450	1,0856
17	460	1,0897

P	T	cp
18	350	1.062
18	360	1.0641
18	370	1.0662
18	380	1.0683
18	390	1.0704
18	400	1.0726
18	410	1.0749
18	420	1.0772
18	430	1.0795
18	440	1,0812
18	450	1,0830
18	460	1,0856

P	T	cp
19	350	1.0622
19	360	1.0643
19	370	1.0664
19	380	1.0685
19	390	1.0706
19	400	1.0728
19	410	1.0751
19	420	1.0774
19	430	1.0797
19	440	1,0823
19	450	1,0838
19	460	1,0859

P	T	cp
20	350	1.0625
20	360	1.0646
20	370	1.0667
20	380	1.0688
20	390	1.0709
20	400	1.0732
20	410	1.0753
20	420	1.0776
20	430	1.0799
20	440	1,0822
20	450	1.0845
20	460	1,0868

References Bibliographiques :

- [1]. "Engines—The Search For Power," John Day, 1980.
- [2]. A History Of Mechanical Inventions," Abbott Payson Usher, 1988.
- [3]. "The Gas Turbine," Norman Davy, 1914.
- [4]. "Modern Gas Turbines," Author W. Judge, 1950.
- [5]. "Gas Turbine Analysis And Practice," B.H. Jennings & W.L. Rogers,1960.
- [6]. simulation numérique des performances de la turbine a gaz , (Benzenine Mohamed , Lachoub Abdelfettah), 2002.
- [7]. étude d'une turbine à gaz de puissance 120KW, (Kettani Sid Ahmed , Sebih Mohamed), 1996
- [8]. Chapitre III-cours turbocompresseur axiaux Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery" Fourth edition, Butterworth-Heinemann, Woburn, MA, USA, 1998
- [9]. Pompage des compresseurs par Jean-Marc PUGNET.1992
- [10]. LM2500 General Training Course, 2nd edition , 2002.
- [11]. INFLUANCE OF CHANGES OF AXIAL COMPRESSOR VARIABLE STATOR VANES SETTING ON GAS TURBINE ENGINE WORK Paweł Wirkowski.2004
- [12]. Amélioration des performances des turbines à gaz utilisées dans l'industrie des hydrocarbures, Bouam Abdallah, 2009.
- [13]. Abaques de $C_{p_{air}}$, Berndt Wischniewski , 2002

ملخص:

لقد عرفت تقنيات التصميم الأيروديناميكي لتوربينات الغاز والضواغط المحورية تطورا ملحوظا في السنوات الأخيرة نظرا لتطبيقها على نطاق واسع في مجال (الطيران والبحرية والصناعة) تتعرض التوربينات لتغيرات السرعة، وهذه الاختلافات تسبب الضغوط التي في بعض الأحيان لا يمكن تحملها من قبل الضاغط المحوري

..لهذا يجب تحسين عوامل التشغيل للحصول على أداء أفضل لهذه الآلات

يسمح نظام شفرات ضاغط الهواء المتحركة ب :

- تنظيم تدفق وتجنب ضخ خلال تغيير النظام
- توفير نسبة انضغاط عالية
- كحد أقصى مرحلة نقل الطاقة
- تشغيل دون توقف لأي درجة الحرارة المحيطة "درجة الحرارة شفت" وبأي سرعة

في هذا العمل المنجز سوف نقوم بدراسة نظرية لتوربينات الغازية و ضواغط الهواء المحورية ثم لنظام الشفرات ذات الهندسة المتغيرة. لنقوم في الأخير بتدعيم عملنا بسلسلة من الحسابات و البيانات إطلاقا من القياسات المأخوذة من مكان التربص

Résumé:

Les techniques de conception aérodynamique des turbines à gaz et des compresseurs axiaux ont considérablement changé au cours des dernières années vue l'application large des turbines à gaz (aéronautique, marine et industrielle)

Durant le fonctionnement, la turbine est soumise à des variations de régime. Ces variations provoquent des contraintes qui ne sont pas supportées par le compresseur axial.

Les paramètres de fonctionnement sont à optimiser pour avoir un meilleur rendement à n'importe quel régime.

Un système à géométrie variable du stator sur le compresseur axiale (VSV : Variable Stator Vanes) permet de :

- Réguler le débit et éviter le pompage pendant le changement de régime
- Donner un taux de compression élevé
- Transférer l'énergie maximum par étage
- Réaliser un fonctionnement sans décrochage pour n'importe quelle température ambiante « température d'aspiration » et n'importe quelle vitesse de rotation.

Dans ce travail, on va présenter une étude théorique sur les turbines et les compresseurs axiaux ainsi que le système VSV. Pour finir, une série de calculs est effectuée à partir des mesures prélevées sur le site où nous avons réalisé notre stage.

Abstract:

The aerodynamic design Techniques of gas turbines and axial compressors have changed dramatically in recent years for the wider application of gas turbines (aerospace, marine and industrial)

During operation, the turbine is subjected to speed variations. These variations cause stresses which are not supported by the axial compressor.

The operating parameters are optimized for best performance at any speed. A system of variable geometry stator axial compressor on (VSV: Variable Stator Vanes) provides:

- Regulate the flow and avoid pumping during the change regime
- Provide a high compression ratio
- Transfer the maximum energy per floor
- Perform a stall-free operation for any ambient temperature "suction temperature" and any speed.

In this work, we will present a theoretical study on turbines and axial as well as the VSV system compressors. Finally, a series of calculations is made from measurements taken at the site where we made our course.

Chapitre I

Généralités

Chapitre II
Etude Théorique
D'une turbine à
gaz

Chapitre III

Les compresseurs

Axiaux

Chapitre IV
Graphes et
interprétations

ملخص :

لقد عرفت تقنيات التصميم الأيروديناميكي لتوربينات الغاز والضواغط المحورية تطورا ملحوظا في السنوات الأخيرة نظرا لتطبيقها على نطاق واسع في مجال(الطيران والبحرية والصناعة) تتعرض التوربينات لتغيرات السرعة، وهذه الاختلافات تسبب الضغوط التي في بعض الأحيان لا يمكن تحملها من قبل الضاغط المحوري

لهذا يجب تحسين عوامل التشغيل للحصول على أداء أفضل لهذه الآلات

يسمح نظام شفرات ضاغط الهواء المتحركة ب :

- تنظيم تدفق وتجنب ضخ خلال تغيير النظام
- توفير نسبة انضغاط عالية
- كحد أقصى مرحلة نقل الطاقة
- تشغيل دون توقف لأي درجة الحرارة المحيطة "درجة الحرارة شفت" وبأي سرعة

في هذا العمل المنجز سوف نقوم بدراسة نظرية لتوربينات الغازية و ضواغط الهواء المحورية ثم لنظام الشفرات ذات الهندسة المتغيرة. لنقوم في الأخير بتدعيم عملنا بسلسلة من الحسابات و البيانات إطلاقا من القياسات المأخوذة من مكان التربص

Résumé:

Les techniques de conception aérodynamique des turbines à gaz et des compresseurs axiaux ont considérablement changé au cours des dernières années vue l'application large des turbines à gaz (aéronautique, marine et industrielle)

Durant le fonctionnement, la turbine est soumise à des variations de régime. Ces variations provoquent des contraintes qui ne sont pas supportées par le compresseur axial.

Les paramètres de fonctionnement sont à optimiser pour avoir un meilleur rendement à n'importe quel régime.

Un système à géométrie variable du stator sur le compresseur axiale (VSV : Variable Stator Vanes) permet de :

- Réguler le débit et éviter le pompage pendant le changement de régime
- Donner un taux de compression élevé
- Transférer l'énergie maximum par étage
- Réaliser un fonctionnement sans décrochage pour n'importe quelle température ambiante « température d'aspiration » et n'importe quelle vitesse de rotation.

Dans ce travail, on va présenter une étude théorique sur les turbines et les compresseurs axiaux ainsi que le système VSV. Pour finir, une série de calculs est effectuée à partir des mesures prélevées sur le site où nous avons réalisé notre stage.

Abstract:

The aerodynamic design Techniques of gas turbines and axial compressors have changed dramatically in recent years for the wider application of gas turbines (aerospace, marine and industrial)

During operation, the turbine is subjected to speed variations. These variations cause stresses which are not supported by the axial compressor.

The operating parameters are optimized for best performance at any speed.

A system of variable geometry stator axial compressor on (VSV: Variable Stator Vanes) provides:

- Regulate the flow and avoid pumping during the change regime
- Provide a high compression ratio
- Transfer the maximum energy per floor
- Perform a stall-free operation for any ambient temperature "suction temperature" and any speed.

In this work, we will present a theoretical study on turbines and axial as well as the VSV system compressors. Finally, a series of calculations is made from measurements taken at the site where we made our course.