

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique
Université De Blida
Institut D'Aéronautique



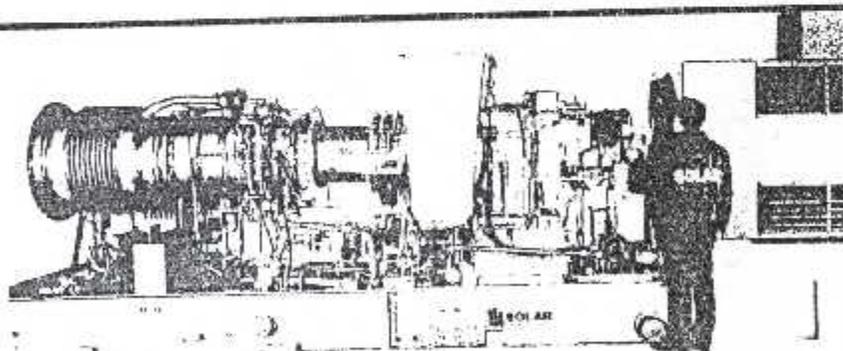
Memoire de Fin d'etude

On vue de l'obtention du diplôme universitaire
appliquée en aéronautique D.E.U.A

Option : propulsion

Thème

Etude Descriptive de la
turbine à gaz
centaur GSC-4000 et l'entretien des composants



Promoteur :

SETOUF Mohamed

Réalisé par :

HAMADI M'HAMED

Année Universitaire 2000 - 2001

SOMMAIRE

	<u>Page</u>
- HISTORIQUE :	01
- INTRODUCTION :	05
- CHAPITRE I :	
I- CARACTERISTIQUE THERMODYNAMIQUE	
I- a) Cycle parfait	06
I- b) Cycle simple réel	09
I -b-1) La puissance spécifique	
I -b- 2) Le rendement thermique η_{th}	
I- c) Cycle avec récupération interne des calories d'échappement	21
- CHAPITRE II : DESCRIPTION GENERALE DU CENTAUR GSC 4000	
I-GENERALITE.....	26
I-1) Elément alignés	
I-2) Les systèmes associés qui maintiennent l'opération autonome directionnelle	
I-3) Orientation directionnelle	
II- COMPOSANTS EXTERNES PRINCIPAUX.....	31
III- ACCESSOIRES EXTERNES PRINCIPAUX.....	33
IV- TURBINE A GAZ.....	34
IV- 1) Description générale	
IV- 2) Adaptateur de entraînement du démarreur et accessoires en traînes par la turbine.	
IV- 3) Compresseur	
IV- 4) Ensemble turbine et chambre de combustion	
IV- 5) Support turbine	
V- DESCRIPTION DE L'ENSEMBLE REDUCTEUR DE VITESSE.....	39
V- 1) Composants principaux	
V- 2) Composants principaux et accessoires entraînés	
VI- L'ALTERNATEUR.....	40
V-1) Composants principaux internes de l'alternateur	
VII- ENSEMBLE PANNEAU MANOMETRES.....	40
- CHAPITRE III : CIRCUIT D'AIR	
I- GENERALITE.....	44
II- AIR DETANCHEE JOINTS D'HUILE ET DE REFROIDISSEMENT TURBINE.....	44
II-1) Air d'étanchée joints d'huile	
II-2) Refroidissement turbine	
III- PRELEVEMENT D'AIR.....	48

III-1) Description fonctionnelle	
III-2) Composants	
IV- SYSTEME D'AUBAGE MOBILE.....	50
IV-1) Description fonctionnelle	
IV-2) Positions de l'aubade mobile	
IV-3) Tringlerie de l'aubage mobile	
IV-4) réglage	
V- ENTRETIEN DU CIRCUIT D'AIR.....	55
V-1) Soupape de prélèvement d'air du compresseur	
V-2) Aubage mobile de compresseur	
VI- RECHERCHE DE PANNE.....	60

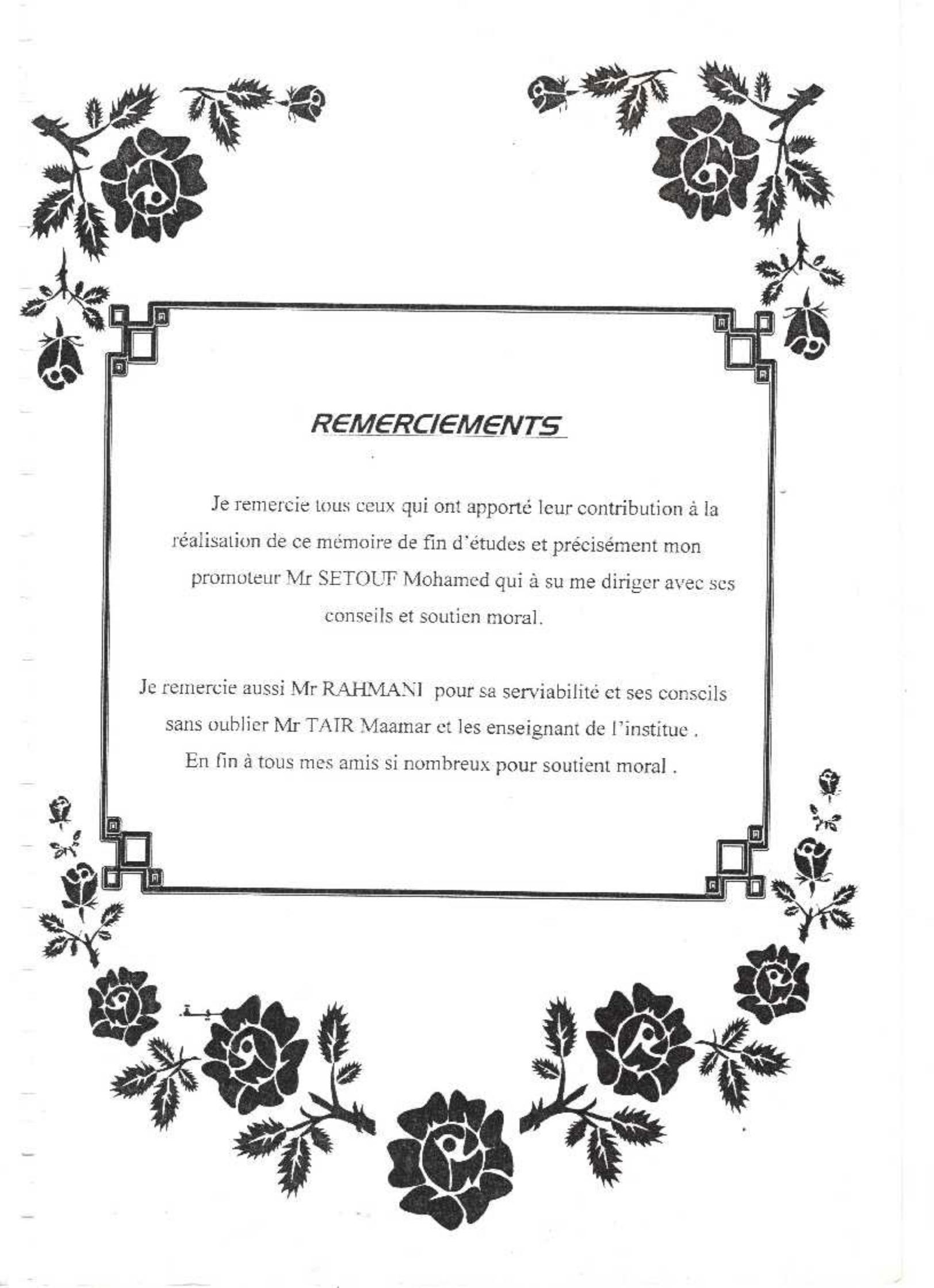
- CHAPITRE IV : CIRCUIT DE CARBURANT

I- GENERALITE.....	62
II- FONCTIONNEMENT DU CIRCUIT DE CARBURANT.....	62
III- COMPOSANTS DU CIRCUIT.....	66
III- a) Tamis de gaz carburant	
III- b) Manocontact et manomètre de gaz carburant	
III- c) Filtre de gaz pilote	
III- d) Soupape d'arrêt primaire	
III- e) Soupape d'arrêt secondaire	
III- f) Soupape pilotes	
III- g) Soupape de commande du gaz carburant	
IV- TUBULURE ET INJECTEURS DE GAZ CARBURANT.....	71
V- ENTRETIEN DU CIRCUIT.....	73
V-1) L'injecteur de carburant	
V-2) Vanne d'arrêt secondaire	
VI- RECHERCHE DE PANNE.....	78

- CHAPITRE V : CIRCUIT DE HUILE

I- GENERALITE.....	81
II- CIRCUIT D'HUILE DE LUBRIFICATION.....	81
II-1) Description fonctionnelle	
III- DESCRIPTION DES COMPOSANTS DU CIRCUIT.....	84
IV- CIRCUIT D'HUILE DE SERVITUDE.....	93
IV-1) Description fonctionnelle	
IV-2) Description des composants	
V- ENTRETIEN DES COMPOSANTS.....	94
V-1) Soupape de réglage	
V-2) Refroidisseur d'huile	
V-3) Filtre d'huile de lubrification	
VI- RECHERCHE DE PANNE.....	100

- CONCLUSION :

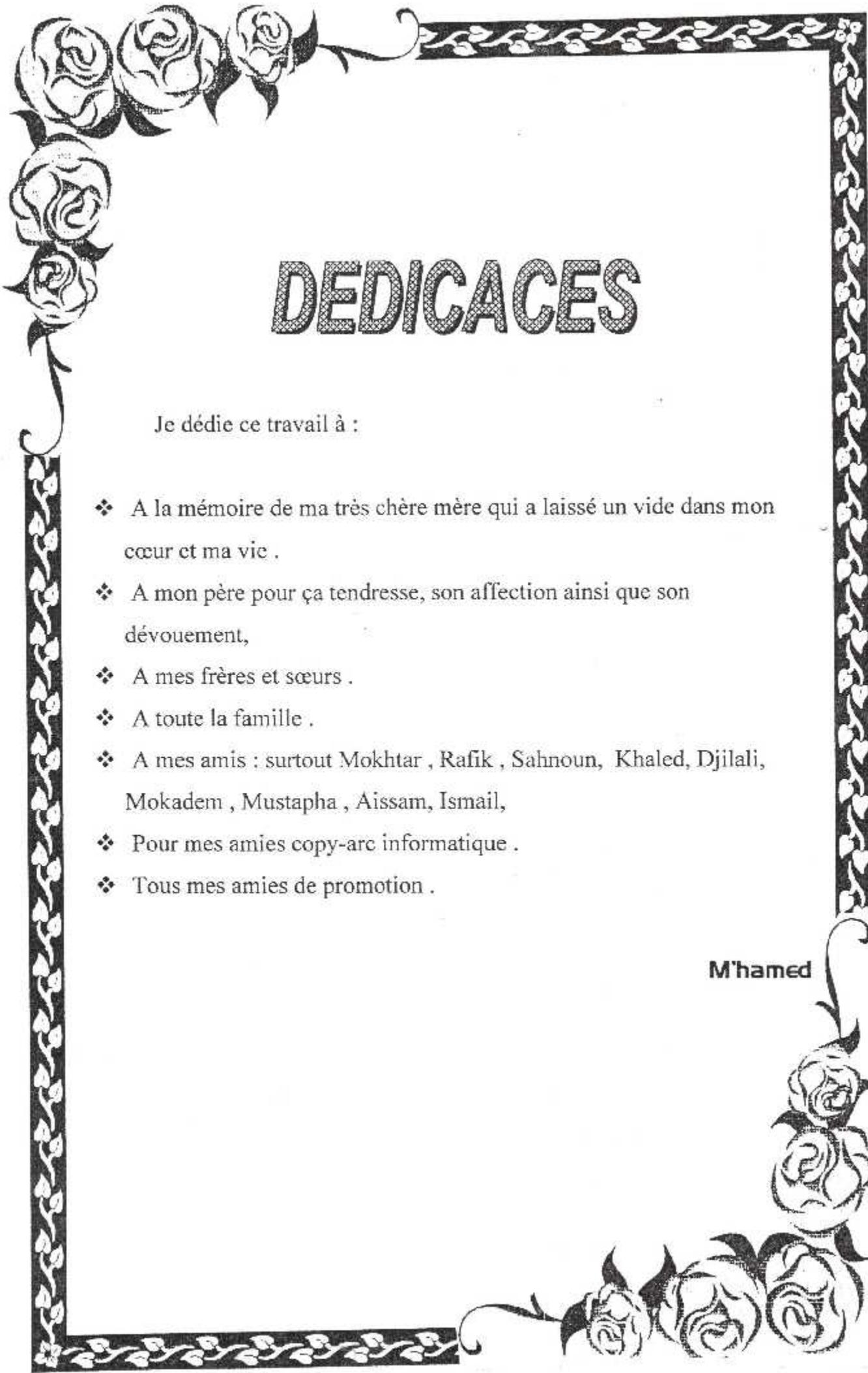


REMERCIEMENTS

Je remercie tous ceux qui ont apporté leur contribution à la réalisation de ce mémoire de fin d'études et précisément mon promoteur Mr SETOUF Mohamed qui à su me diriger avec ses conseils et soutien moral.

Je remercie aussi Mr RAHMANI pour sa serviabilité et ses conseils sans oublier Mr TAIR Maamar et les enseignant de l'institut .

En fin à tous mes amis si nombreux pour soutient moral .



DEDICACES

Je dédie ce travail à :

- ❖ A la mémoire de ma très chère mère qui a laissé un vide dans mon cœur et ma vie .
- ❖ A mon père pour ça tendresse, son affection ainsi que son dévouement,
- ❖ A mes frères et sœurs .
- ❖ A toute la famille .
- ❖ A mes amis : surtout Mokhtar , Rafik , Sahnoun, Khaled, Djilali, Mokadem , Mustapha , Aissam, Ismail,
- ❖ Pour mes amies copy-arc informatique .
- ❖ Tous mes amies de promotion .

M'hamed

HISTORIQUE :

Parmi les précurseurs de la turbine à gaz moderne, on doit mentionner, en premier lieu, les inventeurs de moteurs thermiques fonctionnant avec un gaz permanent (plus précisément, avec de l'air chaud), bien que ces moteurs aient été conçus d'après le principe des machines à vapeur à piston. Ces inventions ont, en effet, permis de déterminer les différentes transformations qui doivent être subies par un gaz permanent servant de fluide moteur, transformations dont l'ensemble forme le cycle thermodynamique de la turbine à gaz.

D'ailleurs, certains cycles de cette machine portent encore à présent les noms de leurs inventeurs; c'est le cas des cycles de Joule et d'Ericsson.

Le premier brevet relatif à une turbine à gaz fut décerné, en 1791, en Angleterre, à John Barber. L'objet de ce brevet est une installation comportant un générateur de gaz muni d'un réservoir intermédiaire, des compresseurs à piston, une chambre de combustion et une turbine alimentée par un mélange gazeux sortant de cette chambre. Les compresseurs sont entraînés par un mécanisme à balancier.

Le brevet de Mennons (1861) décrit une turbine à gaz dont la conception se rapproche des turbines à gaz modernes à circuit ouvert.

La compression de l'air est réalisée dans un compresseur centrifuge à un étage, et la détente des gaz chauds, dans une turbine radiale également à un étage. L'installation comporte aussi un récupérateur de chaleur et une chambre de combustion prévue pour fonctionner avec des combustibles solides. C'est le brevet de Parsons (1884) qui prévoit, pour la première fois, l'emploi d'un compresseur et d'une turbine comportant chacun plusieurs étages, les aubes de la turbine pouvant être refroidies à l'aide d'une circulation d'eau ou d'un autre fluide. Un refroidissement de la turbine au moyen d'une circulation d'eau est prévu aussi dans le brevet de Curtis (1895), mais, dans ce dernier cas, la turbine est du type à chutes de vitesse.

Une étape importante dans la réalisation industrielle de la turbine à gaz a été constituée par la turbine d'Armengaud et Lemale, construite par la Société des Turbomoteurs à Paris (1905). Une roue de turbine à chutes de vitesse entraînait un compresseur centrifuge à trois corps et vingt.cinq étages; les gaz de combustion,

compresseur centrifuge à trois corps et vingt.cinq étages; les gaz de combustion, avant d'entrer dans la turbine, étaient refroidis, par injection d'eau, à la température de 560 °C. Par suite des faibles valeurs des rendements propres de la turbine et du compresseur, le rendement thermique total de l'installation n'était que de l'ordre de 3% . Armengaud et Lemale ont néanmoins le mérite d'avoir réalisé, la première turbine à gaz capable d'entraîner son compresseur à la vitesse normale.

Ce sont précisément les difficultés dues au mauvais rendement des compresseurs qui sont à l'origine de l'idée, due à Holzwarth, de munir la turbine à gaz d'une chambre de combustion alimentée avec de l'air à la pression atmosphérique. Le combustible introduit dans cette chambre était allumé par un dispositif d'allumage électrique, et comme la sortie de la chambre était fermée par une soupape, la combustion avait lieu en vase clos, ce qui provoquait une élévation de pression jusqu'à 4,5 bars environ; sous l'effet de cette pression, la soupape s'ouvrait et les gaz passaient dans la turbine. La turbine de Holzwarth est donc une turbine à explosion, ou à volume constant ou à fonctionnement discontinu .

La première turbine conçue suivant ce principe a été construite en 1908, par la Société Korting de Hanovre. Cette machine était munie d'un dispositif de réfrigération par une circulation d'eau; une partie de l'eau s'évaporait et la vapeur produite était détendue dans une turbine à vapeur qui entraînait la soufflante de balayage. D'autres turbines à explosion ont été construites par Brown, Boveri et Cie, ainsi que par la Société Thyssen. Toutes ces expériences ont montré en particulier, qu'au lieu d'alimenter la chambre de combustion avec de l'air à la pression atmosphérique, il était préférable de soumettre cet air à une compression préalable, pouvant atteindre 3 bars, la pression d'explosion atteignant, dans ce cas, une valeur de 14 bars environ. Un autre perfectionnement, qui a été appliqué à la turbine de Holzwarth construite par Brown, Boveri et Cie en 1933, consiste à munir la turbine de deux chambres de combustion alimentant alternativement le même secteur de tuyères d'admission; les dimensions des soupapes et des tuyères sont telles que l'alimentation de la turbine est pratiquement continue.

Dans le cas de la turbine à combustion, la continuité, de fonctionnement est inhérente au principe même de la machine, et cela sans qu'il soit nécessaire d'avoir recours à des artifices tels que l'emploi de deux chambres de combustion et le réglage de l'alimentation de la turbine au moyen de soupapes. De plus, seule la turbine à combustion permet, pour un régime de fonctionnement donné, d'éviter toute variation de l'état du gaz au début de la détente et, par conséquent de réaliser cette dernière opération avec un rendement constant, donc aussi élevé que possible. C'est pour toutes ces raisons que, depuis la deuxième guerre mondiale, la turbine à explosion a été abandonnée et qu'à l'heure actuelle, quelle qu'en soit l'application, la turbine à gaz est toujours conçue comme une turbine à combustion, ou à pression constante, ou à fonctionnement continu.

Dans l'évolution de cette dernière turbine à gaz, un rôle important a été joué par les turbines à gaz d'échappement, entraînant des compresseurs de suralimentation de moteurs à combustion interne et, en premier lieu, de moteurs d'avion. Cette suralimentation (c'est-à-dire la compression préalable de l'air comburant) était destinée à compensation préalable de l'air comburant) était destinée à compenser l'effet de la variation de la pression atmosphérique, en fonction de l'altitude, sur le débit-masse d'air aspiré et à rétablir ainsi en vol la puissance que le moteur était capable de fournir au sol. Le premier groupe turbo-compresseur de ce type a été réalisé par Rateau en 1917. Le même mode de suralimentation a été appliqué par la suite à de nombreux moteurs Diesel, marins ou terrestres; ce procédé présente plusieurs avantages dont le principal est de permettre une réduction sensible du poids de la machine par unité de puissance utile.

Enfin, les progrès ainsi réalisés ont abouti à la création de la première turbine à combustion destinée à la production d'énergie électrique. Cette turbine, construite par Brown, Boveri et Cie, a été présentée à l'Exposition Nationale Suisse de 1939 à Zurich et, l'année suivante, elle a été installée dans un abri souterrain de Neuchâtel. Elle était alimentée par des gaz à la température de 550 °C, sa puissance utile était de 4 MW et son rendement était d'environ 0,17. Le chemin parcouru depuis cette époque

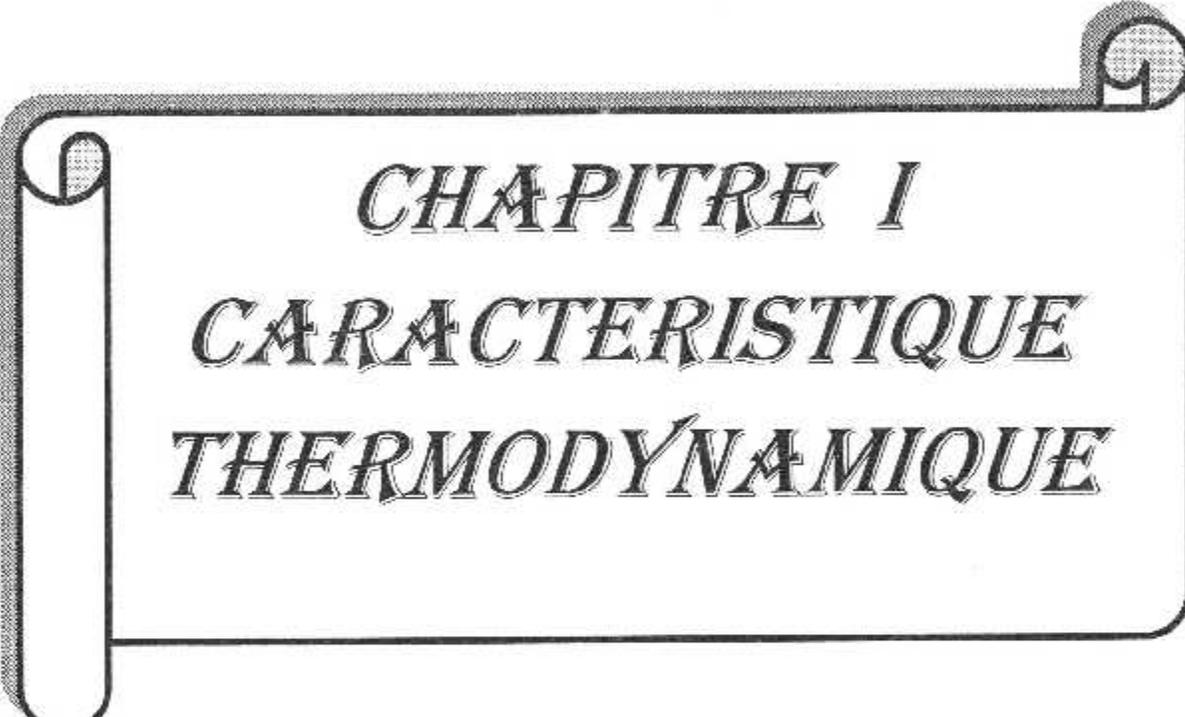
peut être illustré par le fait qu'à l'heure actuelle, certaines turbines à gaz ont des températures d'admission de l'ordre de 1 100°C, leur puissance unitaire atteint 100 MW, et leur rendement est voisin de 0,30. Toutes ces turbines à gaz (comme aussi celle de Neuchatel) fonctionnent suivant le cycle thermodynamique le plus simple, cycle dont l'étude fait l'objet du chapitre suivant; ce cycle porte le nom de cycle de Joule .

INTRODUCTION :

La turbine à gaz est l'un des types des moteurs thermiques. Elle fonctionne obligatoirement avec le compresseur et la chambre de combustion ; cet ensemble est dit turbo- moteur ou installation de turbine à gaz (ITG) .

La turbine à gaz est un moteur à grande vitesse et à faible encombrement. Le combustible brûle dans la chambre de combustion. Le mélange d'air et des gaz de combustible, à une température suffisamment élevée, traversent la turbine en produisant du travail . Une partie de ce travail est consommée par le compresseur qui comprime l'air et puis l'envoie dans la chambre de combustion .

Ce travail consiste à faire connaître la turbine à gaz qui équipe le centaur GSC 4000, et leurs différents circuits à fin d'assurer le bon fonctionnement à travers l'entretien des principaux composants des circuits, ainsi la recherche des pannes nécessaire pour permettre une fiabilité et une disponibilité élevées se traduit par un taux d'immobilisation très faible



CHAPITRE I
CARACTERISTIQUE
THERMODYNAMIQUE

I- Caractéristique Thermodynamique :

I- a) Cycle parfait

Bien que la turbine à gaz ne soit apparue sur le marché industriel qu'après la seconde guerre mondiale, son cycle thermodynamique est, dans son principe, connu depuis le siècle dernier.

Si on néglige toute irréversibilité interne, le fluide moteur subit les transformations suivantes (Figure I-1).

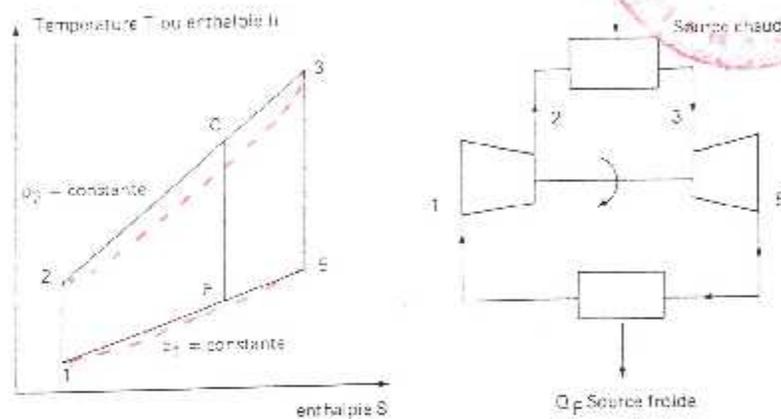


Figure I-1 :
Cycle parfait de la turbine à gaz

- 1.2. Compression isentropique
- 2.3. Apport de chaleur à pression constante
- 3.4. Détente isentropique
- 4.5. Refroidissement à pression constante

- Admis à la température T_1 et à la pression P_1 il est comprimé isentropiquement jusqu'à la pression P_2 . Sa température, de ce fait, étant portée à T_2 .
- Il subit ensuite un apport de chaleur Q_c à pression constante P_2 sa température augmentant de T_2 à T_3 .
- Puis il est détendu de P_2 à P_1 , sa température en fin de détente étant égale à T_5 .
- Enfin, il est refroidi de T_5 à T_1 à pression constante P_1 , restituant à la source froide une quantité de chaleur Q_f .

Pendant toutes ces transformations le fluide moteur reste en phase gazeuse, contrairement au cas de la turbine à vapeur où le fluide moteur est soit en phase liquide soit en phase gazeuse; les changements de phase se faisant à température constante et à pression constante pendant les échanges de chaleur avec la source

chaude et la source froide, on peut ainsi se rapprocher partiellement du cycle de Carnot ce que ne permet pas le cycle de la turbine à gaz.

Calculons en effet le rendement thermique du cycle parfait tel qu'il vient d'être décrit.

Lors de l'apport de chaleur à pression constante de 2 à 3 on a :

$$Q_c = \int_2^3 dh = \int_2^3 \left(\frac{dp}{\rho} + T ds \right) \quad (1-1)$$

- ◆ h enthalpie ramenée à l'unité de masse
- ◆ p pression
- ◆ ρ masse du fluide moteur
- ◆ T température
- ◆ s entropie ramenée à l'unité de masse
- ◆ Q_{sc} quantité de chaleur fournie à l'unité de masse du fluide moteur

La pression étant constante $dp = 0$ et

$$Q_c = \int_2^3 T ds \quad (1-2)$$

Cette masse unité va rejeter à la source froide la quantité de chaleur

$$Q_f = \int_1^2 T ds \quad (1-3)$$

puisque là aussi $dp = 0$

Le rendement thermique est donc égal à :

$$\eta = \frac{Q_c - Q_f}{Q_c} = 1 - \frac{\int_1^2 T ds}{\int_2^3 T ds} \quad (1-4)$$

supposons maintenant que le fluide moteur soit un gaz parfait à chaleur spécifique constante indépendante donc de la température

c_p et C_v étant les chaleurs spécifiques à pression et à volume constants, on pose

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (1-5)$$

Si les indices C et F caractérisent les états de fluide pour une même valeur de l'entropie, lors des échanges de chaleurs avec les sources chaude et froide (Fig I-1) ; alors :

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(\frac{T_3}{T_5}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \left(\frac{T_C}{T_F}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (1-6)$$

expressions classiques d'une évolution isentropique donc :

$$\int_1^2 T ds = \frac{T_1}{\gamma-1} \int_1^2 \frac{dT}{T} \quad \text{Puisque} \quad \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_C}{T_F} \quad (1-7)$$

$$\text{et} \quad \eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} \quad (1-8)$$

On constate donc que dans le cas du cycle parfait et à condition de supposer que le fluide moteur est un gaz parfait à chaleurs spécifiques constantes, le rendement thermique n'est fonction que du rapport des températures en début et en fin de compression; il est constamment croissant avec le rapport de pression Fig (1-2)

$$\pi = \frac{P_2}{P_1} \quad ; \quad \eta = 1 - (\pi)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (1-9)$$

Dans le domaine de température et de pression utilisé en turbine à gaz, l'air qui est le fluide moteur utilisé en turbines industrielles peut légitimement être considéré comme un gaz parfait, mais sa chaleur spécifique est fonction de sa température. Toutefois même en tenant compte de cette variation, l'indépendance de rendement thermique vis-à-vis de la température maximale du cycle T_3 reste sensiblement exacte.

Cette propriété du cycle parfait ne se vérifie plus dès qu'on fait intervenir les irréversibilités internes qui se produisent lors des transformations réelles et on verra au paragraphe suivant que le rendement thermique des turbines à gaz est fonction non seulement du rapport de pression du cycle mais aussi de la température T_3 devant turbine.

I- b) Cycle simple réel :

A quelque rares exceptions près, les turbines à gaz industrielles fonctionnent en cycle ouvert (fig 1-3)

Le compresseur aspire l'air atmosphérique, cet air après compression adiabatique est introduit dans la chambre de combustion en même temps que le combustible et il est porté au niveau de température souhaité par combustion interne à pression constante ; les gaz brûlés après détente adiabatique dans la turbine, sont rejetés à l'atmosphère qui joue le rôle de source froide de capacité infinie .

Les performances d'une turbine à gaz dépendent de la valeur des paramètres suivants :

a)- Caractéristiques du cycle :

- rapport de pression $\frac{P_2}{P_1}$
- température maximale du cycle T_3

b)- Des irréversibilités internes qui se produisent au cours de la compression et de la détente et qui sont caractérisées par des rendements. Pour les raisons données en annexe on utilise les rendements polytropiques de préférence aux rendements isentropiques.

c)- Des pertes de pression d'arrêt isentropique dans les dispositifs d'aspiration de l'air et d'échappement des gaz brûlés ainsi que dans la chambre de combustion.

En effet, pour pénétrer dans le compresseur l'air atmosphérique doit au préalable être mis en vitesse les gaz brûlés en aval de la turbine encore animés d'une vitesse non négligeable doivent être ralentis pour être rejetés à l'atmosphère jusqu'à l'état de repos.

Cette mise en vitesse et surtout ce ralentissement sont générateurs de pertes qui se traduisent par une diminution de la pression d'arrêt isentropique du fluide.

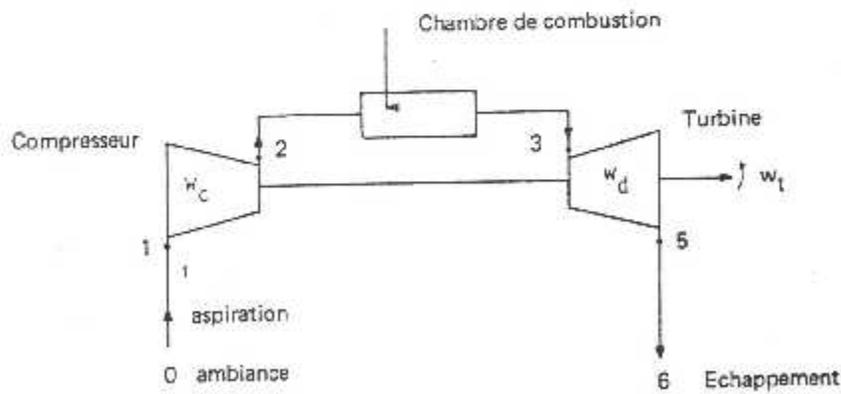
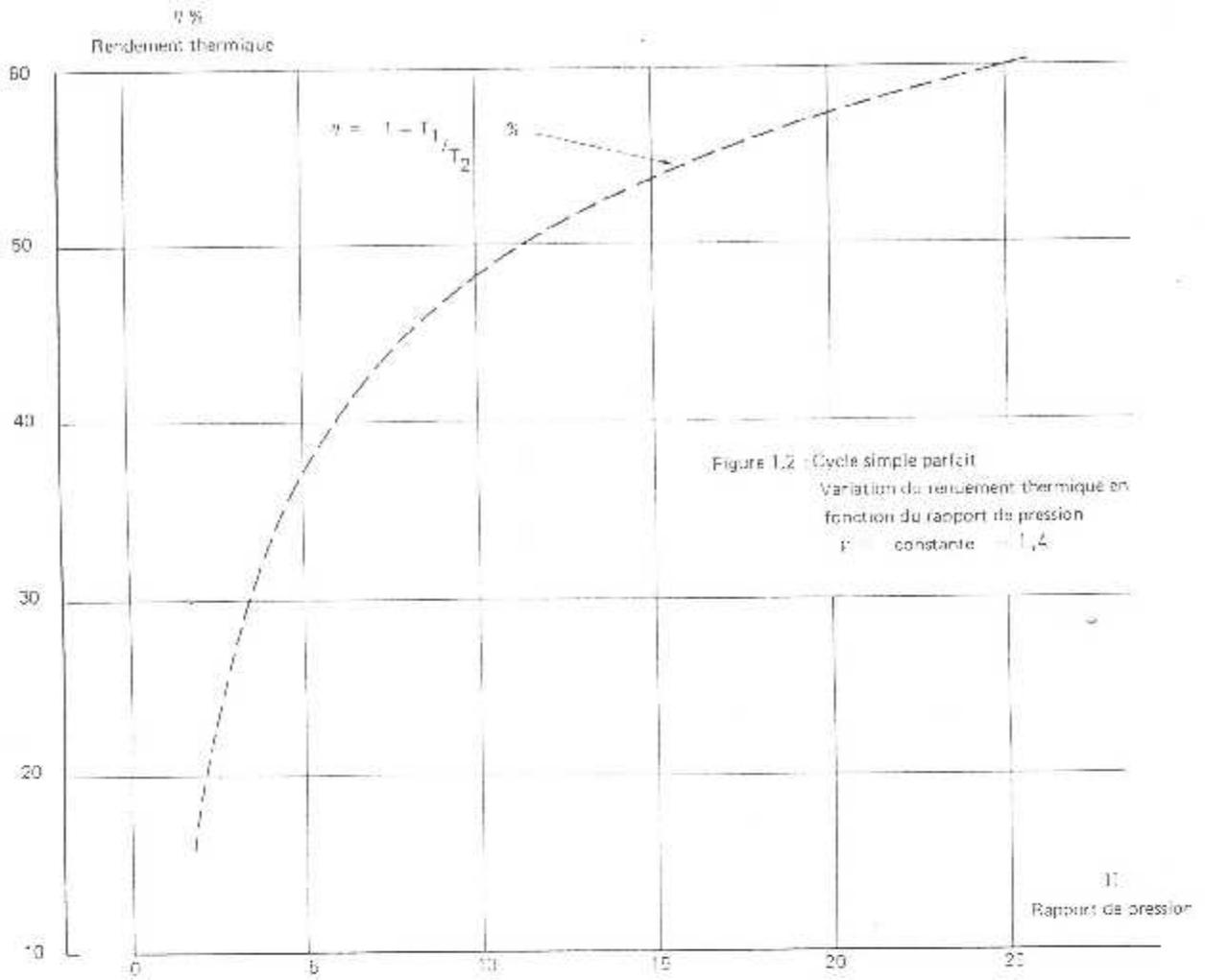


Figure 1.3 : Cycle simple réel de la turbine à gaz

d)- Des variations de débit au cours du cycle. Elles sont dues

- à l'apport de combustible dans la chambre
- aux prélèvements d'air en cours sont utilisés soit à la pressurisation et

à soit au refroidissement des parties chaudes dissent, après utilisation, est dans la mesure cours de détente et mélangé aux gaz brûlés, mais son cycle thermodynamique est fortement dégradé par rapport à celui de l'écoulement principal.

e)- Des pertes thermiques et mécaniques qui sont évacuées soit par l'huile de lubrification soit par rayonnement des carters extérieurs.

f)- De la puissance nécessaire à l'entraînement des auxiliaires (pompe à huile, pompe à combustible).

Une fois que l'on s'est imposé la valeur des paramètres dont on vient de donner la liste le calcul d'un cycle consiste à déterminer :

1-b-1) La puissance spécifique W_{sp} :

C'est le rapport entre la puissance récupérable sur l'arbre bine W_t et le débit masse d'air Q_a introduit dans le compresseur.

Si :

- W_c est la puissance nécessaire à la compression de l'air
- W_d la puissance recueillie lors de la détente des gaz brûlé
- W_m les pertes thermiques et mécaniques
- W_{ac} la puissance nécessaire à l'entraînement des auxiliaires

$$W_t = W_d - W_c - W_m - W_{ac} \quad (1-11)$$

Et :

$$W_{sp} = \frac{W_t}{Q_a} \quad (1-12)$$

Plus la puissance spécifique est élevée moins le débit d'air nécessaire à l'obtention d'une puissance donnée sera important.

I-b-2) le rendement thermique η_{th}

Le combustible est caractérisé par son pouvoir calorifique inférieur à pression constante (P.C.I.) à 15 °C.

L'air et le combustible ayant une température initiale de 15°C, c'est la quantité de chaleur dégagée par la combustion complète à pression constante de l'unité de masse de combustible, les produits de la combustion ayant été ramenés à la température initiale de 15 °C, la chaleur latente de vaporisation de l'eau n'étant pas prise en compte, l'eau étant supposée être à l'état de vapeur.

Si q_c est le débit de combustible injecté dans la chambre

$$\eta_{th} = \frac{W_t}{q_c [P.C.I]} \quad (1-13)$$

le rendement thermique donc est le rapport entre la puissance fournie par la turbine à gaz et la puissance calorifique contenue dans le combustible à une température de référence de 15 °C. Théoriquement la puissance calorifique maximum que pourrait fournir le combustible est le produit de son débit par le pouvoir calorifique supérieur (la vapeur d'eau étant condensée), mais comme dans les cycles de turbine à gaz, les gaz brûlés n'atteignent pas des températures suffisamment basses pour qu'il y ait condensation de l'eau, la puissance calorifique de référence choisie est celle qui peut être réellement utilisable, c'est-à-dire le produit du débit de combustible par le pouvoir calorifique inférieur (vapeur d'eau non condensée).

Les courbes des figures (1.5) et (1.6) donnent la variation de la puissance spécifique et du rendement thermique en fonction du rapport de pression

$\frac{P_2}{P_1}$ pour trois valeurs de la température maximale du cycle

$T_3=800^\circ\text{C}, 1000^\circ\text{C}, 1200^\circ\text{C}$

***Les hypothèses retenues étant les suivantes :**

- Température de l'air ambiant $T_0 = 15^\circ\text{C}$
- Rendement polytropique de compression $\eta_{pc} = 0,9$

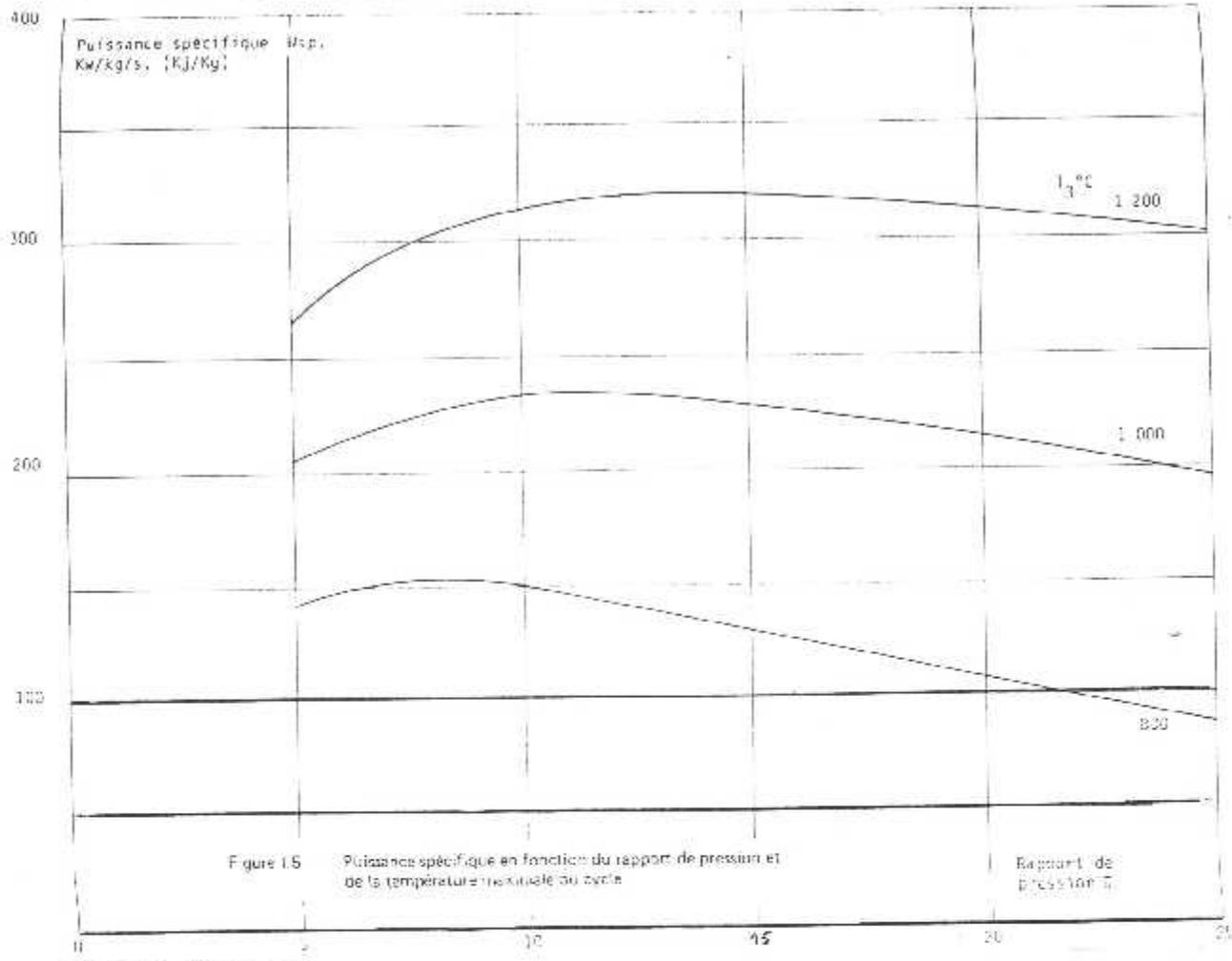


Figure 1.5 Puissance spécifique en fonction du rapport de pression et de la température maximale du cycle. Rapport de pression π

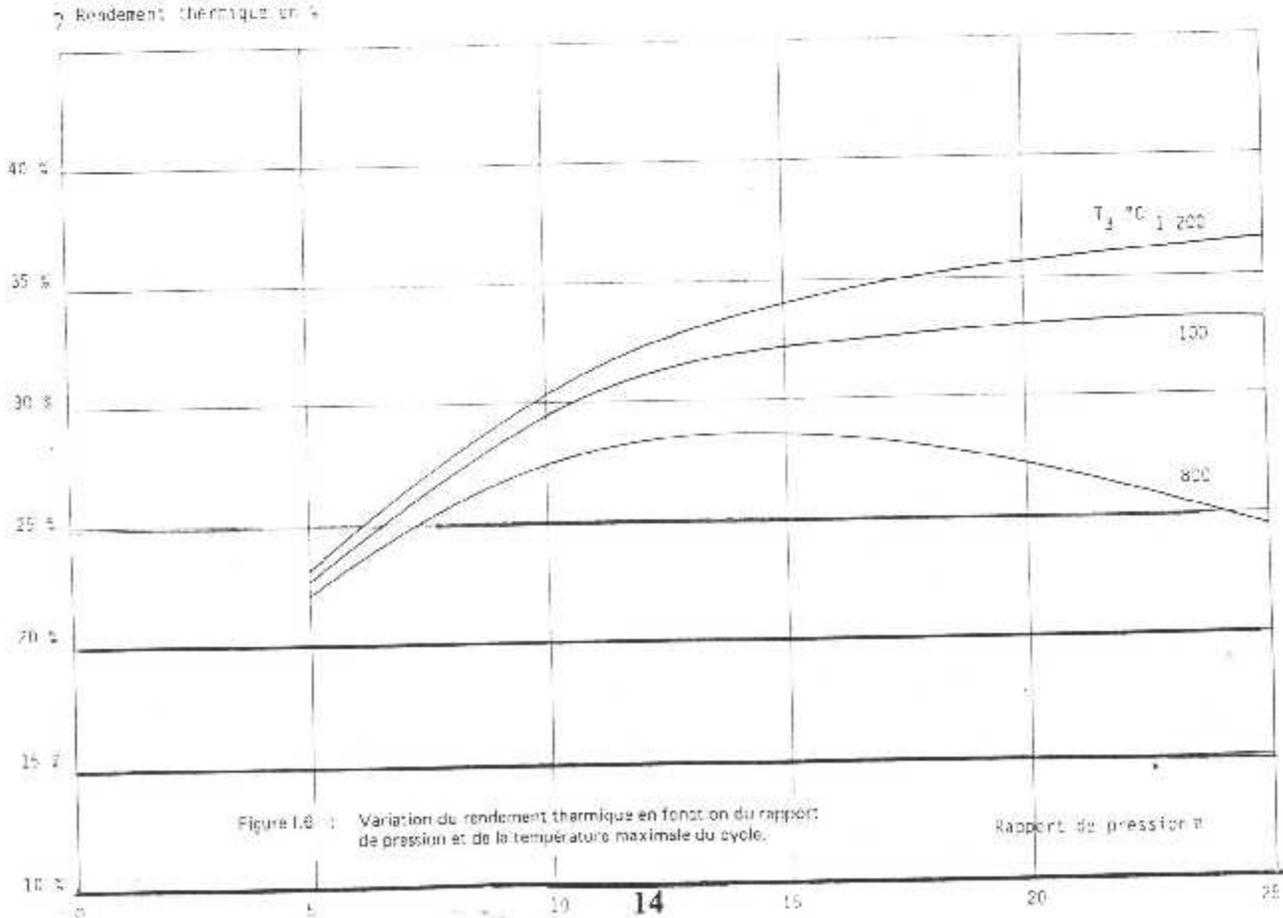


Figure 1.8 Variation du rendement thermique en fonction du rapport de pression et de la température maximale du cycle. Rapport de pression π

- Rendement polytropique de détente $\eta_{pt} = 0,88$

***Coefficient de pertes de charge :**

- dans la chambre de combustion $\epsilon_3 = 7\%$
- à l'échappement $\epsilon_5 = 5\%$

Pourcentage de débit prélevé à la sortie du compresseur pour le refroidissement des parties chaudes

- $T_3 = 800\text{ °C}$ 2%
- $T_3 = 1000\text{ °C}$ 4%
- $T_3 = 1200\text{ °C}$ 6%

On supposera que ce débit n'est pas réinjecté au cours de la détente

$$\frac{W_m + W_{ac}}{W_d} = 0,015$$

Ces hypothèses conduisent à des résultats figuratifs des performances réelles des turbines à gaz les plus évoluées actuellement commercialisées.

On constate que pour une température T_3 donnée la puissance spécifique et le rendement thermique sont maximum pour des valeurs du rapport de pression qui sont croissantes avec T_3 .

Le rapport de pression correspondant au maximum de rendement thermique étant notablement supérieur à celui correspondant au maximum de puissance spécifique.

Les figures (1.7) et (1.8) donnent l'évolution de ces rapports de pression ainsi que celles des rendements thermiques et des puissances spécifiques maximum en fonction de T_3 .

On constate que l'obtention de rendements thermiques élevés est liée à l'augmentation conjuguée du rapport de pression et de la température maximale du cycle. C'est évidemment la voie choisie par les fabricants de turbines à gaz comme le montre le tableau de la figure (1.9).

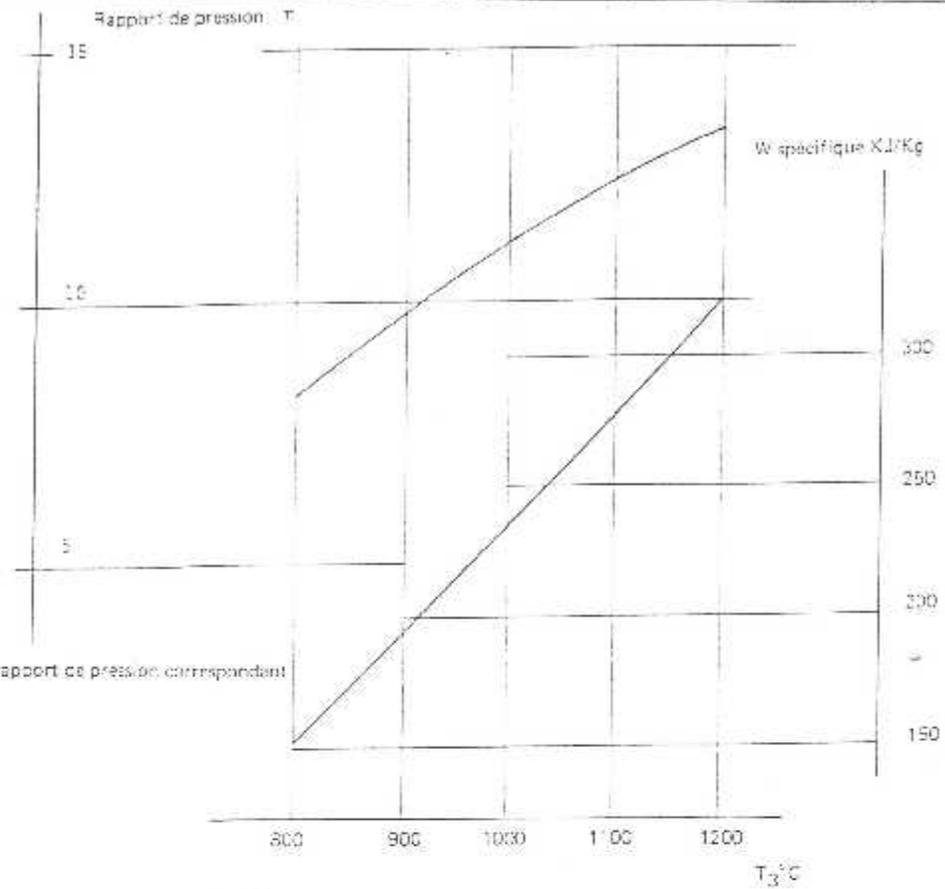


Figure 1.7 : W spécifique maxi et rapport de pression correspondant en fonction de T_3

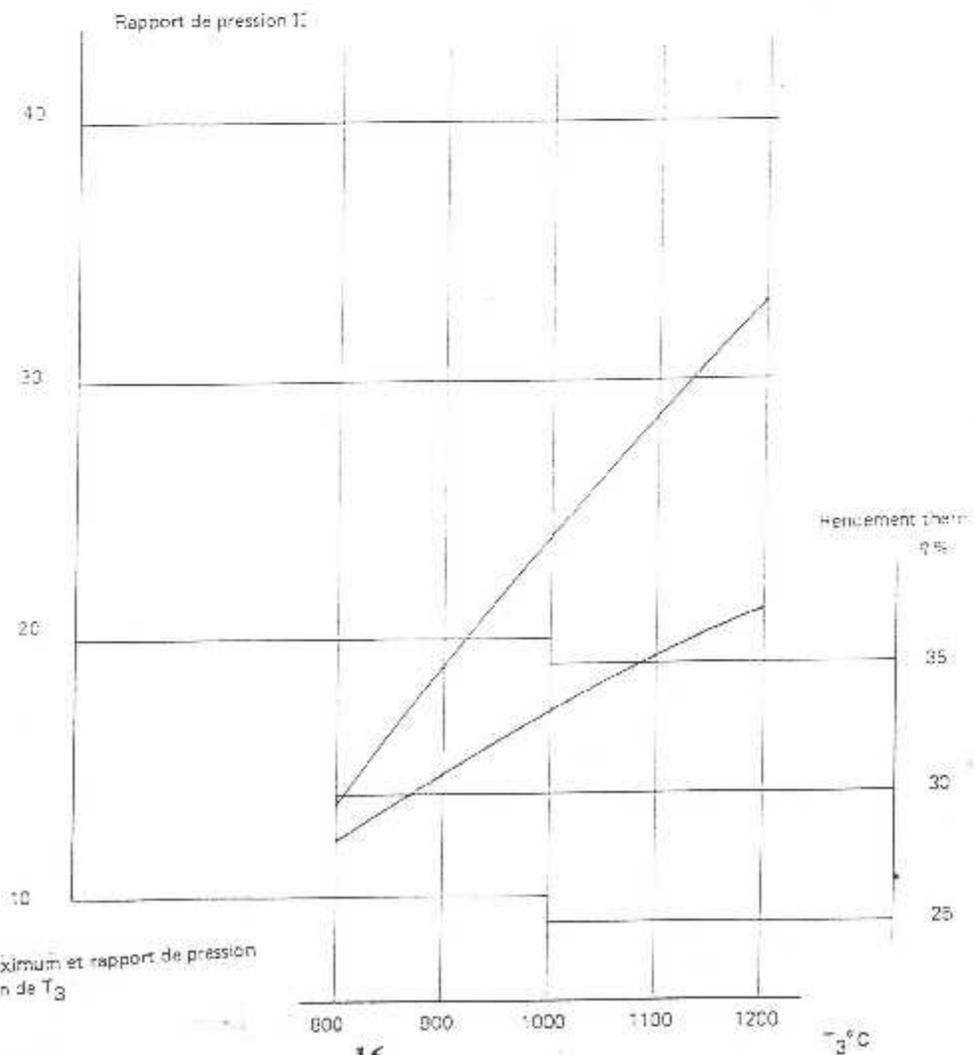


Figure 1.8 : Rendement thermique maximum et rapport de pression correspondant en fonction de T_3

Evolution des taux de compression

Modèle de turbine	Année														
	1968	1969	1970	1971	1972	1973	1974	1975	1976	1977	1978	1979	1980	1981	1982
Ruston • TA 1750 •		4.3													
Ruston • Tornado •															12
Solar • Centaur •	9.3														
Solar • Mars •										16					
Hispano-Suiza • THM 1203 •				7.6											
Hispano-Suiza • THM 1304-10 •															10.5
Sulzer • S3 •									8.9						
Sulzer • S10 •														13.5	
Rolls-Royce • Avon •			8.8												
Rolls-Royce • RB 211 •							18.4								
General Electric • Frame 5 •					8.2										
General Electric • LM 5000 •										27					

Evolution des températures maxima de cycle (°C)

Modèle de turbine	Année														
	1968	1969	1970	1971	1972	1973	1974	1975	1976	1977	1978	1979	1980	1981	1982
Ruston • TA 1750 •		825													
Ruston • Tornado •															1000
Solar • Centaur •	871														
Solar • Mars •										995					
Hispano-Suiza • THM 1203 •				905											
Hispano-Suiza • THM 1304-10 •															1000
Sulzer • S3 •									970						
Sulzer • S10 •														1020	
Rolls-Royce • Avon •			880												
Rolls-Royce • RB 211 •							1100								
General Electric • Frame 5 •					925										
General Electric • LM 5000 •										1150					

Evolution des rendements thermiques %

Modèle de turbine	Année														
	1968	1969	1970	1971	1972	1973	1974	1975	1976	1977	1978	1979	1980	1981	1982
Ruston • TA 1750 •		18.2													
Ruston • Tornado •															31.3
Solar • Centaur •	26.5														
Solar • Mars •										32.8					
Hispano-Suiza • THM 1203 •				24											
Hispano-Suiza • THM 1304-10 •															29
Sulzer • S3 •									27						
Sulzer • S10 •														33.1	
Rolls-Royce • Avon •			28.6												
Rolls-Royce • RB 211 •							34.2								
General Electric • Frame 5 •					28.9										
General Electric • LM 5000 •										37.5					

Figure I.9 : Historique de l'évolution des taux de compression, des températures maxima de cycle et des rendements thermiques de quelques exemples significatifs de turbines à gaz industrielles.

Entre 1970 et 1982 les rapports de pression sont passés de 7/8 à des valeurs atteignant 18 (27 pour la LM 5000 de Général Electric), les températures maximales passant dans la même période de 900 à 1 000/1 150° C.

Un autre facteur d'augmentation du rendement thermique est l'amélioration des rendements élémentaires de compression et de détente.

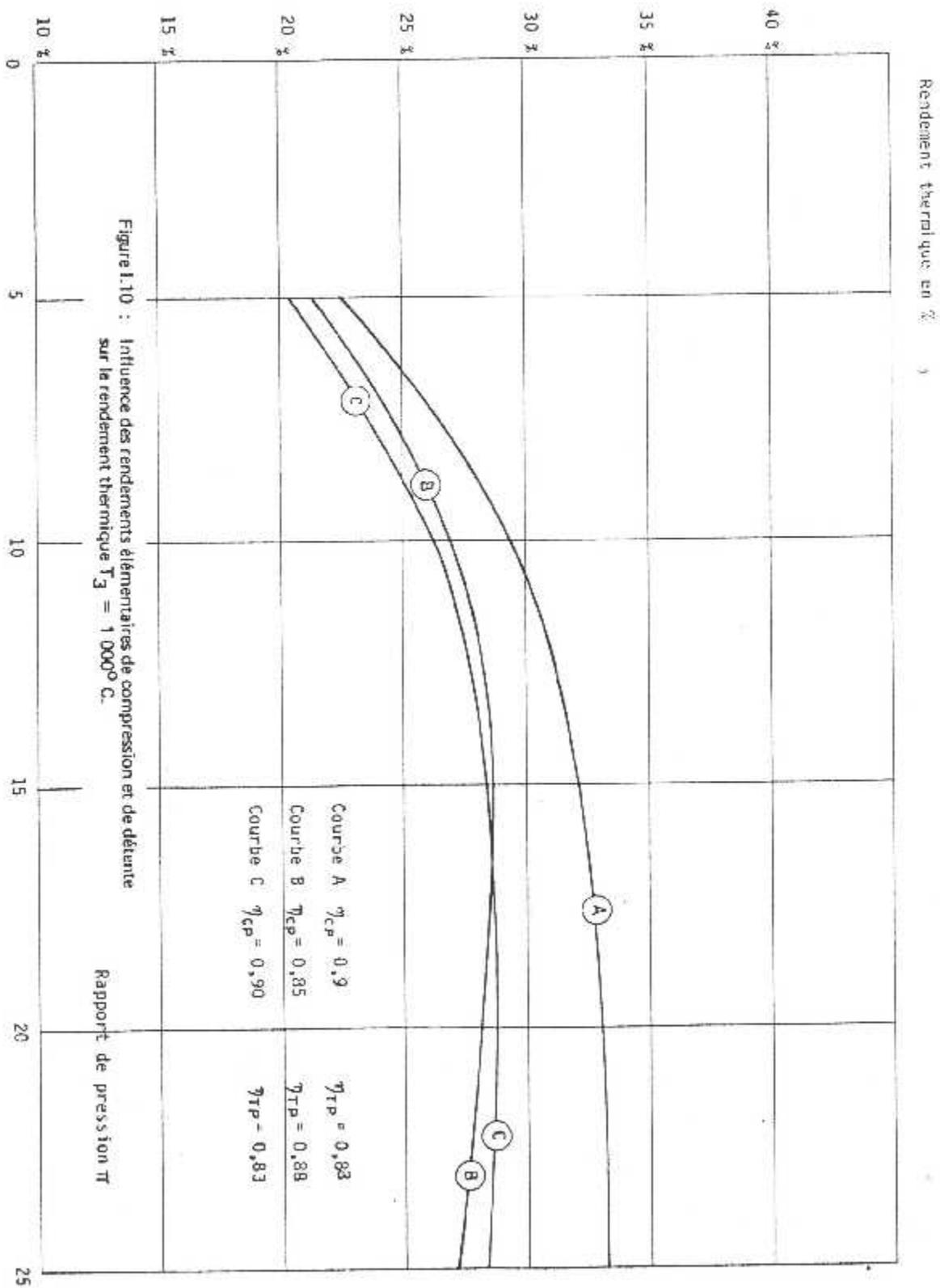
Les valeurs de 0,9 et de 0,88 qui sont actuellement possibles pour les rendements polytropiques de compression et de détente sont supérieurs de plusieurs % à ceux qui étaient obtenus il y a une quinzaine d'années.

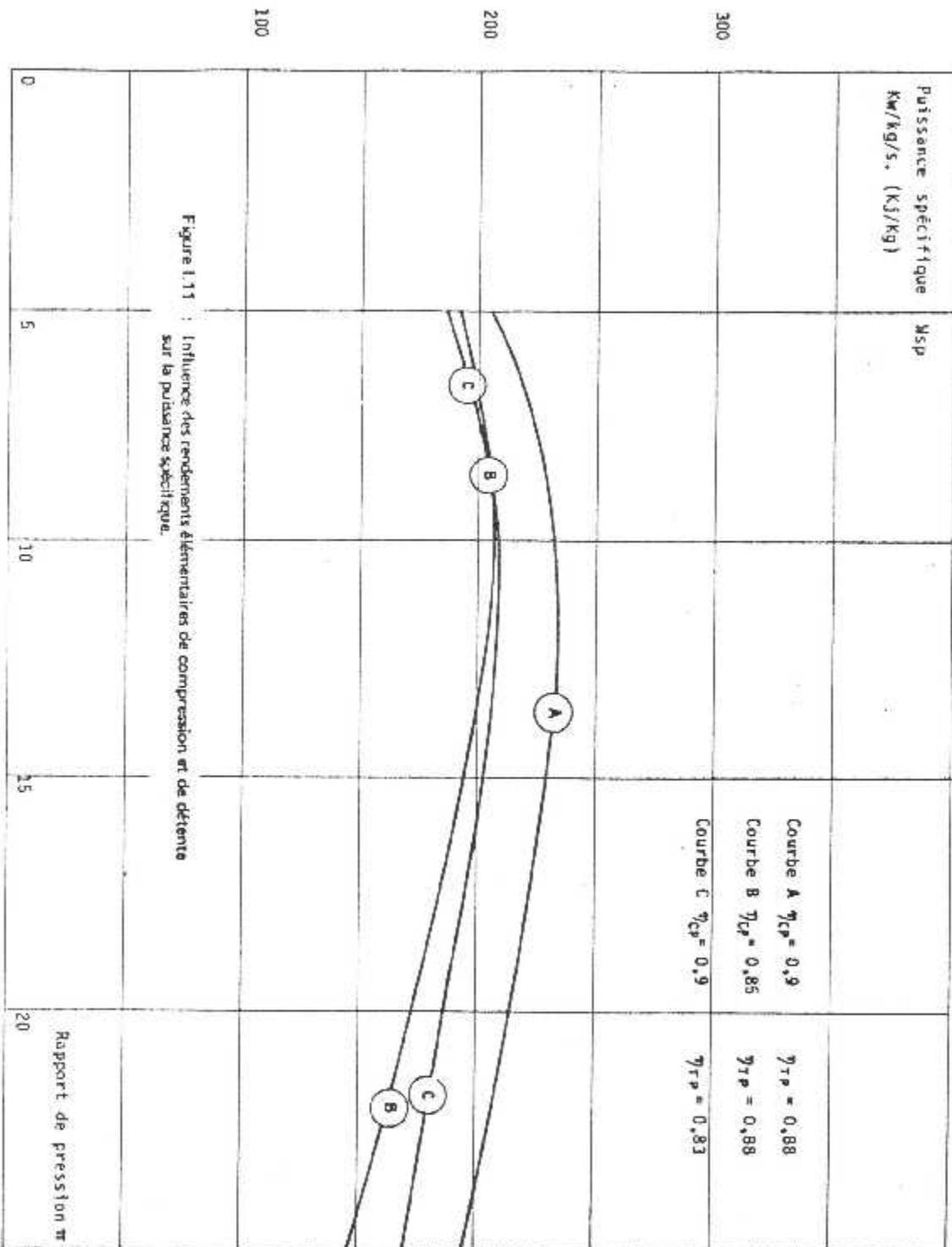
on a tracé sur les figures (1.10) et (1.11) l'évolution du rendement thermique et de la puissance spécifique pour $T_3 = 1000^\circ \text{C}$ avec trois hypothèses de rendements élémentaires différentes .

- ❖ **Courbe A :** ce sont les hypothèse donnée plus haut .
- ❖ **Courbe B :** hypothèses inchangées sauf pour le rendement polytropique de compression qui passe de 0,9 à 0,85.
- ❖ **Courbe C :** même hypothèses qu'en A sauf pour la détente ou le rendement polytropique passe de 0,88 à 0,83.

On constate qu'en utilisant le rendement polytropique, compresseur et turbine ont la même influence sur le rendement et la puissance spécifique maximal.

Le rendement thermique maximal passe de 33,2 à 29 %. Si on se reporte à la courbe de la figure (1.6) on constate que ce rendement maximal de 29% était obtenu avec les rendements polytropiques d'origine pour une température T_3 de 820 °C. Une amélioration de 5 points du rendement de compression ou de détente est donc équivalente à une augmentation de température maximale du cycle de 180 °C.





En ce qui concerne la puissance spécifique cette amélioration est équivalente à une augmentation de température maximale de 60 °C.

On comprendra mieux l'intérêt d'avoir de bons rendements élémentaires si on sait que la durée de vie des aubes de turbine soumis aux gaz chauds est limitée par le phénomène de fluage. Un matériau soumis à une contrainte et porté à une température élevée se déforme dans le temps jusqu'à la rupture.

Ainsi l'Inconel 738 qui est un matériau réfractaire utilisé pour ces aubes de turbine, soumis à une contrainte de traction de 14 hbars à une température de 850 °C a une durée de vie à rupture de 70000 heures. Portée à 900 °C ($\Delta t = 50^\circ\text{C}$) cette durée de vie est réduite à 6100 heures et à 950 °C ($\Delta t = 100^\circ\text{C}$) elle n'est plus que de 650 heures.

□ Augmenter le rendement thermique par l'amélioration des rendements élémentaires n'a pas de répercussion sur le coût et la fiabilité, l'augmentation par accroissement du rapport de pression et des températures coût cher et peut affecter la sécurité de fonctionnement.

□ Augmenter le rapport de pression conduit à ajouter des étages de compression et de détente.

□ Augmenter les températures conduit à utiliser des matériaux de plus en plus chers et plus difficiles à élaborer et à usiner et à sophistication des circuits de refroidissement.

I-c) Cycle avec récupération interne des calories d'échappement :

Sur la figure (1.4) la perte d'énergie calorifique à l'échappement est représentée par l'aire a.o.6.b.a.. De cette énergie, une partie doit nécessairement être restituée au milieu ambiant qui constitue la source froide, elle vaut $T_0 \Delta S$ et elle est représentée par l'aire a.o.c.b.a, seule, la partie hachurée (aire o.6.c.o) est transformable en énergie mécanique.

La récupération d'une partie de cette énergie peut se faire par l'intermédiaire d'un échangeur placé dans les gaz d'échappement, en la transférant à l'air comprimé avant son introduction dans la chambre de combustion (Figure 1.12) .

On diminue un peu la puissance délivrée, car l'introduction de l'échangeur augmente les pertes de pression d'arrêt et il en résulte une baisse de puissance spécifique, mais on diminue la puissance fournie dans la chambre, ce qui améliore le rendement thermique de la machine.

Cette récupération n'est possible que si T_5 est supérieur à T_2 donc pour les rapports de pression modérés (figure 1.13).

car l'introduction de l'échangeur résulte une baisse de dans la chambre,

On définit la capacité de récupération de l'échangeur par son efficacité citée E

$$E = \frac{T_5 - T_2}{T_3 - T_2}$$

Pour que la quantité de chaleur transférée à l'air soit importante, il faut que l'écart de température $T_5 - T_2$ soit élevé, c'est-à-dire que le rapport de pression du cycle soit relativement faible. Il faut donc s'attendre à ce, qu'avec un échangeur, les rapports de pression correspondant aux rendements thermiques maximaux à T_3 donné soient inférieurs à ceux du cycle simple.

Cette tendance est mise en évidence sur les courbes de la planche (1.14) qui donne la variation du rendement thermique pour une même température T_3 de 1000 °C dans trois cas.

❖ Cas a

Cycle simple, les hypothèses sont celles du cycle de base (figure 1.6).

❖ Cas b

Cycle avec échangeur d'efficacité 0,8 hypothèses identiques au cas a, sauf en ce qui concerne les pertes de pression d'arrêt :

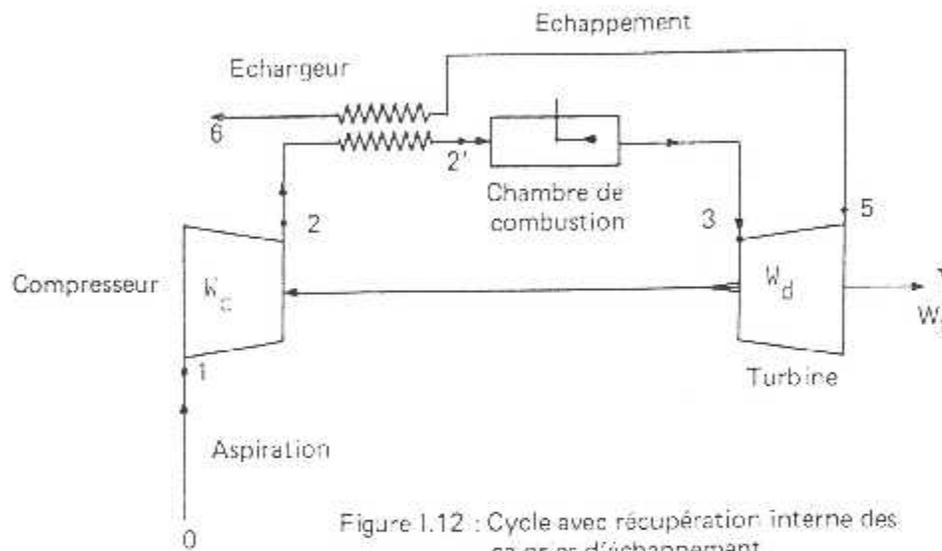
➤ $\varepsilon_3 = 9\%$ au lieu de 7 %

➤ $\varepsilon_3 = 8\%$ au lieu de 5 %

❖ Cas c

Cycle avec échangeur d'efficacité 0,9, mêmes hypothèses qu'en b.

Compte tenu de la taille de l'échangeur, cette valeur de l'efficacité constitue le maximum raisonnable.



T_2 température de l'air sortie compresseur - entrée échangeur côté froid

T_2' étant la température de l'air à la sortie de l'échangeur

T_5 la température des gaz brûlés à l'échappement et entrée échangeur côté chaud.

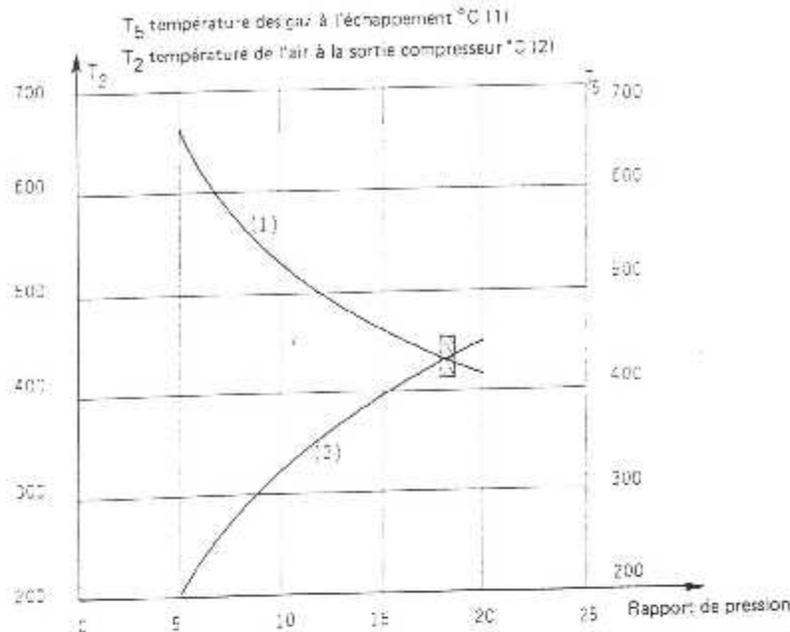


Figure 1.13 : Evolution de la température T_E des gaz d'échappement et de la température T_2 de l'air comprimé en fonction du rapport de pression (température maximale du cycle 1 000° C).

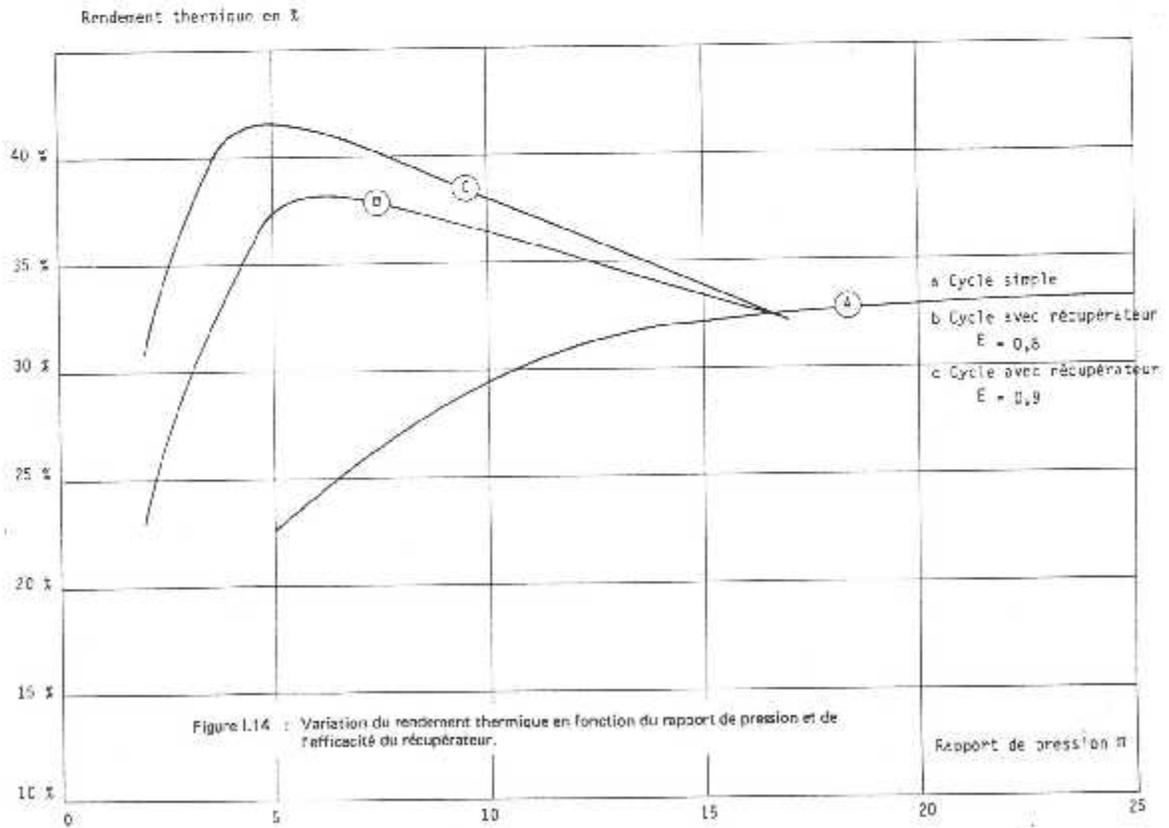


Figure 1.14 : Variation du rendement thermique en fonction du rapport de pression et de l'efficacité du récupérateur.

On constate bien qu'à qualités aérodynamiques égales, l'adjonction d'un échangeur permet d'augmenter le rendement thermique et que les rapports de pression correspondant au rendement thermique maximum sont notablement plus faibles qu'en cycle simple.

❖ Cycle simple :	$\pi = 24$
❖ Cycle avec échangeur : $E = 0,8$	$\pi = 6$
$E = 0,9$	$\pi = 4,8$

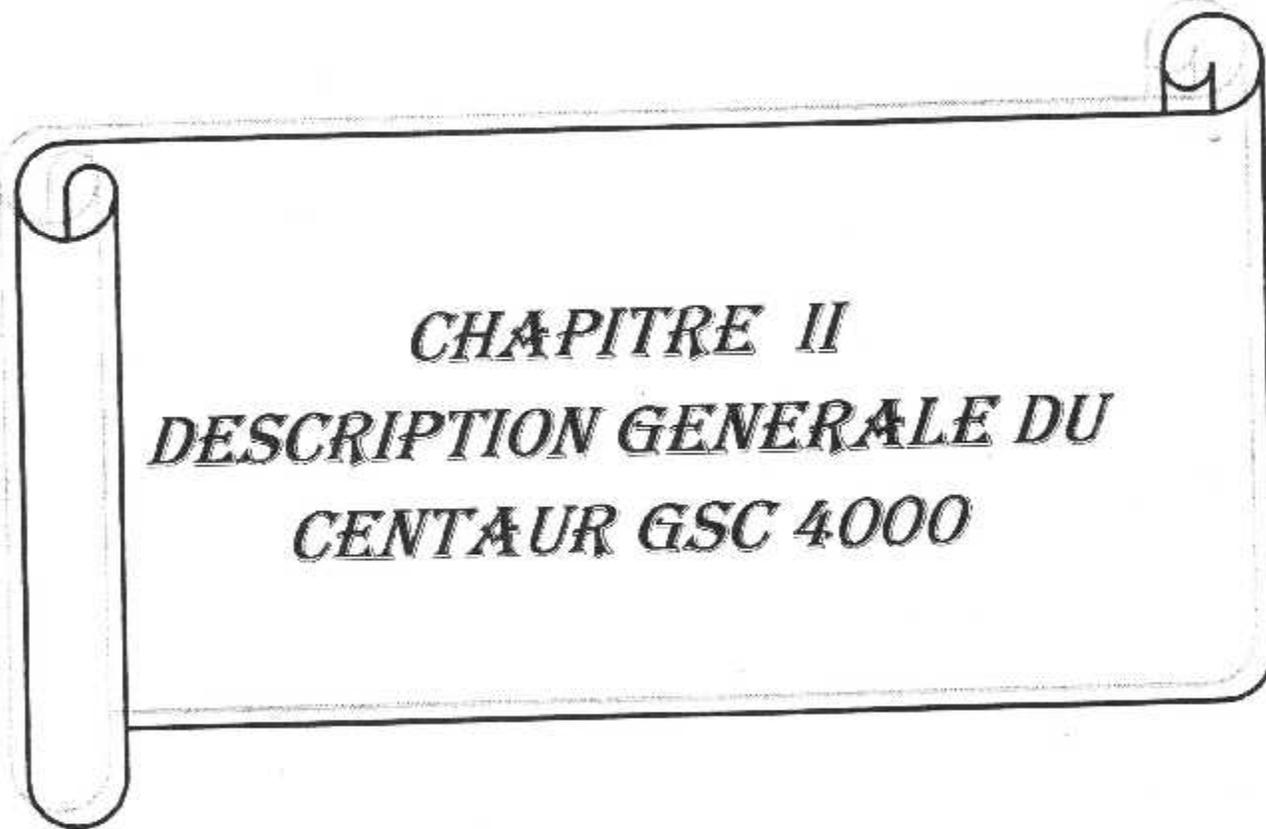
Sauf en turbine à gaz routière on n'optimise jamais le rapport de pression pour un fonctionnement avec récupérateur car certaines utilisations pour des raisons de poids et d'encombrement ne le permettent pas et sans changeur le cycle simple basse pression conduirait à un rendement médiocre. A $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$ avec un échangeur d'efficacité $E = 0,8$ le rapport de pression optimal est de 6 ce qui sans échangeur conduit à un rendement de 24,3 %.

on peut donc hésiter entre deux conceptions :

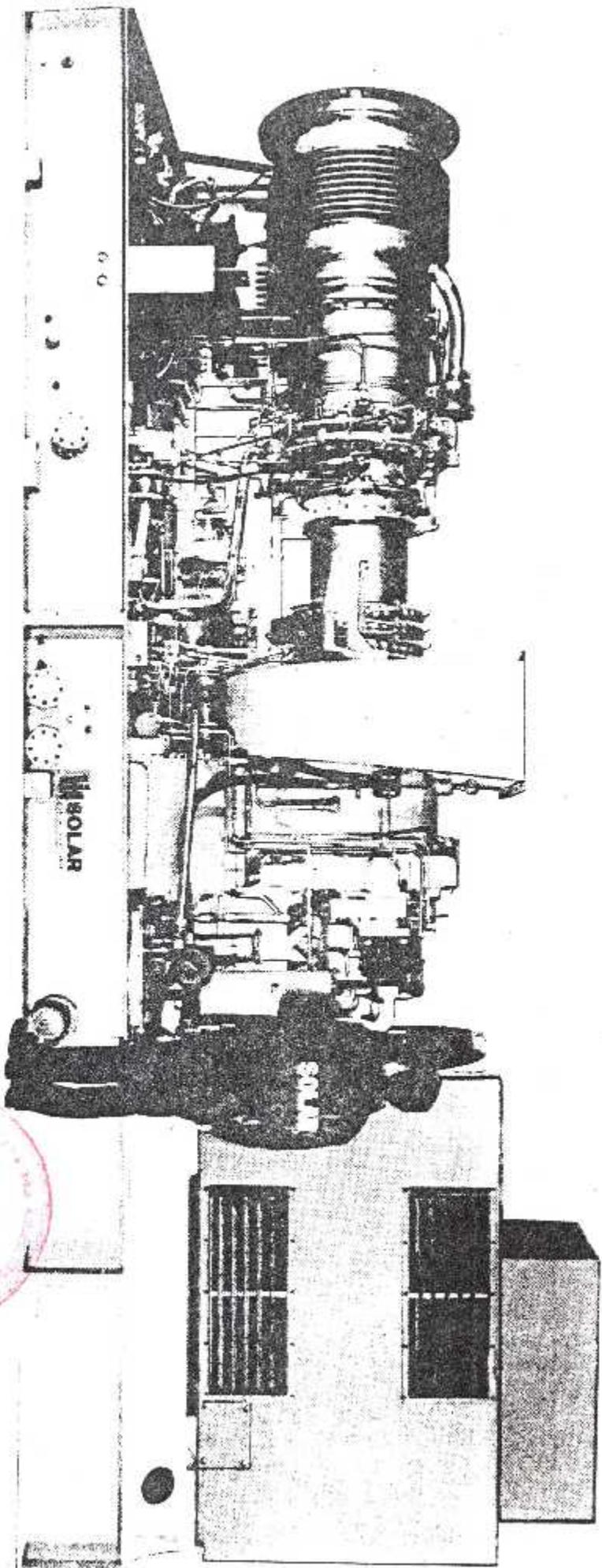
- soit viser les rapports de pression élevés (par exemple 16,5 si $T_3 = 1000^{\circ}\text{C}$) ce qui conduit à une machine relativement complexe et chère mais dont le rendement thermique de 32,5% est déjà élevé en cycle simple.

- soit se limiter à des rapports de pression modérés (10 à 12 pour $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$). Pour les applications où le combustible est relativement bon marché ou fonctionne sans échangeur ($\eta = 30-31\%$) la turbine est plus simple, donc moins chère que dans le cas précédent ; l'adjonction d'un changeur étant réservé aux cas où le prix du combustible est élevé ($\eta = 36-37\%$).

L'échangeur présente l'inconvénient majeur d'être lourd et encombrant. Il double pratiquement la masse de l'installation; ce qui fait perdre à la turbine a gaz l'une de ses principales qualités la légèreté .



CHAPITRE II
DESCRIPTION GENERALE DU
CENTAUR GSC 4000



Groupe électrogène à turbine à gaz Centaur



2.3 INFORMATION TECHNIQUE

Caractéristiques applicables pour un régime turbine de 100% et une charge nominale maximale au niveau de la mer. Toutes les valeurs données sont nominales, sauf indications contraires.

TABEAU 2.3-1

CARACTERISTIQUES D'INSTALLATION

ENTREE D'AIR TURBINE: DEBIT	28 200 ft ³ /mn (45 402 m ³ /h)
PERTE DE CONDUITE	3,0 pouces (76,2 mm) d'eau maximum
ORIENTATION	vers le haut
TAUX ECHAPPEMENT TURBINE	76 000 ft ³ /mn (129 129 m ³ /h) à 910°F (487°C)
PERTE DE CONDUITE	6,0 pouces (152,4 mm) d'eau maximum
TAUX D'EVENT DE RESERVOIR D'HUILE	90 ft ³ /mn (1 449 m ³ /h)
PERTE DE CONDUITE	1,0 pouce (25,4 mm) d'eau max.
TYPE DE REFRIGERISSEUR D'HUILE	à distance, faible température ambiante, traversée par l'air de refroidissement, échange air/huile avec moteur de ventilateur hydraulique. 5 cv, 960 tr/mn
TAUX D'AIR	12 045 ft ³ /mn (20 467 m ³ /h) à 110°F (43°C)
TRANSFERT DE CHALEUR	440 000 Btu/h (110 880 kcal/h) à 100 tr/mn (378 l/mn) et 110°F (43°C)
CARACTERISTIQUES GAZ CARBURANT	Voir sous-section 2.2, tableau 2.2-1
DEBIT ET PRESSION	740 ft ³ /mn (1191 m ³ /h) à 165 à 200 psig (11,6 à 14,06 kg/cm ²)
LIMITES DE TEMPERATURE DE L'ALIMENTATION EN CARBURANT GAZ	-40°F à +160°F (-40°C à +71°C)
CARACTERISTIQUES AIR/GAZ PILOTE	Voir sous-section 2.2, tableau 2.2-1
PRESSION AIR/GAZ PILOTE	165 à 200 psig (11,6 à 14,06 kg/cm ²)
CARACTERISTIQUES ALIMENTATION DEMARREUR PNEUMATIQUE	Voir sous-section 2.2, tableau 2.2-1
PRESSION ET TAUX DU DEMARREUR PNEUMATIQUE	2 600 ft ³ /mn (4 186 m ³ /h) total à 165 à 200 psig (11,6 à 14,06 kg/cm ²)
TAUX D'EVENT AIR/GAZ	1 900 ft ³ /mn (3059 m ³ /h)
CONTRE-PRESSION RECOMMANDEE, EVENT AIR/GAZ	5 psig (0,35 kg/cm ²) max.
POIDS (approximatif)	
Embase avec accessoires et ferronnerie	12 500 lbs (5670 kg)
Turbine à gaz avec conduit d'entrée	4 300 lbs (1950 kg)
Diffuseur d'échappement	420 lbs (191 kg)
Réducteur de vitesse	3 000 lbs (1361 kg)
Alternateur	24 561 lbs (11141 kg)
Refrigerisseur d'huile y compris l'huile	750 lbs (340 kg)
Batteries et chargeur	300 lbs (136 kg)
Pupitre de commande	700 lbs (318 kg)
Huile y compris les filtres (182 gallons=689 litres)	1 275 lbs (578 kg)
Poids total de l'ensemble	47 806 lbs (21685 kg)
DIMENSIONS (approximatives)	
<u>Groupe électrogène</u>	
Longueur (avec alternateur)	24 pieds (7,32 m)
Longueur (sans alternateur)	22 pieds, 2 pouces (6,76 m)
Largeur	7 pieds, 4 pouces (2,24 m)
Hauteur	7 pieds, 6 pouces (2,29 m)
<u>Pupitre de commande</u>	
Profondeur	2 pieds, 1/2 pouces (0,61 m)
Largeur	3 pieds (0,91 m)
Hauteur	7 pieds, 6 pouces (2,29 m)
<u>Refrigerisseur d'huile</u>	
Profondeur	45 pouces (1,14 m)
Largeur	45 pouces (1,14 m)
Hauteur	43 pouces (1,09 m)
<u>Batteries et chargeur</u>	
Profondeur	19 pouces (0,48 m)
Largeur	13 pouces (0,33 m)
Hauteur	49 pouces (1,24 m)

TABLEAU 2.3-8 - Points pré-réglés du monitor Z183 du régime de la turbine

Remarque: Toutes les valeurs sont des signaux de fréquence du détecteur magnétique en Hertz ± 30 Hertz*

POINT PRE-REGLE D'ETALONNAGE DE L'INDICATEUR DE REGIME	régime 100% - 8717 Hz
CONTACT BAS REGIME	régime 15% - 1308 Hz
CONTACT DE CONTROLE DE SEQUENCE DE LANCEMENT (arrêt démarreur)	régime 66% - 5753 Hz
CONTACT DE BRANCHEMENT DE CHARGE	régime 90% - 7845 Hz
CONTACT D'ARRET DE SURVITESSE	régime 108% - 9414 Hz

* Les repères sont indiqués sur la boîte de contrôle

TABLEAU 2.3-9 - Points pré-réglés du monitor Z353 de survitesse de soutien

Remarque: Toutes les valeurs sont des signaux de fréquence du détecteur magnétique en Hertz ± 30 Hertz*

POINT PRE-REGLE D'ETALONNAGE DU MONITOR	régime de 100% - 8221 Hz
CONTACT DE CONTROLE DE SEQUENCE DE LANCEMENT	régime de 15% - 1233 Hz
CONTACT D'ARRET DE SURVITESSE	régime de 110% - 9043 Hz

* Les repères sont indiqués sur la boîte de contrôle

TABLEAU 2.3-10 - Points pré-réglés du monitor Z182 de la température de la turbine

Remarque: Toutes les températures sont en $^{\circ}\text{F} \pm 10^{\circ}\text{F}$ convertis en $^{\circ}\text{C} \pm 5,6^{\circ}\text{C}$ et se rapportent à la température d'entrée du troisième étage de la turbine (T_5)*

CONTACT PANNE D'ALLUMAGE	350 $^{\circ}\text{F}$ (177 $^{\circ}\text{C}$)
CONTACT DE TEMPERATURE ELEVEE IMMINENTE DE LA TURBINE (arrêt après temporisation de 5 secondes au-dessus de régime de 90%; arrêt en-dessous de régime de 90%)	
Point pré-réglé d'exploitation normale	1155 $^{\circ}\text{F}$ (624 $^{\circ}\text{C}$)
Point pré-réglé départ de la séquence de démarrage	1200 $^{\circ}\text{F}$ (649 $^{\circ}\text{C}$)
CONTACT D'ARRET TEMPERATURE ELEVEE DE LA TURBINE (arrêt immédiat à tout moment en-dessous de ces températures)	
Point pré-réglé d'exploitation normale	1220 $^{\circ}\text{F}$ (660 $^{\circ}\text{C}$)
Point pré-réglé départ de la séquence de démarrage	1250 $^{\circ}\text{F}$ (677 $^{\circ}\text{C}$)

* Les repères sont indiqués sur la boîte de contrôle

TABLEAU 2.3-4 - Circuit de gaz carburant naturel

TAMIS D'ENTREE GAZ CARBURANT	100 filtre à mailles
FILTRE SOUPAPE PILOTE	10 microns nominal, 25 microns absolu
PRESSOSTAT BASSE PRESSION GAZ CARBURANT (fourni par le client)	165 psig (11,6 kg/cm ²) croissant 152 \pm 8 psig (10,7 \pm 0,6 kg/cm ²) décroissant
PRESSOSTAT (S386-2) HAUTE PRESSION GAZ CARBURANT	204 \pm 3 psig (14,3 \pm 0,2 kg/cm ²) décroissant 174 \pm 17 psig (12,2 \pm 1,2 kg/cm ²) décroissant
PRESSOSTAT D'ESSAI SOUPAPE PRIMAIRE/ SECONDAIRE (S342)	45 \pm 2,1 psig (3,2 \pm 0,15 kg/cm ²) croissant 42 \pm 0,8 psig (3 \pm 0,06 kg/cm ²) décroissant
DOSEUR DU GAZ CARBURANT	soupape papillon s'ouvrent approximativement à 40 degrés pour accélération et à 10 degrés pour décélération
BOUGIE D'ALLUMAGE	0,08 à 0,10 pouce (2,03 à 2,54 mm) d'intervalle

TABLEAU 2.3-5 - Circuit d'air de la turbine

RAPPORT DE COMPRESSEUR	8,7 à 9,5:1 (selon le cycle du débit)
PRESSION DE DECHARGE DU COMPRESSEUR	113 à 125 psig (varie avec l'environnement)
SOUPAPE DE PRELEVEMENT D'AIR	s'ouvre en-dessous de 22 psig (1,5 kg/cm ²) et commence à se fermer à 22 psig; complètement fermée au-dessus de 42 psig (3 kg/cm ²). (Compensée en altitude par des cales; soupape livrée avec 3 cales; ajustement sur place requis; voir sous-section 5.4)
AUBAGE MOBILE D'ENTREE DU COMPRESSEUR	aubage contrôlé entre la position d'ouverture minimale en-dessous de régime 66 pour cent; déplacé vers la position complètement ouverte au-dessus régime de 66 pour cent. Au moment de l'arrêt, l'aubage se remet en position d'ouverture minimale tandis que le régime de la turbine descend en-dessous de 90 pour cent. Ajustement sur les lieux requis à effectuer selon les procédures du manuel d'entretien (sous-section 5.4)

TABLEAU 2.3-6 - Circuit d'huile de lubrification et de l'huile de servitude

SPECIFICATION DE L'HUILE DE LUBRIFICATION ET DE L'HUILE DE SERVITUDE	Voir sous-section 2.1, tableau 2.1-1
CAPACITE DU RESERVOIR D'HUILE DE LUBRIFICATION	218 gallons US (825 litres) pour marque FULL (PLEIN) (avec ensemble à l'arrêt)
CONTACT D'ARRET (S388) NIVEAU HUILE BASSE	100 gallons US (379 litres) décroissant
CONTACT D'ALARME (S388-1) NIVEAU HUILE BASSE	116 gallons US (439 litres) décroissant
POMPES D'HUILE DE LUBRIFICATION PRE/POST-LUBRIFICATION	Deux ensembles en parallèle, chacun 10 g/mn (38 l/mn) à 15 psig (1,05 kg/cm ²) et 1 725 tr/mn; 24V cc, 1/2 cv; moteur d'entraînement de type d'exploitation continu (8321 et 8321-1)
PRESSOSTAT HUILE DE PRELUBRIFICATION (S322)	6 psig (0,42 kg/cm ²) croissant 4 psig (0,28 kg/cm ²) décroissant
FILTRE D'HUILE DE LUBRIFICATION PRINCIPAL	5 microns nominal, 25 microns filtration absolue, 3 éléments, 150 gpm (568 l/mn) débit nominal, 2 psig (0,14 kg/cm ²) baisse de pression à débit et température nominaux
CONTACT D'ALARME (S397) HAUT ΔP FILTRE D'HUILE	30 psid (2,1 kg/cm ²) croissant 25 psid (1,8 kg/cm ²) décroissant
POMPES D'HUILE DE LUBRIFICATION PRINCIPALES (2 éléments)	74 gpm (280 l/mn) chacune à 150 psig (10,5 kg/cm ²) et 2 000 tr/mn
SOUPAPE DE SECURITE FINALE	150 psig (10,5 kg/cm ²)
SOUPAPES DE BY-PASS THERMIQUES D'HUILE DE LUBRIFICATION (2)	détection température et pression combinées; normalement ouverte pour mener la plupart de l'huile venant du refroidisseur; commence à se fermer à 60°F (15,6°C); complètement fermée à 140°F (60°C); rouvre si ΔP dépasse 50 psid (3,5 kg/cm ²)
CONTACT D'ALARME TEMPERATURE DE L'HUILE (S381-1)	170°F (77°C) croissant 168°F (75°C) décroissant
CONTACT D'ARRET TEMPERATURE DE L'HUILE (S381-2)	180°F (82°C) croissant 178°F (81°C) décroissant
CONTACT D'ARRET PRESSION BASSE DE L'HUILE (S380)	35 psig (2,5 kg/cm ²) croissant 25 psig (1,8 kg/cm ²) décroissant
CONTACT D'ALARME PRESSION BASSE DE L'HUILE (S380-2)	45 psig (3,2 kg/cm ²) croissant 42 psig (2,9 kg/cm ²) décroissant
POMPE DE SERVITUDE (système d'appoint du carburant)	15 gpm (57 l/mn) à 500 psig (35 kg/cm ²) et 2 000 tr/mn
SOUPAPE DE SECURITE DE SERVITUDE	500 psig (35 kg/cm ²)
FILTRE D'HUILE DE SERVITUDE	10 microns nominal, 20 microns absolu

1)- Généralité :

Le CENTAUR GSC-4000 est une turbine à gaz industrielle formée de 6

Composants fondamentaux fig : (2-1)

- ❖ Turbine : la turbine à gaz centaure à arbre unique.
- ❖ Réducteur : un réducteur de vitesse à deux étages.
- ❖ Alternateur : une unité pour la génération d'énergie électrique.
- ❖ Panneau de manomètres : manomètre de surveillance essentiels Pour la turbine à gaz
- ❖ Bâti : une structure de support en acier.
- ❖ Console de commande : dispositif de commande principal pour opération et surveillance Beaucoup d'ensembles auront des composants différents choisis par le client Pour répondre à des besoins opérationnels particuliers. ces 6 composants cependant, constituent l'ensemble de base .

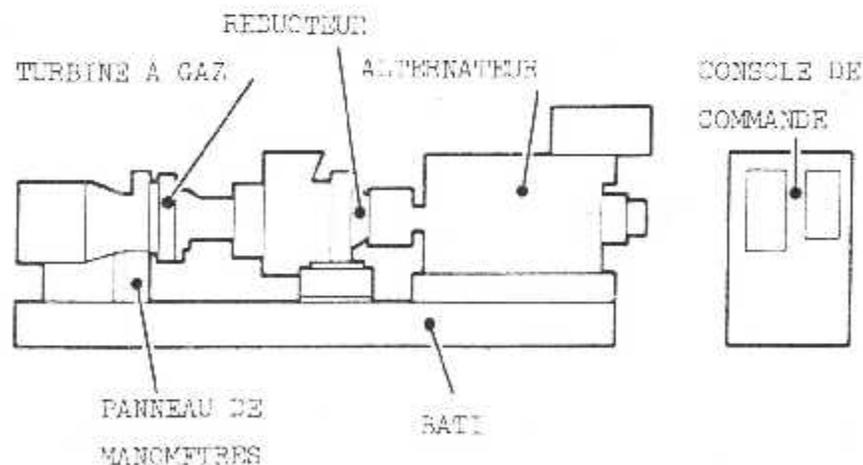


fig : (2-1) composants principaux de l'ensemble

I-1) Eléments Alignés :

Afin de fonctionner correctement ,trois des ces composants doivent être alignés. ces éléments sont :

- ◆ La turbine.
- ◆ Le réducteur.
- ◆ L'alternateur.

Cet alignement est un facteur critique dans le fonctionnement de la turbine et la production d'énergie fig : (2-2)

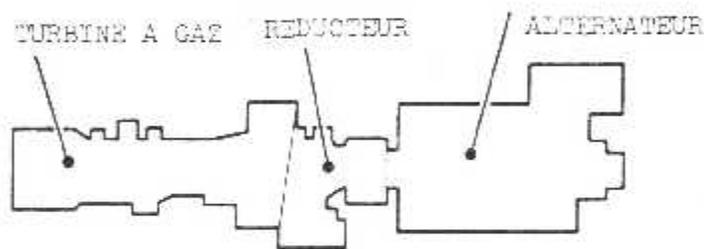


fig : (2-2) Elément Alignés de l'ensemble.

I-2) Les systèmes associés qui Maintiennent l'opération autonome de l'ensemble turbine a gaz.

a) Système de pressurisation d'air :

- ◆ fournit la pression d'air aux joints d'étanchéité d'huile de la turbine à gaz et l'arbre de sortie.
- ◆ contribue au refroidissement des composants de la section chaude.
- ◆ alimente les divers contrôle pneumatiques.

b) Système de démarrage :

- ◆ fournis le couple de démarrage nécessaire à la rotation de la turbine à gaz pour préparer l'allumage.
- ◆ fournit l'énergie pour accélérer la turbine à gaz jusqu'à une vitesse de fonctionnement.

c) Système de carburant :

- ◆ contrôle la pression et l'alimentation de carburant.
- ◆ Fournit le carburant à la turbine à gaz à un taux de débit donné Telle que la vitesse de sortie reste constante sous tout conditions De charge.

d) Système de lubrification :

- ◆ fournit l'huile à la turbine à gaz et au réducteur ,ainsi qu'autres systèmes hydrauliques.
- ◆ utilise le réservoir d'huile situé sur le bâti.
- ◆ Pourrait comporter un refroidisseur d'huile situé à distance.

e) Système de contrôle électrique :

- ◆ située dans le panneau de commande.
- ◆ Relie tous le système.
- ◆ Permet le démarrage et l'arrêt automatique de la turbine à gaz ; Contrôle son opération.
- ◆ permet la surveillance et la signalisation de la turbine à gaz et,

- de l'alternateur pendant leur fonctionnement
- ♦ est alimenté par une batterie de 24 volts DC

I-3 - Orientation Directionnelle fig : (2-3)

Comme une voiture ,l'ensemble turbine à gaz a un avant ,un Coté gauche et un coté droit .c'est essentiel pour vous de Pouvoir identifier rapidement les cotés de l'ensemble que Vous sachiez communiquer a d'autres ou se trouve un Problème pour s'orienter ,on se tient en bout d'échappement (à l'arrière),on regarde vers l'avant de l'ensemble turbine à gaz , et le coté droit et le coté gauche sont alors définis

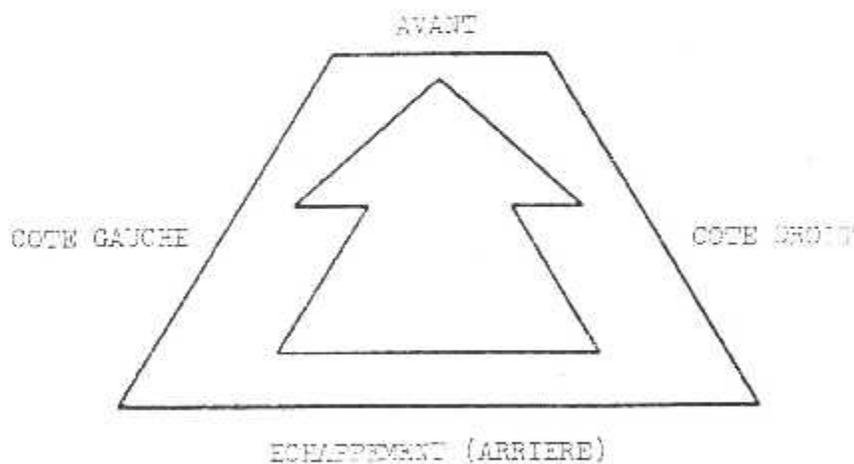


fig : (2-3) Orientation directionnelle description générale.

I-4-shéma d'un groupe électrogène de turbine à gaz :

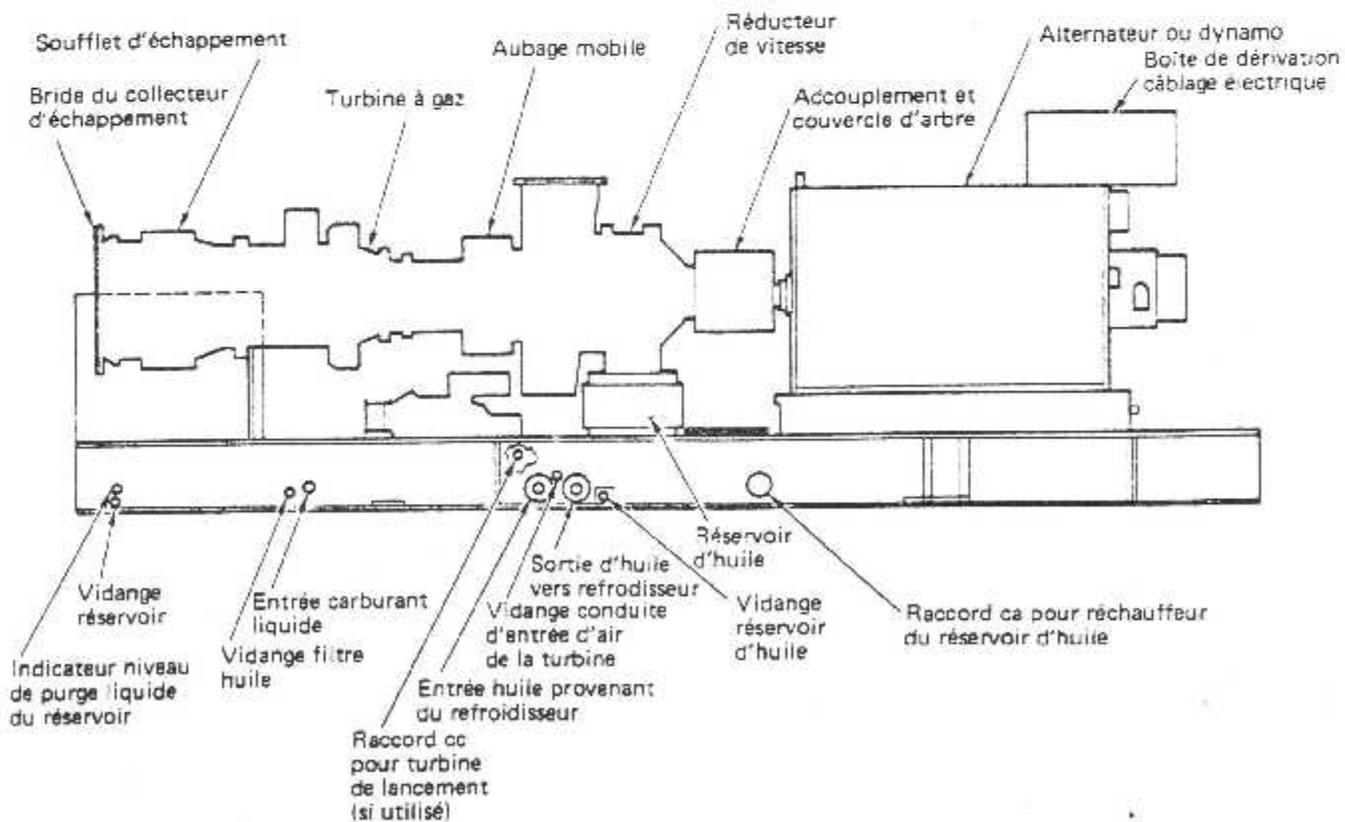
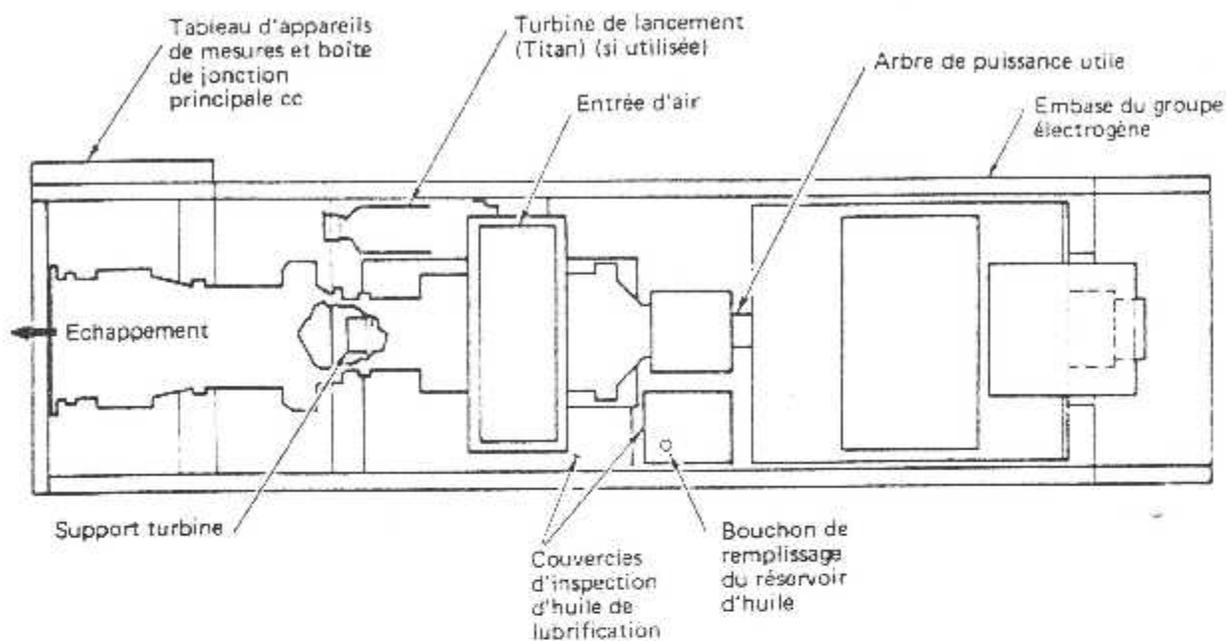


Schéma d'un groupe électrogène de turbine à gaz Centaur

II- Composants Externes Principaux fig : (2-4)

Le centaure est partagé en composants externes qu'on peut voir immédiatement en examinant la turbine sur son coté droit.

◆ Manchon d'entrée d'air :

- un système d'entrée d'air qui fournit à la turbine un chemin d'entrée d'air de 360 degrés.

◆ Carter d'admission d'air :

- carter qui s'ouvre dans la turbine et qui supports l'entrée d'air.
- soutient le palier avant du compresseur .

◆ système d'aubage mobile :

- empêche le pompage du compresseur pendant l'accélération.

◆ carter de compresseur :

- support aux composants fixes et rotatifs du compresseur.

◆ Carter du diffuseur du compresseur :

- fournit un chemin de sortie d'air vers la chambre de combustion.

◆ Carter de support de palier du compresseur :

- soutient le palier arrière du compresseur.
- Permet l'arrivée et le retour de l'huile de lubrification pour la turbine à gaz.
- conduit l'air dans la chambre de combustion .

◆ carter du palier turbine à gaz :

- soutient le palier avant des roues de turbine.
- Conduit l'air dans la chambre de combustion.

◆ Carter de la chambre de combustion :

- contient les roues de turbine et la chambre de combustion.

◆ Soufflet d'échappement et ensemble diffuseur :

- fournit le chemin de sortie vers l'atmosphère des gaz chauds.

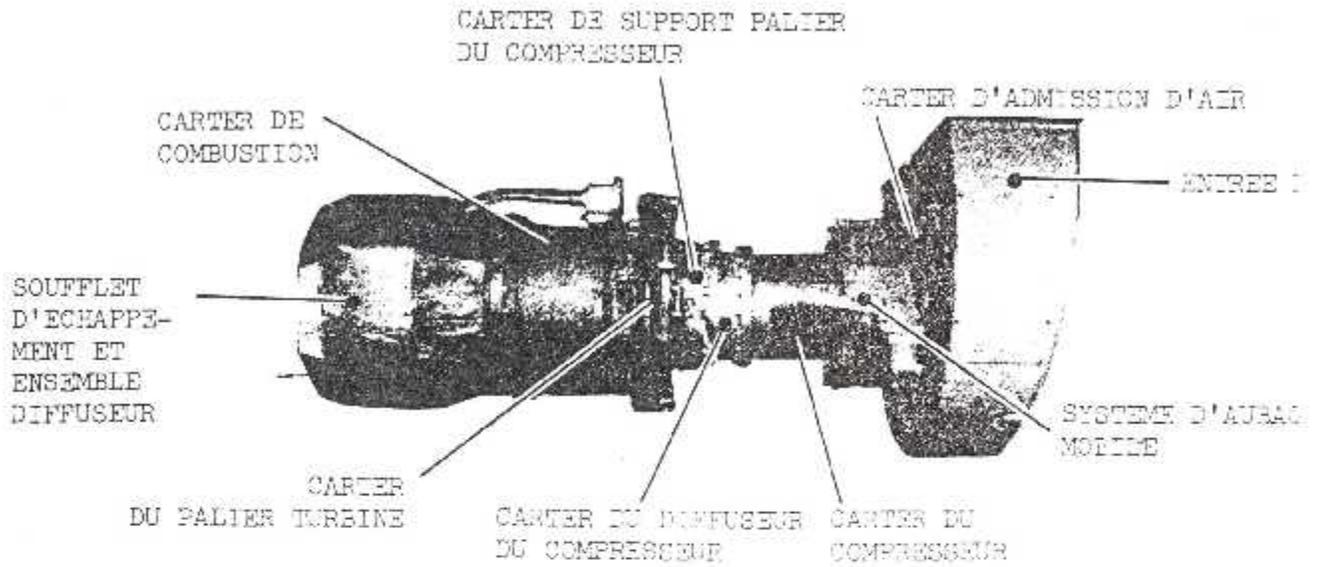


fig : (2-4) Composants Externes Principaux

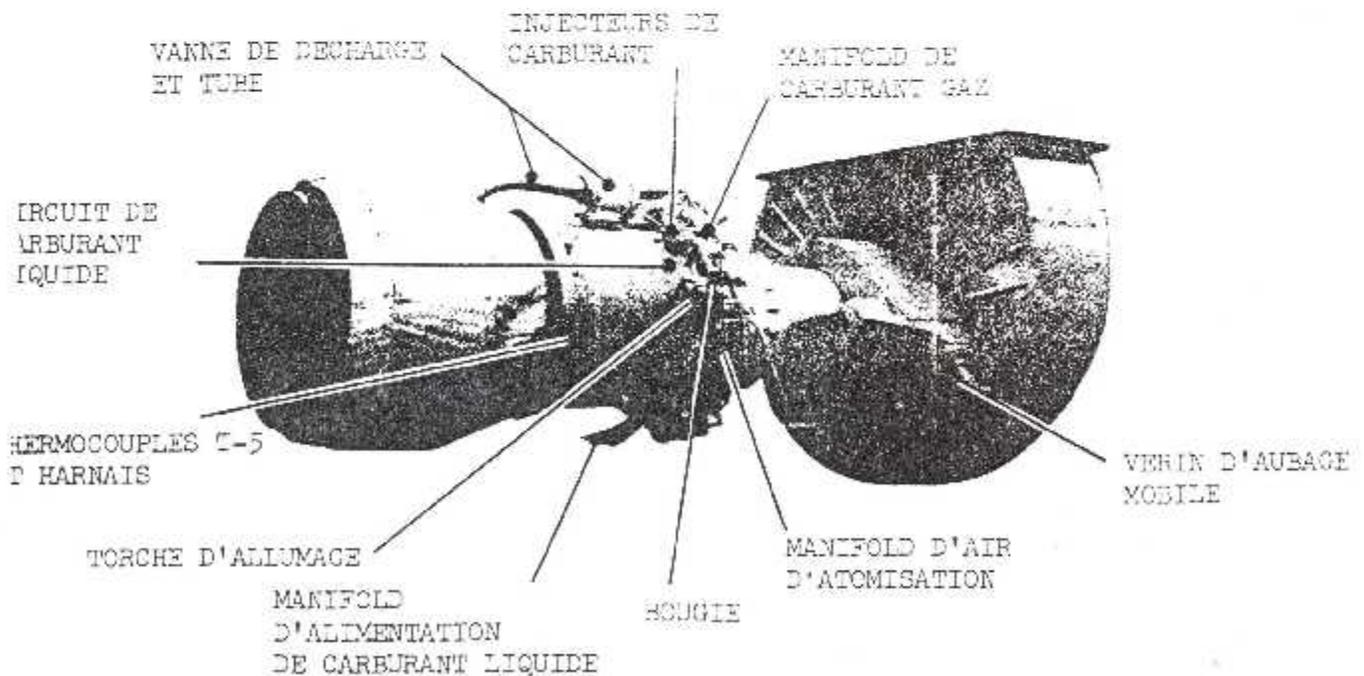


fig : (2-5) Accessoires Principaux Externes

III- Accessoires Externes Principaux fig : (2-5)

On peut voir beaucoup d'accessoires sur la turbine à gaz, mais les accessoires principaux sont essentiels au fonctionnement de la turbine à gaz.

◆ Vérin de l'aubage mobile :

- vérin hydraulique qui donne la force nécessaire au fonctionnement des aubes mobiles.

◆ Manifold de carburant gaz :

- fournit le carburant aux injecteurs de carburant.

◆ Manifold d'air d'atomisation :

- fournit de l'air au carburant liquide à l'intérieur des injecteurs de carburant.

◆ Torche d'allumage :

- allume le carburant injecté pendant le cycle de démarrage de la turbine à gaz.

◆ Bougie :

- allume l'ensemble torche.

◆ Injecteurs de carburant :

- dix injecteurs de carburant situés au tour du carter de combustion.
- Injection de carburant à gaz ou liquide et l'air atomisé pour la combustion

◆ Manifold d'alimentation de carburant liquide :

- amène le carburant aux tuyauteries de carburant liquide.

◆ Circuit de carburant liquide :

- dix tuyauteries qui portent le carburant aux injecteurs.

◆ Vanne de décharge et tuyau souple :

- décharge l'air en excès du compresseur pendant l'accélération ; le tube permet à l'air de s'échapper à travers le diffuseur et le soufflet de l'échappement.

◆ Injecteurs de carburant :

- dispositif pour mesurer la température au distributeur du troisième étage.

IV - Turbine a Gaz.**IV-1- Description Générale :**

La turbine à gaz centaure T-4001 est du type à arbre unique et débit axial. elle comprend un réducteur de vitesse avec des patins d'entraînement d'accessoires et un adaptateur de démarreur ,une entrée d'air ,un compresseur d'air à onze étages avec aubage mobile et fixe , un diffuseur de compresseur, un ensemble de combustion à chambre de combustion annulaire, une turbine à trois étages ,un diffuseur d'échappement de turbine et un collecteur d'échappement, ces parties composantes principal sont aligné avec des brides d'accouplement à surface pilote et sont boulonnées ensemble .la turbine entraîne le compresseur, le réducteur de l'équipement entraîné à partir de l'extrémité avant de la turbine en utilisant le rotor du compresseur comme arbre de sortie de la turbine .le moyeu du cône du compresseur est aligné avec précision et rattacher au pignon d'entraînement d'entrée du réducteur par l'intermédiaire d'un accouplement de manchon cannelée logement du réducteur est solidement boulonné à celui de l'entréc d'air de la turbine de façon a former un ensemble rigide. **fig : (2-6)** .

Remarque

Les références d'emplacement des élément de la turbine et du groupe électrogène sont avant, arrière, droit et gauche si l'on regarde le groupe à partir de l'extrémité (arrière)du conduit d'échappement.

IV-2- Adaptateur de Entraînement Du Démarreur Et Accessoires Entraînés Par La Turbine. :

L'adaptateur d'entraînement et les accessoires entraînés par la turbine sont montés sur trois bossages situés sur le couvercle d'extrémité avant du réducteur. voir **fig : (2-6)** . Les accessoires sont entraînés à des régimes rotatifs déterminés par l'entraînement accessoire et un train de pignons à l'intérieur du réducteur.

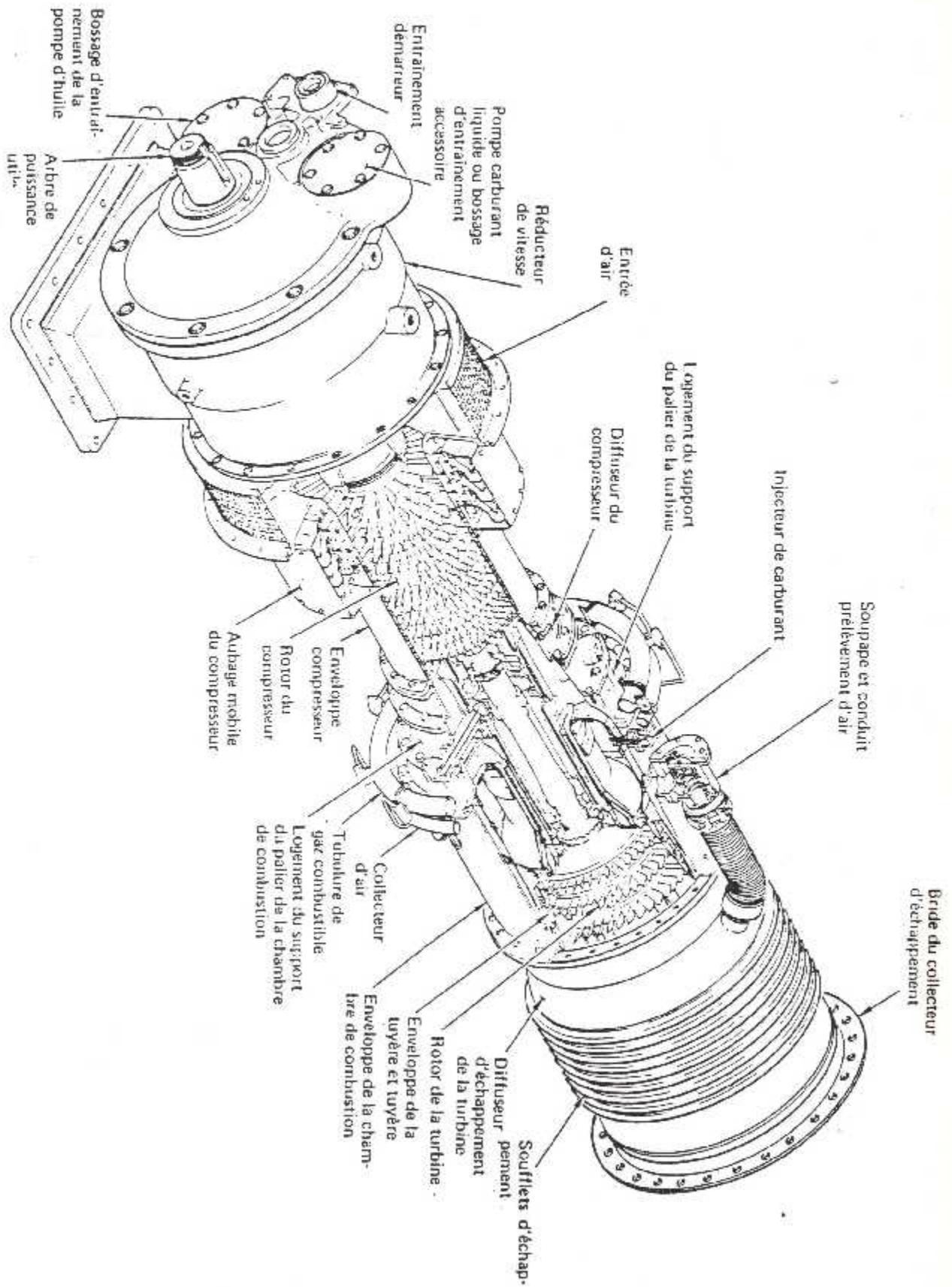


fig : (2-6) Coupe transversale, Turbine Centaure à arbre unique, ou carburant gaz/liquide

Marque : SOLAR

Genre : Arbre unique (centaur GSC 4000)

Type chambre de combustion : annulaire

Type : T 4001

Type de compresseur : Axial

Nombre d'étage compresseur : 11

Nombre d'étage turbine : 03

Vitesse de rotation : 1500 tpm

Type de carburant : (Liquide , Gaz naturel)

Débit d'air : 45402 m³/h

Température entrée turbine : 860 °C

Température de gaz d'échappement : 649 °C

Les accessoires utilisés dans la plupart des applications comprennent un ensemble pompe d'huile de lubrification et l'huile de servitude et une pompe facultative de carburant liquide entraîné par la turbine. sur les installations à gaz combustible liquide équipées d'une pompe de carburant à commande électrique, le bossage libre peut soit être recouvert soit être utilisé pour tout autre accessoire entraîné exigé par l'application.

Selon le système de lancement utilisé, on peut installer soit un adaptateur de démarreur hydraulique ou pneumatique sur le bossage de démarreur du réducteur.

Le logement de l'adaptateur de démarreur utilisé pour moteur pneumatique de lancement supporte deux moteurs pneumatique de lancement entraînés par air ou par gaz, l'énergie des moteurs de lancement est transmise par des pignons, un embrayage, un train de pignon de deuxième étage, des pignons intermédiaires et d'accessoires et par un train de pignons planétaires du rotor du compresseur de turbine.

Le logement de l'adaptateur du démarreur utilisé pour le moteur électrohydraulique ou turbo- hydraulique de lancement supporte un moteur hydraulique simple de lancement à arbre d'entraînement cannelé s'engrenant aux cannelures internes de l'accouplement du moteur de lancement. l'accouplement du démarreur est relié à l'accouplement cannelé d'embrayage par un manchon creux maintenu par des bagues de retenue partir de l'embrayage du démarreur l'énergie est transmise au rotor du compresseur de la même façon que dans le système de lancement pneumatique.

IV-3- Compresseur :

Le compresseur est de type axial à 11 étages. il comprend une entrée d'air, l'aubage mobile de compresseur, une enveloppe, un diffuseur, un support de palier et un rotor.

L'entrée d'air annulaire est protégée par une grille forte destiné empêcher la pénétration de particules solides dans le compresseur. cette grille n'est pas un filtre

d'air . le logement d'entrée d'air supporte le palier avant d'arbre du rotor du compresseur et est boulonné au réducteur de vitesse.

L'aubage mobile du compresseur comprend les ailettes directrices d'entrée , les deux premiers stators et le vérin à commande pneumatique et à fonctionnement hydraulique de commande des ailettes. La partie avant des ailettes directrices d'entrée est boulonnée sur le logement d'entrée d'air. la partie arrière du deuxième étage du stator est monté sur l'enveloppe du compresseur.

L'enveloppe du compresseur est fixée diffuseur . le support de palier du compresseur se trouvant à l'arrière du diffuseur et dépassant dans celui-ci , support le palier arrière de l'arbre du rotor du compresseur . la partie avant de l'arbre du rotor du compresseur est reliée au train de pignons d'entraînement des accessoires , la partie arrière étant fixée rapidement sur l'arbre du rotor de la turbine . l'arbre du rotor du compresseur est supporté par des paliers à patins basculants avant et arrière.

IV-4- Ensemble Turbine Et Chambre De Combustion :

L'ensemble turbine et chambre de combustion comprend le support de palier du rotor de turbine , la chambre de combustion , le rotor de turbine à trois étage entraînant le compresseur et l'équipement entraîné, le diffuseur d'échappement de turbine et le collecteur d'échappement.

L'enveloppe de la chambre de combustion est partie intégrante de la carrosserie extérieur de la turbine. L'enveloppe est boulonné sur la bride arrière du support de palier du rotor de la turbine et sur le palier avant du diffuseur de sortie de la turbine . dix injecteurs de carburant sont montés sur des bossages répartis sur l'enveloppe de la chambre de combustion et en traversant la paroi débouchent dans la chambre de combustion . celle-ci est de type annulaire à circulation de débit directe.

Le rotor de la turbine comprend un arbre et trois roues de turbine. Les disques s'engagent les uns dans les autres et avec l'arrière de l'arbre par des cannelures radiales(accouplement curvique) . cette méthode permet ,en plus de la transmission du couple le maintien des disques concentriques par rapport à l'arbre

tout en autorisant leur dilatation radiale. Un boulon spécial longitudinal traverse et retient solidement tout l'ensemble.

Les tuyères de turbine sont en plusieurs parties et se trouvent dans une enveloppe qui fixée à l'avant de la bride arrière de l'enveloppe de la chambre de combustion. Les paliers de rotor de turbine sont supportés par un support de paliers qui comprend un logement extérieur boulonné à la bride avant de l'enveloppe de la chambre de combustion et une enveloppe interne cylindrique vers l'arrière à l'intérieur du manchon interne du fourreau de la chambre de combustion.

Le diffuseur d'échappement de turbine , constitué d'enveloppe interne et externe reliées par huit supports aérodynamiques , est boulonné sur la bride arrière de l'enveloppe de la chambre de combustion . le collecteur d'échappement est isolé par une pièce en acier inoxydable et est boulonné à la bride arrière du diffuseur d'échappement.

Sur la plupart des applications , une section flexible de soufflet d'échappement est incorporée au diffuseur d'échappement de turbine comme modification normale, cette caractéristique est prévue pour l'acceptation de croissance thermique lorsqu'on utilise de l'équipement facultatif tel que des silencieux d'échappement. dans ce cas, on installe une manchette de raccordement qui se termine par une bride de plaque lourde entre le soufflet d'échappement et des conduits extérieurs.

L'extrémité avant de la manchette est fixée par un étrier au soufflet et la bride de plaque et boulonnée aux conduits extérieurs pour faciliter le retrait de la turbine au cours d'opérations majeures d'entretien.

La plupart des zones externes à températures fortement élevées sont recouvertes d'une couverture isolante en acier inoxydable pour protéger le personnel et prévenir l'incendie.

IV-5- support turbine :

La turbine à gaz est en porte-à-faux à l'arrière de la bride avant du logement d'entrée d'air qui est boulonné au réducteur . un support supplémentaire

arrière est constitué par un piédestal en acier fixé à la bride arrière de l'enveloppe de la chambre de combustion . le piédestal repose sur un bossage antivibration situé sur la traverse de base en acier sous l'enveloppe de la chambre de combustion .

Le bossage anti-vibrations est menu de ressorts de boulons et d'entretoises de réglage qui outre le fait qu'ils servent de montage arrière résistant, permettent également des réglages verticaux et horizontaux de la turbine aux fins d'alignement.

V-Description De L'ensemble Réducteur De Vitesse fig : (2-7)

Les turbines à gaz sont des machines à grande vitesse. Pour adapter cette turbine à gaz à la faible vitesse exigée pour entraîner un alternateur, on doit réduire la vitesse de l'arbre de sortie de la turbine à gaz. Le réducteur a plusieurs composants externes

V-1- Composants Principaux

Le réducteur se trouve coté avant de l'ensemble turbine à gaz entre la turbine à gaz et l'alternateur. Il est boulonné directement au carter d'entrée d'air et au réservoir d'huile afin de fournir un support rigide. Donc, il n'est pas nécessaire d'aligner le carter du réducteur avec la turbine à gaz. La fixation rigide du carter fournit le support avant de la turbine à gaz. Le réducteur se compose de deux carters : un grand carter de forme évasée fixé au carter d'admission d'air et un carter plus petit de l'arbre de sortie.

Le composant principal du réducteur est l'arbre de sortie. L'arbre de sortie est situé au centre du réducteur, et par accouplement, est fixé à l'alternateur.

V-2- Composants principaux et accessoires entraînés .

D'autres composants importants du réducteur sont :

Circuit d'alimentation d'huile

* fournit de l'huile de lubrification aux engrenages et aux roulements

Capteur magnétique

* détermine la vitesse des dents d'engrenages dans le réducteur et la transmet à la boîte de contrôle et de surveillance de vitesse dans le panneau de commande (un autre capteur magnétique est situé du côté gauche de la boîte de vitesse. Le signal de

ce capteur est dirigé au régulateur qui contrôle la vitesse de la turbine à gaz).

V-3- les systèmes accessoires entraînés par le réducteur sont :

- Pompe de carburant liquide haute pression
- Moteur de démarrage hydraulique (certains ensemble sont équipés d'un système de démarrage pneumatique) .
- Pompe d'huile de lubrification et pompe d'huile d'asservissement

VI- L'alternateur fig : (2-8)

L'alternateur est situé au point le plus avant bâti . Il est aligné avec l'arbre de sortie de la turbine à gaz. Plusieurs fabricants d'alternateurs fournissent ces unités, mais elles sont toutes fabriquées selon les mêmes spécifications de puissance et de construction .

Comme dans la plupart des alternateurs, les enroulements internes qui produisent le courant électrique que sont de deux types :

- ◆ Enroulements stator- fixes .
- ◆ Enroulements rotor- rotatifs .

VI-1- Composants Principaux Internes de l'Alternateur

Il y a aussi un palier à chaque extrémité de l'arbre pour soutien. A l'extrémité avant, l'excitateur sans brosse fournit un champ magnétique qui est nécessaire à l'induction dans l'enroulement stator de l'alternateur.

L'alternateur est monté sur un bâti d'acier à quatre patins réglables servant à l'alignement de l'alternateur avec l'arbre de sortie du réducteur.

Le bâti de l'alternateur a des vis réglables verticales et horizontales.

La puissance nominale, la tension, la fréquence, ainsi que d'autres spécifications importantes se trouvent sur une plaque d'identification située au côté gauche de l'alternateur.

VII- Ensemble panneau manomètres fig : (2-9)

Le panneau des manomètres centralise la surveillance des paramètres importants de l'ensemble turbine à gaz et les systèmes sont :

- ◆ Pression d'huile au filtre (à l'entrée et à la sortie) .

- ◆ Pression d'air de refoulement du compresseur
- ◆ Pression de carburant gaz
- ◆ Pression de carburant liquide (s'il y a lieu)

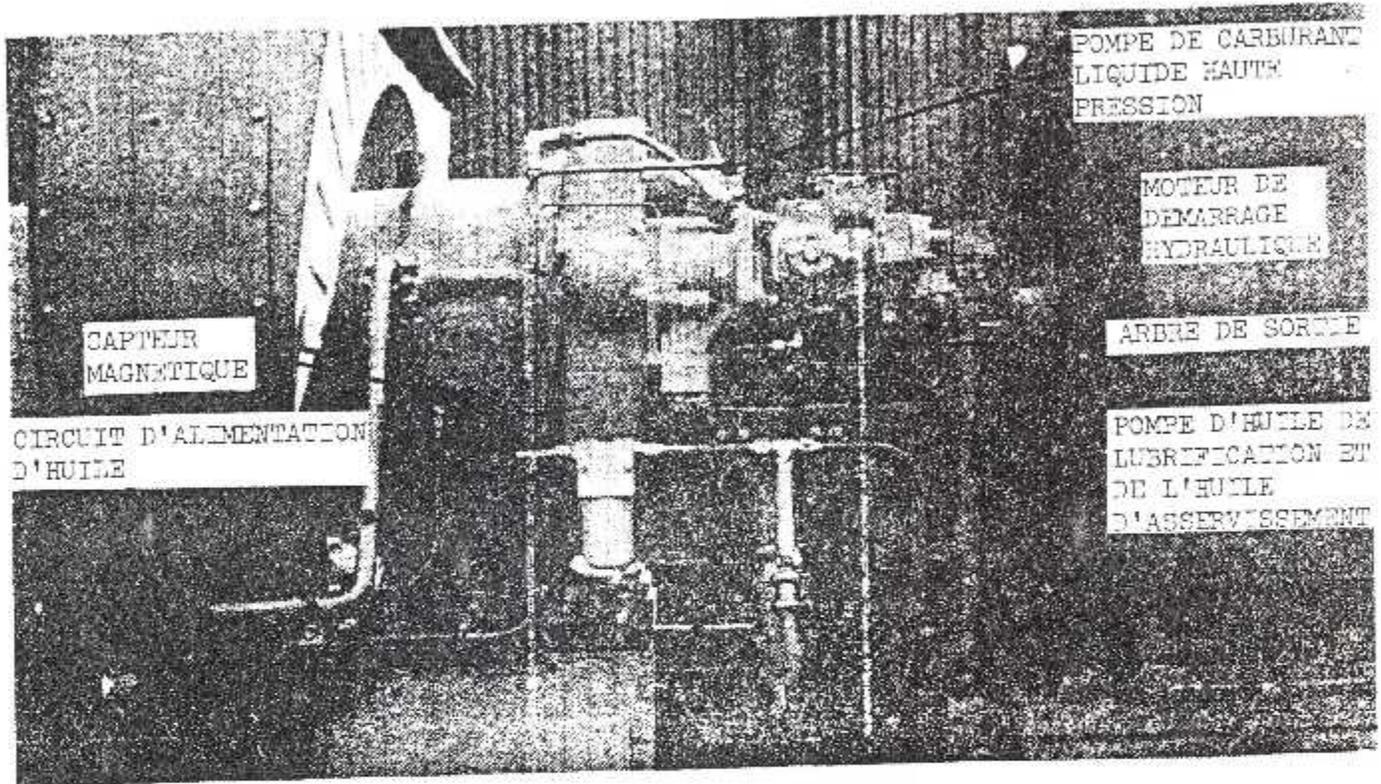


fig : (2-7) Composants Principaux du Réducteur et Accessoires Entraînés

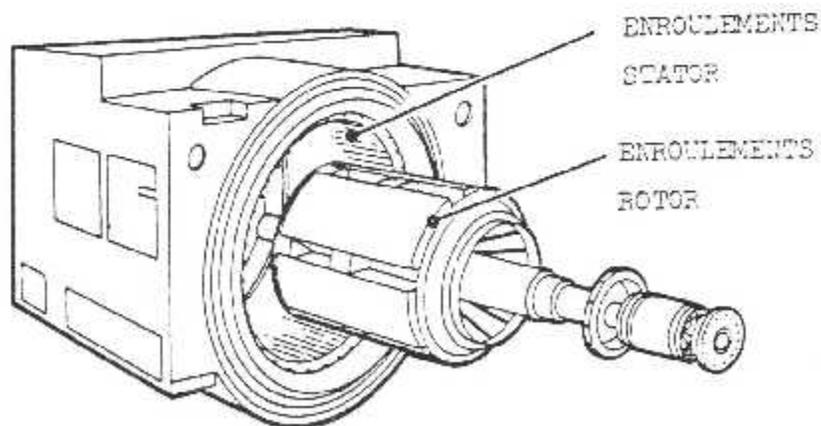


fig : (2-8) Composants Principaux Internes de l'Alternateur

Le panneau fournit aussi la commande du lancement de la turbine (ventilation seulement) et de l'arrêt d'urgence. Ces interrupteurs sont situés au coin supérieur gauche, sur la face avant du panneau .

La boîte de raccordements électriques DC se trouve derrière la porte avant du panneau. On entrera plus en détails sur les composants eux-mêmes et leurs opérations dans les leçons suivantes.

VII-2-Panneau de commande de l'ensemble :

Le contrôle de la turbine à gaz pendant les procédures de démarrage et d'arrêt se fait par le panneau de commande de l'ensemble. ces commandes sont à la fois automatiques et manuelles pour permettre un contrôle maximum dans toutes circonstances .

La face de la console a cinq zones clés qui fournis sent à l'opérateur des renseignements importants sur les conditions de fonctionnement .

Panneau de contrôle turbine à gaz : fig : (2-10)

- Contrôle la puissance de sortie AC et commande le disjoncteur de sortie de l'alternateur .

Voyants d'alarme et de mauvais fonctionnement

- avertissement de problèmes de fonctionnement et arrêts automatiques en cas de mauvais fonctionnement .

Système de surveillance des vibrations

- indicateurs, avertisseurs et opérations d'arrêt de la turbine à gaz et du réducteur au cas ou une vibration anormale se produirait pendant le fonctionnement de la turbine à gaz

Contrôle de la température des enroulements de l'alternateur

- Indication de la température de l'enroulement avec des opérations d'avertissement et d'arrêt en cas de mauvais fonctionnement occasionné par une surcharge des enroulements de l'alternateur .

Il est possible que l'ensemble turbine à gaz soit installé dans une zone dangereuse; dans ce cas, le panneau de contrôle est situé à une certaine distance de la turbine pour sa protection, Cela permet un contrôle total à distance de la turbine, au cas ou un danger immédiat empêche l'opérateur de s'approcher de l'ensemble de l'ensemble même . Le panneau de contrôle n'est pas antidéflagrant et doit être protégé dans les zones de danger potentielles .

fig : (2-9) Caractéristiques du Panneau de Manomètres
MANOMETRES DE SURVEILLANCE

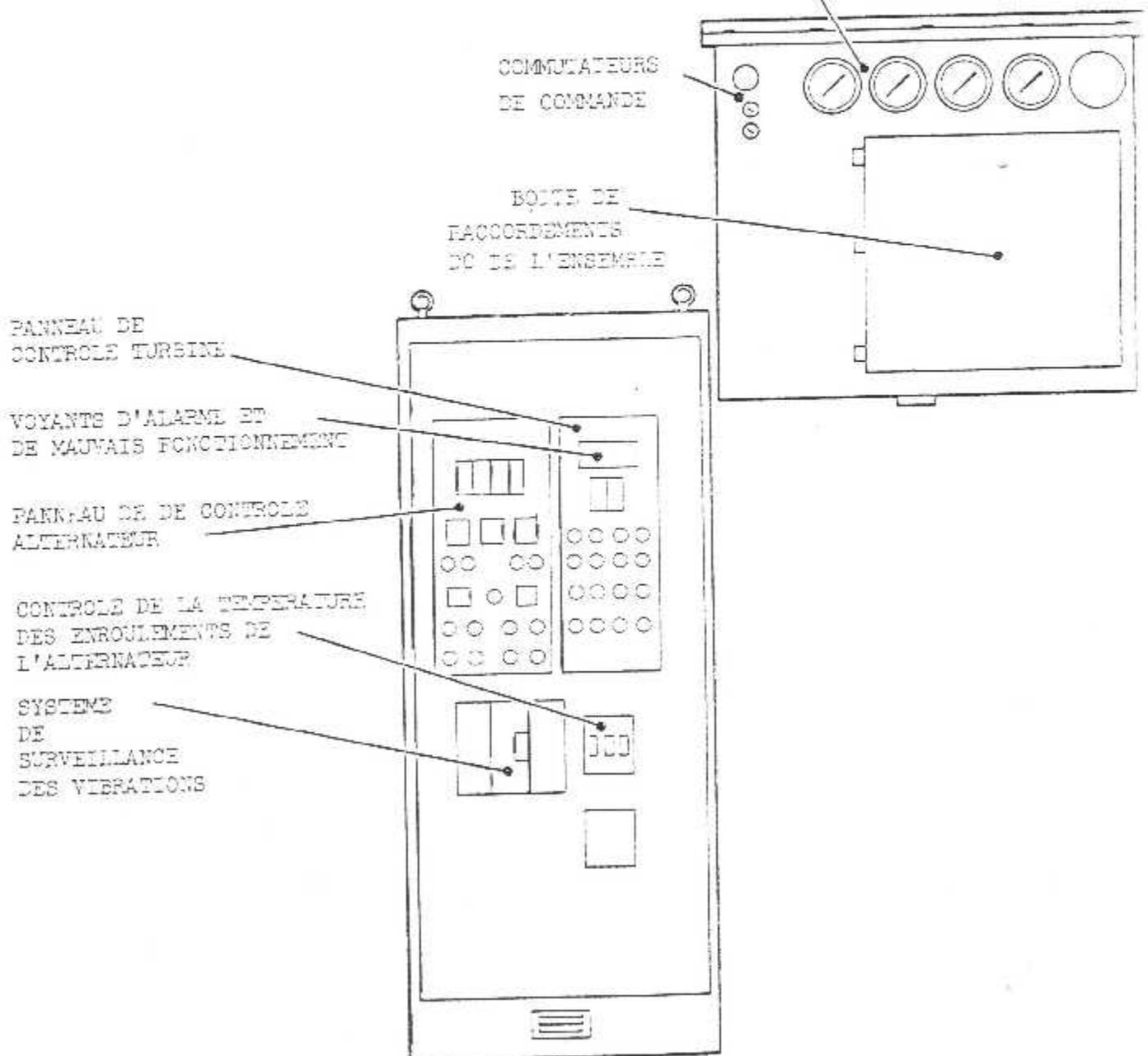


fig:(2-10)Caractéristiques du Panneau de Contrôle



CHAPITRE III
CIRCUIT D'AIR

I – Généralité:

En plus de prendre part à la combustion, le circuit d'air de la turbine pressurise les joints d'huile, refroidit les roues de rotor de turbine et les tuyères de premier étage, facilite un fonctionnement régulier en évitant le pompage aux régimes critiques et fournit de l'air pour le circuit de contrôle de carburant .

Le circuit d'air commence à fonctionner lorsque la rotation du rotor du compresseur turbine aspire l'air ambiant. L'air est comprimé et dirigé à travers le diffuseur vers la chambre de combustion où le carburant est injecté et le mélange allumé . Cette action transforme l'air en gaz chaud qui se détend à travers la turbine créant ainsi une énergie mécanique; le gaz chaud est ensuite rejeté vers l'atmosphère en passant par le collecteur d'échappement. La **fig : (3-1)** montre le débit d'air à travers la turbine à gaz.

L'air du compresseur, prélevé du support de palier de rotor, est dirigé par des conduites séparées vers les joints d'huile et le système de régulation de carburant.

II- AIR D'ETANCHEITE JOINTS D'HUILE ET DE REFROIDISSEMENT TURBINE :

II-1- AIR D'ETANCHEITE JOINTS D'HUILE fig : (3-2)

La turbine comprend trois joints labyrinthes sous pression d'air pour éviter les fuites d'huile de lubrification au niveau des paliers. L'air du compresseur, prélevé du support de palier de rotor, est amené par des conduites externes au joint avant de rotor de compresseur et au joint d'huile avant du réducteur de vitesse. L'air du onzième étage du compresseur est dosé par des passages internes pour atteindre le joint d'huile arrière du rotor du compresseur et le joint d'huile de rotor de la turbine de puissance .

II-2 - AIR DE REFROIDISSEMENT TURBINE fig : (3-3)

De l'air prélevé du onzième étage est utilisé pour le refroidissement de la turbine de puissance. Il passe par des trous du support de paliers de compresseur pour atteindre le boulon central de rotor de turbine .

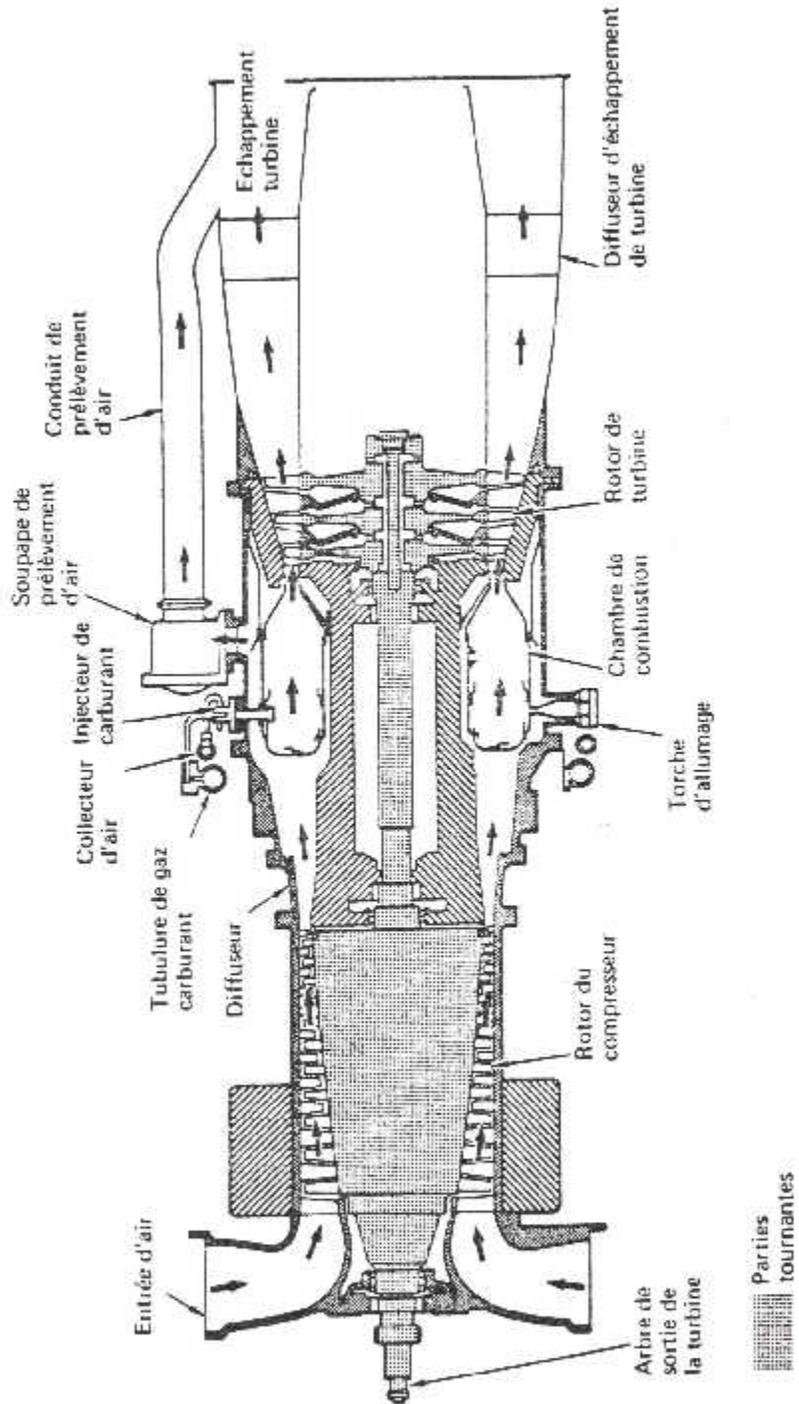


fig : (3-1) Diagramme simplifié de la circulation d'air dans une turbine à gaz

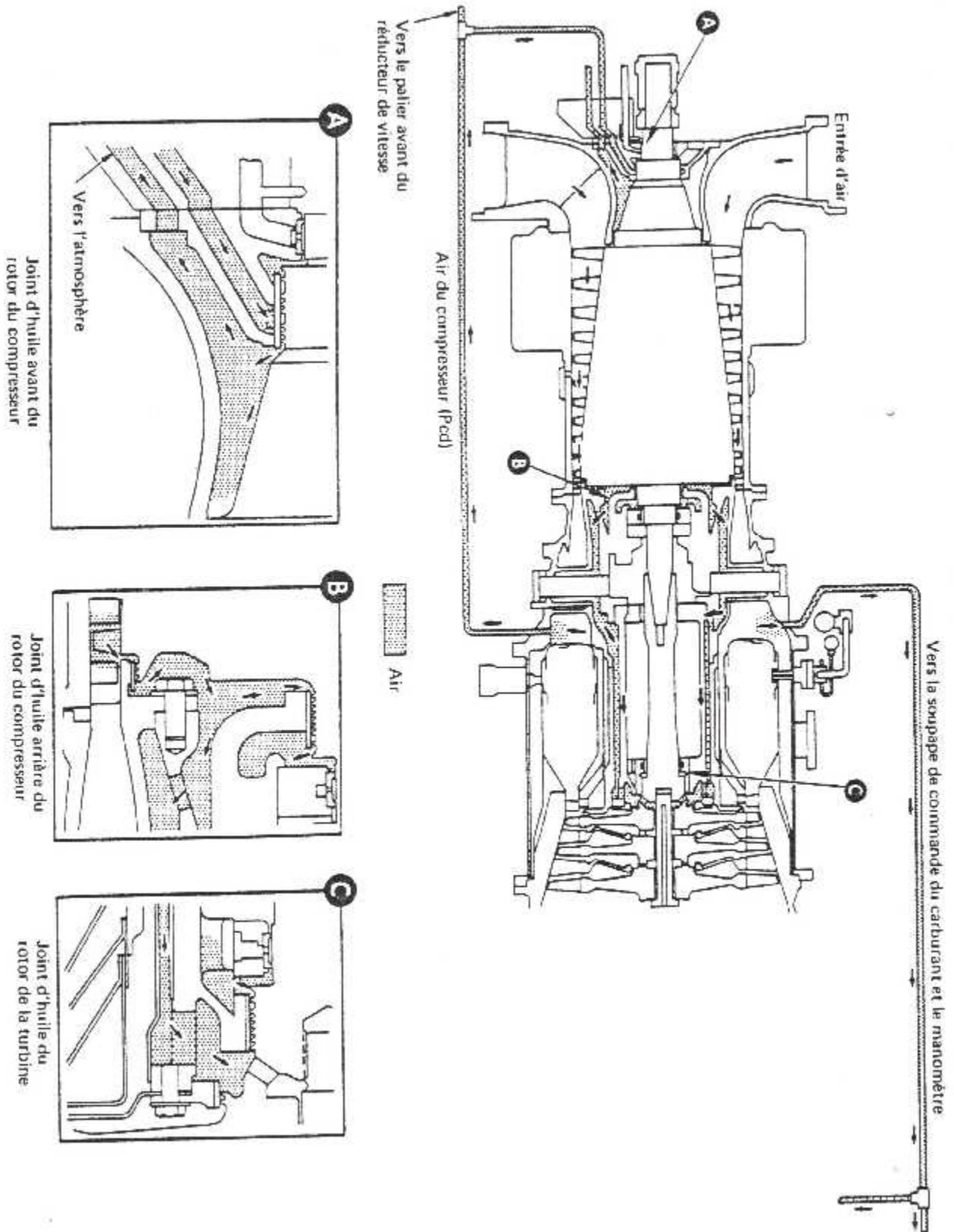


fig : (3-2) Schéma du circuit d'air d'étanchéité joints d'huile de la turbine

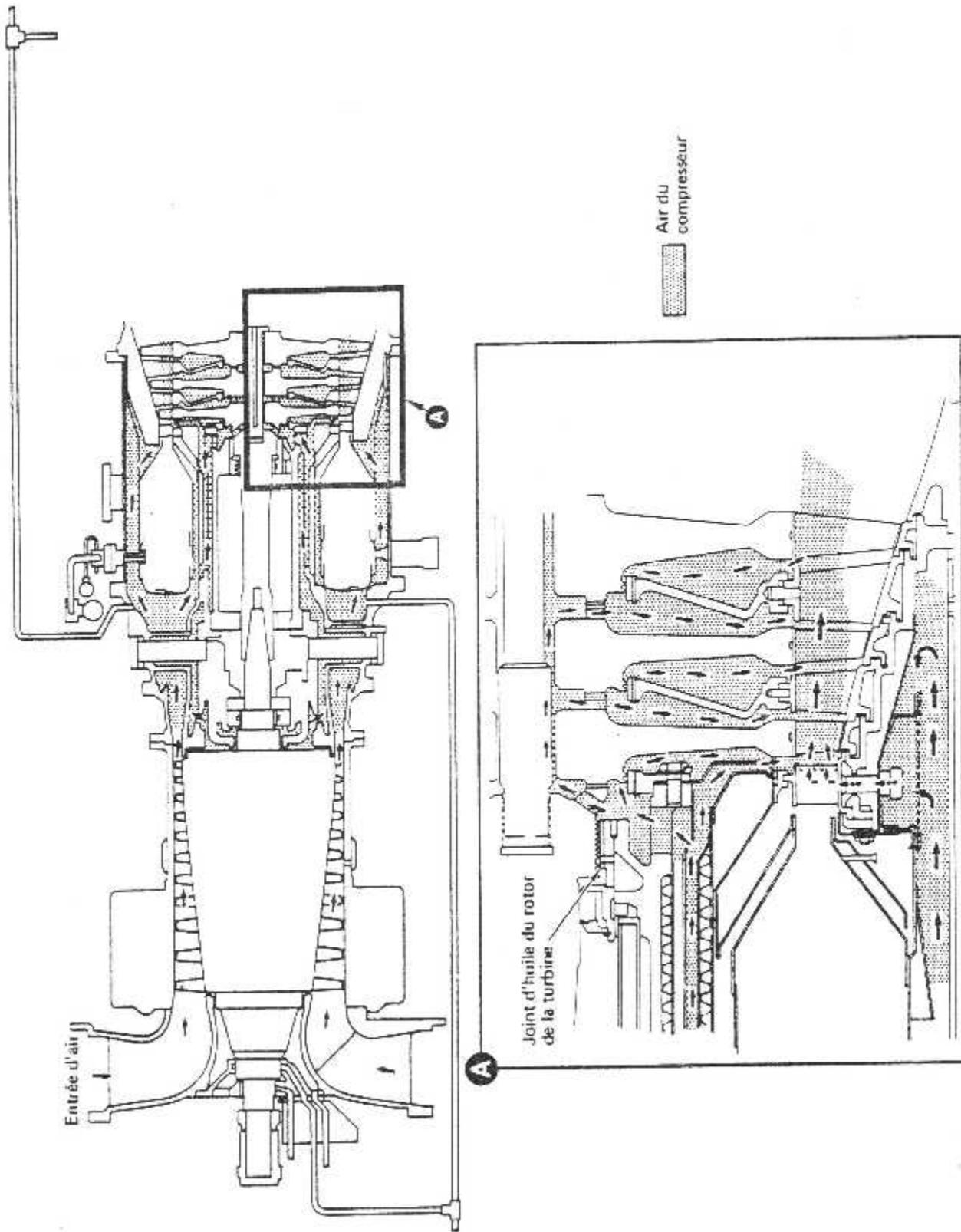


fig : (3-3) Schéma du circuit d'air de refroidissement de la turbine

Il traverse ensuite les moyeux des roues de rotor de turbine et passe en partie par des trous radiants du moyeu arrière des roues de premier et de deuxième étage. Une partie de cet air est dosée vers la face avant des roues de rotor par un joint labyrinthe du moyeu de chacun des disques tuyères inter-étages .

Une petite partie de l'air de compresseur est dirigée par un conduit annulaire vers le disque tuyère de premier étage de turbine . L'air sort par des trous de dosage du disque et refroidit le bord d'attaque de la roue de premier étage.

De l'air supplémentaire du onzième étage est utilisé pour le refroidissement de la tuyère de premier étage de la turbine. L'air provient de la zone entourant la chemise de la chambre de combustion et passe d'abord par un écrou annulaire sur le collecteur de refroidissement de turbine; l'air de refroidissement pénètre ensuite dans les tuyères creuses du premier étage par des tubes d'air installés sur chaque section de tuyère et sort finalement par un nombre de trous de dosage dans le bord arrière de chaque tuyère de premier étage.

III- PRELEVEMENT D'AIR fig : (3-4)

III-1- DESCRIPTION FONCTIONNELLE :

L'air est prélevé de la chambre de combustion, aux régimes inférieurs à environ 75%, pour éviter le pompage pendant l'accélération. Cette action est réalisée par une soupape de prélèvement d'air en fonction de la pression d'échappement du compresseur et qui envoie l'air vers le collecteur d'échappement.

III-2- COMPOSANTS :

La soupape de prélèvement d'air du compresseur qui est montée sur l'enveloppe de la chambre de combustion, est une soupape à plongeur et à ressort normalement ouverte. Cette soupape réduit la contrepression imposée au compresseur pendant le lancement et les régimes moyens en envoyant l'air prélevé dans l'atmosphère par l'intermédiaire du collecteur d'échappement.

Le plongeur fonctionne comme un clapet à manchon; il ferme quatre ouvertures radiales qui se trouvent à la base des parois internes du corps de soupape de prélèvement. Pour compenser les variations de pression atmosphérique selon l'altitude.

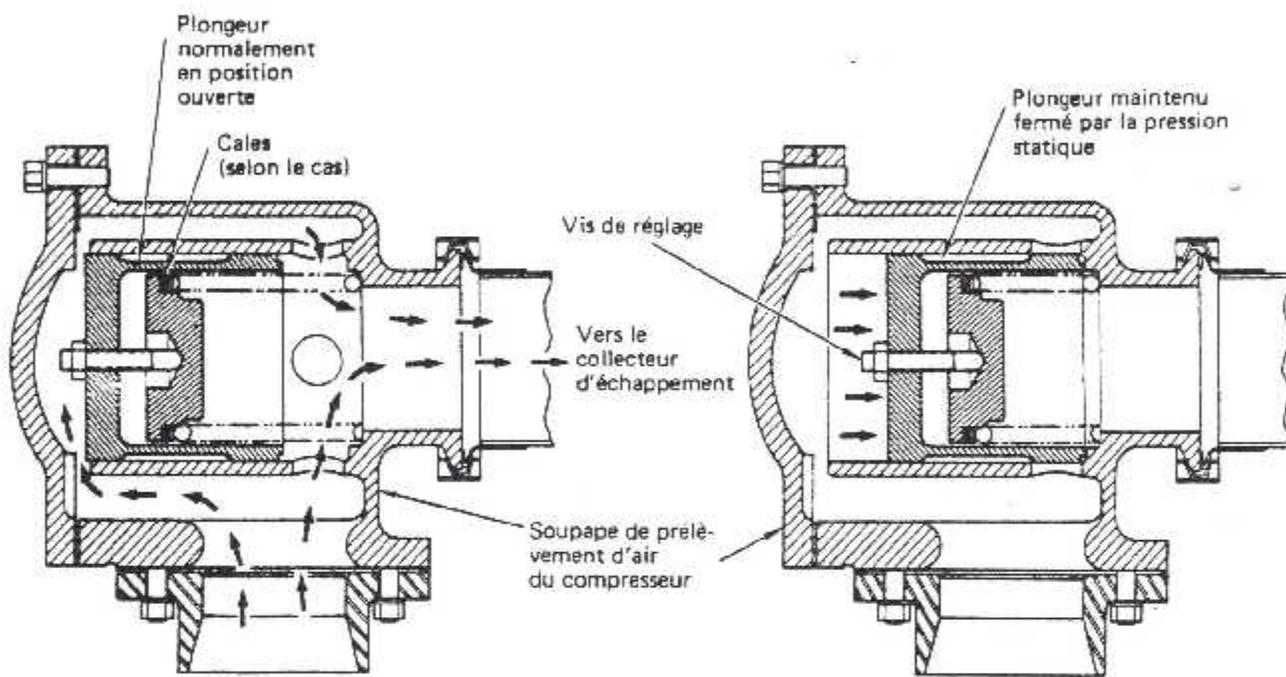


fig : (3-4) Soupape de prélèvement d'air du compresseur

Des cales sont utilisées selon le besoin entre le siège du ressort de plongeur de soupape de prélèvement et le ressort . La soupape est étalonnée en usine pour le niveau de la mer et un réilai8 final en fonction de l'altitude est normalement réalisé sur place.

L'air du compresseur provenant de l'enveloppe de la chambre de combustion est envoyé directement au cylindre du plongeur. Lorsque le cycle de lancement commence, le ressort de plongeur maintient la soupape ouverte. Lorsque le régime turbine augmente, la pression du compresseur commence à déplacer le plongeur (à environ 22 psig)^{2,5 kg/cm²}; la pression du ressort est surmontée et la soupape se ferme. La soupape est complètement fermée et l'air du compresseur n'est pas by- passé lorsque la pression d'air a atteint environ 42 psig^{3 kg/cm²} et que la turbine est a environ 75% du régime. Ainsi, la pression est diminuée pour les régimes les plus susceptibles de produire un pompage du compresseur; pour la gamme de régimes supérieurs, tout l'air du compresseur est utilisé pour l'exploitation normale.

IV- SYSTEME D'AUBAGE MOBILE :

IV-1- DESCRIPTION FONCTIONNELLE:

Le système d'aubage mobile contribue, avec la vanne de décharge du compresseur, à empêcher le pompage de la turbine à gaz pendant l'accélération. Le système est commandé électriquement et fonctionne selon un principe hydraulique fig : (3-5). L'électrovanne permet à l'huile d'entrer dans la vanne et de passer autour du piston et par les tuyauteries jusqu'au vérin. Ce débit d'huile modifie l'angle des aubages mobiles d'entrée et des stators du premier et du deuxième étage. Le déplacement des aubages mobiles adaptent le volume du débit d'air des étages en amont du compresseur au volume de débit d'air des étages arrières.

V-2- POSITIONS DE L'AUBAGE MOBILE :

Il n'y a que deux positions de l'aubage mobile: ouverture minimale et ouverture maximale. En-dessous de 66% de la vitesse nominale de la turbine à gaz, les aubages mobiles sont dans la position d'ouverture minimale. A une vitesse de 66%, elles commencent à s'ouvrir, et elles devraient atteindre la position d'ouverture

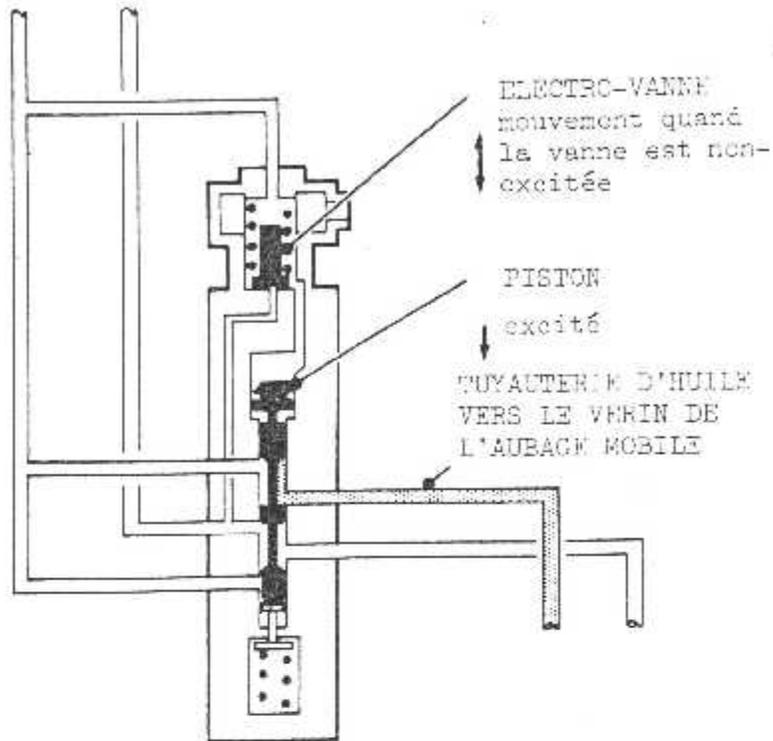


fig : (3-5) L339, Vanne de Commande Pilote

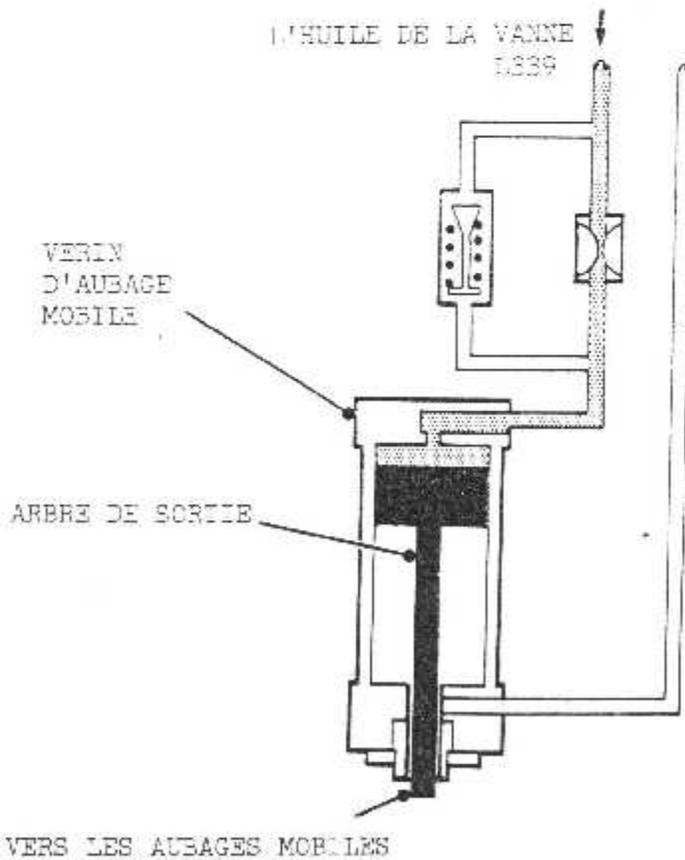


fig : (3-6) Vérin de l'Aubage Mobile

maximale entre environ 8 et 10 secondes. A ce moment-là, la turbine à gaz sera à sa

vitesse nominale de 100%.

La position des aubages mobiles est réglée à une position d'ouverture minimale ou maximale par l'arbre de sortie d'un vérin cylindrique **fig : (3-6)**. La pression d'huile de la vanne de commande L339 arrive dans l'extrémité inférieure du vérin et fait monter l'arbre du vérin, ce qui entraîne un changement dans la pression des aubages mobiles.

IV-3- TRINGLERIE DE L'AUBAGE MOBILE:

L'arbre de sortie du vérin est relié à un levier de commande fixé au carter d'entrée d'air de la turbine à gaz au moyen d'une: biellette **fig : (3-7)**.

Trois biellettes relient le levier de commande à trois anneaux autour du compresseur.

Chacun des aubages mobiles est accouplé à l'anneau correspondant au moyen d'un levier de commande et raccord pivotant sphérique.

Chaque anneau déplace une série d'ailettes correspondantes dans une plage qui est établie pendant la construction de la turbine à gaz.

IV-4- REGLAGES :

Le réglage de ces aubages mobiles est extrêmement précis et individuel à chaque turbine à gaz; donc, le point de réglage correct est marqué sur le support du levier de commande. Ces réglages en degrés ne se rapportent pas à l'axe du compresseur; le réglage à 0° est un point de départ utilisé par le constructeur qui représente la position que les ailettes auraient eu dans un compresseur à géométrie fixe, à 100% de la vitesse nominale d'une turbine à gaz ayant une puissance d'origine nominale.

SOMMAIRE

Le système d'aubage mobile est essentiel au fonctionnement continu de la turbine à gaz. Le système adapte le volume du débit d'air entre les étages avants et arrières du compresseur. Un système électrohydraulique commande l'ouverture

maximale ou minimale des aubages mobiles. En-dessous de 66% de la vitesse nominale de la turbine à gaz, les aubages mobiles sont dans la position d'ouverture minimale, et à une vitesse de 66%, elles commencent à ouvrir, jusqu'à ce qu'elles arrivent à la position d'ouverture maximale. Pendant la décélération, les aubages mobiles se mettent immédiatement en position d'ouverture minimale lorsque la turbine à gaz atteint la vitesse de 90%.

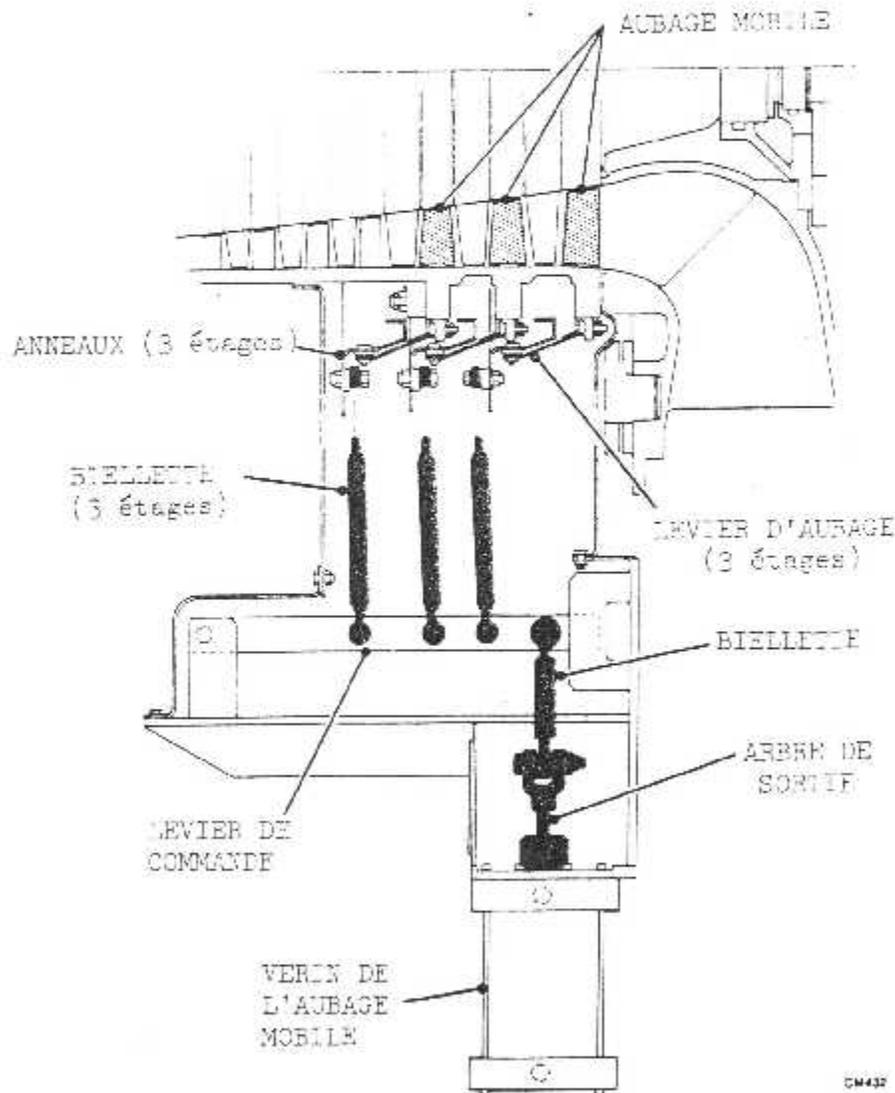


fig : (3-7) Couplage de l'Aubage Mobile

V- ENTRETIEN DU CIRCUIT D'AIR:**V-1- SOUPAPE DE PRELEVEMENT D'AIR DU COMPRESSEUR:**

les procédures suivantes couvrent le retrait, le démontage, le nettoyage, l'inspection et le remontage de la soupape de prélèvement d'air du compresseur.

a)- Retrait:

1. Enlever les brides en V de la gaine d'air.
2. Enlever les six écrous et rondelles de fixation; enlever ensuite la soupape de prélèvement d'air de la bride de fixation.
3. Enlever la garniture de la bride et la jeter.

b)- Démontage:

1. Enlever boulons (1, **fig : (3-8)**) et les rondelles- freins (2) ; enlever ensuite le couvercle (3) et la garniture (4) . Jeter la garniture .
2. Retirer le plongeur (5), le siège de ressort (6), les cales (7) et le ressort (8) du corps de la soupape (9).

❖ REMARQUE :

- la pression du ressort a été réglée à l'usine et la vis de réglage a et freinée en position correcte. le seul réglage à effectuer sur place est celui de l'altitude qui doit être fait avant le premier lancement en s'assurant que le nombre correct de cales est mont, dans la soupape.
NE PAS DESSERRER OU REAJUSTER LA VIS DE REGLAGE.

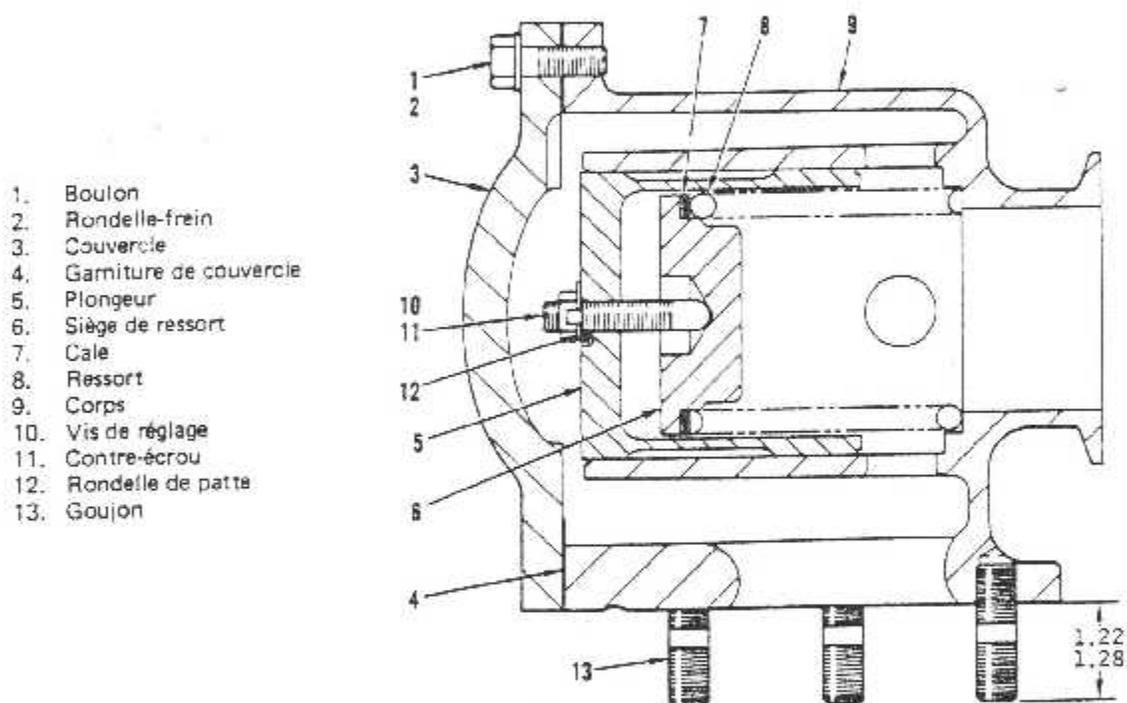


fig : (3-8). Soupape de prélèvement d'air

3. le nombre correct de cales de 0,048 plus ou moins 0,003 pouce d'épaisseur en fonction de l'altitude est le suivant:

- ❖ 0 - 2000 pieds (0 à 610 m) 3 cales
- ❖ 2000 - 4000 pieds (610 à 1220 m) 2 cales
- ❖ 4000 - 6000 pieds (1220 à 1830 m) 1 cale
- ❖ 6000 - 8000 pieds (1830 à 2440 m) sans cale

c)- Inspection:

1. Examen visuel de la soupape et des composants pour les dommages (marques, criques, rayures).
2. Inspecter le plongeur pour grippage et usure excessive. Vérifier que la vis de réglage (10) et le contre-écrou (11) sont serrés; rechercher l'usure de la vis à l'endroit de son contact avec le siège de ressort (6).
3. Nettoyer les pièces en les essuyant avec un chiffon propre non pelucheux trempé dans du solvant Standard ou équivalent.
4. Si les pièces sont défectueuses, changer la soupape. la soupape doit être étalonnée à l'usine ou dans un centre de vérification.

d)- Montage:

1. Remettre le ressort (8), les cales (7) et le siège du ressort (6) dans le corps (9) .
2. Mettre le plongeur (5) dans le corps (9) sur le ressort (8) et l. siège (6) .
3. Installer la garniture neuve (4) sur le corps (9); installer ensuite le couvercle (3), les boulons (I) et les rondelles- freins (2).
4. Serrer les boulons entre 225 et 265 livres- pouces.

E)- Installation:

❖ REMARQUE

- Si le remplacement des goujons est nécessaire, en remonter d'autres qui mesureront de 1,20 à 1,28 pouce du corps de soupape à leur extrémité.

1. Monter la garniture neuve sur la bride de fixation .

2. Monter la soupape de prélèvement d'air sur la bride et la fixer avec six écrous et rondelle. Serrer les écrous entre 420 et 600 livres- pouces.
3. Aligner la gaine d'air avec la sortie de soupape ; installer ensuite le bridage en V.
4. Lancer la turbine et vérifier que l'accélération est régulière et que la température se stabilise de une façon satisfaisante.

V-2- AUBAGE MOBILE DE COMPRESSEUR:

Les méthodes de vérification d'aubage mobile sur la turbine Centaure, en utilisant le calibre de positionnement d'aubage ST61700 sont les suivantes: (Voir figure 9).

1. Enlever le capot d'aubage de entrée. Installer le calibre ST61700 et le placer de façon à ce que les deux pions de centrage reposent fermement sur la périphérie externe de l'enveloppe d'entrée d'air; l'index (face usinée) du calibre doit être aligné avec l'axe de pivotement d'aubage d'entrée. **fig : (3-9)**
2. Rechercher la quincaillerie desserrée ou les dommages mécaniques évidents sur l'aubage d'entrée. Si l'on ne constate rien d'anormal, vérifier alors les positions d'ouverture maximale et minimale comme indiqué en 3 ci-dessous. Si la tringlerie ou la quincaillerie est desserrée, un repositionnement complet doit être effectué comme indiqué en 4.
3. Lancer la turbine et observer le calibre de positionnement d'aubage et le barème d'aubage d'entrée. Quand le démarreur commence à faire tourner la turbine au cours de la séquence de lancement, vérifier que la commande d'aubage est complètement rétractée et que la surface usinée du calibre de positionnement ST61700 est à peu près alignée sur -35 degrés ou la marque « C » sur le barème d'aubage d'entrée et sur -29 et -24 degrés sur l'aubage de premier et de second étages ce qui indique que les aubages sont en position d'ouverture minimale.

Comme la turbine atteint un régime d'environ 66%, la commande d'aubage devrait commencer à s'étendre en faisant bouger l'aubage en position d'ouverture maximale. Le degré d'ouverture indiqué sur le barème d'aubage d'entrée devrait alors être le même que le nombre de degrés marqués sur le support d'aubage d'entrée.

Arrêter la turbine et observer à nouveau le calibre de positionnement d'aubage et le barème d'aubage d'entrée. Comme le régime de la turbine décroît en-dessous

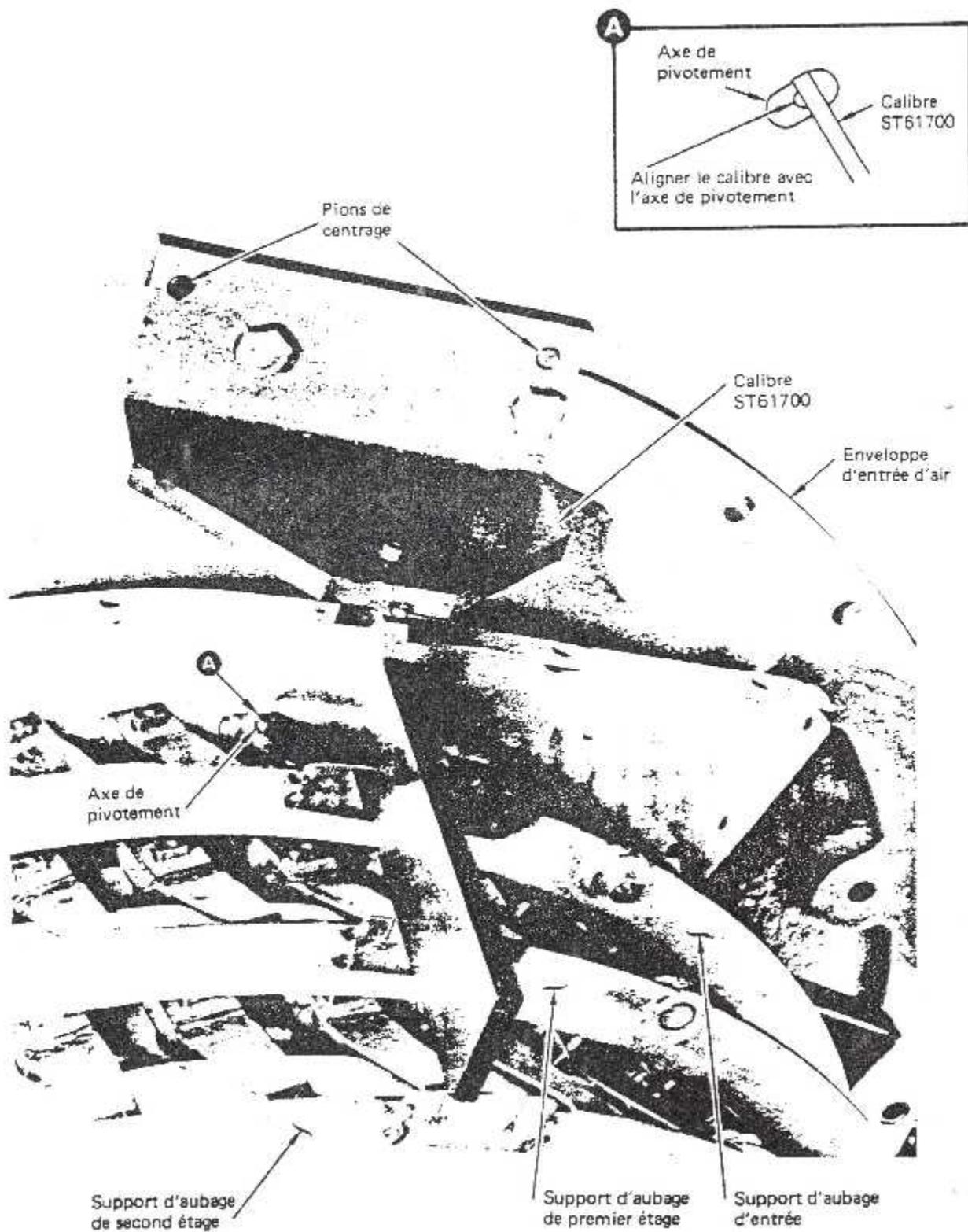


fig : (3-9). Calibre de positionnement d'aubage ST61700 installé

CT20

d'environ 90%, la commande d'aubage devrait se rétracter complètement ce qui fait bouger l'aubage en position d'ouverture minimale; la surface usinée du calibre de positionnement devrait alors être à peu près alignée sur -35 degrés sur le barème d'aubage d'entrée et sur -29 et -24 degrés sur l'aubage de premier et de second étages. Au cas où des ajustements seraient nécessaires, la position d'ouverture maximale peut être modifiée en ajustant le tendeur entre le dispositif de commande et le levier. La position d'ouverture minimale est déterminée par la course du piston de commande et on ne devra pas tenter d'ajuster le tendeur .

4. Si un repositionnement complet est requis, débrancher les conduites du dispositif de commande d'aubage et raccorder une source externe de pression d'huile, 55 psig, à l'orifice d'entrée d'huile à la partie supérieure du dispositif de commande .

Appliquer la pression d'huile pour faire rétracter complètement le dispositif de commande et ajuster le tendeur d'aubage d'entrée et les extrémités de bielle de façon que la surface usinée du calibre de positionnement ST61700 soit exactement alignée sur -35 degrés sur le barème d'aubage d'entrée. De la même façon, réajuster l'aubage de premier et de deuxième étages sur -29 et -24 degrés. Serrer tous les tendeurs, les contre-écrous et toute autre pièce de fixation.

Débrancher la source externe d'huile de l'orifice supérieur du dispositif de commande et la raccorder à l'orifice inférieur d'entrée d'huile. Appliquer la pression d'huile de façon à étendre complètement le dispositif et à faire bouger l'aubage en position d'ouverture maximale .

Le degré d'ouverture indiqué sur le barème d'aubage d'entrée doit être le même que le nombre de degrés marqués sur le support d'aubage d'entrée. Dans le cas contraire, ajuster le tendeur entre le dispositif de commande et le levier de façon à obtenir le repère correct sur le barème d'aubage d'entrée.

Débrancher la source externe d'huile de l'orifice inférieur du dispositif de commande et la rebrancher sur l'orifice supérieur; appliquer la pression d'huile de façon à faire rétracter complètement le dispositif de commande et vérifier que l'aubage se remet en position -35 degrés sur le barème d'aubage d'entrée.

VI- RECHERCHE DE PANNE :

- La turbine ne fonctionne pas à 10 secondes après que le tachymètre turbin à gaz indique 15%.

<i>Cause probable</i>	<i>Procédure d'élimination et remède</i>
<ul style="list-style-type: none"> Mauvais fonctionnement du circuit carburant gaz 	vérifier la conduite Pcd filtre, la commande d'aubage mobile et la soupape de prélèvement d'air.

- Voyant « impending high engine temp » s'allume sans qu'il y ait arrêt de turbine après le fonctionnement :

<i>Cause probable</i>	<i>Procédure d'élimination et remède</i>
<ul style="list-style-type: none"> La température des gaz d'entrée du troisième étage turbine dépasse les points pré- réglés (normaux ou déportés de lancement) correspondants du contact contrôle Z182. pour les ponts pré- réglés. 	- Vérifier la commande d'aubage mobile et de la soupape de prélèvement d'air .

- La turbine s'allume mais s'éteint ensuite :

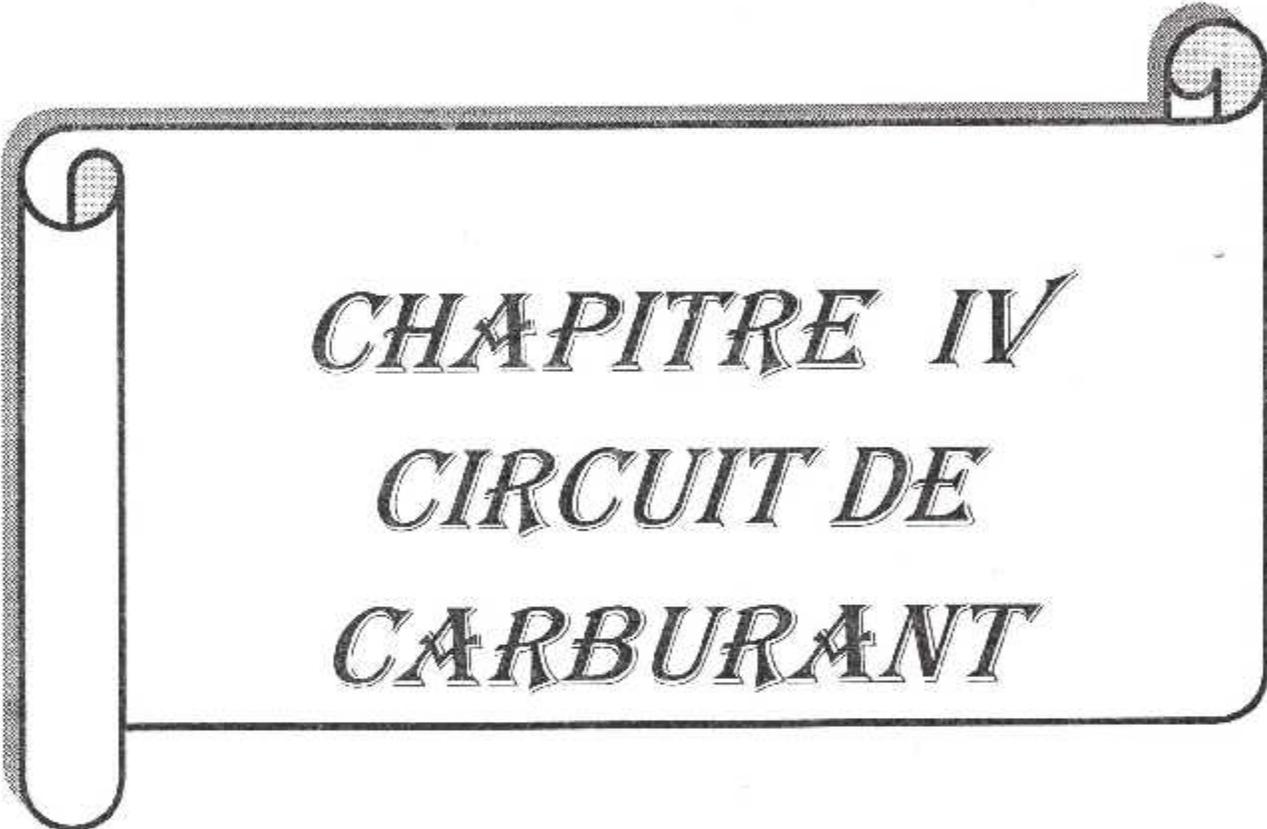
<i>Cause probable</i>	<i>Procédure d'élimination et remède</i>
<ul style="list-style-type: none"> Séquence de contrôle carburant défectueuse. 	<ul style="list-style-type: none"> Vérifier les conduites d'air Pcd et les raccords pour ce qui concerne les encrassements et les fuites ; réparer ou remplacer les éléments défectueux .

- La turbine ne se stabilise pas au régime nominal

<i>Cause probable</i>	<i>Procédure d'élimination et remède</i>
<ul style="list-style-type: none"> Fuite dans les conduites d'air allant au système de contrôle carburant . 	<ul style="list-style-type: none"> Vérifier la triglerie et la serrer, la graisser ou la remplacer si nécessaire .

- La turbine est lancée et accélère jusqu'au régime d'exploitation mais n'accepte pas la charge nominale.

<i>Cause probable</i>	<i>Procédure d'élimination et remède</i>
Ailettes de compresseur d'air encrassées	Lire le manomètre (engine compresseur discharge pressure) « pression de déchargement compresseur turbine » :si la pression est inférieure à la normale pour un régime turbine donné, nettoyer le compresseur d'air.



CHAPITRE IV
CIRCUIT DE
CARBURANT

I- GENERALITE:

Le circuit de gaz carburant naturel comprend principalement une section d'entrée du gaz carburant , une dérivation de gaz pilote pour le fonctionnement des soupapes pilotes a solénoïdes et une section de contrôle et de dosage du gaz carburant.

Le circuit nécessite une alimentation constante de gaz naturel à un débit maximum de 740 ft³/mn et a une pression nominale de 185 psi Une partie de l'alimentation en gaz carburant a une pression nominale de 185 psi sert a faire fonctionner les soupapes pilotes du circuit fig : (4-1)

II- FONCTIONNEMENT DU CIRCUIT DE CARBURANT:

Le gaz naturel pénètre dans le circuit par un tamis de 100 grains dans lequel une conduite séparée est déviée qui servira de conduite pour le gaz pilote par un filtre de 5 microns. Le manocontact de haute pression du carburant S386-2 empêchera l'amorce du lancement et/ou provoquera l'arrêt si la pression du gaz carburant dépasse une certaine valeur pré-réglée maximale et le voyant de mauvais fonctionnement approprié s'allumera sur le pupitre de commande. Sur certains circuits, un manocontact de pression basse du carburant peut être inclus comme accessoire fourni par le client de façon a empêcher la lancement et/ou l'arrêt si la pression du carburant descend en dessous d'une valeur minimum pré- réglée .

Lorsque la turbine démarre au cours du cycle de lancement, les solénoïdes des soupapes pilotes L341-1 et L341-2 sont excités et le gaz pilote Ouvre la soupape d'arrêt primaire du carburant en laissant passer le carburant au manocontact de pression de soupape d'essai S342 et a la Soupape d'arrêt de carburant secondaire qui est maintenue en position fermée par la pression pilote venant de la Soupape pilote secondaire désexcitée L342. Le manocontact de pression de soupape d'essai S342 se ferme a une pression croissante pré- réglée en vérifiant l'ouverture de la soupape d'arrêt primaire et permettant a la séquence de lancement de continuer. si S342 ne s'ouvre pas, le voyant de mauvais fonctionnement FUEL VALVE FAIL s'allume et l'arrêt de la turbine est amorcé lorsque celle-ci atteint un régime de 15 pour cent.

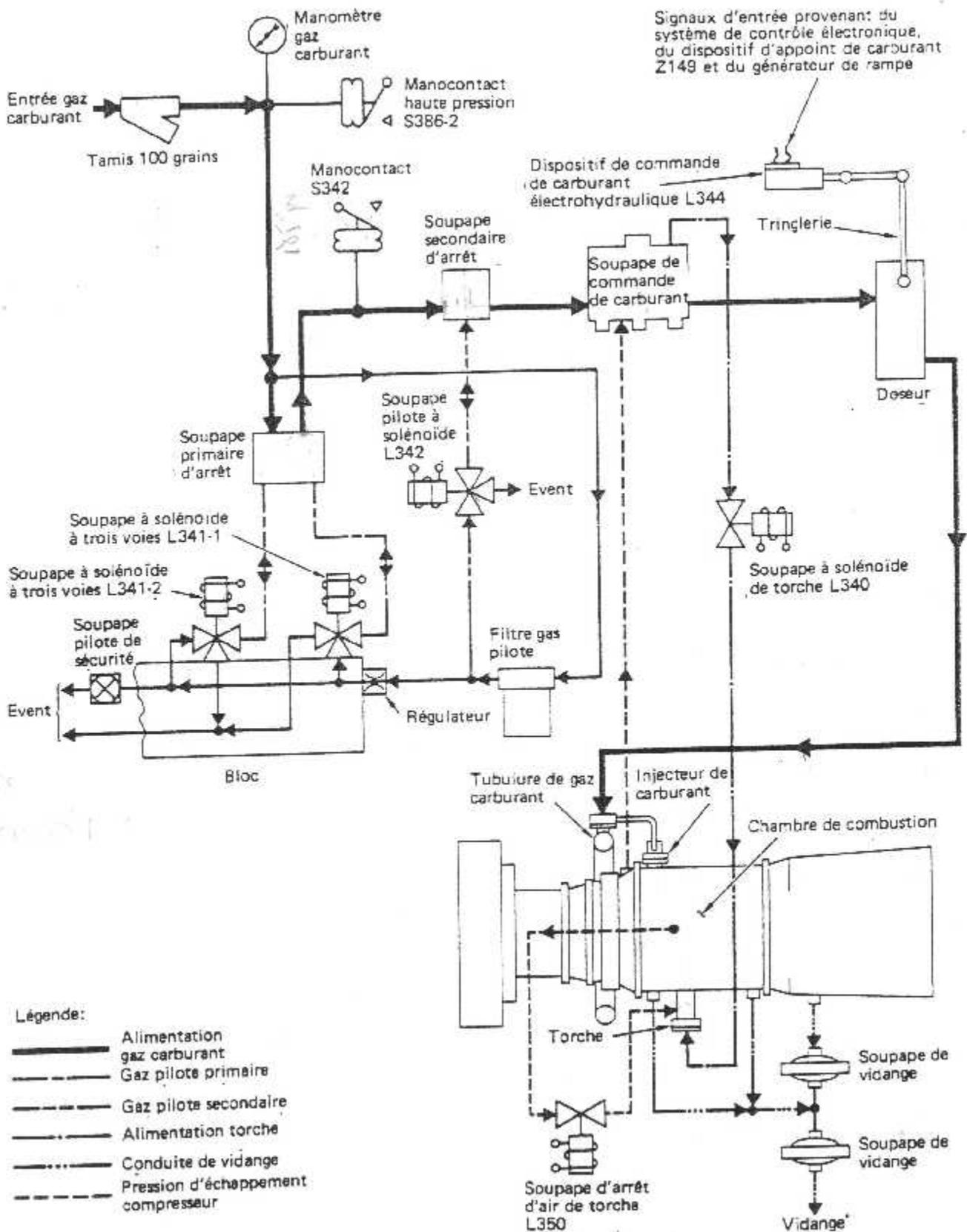


fig : (4-1) Schéma du circuit de gaz carburant naturel.

La soupape d'arrêt d'air de la torche d'allumage L350 est excitée et la soupape s'ouvre en laissant passer l'air à la torche en préparation pour l'allumage. La pression d'huile de servitude venant de la pompe de servitude entraînée par la turbine, qui augmente progressivement avec la rotation de la turbine, apparaît au dispositif de commande de carburant électro-hydraulique pour maintenir la commande en extension (et le doseur des gaz fermé) jusqu'à ce que le générateur de rompe Z149 soit excité plus tard dans la séquence.

Cinq secondes après avoir été excités, les solénoïdes de la soupape pilote L341-1 et L341-2 sont désexcités et la pression pilote ferme la soupape d'arrêt primaire. si S342 s'ouvre en indiquant une fuite par la soupape d'arrêt carburant secondaire, le voyant FUEL VALVE FAIL s'allume et l'arrêt est amorcé à 15% du régime turbine.

A 15% du régime turbine, le solénoïde de la soupape pilote L342 est excité, la pression pilote est ventilée et la soupape d'arrêt du carburant secondaire s'ouvre ce qui permet au gaz captif de s'échapper dans le circuit de carburant (la soupape primaire est fermée). Le contact d'essai de soupape S342 s'ouvre à une pression décroissante pré-réglée en indiquant que la soupape d'arrêt du carburant primaire est bien fermée et que la soupape secondaire est ouverte. si S342 ne s'ouvre pas, le voyant FUEL VALVE FAIL s'allume et l'arrêt est amorcé 10 secondes après que la turbine ait atteint un régime de 15 pour cent .

Dix secondes après que la turbine ait atteint un régime de 15 pour cent, le solénoïde de la soupape de la torche d'allumage L340, l'excitateur d'allumage G340, les solénoïdes de soupape pilote primaire L341-1 et L341-2 et le générateur de rampe du carburant Z149 sont excités. Le gaz carburant s'écoule vers la torche et est allumé par la bougie d'allumage E340 en présence d'air de combustion; la flamme de la torche brûle dans le débit d'air à l'intérieur de la chambre de combustion de la turbine. La pression pilote ouvre la soupape d'arrêt du carburant primaire et le gaz s'écoule dans le circuit à travers la soupape secondaire d'arrêt du carburant qui s'ouvre à un régime de 15 pour cent; la pression croissante du gaz provoque la fermeture du

mancontact de soupape d'essai S342 en désarmant le circuit de mauvais fonctionnement FUEL VALVE FAIL. Le débit de gaz carburant des soupapes d'arrêt est réglé dans la soupape de commande de gaz carburant, passe par le doseur (maintenu à l'origine en position minimale de débit par le dispositif de commande de carburant électrohydraulique L344), s'écoule jusqu'à la tubulure de gaz carburant de la turbine, puis est injecté par dix injecteurs de carburant espacés tout autour de la chambre de combustion pour se mélanger avec l'air dans la chambre de combustion. La flamme de torche ne se propage pas immédiatement car le mélange carburant/air est encore trop peu important. Toutefois, presque tout de suite, le générateur de rampe du carburant Z149 signale au dispositif de commande de carburant électrohydraulique L344 de se rétracter et provoque l'ouverture maximale du doseur et petit à petit, enrichit le mélange air/carburant; l'allumage se produit sans brusquerie à un taux optimal air/carburant.

Après l'allumage, la température de la turbine s'accroît rapidement au- de là du seuil pré-réglé (normalement ^{426°C} 350F) et le générateur de rampe Z149, l'excitateur d'allumage G340, le solénoïde de Soupape de torche de gaz L340 et la soupape d'arrêt d'air de torche L350 sont désexcités et la torche de gaz s'éteint. A ce moment-là, le contrôle du dispositif de commande de carburant L344 (et le doseur) est contrôlé par le dispositif d'appoint du carburant Z144 qui produit un signal maximum de façon à maintenir le doseur en position maximale ouverte et à faire accélérer la turbine vers un régime d'exploitation.

Dans le cas où la température de la turbine dépasse les valeurs pré- réglées au cours de l'accélération vers un régime de 90%, le monitor de température Z182 fera permuter les contacts de relais et s'allumer le voyant IMPENDING HIGH ENGINE TEMP et le dispositif d'appoint Z144 obligera la commande L344 à s'étendre et fera bouger le doseur vers la disposition minimale de carburant afin d'abaisser la température. Normalement, la turbine ne s'arrêtera pas à des régimes inférieurs à 90%. Toutefois, comme soutien, il y aura peut-être indication de mauvais fonctionnement HIGH ENGINE TEMPERATURE et arrêt de la turbine pour le cas

où la température de la turbine dépasserait les valeurs supérieures pré-réglées.

A un régime de 66%, le circuit de lancement est désactivé, l'embrayage du démarreur est en roue libre et l'aubage mobile d'entrée commence à se mouvoir vers la position d'ouverture maximale. Au fur et à mesure qu'augmente le régime de la turbine, la soupape de commande du gaz carburant équilibre le débit du carburant avec la pression d'échappement du compresseur (Pcd) pour maintenir l'accélération (et le besoin en carburant dans toutes les autres conditions d'exploitation).

Comme la turbine atteint un régime de 90%, le contrôle du dispositif de commande de carburant L344 (et le doseur) est transféré du contrôle d'appoint du carburant ZI44 au contrôle de détection charge/ régime Z251 électronique qui est responsable du contrôle du carburant grâce à des signaux analogiques à la commande pour qu'elle fasse accélérer la turbine à une valeur de régime pré-réglée. Les points pré-réglés du contrôle de la température de la turbine Z182 qui, sur la plupart des circuits sont déportés vers des valeurs autres que la normale pendant la séquence de lancement, sont reportés aux réglages d'exploitation normale.

III- COMPOSANTS DU CIRCUIT : fig : (4-2)

III- a- TAMIS DE GAZ CARBURANT :

Le tamis de gaz est en forme d'y muni d'une vidange et d'un écran cylindrique lavable à 100 grains.

III- b- MANOCONTACT ET MANOMETRE DE GAZ CARBURANT

Le manocontact de pression S386-2 réagit à la pression de gaz carburant appliquée à la soupape d'arrêt primaire. Le manocontact à contact unique et à deux directions permute sur valeur croissante et repermute sur valeur décroissante à une pression maximale pré-réglée. Le manocontact empêche le lancement et amorce l'arrêt de la turbine si la pression du gaz carburant se situe en dehors des limites pré-réglées. On remarquera que la pression du gaz carburant doit être descendue en-dessous du point de repermuation de S386-2 pour le réarmement. Un manomètre branché en parallèle avec le manocontact, indique la pression de carburant d'entrée pour une gamme de zéro à 300 psig.

III- C- FILTRE DE GAZ PILOTÉ:

Ce filtre est situé en amont des soupapes pilotes L341-1 et L341-2. Le filtre a un élément de 5 microns nominal.

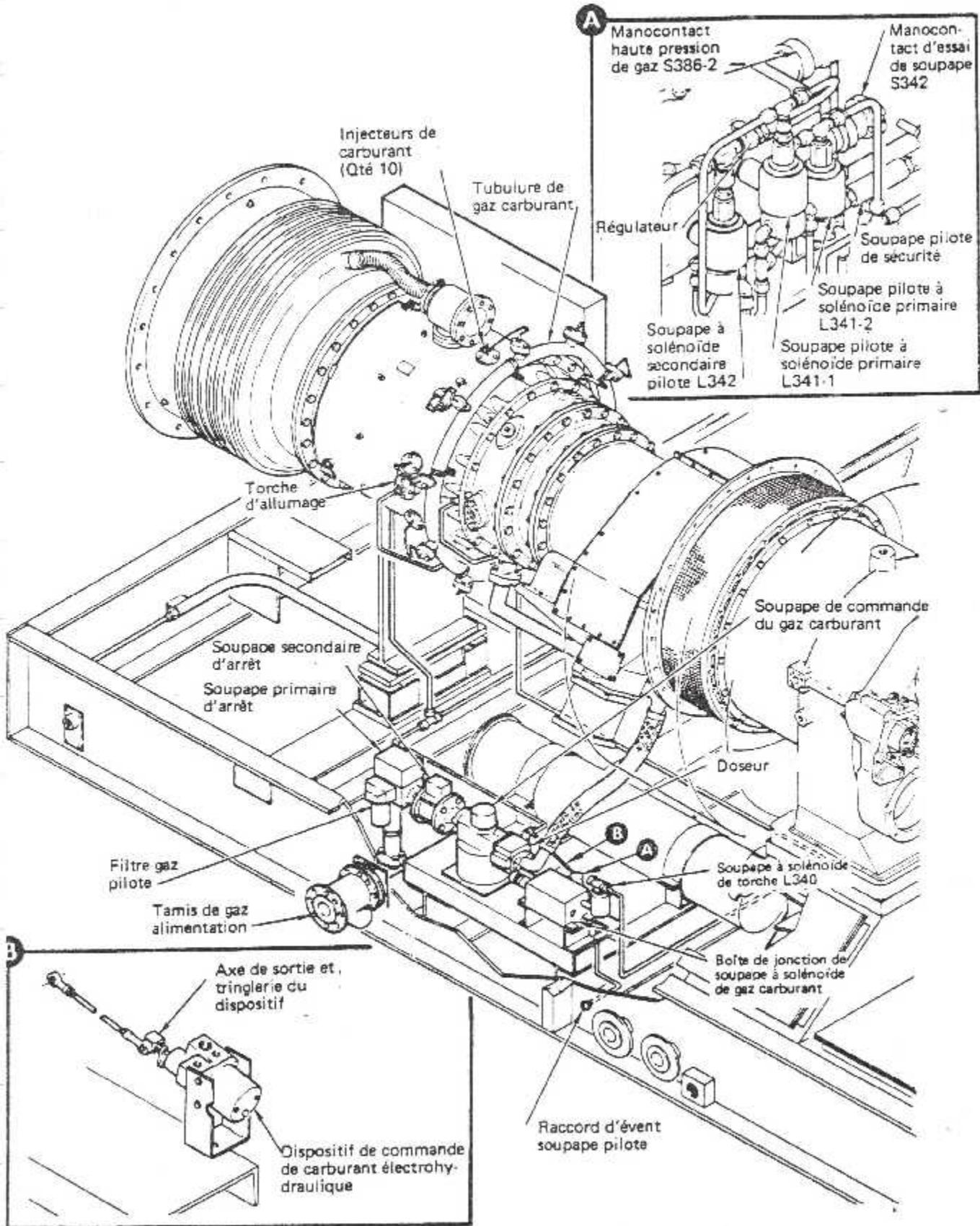


fig : (4-2) Composants du circuit de gaz carburant naturel.

III-D- SOUPAPE D'ARRET PRIMAIRE:

Cette soupape d'arrêt du gaz carburant fonctionne pneumatiquement et la pression de gaz pilote la fait s'ouvrir ou se fermer complètement. Lorsque les soupapes pilotes L341-1 et L341-2 sont excitées, la pression de gaz pilote venant de L341-2 est appliquée de façon à ouvrir la soupape d'arrêt et le gaz pilote de fermeture est ventilé par L341-1. La d'excitation des solénoïdes de soupape pilote permet à la pression de gaz pilote de fermer la soupape primaire d'arrêt.

III-E- SOUPAPE D'ARRET SECONDAIRE:

Cette soupape secondaire est maintenue en position fermée par une combinaison de pression de gaz pilote et d'une action élastique lorsque la soupape pilote (L342) est désexcitée. Lorsque le gaz pilote est ventilé par l'excitation de L342, l'action élastique est annulée par la pression du gaz carburant principal et la soupape reste ouverte tant qu'il y a de la pression du carburant ou jusqu'à tant que la pression de gaz pilote soit appliquée en désexcitant L342.

La soupape d'arrêt secondaire soutient la soupape primaire et, avec cette dernière et le manocontact S342, permet une séquence de vérification de soupapes au cours du lancement de la turbine.

III-F- SOUPAPES PILOTES:

Les soupapes à solénoïdes des et à trois orifices L341-1 et L341- 2 sont normalement fermées et contrôlent la pression de gaz pilote de façon qu'elle ouvre et ferme la soupape primaire d'arrêt. La position des orifices des soupapes pilotes normalement fermées et normalement ouvertes relative à la pression de gaz pilote, à l'évent de gaz pilote et aux orifice. de la soupape d'arrêt primaire assure que la soupape d'arrêt est normalement formée lorsque les soupapes pilotes sont désexcitées.

La soupape à solénoïde à trois orifices L342 applique de la pression de gaz pilote à la soupape secondaire d'arrêt lorsqu'elle est désexcitée. Lorsqu'elle est excitée, la pression pilote est ventilée de la soupape secondaire d'arrêt ce qui lui permet de s'ouvrir.

III- G- SOUPE DE COMMANDE DU GAZ CARBURANT

Au cours de l'exploitation de la turbine, la soupape de commande du carburant contrôle la pression du gaz carburant au doseur et maintient un équilibre approprié entre la pression de carburant et celle d'échappement du compresseur. L'ensemble de la soupape comprend une soupape principale à tulipe actionnée par un diaphragme, trois soupapes chargeuses actionnées par des diaphragmes chargeurs No. 1, 2 et 3, et un régulateur/filtre combiné. La pression d'échappement du compresseur de la turbine (prélevée du logement de support de palier turbine) est dirigée vers la soupape de commande du carburant, puis intérieurement vers le côté supérieur des trois diaphragmes chargeurs des soupapes. Les chargeurs détectent la pression d'échappement du compresseur et répartissent la pression du carburant pour toutes les conditions d'exploitation.

IV-TUBULURE ET INJECTEURS DE GAZ CARBURANT .fig : (4-3)

Ceux-ci se composent d'une tubulure de carburant, d'un ensemble tubes entre la tubulure et la chambre de combustion et d. dix injecteurs de carburant qui servent seulement à mettre le fourreau de la chambre de combustion en place.

La tubulure fixée au logement de support du palier de la turbine à l'aide de six Supports de fixation, comprend un bossage d'entrée de carburant et dix bossages de sortie pour raccord des tubes.

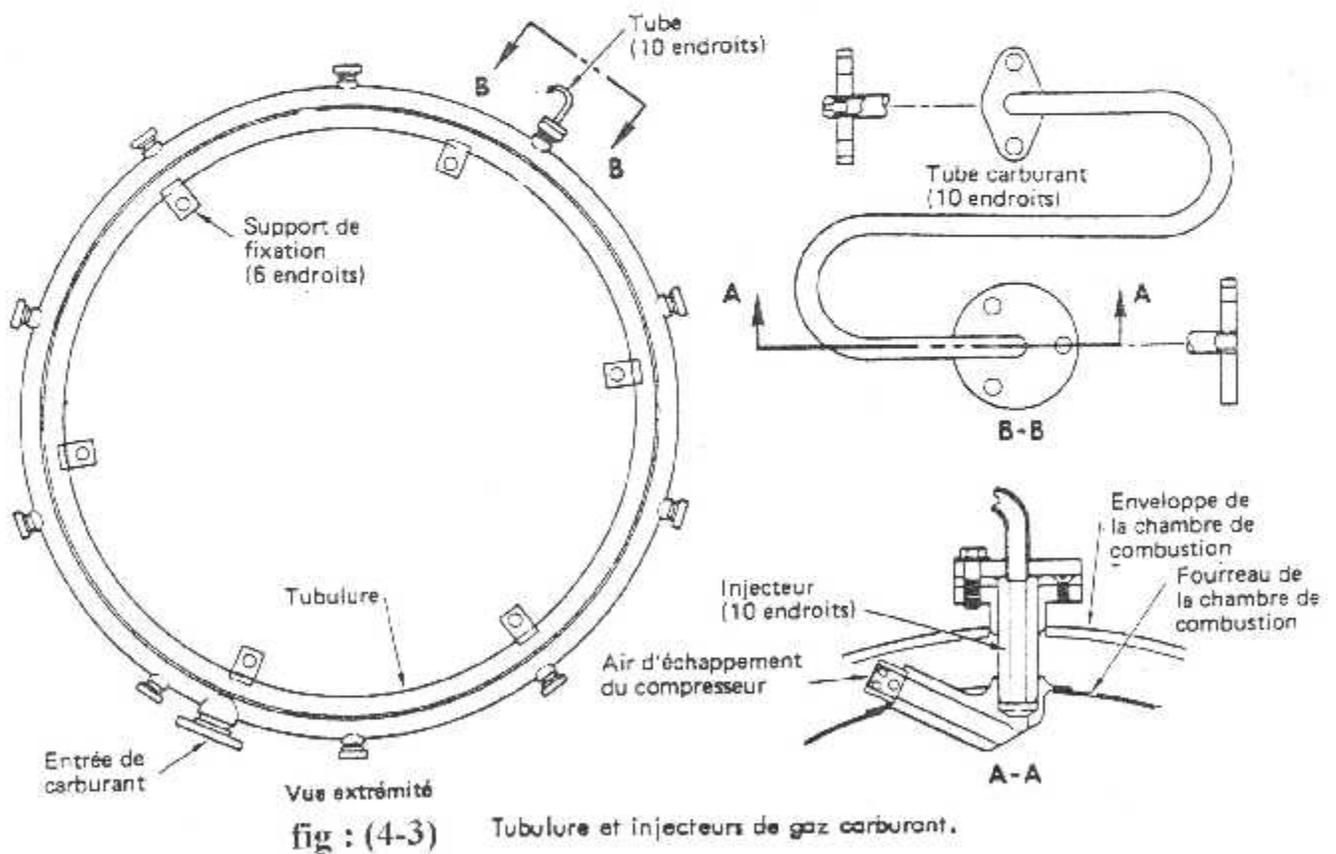
Dix tubes ayant chacun un doseur, fournissent du gaz venant de la tubulure aux bossages d'injecteur sur l'enveloppe de la chambre de combustion.

Dix injecteurs transportent le carburant jusqu'aux ensembles garnitures d'injecteurs, qui sont soudés au fourreau de la chambre de combustion.

Ces garnitures d'injecteurs mélangent le gaz avec l'air d'échappement du compresseur en laissant l'air circuler par l'orifice d'alimentation du gaz dans la chambre de combustion.

IV-1- TORCHE D'ALLUMAGE:

L'ensemble torche d'allumage qui est boulonné au bossage de fixation sur l'enveloppe de la chambre de combustion, comprend un logement pour la torche, un manchon perforé et un tube de torche, un raccord d'entrée du gaz, un raccord d'entrée d'air et une bougie d'allumage.



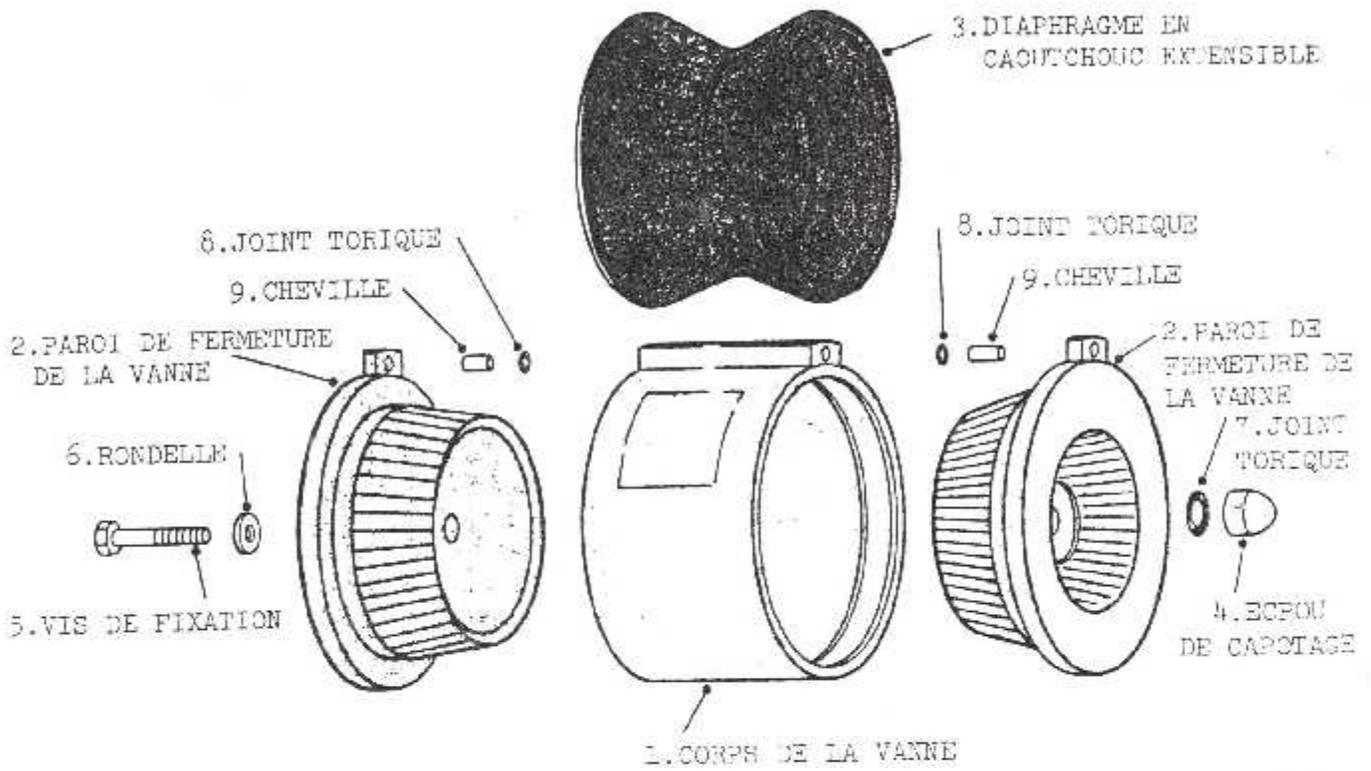


fig : (4-4) Vanne d'Arrêt Secondaire

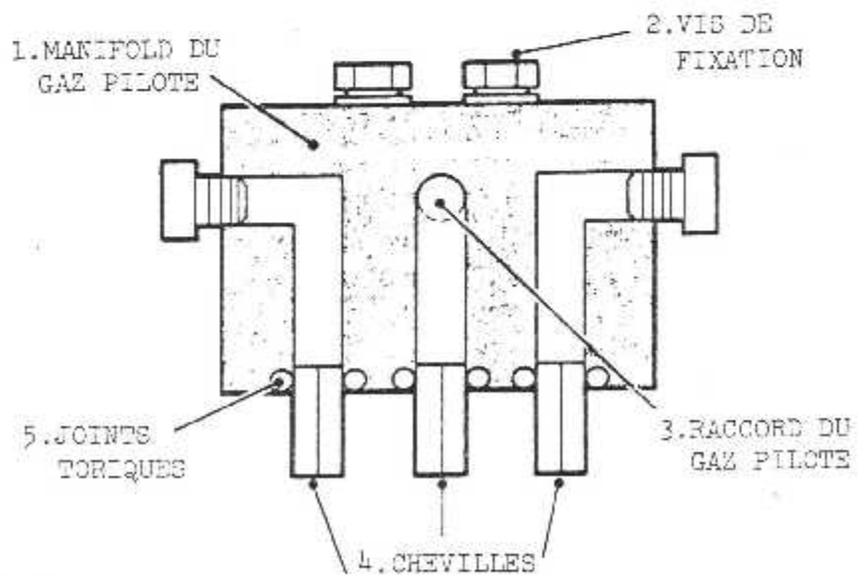


fig : (4-5) Manifold du Gaz Pilote

La bougie s'étend dans le manchon du tube de torche et celui-ci est en saillie dans le fourreau de la chambre de combustion. L'air de torche est prélevé de l'enveloppe de la chambre de combustion et amené extérieurement à l'entrée d'air sur le logement de la torche où il pénètre dans le tube de torche par les perforations du manchon. Le gaz carburant provenant de la soupape de torche, pénètre par une conduite extérieure et se mélange à l'air; le mélange est allumé par la bougie. La flamme se développe dans la chambre de combustion et commence la combustion tandis que le mélange carburant/air s'enrichit suffisamment. Le débit d'air à la torche est contrôlé par une Soupape d'arrêt à solénoïde installée dans la conduite d'air menant à la torche. La Soupape est excitée de façon à s'ouvrir à l'amorçage du cycle de lancement et à se fermer lorsque celle le lancement. Le carburant et l'allumage de torche sont stoppés lorsque la température de la turbine atteint une certaine valeur pré-réglée et que la combustion se fait toute seule.

V- L'ENTRETIEN DU CIRCUIT :

V-1- L'Injecteurs de Carburant :

L'entretien des injecteurs de carburant gaz se limite au démontage, au nettoyage et à l'inspection. On doit effectuer la première opération d'entretien après 1000 heures de fonctionnement. Après cette opération, on devrait effectuer l'entretien toutes les 4000 heures.

AVIS

Pour empêcher la mise en opération par inadvertance des contrôles à distance, mettez le commutateur principal CONTROLE SYSTEMES, SI01, du panneau de contrôle de la turbine à gaz sur OFF. Vérifiez que le régulateur de carburant du chantier est verrouillé dans la position OFF.

PRECAUTION :

N'enlevez jamais plus de huit injecteurs à la fois. Laissez toujours au moins deux, attaches aux côtés opposés de la chambre de combustion; ils sont nécessaires pour soutenir l'extrémité avant de la chambre à combustion.

a) Matériel et fournitures :

- Outils standards de mécanicien
- Joints toriques de remplacement
- Dissolvant de nettoyage
- Brosse à soie souple en laiton ou en acier inoxydable
- Air pressurisé

b) Procèdes :

vérifiez chaque étape après l'avoir terminée.

c) 'MONTAGE:

- Dévissez les deux boulons de fixation de chaque injecteur au manifold.
- Dévissez les trois boulons de fixation de chaque injecteur à la surface de montage sur le carter de la chambre de combustion.
- Jetez les joints toriques.

d) NETTOYAGE :

1. Nettoyez les injecteurs de carburant par lavage avec le dissolvant Standard ou bien avec de l'eau et un savon doux. Utilisez la brosse à soie souple en laiton ou en acier inoxydable, s'il y a lieu. Insufflez de l'air pressurisé dans les injecteurs.
2. Nettoyez les gorges des joints toriques.

e) INSPECTION:

1. Examiner les injecteurs propres pour des fêlures, des extrémités fendues, l'usure, ou toute autre forme de détérioration. Remplacez tout ensemble défectueux.

f) MONTAGE:

1. Montez de nouveaux joints toriques, sans lubrification, dans les gorges.
2. Installez chaque injecteur, en prenant de protéger les joints toriques.
3. Vissez les boulons jusqu'à un couple de 32 N.m (283 lbf.in.).
4. Répétez les étapes 1 à 6 pour les injecteurs qu'on a laissé, pour soutenir la chambre de combustion.
5. Mettez des étiquettes sur les raccords pour assurer qu'une vérification des fuites y sera appliquée à la fin de l'opération d'entretien du système de carburant.

g) ESTIMATION DE TEMPS POUR L'ENTRETIEN:

Durée de l'entretien estimée à 100 minutes.

V-2- Vanne d'Arrêt Secondaire:

Le premier entretien de la vanne d'arrêt secondaire devrait être fait après 1000 heures de fonctionnement, puis à des intervalles réguliers de 4000 heures, à moins que certaines conditions de fonctionnement ne nécessitent l'entretien plus fréquent.

Les opérations d'entretien sont les suivantes:

retrait, démontage, inspection, nettoyage et remplacement des pièces détériorées.

AVIS

Mettez le commutateur principal de CONTROLE SYSTEMES, S101, situé sur le panneau de contrôle de la turbine à gaz sur OFF. Mettez l'alimentation d'entrée du carburant sur OFF et accrochez l'écriteau de précaution.

a) MATERIEL ET FOURNITURE :

- Une surface de travail propre
- Petits outils de mécanicien
- Dissolvant pour le nettoyage
- Chiffons propres et une brosse à poils doux
- Un cure-pipe ou son équivalent
- Source d'air comprimé
- Joints toriques, manchons, garnitures.

b) PROCÉDES:

Vérifiez chaque étape après l'avoir terminée.

c) RETRAIT :

1. Désassemblez les raccords du conduit du gaz pilote (3, fig : (4-5)), et capuchonnés ou bouchez les extrémités des conduits pour empêcher la pénétration de corps étrangers.
2. Retirez les écrous et les clous des brides d'entrée et d'échappement. Dégagez la vanne d'arrêt secondaire des brides. Jetez les garnitures des brides.

d) DEMONTAGE:

1. Retirez le manifold du gaz pilote (1, Figure 5) de la partie supérieure du corps de la vanne en retirant les deux vis de fixation (2).
2. Retirez les joints toriques (5) de la cheville (4) du manifold.
3. Retirez la vis de fixation (5, Figure 6) et la rondelle (6) du centre de la cage de la vanne d'entrée (2), en gardant l'écrou de capotage (4) dans la cage de sortie. Jetez l'écrou de capotage du joint torique (7).
4. Soigneusement, séparez les parois (2) de la cage du corps de la vanne (1), sans les déformer. Retirez et jetez le diaphragme en caoutchouc extensible (3).
5. Retirez et jetez les joints toriques (8) de la cheville.

e) NETTOYAGE:

1. Nettoyez toutes les pièces à l'aide de dissolvant Standard, de chiffons propres (genre gaze) et d'une brosse à poils doux. nettoyez les rainures des joints toriques et les conduits du gaz pilote à l'aide de cure-pipes.

f) INSPECTION:

1. Vérifiez toutes les pièces en vue des fissures ou autres marques de détérioration.
2. Assurez-vous que les encoches des cages de la vanne ne sont pas obstruées.

g) INSTALLATION:

1. Installez un nouveau manchon (3, fig : (4-4)) au corps de la vanne (1). Assurez-vous que les rainures du manchon sont correctement vissées au corps de la vanne.
2. Installez les joints toriques neufs (8, Figure 4) autour des chevilles (9) du corps de la vanne ainsi que sur les chevilles (4, Figure 4) du manifold du gaz pilote. Installez un joint torique neuf (7, Figure 4) avec l'écrou de capotage (4) .
3. Installez les cages d'alimentation et de sortie (2, Figure 4) dans le corps de la vanne et dans le montage du manchon en caoutchouc (les cages de la

vanne d'alimentation et d'écoulement sont interchangeables).

4. Insérez la vis de capotage (5) et une rondelle (6) au travers de la cage d'alimentation de la vanne et vissez l'écrou de capotage (4) à l'extrémité, opposée à la vis de fixation retenant les cages d'alimentation et de sortie du corps de la vanne.

Vissez la vis de fixation à un couple de 24 à 31 N.m (215 à 275 lbf.in.).

5. Installez le manifold du gaz pilote dans le corps de la vanne en alignant les rouleaux sur les conduits du gaz pilote du corps de la vanne.
6. Placez la vanne d'arrêt entre les brides du conduit d'arrivée et de sortie du gaz pilote. Placez les garnitures des brides neuves à chaque extrémité, et insérez soigneusement les clous des garnitures pour éviter de les endommager.
7. Serrez les écrous des brides selon la méthode de vissage entrecroisée. Serrez les écrous de 119 à 149 (88 à 110 lbf.ft.).
8. Rattachez le conduit du gaz pilote au manifold du gaz. Vissez le montage du conduit du gaz pilote de 15 à 17 N.m (136 à 150 lbf.in.).
9. Mettez l'écriteau de précaution en vue de la vérification des fuites à la fin des opérations d'entretien.

h) ESTIMATION DE TEMPS POUR L'ENTRETIEN:

Durée de l'entretien estimée à 30 minutes.

VI- RECHERCHE DE PANNE :

- Voyant LIQUIDE FUEL FILTER HI Δ P s'allume lorsque les disjoncteurs sont mis sur la position fermé (ON) ou le voyant s'allume sans arrêt turbine pendant l'exploitation . (Turbines à carburant liquide ou gaz / liquide seulement) .

<i>Cause probable</i>	<i>Procédure d'élimination et remède</i>
<ul style="list-style-type: none"> • Filtre à carburant duplex BP ou sélecteur de filtre encrassé 	<ul style="list-style-type: none"> • vérifier les robinets et manomètre de pression différentielle remplacer les éléments de filtre s'il y a lieu. Réarmé le contact .
<ul style="list-style-type: none"> • Filtre à carburant HP encrassé 	<ul style="list-style-type: none"> • remplacer l'élément de filtre s'il y a lieu
<ul style="list-style-type: none"> • Contact de pression différentielle S343 défectueux . 	<ul style="list-style-type: none"> • vérifier les connexions du contact et le câblage, remplacer les éléments défectueux .

- Voyant HIGH GAS FUEL PRESSURE s'allume lorsque le sélecteur principal est placé sur LOCAL (ou REMOTE) ou le voyant s'allume et l'arrêt se produit pendant l'exploitation (Turbines à carburant gaz et gaz/liquide seulement) .

<i>Cause probable</i>	<i>Procédure d'élimination et remède</i>
<ul style="list-style-type: none"> • pression d'entrée du gaz carburant au-dessus de 204 ± 3 psig 	<ul style="list-style-type: none"> • Vérifier le manomètre ENGINE GAS FUEL PRESSURE et la régulation de l'alimentation en gaz carburant .
<ul style="list-style-type: none"> • S386-2 défectueux 	<ul style="list-style-type: none"> • Changer le contact si le manomètre indique une pression inférieure à 174 ± 17 psig

- Voyant LOW LIQ FUEL PRESS s'allume et l'arrêt et se produit 15 secondes après que le bouton START ait été enfoncé (turbine à carburant liquide et gaz/liquide seulement)

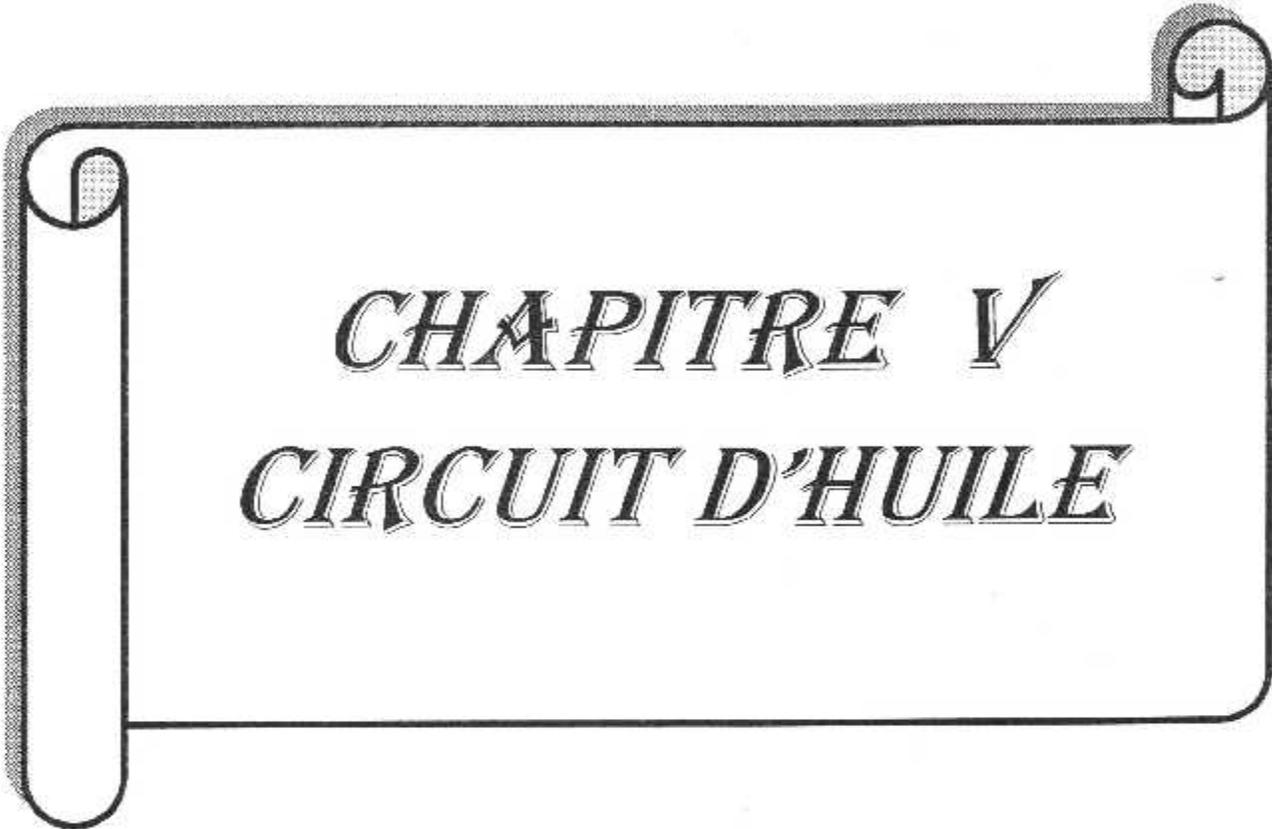
<i>Cause probable</i>	<i>Procédure d'élimination et remède</i>
<ul style="list-style-type: none"> • Relais ou contacteur de moteur de pompe de gavage défectueux . 	<ul style="list-style-type: none"> • Vérifier le relais et le contacteur, les connexions et la continuité ; remplacer les composants défectueux .
<ul style="list-style-type: none"> • Mancontact Carburant S387 défectueux . 	<ul style="list-style-type: none"> • Vérifier le contact, les connexions et la continuité ; si la pression carburant est supérieur à 7 psig, remplacer le contact S387.
<ul style="list-style-type: none"> • Pompe de gavage défectueuse . 	<ul style="list-style-type: none"> • Vérifier la pompe ; réparer ou remplacer selon les besoins.

- Voyant FAILVALVE FAIL. s'allume et l'arrêt se produit après que le tachymètre turbine ait indiqué 15% du régime (turbine à carburant gaz ou gaz/liquide seulement)

<i>Cause probable</i>	<i>Procédure d'élimination et remède</i>
<ul style="list-style-type: none"> • Soupapes carburant primaire et secondaire ne s'ouvrent pas, ne sont pas étanches ou ne se ferment pas pendant la séquence de vérification de soupape . 	<ul style="list-style-type: none"> • Voir la sous-sections 8.2 pour connaître la séquence correcte d'opérations et déterminer quelle soupape ne fonctionne pas, la soupape carburant gaz primaire doit s'ouvrir lors du déclenchement du cycle de démarrage et doit se fermer cinq secondes plus tard ; la soupape secondaire doit s'ouvrir à 15% du régime turbine ; la soupape primaire doit s'ouvrir à nouveau dix secondes après que la turbine ait atteint 15% du régime .

➤ La turbine ne se stabilise pas au régime nominal :

<i>Cause probable</i>	<i>Procédure d'élimination et remède</i>
<ul style="list-style-type: none">• La tringlerie allant au dosserée, se coince ou est défectueuse .• Doseur défectueux	<ul style="list-style-type: none">• Vérifier la tringlerie et la serrer, la graisser ou la remplacer si nécessaire .• Vérifier le circuit carburant et le dosseur ; remplacer les éléments si nécessaire .
<ul style="list-style-type: none">• Mauvais fonctionnement du dispositif de commande carburant du à l'encrassement dans système hydraulique de servitude .	<ul style="list-style-type: none">• Nettoyer le dispositif .



CHAPITRE V
CIRCUIT D'HUILE

I- GENERALITE:

Les circuits d'huile du groupe se composent du circuit d'huile de lubrification et du circuit d'huile de servitude. Bien que chacun d'eux ait une fonction séparée, 181 circuits sont étroitement liés et sont tous alimentés par le réservoir d'huile principal. Les paragraphes suivants décrivent les circuits, leurs corrélations et leurs composants principaux.

II- CIRCUIT D'HUILE DE LUBRIFICATION:

II-1- DESCRIPTION FONCTIONNELLE:

En plus de sa fonction principale consistant à fournir de l'huile de lubrification aux paliers de la turbine et du réducteur de vitesse, le circuit d'huile de lubrification fournit également de l'huile, à la pression d'entrée réglée de la turbine, au dispositif de commande d'aubage mobile. Le circuit comprend un réservoir, des pompes à huile de pré/post lubrification entraînées par moteur alternatif ou continu, des pompes à huile principales avec étage de servitude entraînées par turbine, une tubulure d'huile de lubrification avec des soupapes thermostatiques de by-pass et une soupape de décharge, un filtre d'huile simplexe, un refroidisseur d'huile avec moteur de ventilateur électrique, différents commutateurs et soupapes et des manomètres et des thermomètres permettant la surveillance de l'exploitation.

La **fig : (5-1)** représente le schéma complet du circuit d'huile de lubrification. Bien que décrit séparément un peu plus loin, le circuit d'huile de servitude a été inclus dans ce schéma en raison des corrélations entre les deux circuits. Un schéma supplémentaire représentant le régulateur d'huile de lubrification le trouve à la figure

Lorsque le commutateur de lancement de la turbine est enfoncé, la pompe à huile de pré/post lubrification est automatiquement lancée par le circuit de commande électrique. La pompe prélève de l'huile dans le réservoir et l'envoie par le filtre aux paliers du compresseur et du réducteur de vitesse, aux paliers du rotor de turbine, au dispositif de commande d'aubage mobile et, dans certaines applications, aux paliers de l'alternateur.

La pression du circuit de pré/post lubrification est maintenue à une valeur nominale de 15 psig à l'entrée de la turbine par la soupape de sûreté qui se trouve dans ce circuit .

Lorsque le régime de la turbine augmente pendant la séquence de lancement, la pression de l'huile provenant de la pompe principale et de servitude entraînée par la turbine atteint une valeur pré- réglée et la pompe de pré/post lubrification est automatiquement délogée. L'huile est alors fournie par la pompe entraînée par la turbine à la tubulure d'huile de lubrification et au régulateur où elle est maintenue à une pression nominale d'entrée de turbine de 55 psig (3,87 ks/cm²) environ par une soupape de décharge régulatrice de pression. Une petite quantité d'huile s'écoule aussi vers le refroidisseur mais toutefois, les soupapes de by-pass thermostatiques retiendront l'huile destinée au refroidisseur jusqu'à ce que la température ait atteint une valeur pré- réglée, puis les soupapes se ferment progressivement en dosant l'huile au refroidisseur en fonction de la température de l'huile. Venant du refroidisseur d'huile, l'huile passe par le filtre dans la tubulure d'huile puis par différentes conduites secondaires à des points de graissage sur la turbine, le réducteur de vitesse et, dans certaines applications, vers l'équipement entraîné. Ces conduites secondaires dirigent l'huile vers un orifice d'entrée sur le réducteur de vitesse, vers deux orifices d'entrée sur logement de support du palier du compresseur et deux orifices d'entrée sur le dispositif de commande d'aubage mobile du compresseur. Quand le type d'alternateur l'exige, il a été prévu une conduite d'huile supplémentaire menant aux paliers de l'alternateur et ceci constitue une modification standard facultative. Dans ce cas l'huile est dirigée de la tubulure d'huile par un régulateur de débit jusqu'à un refroidisseur air/huile auxiliaire avec moteur de ventilateur électrique et finalement vers les paliers avant et arrière de l'alternateur. Le refroidisseur est protégé par une soupape interne de by-pass et un pressostat fourni par le client.

L'huile destinée au réducteur de vitesse entre dans un orifice sur le côté droit du logement et traverse des passages internes vers une conduite de transfert d'huile qui envoie l'huile au palier avant du rotor de compresseur. Un gicleur d'huile situé dans le

couvercle de la conduite de transfert d'huile graisse l'accouplement de manchon cannelé sur le moyeu de cône de compresseur. L'huile de lubrification pour les engrenages et les paliers dans les sections d'entraînement accessoire et de trains d'énergie du réducteur de vitesse, est dirigée vers leurs points respectifs par des passages creusés dans le logement du réducteur de vitesse et dans les sous-ensembles particuliers. L'huile passe du logement du réducteur de vitesse au réservoir par gravité.

L'huile fournie aux orifices se trouvant de chaque côté du support de palier de compresseur est envoyée aux paliers de butée et arrière de rotor de compresseur et, par des passages internes, au palier de rotor de turbine. L'huile provenant du palier de rotor de turbine et des paliers arrière de compresseur s'écoule par gravité pour retourner au réservoir d'huile en passant par deux orifices de retour du support de palier.

La post-lubrification est réalisée lors de l'arrêt de la turbine par la pompe de pré/post lubrification qui est automatiquement mise en route par le circuit de commande électrique lorsque le commutateur d'arrêt est enfoncé ou lorsqu'un mauvais fonctionnement provoque un arrêt d'urgence de la turbine. La pompe fonctionne pour permettre le refroidissement des paliers de la turbine pendant un temps spécifié durant le cycle de post-lubrification.

III- Description des composants du circuit d'huile de lubrification :

III-1- Réservoir d'huile de lubrification:

Le réservoir d'huile se trouve dans l'embase du groupe, sous le réducteur de vitesse et est muni d'un cloisonnage interne, d'un robinet de vidange, d'un bouchon de remplissage, d'un indicateur de niveau d'huile et d'un vent vers l'atmosphère. Afin de permettre la dilatation de l'huile pendant le fonctionnement, ainsi qu'une ventilation efficace, le réservoir a une contenance plus grande que nécessaire.

III-2- Pompe à huile de pré/post lubrification:

Selon les facilités existant sur la station d'installation et les exigences de l'application, la pompe à huile de pré/post lubrification à entraînement électrique peut

fonctionner d'après les options électriques suivantes: 24 Vcc; 220/440 Vca, 60 Hz, triphasé ou 380 Vca, 50 Hz, triphasé. Dans tous les cas, la pompe est de type a engrenages a déplacement positif, accouplée par cannelures à un moteur d'entraînement électrique. Elle est normalement entraînée à environ 1725 tr/mn (1450 tr/mn pour 380V ca, 50 Hz) et a un débit nominal d'environ 20gpm {24 gpm pour 220/440V ca, 60 Hz) à une pression de 15 psig et envoie de l'huile venant du réservoir d'huile de lubrification vers les paliers de 10 turbine, du réducteur de vitesse et facultativement, vers ceux de l'alternateur.

Remarques:

- des 24V cc, on L'exigence de taux pré/post lubrification minimum étant de 20 gpm, pour le cas utilise un ensemble de deux pompes et moteurs qui ont chacun une capacité nominale de 10 gpm et qui sont branchée parallèlement au reste.
- La pompe est automatiquement mise en route lorsque le bouton START est enfoncé ou lorsque le circuit lancement/exploitation est excité pendant le fonctionnement automatique; elle fonctionne jusqu'à ce que la pression d'huile turbine atteigne une valeur réglée. A l'arrêt de la turbine, la pompe est automatiquement mise en route pour maintenir la pression d'huile pendant le ralentissement et pour refroidir les paliers pendant un certain temps après l'arrêt .

III-3- Soupape de sécurité pré/post lubrification :

Cette soupape protège la pompe d'huile de pré/post lubrification contrôle la pression de l'huile de lubrification au cours des cycles de pré- lubrification et de post-lubrification. La soupape s'ouvre a une pression pré- réglée pour renvoyer l'excès d'huile vers le réservoir d'huile de lubrification.

III-4- Clapet de retenue pré/post lubrification :

Ce clapet se trouve dans e circuit de pré post lubrification , en amont de la pompe de pré/post lubrification pour empêcher un reflux vers la pompe d'huile en provenance du principal circuit de lubrification lorsque la pompe pré/post

lubrification est à l'arrêt .

III-5- Pompe a huile principale et pompe d'huile de servitude en entraînées par la turbine :

La pompe principale en deux éléments entraînée par la turbine et la pompe d'huile de servitude à un seul élément sont du type a déplacement positif et a engrenages; elles sont en tandem pour n. former qu'un ensemble et .Iles sont montées sur un bossage d'entraînement accessoire sur le couvercle d'extrémité avant du réducteur de vitesse par une plaque d'adaptateur. L'ensemble pompe est en environ 2000 tr/mn à un régime de turbine de 100 pour cent et chacun des deux éléments de pompe envoie de l'huile au collecteur d'huile de lubrification et au régulateur à un débit maximal d'environ 74 gpm a une pression de 150 psig.

L élément de pompe d'huile de servitude qui fournit de l'huile au dispositif de commande de carburant électrohydraulique, a un débit maximal d'environ 18 gpm a un. pression de 500 psig.

III-6- Régulateur et collecteur d'huile de lubrification fig : (5-2)

L'ensemble régulateur et collecteur monté sur la paroi arrière du réservoir d'huile est un bloc en métal creusé de passages internes qui comprend une soupape de réglage de pression et deux soupapes thermiques de by-pass.

III-7- Soupape de réglage:

La soupape de réglage pilote, normalement fermée, à plongeur et à manchon maintient le circuit d'huile de lubrification une pression nominale de 55 psig. Le plongeur est maintenu normalement en position fermée par un ressort et comprend un passage central creusé contenant un orifice de dosage étalonné. La régulation de la pression s'effectue ou moyen d'une soupape de sécurité d ressort et réglage extérieurement. Lors du fonctionnement, la pression pilote fournie par la pression d'huile d'entrée de la turbine venant du côté sortie des filtres d'huile force le plongeur a ouvrir la soupape. Cette action est contre- carrée par le ressort du plongeur et l'huile de pression pilote qui est continuellement prélevée par l'orifice du plongeur et maintenue a un niveau de pression en aval déterminée par le réglage de la soupape de

sécurité a ressort. Lorsque la pression pilote en aval venant de l'orifice du plongeur est égale à la pression en amont plus la charge du ressort de la soupape, le circuit est en équilibre et la soupape se ferme. Si la pression de l'huile d'entrée turbine et par

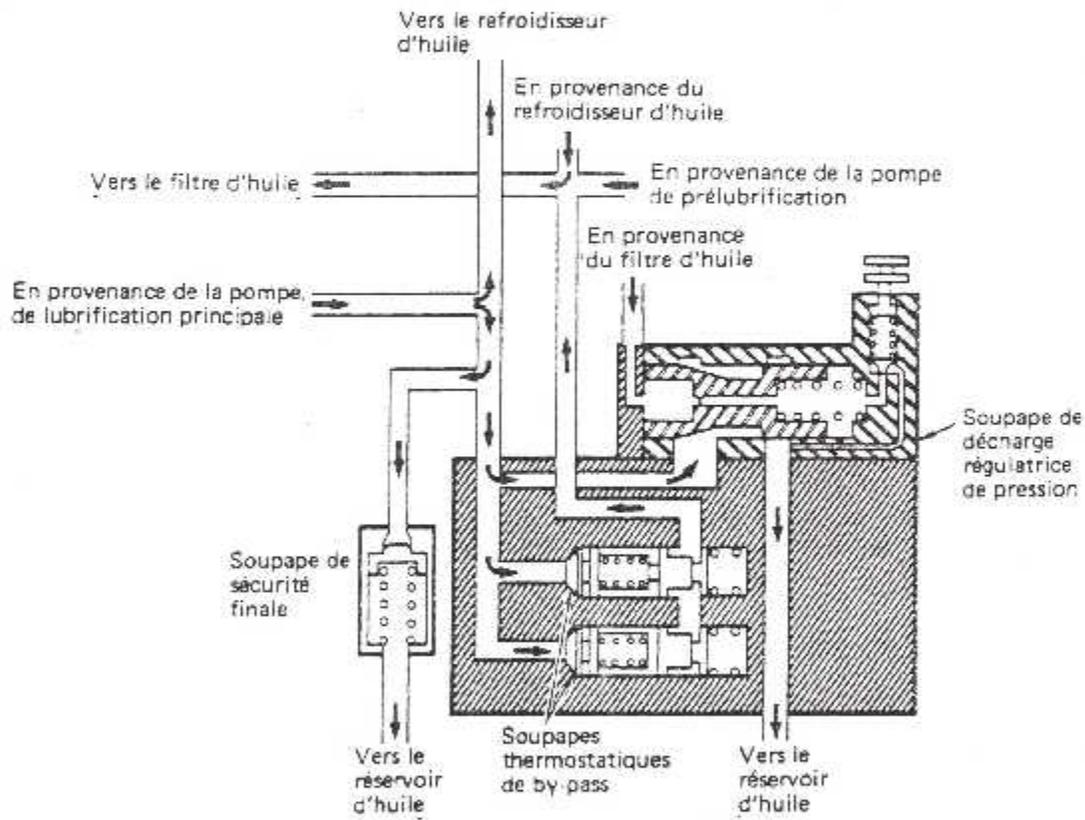


fig : (5-2) Représentation schématique du régulateur et de la tubulure d'huile de lubrification.

conséquent, la pression pilote en amont, augmente et est assez élevée pour annuler la pression pilote en aval plus la charge du ressort, la soupape de décharge s'ouvre pour renvoyer l'excès d'huile au réservoir d'huile de lubrification à un égouttement de bosse pression. Comme la livraison de la pompe d'huile de lubrification entraînée par la turbine augmente en fonction du régime de la turbine, le plongeur de la soupape de décharge se meut en conséquence de façon à maintenir la pression d'huile d'entrée turbine au même niveau que la pression pilote en aval plus la charge de ressort de la soupape.

III-8- Soupapes thermiques de by-pass:

Ces soupapes sont des soupapes combinant la détection des températures et des pressions qui protègent le circuit du refroidisseur d'huile contre toute pression d'excès d'huile. Par temps froide au cours du lancement, avec une température d'huile inférieure à 60°F (15,6°C), le détecteur de température maintiendra les soupapes en position ouvert de façon à empêcher la plupart de l'huile de se diriger vers le refroidisseur. Comme la température de l'huile augmente au delà de 60°F, les soupapes commencent à se fermer et lorsque la température d'huile d'exploitation est atteinte (140°F/60°C), elles sont complètement fermées. A cette température, le flux entier d'huile passe par le refroidisseur. Si la pression différentielle sur les soupape de by-pass devait dépasser 50 psid (3,5 kg/cm²) au cours de l'exploitation normale et que la température de l'huile soit supérieure à 140°F, la détection de pression obligerait les soupapes à s'ouvrir suffisamment pour maintenir la ΔP approximativement 50 psid.

III-9- Filtre d'huile de lubrification:

Filtre d'huile de lubrification du type simplex qui contient trois éléments et qui est installé dans le circuit d'huile de lubrification. Le boîtier cylindrique en acier au carbone du filtre et qui a une capacité d'environ 11,5 gallons (43,5 litres) est monté à l'horizontale sur l'arrière du châssis de base du réservoir d'huile de lubrification et reçoit le débit total d'huile du refroidisseur ou de la conduite de by-pass en passant par les soupapes thermiques de by-pass dans le régulateur d'huile de lubrification. La

tuyauterie du filtre d'huile comprend un robinet de vidange manuel et une soupape d'évent est installée sur le couvercle du filtre. Pendant l'entretien du filtre d'huile le robinet de vidange dépressurise le boîtier du filtre et draine l'huile vers un raccord de sortie sur le côté, du châssis de base. Un plateau de vidange du filtre d'huile muni d'une conduite de vidange raccordée au même raccord de sortie est installé en dessous et en face du couvercle du filtre de façon d empêcher des fuites d'huile en bas de la base lorsque le couvercle et les '16ments du filtre sont retirés. La soupape d'évent sur le couvercle du filtre est Ouverte pour accélérer la vidange et le remplissage.

III-10- Manocontact d'alarme de pression différentielle de filtre élevé. S397 :

Le monocontact d'alarme de pression différentielle de filtre élevée est installé sur la boîte de jonction dans la basse, derrière le panneau indicateur. Branché en parallèle avec le boîtier du filtre d'huile ce contact bascule lorsque la pression différentielle sur le filtre atteint une valeur pré-réglée. Il excite un circuit d'alarme optionnel qui allume un voyant, fait retentir un signal sonore ou les deux. La turbine ne s'arrête pas.

III-11- Refroidisseur d'huile fig : (5-3) :

Le refroidisseur d'huile le maintient la température de l'huile de lubrification dans les limites voulues; il comprend un échangeur de chaleur huile/air et un ventilateur entraîné par un moteur électrique. Le refroidisseur peut être du type température ambiante haute ou basse selon l'épaisseur du faisceau de tube; le refroidisseur est conçu pour installation d distance et est monté à l'horizontal. pour fournir un débit d'air vertical. En fonctionnement normal, (60 Hz), le ventilateur souffle de l'air par le refroidisseur d environ 12045 ft³/m pour température ambiante basse et à 11 250 ft³/m (chaque refroidisseur) pour la température ambiante haute. Dans tous les cas, le taux d'extraction de chaleur est d'environ 440 000 Btu/h.

REMARQUE

- Par suite du taux d'extraction de chaleur de 440000 Btu/h, on utilise pour le type haute température ambiante, un ensemble de deux refroidisseurs et de ventilateurs qui ont chacun un taux d'extraction de chaleur de 220000 Btu/h.

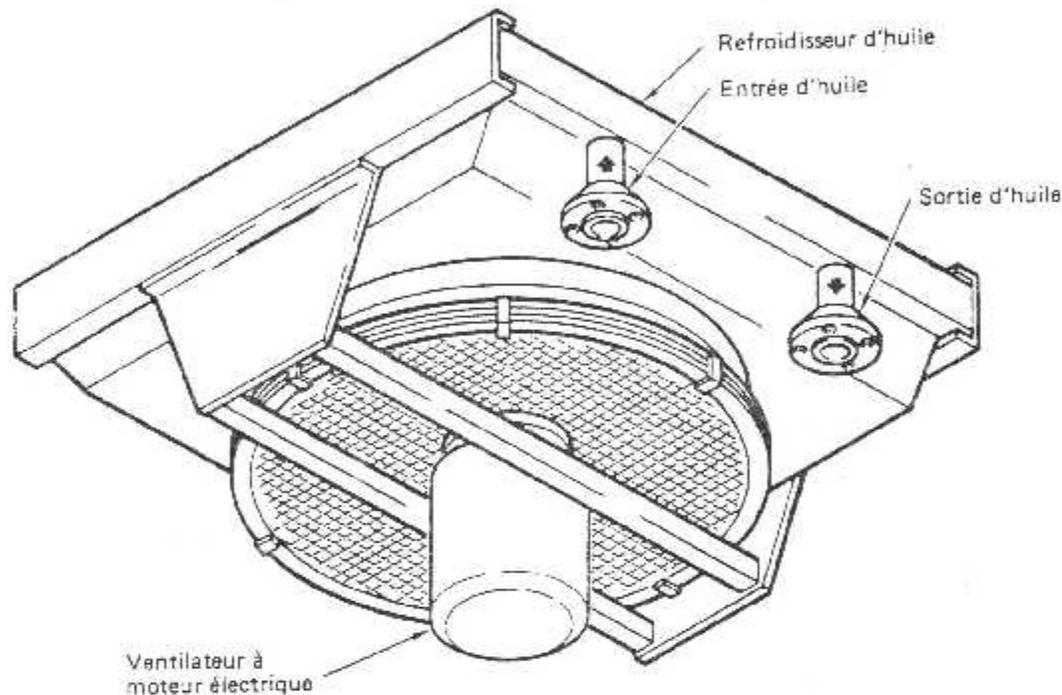


fig : (5-3). Refroidisseur d'huile type (température ambiante basse)

III-12- soupape de sécurité finale:

Cette soupape protège les composants du circuit d'huile de lubrification contre toute pression d'huile excessive. Elle s'ouvre à une pression nominale de 150 psig (10,5 kg/cm²) et renvoie l'excès d'huile au réservoir d'huile de lubrification.

III-13- Pressostat d'huile de pré lubrification S322:

Le pressostat d'huile de lubrification bascule des pressions croissantes et décroissantes pré- réglées.

la pompe d'huile de lubrification n'arrive pas à envoyer de la pression ou si la pression de l'huile descend au-dessous du point pré-réglé inférieur au cours du cycle de pré lubrification, le pressostat fera échouer le cycle de lancement et le voyant de

mauvais fonctionnement numéro 2, LOW P/P LUBE OIL PRESSURE, s'allumera sur le pupitre de commande. De la même façon, le pressostat bascule pour faire allumer le même voyant si la pression de l'huile descend en-dessous du point pré-réglé inférieur au cours du cycle de post-lubrification après l'arrêt de la turbine.

III-14- Manocontact de pression d'huile faible 5380:

Ce monocontact protège la turbine et le réducteur de vitesse en cas de perte de pression d'huile de lubrification. Il bascule pour des pressions pré-réglées croissantes et décroissantes. Si la pression d'huile baisse en-dessous du point pré-réglé inférieur, le monocontact de basse pression excite le circuit de mauvais fonctionnement. Le voyant de mauvais fonctionnement No.1, LOW OIL PRESS du pupitre de commande s'allume et la turbine s'arrête.

III-15- Manocontact d'alarme de pression d'huile faible 5380-2 (équipement facultatif):

Certains groupes peuvent être équipés d'un manocontact d'alarme de pressions d'huile faible. Ce contact bascule pour des pressions pré-réglées croissantes et décroissantes. Si la pression d'huile baisse en dessous d'un certain minimum, les contacts permutent, ce qui excite le circuit d'alarme et allume un voyant (LOW OIL PRESS ALARM), ou un avertisseur sonore retentit, ou les deux. Il ne s'ensuit aucun arrêt de la turbine.

III-16- Manocontact de pression d'huile élevée S381-1 (équipement facultatif):

Ce contact peut être installé sur certains groupes. Il se trouve dans le circuit d'entrée d'huile turbine et il bascule pour une valeur pré-réglée de température d'huile. Le circuit d'alarme est excité ce qui allume un voyant, fait retentir un avertisseur sonore optionnel (ou les deux) mais la turbine ne s'arrête pas.

III-17- contact de température d'huile élevée S381:

Ce contact qui est installé dans le circuit d'entrée d'huile de la turbine, arrête la turbine et allume un voyant No.6, HIGH OIL TEMPERATURE du pupitre de commande si la température de l'huile atteint une valeur pré-réglée.

III-18- contact d'alarme de niveau d'huile bas S388-1 (équipement facultatif):

Certains groupes peuvent être équipés de ce contact; il le compose d'un interrupteur et d'un flotteur installés dans le réservoir d'huile; il bascule si le niveau tombe en-dessous d'une valeur pré- réglée.

Dans ce cas, un circuit d'alarme est excité ce qui allume un voyant, fait retentir une alarme sonore optionnelle (ou les deux). Aucun arrêt de la turbine ne se produit.

III-19- Contact de niveau d'huile bas S388:

Ce contact se compose d'un interrupteur et d'un flotteur et est installé dans le réservoir; il provoque l'arrêt de la turbine et l'allumage d'un voyant de mauvais fonctionnement No.5, LOW OIL LEVEL du pupitre de commande si la quantité d'huile dans le réservoir tombe en- dessous d'un niveau pré- réglé.

III-20- Indicateur de niveau d'huile du réservoir d'huile:

Cet indicateur se compose d'un flotteur (avec une tige guide) qui tourne sur une spirale aménagée dans un tube cylindrique immergé dans le réservoir.

l'aiguille du cadran possède un axe fixé au flotteur relatif; elle indique le niveau d'huile en quarts de réservoir.

III-21- Manomètres et thermomètre d'huile:

le circuit d'huile comporte deux manomètres et un thermomètre d'entrée d'huile dans la turbine. La pression et la température d'huile sont détectées au niveau de la conduite de sortie principale venant du filtre d'huile de lubrification. Un manomètre supplémentaire détecte la pression en amont du filtre d'huile.

III-22- Réchauffeur de réservoir H390 (équipement facultatif):

Pour assurer le respect de la viscosité et du point d'écoulement de l'huile, certains groupes sont équipés d'un réchauffeur appropriée, en option. Le réchauffeur de réservoir consomme 4500 watts, est antidéflagrant et immergé; il est alimenté par le circuit électrique du client (220 volts, monophasé 50/60 Hz Courant alternatif).

Il possède un thermostat incorporé avec contrôle de température réglable. Le thermostat sera pré- réglé pour maintenir une température d'huile supérieure à 60°F.

III-23- Circuit d'alimentation de l'huile des paliers de l'alternateur (équipement facultatif):

Sur certaines installations, les conditions de conception de l'alternateur nécessitent une alimentation soigneusement dosée de l'huile de lubrification vers les paliers de l'alternateur. De plus, les conditions d'exploitation et de station peuvent imposer l'utilisation d'un réglage de la température de l'alimentation en huile. Par conséquent, on a prévu une alimentation en huile réglée et refroidie séparément vers les paliers de l'alternateur comme modification standard facultative.

le système comporte un régulateur ajustage de débit (normalement réglé au réglage minimum), un échangeur de chaleur huile/air avec ventilateur intégral entraîné par moteur électrique, une soupape de by-pass de refroidisseur et un manocontact d'huile fourni par le client.

En fonctionnement, l'huile de lubrification est prélevée de la tubulure d'huile de la turbine a la pression d'entrée turbine et envoyée vers le régulateur de débit ou le débit est réglé entre 3,8 et 5,0 gpm; du régulateur l'huile passe par le refroidisseur et vers les paliers de l'alternateur. Une soupape de by-pass, réglée a environ 25 psig, protège le circuit du refroidisseur de toute pression excessive et un manomètre fourni par le client, réglé a une pression de 6 psig croissante et de 4 psig décroissante assure une protection supplémentaire.

IV- CIRCUIT D'HUILE DE SERVITUDE:

IV-1- DESCRIPTION FONCTIONNELLE:

Le circuit d'huile de servitude est aliment, par un troisième élément de la pompe d'huile de lubrification entraînée par la turbine, de façon qu'il fasse fonctionner le dispositif de commande de carburant électrohydraulique qui est contrôlé par des signaux électriques provenant du contrôle de détection de la charge/du régime de la turbine Z251 Le circuit est étroitement lié au circuit d'huile de lubrification et est illustré sur le schéma combiné des circuits de lubrification et d'huile de servitude, figure 1.

Le circuit d'huile de servitude fonctionne comme circuit fermé séparé (sauf pour le réservoir d'huile de lubrification qui est commun) et se compose d'un élément de pompe, d'un filtre d'huile de servitude et d'une soupape de sécurité de servitude.

L'huile est extraite du réservoir d'huile de lubrification du groupe par la conduite d'huile commune de la pompe de servitude et de lubrification entraînée par la turbine où elle est augmentée jusqu'à la pression d'exploitation du circuit. L'huile de servitude a haute pression passe du raccord de sortie de la pompe d'huile de servitude par le filtre de servitude jusqu'au raccord d'entrée du dispositif de commande de carburant électrohydraulique. La soupape de sécurité de servitude maintient la pression du circuit en-dessous d'un point pré- réglé supérieur.

IV-2- DESCRIPTION DES COMPOSANTS DU CIRCUIT D'HUILE DE SERVITUDE :

❖ REMARQUE :

- Pompe principale d'huile de lubrification et d'huile servitude entraînée par la turbine

IV-2-a- Soupape de sécurité de servitude:

Cette soupape situ,e en aval de la pompe d'huile de servitude, protège la pompe et les autres composants du circuit et maintient la pression de celui-ci dans les limites d'exploitation.

IV-2-b- Filtre d'huile de servitude:

Ce filtre, situé an amont de l'orifice d'entrée du dispositif de commande de carburant électrohydraulique, contient un élément jetable a taux nominal de 25 microns.

V- ENTRETIEN DES COMPOSANTS:

V-1- SOUPAPE DE REGLAGE PIN 913739C1:

a) Retrait:

1. Enlever les vis fixant la soupape au bloc.
2. Enlever la soupape et jeter les joints toriques.

b) Inspection:

1. Examen visuel de la soupape pour tout dommage ou fuite.
2. La soupape devrait être changée si l'on relève des traces de fuites ou
3. d'endommagement.

c) Installation:

1. Poser de nouveaux joints toriques sur la face de montage de la soupape.
2. Aligner la soupape sur le bloc.
3. Attacher la soupape au bloc avec les vis de fixation. Les serrer à un couple de 65 livres pouces.

VI-2- REFROIDISSEUR D'HUILE**a) Retrait:**

- Le refroidisseur d'huile ne doit être enlevé que si sa réparation ou son remplacement est nécessaire.
1. Débrancher les fils électriques du moteur de ventilateur.
 2. Débrancher et boucher les conduites d'huile provenant du radiateur. Vidanger le radiateur de toute huile résiduelle.
 3. Fixer un palan et une élingue ayant une capacité minimale de 1500 livres sur le refroidisseur d'huile et supprimer tout mou dans l'élingue.
 4. Enlever les boulons, écrous et rondelles de fixation.
 5. Sortir soigneusement le refroidisseur de son emplacement.

b) Inspection et nettoyage:

1. Examen visuel pour les dommages, les boulons de fixation desserrés, la rouille et la corrosion et l'encrassement du faisceau de tube.
2. Vérifier le serrage et rechercher les fuites des raccords hydrauliques.
3. La poussière et la saleté doivent être éliminées de la surface de transfert de
4. chaleur par brossage des ailettes et des tubes et par soufflage à l'air comprimé. si la surface est grasseuse, le moteur du ventilateur doit être enlevé et les ailettes et les tubes nettoyées par brossage ou pulvérisation avec un produit dégraissant ininflammable; cette opération doit être suivie d'un

rinçage à l'eau chaude. Sécher soigneusement à l'air comprimé après le rinçage pour éviter la corrosion.

5. Retirer la saleté et la grille du logement de moteur de ventilateur. Les surfaces rouillées et corrodées doivent être poncées et repeintes.

c) Installation:

1. En utilisant une élingue et un palan appropriée (capacité minimale 1500 livres), mettre en place le refroidisseur.
2. Installer les boulons, écrous et rondelles de fixation. Serrer les boulons au couple spécifié.
3. Brancher les conduites d'huile au refroidisseur et les fils électriques au moteur de ventilateur. S'assurer que tous les raccords sont serrés.
4. Lancer le cycle de pré-lubrification et rechercher les fuites dans les conduites d'huile et les raccords.

V-3- FILTRE D'HUILE DE LUBRIFICATION:

L'entretien du filtre d'huile de lubrification se borne normalement à la vérification des conduites d'huile, du boîtier du filtre, du couvercle et des raccords, à la recherche de toutes fuites et au changement des éléments du filtre. Ceux-ci devraient être changés quand l'huile est remplacée ou chaque fois que le manométrique d'alarme de pression différentielle, S397, indique que la ΔP maximum admissible sur le filtre a été dépassée. changer les trois éléments du filtre à l'aide du kit d'entretien du filtre d'huile, réf. solar N/P 915251 CI.

V-3-a- Changement des éléments de filtre fig : (5-4)

1. Fixer un tuyau souple avec un raccord de 0,75 pouce NPT au raccord de drainage du filtre d'huile à droite du châssis de base et placer un récipient adéquat devant recevoir l'huile vidangée.
2. Ouvrir le robinet à main dans la conduite menant au raccord de vidange à l'intérieur du châssis de base.
3. Pour accélérer la vidange, ouvrir doucement la soupape d'évent sur le haut du couvercle du filtre.

rinçage à l'eau chaude. Sécher soigneusement à l'air comprimé après le rinçage pour éviter la corrosion.

5. Retirer la saleté et la grille du logement de moteur de ventilateur. Les surfaces rouillées et corrodées doivent être poncées et repeintes.

c) Installation:

1. En utilisant une élingue et un palan appropriée (capacité minimale 1500 livres), mettre en place le refroidisseur.
2. Installer les boulons, écrous et rondelles de fixation. Serrer les boulons au couple spécifié.
3. Brancher les conduites d'huile au refroidisseur et les fils électriques au moteur de ventilateur. S'assurer que tous les raccords sont serrés.
4. Lancer le cycle de pré-lubrification et rechercher les fuites dans les conduites d'huile et les raccords.

V-3- FILTRE D'HUILE DE LUBRIFICATION:

L'entretien du filtre d'huile de lubrification se borne normalement à la vérification des conduites d'huile, du boîtier du filtre, du couvercle et des raccords, à la recherche de toutes fuites et au changement des éléments du filtre. Ceux-ci devraient être changés quand l'huile est remplacée ou chaque fois que le manométrique d'alarme de pression différentielle, S397, indique que la ΔP maximum admissible sur le filtre a été dépassée. changer les trois éléments du filtre à l'aide du kit d'entretien du filtre d'huile, réf. solar N/P 915251 CI.

V-3-a- Changement des éléments de filtre fig : (5-4)

1. Fixer un tuyau souple avec un raccord de 0,75 pouce NPT au raccord de drainage du filtre d'huile à droite du châssis de base et placer un récipient adéquat devant recevoir l'huile vidangée.
2. Ouvrir le robinet à main dans la conduite menant au raccord de vidange à l'intérieur du châssis de base.
3. Pour accélérer la vidange, ouvrir doucement la soupape d'évent sur le haut du couvercle du filtre.

REMARQUE

- s'il n'y a pas de soupape d'évent, enlever l'un des trois bouchons de ventilation dans le couvercle du filtre. Enlever le bouchon au point le plus élevé sur le couvercle et desserrer lentement le bouchon d'évent pour empêcher la fuite d'huile.
4. Quand le débit d'huile dans la vidange indique que le boîtier du filtre est presque vide, enlever huit boulons, écrous et rondelles du couvercle du filtre.

REMARQUE

- Ne pas enlever le couvercle du filtre avant d'être certain que le boîtier du filtre est presque vide.
 - Un retrait prématuré peut provoquer un débordement du plateau de drainage ce qui résulterait en une fuite d'huile.
5. Enlever le couvercle du filtre et le joint. Jeter le joint .
 6. Dévisser et enlever le support de retenue et le guide d'extrémité du haut du premier élément .

ATTENTION :

- Éviter soigneusement de faire tomber des écrous, des rondelles ou toute autre quincaillerie dans l'orifice d'entrée d'huile situé immédiatement en dessous du premier élément. Couvrir l'orifice à l'aide d'un morceau de carton propre, d'un chiffon ou de toute autre matière avant d'enlever toute quincaillerie.
7. A l'aide d'un crochet en fil de fer, enlever chaque élément et les guides d'extrémité de l'axe de centrage. Le guide de centrage à trois ailettes situé le plus à l'intérieur ne sort pas toujours avec le dernier élément et nécessitera peut-être un retrait séparé.
 8. Nettoyer le couvercle et le boîtier du filtre.
 9. Installer le guide de centrage à trois ailettes sur l'axe de centrage dans le boîtier ; installer un nouvel élément avec le guide d'extrémité en place, sur le

guide de centrage.

10. Installer un second élément neuf avec les guides d'extrémité en place, sur l'axe de centrage du filtre; réunissez doucement les deux éléments.
11. Recommencer la même opération avec le troisième élément (avec les guides d'extrémité installés) en prenant soin de réunir les éléments soigneusement .
12. Faire avancer soigneusement et lentement l'ensemble des trois éléments sur l'axe de centrage jusqu'à ce que l'élément intérieur soit calé contre le support du bas.
13. Lorsque les éléments sont fermement installés, installer l'autre support à l'aide d'un écrou et rondelle.
14. A l'aide d'un joint neuf, installer le couvercle avec huit boulons, rondelles et écrous; orienter le couvercle de façon que la soupape d'évent (ou le bouchon de ventilation) se trouve au plus haut point sur le couvercle.

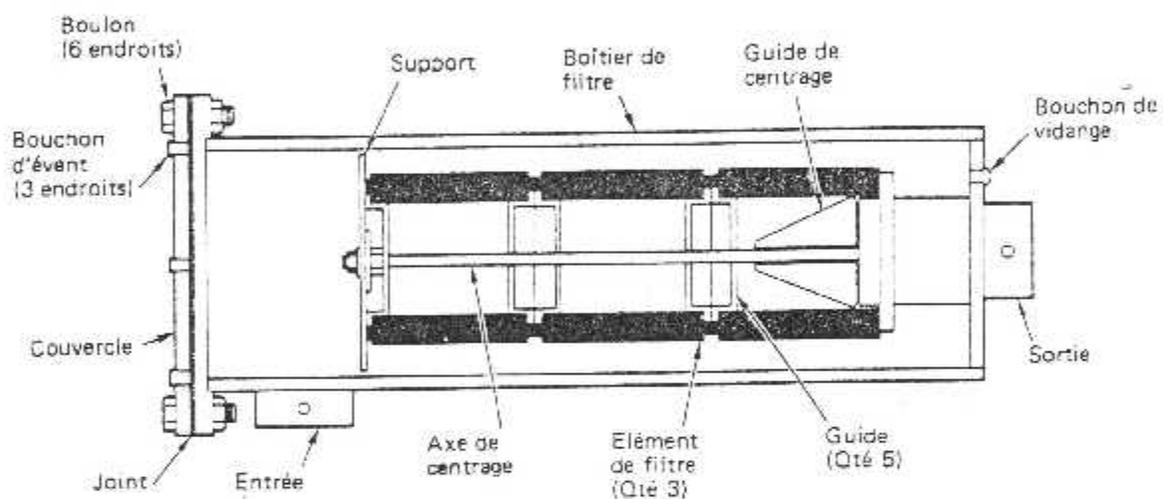


fig : (5-4) Changement des éléments de filtre d'huile.

VII- RECHERCHE DE PANNE :

- Voyant low oil level (et alarme facultative) s'allume lorsque le sélecteur principal est placé sur local (ou remonte) ou le voyant s'allume et l'arrêt se produit pendant l'exploitation.

<i>Cause probable</i>	<i>Procédure d'élimination</i>
<ul style="list-style-type: none"> ◆ Niveau du réservoir d'huile de lubrification bas. 	<ul style="list-style-type: none"> ◆ Remplir le réservoir jusqu'au niveau plein de l'indicateur. ◆ Vérifier contacts, relais, connexions et conduite. Remplacer les composants selon les cas.

Remarque :

- ❖ La turbine ne s'arrêtera pas sur indication ALARM seulement.

- Voyant HIGH pil température (et alarme facultative) s'allume lorsque le sélecteur principal est placé sur LOCAL.(ou remonte)ou le voyant s'allume et l'arrêt se produit pendant l'exploitation.

<i>Cause probable</i>	<i>Procédure d'élimination</i>
<ul style="list-style-type: none"> ◆ température d'huile de lubrification au dessus de 180° F (alarme facultative 170° F). ◆ soupapes de by-pass thermiques d'huile de lubrification défectueuses. ◆ le ventilateur du refroidisseur d'huile ne fonctionne pas 	<ul style="list-style-type: none"> ◆ Vérifier le thermomètre ◆ Enlever et vérifier le fonctionnement des soupapes les chauffant dans un liquide : si elles ne se ferment pas complètement à 140° F, les changer. ◆ - Vérifier le fonctionnement du moteur du ventilateur. ◆ - Vérifier si le moteur électrique n'a pas de surchauffe, ◆ - De court -circuit ou de raccords desserrés ; vérifier l'alimentation et les raccords fournis pas le client.

Remarque :

❖ La turbine ne s'arrêtera passer indication ALARM seulement.

➤ voyant LOW PRELUBE OIL PRESS s'allume et l'arrêt se produit à 15 secondes après que le bouton START ait été enfoncé.

<i>Cause probable</i>	<i>Procédure d'élimination et remède</i>
<ul style="list-style-type: none"> ◆ Pression huile de pré lubrification en dessous de 4psig ◆ filtre d'huile de lubrification en crac encrassé. 	<ul style="list-style-type: none"> ◆ Vérifie le manomètre ENGINE OIL pressure. ◆ Vérifier l'indication de pression différentielle de filtre à huile de filtre à huile de pré lubrification.

➤ Voyant lube filtre HIAP ALARM s'allume 15secondes après que le bouton start ait été enforcé ou le voyant s'allume mais pas d'arrêt pendant l'exploitation .

<i>Cause probable</i>	<i>Procédure d'élimination et remède</i>
<ul style="list-style-type: none"> ◆ élément de filtre à huile en encrassés. 	<ul style="list-style-type: none"> ◆ Vérifier les manomètres d'huile pour pression différentielle excessive. remplacer les éléments de filtre s'il y a lieu (3éléments par filtre).

➤ voyant LOW OIL PRESSURE (et alarme facultative)s'allume et l'arrêt se produit après que le tachymètre indique 66%

<i>Cause probable</i>	<i>Procédure d'élimination et remède</i>
<ul style="list-style-type: none"> ◆ filtres à huile de lubrification encrassés. ◆ soupape de décharge et de régulation de pression d'huile défectueuse. ◆ pompe à huile défectueuse, contact de pression d'huile faible défectueux. ◆ Contact de pression d'huile faible défectueux. 	<ul style="list-style-type: none"> ◆ Changer les élément de filtres si l'indicateur OIL FILTRE DIFf pressure (pression différentielle de filtre à huile) indique plus de 12 psid. ◆ contrôler et changer la soupape si elle est défectueuse. ◆ la remplacer si la pression est inférieure à25 psid à l'arrêt. ◆ remplacer S380 Si la pression d'huile est supérieure à 25 psig à l'arrêt.

- voyant LOW PRELUBE OIL PRESS s'allume pendant le cycle de post – lubrification.

<i>Cause probable</i>	<i>Procédure d'élimination et remède</i>
<ul style="list-style-type: none"> ◆ pression d'huile de pré/post-lubrification inférieur à 4 psig. 	<ul style="list-style-type: none"> ◆ - Vérifier le manomètre d'huile pour s'assurer de la pression réelle du circuit. Si la pression est inférieur à 4 psig , une anomalie existe.
<ul style="list-style-type: none"> ◆ disjoncteur du circuit de contrôle de pompe sur OFF. 	<ul style="list-style-type: none"> ◆ - Mettre le ou les disjoncteurs sur ON : si le ou les disjoncteurs déclenchent, rechercher et rectifier le court-circuit.
<ul style="list-style-type: none"> ◆ batterie faible ou déchargée. 	<ul style="list-style-type: none"> ◆ vérifier la tension de la batterie ; si la batterie est trop déchargé pour alimenter le circuit de ◆ contrôle ,une alimentation de 24Vcc externe doit être utilisée.

❖ Remarque :

- Dans ce rotaient condition, l'interruption de post- lubrification peut être nuisible aux paliers de la turbine. il faut donc essayer absolument de continuer ce cycle de post- lubrification.

Conclusion :

La Turbine à gaz industrielle à pu se développer, c'est principalement en raison des avantages qu'apportent ces machines sur le plan de leur installation et de leur exploitation .

A condition que les servitudes soient correctement adaptées aux conditions de fonctionnement (notamment au niveau de filtration de l'air), et que les consignes d'entretien soit respectées (circuit de carburant, circuit d'huile et d'air), la turbine à gaz est une machine fiable et dans le cas d'un fonctionnement en un lieu non corrosif on ne remplace pas des pièces importantes avant 25000, 30000 heures de fonctionnement.

Elle est particulièrement bien adaptée aux cas de fonctionnement nécessitant :

- une puissance rapportée à la mass, élevée.
- des travaux d'infrastructure limités.
- Des installations ne faisant appel qu'a un personnel d'exploitation et de maintenance réduit.
- Une endurance, une fiabilité et une disponibilité élevées se traduit par un taux d'immobilisation très faible.
- Des possibilités réduites en matière d'évacuation des calories .

BIBLIOGRAPHIE

- **LES TURBINES A GAZ**
GROUPE LABINAL DIVISION TURBOMEGA (Mai 1993)
- **LA TURBINE A GAZ**
Paul CHAMBADAL (Eyrolles 1976)
- **TURBINE A GAZ**
S. SOLOMATINE (I.N.H Boumerdes 1977)
- **TURBINE A GAZ (Tome I)**
Gérard PORTE (E.N.S.T.A 1987)
- **GROUPE ELECTROGENE CENTAUR GSC 4000 COLD-END DRIVE (Opération, Entretien et Dépannage)**
SOLAIRE TURBINE INTERNATIONAL