

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DÉPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

المركز الوطني للتوثيق
BIBLIOTHEQUE - المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDE

(EN VUE D'OBTENTION DE DIPLOME D'INGENIEUR D'ETAT)

SUJET

EVALUATION THERMODYNAMIQUE D'UN CYCLE
DE TURBINE A GAZ A INJECTION DE VAPEUR AVEC
INTEGRATION D'UNE UNITE DE DESSALEMENT

Proposé par :

M.BENNOUR

Etudié par :

M.BENTURKI
A.MECELLEM

dirigé par :

M.BENNOUR

PROMOTION : JUILLET 1992

Dedicaces

je dedie ce modeste Travail à :

- Mes chers parents
- Mes frères et sœurs et spécialement
Mon frère Benjamin "Brahim"
- Mes amis "Farid", "Abdessalem" et
en particulier "Karim" et "Djamel" pour
leur aide morale et matérielle.
- Monsieur "Desforge" Enseignant au lycée
Abou Raudane.

© Les Éditions

M. Desforge

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : GENIE MECANIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDE

(EN VUE D'OBTENTION DE DIPLOME D'INGENIEUR D'ETAT)

SUJET

EVALUATION THERMODYNAMIQUE D'UN CYCLE
DE TURBINE A GAZ A INJECTION DE VAPEUR AVEC
INTEGRATION D'UNE UNITE DE DESSALEMENT

Proposé par :

M.BENNOUR

Etudié par :

M.BENTURKI
A.MECELLEM

dirigé par :

M.BENNOUR

PROMOTION : JUILLET 1992

MINISTERE AUX UNIVERSITES ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

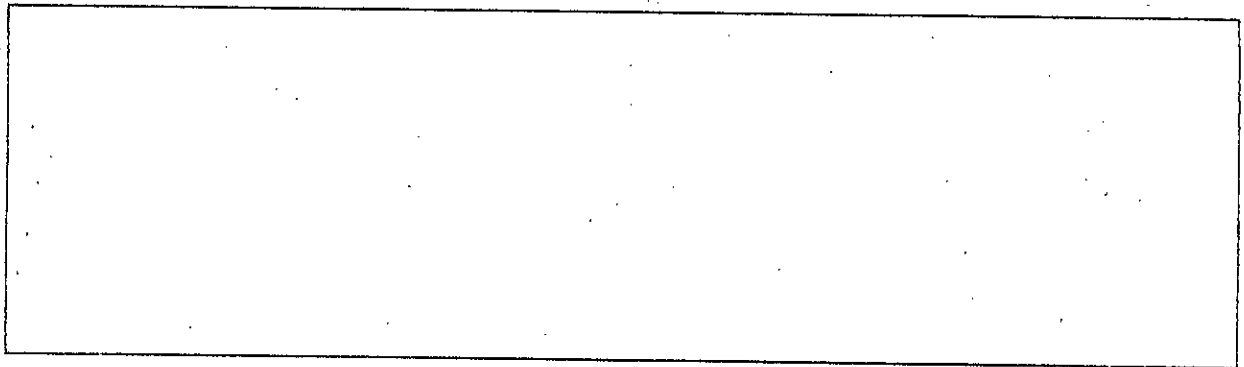
DEPARTEMENT : GENIE-MECANIQUE

PROMOTEUR : MR H. BENNOUR

ELEVES INGENIEURS :

M. BENTURKI

A. MECELLEM



SUBJECT: Thermodynamic evaluation of steam injected gas turbine integrated with desalting plant (MSF)

ABSTRACT: the aim of this study is to investigate the performance achieved by a steam injected gas turbine equipped with self producing demineralised water that uses a fraction of the thermal power in the exhaust.

SUJET: Evaluation thermodynamique d'un cycle de turbine à gaz à injection de vapeur avec intégration d'une unité de désalement

RESUME: Le but de cette étude est la détermination des performances d'une turbine à gaz à injection de vapeur avec auto-production d'eau déminéralisée en utilisant une fraction de chaleur des gaz d'échappement en fin de détente.

REMERCIEMENT



Nous tenons à exprimer nos sincères remerciements et notre profonde gratitude à monsieur BENNOUR qui nous permis de terminer nos études , en proposant un sujet dans des moments difficiles ainsi qu'a ses précieux conseils qu'il nous a donnés pendant cette etude.

Nous tenons à remercier énormément Monsieur NAIT MIHOUB DJAMEL etudiant à L'EPAU pour son aide matérielle et morale.

Nous remercions aussi les membres de jury :

M .BENKOUSSAS

et

M .HALLI

D'avoir été très compréhensifs et accepter le retard pour la remise de la thèse.

BETURKI MOHAMED

MECELLEM ABDERRAHMANE

NOTATIONS

- ADT : approach de la différence de température.
- AJ, At: la surface d'échange de chaleur de l'unité de désalement pour le $j^{\text{ème}}$ étage et total, m^2/kg
- C_b : chaleur spécifique à pression constante, $kJ/kg \cdot K$.
- D : différence.
- FAR : le rapport fuel-air
- g : la fraction de l'air comprimé pour le refroidissement des aubes et des accessoires.
- h_g : enthalpie de la vapeur saturée. kJ/kg .
- h_f : enthalpie du liquide saturée kJ/kg .
- h_{fg} : chaleur latente de vaporisation de l'eau KJ/kg .
- J : indice de l'étage de l'unité de désalement.
- k_p, K_{pcc} : coefficients de perte de pression.
- LMTD : différence moyenne logarithmique, $K, ^\circ C$.
- Ntu : nombre d'unité de transfert
- P : pression, Pa.
- PCI : pouvoir calorifique inférieur du fuel, KJ/kg .
- Q : chaleur, KJ .
- Q_d : chaleur spécifique consommée par l'unité de désalement, KJ/kg .
- R : constante des gaz, $KJ/kg \cdot K$
- si : rapport massique vapeur-air.
- SN : nombre d'étages.
- T, t : température, $K, ^\circ C$.
- U : coefficient d'échange de chaleur, $W/m^2 \cdot C$
- W : travail, kJ/kg .
- W_o : travail net du cycle, kJ/kg .
- ϵ : efficacité.
- η : rendement.
- η_m : rendement mécanique.

C_p : spécifique (valeur moyenne durant le processus).

τ : temp.

τ_c : taux de compression.

λ : excès d'air

indice

a : air, gaz brûlés.

avm : disponible.

b : saumure.

bc : saumure froide.

bh : saumure chaude.

C : compresseur.

CC : chambre de combustion.

d : distillé.

dw : l'eau déminéralisée.

i : idéal.

l : minimum.

m : mélange.

p : polytropique.

PP : pinch point.

ss : vapeur saturée.

sw : eau de mer.

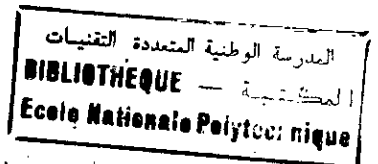
T : turbine.

u : maximum.

1, 2, 3, point initial et final des transformations.



SOMMAIRE



CHAPITRE PREMIER : GENERALITES.....

- 1-1. INTRODUCTION
- 1-2. TECHNIQUES PRINCIPALES UTILISEES POUR AMELIORER LES PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ.....
- 1-2. OJECTIF DE L'ETUDE ET DESCRIPTION DE L'INSTALLATION.....

CHAPITRE DEUXIEME : LES PERFORMANCES DE L' UNITE DE DESSALEMENT (Procédé MSF).....

- 2-1. INTRODUCTION ET HISTORIQUE.....
- 2-2. GENERALITES ET DEFINITION.....
 - 2-2-1. Salinité.....
 - 2-2-2. Eau saumâtre.....
 - 2-2-3. Saumure.....
- 2-3. LES PROCEDES DE DESSALEMENT.....
 - 2-3-1. Procédés utilisant des membranes.....
 - B1. Procédé d'osmose inverse.....
 - B2. Electrodialyse.....
 - 2-3-2. DIFFERENTS PROCEDES DE DISTILATION.....
 - A1. Procédes par compression de vapeur.....
 - A2. Distillation multi effet (MEE).....
 - A3. Distillation par procédé (MSF).....
 - A3.1/ Description de l'installation.....
 - A3.2/ Principe de fonctionnement.....
- 2.4. CHOIX ET EVALUATION DES INSTALLATIONS.....
- 2.5. CALCUL DE LA PERFORMANCE D'UNE UNITE DE DESSALEMENT (MSF)

CHAPITRE TROIS : ETUDE DE LA TURBINE A GAZ A INJECTION DE VAPEUR

- 3.1. DESCRIPTION DE L'INSTALLATION.....

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

- 3.2.1. Etude détaillée de chaque évolution
 - A/ Compression.....
 - B/ Mélange avant combustion.....
 - C/ Combustion.....
 - D/ Détente.....
 - E/ Récupération de chaleur.....

- 3.2.2. Performances.....

CHAPITRE QUATRE : EVALUATION THERMODYNAMIQUE DU CYCLE TURBINE A GAZ A INJECTION DE VAPEUR AVEC UNITE DE DESSALEMENT INTEGREE.....

CHAPITRE CINQ : RESULTATS ET INTERPRETATIONS.....

CHAPITRE SIX : CONCLUSION.....

ANNEXE.....

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

CHAPITRE I

GENERALITES

INTRODUCTION ET GENERALITES

1-1 INTRODUCTION :

Depuis leur apparition, les installations de puissance utilisant la turbine à gaz ont été mises sur le marché avec succès et occupent une place importante par rapport aux installations concurrentes.

La centrale "turbine à gaz" reste la centrale la plus simple, la moins coûteuse et est adaptable à une large variété de situations. Elle peut être implantée dans des pays de conditions climatiques différentes, mais elle convient principalement aux pays qui manquent d'eau, car elle n'exige pas d'eau de refroidissement.

Le progrès technique permettant la réalisation de la turbine à gaz moderne a suivi deux voies. Par le perfectionnement des méthodes de la métallurgie et de la mécanique des fluides on a abouti d'une part, à la fabrication de matériaux pouvant résister à des températures dépassant 1000 °C, d'autre part à la construction de compresseurs et de turbines dont le rendement atteint des valeurs de l'ordre de 0.90. Mais ce procédé influe sur les coûts de construction et la nature du fuel utilisé dans la combustion. D'autre part, l'utilisation de hautes températures demande des rapports de pression élevés pour obtenir un bon rendement.

Dans le but d'améliorer le rendement de la turbine à gaz, beaucoup de techniques ont été employées.

1.2 TECHNIQUES PRINCIPALES UTILISEES POUR AMELIORER LES PERFORMANCES DE LA TURBINE A GAZ :

1.2.1 LA REFRIGERATION DU GAZ EN COURS DE COMPRESSION:

Cette technique se base sur le principe d'injection d'eau dans le compresseur. En effet, la présence d'un réfrigérant entraîne bien une réduction du travail spécifique absorbé par le compresseur mais en même temps, elle a pour conséquence le passage d'une partie de la chaleur de l'air à l'eau de réfrigération, ce qui se traduit par un abaissement de la température du gaz au refoulement du compresseur, donc par un accroissement de la consommation de combustible.

1.2.2 COGENERATION ET COMBINAISON DES CYCLES (GAZ-VAPEUR):

Dans le cadre d'une utilisation judicieuse de la chaleur disponible dans les gaz d'échappement en fin de détente, la cogénération, qui est un concept incluant la production d'énergie électrique et d'énergie thermique dans une seule opération, a vu le jour.

En parallèle, il est souhaitable d'adjoindre la turbine à gaz à un cycle à vapeur afin d'accroître la rentabilité de la centrale. De ceci résulte un nouveau processus thermodynamique ayant une température supérieure élevée et une température inférieure basse, d'où l'obtention d'une "carnotisation" du cycle (rendement thermique se rapproche de celui de Carnot). C'est pour cette raison que la combinaison de ces deux cycles a séduit les constructeurs depuis plusieurs années.

1.2.3 CYCLES AVEC INJECTION D'EAU A L'AVANT DU COMPRESSEUR:

Supposons, dans ce cas, que l'eau au lieu d'être introduite dans l'air en cours de compression, elle est injectée puis mélangée avec l'air avant son admission à la chambre de combustion. Le débit de combustible est réglé de manière à vaporiser l'eau injectée et à porter le mélange de gaz de combustion et de la vapeur à la température désirée. On obtient ainsi, grâce à l'injection d'eau une augmentation du débit massique

introduit dans la turbine qui devient supérieur à celui qui traverse le compresseur, donc il y a accroissement du travail net. En revanche on a une diminution du rendement qui s'explique par l'importance de la quantité de chaleur nécessaire à la vaporisation de l'eau et la surchauffe de la vapeur produite.

La limitation du rendement dans ce procédé et les limites économiques du cycle combiné (gaz - vapeur) ont favorisé l'apparition d'un nouveau procédé permettant de réduire la dépense en énergie, ou l'injection d'eau est remplacée par l'injection de vapeur et celle-ci est produite dans une chaudière de récupération. Mais ce nouveau procédé reste limité, surtout pour les pays arides et semi arides dépourvus d'eau nécessaire à l'injection.

Afin de garder un approvisionnement permanent en eau déminéralisée on a pensé à intégrer une unité de dessalement au cycle turbine à gaz capable de surmonter cet obstacle, l'orsqu'on dispose d'eau saumâtre. On est arrivé enfin à un cycle de turbine à gaz avec injection de vapeur et auto production d'eau déminéralisée. Un tel système est représenté schématiquement sur la figure (1); ce cycle fera l'objet d'une étude détaillée tout au long du présent travail.

1.3 OBJECTIF DE L'ETUDE ET DESCRIPTION DE L'INSTALLATION :

Notre travail consiste en une analyse thermodynamique d'un cycle de turbine à gaz à injection de vapeur équipé d'une section de récupération. Cette dernière est composée d'un réchauffeur d'eau qui produit la vapeur à injecter dans la chambre de combustion et d'une installation de dessalement de l'eau de mer se basant sur le principe de distillation et produisant l'eau déminéralisée nécessaire au cycle de la turbine à gaz à injection de vapeur.

Les besoins de l'unité de dessalement sont étudiés, et la chaleur nécessaire à la production de l'eau distillée sera

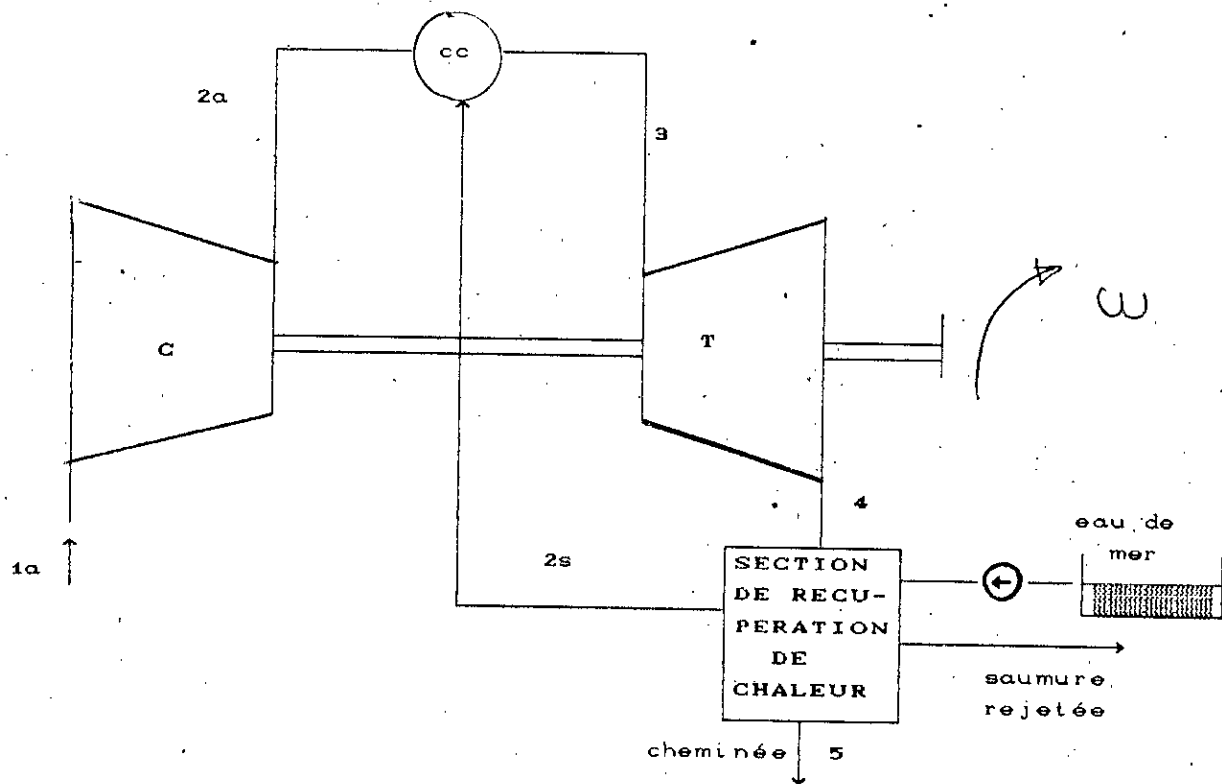


FIG (1) SCHEMA D'UNE TURBINE A GAZ A INJECTION DE VAPEUR EQUIPEE D'UNE SECTION DE RECUPERATION DE CHALEUR ET ALIMENTEE PAR L'EAU DE MER

C : COMPRESSEUR

T : TURBINE

CC : CHAMBRE DE COMBUSTION

déterminée ainsi que les performances du système global, pour un intervalle de température d'admission à la turbine allant de 1000°C à 1400°C et pour des taux de compression et des rapports massiques (vapeur/air) variables.

CHAPITRE II

LES PERFORMANCES DE L'UNITE DE DESSALEMENT (PROCEDE MSF)

LES PERFORMANCES DE L'UNITE DE DESSALEMENT (M S F)

2-1 INTRODUCTION ET HISTORIQUE

Le dessalement de l'eau de mer et des eaux saumâtres n'est pas une nouvelle idée .L'Homme à toujours songé à exploiter cette immense réserve d'eau salée disponible dans les mers et les océans (environ 4/5 de la surface de la terre) , mais la suffisance de la demande en eau potable ainsi que la simplicité de la vie que menait l'homme avec une industrie traditionnelle ont fait obstacle à l'évolution de l'activité de dessalement.

De ce fait, la recherche et le développement d'une source d'eau potable n'était donc pas la préoccupation majeure de l'homme. Cependant, l'importance de l'eau dans l'économie humaine n'a cessé de croître ces dernières années et l'approvisionnement en eau douce devient ainsi de plus en plus difficile tant en raison de l'accroissement de la population et de son niveau de vie que du développement accéléré des techniques industrielles modernes. Sous la pression des besoins considérables de la civilisation moderne, on est passé de l'emploi des eaux des sources et des nappes à une utilisation de plus en plus poussée des eaux de surface. Parallèlement, se sont développées les recherches des eaux souterraines et les méthodes de recyclage.

Durant ces dernières décennies la préoccupation de l'homme s'est tournée vers la mer par la conception des unités de dessalement capables de satisfaire les besoins en eau douce.

Historiquement, les installations de dessalement de l'eau de mer existaient à bord des navires depuis plus de 150 ans et les premières installations terrestres ont été réalisées à la fin du 19^{ème} siècle en particulier une installation à BAKOU pour produire de l'eau de chaudière à partir de la mer CASPIENNE et une petite installation en Amérique du sud []

Mais ce ^{est} qui nouveau c'est le très large développement du marché des installations terrestres principalement dans les pays arides et semi-arides (moyen orient).

La capacité des installations est très variable et va de quelques (m³/jour pour usage touristique) à un million de (m³/jour pour usage municipal et industriel). Ce dernier chiffre concerne la plus grosse usine du monde en Arabie Saoudite à AL JUBAIL qui comporte 24 unités d'une capacité de 25000 m³/j chacune. [8]

2-2 GENERALITES ET DEFINITIONS

L'eau de mer est une substance chimiquement complexe. En Plus des sels dissous, le milieu marin contient naturellement des composés organiques provenant essentiellement des organismes vivants.

2-2-1 SALINITE:

La salinité est la teneur en sels dissous de l'eau de mer. Elle est définie comme le poids en gramme (g) des composants solides. l'évaporation de l'eau à partir de 1kg d'eau de mer conduit à l'obtention des sels secs dont le pourcentage et la constitution ~~est~~ visualisé sur la table (2-2-1) [8]

Sont

Composants chimiques	Formule	Salinité (g/l)	
Chlorure de Sodium	NaCl	27.21	77.74
Chlorure de Magnésium	MgCl ₂	3.81	10.88
Sulfate de Magnésium	MgSO ₄	1.66	4.74
Sulfate de Calcium	CaCO ₃	1.26	3.60
Sulfate de potassium	K ₂ SO ₄	0.86	2.46
Carbonates de Calcium	CaCO ₃	0.12	0.34
Bromure de Magnésium	MgBr ₂	0.08	0.23
		35.00	99.99

Table (2.2.1)
 Pourcentage des composants chimiques (sels)
 présents dans l'eau de mer

NB : la salinité peut être exprimée en PPM (parties par million)

1 PPM \longrightarrow 1mg /1000g d'eau saline

2-2-3 EAU SAUMATRE:

Généralement, on appelle eau saumâtre une eau saline non potable, de salinité inférieure à celle de l'eau de mer. La salinité des eaux saumâtres les plus abondantes varie de 2g/l à 10g/l. Elles contiennent proportionnellement d'avantage de sel de magnésium ou de sulfates que l'eau de mer.

2-2-4 SAUMURE:

En pratique, lorsqu'il s'agit de déminéraliser une eau saline, les sels sont éliminés non pas sous forme de sels secs, mais dans une solution plus concentrée que l'eau à traiter, une telle solution est appelée "saumure".

2-3 PROCÉDES DE DESSALEMENT:

De nombreux procédés ont été proposés, expérimentés à l'échelle du laboratoire ou de l'installation pilote dans la décennie (1965-1976). Seules deux familles de procédés ont fait objet d'une réelle industrialisation avec leurs caractéristiques propres et leurs domaines privilégiés d'application.

A / Procédés de distillation pour le dessalement de l'eau de mer

B / Procédés à membranes pour le traitement des eaux saumâtres

2-3-1 PROCÉDES UTILISANT DES MEMBRANES:

Les procédés à membrane, sont basés sur le principe de forcer la séparation des ions de la solution à travers une membrane perméable le changement de phase est totalement absent. Parmi ces procédés on peut citer les deux suivants:

B1 / l'osmos inverse

B2 / l'électrodialyse

B1/ PROCÉDE D'OSMOS INVERSE:

L'unité de dessalement fonctionnant selon le procédé d'osmose inverse est constituée essentiellement de membranes qui laissent passer uniquement les molécules d'eau (H_2O) et arrêtent toutes les autres molécules (sels en particulier) sous une haute pression.

B2 / ELECTRODIALYSE:

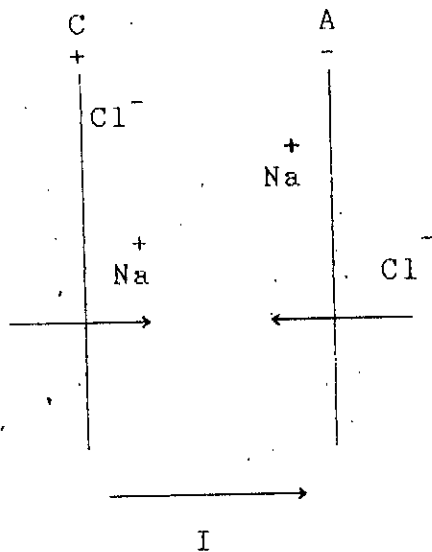
Techniquement, ce procédé diffère de tous les procédés

concurrents par le fait que c'est le sel et non l'eau, qui est extrait de la solution à traiter. Il en résulte que le coût du traitement est beaucoup plus sensible à la salinité de l'eau. Pour l'électrodialyse que pour les procédés concurrents.

L'élimination des sels dissous dans les eaux salines se fait par migration des sels à travers des membranes sélectives sous l'effet d'un champ électrique, deux types de membranes d'électrodialyse sont à considérer:

-Membrane anionique perméable aux anions et imperméable aux cations désignée par A ou -

-Membrane cationique perméable aux cations et imperméable aux anions, désignée par C ou +



fig(b-2) Compartiment de concentration par rapport au sens du courant

La membrane amont, par rapport au sens du courant, du compartiment est la membrane cationique fig(b-2). Les cations, comme les anions, ne peuvent pas en sortir. L'électrodialyse se traduit par une accumulation d'électrolytes dans le compartiment de concentration. Les Na^+ et Cl^- sont attirés de part et d'autre des membranes sélectives, il y'aura concentration et recombinaison des ions dans

certaines compartiments ou la solution en sel s'enrichira (compartiment de concentration) alors que dans les autres la salinité diminuera (compartiment de déminéralisation).

2-3-2 DIFFERENTS PROCEDES DE DISTILLATION:

les procédés de distillation sont caractérisés par un changement de phase dans lequel la phase vapeur est la fraction purifiée tandis que la phase liquide devient une solution concentrée. Tous les procédés qui seront cités dans cette section excepté la compression de vapeur, ont besoin de la chaleur pour effectuer la séparation du sel et de l'eau. la chaleur nécessaire au procédé est le facteur le plus important pour la détermination du coût de production de l'eau distillée. Parmi ces procédés on peut citer :

- A1 / La compression de vapeur
- A2 / La distillation multiple effet
(MEE : multi-effect -evaporation)
- A3 / La distillation multi flash
(MSF : multi-stage-flash)

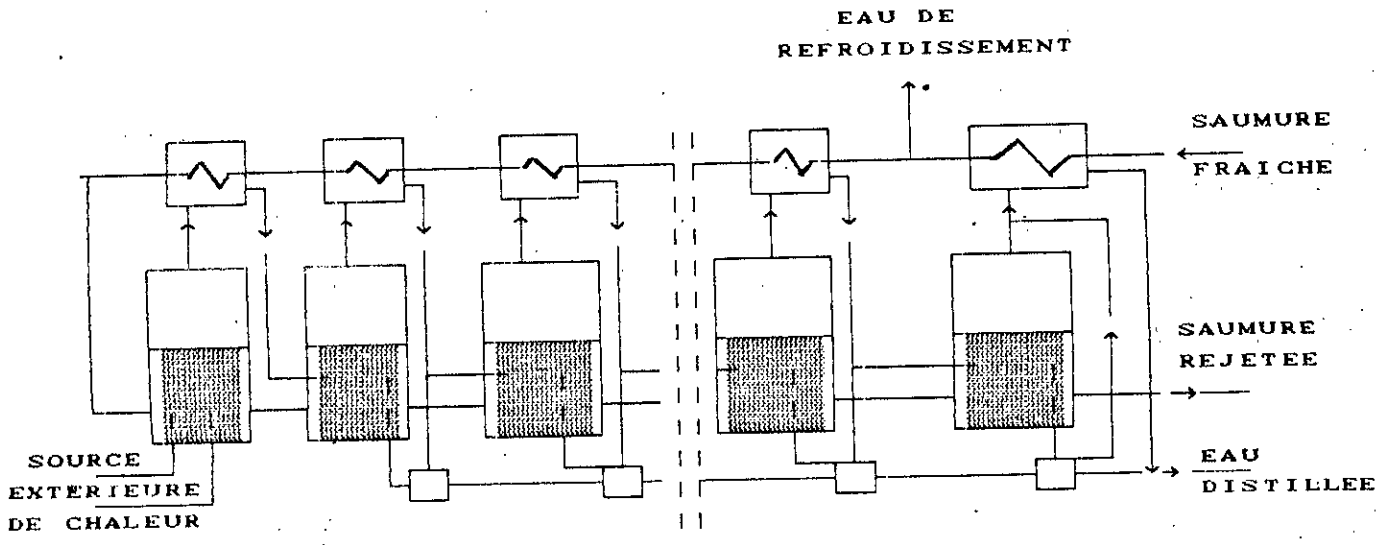
A1 / LE PROCEDE PAR COMPRESSION DE VAPEUR:

Ce procédé utilise comme source d'énergie, l'énergie mécanique de compression pour augmenter la température de la vapeur. Cette vapeur transmet une certaine quantité de chaleur à la saumure, pendant qu'elle se condense en produisant une eau distillée.

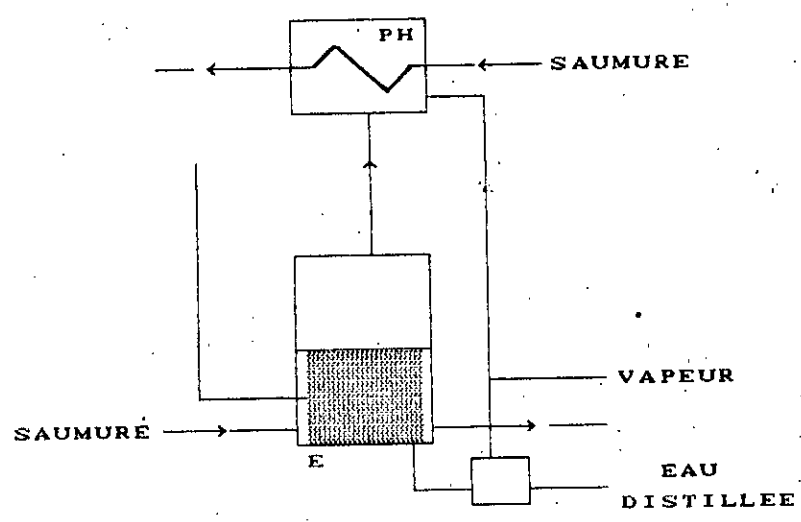
A2 / DISTILLATION-MULTI-EFFET (M E E):

Un schéma d'une installation MEE et d'un étage typique correspondant est donné à la figure (2-1) a et b.

Au début, la saumure est chauffée jusqu'à la température maximale, elle entre ensuite dans le premier évaporateur (premier



(a) Schéma d'une unité MEE



E: EVAPORATEUR PH: PRECHAUFFEUR

(b) Etage typique d'une unité MEE

FIG (2.1) SCHEMA D'UNE INSTALLATION MEE
D'UN ETAGE TYPIQUE

effet) ou la vapeur se forme et remonte vers le préchauffeur de saumure ou elle est partiellement condensée. Après, elle prend chemin vers le deuxième évaporateur ou elle se condense totalement causant ainsi la distillation d'une autre quantité de saumure. La pression du second évaporateur est évidemment inférieure à celle du premier, donc la température est aussi inférieure. Le processus est répété pour chaque étage. le préchauffeur final de saumure condense toute la vapeur du dernier étage et une certaine quantité de saumure est rejetée.

A3 / DISTILLATION PAR PROCÉDE M S F:

Ce procédé est le plus largement utilisé dans le monde depuis son introduction vers les années cinquante, beaucoup d'unités ont été implantées à travers la planète.

A3-1 DISCRIPTION DE L'INSTALLATION :

la description est consacrée à l'unité de dessalement MSF avec recirculation de saumure qui est constituée de trois (3) sections schématiquement représentée à la fig (2-2).

A1 / PREMIERE SECTION:

C'est la zone où la saumure est chauffée jusqu'à la température maximale par une source de chaleur extérieure

A2 :DEUXIEME SECTION:

C'est la zone centrale, celle où se fait une récupération de chaleur

A3 / TROISIEME SECTION :

C'est la zone de refroidissement

Les deux dernières sections sont formées d'une succession d'étages placés en série

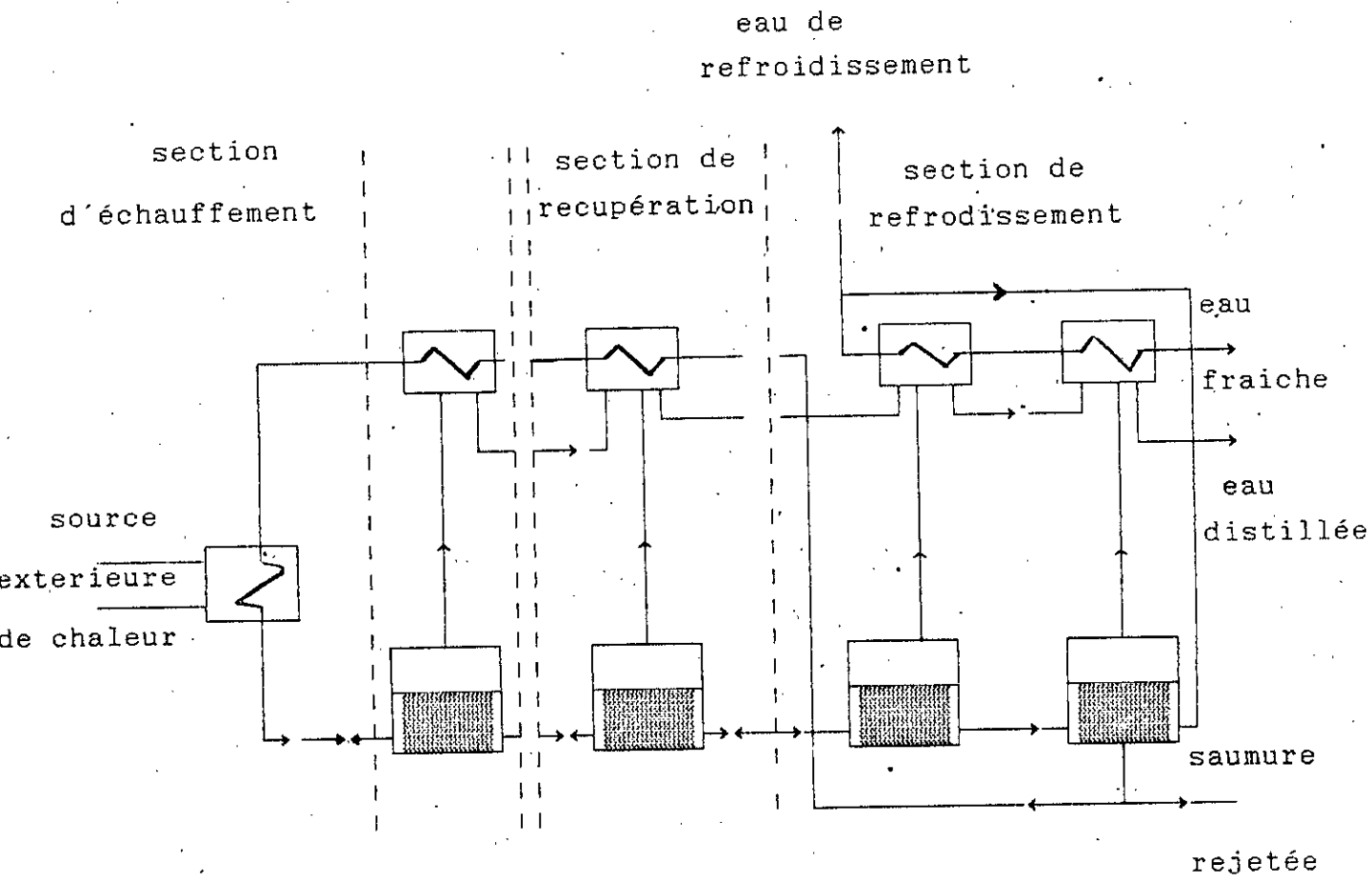


FIG (2.2)

SCHEMA D'INSTALLATION DE DISTILLATION MULTI FLASH (MSF)

A3-2 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT:

Rappelons qu'un liquide, sous les conditions de saturation peut bouillir ou s'évaporer s'il y a un apport de chaleur ou une réduction de pression. Ce dernier cas est fameux procédé connu sous le nom du "procédé par évaporation flash", qui aura lieu quand le liquide à l'état de saturation est exposé à une pression inférieure à la pression de saturation, il y a donc refroidissement par évaporation d'une quantité du liquide. La saumure est envoyée dans l'installation à la température $T_{bc}(sn+1)$ elle est préchauffée à des températures qui s'élèvent d'étage en étage par la vapeur qui se condense au niveau de chaque étage jusqu'à ce que la température $T_{bc}(n)$ soit atteinte. De la chaleur est ensuite fournie à la saumure par une source extérieure dans le réchauffeur de saumure, où la température maximale $T_{bh}(n)$ est obtenue. A partir de cette température, la saumure chaude se refroidit par une séquence de détente, produisant de la vapeur, et quitte le dernier étage de l'installation avec la température $T_{bh}(sn+1)$. Une fraction de la saumure inflashée du dernier étage peut être recyclée et retournée à la section de récupération tandis que l'autre fraction est rejetée à la mer. Le distillat produit dans les différents étages s'écoule jusqu'au dernier étage où il est finalement collecté.

2-4 CHOIX ET EVALUATION DES INSTALLATIONS:

Il est très difficile d'évaluer la performance d'une installation de dessalement et faire un choix judicieux à cause des nombreux facteurs dont il faut tenir compte et dont les plus importants sont:

- 1- La salinité de l'eau de mer
- 2- La capacité de production d'eau distillée
- 3- Le coût de l'installation

4- La qualité d'énergie consommée

5- La durée de vie de l'installation

En vertu des facteurs cités ci-dessus on peut faire les réflexions suivantes :

- pour les eaux représentant une faible concentration en sel , l'avantage revient à l'électrodialyse, procédé donc intéressant pour le traitement des eaux saumâtres, car le coût du traitement dépend de la concentration et augmente avec celle-ci.

- L'osmose inverse peut être utilisée pour l'eau de mer et les eaux saumâtres. dans le premier cas ce procédé surtout utilisé pour les installations de faible capacité. Parmi les avantages qu'il représente on trouve:

- * faible consommation d'énergie (faible pression osmotique

- * Simplicité du procédé

- * faible coût d'investissement par rapport à la distillation mais il présente quelques inconvénients:

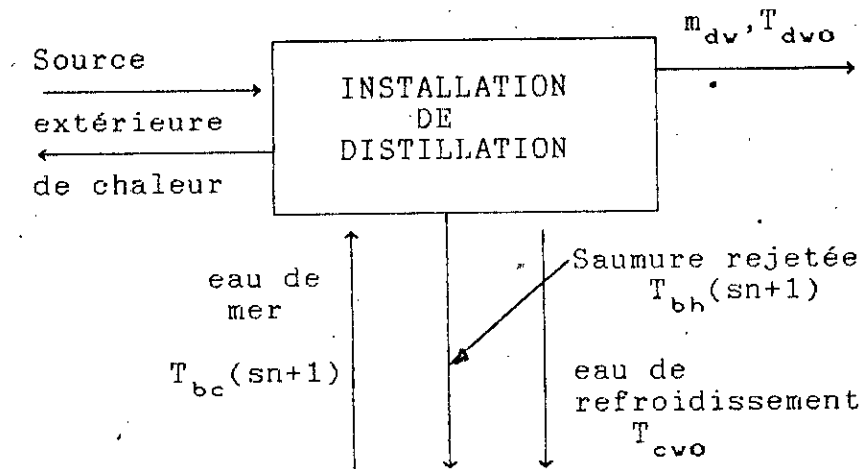
- * Faible capacité si l'eau de mer est considérée et une grande capacité entraîne une complexité de l'installation

- * Quant l'eau produite doit avoir une salinité faible en vue d'usage industriel, l'osmose inverse est à écarter

- * Quant l'eau de mer est très chargée en particules en suspension et en matières organiques, ce qui nécessiterait avant osmose inverse un prétraitement très coûteux.

Dans le cas où les installations de dessalement sont associées à des centrales électriques (usine à double fin), ce qui correspond à notre cas les installations de distillations sont plus aptes pour cette application, excepté le procédé de compression de vapeur qui utilise une énergie noble et non une énergie dégradée.

Fondamentalement deux procédés de distillations peuvent être utilisés la (MEE) et la (MSF) ces deux procédés peuvent être schématisés au point de vue énergétique comme un boîtier noir où la quantité de chaleur fournie par une source extérieure et l'eau de mer à la température d'entrée $T_{bc}(sn+1)$ entre dans le système, la saumure circulant au fond de l'installation à la température $T_{bh}(sn+1)$, l'eau de refroidissement à la température T_{cdwo} aussi bien que l'eau déminéralisée à la température T_{dwo} , quittent le système. voir figure ci-dessous.



L'unité de dessalement MSF sera considérée dans notre cas. Signalons que l'unité MEE peut être utilisée de la même façon.

2-5 CALCUL DE LA PERFORMANCE D'UNE UNITE DE DESSALEMENT M S F:

A / OBJECTIF DE L'ETUDE:

Le but de cette analyse, est de trouver une relation entre, la chaleur consommée par unité de masse d'eau distillée pour une unité MSF, le nombre d'étages (sn) ainsi que la surface échange de chaleur du condenseur et l'efficacité des échangeurs de chaleur. On aura à déterminer :

- La chaleur consommée par KG d'eau produite
- la surface d'échange de chaleur des condenseurs
- La température de l'eau distillée à la sortie de l'installation.

B / HYPOTHESES:

Parmi les paramètres qui peuvent être fixés on peut citer notamment :

- La température de l'eau de mer à l'entrée de l'unité $T_{bc}(sn+1)$

- La température maximale de la saumure $T_{bh}(1)$
- Le coefficient d'échange de chaleur, etc...

Pour établir le modèle mathématique du problème l'analyse se fera sur le j^{eme} étage ainsi que son profile de températures représentés sur les schemas (a) et (b) de la figure (2-3).

Durant toute l'analyse:

- on néglige les pertes de chaleur vers l'extérieur ainsi que les variations des énergies potentielle et cinétique du fluide
- évolution isenthalpique à travers la vanne de détente située à l'entrée de chaque étage
- les chaleurs spécifiques de la saumure et de l'eau distillée sont égales et constantes (ne dépendant ni de la température ni de la concentration en sel)
- les coefficients de transfert de chaleur sont constantes et les mêmes pour tous les étages
- les surfaces des échangeurs de chaleur sont les mêmes dans tous les étages
- la différence de température entre la saumure entrant et celle sortant de l'étage est la même et égale à une constante

$$T_b(j) - T_b(j+1) = \frac{T_b(1) - T_b(sn+1)}{SN} \quad (2.1)$$

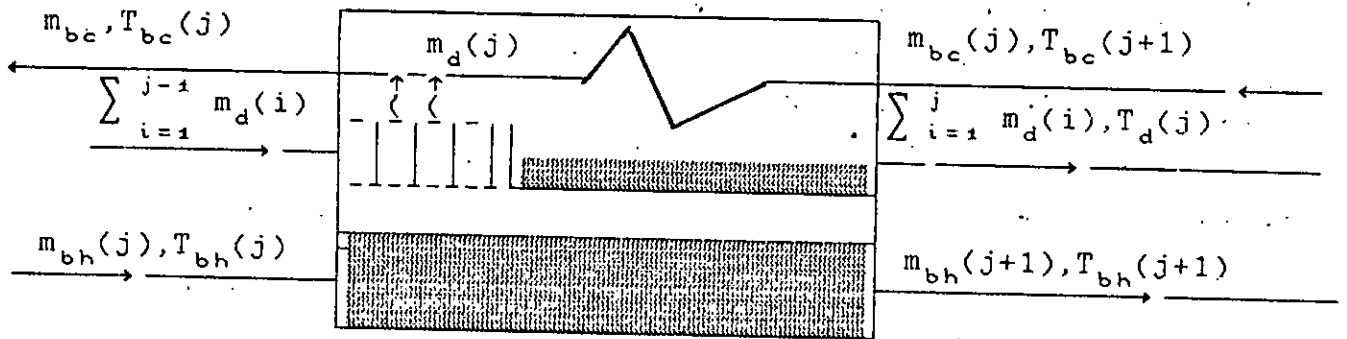
Durant toute l'analyse une unité de masse d'eau distillée est considérée, donc toutes les quantités extensives sont spécifiques

C / ELABORATION DU MODELE MATHEMATIQUE:

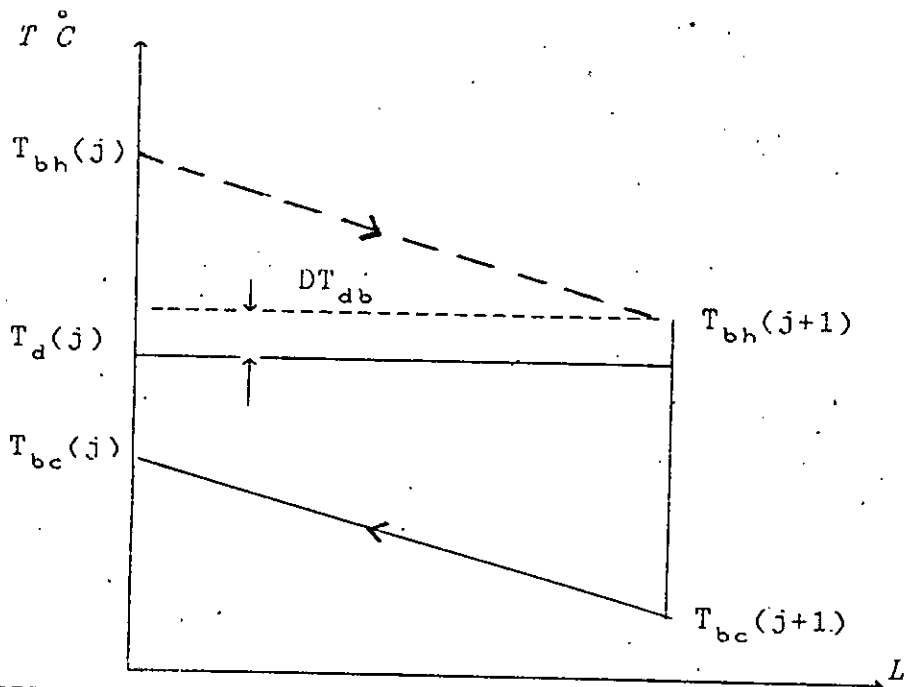
C1 / CALCUL RELATIF A LA SAUMURE CHAUDE:

Pour mieux visualiser le phénomène un diagramme (température-entropie) est nécessaire fig (2-4), où le point (j) représente l'état du liquide à l'entrée de l'étage (état de saturation). En traversant une vanne de détente, une quantité de saumure $m_d(j)$ s'évapore, l'évolution est isenthalpique avec une réduction de pression et de température correspondant au

FIG (2.3) a,b



(a) ETAGE TYPIQUE D'UNE UNITE MSF



(b) PROFIL DE TEMPERATURE RELATIF A UN ETAGE D'UNITE MSF

point (j+1).

En égalisant les enthalpies du debut et la fin de l'évolution on peut écrire

$$m_{bh}(j) h_f(j) = m_{bh}(j+1) h_f(j+1) + m_d(j) h_g(j+1) \quad (2-2)$$

D'autre part l'équation de continuité donne:

$$m_{bh}(j) = m_{bh}(j+1) + m_d(j)$$

Ainsi

$$m_{bh}(j+1) = m_{bh}(j) - m_d(j)$$

En portant la dernière équation dans l'équation (2-2) on obtient :

$$m_{bh}(j) \left[h_f(j) - h_f(j+1) \right] = m_d(j) \left[h_g(j+1) - h_f(j+1) \right]$$

Sachant que

$$h_g(j+1) - h_f(j+1) = h_{fg}(j+1)$$

Est la chaleur latente

On aboutit donc à la relation

$$m_d(j) h_{fg}(j+1) = m_{bh}(j) C_b \left[T_{bh}(j) - T_{bh}(j+1) \right] \quad (2-3)$$

Qui est la l'expression de la chaleur absorbée par la vapeur distillée. au sommet de l'étage, la vapeur cède sa chaleur latente au condenseur de l'étage a la température $T_d(j)$ qui est inférieur à la température $T_{bh}(j+1)$; cette différence est notée

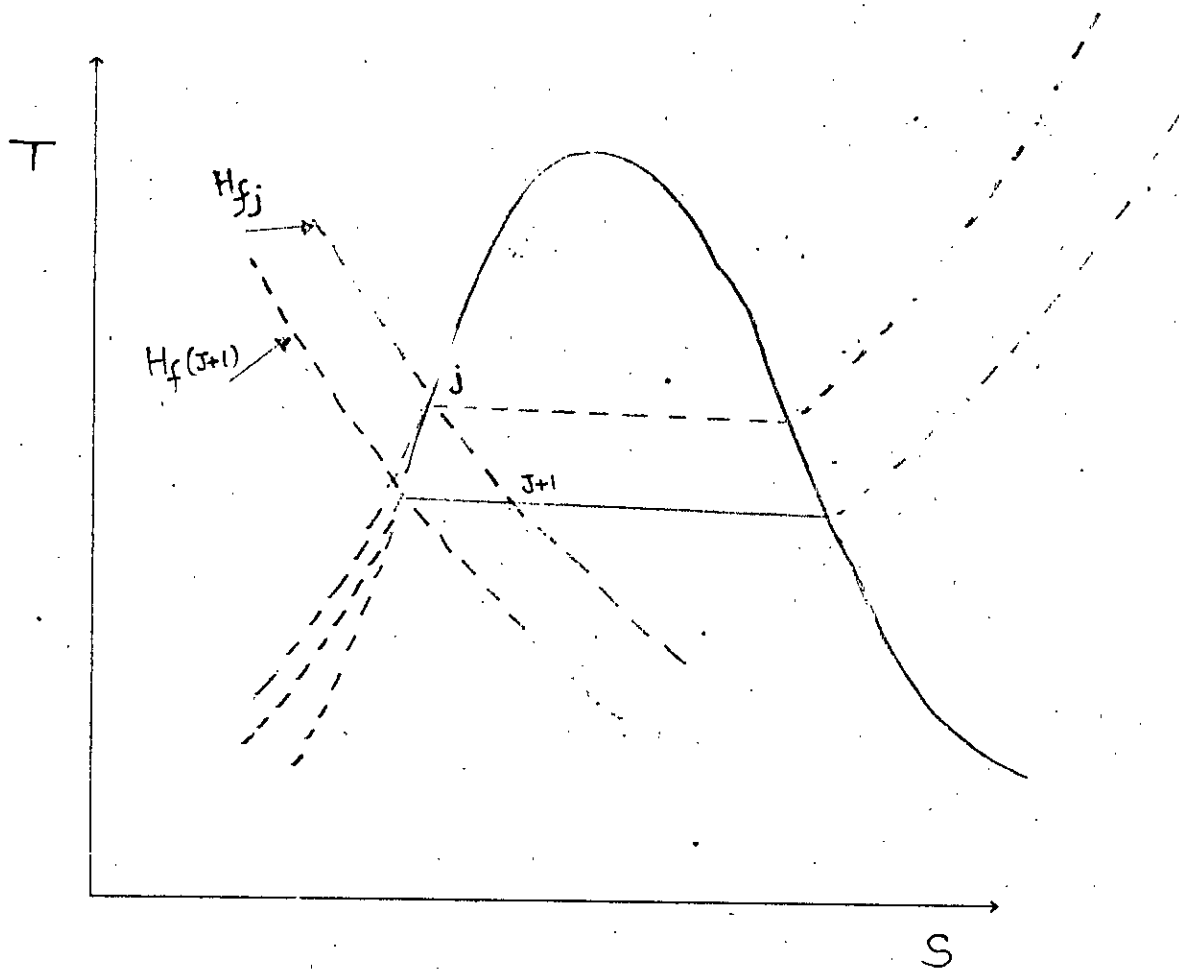


DIAGRAMME TEMPERATURE -ENTROPIE POUR LA SAUMURE CHAUDE

FIG (2-Δ)

$$dT_{db} = T_{bh}(j+1) - T_d(j) \quad (2-4)$$

différence de température due essentiellement aux pertes de charge causée par le frottement de la vapeur avec le séparateur situé au niveau du collecteur d'eau douce la chute de pression cause donc une chute de température.

C2 / CALCUL RELATIF AU CONDENSEUR:

Soit :

U_j : coefficient d'échange de chaleur du condenseur à l'étage (j)

A_j : surface d'échange de chaleur du condenseur à l'étage (j)

$D\tau$: intervalle de temps nécessaire pour produire la quantité de vapeur $m_d(j)$

La chaleur cédée par la vapeur distillée est reçue par la saumure circulant à l'intérieur du condenseur peut s'écrire :

$$Q_c = U_j A_j \text{LMTD}(j) D\tau$$

LMTD(J) étant la différence de température moyenne logarithmique qui est exprimée par :

$$\text{LMTD}(J) = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\text{Ln} \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

Avec :

$$\Delta T_1 = T_d(j) - T_{bc}(j)$$

$$\Delta T_2 = T_d(j) - T_{bc}(j+1)$$

d'où

$$LMTD(J) = \frac{T_{bc}(j) - T_{bc}(j+1)}{\text{Ln} \left[\frac{T_d(j) - T_{bc}(j+1)}{T_d(j) - T_{bc}(j)} \right]} \quad (2.5)$$

L'efficacité du condenseur est définie comme suit :

$$\varepsilon(j) = \frac{Q_{reel}}{Q_{max}}$$

$$Q_{reel} = m_{bc} C_b \left[T_{bc}(j) - T_{bc}(j+1) \right]$$

$$Q_{max} = m_{bc} C_b \left[T_d(j) - T_{bc}(j+1) \right]$$

on aura par suite

$$\varepsilon(j) = \frac{T_{bc}(j) - T_{bc}(j+1)}{T_d(j) - T_{bc}(j+1)} \quad (2.6)$$

L'efficacité du condenseur est relié à la surface d'échange de chaleur de l'étage (j) par la relation :

$$NTUJ = \frac{U_j A_j}{m_{bc} C_b} \quad (2.7)$$

Dans le cas d'un condenseur, on peut relier la surface d'échange à l'efficacité du condenseur par :

$$\varepsilon(j) = 1 - \exp(-NTUJ) \quad (2.8)$$

Partant des hypothèses faites précédemment ε et LMTD sont les mêmes pour tous les étages et peuvent être reliées à $T_{bc}(sn+1)$, DT_{db} et $T_{bh}(1)$.

L'équation (2.6) donne :

$$T_{bc}(j) - T_{bc}(j+1) = \varepsilon \left[T_d(j) - T_{bc}(j+1) \right] \quad (2.9)$$

La fig (2.3) (b) montre que les droites représentant l'évolution de la température relative à la saumure chaude et froide ont même pente. il en est de même pour toute l'installation donc on a :

$$T_{bh}(j+1) - T_{bc}(j+1) = T_{bh}(j) - T_{bc}(j)$$

Ce qui conduit à

$$T_d(j) - T_{bc}(j+1) = T_d(j) + T_{bh}(j) - T_{bc}(j) - T_{bh}(j+1)$$

et sachant que

$$T_{bh}(j+1) - T_d(j) = DT_{db}$$

On arrive à

$$T_d(j) - T_{bc}(j+1) = T_{bh}(j) - T_{bc}(j) - DT_{db} \quad (2.10)$$

avec

$$T_{bh}(j) - T_{bc}(j) = T_{bh}(1) - T_{bc}(1)$$

et

$$T_{bc}(1) = sn \left[T_{bc}(j) - T_{bc}(j+1) \right] + T_{bc}(sn+1)$$

(2.11)

D'où

$$T_d(j) - T_{bc}(j+1) = T_{bh}(1) - sn \left[T_{bc}(j) - T_{bc}(j+1) \right] - T_{bc}(sn+1) - DT_{db}$$

En remplaçant la dernière équation dans l'équation (2.9), on arrive finalement à l'équation (2.12)

$$T_{bc}(j) - T_{bc}(j+1) = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon sn+1)} \left[T_{bh}(1) - T_{bc}(sn+1) - DT_{db} \right] \quad (2.12)$$

soit: $ADT = T_d(j) - T_{bc}(j)$

Exprimons ADT en fonction de $T_{bc}(sn+1)$, DT_{db} et $T_{bh}(1)$

On a :

$$T_d(j) - T_{bc}(j) = T_d(j) - T_{bc}(j+1) - [T_{bh}(j) - T_{bh}(j+1)]$$

Soit :

$$T_d(j) - T_{bc}(j) = T_d(j) - T_{bc}(j+1) - [T_{bc}(j) - T_{bc}(j+1)]$$

En partant des equations (2.10), (2.11) et (2.12) on arrive à :

$$T_d(j) - T_{bc}(j) = \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon sn + 1} [T_{bh}(1) - T_{bc}(sn+1) - DT_{db}] \quad (2.13)$$

Ainsi LMTD(j) prend la forme suivante :

$$LMTD(j) = \frac{\varepsilon [T_{bh}(1) - T_{bc}(sn+1) - DT_{db}]}{(\varepsilon sn + 1) \ln \left[\frac{1}{1 - \varepsilon} \right]} \quad (2.14)$$

C3 / CALCUL DES DIFFERENTS PARAMETRES RELATIFS A L'INSTALLATION EN FONCTION DE ε ET SN

C3-1 / CALCUL DES DIFFERENTS DEBITS

Le débit de saumûre fraîche circulant dans le condenseur est gardé constant

$$m_{bc} = m_{bc}(1)$$

Le débit de vapeur produite dans chaque étage peut être calculé par recurrence en utilisant l'équation d'énergie et l'équation de continuité relatives a chaque étage

1 /premier étage (j=1):

-equation de continuité

$$m_{bc} = m_{bh}(1)$$

avec

$$m_{bh}(1) = m_{bh}(2) + m_d(1)$$

-equation d'énergie (équation (2.3))

$$m_d(1) h_{fg}(2) = m_{bh}(1) C_b \left[T_{bh}(1) - T_{bh}(2) \right]$$

sachant que

$$T_{bh}(1) - T_{bh}(2) = \Delta T$$

On peut écrire que

$$\frac{m_d(1)}{m_{bh}(1)} = \frac{c_b \Delta t}{h_{fg}(j+1)}$$

$$\text{Et } m_{bh}(2) = m_{bh}(1) - m_d(1) = m_{bh}(1) \left[1 - \frac{m_d(1)}{m_{bh}(1)} \right]$$

$$m_{bh}(2) = m_{bc} \left[1 - \frac{C_b \Delta T}{h_{fg}(2)} \right]$$

2 / deuxième étage (j=2) : de manière analogue on trouve :

-Equation de continuité

$$m_{bh}(3) = m_{bh}(2) - m_d(2)$$

-Equation d'énergie

$$\frac{m_d(2)}{m_{bh}(2)} = \frac{C_b \Delta T}{h_{fg}(3)}$$

$$m_{bh}(3) = m_{bh}(2) \left[1 - \frac{m_d(2)}{m_{bh}(2)} \right] = m_{bh}(2) \left[1 - \frac{C_b \Delta T}{h_{fg}(3)} \right]$$

$m_{bh}(2)$ est donné par la relation établie à l'étage précédent
on obtient alors :

$$m_{bh}(3) = m_{bc} \left[1 - \frac{m_b \Delta T}{h_{fg}(2)} \right] \left[1 - \frac{C_b \Delta T}{h_{fg}(3)} \right]$$

3 / troisième étage

On trouve de la même manière que pour les étages précédents :

$$m_{bh}(4) = m_{bc} \left[1 - \frac{c_b \Delta T}{h_{fg}(2)} \right] \left[1 - \frac{c_b \Delta T}{h_{fg}(3)} \right] \left[1 - \frac{C_b \Delta T}{h_{fg}(4)} \right]$$

pour le J^{eme} étage on d'une façon générale :

$$m_{bh}(j+1) = m_{bc} \prod_{i=1}^j \left[1 - \frac{C_b \Delta T}{h_{fg}(i+1)} \right] \quad (2.15)$$

L'équation de continuité donne

$$m_{bh}(j+1) = m_{bh}(j) - m_d(j)$$

$$m_{bh}(j+1) = m_{bh}(j) \left[1 - \frac{m_d(j)}{m_{bh}(j)} \right]$$

l'équation d'énergie donne :

$$\frac{\dot{m}_d(j)}{m_{bh}(j)} = \frac{C_b \Delta T}{h_{fg}(j+1)}$$

$$m_{bh}(j+1) = m_{bh}(j) \left[1 - \frac{C_b \Delta T}{h_{fg}(j+1)} \right]$$

$$m_d(j) = m_{bh}(j) - m_{bh}(j+1)$$

$$m_d(j) = m_{bh}(j+1) \left[\frac{1}{1 - \frac{C_b \Delta T}{h_{fg}(j+1)}} - 1 \right]$$

et finalement on arrive à :

$$m_d(j) = m_{bc} \left[\frac{1}{1 - \frac{C_b \Delta T}{h_{fg}(j+1)}} - 1 \right] \prod_{i=1}^j \left[1 - \frac{C_b \Delta T}{h_{fg}(i+1)} \right]$$

(2.16)

Pour toute l'installation MSF on a :

$$\sum_{j=1}^{SN} m_d(j) = 1$$

C3-2 / CHALEURS CONSOMMEES

La chaleur globale échangée dans les condenseurs de toute l'installation est :

$$Q_c = U A_t \text{LMTD} = \sum_{j=1}^{SN} U_j A_j \text{LMTD}(j)$$

où la surface totale de transfert de chaleur A_t est :

$$A_t = \sum_{j=1}^{SN} A_j$$

La chaleur cédée par la source extérieure et consommée par l'installation est :

$$Q_d = m_{bc} C_b \left[T_{bh}(1) - T_{bc}(SN+1) \right] - U A_t \text{ LMTD } D_T \quad (2.17)$$

Si $T_{bh}(1)$ et $T_{bc}(SN+1)$ sont connues.

Sachant que :

$$A_j = \frac{C_b}{U_j} m_{bc} \ln \left[\frac{1}{1-\varepsilon} \right]$$

et

$$A_t = \sum_{j=1}^{SN} A_j$$

On en déduit que :

$$A_t = A(SN, \varepsilon)$$

et

$$Q_d = Q(SN, \varepsilon)$$

D'autre part

$$Q_c = m_{bc} C_b \sum_{j=1}^{SN} \left[T_{bc}(J) - T_{bc}(J+1) \right]$$

$$Q_c = m_{bc} C_b \sum_{j=1}^{SN} \left[T_{bh}(1) - T_{bc}(SN+1) - DT_{db} \right] \frac{\varepsilon}{\varepsilon \cdot SN + 1}$$

$$Q_c = \frac{SN \cdot m_{bc} \cdot C_b}{\varepsilon \cdot SN + 1} \left[T_{bh}(1) - T_{bc}(SN+1) - DT_{db} \right]$$

En remplaçant cette dernière équation dans l'équation (2.17) on

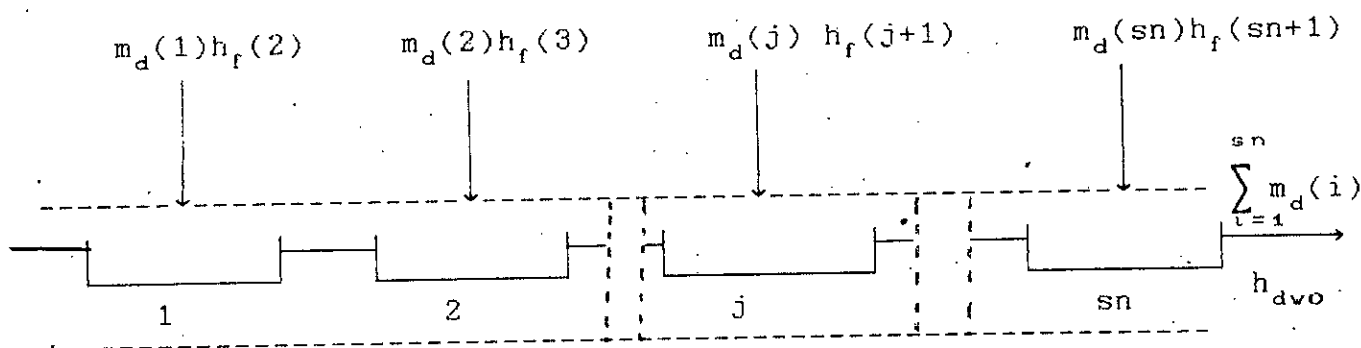
obtient :

$$\frac{Q_d}{m_{bc}} = C_b \left[T_{bh}(1) - T_{bc}(SN+1) \right] - \frac{SN C_b \epsilon}{SN \epsilon + 1} \left[T_{bh}(1) - T_{bc}(SN+1) - DT_{db} \right]$$

(2.18)

C3-3 / DETERMINATION DE T_{dvo} EN FONCTION DE SN ET ϵ :

La température de l'eau distillée à la sortie de l'installation de dessalement peut être obtenue en prenant pour système tout le collecteur d'eau distillée et en considérant que dans chaque étage le collecteur reçoit la quantité d'eau distillée $m_d(j)$ à l'enthalpie $h_f(j+1)$ voir fig ci-dessous



L'équation d'énergie appliquée au système donne :

$$\sum_{j=1}^{sn} m_d(j) h_f(j+1) = \sum_{j=1}^{sn} m_d(j) C_{dvo} T_{dvo} \quad (2-19)$$

On a pour le condenseur tout entier :

$$Q_c = \sum_{j=1}^{sn} m_d(j) \left[h_g(j+1) - h_f(j+1) \right]$$

$$= \sum_{j=1}^{sn} m_d(j) h_g(j+1) - \sum_{j=1}^{sn} m_d(j) h_f(j+1)$$

En partant de l'équation (2.19) , on peut écrire que :

$$Q_c = \sum_{j=1}^{sn} m_d(j) h_g(j+1) - \sum_{j=1}^{sn} m_d(j) C_{dvo} T_{dvo}$$

Avec

$$\sum_{j=1}^{sn} m_d(j) = 1$$

Ainsi la chaleur perdue par la vapeur distillée est utilisée pour chauffer la saumure fraîche et le bilan qui traduit cela s'écrit :

$$\sum_{j=1}^{sn} m_d(j) \left[h_g(j+1) - C_{dvo} T_{dvo} \right] = U A_t \text{LMTD } D\tau \quad (2.20)$$

Les questions qui se présentent concernant le cycle de la turbine à gaz à injection de vapeur avec la performance de l'installation de dessalement sont:

-S'il ya une certaine quantité de chaleur disponible dans les gaz d'échappement ya-t'il une installation de dessalement MSF capable de produire la quantité d'eau déminéralisée nécessaire

à l'injection.

-S'il ya possibilité d'intégration d'une unité de dessalement au cycle quel est donc le nombre d'étage minimal ainsi que la surface totale d'échange de chaleur du condenseur correspondante à ce même nombre d'étage.

Pour répondre à ces questions le raisonnement suivant sera considéré:

-L'efficacité maximale du condenseur est reliée à la différence de température approchée (ADT)

$$ADT = T_d(j) - T_{bc}(j)$$

cette valeur décroît en augmentant le nombre d'étage (SN)

-Une approche minimale pratique ADT_p peut être considéré pour un nombre d'étage donné cette dernière est en relation avec l'aspect économique de la question alors une consommation minimale de chaleur peut être donnée par la relation suivante:

$$Q_{dl}(SN) = Q_d(SN)_{\epsilon = \epsilon_u(SN)}$$

-Si un nombre d'étage (SN-1) est considéré la consommation minimale de chaleur correspondante est donnée par:

$$Q_{dl}(SN-1) = Q_d(SN-1)_{\epsilon = \epsilon_u(SN-1)}$$

-Si une installation MSF ayant (SN) étages est choisie, la consommation de chaleur est inférieure à celle ayant (SN-1) étages avec une même efficacité ainsi:

$$Q_{dl}(SN-1)_{\epsilon} > Q_{dl}(SN)_{\epsilon}$$

Pour un nombre d'étage constant, si une valeur maximale de la

chaleur consommée est à obtenir elle peut être raisonnablement égale à la chaleur minimale correspondant à un étage en moins

$$Q_{du}(SN, \varepsilon_l) = Q_{dt}(SN-1)$$

De cette la valeur de $\varepsilon_l(SN)$ est déterminée.

tous les paramètres déterminées dans ce chapitre seront schématisés dans le chapitre() résultats et commentaires.

CHAPITRE III

ETUDE DE LA TURBINE A GAZ A INJECTION DE VAPEUR

ETUDE DE LA TURBINE A GAZ A INJECTION DE VAPEUR

Dans ce type de cycle, la vapeur produite, au lieu d'être dirigée dans une turbine à vapeur, se mélange avec l'air comprimé de sorte que la turbine fonctionnant avec ce mélange joue les rôles d'une turbine à vapeur et d'une turbine à gaz à la fois, donc la turbine à gaz à injection de vapeur qui sera étudiée dans ce chapitre élimine le besoin d'une turbine à vapeur additionnelle ainsi que celui du condenseur et éventuellement de la tour de refroidissement associés. Ce procédé semble être économiquement plus intéressant qu'un cycle combiné.

3.1 DESCRIPTION DE L'INSTALLATION :

La turbine à gaz à injection de vapeur est composée, voir figure (1), d'une turbine à gaz conventionnelle [compresseur(C), chambre de combustion(CC), turbine(T)] équipée d'une section de récupération de chaleur qui produit la vapeur à injecter à partir de l'eau de mer.

Les gaz d'échappement de la turbine à gaz passent à travers des échangeurs de chaleur ou la chaleur perdue est récupérée en vaporisant puis surchauffant l'eau déminéralisée la vapeur est portée ensuite à la température d'admission à la turbine en se mélangeant avec les gaz chauds de la combustion. Une alimentation continue en eau subissant un traitement adéquat est maintenue grâce à une pompe d'alimentation.

3.2 ANALYSE THERMODYNAMIQUE :

L'analyse thermodynamique est établie en se référant à la

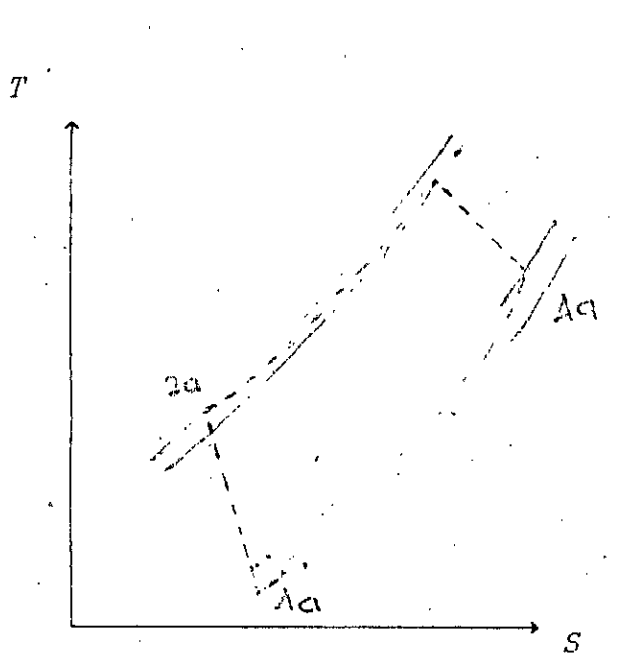


DIAGRAMME (T.S) POUR
L AIR

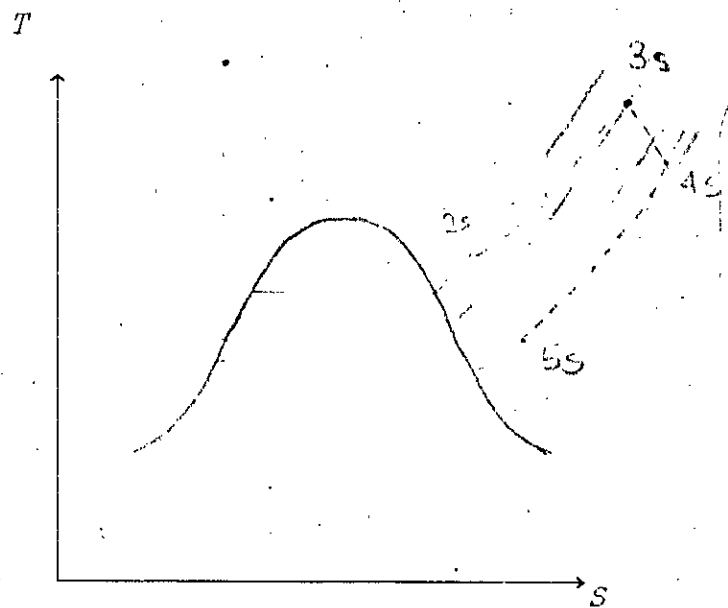


DIAGRAMME (T.S) POUR
LA VAPEUR INJECTEE

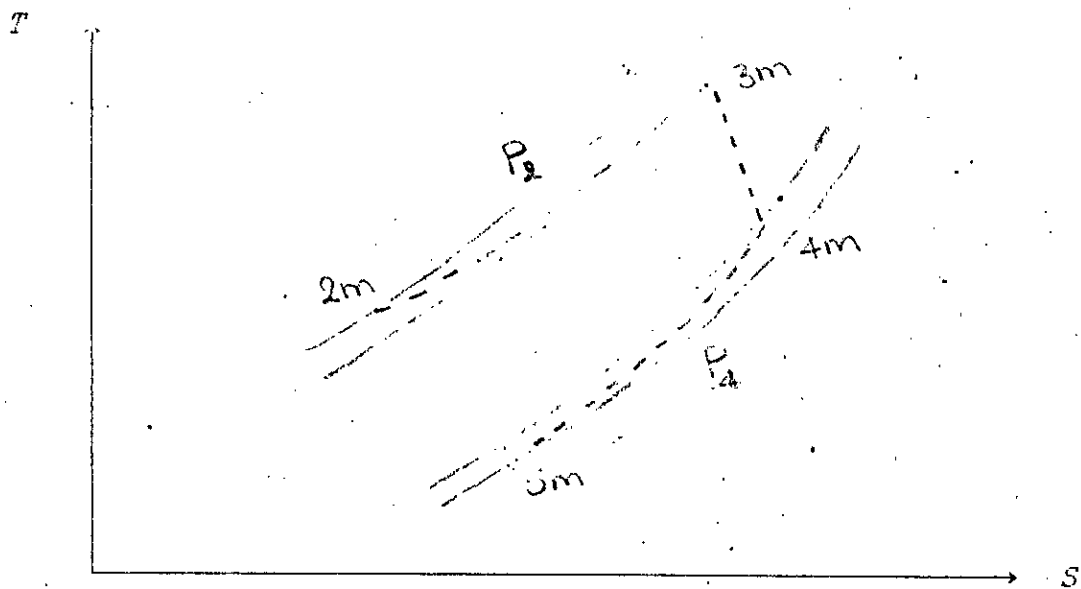


DIAGRAMME TEMPERATURE-ENTROPIE POUR LE MELANGE (AIR-VAPEUR)

fig.() représentant le diagramme (température-entropie) du mélange et de ses constituants air et vapeur qui peuvent être considérés séparément.

Pour permettre l'injection de la vapeur dans la chambre de combustion, il est nécessaire de la produire à une pression (P_{2s}) supérieure à celle qui règne au refoulement du compresseur (idéalement $P_{2s}=P_2$). En fait, la température du mélange de gaz et de vapeur à l'échappement de la turbine est suffisamment élevée pour permettre la production de vapeur sans une pression supérieure à celle qui est nécessaire pour l'injection.

L'air est comprimé jusqu'à la pression P_{2a} et la vapeur produite dans la chaudière de récupération le rejoint à l'entrée de la chambre de combustion. Le mélange est chauffé jusqu'à la température d'entrée à la turbine (T_3) puis se détend dans la turbine jusqu'à une température (T_{4m}) et une pression (P_4).

Le mélange traverse ensuite la section de récupération de chaleur vers l'environnement où la séparation aura lieu. L'étude thermodynamique est faite en considérant un cycle réel, les pertes qui peuvent affecter l'installation sont :

-pertes dans la compression caractérisés par le rendement du compresseur η_c .

-pertes pendant la détente caractérisée par le rendement de la turbine η_t .

-pertes de charge au cours de la combustion caractérisées par l'écart de pression $\Delta P_{2,3}$ entre la pression de sortie du compresseur et celle d'entrée dans la turbine.

-pertes calorifiques pendant la combustion caractérisée

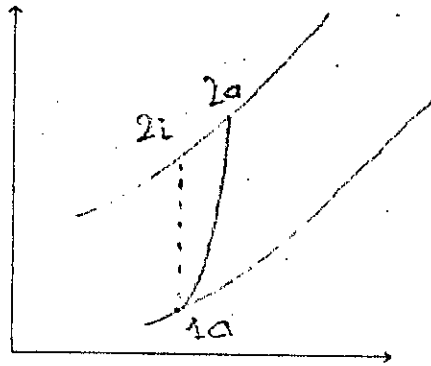
par le rendement de la chambre de combustion η_{cc} .

3.2.1 ETUDE DETAILLEE DE CHAQUE EVOLUTION:

A /COMPRESSION

a/Rendement du compresseur η_c

Le rendement du compresseur est défini comme étant le rapport du travail idéal, pour un taux de compression donné, au travail réel de compression pour le même taux de compression.



$$\eta_c = \frac{C_{p_a} (T_{2i} - T_1)}{C_{p_a} (T_2 - T_1)} \quad (3.1)$$

soit $\frac{P_2}{P_1} = \tau$ et $\frac{T_2}{T_1} = r$

pour une compression isentropique on a :

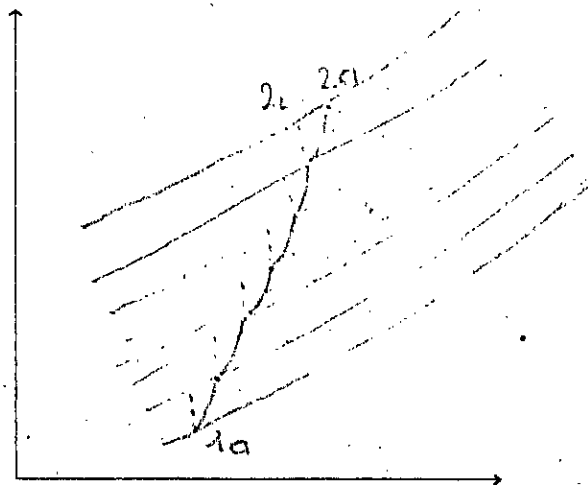
$$\frac{T_{2i}}{T_1} = \tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

on a alors :

$$\eta_c = \frac{\tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\gamma - 1} \quad (3.2)$$

b \ Rendement polytropique du compresseur

Considérons un compresseur constitué d'un nombre infini d'étages à chacun correspond une augmentation infinitésimale de pression, ainsi le rendement polytropique (η_{pc}) est défini pour le processus infinitésimal comme celui du compresseur pour une compression finie soit par :



$$\eta_{pc} = \frac{dh_i}{dh} \quad (3.3)$$

Le premier principe de la thermodynamique donne :

$$T dS = dh - \frac{dp}{\rho}$$

Pour une évolution ideale $dS = 0$

donc nous obtenons :

$$dh_v = \frac{dp}{\rho} \quad (3.4)$$

et on écrivant

$$dh = C_p dt$$

(loi de joule pour l'air assimilé à un gaz parfait)

Les équations (3.3) et (3.4) avec l'équation d'état du gaz parfait nous conduisent à la relation :

$$\eta_{pc} = \frac{dp}{\rho C_p dT} = \frac{R dp/p}{C_p dT/T} \quad (3.5)$$

D'où :

$$\frac{dT}{T} = \frac{\gamma - 1}{\gamma \eta_{pc}} \frac{dp}{p} \quad (3.6)$$

En fixant η_p , on obtient, on obtient en intégrant l'équation (3.6):

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[\frac{p_2}{p_1} \right]^{\frac{\gamma - 1}{\gamma \eta_{pc}}} = r \quad (3.7)$$

Les équations (3.7) et (3.2) donnent, une équation reliant (η_{pc}, η_c) et r

$$\eta_c = \frac{\frac{\gamma-1}{\tau_c^\gamma} - 1}{\frac{\gamma-1}{\tau_c^\gamma \eta_{pc}} - 1} \quad (3.8)$$

c / rendement d'étage du compresseur :

Le rendement d'un étage du compresseur est défini de manière analogue à celle du rendement du compresseur sauf que le taux de compression de référence est celui de l'étage.

$$\eta_{ci} = \frac{\frac{\gamma-1}{\tau_i^\gamma} - 1}{r_i - 1}$$

i : désigne le $i^{\text{ème}}$ étage

pour relier les rendements des étages au rendement du compresseur nous notons que :

$$\frac{T_i}{T_{i-1}} = 1 + \frac{1}{\eta_{ci} \left[\frac{\gamma-1}{\tau_{ci}^\gamma} - 1 \right]^{-1}}$$

pour un nombre d'étage N donné

$$r_i = \frac{T_N}{T_0} = \prod_{i=1}^N r_i = \prod_{i=1}^N \left[1 + \frac{\frac{\gamma-1}{\tau_c^\gamma} - 1}{\eta_{ci}} \right]$$

Ainsi :

$$\eta_c = \frac{\tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\prod_{i=1}^N \left[1 + \frac{\tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_{ci}} \right] - 1} \quad (3.9)$$

L'équation (3.9) donne une méthode d'obtenir le rendement du compresseur à partir du rendement d'étage, en notant que

$$\tau_c = \prod_{i=1}^N \tau_i$$

Dans le cas où les rendements et les taux de compression pour tous les étages sont les mêmes l'équation (3.9) prend la forme suivante:

$$\eta_c = \frac{\tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\left[1 + \frac{\tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_{ci}} \right]^N - 1} \quad (3.10)$$

2 / Relation entre les rendements:

pour un taux de compression important correspondant un nombre d'étage élevé ($N \rightarrow \infty$) nous considérons:

$$\left[1 + \frac{\tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma N}} - 1}{\eta_{ci}} \right]^N = \left[1 - \frac{1 - \tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma N}}}{\eta_{ci}} \right]^N$$

$$\left[1 - \frac{1 - \tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma N}}}{\eta_{ci}} \right]^N \longrightarrow \left[1 + \frac{\frac{\gamma-1}{\gamma} \ln \tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma N}}}{N} \right]$$

$$\longrightarrow \frac{\gamma-1}{\tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \eta_{ci}}$$

pour N grand on a

$$\eta_c = \frac{\frac{\gamma-1}{\tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}}{\frac{\gamma-1}{\tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \eta_{ci}} - 1} \quad (3.11)$$

Par identification avec l'équation (3.8) on en déduit

$$\eta_p \longrightarrow \eta_{ci} \quad \text{si N est grand}$$

RE : tous les paramètres seront rapportés à l'unité de masse d'air

l'air atmosphérique est aspiré par le compresseur à la température (T_{1a}) et à la pression (P_{1a})

la température de fin de compression est donnée par :

$$T_{2a} = (T_{2ai} - T_{1a}) / \eta_c + T_{1a}$$

$$T_{2a} = T_{1a} \left[1 + \frac{\tau_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_c} \right]$$

et en tenant compte de la fraction d'air comprimé utilisé pour le refroidissement des accessoires et des aubes de la turbine.

$$g = 0.05 \quad \text{si} \quad T_{3a} < 1273 \text{ K}$$

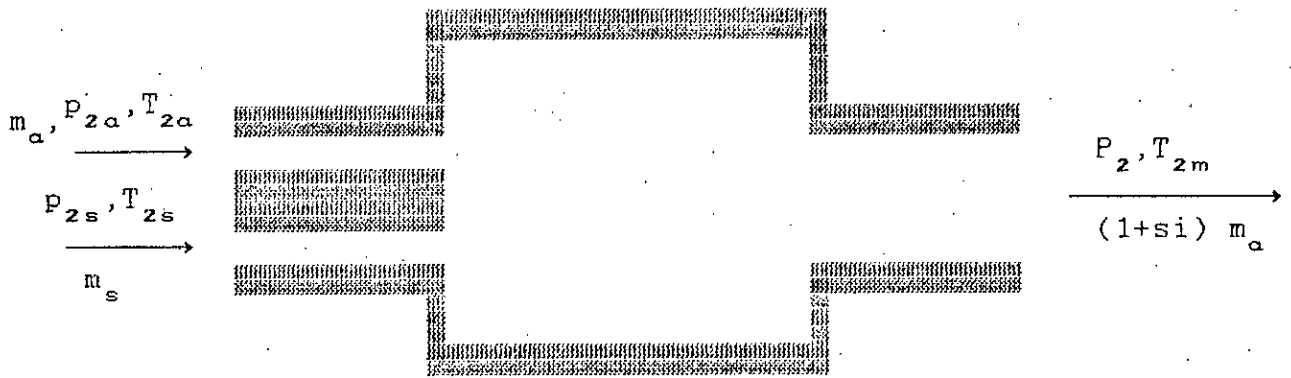
$$g = 0.05(T_{3a} - 1000) / 1000 \quad \text{si} \quad T_{3a} > 1273 \text{ K}$$

Le travail spécifique de la compression sera donné par:

$$W_c = C_{pa1,2} (T_{2a} - T_{1a}) (1+g) / \eta_{mc}$$

B / MÉLANGE AVANT COMBUSTION:

Avant d'atteindre la chambre de combustion l'obtention du mélange air vapeur d'eau est assuré par un mélangeur représenté sur la figure suivante:



MELANGEUR

nous utiliserons le modèle de delton en considerant les variables de chaque composant comme si chacun deux existait séparément dans le volume et à la temperature du melange et que pour un melange de gaz parfait, la pression du melange est la somme des pressions partielles des constituants.

Hypotheses :

- pression constante dans le melangeur
- + melangeur parfaitement calorifugé
- les variations d'énergie cinétique et potentielle négligeables
- regime permanent
- l'air et la vapeur d'eau assimilables à des gaz parfaits.

B 1 / TEMPERATURE DU MELANGE:

L'enthalpie massique du melange est donnée par la relation .

$$h(T) = \sum [\xi_i h_i(T)]$$

ou

ξ_i : teneur massique du constituant i

la temperature du melange est donc :

$$T_{2m} = \frac{T_{2a} C_{p_{2a}} + T_{2s} s_i C_{p_{2s}}}{C_{p_{2a}} + s_i C_{p_{2s}}}$$

B 2 / PRESSIONS PARTIELLES:

soit ξ : fraction molaire du constituant i
La fraction molaire de la vapeur d'eau est donnée par

$$\xi_s = \frac{n_s}{n_a + n_s}$$

Et celle de l'air par :

$$\xi_a = \frac{n_a}{n_a + n_s}$$

ainsi

$$\frac{\xi_s}{\xi_a} = \frac{n_s}{n_a}$$

$$\frac{\xi_s}{\xi_a} = \frac{m_s M_a}{m_a M_s}$$

Les relations entre les constantes de chaque constituant et la constante universelle des gaz parfaits sont :

$$R_a = \frac{R}{M_a} \quad \text{et} \quad R_s = \frac{R}{M_s}$$

Avec

$$\xi_a + \xi_s = 1$$

On obtient

$$\frac{\xi_s}{\xi_a} = \frac{m_s R_s}{m_a R_a}$$

$$\xi_a \left[1 + \frac{m_s R_s}{m_a R_a} \right] = 1$$

d'où

$$\xi_a = \frac{R_a}{R_a + si R_s}$$

si: rapport des débits de vapeur à celui de l'air

De même

$$\xi_s = \frac{si R_s}{R_a + si R_s}$$

ainsi les pressions partielles des constituants à la sortie du mélangeur sont pour l'air et la vapeur respectivement

$$p_{2a} = \xi_a p_2 \quad p_{2a} = \frac{R_a}{R_a + si R_s} p_2$$

$$p_{2s} = \xi_s p_2 \quad p_{2s} = \frac{si R_s}{R_a + si R_s} p_2$$

D'autres paramètres thermodynamiques

constante du mélange

$$R_m = \frac{R_a + si R_s}{1 + si}$$

Chaleur spécifique, à pression constante du mélange

$$C_{p_m} = \frac{C_{p_a} + s_i C_{p_s}}{1 + s_i}$$

C / COMBUSTION:

Le procédé de combustion est le le moyen fondamental de de produire de l'énergie thermique utilisable à partir du combustibl, c'est donc le point de départ logique dans la recherche du meilleur rendement.

C1 / COMBUSTIBLE UTILISE:

Le choix du combustible pour une turbine à gaz en général doit, bien entendu tenir compte du prix de l'unité de chaleur degagée par la combustion ainsi que des facilités d'approvisionnement.

Dans notre cas c'est le gaz naturel de (Hassi R'mel) qui est choisi pour sa disponibilité et pour ces avantages écologiques.

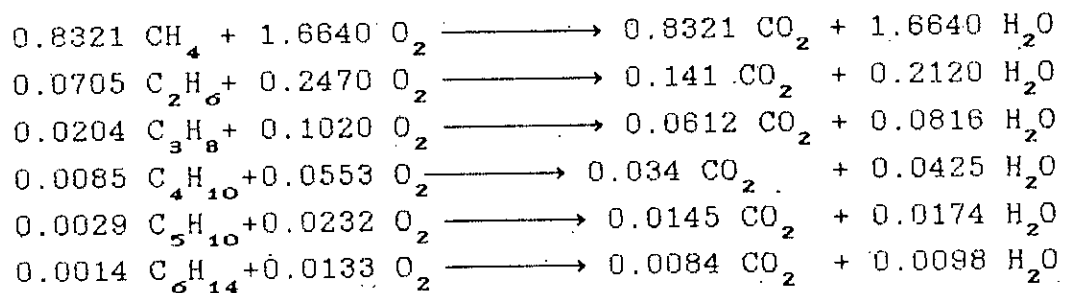
C1-1 / CARACTERISTIQUES DU GAZ NANTUREL DE HASSI R'MEL:

Nom du composant	formule Chimique	pourcentage Molaire
Methane	CH ₄	83.21
Ethane	C ₂ H ₆	7.05
Propane	C ₃ H ₈	2.04
Butane	C ₄ H ₁₀	0.85
Pentane	C ₅ H ₁₂	0.29
Gaz carbonique	CO ₂	0.20
Helium	He	0.16

- Pouvoir calorifique supérieur :
- Pouvoir calorifique inférieur :
- Masse Molaire :

C2 / EQUATION DE COMBUSTION:

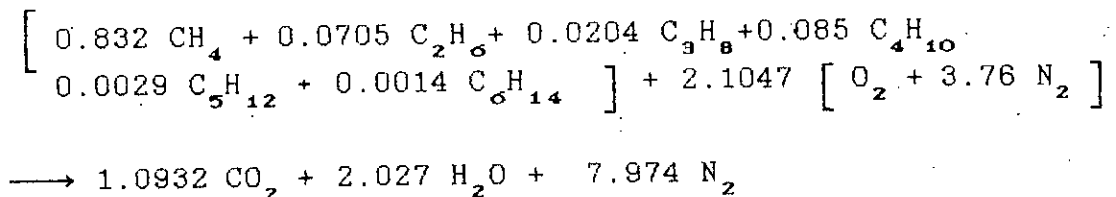
Les reactions chimiques avec l'oxygène de chacun des composants du gaz naturel sont:



C2-1 / COMBUSTION STOCHIOMETRIQUE:

La reaction du gaz naturel avec l'air est obtenue en sommant les reactions relatives à chaque composant.

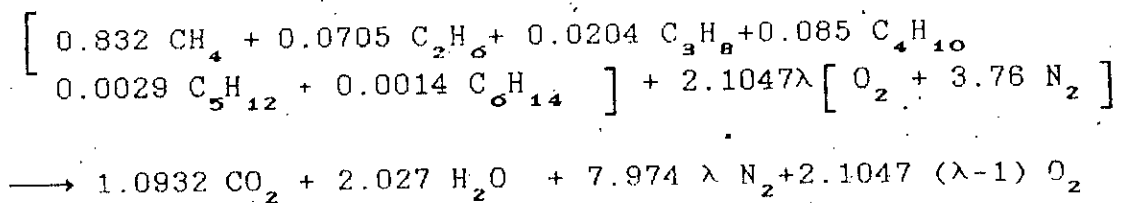
La combustion stochiometrique est réalisée avec l'air théorique et l'équation de la combustion s'écrit en négligeant l'argon contenu dans l'air et l'Helium dans le gaz naturel et en supposant que la combustion est complète et sans dissociation.



C1-2 / COMBUSTION AVEC EXCES D'AIR:

La combustion réelle nécessite un certain excès d'air la valeur de ce coefficient doit être choisie de manière à obtenir à la sortie de la chambre de combustion une température déterminée pour obtenir cette valeur, nous devons tenir compte, à la foi, des masses des différents corps introduis dans la chambre de combustion des quantité d'énergie apportées par chacun d'eux la reaction chimique correspondant a une combustion réelle avec excès d'air

est:



NB: la fraction de la vapeur injectée ne participe pas à la réaction chimique elle en sera tenu en compte dans le bilan énergétique appliquée à la chambre de combustion.

Calcul de l'excès d'air (λ):

Le calcul de l'exés d'air se fait a partir de l'équation de combustion réelle à laquelle on applique le bilan énergétique approprié à une combustion adiabatique on aura donc:

$$Q - W = H_P - H_R$$

avec

$$Q = W = 0$$

donc l'enthalpie des produits est égale à l'enthalpie des reactants.

l'enthalpie des produits de combustion s'écrit :

$$H_P = \sum n_P (h_f^\circ + \Delta h_{T,P})_P$$

L'enthalpie des reactants est :

$$H_R = \sum n_R (h_f^\circ + \Delta h_{T,P})_R$$

avec

h_f : enthalpie de formation aux conditions standards.

$\Delta h_{T,P}$: difference d'enthalpie de la substance considerée entre les conditions actuelles et les conditions standards on suppose que le gaz naturel est injectée a 25° à la pression de la chambre de combustion.

ainsi

$$H_P = 1.093 (h_f + \Delta h_{T,P})_{CO_2} + 2.027 (h_f + \Delta h_{T,P})_{H_2O} \\ + 2.1047(\lambda-1)(h_f + \Delta h_{T,P})_{O_2} + 7.914 \lambda (h_f + \Delta h_{T,P})_{N_2}$$

$$H_R = 2.1047 \lambda (\Delta h_{T,P})_{air} + 0.832 \Delta h_{fCH_4} + 0.0705 \Delta h_{fC_2H_6} \\ + 0.0204 \Delta h_{fC_3H_8} + 0.0085 \Delta h_{fC_4H_{10}} + 0.0029 \Delta h_{fC_5H_{12}} \\ + 0.001 \Delta h_{fC_6H_{14}}$$

soit :

$$HFC = 0.832 \Delta h_{fCH_4} + 0.0705 \Delta h_{fC_2H_6} + 0.001 \Delta h_{fC_6H_{14}} \\ + 0.0204 \Delta h_{fC_3H_8} + 0.0085 \Delta h_{fC_4H_{10}} + 0.0029 \Delta h_{fC_5H_{12}}$$

et

$$HFG = 1.093 (h_f + \Delta h_{T,P})_{CO_2} + 2.027 (h_f + \Delta h_{T,P})_{H_2O} \\ - 2.1047(h_f + \Delta h_{T,P})_{O_2}$$

ainsi l'expression du coefficient d'excès d'air est donnée par :

$$\lambda = \frac{\text{HFC} - \text{HFG}}{2.106 (\Delta h_{T,p})_{\text{air}}}$$

C4 / CHALEUR SPECIFIQUE DES PRODUITS DE COMBUSTION
(AIR - FUEL)

la chaleur spécifique à pression constante pour un mélange gazeux est donnée par la relation suivante:

$$C_{P9} = \frac{\sum n_i C_{pi}(T)}{\sum n_i}$$

C_{pi} : chaleur spécifique de chaque constituant des gaz

n_i : le nombre de mole du constituant

Les chaleurs spécifiques à pression constante sont données en (Kj/kmol.°K) en fonction de la température dans l'intervalle [300,3000]°K pour les différents constituants comme suit:

$$C_{P_{H_2O}} = 143.05 - 58.04 T^{0.25} + 8.275 T^{0.5} - 0.036989 T$$

$$C_{P_{CO_2}} = -3.7357 + 3.0529 T^{0.5} - 0.04103 T + 0.024198 \cdot 10^{-4} T^2$$

$$C_{P_{N_2}} = 39.06 - 512.79 \cdot 10^{-3} T^{-1.5} + 1072.7 \cdot 10^{-4} T^{-2} - 820.4 \cdot 10^{-6} T^{-3}$$

$$C_{P_{O_2}} = 37.432 + 0.020102 \cdot 10^{-3} T^{1.5} - 178.57 \cdot 10^{-3} T^{-1.5} + 236.88 \cdot 10^{-4} T^{-2}$$

ainsi la chaleur spécifique des gaz de combustion est:

$$C_{P_g} = \frac{1.093 C_{P_{CO_2}} + 2.027 C_{P_{H_2O}} + 2.106(\lambda-1)C_{P_{O_2}} + 7.92 \lambda C_{P_{N_2}}}{10.025 \lambda + 1.024}$$

la masse molaire des gaz est donnée par

$$M_g = \frac{\sum n_i M_i}{\sum n_i}$$

ou M_i est la masse molaire de chaque constituant

l'expression donnant masse molaire des gaz en fonction de λ est:

$$M_g = \frac{17.229 + 289.278 \lambda}{1.014 + 10.026 \lambda}$$

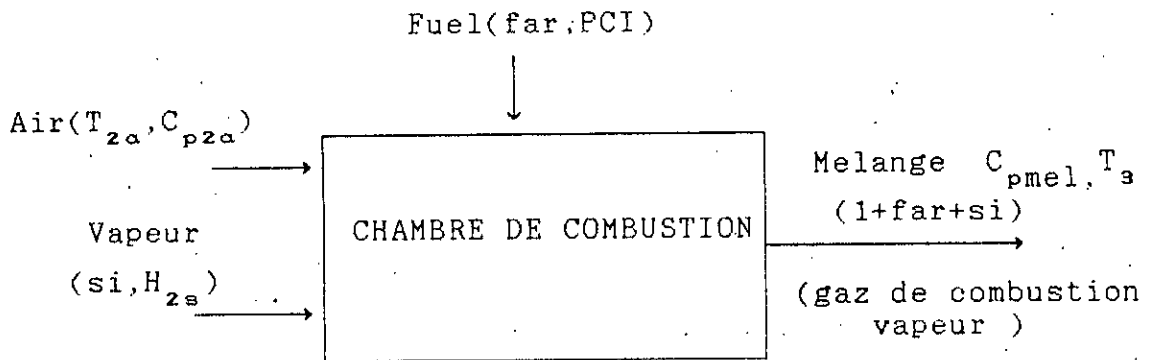
C5 / CHALEUR SPECIFIQUE DU MELANGE (GAZ DE COMBUSTION-VAPEUR)

la chaleur spécifique du mélange est donnée comme:

$$C_{P_{mel}} = \frac{C_{Pg} / M_g + \sum Si C_{P3s}}{1 + \sum Si}$$

C6 / DETERMINATION DU RAPPORT FUEL - AIR

L'équation d'énergie appliquée à la chambre de combustion donne :



$$PCI \eta_{cc} far = (1+si+far) C_{pmel} T_3 - C_{p2a} T_{2a} - si H_{2s}$$

Où le rapport fuel-air peut être facilement obtenue De cette équation.

$$FAR = \frac{(1+si)C_{pmel} T_3 - C_{p2a} T_{2a} - si H_{2s}}{PCI \eta_{cc} - C_{pmel} T_3}$$

avec $H_{2s} = H(P_2, T_2)$

La pression finale de combustion

$$P_3 = K_{pcc} P_2$$

Et $K_{pcc} = 1 - \Delta P_2 / P_2$

Les pressions partielles sont :

pour l'air

$$P_{3a} = K_{pcc} P_{2a}$$

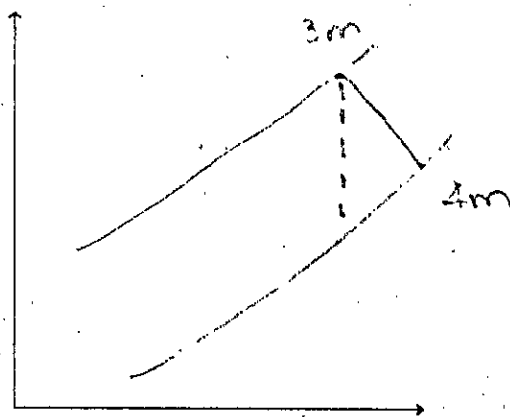
pour la vapeur

$$P_{3S} = K_{pcc} P_{2S}$$

D / DETENTE:

Les rendements au niveau de la turbine sont définis de la même façon que pour le compresseur.

D1 / RENDEMENT DE LA TURBINE



$$\eta_t = \frac{\text{travail réel pour un rapport de pression donné}}{\text{travail idéal pour un rapport de pression donné}}$$

Soit

$$\eta_t = \frac{C_p (T_3 - T_4)}{C_p (T_3 - T_{4i})} = \frac{1 - r_t}{1 - \tau_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

avec

$$r_t = \frac{T_4}{T_3} \quad \text{et} \quad \tau_t = \frac{P_3}{P_4}$$

D2 / RENDEMENT POLYTROPIQUE DE LA TURBINE

$$\eta_{pt} = \frac{dh_t}{dh_{ti}} = \frac{C_p dT}{dP/\rho_t}$$

ou bien

$$\eta_{pt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{dT/T}{dP/P}$$

En supposant $\eta_{pt} = \text{constante}$ l'intégration donne :

$$\frac{T_4}{T_3} = \left[\frac{P_4}{P_3} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma} \eta_{pt}}$$

avec $\frac{T_4}{T_3} = r_t$

Ainsi on obtient :

$$\eta_t = \frac{1 - \tau_t \frac{\eta_{pt}(\gamma-1)}{\gamma}}{1 - \tau_t \frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

D3 / RENDEMENT DE L'ETAGE DE LA TURBINE

$$\eta_{tj} = \frac{1 - r_{tj}}{1 - \tau_{tj} \frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$\eta_{tj} = \frac{1 - r_{tj}}{1 - \frac{\tau_{tj}^{\gamma-1}}{\gamma}}$$

Notons que :

$$r_{tj} = 1 - \eta_{tj} \left[1 - \tau_{tj}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$$

et

$$r_t = \prod_{j=1}^N r_{tj}$$

et on obtient alors

$$\eta_t = \frac{1 - \prod_{j=1}^N \left[1 - \eta_{tj} \left(1 - \tau_{tj}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \right]}{1 - \tau_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

dans le cas particulier où les rendements et les rapports de pression pour tous les étages sont égaux on obtient :

$$\eta_t = \frac{1 - \left[1 - \eta_s \left(1 - \tau_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma N}} \right) \right]^N}{1 - \tau_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

Le processus de détente, est calculé en considérant le mélange (vapeur surchauffée et produits de combustion) comme gaz parfait. Le taux de détente est relié au taux de compression comme suit :

$$\tau_t = K_p \tau_c$$

ou K_p : est le coefficient global de perte de pression

$$K_p = \left(1 - \frac{\Delta P_2}{P_2} \right) \left(1 - \frac{\Delta P_4}{P_4} \right)$$

La pression P_{4m} du mélange est déterminée par la relation :

$$P_{4m} = \frac{P_3}{\tau_t}$$

et la température de fin de détente par la relation :

$$T_{4m} = \frac{T_3}{\tau_t^{\nu_{3,4}} \eta_{pt}}$$

ou

$$\nu_{3,4} = \frac{\gamma_m - 1}{\gamma_m} = \frac{R_{m3}}{C_{pm3}}$$

Les pressions partielles correspondant à chaque composant sont:

$$P_{4a} = \frac{P_{3a}}{\tau_t} \quad \text{pour l'air}$$

et

$$P_{4s} = \frac{P_{3s}}{\tau_t} \quad \text{pour la vapeur surchauffée}$$

Ainsi le travail spécifique de la turbine est donné par

$$W_t = (1 + f + s_i) C_{p_{mel}} (T_3 - T_{4m}) \eta_{mt}$$

E / RECUPERATION DE CHALEUR:

Le rendement relativement faible des turbines à gaz simples s'explique par l'importance de la perte de chaleur par échappement des gaz en fin de détente. Mais c'est précisément la température élevée de ces gaz qui rend possible la récupération, soit sous forme d'énergie thermique, soit sous forme d'énergie électrique, soit encore sous les deux formes à la fois.

Le fluide chauffant est à une pression légèrement supérieure à la pression atmosphérique et a une température suffisamment élevée pour répondre, dans notre cas, aux deux besoins suivants:

- l'alimentation du rechauffeur de saumure.
- Le surchauffage de l'eau distillée pour fin de produire la vapeur à injecter dans la chambre de combustion.

L'efficacité de la récupération dépend dans une très grande mesure de ce qui est communément appelé le "pinch-point" (le plus petit écart entre la température du fluide chaud et celle du fluide froid à travers l'échangeur). D'après la figure () qui représente le diagramme (Temperature - Surface d'échange) pour la chaudière de récupération, on voit bien que le "pinch - point"

a lieu lorsque commence l'évaporation de l'eau.

La récupération est d'autant plus efficace que la valeur du pinch-point est plus petite. Cependant des considérations économiques font que le pinch-point ne doit pas avoir une valeur inférieure à une certaine limite pratique (ΔT_{PPL}).

$$\Delta T_{PP} \geq \Delta T_{PPL}$$

Un autre facteur ayant une incidence directe sur l'efficacité de la récupération, est la température de cheminée. S'il est admis qu'on a tout intérêt d'un point de vue thermodynamique à adopter la température la plus basse possible à la cheminée ; des considérations économiques et technologiques nous obligent à ne pas aller au delà d'un minimum pratique, limitant ainsi le potentiel de récupération.

De plus, pour avoir un système économiquement viable, il est préférable de réaliser les conditions opératoires suivantes:

$$T_{4m} - T_{2s} \geq \Delta T_{sml}$$

-Les gaz doivent quitter la turbine à une température (T_{4m}) supérieure à la température (T_{2s}) de la vapeur à produire, d'une valeur égale au moins à un minimum pratique (ΔT_{sml})

$$T_{ss2} \leq T_{2s} \leq T_{2smax}$$

-La température de la vapeur doit être comprise entre une valeur minimale (T_{ss2}) qui correspond à la température de saturation et une valeur maximale (T_{2smax}) en relation avec une bonne conduite de la combustion.

La section de recuperation de chaleur est constituée d'un rechauffeur de saumure (BH) dont le rôle est de porter la saumure de la temperature $T_{bc}(1)$ à la temperature $T_{bh}(1)$, et d'une chaudière de recuperation (WB) produisant de la vapeur à injecter.

La chaudière de recuperation est composée d'un economiseur, un evapourateur et un surchauffeur.

- economiseur : il fait passer l'eau demineralisée de la temperature T_{dvo} a la temperature de saturation T_{ss2} correspondant a la pression P_2 .

- evapourateur : il permet le passage de l'eau demineralisée d'un état de liquide saturé a un état de vapeur saturée.

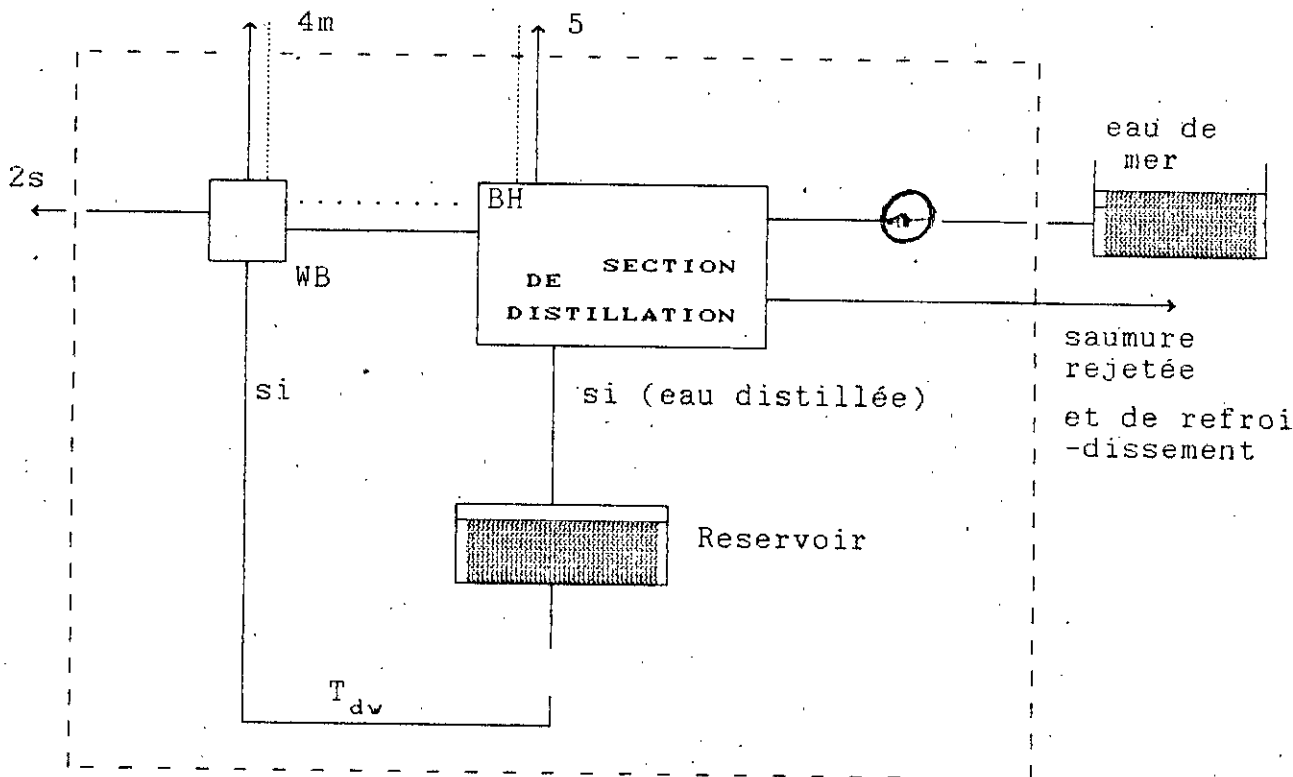
- surchauffeur : est le lieu de surchauffe de la vapeur sortant de l'evapourateur , jusqu'a la temperature T_{2s} .

Connaissant la limite inferieur de la temperature d'échappement à la cheminée, la chaleur disponible dans ces gaz prend la forme suivante :

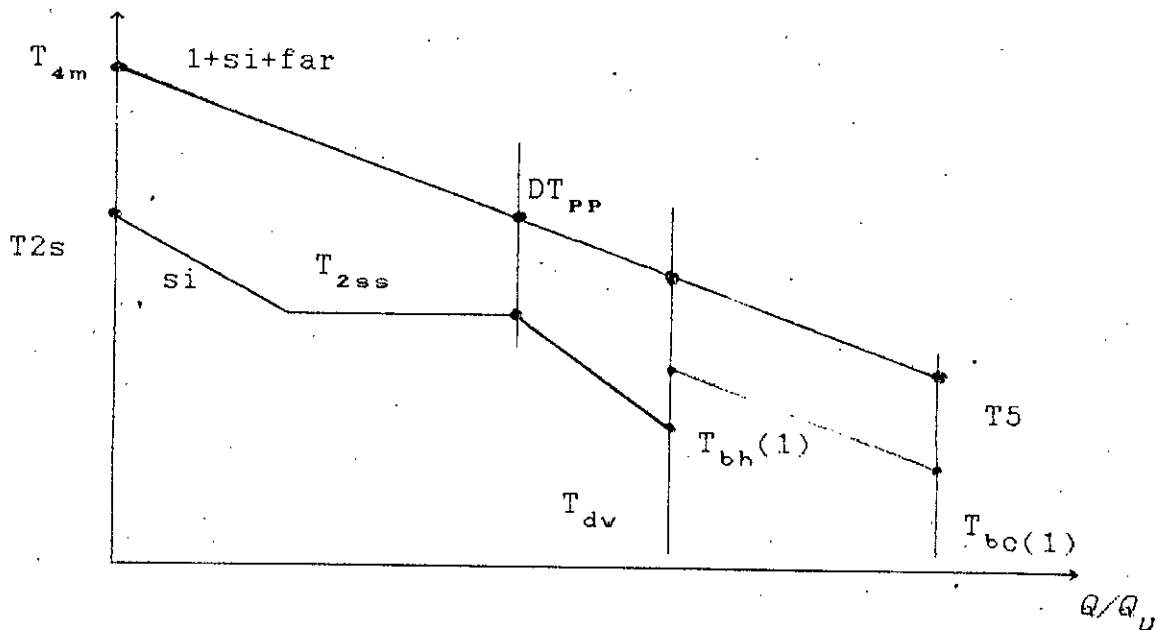
$$Q_{avm} = (1 + FAR + SI) C_{pme1} (T_{4m} - T_{5l})$$

L'enthalpie d'eau d'alimentation entrant a la chaudière de recuperation depend seulement de sa temperature ainsi on aura :

les gaz d'échappement
de la turbine
cheminée



a) RECHAUFFEUR DE SAUMURE ALIMENTE PAR LES GAZ BRULES
 WB : chaudière de recuperation BH : rechauffeur de saumure



b) LE PROFIL DE TEMPERATURE POUR LA CHAUDIERE DE RECUPERATION

FIG. (3.3)

$$h_{dvo} = h_v(T_{dvo})$$

Et l'enthalpie de la vapeur surchauffée sortant de la chaudière de récupération s'écrit

$$H_{2s} = H_s(p_2, T_{2s})$$

Et l'énergie nécessaire dans la chaudière de récupération pour produire de la vapeur à injecter peut être calculer comme :

$$Q_s = si (H_{2s} - h_{dvo})$$

l'équation d'énergie appliquée à l'évaporateur et le surchauffeur au niveau de la chaudière de récupération donne:

$$(1+far+si)C_{p_{mel}}(T_{4m} - T_{mpp}) = si(H_{2s} - h_g(p_2)) + si H_{fg}(p_2)$$

$$(1 + far + si) C_{p_{mel}}(T_{4m} - T_{mpp}) = si (H_{2s} - h_f)$$

De cette dernière équation la détermination de la température des gaz au pinch point est possible ainsi on trouve :

$$T_{mpp} = T_{4m} - \frac{si (H_{2s} - h_f)}{(1+far+si)Cp_{mel}}$$

Et l'expression du " pinch point " est :

$$DT_{PP} = T_{mpp} - T_{2ss}$$

La chaleur nécessaire a l'unité de dessalement pour obtenir la quantité d'eau demineralisée (si) est:

$$Q_{dw} = Q_d (si, sn, \epsilon)$$

ou d'une autre façon

$$Q_{dw} = si Q_d (sn, \epsilon)$$

ou Q_d et la chaleur nécessaire pour distiller 1 Kg d'eau distillée

3.2.2 PERFORMANCE DU CYCLE:

Le travail spécifique net est donné par :

$$W_o = W_t - W_c$$

Et le rendement global du cycle est :

$$\eta_{gc} = \frac{W_o}{PCI FAR}$$

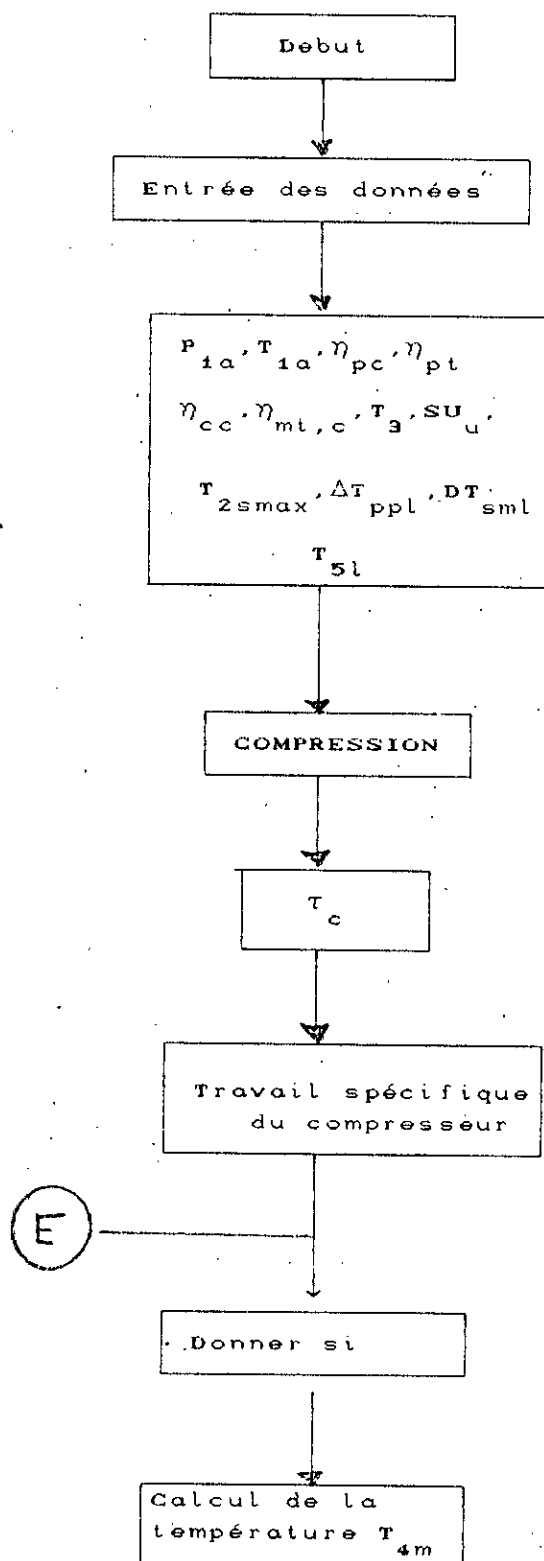
EVALUATION THERMODYNAMIQUE
DU CYCLE TURBINE A GAZ A
INJECTION
DE VAPEUR AVEC UNITE DE
DESSALEMENT INTEGREE

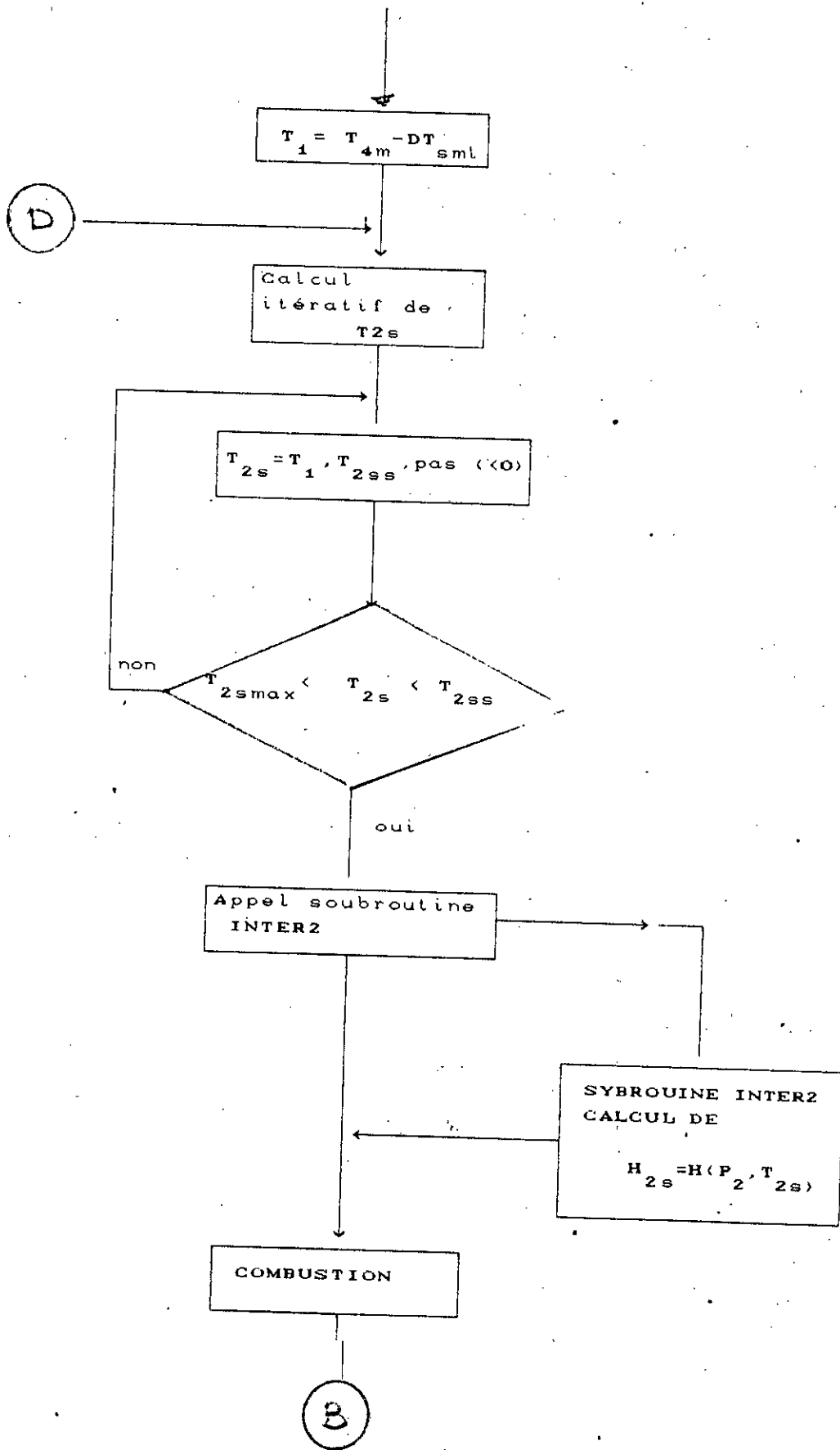
CHAPITRE IV

EVALUATION THERMODYNAMIQUE D'UN CYCLE DE TURBINE
A GAZ A INJECTION DE VAPEUR AVEC INTEGRATION
D'UNE UNITE DE DESSALEMENT

L'évaluation thermodynamique consiste à voir l'effet de certains paramètres sur les performances du cycle. en vue d'une amélioration de tels performances, en effet évaluer une installation est dégager les caractéristiques propres à elle qui peuvent jouer un rôle sur sa rentabilité.

Dans notre étude on s'intéresse principalement au rendement et au travail net spécifique de telles performances sont évaluées en fonction de certains paramètres à savoir la fraction massique d'injection (s_i) et le taux de compression la procédure de calcul, dont l'organigramme suivant présente les grande lignes des étapes à suivre pour dégager les performances qu'on a cité, nous à permis d'obtenir les résultats qui seront représentées graphiquement et dont l'interprétation est détaillée dans le chapitre (4) résultats et interprétations.





(B)

CALCUL DU RAPPORT
MASSIQUE
 $FAR = m_f / m_a$

DETENTE

travail spécifique
de la turbine

RECUPERATION DE
CHALEUR

CHALEUR MAXIMALE DISPONIBLE
DANS LES GAZ D'ÉCHAPPEMENT
 Q_{avm}

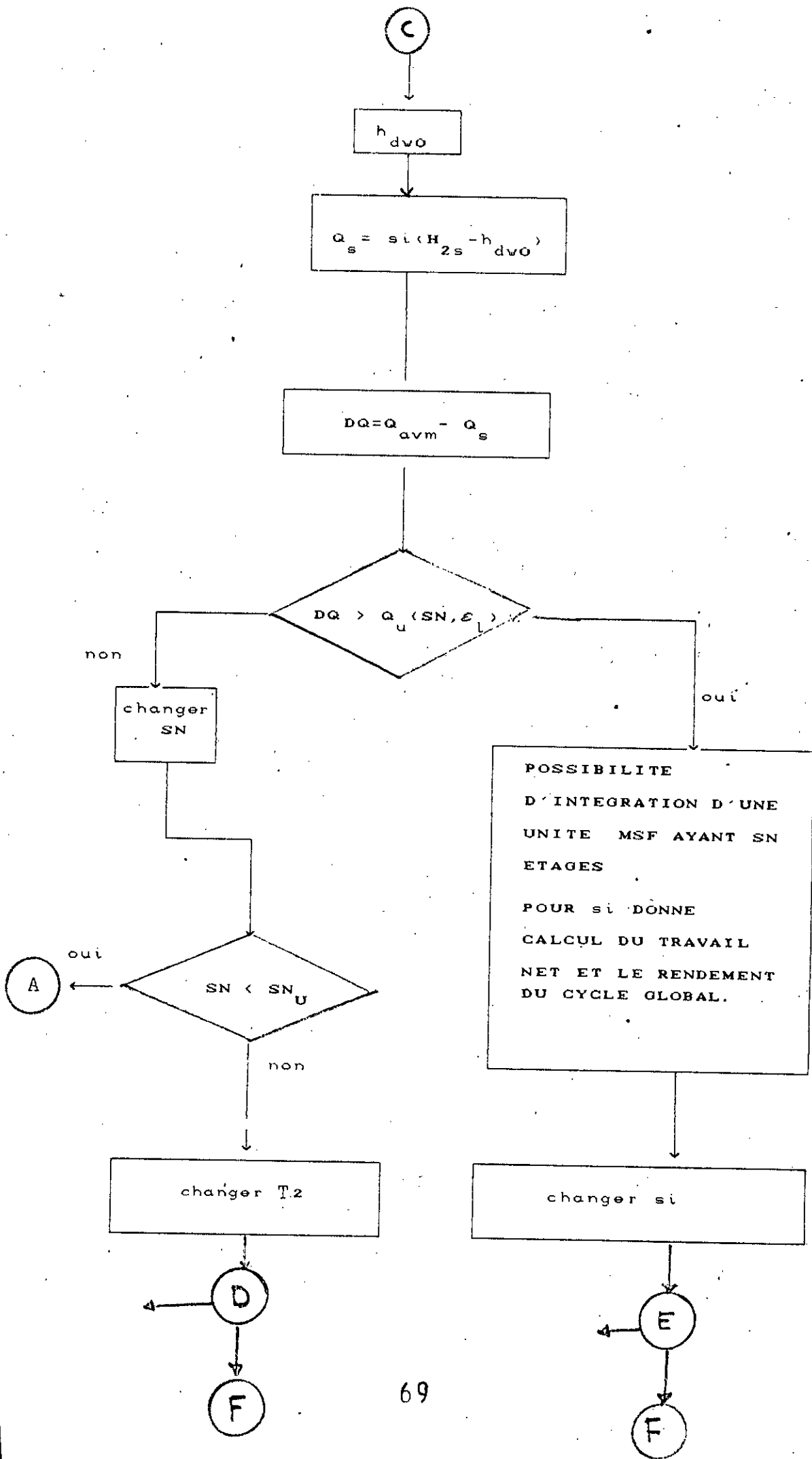
UNITÉ DE DESSALEMENT

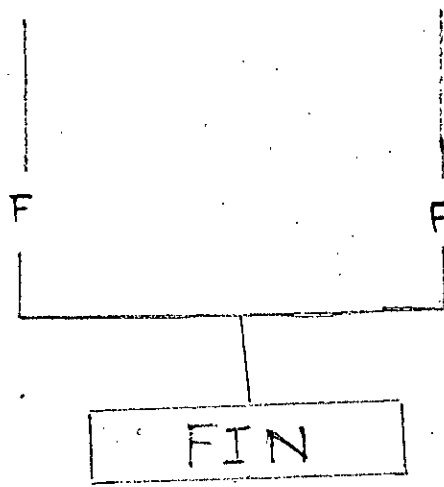
(A)

$SN = 1, SN_u$

$Q_{du} (SN, \epsilon_l)$

(C)





CHAPITRE V

RESULTANTS ET INTERPRETATIONS

RESULTATS ET INTERPRETATIONS

Afin de mettre en évidence l'interêt de l'analyse et l'évaluation thermodynamique il est préférable de présenter les résultats du calcul sous une forme graphique.

Les figures (5,1), (5,2), (5,3), (5,4), correspondent à la variation des grandeurs (Q_d , $T_{d\infty 0}$, ADT, A_t) relatives à l'unité de désaement en fonction du nombre d'étage (SN) et de l'efficacité du condenseur, en augmentant cette dernière ces grandeurs décroient.

La fig (5,5), représente la variation de la chaleur (consommée par Kg d'eau distillée) minimale et maximale correspondant à une efficacité maximale et minimale respectivement, une augmentation du nombre d'étage (SN) entrainera une diminution de la chaleur consommée.

Les résultats donnés aux fig (5,6) et (5,7) mettent en évidence la variation du rendement global du cycle et celle du travail spécifique en fonction du taux de compression et du rapport d'injection (si) pour une température d'admission à la turbine ($T_3 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$). Pour chaque valeur du taux de compression correspond un seuil (si_η) qui rend le rendement maximal.

Des rendements supérieurs à (0.40) peuvent être obtenus avec des taux de compression appartenant à l'intervalle [11 - 25] et des rapports d'injection compris entre [0.08 - 0.14].

Le travail spécifique est représenté sur la fig (5.7) ou l'extrémité des courbes correspond à la température de saturation (T_{2ss}) de la vapeur injectée à des faibles taux de compression.

variation de la chaleur consommée par KG (eau distillée)
en fonction de l'efficacite du condenseur

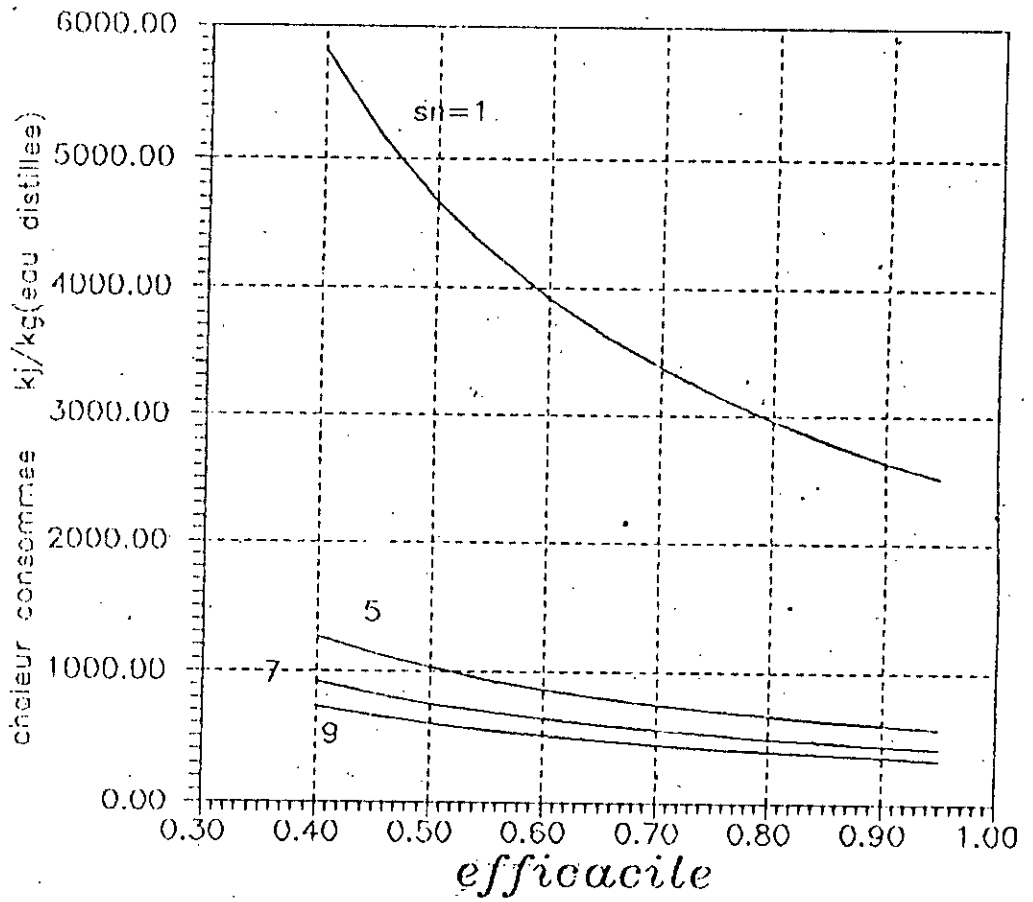
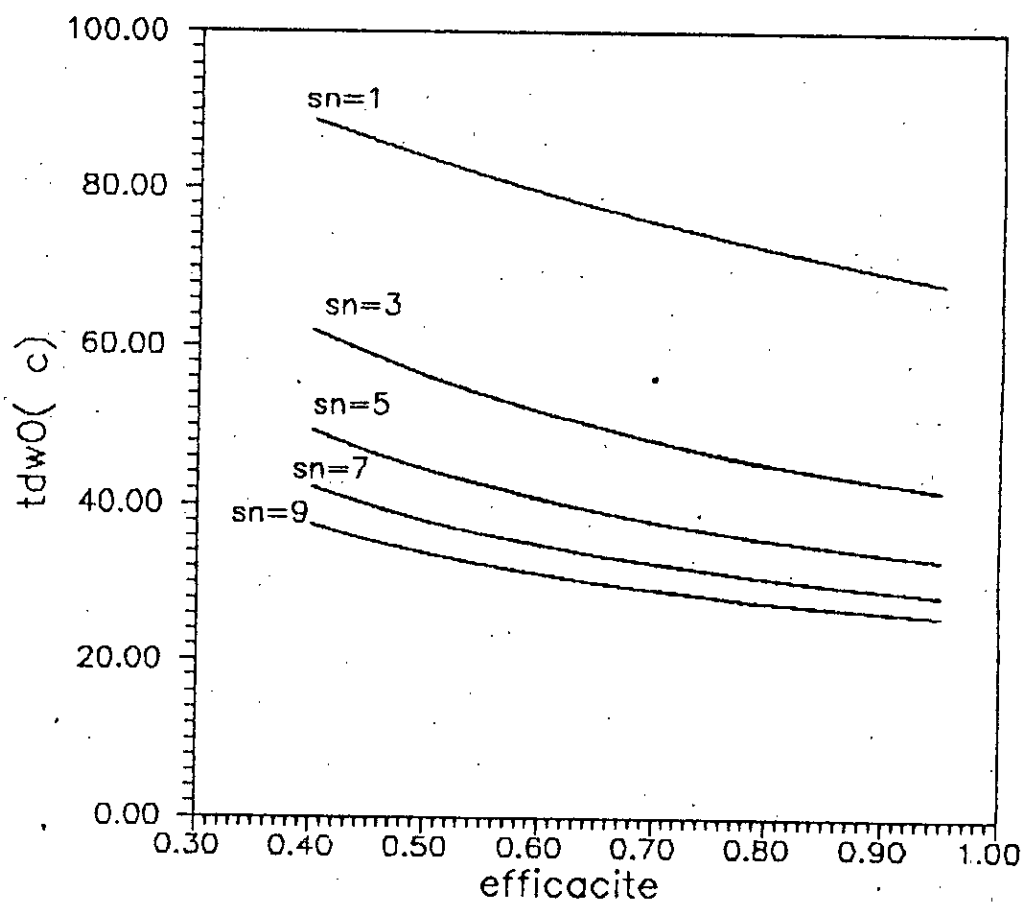
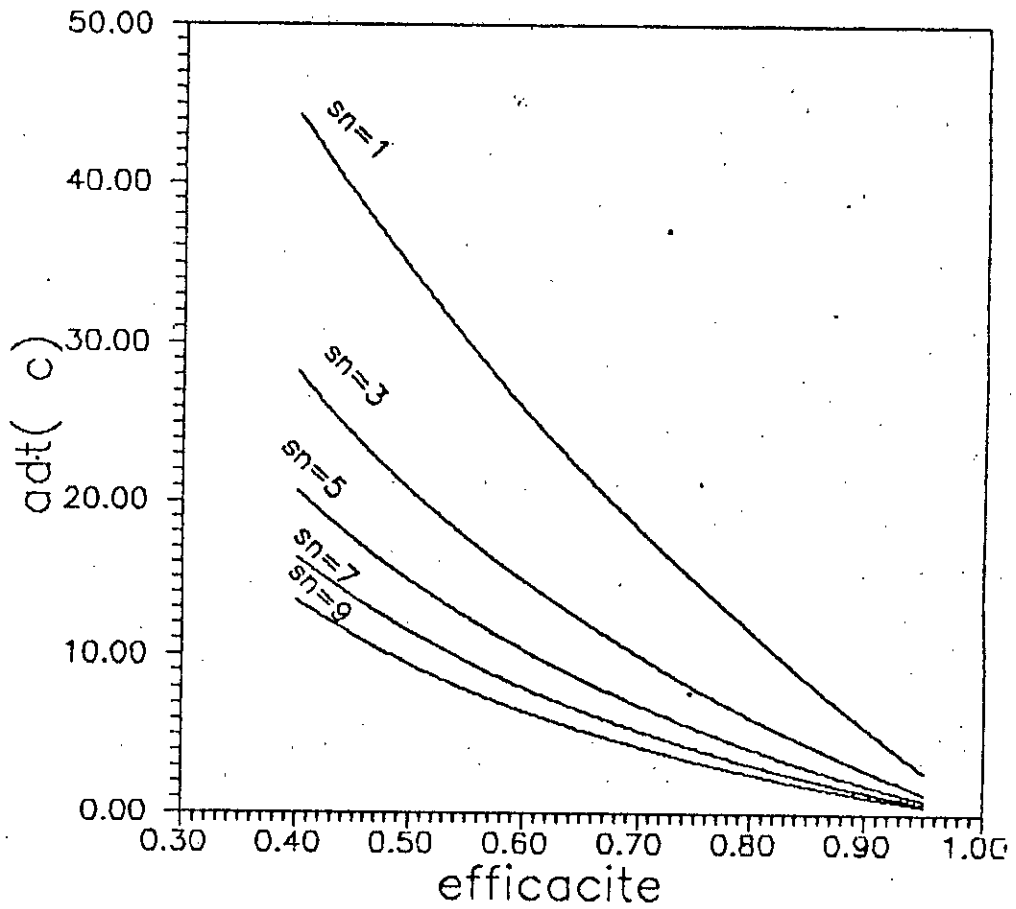


FIG 5-1



variation de la temperature de l'edu distillee
 a la sortie de l'unite de dessalement
 en fonction de l'efficacite et du nombre d'etage

FIG 5-2



variation de la difference approchee de temperature (adt) en fonction de l'efficacite du condenseur et du nombre d'etage(sn)

FIG 5-3

VARIATION DE LA SURFACE D'ECHANGE
EN FONCTION DE L'EFFICACITE DU CONDENSEUR

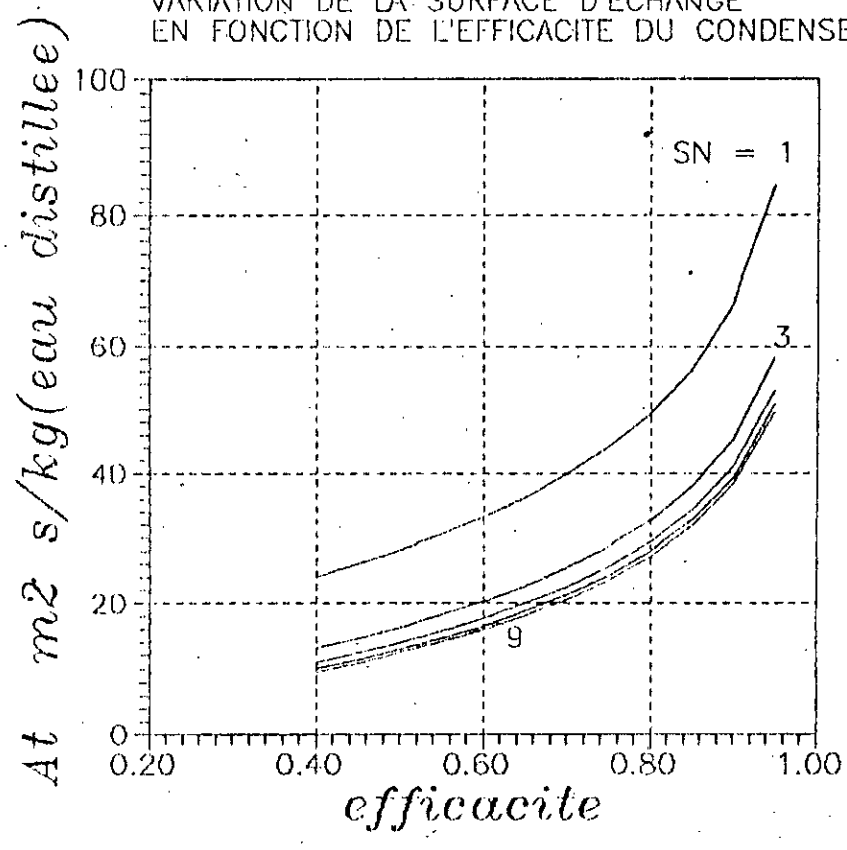
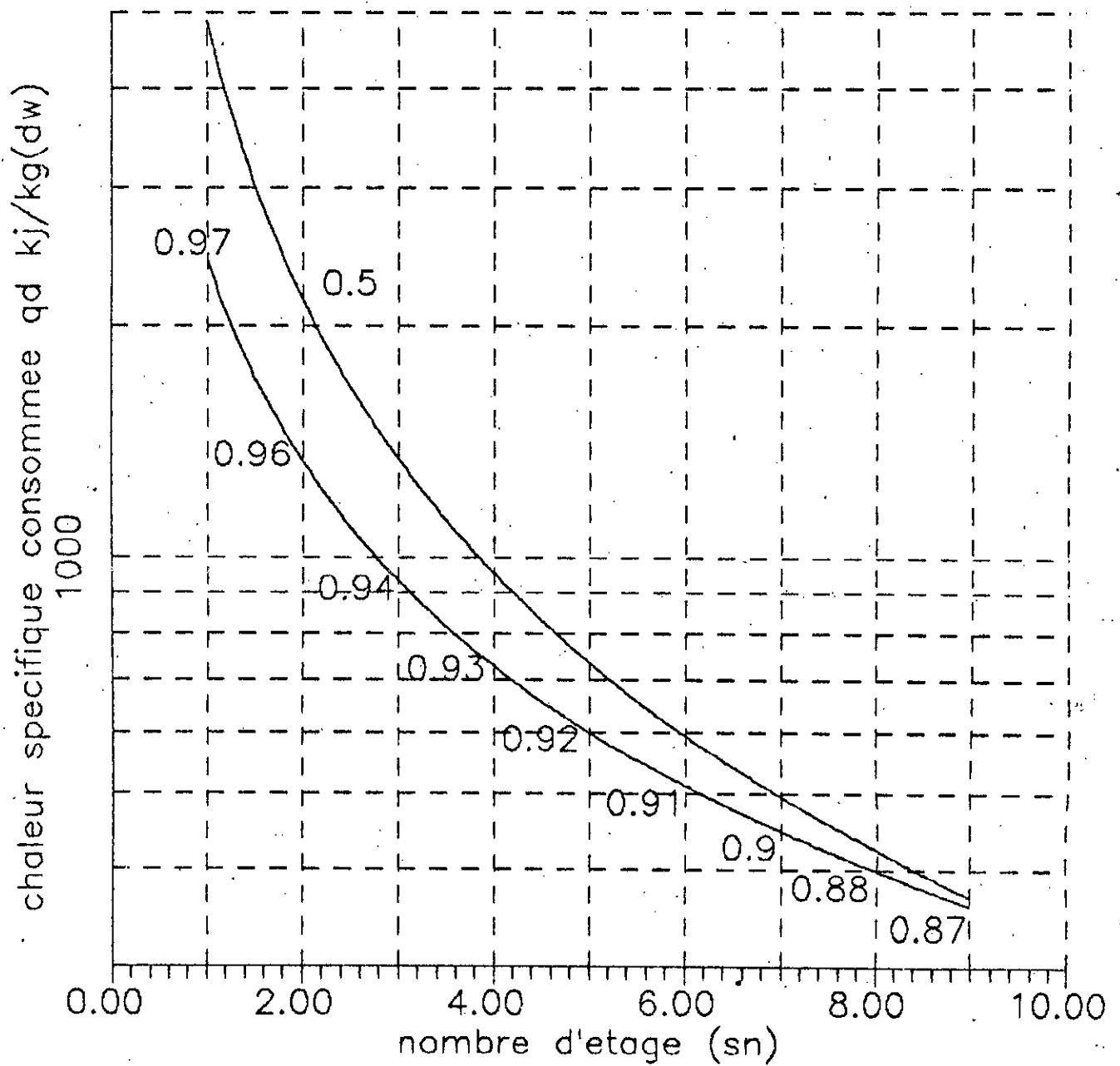


FIG 5-4



De la fig (5.8) jusqu'à la fig (5.11) la variation des performances et les caractéristiques du cycle global, en fonction de (si) pour un taux de compression $\tau_c=15$ et une température $T_3=1000^\circ\text{C}$ sont représentés:

- La fig (5.8) montre que le travail spécifique augmente linéairement avec (si) et cela est dû à une augmentation du débit massique à travers la turbine et de la chaleur spécifique du mélange.

- Dans La fig (5.9) ou les différentes températures sont représentées. On voit bien que la température des gaz d'échappement (T_{4m}) augmente légèrement, la température d'échappement à la cheminée décroît jusqu'à ce que sa limite inférieure (T_{s1}) soit atteinte pour ($si = 0.06$) tandis que la température de la vapeur injectée (T_{2s}) augmente jusqu'à ce que (si) atteigne une valeur seuil ($si=si_\eta=0.11$), à partir de cette valeur elle diminue jusqu'à la température de saturation à cause de la limitation du nombre d'étage maximal.

- La fig (5.10) montre que l'augmentation de (si) offre une croissance linéaire du rendement thermique pour ($si < si_\eta$), pour ($si > si_\eta$) le rendement décroît ceci s'explique par la diminution de T_{2s} qui nécessite une quantité de combustible supplémentaire pour garder $T_3=1000^\circ\text{C}$

$$\text{pour } si=si_\eta \quad \eta_{cg} = 0.411$$

- Un schéma représentant la variation des différentes quantités de chaleur, intervenant dans la section de récupération à savoir (Q_s, Q_{dv}, Q_{ut}) rapportés à Q_{avm} en fonction de (si)

ou

$$Q_{ut} = Q_s + Q_{dv}$$

On constate que seulement une fraction de chaleur disponible est utilisée quand ($si < 0.05$) dans ce cas un étage est nécessaire et

variation du rendement du cycle
en fonction du taux de compression.

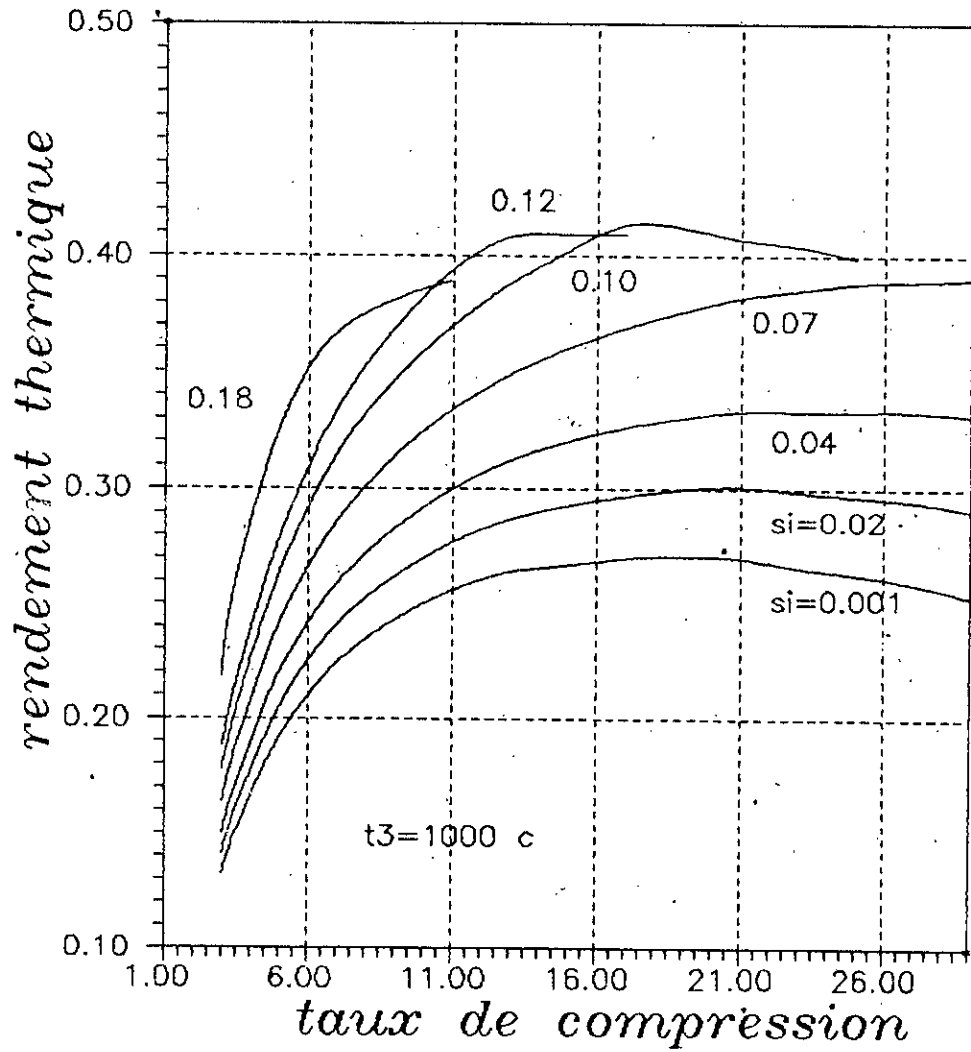


FIG 5.6

Fig. variation du travail spécifique net en fonction du taux de compression

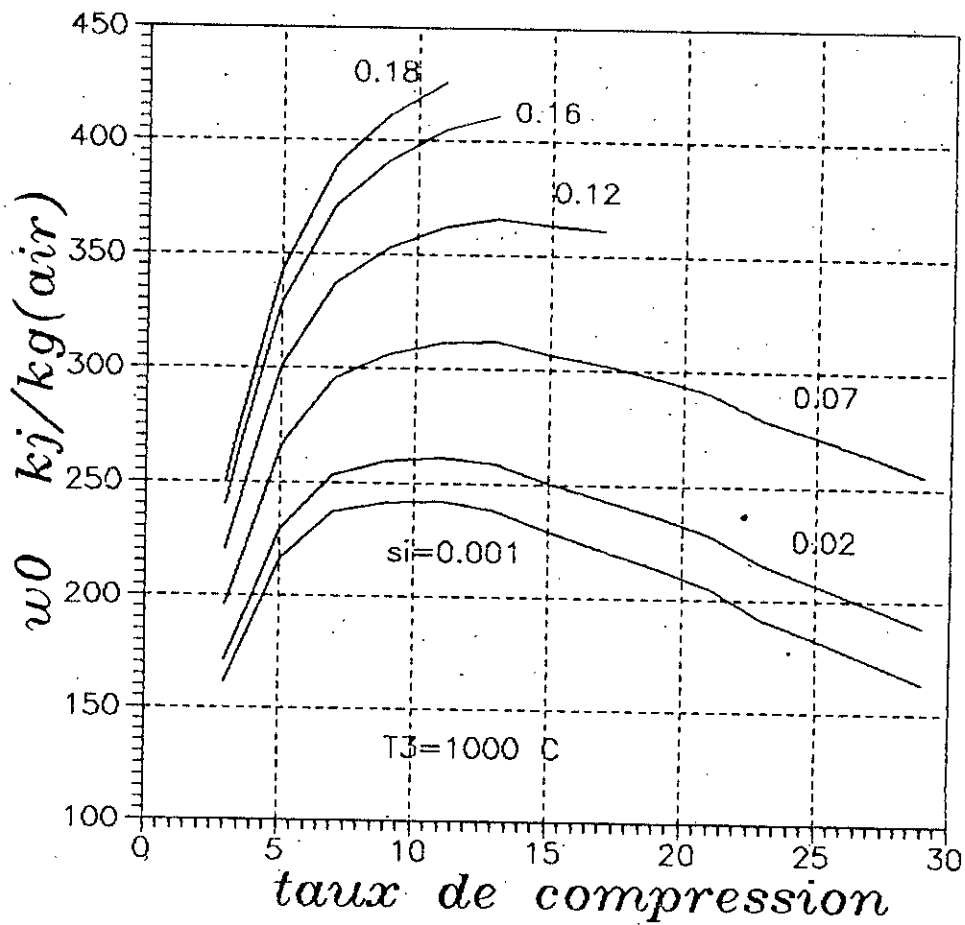


FIG 5-7

variation du travail net spécifique
en fonction du rapport massique (vapeur/air)

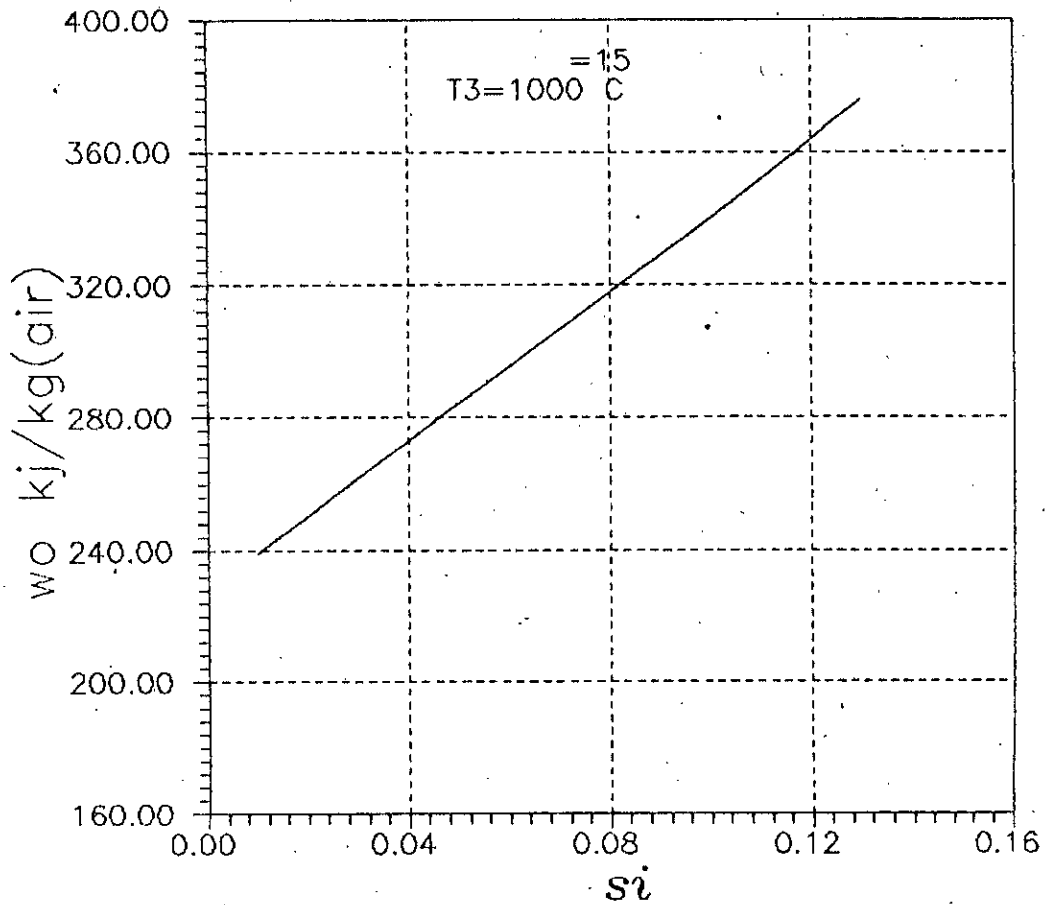


FIG 5-3

variation des differentes temperatures
 en fonction du rapport massique (vapeur/air)

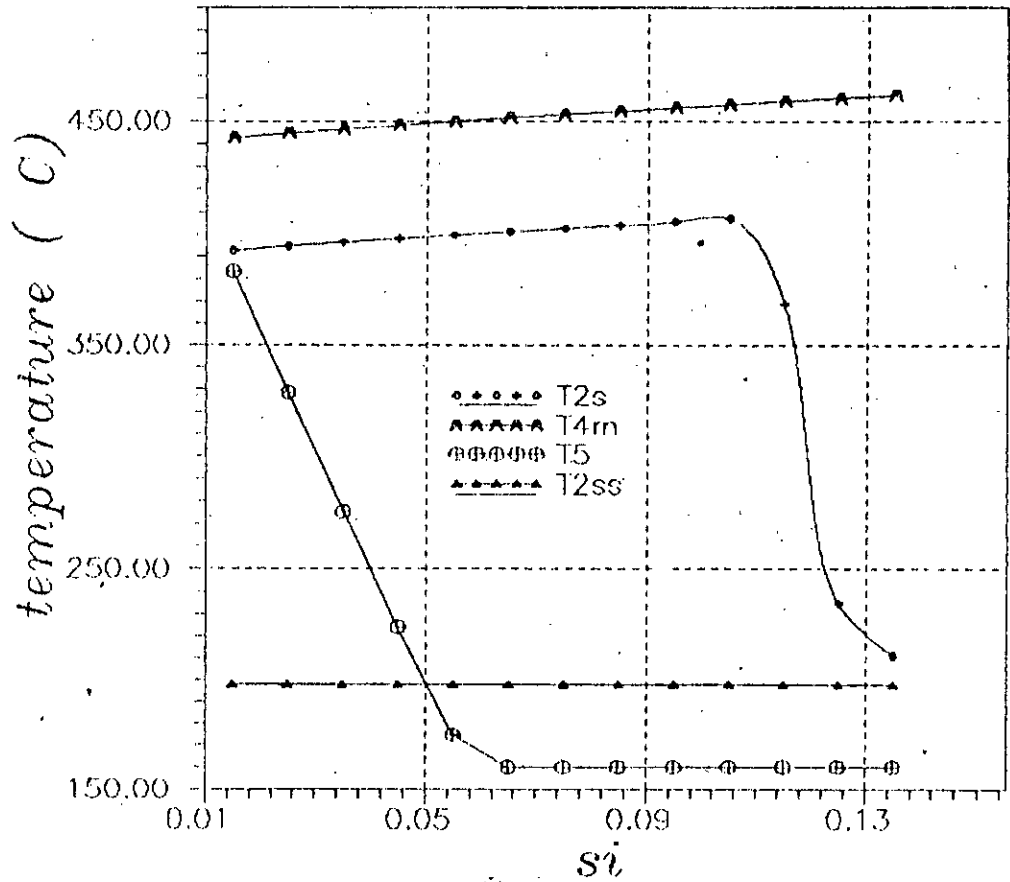


FIG 59

variation du rendement du cycle
en fonction du rapport massique (vapeur/air)

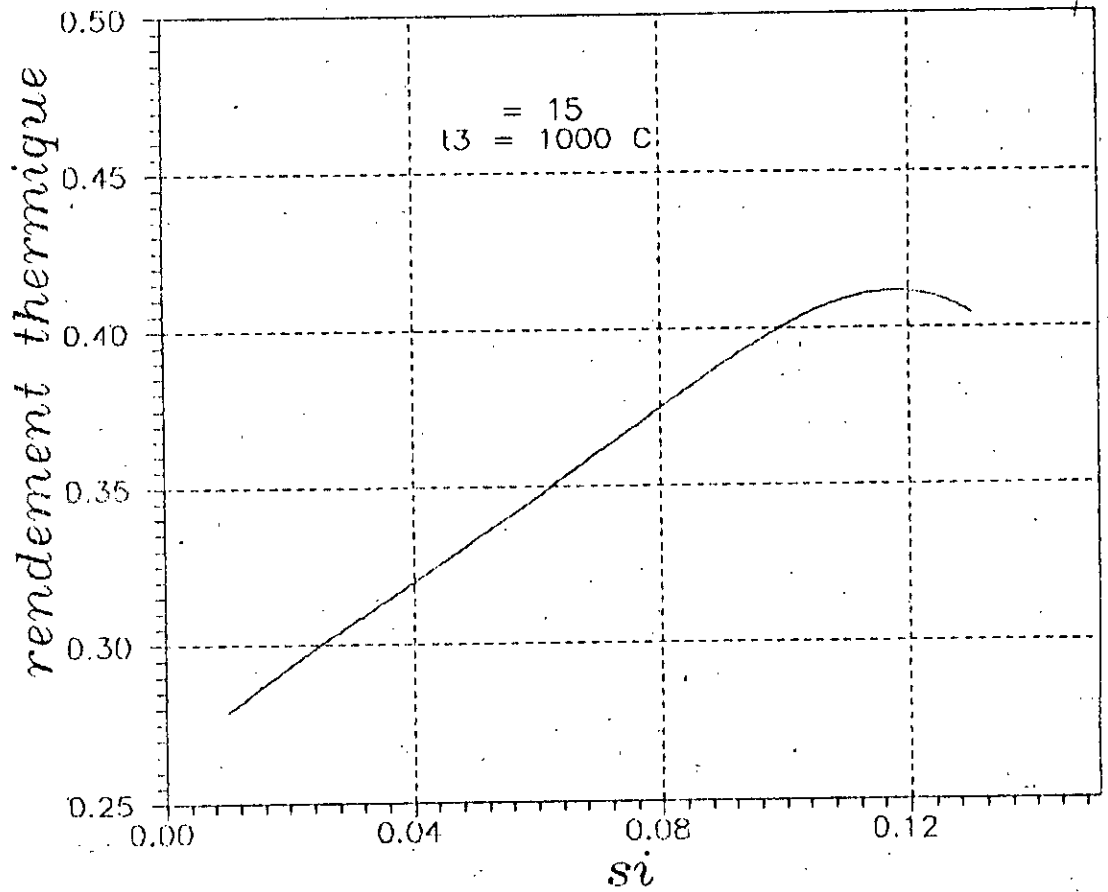
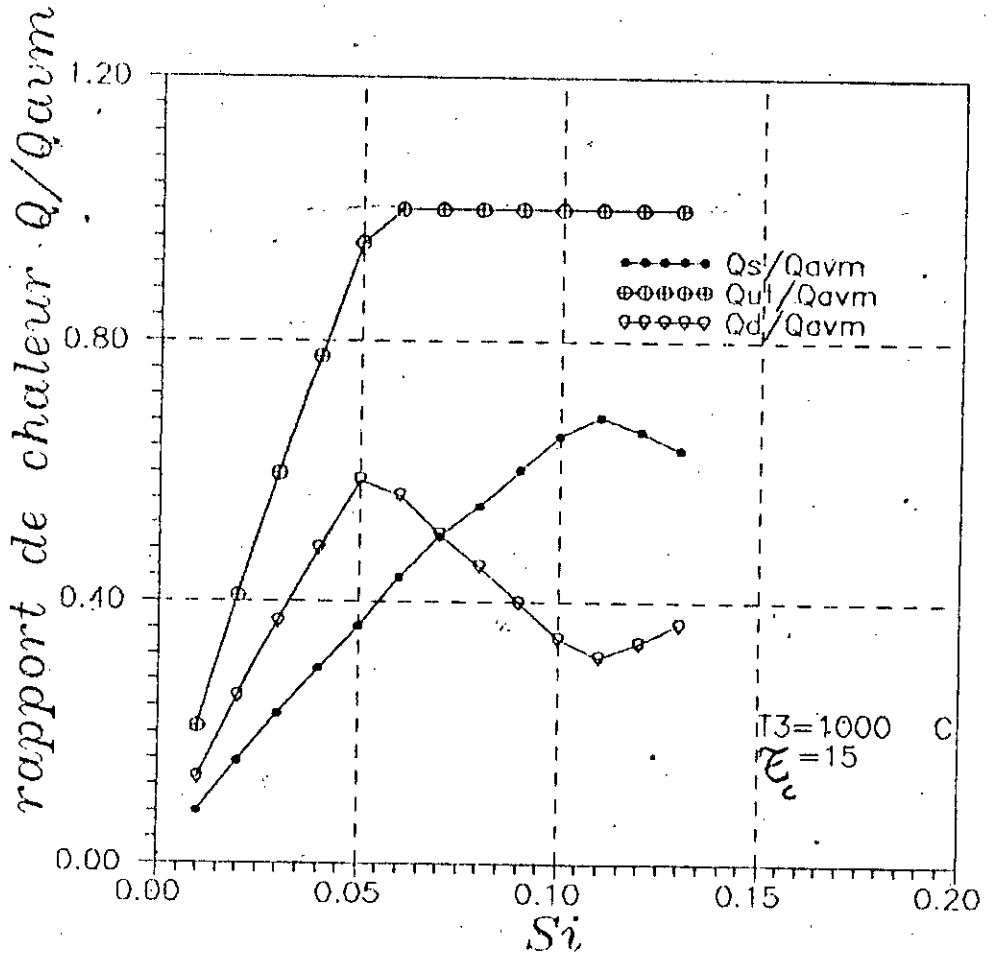


FIG 5-10

variation des differents rapports de chaleur
 en fonction du rapport massique d'injection



la vapeur est produite à une température la plus grande possible (pour plus de détails voir annexe) pour (si > 0.5) le nombre d'étage augmente donc la chaleur correspondante (Q_{dw}) est réduite et T_{2s} continue à augmenter jusqu'à la valeur maximale qui correspond au rendement maximal.

NB: afin de vérifier la concordance de nos résultats avec ceux de la documentation disponible [], ces derniers sont présentés graphiquement ci-après où l'allure est conservé

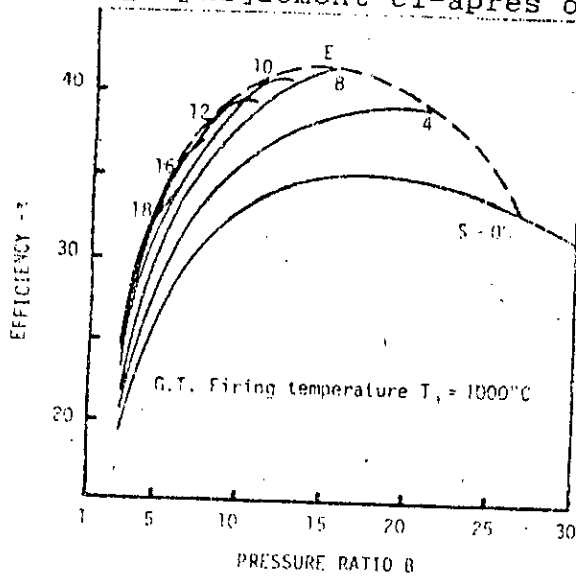


Fig. 9(a)

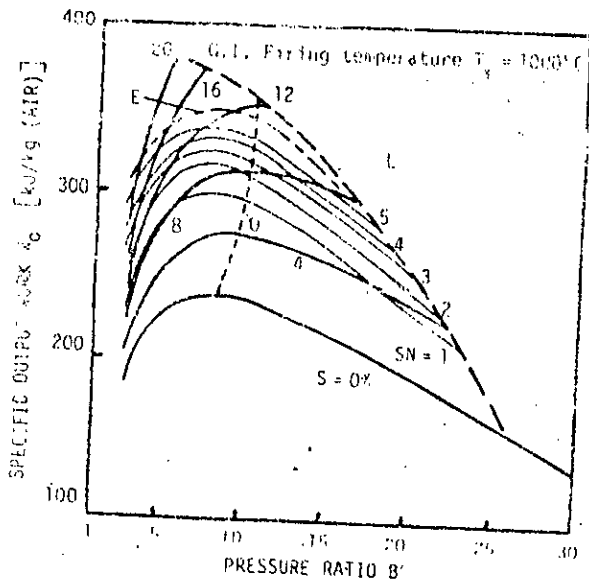


Fig. 9(b)

Fig. 9 Efficiency (a) and specific work (b) versus pressure ratio; parameter is steam-air injection ratio; E = locus of max efficiency;

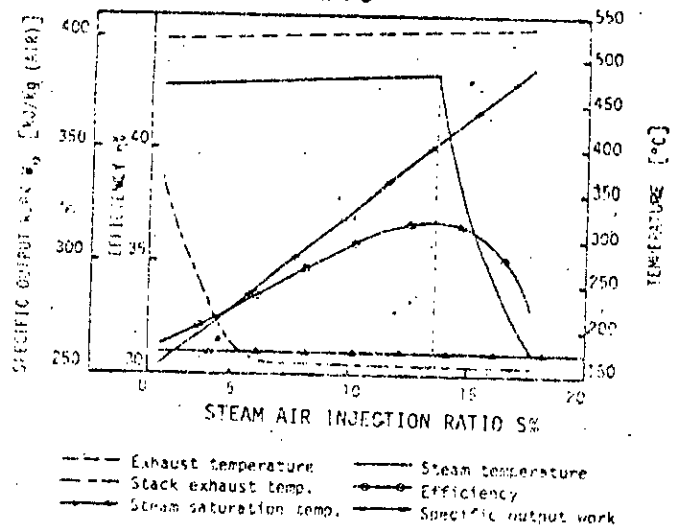


Fig. 10 Some plant parameters versus steam-air injection ratio

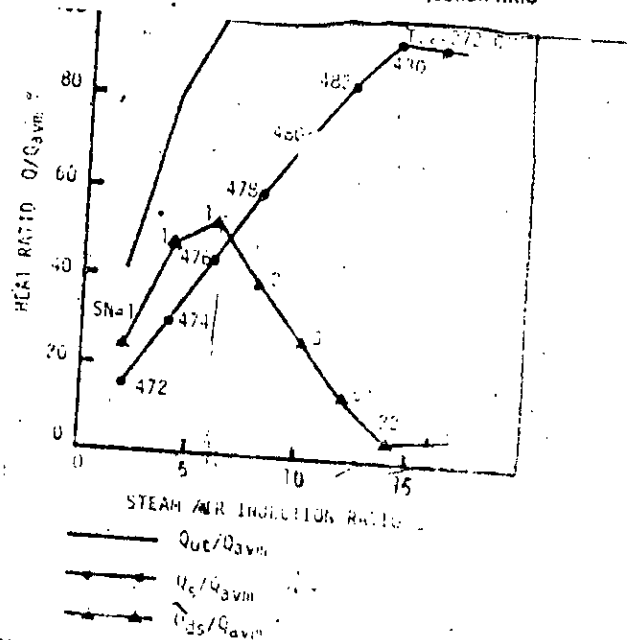


Fig. 8 Heat balance in the heat recovery section versus steam-air injection ratio; desilting stage number and steam temperature indicated

En fin pour achever cette interprétation on doit citer les

avantages et les inconvénients du cycle étudié et faire une comparaison avec d'autres cycles.

AVANTAGES ET INCONVENIENTS DE L'INSTALLATION TURBINE A GAZ A INJECTION DE VAPEUR ET COMPARAISON AVEC D'AUTRES CYCLES

Les résultats indiquent clairement que l'injection de vapeur dans la turbine à gaz offre une augmentation significative du travail spécifique et du rendement. Les avantages de l'injection de vapeur sont limités principalement par

le processus de récupération de chaleur ($\Delta T_{ppl}, T_{sl}, DT_{aml}$) et des contraintes économiques concernant l'unité de dessalement. Ces deux avantages sont dus essentiellement à :

-L'approvisionnement de fluide moteur (vapeur) sans un travail additionnel.

-augmentation du débit massique à travers la turbine.

-la chaleur spécifique à pression constante de vapeur d'eau est à peu près le double de celle de l'air, ce qui offre une augmentation de la chaleur spécifique du mélange.

-l'état de vapeur injectée est surchauffé en plus de l'augmentation du travail spécifique net et du rendement.

-l'injection de vapeur a un effet écologique est celui de diminuer l'émission de NO_x qui sont gaz polluants .

Tous les avantages cités ci-dessus favorisent les installations de turbine à gaz à injection de vapeur à ceux des turbines à gaz simples qui correspond à une fraction de vapeur injectée nulle ($S_i=0$).

Maintenant comparée aux cycle combiné (gaz-vapeur) et cycle à vapeur simple on peut en déduire ce qui suit :

- Le cycle à injection de vapeur offre une haute efficacité et une complexité moindre de l'équipement, donc le besoin d'une turbine à vapeur, d'un condenseur, d'une tour de refroidissement est exclu et entraîne une réduction du coût de l'installation

- Une consommation réduite en eau : les cycles turbine à gaz

à injection de vapeur consomment seulement $1/3$ à $1/2$ [] d'eau
nécessaire pour un cycle combiné ou cycle à vapeur simple
utilisant des tours humides.

CHAPITRE VI

CONCLUSION

CONCLUSION

Au terme de ce travail, nous pouvons émettre certaines conclusions comme :

- L'injection de vapeur dans la chambre de combustion de la turbine à gaz peut être adoptée pour augmenter le rendement et le travail recueilli.
- Les installations de dessalement basées sur le procédé de distillation en particulier (MEE) et (MSF), qui utilisent la chaleur des gaz d'échappement peuvent être intégrées dans les installations de puissance pour une production autonome d'eau d'alimentation.
- Les rapports de pression correspondant au rendement maximal de la turbine à gaz à injection de vapeur sont inférieurs à ceux d'une turbine à gaz simple.
- Un faible nombre d'étages réduit allant de [3-5 ,10max] est à considérer.

BIBLIOGRAPHIE

- 1- L . BOREL, "thermodynamique et énergétique " tome 1.
- 2- J . VAN WYLEN "thermodynamique appliquée " , editions du renouveau pédagogique, inc. québec:
- 3- P. CHAMBADAL, " la turbine à gaz ", eyrolles editions.
- 4- W.E. FRAISE et C. KINNEY, "effects of steam injection on performance of turbine power cycles " ASME april 1979, vol 101.
- 5- R. CERRI et G. ARSUFFI, " steam injection gaz turbine integrated with self production demineralized water thermal plant " ASME, january 1988 vol 110.
- 6- R. CERRI et G. ARSUFFI, " calculation procedure for steam injected gaz turbine with autonomous distilled water production " ASME jun 1986.
- 7- G. GERRI, " parametric analysis of combined gaz steam cycle " , ASME 1970.
- 8- AFEDES, bulletin de liaison , "special dessalement solaire " , printemps 84 N:21.
- 9- Revue, " BBC " , 1978.
- 10- Revue, "desalination " , 1984, 1985, 1986..
- 11- F. MOUACI, PFE, " analyse conceptuelle d'un cycle combiné (gaz-vapeur) janvier 1987.

ANNEXE

RESULATS OBTENUES POUR UN TAUX DE COMPRESSION 15 ET T3=1000 C

si	*	w0	rgc	t2s	sn
0.01	*	239.2	.279	392.6	1
0.02	*	250.4	.293	394.5	1
0.03	*	261.6	.306	396.3	1
0.04	*	272.9	.320	398.0	1
0.05	*	284.1	.333	399.7	1
0.06	*	295.3	.347	401.3	2
0.07	*	306.5	.361	402.8	2
0.08	*	317.7	.374	404.3	3
0.09	*	328.9	.388	405.8	3
0.10	*	340.1	.402	407.2	3
0.11	*	351.5	.411	363.5	3
0.12	*	363.3	.409	234.8	3
0.13	*	375.2	.405	211.1	3

```

C -----
C SUJET: EVALUATION THERMODYNAMIQUE D'UN CYCLE TURBINE A GAZ A INJECTI
C DE VAPEUR AVEC UNE UNITE DE DESSALEMENT (M S F) INTEGREE
C PROPOSE ET DIRIGE PAR :
C MR H.BENNDUR
C ETUDIE PAR :
C M.BENTURKI
C A.MECELLEM
C
C PROMOTION ( JUIN 92 )
C -----
C * DECLARATION DES PARAMETRES *
C -----

```

```

integer snu,sn
REAL K1,KP1,m,m1,m2,mg,k2,kp2
real lambda,nu,kpcc,kp,ks
character *3 ent
dimension co2(27,3),o2(27,3),h2o(27,3),tn2(27,3),air(93,3)
dimension x(14,3),bv(6),vsu(14,3,15),vsa(63,6),pg(15)
dimension epsmin(9,2)

```

```

C * CREATION DES FICHIERS DE DONNEES RELATIFS COMPORTANT
C * LES DES ENTHALPIES DES GAZ DE COMBUSTION ET DE LA
C * VAPEUR D'EAU , ET LES FICHIERS DES RESULTATS
C -----

```

```

open (unit=11,file='epsm.dat',status='old')
open (unit=12,file='cg2.dat',status='old')
open (unit=3,file='cg3.dat',status='old')
open (unit=4,file='cg4.dat',status='old')
open (unit=9,file='cg5.dat',status='old')
open (unit=5,file='rab.dat',status='old')
open (unit=1,file='rac.dat',status='old')
open (unit=7,file='resr.dat',status='unknown')
open (unit=8,file='rest.dat',status='unknown')

```

```

C * LECTURE DES DIFFERENTES TABLES *
C -----

```

```

read(11,*) ((epsmin(i,j),j=1,2),i=1,9)
read(9,*) ((tn2(i,j),j=1,3),i=1,27)
read(3,*) ((o2(i,j),j=1,3),i=1,27)
read(12,*) ((co2(i,j),j=1,3),i=1,27)
read(4,*) ((h2o(i,j),j=1,3),i=1,27)
read(1,*) ((vsa(i,j),j=1,6),i=1,63)
do 40 k=1,15
read(5,*) pg(k)
do 30 i=1,14
read(5,*) vsu(i,1,k),vsu(i,2,k),vsu(i,3,k)
30 continue
40 continue

```

```
C
C -----
C * CYCLE TURBINE A GAZ A INJECTION DE VAPEUR *
C -----
```

```
C
C -----
C COMPRESSION
C -----
```

```
data t1a:pla,rpc,rcc,rpt,rmtc /288,100,0.89,0.98,0.90,0.98/
ra=0.287
cpa1=cpa(t1a)
nu=ra/cpa1
do 153 tauc=3,30,2
p2a=pla*tauc
taup=tauc**nu
rc=(taup-1)/(-1+taup/rpc)
t2ai=t1a*taup
t2a=t1a+(t2ai-t1a)/rc
```

```
C
C *****
C ***** CALCUL DE CPA MOYEN AU COURS DE COMPRESSION 1,2 *****
C *****
```

```
cpam1=cpam(t1a)
cpam2=cpam(t2a)
cpam12=(cpam2-cpam1)/(t2a-t1a)
```

```
C
C ***** TRAVAIL SPECIFIQUE DU COMPRESSEUR *****
C *****
```

```
t3=1000
g=0.05
if (t3.gt.1273) goto5
goto6
5 g=((t3-273)*g)/1000
6 wc=(1+g)*cpam12*(t2a-t1a)/rmtc
print*, 'wc=',wc, '[kj/kg-air]'
```

```
C
C -----
C * MELANGE: calcul des pressions partielles *
C -----
```

```
C
C *****
C ***** calcul des pressions *****
C *****
```

```
do 15 si=0.01,0.2,0.01
ra=0.287
rs=0.46152
p2=p2a
dp2=0.03*p2
kpcc=1-dp2/p2
p2a=(ra/(ra+rs*si))*p2
p2s=((rs*si)/(ra+rs*si))*p2
p3=kpcc*p2
p3a=kpcc*p2a
```

p3s=kpcc*p2s

DETENTE

kp=0.95
taut=kp*tauc
cpa3=cpa(t3)
cps3=cps(t3)
rm=(ra+si*rs)/(1+si)
cpm3=(cpa3+si*cps3)/(1+si)
gam=rm/cpm3
tautp=taut**(gam*rpt)
t4m=t3/tautp

RECUPERATION DE CHALEUR

***** donnees relatives a la vapeur injectée *****
dtsm=50
dtppl=30
t2smax=538
t4mc=t4m-273
t1=t4mc-dtsm
call inter1(p2,vsa,t2ss,h1,hg,s1,sg,bv)
***** données relatives a l'unité de dessalement *****
tbh1=120
tbcn1=15
dtdb=1.75
cb=4.2
u=1.63

EVALUATION THERMODYNAMIQUE

***** calcul iteratif de la température T2s *****
do 17 t2s=t1,t2ss,-5
if(t2s.gt.t2smax) goto 17

***** calcul iteratif du nombre d'étage de l'installation *****
** M S F **

do 10 sn=1,3
eps=epsmin(sn,2)
a=tbh1-tbcn1-dtdb
raj=(cb*log(1/(1-eps)))/u
rqd=cb*(tbh1-tbcn1)-(sn*cb*eps*a)/(eps*sn+1)
dt=(eps*a)/(eps*sn+1)
tdw0=tbh1-((sn*(1-eps)*a)/(eps*sn+1))-dtdb
call inter4(p,vsa,tdw0,hdw0,hg,sf,sg,bv)
s=0
e=1
do 37 j=1,sn

t=tbh1-j*dt

call inter4(p,vsa,t,hfs,hgs,sf,sg,bv)
hfgs=hgs-hfs
a1=(1/(1-(cb*dt)/hfgs))-1

```

e=e*(1.-((cb*dt)/hfgs))
c *****
c ***** ks(j)=md(j)/mbc *****
c *****
ks=a1*e
s=s+ks
37 continue
qdmx=rqd/s
cpa2=cpa(t2a)
t2sk=t2s+273.15
cps2=cps(t2sk)
t2m=(t2a*cpa2+si*cps2*t2sk)/(cpa2+si*cps2)
c -----
c COMBUSTION
c -----
c ***** calcul de l'exès d'air *****
data hfch4,hfc2h6,hfc3h8,hfc4h10,hfc5h12,hfc6h14,hfco2,hfh2o,
1 hfo2,hfn2 /-74873.,-84667.,-103847.,-126148.,-146475.,-167233.,
1 -393522.,-241827.,0.,0.
c ***** delta-h- des produits *****
4 hfc=hfch4*0.83+hfc2h6*0.07+hfc3h8*0.02+hfc4h10*0.0085
+hfc5h12*0.0029+hfc6h14*0.0014
c ***** hf des produits t=t3 *****
call fco2(27,3,t3,co2,dhco2,dasco2)
call fo2(27,3,t3,o2,dho2,dso2)
call fh2o(27,3,t3,h2o,dhh2o,dsh2)
call fn2(27,3,t3,tn2,dhn2,dsn2)
hfp=1.093*(hfco2+dhco2)+2.027*(HfH2O+DHH2O)-2.106*(hfo2+dho2)
a=2.106*(hfo2+dho2)+7.918*(hfn2+dhn2)
c ***** calcul de hf air t=t2a *****
call fn2(27,3,t2a,tn2,dhn2,dsn2)
call fo2(27,3,t2a,o2,dho2,dso2)
hfair=2.106*(dho2+3.76*dhn2)
lambda=(hfc-hfp)/(a-hfair)
c
c *****
c ***** calcul du cp des produits de combustion *****
c *****
cph2o=143.05-58.04*(t3**(0.25))+8.275*(t3**(0.5))-0.036989*t3
cpco2=-3.7357+3.0529*(t3**(0.5))-0.04103*t3+0.024198e-4*(t3**2)
cpn2=39.06-512.79e+3*(t3**(-1.5))+1072.7e+4*(t3**(-2))-820.40e+6
* *(t3**(-3))
cpo2=37.432+0.020102e-3*(t3**(1.5))-178.57e+3*(t3**(-1.5))
* +236.88e+4*(t3**(-2))
cpg3=1.093*cpco2+2.027*cph2o+(lambda-1)*2.1047*cpo2
* +7.914*lambda*cpn2
mmel=17.27+288.92*lambda
cpm=cpg3/mmel
cps3=cps(t3)

```

```

c       cpmel=(cpmel+si*cps3)/(1+si)
c       ***      calcul du débit de combustible      ***
ent='t'
call inter2(ent,p2,t2s,h2s,ss2,pg,x,vsu)
far=(cpmel*(1+si)*t3-cpa2*t2a+si*h2s)/(pci*rcc-cpmel*t3)

qs1=h2s-hdw0
t5k=160+273
tmppk=t4m-si*((h2s-h1)/(cpmelc*(1+far+si)))
tmppc=tmppk-273
dtpc=tmppc-t2ss
qavm=(cpmel*(1+si+far)*(t4m-t5k))/si
qdw=qavm-qs1
if(qdw.ge.qdmax) goto 145
10      continue
17      continue
145     qu=qdmax+qs1
        quavm=qu/qavm
        qdavm=qdmax/qavm
        qsvm=qs1/qavm
        t5k=t4m- (si*qu)/((1+si+far)*cpmel)

c -----
c           LES PERFORMANCES DU CYCLE GLOBAL
c -----
wt=(1+si+far)*cpmel*(t3-t4m)*rmtc
w0=wt-wc
rgc=w0/(pci*far)

c -----
c           IMPRESSION DES RESULTATS
c -----
118     write(8,118) si,t2s,t4m,dtpc,far,t5k
        format (2x,'si=',f5.4,2x,'t2s=',f5.1,1x,'t4m=',f6.1,
*         'dtpc=',f7.1,'far=',f6.5,'t5k=',f5.1)
117     write(7,117) tauc,w0,rgc,t2s,sn
        format(2x,'tauc=',f5.2,2x,'w0=',f10.1,2x,'rgc=',f5.3,
*         2x,'t2s=',f5.1,2x,'sn=',i2)
c15     continue
153     continue
        STOP

```

END

C -----
C SOUS PROGRAMMES DE CALCUL UTILISES
C -----

C ***** subroutine de calcul des enthalpies de O2 *****

```
subroutine fo2 (k,l,t,o2,dho2,dso2)
  dimension o2(27,3),b(3)
  do 600 i=2,k
    if(o2(i,1).GE.t) goto 610
600 continue
610 a=t-o2(i-1,1)
    do 650 j=1,1
      b(j)=o2(i,j)-o2(i-1,j)
650 continue
      rkab=a/b(1)
      dho2=o2(i-1,2)+rkab*b(2)
      return
    end
```

C ***** subroutine relative a N2 *****

```
subroutine fn2 (k,l,t,tn2,dhn2,dsn2)
  dimension tn2(27,3),b(3)
  do 600 i=2,k
    if(tn2(i,1).GE.t) goto 610
600 continue
610 a=t-tn2(i-1,1)
    do 650 j=1,1
      b(j)=tn2(i,j)-tn2(i-1,j)
650 continue
      kab=a/b(1)
      dhn2=tn2(i-1,2)+kab*b(2)
      return
    end
```

C ***** subroutine relative au CO2 *****

```
subroutine fco2 (k,l,t,co2,dhco2,dsco2)
  dimension co2(27,3),b(3)
  do 600 i=2,k
    if(co2(i,1).GE.t) goto 610
600 continue
610 a=t-co2(i-1,1)
    do 650 j=1,1
      b(j)=co2(i,j)-co2(i-1,j)
650 continue
      rkab=a/b(1)
      dhco2=co2(i-1,2)+rkab*b(2)
      return
```

```

end
*****      subroutine relative a H2O      *****

      subroutine fh2o (k,l,t,h2o,dhh2o,dsh2o)
      dimension h2o(27,3),b(3)
      do 600 i=2,k
      if(h2o(i,1).GE.t) goto 610
600 continue
610 a=t-h2o(i-1,1)
      do 650 j=1,1
      b(j)=h2o(i,j)-h2o(i-1,j)
650 continue
      rkab=a/b(1)
      dhh2o=h2o(i-1,2)+rkab*b(2)
      return
      end
c ***** sous programme FUNCTION du calcul de CP local de l'air
      function cpa(t)
      cpa=1.336+0.146e-6*(t**(1.5))-15300*(t**(-1.5))+309000
1 *(t**(-2.))-224e+5*(t**(-3.))
      return
      .end
c *****      sous programme FUNCTION du calcul de CP de H2O
      function cps(t)
      cps=(143.05-58.04*(t**(0.25))+8.275*(t**(0.5))-0.036989*t)/18.015
      return
      end
c ***** sous programme FUNCTION du calcul de CP Moyen de l'air
      function cpam(t)
      cpam=1.336*t+5.84e-8*(t**(2.5))+30600*(t**(-0.5))-0.309e+6
1 *(t**(-1))+0.112e+8*(t**(-2))
      return
      end
c *****
c *****
c *****      sous programme interpolation vapeur saturée *****
c *****      entrée par la pression *****
c *****
subroutine inter1 (p,vsa,t,h1,hg,s1,sg,bv)
dimension vsa(63,6),bv(6)
do 50 i=1,63
if (vsa(i,2).ge,p) goto 51
50 continue
51 av=p-vsa(i-1,2)
do 52 j=1,6
bv(j)=vsa(i,j)-vsa(i-1,j)
52 continue
rav=av/bv(2)

t=vsa(i-1,1)+rav*bv(1)
h1=vsa(i-1,3)+rav*bv(3)
hg=vsa(i-1,4)+rav*bv(4)
s1=vsa(i-1,5)+rav*bv(5)
sg=vsa(i-1,6)+rav*bv(6)
return
end

```



```

c *****
c *****      sous programme interpolation  vapeur saturee      **
c *****      entree par la temperature                          *
c *****

```

```

      subroutine inter4 (p,vsa,t,h1,hg,s1,sg,bv)

```

```

      dimension vsa(63,6),bv(6)

```

```

      do 50 i=1,63

```

```

      if (vsa(i,1).ge.t) goto 51

```

```

50      continue

```

```

51      av=t-vsa(i-1,1)

```

```

      do 52 j=1,6

```

```

      bv(j)=vsa(i,j)-vsa(i-1,j)

```

```

52      continue

```

```

      rav=av/bv(1)

```

```

      p=vsa(i-1,2)+rav*bv(2)

```

```

      h1=vsa(i-1,3)+rav*bv(3)

```

```

      hg=vsa(i-1,4)+rav*bv(4)

```

```

      return

```

```

      end

```

```

c *****

```

```

      sous programme double interpolation

```

```

      vapeur

```

```

      vapeur surchauffee

```

```

c *****

```

```

      subroutine inter2(ent,p,t,h,s,pg,x,c)

```

```

      dimension pg(17),x(14,3),c(14,3,17)

```

```

      character *3 ent

```

```

      do 20 k=2,17

```

```

          if(pg(k).ge.p) goto 21

```

```

20      continue

```

```

          ***** premiere iterpolation *****

```

```

21      cp=p-pg(k-1)

```

```

      co=pg(k)-pg(k-1)

```

```

      rk=cp/co

```

```

      do 22 j=1,3

```

```

      do 22 i=2,14

```

```

      dd=c(i,j,k)-c(i,j,k-1)

```

```

      x(i,j)=c(i,j,k-1)+rk*dd

```

```

22      continue

```

```

C          ***** deusieme interpolation *****
      if (ent.ne.'t') goto 29
      do 23 i=2,14
      if(x(i,1).ge.t) goto 24,
23      continue
24      cct=t-x(i-1,1)
      cc1=x(i,1)-x(i-1,1)
      cc2=x(i,2)-x(i-1,2)
      cc3=x(i,3)-x(i-1,3)
      tk=cct/cc1
      h=x(i-1,2)+cc2*tk
      s=x(i-1,3)+cc3*tk
      goto 31
C          ----- entree par l'entropie -----
29      if (ent.eq.'h') goto 30
      do 25 i=2,14
      if(x(i,3).ge.s) goto 26
25      continue
C
26      ccs=s-x(i-1,3)
      cc1=x(i,1)-x(i-1,1)
      cc2=x(i,2)-x(i-1,2)
      cc3=x(i,3)-x(i-1,3)
      sk=ccs/cc3
      h=x(i-1,2)+cc2*sk
      t=x(i-1,1)+cc1*sk
C
      goto 31
C          ----- entree par l'enthalpie -----
30      do 27 i=2,14
      if (x(i,2).ge.h) goto 28
27      continue
C
28      cch=h-x(i-1,2)
      cc1=x(i,1)-x(i-1,1)
      cc2=x(i,2)-x(i-1,2)
      cc3=x(i,3)-x(i-1,3)
      hk=cch/cc2
      t=x(i-1,1)+cc1*hk
      s=x(i-1,3)+cc3*hk
31      return
      end

```