

وزارة التعليم العالي  
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

## ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : G. MECANIQUE

1eq

# PROJET DE FIN D'ETUDES

### SUJET

ANALYSE EXERGETIQUE D'UN  
CYCLE A VAPEUR.  
POUR CENTRALE COMBINEE

Proposé par :  
H. BENNOUR

Etudié par :  
M. ALLICHE

Dirigé par :  
H. BENNOUR

PROMOTION : 90



بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

وَقُلْ رَبِّ زِدْنِي عِلْمًا



REMERCIEMENTS :

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

Louange à Dieu Seul .

Je tiens à exprimer mes sincères remerciements et ma profonde gratitude à tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin à l'élaboration de ce présent travail.

Je remercie particulièrement Mr H.BENHOUCHE pour les précieux conseils qu'il m'a donnés pendant cette étude.

Que tous ceux qui ont participé à ma formation durant toute ma scolarité trouvent ici l'expression de ma profonde reconnaissance .

ALLICHE MOUNIR

==O==O==O==O==O==O==O==O==O==O==

Ecole Nationale Polytechnique

Departement : Genie Mécanique

Promoteur : Mr H. BENNOUR

Elève Ingénieur: Mr M. ALLICHE

المكتبة  
BIBLIOTHEQUE -  
Ecole Nationale Polytechnique

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات الهندسية  
دائرة: الهندسة الميكانيكية  
الموجه: السيد ج. بنور  
الطالب المهندس: السيد م. عليش

الموضوع: تحليل متاحي لدورة بخار مقرونة بدورة غاز  
الملخص: تعتبر هذه الدراسة تحليل ترموديناميكي،  
باستعمال طريقة المتاحة، لدورة بخار مقرونة  
بدورة غاز.

الهدف من هذا التحليل هو تقييم اللامعكاسية وتحديد  
مواضعها في الدورة. ثم البحث عن الشروط الملائمة لتحويل أكبر قدر  
ممكن من الطاقة المتاحة - المحتواة في الغازات الخارجة من غرفة غاز إلى شغل لازم.

SUJET : Analyse exergetique d'un cycle à vapeur pour centrale  
combinée.

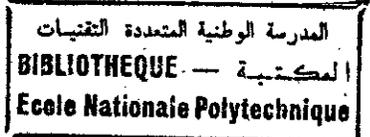
RESUME : Ce projet consiste en une analyse thermodynamique par  
la méthode exergetique d'un cycle à vapeur destiné à  
être utilisé dans une centrale combinée.

Le but de l'analyse est de localiser et quantifier les  
irréversibilités au sein du cycle. Puis chercher les  
conditions favorables pour transformer en travail utile  
le maximum d'exergie contenue dans les gas d'echa-  
ppement de la turbine à gas.

SUBJECT : Exergetic analysis of a steam cycle for combined cycle .

ABSTRACT: This study interests in thermodynamic analysis by using  
exergetic method of a steam cycle destined to be used in  
combined cycle. The purpose of this analysis is to site  
and quantify the irreversibilities within the cycle. And then  
looking for the favorable conditions to convert into useful  
work the maximum of exergy contained in exhaust gas of gas  
turbine.

# S O M M A I R E



I) 1. Introduction .....	1
2. Principe de fonctionnement du cycle de RANKINE .....	2
3. Considérations sur les transformations thermodynamiques..	3
4. Objectif de l'étude .....	4
II) Généralités	
1. Généralités sur le fonctionnement de la turbine à vapeur .....	5
2. Généralités sur les méthodes d'analyse thermodynamique...	6
A) Méthode énergétique .....	6
B) Méthode exergetique .....	7
1. Historique .....	7
2. Notions et définitions .....	8
3. Equation de l'énergie .....	9
4. Représentation graphique .....	11
5. Rendement énergétique .....	13
6. Pertes exergetiques .....	13
7. Bilan exergetique .....	14
3. Performances du cycle de RANKINE .....	17
4. Choix du cycle .....	19
III) Analyse thermodynamique du cycle .....	27
1. Données ; .....	29
2. Détermination des propriétés thermodynamiques de la vapeur dans différents points du cycle .....	30
3. Calcul énergétique .....	32
4.1. Calcul de quelques caractéristiques du cycle .....	35
4.2. Calcul des pertes énergetiques .....	36
5. CALCUL EXERGETIQUE .....	39

5.1. Analyse du récupérateur .....	39
5.2. Analyse des tuyauteries de vapeur et des vannes.....	41
5.3. Analyse des turbines .....	41
5.4. Analyse des pompes .....	42
5.5. Analyse du condenseur .....	42
5.6. RENDEMENT ENERGETIQUE .....	42
IV. ORGANIGRAMME	
1. Introduction .....	43
2. Organigrammes .....	46
V. RESULTATS et INTERPRETATIONS .....	54
a. Bilans .....	54
b. Courbes .....	59
CONCLUSION .....	84
BIBLIOGRAPHIE .....	85
ANNEXE .....	86

Table des figures et tableaux

Chapitre 1 :

fig(I.1) - diagramme (TS) du cycle de Rankine ..... 1  
 fig(I.2) - schéma simplifié d'une centrale à vapeur ..... 1

Chapitre 2 :

fig(II.1) - representation graphique de la fonction  
 d'exergie dans un diagramme(TS) ..... 12  
 fig(II.2) - diagramme d'échange de chaleur à simple  
 niveau de pression ..... 19  
 fig(II.3) - diagramme d'échange de chaleur à deux  
 niveaux de pressions ..... 20  
 tableau I - caracteristiques d'une centrale combinée  
 BBC à simple niveau de pression ..... 21  
 tableau II - caracteristiques d'une centrale combinée  
 BBC à deux niveaux de pressions ..... 22  
 fig(II.5) - diagramme(TS) du cycle à vapeur à deux  
 niveaux de pression ( $T_{nix}$   $T_{sat,H}$ ) ..... 24  
 fig(II.6) - diagramme(hs) du cycle choisi ..... 24  
 fig(II.7) - schéma de l'installation ..... 25

Chapitre 3 :

fig(III.1) - diagramme(TS) du cycle à deux niveaux  
 de pression ( $T_{nix}$   $T_{sat,H}$ ) ..... 26  
 fig(III.2) - diagramme d'échange de chaleur  
 ( $T_{nix}$   $T_{sat,H}$ ) ..... 26  
 fig(III.3) - diagramme d'échange de chaleur  
 ( $T_{nix}$   $T_{sat,H}$ ) ..... 28

Chapitre 4 :

fig(4.1) - organigramme du programme principal ..... 46

fig(4.2) - sous-programmes de lecture et d'interpolation  
des tables de la vapeur ..... 48

fig(4.3) à (4.5) : organigrammes des sous-programmes  
INTER1, INTER2 et GAS ..... 51

Chapitre 5 :

tableau de récapitulation des bilans ..... 55

diagramme des flux d'énergie ..... 57

diagramme des flux d'énergie ..... 58

fig(5.1) à (5.4) : Rendement thermique en fonction de  
 $P_B, T_G, P_C, m_L$  et  $P_H$  ; ; ; ; ..... 60

fig(5.5) à (5.7) : écart de température au pincement  
en fonction de  $P_H, P_B, T_G, m_L$  et  $P_C$  ..... 64

fig(5.8) à (5.11) : variation du travail net ..... 67

fig(5.12) à (5.15) : variation de la CSV ..... 71

fig(5.16) à (5.21) : variation du rendement énergétique .. 77

fig(5.22) à (5.24) : évolution des pertes énergétiques  
totales en fonction de  $T_G, P_H, P_C$  et  $P_B$  81

## NOTATIONS

Notations relatives aux schémas :

P	: pompe
C	: condenseur
T	: turbine
V	: vanne de détente et de réglage
CH	: chaudière de récupération
HP	: turbine haute pression
BP	: " basse "
TR	: tour de refroidissement sèche

Pour les indices caractérisants les points du cycle, voir page 27 .

Notations relatives aux calculs :

m	: débit massique
B	: fonction exergie [kJ/kg]
H	: enthalpie [kJ/kg]
S	: entropie [kJ/kg.K]
$\eta$	: rendement
X	: titre de la vapeur
Q	: quantité de chaleur [kJ/kg d'air]
W	: travail [kJ/kg]
L	: perte relative de chaleur [%]
DB	: perte d'exergie [kJ/kg de gaz]
DL	: perte de chaleur [kJ/kg de gaz]
RE	: rendement énergétique
$\Delta P$	: perte de charge en valeur relative à la pression de l'état considéré.
LDB	: perte relative d'énergie [%]

$\Delta T_{apr}$  : écart de température minimum nécessaire à l'échange de chaleur entre fluides chaud et froid au niveau du récupérateur

CSV : consommation spécifique de vapeur kg/kj

INDICES :

d : détente

g : gaz

v : vapeur

o : état standard de référence (ambiance)

m : moyen

p : pompe

q : Flux de chaleur

HP : circuit haute pression

BP : " basse "

t.v : tuyauteries de vapeur

t.g : " " gaz

t.c : transfert de chaleur

th : thermique

cond : condenseur

mec : mécanique

PI : point de pincement à haute pression

PII : " " " " basse "

sat,H : état de saturation haute pression

sat,L : " " " " basse "



CHAPITRE I

I N T R O D U C T I O N

1) Introduction :

La majeure partie de l'énergie électrique utilisée actuellement dans le monde provient des centrales thermiques à vapeur et de centrales nucléaires où la turbine à vapeur joue le rôle essentiel.

L'eau en tant que fluide moteur pour ces centrales, présente l'avantage d'être disponible et non polluante. Elle est aussi facilement vaporisable et condensable dans le domaine des pressions et températures industrielles. Cependant, l'eau n'est pas simplement utilisée comme fluide moteur dans les centrales à vapeur. En effet, le cycle à vapeur fait généralement appel à un potentiel d'eau notable, rien que pour la mise en oeuvre de la condensation ; c'est là un point décisif dans l'étude économique globale d'une installation thermique.

Dans une centrale thermique, la turbine à vapeur est placée entre la source chaude (générateur de vapeur ; chaudière ou récupérateur) et la source froide (condenseur). Elle assure la transformation de l'énergie disponible de la vapeur en énergie cinétique puis en énergie mécanique de rotation.

Le cycle fondamental de fonctionnement d'une centrale thermique à vapeur est le cycle de Rankine dont les transformations sont représentées sur le diagramme (T-S) de la fig. (I.1)

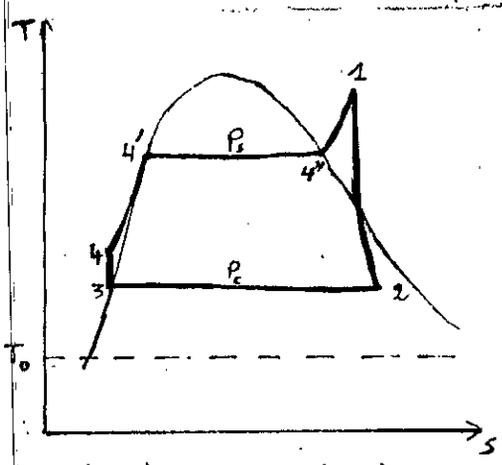
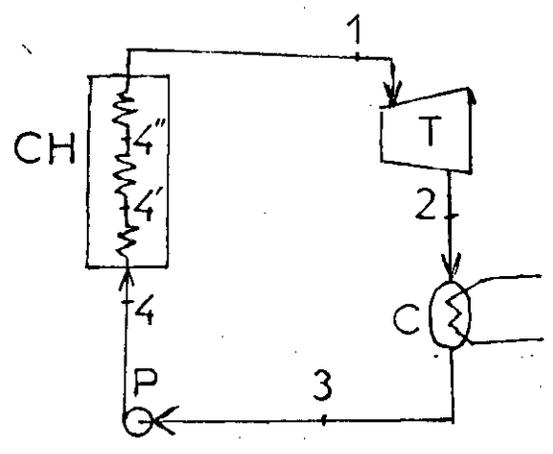


Fig (I.1) diagramme (T.S) du cycle thermodynamique de Rankine



fig(I.2) schéma simplifié du principe de fonctionnement d'une centrale à vapeur.

La pompe (P) aspire de l'eau à l'état liquide saturé (point 3) et la refoule à la pression Ps à l'état liquide comprimé (point 4).

Introduit sous la pression Ps dans la chaudière, le fluide passe par l'économiseur et subit une action calorifique isobare pour devenir

liquide saturé (état 4).

A la même pression Ps, 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 T1 supérieure à celle de saturation mais à la même

pression Ps.

Ayant une enthalpie élevée, la vapeur surchauffée passe par la turbine

où elle effectue un travail moteur (Wm) par sa détente jusqu'à la pression

Pc.

A la sortie de la turbine, la vapeur passe de l'état surchauffé à

l'état saturé humide (état 2). En traversant le condenseur, la vapeur

humide subit une action calorifique négative due à la circulation d'eau

froide, et devient liquide saturé (état 3).

L'eau liquide saturée reprise par la pompe (P) recommence son

évolution.

Le développement des installations à vapeur a été d'abord le résultat

d'analyses ayant abouti aux directives générales suivantes :

- Augmentation des pressions et températures à l'entrée des turbines  
- Amélioration de la construction mécanique de la turbine et des tuyauteries

- Utilisation de centrales de puissances de plus en plus grandes.  
- Réduction des délais de mise en marche

- Diminution de la température de condensation.

Ces dernières années l'analyse énergétique revient sur la scène et

s'avère très utile. Une telle analyse tient compte de la potentialité d'un

système du point de vue production de travail. Elle s'exécute par une

équation comprenant à la fois le bilan énergétique (premier principe) et

le bilan entropique (second principe) du système thermodynamique considéré.

Cette méthode permet de localiser et d'évaluer avec suffisamment

de précision les pertes de travail dans le système (les pertes d'énergie

du système).

Cette méthode permet de localiser et d'évaluer avec suffisamment de précision les pertes de travail dans le système (les pertes d'exergie du système).

Ces pertes caractérisent directement les dégradations de l'énergie dues aux irréversibilités des processus thermodynamiques subits par la substance de travail. En d'autres termes, la perte exergétique comptabilise le manque à gagner du point de vue "potentiel" entre le système réel et le système réversible équivalent.

### 3) Considérations sur les transformations thermodynamiques :

Une transformation thermodynamique est dite réversible si elle est parfaite ; c'est-à-dire si elle conserve l'entropie.

Pour un système macroscopique, la réversibilité d'une transformation nécessite d'évoluer selon une succession d'états d'équilibre ou d'états très voisins d'états d'équilibre, donc, un transfert travail ou un transfert de masse ne tend pas vers une opération mécanique réversible qu'à la limite où la dissipation est nulle.

De même, un transfert chaleur ne tend vers une opération thermique réversible qu'à la limite où la chute de température est nulle.

Par opposition, on affirme bien qu'une transformation réelle est irréversible. Ce qui entraîne la création d'entropie. Donc, tout transfert travail ou transfert de masse avec dissipation est une opération mécanique irréversible. Et tout transfert de chaleur avec chute de température est une opération thermique irréversible.

Parmi les causes d'irréversibilités, on trouve :

- La conduction de chaleur
- La convection et les échanges radiatifs
- Les frottements
- Les fluides réels en mouvement : phénomène de turbulence en plus des propriétés de viscosité en écoulement laminaire
- La détente naturelle des gaz
- Les phénomènes de diffusion
- Les réactions chimiques (car leur sens d'évolution est unique dans le temps)
- La conduction électrique : effet joule.  
*conduction*

Ainsi, on peut citer des irréversibilités mécaniques, thermiques, chimiques et électriques.

De plus, les irréversibilités mécaniques et thermiques peuvent être internes ou externes.

Parmi les irréversibilités mécaniques, les frottements entre les pièces mobiles d'une machine constituent une irréversibilité externe. Dans le cas d'une irréversibilité thermique, le transfert naturel de chaleur dû à l'écart de température représente une irréversibilité externe.

L'irréversibilité interne se produit dans la masse du système thermodynamique étudié. Les frottements moléculaires ou atomiques dans les gaz et liquides en écoulement sont des irréversibilités mécaniques internes. L'irréversibilité due à l'homogénéisation du champ de températures dans le mélange constitue une irréversibilité thermique interne.

#### OBJECTIF DE L'ETUDE :

Notre travail consiste principalement en une analyse thermodynamique (qu'on essaiera de rendre aussi complète que possible avec l'utilisation de la méthode exergetique) visant à la fois la localisation et la quantification des irréversibilités au sein d'un cycle de turbine à vapeur destiné à être combinée à une turbine à gaz.

Le but sera de voir dans quelles conditions le cycle de la turbine à vapeur serait apte à même de transformer en travail utile le maximum de l'énergie disponible contenue dans les gaz d'échappement de la turbine à gaz.

Nous espérons ainsi parvenir à entrevoir quelles sont les mesures à adopter pour réduire les irréversibilités dues au transfert de chaleur, qui sont de loin les plus déterminantes.

## C H A P I T R E II

---

### Généralités

---

#### 1° Généralité sur le fonctionnement de la turbine à vapeur :

Les turbine à vapeur, comme toute turbomachines, sont des appareils à écoulement essentiellement continu.

L'état du fluide est invariable en un point que l'on se fixe dans l'espace interne de la turbine. Cette propriété leur permet de fonctionner avec des débits très importants et rend possible la réalisation à grande puissance (dépassant les 600 MW) rendement élevé.

Les turbines à vapeur s'utilisent dans le domaine de production de l'énergie électrique ainsi que pour l'entraînement des navires, des turbo-compresseurs et turbosoufflantes.

#### Principe de fonctionnement :

L'énergie est connue sous différentes formes : l'énergie mécanique; l'énergie électrique, l'énergie chimique, l'énergie thermique, ... L'énergie thermique est caractérisée par l'enthalpie qui englobe l'énergie de pression et de chaleur emmagasinée dans le fluide moteur (dans notre cas, la vapeur qui traverse la turbine).

En créant une différence de pression et de température (c'est le principe de la détente), on réalise une chute d'enthalpie entre la source chaude (chaudière) et la source froide (coudeuseur).

La turbine, placée entre ces deux sources, transforme cette chute d'enthalpie en énergie mécanique de rotation avec un minimum de pertes (généralement on considère la turbine comme adiabatique).

La vapeur se détend dans les tuyères où son énergie calorifique est transformée en partie en énergie cinétique.

A grande vitesse, le courant de vapeur s'écoule dans les rangées d'ailettes motrices ayant un profil courbe.

Puisque les forces agissantes sur l'intrados et l'extrados de chaque ailette sont inégales, il en résulte une rotation du rotor dans le sens des forces les plus élevées.

## 2) Généralités sur la méthode énergétique et la méthode exergetique d'analyse thermodynamiques :

### A) La méthode d'analyse énergétique :

Le bilan énergétique décrit par la relation (1.1) ci-après, exprime la conservation de l'énergie conformément au premier principe de la thermodynamique :

$$\dot{Q} + \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + g Z_e \right) = \dot{W} + \sum_s \dot{m}_s \left( h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + g Z_s \right) + \frac{dU}{dt} \quad (1.1)$$

où :

$\dot{Q}$  : puissance - chaleur reçue par le système d'une source de chaleur.

$\dot{W}$  : puissance - travail donnée par le système (-) ou reçue (+) par le système au niveau d'une machine.

U : énergie interne du système.

En effet, la manipulation d'un système quelconque consiste à recevoir de l'énergie sous une ou plusieurs formes possibles et à en donner également sous une ou plusieurs formes.

Ce ci entraîne qu'il est inadéquat d'utiliser le bilan énergétique pour mettre en évidence la notion de perte thermodynamique.

La méthode énergétique ne tient compte que des pertes dues aux irréversibilités internes du cycle en utilisant la notion des rendements internes des organes constituant l'installation. 11.

Elle néglige complètement les pertes déterminées par la valeur finie de la différence entre la température de la source de chaleur et celle du fluide moteur.

Malgré que cette irréversibilité externe n'entraîne aucune perte de chaleur ( la même quantité de chaleur sera transmise par la source chaude au fluide moteur quelque soit la différence de leurs températures ) elle provoque par contre une perte de capacité de travail ( c'est-à-d une utilisation incomplète du potentiel calorifique qui aurait permis d'obtenir un travail plus élevé si le transfert de chaleur avait été plus parfait du point de vue thermodynamique.)

Le premier principe consiste à constater une équivalence entre le travail et la quantité de chaleur qui a servi à la production de celui-ci ; D'où on tire la notion du rendement thermique :

$$\eta_{th} = \frac{\text{travail produit}}{\text{chaleur dépensée}} = \frac{W_{net}}{Q_c} = \frac{Q_c - Q_F}{Q_c} = 1 - \frac{Q_F}{Q_c} \quad (1.2)$$

La limite maximale que peut atteindre le rendement thermique est la valeur du rendement de carnot défini par la relation :

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{TF}{TC} \quad (01.3)$$

B.) Méthode exergétique :

1.) - Historique :

C'est en 1889 que Georges Gouy a émis l'idée que la potentialité d'un système du point de vue de la production de travail pouvait être exprimée par une fonction contenant, non seulement l'énergie interne du système, mais de plus la température  $T_0$  et la pression  $P_0$  de l'atmosphère extérieure au système lui même .

Depuis lors, cette idée a été étudiée et développée dans différents pays par plusieurs chercheurs sous plusieurs termes; tels que : exergie, capacité de travail, disponibilité, énergie utilisable, ...

Il est reconnu maintenant que la théorie de l'exergie est très importante, car elle aboutit à un bilan exergetique qui englobe le premier et le deuxième principes de la thermodynamique. Seule cette comptabilité exergetique thermodynamique permet de calculer avec précision les conséquences des irréversibilités thermodynamiques et quantifier par la suite les pertes thermodynamiques d'un système. Ce qui conduit à la notion de qualité thermodynamique d'un système.

## 2) Notions et définitions :

L'expression de la valeur de l'énergie doit être précisée, car cette valeur dépend de l'usage de l'énergie disponible.

Dans le cas du bilan exergetique, la valeur de toute quantité d'énergie thermique est mesurée par la quantité de travail qu'elle permet d'obtenir. Le maximum de ce travail est dit "énergie utilisable ou exergie".

L'exergie dépend de la nature et de l'état du **fluide** porteur de la quantité de chaleur considérée. Elle dépend également de la source froide disponible.

Quelque soit la nature du **fluide**, si celui-ci se trouve en équilibre de température et de pression avec la source froide, son énergie utilisable est nulle.

Nous tirons la définition suivante de l'exergie :  
"L'exergie d'un système est une fonction thermodynamique qui exprime la capacité que possède ce système de produire du travail à cause de son état de déséquilibre avec l'ambiance dans laquelle il se trouve".

Physiquement, l'ambiance n'est autre que l'atmosphère environnante, considérée comme source de chaleur infinie.

Si la fonction exergie est positive, elle signifie par définition le travail maximal que le système peut produire lors d'une transformation réversible durant laquelle il n'échange de la chaleur qu'avec l'atmosphère et atteint l'état d'équilibre avec celui-ci.

Si la fonction exergie est négative, elle signifie le travail minimal qu'il faut effectuer sur le système durant une transformation réversible pour l'amener à l'état d'équilibre avec l'ambiance.

La différence entre le travail irréversible et l'exergie constitue les pertes de travail dues aux irréversibilités. Il est clair que la chaleur correspondant aux pertes de travail ne peut se retrouver que dans l'atmosphère qui est la seule source avec laquelle le système a pu échanger de la chaleur.

La chaleur déversée dans la source de référence est devenue inutilisable, on dit qu'elle est complètement dégradée.

### 3) Etablissement de l'équation de l'exergie :

D'après le principe de conservation d'énergie, le travail moteur d'une machine est donné par (1.3) :

$$\pm dW_m = dQ - d(E_{\text{cin}} + gZ) - dH \quad (1.3) \quad (*)$$

$$\Rightarrow dH = \mp dW_m - d(E_{\text{cin}} + gZ) + dQ \quad (1.4)$$

La variation d'enthalpie  $dH$  du fluide provient donc du travail effectué sur le fluide de la variation des énergies cinétique et potentielle et de l'action calorifique  $dQ$  qui est d'ordre externe.

Si on tient compte de la température  $T$  du fluide au moment de l'apport de la quantité de chaleur  $dQ$  et de la température  $T_0$  de l'environnement, on peut dire qu'il y a eu réalisation d'un cycle de Carnot entre la source froide (ambiance) et la source chaude (fluide).

Le travail maximum récupérable à partir de  $dQ$  est donné par la relation (1.5) :

$$W_{c_{\max}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) dQ \quad (1.5)$$

L'enthalpie maximale récupérable sous forme de travail est exprimée par :

$$\begin{aligned} dH_{\max} &= + W_m - d(E_{\text{cin}} + gZ) + \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) dQ \\ &= + W_m - d(E_{\text{cin}} + gZ) + dQ - \frac{T_0}{T} dQ \end{aligned}$$

$$dH_{\max} = dH - \frac{T_0}{T} dQ \quad (1.6)$$

Le second principe, nous permet d'écrire pour un système irréversible :

$$dS \geq \frac{dQ}{T} \quad (1.7)$$

Si on suppose que l'énergie dégradée à cause des irréversibilités est représentée par  $dQ_{\text{irr}}$ , on pourrait facilement réécrire l'inégalité (1.7) sous la forme :

$$dQ + dQ_{irr} = T dS \quad (1.8)$$

$$\Rightarrow dQ = T dS - dQ_{irr} \quad (1.9)$$

(1.6) et (1.9) donnent :  $dH_{max} = dH - T_0 dS + \frac{T_0}{T} dQ_{irr}$

(1.10)

La relation ( 1.10 ) permet de supposer une nouvelle fonction d'état B telle que :  $dB = dH - T_0 dS$

où  $T_0$  : température fixe de l'ambiance  
alors,  $B = H - T_0 \cdot S$  (1.11)

$$dH_{max} = dB + \frac{T_0}{T} dQ_{irr} \quad (1.12)$$

Le terme  $\frac{T_0}{T} dQ_{irr}$  représente l'enthalpie perdue dans l'atmosphère sous l'effet des irréversibilités. On remarque bien que ces pertes d'énergie utilisable sont d'autant moins nuisibles que la température du fluide est plus élevée.

Il est plus pratique d'exprimer la fonction d'exergie de la relation (1.11) par rapport à une ambiance standard de référence dépendant des paramètres ( $P_0, T_0$ ) :

$$B = (H - H_0) - T_0 (S - S_0) \quad (1.13)$$

#### 4 ) Représentation graphique :

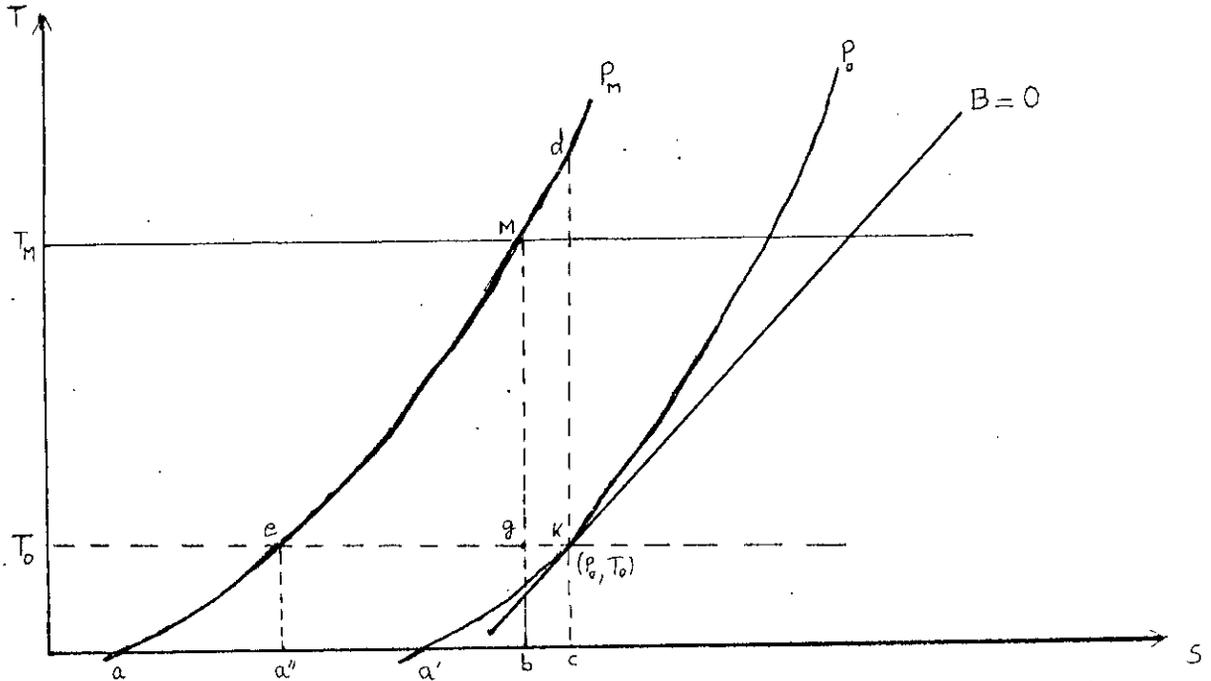
L'exergie d'un système est fonction définie par la relation :  $B = (H - H_0) - T_0 (S - S_0)$   
on prendra :  $T_0 = 298 \text{ K}$  ;  $P_0 = 1 \text{ atm}$ .

Dans un diagramme ( T-S ; les états d'exergie nulle sont représentés par la droite d'équation :

$$(H - H_0) - T_0 (S - S_0) = 0$$

cette droite est tangente au point ( $T_0, P_0$ ) à l'isobare  $P_0$ .

Les états d'exergie positive et négative sont représentés respectivement au dessus et au dessous de cette droite.



(fig II-1) - Représentation de la fonction d'exergie dans un diagramme (T-S).

L'enthalpie  $H_M$  du fluide à l'état M est représentée par l'aire comprise entre l'isobare  $P_M$  du point M, l'isentrope  $S_M$  et l'axe (OS), cette enthalpie est la même pour un gaz en toute isotherme.

En appliquant l'expression (1.13), on peut représenter l'exergie de l'état M par la surface suivante/

$$B = (abMea) - (a'kcba') + (bckgb)$$

$$B = (a'ckgMea'')$$

Dans un diagramme (H-S), les exergies sont représentées par des segments verticaux. La droite des exergies nulles est tangente à l'isobare  $P_0$  au point  $(T_0, P_0)$  avec un coefficient angulaire  $T_0$ .

5) Rendement exergetique :

En tenant compte des limitations imposées par le second principe, le rendement exergetique compare le travail réel à un travail qui pourrait être obtenu dans les conditions idéales réversibles.

$$\eta_{ex} = \frac{\text{energie utile ou energie mecanique produite}}{\text{energie utilisable ou consommation d'exergie}} \quad (1.14)$$

Le rendement exergetique peut être exprimé aussi en fonction des pertes exergetiques :  $\eta_{ex} = 1 - (\text{pertes relatives d'exergie})$  (1.15)

Le rendement exergetique varie entre 0 et 1.

si  $\eta_{ex} = 1 \implies$  le système est réversible.

Pour une machine receptrice, le rendement exergetique est défini par la relation

$$\eta_{ex} = \frac{B_2 - B_1}{W_m} = 1 - \frac{T_0 (S_2 - S_1)}{H_2 - H_1} \quad (1.16)$$

1,2 : états d'entrée et de sortie

Pour une machine motrice, on a :

$$\eta_{ex} = \frac{W_m}{B_1 - B_2} = 1 - \frac{T_0 (S_2 - S_1)}{B_1 - B_2} \quad (1.17)$$

6) Pertes exergetiques :

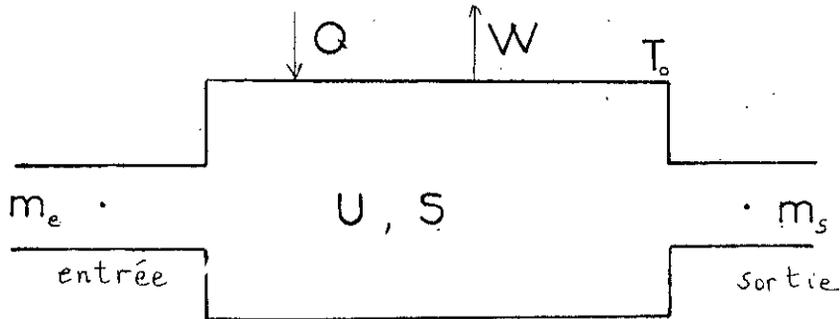
Par définition, la perte exergetique L est la diminution de la possibilité d'obtention de travail, due aux irréversibilités internes du système. Elle représente quantitativement la dégradation d'énergie.

On exprime les pertes exergetiques sous forme différentielle par :

$$\delta L = T_0 dS \quad (1.18)$$

7) Le bilan exergétique :

Soit un système thermodynamique dont la frontière est à  $T_0$ ; température de l'ambiance.



$U$  : énergie interne du système.

$S$  : entropie du système.

L'application du 1er et 2em principes sur le système ci-dessus donne le système d'équations suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial U}{\partial t} = - \sum_s \dot{m}_s \left( h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + g Z_s \right) + \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + g Z_e \right) + Q - W \\ \hspace{15em} (1^{er} \text{ principe}) \\ \\ \frac{dS}{dt} \geq - \sum_s \dot{m}_s S_s + \sum_e \dot{m}_e S_e + \frac{Q}{T_0} \\ \hspace{15em} (2^{eme} \text{ principe}) \end{array} \right.$$

L'entropie du système est alors :

$$S = \frac{dS}{dt} - \frac{Q}{T_0} - \sum_e \dot{m}_e S_e + \sum_s \dot{m}_s S_s \geq 0$$

d'où :

$$W \gg \sum_s \dot{m}_s \left( h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_s - T_0 S_s \right) - \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e - T_0 S_e \right) + \frac{\partial}{\partial t} ( U - T_0 S )$$

Le travail a pour expression dans le cas réversible :

$$W_{rev} = \sum_s \dot{m}_s \left( h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_s - T_0 S_s \right) - \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e - T_0 S_e \right) + ( U - T_0 S )$$

Alors, nous pouvons écrire le travail réel sous la forme suivante :

$$W = W_{rev} + W_L \quad (1.19)$$

avec :

$W_{rev}$  : travail réversible correspondant au travail minimum à fournir à une machine réceptrice, ou au travail maximum cédé à l'extérieur pour une machine motrice.

$W_L$  : travail dégradé ou perdu dans la transformation :

$$W_L = T_0 S$$

D'après ce qui précède nous pouvons exprimer le bilan énergétique du système par la relation suivante :

$$\sum_s \dot{m}_s B_s = \sum_e \dot{m}_e B_e + \sum_i \dot{Q}_i \left( 1 - \frac{T_0}{T_i} \right) + \dot{W} + \dot{L} \quad (1.20)$$

avec :

$\dot{L}$  : flux d'exergie détruite ou dégradé par irréversibilité

Nous déduisons facilement que pour un appareil thermique produisant un travail utile en présence d'une source de chaleur, la perte de capacité de travail ou d'exergie est exprimée d'une façon générale par la relation :

$$L = ( B_e + B_q ) - B_s - W_{\text{util}} \quad ( 1.21 )$$

avec :  $B_e$  : exergie du fluide à l'entrée du système

$B_s$  : " " " à la sortie "

$B_q$  : exergie du flux de chaleur

$$B_q = \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right) Q$$

Commentaire :

Pour la comparaison des bilans exergétique et énergétique, il est commode de représenter les différents termes qui figurent dans chacun de ces bilans, en valeurs relatives rapportées - suivant le cas - soit au pouvoir calorifique du combustible, soit à l'énergie utilisable de celui-ci ( dans notre cas, il s'agit de l'exergie du gaz d'échappement de la turbine à gaz ).

Les termes figurant dans le bilan exergétique englobent en plus de l'énergie mécanique réellement fournie, les différentes pertes d'exergie dues aux irréversibilités. Ce bilan traduit non pas la conservation, mais la dégradation d'énergie.

L'intérêt majeur du bilan exergétique consiste dans le fait qu'il permet de localiser les pertes d'énergie utilisable et d'évaluer l'importance relative de chacune de celles-ci.

3) Généralités sur les performances du cycle de Rankine :

L'amélioration de l'efficacité du cycle de Rankine à été l'objet de plusieurs recherches thermodynamiques.

Nous donnons ici quelques paramètres essentiels influençant le rendement du cycle [1] , [2] , [4]..

a) La diminution de la température au condenseur en traine une diminution de la quantité de chaleur rejetée , ( aire ( 1-2-b-a-1 ) inférieur à ( 1-2-b-a-1 ) ).

Le rendement thermique varie en fonction de la pression de condensation comme indique la figue ( 1.2 )- [1]

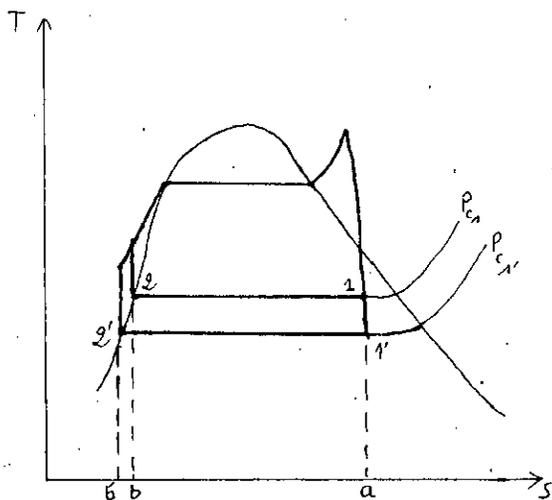


Fig ( I-1)-Influence de la pression et température de condensation.

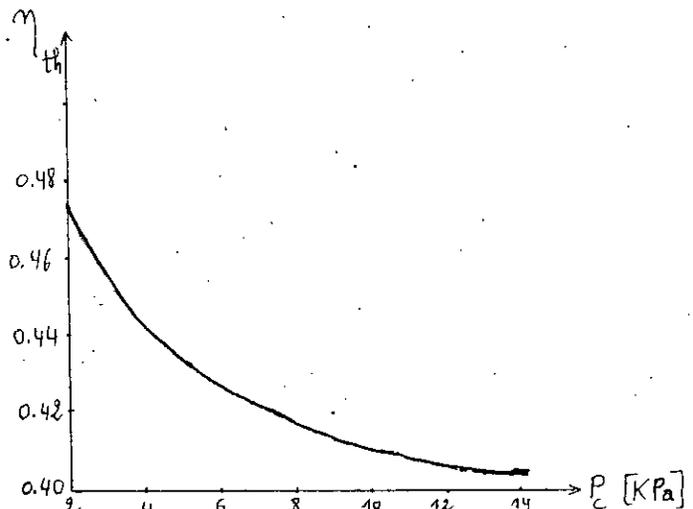
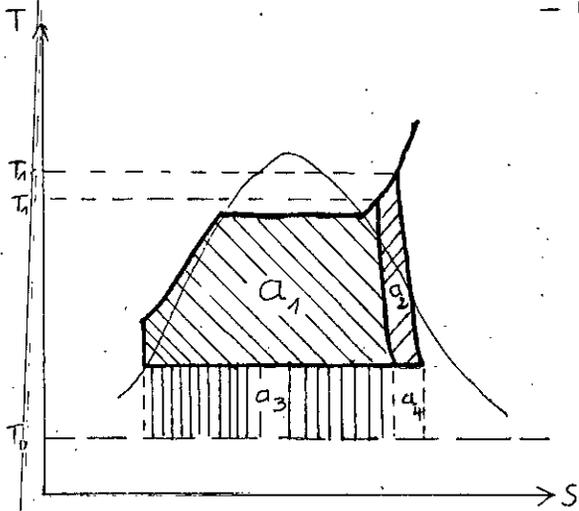


Fig ( I-2)-Variation du rendement thermique en fonction de  $P_c$ .

Du point de vue exergétique , 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 ( fig ( I-4 ) , et fait diminuer les pertes exergétiques d'où augmentation du rendement exergétique .



$$\eta_{ex}(T_1) = \frac{a_1}{a_1 + a_3} = 1 - \frac{a_3}{a_1 + a_3}$$

$$\eta_{ex}(T_{1'}) = \frac{a_1 + a_2}{a_1 + a_2 + a_3 + a_4} = 1 - \frac{a_3 + a_4}{(a_1 + a_3) + (a_2 + a_4)}$$

avec :  $T_1 < T_{1'}$

Fig (I-3)-Influence de la température de surchauffe.

La consommation spécifique de vapeur diminue avec l'augmentation de la température de surchauffe ( fig I.5 ). (\*)

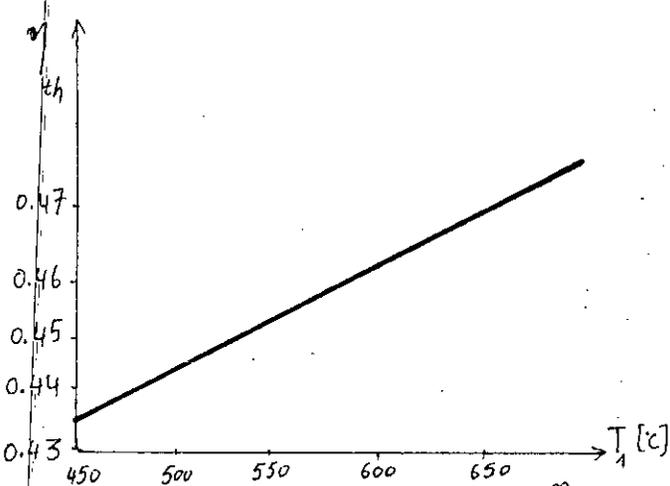


Fig ( I-4)-Variation de  $\eta_{th}$  en fonction de la température de surchauffe .

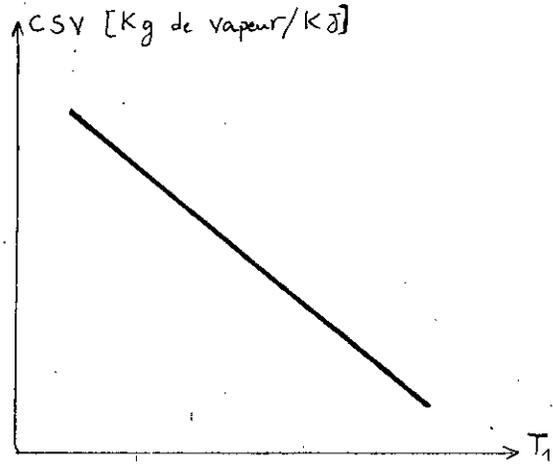


Fig (I.5)-Influence de  $T_1$  sur la consommation de vapeur .

c) L'augmentation de la pression dans la chaudière entraîne une augmentation du rendement thermique ( fige I-6) .

A même température de surchauffe , les pertes exergetiques du cycle diminue avec l'augmentation de la pression dans la chaudière

(\*)- La consommation spécifique de vapeur est , par définition , la quantité de vapeur nécessaire à la production d'un travail de 1Kj  
 $CSV = 1 / W_{cycle}$

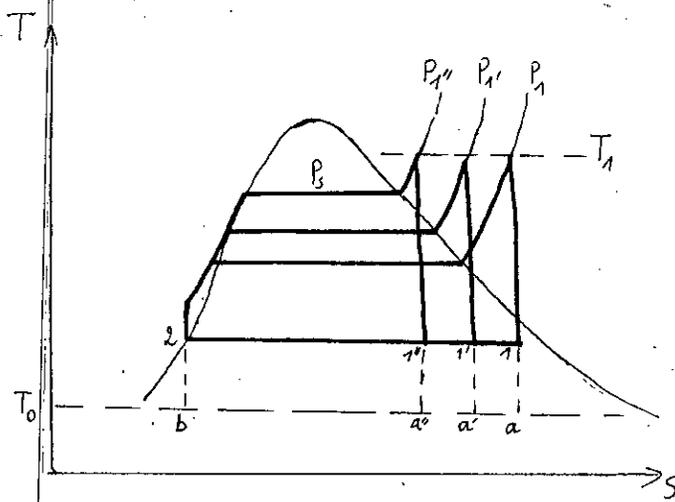
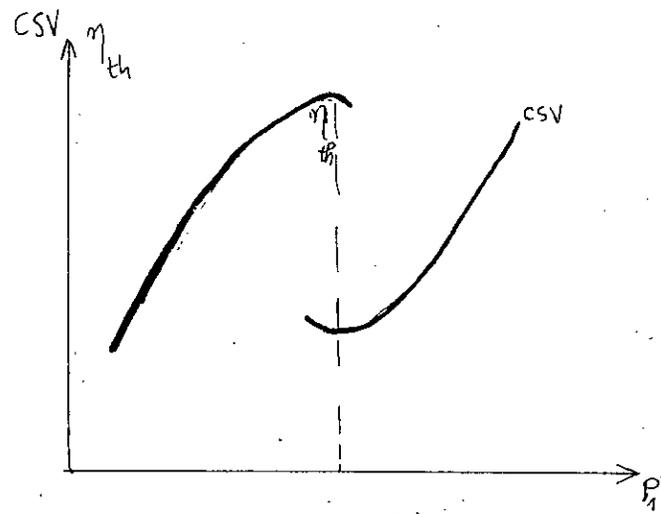


Fig (I-7)-influence de  $P_s$  sur les performances du cycle



Fig(I-6)-  $\eta_{th} = f(P_s)$   
 $CSV = f(P_s)$

l'aire (1-2-b-a-1) > (1-a-b-2-1) > (1-2-b-a-1)

d) L'utilisation des soutirages améliore l'efficacité du cycle mais fait augmenter la C.S.V.

Le nombre de soutirages est limité par le coût d'investissement.

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

e) Dans un cycle à resurchauffe, le rendement thermique est légèrement supérieur à celui du cycle à surchauffe, mais la CSV diminue considérablement.

La resurchauffe évite une humidité excessive dans les étages à basse pression de la turbine.

.../...

4) Choix du cycle :

grandes

Les études thermodynamiques montrent que les plus ↑ 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 un accroissement d'entropie et par conséquent une perte d'énergie utilisable (irréversibilité thermique externe).

On a vu que la quantité de chaleur maximale utilisable lors d'un échange de chaleur entre le flux des gaz chauds et le flux de vapeur est :

$$Q_{GV} = \left(1 - \frac{T_0}{T_G}\right) Q_G$$

De même, la quantité maximale de chaleur reçue par la vapeur est :

$$Q_{VG} = \left(1 - \frac{T_0}{T_V}\right) Q_G$$

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

$$L = \left[ \left(1 - \frac{T_0}{T_G}\right) - \left(1 - \frac{T_0}{T_V}\right) \right] Q_G$$

$$L = T_0 \left( \frac{T_G - T_V}{T_G T_V} \right) Q_G \quad (1.22)$$

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

Le diagramme d'échange de chaleur entre flux de gaz et flux de vapeur est représenté par les figures (II.2) et (II.3) ci-dessus.

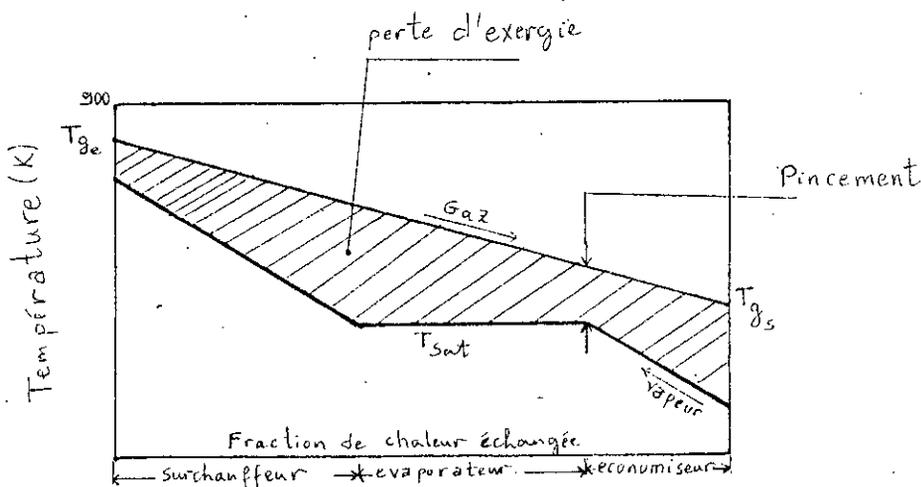


fig (II.2) diagramme d'échange de chaleur à un simple niveau de pression.

.../...

.../...

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. II.2)

Ceci nécessite un assemblage attentif 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 utiliser plusieurs pressions.

Le diagramme d'échange de la figure (II.3) montre l'influence positive de l'utilisation d'un 2ème vaporisateur, ce qui conduit à un gain de travail utile d'une quantité représentée par la surface quadrillée de la même figure.

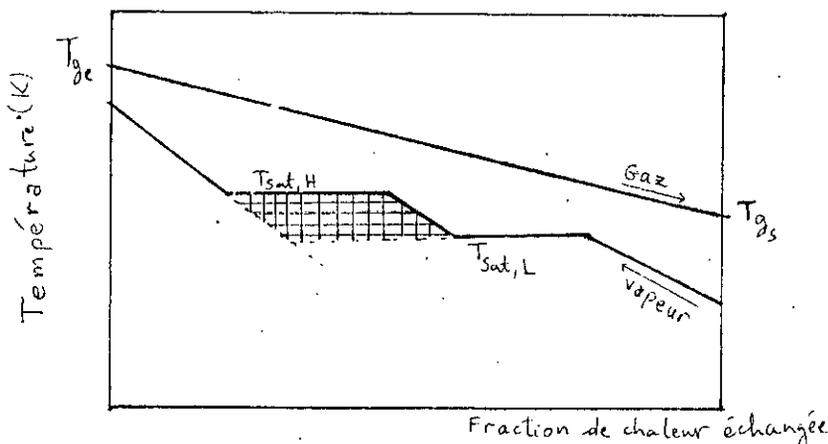


fig. (II.3) diagramme d'échange de chaleur à deux niveaux de pression.

Il est évident que l'emploi de plusieurs vaporisateurs diminue l'écart de température moyen entre les flux et entraîne une nette diminution des pertes exergétiques relativement au cas d'un simple niveau de pression, mais un compromis économique d'investissement s'impose. (\*)

(\*) A titre d'exemple, voir les tableaux I et II qui suivent et qui donnent une comparaison entre deux cycles ; le premier à une seule pression et le second à deux niveaux de pressions. [14], [15].

.../...

Tableau I: Puissances et rendements des centrales combinées BBC pour production pure d'électricité avec turbine à vapeur à un niveau de pression (programme de base)

Centrale combinée BBC	Turbine à gaz	Fréquence	Puissance aux bornes des turbines à gaz	Puissance aux bornes de la turbine à vapeur	Puissance aux bornes de la centrale combinée	Consommation de chaleur de la centrale combinée (Hu)*	Rendement aux bornes de la centrale combinée (Hu)	Rendement** net de la centrale combinée
Type	Type	Hz	MW	MW	MW	KJ/kWh (BTU/kWh)	%	%
KA 9-1	9	50 60	31,9	19,4	51,3	8505 (8061)	42,3	41,7
KA 9-2	9	50 60	63,7	40,7	104,4	8357 (7921)	43,1	42,4
KA 9-3	9	50 60	95,6	61,9	157,5	8308 (7874)	43,3	42,7
KA 9-4	9	50 60	127,5	83,3	210,8	8278 (7846)	43,5	42,8
KA 11-1	11	60	68,4	36,8	105,2	7806 (7399)	46,1	45,5
KA 11-2	11	60	136,8	75,5	212,3	7732 (7329)	46,6	45,9
KA 11-3	11	60	205,2	113,3	318,5	7732 (7329)	46,6	45,9
KA 11-4	11	60	273,6	150,7	424,3	7739 (7335)	46,5	45,8
KA 13-1	13	50	84,7	43,3	128,0	7821 (7413)	46,0	45,4
KA 13-2	13	50	169,4	88,8	258,2	7754 (7349)	46,4	45,7
KA 13-3	13	50	254,1	131,2	385,3	7791 (7384)	46,2	45,5
KA 13-4	13	50	338,8	173,7	512,5	7809 (7401)	46,1	45,4

Ces valeurs sont valables dans les conditions suivantes:

Température de l'air: 15°C	Humidité de l'air: 60%	Combustible (Hu): gazole	Charge des turbines à gaz: charge de base (100%)
Pression atmosphérique: 101,3 kPa	Pression au condenseur: 4 kPa	Teneur en soufre du combustible: 1%	

\* Hu = pouvoir calorifique inférieur du combustible

\*\* Les rendements nets sont des valeurs évaluées, rapportées aux bornes HT des transformateurs de puissance.

Tableau II: Puissances et rendements des centrales combinées BBC pour production pure d'électricité avec turbine à vapeur à deux niveaux de pression (programme de base)

Centrale combinée BBC	Turbine à gaz	Fréquence	Puissance aux bornes des turbines à gaz	Puissance aux bornes de la turbine à vapeur	Puissance aux bornes de la centrale combinée	Consommation de chaleur de la centrale combinée (Hu)*	Rendement aux bornes de la centrale combinée (Hu)	Rendement** net de la centrale combinée
Type	Type	Hz	MW	MW	MW	KJ/kWh (BTU/kWh)	%	%
KA 9-1	9	50 60	32,4	21,5	53,9	8200 (7772)	43,9	43,3
KA 9-2	9	50 60	64,7	44,2	108,9	8108 (7685)	44,4	43,8
KA 9-3	9	50 60	97,1	68,0	165,1	8036 (7616)	44,8	44,2
KA 9-4	9	50 60	129,5	91,5	221,0	8000 (7582)	45,0	44,4
KA 11-1	11	60	69,5	40,9	110,4	7531 (7138)	47,8	47,1
KA 11-2	11	60	139,0	83,4	222,4	7484 (7094)	48,1	47,4
KA 11-3	11	60	208,4	126,0	334,4	7469 (7079)	48,2	47,5
KA 11-4	11	60	277,9	168,6	446,5	7453 (7064)	48,3	47,6
KA 13-1	13	50	86,0	47,9	133,9	7579 (7183)	47,5	46,8
KA 13-2	13	50	172,0	97,6	269,6	7531 (7138)	47,8	47,1
KA 13-3	13	50	258,0	148,0	406,0	7500 (7109)	48,0	47,3
KA 13-4	13	50	344,0	197,8	541,8	7484 (7094)	48,1	47,4

Ces valeurs sont valables dans les conditions suivantes:

Température de l'air: 15 °C      Humidité de l'air: 60%      Combustible (Hu): gaz naturel      Charge des turbines à gaz: charge de base (100%)  
 Pression atmosphérique: 101,3 kPa      Pression au condenseur: 4 kPa      Teneur en soufre du combustible: nulle

\* Hu = pouvoir calorifique inférieur du combustible

\*\* Les rendements nets sont des valeurs évaluées, rapportées aux bornes HT des transformateurs de puissance.

En ce qui nous concerne, nous choisissons donc un cycle de Rankine à deux niveaux de pression. La resurchauffe permet d'augmenter la pression maximale du cycle et d'élever la température de vaporisation, ce qui entraîne une diminution des pertes exergétiques lors de l'échange de chaleur dans le récupérateur.

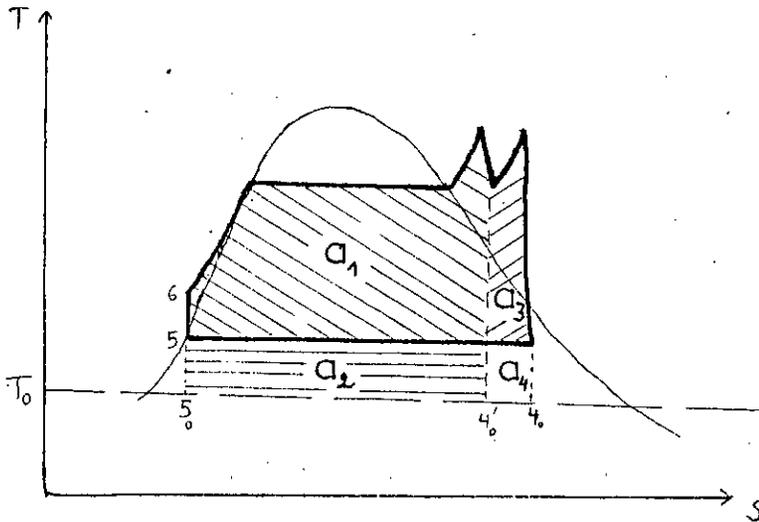


FIG. (II.4) cycle de Rankine à resurchauffe.

Le rendement exergétique du cycle à resurchauffe peut être exprimé de la façon suivante :

$$\eta_{ex} \text{ (resurchauffe)} = \frac{a_1 + a_3}{(a_1+a_3)+(a_2+a_4)} = 1 - \frac{a_2 + a_4}{a_1+a_2+a_3+a_4}$$

Dans le cas de la simple surchauffe on a :

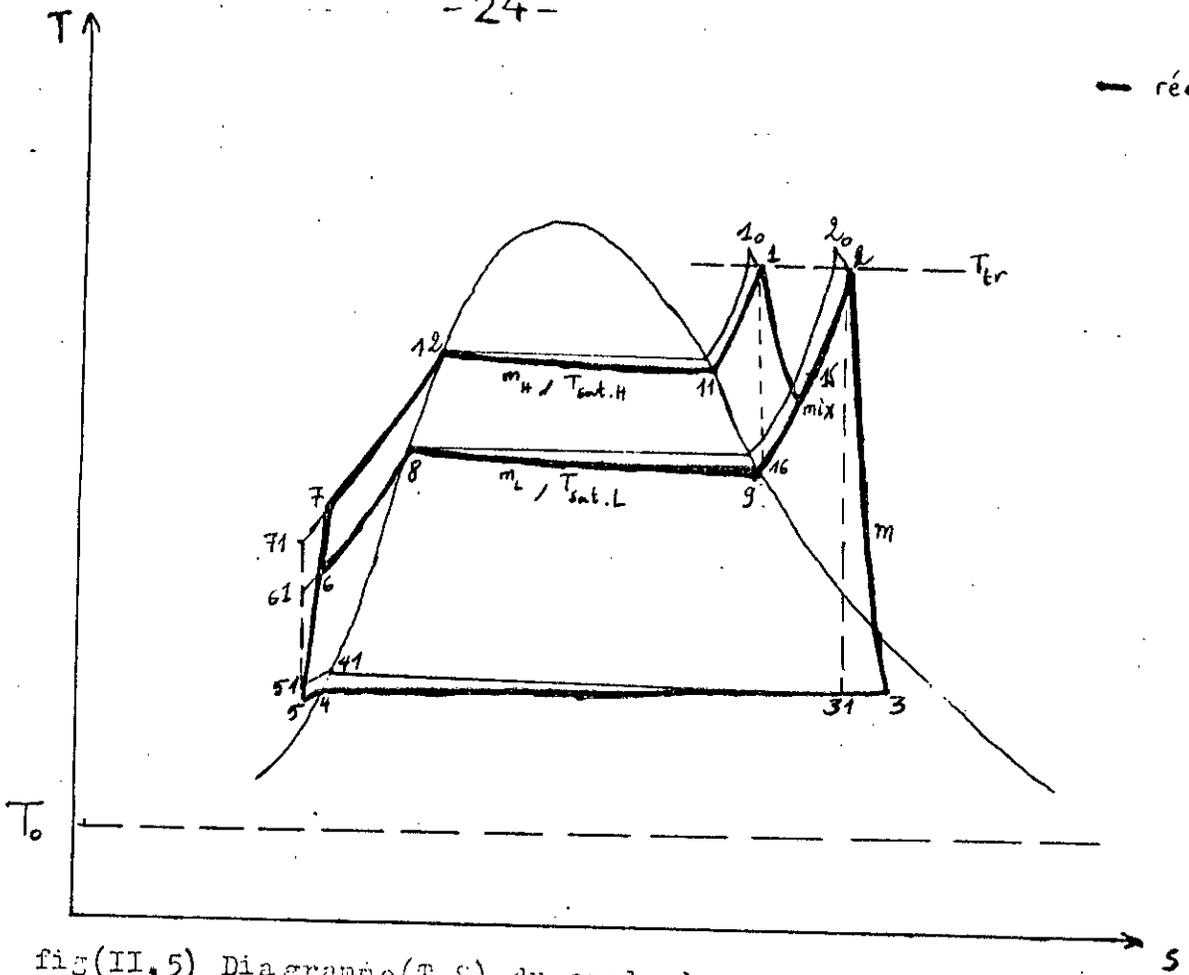
$$\eta_{ex} \text{ (surchauffe)} = \frac{a_1}{a_1 + a_2} = 1 - \frac{a_2}{a_1 + a_2}$$

Il est clair que la perte relative d'exergie dans le cas de la resurchauffe est inférieure à celle du cycle sans resurchauffe.

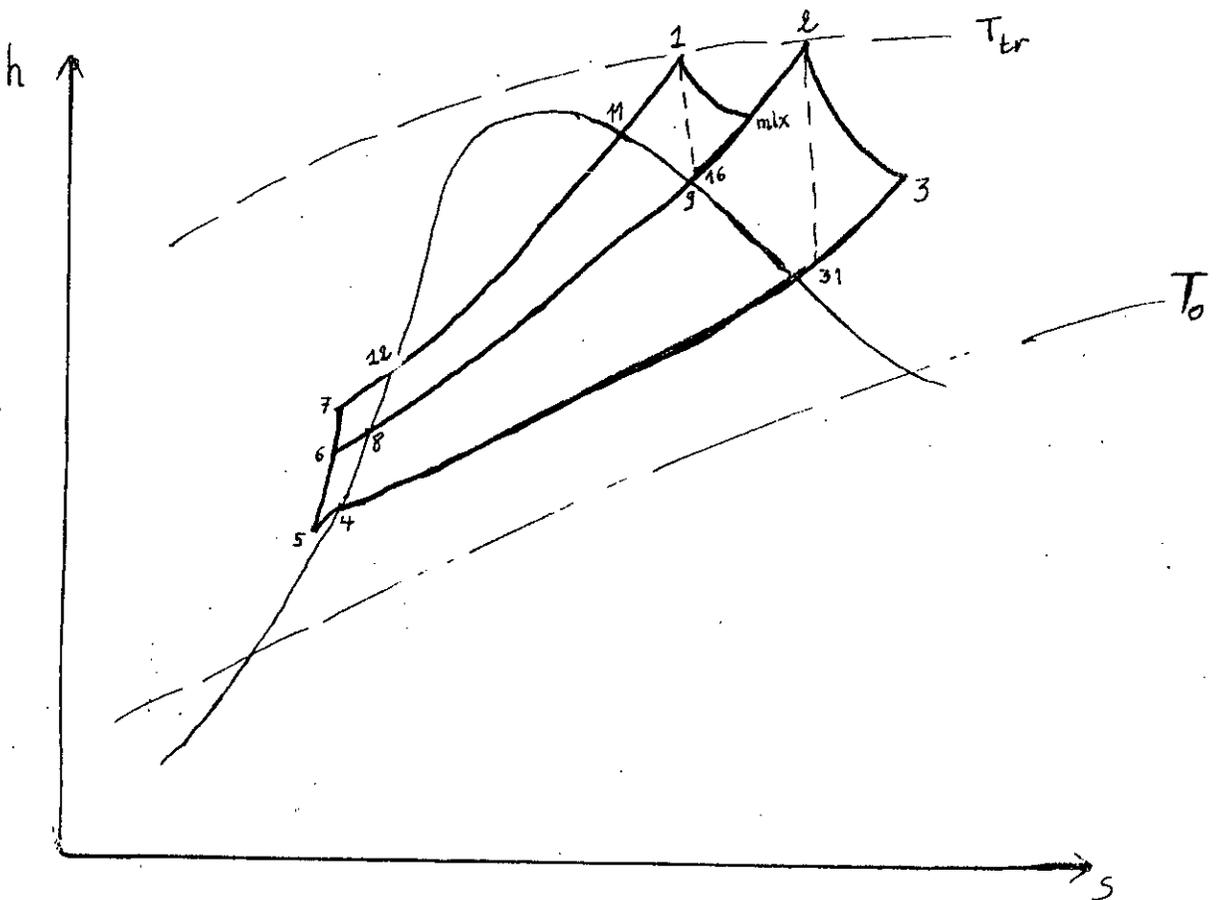
$$\eta_{ex} \text{ (resur)} > \eta_{ex} \text{ (surch)}$$

D'autre part, nous voulons que notre cycle réponde d'une façon satisfaisante à son éventuelle utilisation dans les sites où l'eau n'est pas très disponible.

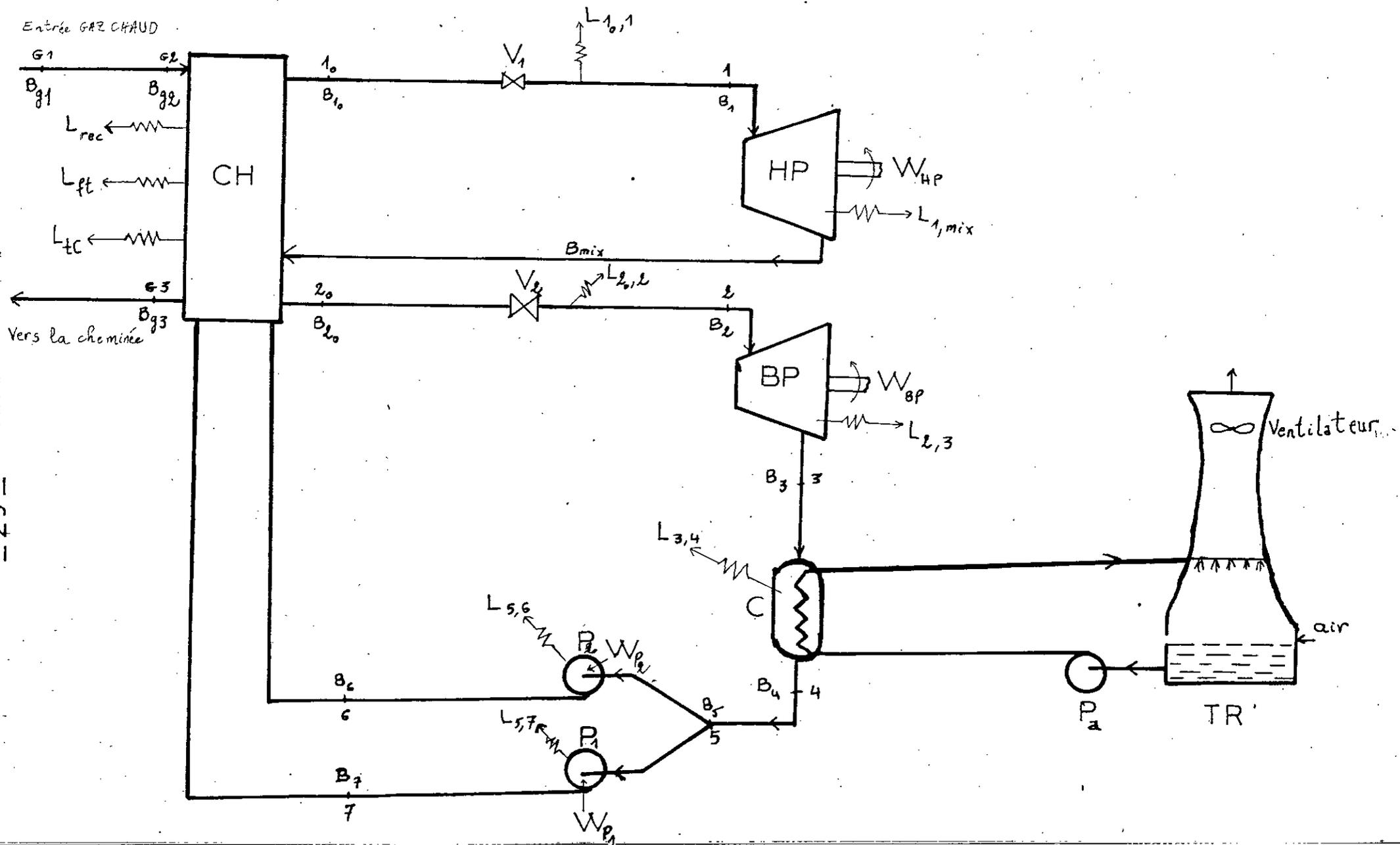
— réel



fig(II.5)\_Diagramme (T.S) du cycle à vapeur à deux niveaux de pression. ( $T_{mix}$   $T_{sat,H}$ )



fig(II.6)-Diagramme (h.S) du cycle à vapeur deux niveaux de pression



Fig(II-7) - Schéma de l'installation à vapeur avec les flux exergetiques

Il convient donc d'utiliser un condenseur refroidi par eau en circuit fermé grâce à une tour de refroidissement sèche. Il en résulte une réduction des besoins en eau par la centrale et qui vont se limiter à l'eau d'appoint du cycle (environ 1 à 2 % du débit de vapeur) [14], [15].

Les centrales combinées permettent d'obtenir des rendements très élevés dépassant 45 % et pouvant recouvrir une large gamme de puissance (50 à 500 KW). La CSV est améliorée de 6 à 9 % selon la température des gaz à l'échappement de la turbine à gaz.

#### DESCRIPTION DU CYCLE :

Le cycle est représenté par les diagrammes (T.S) et (h.S) des figures (II.5) et (II.6). L'installation correspondante est schématisée à la figure (II.7).

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 arrivent au récupérateur à une température  $T_{g2}$  ( $T_{g2} < T_{g1}$ ).

Le récupérateur d'un cycle à deux niveaux de pression possède deux parties une pour la vapeur HP et l'autre pour la vapeur BP.

La partie HP comprend un économiseur (chauffage 7-12), un vaporisateur (12-11) et un surchauffeur (11-1).

La partie BP comprend, en plus du vaporisateur (8-9), un économiseur permettant une utilisation optimale de la chaleur (chauffage 6-8).

L'économiseur assure une grande partie du rechauffage de l'eau d'alimentation.

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  $T_{tr}$ .

CHAPITRE 3

Analyse thermodynamique du cycle  
du cycle

L'analyse portera sur le cycle représenté sur la figure (II.5) et décrit au chapitre précédent .

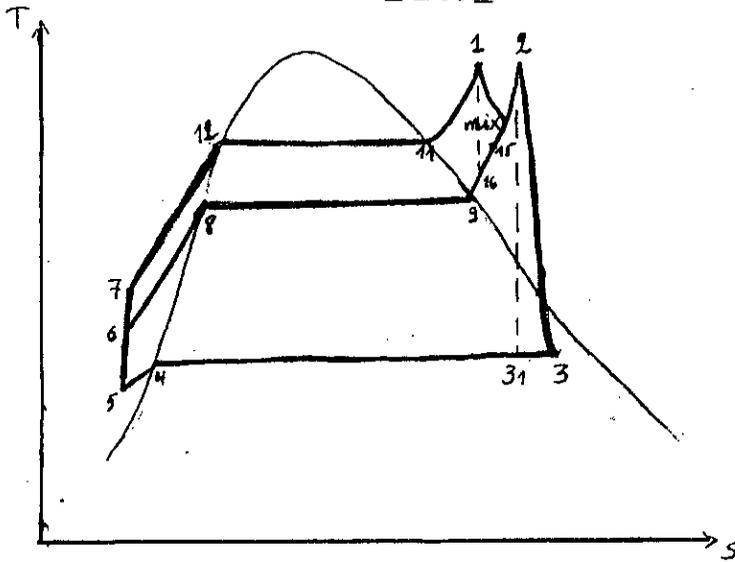
Deux cas seront envisagés :

a)  $T_{mix} > T_{sat,H}$  : Cas représenté par les figures ( III.1) et (III.3).

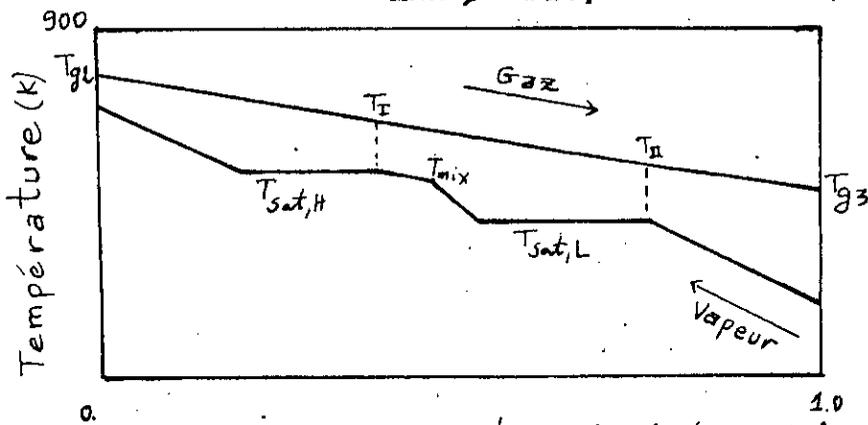
b)  $T_{sat,L} < T_{mix} < T_{sat,H}$  : Cas représenté par les figures (II.5) et (III.2).

Legende :

- 10 -Sortie du surchauffeur HP
- 20 -Sortie du surchauffeur BP
- 10 -Entrée de la turbine HP
- 2 -Entrée de la turbine BP
- 3 -Entrée du condenseur (sortie réelle de la turbine BP)
- 4 -Sortie réelle du condenseur
- 5 -Sortie réelle du sous-refroidisseur
- 6 -Sortie réelle de la pompe BP
- 7 -Sortie réelle de la pompe HP
- 8 -Sortie de l'economiseur BP
- 9 -Sortie de l'évaporateur BP
- 11 -Sortie de l'évaporateur HP
- 12 -Sortie de l'économiseur HP
- 15 -Etat de la vapeur surchauffée à BP et à  $T_{sat,H}$
- 16 -Sortie isentropique de la vapeur de la turbine  
( point de mélange isentropique)
- mix-point réel de mélange des deux flux de vapeur HP et BP.
- 31 -Fin détente isentropique de la turbine BP .
- 61 -sortie isentropique de la pompe BP
- 71- " " " " " HF

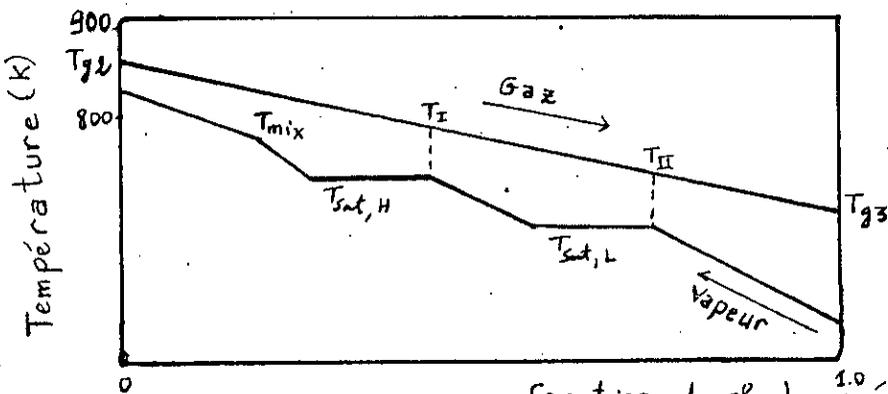


fig(III.1) - Diagramme (T.S) du cycle à vapeur à deux niveaux de pression ( $T_{mix} > T_{sat,H}$ )



a. fraction de chaleur échangée

fig(III.2) - Diagramme d'échange de chaleur ( $T_{mix} < T_{sat,H}$ )



fraction de chaleur échangée

fig(III.3) - Diagramme d'échange de chaleur ( $T_{mix} > T_{sat,H}$ )

- I-Point de pincement HP du diagramme d'échange de chaleur .
- II-Point de pincement BP du diagramme d'échange de chaleur .
- g<sub>1</sub>-sortie des gaz d'échappement de la turbine à gaz.
- g<sub>2</sub>-Entrée des gaz d'échappement au récupérateur .
- g<sub>3</sub>-sortie des gaz d'échappement du récupérateur vers la cheminée.

I-) Données : Les données ci-après ont été sélectionnés à partir de la littérature ( essentiellement à partir des références [1], [2], [3], [14]).

Température des gaz d'échappement de la turbine à gaz

$$T_{gI} = [850 \div 950] \text{ K}$$

Haute pression : P<sub>12</sub> = [120 ÷ 174] bars

Basse pression : P<sub>8</sub> = [10 ÷ 100] bars

Pression de condensation : P<sub>g</sub> = [0,006 ÷ 0,008] bars

Chute de température dans la chaudière lors de l'échange

$$\Delta T_{apr} = 40 \text{ K}$$

Chute de température dans les tuyauteries du gaz :

$$\Delta T_g = 40 \text{ K}$$

Perte de charge dans les conduites : ΔP = 5 %.

Rendement des turbines :  $\eta_{HP} = \eta_{BP} = 0,90$

Rendement des pompes :  $\eta_{P1} = \eta_{P2} = 0,90$

Efficacité du récupérateur :  $\eta_{ch} = 0,90$

Contraintes :

Différence minimale de température aux points de pincement:

$$\Delta T_p = 20 \text{ K}$$

Température minimale à la cheminée : T<sub>g min</sub> = 367 K

Titre minimum de vapeur à l'entrée du condenseur :

$$X_{min} = 0,85$$

2)-Détermination des propriétés thermodynamiques de la vapeur dans les différents points caractéristiques du cycle:

On sait que dans un cycle à vapeur à surchauffe, il est toujours avantageux de prendre la même valeur pour la température de surchauffe et pour la température de ressurchauffe [12] .

Soit donc:  $T_1 = T_2 = T_{g2} - \Delta T_{apr}$

On admet qu'entre la sortie du récupérateur et l'entrée des turbines, les tuyauteries sont isothermiques, par conséquent on aura :

$$T_1 = T_{10} \quad \text{et} \quad T_2 = T_{20}$$

Cependant, on considère les pertes de pression à travers ces mêmes tuyauteries (rendues plus importantes par la présence des vannes).

$$P_1 = P_{10} (1 - \Delta P)$$

$$P_2 = P_{20} (1 - \Delta P)$$

avec

$$P_{10} = P_{12}$$

$$P_{20} = P_8$$

connaissant les températures  $T_1, T_2$  et les pressions  $P_1, P_2$  ; les propriétés thermodynamiques de la vapeur des autres points caractéristiques du cycle s'en déduisent en utilisant les hypothèses suivantes:

- Les turbines et les pompes sont adiabatiques et ont les rendements internes  $\eta_T$  et  $\eta_P$  ;

- On considère une perte de charge au niveau du condenseur, ce qui donne:

$$P_4 = P_3 (1 - \Delta P)$$

- On suppose un sous-refroidissement de 10°C à la sortie du

condenseur; ce qui donne:

$$t_5 = t_4 - 10$$

Pour l'eau liquide se trouvant à des pressions inférieures à 5 MPa (points 6 et 6<sub>1</sub>), les calculs se feront de la façon suivante:

$$s_{61} = s_5$$

de plus l'eau liquide étant incompressible, on a:

$$v_{61} = v_5$$

ce qui donne:

$$h_{61} = h_5 + v_5 (P_6 - P_5)$$

$$h_6 = h_5 + \frac{h_{61} - h_5}{\eta_p}$$

En admettant que dans le domaine liquide, l'enthalpie ne dépend que de la température, on peut à partir de la table de la vapeur saturée, tirer la température  $T_6 = T_{\text{sat}}$  correspondant à

$$h_{\text{sat, liquide}} = h_6$$

on détermine de la même façon  $T_{61}$ , ce qui permet de calculer l'entropie au point 6 à l'aide de la relation

$$s_6 = s_{61} + C_{p_e} \ln\left(\frac{T_6}{T_{61}}\right)$$

La disponibilité sera calculée en chaque point à l'aide de la relation:

$$B_i = (H_i - H_o) - T_o (S_i - S_o)$$

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

$H_o$  et  $S_o$ , étant l'enthalpie et l'entropie du liquide saturé à la température  $T_o$  de l'ambiance. [17]

3) Calcul énergétique:

Les calculs qui suivent se font pour un  $m_L$  donné.  
Soient  $T_I$  et  $T_{II}$  les températures du gaz aux points de pincement respectivement haute et basse pression Figures(III.2)et(III.3)

$$T_I = T_{sat,H} + \Delta T_{P,H} = T_{II} + \Delta T_{PI} \quad (III.1)$$

$$T_{II} = T_{sat,L} + \Delta T_{P,L} = T_9 + \Delta T_{PII} \quad (III.2)$$

Cas de la figure (III.2):  $T_{mix} < T_{sat,H}$

La fraction d'énergie (de chaleur) donnée par le gaz chaud au-dessus de  $T_{II}$  est exprimée par la relation:

$$U = \frac{H_{g2} - H_{gII}}{H_{g2} - H_{g3}} \quad (III.3)$$

La fraction d'énergie calorifique utilisée pour le chauffage de la vapeur au-dessus de  $T_{sat,H}$  est:

$$Z = \frac{H_{g2} - H_{gI}}{H_{g2} - H_{g3}} \quad (III.4)$$

Les propriétés thermodynamiques (H,S) des gaz de combustion sont données en fonction de la température.

\* D'autre part, d'après les figures (III.2) et (II.5), nous avons:

- La chaleur reçue par la vapeur:

$$Q_V = m_i (H_{mix} - H_6) + m_H (H_1 - H_7) + 1 (H_2 - H_{mix}) + q \quad (III.5)$$

avec: q: chaleur absorbée par la vapeur et due aux frottements dans le récupérateur (Tuyauteries, parois):

$$q = \varepsilon [m_L (H_2 - H_6) + m_H (H_{12} - H_7)]$$

où  $\varepsilon = 2\%$  : Facteur de correction

$$m_H = 1 - m_L$$

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

$$U = \frac{Q_v - [m_H(H_{13} - H_7) + m_L(H_8 - H_6)]}{Q_v} \quad \text{(III.6)}$$

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

$$Z = \frac{m_H(H_7 - H_{11}) + (H_2 - H_{15})}{Q_v} \quad \text{(III.7)}$$

\* L'équation de conservation est exprimée par la relation:

$$m_v \cdot Q_v = m_g \cdot Q_g \cdot \eta_{ch} \quad \text{avec } \eta_{ch} = 0,90$$

où: La chaleur cédée par le gaz est:

$$Q_g = m_g (H_{g2} - H_{g3}) \quad \text{(III.7')}$$

Nous définissons alors le rapport de masses suivant:

$$m = \frac{m_v}{m_g} = \frac{H_{g2} - H_{g3}}{Q_v} \quad \text{(III.8)}$$

Nous supposons une différence de température minimale au pincement II:  $\Delta T_{P_{II}} = \Delta T_{P_{min}} = 20 \text{ K}$

donc: 
$$T_{II} = T_g + \Delta T_{P_{II}}$$

ce qui nous permettra de déduire la température du gaz à la cheminée.

Les équations (III.3) et (III.6) nous permettent de déduire la valeur de l'enthalpie des gaz à la cheminée;

$$H_{g3} = H_{g2} - \frac{H_{g2} - H_{gII}}{U}$$

Il s'ensuit la lecture de  $T_{g3}$  (à la cheminée) à partir de la table des propriétés des gaz en fonction de la température

Avant d'aller plus loin dans les calculs, on doit vérifier que:

$$T_{g3} \geq (T_{g3})_{min}$$

De même, à partir du calcul de  $H_{gI}$  (équation (III.4) et (III.7)) on tire la valeur de  $T_I$  à partir de la table; ce qui nous permet de calculer le pincement I :

$$\Delta T_{pI} = T_I - T_{11} \quad [\text{fig (III.2)}]$$

Pour le cas [Figures (III.1) et (III/3)] où  $T_{\text{mix}} > T_{\text{sat,H}}$ , nous suivrons les mêmes étapes de calcul, sauf que les fractions U et Z s'écriront telles que:

$$U = \frac{Q_v - [m_H(H_{13} - H_7) + m_L(H_8 - H_6)]}{Q_v} \quad (\text{III.9})$$

$$Z = \frac{m_H(H_1 - H_{11}) + m_L(H_{\text{mix}} - H_{15}) + 1(H_2 - H_{\text{mix}})}{Q_v} \quad (\text{III.10})$$

4.1) Calcul de quelques caractéristiques du cycle :

a) Travail net :

le travail de détente dans les turbines est :

$$W_d = W_{HP} + W_{BP}$$

$$W_d = m_H (H_1 - H_{mix}) + 1 \cdot (H_2 - H_3) \quad (III.11)$$

le travail des pompes est :

$$W_c = W_{P_1} + W_{P_2} = m_L (H_6 - H_5) + m_H (H_7 - H_5) \quad (III.12)$$

Le travail moteur net du cycle sera donc donné par :

$$W_{net} = W_d - W_c \quad (III.13)$$

D'autre part, le travail moteur isentropique du cycle se calcule à l'aide de la relation :

$$W_{is} = [m_H (H_1 - H_{16}) + (H_2 - H_{31})] - [m_L (H_{61} - H_5) + m_H (H_{71} - H_5)] \quad (III.14)$$

d'où nous pouvons déduire le rendement interne du cycle:

$$\eta_i = \frac{\text{travail moteur}}{\text{travail isentropique}} = \frac{W_{net}}{W_{is}} \quad (III.15)$$

b) Rendement thermique du cycle :

$$\eta_{th} = \frac{\text{travail moteur fourni par le cycle}}{\text{chaleur reçue par le cycle}}$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_v} \quad (III.16)$$

Nous déduisons le rendement interne global du cycle :

$$\eta_g = \eta_i \cdot \eta_{th} \quad (III.16')$$

c) A cause des pertes de charge et des déperditions calorifiques au cours de l'écoulement de la vapeur entre le récupérateur et la turbine, la pression et la température à l'entrée de cette dernière sont plus petites.

Il en résulte les états 1 et 2 au lieu de 1 et 2.

Le rendement des tuyauteries de vapeur est défini par :

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

$$\eta_{TV} = \frac{m_H(H_1 - H_7) + 1(H_2 - H_{mix}) + m_L(H_{mix} - H_6)}{m_H(H_1 - H_7) + (H_2 - H_{mix}) + m_L(H_{mix} - H_6)} \quad (III.17)$$

d) La chaleur provenant des gaz dans la chaudière de récupération n'est pas intégralement utilisée pour la production de la vapeur. En effet, une partie est perdue dans le groupe évaporateur sous forme de pertes calorifiques par convection et rayonnement, par soufflage ou emportée par le gaz d'échappement...

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

$$\eta_{ch} = \frac{Q_v}{Q_g} \quad (III.18)$$

Prenons la valeur de 0.90 pour cette efficacité.

c) La consommation spécifique de vapeur est définie par :

$$CSV = \frac{1}{W_{net}} \quad [kg/kj] \quad (III.19)$$

#### 4.2) Calcul des pertes énergétiques :

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

$$\begin{aligned} DQ_{ch} &= Q_g - Q_v - Q_g \cdot \eta_{ch} \\ DQ_{ch} &= (1 - \eta_{ch}) Q_g \quad [kj/kg \text{ de vapeur}] \quad (III.20) \end{aligned}$$

soit relativement à  $Q_g$  :

$$L_{ch} = \frac{DQ_{ch}}{Q_g}$$

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

$$DQ_{t,v} = m_H (H_{10} - H_1) + 1 (H_{20} - H_2) \quad [kJ/kg] \quad (III.21)$$

$$L_{t,v} = \frac{DQ_{t,v}}{Q_v} = \frac{DQ_{t,v}}{\eta_{ch} \cdot Q_g}$$

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

$$Q_{cond} = 1 [(H_3 - H_4) + (H_4 - H_5)] \quad [kJ/kg] \quad (III.22)$$

$$L_{cond} = \frac{Q_{cond}}{Q_v} = \frac{Q_{cond}}{\eta_{ch} \cdot Q_g}$$

d) La notion de rendement mécanique et de rendement global du cycle conduit à la définition des pertes mécaniques.

. Le travail mécanique transmis par les turbines aux générateurs est donné par la relation :

$$W_{mec} = \eta_m \cdot W_{reel}$$

avec :  $\eta_m = [0.97 \div 0.995]$

Nous supposons donc un rendement mécanique de 0.90 .

. Le rendement interne global s'exprime à présent par:

$$\eta_g = \frac{\text{travail réel du cycle fourni par la vapeur}}{\text{chaleur réelle reçue par la vapeur}}$$

$$= \frac{W_{reel}}{(Q_g \cdot \eta_{ch}) \cdot \eta_{t,v}}$$

ce qui donne :  $W_{reel} = \eta_g \cdot \eta_{t,v} \cdot \eta_{ch} \cdot Q_g$

. Les pertes mécaniques dans le cycle (principalement au niveau des paliers et de l'accouplement entre turbines et alternateurs) sont données par :

$$DQ_{mec} = W_{reel} - W_{mec} = (1 - \eta_m) \cdot W_{reel}$$

$$DQ_{mec} = (1 - \eta_m) \cdot \eta_g \cdot \eta_{t,v} \cdot \eta_{ch} \cdot Q_g \quad [kJ/kg] \quad (III.23)$$

$$L_{mec} = \frac{DQ_{mec}}{\eta_{ch} \cdot Q_g}$$

e) Les irréversibilités de détente entraînent les pertes suivantes :

$$DQ_{det} = m_L (H_{mix} - H_{16}) + 1 (H_3 - H_{31}) \quad [KJ/Kg] \quad (III.24)$$

$$L_{det} = \frac{DQ_{det}}{\eta_{ch} \cdot Q_G}$$

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

$$DQ_{irr, cond} = [(H_3 - H_{41}) + (H_{41} - H_{51})] - [(H_3 - H_4) + (H_4 - H_5)] \quad (III.25)$$

$$L_{i, cond} = \frac{DQ_{irr, cond}}{\eta_{ch} \cdot Q_G}$$

5) CALCUL EXERGETIQUE :

. Relations à utiliser :

- L'exergie du fluide moteur en écoulement permanent :

$$B_i = (H_i - H_o) - T_o (S_i - S_o)$$

- L'exergie du flux de chaleur  $q$  :

$$B_q = \left(1 - \frac{T_o}{T}\right) q$$

- La perte d'exergie du fluide moteur traversant un appareil thermique qui reçoit en même temps un apport de chaleur  $q$ , est exprimée par :

$$B_{ij} = (B_{ent} + B_q) - B_{sort} - W_{util}$$

où:  $W_{util}$  est le travail produit par l'appareil et transmis au consommateur extérieur.

5.1) Analyse du récupérateur :

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

$$DE_{t,g} = m_g \cdot T_o (S_{g1} - S_{g2}) \quad (III.26)$$

. Lors de l'échange de chaleur entre les deux fluides, le flux de chaleur transféré possède comme énergie :

$$BQ_g = \left(1 - \frac{T_o}{T_m}\right) Q_g \quad [kJ/kg \text{ d'air}] \quad (III.27)$$

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

$$T_m = \frac{T_{g2} + T_{g3}}{2} \quad ; \text{ température moyenne du gaz}$$

. D'autre part, l'exergie des gaz chauds dans le récupérateur est :

$$B_g = m_g \left[ (H_{g2} - H_{g3}) - T_o (S_{g2} - S_{g3}) \right] \quad [kJ/kg \text{ d'air}] \quad (III.28)$$

• La perte d'exergie du gaz dans le récupérateur est :

$$DB_g = m_g \cdot T_o (S_{g2} - S_{g3}) \quad [\text{kJ/kg d'air}] \quad (\text{III.29})$$

soit relativement à l'exergie du gaz :

$$LDB_g = \frac{DB_g}{B_g}$$

• La quantité de travail maximal que peut recevoir la vapeur est donnée par la relation :

$$EQ_v = m_L (H_{mix} - H_6) \left(1 - \frac{T_o}{T_{m1}}\right) + m_H (H_1 - H_7) \left(1 - \frac{T_o}{T_{m2}}\right) + m_V (H_2 - H_{mix}) \left(1 - \frac{T_o}{T_{m3}}\right) \quad (\text{III.30})$$

avec  $T_{m1}, T_{m2}, T_{m3}$  : températures moyennes

$$T_{m1} = \frac{T_{mix} + T_6}{2}, \quad T_{m2} = \frac{T_1 + T_7}{2}, \quad T_{m3} = \frac{T_2 + T_{mix}}{2}$$

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

$$DB_{t.c} = EQ_g - EQ_v \quad [\text{kJ/kg d'air}] \quad (\text{III.31})$$

soit :

$$LDB_{t.c} = \frac{DB_{t.c}}{B_g}$$

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

$$DB_v = m_H \cdot T_o (S_1 - S_7) + m_L (S_{mix} - S_6) \cdot T_o + (S_2 - S_{mix}) \cdot T_o \quad (\text{III.32})$$

soit :

$$LDB_v = \frac{DB_v}{B_g}$$

5.2) Analyse des tuyauteries de vapeur et des vannes :

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

$$DB_{tV} = m_H (B_{1_0} - B_{1_1}) + (B_{2_0} - B_{2_1}) \quad [kJ/kg] \quad (III.33)$$

soit relativement à l'exergie du gaz :

$$LDB_{tV} = \frac{DB_{tV}}{B_g}$$

- La perte de charge causée par les vannes 1 et 2, n'affecte pas l'enthalpie du fluide et pour cette raison qu'elle n'intervient pas dans le bilan énergétique. [8]

Mais elle provoque un accroissement d'entropie :

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

Ceci entraîne une perte d'exergie :

$$DB_d = -T_0 \cdot \Delta S = T_0 \cdot R \cdot \ln\left(1 - \frac{\Delta P}{P}\right) \quad (III.34)$$

5.3) Analyse des TURBINES :

- Le travail de détente reste le même :

$$W_d = W_{HP} + W_{BP} = m_H (H_1 - H_{mix}) + l \cdot (H_2 - H_3)$$

- la perte d'exergie dans la détente est :

$$DB_{det} = T_0 \cdot [m_H (S_{mix} - S_1) + (S_3 - S_{31})] \quad (III.35)$$

soit en valeur relative :

$$LDB_{det} = \frac{DB_{det}}{B_g}$$

- D'autre part, les rendements énergétiques des turbines HP et BP sont respectivement :

$$RE_{HP} = \frac{W_{HP}}{m_H (B_1 - B_{mix})} \quad (III.36)$$

$$RE_{BP} = \frac{W_{BP}}{(B_2 - B_3)} \quad (III.37)$$

5.4) Analyse des pompes :

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

$$DB_P = m_H (B_7 - B_5) + W_c + m_L (B_6 - B_5) \quad (III.38)$$

soit :  $LDB_P = \frac{DB_P}{B_g}$

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

$$RE_{P1} = 1 - \frac{m_L (B_6 - B_5)}{W_{P1}} \quad (III.39)$$

$$RE_{P2} = 1 - \frac{m_H (B_7 - B_5)}{W_{P2}} \quad (III.40)$$

5.5) Analyse du condenseur :

• Les pertes énergétiques au niveau du condenseur s'expriment par :

$$DB_{Cond} = (H_3 - H_4) - T_0 (S_3 - S_4) \quad (III.41)$$

soit relativement à l'énergie du gaz :  $LDB_{Cond} = \frac{DB_{Cond}}{B_g}$

• La perte par sous-refroidissement est exprimée par la relation :

$$DB_{SF} = T_0 (S_4 - S_5)$$

soit :  $LDB_{SF} = \frac{DB_{SF}}{B_g}$

5.6) RENDEMENT ÉNERGETIQUE DU CYCLE /

$$RE_{cycle} = \frac{W_{net}}{B_g} \quad (III.42)$$

REMARQUES /

• Une vérification peut être faite si on additionne toutes les pertes énergétiques ci-dessus et le travail net, on devra trouver l'énergie du gaz d'échappement.

• Une illustration numérique des méthodes énergétique et exergétique est donnée au chapitre 5.

C H A P I T R E 4

---

O R G A N I G R A M M E :

- - - - -

I) Introduction :

Le programme principal , VAP1 (en annexe A) , utilise cinq fichiers-données :

- MOU.DAT : fichier des données pour le calcul.
- RAC.DAT : table thermodynamique de la vapeur saturée.
- OUZ.DAT : table thermodynamique de l'eau liquide .
- RAB.DAT : table thermodynamique de la vapeur surchauffée.
- GAZ.DAT : table des caractéristiques thermodynamiques du gaz d'échappement (T,H,S).

Dans le bloc 1 , le programme calcule les propriétés thermodynamiques de la vapeur d'eau dans les différents points caractéristiques du cycle considéré, en vérifiant que la condition :  $0.85 \leq X_3 \leq 1.0$  est satisfaite avant de passer au bloc 2.

Le deuxième bloc de calcul consiste à déterminer la chaleur  $Q_v$  reçue par la vapeur et la chaleur  $Q_g$  cédée par le gaz , suivant les relations (III.5) et (III.7').

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

$$a) T_{mix} < T_{sat,H} \implies U_a = 1 - \frac{m_H(H_{13} - H_7) + m_L(H_8 - H_6)}{Q_v}$$

$$\text{et } Z_a = \frac{1 \times (H_2 - H_{15}) + m_H(H_1 - H_{11})}{Q_v}$$

$$\begin{aligned} \text{b) } T_{\text{mix}} > T_{\text{sat,H}} &\implies U_b = U_a \\ &\text{et } Z = \frac{m_H(H_1 - H_{11}) + m_L(H_{\text{mix}} - H_{15}) + 1_x(H_2 - H_{\text{mix}})}{Q_v} \end{aligned}$$

Avant de calculer  $m_v$ ,  $m = \frac{m_v}{m_g}$  et  $\Delta T_{PI}$ , une deuxième condition doit être vérifiée :

$$T_{g3} > T_{c_{\text{min}}}$$

Le troisième bloc du programme calcule le travail net et la consommation spécifique de vapeur .

Le bloc 4 calcule les différents rendements énergétiques .

Le bloc 5 effectue le calcul de diverses pertes exergétiques exprimées en (kj/kg) et en pourcentage.

Le bloc 6 calcule l'exergie du gaz ( $E_g$ ) et l'exergie du transfert de chaleur  $E_{Q_g}$ . Il détermine aussi l'exergie de la vapeur reçue dans le récupérateur .

Le bloc 7 évalue les pertes exergétiques dans chaque composant de l'installation en (kj/kg) et en (%).

Dans le bloc 8 , différents rendements exergétiques sont déterminés .

La sortie des résultats se fait dans quatre fichiers :

- Sortie des propriétés thermodynamiques des points caractéristiques du cycle : fichier NAT.RES
- Sortie des bilans énergétique et exergétique: fichier NAT2.RES
- Sortie des performances du cycle;  $W_{\text{net}}, \eta_{\text{th}}, \eta_{\text{ex}}, \text{CSV}, \Delta T_{PI}, m$  : fichier NAT3.RES
- Sortie des pertes exergétiques : fichier ALL .RES

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

GAZ : pour interpolation dans la table des gaz (entrée par T ou H)

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

INTER2 : double interpolation dans la table de vapeur surchauffée

INTER3 : double interpolation dans la table de l'eau liquide

INTER4 : simple interpolation dans la table de vapeur saturée  
( entrée par température )

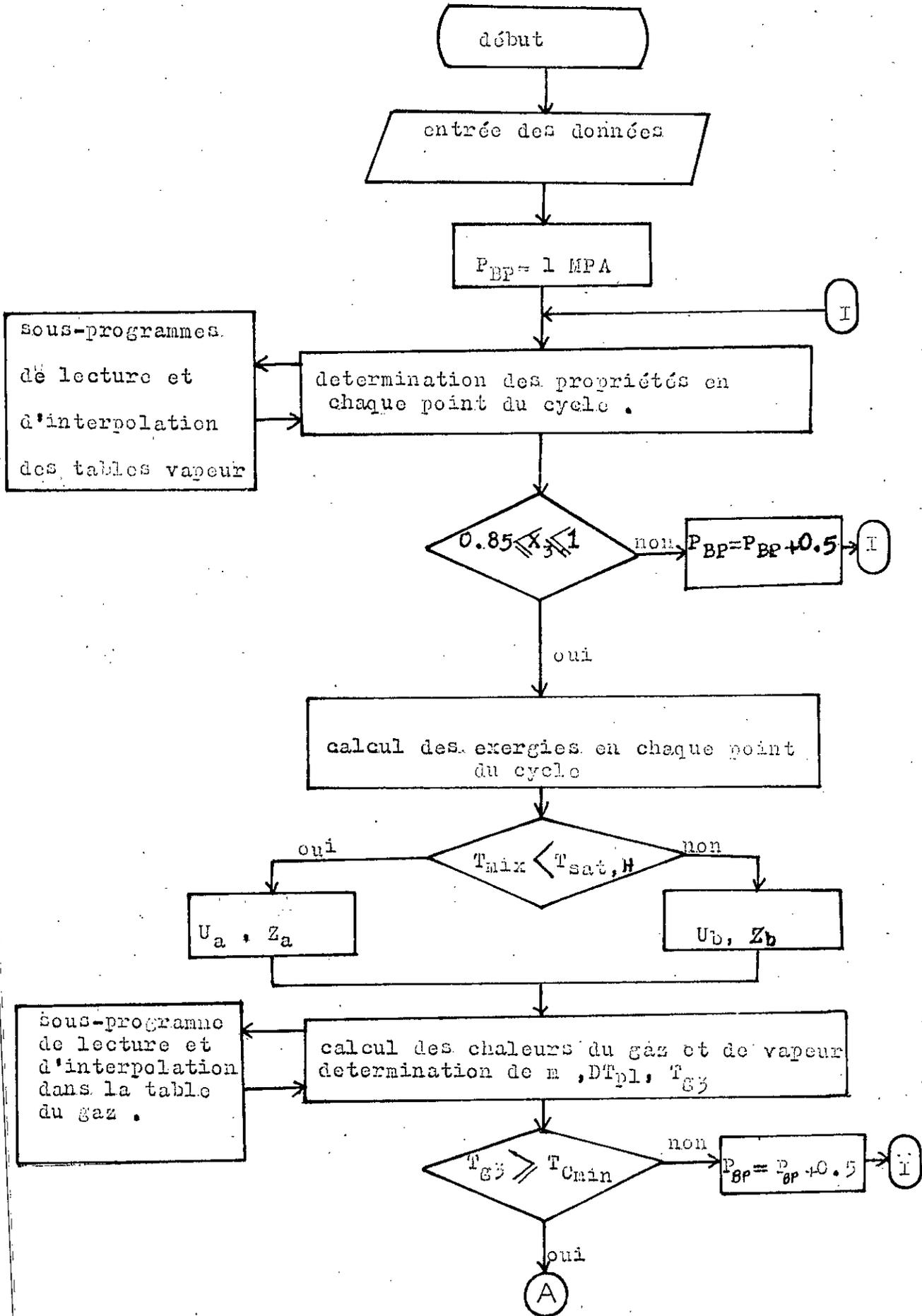
INTER5 : simple interpolation dans la table de vapeur saturée  
( entrée par enthalpie )

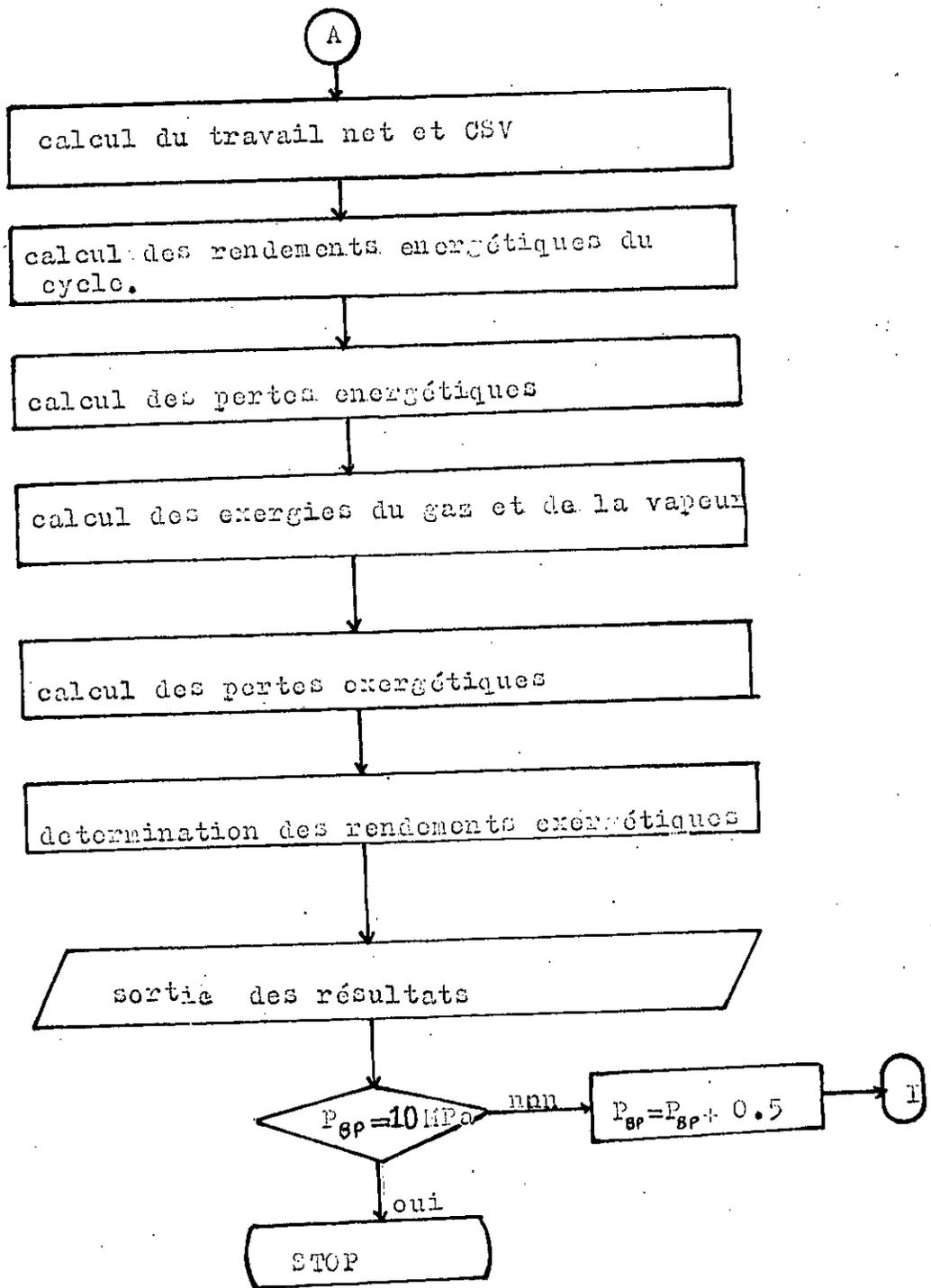
Remarque :

Les organigrammes des sous-routines INTER4 et INTER5 ont la même structure que celle de INTER, sauf que la donnée d'entrée change et devient respectivement T et  $H_L$ .

L'organigramme de INTER3 est similaire à celui de INTER2 sauf que la table thermodynamique devient celle de l'eau liquide au lieu de celle de la vapeur surchauffée.

2) Organigramme :





fig(4.1)- Organigramme du programme VAPI

Subroutine INTER1  
 Calculées:  $T, V_L, V_g,$   
 $H_L, H_g, S_L, S_g.$   
 Données: P  
 Table du liquide saturé

Subroutine INTER2  
 Calculées:  $T, V, S, H$   
 Données: EMT, P  
 Table de la vapeur surchauffée

Subroutine INTER3  
 Calculées:  $T, S, H, V$   
 Données: EMT, P  
 Table de l'eau liquide

Subroutine INTER4  
 Calculées:  $P, V_L, V_g, H_L,$   
 $H_g, S_L, S_g.$   
 Données: T  
 Table du liquide saturé

Subroutine INTER5  
 Calculées:  $T, P, V_L, V_g,$   
 $H_g, S_L, S_g.$   
 Données:  $H_L$   
 Table du liquide saturé

SOUS-PROGRAMMES PRINCIPAUX

Boucle PTsat  
 Donnée : P  
 Calculée: T<sub>sat</sub>

Boucle PV<sub>L</sub>  
 Données: P  
 Calculée: V<sub>L</sub>

Boucle PH<sub>L</sub>  
 Données: P  
 Calculée: H<sub>L</sub>

BOUCLE PV<sub>g</sub>  
 Données: P  
 Calculée: V<sub>g</sub>

Boucle PH<sub>g</sub>  
 Donnée: P  
 Calculée: H<sub>g</sub>

Boucle PS<sub>L</sub>  
 Donnée: P  
 Calculée: S<sub>L</sub>

Boucle PS<sub>g</sub>  
 Donnée: P  
 Calculée: S<sub>g</sub>

Boucle T <sub>Psat</sub> Donnée: T Calculée: P	Boucle T <sub>V<sub>L</sub></sub> Donnée: T Calculée: V <sub>L</sub>	Boucle T <sub>V<sub>G</sub></sub> Donnée: T Calculée: V <sub>G</sub>	Boucle T <sub>H<sub>L</sub></sub> Donnée: T Calculée: H <sub>L</sub>
--	--	--	--

Boucle T <sub>H<sub>G</sub></sub> Donnée: T Calculée: H <sub>G</sub>	Boucle T <sub>S<sub>L</sub></sub> Donnée: T Calculée: S <sub>L</sub>	Boucle T <sub>S<sub>G</sub></sub> Donnée: T Calculée: S <sub>G</sub>
--	--	--

Boucle H <sub>L</sub> T <sub>sat</sub> Donnée: H <sub>L</sub> Calculée: T	Boucle H <sub>L</sub> V <sub>L</sub> Donnée: H <sub>L</sub> Donnée: V <sub>L</sub>	Boucle H <sub>L</sub> V <sub>G</sub> Donnée: H <sub>L</sub> Calculée: V <sub>G</sub>	Boucle H <sub>L</sub> H <sub>G</sub> Donnée: H <sub>L</sub> Calculée: H <sub>G</sub>
---	--	--	--

Boucle H <sub>L</sub> P <sub>sat</sub> Donnée: H <sub>L</sub> Calculée: P	Boucle H <sub>L</sub> S <sub>L</sub> Donnée: H <sub>L</sub> Calculée: S <sub>L</sub>	Boucle H <sub>L</sub> S <sub>G</sub> Donnée: H <sub>L</sub> Calculée: S <sub>G</sub>
---	--	--

Boucle de localisation de P Donnée: P(I), P <sub>G</sub> Calculée: P(I-1), P(I+1) table de vapeur surchauffée	Boucle 1 <sup>re</sup> interpolation P Donnée: P(I-1), P(I+1) Calculée: Matrice PTHSV table de vapeur surchauffée	Boucle 2 <sup>de</sup> interpolation P <sub>T</sub> Donnée: Matrice PTHSV Calculée: V, S, H table de vapeur surchauffée
--	--	--

Boucle 2 <sup>de</sup> interpolation PS Donnée: Matrice PTHSV Calculée: V, T, H table de la vapeur surchauffée
---

Boucle 2 <sup>de</sup> interpolation PH Donnée: Matrice PTHSV Calculée: V, T, S table de la vapeur surchauffée
---

Boucle de localisa-  
-tion de P

Donnée: P(I), PL

Calculée: P(I-1), P(I+1)

table de l'eau  
liquide

Boucle 1<sup>re</sup> interpola-  
-tion P

Donnée: P(I-1), P(I+1)  
, P

Calculée: matrice PTMSV

table de l'eau  
liquide

Boucle 2<sup>e</sup> interpola-  
-tion PT

Donnée: Matrice PTMSV

Calculée: V, S, H

table de l'eau  
liquide

Boucle 2<sup>e</sup> interpolation  
PS

Donnée: Matrice PTMSV

Calculée: V, T, H

table de l'eau  
liquide

Boucle 2<sup>e</sup> interpolation  
PH

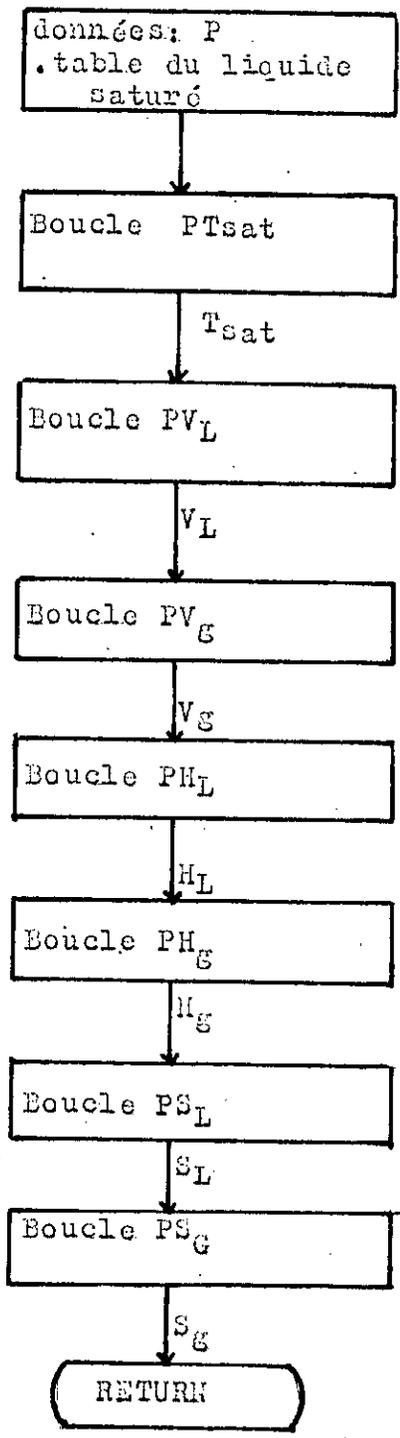
Donnée: Matrice PTMSV

Calculée: V, T, S

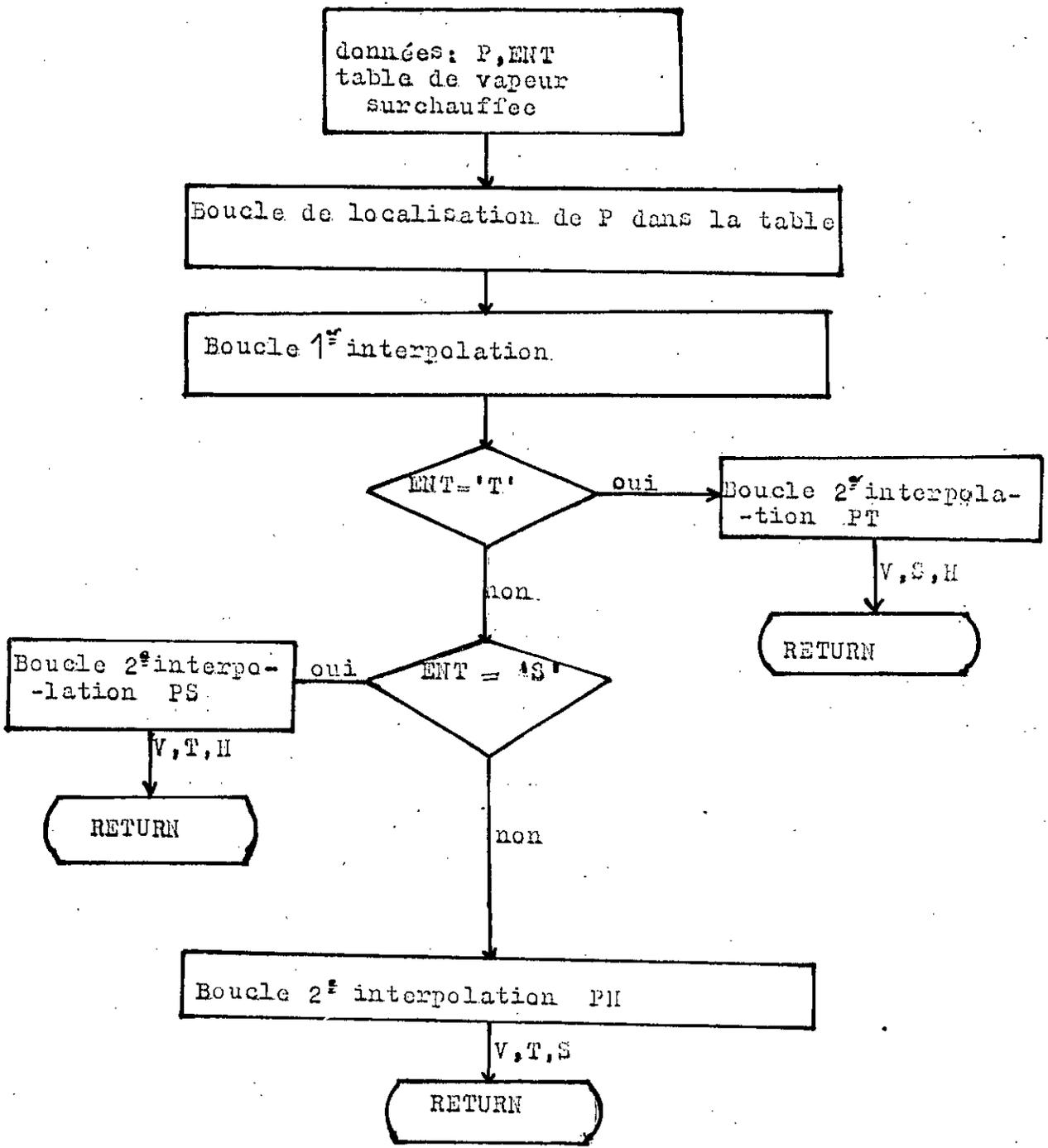
table de l'eau  
liquide

BOUCLES SECONDAIRES

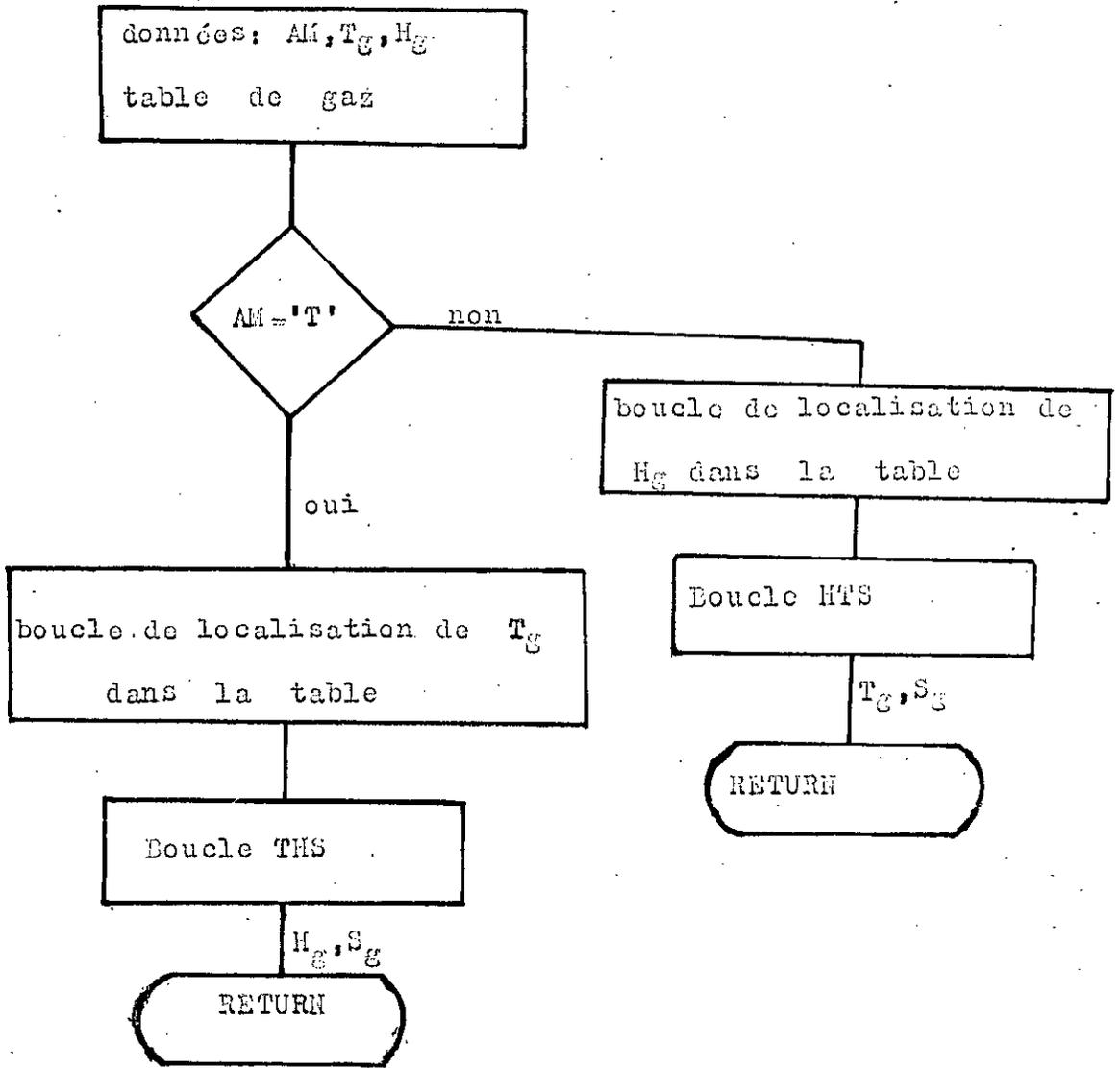
FIG(4.2) - SOUS-PROGRAMMES DE LECTURE ET  
D'INTERPOLATION DES TABLES DE  
L'EAU ET DE SA VAPEUR



FIG(4.3) - Organigramme du sous-programme INTER



FIG(4.4) - Organigramme de la subroutine INTER2



FIG(4.5) - Organigramme du sous-programme GAZ

R e s u l t a t s e t I n t e r p r e t a t i o n  
- - - - -

a) Bilans :

Afin de mettre en évidence l'intérêt de l'analyse exergétique, nous avons présenté sur le tableau de la page suivante les résultats des bilans énergétique et exergétique pour trois valeurs de la basse pression : 0.8 , 1.0 et 1.2 MPa .

La comparaison du bilan énergétique avec le bilan exergétique pour une basse pression donnée révèle clairement qu'il y a une différence fondamentale entre les deux approches.

En effet si l'on considère le bilan énergétique pour la pression de 0.8 MPa par exemple ,on voit bien que la perte principale se situe au niveau du condenseur où elle s'élève à 68.7% (soit plus de la moitié de la chaleur reçue par la vapeur au niveau de la chaudière de récupération ).

Or, pour la même pression, la perte exergétique au condenseur ne représente que 3.13% . En revanche, la perte exergétique la plus importante se situe dans la chaudière de récupération elle représente 58% de l'exergie des gaz ( qui sont l'unique source de chaleur pour le cycle ). Les pertes énergétique dans la chaudière de récupération ne représentent que 10% de la chaleur fournie par les gaz ( Ces pertes peuvent même

TABLEAU RECAPITULATIF:BP= 0.800MPA  
=====

	BILAN ENERGETIQUE		BILAN EXERGETIQUE	
	KJ/KG	%	KJ/KG	%
PERTE TUYAUTERIE GAZ	171.0798	6.479363		
PERTE AU RECUPE	342.8123	10.0000	1556.5980	58.953
PERTE TUY VAPEUR	+74.1486	+2.4033	+50.0427	+2.274
PERTE AU CONDENSEUR	2399.4980	66.7099	82.6475	3.130
SOUS-REFROIDISSEMENT			41.1500	1.558488
PERTE MECANIQUE	88.7406	2.876489	88.7406	0.03061
PERTE DE DETENTE	100.3885	2.874636	102.5706	3.83469
IRREV COMPRESSION			21.4412	0.81205
IRREVERSIBILI COND	3.7189	0.120535		

TABLEAU RECAPITULATIF:BP= 1.000MPA  
=====

	BILAN ENERGETIQUE		BILAN EXERGETIQUE	
	KJ/KG	%	KJ/KG	%
PERTE TUYAUTERIE GAZ	171.0799	6.459488		
PERTE AU RECUPE	338.5013	10.0000	1549.2766	58.486
PERTE TUY VAPEUR	80.3079	2.6331	94.2102	3.557
PERTE AU CONDENSEUR	2388.7534	64.7641	82.2705	3.106
SOUS-REFROIDISSEMENT			41.1500	1.553702
PERTE MECANIQUE	106.0133	3.479826	106.0133	0.04002
PERTE DE DETENTE	122.8881	3.331755	108.0051	4.07795
IRREV COMPRESSION			21.5895	0.81515
IRREVERSIBILI COND	3.7189	0.122070		

TABLEAU RECAPITULATIF:BP= 1.200MPA  
=====

	BILAN ENERGETIQUE		BILAN EXERGETIQUE	
	KJ/KG	%	KJ/KG	%
PERTE TUYAUTERIE GAZ	171.0798	6.454556		
PERTE AU RECUPE	337.4329	10.0000	1517.4972	57.253
PERTE TUY VAPEUR	+5.6853	+0.1872	8.1628	0.305
PERTE AU CONDENSEUR	2373.0122	63.7665	81.7190	3.083
SOUS-REFROIDISSEMENT			41.1500	1.552521
PERTE MECANIQUE	104.5850	3.443812	104.5850	0.03945
PERTE DE DETENTE	130.8977	3.517423	122.5223	4.62356
IRREV COMPRESSION			21.7377	0.82012
IRREVERSIBILI COND	3.7189	0.123457		

être négligées si la récupération est mieux réalisée).

Ces résultats montrent bien combien est importante l'influence des irréversibilités que l'analyse énergétique ne permet ni de localiser ni, encore moins, de quantifier.

Dans la mesure où des améliorations sont possibles, elles doivent porter surtout sur les pertes dues aux irréversibilités (principalement au niveau des échangeurs de la chaudière de récupération), et c'est précisément là que réside l'intérêt de l'analyse exergetique .

Ainsi par exemple, l'examen du bilan énergétique pourrait indiquer qu'un accroissement du rendement global serait obtenu si certains perfectionnements étaient apportés au condenseur .

En fait, une augmentation considérable de la surface d'échange au condenseur, n'exercerait qu'une très faible influence sur la quantité de chaleur, cédée à l'eau de circulation. Tandis que la quantité d'énergie perdue serait fortement réduite si les pertes par irréversibilité des transformations dans la chaudière pouvaient être abaissées .

Notons enfin l'influence de la basse pression sur les irréversibilités, quoique les résultats obtenus (bilans et courbes des figures (5.22), (5.23) et (5.24) ) soient insuffisants pour tirer une conclusion définitive, il y'aurait tout lieu de croire que dans l'intervalle des pressions utilisées, les pertes exergetiques sont d'autant moins importantes que la basse pression est élevée. (Y'aurait-il une pression optimale pour laquelle les

pertes exergétiques seraient minimales ?

C'est une question à laquelle nous n'avons pas pu répondre faute de temps .)

Pour mieux visualiser les bilans d'énergie et d'exergie voici une illustration par les diagrammes des flux :

### Diagramme des flux d'énergie

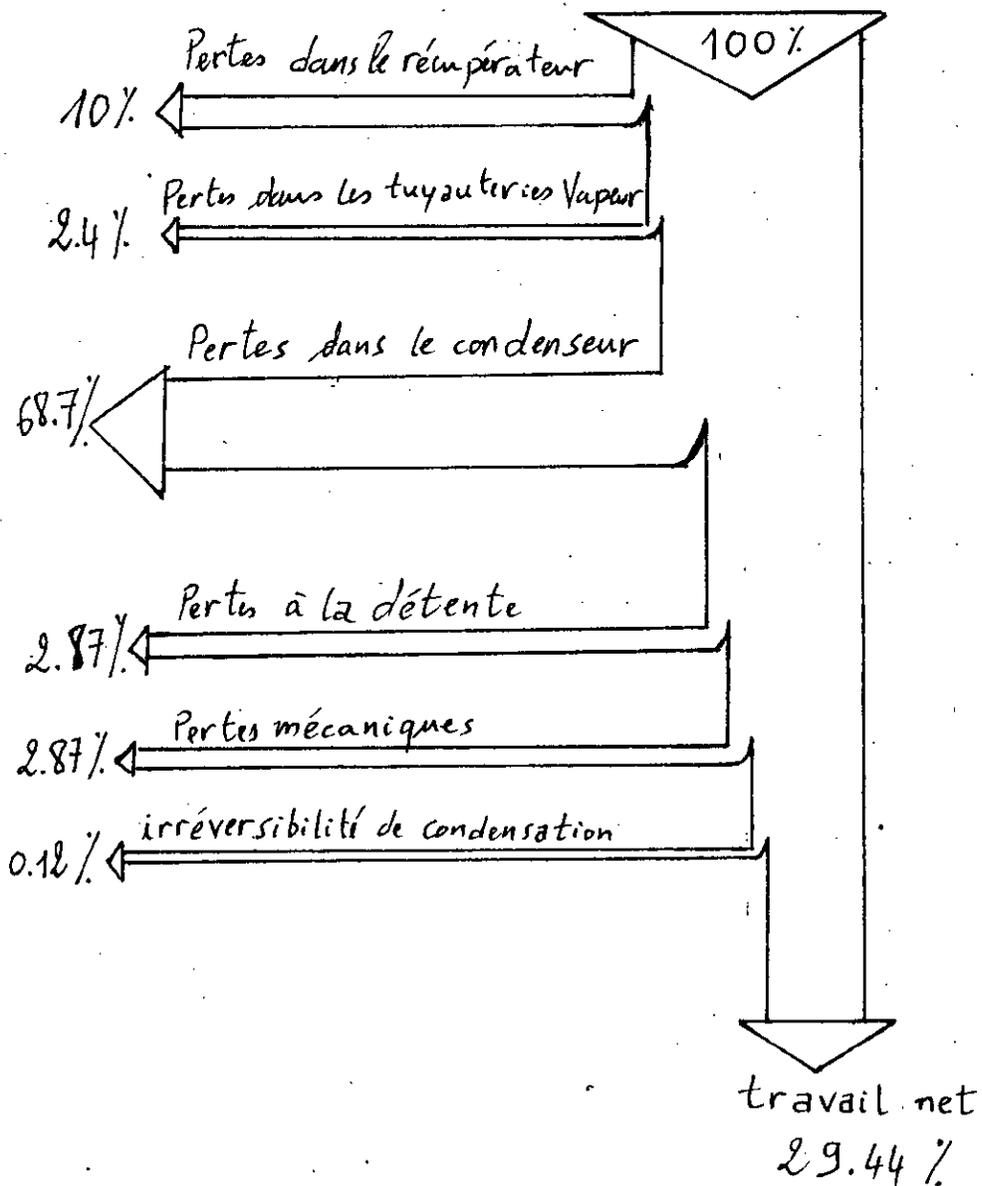
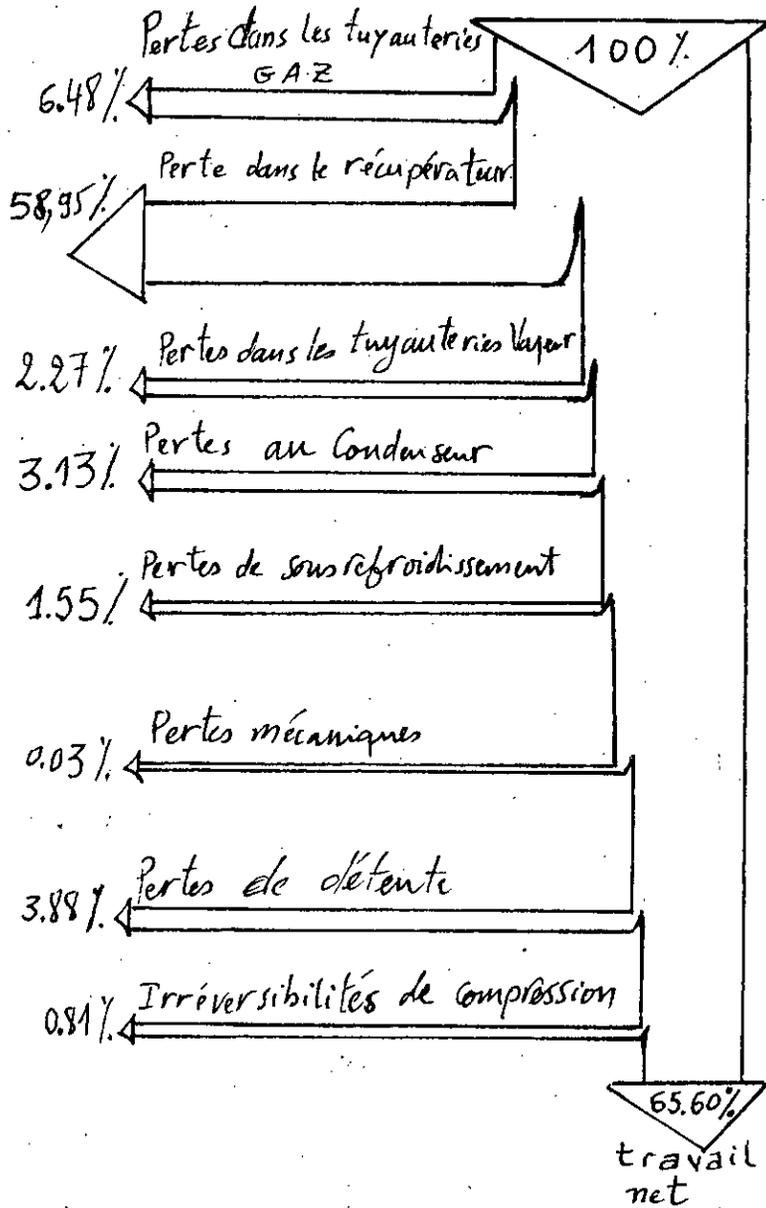


Diagramme des flux d'exergie



b) Courbes :

Nous avons vu que du point de vue thermodynamique, l'optimum à réaliser était, étant données des conditions de fonctionnement déterminées, de rapprocher autant que possible l'une de l'autre les deux courbes du diagramme d'échange (fig (III.2) et (III.3)) ET nous savons que ceci s'obtient en réalisant des pincements minimaux. Par conséquent, nous avons tenu dans notre élaboration des résultats à passer tout d'abord par la réalisation du meilleur agencement des deux pincements.

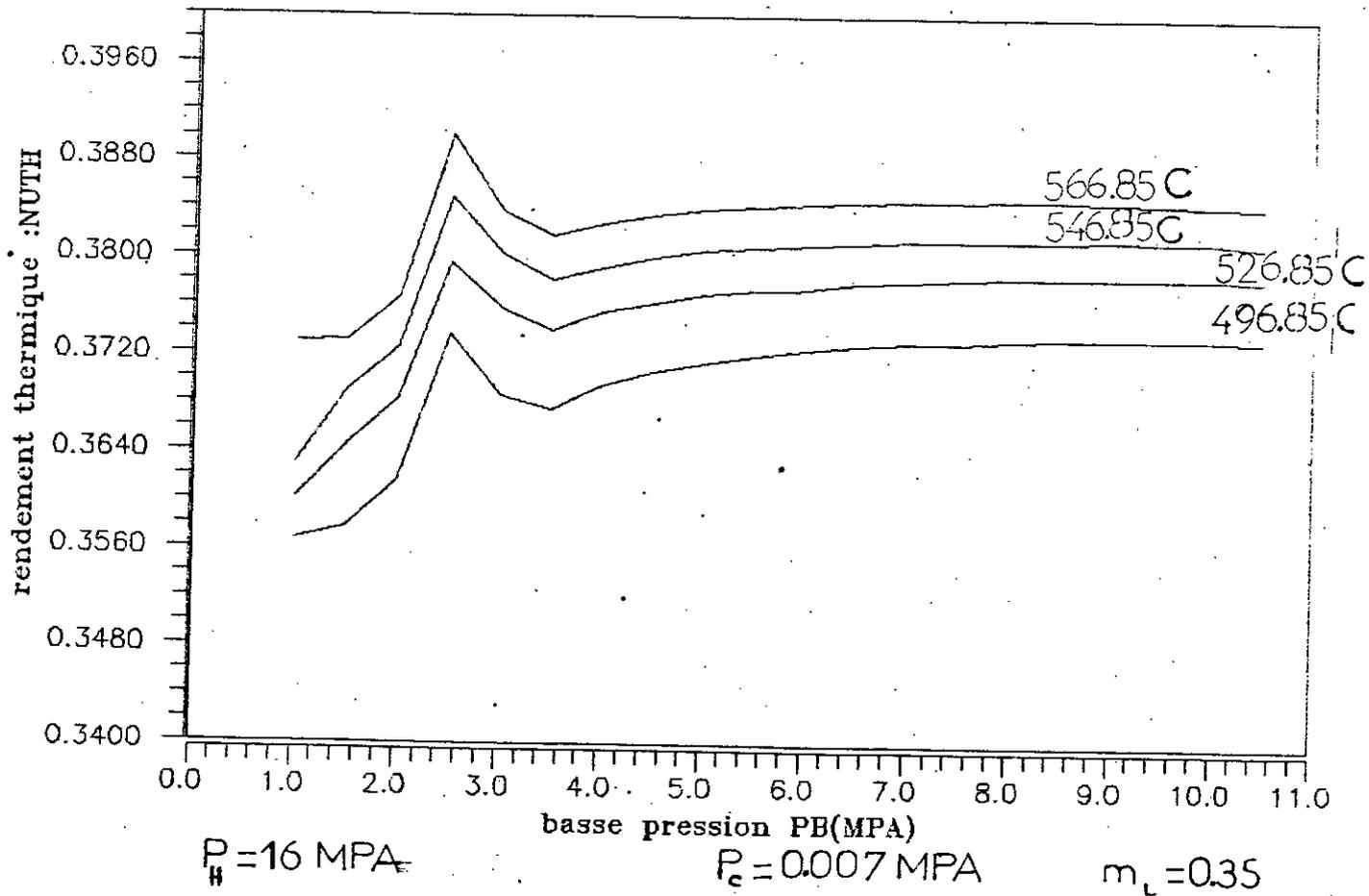
On donne pour  $\Delta T_{pH}$  la plus petite valeur permise, puis on cherche le minimum possible pour  $\Delta T_{pI}$ . C'est ainsi que pour chaque valeur de la température des gaz sortant de la turbine à gaz, de la pression du circuit HP et de la fraction massique de vapeur du circuit BP (soit  $n_L$ ), les courbes des figures (5.5), (5.6) et (5.7) nous fournissent la valeur de la pression du circuit BP pour laquelle le pincement  $\Delta T_p$  est minimal.

Les courbes des figures (5.1) à (5.4) ; (5.8) à (5.15) et (5.18) à (5.21) montrent effectivement que les meilleurs résultats pour le rendement thermique, le travail spécifique, la consommation spécifique de vapeur et le rendement exergetique sont obtenus pour les valeurs de la pression du circuit BP pour lesquelles les pincements sont minimaux.

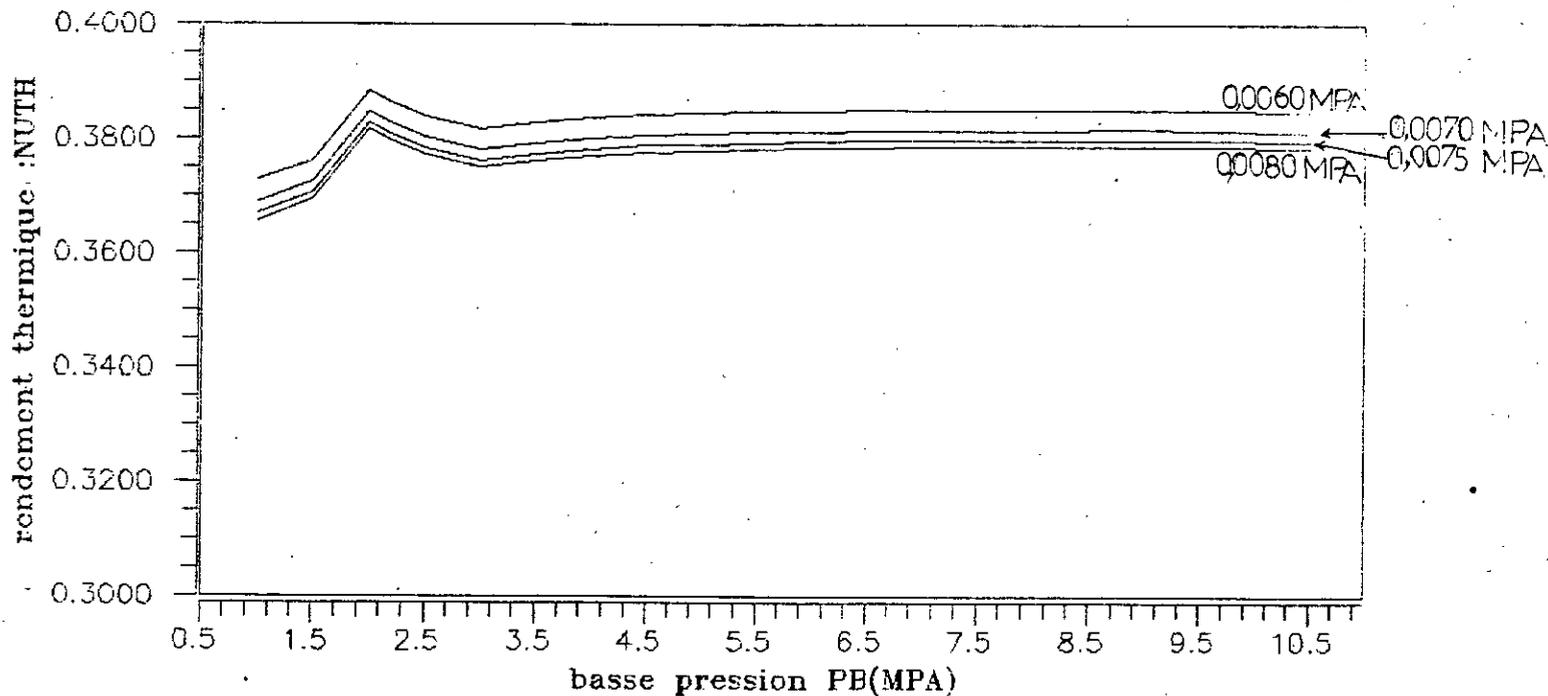
Ces mêmes courbes révèlent d'une part qu'il est avantageux d'avoir une pression au circuit HP et une température des gaz aussi élevées que possible, et d'autre part une pression au condenseur aussi basse que possible. Il serait aussi avantageux du point de vue débit massique de favoriser le circuit HP par rapport au circuit basse pression.

FIG(5.1)

-RENDEMENT THERMIQUE EN FONCTION DE LA TEMPERATURE DES GAZ & LA BASSE PRESSION



FIG(5.2) -RENDEMENT THERMIQUE EN FONCTION DE LA PRESSON DE CONDENSATION &LA BASSE PRESSION

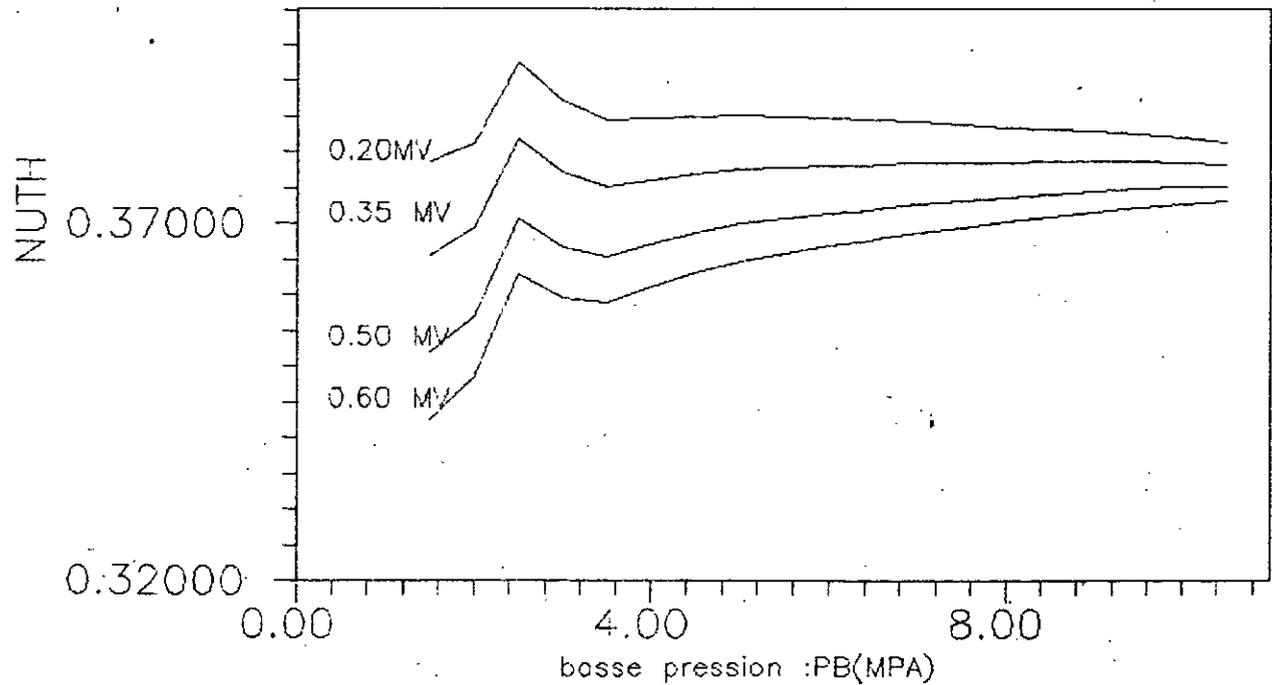


$T_g = 546.85 \text{ C}$

$P_H = 16 \text{ MPA}$

$m_L = 0.35$

FIG(5.3) --RENDEMENT THERMIQUE DU CYCLE EN FONCTION DU DEBIT ml & LA BASSE PRESSION

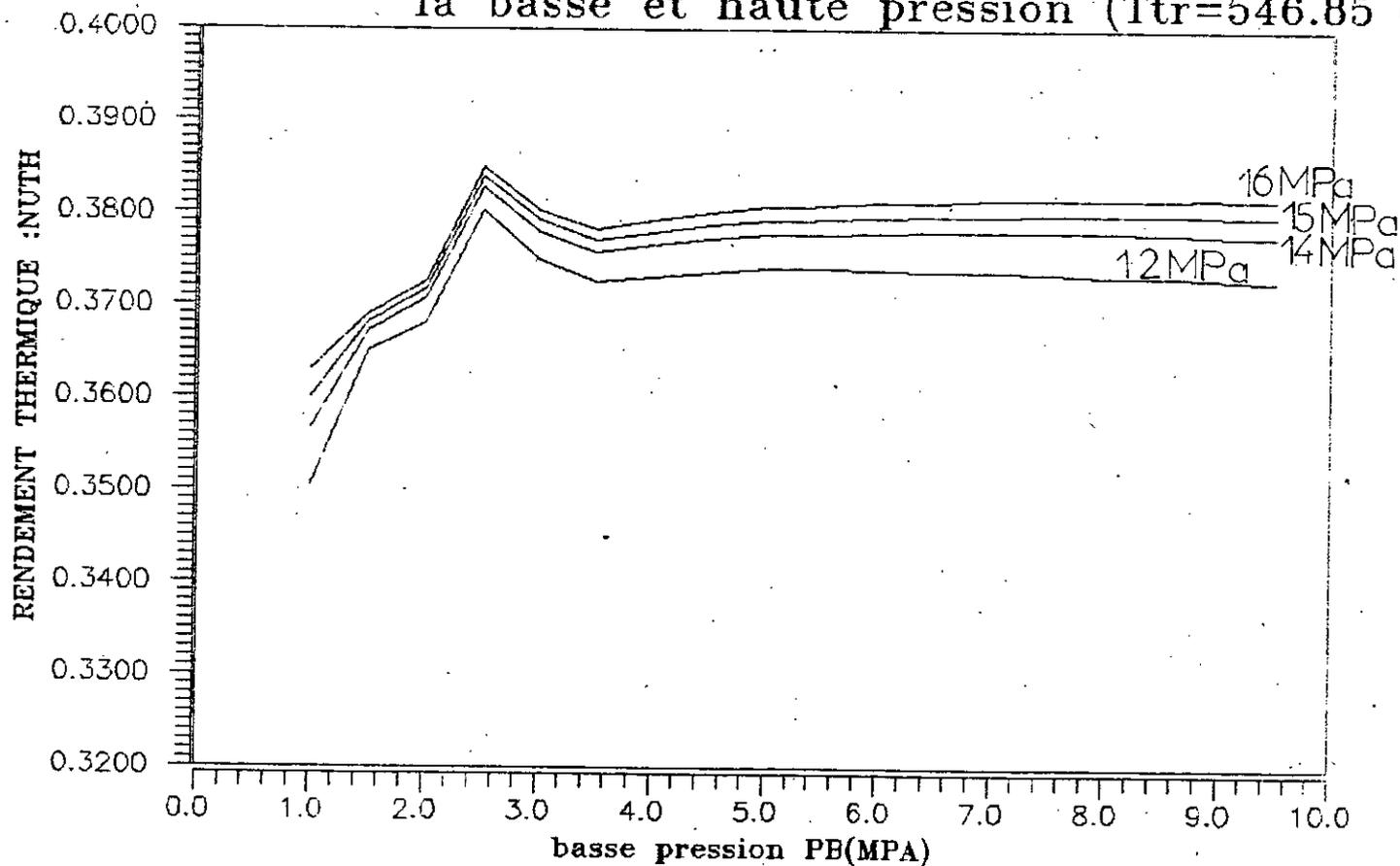


$P_H = 16 \text{ MPA}$

$P_C = 0.007 \text{ MPA}$

$T_g = 546,85 \text{ C}$

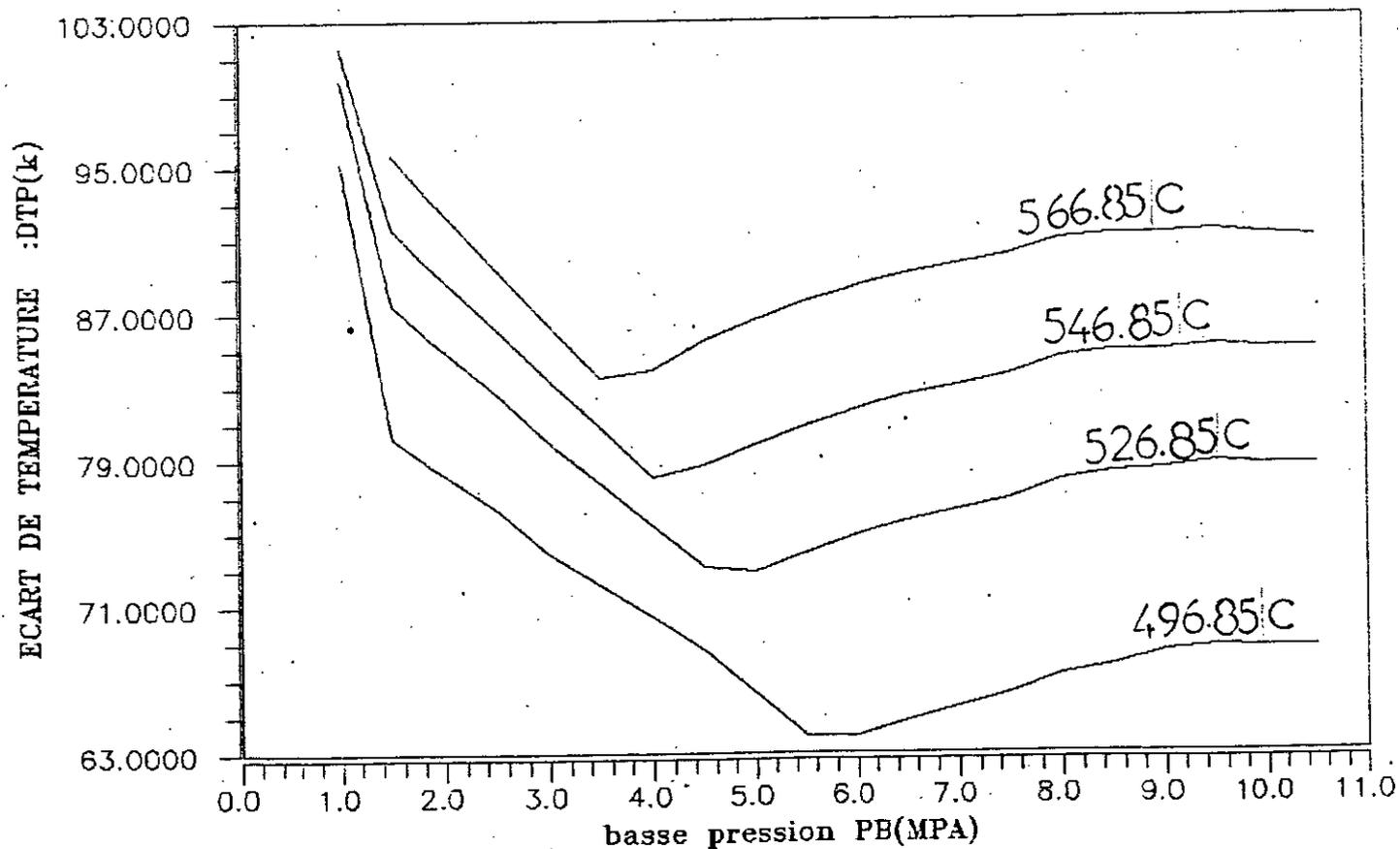
FIG(5.4) : Rendement thermique en fonction de la basse et haute pression ( $T_{tr}=546.85\text{ C}$ )



$P_c = 0.007\text{ MPA}$

$m_L = 0.35$

FIG(5-5) - ECART DE TEMPERATURE AU PINCEMENT  
EN FONCTION DE LA TEMPERATURE DES GAZ ET  
DE LA BASSE PRESSION

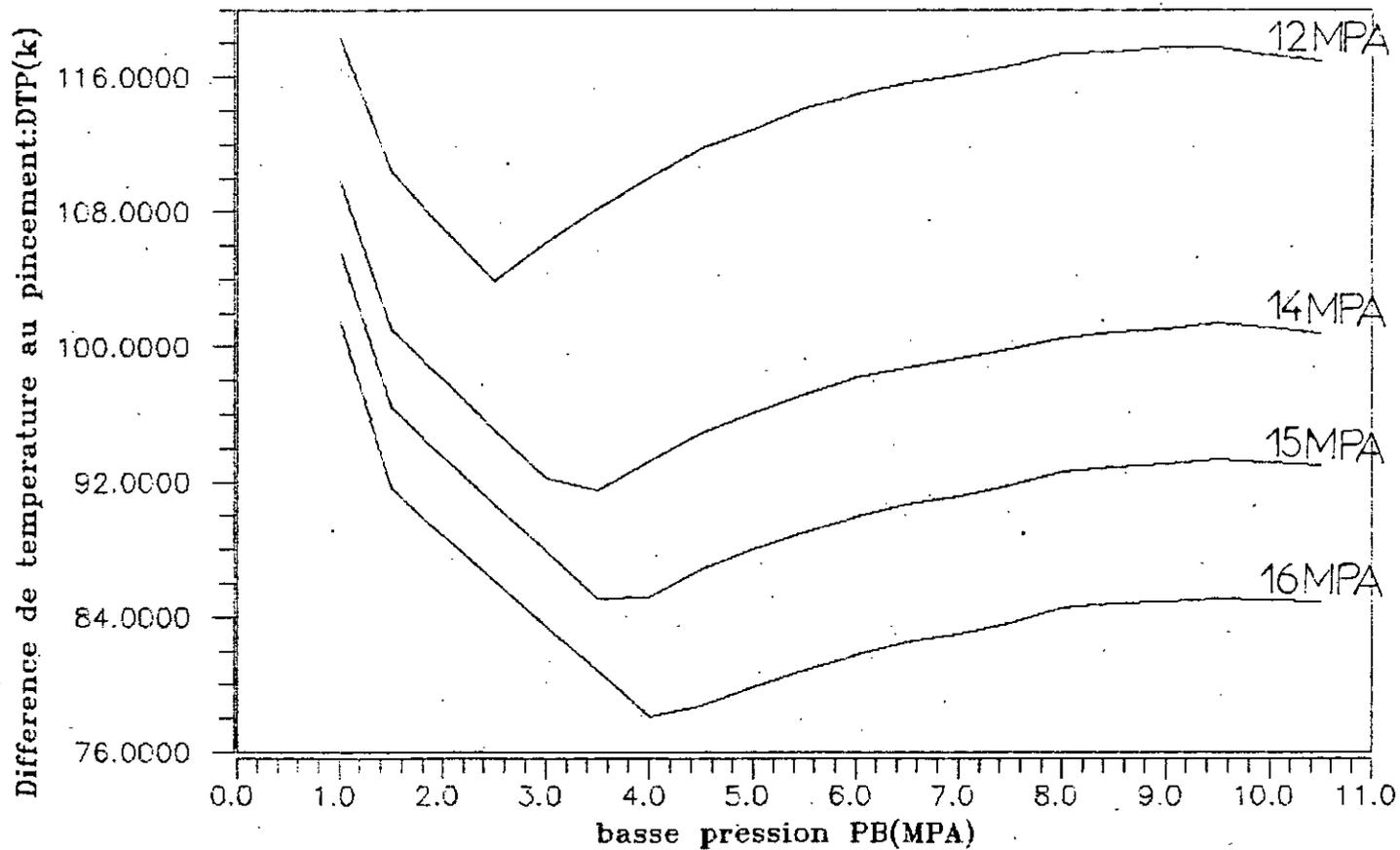


$P_H = 16 \text{ MPA}$

$P_c = 0,007 \text{ MPA}$

$m_L = 0,35$

FIG (5-6) -- ÉCART DE TEMPERATURE AU PINCEMENT  
EN FONCTION DE LA BASSE ET HAUTE PRESSION

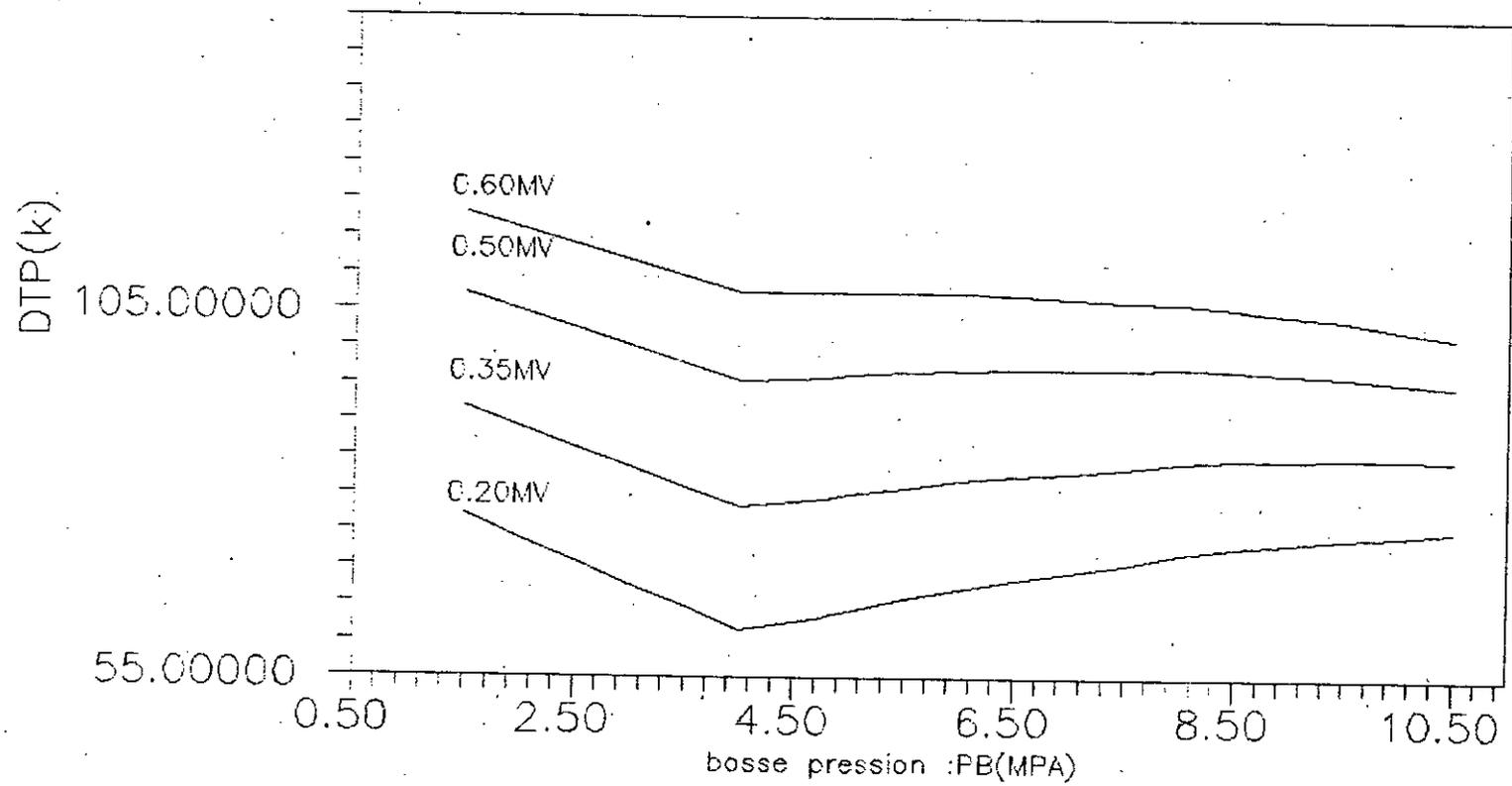


$T_g = 546.85 \text{ C}$

$P_c = 0.007 \text{ MPA}$

$m_L = 0.35$

FIG(5.7) - ECART DE TEMPERATURES AU PINCEMENT  
EN FONCTION DU DEBIT & LA BASSE PRESSION

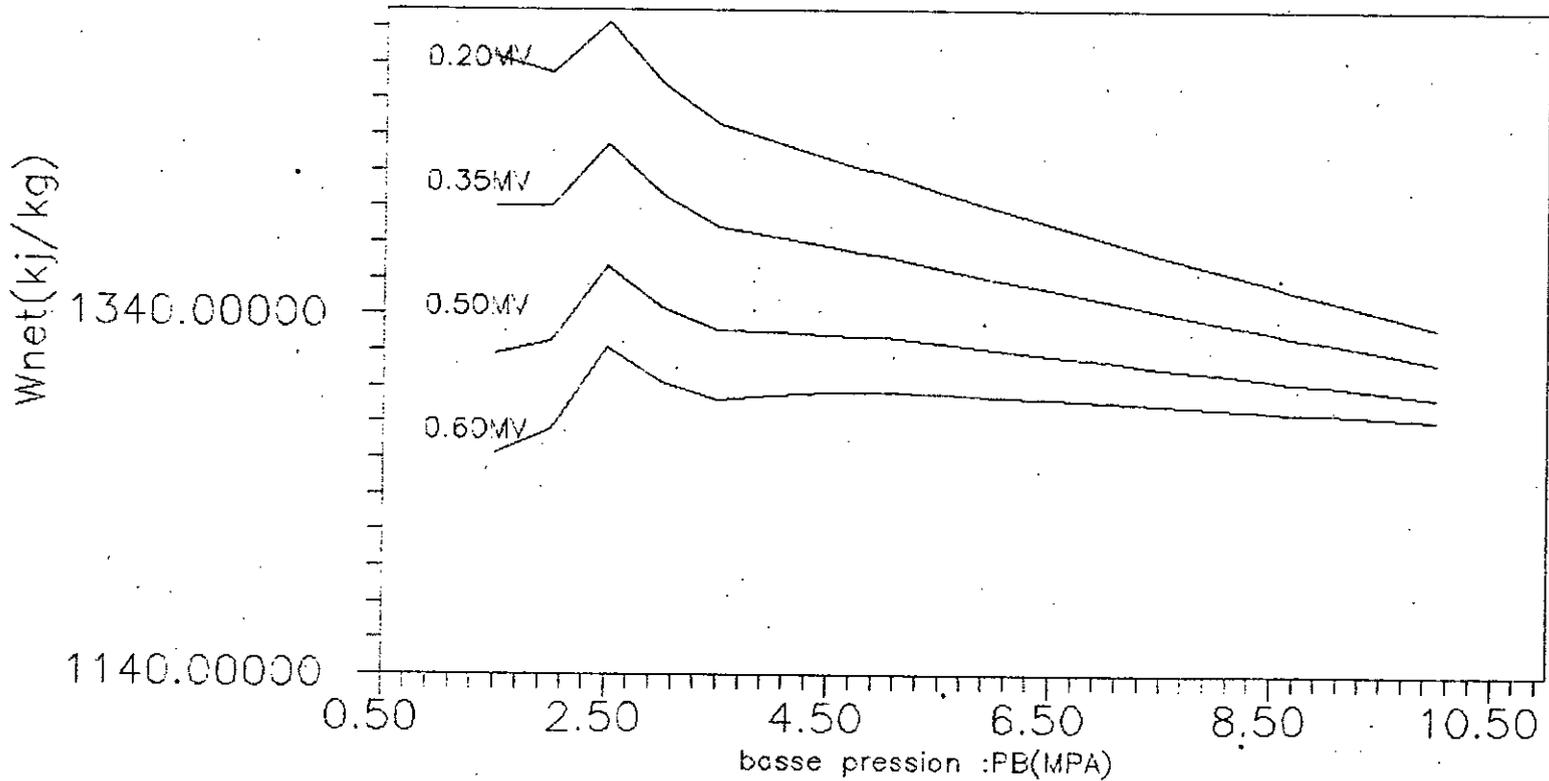


$P_H = 16 \text{ MPA}$

$T_g = 546.85 \text{ C}$

$P_c = 0.007 \text{ MPA}$

FIG(58) - TRAVAIL NET EN FONCTION  
DU DEBIT MASSIQUE  $m_i$  & LA BASSE PRESSION



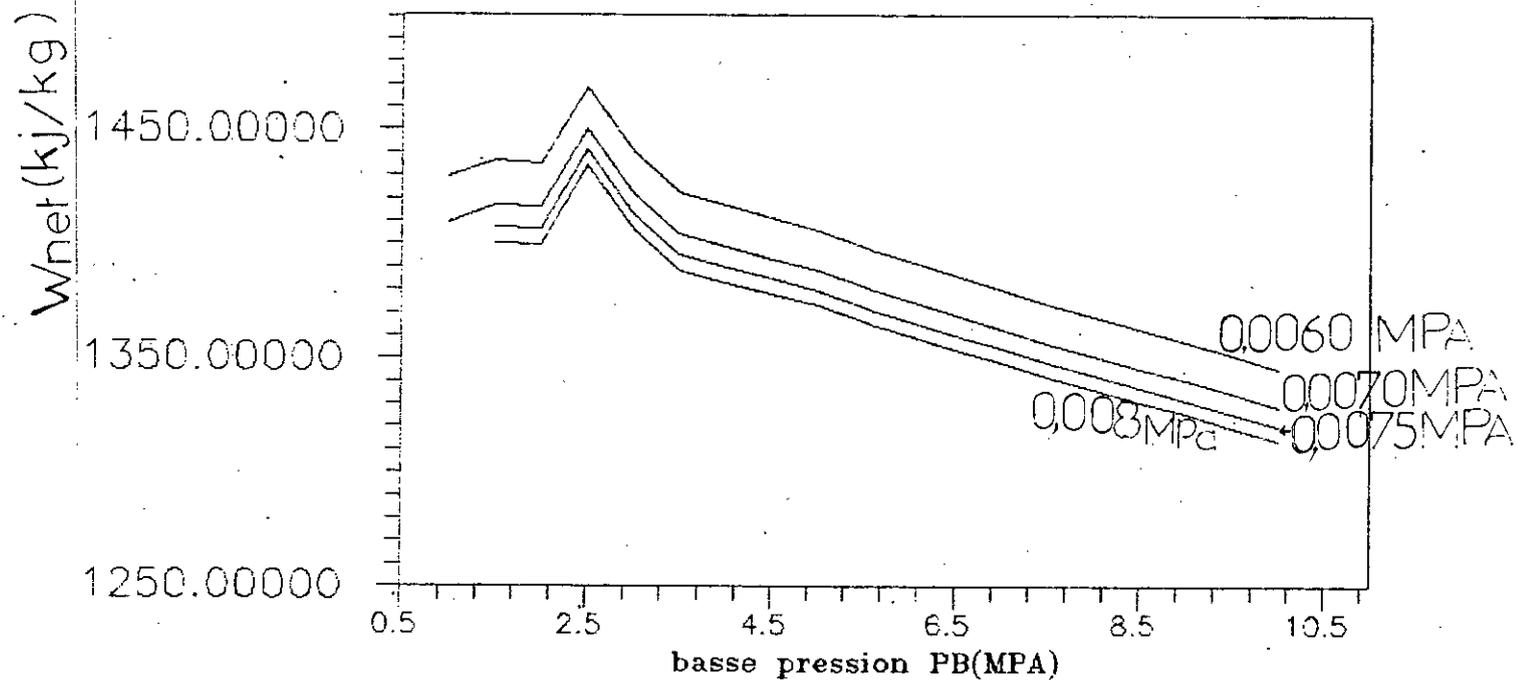
$P_H = 16 \text{ MPA}$

$T_g = 546.85 \text{ C}$

$P_c = 0.007 \text{ MPA}$

FIG (5.9) - TRAVAIL NET EN FONCTION DE LA  
PRESSION DE CONDENSATION & LA BASSE PRESSION

-69-

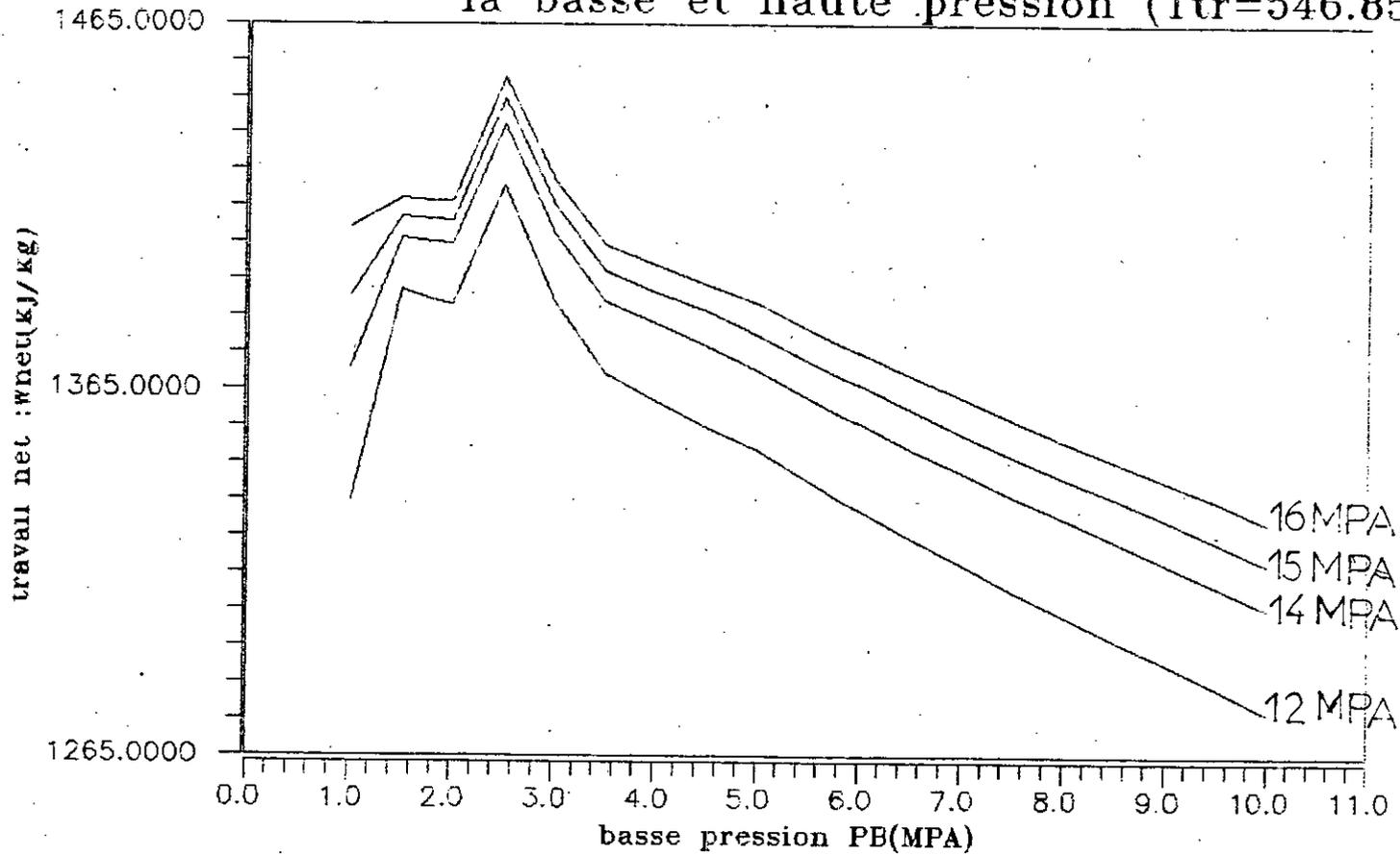


$P_H = 16 \text{ MPa}$

$T_g = 546.85 \text{ C}$

$m_L = 0.35$

FIG(5.10) :Travail net du cycle en fonction de la basse et haute pression ( $T_{tr}=546.85\text{ C}$ )

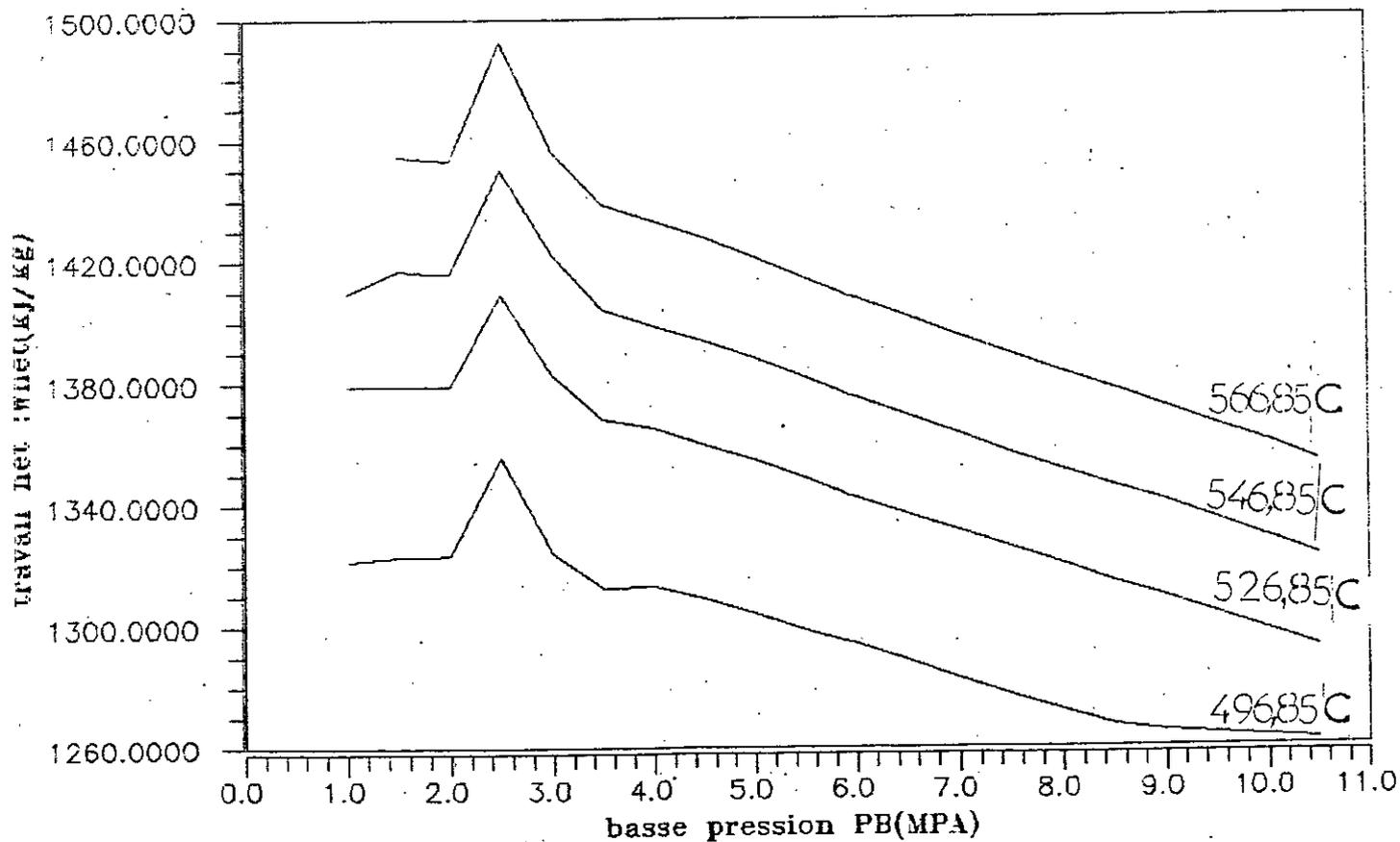


$T_g = 546.85\text{ C}$

$P_c = 0.007\text{ MPA}$

$m_L = 0.35$

FIG (5.11) - TRAVAIL NET DU CYCLE EN  
FONCTION DE LA TEMPERATURE DES GAZ  
ET DE LA BASSE PRESSION

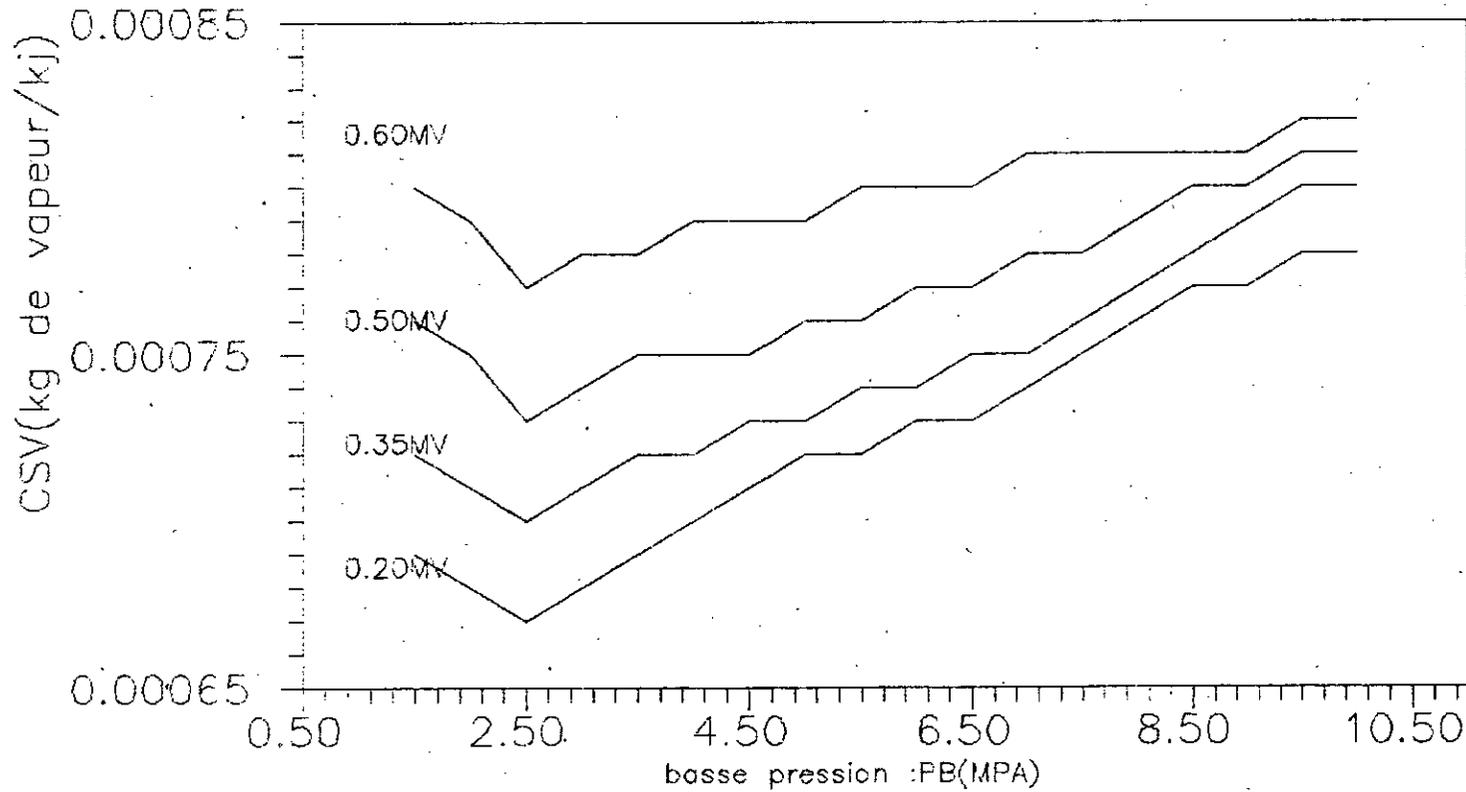


$P_H = 16 \text{ MPA}$

$P_c = 0,007 \text{ MPA}$

$m_c = 0,35$

FIG 5.12] - CONSOMMATION SPECIFIQUE DE VAPEUR  
EN FONCTION DU DEBT ml & LA BASSE PRESSION

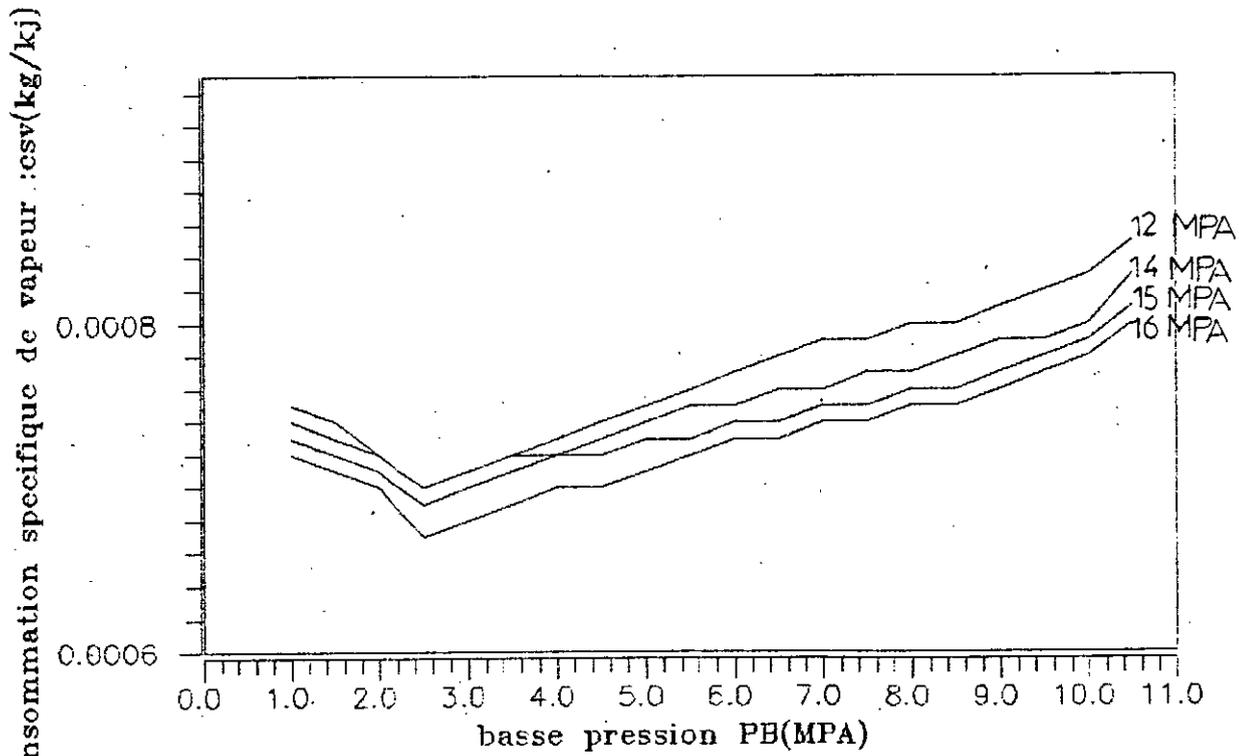


$T_g = 546.85 \text{ C}$

$P_H = 16 \text{ MPA}$

$P_c = 0.007 \text{ MPA}$

FIG(5.13) - Consommation spécifique de vapeur en fonction de la basse et haute pression

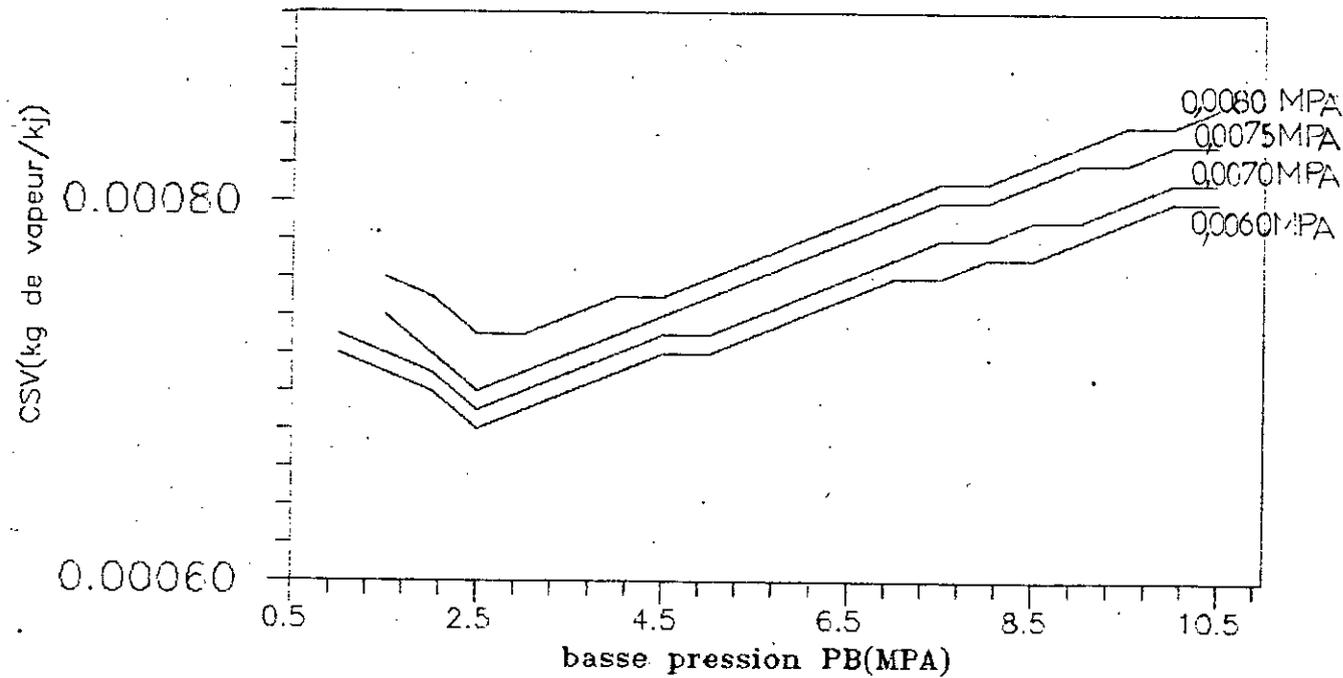


$T_g = 546.85 \text{ C}$

$P_c = 0.007 \text{ MPA}$

$m_L = 0.35$

FIG(5.14)-CONSOMMATION SPECIFIQUE DE VAPEUR  
 EN FONCTION DE LA PRESSION DE CONDENSATION  
 & LA BASSE PRESSION

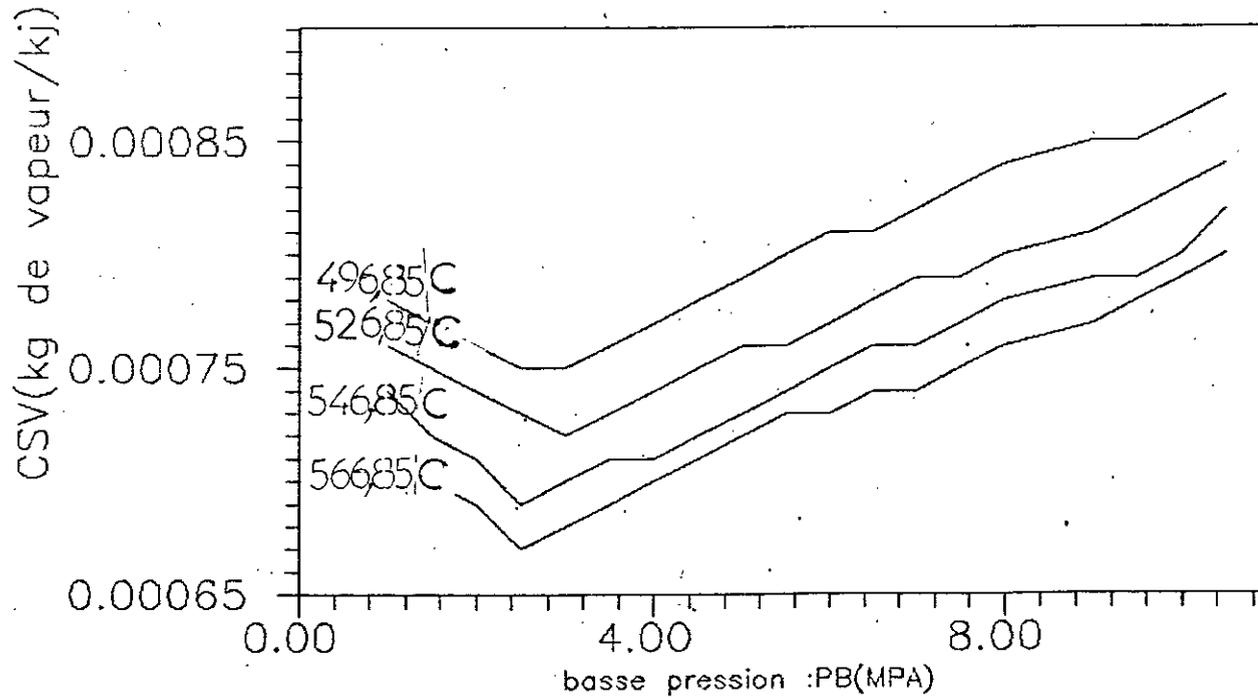


$T_g = 546.85 \text{ C}$

$P_H = 16 \text{ MPA}$

$m_L = 0.35$

fig(5.15) - Consommation spécifique de vapeur  
en fonction de la température des gaz & la basse pression

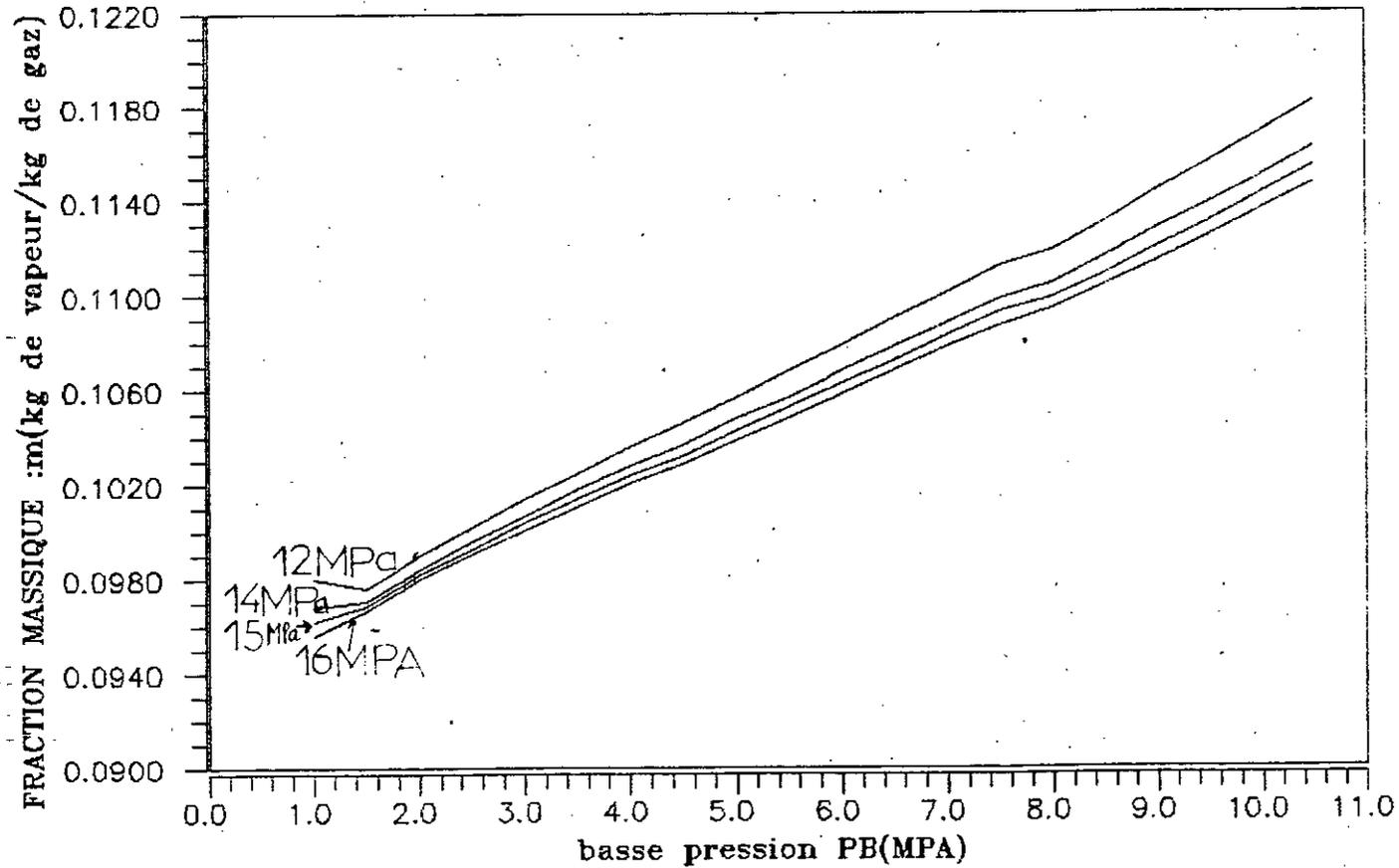


$P_H = 16 \text{ MPA}$

$P_C = 0,007 \text{ MPA}$

$m_L = 0,35$

FIG(5.16) – FRACTION MASSIQUE EN FONCTION DE LA BASSE ET HAUTE PRESSION



$T_g = 546.85 \text{ C}$

$P_c = 0.007 \text{ MPA}$

$m_L = 0.35$

FIG(5.17) - FRACTION DE MASSE EN FONCTION DE LA TEMPERATURE DES GAZ & LA BASSE PRESSION

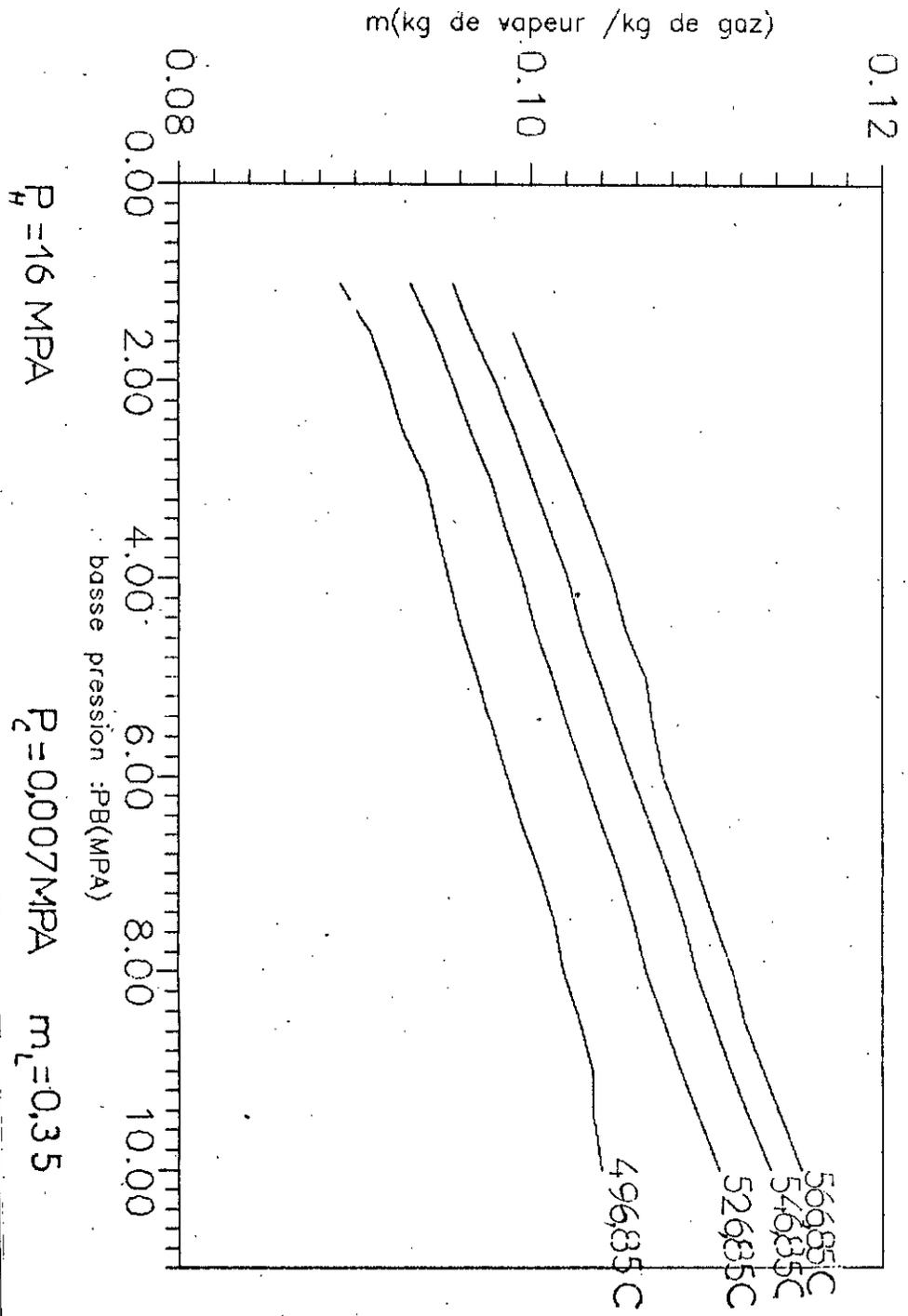
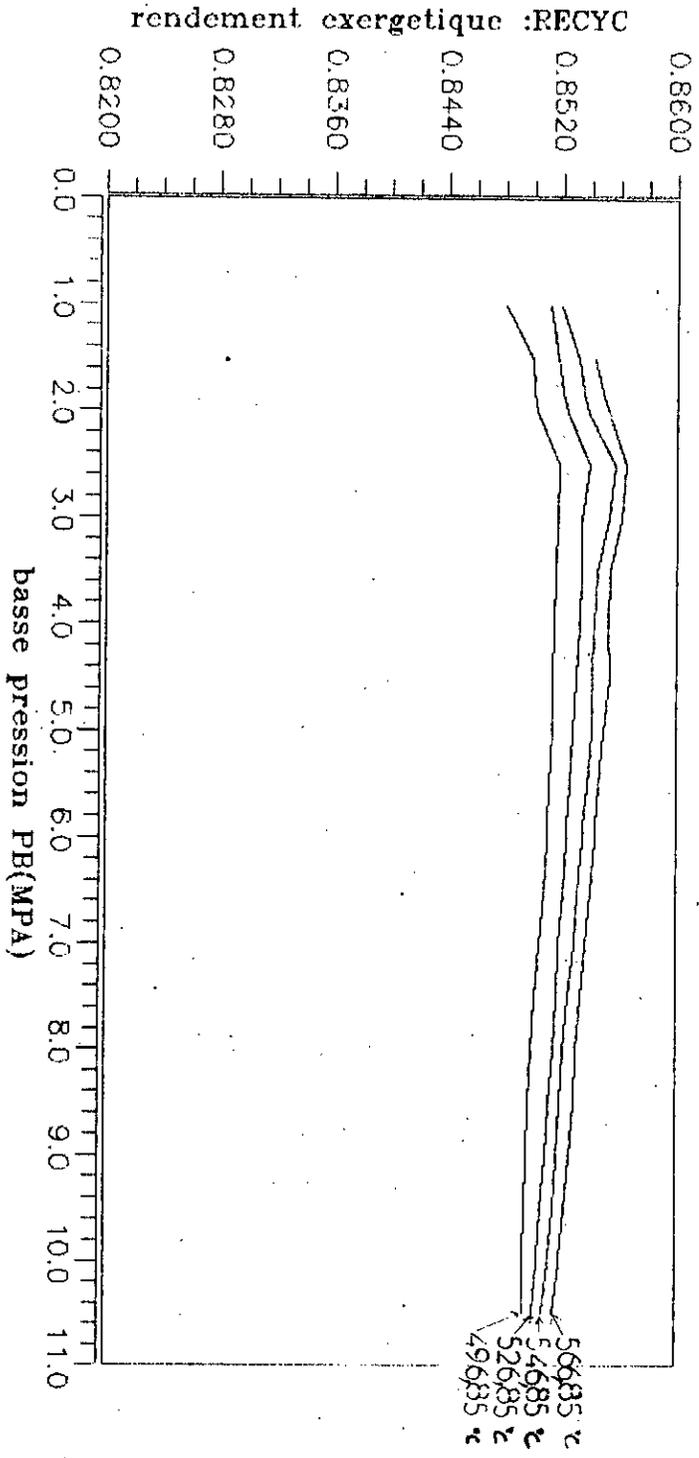


FIG (5.18) - RENDEMENT EXERGETIQUE DU CYCLE  
EN FONCTION DE LA TEMPERATURE DES GAZ  
ET LA BASSE PRESSION

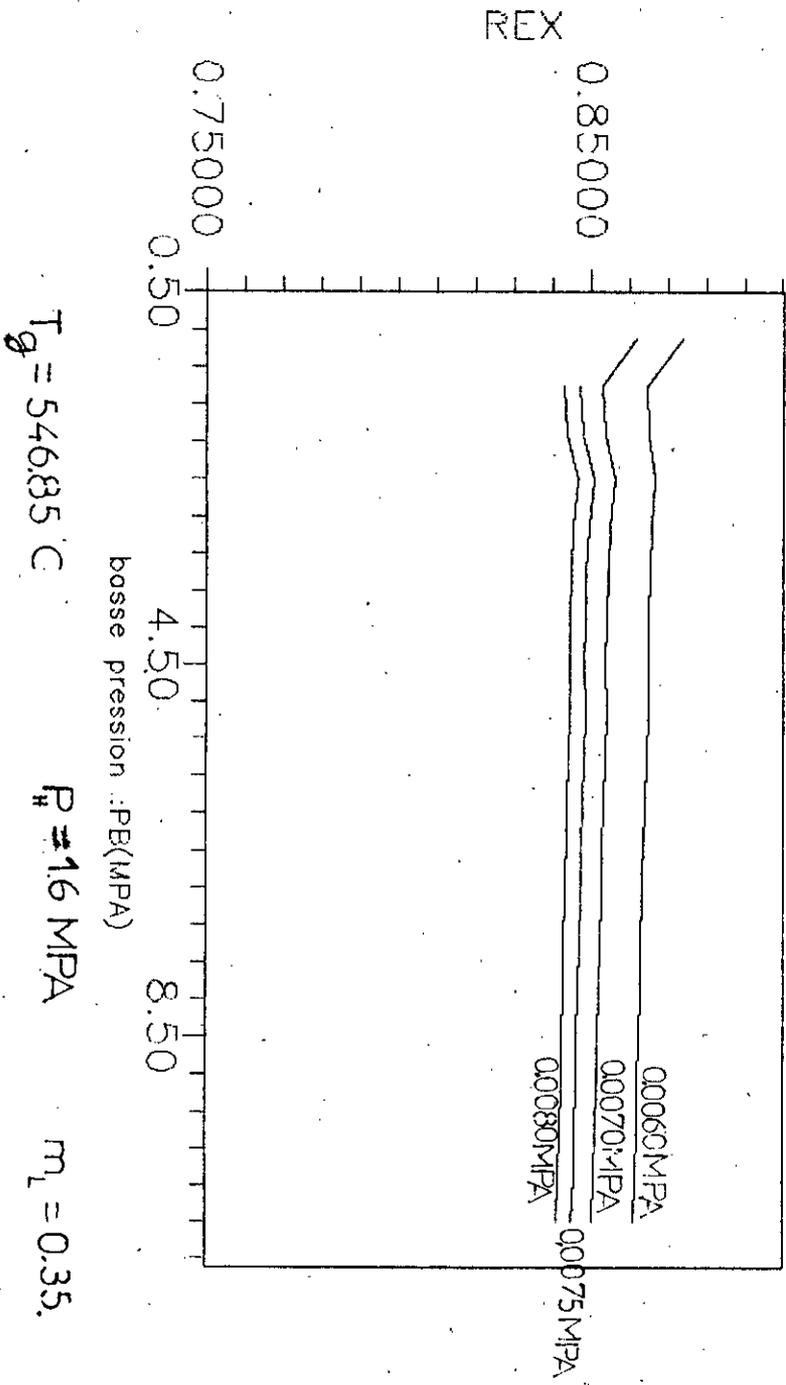


$P_H = 16 \text{ MPa}$

$m_L = 0.35$

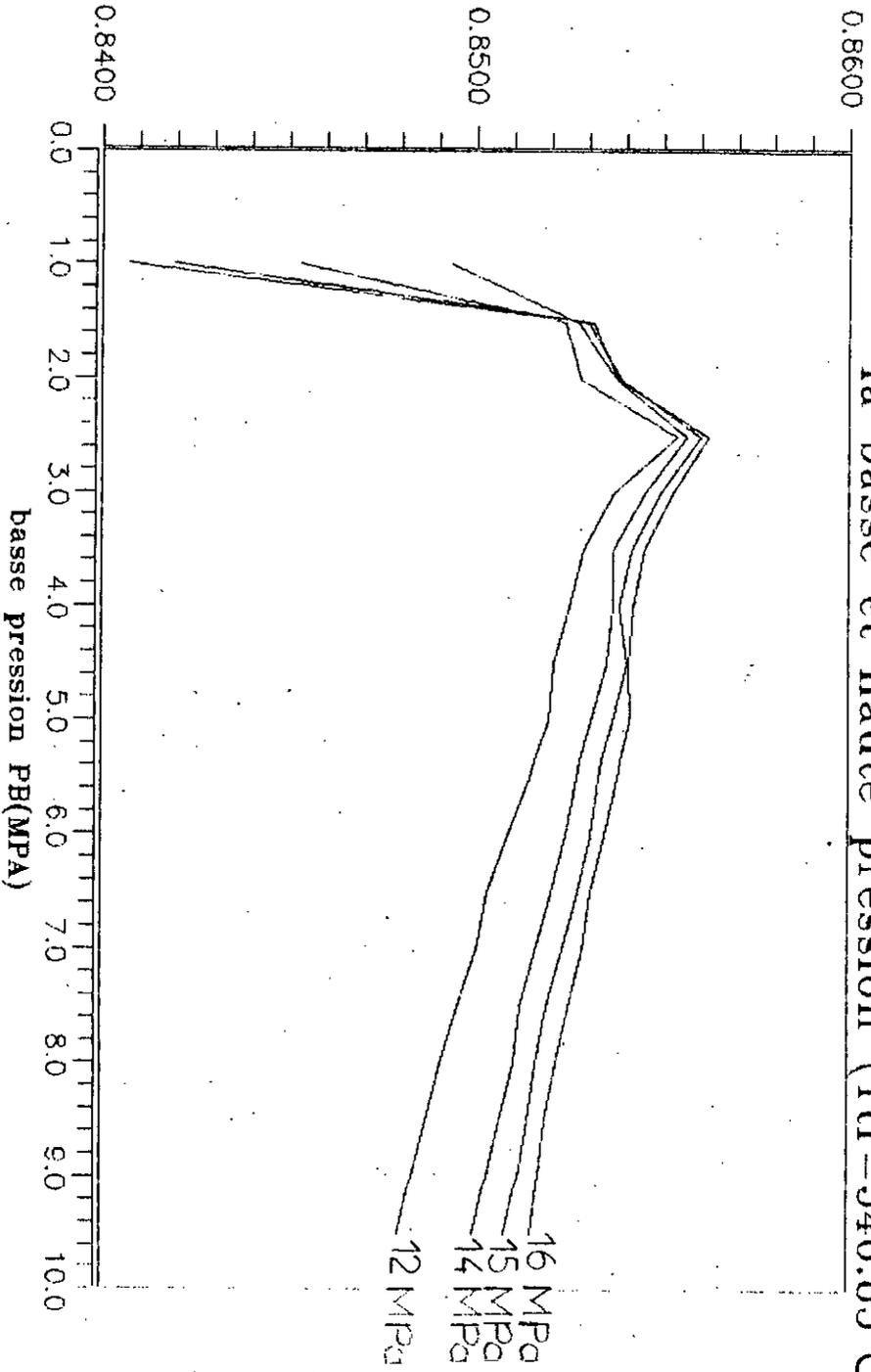
$P_c = 0,007 \text{ MPa}$

FIG(5.19) - RENDEMENT EXERGETIQUE EN FONCTION DE LA PRESSION DE CONDENSATION & la basse pression



A:\>

RENDEMENT EXERGETIQUE :RECYC

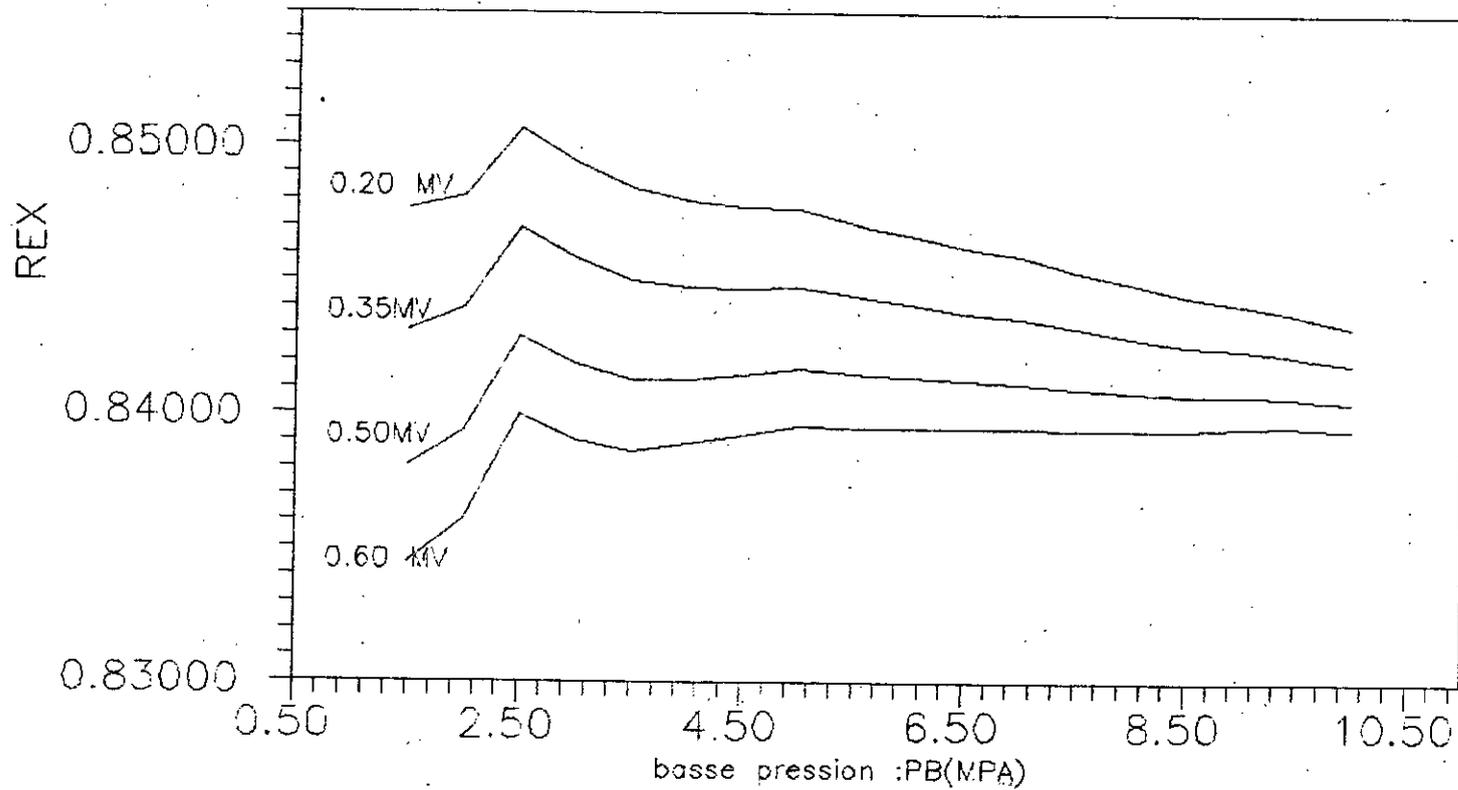


FIG(5.20):Rendement exergetique en fonction de la basse et haute pression (Ttr=546.85 C)

Pc = 0007 MPa

m = 0.35

FIG(5.21)—RENDEMENT EXERGETIQUE EN FONCTION  
DU DEBIT MASSIQUE ml & la basse pression

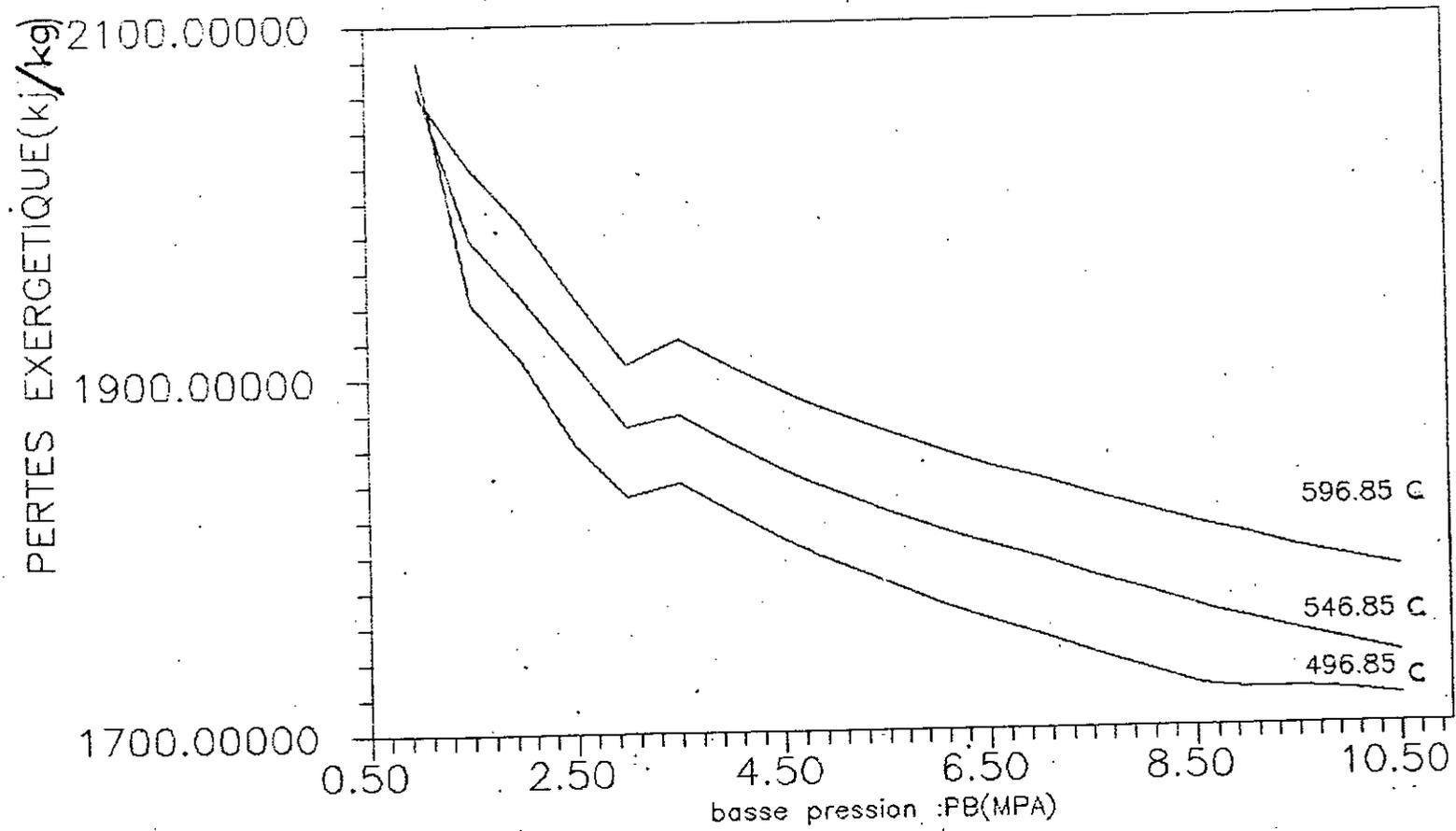


$$T_g = 546.85 \text{ C}$$

$$P_H = 16 \text{ MPA}$$

$$P_C = 0.007 \text{ MPA}$$

FIG (5.21) - PERTE → EXERGETIQUE → TOTALE EN FONCTION DE LA BASSE PRESSION & LA TEMPERATURE DES GAZ

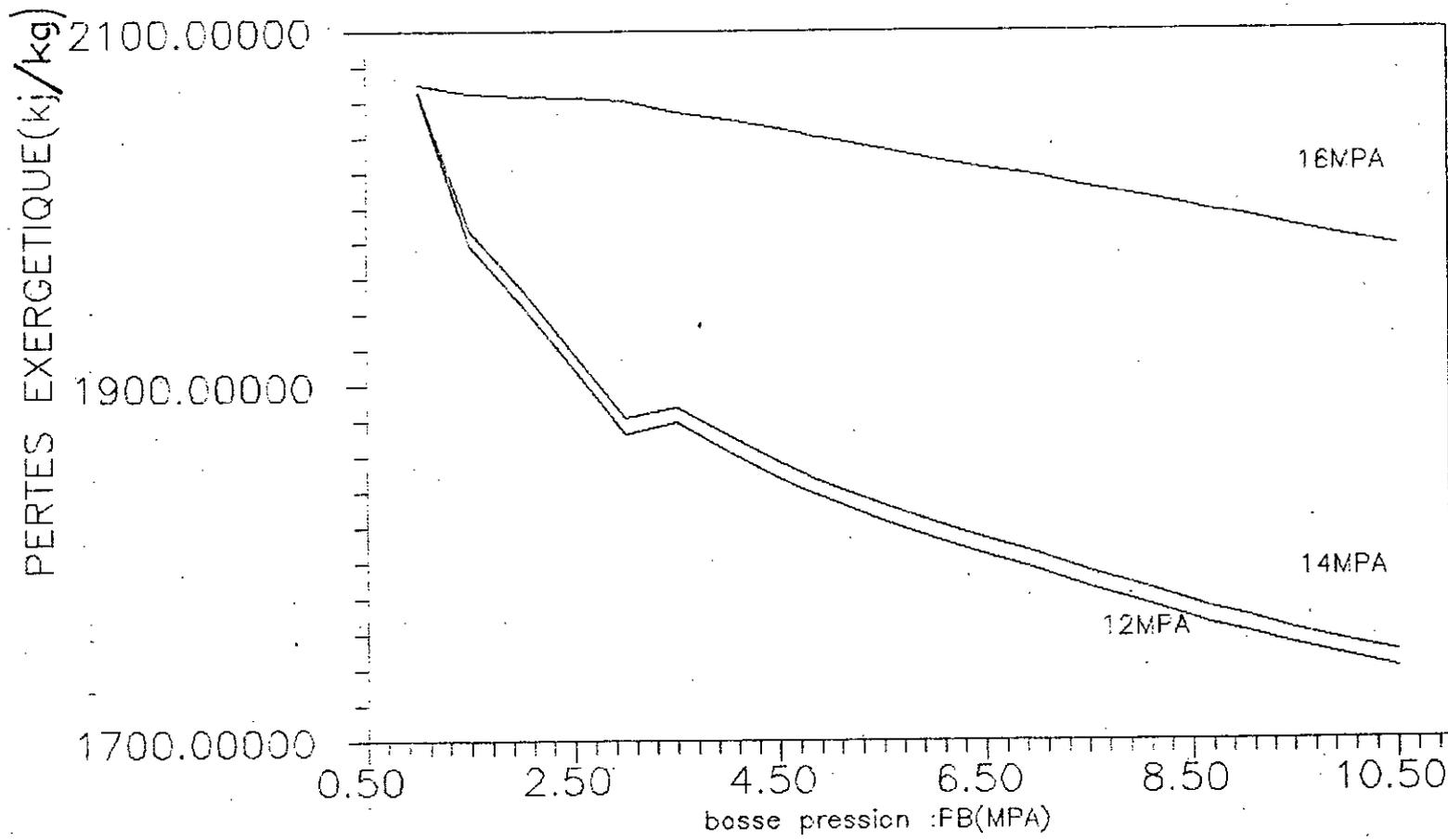


♦ ♦  $P_H = 12 \text{ MPA}$

$P_c = 0,007 \text{ MPA}$

$m_L = 0,35$

FIG (5.23) - PERTES EXERGETIQUES TOTALES  
 EN FONCTION DE LA HAUTE PRESSION ET BASSE PRESSION



- 333 -

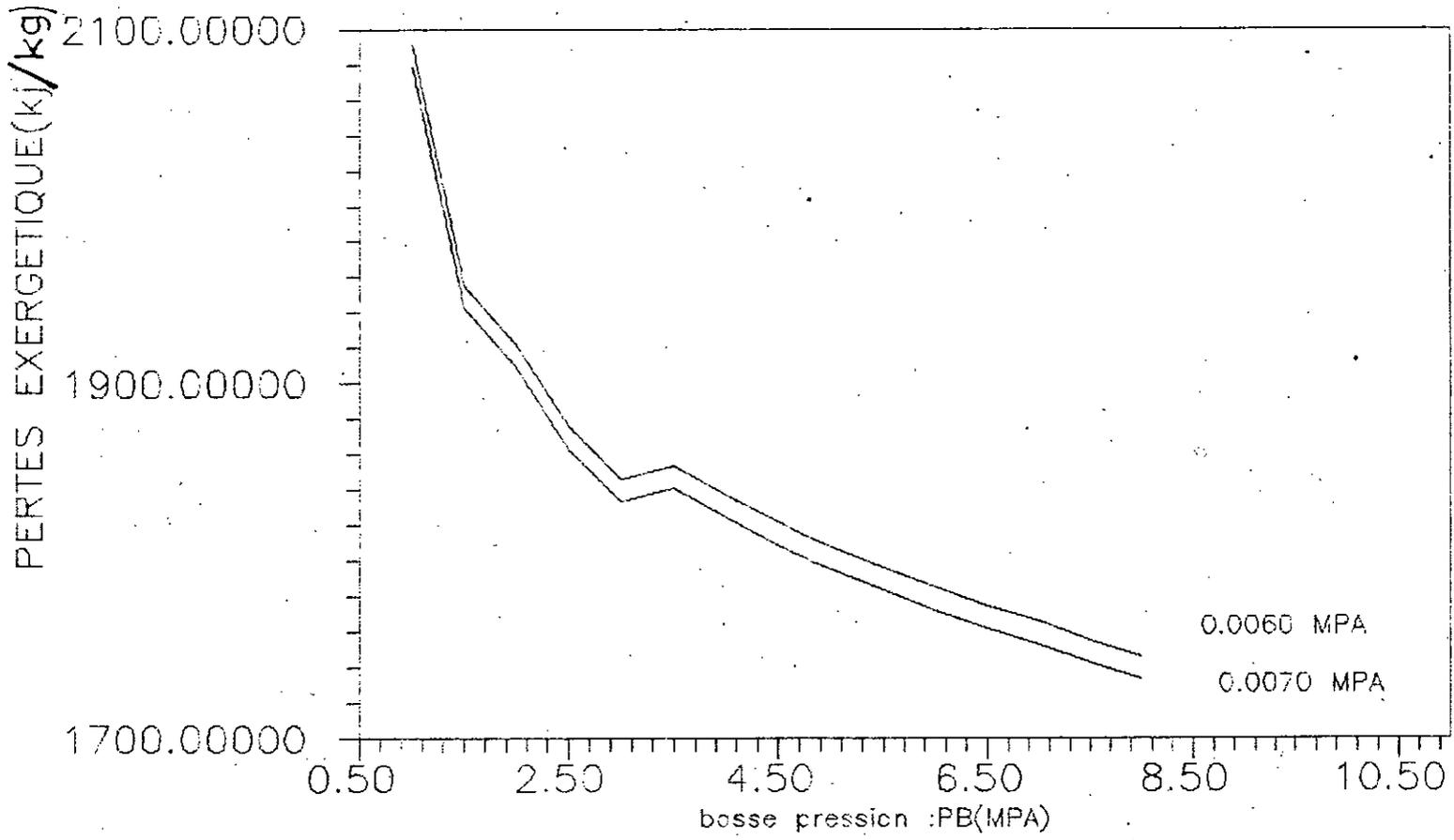
19♦♦

$T_g = 546.85 \text{ C}$

$P_c = 0.007$

$m_L = 0.35$

FIG(5.24) - PERTE → EXERGETIQUE → TOTALE EN FONCTION DE LA BASSE PRESSION & LA PRESSION DE CONDENSATION



$T_g = 496.85 \text{ } ^\circ\text{C}$

$P_H = 12 \text{ MPA}$

$m_L = 0.35$

## C O N C L U S I O N :

L'étude nous a permis de compléter et d'approfondir de façon appréciable nos connaissances en thermodynamique, cette Science qui est la base de toute l'énergetique industrielle.

En allant au plus profond des choses, aussi bien sur le plan qualitatif que sur le plan quantitatif, l'analyse exergétique nous permet d'apprécier à leur juste valeur les sources d'irréversibilité et de suggérer par voie de conséquence, à quel niveau doivent intervenir les chercheurs.

C'est ainsi que, pour le cycle que nous avons étudié, les interventions doivent porter principalement sur l'optimisation de l'échange de chaleur au niveau de la chaudière de récupération. Deux paramètres se sont révélés déterminants pour cette optimisation : la pression du circuit BP et le rapport des débits massiques de vapeur dans les deux circuits HP et BP.

Concernant ces deux paramètres, deux résultats sont déjà établis :

- Pour la pression du circuit BP, l'optimum est d'obtenir pour un pincement minimum ;

- En ce qui concerne le rapport des débits massiques, l'optimum semble être à l'avantage du débit du circuit HP.

L'objectif qui a été assigné à la présente étude se limitant à une analyse du cycle par la méthode exergétique, nous estimons avec satisfaction qu'il est atteint.

Il reste cependant à compléter cette étude par l'exploration complète des possibilités qu'offrent les deux paramètres sus-cités pour optimiser le cycle.

BIBLIOGRAPHIE :

-----

- 1 - Thermodynamique technique V. MIRILLIN MIR-81  
V. SYTOHEV
- 2 - Fundamentals of classical VAN WALEN OPU(arabe)  
thermodynamics R. SORHATA 1981
- 3 - Thermodynamique et energetique L. BOREL Tec. Doc-84  
(2 volumes) (Suisse)
- 4 - Thermodynamique et optimisation M. FEIDT Tec. Doc-87  
energetique des systemes.
- 5 - Thermodynamique technique HOUBERECHTS Belgique  
(2° édition)
- 6 - Application of engineering G. BOXER 1979  
thermodynamics(2 tomes)
- 7 - Thermodynamique P. CHAMBADALL Nyrolles74
- 8 - Technique de l'ingenieur(A5I5)
- 9 - Thermique generale L. CHVETS MIR-69

Revue :

- 10 - Vocabulaire thermodynamique REVUE GENERALE DE LA  
THERMIQUE (N° 115/1971)
- 11 - Approche exergetique de la ENTROPIE (N° 139/1988)  
gestion d'un stockage d'energie
- 12 - Energie analysis of combined ASME (N° 109/1987)  
cycles (Part 2) p240
- 13 - Retour sur l'entropie ENTROPIE (N° 142/1988)
- 14 - La centrale combinee BROWN-BROVERI (N° 11/1982)
- 15 - Centrales à vapeur BROWN-BROVERI (N° 3, 4/1984)
- 16 - The application of availability ASME (N° 110/1988)  
and energy balances to Diesel engine
- 17 - RANKINE: a computer software package ASME (N° 109/1987)  
for the analysis and design of steam  
power generating

COURS & PFE :

- 18 - Cours TCE M. ATT ALI EMP 87/88
- 19 - Cours thermodynamique Mr. Bennour EMP 89/90
- 20 - Etude energetique d'une H. MEHOUME EMP 84  
turbine à vapeur (PFE)
- 21 - Etude d'une turbine à R. Bennacer EMP 89  
vapeur (PFE)

-----

ANNEXE A

PROGRAMME INFORMATIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

CALCUL THERMODYNAMIQUE D'UN CYCLE A VAPEUR A DEUX NIVEAUX DE  
PRESSIONS

PROJET DE FIN D'ETUDES :

Etude thermodynamique d'un cycle a vapeur  
avec LA METHODE EXERGITIQUE

Propose & Dirige par : MR H.BENNOUR

Etudie par : ALLICHE MOUNIR

```
*****
DIMENSION X(4,12),BV(8),Y(4,19),TH(13,3),BG(3)
DIMENSION VSU(4,12,36),VSA(72,8),E(4,19,6),PG(36),PL(6)
REAL L1,L2,L3,L4,L5,L6,M,L,MG,MV,ML,MH
REAL LETG,LER,LETV,LECOND,LESF,LEmec,LED,LEP
REAL NUHP,NUBP,NUP,NUIC,NOTH,NUIG,NUM,NUEF,NUTV,NUCH
CHARACTER *3 ENT
CHARACTER *2 AM
OPEN(UNIT=15,FILE='NAT.RES',STATUS='NEW')
OPEN(UNIT=16,FILE='NAT2.RES',STATUS='NEW')
OPEN(UNIT=17,FILE='NAT3.RES',STATUS='NEW')
OPEN(UNIT=20,FILE='ALL1.RES',STATUS='NEW')
```

ENTREE DES DONNEES :

=====

```
CALL CALCUL
OPEN (UNIT=51,FILE='MOU.DAT',STATUS='OLD')
WRITE(15,1)
FORMAT(10X,'DONNEES:',/,10X,'=====',/)
READ(51,*)TG1
WRITE(15,111)TG1
111   FORMAT(1X,'Temperature des gaz a l"entree :',F6.2,'K')
READ(51,*)DTG
WRITE (15,2)DTG
2   FORMAT(1X,'Chute de temperature|TURBINE A GAZ-CHAUDIERE|'
1   ,F6.2,'K')
READ(51,*)DTapr
WRITE(15,3)DTapr
3   FORMAT(1X,'Chutte de temperature dans le recuperateur :'
1   ,F6.2,'K')
READ(51,*)P12
WRITE(15,4)P12
4   FORMAT(1X,'Haute pression ?',F6.2,'[MPA]')
READ(51,*)DP
```

```

5 WRITE(15,5)DP
  FORMAT(1X,'Perte de charge [%] ? ',F6.2)
  READ(51,*)PC
  WRITE(15,6)PC
6  FORMAT(1X,'Pression de condensation ? ',F8.4,'[MPa]')
  READ(51,*)DTP
  WRITE(15,7)DTP
7  FORMAT(1X,'Difference min de temperature au pincement ?'
1  ,F6.2,'K')
  READ(51,*)TCmin
  WRITE(15,8)TCmin
8  FORMAT(1X,'Temperature min a la cheminee ? ',F6.2,'K')
  read(51,*)MG
  write(15,9)MG
9  FORMAT(1X,'Debit de gaz [Kg d"air] ? ',F6.2,'KG')
  READ(51,*)ML
  READ(51,*)NUM
  READ(51,*)NUCH
  READ(51,*)NUBP,NUHP,NUP
  WRITE(15,10)ML,NUM,NUCH
10 FORMAT(1X,'FRACTION DE VAPEUR BP PAR 1KG vapeur:',F8.4, /
1  1X,'RENDEMENT MECANIQUE : ',F8.4,/,1X,'RENDEMENT DE LA
2  CHAUDIERE DE RECUPERATION: ',F8.4)
  WRITE(15,11)NUP,NUBP,NUHP
11 FORMAT(1X,'RENDEMENT DE LA POMPE: ',F8.4,/,1X,'RENDEMENT DE
1  LA TURBINE BP: ',F8.4,/,1X,'RENDEMENT DE LA TURBINE HP: ',F8.4,
2  /,10X,20(H-),/,/)
  WRITE(15,99)
99  FORMAT(10X,'RESULTATS : ',/,10X,12(H=),/,/)

```

```

C -----
C
C LECTURE DES DONNEES TABULAIRES RELATIVES A LA VAPEUR :
C =====
C

```

```

  OPEN(UNIT=5,FILE='RAB.DAT',STATUS='OLD')
  READ(5,*)(PG(N),N=1,36)
  READ(5,*)((VSU(I,J,K),I=1,4),J=1,12),K=1,36)

```

```

  OPEN(UNIT=5,FILE='RAC.DAT',STATUS='OLD')
  READ(5,*)((VSA(I,J),J=1,8),I=1,72)

```

```

  OPEN(UNIT=5,FILE='OUZ.DAT',STATUS='OLD')
  READ(5,*)(PL(N),N=1,6)
  READ(5,*)((E(I,J,K),I=1,4),J=1,19),K=1,6)

```

```

  OPEN(UNIT=6,FILE='GAZ.DAT',STATUS='OLD')
  READ(6,*)((TH(I,J),J=1,3),I=1,13)

```

C  
C  
C  
C

DETERMINATION DES POINTS DU CYCLE :

=====

```
TG2=TG1-DTG
AM='T'
CALL GAZ(AM,TG1,TH,HG1,SG1,BG)
AM='T'
CALL GAZ(AM,TG2,TH,HG2,SG2,BG)
TT10=TG2-DTapr
T10=TT10-273.15
```

```
P10=P12
T20=T10
T1=T10
T2=T20
P1=P10*(1-DP)
ENT='T'
```

```
CALL INTER2(ENT,P1,T1,V1,H1,S1,PG,X,VSU)
ENT='T'
CALL INTER2(ENT,P10,T10,V10,H10,S10,PG,X,VSU)
```

```
WRITE(20,765)T10,P10,PC
765 FORMAT(4X,'T10=',F8.4,4X,'PH=',F8.4,'PC=',F8.4,/,8X,'PB(MPA)',
1 4X,'PERTES(KJ)',/)
```

```
WRITE(17,777)T10,P12,ML,PC
777 FORMAT(2X,'Ttr=',F8.4,'K',9X,'PHP=',F8.4,
1 'MPA',5X,'ML=',F8.4,4X,'PC=',F8.4,'MPA',/,72(H-),/,2X,'PBP',
2 3X,'PBP/PHP',2X,'NUTH';5X,'RECYC',7X,'Wnet',9X,
3 'DTPI',7X,'CSV',7X,'m',/,/,70(H-),/)
```

```
DO 100 I=1,20
P8=.5*(I+1)
X8=0
```

```
CALL INTER1(P8,VSA,T8,Vf8,Vg8,Hf8,Hg8,Sf8,Sg8,BV)
H8=Hf8
S8=Sf8
V8=Vf8
P2=P8*(1-DP)
P20=P8
```

```
ENT='T'
CALL INTER2(ENT,P20,T20,V20,H20,S20,PG,X,VSU)
ENT='T'
CALL INTER2(ENT,P2,T2,V2,H2,S2,PG,X,VSU)
```

```
P16=P2
S16=S1
ENT='S'
CALL INTER2(ENT,P16,T16,V16,H16,S16,PG,X,VSU)
Hmix=H1-NUHP*(H1-H16)
```

```
P161=P20
S161=S1
ENT='S'
CALL INTER2(ENT,P161,T161,V161,H161,S161,PG,X,VSU)
```

```

ENTX=H2
CALL INTER2(ENT,Pmix,Tmix,Vmix,Hmix,Smix,PG,X,VSD)
Pmx=P20
Hmx=H1-NUHP*(H1-H161)
ENT='H'
CALL INTER2(ENT,Pmx,Tmx,Vmx,Hmx,Smx,PG,X,VSD)
P31=PC
S31=S2
CALL INTER1(P31,VSA,T31,Vf31,Vg31,Hf31,Hg31,Sf31,Sg31,BV)
X31=(S31-Sf31)/(Sg31-Sf31)
H31=Hf31+X31*(Hg31-Hf31)
V31=Vf31+X31*(Vg31-Vf31)
P3=P31
CALL INTER1(P3,VSA,T3,Vf3,Vg3,Hf3,Hg3,Sf3,Sg3,BV)
H3=H2-NUBP*(H2-H31)
X3=(H3-Hf3)/(Hg3-Hf3)
V3=Vf3+X3*(Vg3-Vf3)
S3=Sf3+X3*(Sg3-Sf3)
IF (X3.LE.0.85) GO TO 100
IF (X3.GT.1) GOTO 100
P4=P3*(1-DP)
CALL INTER1(P4,VSA,T4,Vf4,Vg4,Hf4,Hg4,Sf4,Sg4,BV)
V4=Vf4
H4=Hf4
S4=Sf4
T5=T4-10
CALL INTER4(T5,VSA,P5,Vf5,Vg5,Hf5,Hg5,Sf5,Sg5,BV)
V5=Vf5
H5=Hf5
CPE=4.183
S5=S4+CPE*LOG((T5+273.15)/(T4+273.15))
P61=P8
S61=S5
IF (P8.GT.5) GOTO 200
V61=V5
H61=H5+V5*(P8-P5)*1000
CALL INTER5(H61,VSA,T61,Vf61,Vg61,GG,Hg61,Sf61,Sg61,BV)
GOTO 201
200 ENT='S'
CALL INTER3(ENT,P61,T61,V61,H61,S61,PL,Y,E)
201 P6=P61
H6=H5+(H61-H5)/NUP
IF (P8.GT.5) GOTO 220
CALL INTER5(H6,VSA,T6,Vf6,Vg6,GG,Hg6,Sf6,Sg6,BV)
V6=V5
H6=H5+(H61-H5)/NUP
S6=S61+CPE*LOG((T6+273.15)/(T61+273.15))
GOTO 230
220 H6=H5+(H61-H5)/NUP
ENT='H'
CALL INTER3(ENT,P6,T6,V6,H6,S6,PL,Y,E)
230 P9=P2

```

```

CALL INTER1(P9,VSA,T9,Vf9,Vg9,Hf9,Hg9,Sf9,Sg9,BV)
V9=Vg9
H9=Hg9
S9=Sg9
P71=P12
S71=S5
ENT='S'
CALL INTER3(ENT,P71,T71,V71,H71,S71,PL,Y,E)
P7=P12
H7=H5+(H71-H5)/NUP
ENT='H'
CALL INTER3(ENT,P7,T7,V7,H7,S7,PL,Y,E)
CALL INTER1(P12,VSA,T12,Vf12,Vg12,Hf12,Hg12,Sf12,Sg12,BV)
V12=Vf12
H12=Hf12
S12=Sf12
P11=P1
CALL INTER1(P11,VSA,T11,Vf11,Vg11,Hf11,Hg11,Sf11,Sg11,BV)
V11=Vg11
H11=Hg11
S11=Sg11
T13=T8
P13=P12
ENT='T'
CALL INTER3(ENT,P13,T13,V13,H13,S13,PL,Y,E)
P15=P2
T15=T11
ENT='T'
CALL INTER2(ENT,P15,T15,V15,H15,S15,PG,X,VSU)
P41=P3
T41=T3
CALL INTER4(T41,VSA,P,Vf41,Vg41,Hf41,Hg41,Sf41,Sg41,VB)
S41=Sf41
H41=Hf41
T51=T41-10
CALL INTER4(T51,VSA,P51,Vf51,Vg51,Hf51,Hg51,Sf51,Sg51,BV)
V51=Vf51
H51=Hf51
S51=Sf51
T7=T7+0.5

```

-----

CALCUL DES EXERGIES EN DIFFERENTS POINTS:

=====

ON PRENDRA T0=25 [C]

Ta=25.0

CALL INTER4(Ta,VSA,P0,Vf0,Vg0,Hf0,Hg0,Sf0,Sg0,BV)

T0=Ta+273.15

H0=Hf0

S0=Sf0

B1=H1-H0-T0\*(S1-S0)

B2=H2-H0-T0\*(S2-S0)

B3=H3-H0-T0\*(S3-S0)

B4=H4-H0-T0\*(S4-S0)

B5=H5-H0-T0\*(S5-S0)



WRITE(15,94)X3  
94 FORMAT(2X,/,8X,'X3=',F8.5,/,/,6X,20(H-),/)

-----  
CALCUL ENERGETIQUE :

=====

\*\*\* RECHERCHE DE L'ECART MINIMUM DE TEMPERATURE AU PINCEMENT :  
-----

MH=1-ML

QF=0.02\*(ML\*(H8-H6)+MH\*(H12-H7))

QV=QF+ML\*(Hmix-H6)+MH\*(H1-H7)+1.0\*(H2-Hmix)

U=1-((MH\*(H13-H7)+ML\*(H8-H6))/QV)

IF (Tmix.LT.T11) GOTO 510

WRITE(15,500)

500 FORMAT(2X,'LA TEMPERATURE Tmix EST SUPERIEURE A Tsat.h !',/)

Z=(MH\*(H1-H11)+ML\*(Hmix-H15)+1.0\*(H2-Hmix))/QV

GOTO 550

510 WRITE(15,515)

515 FORMAT(2X,'LA TEMPERATURE Tmix EST INFERIEURE A Tsat.h !',/)

Z=(MH\*(H1-H11)+1.0\*(H2-H15))/QV

550 DTII=DTP

TII=T9+DTII+273.15

AM='T'

CALL GAZ(AM,TII,TH,HII,SGII,BG)

HG3=HG2-(HG2-HII)/U

AM='H'

CALL GAZ(AM,TG3,TH,HG3,SG3,BG)

IF (TG3.GE.TCmin) GOTO 100

HI=HG2-Z\*(HG2-HG3)

AM='H'

CALL GAZ(AM,TI,TH,HI,SGI,BG)

DTI=TI-T11-273.15

IF (DTI.NE.MIN(DTI)) GOTO 100

WRITE(15,560)DTI

560 FORMAT(2X,'DTPI=',F9.4,/)

M=NUCH\*(HG2-HG3)/QV

MV=M\*MG

WRITE(15,565)MV

565 FORMAT(4X,'Masse de vapeur :',F9.4,' KG/KG air')

WRITE(15,580)MH,ML,M

580 FORMAT(4X,'Debit masse a la haute pression : ',F9.4,/,4X,

1 'Debit masse a la basse pression : ',F9.4,/,4X,'Fraction

2 des masses : ',F9.4,/)

-----  
QG=(HG2-HG3)\*MG\*NUCH

WHP=MH\*(H1-Hmix)

WBP=1.0\*(H2-H3)

WD=WHP+WBP

WP1=ML\*(H6-H5)

WP2=MH\*(H7-H5)

WC=WP1+WP2

Wnet=WD-WC

Wis=(MH\*(H1-H16)+(H2-H3))-(ML\*(H61-H5)+MH\*(H71-H5))

NUIC=Wnet/Wis

NUTH=Wnet/QV

```

NUIG=NUIC*NUTH
Wmec=NUM*WD
NUTV=(MH*(H10-H7)+(H20-Hmx)+ML*(Hmx-H6)+QF)/(ML*(Hmix-H6)+
1  MH*(H1-H7)+(H2-Hmix)+QF)
  NUTV=(MH*(H10-H7)+(H20-Hmx)+ML*(Hmx-H6)+QF)/(QV*MV)
CSV=1/Wnet
QV1=QV*MV
WRITE(15,582)QG
582  FORMAT(2X,'CHALEUR CEDEE PAR LE GAZ : ',F11.4,' KJ/KG')
WRITE(15,583)QV1
583  FORMAT(2X,'CHALEUR RECUE PAR LA VAPEUR : ',F12.4,' KJ/KG')
WRITE(15,584)WBP
584  FORMAT(2X,'TRAVAIL DE LA TURBINE BP : ',F9.4,' KJ/KG')
WRITE(15,585)WHP
585  FORMAT(2X,'TRAVAIL DE LA TURBINE HP : ',F9.4,' KJ/KG')
WRITE(15,586)WP1
586  FORMAT(2X,'TRAVAIL DE LA POMPE 1 : ',F9.4,' KJ/KG')
WRITE(15,587)WP2
587  FORMAT(2X,'TRAVAIL DE LA POMPE 2 : ',F9.4,' KJ/KG')
WRITE(15,588)Wnet
588  FORMAT(2X,'TRAVAIL NET DU CYCLE : ',F9.4,' KJ/KG')
WRITE(15,589)NUTH
589  FORMAT(2X,'RENDEMENT THERMIQUE : ',F12.8)
WRITE(15,590)NUIG
590  FORMAT(2X,'RENDEMENT GLOBAL DU CYCLE : ',F12.8)
WRITE(15,591)NUTV
591  FORMAT(2X,'RENDEMENT DES TUYAUTERIES DE VAPEUR: ',F8.4)
WRITE(15,593)CSV
593  FORMAT(2X,'CONSOMATION SPECIFIQUE DE VAPEUR : ',F9.8,' KG/KJ',)
WRITE(15,594)
594  FORMAT(2X,20(H=))

```

```

-----
C
C
C
C
C
C
CALCUL DE PERTES ENERGETIQUES :
-----

```

```

DQCH=(1-NUCH)*QG
L1=100*DQCH/QG
DQTV=MH*(H10-H1)+(H20-H2)
L2=100*DQTV/(NUCH*QG)
QCOND=(H3-H4)+(H4-H5)
L3=100*QCOND/QV
Wreel=NUIG*NUCH*NUTV*QG
DQmec=(1-NUM)*Wreel
L4=100*DQmec/(NUCH*QG)
DQD=ML*(Hmix-H16)+(H3-H31)
L5=100*DQD/QV
DQCOND=(H41-H3)+(H51-H41)-(H4-H3)-(H5-H4)
L6=100*DQCOND/(NUCH*QG)

```

```

-----
C
C
C
C
CALCUL EXERGETIQUE :
-----

```

```

Tm=(TG2+TG3)/2
EQ=QG*(1-T0/Tm)
EQQ=MG*((HG2-HG3)-T0*(SG2-SG3))

```

```

PRINT*,'EQ=' ,EQ,'EQQ=' ,EQQ
EG=MG*T0*(SG2-SG3)
ETG=(T0*(SG1-SG2))*MG
LETG=100*ETG/EQQ
ETV=MH*(B10-B1)+(B20-B2)
LETV=100*ETV/EQQ
ED=(MH*(Smix-S1)+(S3-S31))*T0
EP=MH*(B7-B5)+WC+ML*(B6-B5)
LEP=100*EP/EQQ
ESF=T0*(S4-S5)
LESF=100*ESF/EQQ
ECOND=(H3-H4)-T0*(S3-S4)
EQF=(ML*((H41-H4)-T0*(S41-S4))+MH*((H6-H5)-T0*(S6-S5)))*0.02
ER=MH*(B1-B7)+ML*(Bmix-B6)+(B2-Bmix)
ER=MH*T0*(S1-S7)+ML*(Smix_S6)*T0+T0*(S2-Smix)
LECOND=100*ECOND/EQQ
LED=100*ED/EQQ
Tm2=(Tmix+T6)/2
Tm3=(T1+T7)/2
Tm4=(T2+Tmix)/2
EQV=ML*(Hmix-H6)*(1-T0/Tm2)+MH*(H1-H7)*(1-T0/Tm3)+
1 (H2-Hmix)*(1-T0/Tm4)
LER=100*ER/EQQ

```

RENDEMENTS EXERGETIQUES :

```

-----
REHP=WHP/(MH*(B1-Bmix))
REBP=WBP/(B2-B3)
REP1=1-(ML*(B6-B5)/WP1)
REP2=1-(MH*(B7-B5)/WP2)
RECOND=1-ECOND/QCOND
RECYC=Wnet/EQ
REREC=1-(LER/100)

```

.SORTIE DU TABLEAU COMPARATIF :

```

-----
WRITE(16,600)P8
600 FORMAT(23X,'TABLEAU RECAPITULATIF:BP=' ,F6.3,'MPA',/,23X,20(H=),/)
WRITE(16,602)
602 FORMAT(30X,'BILAN ENERGETIQUE',6X,
1 'BILAN EXERGRTIQUE')
WRITE(16,604)
604 FORMAT(30X,'KJ/KG',6X,'% ',10X,'KJ/KG',8X,'% ',/,3X,68(H-),/)
WRITE(16,606) ETG,LETG
606 FORMAT(2X,20HPERTE TUYAUTERIE GAZ ,3X,F10.4,3X,F10.6)
WRITE(16,608)DQCH,L1,ER,LER
608 FORMAT(2X,20HPERTE AU RECÙPE ,2(3X,F10.4,3X
1 ,F10.4))
WRITE(16,610)DQTV,L2,ETV,LETV
610 FORMAT(2X,20HPERTE TUY VAPEUR ,2(3X,F10.4,3X,
1 F10.4))
WRITE(16,612)QCOND,L3,ECOND,LECOND
612 FORMAT(2X,20HPERTE AU CONDENSEUR ,2(3X,F10.4,
1 3X,F10.4))
WRITE(16,614)ESF,LESF
614 FORMAT(2X,20HSOUS-REFROIDISSEMENT,31X,F8.4,
1 3X,F9.6)

```

```

1 3X,F9.6)
  LEmec=DQmec/EQQ
  WRITE(16,616)DQmec,L4,DQmec,LEmec
616 FORMAT(2X,20HPERTE MECANIQUE ,2(3X,F10.4,
1 3X,F10.6))
  WRITE(16,618)DQD,L5,ED,LED
618 FORMAT(2X,20HPERTE DE DETENTE ,2(3X,F10.4,
1 3X,F10.6))
  WRITE(16,620)EP,LEP
620 FORMAT(2X,20HIRREV COMPRESSION ,29X,F10.4,3X,F10.6)
  WRITE(16,622)DQCOND,L6
622 FORMAT(2X,20HIRREVERSIBILI COND ,3X,F10.4,3X,F10.6,/,/)

```

-----  
C  
C  
C  
SORTIE SOUS FORME DE TABLEAUX :

```

=====
BETA=P8/P12
WRITE(17,700)P8,BETA,NUTH,RECYC,Wnet,DTI,CSV,M
700 FORMAT(2X,F5.2,2X,F4.2,2X,F8.4,2X,F8.5,2X,
1 F10.3,2X,F9.4,2X,F8.5,2X,F7.4)
PERT=ETG+ER+ETV+ESF+EP+ED+DQmec
WRITE(20,800)P8,PERT
800 FORMAT(8X,F8.4,4X,F12.5)
100 CONTINUE
CALL FIN
STOP
END

```

SUBROUTINE GAZ(AM,T,TH,H,S,BG)  
DIMENSION TH(13,3),BG(3)  
CHARACTER \*2 AM

Entree par temperature :

-----  
IF (AM.EQ.'H') GOTO 100  
DO 10 I=2,13  
IF (TH(I-1,1).GE.T) GOTO 11  
10 CONTINUE  
11 AG=T-TH(I-1,1)  
DO 12 J=1,3  
BG(J)=TH(I,J)-TH(I-1,J)  
12 CONTINUE  
RAG=AG/BG(1)  
H=TH(I-1,2)+RAG\*BG(2)  
S=TH(I-1,3)+RAG\*BG(3)  
GOTO 200

-----  
Entree par enthalpie :

-----  
100 DO 20 I=2,13  
IF (TH(I-1,2).GE.H) GOTO 21  
20 CONTINUE  
21 AG=H-TH(I-1,2)  
DO 22 J=1,3  
BG(J)=TH(I,J)-TH(I-1,J)  
22 CONTINUE  
RAG=AG/BG(2)  
T=TH(I-1,1)+RAG\*BG(1)  
S=TH(I-1,3)+RAG\*BG(3)  
200 RETURN  
END

SOUS-PROGRAMME DE LA DOUBLE INTERPOLATION  
Traitement des TABLES de la vapeur surchauffee

SUBROUTINE INTER2(ENT,P,T,V,H,S,PG,X,C)  
DIMENSION PG(36),X(4,12),C(4,12,36)  
CHARACTER \*3 ENT  
DO 20 K=2,36

20 IF(PG(K).GE.P) GO TO 21  
CONTINUE

PREMIERE INTERPOLATION

21 CP=P-PG(K-1)  
CO=PG(K)-PG(K-1)  
RK=CP/CO

DO 22 I=1,4  
DO 22 J=1,12  
DD=C(I,J,K)-C(I,J,K-1)  
X(I,J)=C(I,J,K-1)+RK\*DD  
22 CONTINUE

DEUXIEME INTERPOLATION

IF(ENT.NE.'T') GO TO 29  
DO 23 J=2,12  
IF(X(1,J).GE.T) GOTO 24  
23 CONTINUE

24 CCT=T-X(1,J-1)  
CC1=X(1,J)-X(1,J-1)  
CC2=X(2,J)-X(2,J-1)  
CC3=X(3,J)-X(3,J-1)  
CC4=X(4,J)-X(4,J-1)  
TK=CCT/CC1

V=X(2,J-1)+CC2\*TK  
H=X(3,J-1)+CC3\*TK  
S=X(4,J-1)+CC4\*TK

GO TO 31

Entree par l'entropie

29 IF (ENT.EQ.'H') GO TO 30

DO 25 J=2,12  
JJ=J-1  
IF(X(4,J).GE.S) GO TO 26  
25 CONTINUE

26 CCS=S-X(4,J-1)  
CC1=X(1,J)-X(1,J-1)  
CC2=X(2,J)-X(2,J-1)  
CC3=X(3,J)-X(3,J-1)

```
CC4=X(4,J)-X(4,J-1)
SK=CCS/CC4.
```

```
V=X(2,J-1)+CC2*SK
H=X(3,J-1)+CC3*SK
T=X(1,J-1)+CC1*SK
```

```
GO TO 31
```

```
Entree par l'enthalpie
```

```
30 DO 27 J=2,12
    JJ=J-1
    IF(X(3,J).GE.H) GO TO 28
27 CONTINUE
```

```
28 CCH=H-X(3,J-1)
    CC1=X(1,J)-X(1,J-1)
    CC2=X(2,J)-X(2,J-1)
    CC3=X(3,J)-X(3,J-1)
    CC4=X(4,J)-X(4,J-1)
    HK=CCH/CC3
```

```
V=X(2,J-1)+CC2*HK
T=X(1,J-1)+CC1*HK
S=X(4,J-1)+CC4*HK
```

```
31 RETURN
END
```

```
-----
SOUS-PROGRAMME DE LA DOUBLE INTERPOLATION
Traitement des TABLES de l'eau liquide
```

```
SUBROUTINE INTER3(ENT,P,T,V,H,S,PL,Y,E)
DIMENSION PL(6),Y(4,19),E(4,19,6)
CHARACTER *3 ENT
DO 20 K=2,6
```

```
    IF(PL(K).GE.P) GO TO 21
20 CONTINUE
```

```
PREMIERE INTERPOLATION
```

```
21 CP=P-PL(K-1)
    CO=PL(K)-PL(K-1)
    RK=CP/CO
```

```
DO 22 I=1,4
    DO 22 J=1,19
        DD=E(I,J,K)-E(I,J,K-1)
        Y(I,J)=E(I,J,K-1)+RK*DD
22 CONTINUE
```

```
DEUXIEME INTERPOLATION
```

```
IF(ENT.NE.'T') GO TO 29
```

```
DO 23 J=2,19
  JJ=J-1
  IF(Y(1,J).GE.T) GOTO 24
  CONTINUE
```

```
23
C
24 CCT=T-Y(1,J-1)
  CC1=Y(1,J)-Y(1,J-1)
  CC2=Y(2,J)-Y(2,J-1)
  CC3=Y(3,J)-Y(3,J-1)
  CC4=Y(4,J)-Y(4,J-1)
  TK=CCT/CC1
```

```
C
V=Y(2,J-1)+CC2*TK
H=Y(3,J-1)+CC3*TK
S=Y(4,J-1)+CC4*TK
```

```
C
GO TO 31
```

```
      Entree par l'entropie
```

```
29 IF (ENT.EQ.'H') GO TO 30
```

```
DO 25 J=2,19
  IF(Y(4,J).GE.S) GO TO 26
  CONTINUE
```

```
25
C
26 CCS=S-Y(4,J-1)
  CC1=Y(1,J)-Y(1,J-1)
  CC2=Y(2,J)-Y(2,J-1)
  CC3=Y(3,J)-Y(3,J-1)
  CC4=Y(4,J)-Y(4,J-1)
  SK=CCS/CC4
```

```
C
V=Y(2,J-1)+CC2*SK
H=Y(3,J-1)+CC3*SK
T=Y(1,J-1)+CC1*SK
```

```
C
GO TO 31
```

```
      Entree par l'enthalpie
```

```
30 DO 27 J=2,19
  IF(Y(3,J).GE.H) GO TO 28
  CONTINUE
```

```
27
C
28 CCH=H-Y(3,J-1)
  CC1=Y(1,J)-Y(1,J-1)
  CC2=Y(2,J)-Y(2,J-1)
  CC3=Y(3,J)-Y(3,J-1)
  CC4=Y(4,J)-Y(4,J-1)
  HK=CCH/CC3
```

```
C
V=Y(2,J-1)+CC2*HK
T=Y(1,J-1)+CC1*HK
S=Y(4,J-1)+CC4*HK
```

```
C
31 RETURN
  END
```

SOU PROGRAMME DE LA SIMPLE INTERPOLATION :

Traitement de la TABLE de la vapeur saturee(entee par pression )

SUBROUTINE INTER1(P,VSA,T,VL,VG,HL,HG,SL,SG,BV)

DIMENSION VSA(72,8),BV(8)

DO 50 I=2,72

IF (VSA(I,1).GE.P) GO TO 51

CONTINUE

50 AV=P-VSA(I-1,1)

51 DO 52 J=1,8

BV(J)=VSA(1,J)-VSA(I-1,J)

52 CONTINUE

RAV=AV/BV(1)

T=VSA(I-1,2)+RAV\*BV(2)

VL=VSA(I-1,3)+RAV\*BV(3)

VG=VSA(I-1,4)+RAV\*BV(4)

HL=VSA(I-1,5)+RAV\*BV(5)

HG=VSA(I-1,6)+RAV\*BV(6)

SL=VSA(I-1,7)+RAV\*BV(7)

SG=VSA(I-1,8)+RAV\*BV(8)

RETURN

END

SOUS PROGRAMME DE LA SIMPLE INTERPOLATION :

Traitement de la TABLE de la vapeur saturee (entree par temperature)

SUBROUTINE INTER4(T,VSA,P,VL,VG,HL,HG,SL,SG,BV)

DIMENSION VSA(72,8),BV(8)

DO 50 I=2,72

IF (VSA(I,2).GE.T) GO TO 51

CONTINUE

50 AV=T-VSA(I-1,2)

51 DO 52 J=1,8

BV(J)=VSA(I,J)-VSA(I-1,J)

52 CONTINUE

RAV=AV/BV(2)

P=VSA(I-1,1)+RAV\*BV(1)

VL=VSA(I-1,3)+RAV\*BV(3)

VG=VSA(I-1,4)+RAV\*BV(4)

HL=VSA(I-1,5)+RAV\*BV(5)

HG=VSA(I-1,6)+RAV\*BV(6)

SL=VSA(I-1,7)+RAV\*BV(7)

SG=VSA(I-1,8)+RAV\*BV(8)

RETURN

END

CC  
C  
C  
SOU PROGRAMME DE LA SIMPLE INTERPOLATION :  
Traitement de la TABLE de la vapeur saturée(entree par ENTHALPIE)

SUBROUTINE INTER5(HL,VSA,T,VL,VG,P,HG,SL,SG,BV)

DIMENSION VSA(72,8),BV(8)

DO 50 I=2,72

IF (VSA(I,5).GE.HL) GO TO 51

CONTINUE

50 AV=HL-VSA(I-1,5)

51 DO 52 J=1,8

BV(J)=VSA(I,J)-VSA(I-1,J)

CONTINUE

52 RAV=AV/BV(5)

C  
T=VSA(I-1,2)+RAV\*BV(2)

VL=VSA(I-1,3)+RAV\*BV(3)

VG=VSA(I-1,4)+RAV\*BV(4)

P=VSA(I-1,1)+RAV\*BV(1)

HG=VSA(I-1,6)+RAV\*BV(6)

SL=VSA(I-1,7)+RAV\*BV(7)

SG=VSA(I-1,8)+RAV\*BV(8)

C  
RETURN

END

