

10/96
الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التربية الوطنية
MINISTERE DE L'EDUCATION NATIONALE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المركز الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

Analyse thermodynamique d'un cycle combiné intégrant le refroidissement de la turbine à gaz : considération de plusieurs modes de refroidissement .

Proposé par :
H. BENNOUR

Etudié par :
M. HAMIA
M. BOURENANE

Dirigé par :
H. BENNOUR

PROMOTION
1996

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التربية الوطنية

MINISTERE DE L'EDUCATION NATIONALE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

Analyse thermodynamique d'un cycle combiné intégrant le refroidissement de la turbine à gaz : considération de plusieurs modes de refroidissement .

Proposé par ;

H. BENNOUR

Etudié par :

M. HAMIA

M. BOURENANE

Dirigé par :

H. BENNOUR

PROMOTION

1996

DEDICACES

Je dédie ce travail à :

*ma mère, mon père, mes soeurs et frères
et à tous ceux qui me sont chers .*

Mourad Bourenane .

*Je dédie ce travail à mes parents et membres de
ma famille au sein desquels j'ai grandi et à tous mes amis
au près desquels j'ai affermi ma personnalité .*

Mohammed Hamia .



REMERCIEMENTS

Nos vifs et sincères remerciements sont adressés à notre promoteur monsieur Hocine Bennour pour avoir su nous orienter à réaliser avec fidélité ce projet de fin d'études .

Aussi , nos remerciements sincères sont adressés à messieurs le président et assesseurs membres du jury d'avoir accepté sans hésitations de lire, puis d'apprécier et enfin de juger notre travail .

Que messieurs les professeurs soient assurés de notre profonde gratitude, car ils ont contribué durant cinq longues années à nous former.

Monsieur Bourenane Rabah et son personnel reçoivent nos salutations les plus distinguées, car ils nous ont fourni le matériel d'impression nécessaire pour réaliser ce projet .

ملخص

تعتبر هذه الدراسة تحليل ترموديناميكي
باستعمال طريقة المتأحية، لدورة مركبة غاز- بخار
مع تبريد مكونات توربينته الغاز، ونهتم
في دراستنا هذه على ثلاثة أنواع من التبريد.

Résumé

Ce sujet consiste en une analyse thermodynamique par la méthode exergetique d'un cycle combiné en integrant le refroidissement de la turbine à gaz et en considérant plusieurs modes de refroidissement en l'occurrence, le mode de refroidissement à air interne, le refroidissement par transpiration d'air et enfin le mode de refroidissement par liquide (eau).

Abstract

This study interests in thermodynamic analysis by using exergetic method of a combined cycle, considering different methods of a gas turbine cooling; such as internally air cooling, transpiration air cooling and liquid or water cooling.

SOMMAIRE

LISTE DES SYMBOLES

INTRODUCTION	1
--------------------	---

Chapitre I

GENERALITES

I-1 Principe de fonctionnement d'un cycle combiné	4
I-2 Environnement thermique et mécanique des turbines à gaz.....	5
I-3 Les limitations technologiques.....	5
I-3-1 Les limitations thermiques.....	6
I-3-2 Techniques de refroidissement.....	7
I-4 Méthode d'analyse.....	7
I-5 Rappel thermodynamique.....	9
I-5-1 Le premier principe de la thermodynamique.....	9
I-5-2 Le second principe de la thermodynamique.....	9
I-5-2-1 Définition de la réversibilité.....	10
I-5-2-2 L'entropie.....	10
I-5-3 L'exergie.....	10
I-5-3-1 Bilan d'exergie.....	12

Chapitre II

ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE A GAZ

II-1 Définitions.....	14
II-2 Analyse du cycle par composant.....	17
II-2-1 Le compresseur.....	17

II-2-1 La chambre de combustion.....	المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات BIBLIOTHEQUE — المكتبة Ecole Nationale Polytechnique	19
II-2-3 La turbine.....		20
II-3 Analyse exergetique du cycle avec turbine refroidie.....		22
II-3-1 Le compresseur.....		22
II-3-2 La chambre de combustion.....		23
II-3-3 La turbine.....		24
II-4 Refroidissement des turbines.....		25
II-4-1 Introduction.....		25
II-4-2 Modèlde détente.....		26
II-4-3 Détente refroidie par l'air.....		29
II-4-4 Détente refroidie par liquide.....		33
II-5 Refroidissement des turbines réchauffées.....		34
II-5-1 Refroidissement à air invasif.....		34
II-5-2 Refroidissement par liquide interne.....		36
II-5-3 Refroidissement à eau invasif.....		36

Chapitre III

ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE A VAPEUR

III-1 Introduction.....	37
III-2 Principe de fonctionnement du cycle de Hirn	38
III-3 Influence des paramètres principaux sur le cycle.....	38
III-4 Choix du cycle.....	42
III-5 Description du cycle.....	45
III-6 Analyse thermodynamique du cycle.....	46
III-6-1 Calcul énergétique.....	46
III-6-1-a Calcul de quelques caractéristiques du cycle.....	47
III-6-1-b Calcul des pertes énergétiques.....	49
III-6-2 Calcul exergetique.....	49



Chapitre IV

PROGRAMMATION ET APPLICATION

IV-1 Méthode de calcul pour le cycle à gaz.....	53
IV-1-1 Application au calcul du cycle.....	54
IV-1-2 Hypothèses de calcul.....	54
IV-2 Méthode de calcul pour le cycle à vapeur.....	57
IV-3 Procédure d'optimisation pour le cycle combiné.....	61
IV-4 Fichiers des données.....	63

Chapitre V

RESULTATS ET INTERPRETATION

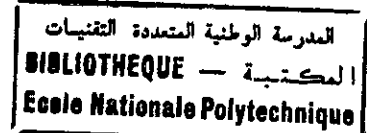
V-1 Travail spécifique.....	64
V-1-a Refroidissement à eau.....	64
V-1-b Refroidissement par transpiration d'air.....	66
V-1-c Refroidissement à air interne.....	66
V-2 Rendement.....	69
CONCLUSION	78
BIBLIOGRAPHIE	

NOMENCLATURE

NOMENCLATURE

- A** : fraction d'énergie utilisée pour chauffer la vapeur au dessus de T_{sat_L}
- Ag** : surface de la section normale à l'écoulement
- Aw** : surface de la paroi
- B** : fraction d'énergie utilisée pour chauffer la vapeur au dessus de T_{sat_H}
- b** : rapport défini dans l'équation (II-)
- C** : constante géométrique de l'étage de la turbine à gaz
- Cp** : chaleur spécifique à pression constante [Kj/Kg]
- Cpl** : chaleur spécifique par unité de mole
- Cpv** : chaleur spécifique à pression constante pour la vapeur d'eau par unité de mole
- e** : rendement polytropique
- E** : efficacité ou rendement par le deuxième principe
- ΔGr** : fonction de Gibbs
- ΔHr** : enthalpie de réaction
- h** : coefficient de transfert de chaleur
- H** : enthalpie spécifique de stagnation
- H^*** : enthalpie des gaz à T^*
- H_*** : enthalpie des gaz à T_*
- h_{fg}** : chaleur latente de vaporisation par unité de mole d'eau
- I** : rapport défini dans l'équation (II-80)
- L** : coefficient de perte, défini comme étant le rapport de perte de disponibilité à la chaleur additionnée du cycle
- Lth** : facteur de perte dû à l'étranglement équation (II-85)
- M** : nombre de Mach des gaz relatif à la surface , nombre de mole des gaz mélangés
- Mo** : nombre de Mch référé à l'ambiance
- m** : masse des gaz, rapport des masses (mv/mg)
- mg** : débit des gaz [Kg/s]

- mr** : rapport entre la masse de l'eau de refroidissement et celle des gaz dans l'aube
- mv** : débit de vapeur [Kg/s]
- m_L** : débit additionnel de la vapeur à basse pression
- m_H** : 1-m_L
- n** : constante de réduction du nombre de Stanton dans le cas du refroidissement avec transpiration d'air
- : nombre d'étages de compression et de détente
- P** : pression de stagnation [bar]
- δP** : chute de pression [bar]
- ΔP** : chute de pression [bar]
- Q** : quantité de chaleur
- Q_g** : chaleur cédée par les gaz
- Q_v** : chaleur cédée par la vapeur
- R** : constante des gaz
- rp** : taux de compression (τ)
- r** : rapport de température isentropique
- S** : entropie [Kj/ K]
- s** : entropie spécifique [Kj/ Kg K]
- St** : nombre de Stanton
- Sto** : nombre de Stanton avec paroi imperméable
- T** : température de stagnation des gaz [K]
- T_{min}** : température minimale à la cheminée
- ΔT_{apr}** : chute de température dans la chaudière lors de l'échange
- ΔT_{pp}** : différence de température aux points de pincement
- ΔT_g** : chute de température dans la tuyauterie des gaz
- U** : vitesse linéaire du rotor
- W** : travail [Kj/Kg]
- w** : travail adimensionnel = W / m* Cp To
- Y** : facteur de perte de pression equation (II-81)



α : température de l'air de refroidissement adimensionnelle

β : température de l'aube adimensionnelle

γ : rapport de chaleur spécifique

ε : facteur de correction = 2 %

ϵ : efficacité de l'échange de chaleur (II-65)

η_1 : rendement par le premier principe

η_2 : rendement par le deuxième principe

θ : température adimensionnelle des gaz à l'entrée de la turbine à gaz

σ : facteur défini par l'équation (63)

τ : température adimensionnelle des gaz

Φ : fonction de Keenan

φ, ϕ : fonctions

Ω : disponibilité (ou exergie)

Ω^+ : augmentation d'exergie à la combustion

ω : exergie spécifique

INDICES :

a : air de refroidissement

a₂ : air de refroidissement quitant l'aube

ad : adiabatique

C : compresseur

Ch : chaudière de récupération

Comb : cycle combiné

duct : conduites entre la sortie de la turbine à gaz et l'entrée du récupérateur

f : fuel

g : gaz , cycle de turbine à gaz

g₂ : état des gaz à l'entrée du récupérateur

g₃ : état des gaz à la cheminée

gen : généré

H : haute pression



i : indice indiquant l'air de refroidissement sortant du compresseur

j : indice indiquant l'air de refroidissement entrant dans la turbine à gaz

L: basse pression , perte

mix : où la vapeur à basse pression se mélange avec celle à haute pression

ML : moyenne logarithmique

p : pompe

Q : combustion

Sat : saturation

St : vapeur , cycle à vapeur

s : isentropique

T : turbine

tv : tuyauterie de vapeur

v : vapeur

o : ambiance

1,2,3,4 : points d'état du cycle à gaz fig (II- 2)

1,2,3,....,12,31,41,51,61,71 : points des états de la vapeur fig (III-10)

~ : adimensionnel

* : condition dans la détente à $\iota = \beta$, l'état de la vapeur à T_* et T^*

+ : additionné .

INTRODUCTION

INTRODUCTION

Les turbines à gaz utilisées dans les installations de production de puissance ne doivent pas être contraintes dans leur conception et dans leur construction, comme les turbines utilisées en aéronautique, à opérer selon un *cycle de Brayton* simple. En effet, ni les objectifs, ni les conditions opératoires ne sont tout-à-fait les mêmes dans les deux cas. Pour une puissance à produire donnée, le système optimal pourrait correspondre à une configuration comportant une ou plusieurs des options suivantes : compression multiétagée avec refroidissement intermédiaire, détente multiétagée avec réchauffage intermédiaire, turbine à injection de vapeur, refroidissement des constituants de la turbine avec de la vapeur d'eau, utilisation de régénérateurs, combinaison avec un cycle à vapeur et d'autres variantes encore.

Il est toujours avantageux d'un point de vue thermodynamique de pousser les *limites technologiques* des matériaux de la turbine à gaz pour les rendre capables de supporter des températures de plus en plus élevées. Mais un autre facteur pourrait jouer un rôle non négligeable dans ce sens ; il s'agit du *refroidissement* des parties de la turbine qui sont soumises aux températures très élevées des gaz en début de détente. Dans ce cas, deux tendances entrent en compétition. Lorsque la température augmente, les performances de la turbine s'améliorent, mais les dégradations associées aux mécanismes accompagnant le refroidissement s'accroissent pénalisant ainsi ces mêmes performances. Pour les températures modérées, c'est la première tendance qui l'emporte, mais à mesure que la température augmente les besoins en fluide de refroidissement s'accroissent et l'on pourrait s'attendre à ce qu'il y ait un *optimum* au-delà duquel la tendance pénalisante devient prépondérante.

Et justement l'un des objectifs de la présente étude est la recherche de cet optimum pour trois technologies de refroidissement :

- Le *refroidissement par circulation d'air* à l'intérieur de l'aube (on l'appelera par la suite simplement : *refroidissement à air interne*) ;
- Le *refroidissement à transpiration d'air* par un ensemble de très petits orifices pratiqués le long du bord de fuite de l'aube ;
- Le *refroidissement par circulation d'eau* à l'intérieur de l'aube .

De plus, la température des gaz à leur sortie de la turbine est dans ce cas suffisamment élevée pour justifier l'utilisation d'un *cycle de récupération à vapeur*, et ce aussi bien lorsqu'on veut des économies d'énergie primaire en améliorant le *rendement* de transformation de cette énergie que lorsqu'on veut faire produire à l'installation plus de puissance en améliorant son *travail spécifique* .

Nous allons donc conjuguer au cycle à gaz un cycle à vapeur à *deux niveaux de pression* et on recherchera à optimiser le *cycle combiné* ainsi obtenu pour un *rendement maximum* ou pour une *puissance maximale*, et ce, en considérant chacune des techniques de refroidissement citées ci-dessus .

CHAPITRE I

GENERALITES

GENERALITES

La majeure partie de l'énergie électrique produite dans le monde provient de centrales thermiques dont le rendement va d'un modeste 15 % à un maximum d'environ 40 % [12] . A l'heure de l'explosion des prix des combustibles, le mauvais rendement se fait particulièrement sentir et la recherche de moyens pour l'améliorer devient impérative .

La seule mise en oeuvre d'une technique éprouvée permet déjà, aujourd'hui, d'accroître le rendement dans une large mesure .

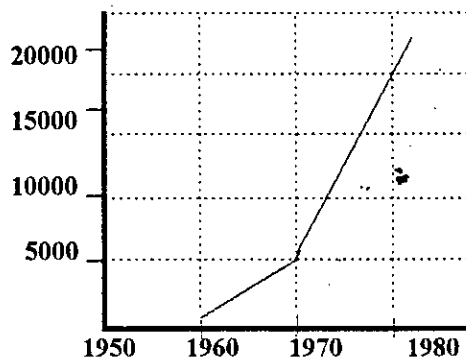
Des caractéristiques de vapeur vive ajustées, la resurchauffe simple et même double peuvent apporter des avantages dans les centrales à vapeur classiques .

Toutefois, ce sont les centrales combinées à turbines à gaz et à vapeur qui permettent d'obtenir actuellement les rendements les plus élevés, en utilisant la chaleur des fumées de la turbine à gaz dans une chaudière de récupération . Celle-ci alimentant une turbine à vapeur .

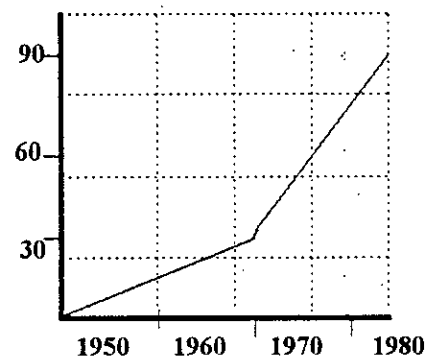
Le principe du cycle combiné était à vrai dire connu depuis longtemps, mais la technologie de fabrication des matériaux requis pour supporter les températures élevées des turbines à gaz manquait encore, autant que celle du refroidissement optimal de l'aubage, et ce n'est qu'après avoir résolu ces deux problèmes que les centrales à cycle combiné se sont imposées en tant que système de production d'énergie concurrent .

Nous pouvons voir sur les figures ci-dessous [12] , la progression rapide depuis 1970 des centrales combinées et de leurs puissances installées dans les pays occidentaux .

P [MW]



fig(I-1) : puissance totale des centrales installées en fonction de l'année de construction .



fig(I-2) : nombre de centrales installées en fonction de l'année de construction

I-1 Principe de fonctionnement d'un cycle combiné :

Le fonctionnement d'une centrale s'effectue pour l'essentiel de la façon suivante; la turbine à gaz est démarrée et mise en vitesse, synchronisée et amenée à charge convenable puis l'ouverture d'un clapet de fumées des gaz fait monter progressivement la pression dans la chaudière de récupération à environ 50 % . Dès que la surchauffe de la vapeur est atteinte, la turbine à vapeur est démarrée, synchronisée et mise en marche, dans le même temps on augmente la charge de la turbine à gaz jusqu'à la charge désirée par le consommateur.

Chaque chaudière étant équipée d'un bay-pass de vapeur distinct, toutes les turbines à gaz et chaudières de récupération peuvent être démarrées indépendamment les unes des autres .

Une particularité des centrales combinées est leur court temps de démarrage par rapport aux centrales à vapeur classiques ; après un arrêt de nuit par exemple, tout le processus de démarrage jusqu'à la pleine charge ne dure, suivant la grandeur de la centrale, que de 25 à 50 minutes, elles sont donc très économiques comme centrales

de pointes. Les centrales combinées peuvent atteindre un rendement de 10 à 20 % plus élevé que celui des centrales classiques [18] .

I-2 Environnement thermique et mécanique des turbines à gaz:

Les températures rencontrées à l'entrée des turbines n'ont pas cessé de s'accroître au cours des dernières années, pour atteindre actuellement des niveaux de l'ordre de 2000 K . De même , pour rester à l'optimum du rendement thermique de la machine, les pressions s'accroissent également . Dans cet environnement si sévère se trouvent le distributeur de la turbine constitué d'aubages fixes et la roue de la turbine constituée d'aubes en rotation soumises du fait des vitesses de rotation élevées à des accélérations centrifuges importantes . Compte tenu des niveaux de température, pression et vitesse autour des aubages, les coefficients d'échange dans les zones sensibles de ceux-ci (bord d'attaque ou bord de fuite) atteignent $10 \text{ kW.m}^{-2} . \text{K}^{-1} [\theta]$.

Le souci de réduire au maximum la masse du moteur amène à réaliser des pièces ayant des parois d'une épaisseur aussi faible que possible, ce qui conduit à des niveaux de contraintes mécaniques très élevés, combinés à des températures de paroi également très élevées .

I-3 Les limitations technologiques:

Les limitations technologiques interviennent dans la conception des turbines à gaz et peuvent être classées en trois types selon leur origine:

- *Les limitations thermiques* : elles sont essentiellement caractérisées par la température des gaz à la sortie de la chambre de combustion, ou à l'entrée des turbines, points les plus chauds de la turbomachine .

Tous les constructeurs de turbines à gaz s'efforcent de repousser cette limitation en utilisant des matériaux capables de supporter des températures de plus en plus élevées et en refroidissant les aubages de turbine par des dispositifs appropriés .

- *Les limitations mécaniques* : l'ensemble tournant d'une turbine à gaz est soumis à des contraintes mécaniques qui résultent des efforts centrifuges et des efforts aérodynamiques sur les pâles . Le niveau des contraintes centrifuges est souvent

caractérisé par la vitesse périphérique en sommet de pôle qui, pour une machine de taille donnée, détermine finalement la vitesse de rotation de l'ensemble tournant .

- *Les limitations aérodynamiques* : le fonctionnement des compresseurs est toujours limité vers les faibles débits d'air par les phénomènes de pompage ou de décrochage; ces phénomènes provoqués par le décollement des filets d'air aux grandes incidences, peuvent être brutaux et avoir des effets destructeurs sur les organes de la turbomachine .

Une source de limitation réside dans les phénomènes de vibration aéroélastique des aubages (interaction entre les efforts aérodynamiques et les déplacements vibratoires) .

I-3-1 Les limitations thermiques:

a/- Matériaux : La tendance à augmenter la température à l'entrée de la turbine est devenue possible, pas seulement à cause du refroidissement des organes de la turbine, mais aussi par le développement continu des matériaux utilisés pour la fabrication de ces organes qui supportent de très hautes températures . Les matériaux utilisés actuellement sont des alliages à base de Nickel et de Cobalt; d'autres types de matériaux sont utilisés tels que : les alliages réfractaires et les céramiques .

b/- Refroidissement :

1/ Lorsque la température de l'aube est réduite, en faisant passer une fraction d'air frais à travers les trous internes de refroidissement, le transfert de chaleur se fait essentiellement par convection forcée, la contribution de la conduction longitudinale et le rayonnement sont négligeables .

Pour déterminer le gradient de température auquel est soumise l'aube, il est nécessaire de connaître le transfert de chaleur qui s'effectue entre les gaz chauds et l'aube d'une part , et entre cette dernière et la fraction d'air de refroidissement d'autre part . Ce gradient de température est lié directement aux conditions aux

limites imposées, qui sont d'ailleurs fonctions des coefficients d'échange autour de l'aube et à travers les trous de refroidissement .

I-3-2 Techniques de refroidissement :

Un refroidissement efficace des aubes est nécessaire .

La tenue thermique des aubes a dû être étudiée pour utiliser le débit d'air de refroidissement le plus faible possible afin de limiter les pertes et les contraintes thermiques intenses au sein de l'aube .

les différentes techniques de refroidissement utilisées pour les turbines à gaz seront étudiées ultérieurement .

I-4 Méthode d'analyse :

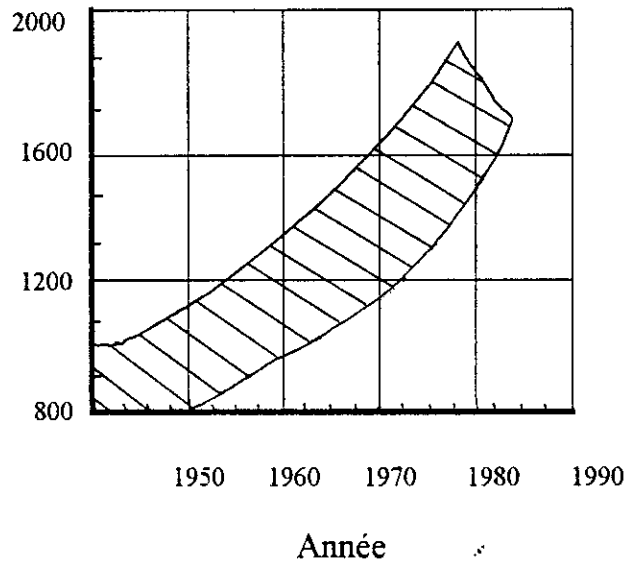
Lorsque, par l'emploi du bilan d'énergie, issu du premier principe, l'on se contente d'examiner les quantités de travail et de chaleur mises en jeu dans un processus industriel , il s'avère difficile d'estimer l'influence de chaque opération sur le résultat final et, par conséquent, de hiérarchiser les voies d'amélioration possibles.

Sur le plan thermique, aucune opinion ne peut être émise sur l'importance effective des dégradations que les quantités de chaleur reçues ou cédées subissent au cours de leurs transferts successifs .

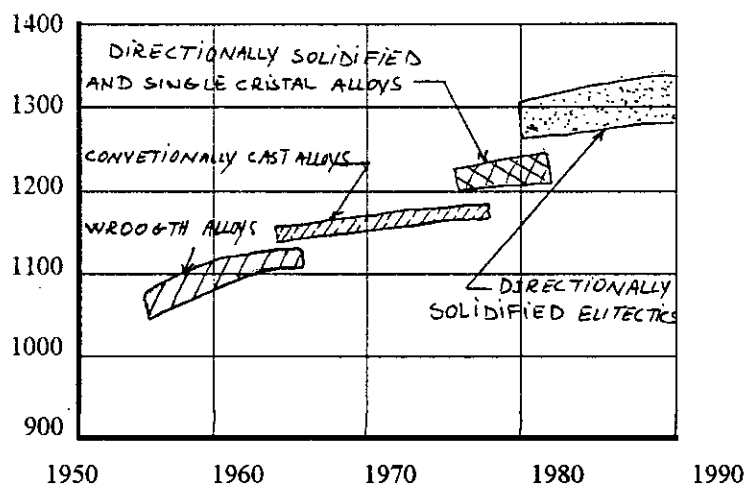
En ce qui concerne le travail, la seule méthode que le premier principe met à disposition pour évaluer l'influence des pertes rattachées aux appareils consiste à refaire, pour l'analyse de chacune d'elle un bilan d'énergie complet, d'où la perte par hypothèse est exclue, et à le comparer au bilan réel . On conçoit que cette procédure, appliquée à un système complexe, où les causes d'irréversibilité sont nombreuses, soit très lourde .

Le bilan d'exergie et l'analyse des pertes correspondantes comble toutes ces lacunes :

- En isolant dans l'exergie, la part véritablement noble de l'énergie ;
- En quantifiant l'effet de chaque irréversibilité .



fig(I-3) : évolution de la température d'entrée à la turbine en fonction de l'année



fig(I-4) : évolution de la température que peut supporter le matériau utilisé pour les aubes de turbine avec le temps .

I-5 Rappel thermodynamique :

I-5-1 Le premier principe de la thermodynamique :

Le premier principe de la thermodynamique stipule que, pendant tout cycle que subit un système, l'intégrale de contour fermé de la chaleur est proportionnelle à l'intégrale de contour fermé du travail .

L'énoncé fondamental du premier principe peut alors, être exprimé comme suit:

$$\oint \delta Q = \oint \delta W \quad (I-1)$$

L'expression du premier principe est donné par l'équation rapportée au temps suivante :

$$Q_{V,C} + \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gZ_i \right) = \frac{dE_{V,C}}{dt} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) + \dot{W}_{V,C} \quad (I-2)$$

Cette équation indique que le taux d'échange pénétrant dans le volume de contrôle , plus le débit d'énergie entrant à cause de l'échange de masse, sont égaux au taux de changement de l'énergie à l'intérieur du volume de contrôle, plus le débit d'énergie sortant à cause de l'échange de masse, plus la puissance de sortie associée à un arbre, à un cisaillement , à des effets électriques ou à d'autres facteurs .

I-5-2 Le second principe :

Dans toutes les considérations qui entourent le premier principe, les deux formes de l'énergie, travail et chaleur, interviennent sur un même pied d'égalité pour alimenter les variations de l'énergie interne .

Or l'on sait par expérience qu'il est facile de transformer du travail en chaleur, en utilisant par exemple, le frottement mécanique, alors que l'opération inverse ne peut s'effectuer qu'au moyen de moteurs relativement complexes .

Cette situation établit une hiérarchie entre les différentes formes de l'énergie, où le travail occupe le rang supérieur. Mais au-delà de ce classement, le problème se trouve posé d'isoler à l'intérieur de chaque quantité d'énergie sa fraction noble convertible en travail.

I-5-2-1 Définition de la réversibilité :

Une transformation élémentaire est dite réversible si elle peut s'effectuer également en sens inverse sans qu'on ait à modifier ni la nature du système ni les actions imposées de l'extérieur et si tous les échanges de travail et de chaleur qui ont lieu, tant avec le milieu extérieur qu'à l'intérieur même du système, restent dans l'évolution inverse, individuellement égaux mais de signe contraire à ceux de l'évolution directe.

I-5-2-2 L'entropie :

On peut définir l'entropie comme une variable d'une substance d'après la relation suivante :

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{REV} \quad (I-3)$$

Le changement d'entropie d'un système, lorsqu'il subit un changement d'état, peut être déterminé en intégrant l'équation (3). Donc :

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{REV} \quad (I-4)$$

I-5-3 L'exergie :

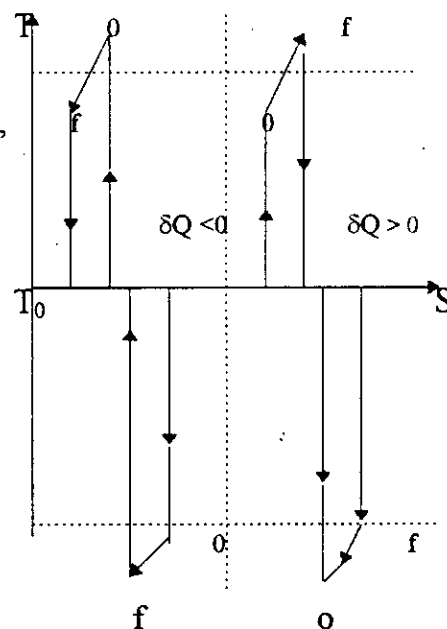
Toutes les machines et tous les processus industriels qu'on conçoit et analyse ont en commun d'échanger de la chaleur avec une même source : l'atmosphère, mais souvent d'une façon indirecte par l'intermédiaire d'une masse fluide ou solide, ou d'un ensemble d'appareils. Ce rôle de relais pourra, par exemple, être joué par l'eau d'une rivière ou par la mer, ou encore, dans le cas d'une centrale électrique, par un réfrigérant atmosphérique. On se fixe de toute façon une température de référence T_0 , entretenue par l'effet du milieu ambiant, même s'il subsiste entre T_0

et la température de l'atmosphère un certain écart; celui-ci est alors responsable d'irréversibilités qui peuvent faire l'objet d'une analyse complémentaire.

En se référant au niveau thermique du milieu ambiant, il devient possible de faire une partition rigoureuse de l'énergie, en distinguant les fractions convertibles et non convertibles en travail. Fondamentalement, cette nouvelle évaluation repose sur les vertus du cycle de Carnot, qui relie deux niveaux thermiques différents par des évolutions isentropiques et qui, grâce à l'absence de toute irréversibilité, offre le moyen le plus efficace soit de transformer une quantité de chaleur en travail, lorsqu'elle est reçue d'une source chaude, soit de l'élever à un niveau de température supérieur, lorsqu'elle provient d'une source froide.

Examinons l'échange de chaleur ∂Q qui, par définition, a lieu entre un sous-système à la température T et toute source extérieure au système complet mais différente du milieu ambiant.

Le transfert de ∂Q produirait au cours de l'évolution o-f une variation d'entropie $dS = \frac{dQ'}{T}$, de même signe que ∂Q , alors que la variation $-dS$, subie au contact du milieu ambiant, nécessiterait un échange ∂Q_0 avec celui-ci égal à $-T_0 dS$; en outre au cours du cycle où $-\partial W + \partial Q + \partial Q_0 = 0$, le travail de la machine idéale aurait pour valeur :



$$\delta W = +(\delta Q' + \delta Q_0) = +\eta_{c,0} \delta Q' \tag{I-5}$$

où :

$$\eta_{c,0} = 1 - \frac{T_0}{T} \tag{I-6}$$

est le rendement de Carnot rapporté au milieu ambiant.

A l'intérieur des termes ∂W et ∂Q , on identifie ainsi une nouvelle forme d'énergie dite *exergie* et désignée par la notation Ω , qui recouvre toutes les quantités possédant la nature d'un travail. Néanmoins, pour distinguer entre ses deux origines, on donne à ∂W , lorsque cette précision est nécessaire, le nom d'*exergie - travail* et on appelle *exergie chaleur* celle qui est générée par ∂Q et définie par la relation :

$$\delta \Omega_Q = \eta_{C,0} \delta Q' \quad (I-7)$$

et :

$$\Omega_T = -(\Delta U_T - T_0 \Delta S) + \sum (q) \int_{t_0}^{t_f} (h_t - T_0 S) q dt \quad (I-8)$$

I-5-3-1 Bilan d'exergie :

a) Forme générale :

Si, après avoir appliqué la loi d'exergie au système :

$$W_{eff} + \Omega_Q + \Omega_T - \Omega_L = 0 \quad (I-9)$$

on conserve dans le premier membre ses termes positifs et l'on fait passer dans le second ses termes négatifs, en précisant chaque fois leur signe d'origine de la même manière que dans le bilan d'énergie, on obtient :

$$W_{eff}^+ + \Omega_Q^+ + \Omega_T^+ = W_{eff}^- + \Omega_Q^- + \Omega_L \quad (I-10)$$

on voit ainsi apparaître les exergies entrante Ω_e et sortante Ω_s :

$$\Omega_e = W_{eff}^+ + \Omega_Q^+ + \Omega_T^+ \quad (I-11)$$

$$\Omega_s = W_{eff}^- + \Omega_Q^- + \Omega_L \quad (I-12)$$

qui satisfont au bilan d'exergie : $\Omega_e = \Omega_s + \Omega_L$ (I-13)

b) Rendement exergetique

Le rendement exergetique compare l'exergie sortante (ou produite) à celle entrante (ou consommée) :

$$\eta_\Omega = \frac{\Omega_s}{\Omega_e} \quad (I-14)$$

il est encore égal à :

$$\eta_{\Omega} = 1 - \frac{\Omega_L}{\Omega_e} \quad (I-15)$$

Contrairement au rendement ou au taux de conversion issus de l'application du premier principe, le rendement exergetique exprime la qualité d'une opération énergétique par son coût en énergie noble, c'est à dire en exergie .

Etablir un bilan d'exergie consiste à :

- identifier les termes formant Ω_e et Ω_s , et évaluer la totalité des pertes exergetiques $\Omega_L = \Omega_e - \Omega_s$; cette première étape constitue le bilan global .

- analyser en détail les pertes exergetiques Ω_L en isolant la part attribuable à chacun des appareils ou des phénomènes qui, à l'intérieur du système, sont générateurs d'irréversibilités .

CHAPITRE II

ANALYSE DU CYCLE A GAZ

ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE A GAZ

II-1 Définitions :

On définit le rendement thermique d'un cycle d'après le premier principe par :

$$\eta_1 = \frac{W}{\Delta H_r} \quad (\text{II-1})$$

Une définition plus rigoureuse du rendement est donnée par le deuxième principe :

$$\eta_2 = \frac{W}{\Omega_{\text{fuel}}} \quad (\text{II-2})$$

ou : Ω_{fuel} est l'exergie du fuel;

ΔH_r est l'enthalpie de réaction .

pour tous les combustibles connus on a :

$$\Delta H_r \geq \Omega_{\text{fuel}}$$

$$\text{d'où.} \quad \eta_1 > \eta_2$$

La différence entre ΔH_r et Ω_{fuel} varie d'un combustible à un autre . Pour la comparaison des processus de conversion d'énergie, le rendement η_2 s'avère être la mesure la plus appropriée, puisque dans les cycles où la température maximum est largement au dessous de la température d'équilibre entre produits et réactifs, l'irréversibilité du processus de combustion est inévitable, et le combustible peut être simplement traité comme une source apportant la quantité de chaleur Q . Si le travail est extrait à partir d'une réaction réversible aux conditions standard, alors le rendement η_1 devient la mesure la plus appropriée .

La quantité de chaleur équivalente Q diffère de ΔH_r par une petite quantité qui dépend de la nature du combustible et des conditions de combustion .

Pour la plupart des hydrocarbures, la dépendance de cette différence de la pression, de la température et de la composition du combustible n'est pas

significative. Ainsi, pour autant que la différence entre ΔH_r et Q peut être négligée, le rendement η_1 devient :

$$\eta_1 = \frac{W}{Q^+} \tag{II-3}$$

La disponibilité de cette quantité de chaleur Q^+ est :

Soit :

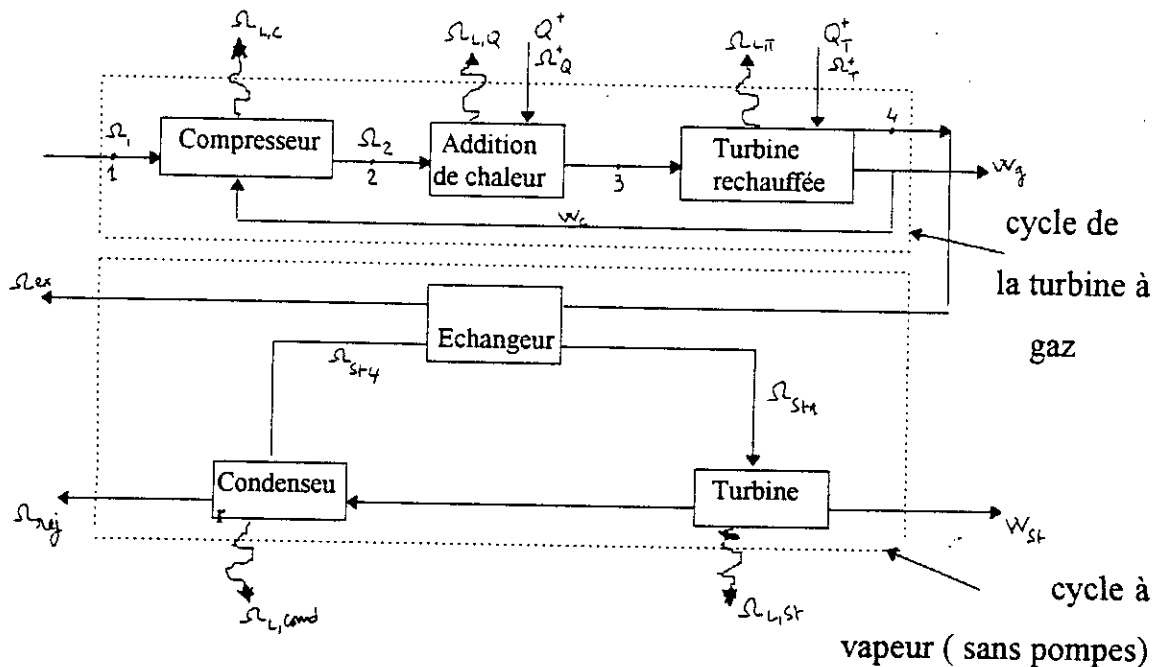
$$\Omega_Q^+ = \eta_{\text{carnot}} \cdot Q^+$$

$$\Omega_Q^+ = \left(1 - \frac{1}{\theta}\right) Q^+ \tag{II-4}$$

cette quantité peut être traitée comme le travail disponible fournie au cycle réel.

A cause de l'irréversibilité des processus dans le cycle réel, de l'entropie est générée provoquant une perte d'exergie qui résulte en un travail réel obtenu à la sortie plus petit que le travail disponible .

Ces considérations peuvent être illustrées pour une turbine à gaz avec réchauffage par la représentation des flux d'exergie ci-après :



fig(II-1) -Représentation schématique du cycle combiné-

Les bilans d'exergie donnent :

- Pour le compresseur :

$$W_C = (\Omega_2 - \Omega_1) + \Omega_{L,C} \tag{II-5}$$

$$\text{- pour la chambre de combustion : } \Omega_Q^- = (\Omega_3 - \Omega_2) + \Omega_{L,Q} \quad (\text{II-6})$$

$$\text{- Pour la turbine : } \Omega_T^+ = (\Omega_4 - \Omega_3) + W_T + \Omega_{L,T} \quad (\text{II-7})$$

le travail net fournie par la turbine à gaz est :

$$W_g = W_T - W_C \quad (\text{II-8})$$

et le bilan thermodynamique globale du cycle donne : $(W_g + \Omega_4 + \Omega_{i,c})$

où : Ω_4 et $\Omega_{i,c}$ représentent l'exergie rejetée dans les gaz à l'échappement et l'exergie perdue par refroidissement en cours de compression respectivement.

En additionnant (II-5) et (II-7) et en utilisant, (II-8) ,on trouve :

$$W_g + \Omega_4 = \Omega_Q^+ + \Omega_T^+ - (\Omega_{L,C} + \Omega_{L,Q} + \Omega_{L,C}) \quad (\text{II-9})$$

Le rendement thermodynamique du cycle peut être défini par la quantité de travail fournie divisée par la chaleur additionnée :

$$\eta_{th} = \frac{(W_g + \Omega_4)}{Q^+} \quad (\text{II-10})$$

En utilisant les relations (II-9) puis (II-4), on trouve :

$$\eta_{th} = \eta_{carnot} - \sum L_i \quad (\text{II-11})$$

il est intéressant de noter que le rendement selon le premier principe d'un cycle à gaz seul est:

$$\eta_1 = \frac{\eta_{carnot} - \sum L_i - \Omega_4}{Q^+} \quad (\text{II-12})$$

Les gaz sortant de la turbine à l'état (4) parviennent au cycle à vapeur où une fraction E_{st} de leur disponibilité sera transformée en travail tandis que le reste sera consommé par les irréversibilités ou rejetée par la cheminée.

Le travail produit par la turbine à vapeur est donné comme suit:

$$W_{st} = E_{st} \cdot \Omega_4 \quad (\text{II-13})$$

Enfin le rendement du cycle combiné est :

$$\eta_{Comb} = \frac{W_{Comb}}{Q^+} = \eta_{th} - (1 - E_{ST}) \frac{\Omega_+}{Q^+} \quad (\text{II-14})$$

II-2 Analyse du cycle par composants :

II-2-1 Le compresseur :

Le rendement de compression selon le deuxième principe est le rapport de la croissance de disponibilité au travail réel de compression .

$$E_c = \frac{(\Omega_2 - \Omega_1)}{W_c} \quad (\text{II-15})$$

Pour un processus de compression réversible ne générant donc pas d'entropie, il n'y a pas de perte d'exergie; ce qui donne $E_c = 1$.

Dans une compression réelle de rendement polytropique e , on a :

$$dT = \frac{dT_s}{e} \quad (\text{II-16})$$

d'autre part, pour une transformation infinitésimale pouvant être considérée comme isentropique on a :

$$\frac{dT_s}{T} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{dP}{P} \quad (\text{II-17})$$

pour une telle transformation ,l'entropie générée est:

$$dS_{gen} = \left(\frac{1-e}{e} \right) R \frac{dP}{p} \quad (\text{II-18})$$

on aura pour la perte de disponibilité entre l'état (1) et l'état (2)

$$\Omega_{L,C} = \int_1^2 T_0 \cdot dS_{gen}$$

d'où :

$$\Omega_{L,C} = \frac{1-e}{e} \ln r \quad (\text{II-19})$$

Puisque l'équation (II-18) est indépendante de la température, le résultat (II-19) est valable aussi bien pour une compression adiabatique que pour les étages de compression adiabatiques avec des refroidissements intermédiaires.

Le travail de compresseur s'obtient ainsi :

$$dW_c = C_p \cdot dT$$

ce qui donne sous une forme adimensionnelle :

$$\omega_c = \frac{\gamma - 1}{e\gamma} \int_1^2 \frac{T}{T_0} \frac{dP}{P} \quad (\text{II-20})$$

il en résulte pour une transformation adiabatique :

$$w_{c,ad} = r^{\frac{1}{e}} - 1 \quad (\text{II-21})$$

le rendement de compression peut s'écrire :

$$E_c = 1 - \left(\frac{1-e}{e} \right) \frac{\ln r}{r^{\frac{1}{e}} - 1} \quad (\text{II-22})$$

Le rendement isentropique tient compte du travail dissipé sous forme de chaleur et ne traduit guère le fait qu'une fraction de cette chaleur est récupérée. Ainsi, il est une mesure inadéquate de la performance du compresseur particulièrement dans les cycles qui présentent l'opportunité de pouvoir rejeter la chaleur à la température ambiante, tels que les cycles combinés. Dans le compresseur avec un nombre fini de refroidissement où il n'y a perte de pression, et où la chaleur due au refroidissement ne peut pas être utilisée, la perte exergetique va être toujours supérieure à celle d'une compression adiabatique.

Considérons le cas de n compressions identiques séparées par $n-1$ refroidissements ramenant la température de l'air à T_0 avec une chute de pression relative $\delta p \ll 1$; le travail du compresseur sera égal à la somme du travail d'un étage de compression multiplié par le nombre d'étages et du travail dû aux pertes de pression dans les échangeurs multiplié par le nombre de refroidissements.

$$w_c = n \left(r^{\frac{1}{ne}} - 1 \right) + \frac{(\gamma - 1)(n-1)}{\gamma e} \delta \tilde{p}_c \cdot r^{\frac{1}{ne}} \quad (\text{II-23})$$

Et si l'on considère que travail disponible dans le fluide utilisé pour le refroidissement est perdue, alors la perte exergetique dans le compresseur sera :

$$w_{L.C} = (n-1) \left(\gamma^{\frac{1}{ne}} - 1 \right) + \frac{(\gamma - 1)(n-1)}{\gamma e} \quad (\text{II-24})$$

$$\delta p_c \left[\gamma^{\frac{1}{ne}} (n-1) + 1 \right] + \left(\frac{1}{ne} - 1 \right) \ln r$$

La conclusion concernant l'effet du refroidissement en cours de compression sur la performance du cycle ne peut pas être mise en évidence sans la considération de son impact sur la perte exergetique dans la chambre de combustion .

II-2-2 La Chambre de combustion :

Considérons le processus de 2 à 3 où la température augmente de T_2 à T_3 avec une chute de pression $\delta \tilde{p} \ll 1$. La chaleur apportée au fluide est :

$$Q^+ = C_p \cdot (T_3 - T_2)$$

elle peut être écrite sous forme adimensionnelle, soit :

$$q_\theta^+ = \theta - \tau_2 \quad (\text{II-25})$$

la disponibilité de cette chaleur est :

$$w_\theta^+ = \left(1 - \frac{1}{\theta} \right) q_\theta^+ = \frac{1}{\theta} (\theta - 1)(\theta - \tau_2) \quad (\text{II-26})$$

la croissance de la disponibilité du fluide à travers la chambre de combustion sera par conséquent :

$$w_3 - w_2 = (\theta - \tau_2) - \ln \frac{\theta}{\tau_2} - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \delta \tilde{p}_q \quad (\text{II-27})$$

et le rendement de la chambre de combustion,

$$E_Q = \frac{w_3 - w_2}{w_Q^+} \quad (\text{II-28})$$

On peut donc conclure en définitive, concernant l'impact du refroidissement sur le rendement du cycle η_2 défini en (II-10) et (II-11) que pour un taux de compression et une température maximum donnés; le refroidissement fait diminuer toujours le rendement η_2 si la somme : $L_C + L_Q$ augmente :

$$L_C + L_Q = \frac{(w_{L,C} + w_{L,Q})}{q_{total}^+} \quad (\text{II-29})$$

Un bon refroidissement donne $w_{L,C}$ petit et q_Q^+ grands .

II-2-3 La Turbine :

Considérons le processus de détente 3-4. L'efficacité de ce processus peut être définie comme le rapport du travail produit à la décroissance d'exergie associée au processus :

$$E_T = \frac{W_T}{\Omega_T^+ + \Omega_3 - \Omega_4} \quad (\text{II-30})$$

Une autre définition de cette efficacité est fournie par le rapport de la somme du travail produit et de la disponibilité des gaz à la sortie de la turbine sur le potentiel de production de travail associé au processus, soit :

$$E_T' = \frac{W_T + \Omega_3}{\Omega_T^+ + \Omega_3} \quad (\text{II-31})$$

Nous adopterons cependant la première définition, étant donné qu'elle est la plus consistante avec les définitions précédentes où le travail réellement produit est toujours comparé à la disponibilité de la chaleur apportée aux gaz .

Pour une détente adiabatique dans une turbine avec un rendement polytropique e_t on a : $dT = e \cdot dT_s$

pour une telle transformation, l'entropie générée sera :

$$dS_{gen} = (1 - e)R \frac{dP}{P} \quad (\text{II-32})$$

on aura pour perte de disponibilité entre l'état (3) et l'état (4) :

$$w_{L,C} = \int_3^4 T_0 dS_{gen}$$

soit :

$$w_{L,C} = (1-e) \ln r \quad (\text{II-33})$$

Comme pour le compresseur, les pertes sont indépendantes de la température et sont les mêmes que la turbine soit adiabatique où qu'elle soit constituée de quelques étages de détente séparées par des réchauffages intermédiaires. On a pour le travail de détente :

$$dW_T = -C_p dT$$

$$\text{d'où : } w_T = -e \frac{\gamma - 1}{\gamma} \int_3^4 \frac{T}{T_0} \frac{dP}{P}$$

pour une détente adiabatique on aura :

$$w_{T,ad} = \theta (1 - r^{-e}) \quad (\text{II-34})$$

le rendement correspondant est :

$$E_{T,ad} = \left[1 + \frac{(1-e) r \ln r}{\theta (1-r^{-e})} \right] \quad (\text{II-35})$$

Dans le cas d'une turbine à n étages de détente séparées par $n-1$ réchauffeurs avec une chute de pression, le travail produit sera :

$$w = \theta \cdot \left\{ (n-1) \left(1 - \frac{1}{x'} \right) + \left(1 - \frac{1}{x} \right) \right\} \quad (\text{II-36})$$

la chaleur de réchauffage sera :

$$q_r^+ = \theta \cdot (n-1) \left(1 - \frac{1}{x'} \right) \quad (\text{II-37})$$

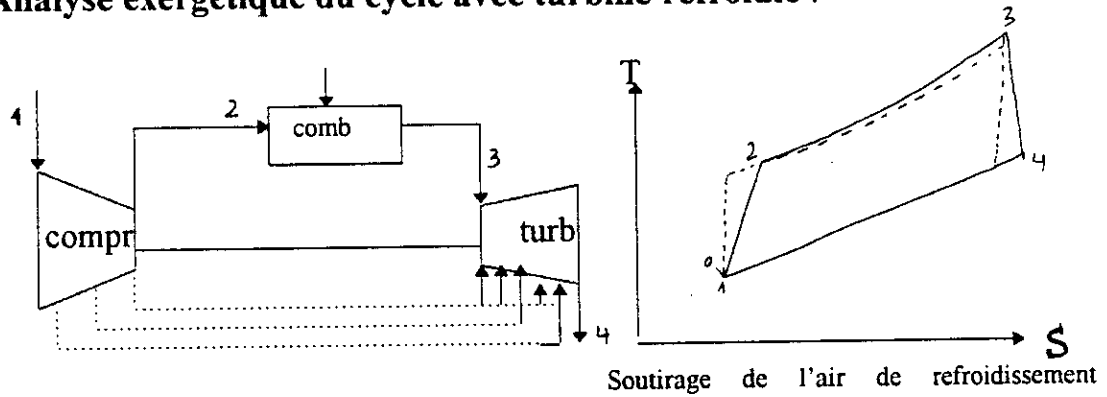
le potentiel de travail disponible :

$$\omega_T^+ = (\theta - 1)(n-1)\left(1 - \frac{1}{x'}\right) \quad (\text{II-38})$$

et la perte d'exergie : $w_{L,T} = \ln\left(\frac{r}{x}\right) - (n-1)\left(1 - \frac{1}{x'}\right)$ (II-39)

où : $x = r^{\frac{\epsilon}{n}}$ et $x' = r^{\frac{\epsilon}{n}}\left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma} e \cdot \tilde{\Phi}_T\right)$

II-3 Analyse exergetique du cycle avec turbine refroidie :



fig(II-2)-Représentation de la turbine à gaz avec soutirage d'air et le cycle de Brayton correspondant-

L'enthalpie, l'entropie et l'exergie de chaque composant du cycle se calculent de la manière suivante :

$$h = \int_{T_a}^T C_p(T) dT \quad (\text{II-40})$$

$$\Phi = \int_{T_a}^T C_p \frac{dT}{T} \quad (\text{II-41})$$

$$s = \Phi - R \ln\left(\frac{P}{P_a}\right) \quad (\text{II-42})$$

$$w = h - T_a s = h - T_a \Phi + R T_a \ln\left(\frac{P}{P_a}\right) \quad (\text{II-43})$$

II-3-1 Le compresseur :

En se donnant le rendement polytropique, le taux de compression et les points d'extraction de l'air de refroidissement, la température et d'autres variables d'état peuvent être calculées .

Le bilan massique donne :
$$m_1 = m_2 + \sum m_i \quad (\text{II-44})$$

Le bilan énergétique donne :
$$W_C = m_2 h_2 + \sum m_i h_i \quad (\text{II-45})$$

Et le bilan des disponibilités:
$$\Omega_{L,C} = W_C + m_1 \omega_1 - m_2 \omega_2 - \sum m_i \omega_i \quad (\text{II-46})$$

Il est à noter que l'état (1) a une enthalpie nulle $h_1 = 0$ mais une exergie négative due à la chute de pression totale le long de l'entrée du filtre .

L'efficacité du compresseur est définie par :

$$E_C = \frac{(m_2 \omega_2 + \sum m_i \omega_i - m_1 \omega_1)}{W_C} \quad (\text{II-47})$$

II-3-2 La chambre de combustion :

Pour une température maximum, une perte de pression et un rendement de combustion donné, on peut écrire les bilan massique, énergétique et exergetique comme suit :

$$m_3 = m_2 + m_f \quad (\text{II-48})$$

$$\eta_Q m_f \Delta H_r = m_3 h_3 - m_2 h_2 \quad (\text{II-49})$$

$$\Omega_{L,Q} = m_f \left[\Delta G_r + R_f T_a \ln \left(\frac{P_f}{P_a} \right) \right] - (m_3 \omega_3 - m_2 \omega_2) \quad (\text{II-50})$$

la perte exergetique peut aussi être écrite comme :

$$\Omega_{L,Q} + \Omega_{L,Q,FT} + \Omega_{L,Q,IC} + \Omega_{L,Q,PD} + \Omega_{L,Q,TD} \quad (\text{II-51})$$

avec :

$$\Omega_{L,Q,FT} = m_f R_f T_a \ln\left(\frac{P_f}{P_2}\right) \quad : \text{étranglement du fuel de } P_f \text{ à } P_2 .$$

$$\Omega_{L,Q,IC} = m_f (1 - \eta_Q) \Delta Gr \quad : \text{combustion incomplète .}$$

$$\Omega_{L,Q,PD} = m_3 R_3 T_a \ln\left(\frac{P_2}{P_3}\right) \quad : \text{chute de pression de } P_2 \text{ à } P_3$$

$$\Omega_{L,Q,TD} = m_f \eta_Q (\Delta Gr - \Delta Hr) + T_a (m_3 \Phi_3 - m_2 \Phi_2) \quad : \text{dégradation}$$

thermique de la chaleur par combustion

Il est intéressant de former le rapport :

$$\frac{\Omega_{L,Q,TD}}{\eta_Q m_f \Delta Hr} = \frac{T_a (\Phi_3 - \Phi_2)}{h_3 - h_2} + \left(\frac{\Delta Gr}{\Delta Hr} - 1\right) + 0 \left(\frac{m_f}{m_3}\right) \quad (II-52)$$

Le dernier terme représente différents termes de l'ordre de $\left(\frac{m_f}{m_3}\right)$ qui est

très petit dans les cycles pratiques .

on peut aussi écrire :

$$\frac{T_a (\Phi_3 - \Phi_2)}{h_3 - h_2} = T_a \frac{\ln(T_3 / T_2)}{T_3 - T_2} + \frac{T_a}{T_{mL}} \quad (II-53)$$

$$E_Q^+ = 1 - \frac{\Omega_{L,Q,TD}}{\eta_Q m_f \Delta Hr} \cong 1 - \frac{T_a}{T_{mL}} \quad (II-54)$$

II-3-3 La turbine :

Pour un étage de turbine refroidi :

$$m_{out} = m_{in} + \sum m_j \quad (II-55)$$

$$W_{TS} = m_{in} h_{in} + \sum m_j h_j - m_{out} h_{out} \quad (II-56)$$

$$\Omega_{L,TS} = m_{in} \omega_{in} + \sum m_j \omega_j - m_{out} \omega_{out} - W_{TS} \quad (II-57)$$

L'air de refroidissement est extrait à différents endroits du compresseur, les bilans massiques et exergetiques s'avèrent insuffisants pour spécifier les états thermodynamiques dans les étages refroidis de la turbine; le rapport de pression à la détente n'est pas suffisant en tant que donnée pour la détermination de la température de sortie des gaz et du travail produit durant la détente .

II-4 Refroidissement des turbines :

II-4-1 Introduction:

Quand la température d'entrée dans la turbine augmente le rendement et le travail spécifique augmentent, mais avec l'augmentation de la température les composants de la turbine sont exposés à des gaz très chauds et risquent de perdre leur propriétés mécaniques . Pour remédier à cet inconvénient , la turbine exposée aux gaz très chauds doit être refroidie pour la maintenir dans un intervalle de température assurant le fonctionnement et le maintien en bon état des matériaux constituant cette partie cependant, ce refroidissement ne se fait pas sans pénalités , il entraîne en effet une chute du rendement et du travail spécifique . Nous avons donc affaire à deux tendances contradictoires et le problème consiste à rechercher l'optimum de la température qui maximise le rendement ou le travail spécifique . Cet optimum dépend des paramètres de la machine et du type de refroidissement employé .

Dans les turbines refroidies à l'air, le mélange entre l'air de refroidissement et les gaz provoque des pertes dans la température de stagnation et dans la pression de stagnation . La pénalité thermodynamique due à ces pertes est plus importante que celle due à l'extraction de chaleur à travers les parois.

Et puisque ces pénalités augmentent avec la masse de l'air de refroidissement, il serait avantageux de minimiser cette masse. Ceci pourrait être réalisé par l'amélioration du transfert de chaleur interne entre l'air de refroidissement et l'aube et par l'utilisation de cet air pour protéger l'aube des gaz chauds, essentiellement en

réduisant le coefficient de transfert de chaleur externe . Ces deux effets peuvent être réalisés en développant le système de refroidissement par transpiration .

L'ancienne technologie de refroidissement par air n'utilise pas l'air qui sort de l'aube pour réduire le coefficient de transfert de chaleur externe; aussi, ce mode de refroidissement est-il le moins performant .

D'autres méthodes de refroidissement, telles celles faisant appel à des liquides sont encore utilisées .

Dans notre étude la turbine sera considérée comme étant le siège d'une détente accompagnée d'une extraction continue de travail . Les calculs sont simplifiés par l'utilisation d'un gaz parfait avec des propriétés constantes . (figII-3)

II-4-2 Modèle de détente :

Le modèle est appliqué pour trois systèmes de refroidissement (fig II-4);

- le refroidissement par transpiration d'air;
- le refroidissement par convection interne d'air;
- le refroidissement par liquide .

Les deux premiers modes représentent successivement la limite inférieure et supérieure de la performance du refroidissement . La connexion entre ce modèle de détente et la machine réelle est accomplie en posant son flux de travail égal au travail moyen de l'étage, i.e :

$$\frac{dW}{dA_w} = \frac{W_{stage}}{A_{w,stage}} \quad (\text{II-58})$$

$$W_{stage} = mcu^2 \quad (\text{II-59})$$

où :

c est la constante de proportionnalité dépendant des triangles de vitesse de l'étage (géométrie) ; (1.0 < c < 1.5)

Considérons un élément de la détente (fig II-4) . Le flux de chaleur est :

$$\frac{dQ}{dA_w} = h(T - T_w) \quad (\text{II-60})$$

en supposant le coefficient de transfert de chaleur pour la détente identique au coefficient moyen d'un étage, on peut écrire :

$$h = St \left(\frac{m}{A_g} \right) C_p \quad (\text{II-61})$$

en combinant les équations (II-58) à (II-61) et après réarrangement on obtient :

$$\frac{dQ}{dW} = \sigma (\tau - \beta) \quad (\text{II-62})$$

où :

$$\sigma = \frac{st(A_{w,stage} / A_g)}{c(\gamma - 1)M_0^2} \quad (\text{II-63})$$

M_0 est le nombre de Mach relatif à la température ambiante T_0 .

Les trois types de refroidissement sont illustrés à la figure [II-4] et sont décrits brièvement ci-dessous :

a) *Le refroidissement classique à air* : La masse de l'air de refroidissement dm est introduite à T_a et P_a à travers des passages ménagés dans les parois, elle absorbe dQ et éjectée dans les gaz à la pression locale et à une température T_{a2} . Ainsi on peut écrire :

$$dQ = cp(T_{a2} - T_a)dm = \epsilon cp(T_b - T_a)dm \quad (\text{II-64})$$

où ϵ est l'efficacité de l'échange de chaleur :

$$\epsilon = \frac{T_{a2} - T_a}{T_b - T_a} \quad (\text{II-65})$$

b) *Refroidissement par transpiration d'air* : L'air de refroidissement est introduit dans la cavité de la paroi par laquelle il transpire uniformément le long de la surface

de la paroi trouée, en la refroidissant par la réduction du coefficient d'échange de chaleur entre les gaz et la surface de la paroi. Le contact intime entre les parois et l'air de refroidissement fait que la température de l'air après le refroidissement soit identique à celle des parois .

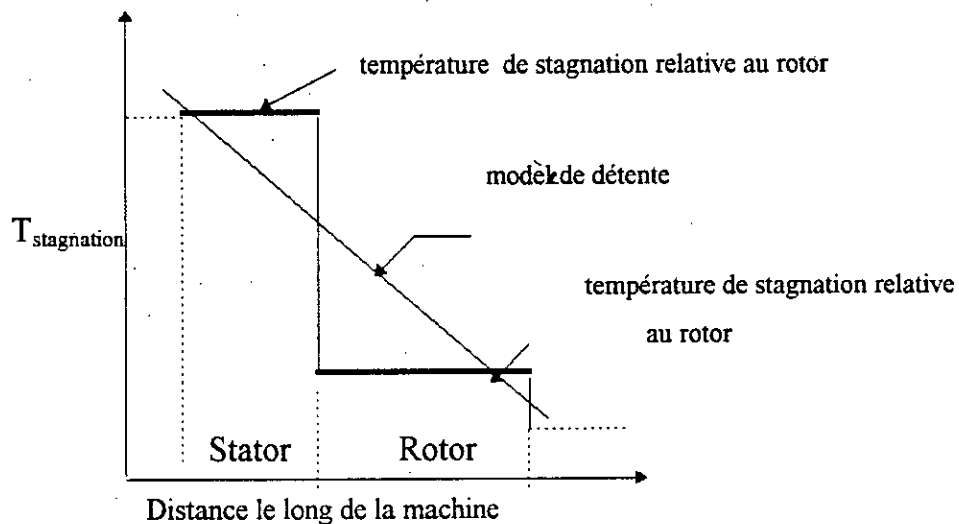


fig (II-3) - *Modèle de détente* -

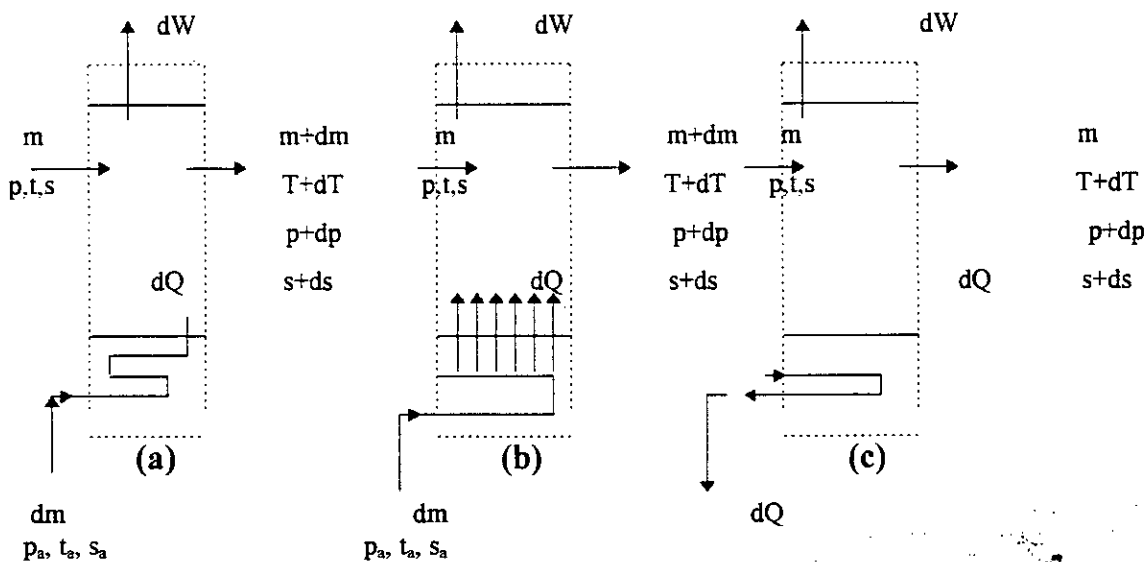


fig (II-4) - *Modes de refroidissement* -

- (a) : refroidissement à air
- (b) : refroidissement par transpiration d'air
- (c) : refroidissement par liquide

Le rapport entre la valeur du coefficient de transfert de chaleur pour une paroi refroidie par transpiration et celle du même coefficient pour une paroi imperméable, soit : (st / st_0) est une fonction du paramètre : (b/st_0)

où :

b est le coefficient défini par la relation (II-67) ci-après :

$$st = st_0 - nb \quad (\text{II-66})$$

avec n variant de $\frac{1}{2}$ pour de faibles débits de transpiration jusqu'à environ $\frac{1}{8}$

la valeur théorique de n est de $\frac{1}{2}$ pour un nombre de Reynolds infini [2]

$$b = \frac{dm / dA_w}{m / A_g} \quad (\text{II-67})$$

En utilisant l'équation (II-64) avec $\epsilon = 1$ pour la transpiration, et avec les équations (II-60), (II-61), l'équation (II-66) devient :

$$st = \frac{st_0}{1 + n \left(\frac{\tau - \beta}{\beta - \alpha} \right)} \quad (\text{II-68})$$

c) *Refroidissement par liquide* : Ce système est représenté par la figure (II-42)-c; le liquide de refroidissement circule dans une boucle fermée à l'intérieur des parois et extrait la quantité de chaleur dQ . Cette quantité de chaleur est emmenée ailleurs pour être utilisée ou rejetée. Le liquide de refroidissement ne doit pas être mélangé avec les gaz.

II-4-3 Détente refroidie par l'air :

Appliquons le premier principe aux volumes de contrôle (a) et (b) :

$$dW = -mC_p dT - C_p(T - T_a)dm \quad (\text{II-69})$$

$$\Rightarrow \frac{dm}{m} = - \left(\frac{dW}{m} + C_p dT \right) / C_p (T - T_a)$$

$$\Rightarrow \frac{dm}{m} = - \left[\frac{dW}{m C_p (T - T_a)} + \frac{dT}{T - T_a} \right]$$

Utilisant ceci avec les équations (II-62), (II-63), (II-64) et (II-68), on trouve;

$$\int_{m^*}^m \frac{dm}{m} = - \int_{\tau=\beta}^{\tau} \frac{\sigma (\tau - \beta) dt}{(\beta - \alpha) + \left\{ \sigma (\tau - \alpha) + n \right\} (\tau - \beta)} \quad (\text{II-70})$$

où m^* est la masse du fluide moteur à la température de l'aube, après que tout l'air de refroidissement ait rejoint l'écoulement principal. Négligeons les fuites et la masse du combustible, ceci donne exactement la masse de l'air à l'entrée du compresseur. En tenant compte des corrélations:

$$\sigma = \frac{\sigma_0}{\epsilon}, \quad n=0 \quad (\text{refroidissement à air interne})$$

$$\sigma = \sigma_0, \quad n \neq 0 \quad (\text{transpiration}) \quad (\text{II-71})$$

où:

σ_0 est donnée par l'équation (6) et $St = St_0$

L'intégrations de l'équation (13) donne :

$$\tilde{m} = \frac{m}{m^*} = \exp \{ \sigma \beta \cdot \Psi_1 - \sigma \cdot \Psi_2 \} \quad (\text{II-72})$$

où:

$$\Psi_1(\tau) = \frac{2}{M} \left\{ \tan^{-1} \frac{2\sigma\beta\tau + B}{M} - \tan^{-1} \frac{2\sigma\beta + B}{M} \right\}$$

$$\Psi_2(\tau) = \frac{1}{2\sigma} \left[\ln \frac{\Phi(\tau)}{\Phi(\beta)} - B\Psi_1 \right]$$

$$B = n - \sigma (\alpha + \beta)$$

$$C = (1-n)\beta + \alpha (\sigma\beta - 1)$$

$$M = (4\sigma C - B^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\Phi(\tau) = (\beta - \alpha) + \left[\sigma (\tau - \alpha) + n \right] (\tau - \beta)$$

Le travail extrait par la détente entre n'importe quelle température du gaz τ et β peut être obtenu par le bilan énergétique ou en intégrant l'équation (II-69),

$$w = W / m^* C_p T_0 = \tilde{m}(\tau - \alpha) + (\alpha - \beta) \quad (\text{II-73})$$

pour une détente adiabatique : $\tilde{m} = 1$ et $w = \tau - \beta$

Le bilan d'entropie pour le volume de contrôle des figures II-4 (a) et II-4(b), donne :

$$mS + dm S_a + dS_{gen} = (m + dm)(S + dS) \quad (\text{II-74})$$

où:

dS_{gen} est l'entropie générée dans le volume de contrôle par les trois mécanismes suivants :

a/ pertes aérodynamiques et de friction des gaz

$$dS_{gen,frict} = \frac{1-e}{e} \frac{dW}{T} \quad (\text{II-75})$$

b/ pertes dues à l'étranglement d'air de P_a à la pression locale des gaz

$$dS_{gen,thr} = dmR \ln\left(\frac{P_a}{P}\right) \quad (\text{II-76})$$

c/ transfert de chaleur irréversible des gaz au fluide de refroidissement suivi par le mélange des gaz avec l'air de refroidissement

$$dS_{gen,mix} = dm \left\{ C_p \left[\ln\left(\frac{T}{T_a}\right) + \frac{T_a}{T} - 1 \right] + \gamma RM^2 \right\} \quad (\text{II-77})$$

où:

e est le coefficient polytropique de la turbine

Le premier terme du membre de droite représente la dégradation thermique due à l'irréversibilité du transfert thermique et le second, la perte dans la pression de stagnation où, M est le nombre de Mach de l'écoulement relatif à la surface au point d'éjection de l'air de refroidissement. La valeur de M^2 du second terme est

estimée à la moyenne des points d'éjection autour du profil de l'aube . L'entropie totale générée est donc :

$$dS_{gen} = dS_{gen,fric} + dS_{gen,thr} + dS_{gen,mix} \quad (II-78)$$

et, en substituant dans l'équation (II-74),

$$S_a = \Phi_a - Cp \ln \left(\frac{T_a}{T_0} \right)$$

avec :

$$S = \Phi - Cp \ln \left(\frac{T}{T_0} \right)$$

on aura sous la forme adimensionnelle :

$$d\tilde{S} = -I \left[\frac{dm}{m} \left(1 - \frac{\alpha}{\tau} \right) + \frac{d\tau}{\tau} \right] + \frac{dm}{m} \left[Y + \frac{\alpha}{\tau} - 1 \right] \quad (II-79)$$

$$\text{où:} \quad I = \frac{1-e}{e} \quad (II-80)$$

$$Y = (\gamma - 1) M^2 \quad (II-81)$$

Le premier terme provient des pertes aérodynamiques, et de friction, il est obtenu en combinant (II-69) et (II-75) . Le second terme est dû aux effets du transfert de chaleur et du mélange de l'air avec les gaz .

Substituons par $\frac{dm}{m}$ de l'équation (II-70) et intégrons, nous trouverons la relation température-entropie suivante :

$$\begin{aligned} (\tilde{S} - \tilde{S}^*) &= \int_{\tilde{S}^*}^{\tilde{S}} d\tilde{S} = [Y\sigma\beta - \sigma \cdot (\beta + \alpha) - nI] \Psi_1 \\ &+ \sigma \cdot [1 - Y] \Psi_2 + [\alpha\sigma\beta - I(\beta - n\beta - \alpha)] \Psi_3 \end{aligned} \quad (II-82)$$

où : Ψ_1 Ψ_2 sont donnés ci-dessus et Ψ_3 est définie comme suit:

$$\Psi_3(\tau) = \frac{1}{C} \left[\ln \frac{\tau}{\beta} + \frac{1}{2} \ln \frac{\Phi(\beta)}{\Phi(\tau)} - \frac{B}{2} \Psi_1 \right]$$

Le rapport de pression, le long de la détente s'obtient par la relation thermodynamique :

$$\left(\frac{P}{P^*}\right) = \left(\frac{\tau}{\beta}\right)^{\frac{c_p}{R}} \cdot \exp\left[-\frac{C_p}{R}(\bar{S} - \bar{S}^*)\right] \quad (\text{II-83})$$

Pour analyser l'effet du refroidissement sur le rendement du cycle, on calcule le rapport entre le travail produit par la détente et le travail perdu par génération d'entropie, les équations (II-69), (II-75), (II-76), (II-77) et (II-78) conduisent au rapport :

$$\frac{T_0 dS_{gen}}{dW} = \frac{I}{\tau} + \frac{\sigma(\tau - \beta)}{(\beta - \alpha) + n(\tau - \beta)} \left\{ \left(\ln \frac{\tau}{\alpha} + \frac{\alpha}{\tau} - 1 \right) + Y + Lthr \right\}$$

où :

$$Lthr = \frac{R}{C_p} \ln \frac{P_a}{P} \quad (\text{II-85})$$

l'air de refroidissement est extrait du compresseur, donc :

$$P_a = P_\theta \cdot (1 + \delta\bar{p}) \quad (\text{II-86})$$

où P_θ est la pression à l'entrée de la turbine .

Utilisant (II-83) et (II-82), la perte due à l'étranglement peut être exprimée en fonction de la température locale;

$$Lthr = \ln \frac{\theta}{\tau} + \frac{R}{C_p} \delta\bar{p} + (\bar{S} - \bar{S}_\theta) \quad (\text{II-87})$$

II-4-4 Détente refroidie par liquide :

Appliquant le premier principe au volume de contrôle de la figure II-4(c) :

$$dw = -d\tau - dq \quad (\text{II-88})$$

de même de (II-62) et (II-63) :

$$\frac{dq}{dw} = \sigma_0 (\tau - \beta) \quad (\text{II-89})$$

et en éliminant dq entre (II-88) et (II-89) le travail de la détente pour la partie refroidie de la turbine est :

$$w = \int_{\tau}^{\tau=\beta} dw = \frac{1}{\sigma_0} \ln [1 + \sigma_0 (\tau - \beta)] \quad (\text{II-90})$$

et la chaleur extraite par le fluide de refroidissement entre une température quelconque de l'aube est :

$$q = (\tau - \beta) - w \quad (\text{II-91})$$

L'entropie générée dans le volume de contrôle provient seulement du frottement et de transfert de chaleur gaz-aube :

$$d\tilde{S}_{gen} = I \frac{dw}{\tau} + dq \left(\frac{\tau - \beta}{\beta\tau} \right) \quad (\text{II-92})$$

le bilan d'entropie pour le volume de contrôle donne :

$$\tilde{S} + d\tilde{S}_{gen} = (\tilde{S} + d\tilde{S}) + \frac{dq}{\beta} \quad (\text{II-93})$$

substituant (II-92) dans (II-93) et utilisant (II-89) et (II-88) pour éliminer dq et dw on trouve après intégration :

$$(\tilde{S} - \tilde{S}^*) = \frac{I + \sigma_0 \beta}{1 - \sigma_0 \beta} \ln \left\{ \frac{\beta}{\tau} [1 + \sigma_0 (\tau - \beta)] \right\} + \ln [1 + \sigma_0 (\tau - \beta)]$$

La pression locale est calculée en appliquant l'équation (II-83) et le rapport de la perte en exergie au travail est simplement :

$$\frac{T_0 dS_{gen}}{dw} = \frac{I}{\tau} + \sigma_0 (\tau - \beta) \left(\frac{\tau - \beta}{\beta\tau} \right) \quad (\text{II-94})$$

II-5 Refroidissement des turbines réchauffées :

Les pénalités dues au refroidissement des turbines comportant des réchauffages sont plus considérables, car ici plusieurs étages de la turbine sont exposés à de très hautes températures, de plus, certaines méthodes de refroidissement peu avancées, n'offrent pas d'avantages significatifs avec le cycle à réchauffe par rapport à ce qu'elles donnent avec le cycle de Brayton correspondant. Ainsi, pour la réalisation des cycles avec réchauffage, il est crucial d'intégrer les pénalités dues au refroidissement dans l'optimisation thermodynamique du cycle.

Pour analyser l'effet du refroidissement sur les performances des cycles à réchauffage, on utilise le même modèle que précédemment.

Trois types de refroidissement sont à considérer :

II-5-1 Refroidissement à air invasif :

Où l'air est soutiré du compresseur, utilisé pour refroidir les composants chauds, puis mélangé avec les gaz . Le terme 'invasif' décrit la manière dont ce mélange se fait, en causant des pertes dans la pression de stagnation et l'enthalpie . Deux limites existent dans ce type de système de refroidissement :

a/ l'air de refroidissement n'est pas utilisé pour réduire le flux de chaleur vers les surfaces, i.e ; convection interne

b/ l'air de refroidissement est utilisé au maximum pour réduire ce flux de chaleur, i.e, refroidissement par transpiration .

Système a :

Il est caractérisé par 'l'efficacité de l'échange de chaleur' ϵ , définie précédemment . La valeur de ϵ dépend des détails de conception des passages de l'air de refroidissement, de l'utilisation des arêtes ou turbulence, de l'épaisseur des parois des aubes et de la conductivité thermique .

Système b :

Il est caractérisé par une valeur de ϵ très proche de l'unité, due au contact intime entre le métal et l'air de refroidissement . L'équation donnant le rapport entre le nombre de Stanton du refroidissement avec transpiration et celui du refroidissement sans transpiration est en principe une relation exponentielle, mais comme précédemment une forme linéaire est utilisée (équation II-66) . L'efficacité du refroidissement Φ est définie par :

$$\Phi = \frac{\tau - \beta}{\tau - \alpha} \quad (\text{II-95})$$

elle est reliée à l'efficacité de l'échange de chaleur avec l'aube par :

$$\epsilon = \frac{S_r}{\dot{m}_r} \frac{\Phi}{1 - \Phi} \quad (\text{II-96})$$

II-5-2 Refroidissement par liquide interne :

Le liquide qui peut être de l'eau, ou parfois un métal liquide, est utilisée pour refroidir l'aube à l'intérieur et les autres composants . La quantité de chaleur extraite peut être utilisée ailleurs dans le cycle combiné, ou dans le pire des cas, elle est rejetée.

L'impact essentiel du refroidissement par liquide sur la détente des gaz est la perte d'enthalpie de stagnation . Le gain thermodynamique associé à cette méthode dépend de la manière dont celle-ci est utilisée .

II-5-3 Refroidissement à eau invasif :

L'air est remplacé par l'eau qui est utilisée pour refroidir les parois par évaporation, puis la vapeur se mélange avec les gaz .L'avantage essentiel de cette méthode est l'utilisation d'une faible masse pour refroidir, et son inconvénient principal est le rejet de la chaleur latente de vaporisation de l'eau dans les gaz d'échappement . Comme pour le refroidissement à air invasif, deux systèmes sont à considérer :

a/ l'eau de refroidissement absorbe la chaleur à l'intérieur de l'aube par une vaporisation partielle, mais n'est pas utilisée pour réduire la quantité de chaleur à l'extérieur .

b/ la vapeur générée par vaporisation de l'eau transpire le long de l'aube et réduit ainsi le transfert de chaleur des gaz aux parois externes .

Les équation du refroidissement de la turbine sont déterminées à partir des équations (II-70), (II-71), (II-73) et (II-79) de la partie précédente :

$$\frac{dM}{M} = \frac{-\sigma_0(\tau - \beta)d\tau}{H + \{\sigma_0 \tilde{h}_{fg} + n\}(\tau - \beta)}$$

où : $n=0$, $H = \tilde{h}_{fg}^*$ (eau interne)

$n>0$, $H = \tilde{h}'_{fg}$ (transpiration)

$$dw = -d\tau - \tilde{h}''_{fg} \frac{dM}{M}$$

$$d\tilde{S} = I \frac{dw}{\tau} - \frac{\tilde{h}''_{fg}}{\tau} \frac{dM}{M} + \frac{Y}{2} \left(\frac{dm}{m} + \frac{dM}{M} \right)$$

Les chaleurs latentes adimensionnelles apparaissant dans ces équations sont définies comme suit :

$$\tilde{h}'_{fg} = \tilde{C}_p(T_{sat} - T_0) + \tilde{h}_{fg} + \tilde{C}_{pv}(T_b - T_{sat})$$

$$\tilde{h}''_{fg} = \tilde{C}_{pl}(T_{sat} - T_0) + \tilde{h}_{fg} + \tilde{C}_{pv}(T - T_{sat})$$

$$\tilde{h}^*_{fg} = \tilde{C}_{pl}(T_{sat} - T_0) + x\tilde{h}_{fg}$$

Le modèle de détente décrit dans le cas d'une turbine sans réchauffage est appliqué .

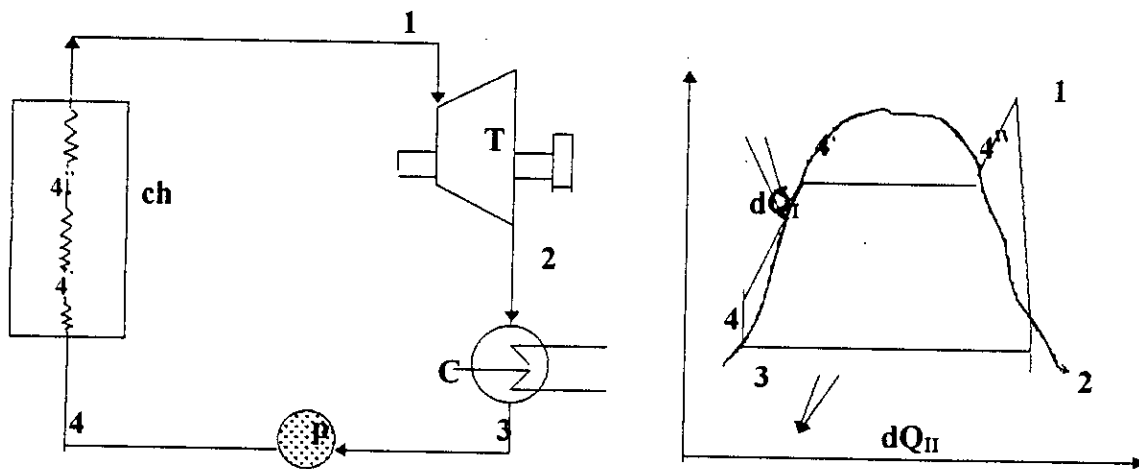
CHAPITRE III

ANALYSE DU CYCLE A VAPEUR

ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE A VAPEUR

III-1 Introduction :

Le cycle fondamental de fonctionnement d'une centrale thermique à vapeur est le cycle de Hirn qui se présente sur un diagramme T-S comme le montre la figure(III-2).



fig(III-1): Schéma simplifié du principe de fonctionnement d'une centrale à vapeur

fig(III-2): Diagramme (T-S) du cycle thermodynamique de Hirn

On note, sur la figure (III-2), trois sortes d'échanges de chaleur

- l'apport de chaleur venant de la source chaude, par quantités élémentaires dQ_I à la température T_I ; plus la température moyenne d'échange est élevée, meilleur est le rendement;

- les échanges de chaleur internes au cycle, tel que dQ_i : il sont en pratique réaliés en réchauffant l'eau d'alimentation de la chaudière au moyen de vapeur soutirée en cours de détente;

- enfin, les rejets de chaleur dQ_{II} à la température T_{II} vers la source froide T_0 ; de ce point de vue, le cycle à vapeur se trouve très favorisé par le principe même de la condensation.

La recherche de l'amélioration du rendement du cycle passe tout naturellement par l'élévation des caractéristiques de la vapeur entrant dans la turbine, par l'augmentation du nombre de réchauffeurs et donc par une optimisation de la température finale du réchauffage de l'eau alimentaire.

La perte du système est localisée pour sa plus grande partie dans les rejets de chaleur du condenseur à très basse température, et pour le reste à la cheminée à une température peu élevée sans récupération possible.

III-2 Principe de fonctionnement du cycle de Hirn:

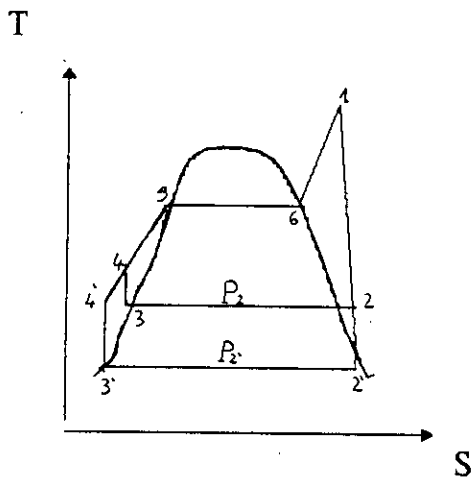
La pompe (P) aspire de l'eau liquide saturée (point3) et la refoule à la pression P_s à l'état liquide comprimé (point4). Introduit sous la pression P_s dans la chaudière, le fluide passe par l'économiseur et subit une action calorifique isobare pour devenir liquide saturé (état4'). A la même pression P_s , le fluide subit une action calorifique isobare au niveau de l'évaporateur et acquiert (l'état 4'') de vapeur saturée sèche. Par son passage dans le surchauffeur, la vapeur devient surchauffée à une température T_1 supérieure à celle de saturation mais à la même pression P_s . Ayant une enthalpie élevée, la vapeur surchauffée passe par la turbine où elle effectue un travail moteur (W_m) par sa détente jusqu'à la pression P_c et passe de l'état surchauffé à l'état saturé humide (état2). En traversant le condenseur, la vapeur humide subit une action calorifique négative due à la circulation d'eau froide, et devient liquide saturé (état3). L'eau saturée reprise par la pompe (P) recommence un nouveau cycle.

III-3 Influence des paramètres principaux sur le cycle:

Le débit et la température des gaz d'échappement sont des données imposées par le cycle de la turbine à gaz. Par contre, les caractéristiques de la partie vapeur sont choisies après une étude technico-économique qui donne priorité à la valorisation du rendement net. L'amélioration de ce rendement a été l'objet de plusieurs recherches thermo-dynamiques dont on peut citer les paramètres essentiels:

a) la diminution de la pression dans le condenseur aura pour effet d'augmenter la valeur du rendement thermique, puisque cette diminution de pression entraîne celle

de la température à laquelle la vapeur cède de la chaleur, l'intervalle de température du cycle se trouve ainsi élargi et le rendement thermique du cycle s'accroît (figIII-3).



fig(III-3-a): Influence de la pression et température de condensation

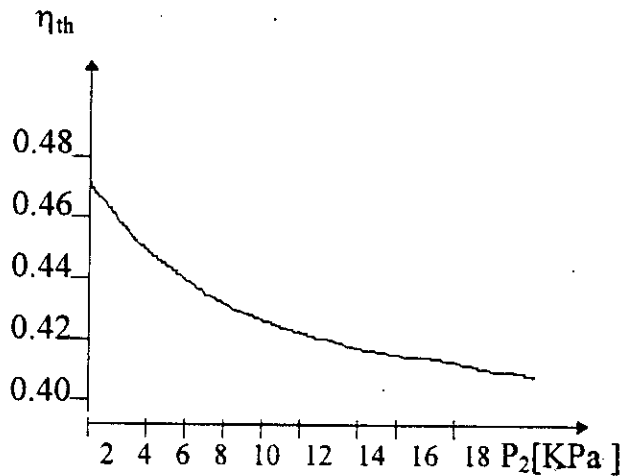


fig (III-3-b) : Variation du rendement thermique en fonction de P₂

Le mode de variation de η_{th} en fonction de la pression P_2 est illustré par la courbe de la figure (3-b) qui est caractérisé par les paramètres initiaux de la vapeur d'eau $P_1=16670 \text{ KPa}$ et $T_1=550^\circ\text{C}$ [8] .

Du point de vue exergetique, les irréversibilités thermiques sont directement liées à l'écart de température entre la vapeur détendue et le fluide réfrigérant.

b) L'augmentation de la température de surchauffe améliore nettement le rendement thermique car la température moyenne de l'apport de chaleur au cours du cycle devient plus grande (fig III-4-a).

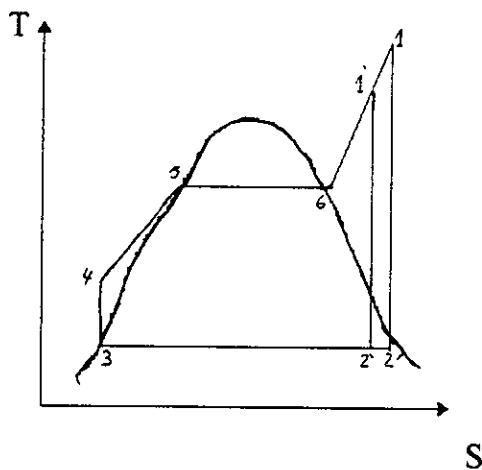
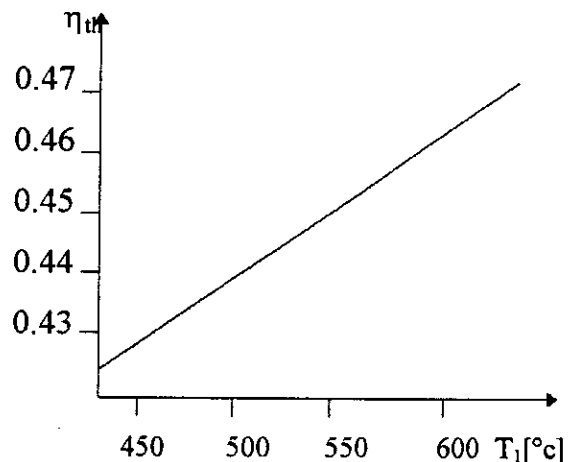


fig (III-4-a) : Influence de la température de surchauffe

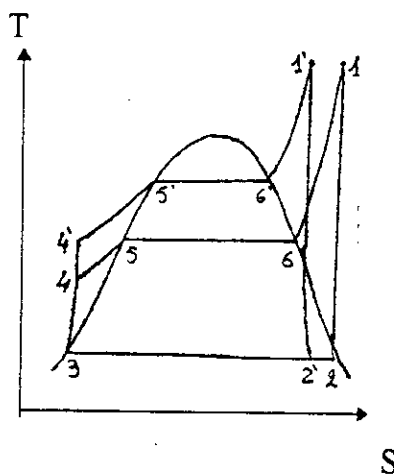


fig(III-4-b) : Variation du rendement thermique en fonction de T₁

La courbe traduisant la variation du rendement thermique η_{th} avec la température de surchauffe pour un cycle de Hirn avec une pression de surchauffe $P_1=16670 \text{ KPa}$ et une pression de condensation $P_2=4 \text{ KPa}$ est représenté sur la figure (III-4-b) [8] .

D'autre part, cette augmentation de T_1 fait diminuer les pertes exergetique d'où l'augmentation du rendement exergetique ,ainsi elle diminue la consommation spécifique de vapeur (c-à-d la quantité de vapeur nécessaire à la production d'un travail de 1KJ).

c) L'augmentation de la pression dans la chaudière entraîne une augmentation du rendement thermique , car plus la pression P_1 est forte , plus le taux de remplissage du cycle est grand et plus est élevée la température moyenne de la chaleur fournie (fig III-5-a) . la figure (III-5-b) représente la courbe de variation du rendement thermique η_{th} du cycle de Hirn en fonction de la pression de surchauffe P_1 pour une température maximale $T_1=550^\circ\text{C}$ et une pression de condensation $P_2=4\text{KPa}$ [8] .



fig(III- 5-a) : Influence de la pression de surchauffe

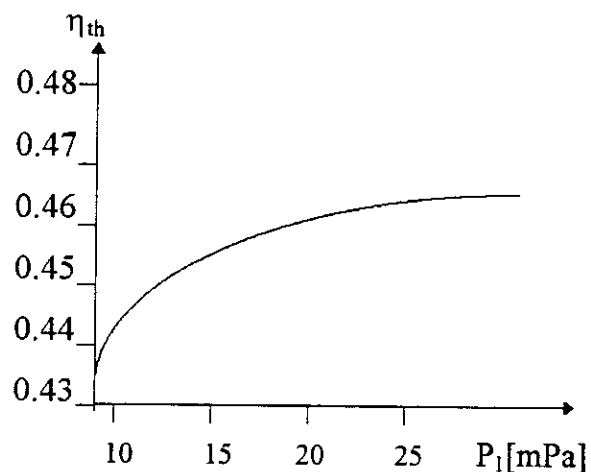


fig (III-5-b) : Variation du rendement thermique en fonction de P_1

d) Les propriétés mécaniques des métaux employés pour la construction des turbines ne permettent pas de porter la température de surchauffe au-dessus d'une certaine limite qui est de l'ordre de 600°C [11]. Il est cependant possible d'augmenter le travail développé au cours de la détente et d'améliorer le rendement du cycle en réalisant la *resurchauffe* ,c'est à dire en faisant une deuxième surchauffe à pression constante. On obtient ainsi le cycle ci-dessous (fig III-6):

Dans un cycle à vapeur, il est toujours avantageux de prendre la même valeur pour la température de surchauffe et la température de resurchauffe [5].

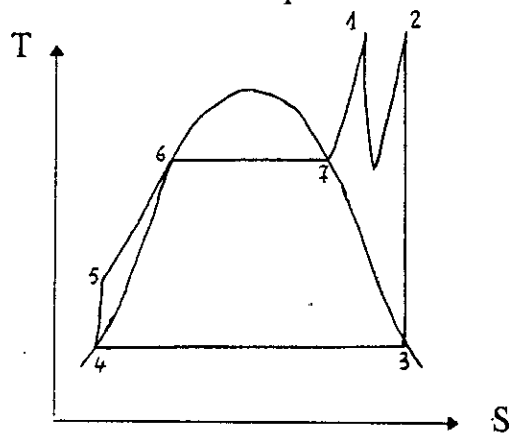


fig (III-6) : Cycle à resurchauffe

Il est à noter que dans un cycle à resurchauffe, la consommation spécifique de vapeur diminue considérablement, aussi la resurchauffe évite une humidité excessive dans les étages à basse pression de la turbine.

Il est certain aussi qu'un gain de plusieurs points est encore possible grâce à la double resurchauffe ,mais le surcoût final probable de la centrale rend la justification économique incertaine pour la plupart des applications [16] .

e) L'utilisation des soutirages améliore le rendement thermique du cycle mais fait augmenter la consommation spécifique de vapeur. Le principe de ce cycle consiste à extraire à un étage intermédiaire de la turbine, une partie du débit total de vapeur et à diriger ce débit *soutiré* dans un réchauffeur d'eau d'alimentation du générateur de vapeur. Une partie de la chaleur contenue dans cette vapeur va, au lieu d'être cédée en pure perte au condenseur, être transmise à l'eau d'alimentation (fig III 7-a).

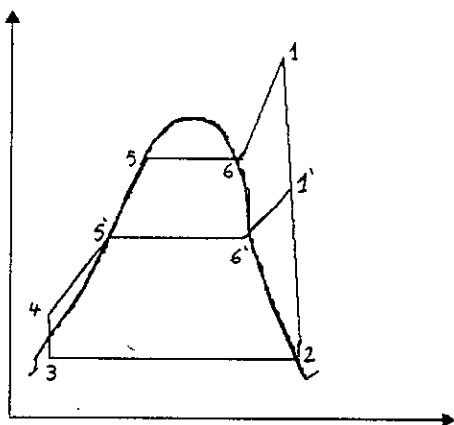


fig (III-7-a) : Influence du soutirage

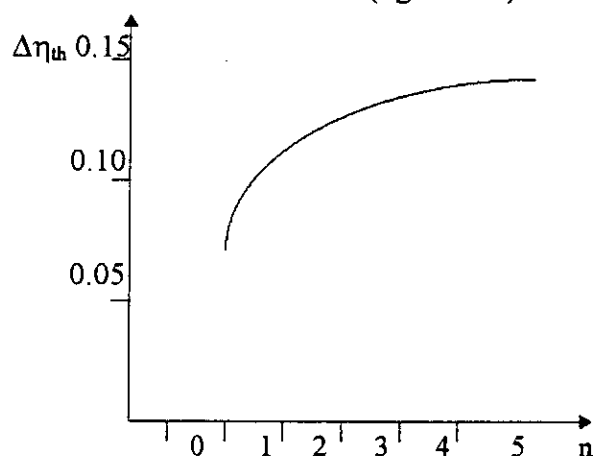


fig (III-7-b) : Accroissement de η_{th} en fonction du nombre de soutirage

L'analyse montre que l'augmentation du nombre de soutirages permet d'améliorer le rendement thermique du cycle, car la récupération de la chaleur s'approche dans ce cas de sa valeur limite. Cependant la contribution de chaque soutirage à l'accroissement du rendement du cycle devient plus faible que celle du soutirage précédent. Cela est illustré par la courbe de la fig(III-7-b) qui traduit l'accroissement $\Delta\eta_{th}$ du rendement thermique du cycle en fonction du nombre de soutirages [8] . On note aussi que le nombre de soutirages,est limité par le coût d'investissement .

Du point de vue exergetique , le mélange de l'eau froide avec la vapeur soutirée chaude diminue l'écart de températures de l'échange de chaleur et améliore ainsi le rendement exergetique de la chaudière.

III-4 Choix du cycle :

Les études thermodynamiques montrent que les plus grandes irréversibilités dans un cycle à vapeur se produisent dans la chaudière et le condenseur où il se produit un transfert de chaleur à travers une différence de température finie . Il en résulte une irréversibilité qui entraîne une production d'entropie et par conséquent une perte d'exergie utilisable (irréversibilité thermique externe) .

La quantité de chaleur maximale utilisable lors d'un échange de chaleur entre le flux des gaz chauds et le flux de vapeur est :

$$Q_{gv} = \int \left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) \delta Q_g \quad (\text{III-1})$$

de même, la quantité maximale de chaleur utilisable par la vapeur est :

$$Q_{vg} = \int \left(1 - \frac{T_0}{T_v}\right) \delta Q_g \quad (\text{III-2})$$

La perte d'énergie utilisable due au transfert de chaleur au niveau de la chaudière de récupération s'exprime par :

$$L = \int \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) - \left(1 - \frac{T_0}{T_v}\right) \right] \delta Q_g \quad (\text{III-3})$$

$$L = \int T_0 \left(\frac{T_g - T_v}{T_g \cdot T_v} \right) \delta Q_g$$

Ceci indique clairement que la diminution de l'écart de température entre le flux du gaz et le flux de vapeur entraîne une diminution de la perte exergetique et augmente par conséquent le rendement de transfert .

Le diagramme d'échange de chaleur entre flux du gaz et flux de vapeur est représenté par les figures (III-8-a) et (III-8-b) ci-dessous :

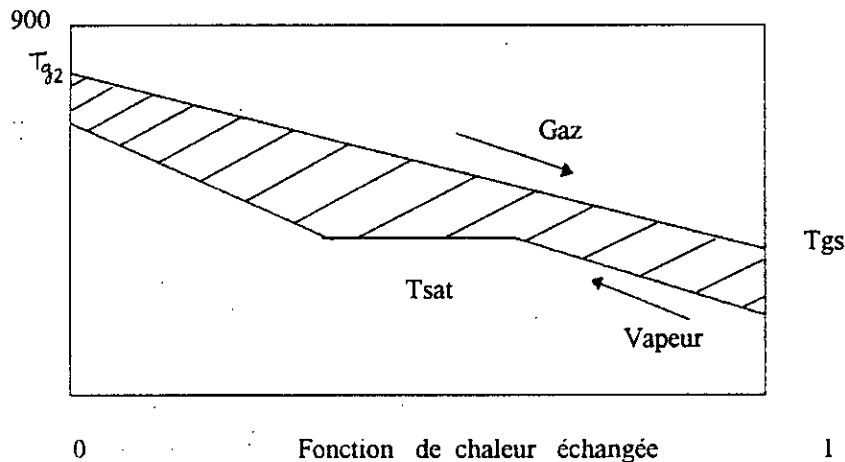


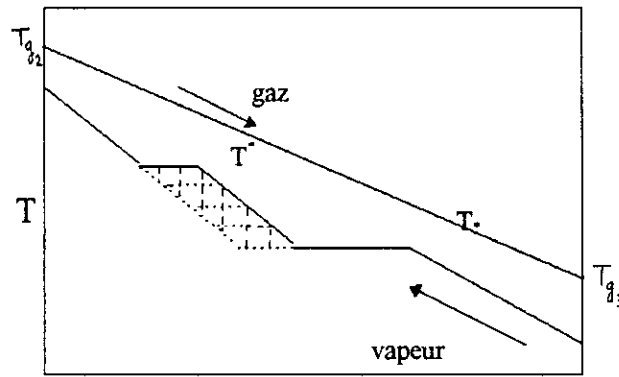
fig (III-8-a) : diagramme d'échange de chaleur à un niveau de pression

L'amélioration de la qualité de l'échange de chaleur consiste donc à rapprocher autant que possible les températures du gaz et de la vapeur lors des échanges; Ce qui se traduirait par une diminution de la surface hachurée qui représente les pertes d'exergie fig (III-8-a) .

Ceci nécessite un assemblage judicieux des courbes de chaleur pour maximiser l'énergie utilisable transférée entre les flux et minimiser les pertes d'exergie dans le processus de transfert thermique . Cet assemblage peut être amélioré par une augmentation du nombre d'évaporateurs c'est à dire l'utilisation de plusieurs niveaux de pression .

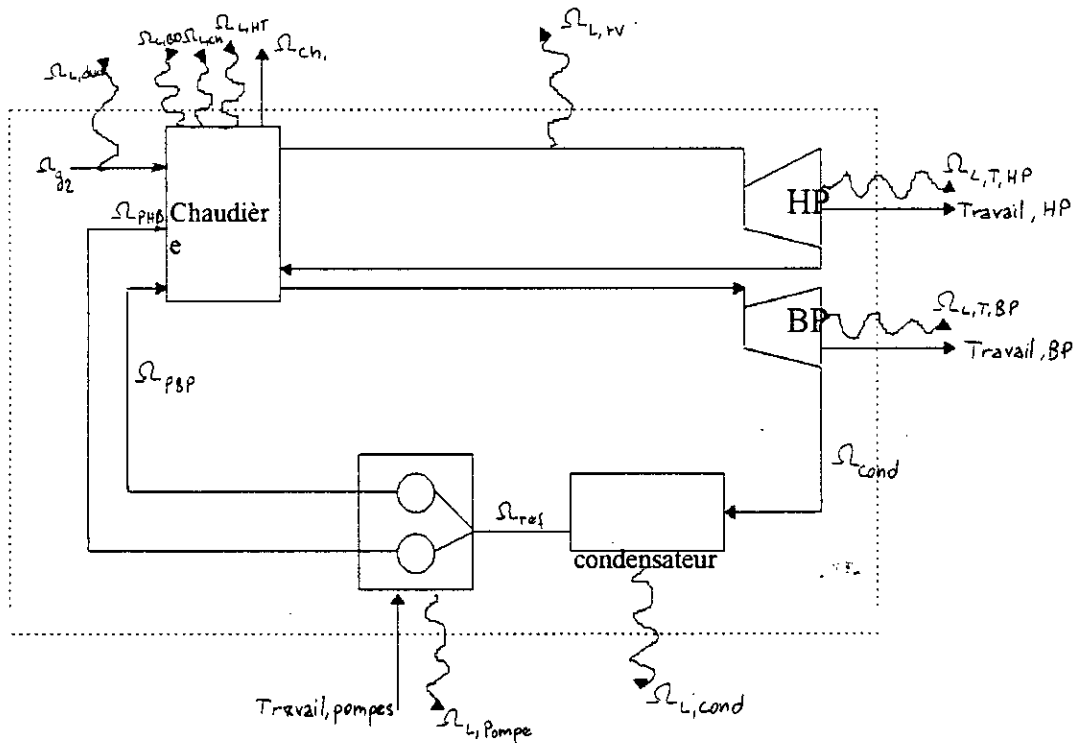
Le diagramme d'échange de la fig (III-8-b) montre l'influence positive de l'utilisation d'un deuxième vaporisateur, ce qui conduit à un gain de travail utile d'une quantité représentée par la surface quadrillée de la même figure .

En ce qui nous concerne , nous choisissons donc un cycle de Hirn à deux niveaux de pression avec resurchauffe .



fraction de chaleur échangée

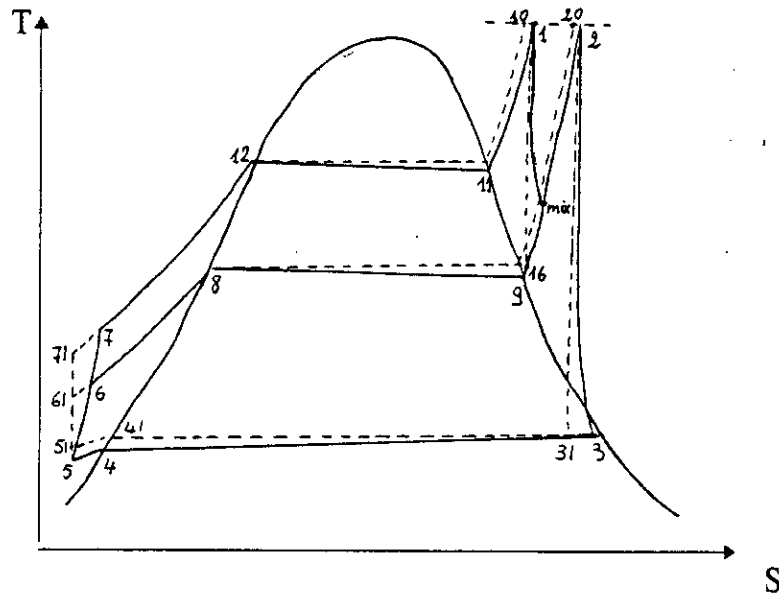
fig (III-8-b): Diagramme d'échange de chaleur à deux niveaux de pression



fig(III-9) -Installation du cycle à vapeur à deux niveaux de pression-

III-5 Description du cycle :

Le cycle est représenté par le diagramme T-S de la fig(III-10) :



fig(III-10) : Diagramme (T-S) du cycle à vapeur à deux niveaux de pression pour le cas : $T_{mix} < T_{sat, H}$

Le flux des gaz chauds passant par le récupérateur, représente la source de chaleur du cycle à vapeur . La température de sortie de la turbine à gaz est T_{g1} . A cause des irréversibilités dans les conduites, les gaz arriveront au récupérateur à une température T_{g2} qui est inférieure à T_{g1} .

Le récupérateur d'un cycle à deux niveaux de pression possède deux parties : une pour la vapeur *haute pression* et l'autre pour la vapeur *basse pression* . La partie **HP** comprend un économiseur (chauffage 7-12), un vaporisateur (chauffage 12-11) et un surchauffeur (chauffage 11-1) . La partie **BP** comprend, en plus du vaporisateur (chauffage 8-9), un économiseur permettant une utilisation optimale de la chaleur (chauffage 6-8) . La chaleur est aussi fournie par soutirage de la turbine à vapeur lorsque le flux **HP** se mélange avec celui à **BP** . A chaque pression, les flux de vapeur seront surchauffés à la même température T_{tr} . Deux cas seront à envisager :

- a) $T_{mix} > T_{sat,H}$: cas représenté par la fig (III-11-b)
- b) $T_{mix} < T_{sat,H}$: cas représenté par la fig (III-11-a)

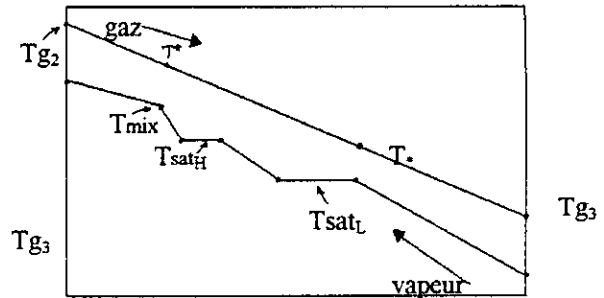
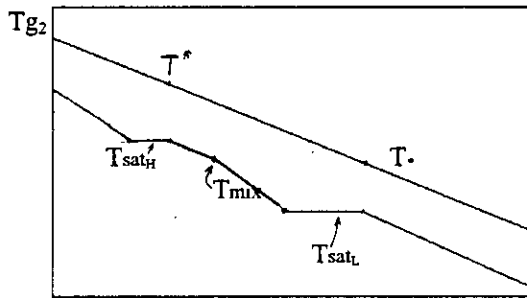


fig (III-11-a) : Diagramme d'échange de la chaleur ($T_{mix} < T_{sat,H}$)

fig (III-11-b) : Diagramme d'échange de la chaleur ($T_{mix} > T_{sat,H}$)

III-6 Analyse thermodynamique du cycle :

III-6-1 Calcul énergétique :

soient T^* et T_* les températures des gaz aux points de pincement respectivement haute et basse pressions fig (III-11-a) et fig (III-11-b) .

$$T^* = T_{sat,H} + \Delta T_{pp,H}$$

$$T_* = T_{sat,L} + \Delta T_{pp,L}$$

La fraction d'énergie utilisée pour chauffer la vapeur au dessus de $T_{sat,L}$ est définie par :

$$A = \frac{H_{g2} - H_*}{H_{g2} - H_{g3}} \quad (III-4)$$

La fraction d'énergie utilisée pour le chauffage de la vapeur au dessus de $T_{sat,H}$ est défini à son tour par :

$$B = \frac{H_{g2} - H^*}{H_{g2} - H_{g3}} \quad (III-5)$$

Les propriétés thermodynamique (H-S) des gaz de combustion sont données en fonction de la température .D'autre part la chaleur reçue par la vapeur est :

$$Q_v = m_L(H_{mix} - H_6) + m_H(H_1 - H_7) + (H_2 - H_{mix}) + q \quad (\text{III-6})$$

avec :

q : chaleur absorbée par la vapeur et provenant de la dégradation d'énergie par frottement dans le récupérateur (tuyauterie, parois) :

$$q = \varepsilon [m_L(H_8 - H_6) + m_H(H_{12} - H_7)]$$

Par conséquent, la fraction d'énergie utilisée pour le chauffage de la vapeur au dessus de $T_{sat,L}$ sera :

$$A = \frac{Q_v - [m_H(H_{13} - H_7) + m_L(H_8 - H_6)]}{Q_v}$$

La fraction d'énergie qui a servi au chauffage de la vapeur au dessus de $T_{sat,H}$ est donnée par :

$$B = \frac{m_H(H_1 - H_{12}) + (H_2 - H_{15})}{Q_v} \quad \text{Si } T_{mix} < T_{sat-H}$$

ou :

$$B = \frac{m_H(H_1 - H_{12}) + m_L(H_{mix} - H_{15}) + (H_2 - H_{mix})}{Q_v} \quad \text{Si } T_{mix} > T_{sat-H}$$

Par le bilan de conservation d'énergie, on peut définir le rapport de masse suivant :

$$m = \frac{m_v}{m_g} = \frac{H_{g2} - H_{g3}}{Q_v} \quad (\text{III-7})$$

III-6-1-a Calcul de quelques caractéristiques du cycle :

- Travail net :

Le travail de détente dans les turbines est :

$$\begin{aligned} W_d &= W_{HP} + W_{BP} \\ W_d &= m_H(H_1 - H_{mix}) + (H_2 - H_3) \end{aligned} \quad (\text{III-8})$$

Le travail des pompes est :

$$W_C = W_{P_1} + W_{P_2} = m_L(H_6 - H_5) + m_L(H_7 - H_5) \quad (\text{III-9})$$

le travail moteur net du cycle sera donc donné par :

$$W_{net} = W_d - W_C \quad (\text{III-10})$$

- Rendement interne du cycle :

Le rendement du cycle à vapeur est défini comme suit :

$$\eta_i = \frac{W_{net}}{Q_{gaz}} = \frac{W_{net}}{m_g(h_{g2} - h_{g3})} \quad (\text{III-11})$$

- Rendement thermique du cycle :

La définition du rendement du cycle à vapeur par le premier principe est :

$$\eta_1 = \frac{W_{net}}{m_g(h_{g2} - h_0)} \quad (\text{III-12})$$

Le rendement du cycle à vapeur défini par le second principe est :

$$\eta_2 = \frac{W_{net}}{m_g(w_{g2} - w_0)} \quad (\text{III-13})$$

-Rendement des tuyauterie de vapeur :

A cause des pertes de charges et des déperdition calorifiques au cours de l'écoulement de la vapeur entre le récupérateur et la turbine, il résulte une chute de pression et de température à l'entrée de cette dernière . Le rendement des tuyauteries de vapeur est défini par :

$$\eta_{tv} = \frac{\text{chaleur réelle portée par la vapeur}}{\text{chaleur idéale portée par la vapeur}}$$

$$\eta_{tv} = \frac{m_H(H_1 - H_7) + (H_2 - H_{mix}) + m_L(H_{mix} - H_6)}{m_H(H_{10} - H_7) + (H_{20} - H_{mix}) + m_L(H_{mix} - H_6)} \quad (\text{III-14})$$

- Rendement de la chaudière de récupération :

Le degré de perfection de la chaudière de récupération est caractérisé par l'efficacité suivante :

$$\eta_{Ch} = \frac{Q_v}{Q_g} \quad (\text{III-15})$$

III-6-1-b Calcul des pertes énergétiques :

- La perte de chaleur au niveau de la chaudière de récupération se calcule par :

$$Q_{L,Ch} = (1 - \eta_{Ch}) Q_g \quad (\text{III-16})$$

soit relativement à Q_g :

$$L_{Ch} = \frac{Q_{L,Ch}}{Q_g} \quad (\text{III-17})$$

- Les pertes de chaleur dans les tuyauteries sont principalement localisées entre la chaudière et l'entrée des turbines :

$$Q_{L,N} = m_H (H_{10} - H_1) + (H_{20} - H_2) \quad (\text{III-18})$$

soit : $L_N = \frac{Q_{L,N}}{Q_v} = \frac{Q_{L,N}}{\eta_{Ch} \cdot Q_g}$ (III-19)

- On peut considérer comme une perte de chaleur transférée à l'eau de refroidissement la quantité :

$$Q_{L,Cond} = [(H_3 - H_4) + (H_4 - H_5)] \quad (\text{III-20})$$

soit : $L_{Cond} = \frac{Q_{L,Cond}}{Q_v} = \frac{Q_{Cond}}{\eta_{Ch} \cdot Q_g}$ (III-21)

- Les irréversibilités accompagnant la détente entraînent les pertes suivantes :

$$Q_{L,T} = m_L (H_{mix} - H_{16}) + (H_3 - H_{31}) \quad (\text{III-22})$$

soit : $L_T = \frac{Q_{L,T}}{\eta_{Ch} \cdot Q_g}$ (III-23)

- Les pertes dues aux irréversibilités de condensation sont exprimées par la relation:

$$Q_{irr,Cond} = [(H_3 - H_{41}) + (H_{41} - H_{51})] - [(H_3 - H_4) + (H_4 - H_5)]$$

soit : $L_{irr,Cond} = \frac{Q_{irr,Cond}}{\eta_{Ch} \cdot Q_g}$ (III-24)

III-6-2 Calcul exergetique :

a) Analyse du récupérateur :

L'exergie perdue au niveau des conduites liant la turbine à gaz et le récupérateur est exprimée par :

$$\Omega_{L,duct} = m_g T_0 (S_{g1} - S_{g2}) \quad (III-25)$$

lors de l'échange de chaleur entre les deux fluides, le flux de chaleur transféré

possède comme exergie :

$$\Omega_g = \left(1 - \frac{T_0}{T_m}\right) Q_g \quad (III-26)$$

avec :

$$Q_g = m_g (H_{g3} - H_{g2})$$

$$T_m = \frac{T_{g2} + T_{g3}}{2}$$

la perte d'exergie du gaz dans le récupérateur est :

$$\Omega_{L,g} = m_g T_0 (S_{g2} - S_{g3}) \quad (III-27)$$

la quantité de travail maximale que peut recevoir la vapeur est donnée par la relation:

$$\begin{aligned} \Omega_v = & m_L (H_{mix} - H_6) \left(1 - \frac{T_0}{T_{m1}}\right) + m_H (H_1 - H_7) \left(1 - \frac{T_0}{T_{m2}}\right) \\ & + (H_2 - H_{mix}) \left(1 - \frac{T_0}{T_{m3}}\right) \end{aligned}$$

avec :

$$T_{m1} = \frac{T_{mix} + T_6}{2}$$

$$T_{m2} = \frac{T_1 + T_7}{2}$$

$$T_{m3} = \frac{T_2 + T_{mix}}{2}$$

d'autre part, la vapeur perd une partie de son exergie au niveau du récupérateur :

$$\Omega_{L,v} = m_H T_0 (S_1 - S_7) + m_L T_0 (S_{mix} - S_6) + T_0 (S_2 - S_{mix}) \quad (III-28)$$

Par conséquent, la perte d'exergie qui accompagne l'échange de chaleur entre les gaz et la vapeur au niveau de la chaudière de récupération sera :

$$\Omega_{L,Ch} = \Omega_{L,g} + \Omega_{L,v}$$

b) *Analyse des tuyauteries de vapeur et des vannes :*

l'énergie utilisable perdue dans les tuyauteries de vapeur est calculée par la relation :

$$\Omega_{L,v} = m_H (\Omega_{10} - \Omega_1) + (\Omega_{20} - \Omega_2) \quad (\text{III-30})$$

la perte de charge causée par les vannes n'affecte pas l'enthalpie du fluide , et pour cette raison elle n'intervient pas dans le bilan énergétique, mais elle provoque un accroissement d'entropie:

$$\Delta S = -R \ln \left(1 - \frac{\Delta P}{P} \right)$$

ceci entraîne une perte d'exergie :

$$\Omega_{L,v} = -T_0 \Delta S = T_0 R \ln \left(1 - \frac{\Delta P}{P} \right) \quad (\text{III-31})$$

c) *Analyse des turbines :*

La perte d'exergie dans la détente est :

$$\Omega_{L,T} = T_0 \left[m_H (S_{mix} - S_1) + (S_3 - S_2) \right] \quad (\text{III-32})$$

D'autre part les rendements exergetiques des turbines HP et BP sont respectivement :

$$\eta_{HP} = \frac{W_{HP}}{m_H (\Omega_1 - \Omega_{mix})} \quad (\text{III-33})$$

$$\eta_{BP} = \frac{W_{BP}}{\Omega_2 - \Omega_3}$$

d) *Analyse du condenseur :*

Les pertes exergetiques au niveau du condenseur s'expriment par :

$$\Omega_{L,Cond} = (H_3 - H_4) - T_0 (S_3 - S_4) \quad (III-34)$$

La perte par sous-refroidissement est exprimé par la relation :

$$\Omega_{L,ref} = T_0 (S_4 - S_5) \quad (III-35)$$

e) Analyse des pompes :

La perte d'exergie durant l'opération de pompage est donnée par :

$$\Omega_{L,P} = m_H (\Omega_7 - \Omega_5) + W_C + m_L (\Omega_6 - \Omega_5) \quad (III-36)$$

Les rendements éxergétiques des pompes BP et HP sont donnés respectivement par les relations suivantes :

$$\eta_{PBP} = 1 - \frac{m_L (\Omega_6 - \Omega_5)}{W_{P1}} \quad (III-37)$$

$$\eta_{PHP} = 1 - \frac{m_H (\Omega_7 - \Omega_5)}{W_{P2}}$$

CHAPITRE IV

PROGRAMMATION

ET

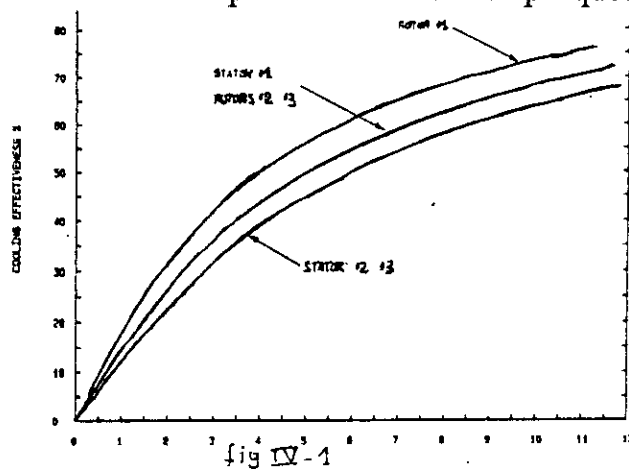
APPLICATION

PROGRAMATION ET APPLICATION

IV-1 Méthode de calcul pour le cycle à gaz :

La première étape consiste à relier l'écoulement de l'air de refroidissement aux paramètres du cycle à gaz .

La masse de l'air soutiré du compresseur, pour le refroidissement des organes de la turbine est déterminée à partir des courbes empiriques de la figure (IV-1) .[4]

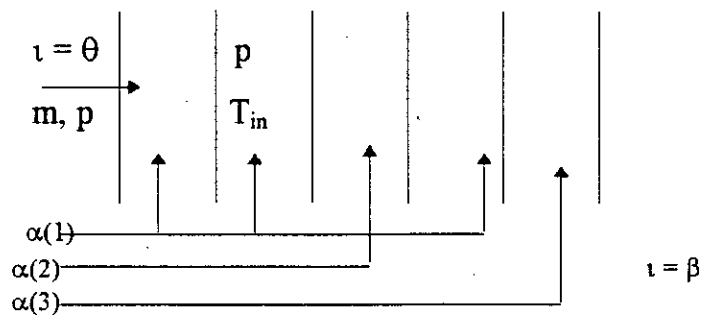


où Φ : est l'efficacité du refroidissement, elle est définie par le rapport :

$$\Phi = \frac{T_{in} - T_{blade}}{T_{in} - T_{coolant}}$$

qui est donnée en fonction du rapport : $m_c C_{p_c} / m_{in} C_{p_{in}}$

avec : T_{in} : Température de stagnation des gaz .



- L'air qui refroidit les aubes de la turbine à gaz est soutiré à des niveaux différents du compresseur-

L'air qui refroidit le premier stator et tous les rotors qui nécessitent un refroidissement est soutiré à la sortie du compresseur, tandis que celui destiné au refroidissement des autres stators est soutiré à des endroits qui sont choisis de telle manière que sa pression soit de 30 % supérieure à la pression locale des gaz, c'est à dire :

$$P_a = P_g \times 1,3 \quad \text{pour les stators 2-3}$$

$$P_a = P_2 \quad \text{pour les rotors et le premier stator}$$

avec :

P_a : pression de l'air de refroidissement .

P_g : pression locale des gaz .

Ainsi, connaissant les pressions, les températures de l'air T_c sont déterminées par application des relations isentropiques au niveau du compresseur .

IV-1-1 Application au calcul du cycle :

En se fixant la température maximale à l'entrée de la turbine θ et la température de l'aube à laquelle on arrête le refroidissement, la masse des gaz à l'entrée de la turbine est calculée au moyen de l'équation (II-72) et le travail produit dans la section refroidie de la détente par l'équation (II-73) ou (II-90) .

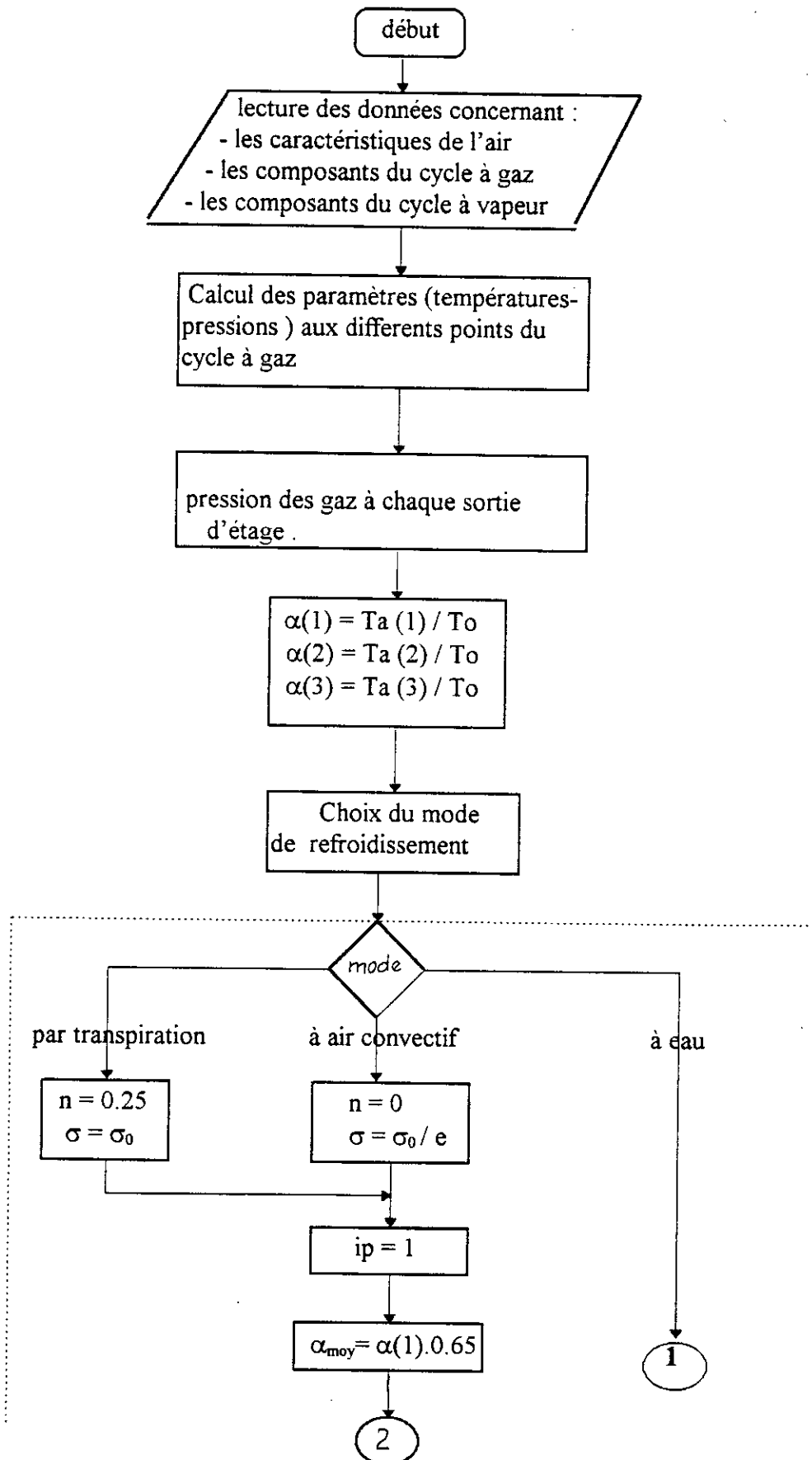
Le rapport de pression caractérisant la section refroidie est calculé avec la relation (II-83) . En divisant le taux de détente totale par celui de la partie refroidie, le rapport de pression pour le reste de la turbine est obtenu .

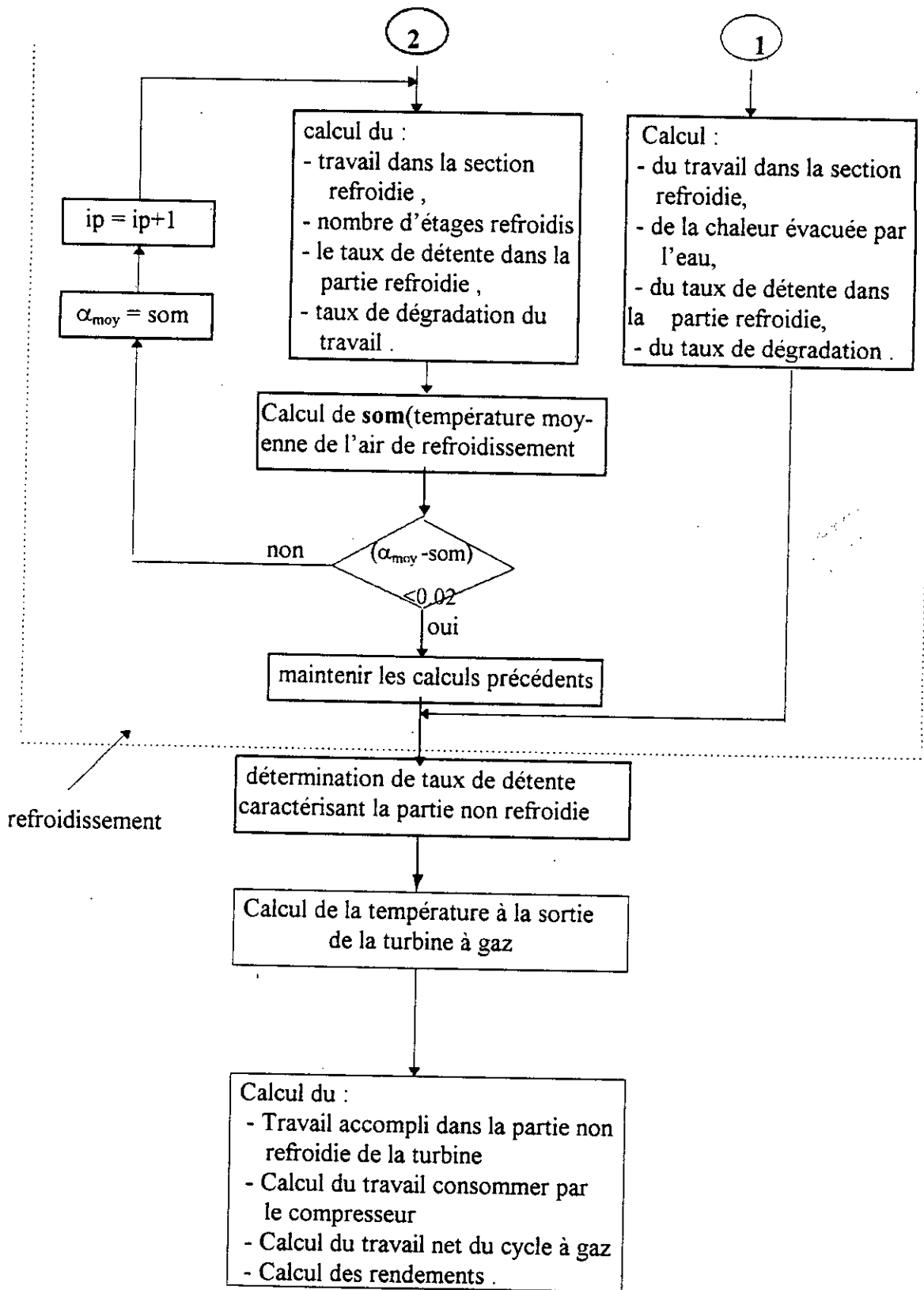
Au moyen des relations habituelles pour une détente adiabatique, on peut calculer la température des gaz à la sortie de la turbine, et le travail produit dans la partie non refroidie de celle-ci .

IV-1-2 Hypothèses de calcul :

- On néglige le débit d'air qui refroidit les autres parties de la turbine qui est de l'ordre de 0,6 % du volume du gaz ;
- La vitesse à l'entrée du stator est négligeable . Toute l'énergie cinétique produite dans le stator se transforme en énergie mécanique dans le rotor ;
- Les gaz sont traités comme un gaz parfait à chaleur spécifique constante ;

- La tuyauterie de vapeur est isotherme entre la sortie du récupérateur et l'entrée de la turbine .





- Organigramme de calcul du cycle à gaz -

IV-2 Méthode de calcul pour le cycle à vapeur :

-*Première étape:* Connaissant la température de sortie de la turbine à gaz, les paramètres du cycle à vapeur, alors en se donnant la haute et la basse pressions, on peut calculer toutes les propriétés thermodynamiques de la vapeur d'eau dans les différents points caractéristiques du cycle considéré.

Pour la vapeur saturée, la vapeur surchauffée et l'eau liquide à des pressions supérieures à 5 MPa, on utilise les tables pour la lecture des propriétés thermodynamiques.

Pour l'eau liquide se trouvant à des pressions inférieures à 5 MPa, on admet que l'enthalpie ne dépend que de la température et on utilise les tables du liquide saturé.

-*Deuxième étape:* on se donne la fraction m_L de vapeur qui parcourt ce circuit basse pression, puis on calcule les fractions de chaleur **A** et **B** échangées entre la vapeur et les gaz ce qui nous permet de déterminer la température des gaz à la cheminée et le rapport des masses : $m = \frac{m_V}{m_g}$. Ensuite, avant de passer à la troisième étape, on s'assure que certaines conditions concernant la température à la cheminée et la différence de température au pincement **HP** sont bien vérifiées.

Pour calculer la température à la cheminée T_{g3} , deux cas sont envisagés :

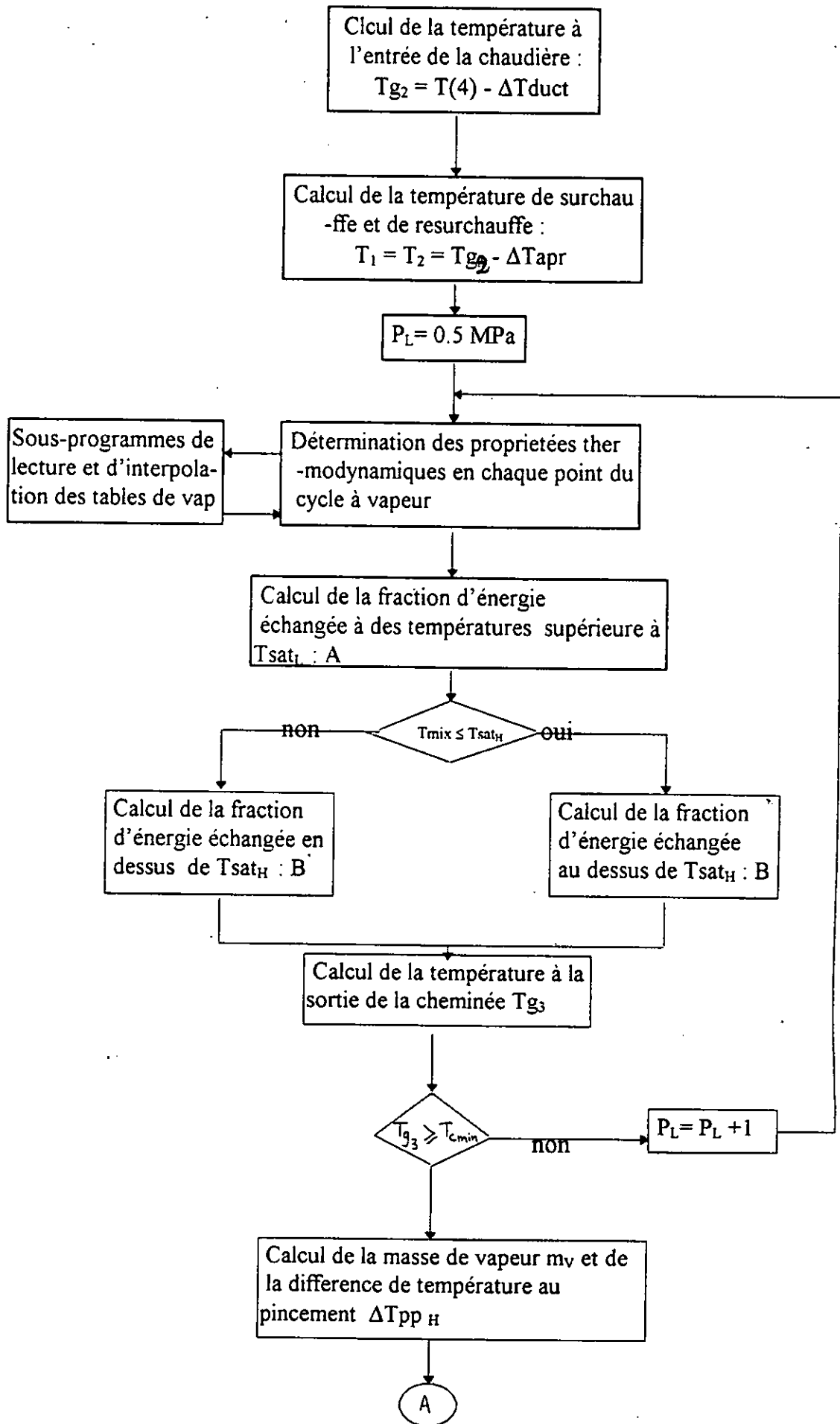
$$a) T_{mix} < T_{Sat,H} \Rightarrow B = \frac{H_2 - H_{15} + m_H (H_1 - H_2)}{Q_V}$$

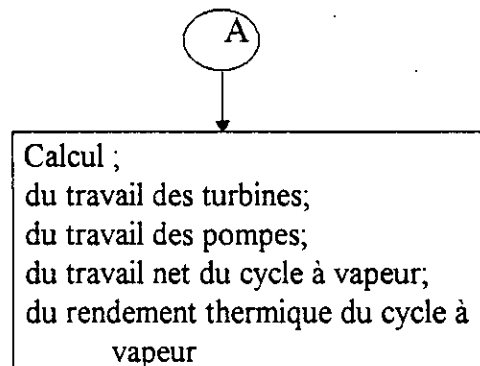
$$b) T_{mix} > T_{Sat,H} \Rightarrow$$

$$B' = \frac{m_H (H_1 - H_{15}) + m_L (H_{mix} - H_{15}) + H_2 - H_{MAX}}{Q_V}$$

Avant de calculer le rapport des masses m , la masse de la vapeur m_V et la différence de température au pincement de la haute pression $\Delta T_{PP(H)}^*$ une condition doit être vérifiée : $T_{g3} \geq T_{c_{min}}$

- *Troisième étape:* consiste à calculer le travail des turbines à vapeur, le travail consommé par les pompes et le travail net.





-Organigramme de calcul du cycle à vapeur -

Les sous-programmes de la lecture et de l'interpolation des tables thermodynamiques sont :

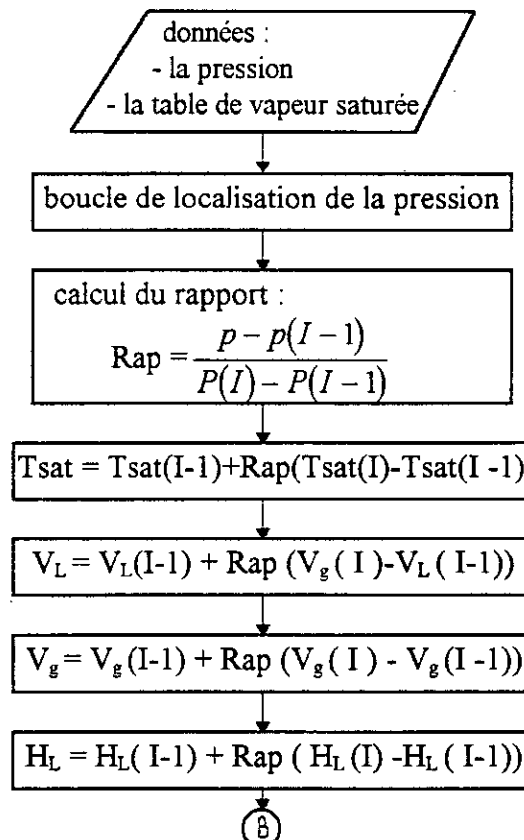
INTER1: simple interpolation dans la table de vapeur saturée (entrée par pression)

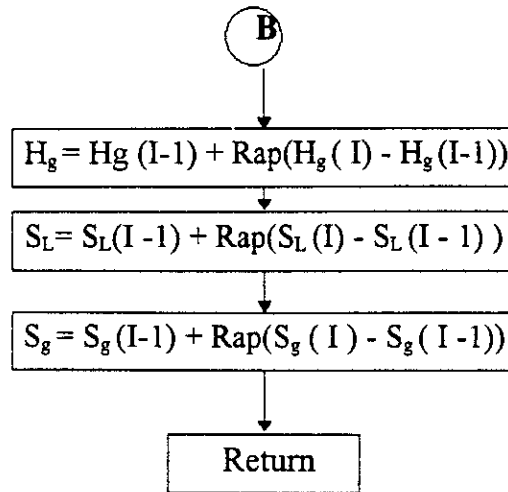
INTER2 : simple interpolation dans la table de vapeur saturée (entrée par température)

INTER3 : simple interpolation dans la table de vapeur saturée (entrée par enthalpie)

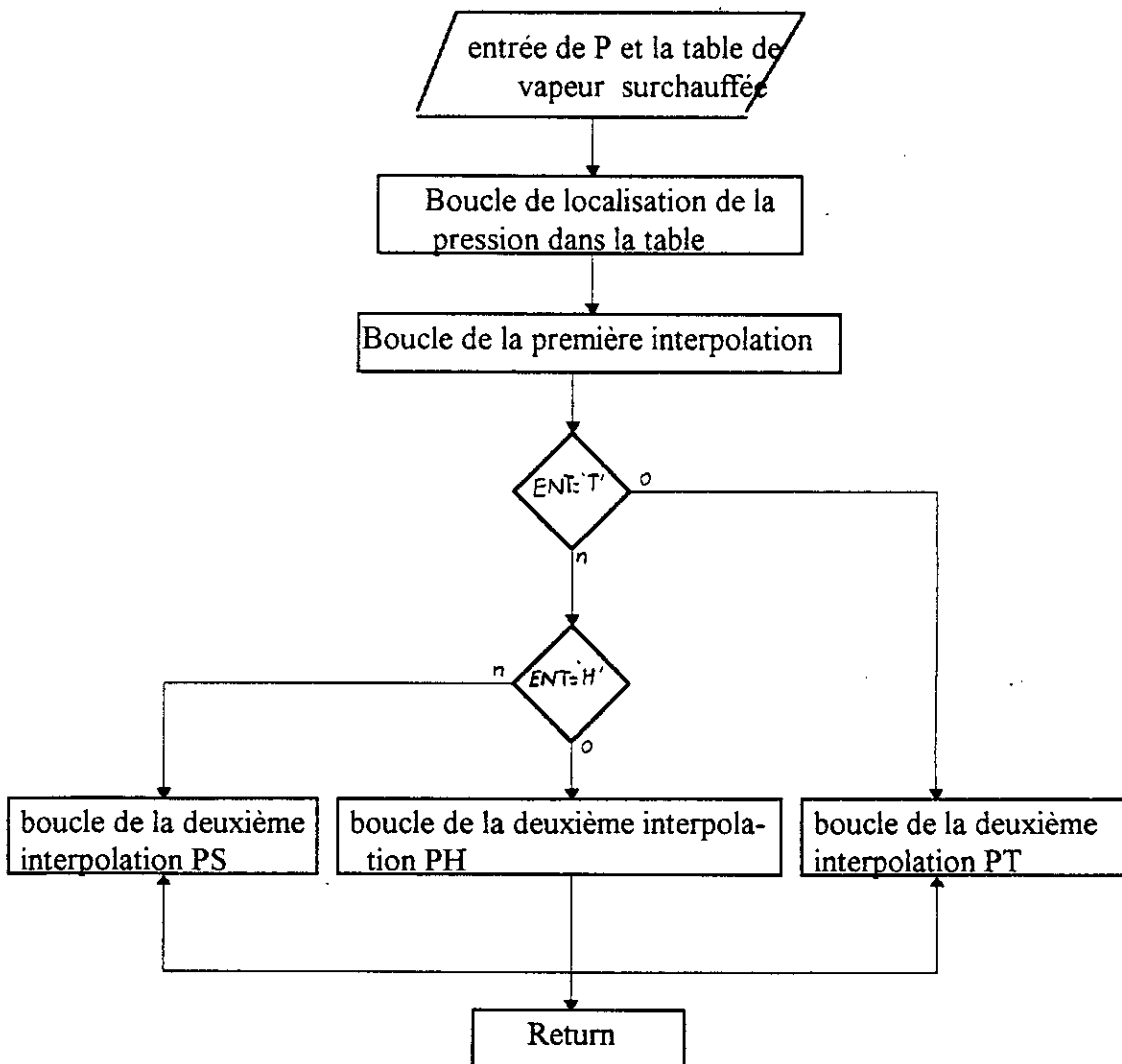
INTER4 : double interpolation dans la table de la vapeur surchauffée .

INTER5 : double interpolation dans la table de l'eau liquide .





- Organigramme de la simple interpolation de la vapeur saturée-



REMARQUE :

* les organigrammes de sous-routine INTER2 et INTER3 ont la même structure que celle de INTER1, sauf que la donnée d'entrée change et devient respectivement T_e et H_L

* l'organigramme de INTER5 est similaire à celui de INTER4 sauf que la table thermodynamique devient celle de l'eau liquide au lieu de celle de la vapeur surchauffée .

IV-3 Procédure d'optimisation pour le cycle combiné :

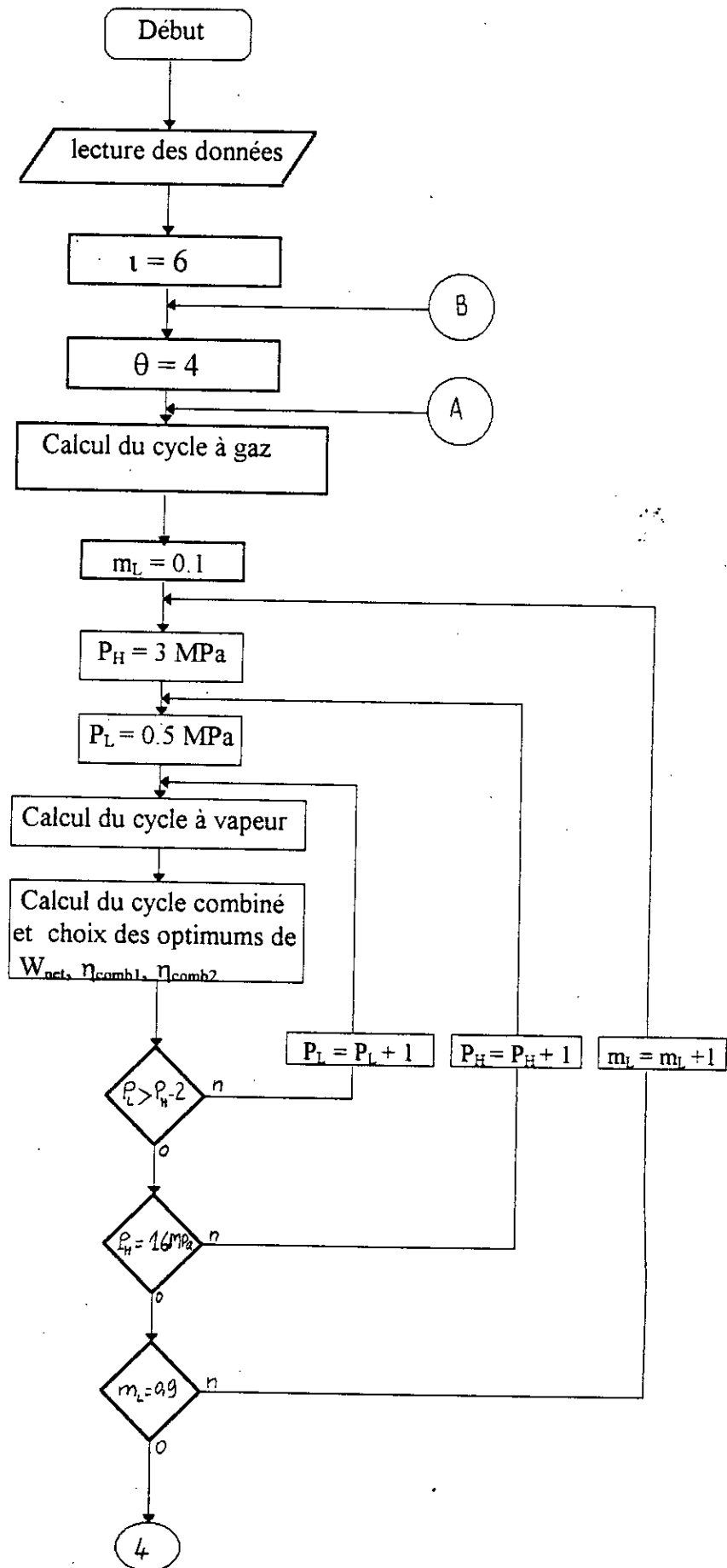
Après avoir calculé le travail net du cycle à gaz $W_{g,net}$ et celui du cycle à vapeur $W_{v,net}$, on calcule le travail net du cycle combiné $W_{c,net}$ et les rendements du cycle combiné η_{comb1} et η_{comb2} soit,

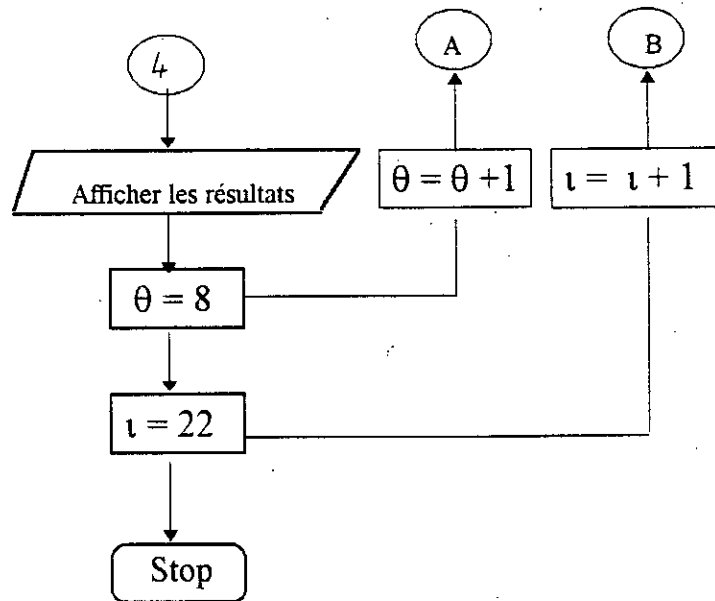
$$W_{c,net} = W_{g,net} + W_{r,net}$$

$$\eta_{comb1} = \frac{W_{c,net}}{Q}$$

$$\eta_{comb2} = \frac{W_{c,net}}{\Omega_Q}$$

La procédure d'optimisation consiste à choisir d'abord un taux de compression , puis pour chaque température maximale θ , on cherche le travail maximum ou le rendement maximum du cycle combiné ainsi que les paramètres réalisant ces optimums .





- Organigramme d'optimisation du cycle combiné -

IV-4 Fichiers des Données d'application :

Le programme principale COMB utilise cinq fichiers -données :

- **GAZ.dat**: fichier des données pour le calcul du cycle à gaz
- **VAP.dat** : fichier des données concernant le cycle à vapeur
- **VSA .dat** : table thermodynamique de la vapeur saturée
- **VSU .dat** : table thermodynamique de la vapeur surchauffée
- **EAU .dat** : table thermodynamique de l'eau liquide .

CHAPITRE V

RESULTATS

ET

INTERPRETATION

RESULTATS ET INTERPRETATION

Les résultats concernant l'évolution du travail net spécifique et les rendements énergétique et exergetique en fonction de la température à l'entrée de la turbine à gaz et pour différentes valeurs du taux de compression pour le cycle à gaz et le cycle combiné, sont obtenus pour différents modes de refroidissement, à savoir ; le refroidissement à eau, le refroidissement par transpiration et le refroidissement à air convectif. Une interprétation des résultats nous permet à la fin de conclure.

V-1 TRAVAIL SPECIFIQUE :

V-1-a Refroidissement à eau :

pour des taux de compression relativement élevés et $\theta > 6$, le travail spécifique du cycle à gaz augmente avec θ presque indépendamment de la valeur du taux de compression fig[1-1-b], il atteint 400 Kj/Kg à $\theta = 6$ et, 500 Kj/Kg à $\theta = 7$ et 600 Kj/Kg à $\theta = 8$. Pour des valeurs de $\theta < 5$, le travail spécifique du cycle à gaz diminue lorsque le taux de compression augmente.

Dans le cas du cycle combiné fig[1-1-a], on observe pratiquement les mêmes sens de variation que dans le cas du cycle à gaz mais, avec dans ce cas une valeur du travail spécifique d'environ 450 Kj/Kg pour $\tau = 22$, de 600 Kj/Kg pour $\tau = 6$, et de 520 Kj/Kg pour $\tau = 14$, soit un gain par rapport au cycle à gaz évalué à 30 % pour un taux de compression de 14.

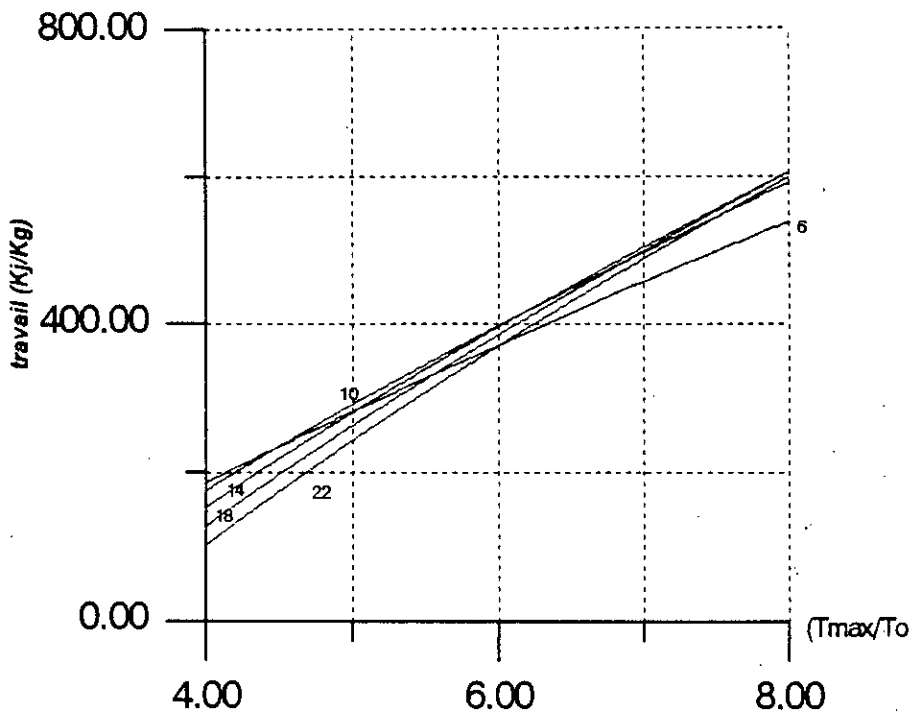


fig (1-1-b) : Travail net du cycle à gaz en fonction de (Tmax/To) et pour différentes valeurs du taux de compression

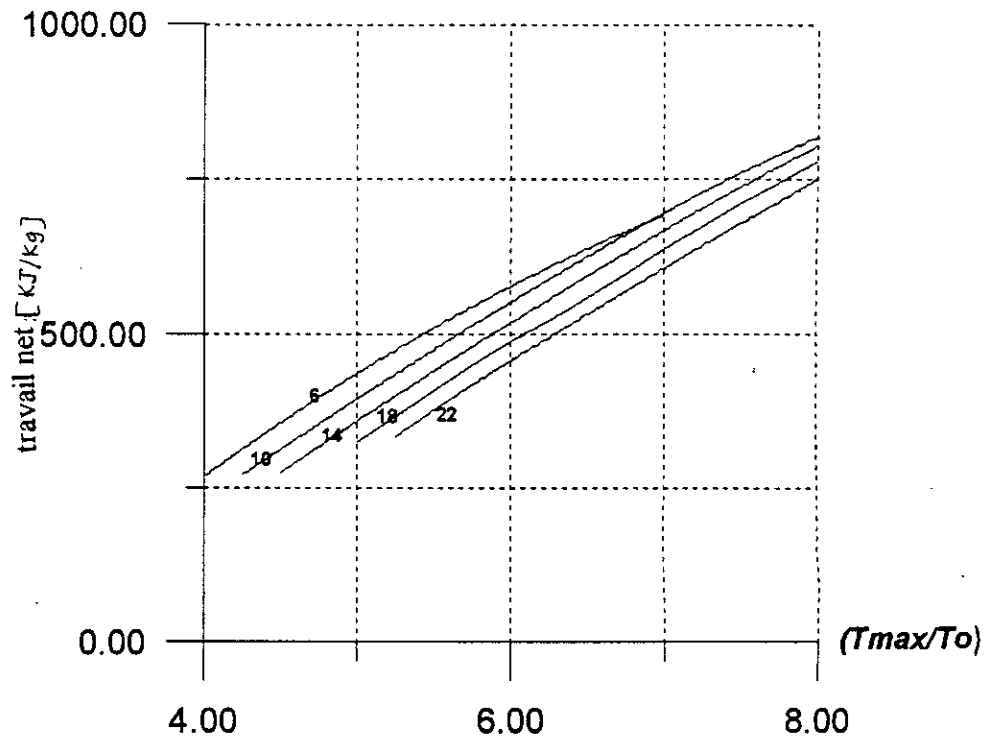


fig (1-1-a) : Travail net du cycle combiné en fonction de (Tmax/To) et pour différentes valeurs du taux de compression

V-1-b Refroidissement par transpiration d'air :

Pour $\theta < 4.5$, le travail spécifique du cycle à gaz fig [2-1-b] décroît lorsque augmente. Pour une valeur de $\theta > 5$, le travail spécifique passe par un maximum pour une valeur optimale de τ située entre 6 et 14. De plus, on observe dans ce cas qu'il est quasiment inutile de rechercher des améliorations éventuelles du travail spécifique de la turbine à gaz dans le domaine de températures situé au-delà de 6.5. On remarque qu'à $\theta = 6$, le travail spécifique est d'environ 300Kj/Kg pour $\tau = 14$ soit une décroissance d'environ 20% par rapport au mode de refroidissement à eau; ceci pourrait s'expliquer d'une part, par le fait que dans le cas du refroidissement à eau, la totalité de l'air subit la détente de son début jusqu'à sa fin, et d'autre part, par le fait qu'il n'y a pas mélange du fluide moteur avec le fluide de refroidissement ce qui nous permet d'éviter la dégradation associée à ce processus; sans oublier qu'on a pas tenu compte du travail nécessaire à la circulation de l'eau de refroidissement.

Dans le cas du cycle combiné, fig [2-1-a], on remarque que le travail spécifique décroît toujours lorsque le taux de compression augmente et que pour un taux de compression donné, et contrairement au cas de la turbine à gaz, on pourrait espérer des gains de travail appréciables jusqu'à $\theta = 7.25$ environ soit T_{max} de l'ordre de 2100 K. On observe à $\theta = 6$ une valeur du travail spécifique de 430 Kj/Kg, pour un taux de compression de 14, soit un gain de 40 % par rapport au cycle à gaz et une perte d'environ 15 % par rapport au cycle combiné avec refroidissement à eau (pour les raisons citées ci-dessus).

V-1-c Refroidissement à air interne :

Les résultats montrent que ce mode de refroidissement, tout en restant modeste par rapport aux autres modes considérés, en ce sens que ses optimums de rendement et de travail sont inférieurs aux leurs, il permet de réaliser un gain de travail qui dépasse les 50 % lorsqu'on passe du cycle à gaz au cycle combiné.

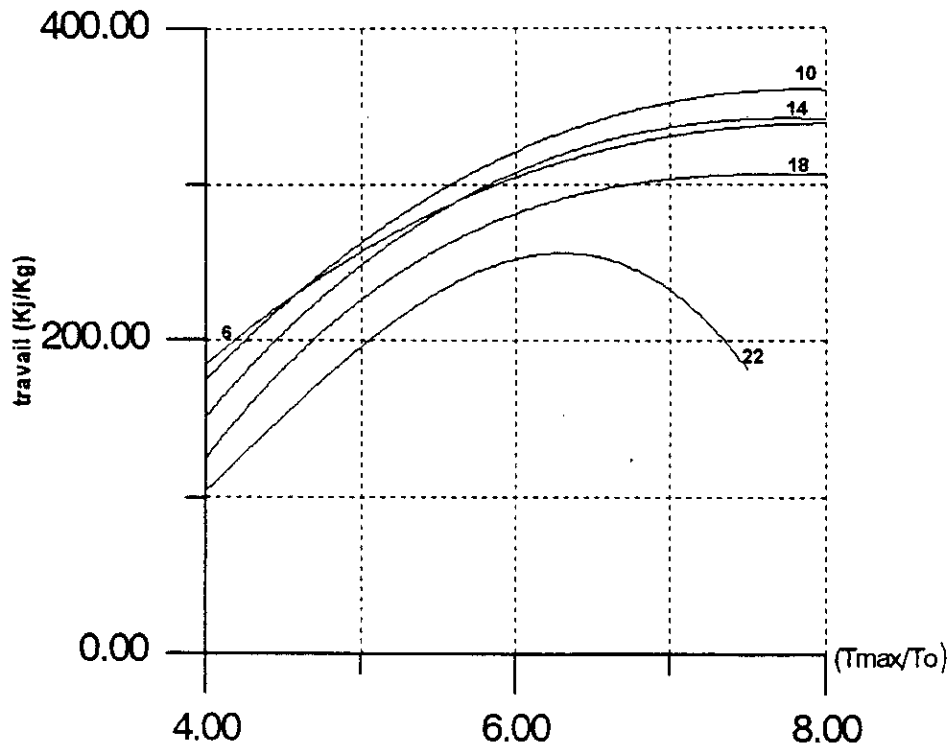


fig (2-1-b) : Travail net du cycle à gaz en fonction de (T_{max}/T_o) et pour différentes valeurs du taux de compression

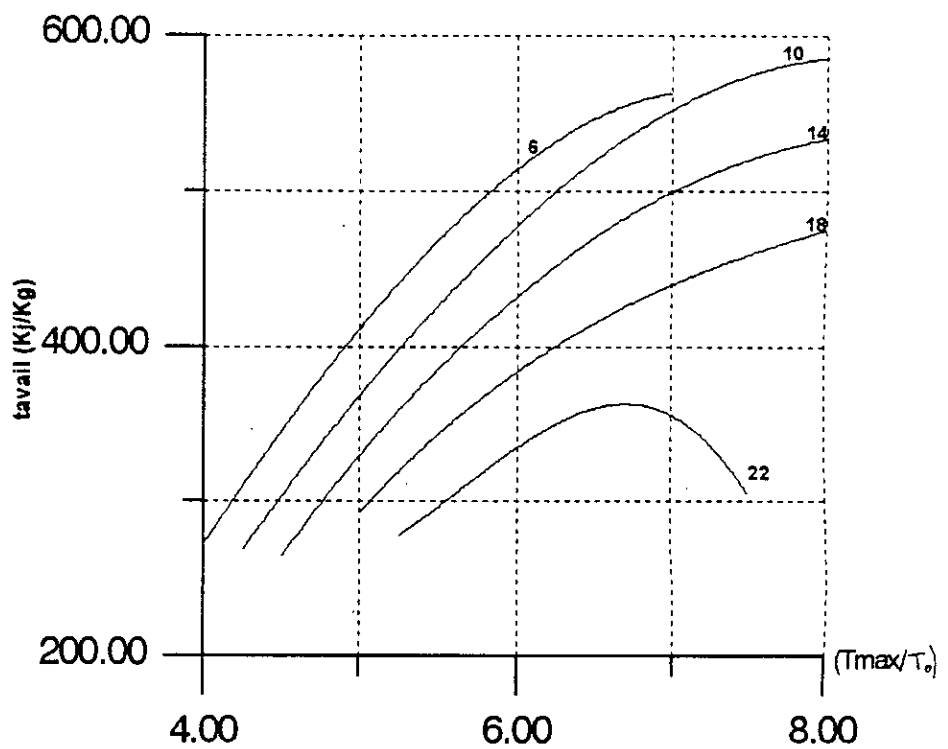


fig (2-1-a) : Travail net du cycle combiné en fonction de (T_{max}/T_o) et pour différentes valeurs du taux de compression

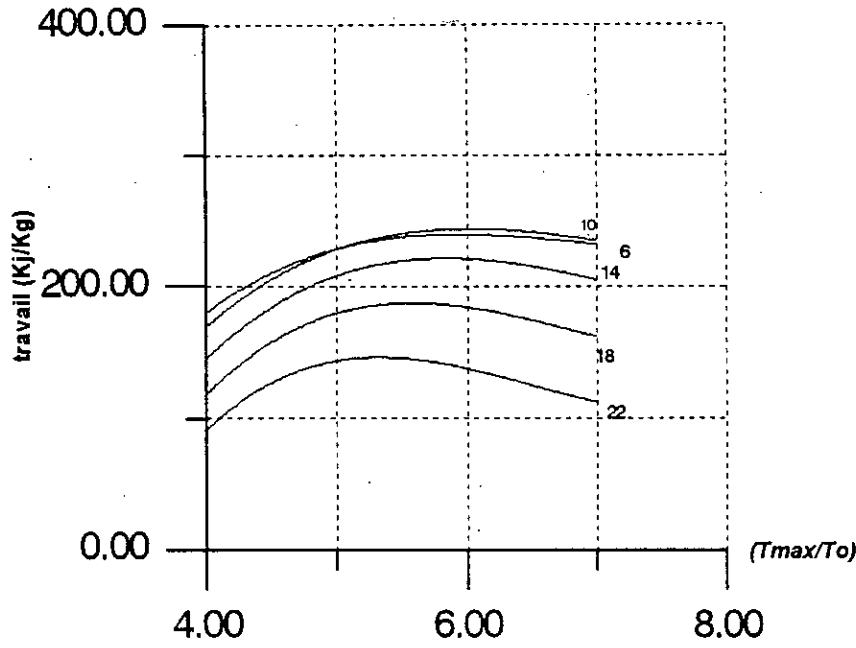


fig (3-1-b) : Travail net du cycle à gaz en fonction de (T_{max}/T_o) et pour différentes valeurs du taux de compression

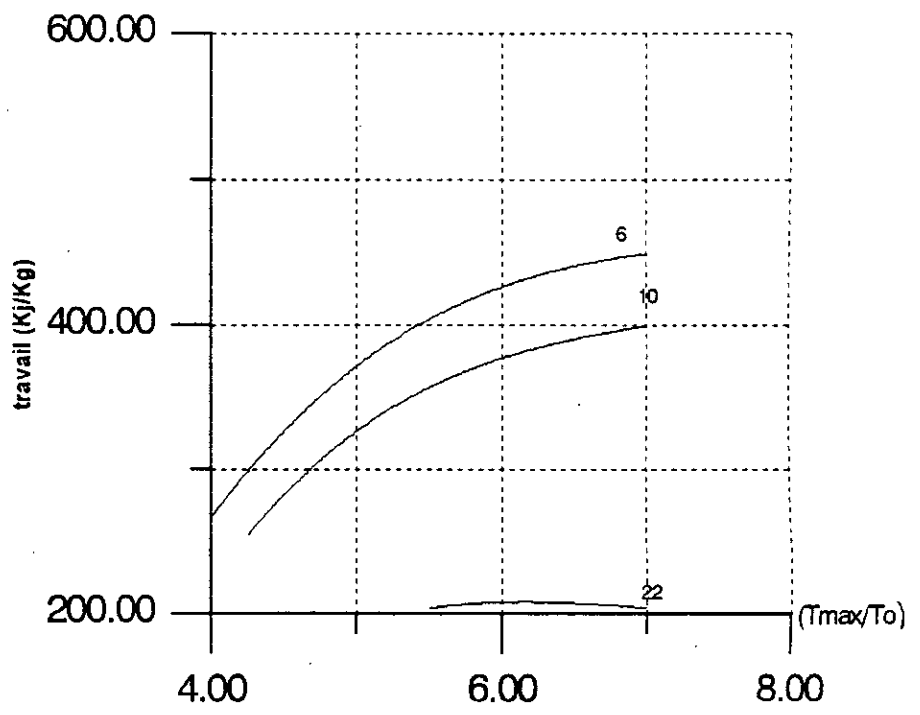


fig (3-1-a) : Travail net du cycle combiné en fonction de (T_{max}/T_o) et pour différentes valeurs du taux de compression

V-2 RENDEMENT:

On remarque que contrairement au travail spécifique le rendement possède en général un maximum qui est obtenu pour des taux de compression et des températures différents suivant le mode de refroidissement envisagé et ce aussi bien que pour le cycle à gaz que pour le cycle combiné .

Ainsi par exemple pour le cas du refroidissement à air interne, le meilleur rendement énergétique du cycle à gaz (~ 34 %) est obtenu pour $\tau = 14$ et $\theta \sim 4.75$, alors que pour le cycle combiné le rendement maximum (~ 47 %) sera obtenu pour $\tau = 10$ et $\theta = 5.5$.

Les rendements exergetiques maximums (42 % et 58 %) sont réalisés à $\tau = 14$, $\theta = 4$ et $\tau = 10$ et $\theta = 4.75$ respectivement pour le cycle à gaz et pour le cycle combiné .

Pour les autres modes de refroidissement les résultats sont donnés aux tableaux [1,2 et 3] :

	τ	θ	m_L	P_H	P_L	$T_{g3} \text{ } ^\circ\text{C}$	X_3	$\sum m_i$	$T(4)$
$W = 786.57$	10	7.75	0.9	9	6.5	119.05	0.99	0.00	782.47
$Re = 0.50$	22	6.50	0.2	4	0.5	112.22	1.00	0.00	495.80
$Rex = 0.60$	10	5.25	0.1	5	2.0	141.78	0.94	0.00	531.02

tableau [1] : concernant les résultats du cycle combiné pour le cas du refroidissement à eau

	ι	θ	m_L	P_H	P_L	$T_{g3} \text{ } ^\circ\text{C}$	X_3	Σm_i	$T(4)$
$W = 584.55$	10	7.75	0.9	7	5.0	102.93	1.00	0.31	771.11
$Re = 0.52$	10	7.25	0.1	6	3.5	115.41	1.00	0.27	732.21
$Rex = 0.60$	10	6.00	0.1	5	2.0	123.81	0.98	0.17	617.51

Tbleau [2] : résultats concernant le cycle combiné avec le mode de refroidissement par transpiration d'air

	ι	θ	m_L	P_H	P_L	$T_{g3} \text{ } ^\circ\text{C}$	X_3	Σm_i	$T(4)$
$W = 449.96$	06	07	0.9	7	5.0	105.85	0.99	0.35	758.44
$Re = 0.47$	10	6.25	0.1	5	2.0	130.10	0.97	0.31	585.46
$Rex = 0.56$	10	6.00	0.1	5	2.0	133.81	0.96	0.28	568.22

Tableau [3] : résultats concernant le cycle combiné avec l'air à convection interne comme type de refroidissement

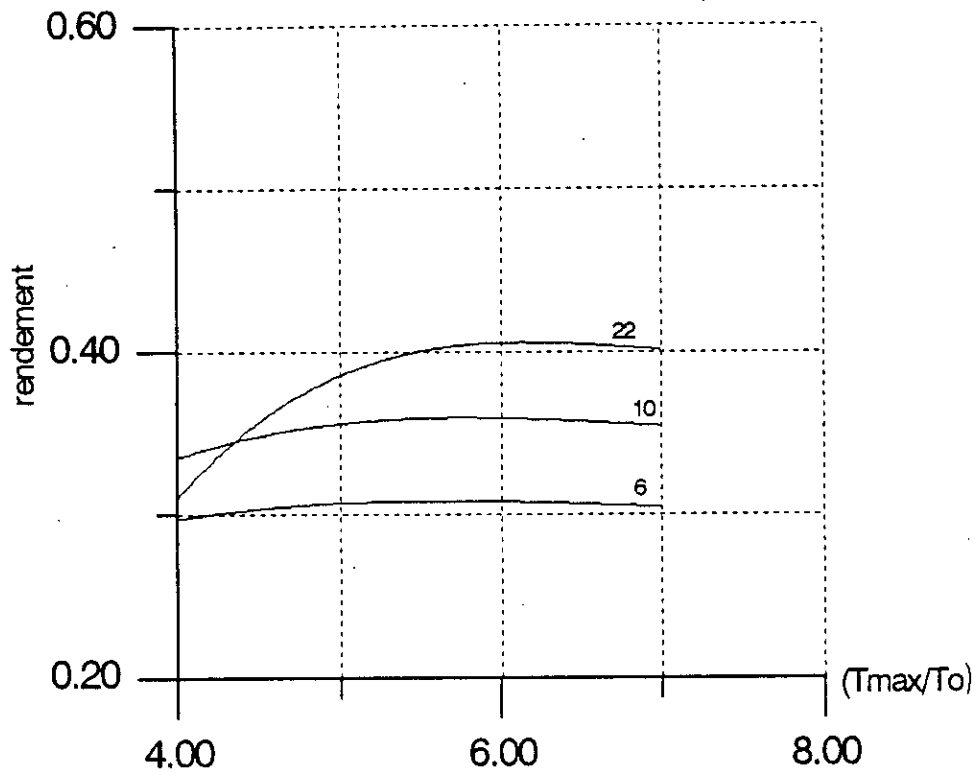
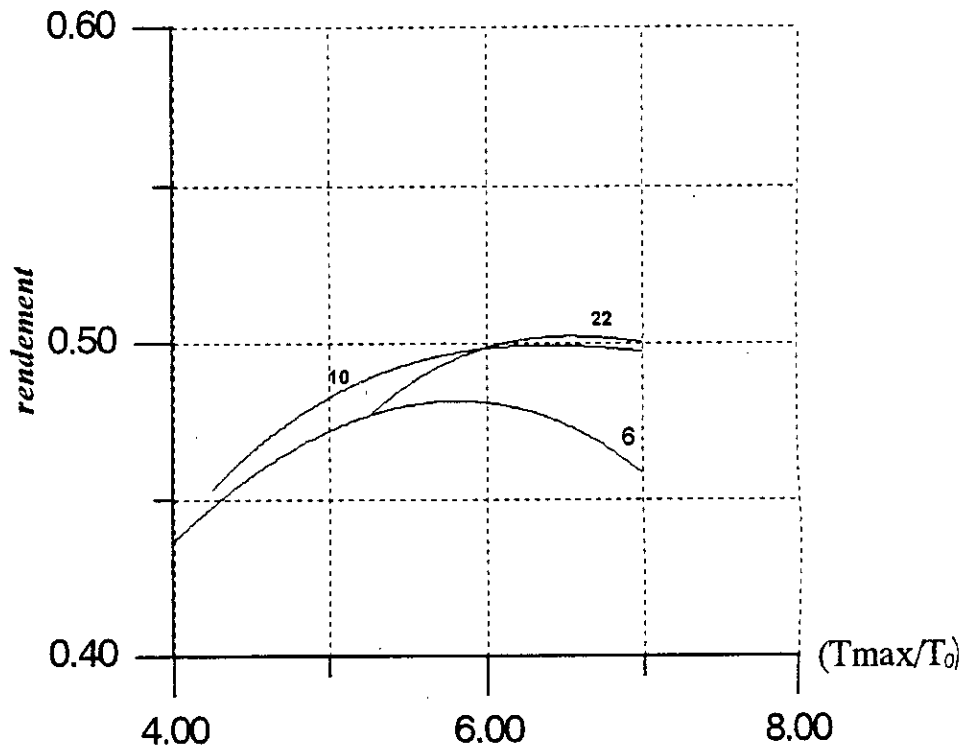


fig (1-2-b) : Rendement énergétique du cycle à gaz en fonction de (T_{max}/T_0) et pour différentes valeurs du taux de compression



fig(1-2-a) : Rendement thermique du cycle combiné en fonction de (T_{max}/T_0) et pour différentes valeurs du taux de compression

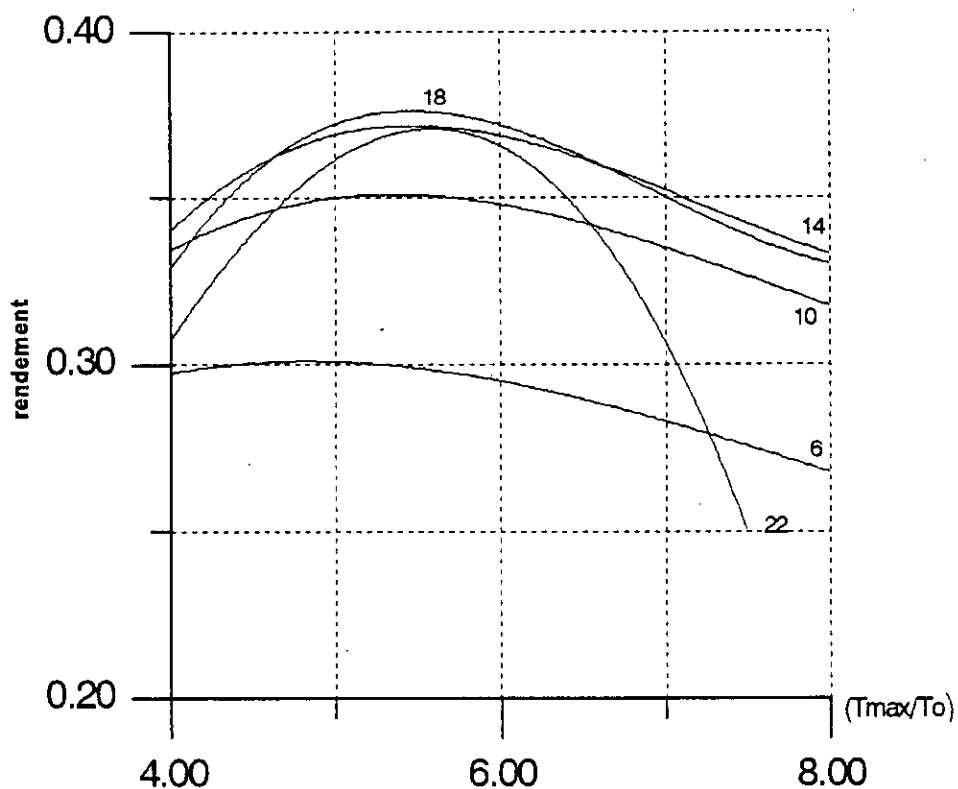


fig (2-2-b) : Rendement énergétique du cycle à gaz en fonction de (T_{max}/T_o) pour différentes valeurs du taux de compression

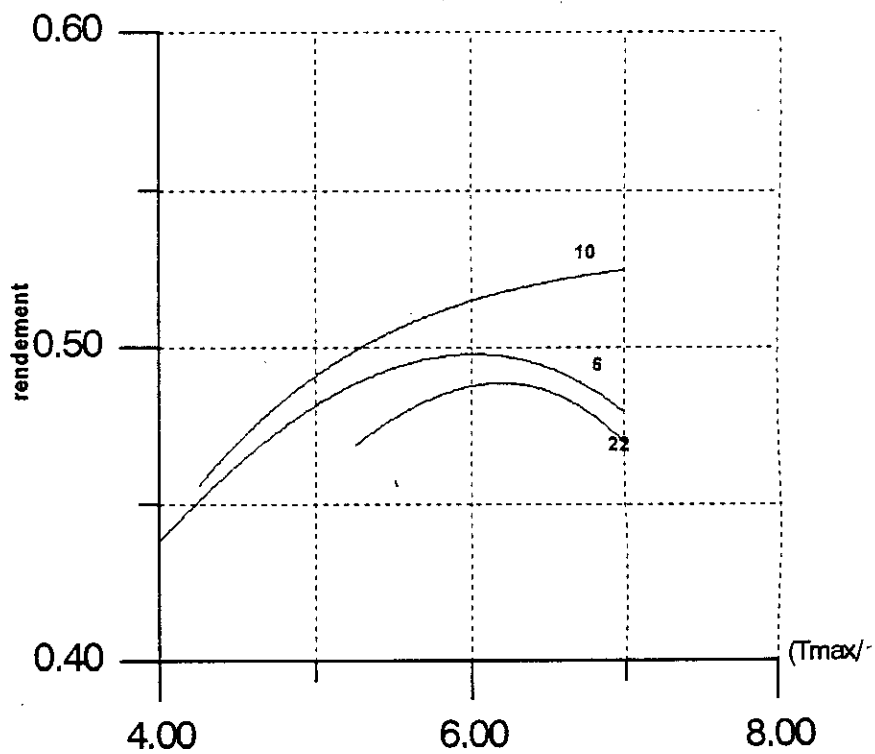


fig (2-2-a) : Rendement énergétique du cycle combiné en fonction de (T_{max}/T_o) et pour différentes valeurs du taux de compression

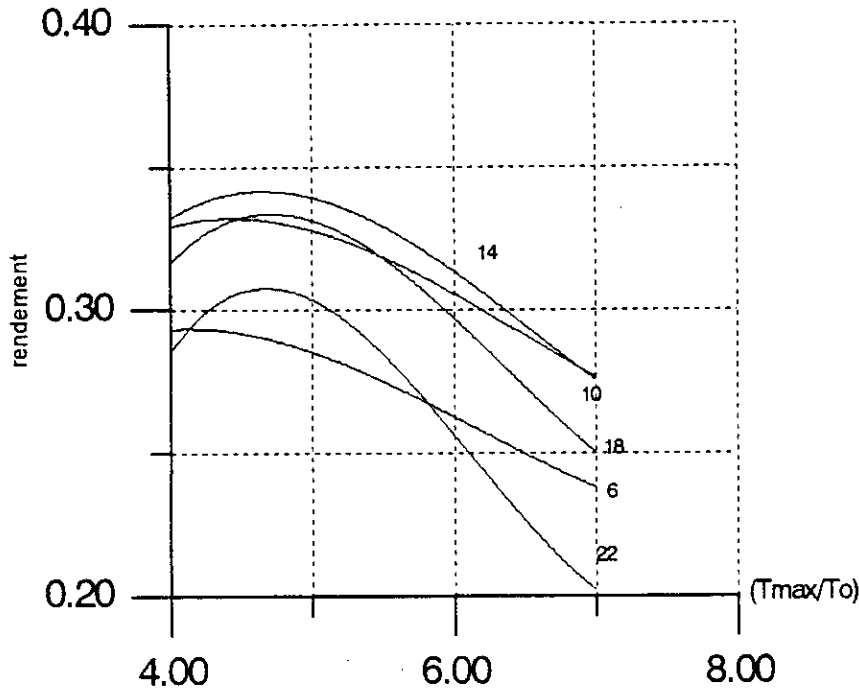


fig (3-2-b) : Rendement énergétique du cycle à gaz en fonction de (T_{max}/T_o) et pour différentes valeurs du taux de compression

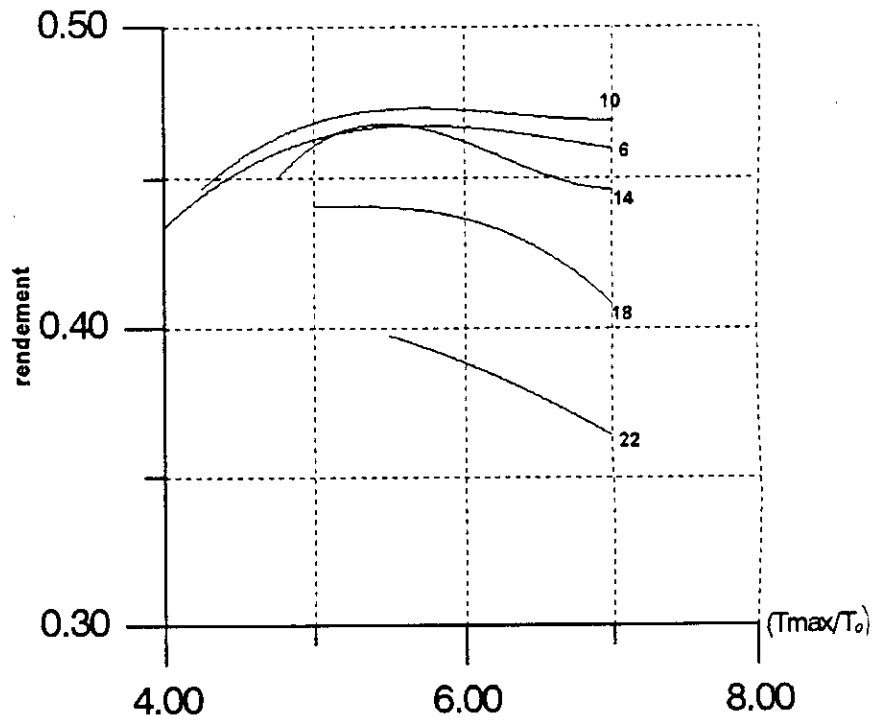


fig (3-2-a) : Rendement énergétique du cycle combiné en fonction de (T_{max}/T_o) et pour différentes valeurs du taux de compression

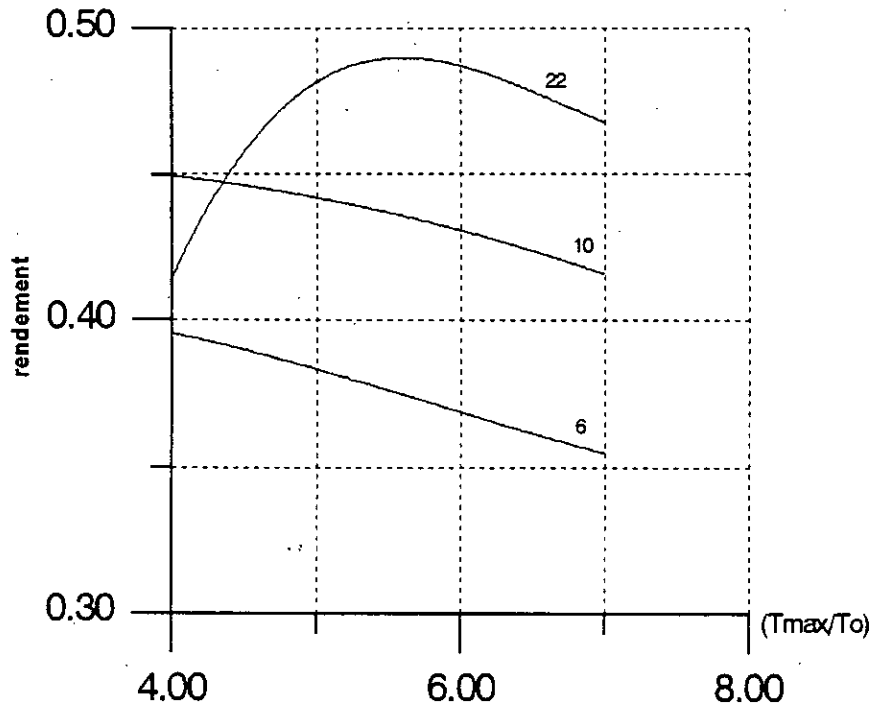


fig (1-3-b) : Rendement exergetique du cycle à gaz en fonction de (Tmax/To) et pour differenes valeurs du taux de compression

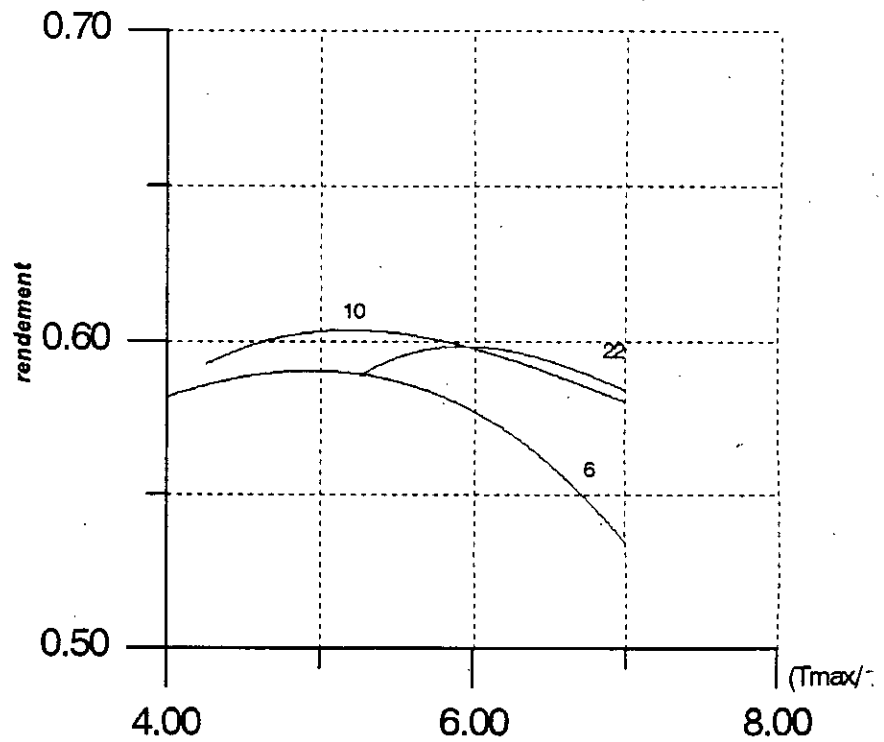
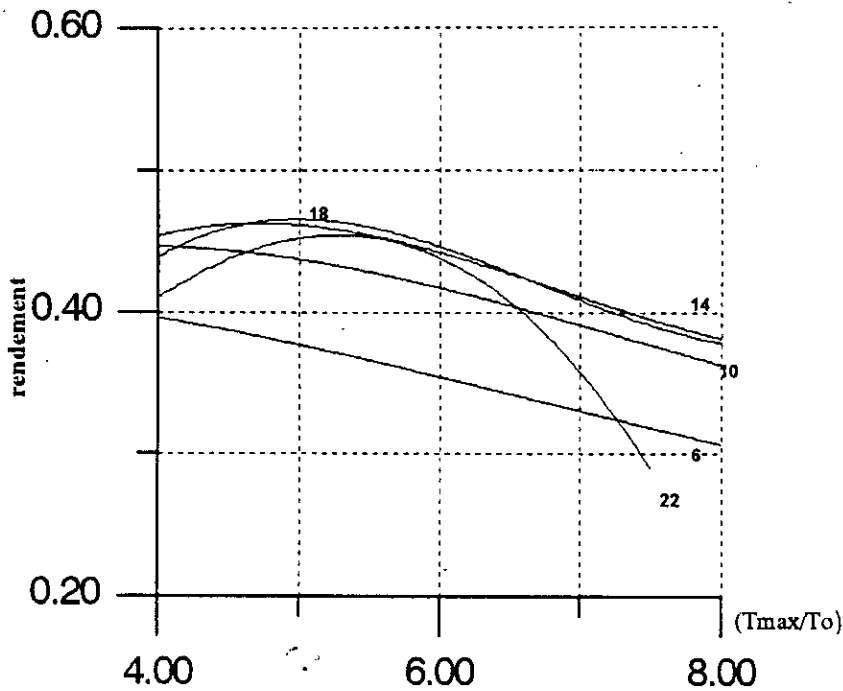


fig (1-3-a) : Rendement exergetique du cycle combiné en fonction de (Tmax/To) et pour differentes valeur du taux de compression



fig(2-3-b) : rendement exergetique de la turbine à gaz en fonction de (Tmax/To) pour différentes valeurs du taux de compression

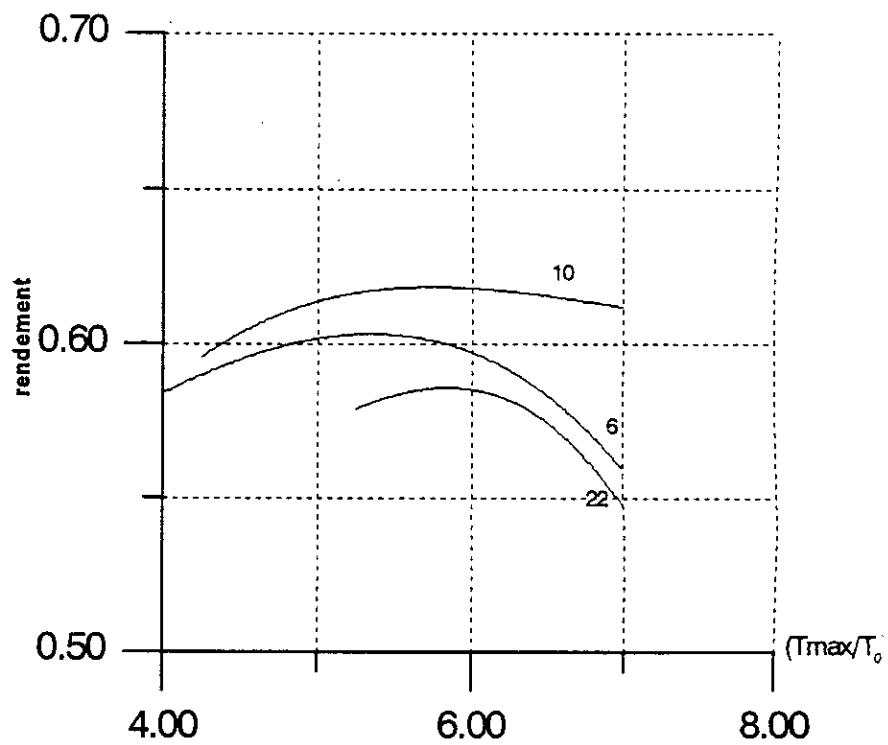


fig (2-3-a) : Rendement exergetique du cycle combiné en fonction de (Tmax/To) pour différentes valeurs du taux de compression

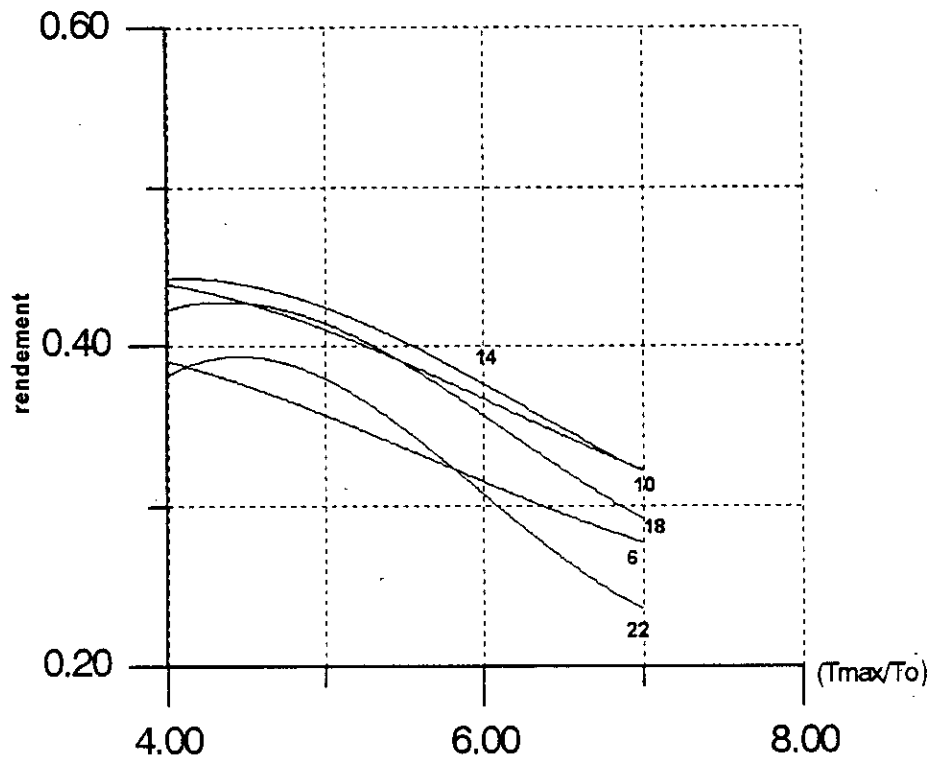


fig (3-3-b) : Rendement exergetique du cycle à gaz en fonction de (T_{max}/T_o) et pour différentes valeurs du taux de compression

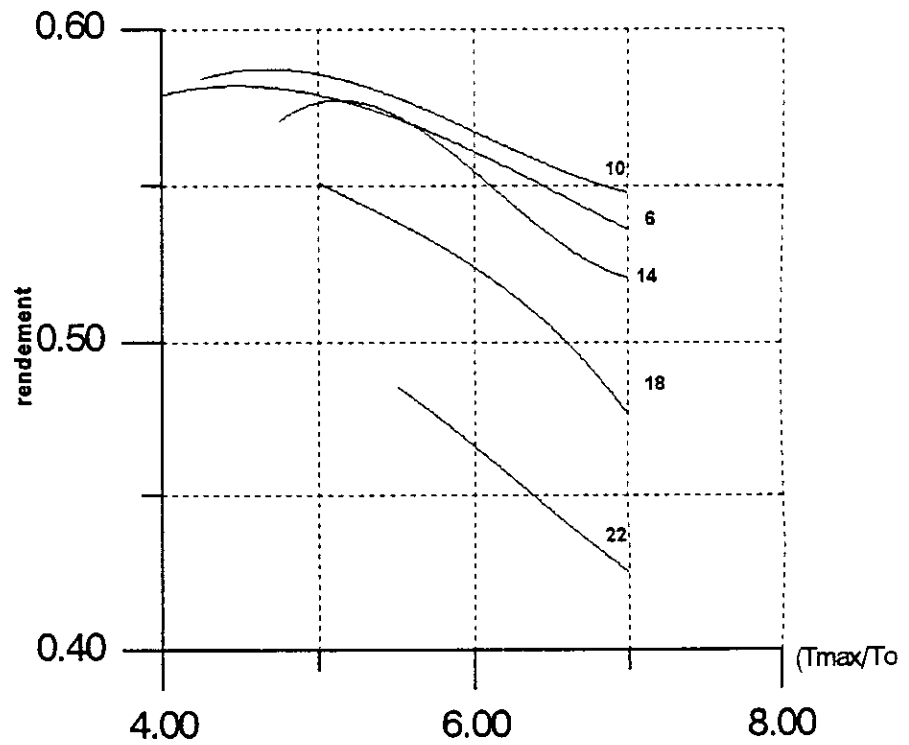


fig (3-3-a) : Rendement exergetique du cycle combiné en fonction de (T_{max}/T_o) et pour différentes valeurs du taux de compression

Enfin, on peut déduire en substance des résultats précédents que d'une façon générale :

1/ - les maximums de rendement sont obtenus pour des taux de compression relativement élevés;

2/- bien que le travail spécifique ne passe pas en générale par un maximum, il atteint des valeurs très intéressantes au-delà desquels on ne peut espérer que de très faibles améliorations . Les valeurs du travail spécifique sont obtenus pour des taux de compression relativement bas et des températures élevées ;

3/- concernant le rendement (aussi bien le rendement énergétique que le rendement exergetique), le refroidissement par transpiration d'air vient en première position, suivi du refroidissement à eau, qui vient occuper la première place quand il s'agit de rechercher des gains du coté du travail spécifique, le refroidissement à air interne vient toujours en dernière position aussi bien dans le cas du rendement que dans celui du travail spécifique .

CONCLUSION

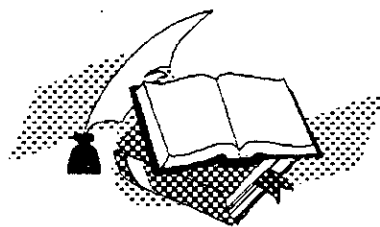
CONCLUSION

Notre étude nous a révélé que le taux de *compression optimal* et la *température optimale* dépendent fortement du type de technologie de refroidissement utilisé. Le refroidissement à circulation d'air à l'intérieur de l'aube paraît être le *moins performant* et offre un gain très modeste par rapport au cas sans refroidissement. Les deux autres types de refroidissement considérés sont très intéressants, notamment le refroidissement à eau qui promet des gains encore plus importants si l'on trouve une utilisation pour la chaleur absorbée par l'eau à son passage dans la turbine.

Dans le refroidissement à air, plus le taux de compression est élevé, plus grande sera la température de l'air de refroidissement extrait du compresseur et plus grand sera le débit d'air nécessaire au refroidissement. Ce type de technologie est donc *pénalisé* aux *taux de compression élevés*, à moins qu'il soit combiné avec une compression multiétagée avec refroidissement intermédiaire, on pourrait s'attendre dans ce cas à gagner quelques *points supplémentaires* par rapport aux résultats obtenus dans la présente étude.

D'autre part, nous avons vu que dans le domaine des températures *très élevées* les gains ne sont pas substantiels, mais les températures à la sortie de la turbine pour un taux de compression donné sont *avantageuses* pour le cycle à vapeur. On est donc en droit de penser que l'utilisation d'une *détente multiétagée avec réchauffage intermédiaire* à des températures modérément élevées pourrait intensifier les gains et justifier les chiffres de 55 à 56 % [11] de rendement avancés par certains auteurs pour ces types d'installations.

BIBLIOGRAPHIE



BIBLIOGRAPHIE

- [1] El-Masri M.A., ``*On Thermodynamics of Gas Turbine Cycles-Part 1: Second Law Analysis of Combined Cycles*'', ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 107, 1985 .
- [2] El-Masri M.A., ``*On Thermodynamics of Gas Turbine Cycles-Part 2: Model for Expansion in Cooled Turbines*'', ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 108, 1986 .
- [3] El-Masri M.A., ``*On Thermodynamics of Gas Turbine Cycles-Part 3: Potentials and Limitations of Reheat Turbine Combined Cycles*'', ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 108, 1986 .
- [4] El-Masri M.A., ``*Exergy Analysis of Combined Cycles-Part 1 : Air Cooled Brayton -Cycle Gas Turbines* '' , ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power , Vol. 109, 1987 .
- [5] W.W. Chin, M.A. El-Masri, ``*Exergy Analysis of Combined Cycles-Part 2 :Analysis and Optimization of Two-Pressure Steam Bottoming Cycles* '' , ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 109 , 1987 .
- [6] C.W. Somerton, ``*Rankine : a Computer Software Package for the Analysis and Design of Steam Power Generating Units* '' , ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power , Vol. 109, 1987 .
- [7] Lucien Vivier, ``*Turbines à vapeur et à gaz*''.
- [8] V.Kirillin, *Thermodynamique Technique* , edition MIR -1981 .
- [9] Mikio Suo , *Turbine Cooling*, United Technologie research .
- [10] Revue générale de thermique , N° 282-283 Juin -Juillet 1985 .

[11] *Notions de rendement et de consommation d'une tranche de production*, Notice thermique sur les centrales thermiques, fascicule N°28.

[12] *La centrale combinée*, Brown-Boveri N° 11- 1982 .

[13] H.Cohen, C.F.C. Rogers, " *Gas Turbine Theory* ", edition Longman Scientific and technical, NY, 5th edition 1991 .

[14] S.L. Dixon , " *Thermodynamics of Turbomachinery* ", Pergaman Press limited, Oxford , 3rd edition 1984 .

[15] Technique de l'ingénieur : " *Turbines à gaz aéronautiques et terrestres* " .

[16] Technique de l'ingénieur : " *Cycles combinés Gaz-Vapeur* ", B1240.

[17] Projet de fin d'étude : ALLICHE Mounir 1990 (ENP) .

[18] Projet de fin d'étude : AZIEZ Samir 1995 (USTHB) .