

15/96

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

## PROJET DE FIN D'ETUDES

*SUJET*

**OPTIMISATION THERMOECONOMIQUE  
DU RECUPERATEUR D'UNE  
CENTRALE A CYCLE COMBINE**

Proposé par :  
Mr.H.BENNOUR

Etudé par :  
Mr.M.MOHAMMEDI

Dirigé par :  
Mr.H.BENNOUR

*PROMOTION  
JUN 1996*

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

## PROJET DE FIN D'ETUDES

*SUJET*

**OPTIMISATION THERMOECONOMIQUE  
DU RECUPERATEUR D'UNE  
CENTRALE A CYCLE COMBINE**

Proposé par :  
Mr.H.BENNOUR

Etudé par :  
Mr.M.MOHAMMEDI

Dirigé par :  
Mr.H.BENNOUR

**PROMOTION  
JUN 1996**

# DEDICACES



A LA MEMOIRE DE MES GRANDS-PARENTS

A MES PARENTS. SANS LESQUELS RIEN N'AURAIT ETE POSSIBLE

A MA SOEUR

A MON FRERE

A TOUTE MA FAMILLE

A TOUS MES AMIS

JE DEDIE DE TOUT COEUR LE FRUIT DE CES EFFORTS

MERADJ

## REMERCIEMENTS



Je remercie tout particulièrement mon promoteur, Mr H.BENNOUR dont l'aide précieuse et la disponibilité remarquable ne m'ont jamais fait défaut.

Que Mr le Professeur M.A AIT-ALI trouve ici l'expression de toute ma gratitude pour l'attention bienveillante qu'il a bien voulu me manifester.

Mes remerciements vont aujourd'hui à tous les enseignants qui ont participé à ma formation ainsi qu'aux membres du jury qui ont bien voulu accepter de juger cette modeste contribution.

Merci aussi à T.HAMOUD et aux siens, à SAMY, à NABILA, ainsi qu'à SOFIANE pour leur affectueuse assistance.

## RESUME

L'objet de cette étude est l'optimisation du récupérateur d'un cycle combiné. Il s'agit d'un échangeur de chaleur qui recueille l'énergie dissipée par les gaz d'échappement de la turbine afin de générer la vapeur d'eau surchauffée. Cette dernière se détend dans une turbine pour produire une puissance supplémentaire.

## ABSTRACT

The purpose of this study is the optimization of the recuperator of a combined cycle. This exchanger receives the energy of the exhaust gaz and uses it to generate superheated vapour. The latter is expanded in a turbine to produce additional power.

## ملخص

هدف هذه الدراسة هو تحسين الى أبعد حد ممكن مبادل حراري لدورة مركبة، اذا يتلقى المبادل طاقة الغازات المنفلتة من العنفة لغاية الحصول على بخار الماء مسخن بإفراط. هذا البخار يستعمل لإنتاج استطاعة إضافية عبر عنفة .

# SOMMAIRE

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

INTRODUCTION GENERALE.....	1
----------------------------	---

## CHAPITRE I

### GENERALITES

I .1.EXERGIE ET ANALYSE EXERGETIQUE.....	2
I .1.1.Concept d'exergie.....	2
I .1.2.Bilan exergetique.....	3
I .2.DEGRADATION D'ENERGIE ET MOYENS D'Y REMEDIER.....	4
I .2.1.Degradation due au transfert de chaleur.....	5
I .2.1.1.Transfert de chaleur par conduction.....	5
I .2.1.2.Transfert de chaleur par convection.....	5
I .2.1.3.Transfert de chaleur par rayonnement.....	5
I .2.2.Degradation due aux dissipations visqueuses dans les écoulements.....	6
I .2.2.1.Ecoulements laminaires.....	6
I .2.2.2.Ecoulements turbulents.....	6
I .2.3.Degradation due aux compressions et aux détentees.....	6
I .2.3.1.Détente isenthalpique.....	6
I .2.3.2.Onde de choc de compression.....	7
I .2.4.Dispositifs conçus pour diminuer les dégradations d'énergie.....	7
I .2.4.1.Echangeurs de chaleur-Bilan exergetique.....	7
I .2.4.2.Centrales thermiques en chaleur-force.....	8
I .2.4.3.Centrales thermiques combinées.....	8
I .2.4.4.Pompes à chaleur.....	9

I .2.4.5.Piles à combustible.....	9
I .3.ANALYSE DES SYSTEMES ET PROCEDES.....	10
I .3.1.Analyse d'un composant.....	10
I .3.2.Analyse d'un procédé.....	10
I .3.3.Analyse d'un système.....	10
I .3.4.Optimisation.....	11
I .4.PRESENTATION DE LA METHODE THERMOECONOMIQUE.....	12
I .4.1.Objectifs de la methode.....	12
I .4.2.Définition des facteurs utilisés dans le développement de l'analyse thermoéconomique.....	12
I .4.2.1.Coûts et contenus énergétiques.....	13
I .4.2.2.Facteurs économiques.....	14
I .4.2.3.Coefficients structuraux.....	15
I .4.3.Domaine d'utilisation.....	16
I .4.4.Degrés de modélisation.....	17
I .4.5.Difficultés d'application et portée des résultats obtenus par la méthode...	17

## CHAPITRE II

### OPTIMISATION DE LA PRESSION DE VAPEUR

II .1.DESCRPTION DU CYCLE COMBINE.....	18
II .2.OPTIMISATION.....	19
II .2.1.Paramètres de base.....	19
II .2.2.Méthode d'optimisation.....	9
II .2.2.1.Données.....	19
II .2.2.2.Procédure de calcul.....	20

II .2.3.Résultats.....	21
------------------------	----



## CHAPITRE III

### OPTIMISATIONS ECONOMIQUE ET ENERGETIQUE COMPAREES DU RECUPERATEUR

III .1.INTRODUCTION.....	28
III .2.OPTIMISATION DE L'ECONOMISEUR.....	28
III .2.1.Equations de base.....	29
III .2.2.Influence des paramètres géométriques.....	32
III .2.3.Expressions empiriques des différents critères.....	33
III .2.4.Procédure de calcul.....	34
III .2.5.Coûts monétaire et énergétique.....	34
III .2.5.1.Coût monétaire intégral de l'économiseur.....	34
III.2.5.1.1.Coût monétaire de l'échangeur.....	34
III.2.5.1.1.Coût monétaire de l'énergie opératoire.....	36
III .2.5.2.Coût énergétique intégral de l'économiseur.....	37
III .2.5.2.1.Coût énergétique des tubes.....	37
III .2.5.2.2.Coût énergétique des ailettes.....	38
III .2.5.2.3.Coût énergétique des accessoires.....	38
III .2.5.2.4.Coût énergétique de l'énergie opératoire.....	39
III .3.OPTIMISATION DU SURCHAUFFEUR.....	40
III.3.1.Equations de base.....	40
III . 3.2.Influence des paramètres géométriques.....	42
III .3.3.Expressions empiriques des différents critères.....	42
III .3.4.Procédure de calcul.....	43



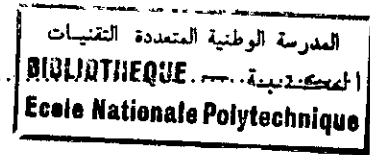
III .3.5.Coûts monétaire et énergétique.....	44
III .3.5.1.Coût monétaire intégral du surchauffeur.....	44
III. 3.5.1.1.Coût monétaire de l'échangeur.....	44
III.3.5.1.2.Coût monétaire de l'énergie opératoire.....	44
III .3.5.2.Coût énergétique intégral du surchauffeur.....	44
III .4.OPTIMISATION DE L'EVAPORATEUR.....	45
III.4.1.Equations de base.....	45
III .4.2.Influence des paramètres géométriques.....	45
III .4.3.Expressions empiriques des différents critères.....	46
III .4.4.Procédure de calcul.....	46
III .4.5.Coûts monétaire et énergétique.....	46
III .4.5.1.Coût monétaire intégral de l'évaporateur.....	46
III .4.5.2.Coût énergétique intégral de l'évaporateur.....	46
III .5.PROCEDURE D'OPTIMISATION ET RESULTATS OBTENUS.....	47

## CHAPITRE IV

### OPTIMISATION THERMOECONOMIQUE DU RECUPERATEUR PAR LA METHODE STRUCTURALE

IV .1.INTRODUCTION.....	61
IV .2.PRESENTATION DE LA METHODE STRUCTURALE.....	61
IV .3. PROCEDURE D'OPTIMISATION.....	63
IV .4.OPTIMISATION DES ELMENTS DU RECUPERATEUR.....	64
IV .4.1.Optimisation de l'économiseur.....	64
IV .4.2.Optimisation de l'évaporateur.....	71

IV .4.1.Optimisation du surchauffeur.....



CONCLUSION GENERALE.....

ANNEXE: Programmes de calcul.

# TABLE DES FIGURES

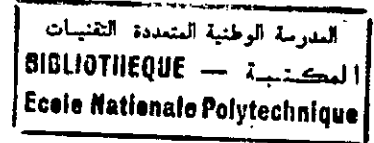


Fig.1.1. Evolution avec écoulement uniforme.....	3
Fig.1.2. Profil de vitesse caractérisant l'écoulement de Couette.....	6
Fig.1.3. Fonction de dissipation de l'écoulement de Couette.....	6
Fig.1.4. Profil de vitesse caractérisant l'écoulement de Poiseuille.....	6
Fig.1.5. Fonction de dissipation de l'écoulement de Poiseuille.....	6
Fig.1.6 Schéma simplifié d'une détente isenthalpique.....	6
Fig.1.7. Onde de choc.....	7
Fig.1.8. Schéma simplifié d'un échangeur.....	8
Fig.1.9. Schéma d'une centrale thermique combinée.....	9
Fig.1.10. Schéma d'une opération industrielle.....	12
Fig.2.1. Schéma de l'installation.....	18
Fig.2.2. Schéma du récupérateur.....	19
Fig.2.3. Diagramme des températures du récupérateur.....	20
Fig.2.4. Variation des rejets en fonction de la pression de vapeur.....	22
Fig.2.4.bis. Variation des rejets en fonction de la pression de vapeur.....	23
Fig.2.5. Variations du travail et de la vapeur récupérée en fonction de la pression de vapeur.....	24
Fig.2.5.bis. Variations du travail et de la vapeur récupérée en fonction de la pression de vapeur.....	25
Fig.2.6. Variations des rejets et du travail en fonction de la pression de vapeur.....	26
Fig.2.7. Diagramme des températures du récupérateur (à l'échelle ).....	27
Fig.3.1. Diagramme des températures de l'économiseur.....	28
Fig.3.2. Schéma de l'économiseur.....	29
Fig.3.3. Schéma d'un tube à ailettes.....	32
Fig.3.4. Tubes en quinconce.....	33
Fig.3.5. Variations du prix de base de l'économiseur en fonction de sa surface d'échange ( sans ailettes ).....	36
Fig.3.6. Schéma d'une ailette.....	38

Fig.3.7. Diagramme des températures du surchauffeur..... 40

Fig.3.8. Diagramme des températures de l'évaporateur..... 45

Fig.3.9. Variations du coût monétaire en fonction de la surface d'échange de l'économiseur.. 49

Fig.3.10. Variations du coût énergétique en fonction de la surface d'échange de l'économiseur..... 50

Fig.3.11. Courbe caractéristique Energie-Coût de l'économiseur..... 51

Fig.3.12. Variations du coût monétaire en fonction de la surface d'échange du surchauffeur..... 53

Fig.3.13. Variations du coût énergétique en fonction de la surface d'échange du surchauffeur..... 54

Fig.3.14 Courbe caractéristique Energie-Coût du surchauffeur..... 55

Fig.3.15. Variations du coût monétaire en fonction de la surface d'échange de l'évaporateur.. 57

Fig.3.16. Variations du coût énergétique en fonction de la surface d'échange de l'évaporateur..... 58

Fig.3.17. Courbe caractéristique Energie-Coût de l'évaporateur..... 59

Fig.4.1. Variations de l'irréversibilité totale en fonction de celle de l'économiseur..... 76

Fig.4.2. Variations de l'irréversibilité totale en fonction de celle du surchauffeur..... 77

Fig.4.3. Variations de l'irréversibilité totale en fonction de celle de l'évaporateur..... 78

## TABLE DES TABLEAUX

Fig.2.1. Paramètres optimaux..... 21

Fig.3.1. Paramètres optimaux de l'économiseur..... 48

Fig.3.2. Paramètres optimaux du surchauffeur..... 52

Fig.3.3. Paramètres optimaux de l'évaporateur..... 54

## NOMENCLATURE

- A: Aire d'échange (  $m^2$  ).  
 $a^c$ : Facteur de recouvrement du capital.  
C: Capacité calorifique (  $KW/°C$  ).  
CE: Coût énergétique ( MJ ).  
 $c_e$ : Coût exergetique unitaire ( DA/ KWh )  
CM: Coût monétaire ( DA ).  
 $c_p$ : Chaleur spécifique à pression constante (  $KJ/Kg.°C$  ).  
 $c_v$ : Chaleur spécifique à volume constant (  $KJ /Kg.°C$  )  
d: Diamètre des tubes ( m ).  
 $d_w$ : Epaisseur de la paroi des tubes ( m ).  
E: Efficacité de l'échangeur.  
 $\dot{E}$ : Puissance mécanique dégradée ( W ).  
e: Epaisseur moyenne de l'ailette ( mm ).  
 $e_b$ : Epaisseur de base de l'ailette ( mm ).  
 $f/2$ : Facteur de frottement.  
h: Coefficient de convection (  $KW/m^2.°C$  ).  
 $h_e$ : Coefficient d'encrassement (  $KW/m^2.°C$  ).  
 $\dot{I}$ : Irréversibilité ( KW ).  
 $i_R$ : Taux d'intérêt.  
j: Critère de Colburn.  
L: Longueur des tubes ( m ).  
 $L_f$ : Critère de Legoff.  
 $\dot{m}$ : Débit massique ( Kg /s ).  
m :Masse ( Kg ).  
N: Durée d'exploitation ( années ).  
Nu: Nombre de Nusselt.  
NUE: Nombre d'unités d'énergie dégradée.  
NUT: Nombre d'unités de transfert.  
 $N_Y$ : Durée de remboursement ( années ).  
n: Nombre de tubes.

- P: Pression ( MPa ).  
Pr: Nombre de Prandtl.  
Q̇: Puissance thermique échangée ( KW ).  
R: Rapport des capacités calorifiques.  
Re: Nombre de Reynolds.  
S: Section droite de l'écoulement ( m<sup>2</sup> ).  
s: Entropie ( KJ/Kg.K ).  
S<sub>L</sub>: Pas longitudinal ( mm ).  
S<sub>T</sub>: Pas transversal (mm ).  
St: Nombre de Stanton.  
T : Température ( °C ).  
U: Coefficient d'échange de chaleur ( KW/m<sup>2</sup>.°C ).  
u<sub>m</sub>: Vitesse moyenne d'écoulement ( m /s ).  
u: Energie interne ( KJ /Kg ).  
V: Volume ( m<sup>3</sup> ).  
W: Travail ( KJ ).  
x: Titre de la vapeur saturée.  
Z: Hauteur (m )

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
المكتبة — BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

Indices:

- a: Acier.  
b: Sans ailettes (surface).  
c: Echangeur.  
c.c: Contre-courant.  
e: Energie, entrée.  
f: Ailette.  
g: Global.  
opt: Valeur optimale.  
s: Sortie.  
t: Total.  
tb: Tube.  
v.c: Volume de contrôle.  
0: Milieu ambiant.

- 1: Partie interne des tubes.  
2: Partie externe des tubes.

Lettres grecques:

- $\delta$ : Coût énergétique unitaire ( MJ / Kg ).  
 $\gamma$ : Coût monétaire unitaire ( FF / Kg ).  
 $\eta$ : Rendement .  
 $\mu$ : Viscosité dynamique ( Kg / m.s )  
 $\rho$ : Masse volumique ( Kg / m<sup>3</sup> )  
 $\sigma$ : Coefficient des liens structuraux  
 $\omega$ : Vitesse ( m /s).  
 $\zeta$ : Coefficient des liens externes.

# INTRODUCTION GENERALE

Dans l'industrie, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part (90 %) de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur aussi bien dans les procédés eux-mêmes que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. On les utilise principalement dans les secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, sidérurgie, agro-alimentaire, production d'énergie ...), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur tertiaire (chauffage, climatisation .....). Le choix d'un échangeur pour une application donnée, dépend de nombreux paramètres: domaine de température et de pression des fluides, propriétés physiques et agressivité de ces fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

Le but de notre étude est d'optimiser un échangeur de chaleur récupérant l'énergie des gaz d'échappement d'une turbine afin de l'exploiter grâce à un cycle à vapeur.



# CHAPITRE I

## GENERALITES

### I.1.EXERGIE ET ANALYSE EXERGETIQUE:

#### I.1.1.Concept d'exergie:

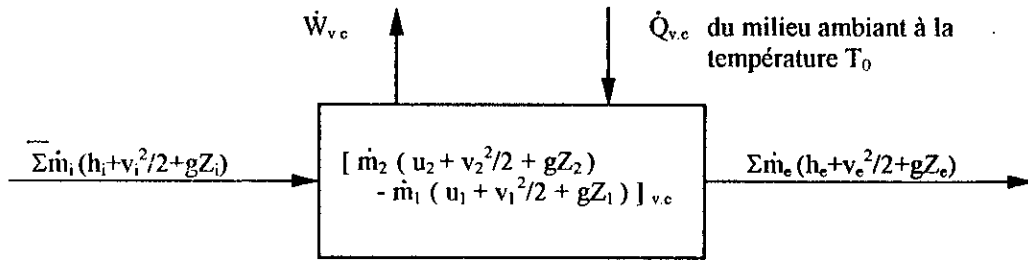
Les processus industriels mettent en jeu des échanges d'énergie sous forme de chaleur et de travail entre différents systèmes. Alors que le premier principe de la thermodynamique fondé sur le concept d' « énergie » dont il exprime la conservation considère que toutes les formes d'énergie sont équivalentes; le second principe, un autre concept, « l'entropie » établit une échelle de valeurs pour l'énergie, échelle où par exemple le travail est plus côté que la chaleur; en ce sens que, s'il est bien établi que l'on peut convertir intégralement une certaine quantité de travail en une quantité équivalente de chaleur, on pense qu'il est impossible de convertir entièrement de la chaleur en travail, car la chaleur est associée au mouvement désordonné des particules microscopiques tandis que le travail est associé au mouvement ordonné des corps macroscopiques. D'une façon générale, la partie de l'énergie qu'on peut transformer en travail sans créer de l'entropie s'appelle « exergie ». Si une opération de conversion d'énergie s'accompagne d'une production d'entropie, on dira alors qu'il y a dégradation d'énergie d'une forme associée à un mouvement ordonné vers une forme associée à un mouvement désordonné ou on dira tout simplement qu'il y a perte d'exergie. D'un point de vue purement énergétique, un système ou un processus sera d'autant plus efficace que la perte d'exergie dont il est la cause est plus petite; c'est là tout l'intérêt de l'analyse exergetique des systèmes et procédés. En effet, l'analyse énergétique s'est avérée inapte à appréhender tous les aspects d'un procédé, car elle n'est basée que sur le côté quantitatif des choses et comporte plusieurs lacunes dont l'impossibilité de prévoir le sens des évolutions. Par exemple, lorsqu'un corps chaud est mis en présence d'un corps froid de la chaleur passe du premier au second jusqu'à l'équilibre, et la transformation inverse bien qu'impossible, n'est pas interdite par le premier principe. Il y a aussi le problème de la dégradation d'énergie qui n'est pas pris en compte par l'analyse énergétique. Toutes ces insuffisances sont comblées par le second principe sur lequel est basée l'analyse exergetique et où est introduite la notion d'irréversibilité.

Le but de l'analyse exergetique est de quantifier les dégradations d'énergie découlant des phénomènes d'irréversibilité rencontrés et de mesurer l'efficacité des procédés étudiés.

**I.1.2. Bilan Exergétique:**

L'analyse exergétique passe obligatoirement par un bilan combinant le premier et le second principes de la thermodynamique.

Considérons un volume de contrôle subissant une évolution d'un état 1 à un état 2, avec écoulement uniforme :



**Fig.1.1:** Evolution avec écoulement uniforme

Le premier principe s'écrit comme suit :

$$\dot{Q}_{v.c} + \sum_i \dot{m}_i \left( h_i + \frac{v_i^2}{2} + gZ_i \right) = \dot{W}_{v.c} + \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + \frac{v_e^2}{2} + gZ_e \right) + \left[ \dot{m}_2 \left( u_2 + \frac{v_2^2}{2} + gZ_2 \right) - \dot{m}_1 \left( u_1 + \frac{v_1^2}{2} + gZ_1 \right) \right]_{v.c} \quad (1.1)$$

La signification de chacun des termes est donnée à la figure 1.1 .

Le second principe appliqué à une évolution avec écoulement uniforme, nous permet d'écrire :

$$\dot{m}_2 s_2 + \dot{m}_1 s_1 + \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_i \dot{m}_i s_i = \int_0^t \left( \frac{\dot{Q}_{v.c}}{T} \right) dt + \Delta S_i \quad (1.2)$$

En multipliant l'équation ( 1.2 ) par T<sub>0</sub> ( température du milieu ambiant) et en la soustrayant de l'équation ( 1.1 ), on obtient:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{v.c} = \dot{W}_{v.c} &+ \left[ \dot{m}_2 \left( u_2 + \frac{v_2^2}{2} + gZ_2 - T_0 s_2 \right) - \dot{m}_1 \left( u_1 + \frac{v_1^2}{2} + gZ_1 - T_0 s_1 \right) \right]_{v.c} \\ &+ \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + \frac{v_e^2}{2} + gZ_e - T_0 s_e \right) - \sum_i \dot{m}_i \left( h_i + \frac{v_i^2}{2} + gZ_i - T_0 s_i \right) \\ &+ T_0 \int_0^t \left( \frac{\dot{Q}_{v.c}}{T} \right) dt + T_0 \Delta S_i \end{aligned} \quad (1.3)$$

Ou encore :

$$\int_0^t \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{v,c} dt - \dot{W}_{v,c} = \dot{m}_2 \left( u_2 + \frac{v_2^2}{2} + gZ_2 - T_0 s_2 \right) - \dot{m}_1 \left( u_1 + \frac{v_1^2}{2} + gZ_1 - T_0 s_1 \right) \Bigg|_{v,c} \\ + \left[ \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + \frac{v_e^2}{2} + gZ_e - T_0 s_e \right) - \sum_i \dot{m}_i \left( h_i + \frac{v_i^2}{2} + gZ_i - T_0 s_i \right) \right] \\ + T_0 \Delta S_i \quad (1.4)$$

Puisque le premier membre de l'équation ( 1.4 ) est la somme de l'exergie-travail et de l'exergie-chaleur échangées à la frontière du système, le second membre mesure l'exergie globale, il est constitué de trois groupements de termes:

Le premier et le second sont composés de termes déterminés à partir de fonctions d'état. Ils s'annulent dans le cas d'évolutions à régime permanent ou périodique.

Le dernier regroupe les effets des irréversibilités; si l'évolution est réversible, on aura à partir de ( 1.4 ) :

$$\int_0^t \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q}_{v,c} dt - (\dot{W}_{v,c})_{r\acute{e}v} = \dot{m}_2 \left( u_2 + \frac{v_2^2}{2} + gZ_2 - T_0 s_2 \right) - \dot{m}_1 \left( u_1 + \frac{v_1^2}{2} + gZ_1 - T_0 s_1 \right) \Bigg|_{v,c} \\ + \left[ \sum_e \dot{m}_e \left( h_e + \frac{v_e^2}{2} + gZ_e - T_0 s_e \right) - \sum_i \dot{m}_i \left( h_i + \frac{v_i^2}{2} + gZ_i - T_0 s_i \right) \right] \quad (1.5)$$

En retranchant (1.5) de (1.4) et en posant :

$$\dot{I} = T_0 \Delta S_i \quad (1.6)$$

On obtient :

$$(\dot{W}_{v,c})_{r\acute{e}v} - \dot{W}_{v,c} = \dot{I} \quad (1.7)$$

$\dot{I}$  sera appelée simplement « irréversibilité ». L'équation ( 1.7 ) montre que toute dégradation d'énergie s'accompagne d'une perte en énergie mécanisable d'où l'intérêt de diminuer au maximum les irréversibilités au sein de tout procédé .

## 1.2.DEGRADATION D'ENERGIE ET MOYENS D'Y REMEDIER:

Tous les systèmes et procédés réels sont sujets à des phénomènes physiques qui sont causes d'irréversibilités. Ces dernières entraînent inmanquablement une perte en énergie utilisable (exergie) ou encore une dégradation d'énergie .

Nous essayerons, dans ce qui suit, de recenser les différents modes de dégradation d'énergie puis de citer les dispositifs conçus pour lutter contre les irréversibilités .

I .2 .1. Dégradations dues aux transferts de chaleur:

I .2.1.1. Transfert de chaleur par conduction:

si l'on a un transfert naturel de chaleur entre deux systèmes 'S<sub>1</sub>' et 'S<sub>2</sub>' de températures respectives T<sub>1</sub> et T<sub>2</sub>, la création d'entropie correspondante sera (avec T<sub>1</sub> < T<sub>2</sub>):

$$\partial S_{\text{créé}} = \partial q \left[ \frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right] \quad (1.8)$$

$$\text{Soit : } \frac{\partial S_{\text{créé}}}{\partial t} = \frac{\partial q}{\partial t} \left[ \frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right] \quad (1.9)$$

Pour une unité de surface frontière entre les deux systèmes ,on peut écrire à la limite :

$$\dot{S}_{\text{créé}} = \overrightarrow{q \text{ grad}} \frac{1}{T} = - \frac{\dot{q}}{T^2} \overrightarrow{\text{grad} T} \quad (1.10)$$

$\dot{S}_{\text{créé}}$  : densité volumique d'entropie créée.

$\dot{q}$  : densité surfacique de flux de chaleur .

Pour un milieu continu de conductivité calorifique isotrope, on a :  $\dot{S}_{\text{créé}} = \frac{k}{T^2} \overrightarrow{\text{grad} T}^2$  . (1.11)

La création d'entropie est dans ce cas l'effet de la conductibilité thermique .La résistance à la conduction fait que les gradients de température doivent être élevés afin que les échanges se fassent en un temps plus court .

Lors de la minimisation de la création d'entropie dans les systèmes thermiques et énergétiques, il faut veiller à l'augmentation de l'efficacité des transferts de chaleur et de l'isolation thermique .

I .2.1.2. Transfert thermique par convection :

Les dégradations d'énergie sont dues à deux causes principales :

- Une différence de température finie .
- Frottements fluides associés au mouvement de la matière .

I .2.1.3. Transfert thermique par rayonnement:

Les radiations électromagnétiques sont le seul mode de transfert ne nécessitant pas de support matériel . Une absorption de rayonnement se traduit par une dégradation d'énergie .

I.2.2. Dégradations dues aux dissipations visqueuses dans les écoulements:

I.2.2.1. Ecoulements laminaires :

-Ecoulement de Couette: Il est caractérisé par le profil de vitesse ci-contre qui donne :

$$\frac{v}{V} = \frac{y}{L} \quad (1.12)$$

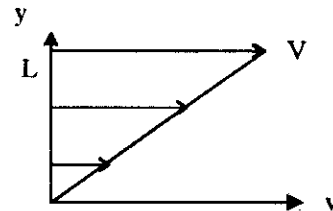


Fig.1.2: Profil de vitesse caractérisant l'écoulement de Couette

Pour un fluide Newtonien, l'expression de la fonction de dissipation est donnée par :

$$\dot{S} = \frac{\mu}{T} \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 = \frac{\mu}{T} \left( \frac{V}{L} \right)^2 \quad (1.13)$$

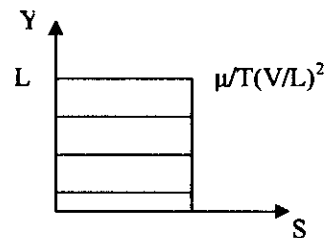


Fig.1. 3: Fonction de dissipation de l'écoulement de Couette

-Ecoulement de Poiseuille plan :

De la même façon, on a:

$$v = \frac{3}{2} v \left[ 1 - \left( \frac{y}{L} \right)^2 \right] \quad (1.14)$$

$$\text{et: } \dot{S} = \frac{\mu}{T} \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 = 36 \frac{\mu}{T} \left( \frac{V}{2L} \right)^2 \left( \frac{y}{L} \right)^2 \quad (1.15)$$

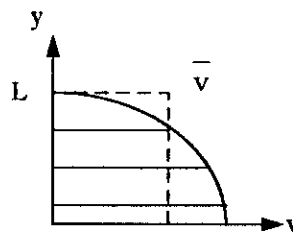


Fig.1.4: Profil de vitesse caractérisant l'écoulement de Poiseuille

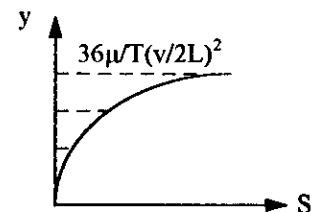


Fig.1.5: Fonction de dissipation de l'écoulement de Poiseuille

I.2.2.2. Ecoulements turbulents :

La caractérisation de la création d'entropie dans les écoulements turbulents est un problème difficile, elle se fait d'une manière empirique vu l'absence d'une théorie unificatrice de ces phénomènes .

I.2.3. Dégradations dues aux compressions et aux détente :

I.2.3.1. Détente isenthalpique :

Le bilan d'entropie s'écrit :

$$\dot{S} = \dot{m}(s_s - s_e) \quad (1.16)$$

Ou encore, puisque la détente est isenthalpique:

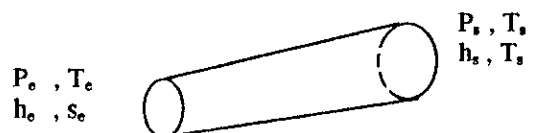


Fig.1. 6: Schéma simplifié d'une détente isenthalpique

$$\dot{S} = \dot{m} \int_{P_e}^{P_s} \frac{v dP}{T} \tag{1.17}$$

Dans le cas d'un gaz parfait :  $\dot{S} = \dot{m} R \ln \frac{P_s}{P_e}$  (1.18)

1.2.3.2. Onde de choc de compression :

C'est une onde supersonique, non isentropique, qui élève quasi-instantanément la température, la pression et la masse volumique du gaz dans lequel elle se propage .

L'onde représentée est une onde plane associée

à un écoulement unidimensionnel .

$\bar{W}$  indique la vitesse relative .

Les équations de conservation de la matière, de la quantité de mouvement et de l'énergie sont respectivement :

$$\rho_e \omega_e = \rho_s \omega_s \tag{1.19}$$

$$P_e + \rho_e \omega_e^2 = P_s + \rho_s \omega_s^2 \tag{1.20}$$

$$P_e \omega_e + \rho_e \omega_e \left( u_e + \frac{1}{2} \omega_e^2 \right) = P_s \omega_s + \rho_s \omega_s \left( u_s + \frac{1}{2} \omega_s^2 \right) \tag{1.21}$$

Si le gaz est parfait, on aura :

$$P = \rho R T \tag{1.22} \text{ et } u = c_v T \tag{1.23}$$

Grâce à ces équations, on obtient :

$$\dot{S} = \rho_e \omega_e \left( c_p \ln \frac{T_s}{T_e} - r \ln \frac{P_s}{P_e} \right) \tag{1.24}$$

Ou encore:

$$\dot{S} = \rho_e \omega_e \left[ c_p \ln \frac{P_s}{P_e} \cdot \frac{(P_s/P_e) + 2(c_p/r - 1)}{(P_s/P_e) \cdot (2c_p/r - 1) + 1} - R \ln \frac{P_s}{P_e} \right] \tag{1.25}$$

On recense d'autres types de dégradations, notamment dans le domaine de l'industrie chimique (création d'entropie due au mélangeage, à la diffusion ou à des réactions chimiques)

1.2.4. Dispositifs conçus pour diminuer les dégradations d'énergie:

1.2.4.1. Echangeurs de chaleur - Bilan exergetique:

Soit un échangeur de chaleur dans lequel on néglige les pertes thermiques latérales et les pertes de charge .

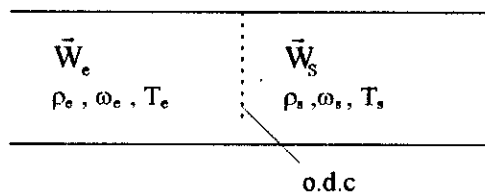


Fig.1.7: Onde de choc

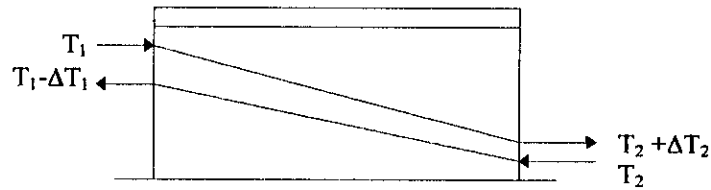


Fig.1.8:Schéma simplifié d'un échangeur

Bilan enthalpique :

$$C_1 \dot{m}_1 T_1 + C_2 \dot{m}_2 T_2 = C_1 \dot{m}_1 (T_2 + \Delta T_2) + C_2 \dot{m}_2 (T_1 - \Delta T_1) \tag{1.26}$$

$$C_2 \dot{m}_2 = C_1 \dot{m}_1 \frac{(T_1 - T_2 - \Delta T_2)}{(T_1 - T_2 - \Delta T_1)} \tag{1.27}$$

Second principe:

$$S(\dot{m}_1, T_1) + S(\dot{m}_2, T_2) + \dot{S} = S(\dot{m}_1, T_2 + \Delta T_2) + S(\dot{m}_2, T_1 - \Delta T_1) \tag{1.28}$$

$\dot{S}$ :Entropie créée par unité de temps .

$$\text{Soit : } \dot{S} = \dot{m}_1 C_1 \text{Ln} \frac{T_2 + \Delta T_2}{T_1} - \dot{m}_2 C_2 \text{Ln} \frac{T_2}{T_1 - \Delta T_1} \tag{1.29}$$

En éliminant  $\dot{m}_2$  entre les équations ( 1.27 ) et ( 1.29 ), on obtient :

$$\dot{S} = \dot{m}_1 C_1 \left[ \text{Ln} \frac{T_2 + \Delta T_2}{T_1} - \frac{T_1 - T_2 - \Delta T_2}{T_1 - T_2 - \Delta T_1} \cdot \text{Ln} \frac{T_2}{T_1 - \Delta T_1} \right] \tag{1.30}$$

D'une manière générale, pour détruire un minimum d'exergie, il faut restituer au fluide froid non seulement les calories, mais également le niveau de température du fluide chaud initial.

Il faudra donc disposer d'un échangeur aussi efficace que possible .

#### I.2.4.2.Centrales thermiques en chaleur-force:

Lorsqu'on a besoin de chauffer un réacteur à une température donnée ou alimenter un local en eau chaude, et que l'on brûle un combustible pour cela, on crée une entropie considérable; tout d'abord lors de la combustion puis ensuite également lors du transfert de la chaleur des gaz chauds vers le réacteur .

Une manière de chauffer ce réacteur en créant moins d'entropie consiste à chauffer de la vapeur à plus haute température que celle nécessaire au chauffage du réacteur, puis à la détendre dans une turbine jusqu'à la température souhaitée pour le chauffage .

#### I.2.4.3.Centrales thermiques combinées:

Il s'agit de la mise en série thermique d'une turbine à gaz et d'une chaudière-turbine à vapeur comme le montre la figure de la page suivante.

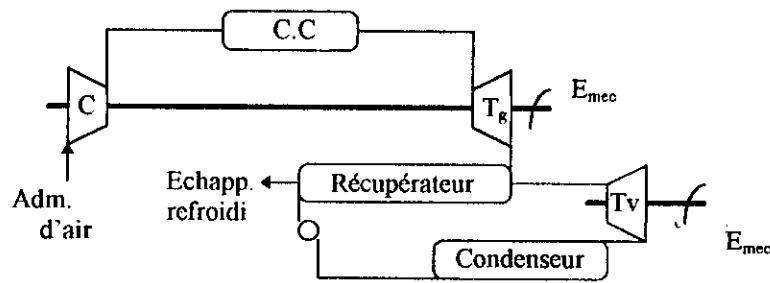


Fig.1.9:Schéma d'une centrale thermique combinée

On alimente une chaudière de récupération par les gaz encore chauds à la sortie de la turbine à gaz. On peut ensuite éventuellement utiliser la vapeur sortant de la turbine à vapeur dans une autre application réalisant ainsi ce qu'il est convenu d'appeler une cascade thermique qui permet une importante économie d'exergie.

#### 1.2.4.4.Pompes à chaleur :

Les pompes à chaleur sont destinées au chauffage de locaux ou de tout autre système, à partir d'une énergie mécanique (ou électrique) en évitant de la dégrader inutilement.

Pour chauffer un système, il faut lui fournir de l'entropie, et si l'on veut en éviter la création, il faut puiser à une autre source la quantité nécessaire.

Si l'on dispose d'une machine adéquate, on doit pouvoir fournir simplement à cette entropie l'énergie nécessaire pour élever sa tension et permettre son transport d'une source froide à une source chaude.

#### 1.2.4.5.Piles à combustible:

La combustion affecte gravement les centrales thermiques du point de vue de la dégradation d'énergie. Un moyen d'éviter cette dernière consiste à effectuer réversiblement la combustion dans une pile à combustible.

Mais la technologie de ce dispositif ne permet pas encore de le développer pour un usage industriel intensif.

Une analyse entropique des systèmes et procédés permet de savoir où l'entropie est créée, et par conséquent, de rechercher où l'on doit pouvoir encore économiser de l'énergie.

L'analyse exergetique, basée sur le second principe, est un puissant moyen d'investigation qui, employé dans le domaine de l'optimisation, donne des résultats très satisfaisants.



### I.3. ANALYSE DES SYSTEMES ET PROCÉDES:

#### I.3.1. Analyse d'un composant:

Toute analyse commence par l'établissement d'un modèle, qu'il soit mathématique, analogique ou autre, c'est la modélisation ou en d'autres termes, la représentation d'un système par un ensemble d'équations conduisant à l'établissement de lois prévisionnelles. Dans notre cas, le modèle sera mathématique, c'est à dire que ce sera un ensemble de bilans (de matière, d'énergie, d'exergie ...) qui donneront lieu à la mise en place de variables. Celles-ci peuvent être indépendantes (Variables d'état, paramètres), caractéristiques (de liaison) ou de valeur (vitesse, Puissance ...).

Les composants d'un système quelconque sont de deux sortes :

- Composants livrés par le constructeur, dont les paramètres sont censés être optimisés lors de leur conception; exemple: turbine .

- Composants spécifiques à l'installation, exemple: échangeurs .

Il est à noter qu'un composant peut être lui-même un ensemble de constituants d'où l'équivalence entre l'analyse d'un composant et celle d'un système .

#### I.3.2. Analyse d'un procédé:

C'est d'abord la modélisation des propriétés thermodynamiques des corps grâce à la mise en place d'expressions analytiques - basées sur des recherches et des expériences et ayant fait le consensus au sein de la communauté scientifique - puis l'élaboration de diagrammes thermodynamiques sur lesquels figurent les différents points d'état caractérisant l'évolution du fluide grâce aux différentes variables ( $\rho, v, h, s, P, T...$ ).

L'analyse des données donnera lieu à des courbes dans les cas continus ou à des tableaux dans les cas discrets .

En ce qui concerne ces derniers, leur ajustement à partir de différentes méthodes, dont la plus courante est celle des moindres carrés, fournira les fonctions qui régissent le fonctionnement de l'installation . On aura alors à résoudre un système d'équations simultanées linéaires ou non .

#### I.3.3. Analyse d'un système

L'analyse d'un système doit aboutir à sa conception et à son dimensionnement puis à la conduite optimale de son fonctionnement en temps réel selon les critères d'optimisation préétablis. Voici les plus utilisés d'entre eux:

- Maximiser la rente du capital investi .
- Maximiser le nombre d'emplois créés et la somme des salaires versés .

- Minimiser les nuisances .
- Minimiser les sorties de devises .
- Minimiser la durée de réalisation .

Ces critères sont en général, incompatibles, leur choix se fera donc en fonction du type d'analyse du système considéré .

La formulation de cette analyse est comme suit:

1°- Description du système à analyser: Elle comportera un schéma numéroté où les frontières seront visibles, l'explicitation des variables ainsi que la caractérisation des composants et des fluides traversant le système .

2°- Identification des échanges à travers la frontière: Par l'écriture des équations de bilan relatives aux entrées - sorties .

3°- Description de la configuration interne du système: En explicitant le fonctionnement de chaque composant ainsi que les liaisons entre les différents constituants du système, on aboutit alors aux équations de fonctionnement d'une part et à celles de liaison d'autre part. Elles peuvent être statiques (paramètres constants le long des itérations) ou dynamiques (égalité entre deux variables et ce, le long des itérations). On aura alors des équations du type:

$$\{\Phi_i\} = \Phi_i\{x_1, x_2, \dots, x_n\} = 0 \quad i = 1, m; \quad m < n \quad (1.31)$$

On les appelle Contraintes égalité .

La formulation des contraintes liées au modèle mis en oeuvre et aux conditions mathématiques d'existence peut donner lieu à des équations du genre:

$$\{\Psi_i\} = \Psi_i\{x_1, x_2, \dots, x_n\} \leq \{k_i\} \quad k_i \text{ constantes.} \quad (1.32)$$

On les appelle Contraintes inégalité .

4°- Traduction mathématique du modèle : Après réduction du système d'équations obtenu , on peut procéder à la mise en forme du problème en vue de son traitement numérique .

5°- Résolution : Choix de la méthode d'optimisation et recherche éventuelle d'un vecteur d'état initial .

#### 1.3.4. Optimisation :

L'optimisation peut être avec ou sans contraintes. Elle est sans contraintes lorsque les variables du problème sont indépendantes. Elle est avec contraintes dans le cas contraire; par exemple dans le cas de l'optimisation d'un échangeur à surface ou à volume d'échange fixés .

D'un point de vue purement énergétique, on aurait intérêt à ce que la surface de l'échangeur soit aussi grande que possible mais ceci pénalise l'aspect économique. Il faudrait donc faire un compromis.

## 1.4. PRESENTATION DE LA METHODE THERMOECONOMIQUE :

### 1.4.1. Objectifs de la méthode :

Les méthodes traditionnelles d'optimisation qui étaient et qui sont toujours utilisées consistent à modéliser des caractéristiques thermodynamiques, à considérer séparément l'environnement et les facteurs économiques, puis à procéder à des itérations dans les deux domaines afin de rechercher la meilleure configuration du système .

La méthode thermoéconomique est originale dans le sens où c'est une technique de modélisation et d'optimisation qui prend en compte simultanément les facteurs thermodynamiques et économiques. Elle a pour objectifs :

- Un arrangement optimal des différents composants au sein du système .
- Le calcul des paramètres géométriques des constituants pour une efficacité optimale .
- L'évaluation des prix de ces constituants (thermoéconomie) .

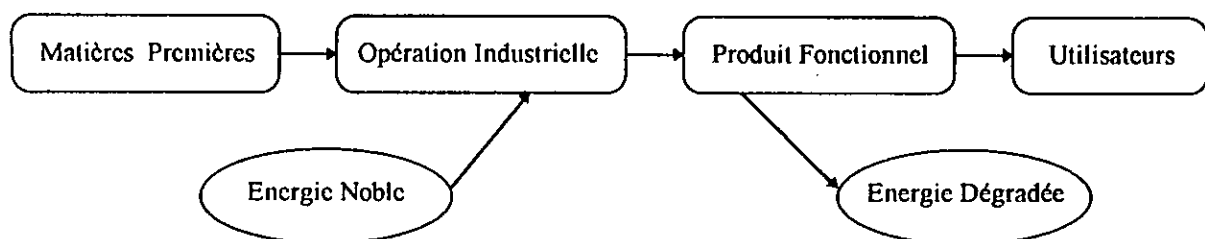
### 1.4.2. Définition des facteurs utilisés dans l'analyse thermoéconomique:

L'analyse thermoéconomique s'effectue en trois étapes :

- 1°- Synthèse du système ou en d'autres termes l'arrangement des composants .
- 2°- Optimisation thermodynamique des paramètres géométriques .
- 3°- Optimisation thermoéconomique basée sur la méthode exergetique et l'analyse économique. L'exergie étant un standard universel de qualité et le taux d'irréversibilité une mesure du degré d'imperfection du procédé étudié .

Comme on l'a vu précédemment, toute optimisation est basée sur des critères qui prennent la forme d'une fonction que l'on doit maximiser (ou minimiser) . Cette fonction s'appelle « Fonction-objectif » . Dans le cas de la méthode thermoéconomique, c'est la fonction qui prend en compte le coût de tout le système durant une période donnée .

Toute opération industrielle implique un schéma unique sous la forme ci-dessous :



**Fig.1.10:** Schéma d'une opération industrielle

A partir de là , nous pouvons faire apparaître de nouvelles notions :

#### I.4.2.1.Coûts et contenus énergétiques:

##### - Coût opératoire annuel net :

$\dot{C}_0$  = Valeur des fournitures - Bénéfice .

$$\text{Ou : } \dot{C}_0 = F - B. \quad (1.33)$$

$$\text{Ou encore : } \dot{C}_0 = \dot{E}_a v_a - \dot{E}_r v_r - \dot{E}_u v_u \quad (1.34)$$

$\dot{E}$  et  $v$  sont respectivement la quantité d'énergie et la valeur; on leur associe les indices suivants:

- a : apportée .
- r : rejetée .
- u : utile .

Le bilan énergétique de l'opération peut s'écrire comme suit:  $\dot{E}_a = \dot{E}_u + \dot{E}_r$  . ( 1.35 )

L'équation ( 1.33 ) devient alors:  $\dot{C}_0 = \dot{E}_r (v_a - v_r) - \dot{E}_u (v_u - v_a)$  ( 1.36 )

$(v_a - v_r)$  représente la perte de valeur .

$(v_u - v_a)$  représente le gain de valeur .

On peut donc écrire que:

$$\left[ \begin{array}{c} \text{Coût Opératoire} \\ \text{Net} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{c} \text{Perte de valeur dans} \\ \text{les rejets} \end{array} \right] - \left[ \begin{array}{c} \text{Gain de valeur dans} \\ \text{les produits} \end{array} \right]$$

##### - Coût intégral:

Son expression est :

$$\dot{C}_I = N\dot{C}_0 + I_e (v_i - v_f) \quad (1.37)$$

$N$  représente le nombre d'années depuis la mise en fonctionnement du système .

$I_e$  représente le Contenu Énergétique c'est à dire la quantité d'énergie mise en jeu afin de construire et d'installer le système .

$v_i$  et  $v_f$  sont respectivement les valeurs initiale et finale de toute l'installation .

##### - Coût opératoire net par Joule d'énergie utile:

D'après l'équation ( 1.36 ) :

$$\dot{C}_0 / \dot{E}_u = r (v_a - v_r) - (v_u - v_a). \quad (1.38)$$

Avec :  $r = \dot{E}_r / \dot{E}_u$  .

##### - Coût intégral annuel par Joule d'énergie utile:

D'après les équations ( 1.36 ) et ( 1.37 ) :

$$\dot{C}_I / NE_u = r(v_a - v_r) - (v_u - v_a) + I_e / NE_u (v_i - v_f) \quad (1.39)$$

La fonction ci-dessus représente la fonction-objectif à minimiser, on peut l'écrire de la façon suivante :

$$\left[ \begin{array}{l} \text{Coût intégral /} \\ \text{Unité d'énergie} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{l} \text{Perte de valeur dans} \\ \text{les rejets} \end{array} \right] - \left[ \begin{array}{l} \text{Gain de valeur dans les} \\ \text{produits fonctionnels} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{l} \text{Unité d'amortissement des} \\ \text{équipements non utilisés} \end{array} \right]$$

- Contenu énergétique opératoire (CEO):

C'est la somme des énergies directes et indirectes impliquées dans le squelette du système .

- Contenu énergétique net (CEN):

C'est la somme du Contenu Energétique Opératoire et du capital énergétique des équipements .

- Contenu énergétique Brut (CEB):

C'est la somme du Contenu Energétique Net et du Pouvoir Calorifique Inférieur (PCI) .

Il faut ajouter à ces facteurs, d'autres facteurs purement économiques tenant compte de la variation des prix dans le temps.

I.4.2.2. Facteurs économiques:

- Taux d'enchérissement:

Soit  $v_0$  la valeur d'une matière donnée à l'année *zéro* et soit  $v_p$  la valeur de la même matière à l'année *p*; on écrit que :

$$v_p = v_0(1+j_1)(1+j_2)\dots(1+j_i)\dots(1+j_p) \quad (1.40)$$

$j_i$  : Taux annuel d'enchérissement entre les années  $(i-1)$  et  $i$  .

Ou encore :

$$v_p = v_0(1+\bar{j})^p \quad (1.41)$$

$\bar{j}$  : Taux annuel moyen d'enchérissement entre les années *zéro* et *p* .

- Taux d'inflation :

Soit  $v_{g0}$  la valeur globale d'un groupe de produits de consommation à l'année *zéro* et soit  $v_{gp}$  la valeur globale du même groupe à l'année *p*; on écrit que :

$$v_{gp} = v_{g0}(1+f_1)(1+f_2)\dots(1+f_i)\dots(1+f_p) \quad (1.42)$$

$f_i$  : Taux annuel d'inflation entre les années  $(i-1)$  et  $i$  .

Ou encore :

$$v_{gp} = v_{g0} (1 + \bar{f})^p \quad (1.43)$$

$\bar{f}$  : Taux annuel moyen d'inflation entre les années zéro et  $p$ .

- Taux d'actualisation :

Soient  $S_0$  et  $S_p$  respectivement les valeurs actuelle (année zéro) et finale (année  $p$ ) d'un système quelconque; on peut écrire que:

$$S_p = S_0 (1 + \bar{a})^p \quad (1.44)$$

Où  $\bar{a}$  est le taux annuel moyen d'actualisation entre les années zéro et  $p$ .

On peut dire que  $S_0$  est la valeur actuelle de  $S_p$ .

En sachant que le coût total est la somme de l'investissement et des dépenses opératoires, on peut écrire que:

$$C_t = I_0 + D_0 \quad (1.45)$$

$I_0$  : Investissement .

$D_0$  : Dépenses opératoires .

Ou encore :

$$C_t = I_0 + \sum_{p=1}^N \frac{D_p}{(1 + \bar{a})^p} \quad (1.46)$$

- Facteur de normation :

On a :

$$v_p = v_0 (1 + \bar{j})^p \quad (1.47)$$

D'autre part :

$$(v_p)_{act} = \frac{v_p}{(1 + \bar{a})^p} \quad (1.48)$$

On définit le facteur de normation comme étant le rapport suivant :

$$z_p = \frac{(v_p)_{act}}{v_0} = \frac{(v_p)}{(1 + \bar{a})^p} \quad (1.49)$$

1.4.2.3. Coefficients structuraux :

Il est évident que les taux d'irréversibilité et les flux d'exergie doivent être évalués au cours de l'analyse d'un système thermique. Ceci est valable aussi pour leurs variations et la manière dont ces dernières influent sur le taux d'irréversibilité total du système, ou sur le taux exergetique d'entrée, lors de la variation d'un ou de plusieurs paramètres opératoires .

Des coefficients dits structuraux sont utilisés dans l'étude de la structure systémique et lors de l'optimisation des composants du système .

-Le coefficient des liens structuraux:

Il est défini comme suit :

$$k_{j,i} = \left( \frac{\partial \dot{I}_T}{\partial x_i} \right) / \left( \frac{\partial \dot{I}_k}{\partial x_i} \right) = \left( \frac{\partial \dot{I}_T}{\partial \dot{I}_k} \right)_{x_i = \text{var}} \quad (1.50)$$

$\dot{I}_T$  : Taux d'irréversibilité du système considéré .

$\dot{I}_k$  : Taux d'irréversibilité du k-ième composant .

$x_i$  : Variable .

Il permet de mesurer les répercussions d'une variation de l'irréversibilité interne d'un des composants sur l'irréversibilité interne de tout le système .

- Le coefficient des liens externes :

Dans l'étude des systèmes thermiques complexes, il est parfois préférable de subdiviser ces derniers en sous-systèmes . Un nouveau problème surgit alors, contrairement au système entier, les sous-systèmes n'ont pas forcément un flux exergétique constant. Il est alors utile de relier ce flux à celui entrant dans le système. On définit ainsi un coefficient :

$$\chi_{j,i} = \left( \frac{\partial \dot{E}_{in}}{\partial \dot{E}_j} \right)_{x_i = \text{var}} \quad (1.51)$$

$\chi_{j,i}$  est le coefficient des liens externes .

Avec :  $\dot{E}_{in}$  : Flux d'exergie entrant dans le système .

$\dot{E}_j$  : Flux d'exergie entrant ou sortant du sous-système j .

1.4.3. Domaine d'utilisation :

Les applications de la méthode thermoéconomique sont tellement nombreuses qu'on ne peut en dresser une liste exhaustive. Voici les plus importantes :

- Optimisation thermoéconomique des systèmes thermiques .
- Fixer les prix des produits des systèmes multi-producteurs d'exergie .
- Modélisation thermoéconomique approximative des systèmes thermiques .
- Minimisation de la consommation des ressources naturelles .
- Application à des décisions de maintenance .
- Division optimale du coût dans un système à deux éléments .

I.4.4.Degrés de modélisation :

En ce qui concerne les degrés de modélisation, on peut établir deux sortes d'hiérarchies :

1°. a- Modélisation linéaire (Fonction-objectif et contraintes linéaires) .

b- Modélisation non linéaire (Fonction-objectif et contraintes non linéaires) .

c- Codes de calcul (Utilisés par les constructeurs (MEF) )

ou bien

2°. a- Modélisation simple : Par micro ou mini-ordinateur, elle permet un diagnostic rapide .

Elle est utilisée en commande optimale (en temps réel) .

b- Modélisation de précision: Nécessite de gros moyens. Elle est utilisée dans les domaines spécialisés .

c- Modélisation intermédiaire : Utilisation en simulation et en optimisation .

I.4.5.Difficultés d'application et portée des résultats obtenus par la méthode:

Il est évident que les difficultés rencontrées lors de l'application de la méthode thermoéconomique dépendent du degré de modélisation de celle-ci . Plus le nombre de variables sera élevé, plus le problème sera complexe et plus l'outil de résolution devra puissant. Il faudra ajouter à cela les fluctuations des coûts d'exploitation qui rendent délicate la gestion prévisionnelle. Il y a aussi le risque d'indisponibilité des équipements, car même s'il est faible, l'interruption de la fourniture d'énergie causerait de graves préjudices .

Avant l'avènement de la méthode thermoéconomique, toutes les méthodes de modélisation et d'optimisation aboutissaient à des concepts qui n'étaient pas toujours optimaux. L'intérêt de notre méthode est qu'elle atteint le point optimal de fonctionnement ce qui permet de faire le maximum d'économies tant en gardant une efficacité satisfaisante, surtout en ces temps où la marge de manoeuvre s'est considérablement rétrécie et où la moindre parcelle d'économie est appréciable.



## CHAPITRE II

### OPTIMISATION DE LA PRESSION DE VAPEUR

#### II.1. DESCRIPTION DU CYCLE COMBINE:

Le cycle de la turbine à gaz étant un cycle ouvert, son rendement est relativement faible. Il faut savoir que les gaz d'échappement ont une température qui avoisine les  $500^{\circ}\text{C}$  à la sortie de la turbine, ce qui représente 60 à 85 % de l'énergie primaire fournie par le combustible . L'idée est venue d'employer ces gaz pour réchauffer à la sortie du compresseur, puis on a pensé à associer le cycle à gaz à un cycle de Rankine. Le cycle ainsi obtenu (Fig.2.1 ), grâce à la récupération de l'énergie considérable des rejets, a un rendement qui peut atteindre environ 43 à 45 % .

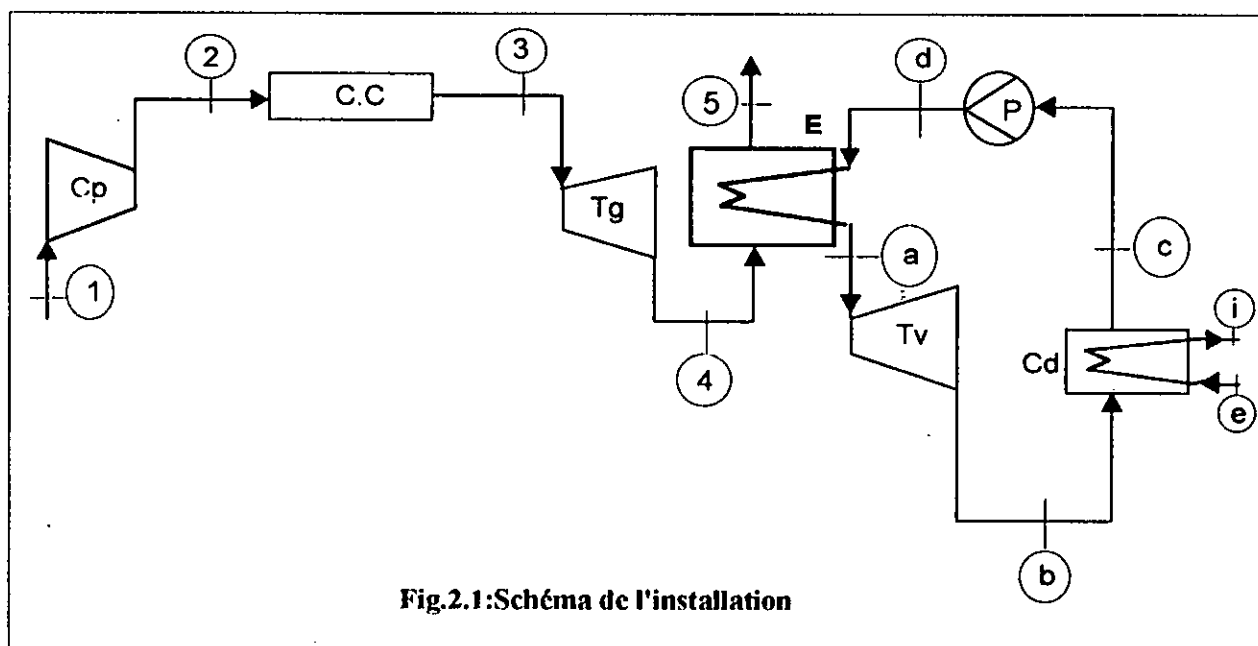


Fig.2.1:Schéma de l'installation

La chaudière de récupération est généralement une chaudière à tubes d'eau, elle travaillera seulement par échange convectif .Il est préférable de munir les tubes d'ailettes afin d'intensifier l'échange thermique en diminuant l'encombrement.

La chaudière comprend un faisceau évaporateur constitué de tubes dudgeonnés ainsi que les appareils annexes tels que le surchauffeur et l'économiseur (Fig.2.2 ).

Ces deux derniers sont constitués de rangées de tubes en serpentin formant des nappes . Les gaz doivent quitter la turbine avec une légère surpression .

En effet, étant donné l'importance de leur volume, il est souhaitable de ne pas installer en aval un ventilateur de tirage. De plus, il faudra avoir une perte de charge assez faible pour permettre une marche en tirage naturel. On aura une circulation du type méthodique, c'est à dire que les gaz et l'eau seront à contre-courant, ceci nous permet de tracer le diagramme des températures ( Fig.2.3 ).

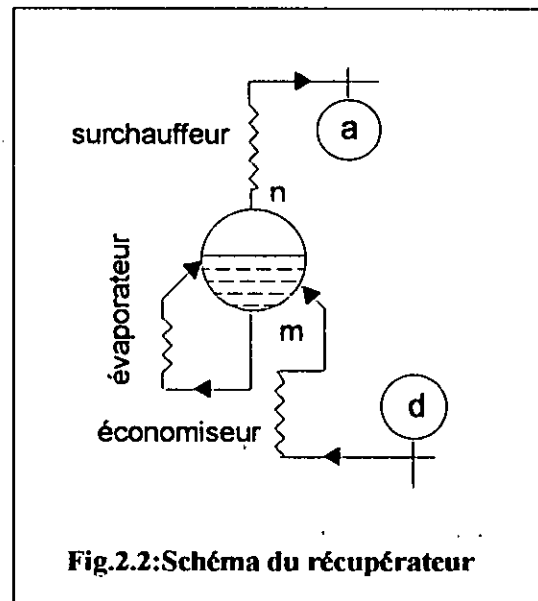


Fig.2.2:Schéma du récupérateur

## II .2.OPTIMISATION:

### II .2.1.Paramètres de base:

Les paramètres les plus importants sont :

- La température des gaz à l'échappement .
- La pression de vapeur .
- Le Pinch Point : C'est le point où la température des gaz et celle de la vapeur sont les plus proches, il se situe à l'entrée de l'évaporateur .

### II .2.2.Méthode d'optimisation :

La pression de vapeur optimale doit maximiser le travail fourni par la turbine à vapeur et minimiser les rejets au niveau du condenseur et de la cheminée .

On a donc mis au point l'algorithme suivant :

#### II .2.2.1 Données:

- L'excès d'air au niveau des gaz d'échappement est important, on prendra donc une enthalpie des gaz très proche de celle de l'air .
- La différence de température au niveau du Pinch Point ( 15°C ) .
- L'approche: C'est à dire la différence de température entre l'eau et les gaz à l'entrée de la chaudière. On la prendra égale à 25°C .
- La température des gaz à l'entrée de la chaudière (500°C) .
- La température de condensation ( 45°C ) .
- Le rendement isentropique de la turbine ( 85 % ) .

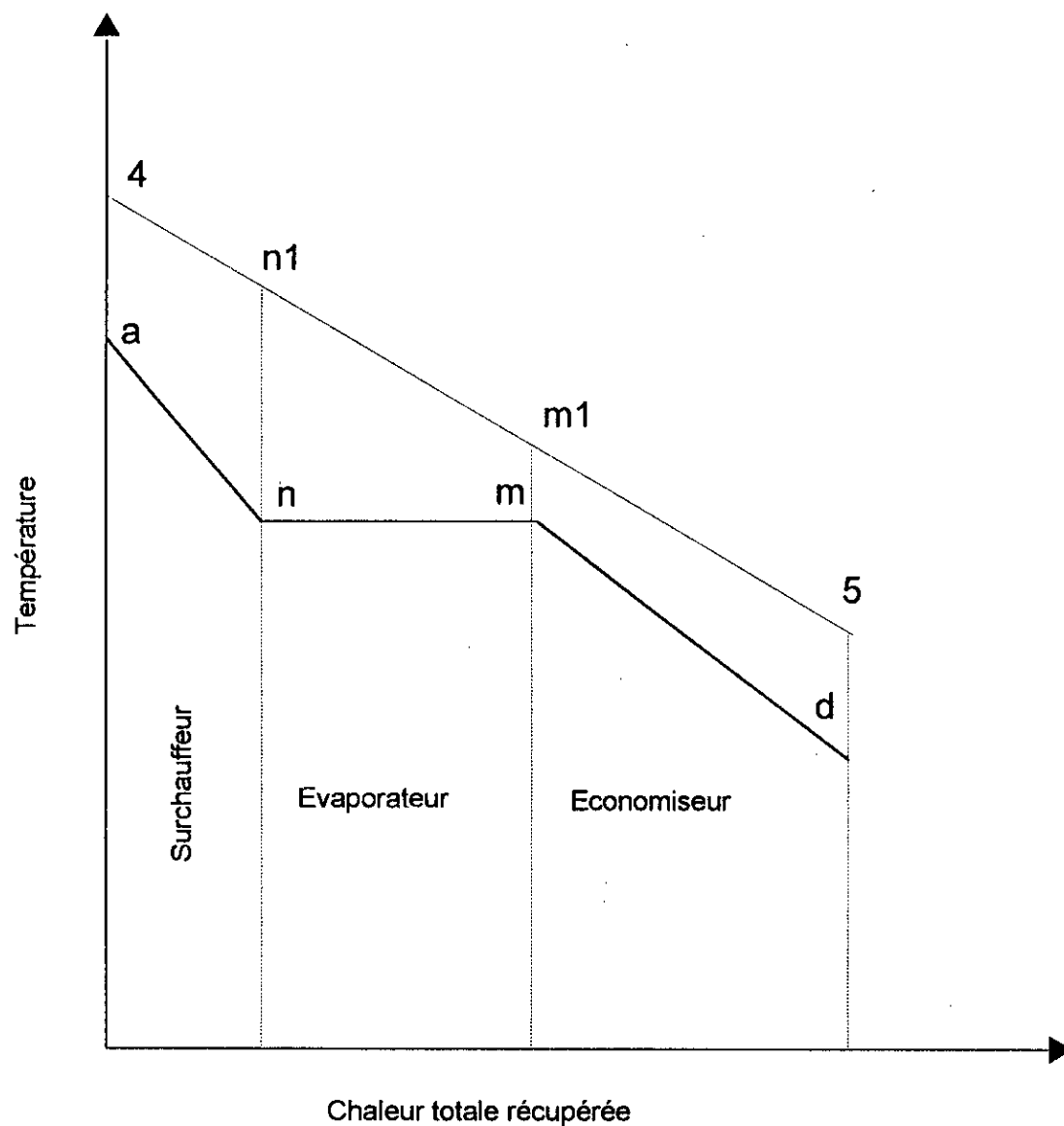


Fig.2.3 :Diagramme des températures du récupérateur

### II .2.2.2.Procédure de calcul :

- On se donne la pression de vapeur puis on calcule la température et les enthalpies aux points  $m$  et  $n$ .
- On a :  $T_{m1} = T_m + \Delta T_{pp}$  ( 2.1 ) ; à partir de  $(T_{m1})$ , on calcule  $(h_{m1})$ .
- A partir de la pression de vapeur, connaissant  $(T_a)$ , on calcule  $(h_a)$  et  $(s_a)$ .
- Bilans énergétiques:

- L'ensemble Surchauffeur-Evaporateur :  $y = \frac{h_a - h_{m1}}{h_a - h_m}$  ( 2.2 )

- Surchauffeur:  $h_{m1} = h_a - y(h_a - h_n)$  ( 2.3 )

- Ensemble chaudière:  $h_5 = h_a - y(h_a - h_d)$  ( 2.4 )

- Pour une turbine isentropique :

à 45°C:  $x_{bis} = \frac{s_a - s_f}{s_{fg}}$  ( 2.5 )

$h_{bis} = h_d + x_{bis} \cdot h_{fg} ; (h_d = h_f)$  ( 2.6 )

- Si  $\eta_t = 0.85$  :  $h_b = h_a - \eta_t(h_a - h_{bis})$  . ( 2.7 )

$x_b = \frac{h_b - h_d}{h_{fg}}$  ( 2.8 )

- Calcul des rejets :

- Chaudière :  $R_{ch} = h_5 - h_0$  . ( 2.9 )

Avec  $h_0$ : Enthalpie des gaz à 30°C ( Milieu ambiant )

- Condenseur :  $R_{cd} = y(h_b - h_d)$  . ( 2.10 )

- On pose :  $R = R_{cd} + R_{ch}$  . ( 2.11 )

- Calcul du travail :

- Par Kg de vapeur :  $W = h_a - h_b$  . ( 2.12 )

- Par Kg de gaz :  $yW = y(h_a - h_b)$  . ( 2.13 )

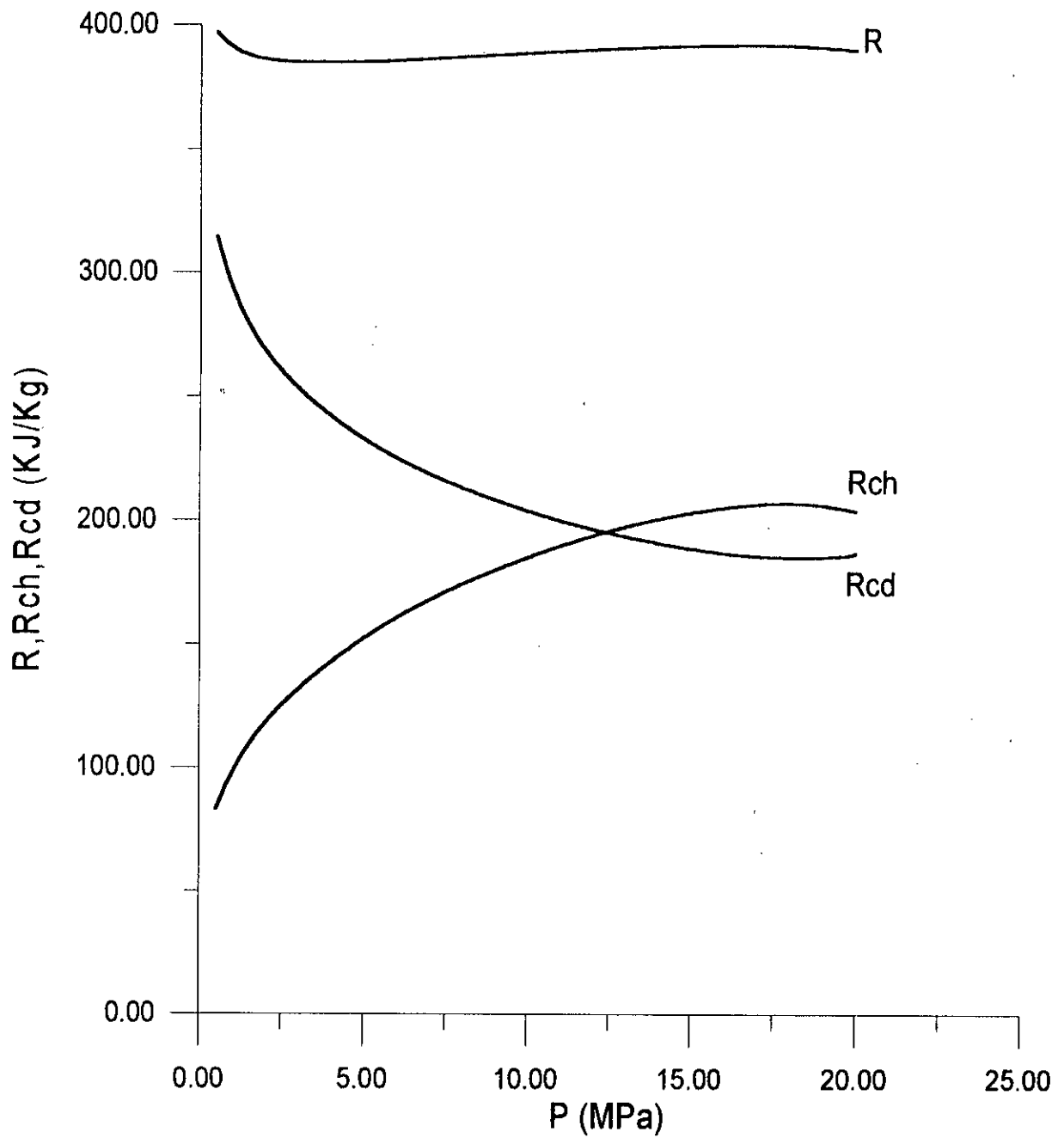
- Par exploration numérique , on arrive à localiser la pression optimale .

II .2.3.Résultats :

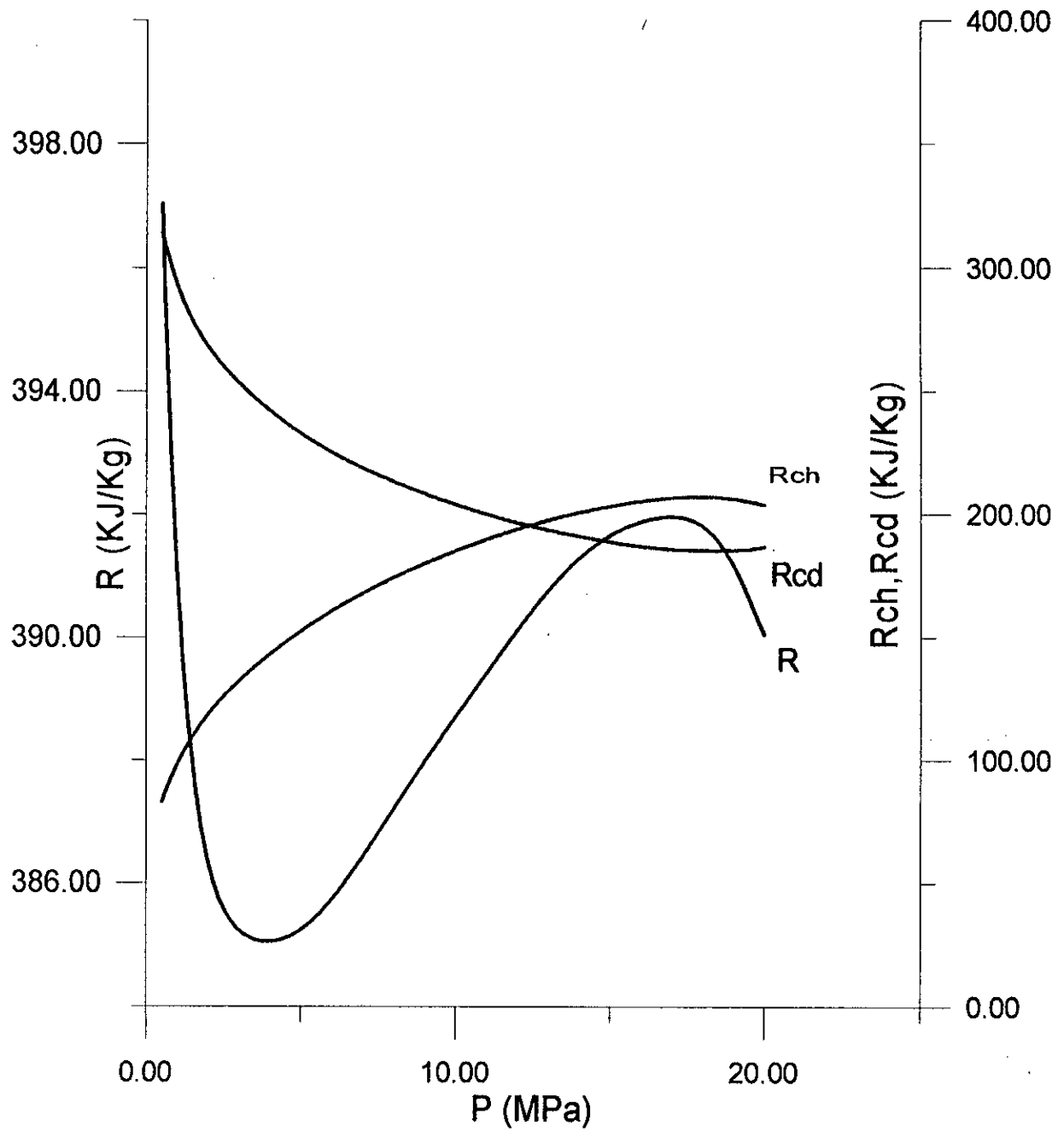
Ils sont présentés sous la forme d'un tableau (Tabl.2.1) et de graphiques (Fig.2. ). On arrive ainsi à tracer le diagramme des températures pour l'échangeur, à l'échelle, (Fig.2. ) .

$P$ (MPa)	3.70	$R$ (KJ/Kg)	384.95
$W$ (KJ/Kg vap)	987.65	$x_b$	0.925
$y$ (Kg vap/Kg)	0.110	$T_m$ (°C)	245.72
$yW$ (KJ/Kg)	109.13	$T_{m1}$ (°C)	260.72
$R_{ch}$ (KJ/Kg)	140.16	$T_{n1}$ (°C)	440.87
$R_{cd}$ (KJ/Kg)	244.79	$T_5$ (°C)	167.35

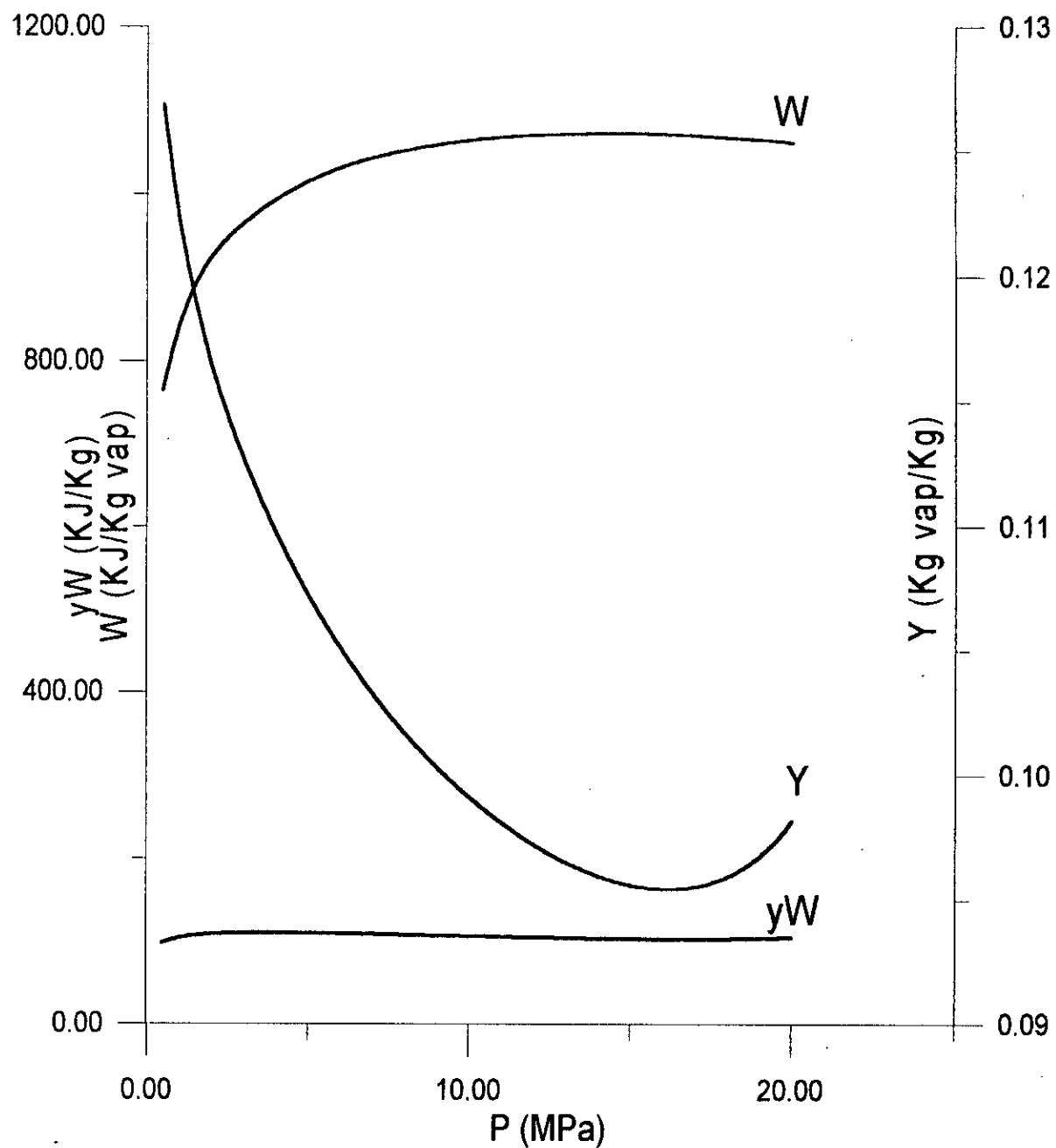
**Tableau 2.1: Paramètres Optimaux**



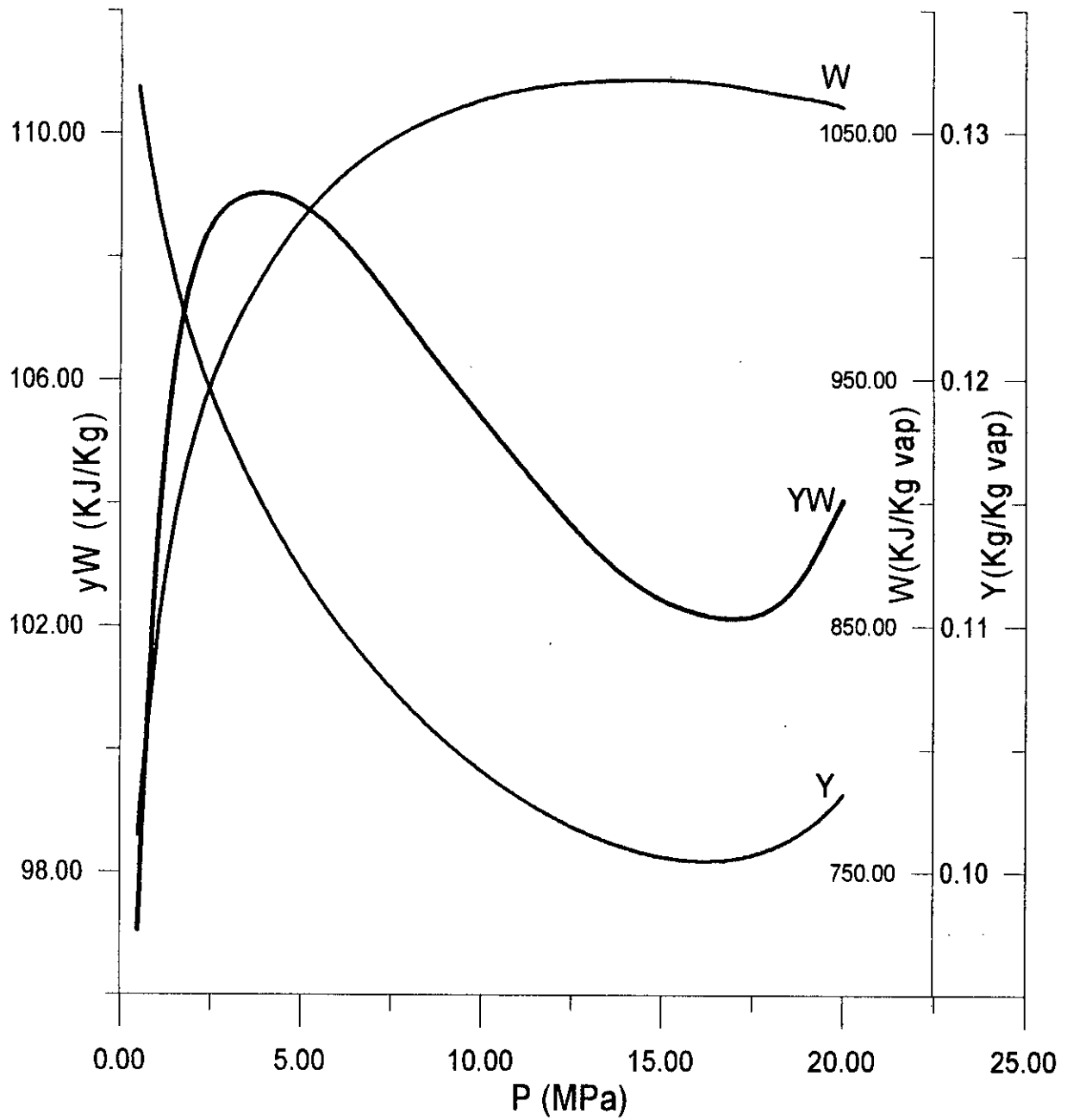
**Fig.2.4 : Variations des rejets en fonction de la pression de vapeur**



**Fig.2.4.bis : Variations des rejets en fonction de la pression de vapeur**

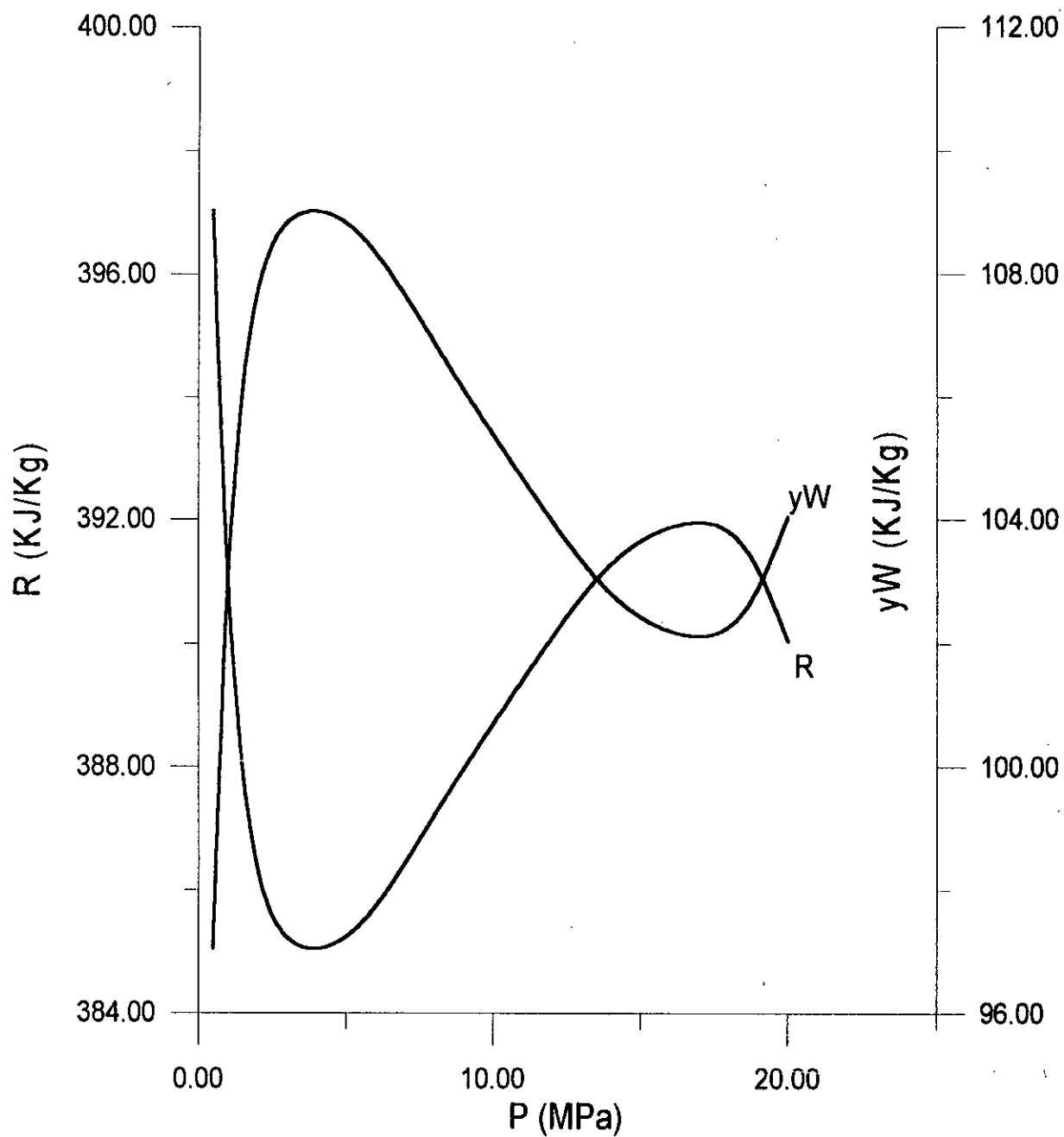


**Fig.2.5 : Variations du travail et de la vapeur récupérée en fonction de la pression de vapeur**

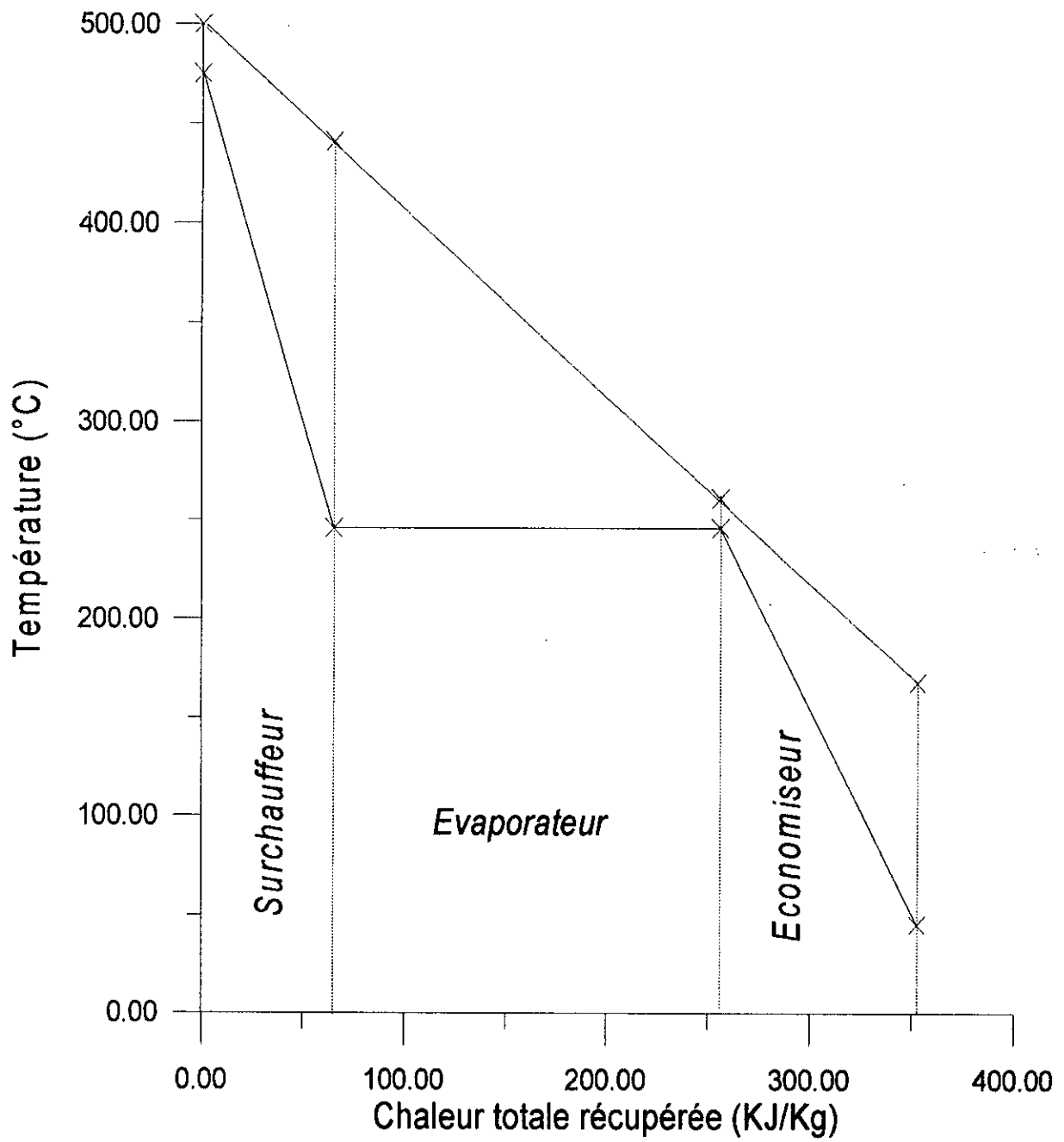


**Fig.2.5.bis: Variations du travail et de la vapeur en fonction de la pression de vapeur**





**Fig.2.6: Variations des rejets et du travail en fonction de la pression de vapeur**



**Fig.2.7 :Diagramme des températures du récupérateur (à l'échelle)**

## CHAPITRE III

### OPTIMISATIONS ECONOMIQUE ET ENERGETIQUE COMPAREES DU RECUPERATEUR

#### III .1 INTRODUCTION:

Une fois les paramètres thermodynamiques du récupérateur définis, il reste à trouver sa configuration géométrique optimale.

Notre choix se portera sur deux fonctions-objectif à minimiser:

- Le coût monétaire intégral: C'est la somme des investissements et des dépenses opératoires.
- Le coût énergétique intégral: C'est la somme du contenu énergétique des équipements et de l'énergie opératoire; le contenu énergétique étant la quantité d'énergie utilisée afin de concevoir et d'installer ces équipements .

Pour comparer les solutions optimales, on emploiera un diagramme appelé « Caractéristique énergie-coût » ou « CAREC » consistant à porter en abscisse le coût énergétique total et en ordonnée le coût monétaire total; et cela pour chacun des trois composants de notre échangeur.

#### III .2.Optimisation de l'économiseur:

- La chaleur récupérée est:

$$\dot{Q} = \dot{m}_v \Delta h = \dot{m}_v (h_m - h_d) \quad (3.1.a)$$

$$\dot{Q} = 13,2(1064,77 - 188,45) = 11,57 \text{ MW} \quad (3.1.b)$$

$$c_{p \text{ eau}} = \frac{\Delta h}{\Delta t} = \frac{h_m - h_d}{t_m - t_d} \quad (3.2.a)$$

$$c_{p \text{ eau}} = \frac{1064,77 - 188,45}{245,72 - 45} = 4,3659 \text{ KJ / Kg.}^\circ\text{C} \quad (3.2.b)$$

$$c_{p \text{ gaz}} = \frac{\Delta H}{\Delta T} = \frac{y(h_m - h_d)}{T_{m1} - T_5} \quad (3.3.a)$$

$$c_{p \text{ gaz}} = \frac{0,11(1064,77 - 188,45)}{260,72 - 167,35} = 1,0324 \text{ KJ / Kg.}^\circ\text{C} \quad (3.3.b)$$

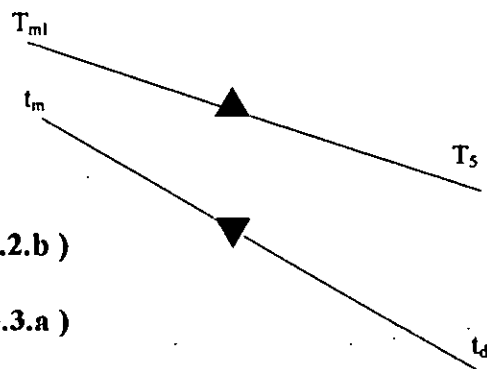


Fig.3.1:Diagramme des températures de l'économiseur

- Les capacités calorifiques de l'eau et des gaz sont respectivement:

$$\dot{C}_{eau} = (\dot{m}c_p)_{eau} = 13,2 \times 4,3659 = 57,63 \text{ KJ / Kg.}^\circ\text{C} \quad (3.4)$$

$$\dot{C}_{gaz} = (\dot{m}c_p)_{gaz} = 120 \times 1,0324 = 123,9 \text{ KJ / Kg.}^\circ\text{C} \quad (3.5)$$

- Les propriétés des deux fluides ( Nombre de Prandtl, viscosité, masse volumique) sont calculées sur la base de leurs températures respectives [1] et en considérant que les gaz ont des caractéristiques identiques à celles de l'air pour les raisons évoquées auparavant.

- Le rapport des capacités calorifiques est défini par:

$$R = \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_{\max}} = \frac{57,63}{123,9} \quad (3.6.a)$$

$$R = 0,465 \quad (3.6.b)$$

- L'efficacité de l'échangeur peut s'écrire comme suit:

$$E = \frac{t_m - t_d}{T_{m1} - t_d} = \frac{245,72 - 45}{260,72 - 45} \quad (3.7.a)$$

$$E = 0,93 \quad (3.7.b)$$

- Pour un échangeur à contre-courant pur:

$$NUT_{c.c} = \frac{Ln \left[ \frac{1-E}{1-ER} \right]}{R-1} = \frac{Ln \left[ \frac{1-0,465}{1-0,93 \times 0,465} \right]}{0,465-1} = 3,91 \quad (3.8)$$

Le facteur de correction correspondant à notre configuration ( Voir fig.3.2 ) est [11]:  $F = 1$

$$\text{donc: } NUT'_r = 3,91 \quad (3.9)$$

### III .2.1. Equations de base:

Dans les systèmes gaz-liquide, il est généralement préférable d'utiliser des surfaces ailetées afin d'intensifier les échanges thermiques, ce qui permet un gain d'espace.

Notre économiseur sera donc composé d'une série de tubes ailetés en forme de serpentín comme l'indique la fig.3.2.

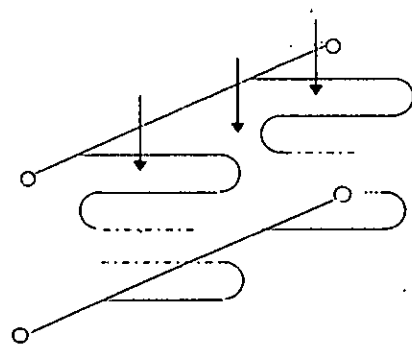


Fig.3.2: Schéma de l'économiseur

Le coefficient de transfert global correspondant peut s'écrire sous la forme suivante:

$$\frac{1}{UA_1} = \frac{1}{h_1 A_1} + \frac{1}{h_2 A_2} + \frac{d_w}{k \left( \frac{A_1 + A_b}{2} \right)} + \frac{1}{he_1 A_1} + \frac{1}{he_2 A_2} \quad (3.10)$$

Avec:

$A_1$ : Surface d'échange côté interne.

$A_2$ : Surface d'échange côté externe.

$A_b$ : Surface externe des tubes sans ailettes.

$he_1$  et  $he_2$  sont les coefficients d'encrassement du côté intérieur et extérieur des tubes [5].

On posera:  $R_d = \frac{1}{he_1 A_1} + \frac{1}{he_2 A_2}$       (3.11) qui représente la résistance d'encrassement

et:  $R_t = \frac{2d_w}{k_w (A_1 + A_b)}$       (3.12) qui représente la résistance à la conduction du tube,  $k_w$

étant la conductivité du matériau (acier) dans la plage de température d'utilisation [1]

et  $d_w$  l'épaisseur de la paroi des tubes.

Le Nombre d'Unités de Transfert étant par définition:  $NUT = \frac{UA}{\dot{m}c_p}$

$$NUT_1 = \frac{h_1 A_1}{(\dot{m}c_p)_1} \quad \text{et} \quad NUT_2 = \frac{h_2 A_2}{(\dot{m}c_p)_2}$$

On peut donc écrire que:

$$\frac{1}{(\dot{m}c_p)_1 NUT_g} = \frac{1}{(\dot{m}c_p)_1 NUT_1} + \frac{1}{(\dot{m}c_p)_2 NUT_2} + R_t + R_d$$

on obtient alors l'expression de  $NUT_2$ :

$$NUT_2 = \frac{1}{(\dot{m}c_p)_2 \left( \frac{1}{(\dot{m}c_p)_1 NUT_g} - \frac{1}{(\dot{m}c_p)_1 NUT_1} - R_t - R_d \right)} \quad (3.13)$$

-Par définition, la puissance mécanique dégradée peut s'écrire de la façon suivante [8]:

$$\dot{E} = NUE \cdot \dot{m} \cdot u_m^2$$

$NUE$  représente le Nombre d'Unités d'Energie dégradée.

$$\text{donc: } \dot{E}_1 = NUE \cdot \dot{m}_1 \cdot u_{m1}^2 \quad (3.14)$$

$$\dot{E}_2 = NUE \cdot \dot{m}_2 \cdot u_{m2}^2 \quad (3.15)$$

$u_m$  est la vitesse moyenne d'écoulement,  $u_m = \frac{\dot{m}}{\rho S}$

$S$  est la section droite de l'écoulement , pour  $n$  tubes circulaires:  $S_1 = \frac{\pi}{4} n \cdot d_1^2$  ( 3.16 )

d'où:  $u_{m1} = \frac{\dot{m}_1}{\rho_1 S_1}$  ( 3.17 )

$u_{m2} = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2 S_2}$  ( 3.18 )

-La perte de pression peut s'écrire comme suit:  $\Delta P = \frac{\rho}{\dot{m}} \dot{E}$

d'où:  $\Delta P = NUE \cdot \rho \cdot u_m^2$

donc:  $\Delta P_1 = NUE_1 \cdot \rho_1 \cdot u_{m1}^2$  ( 3.19 )

$\Delta P_2 = NUE_2 \cdot \rho_2 \cdot u_{m2}^2$  ( 3.20 )

- Le facteur de frottement est lié au Nombre d'Unités d'Energie dégradée par la relation suivante [8]:

$$f/2 \equiv \frac{S}{A} NUE$$

d'où:

$$NUE_1 = \frac{A_1}{S_1} f_1/2$$
 ( 3.21 )

et:  $S_2 = A_2 \frac{f_2/2}{NUE_2}$  ( 2.22 )

Dans le cas particulier de l'analogie de Colburn, définie par l'égalité:  $J = f/2$ , les nombres  $NUE$  et  $NUT$  sont proportionnels [8], soit:  $NUE = NUT \cdot Pr^{2/3}$

Dans le cas général, l'écart à cette l'analogie est donné par un facteur adimensionnel appelé facteur de Legoff et défini comme suit:

$$L_f = \frac{J}{f/2} = \frac{NUT \cdot Pr^{2/3}}{NUE}$$

On peut donc écrire que:

$$L_{f1} = \frac{J_1}{f_1/2}$$
 ( 3.23 )

$$L_{f2} = \frac{J_2}{f_2/2}$$
 ( 3.24 )

et que:

$$NUE_1 = \frac{NUT_1 \cdot Pr_1^{2/3}}{L_{f_1}} \quad (3.25)$$

$$NUE_2 = \frac{NUT_2 \cdot Pr_2^{2/3}}{L_{f_2}} \quad (3.26)$$

III .2.2. Influence des paramètres géométriques:

Les aires des surfaces d'échange sont:

$$A_1 = n\pi d_1 L \quad (3.27)$$

$$A_b = n\pi d_2 L \quad (3.28)$$

$L$  et  $n$  sont respectivement la longueur et le nombre de tubes.

$$d_1 = d_2 - 2d_w \quad (3.29)$$

$d_w$ , l'épaisseur des tubes, est choisie d'après la norme BWG (Birmingham Wire Gauge).

Détermination de la surface d'échange des tubes ailetés:

Le calcul des prix des échangeurs est établi en fonction, entre autres, du type d'ailettes et de leurs caractéristiques.

Dans le cas présent, il s'agit d'ailettes en Aluminium de 15,875 mm de hauteur (5/8 in) et de 0,559 mm (0,022 in) d'épaisseur moyenne.

Il y a 314,96 ailettes par unité de longueur de tube (8 ailettes/in), on peut donc écrire que:

$$A_2 = 314,96 \cdot n \cdot L \cdot A_f$$

$A_f$  étant la surface d'une ailette et du creux entre deux ailettes.

$$A_f = \pi \cdot d_2 \cdot s' + 2 \frac{\pi}{4} \left[ (d_2 + 2h)^2 - d_2^2 \right] \frac{l}{h}$$

La signification des termes ci-dessus est donnée à la fig.3.3.

Donc:

$$A_f = \pi d_2 (s - e_b) + 2 \pi h (d_2 + h) \frac{l}{h}$$

d'où:  $A_f = \pi (s - e_b + 2l) d_2 + 2 \pi h l$

Avec:  $l = \sqrt{\left(\frac{e_b}{2}\right)^2 + h^2}$

et les données numériques suivantes:

$s = 3,175 \text{ mm}$

$e_b = 1,105 \text{ mm}$

$h = 15,875 \text{ mm}$

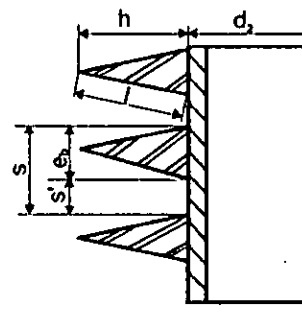


Fig.3.3:Schéma d'un tube à ailettes

on trouve:  $A_f = 106,43.10^{-3}d_2 + 1586,95.10^{-6}$

Donc:  $A_2 = (33,5d_2 + 0,5)n.L$  ( 3.30 )

III .2.3.Expressions empiriques des différents critères:

Le Nombre de Reynolds est défini par:

$$Re \equiv \frac{\rho u d}{\mu} = \frac{\dot{m} d}{\mu S}$$

donc:  $Re_1 = \frac{\dot{m}_1 d_1}{\mu_1 S_1}$  ( 3.31 )

Le facteur de frottement  $f$  et le critère de Colburn  $J$  s'expriment en fonction du Nombre de Reynolds par des lois empiriques du type:

$$f/2 = a.Re^{-b}$$

$$J = c.Re^{-d}$$

1°- Côté interne:

On utilisera les corrélations données par [8] pour des conduites cylindriques longues, soit:

- Critère de Colburn:

$$J = 0,027.Re^{-0,2} \text{ pour } Re > 10^4$$
 ( 3.32 )

- Facteur de frottement:

$$f/2 = 0,052.Re^{-0,243} \text{ pour } 2,1.10^3 \leq Re < 10^5$$
 ( 3.33.a )

$$f/2 = 0,021.Re^{-0,164} \text{ pour } 10^5 \leq Re < 10^6$$
 ( 3.33.b )

2°- Côté externe:

Pour des tubes à section circulaire disposés en quinconce, avec ailettes circulaires lisses [16]:

- Le critère de Colburn est:

$$J \equiv St.Pr^{2/3} = 0,134.Re^{-0,319} \left(\frac{s'}{h}\right)^{0,2} \left(\frac{s'}{e}\right)^{0,11}$$

Avec:  $5.000 < Re < 20.000$

$$0,15 < s'/h < 0,63$$

$$1,0 < s'/e < 6$$

- Le facteur de frottement est:

$$f = 9,47.Re^{-0,316} \left(\frac{S_T}{d_2}\right)^{-0,927} \left(\frac{S_T}{S_D}\right)^{0,515}$$

Sous les conditions suivantes:

$$11,1 < d_2 < 40,9 \text{ (mm)}$$

$$1,9 < S_T/d_2 < 4,6$$

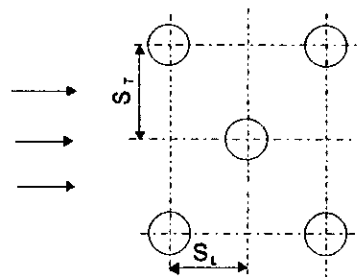


Fig.3.4: Tubes en quinconce



$$\text{où: } S_D = \sqrt{S_T^2 + S_L^2}$$

$$\text{Avec: } s = 3,175 \text{ mm}$$

$$e = 0,559 \text{ mm}$$

$$h = 15,875 \text{ mm}$$

$$\text{on trouve: } J = 0,11 \cdot Re^{-0,319} \quad (3.34)$$

$$\text{En prenant: } S_T/d_2 = S_L/d_2 = 2$$

$$\text{on trouve: } f = 4,17 \cdot Re^{-0,316} \quad (3.35)$$

### III 2.4. Procédure de calcul:

Les relations présentées ci-dessus ( 3.11 à 3.35 ) constituent un système de 25 équations de base, avec 29 inconnues. Le système possède donc 4 degrés de liberté, c'est à dire que l'on doit choisir un groupe de 4 variables pour l'optimisation.

On a adopté les 4 suivantes pour des considérations pratiques car on peut fixer aisément leurs intervalles respectifs:

- $A_2$  : aire extérieure des tubes.
- $d_2$  : diamètre extérieur des tubes.
- $n$ : nombre de tubes.
- $Re_2$  : nombre de Reynolds côté gaz.

La résolution de ce système conduira à un très grand nombre de solutions. Le fait d'imposer une fonction-objectif nous permettra d'aboutir à l'échangeur optimal.

### III 2.5. Coûts Monétaire et Energétique:

#### III 2.5.1. Coût Monétaire Intégral de l'économiseur:

##### III 2.5.1.1. Coût Monétaire de l'échangeur:

Les manuels de données économiques montrent que le prix d'un échangeur est généralement proportionnel à une certaine puissance (comprise entre 0,5 et 1,5) de sa surface de transfert.

Dans le cas présent, le prix de base de notre économiseur est donné par [11] en fonction de la surface des tubes sans ailettes  $A_b$ , il inclut les frais d'installation (Voir fig.3.6).

Après mise à jour [14] :

$$B = 7426 \cdot A_b^{-0,234} \quad (FF) \quad (3.36)$$

L'expression du coût Monétaire est donnée par [8]:

$$CM_c = B \cdot A_b \cdot f_t (1 + \theta \cdot N \cdot Z_g) \quad (3.37)$$

où:  $f_T$ : facteur correctif dépendant des caractéristiques de l'échangeur (Epaisseur des tubes, pression d'utilisation...).

$\theta$ : coût annuel d'entretien, il sera pris égal à la fraction 0,1 de son prix installé.

$Z_R$ : facteur de normation, il sera pris égal à 1.

$N$ : durée d'exploitation, elle sera prise égale à 30 ans.

Calcul du facteur correctif:

$$f_T = f_e \cdot f_p \cdot f_n \cdot f_m \cdot f_l \quad [2] \quad (3.38)$$

-  $f_e$ : facteur dépendant de l'épaisseur des tubes; pour des tubes 18 BWG:  $f_e = 0,7$ .

-  $f_p$ : facteur dépendant de la pression d'utilisation; à  $P=3,7 \text{ MPa}$ :  $f_p = 1,1$ .

-  $f_n$ : facteur dépendant du nombres de rangées; à :  $f_n = 1$ .

-  $f_m$ : facteur dépendant de la nature du matériau des ailettes; pour des ailettes en Aluminium:

$$f_m = 1.$$

-  $f_l$ : facteur dépendant de la longueur des tubes; pour des tubes de 10m;  $f_l = 0,95$ .

d'où:  $f_T = 0,73$

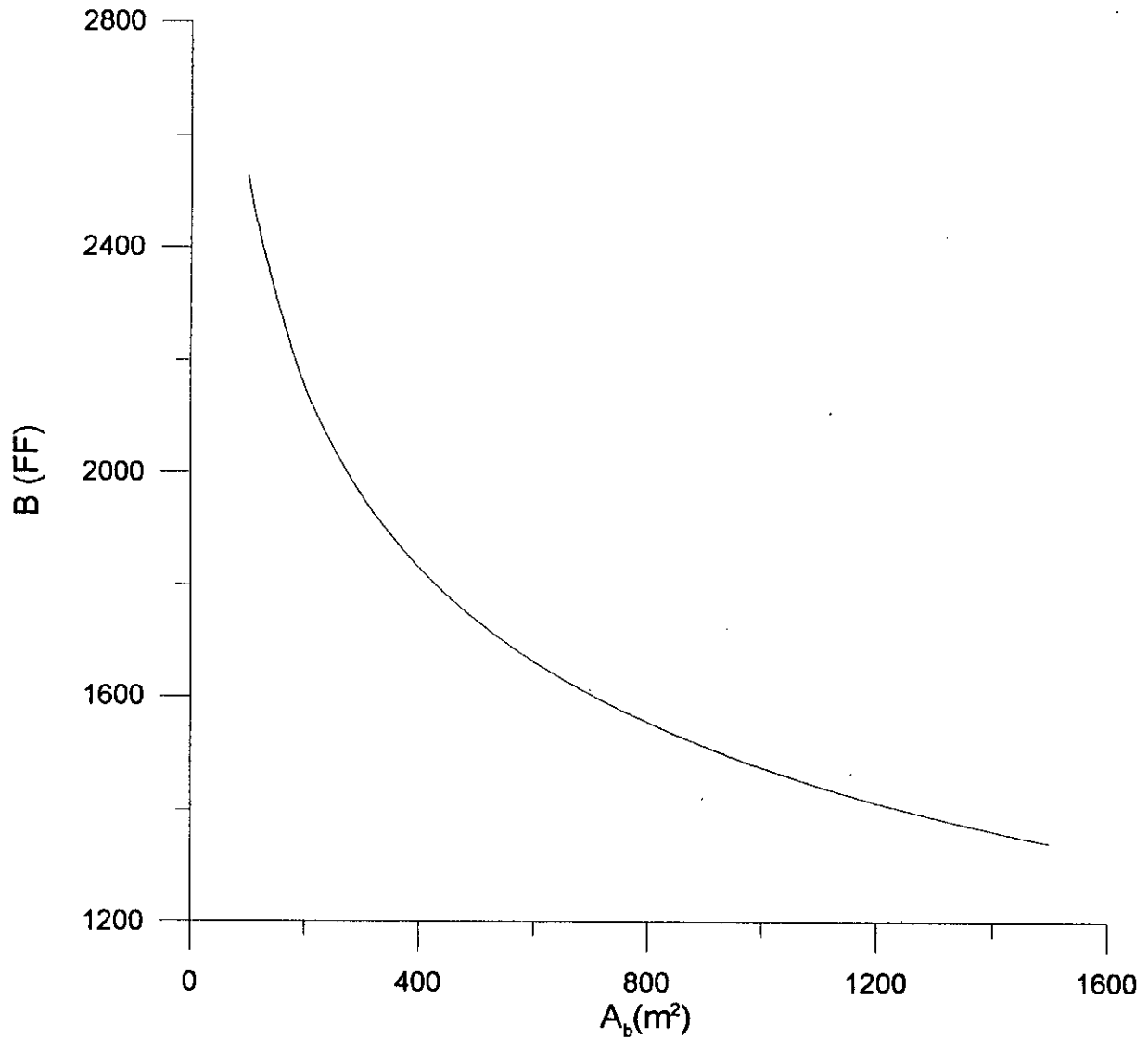
Avec toutes ces données, on peut écrire que:

$$CM_c = 21683,92 \cdot A_b^{0,766} \quad (FF) \quad (3.39)$$

Au taux officiel,  $FF = 11,07 \text{ DA}$  [17]

on obtient alors:

$$CM_c = 240041 \cdot A_b^{0,766} \quad (DA) \quad (3.40)$$



**Fig.3.5: Variations du prix de base de l'économiseur en fonction de sa surface d'échange (sans ailettes)**

### III.2.5.1.2. Coût Monétaire de l'énergie opératoire:

Le coût d'exploitation énergétique peut se mettre sous la forme suivante [8]:

$$CM_e = \frac{c_{el} (\dot{E}_1 + \dot{E}_2)}{10^3 \eta_m} N.Z.T_{op} \quad (3.41)$$

$c_{el}$ : prix d'achat de l'énergie électrique.

Le prix d'achat de l'énergie primaire (G.N), pour l'année 1996, est [15]:  $c_{G.N} = 0,1594 \text{ DA/th}$ .

$$\text{Or: } 1KWh \text{ élect} = \frac{1}{0,4} \times \frac{KJ}{s} \times 3600s = \frac{3600}{0,4} \times \frac{1}{4,18} \times 10^{-3} \text{ thermie}$$

$$\text{ou: } 1KWh \text{ élect} = 2,153 \text{ thermies.} \quad (3.42)$$

$$\text{Donc: } c_{e1} = 2,153 \times 0,1594$$

$$\text{ou: } c_{e1} = 0,343 \text{ DA / KWh}$$

$\eta_m$ : rendement du groupe, il sera pris égal à 0,8.

Z: facteur de normation, égal à 1.

$T_{op}$ : nombre d'heures de fonctionnement par an,  $T_{op} = 6000 \text{ h/an}$ .

D'où:

$$CM_e = 46,3(\dot{E}_1 + \dot{E}_2) \quad (DA) \quad (3.43)$$

Le coût Monétaire Intégral de l'économiseur, pour une période d'exploitation de 30 ans est finalement la somme des 2 termes précédents:

$$CM_t = CM_c + CM_e \quad (3.44)$$

### III 2.5.2. Coût Energétique Intégral de l'économiseur:

Après la comptabilité monétaire que nous venons d'établir, calculons par la même procédure, la comptabilité énergétique de l'opération.

#### II 2.5.2.1. Coût Energétique des tubes:

Par analogie avec le coût Monétaire, on pourrait écrire que:  $CE_c = a \cdot A^b$ ; mais nous allons utiliser une autre méthode, qui donne des résultats proches quoique plus précis.

On montre que le contenu énergétique des tuyaux du commerce en acier ordinaire est proportionnel à leur masse, soit environ:  $\delta_a = 50 \text{ MJ/Kg}$  [8].

$$\text{On a donc: } CE_{tb} = \delta_a \cdot m \quad (3.45)$$

$$\text{mais: } m = \rho_a \cdot V$$

où:  $V$  est le volume des tubes.

$$\text{Pour un tube de diamètre extérieur } d_2, \text{ d'épaisseur } d_w \text{ et de longueur } L: \quad (3.46.a)$$

$$V = \frac{\pi}{4} [d_2^2 - (d_2 - 2d_w)^2] \cdot L \quad (3.46.b)$$

$$V = \pi \cdot d_w \cdot (d_2 - d_w) \cdot L$$

Donc, pour  $n$  tubes:

$$CE_{tb} = \pi \cdot \rho_a \cdot \delta_a \cdot (d_2 - d_w) \cdot d_w \cdot n \cdot L \quad (3.47)$$

Avec:  $\rho_a = 7801 \text{ Kg/m}^3$  pour l'acier à 1.0 % de Carbone [1],

nous obtenons:

$$CE_{tb} = 1225378,2.(d_2 - d_w).d_w.n.L \quad (3.48)$$

II.2.5.2.2. Coût Energétique des ailettes:

On procède de la même manière pour calculer le Coût Energétique des ailettes en Aluminium .

$$CE_f = \delta_{al}.m \quad (3.49)$$

$$m = \rho_{al}.V \quad (3.50)$$

Avec:  $\rho_{al}=2700 \text{ Kg}/m^3$

et:  $\delta_{al}=65 \text{ MJ}/\text{Kg}$  [8,2]

$$V = 2\pi.S.X_G \text{ (Théorème de Guldin)} \quad (3.51)$$

où:  $S$  est la section triangulaire de l'ailette

et  $X_G$  le centre de gravité de celle-ci.

Donc:

$$V = 2\pi\left(\frac{1}{2}e_b.h\right)\left(\frac{1}{2}d_e + \frac{1}{3}h\right) \quad (3.52.a)$$

$$V = \pi.1,105.15,875.10^{-6}\left(0,5.d_e + \frac{15,875}{3}10^{-3}\right) \quad (3.52.b)$$

$$V = 5,51.10^{-6}\left(0,5.d_e + 5,29.10^{-3}\right) \quad (3.52.c)$$

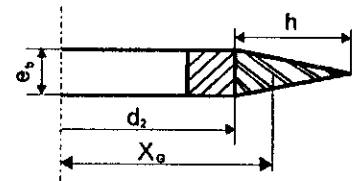


Fig.3.6:Schéma d'une ailette

Le coût énergétique d'une seule ailette est

donc:

$$CE_f = 2700.65.5,51.10^{-5}\left(0,5.d_2 + 5,29.10^{-3}\right) \quad (3.53.a)$$

$$CE_f = 9,67.\left(0,5.d_2 + 5,29.10^{-3}\right) \quad (3.53.b)$$

Pour  $n$  tubes de longueur  $L$ :

$$CE_f = 314,96.n.L.\left(0,5.d_2 + 5,29.10^{-3}\right) \quad (3.53.c)$$

Le Coût Energétique total des ailettes est alors:

$$CE_f = 3045,9\left(0,5.d_2 + 5,29.10^{-3}\right).L.n \quad (3.53.d)$$

III.2.5.2.3. Coût Energétique des accessoires:

Les accessoires (brides,collecteurs,...) représentent une fraction estimée à 0,2 du Coût Energétique de l'échangeur. En d'autres termes:

$$CE_e = CE_{tb} + CE_f + 0,2.CE_e \quad (3.54.a)$$

d'où:

$$CE_e = 1,25\left(CE_{tb} + CE_f\right) \quad (3.54.b)$$

III.2.5.2.4. Coût Energétique de l'énergie opératoire:

La consommation opératoire d'énergie primaire  $\dot{E}$  sur une durée donnée de  $N$  ans, est l'énergie consommée pour fabriquer et transporter ces  $\dot{E} \cdot N$  d'énergie. Si le rendement global de notre installation est de 0,4, et si le Contenu Energétique de l'ensemble des équipements de la centrale électrique et du réseau de distribution est de l'ordre de 0,01  $J/J$  d'énergie primaire [8], alors la consommation d'énergie primaire est:

$$CE_e = \frac{\dot{E} \cdot N}{0,4} H \cdot 3600 \cdot 10^{-6} \cdot 1,01 \quad (MJ) \quad (3.55.a)$$

Dans le cas présent:

$$CE_e = (\dot{E}_1 + \dot{E}_2) N \cdot H \cdot 3600 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1,01}{0,4} \quad (MJ) \quad (3.55.b)$$

Avec:  $N=30$  ans et  $H = 6000$  h/an

on obtient:

$$CE_e = 1636,2 (\dot{E}_1 + \dot{E}_2) \quad (3.56)$$

Le Coût Energétique Intégral est la somme des deux termes précédents, c'est à dire que:

$$CE_i = CE_c + CE_e \quad (3.57)$$

III .3.OPTIMISATION DU SURCHAUFFEUR:

Comme l'économiseur, le surchauffeur sera composé de plusieurs nappes de tubes en serpentín, vu qu'il y a de la vapeur à l'intérieur des tubes, ces derniers seront lisses.

La procédure d'optimisation sera identique à celle de l'économiseur à quelques détails près, notamment en ce qui concerne les différents critères.

- La chaleur récupérée est:

$$\dot{Q} = \dot{m}_v \Delta h = \dot{m}_v (h_a - h_n) \quad (3.58.a)$$

$$\dot{Q} = 13,2(3391,55 - 2802,6) = 7,77 MW \quad (3.58.b)$$

$$c_{p\ vop} = \frac{\Delta h}{\Delta t} = \frac{h_a - h_n}{t_a - t_n} \quad (3.59.a)$$

$$c_{p\ vop} = \frac{3391,55 - 2802,6}{475 - 245,72} = 2,5687 KJ / Kg.^{\circ}C \quad (3.59.b)$$

$$c_{p\ gaz} = \frac{\Delta H}{\Delta T} = \frac{y(h_a - h_n)}{T_4 - T_{n1}} \quad (3.60.a)$$

$$c_{p\ gaz} = \frac{0,11(3391,55 - 2802,6)}{500 - 440,87} = 1,0956 KJ / Kg.^{\circ}C \quad (3.60.b)$$

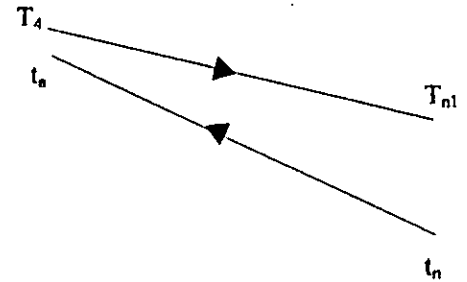


Fig.3.7:Diagramme des températures du surchauffeur

- Les capacités calorifiques de la vapeur et des gaz sont respectivement:

$$\dot{C}_{vap} = (\dot{m}c_p)_{vap} = 13,2 \times 2,5687 = 33,91 KW/^{\circ}C \quad (3.61.a)$$

$$\dot{C}_{gaz} = (\dot{m}c_p)_{gaz} = 120 \times 1,0956 = 131,47 KW/^{\circ}C \quad (3.61.b)$$

- Les propriétés des deux fluides sont calculées de la même façon que pour l'économiseur.

- Le rapport des capacités calorifiques est:

$$R = \frac{(\dot{m}c_p)_{vap}}{(\dot{m}c_p)_{gaz}} = \frac{33,91}{131,47} = 0,258 \quad (3.62)$$

- L'efficacité de l'échangeur est:

$$E = \frac{t_a - t_n}{T_4 - t_n} = \frac{475 - 245,72}{500 - 245,72} = 0,9 \quad (3.63)$$

Le Nombre d'Unités de Transfert est donc:

$$NUT_g = \frac{LH \left[ \frac{1-E}{1-ER} \right]}{R-1} = \frac{LH \left[ \frac{1-0,9}{1-0,9 \times 0,258} \right]}{0,258-1} = 2,75 \quad (3.64)$$

III .3.1.Equations de base:

Le coefficient de transfert global peut s'écrire comme suit:

$$\frac{1}{(\dot{m}c_p)_1 NUT'_g} = \frac{1}{(\dot{m}c_p)_1 NUT'_1} + \frac{1}{(\dot{m}c_p)_2 NUT'_2} + \frac{2d_w}{k_w(A_1 + A_2)} + \frac{1}{h_{e1}A_1} + \frac{1}{h_{e2}A_2}$$

Avec:

$$R_t = \frac{2d_w}{k_w(A_1 + A_2)} \quad (3.65)$$

et:

$$R_d = \frac{1}{h_{e1}A_1} + \frac{1}{h_{e2}A_2} \quad (3.66)$$

On écrit que:

$$NUT'_2 = \frac{1}{(\dot{m}c_p)_2 \left( \frac{1}{(\dot{m}c_p)_1 NUT'_g} - \frac{1}{(\dot{m}c_p)_1 NUT'_1} - R_t - R_d \right)} \quad (3.67)$$

La puissance dégradée est:

$$\dot{E}_1 = NUE \cdot \dot{m}_1 \cdot u_{m1}^2 \quad (3.68)$$

$$\dot{E}_2 = NUE \cdot \dot{m}_2 \cdot u_{m2}^2 \quad (3.69)$$

$u_m$  est la vitesse moyenne d'écoulement,  $u_m = \frac{\dot{m}}{\rho S}$

$S$  est la section droite de l'écoulement, pour  $n$  tubes circulaires:  $S_1 = \frac{\pi}{4} n \cdot d_1^2$  (3.70)

$$\text{d'où: } u_{m1} = \frac{\dot{m}_1}{\rho_1 S_1} \quad (3.71)$$

$$u_{m2} = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2 S_2} \quad (3.72)$$

La perte de pression de chaque côté s'écrit comme suit:

$$\Delta P_1 = NUE_1 \cdot \rho_1 \cdot u_{m1}^2 \quad (3.73)$$

$$\Delta P_2 = NUE_2 \cdot \rho_2 \cdot u_{m2}^2 \quad (3.74)$$

On sait que:  $f/2 \equiv \frac{S}{A} NUE$

d'où:

$$NUE_1 = \frac{A_1}{S_1} f_1/2 \quad (3.75)$$

$$\text{et: } S_2 = A_2 \frac{f_2/2}{NUE_2} \quad (3.76)$$



Le facteur de Legoff côté interne est:

$$L_{f1} = \frac{J_1}{f_1/2} \quad (3.77)$$

Celui du côté externe est:

$$L_{f2} = \frac{J_2}{f_2/2} \quad (3.78)$$

Le Nombre d'Unités de Transfert côté interne est:

$$NUE_1 = \frac{NUT_1 \cdot Pr_1^{2/3}}{L_{f1}} \quad (3.79)$$

Celui du côté externe est:

$$NUE_2 = \frac{NUT_2 \cdot Pr_2^{2/3}}{L_{f2}} \quad (3.80)$$

### III .3.2. Influence des paramètres géométriques:

Les aires des surfaces d'échange sont:

$$A_1 = n\pi d_1 L \quad (3.81)$$

$$A_2 = n\pi d_2 L \quad (3.82)$$

$L$  et  $n$  sont respectivement la longueur et le nombre de tubes.

$$d_1 = d_2 - 2d_w \quad (3.83)$$

$d_w$ , l'épaisseur des tubes, est choisie d'après la norme BWG (Birmingham Wire Gauge).

### III .3.3. Expressions empiriques des différents critères:

Le Nombre de Reynolds côté vapeur est:

$$Re_1 = \frac{\dot{m}_1 d_1}{\mu_1 S_1} \quad (3.84)$$

1°-côté interne:

On utilisera les mêmes corrélations que lors de l'optimisation de l'économiseur, soit:

- Critère de Colburn:

$$J = 0,027 \cdot Re^{-0,2} \quad \text{pour } Re > 10^4 \quad (3.85)$$

- Facteur de frottement:

$$f/2 = 0,052 \cdot Re^{-0,243} \quad \text{pour } 2,1 \cdot 10^3 \leq Re < 10^5 \quad (3.86.a)$$

$$f/2 = 0,021 \cdot Re^{-0,164} \quad \text{pour } 10^5 \leq Re < 10^6 \quad (3.86.b)$$

2°- Côté externe:

- Pour des tubes lisses disposés en quinconce, l'expression du Nombre de Nusselt est [9]:

$$Nu = 0,32 . Re^{0,61} . Pr^{0,31}$$

Le Nombre de Stanton est défini par:

$$St \equiv \frac{Nu}{Re . Pr}$$

d'autre part, le Critère de Colburn peut s'écrire comme suit:

$$J = St . Pr^{2/3}$$

d'où:

$$J = \frac{Nu}{Re . Pr} Pr^{2/3} = 0,32 . Re^{-0,39} . Pr^{-0,023}$$

Avec:  $Pr = 0,70$

on obtient:

$$J = 0,323 . Re^{-0,39} \quad (3.87)$$

- Le facteur de frottement dans le cas présent est donné par [7]:

$$f = \left( 0,25 + \frac{0,118}{\left( \frac{S_T}{d_2} - 1 \right)^{1,08}} \right) Re^{-0,16}$$

pour:  $Re > 10^3$

et:  $1,5 < \frac{S_T}{d_2} < 4$

En prenant:  $S_T/d_2 = 2$

on obtient:

$$f = 0,368 . Re^{-0,16} \quad (3.88)$$

III .3.4.Procédure de calcul:

Les équations ci-dessus ( 3.65 à 3.88 )sont au nombre de 24 et elles font apparaître 28 inconnues. On optera donc pour 4 variables afin de procéder aux calculs, pour les raisons évoquées lors de l'optimisation de l'économiseur, on prendra:

- $A_2$  : aire extérieure des tubes.
- $d_2$  : diamètre extérieur des tubes.
- $n$ : nombre de tubes.

-  $Re_2$  : nombre de Reynolds côté gaz.

III .3.5.Coûts Monétaire et Energétique:

III .3.5.1.Coût Monétaire Intégral du surchauffeur:

III .3.5.1.1.Coût Monétaire de l'échangeur:

L'expression du coût, donnée par [8] et mise à jour, s'écrit de la façon suivante:

$$CM_c = 22280,9 \cdot A_2^{0,6} \quad (FF) \quad (3.89)$$

Ce qui donne, après conversion:

$$CM_c = 246649,56 \cdot A_2^{0,6} \quad (DA) \quad (3.90)$$

III .3.5.1.2.Coût Monétaire de l'énergie opératoire:

Il a déjà été établi pour l'économiseur, donc:

$$CM_e = 46,3(\dot{E}_1 + \dot{E}_2) \quad (DA) \quad (3.91)$$

Le Coût Monétaire Intégral du surchauffeur est donc:

$$CM_t = CM_c + CM_e \quad (3.92)$$

III .5.2.Coût Energétique Intégral du surchauffeur:

L'expression du Coût Energétique a déjà été établie pour l'économiseur:

$$CE_{ib} = 1225378,2(d_2 - d_w) \cdot d_w \cdot n \cdot L \quad (3.93)$$

Si on considère que le Contenu Energétique des accessoires est égal à la fraction 0,2 du Coût Energétique du surchauffeur, on obtient:

$$CE_c = 1,25CE_{ib} \quad (3.94)$$

Quant à l'énergie opératoire, son contenu énergétique est:

$$CE_t = CE_c + CE_e \quad (3.95)$$

III .4.OPTIMISATION DE L'EVAPORATEUR:

L'évaporateur est constitué de deux ballons de forme cylindrique et d'un faisceau de tubes identiques à ceux de l'économiseur.L'évaporation se faisant à température constante, on pourra utiliser la méthode du demi-échangeur consistant à traiter uniquement la partie externe des tubes dans le cas présent, la dégradation côté eau étant négligeable.

- La chaleur récupérée est:

$$\dot{Q} = \dot{m}_v \Delta h = \dot{m}_v (h_n - h_m) \quad (3.96)$$

$$\dot{Q} = 13,2(2802,6 - 1064,77) = 22,94 \text{ MW} \quad (3.97)$$

- L'efficacité de transfert dans ce cas, est:

$$E = \frac{T_{n1} - T_{m1}}{T_{n1} - t_m} = \frac{440,87 - 260,72}{440,87 - 245,72} \quad (3.98)$$

$$E = 0,973 \quad (3.99)$$

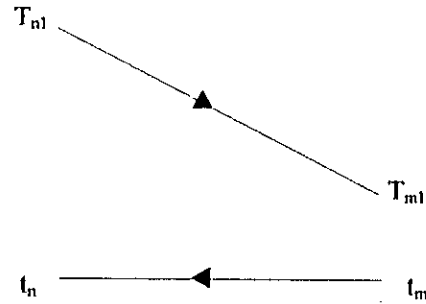


Fig.3.8: Schéma de l'évaporateur

On peut en déduire le Nombre d'Unités de Transfert de chaleur nécessaire, soit [8]:

$$NUT = Ln \frac{1}{1-E} \quad (3.100)$$

$$NUT = 2,56 \quad (3.101)$$

III .4.1.Equations de base:

On sait que:

$$NUE = \frac{NUT}{L_f} Pr^{2/3} \quad (3.102)$$

et que:

$$S = \frac{A \cdot f / 2}{NUE} \quad (3.103)$$

Par ailleurs, la perte de pression et la puissance dégradée sont respectivement:

$$\Delta P = NUE \cdot \rho \cdot u_m^2 \quad (3.104)$$

$$\dot{E} = NUE \cdot \dot{m} \cdot u_m^2 \quad (3.105)$$

avec:  $u_m = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot S} \quad (3.106)$

III .4.2.Influence des paramètres géométriques:

L'expression de la surface d'échange de l'économiseur nous permet d'écrire que:

$$L = \frac{A}{n} (33,5d + 0,5) \quad (3.107)$$

avec:  $A$ : aire de transfert.

$n$ : nombre de tubes.

$d$ : diamètre extérieur des tubes.

- La surface totale des tubes, sans ailettes, est:  $A_b = \pi \cdot d \cdot n \cdot L$  ( 3.108 )

III .4.3. Expressions empiriques des différents critères:

Le critère de Colburn  $J$  et le facteur de frottement  $f$  s'expriment en fonction du Nombre de Reynolds par les lois suivantes (Voir Economiseur):

$$J = 0,11 \cdot Re^{-0,319} \quad ( 3.109 )$$

$$f = 4,17 \cdot Re^{-0,316} \quad ( 3.110 )$$

L'écart à l'analogie de Colburn, donné par le facteur de Legoff est:  $L_f = \frac{J}{f/2}$  ( 3.111 )

III .4.4. Procédure de calcul:

On voit clairement qu'il y a dix équations ( 3.102 à 3.111) qui régissent l'écoulement dans l'évaporateur, elles font apparaître 14 inconnues; ce système comporte donc 4 degrés de liberté.

Lors de l'optimisation, on procédera de la même manière que précédemment.

III .4.5. Coûts Monétaire et Energétique:

III .4.5.1. Coût Monétaire Intégral de l'évaporateur:

En s'inspirant des expressions des coûts de l'économiseur, on écrit:

- Coût Monétaire de l'échangeur:  $CM_c = 240041 \cdot A_b^{0,766}$  ( 3.112 )

- Coût Monétaire de l'énergie opératoire:  $CM_e = 46,3 \cdot \dot{E}$  ( 3.113 )

Le Coût Monétaire Intégral est la somme des deux termes précédents:

$$CM_i = CM_c + CM_e \quad ( 3.114 )$$

III .4.5.2. Coût Energétique Intégral de l'évaporateur:

De la même façon, on a:

- Le Coût Energétique des tubes:  $CE_{tb} = 1225378,2(d - d_w) \cdot d_w \cdot n \cdot L$  ( 3.115 )

- Le Coût Energétique des ailettes:  $CE_f = 3045,9(0,5 \cdot d + 5,29 \cdot 10^{-3}) \cdot L \cdot n$  ( 3.116 )

- Le Coût Energétique de l'échangeur:  $CE_c = 1,25(CE_{tb} + CE_f)$  ( 3.117 )

- Le Coût Energétique de l'énergie opératoire:  $CE_e = 1636,2 \cdot \dot{E}$  ( 3.118 )

Le Coût Energétique Intégral est donc:  $CE_i = CE_c + CE_e$  ( 3.119 )

III .5.PROCEDURE D'OPTIMISATION ET RESULTATS OBTENUS:

Les équations présentées dans chacun des cas précédents constituent des systèmes non linéaires qu'il est impossible de résoudre analytiquement. Nous allons donc chercher les optimums grâce à une méthode d'exploration numérique. Le programme correspondant comprendra quatre boucles imbriquées qui feront varier les quatre variables déjà mentionnées, dans leurs intervalles respectifs. Puis, en fonction de la surface d'échange, il calculera dans chacun des cas l'échangeur optimal correspondant soit au coût monétaire minimal soit au coût énergétique minimal. Au cours de l'optimisation, nous nous sommes aperçus que les deux fonctions-objectifs convergeaient vers le même point lorsqu'on fixe la surface d'échange. Ceci pourrait être imputé au fait que les deux fonctions-objectifs dépendent des trois autres paramètres par des formules mathématiques proches quoique avec des coefficients numériques différents. Cette remarque nous a permis d'éliminer un grand nombre de calculs supplémentaires. Une fois les optimums calculés en fonction de la surface d'échange, on trace la courbe caractéristique Energie-Coût ( CAREC) qui comporte deux minimums correspondants chacun à une fonction-objectif.

Les résultats essentiels concernant les optimums monétaire et énergétique correspondant à chaque constituant de notre récupérateur sont présentés dans les tableaux (3.1) à (3.3) et sur les graphiques des figures (3.9) à (3.17).

Dans le tableau (3.1), on peut lire que l'économiseur optimal correspondant à un coût monétaire intégral nominal est un échangeur dont la surface d'échange est de 7000 m<sup>2</sup>; il est constitué de 85 tubes ailetés de 1.02 cm de diamètre intérieur, de 1.27 cm de diamètre extérieur et de 89 m de longueur. Il s'y dégrade une énergie de 131 KW. Le coût intégral de l'opération sur une période de 30 ans est d'environ 25 millions de Dinars qui se répartissent comme suit:

- 76.2 %: Coût de l'échangeur.
- 23.8 %: Coût de l'énergie opératoire.

On peut aussi voir que l'économiseur optimal correspondant à un contenu énergétique minimal est un échangeur dont la surface d'échange est de 25000 m<sup>2</sup>; il est constitué de 100 tubes de même diamètre que précédemment et d'une longueur de 270 m. Il s'y dégrade une énergie de seulement 21 KW. Mais le coût intégral de l'opération la même période est de 51.4 millions de Dinars qui se répartissent comme suit:

- 98 %: Coût de l'échangeur.

- 2 %: Coût de l'énergie opératoire.

Les tableaux ( 3.2 ) et ( 3.3 ) se prêtent à la même lecture pour le surchauffeur et pour l'évaporateur respectivement.

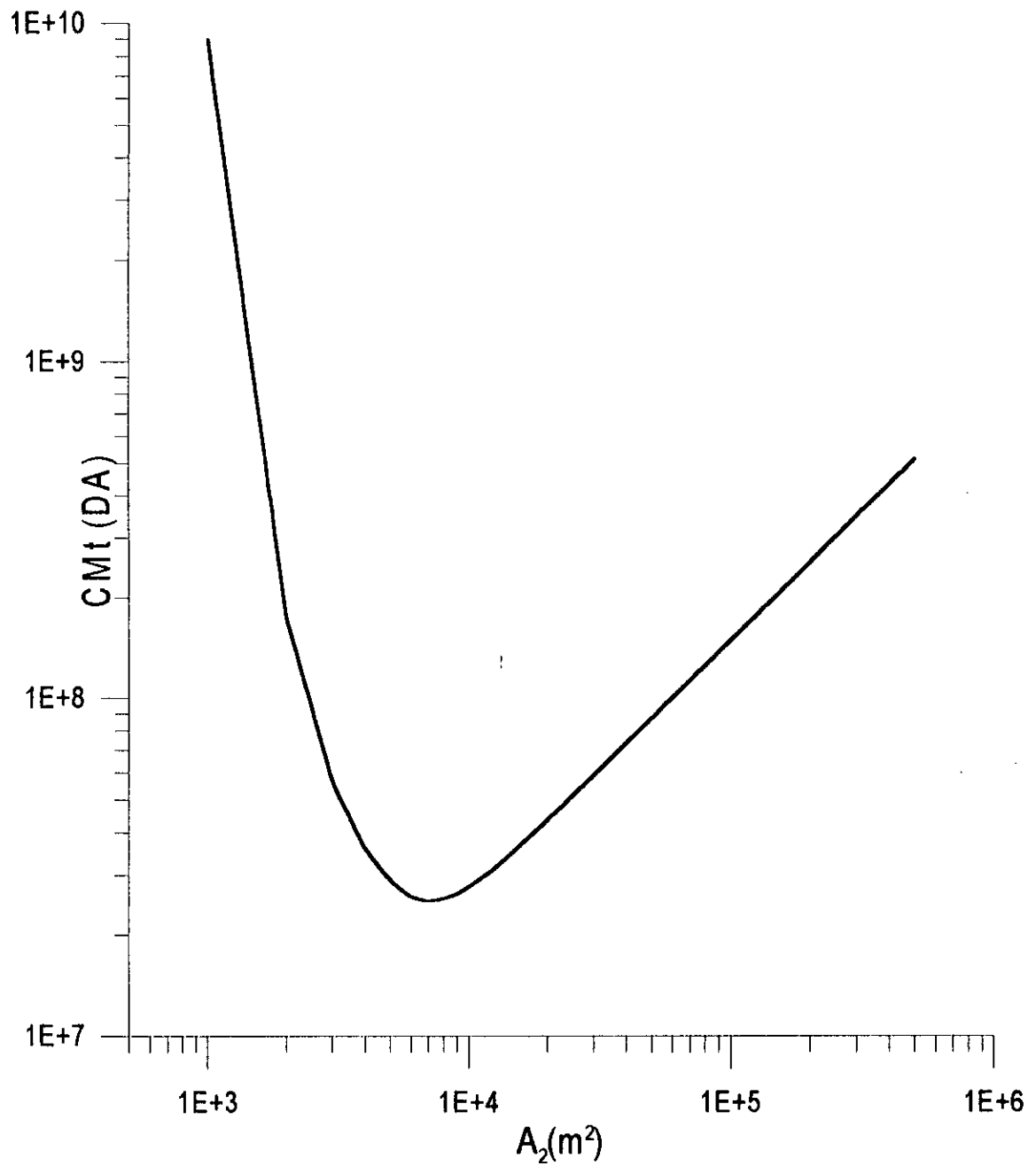
On constate que les deux minimums conduisent à des échangeurs totalement différents tant par leurs taille que par leurs coûts et la répartition des composants de ces coûts.

On voit que du point de vue énergétique, il est préférable de construire un gros échangeur du fait que sur une durée de vie de 30 ans, l'énergie opératoire a une importance plus grande par rapport au contenu énergétique de l'échangeur.

Pour l'économie maximale d'énergie, on aurait, dans le cas de l'économiseur, un surcoût de  $\frac{51,4 - 25,1}{25,1} \times 100 \% = 104,8 \%$  par rapport au minimum monétaire et ce surcoût serait presque totalement dû à l'échangeur.

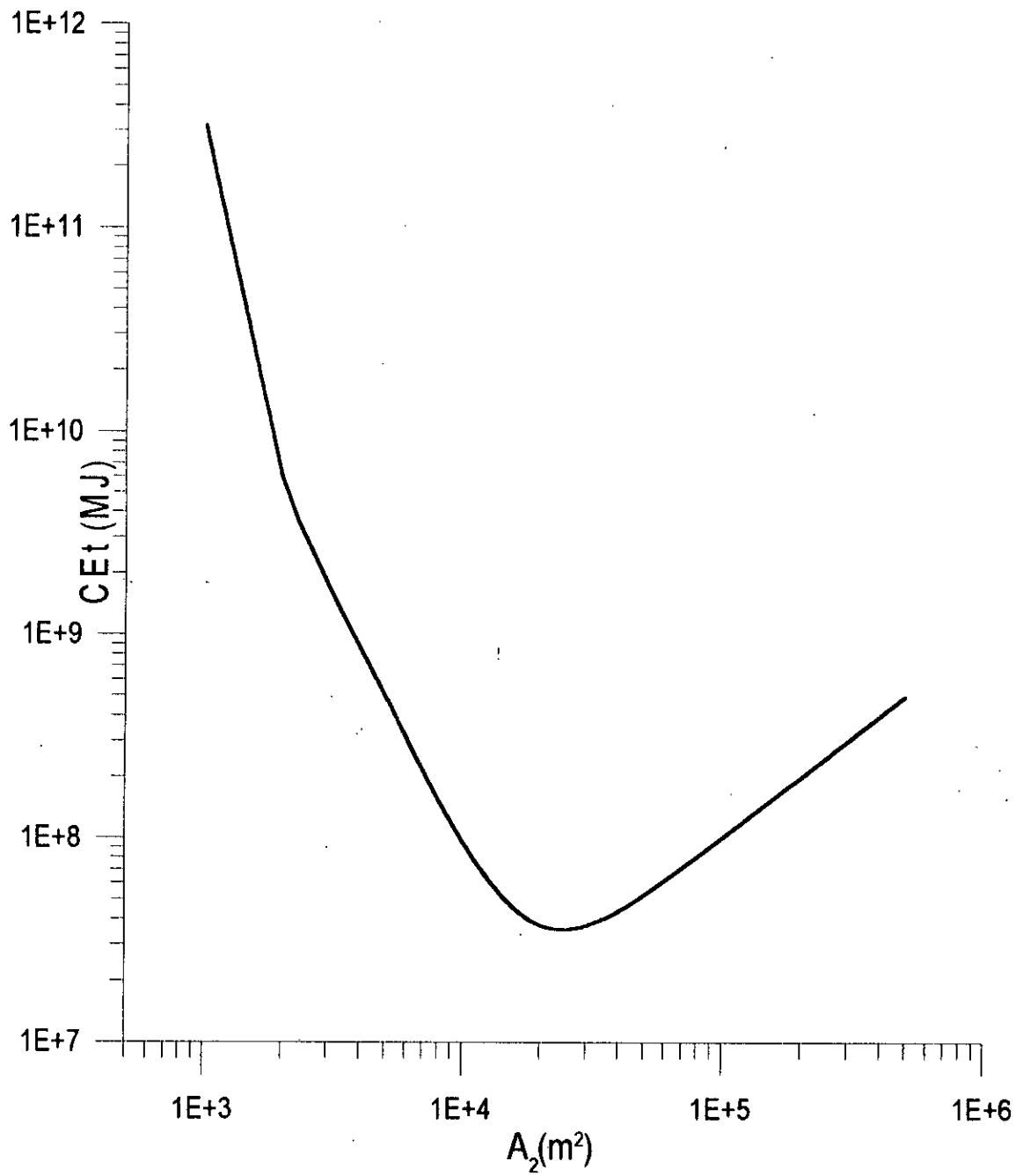
<i>Paramètres</i>	<i>Minimum Monétaire</i>	<i>Minimum Energétique</i>
$A_1 (m^2)$	242,85	867,34
$A_2 (m^2)$	7000	25000
$u_{m1} (m/s)$	5,58	1,75
$u_{m2} (m/s)$	2,06	1,37
$\dot{E}_1 (KW)$	6,15	13,97
$\dot{E}_2 (KW)$	124,59	6,6
$\dot{E}_1 + \dot{E}_2 (KW)$	130,74	20,57
$d_1 (cm)$	1,02	1,02
$d_2 (m)$	1,27	1,27
$n$	85	100
$L (m)$	88,99	270,14
$Re_1$	102365	87010,24
$Re_2$	5000	5000
$CMt (MDA / MFF)$	25,1 / 2,27	51,4 / 4,64
$CEt (MJ)$	$21,4 \cdot 10^7$	$3,5 \cdot 10^7$

**Tabl.3.1:** Paramètres optimaux de l'économiseur

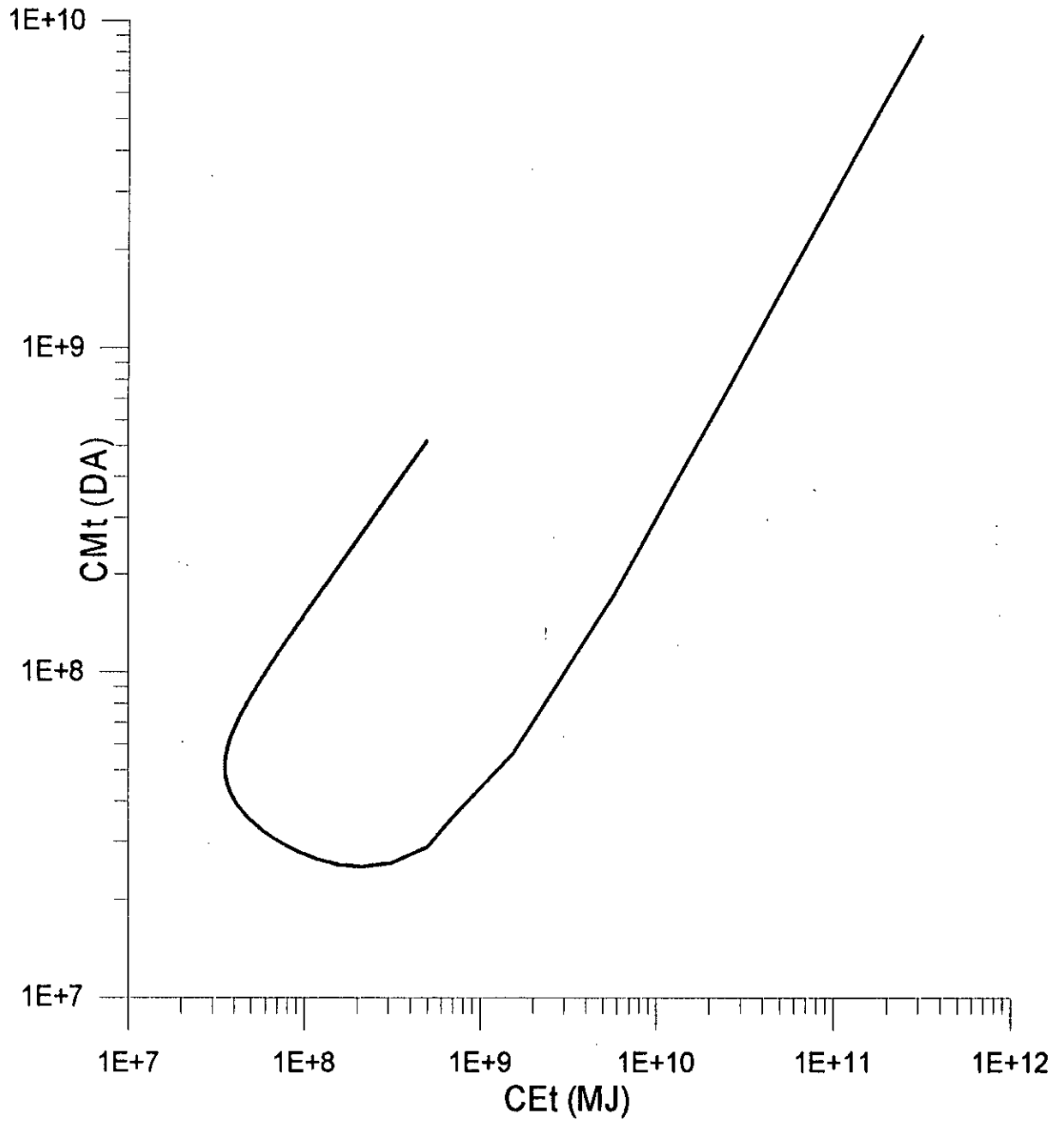


**Fig.3.9: Variations du Coût Monétaire  
en fonction de la surface d'échange  
de l'économiseur**





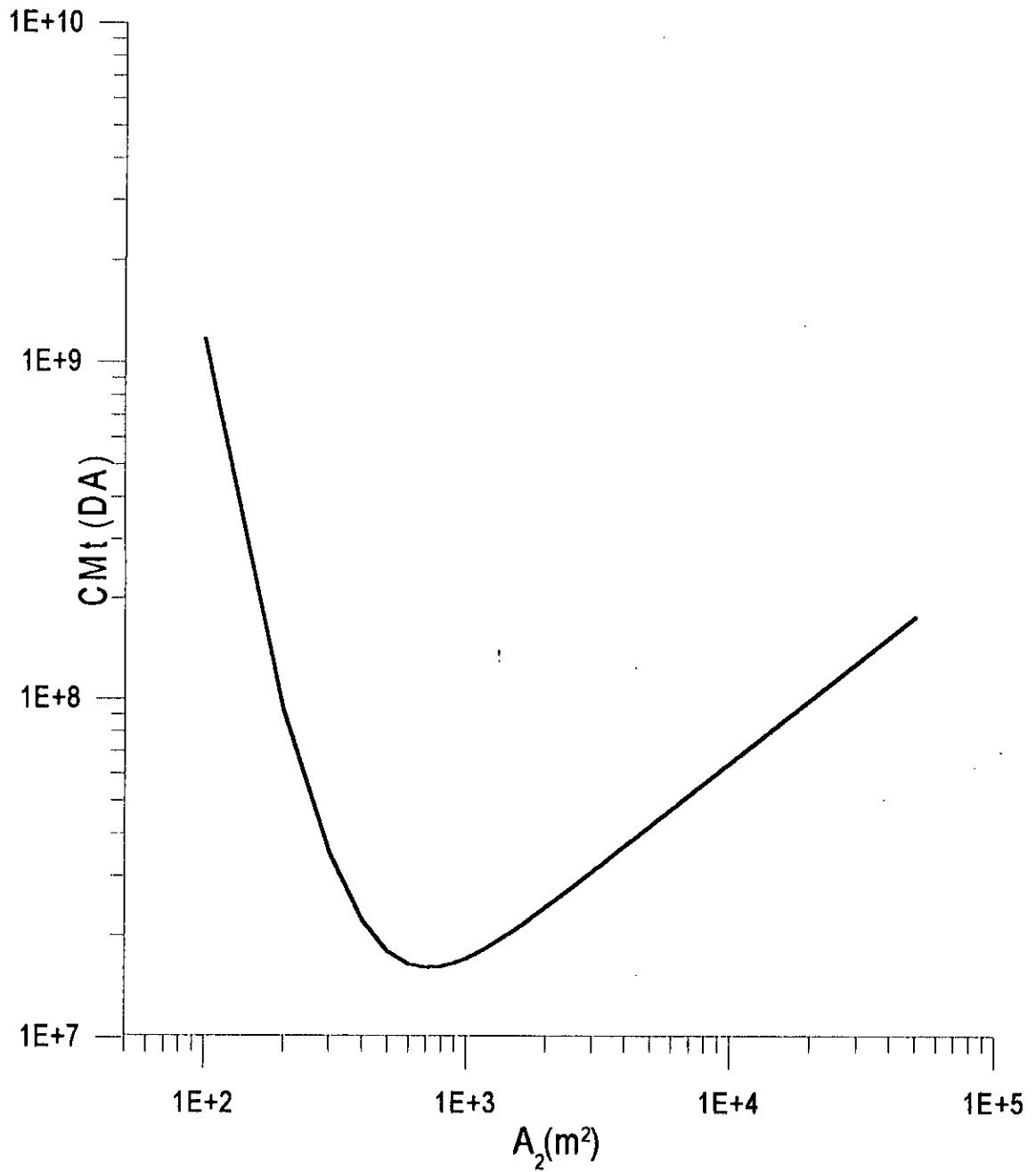
**Fig.3.10: Variations du Coût Energétique  
en fonction de la surface d'échange  
de l'économiseur**



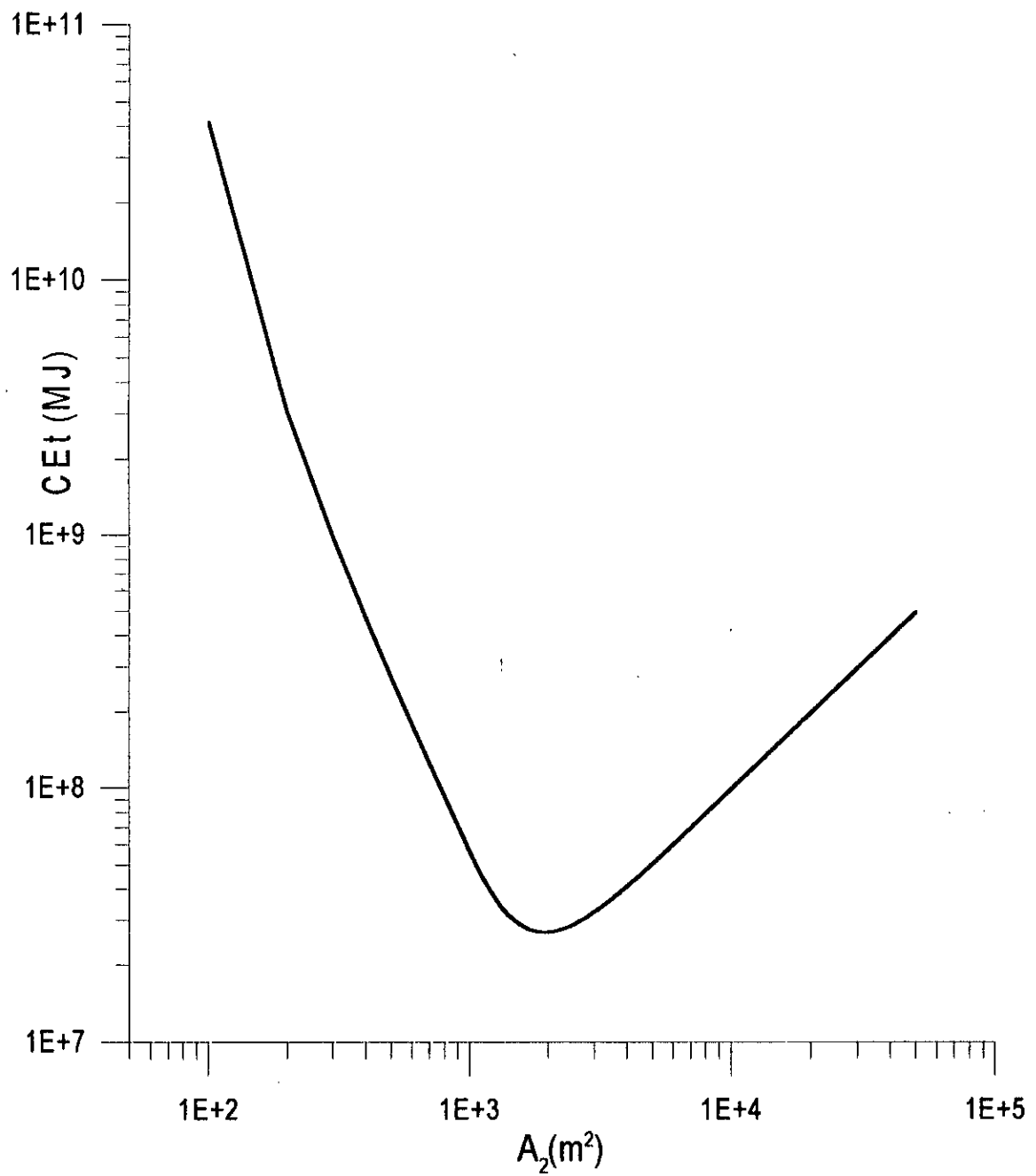
**Fig.3.11: Courbe caractéristique (CAREC) Energie-Coût de l'économiseur**

Paramètres	Minimum Monétaire	Minimum Energétique
$A_1 (m^2)$	660,94	1807,24
$A_2 (m^2)$	700	1900
$u_{m1} (m/s)$	8,25	5,29
$u_{m2} (m/s)$	14,29	4,42
$\dot{E}_1 (KW)$	14,23	10,79
$\dot{E}_2 (KW)$	62,07	4,97
$\dot{E}_1 + \dot{E}_2 (KW)$	76,30	15,76
$d_1 (cm)$	4,197	4,832
$d_2 (m)$	4,445	5,080
$n$	85	100
$L (m)$	58,97	119,05
$Re_1$	207996,96	153563,46
$Re_2$	2000	2000
$CMt (MDA /MFF)$	16,1 / 1,45	23,6 / 2,13
$CEt (MJ)$	$12,5 \cdot 10^7$	$2,7 \cdot 10^7$

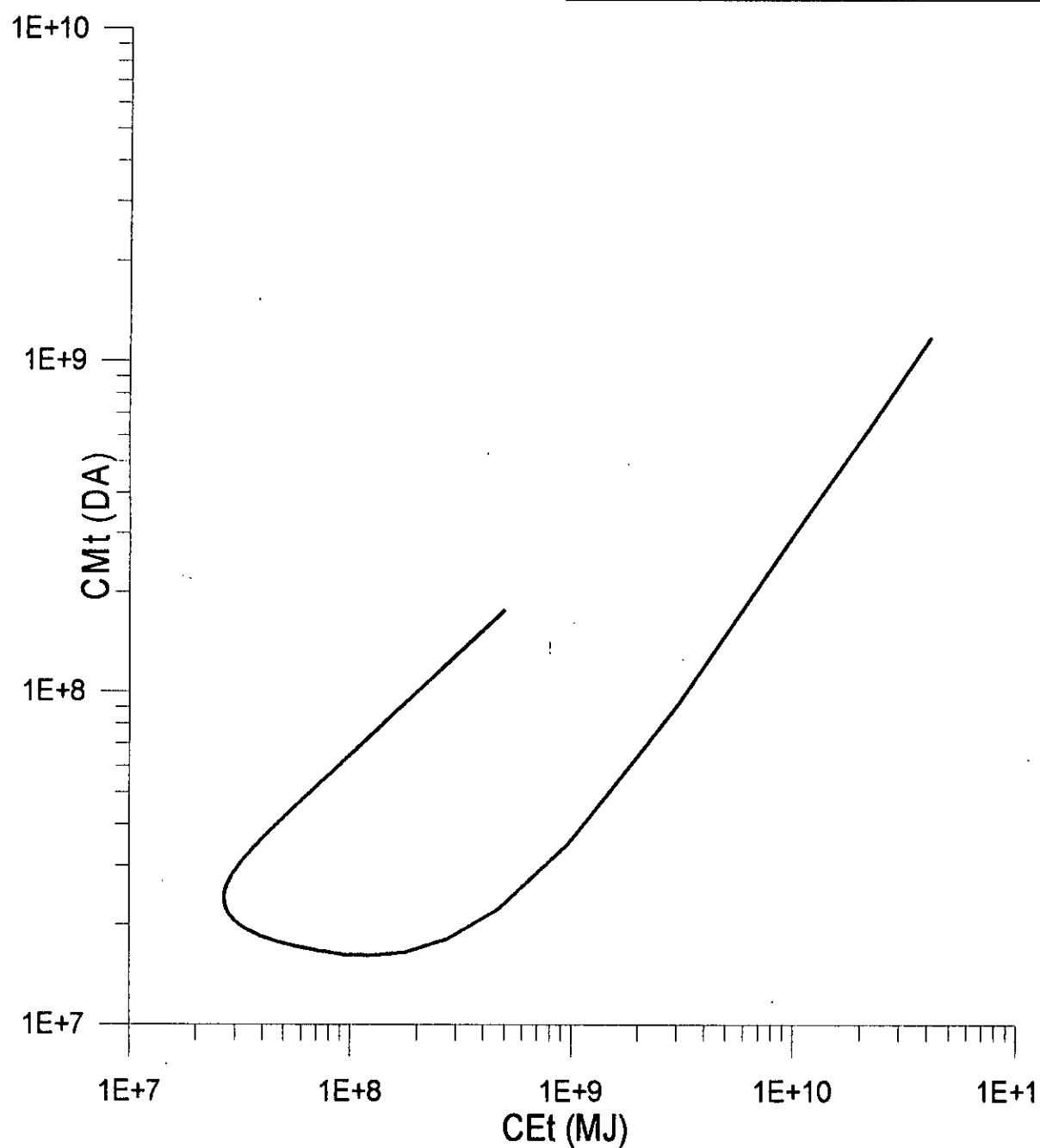
**Tabl.3.2:** Paramètres Optimaux  
du surchauffeur



**Fig. 3.12: Variations du Coût Monétaire en fonction de la surface d'échange du surchauffeur**



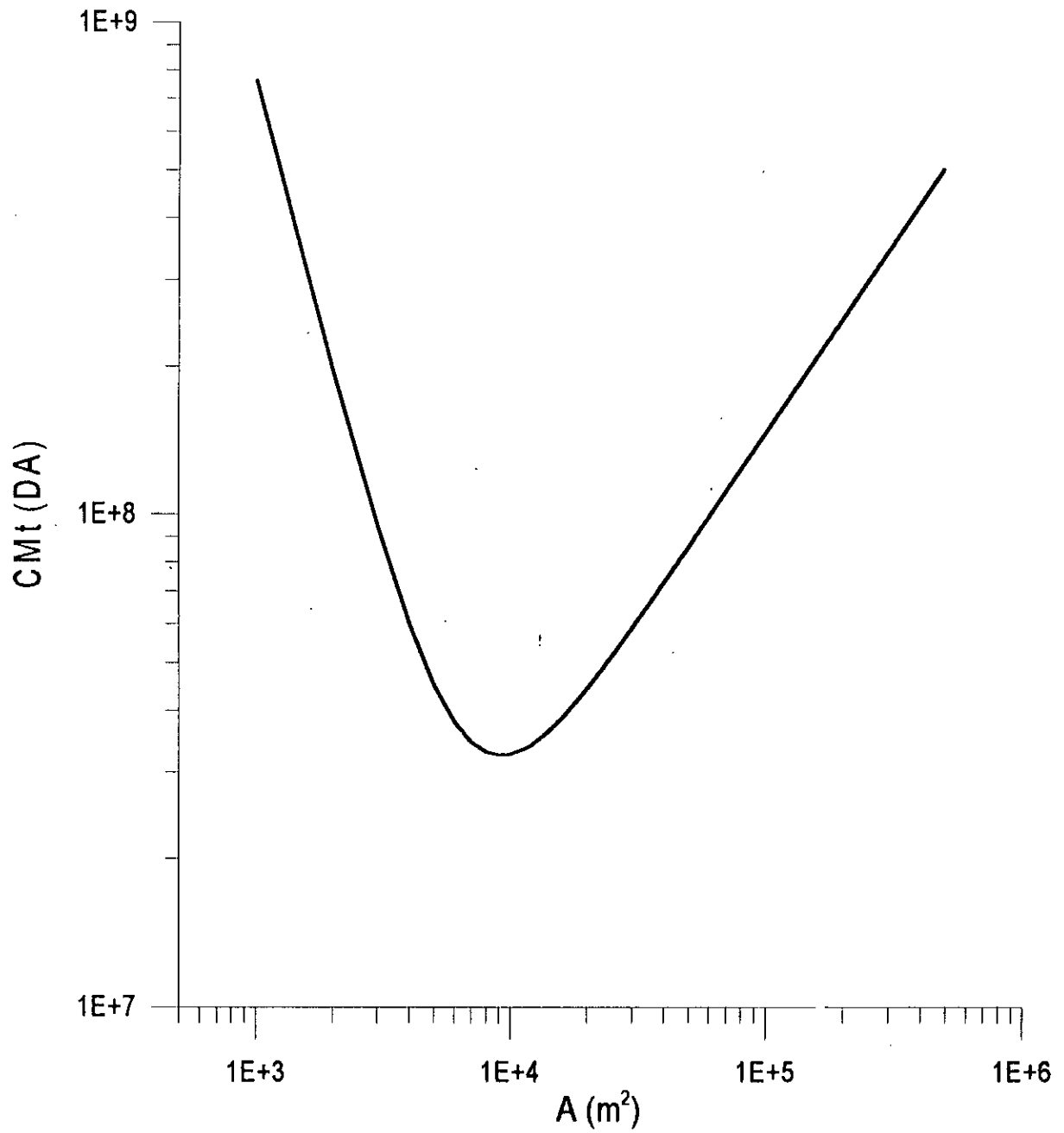
**Fig.3.13: Variations du Coût Energétique  
en fonction de la surface d'échange  
du surchauffeur**



**Fig.3.14: Courbe caractéristique Energie-Coût (CAREC) du surchauffeur**

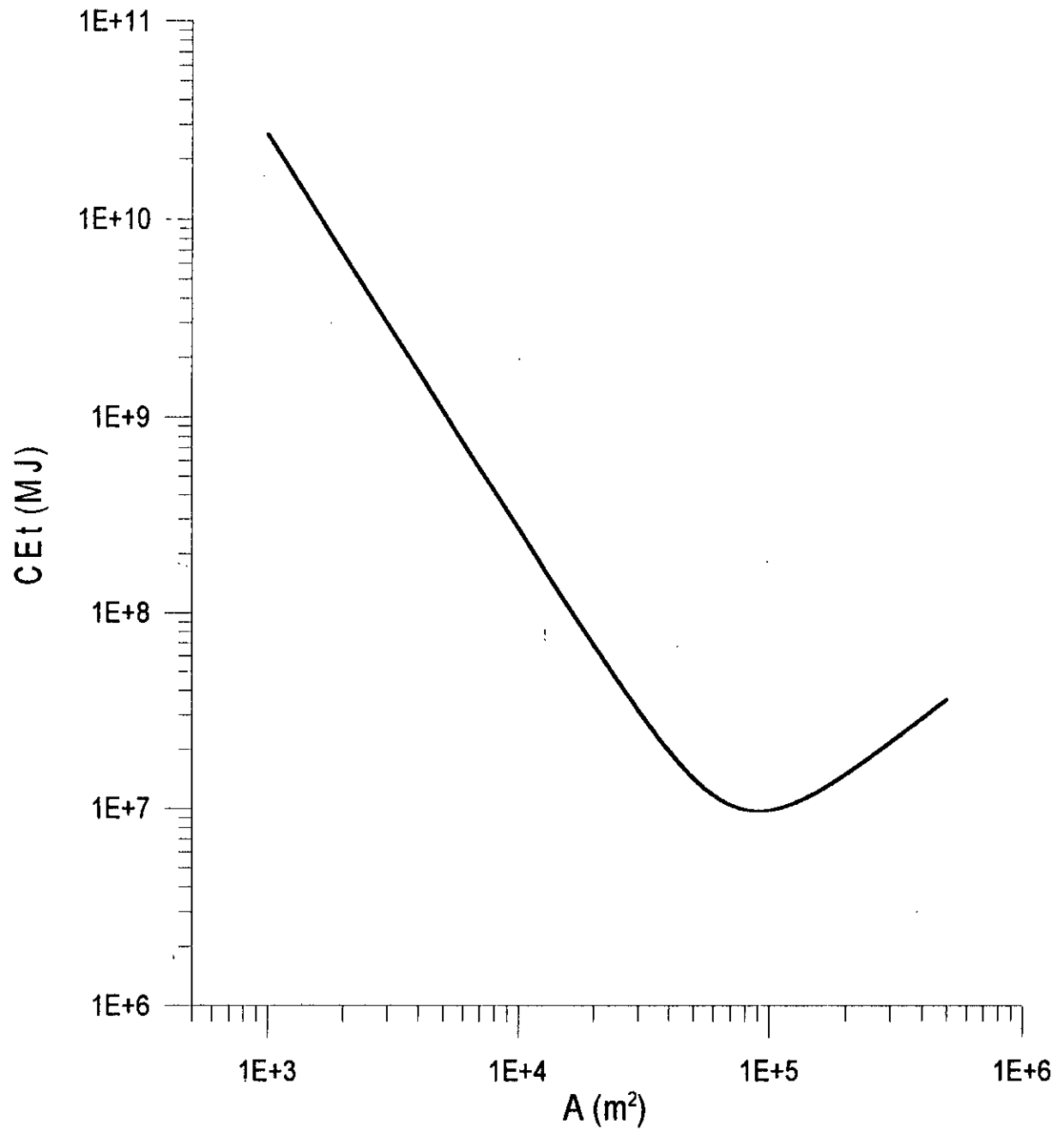
<i>Paramètres</i>	<i>Minimum Monétaire</i>	<i>Minimum Energétique</i>
$A (m^2)$	9000	91000
$u_m (m/s)$	6,54	6,71
$\dot{E} (KW)$	201,66	1,97
$d (cm)$	1,27	1,27
$n$	1000	1000
$L (m)$	9,72	98,33
$Re$	5000	5000
$CMi (MDA /MFF)$	32,4 / 2,93	135,9 / 12,28
$CEt (MJ)$	$33,06 \cdot 10^7$	$0,97 \cdot 10^7$

**Tabl.3.3:** Paramètres Optimaux  
de l'évaporateur

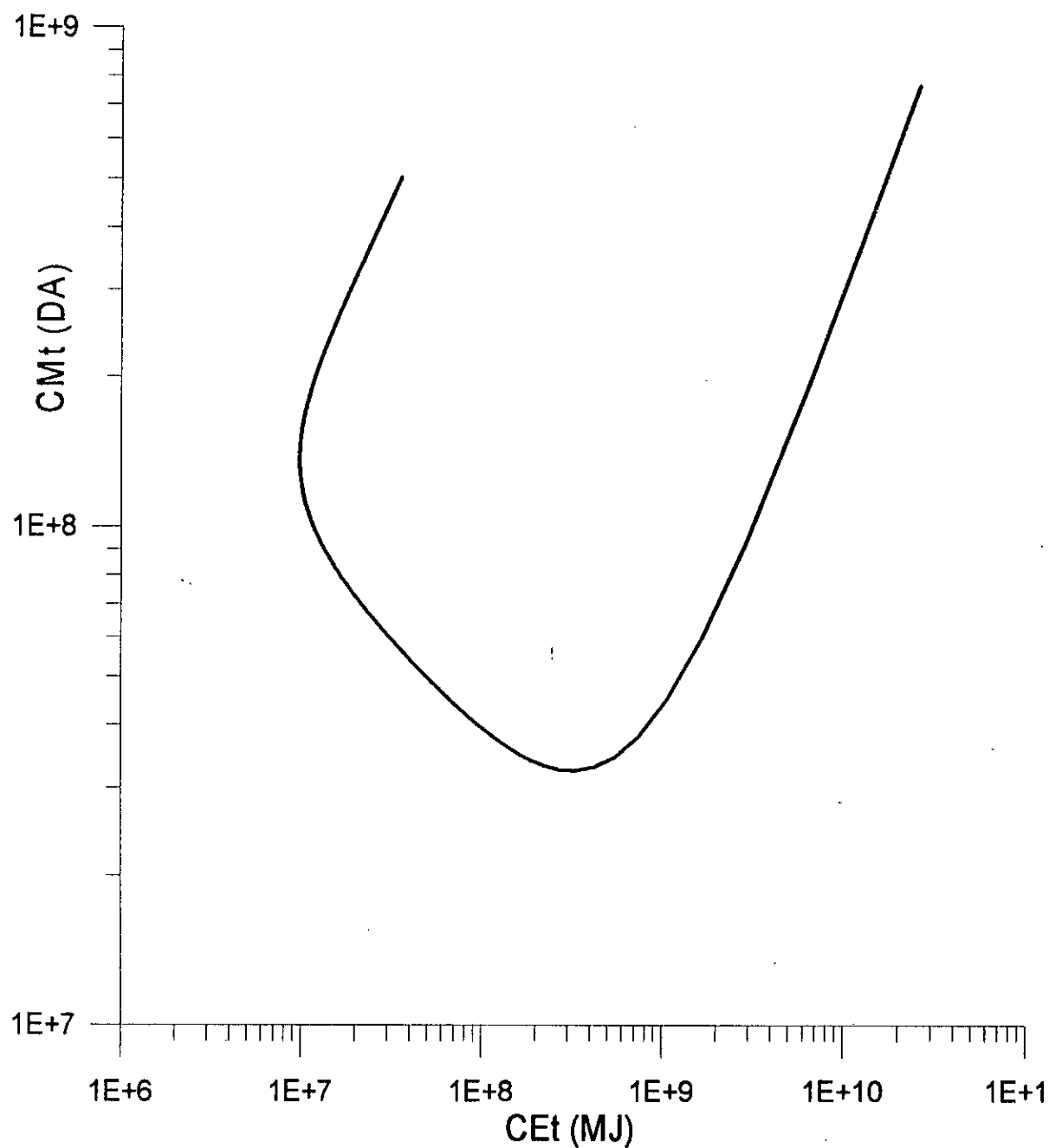


**Fig.3.15: Variations du Coût Monétaire en fonction de la surface d'échange de l'évaporateur**





**Fig.3.16: Variations du Coût Energétique en fonction de la surface d'échange de l'évaporateur**



**Fig.3.17: Courbe caractéristique Energie-Coût (CAREC) de l'évaporateur**

Les « CAREC » qui consistent à porter en abscisse la consommation totale d'énergie primaire et en ordonnée le coût monétaire total, permettent d'étudier le domaine situé entre l'optimum monétaire et l'optimum énergétique et de chiffrer l'augmentation progressive du coût monétaire à mesure que l'on cherche à économiser de plus en plus d'énergie.

Sur les « CAREC » des fig. ( 3.11 ),( 3.14 ) et ( 3.17 ), on distingue parfaitement les minimums énergétique et monétaire. En choisissant sur la « CAREC » un point situé entre ces deux minimums, on peut réaliser un compromis répondant aux spécificités d'une situation donnée.

Par ailleurs, la superposition de plusieurs « CAREC » permet de tirer des conclusions remarquables et fort utiles pour les applications industrielles.

## CHAPITRE IV

# OPTIMISATION THERMOECONOMIQUE DU RECUPERATEUR PAR LA METHODE STRUCTURALE

### IV.1.INTRODUCTION:

La méthode structurale est basée sur un modèle dont la simplification est poussée parfois au point qu'elle permet de trouver des solutions analytiques. Les promoteurs de cette méthode relativement très récente, soutiennent cependant que sa simplicité n'empêche nullement la validité de ses résultats. Cette méthode a été appliquée à des systèmes simples. Dans le cas d'un système complexe, aussi bien dans son aspect physique que dans les interactions économiques existant entre ses différents composants, ces promoteurs déclarent se trouver en face de difficultés insurmontables pour l'application de la méthode [6].

Le but de la méthode structurale est de trouver un équilibre entre l'investissement et la consommation d'exergie au sein de notre échangeur en établissant des liens entre ses différents composants.

Dans le chapitre précédent, la fonction-objectif était le coût intégral durant toute la période d'exploitation (30 ans); dans celui-ci, ce sera le coût intégral annuel. On considérera que le capital d'investissement est un prêt avec intérêt, et que, chaque année, durant une période déterminée, on doit rembourser une fraction constante de ce capital (en tenant compte du taux d'intérêt), cette fraction est le facteur de recouvrement, son expression sera établie ultérieurement.

Afin d'avoir une configuration optimale globale, l'optimisation de chaque composant du récupérateur se fera en fonction des deux autres, on introduira à cet effet la notion de coefficient des liens structuraux, évoquée antérieurement.

### IV.2.PRESENTATION DE LA METHODE STRUCTURALE:

Le but de cette optimisation est de déterminer, pour un élément donné, l'investissement correspondant au coût opératoire annuel minimal de tout le système.

Soit  $x$ , une des variables caractérisant le fonctionnement du système. Le bilan Exergétique peut s'écrire:

$$\dot{I}_T(x_i) = \dot{E}_{IN}(x_i) - \dot{E}_{OUT}(x_i) \quad (4.1)$$

En d'autres termes, le taux d'irréversibilité  $\dot{I}_T(x_i)$  est la consommation d'exergie nécessaire à la production de l'exergie de sortie  $\dot{E}_{OUT}(x_i)$ . Si ce dernier terme est fixe ou indépendant de  $x_i$ , toute augmentation de la consommation d'exergie nécessitera une quantité additionnelle d'exergie d'entrée  $\Delta \dot{E}_{IN}(x_i)$ .

Pour cette optimisation, la fonction-objectif est le coût intégral annuel du récupérateur  $C_T$  dont l'expression est:

$$C_T = t_{op} \cdot c_e \cdot \dot{E}_{IN}(x_i) + a^c \sum_{l=1}^n C_l(x_i) \quad (4.2)$$

où:

$t_{op}$ : nombre d'heures de fonctionnement par année

$c_e$ : coût unitaire de l'exergie.

$a^c$ : facteur de recouvrement du capital.

$C_l$ : coût monétaire de l'élément  $l$ .

En dérivant l'équation (4.1) par rapport à  $x_i$ , l'exergie de sortie étant fixée, on obtient:

$$\frac{\partial \dot{E}_{IN}}{\partial x_i} = \frac{\partial \dot{I}_T}{\partial x_i} \quad (4.3)$$

De même, en dérivant la fonction-objectif par rapport à  $x_i$ , et en la combinant avec l'équation (4.3), on arrive à:

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} c_e \frac{\partial \dot{I}_T}{\partial x_i} + a^c \sum_{l=1}^n \frac{\partial C_l}{\partial x_i} \quad (4.4)$$

Le second terme à droite de l'équation (4.4) peut être réécrit de la façon suivante:

$$a^c \sum_{l=1}^n \frac{\partial C_l}{\partial x_i} = a^c \sum_{m=1}^n \frac{\partial C_m}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial C_k}{\partial x_i} \quad m \neq k \quad (4.5)$$

ou encore:

$$\sum_{m=1}^n \frac{\partial C_m}{\partial x_i} = \frac{\partial \dot{I}_k}{\partial x_i} \sum_{m=1}^n \frac{\partial C_m}{\partial \dot{I}_k} = \frac{\partial \dot{I}_k}{\partial x_i} \zeta_{k,i} \quad (4.6)$$

où:

$$\zeta_{k,i} = \sum_{m=1}^n \left( \frac{\partial C_m}{\partial \dot{I}_k} \right)_{x_i = \text{var}, m \neq k} \quad (4.7)$$

$\zeta_{k,i}$  est le coefficient d'investissement, il mesure la variation du prix des éléments du système (autres que le  $k$ -ième) résultant d'un changement du taux d'irréversibilité au sein du  $k$ -ième élément.

On sait que ( 1.50):

$$\frac{\partial \dot{I}_T}{\partial x_i} = \sigma_{k,i} \frac{\partial \dot{I}_k}{\partial x_i} \quad (4.8)$$

En posant:

$$c_{k,i}^I = c_e \sigma_{k,i} + \frac{a^c}{t_{op}} \zeta_{k,i} \quad (4.9)$$

et à partir des équations ( 4.5)-(4.8) , l'équation ( 4.4 ) devient:

$$\frac{\partial C_T}{\partial x_i} = t_{op} c_{k,i}^I \frac{\partial \dot{I}_k}{\partial x_i} + a^c \frac{\partial C_k}{\partial x_i} \quad (4.10)$$

$c_{k,i}^I$  est le coût local unitaire de l'irréversibilité. Il tient compte des variations de l'irréversibilité à travers le coefficient  $\sigma_{k,i}$  , tandis que le coefficient  $\zeta_{k,i}$  exprime l'investissement.

Pour optimiser le coût intégral, il faut annuler l'équation ( 4.10 ). On obtient:

$$\left( \frac{\partial \dot{I}_k}{\partial x_i} \right)_{OPT} = - \frac{a^c}{t_{op} c_{k,i}^I} \frac{\partial C_k}{\partial x_i} \quad (4.11)$$

### IV .3.PROCEDURE D'OPTIMISATION:

Le choix de la variable  $x_i$  conditionne fortement la suite de l'optimisation. Vu que l'irréversibilité  $\dot{I}_k$  et le coût  $C_k$  doivent être des fonctions de cette variable, il serait judicieux que  $x_i$  soit un paramètre local. Ce choix dépendra du type de composant considéré.

#### *Echangeurs de chaleur*

C'est la surface de transfert qui affecte le plus les performances et le coût des échangeurs de chaleur, ce dernier est exprimé le plus souvent par une formule empirique du type  $C_k = \alpha \cdot A^\beta$ . L'irréversibilité  $\dot{I}_k$  , elle aussi, peut être formulée en fonction de la surface de transfert, à partir du bilan exergetique.

Ceci nous permettra de déterminer les dérivées  $\frac{\partial C_k}{\partial A}$  et  $\frac{\partial \dot{I}_k}{\partial A}$  puis de trouver la valeur optimale de la surface d'échange.

#### *Turbines et compresseurs*

Les performances thermodynamiques des turbines et des compresseurs sont caractérisées par leur rendement. On écrira donc les expressions du coût monétaire et du taux d'irréversibilité en fonction du rendement (isentropique ou autre) puis on calculera leurs dérivées par rapport à  $\eta$ . La valeur optimale du rendement sera déterminée à partir de l'équation ( 4.11 ).

IV .4.OPTIMISATION DES ELEMENTS DU RECUPERATEUR:

On appliquera la méthode présentée ci-dessus aux trois composants du récupérateur.

IV .4.1.Optimisation de l'économiseur:

*Coût Monétaire:*

L'expression du coût a déjà été établie dans le chapitre précédent:

$$C_c = 240041.A_b^{0.766} \quad (DA) \quad (4.12)$$

D'autre part, on peut écrire que:

$$\frac{\partial C_c}{\partial A_c} = \frac{\partial C_c}{\partial A_b} \frac{\partial A_b}{\partial A_c} = \frac{\partial C_c}{\partial A_b} \left( \frac{\frac{\partial A_b}{\partial d_2}}{\frac{\partial A_c}{\partial d_2}} \right) \quad (4.13)$$

$A_c$  est la surface d'échange de l'économiseur.

En dérivant l'équation ( 4.12 ):

$$\frac{\partial C_c}{\partial A_b} = 183871,4 A_b^{-0.234} \quad (4.14)$$

Sachant que:  $A_c = (33,5d_2 + 0,5)n.L \quad (4.15)$

et que:  $A_b = n\pi d_2 L \quad (4.16)$

on obtient:

$$\frac{\partial A_b}{\partial A_c} = \left( \frac{\frac{\partial A_b}{\partial d_2}}{\frac{\partial A_c}{\partial d_2}} \right) = \frac{\pi}{33,5} = 9,38.10^{-2} \quad (4.17)$$

Donc:  $\frac{\partial C_c}{\partial A_c} = 183871,4 A_b^{-0.234} .9,38.10^{-2} = 17247,1 A_b^{-0.234} \quad (4.18)$

L'expression de  $A_b$  en fonction de  $A_c$  étant:  $A_b = \left( \frac{\pi}{33,5 + \frac{0,5}{d_2}} \right) A_c \quad (4.19)$

et en prenant:

$$d_2 = 1,27 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

On trouve que:

$$A_b = 0,043 A_c \quad (4.20)$$

Donc:

$$\frac{\partial C_c}{\partial A_c} = 17247,1 \cdot (0,043 \cdot A_c)^{-0,234} = 36015,1 A_c^{-0,234} \quad (4.21)$$

*Température moyenne intégrée:*

Considérons un fluide subissant une évolution d'un état 1 à jusqu'à un état 2.

$$\text{La chaleur mise en jeu est: } Q_{1-2} = m c_p (T_2 - T_1) \quad (4.22)$$

$$\text{La variation d'entropie est: } S_{1-2} = m c_p \text{Ln} \frac{T_2}{T_1} \quad (4.23)$$

$$\text{La température moyenne intégrée est définie par: } \bar{T} = \frac{Q_{1-2}}{S_{1-2}} = \frac{T_2 - T_1}{\text{Ln} \frac{T_2}{T_1}} \quad (4.24)$$

$$\text{Côté eau: } \bar{t}_c = \frac{t_m - t_d}{\text{Ln} \frac{t_m}{t_d}} = \frac{245,72 - 45}{\text{Ln} \frac{245,72}{45}} = 118,24 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.25)$$

$$\text{Côté gaz: } \bar{T}_c = \frac{T_{m1} - T_5}{\text{Ln} \frac{T_{m1}}{T_5}} = \frac{260,72 - 167,35}{\text{Ln} \frac{260,72}{167,35}} = 210,60 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.26)$$

*Taux d'irréversibilité:*

La chaleur totale récupérée par l'économiseur est:

$$\dot{Q}_c = U_c A_c (\Delta T_m)_c \quad (4.27)$$

$U_c$  est le coefficient global de transfert de chaleur de l'économiseur. On le prendra, en première estimation, égal à  $60 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$

$(\Delta T_m)_c$  est la température moyenne logarithmique de l'économiseur.

$$(\Delta T_m)_c = \frac{(T_{m1} - t_m) - (T_5 - t_d)}{\text{Ln} \frac{T_{m1} - t_m}{T_5 - t_d}} = \frac{(260,72 - 245,72) - (167,35 - 45)}{\text{Ln} \frac{(260,72 - 245,72)}{(167,35 - 45)}} = 51,15 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.28)$$

Par ailleurs, le taux d'irréversibilité au sein de l'économiseur peut être écrit comme ceci:



$$i_c = \dot{Q}_c \frac{T_0}{t_c} - \dot{Q}_c \frac{T_0}{T_c} = \dot{Q}_c T_0 \left( \frac{1}{t_c} - \frac{1}{T_c} \right) \quad (4.29)$$

ou encore:

$$i_c = \frac{\dot{Q}_c^2}{U_c A_c (\Delta T_m)_c} T_0 \left( \frac{1}{t_c} - \frac{1}{T_c} \right) \quad (4.30)$$

donc:

$$\frac{\partial i_c}{\partial A_c} = - \frac{\dot{Q}_c^2 T_0}{U_c (\Delta T_m)_c} \left( \frac{1}{t_c} - \frac{1}{T_c} \right) \frac{1}{A_c^2} \quad (4.31)$$

Ce qui donne:

$$\frac{\partial i_c}{\partial A_c} = - \frac{(11,57 \cdot 10^3)^2 \times 303,15}{(60 \cdot 10^{-3}) \times 51,15} \left( \frac{1}{(118,24 + 273,15)} - \frac{1}{(210,60 + 273,15)} \right) \frac{1}{A_c^2} \quad (4.32.a)$$

d'où:

$$\frac{\partial i_c}{\partial A_c} = -6,45 \cdot 10^6 \frac{1}{A_c^2} \quad (4.32.b)$$

*Facteur de recouvrement du capital:*

Comme on l'a mentionné précédemment, le coût annuel de l'investissement est le produit de l'investissement total et du facteur de recouvrement  $\alpha^c$ , c'est à dire que l'investissement est prêté à un taux d'intérêt fixe  $i_R$  et est remboursé sous forme d'annuités équivalentes durant une période déterminée  $N_Y$ .

L'expression du facteur de recouvrement sera établie à partir des considérations suivantes:

Année	Valeur de l'investissement (En début d'année)	Annuités (En fin d'année)
0	$I_0$	$\alpha^c I_0$
1	$I_0(1+i_R)$	$\alpha^c I_0(1+i_R)$
2	$I_0(1+i_R)^2$	$\alpha^c I_0(1+i_R)^2$
$N_Y - 1$	$I_0(1+i_R)^{N_Y-1}$	$\alpha^c I_0(1+i_R)^{N_Y-1}$
$N_Y$	$I_0(1+i_R)^{N_Y}$	
Résultat	$I_0(1+i_R)^{N_Y}$	$\alpha^c I_0 \sum_{i=0}^{N_Y} (1+i_R)^i$

On peut donc écrire que:

$$I_0(1+i_R)^{N_r} = a^c I_0 \sum_{i=0}^{N_r} (1+i_R)^i \quad (4.33)$$

on trouve alors l'expression du facteur de recouvrement:

$$a^c = \frac{i_R(1+i_R)^{N_r}}{(1+i_R)^{N_r} - 1} \quad (4.34.a)$$

En prenant  $i_R = 0,18$  et  $N_r = 10$  ans:

$$a^c = \frac{0,18(1+0,18)^{10}}{(1+0,18)^{10} - 1} = 0,2225 \quad (4.34.b)$$

*Coût Exergétique unitaire:*

Le coût exergétique unitaire peut s'écrire comme suit:  $c_e = \frac{c_{el}}{\eta_m}$  (4.35.a)

$c_{el}$  est le prix d'achat de l'énergie électrique,  $c_{el} = 0,343$  DA / KWh

$\eta_m$  est le rendement du groupe,  $\eta_m = 0,8$

On trouve:  $c_e = 0,429$  DA / KWh (4.35.b)

*Coefficient d'investissement:*

Le coefficient d'investissement a été défini comme étant la somme des dérivées partielles du

type  $\left( \frac{\partial C_m}{\partial I_k} \right)_{m \neq k}$  pour tous les éléments du système excepté celui qui est en cours

d'optimisation.

*Surchauffeur:*

$$\frac{\partial C_s}{\partial I_c} = \frac{\left( \frac{\partial C_s}{\partial A_s} \right) \left( \frac{\partial I_T}{\partial I_c} \right)_{A_c=var}}{\left( \frac{\partial I_T}{\partial \dot{Q}_s} \right) \left( \frac{\partial \dot{Q}_s}{\partial A_s} \right)} \quad (4.36)$$

Le coût monétaire du surchauffeur a déjà été déterminé antérieurement:

$$C_s = 246649,56 \cdot A_s^{0,6} \quad (DA) \quad (4.37)$$

d'où:

$$\frac{\partial C_s}{\partial A_s} = 147989,7 A_s^{-0,4} \quad (4.38)$$

Afin de pouvoir calculer le coefficient d'investissement, le terme  $\left(\frac{\partial C_s}{\partial A_s}\right)$  devra être

indépendant de  $A_s$ , on l'approximera donc par la fonction linéaire suivante:

$$C_s \approx 12599 A_s + 3,5.10^6 \quad (DA) \quad (4.39)$$

Ainsi:

$$\frac{\partial C_s}{\partial A_s} = 12599 \text{ DA /m}^2 \quad (4.40)$$

$$\left(\frac{\partial i_T}{\partial i_c}\right)_{Ac=var} = \sigma_{c.Ac} \quad (4.41)$$

Le coefficient des liens structuraux de l'économiseur (ci-dessus) ainsi que ceux du surchauffeur et de l'évaporateur sont déterminés à l'aide d'un programme numérique ( Voir annexe) calculant l'irréversibilité totale du récupérateur en fonction de celles de ses trois composants en faisant varier la pression de vapeur. On arrive ainsi à tracer les graphiques des figures 4.1 à 4.3.

Ainsi:

$$\left(\frac{\partial i_T}{\partial i_c}\right)_{p=var} = -3,26 \quad (4.42)$$

En posant:

$$\eta_i^c = 1 - \frac{T_0}{T_i} \quad (4.43)$$

on arrive à écrire le bilan exergétique de l'économiseur:

$$\eta_a^c \dot{Q}_a + \eta_d^c \dot{Q}_d = \eta_a^c \dot{Q}_a + \eta_s^c \dot{Q}_s + i_T \quad (4.44)$$

avec:  $\dot{Q}_i = \dot{m}_i (h_i - h_0)$

Le bilan énergétique global du récupérateur est:

$$\dot{Q}_a - \dot{Q}_s = \dot{Q}_c + \dot{Q}_v + \dot{Q}_s \quad (4.45)$$

$\dot{Q}_c$ ,  $\dot{Q}_v$  et  $\dot{Q}_s$  sont les quantités de chaleurs récupérées respectivement par l'économiseur, l'évaporateur et le surchauffeur.

A partir des équations ( 4.44 ) et ( 4.45 ), on écrit que:

$$\frac{\partial i_T}{\partial \dot{Q}_s} = \frac{\partial i_T}{\partial \dot{Q}_a} \frac{\partial \dot{Q}_a}{\partial \dot{Q}_s} = \eta_a^c \times 1 = \eta_a^c \quad (4.46.a)$$

donc:

$$\frac{\partial \dot{I}_T}{\partial \dot{Q}_s} = 1 - \frac{T_0}{T_4} = 1 - \frac{303,15}{773,15} = 0,608 \quad (4.46.b)$$

D'autre part:

$$\dot{Q}_s = U_s A_s (\Delta T_m)_s \quad (4.47)$$

donc:

$$\frac{\partial \dot{Q}_s}{\partial A_s} = U_s (\Delta T_m)_s \quad (4.48)$$

On prendra  $U_s = 80 W / m^2 \cdot ^\circ C$  comme valeur initiale du coefficient de transfert de chaleur du surchauffeur.

$$(\Delta T_m)_s = \frac{(T_4 - t_a) - (T_{n,1} - t_n)}{\text{Ln} \frac{T_4 - t_a}{T_{n,1} - t_n}} = \frac{(500 - 475) - (440,87 - 245,72)}{\text{Ln} \frac{500 - 475}{440,87 - 245,72}} = 82,80^\circ C \quad (4.49)$$

Donc:

$$\frac{\partial \dot{Q}_s}{\partial A_s} = 6,624 \text{ KW} / m^2 \quad (4.50)$$

D'après les équations (4.36), (4.40), (4.42), (4.46.b) et (4.50), on trouve:

$$\frac{\partial C_s}{\partial \dot{I}_c} = \frac{12599 \times 3,26}{0,608 \times 6,624} = 10198,35 \text{ DA} / \text{KW} \quad (4.51)$$

Evaporateur:

$$\frac{\partial C_v}{\partial \dot{I}_c} = \frac{\left( \frac{\partial C_v}{\partial A_b} \right) \left( \frac{\partial \dot{I}_T}{\partial \dot{I}_c} \right)_{A_c = \text{var}}}{\left( \frac{\partial \dot{I}_T}{\partial \dot{Q}_v} \right) \left( \frac{\partial \dot{Q}_v}{\partial A_b} \right)} \quad (4.52)$$

On sait que:

$$C_v = 240041 A_b^{0,766} \quad (DA)$$

Mais pour les raisons évoquées auparavant, on approximera le coût de l'évaporateur par la fonction linéaire suivante:

$$C_v = 43296,1 A_b + 5,49 \cdot 10^6 \quad (DA) \quad (4.53)$$

donc:

$$\frac{\partial C_v}{\partial A_b} = 43296, \text{ DA} / m^2 \quad (4.54)$$

A partir des équations (4.44) et (4.45), on obtient:

$$\frac{\partial \dot{I}_T}{\partial \dot{Q}_v} = \frac{\partial \dot{I}_T}{\partial \dot{Q}_A} \frac{\partial \dot{Q}_A}{\partial \dot{Q}_v} = \eta_A^c \times 1 = \eta_A^c \quad (4.55)$$

On a :

$$\dot{Q}_v = U_v A_v (\Delta T_m)_v \quad (4.56)$$

donc :

$$\frac{\partial \dot{Q}_v}{\partial A_b} = \frac{\partial \dot{Q}_v}{\partial A_v} \frac{\partial A_v}{\partial A_b} = \frac{U_v (\Delta T_m)_v}{\frac{\partial A_b}{\partial A_v}} \quad (4.57)$$

On prendra  $U_v = 140 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$  comme première approximation du coefficient de transfert de l'évaporateur.

$$(\Delta T_m)_v = \frac{(T_{n1} - t_n) - (T_{m1} - t_m)}{\text{Ln} \frac{T_{n1} - t_n}{T_{m1} - t_m}} = \frac{(440,87 - 245,72) - (260,72 - 245,72)}{\text{Ln} \frac{(440,87 - 245,72)}{(260,72 - 245,72)}} = 70,21 ^\circ\text{C} \quad (4.58)$$

ou :

$$\frac{\partial \dot{Q}_v}{\partial A_b} = \frac{140 \cdot 10^{-3} \times 70,21}{9,38 \cdot 10^{-2}} = 104,79 \text{ KW/m}^2 \quad (4.59)$$

D'après les équations ( 4.52 ), ( 4.54 ), ( 4.55 ) et ( 4.59 ), on trouve :

$$\frac{\partial C_v}{\partial \dot{I}_c} = \frac{43296,1 \times 3,26}{0,608 \times 104,79} = 2215,35 \text{ DA/KW} \quad (4.60)$$

Donc, le coefficient d'investissement de l'économiseur est :

$$\zeta_{c,Ac} = \frac{\partial C_s}{\partial \dot{I}_c} + \frac{\partial C_v}{\partial \dot{I}_c} = 10198,35 + 2215,35 = 12413,7 \text{ DA/KW} \quad (4.61)$$

*Coût local unitaire de l'irréversibilité :*

D'après l'équation ( 4.11 ), le coût local unitaire de l'irréversibilité est :

$$c_{c,Ac}^I = 0,429 \times 3,26 + \frac{0,2225}{6000} 12413,7 = 1,859 \text{ DA/KWh} \quad (4.62)$$

*Surface d'échange optimale :*

Les équations ( 4.11 ) et ( 4.19 ) permettent d'écrire que :

$$\left( \frac{\partial \dot{I}_c}{\partial A_c} \right)_{OPT} = - \frac{0,2225}{6000 \times 1,859} \frac{\partial C_c}{\partial A_c} = -1,99 \cdot 10^{-5} \times 36015,1 A_c^{-0,234} = -0,717 A_c^{-0,234} \quad (4.63)$$

Grâce à l'équation ( 4.32 ), on obtient l'égalité suivante :

$$-6,45.10^6 \frac{1}{A_c^2} = -0,717 A_c^{-0,234} \quad (4.64)$$

d'où l'on tire:

$$(A_c)_{OPT} = 8664,3 m^2 \quad (4.65)$$

En recalculant le coefficient de transfert global  $U_c$  à partir de l'équation ( 4.27 ) et en le réinjectant dans l'algorithme de calcul (Eqs.4.31 à 4.65 ), on aboutit, après itérations à ceci:

$$(A_c)_{OPT} = 25628 m^2$$

et:  $(U_c)_{OPT} = 8,83 W / m^2 . ^\circ C$

Le prix de l'échangeur sera:

$$(C_c)_{OPT} = 240041 (A_b)_{OPT}^{0,766} = 51,36 MDA = 4,64 MFF$$

#### IV .4.2.Optimisation de l'évaporateur:

Coût monétaire:

L'équation ( 4.18 ) nous permet d'écrire ceci:

$$\frac{\partial C_v}{\partial A_v} = \frac{\partial C_c}{\partial A_c} = 17247,1 A_b^{-0,234} \quad (4.66)$$

Températures moyennes intégrées:

Côté eau:

$$\bar{t}_v = 245,72^\circ C \quad (4.67)$$

Côté gaz:

$$\bar{T}_v = \frac{T_{n1} - T_{m1}}{\ln \frac{T_{n1}}{T_{m1}}} = \frac{440,87 - 260,72}{\ln \frac{440,87}{260,72}} = 342,94^\circ C \quad (4.68)$$

Taux d'irréversibilité:

D'après l'équation ( 4.31 ):

$$\frac{\partial \dot{i}_v}{\partial A_v} = - \frac{\dot{Q}_v^2 T_0}{U_v (\Delta T_m)_v} \left( \frac{1}{\bar{t}_v} - \frac{1}{\bar{T}_v} \right) \frac{1}{A_v^2} \quad (4.69.a)$$

L'application numérique donne:

$$\frac{\partial \dot{i}_v}{\partial A_v} = - \frac{(22,94.10^3)^2 \times 303,15}{140.10^{-3} \times 70,21} \left( \frac{1}{(245,72 + 273,15)} - \frac{1}{(342,94 + 273,15)} \right) \frac{1}{A_v^2} = -4,94.10^6 \frac{1}{A_v^2} \quad (4.69.b)$$

Coefficient d'investissement:

Le coefficient d'investissement de l'évaporateur est:

$$\zeta_{v,Av} = \frac{\partial C_c}{\partial \dot{I}_v} + \frac{\partial C_s}{\partial \dot{I}_v} \quad (4.70)$$

L'équation ( 4.54 ) implique :

$$\frac{\partial C_c}{\partial A_b} = 43296,1 \text{ DA} / \text{m}^2 \quad (4.71)$$

D'autre part:

$$\left( \frac{\partial \dot{I}_T}{\partial \dot{I}_v} \right)_{Av=var} = \sigma_{v,Av} = 0,89 \quad (4.72)$$

D'après les équations ( 4.44 ) et ( 4.45 ), on a:

$$\frac{\partial \dot{I}_T}{\partial \dot{Q}_c} = \eta_4^c = 0,608 \quad (4.73)$$

D'autre part:

$$\frac{\partial \dot{Q}_c}{\partial A_b} = U_c (\Delta T_m)_c \frac{\partial A_c}{\partial A_b} \quad (4.74)$$

Donc:

$$\frac{\partial C_c}{\partial \dot{I}_v} = \frac{\left( \frac{\partial C_c}{\partial A_b} \right) \left( \frac{\partial \dot{I}_T}{\partial \dot{I}_v} \right)_{Av=var}}{\left( \frac{\partial \dot{I}_T}{\partial \dot{Q}_c} \right) \left( \frac{\partial \dot{Q}_c}{\partial A_b} \right)} = \frac{43296,1 \times 0,89}{0,608 \times \frac{0,06 \times 51,15}{9,38 \cdot 10^{-2}}} = 1937,1 \text{ DA} / \text{KW} \quad (4.75)$$

D'après les équations ( 4.40 ), ( 4.46.b ), et ( 4.50 ) :

$$\frac{\partial C_s}{\partial \dot{I}_v} = \frac{\left( \frac{\partial C_s}{\partial A_s} \right) \left( \frac{\partial \dot{I}_T}{\partial \dot{I}_v} \right)_{Av=var}}{\left( \frac{\partial \dot{I}_T}{\partial \dot{Q}_s} \right) \left( \frac{\partial \dot{Q}_s}{\partial A_s} \right)} = \frac{12599 \times 0,89}{0,608 \times 6,624} = 2784,2 \text{ DA} / \text{KW} \quad (4.76)$$

Donc:

$$\zeta_{v,Av} = 4721,3 \text{ DA} / \text{KW} \quad (4.77)$$

Coût local unitaire de l'irréversibilité:

L'équation ( 4.9 ) donne:

$$c'_{v,Av} = 0,429 \times 0,89 + \frac{0,2225}{6000} 4721,3 = 0,557 \text{ DA} / \text{KWh} \quad (4.78)$$

Surface d'échange optimale:

Les équations ( 4.11 ) et ( 4.19 ) permettent d'écrire que:

$$\left( \frac{\partial \dot{I}_v}{\partial A_v} \right)_{OPT} = - \frac{0,2225}{6000 \times 0,557} \frac{\partial C_v}{\partial A_v} = -6,66.10^{-5} \times 36015,1 A_v^{-0,234} = -2,40 A_v^{-0,234} \quad (4.79)$$

Grâce à l'équation ( 4.69.b ), on obtient l'égalité suivante:

$$-4,94.10^6 \frac{1}{A_v^2} = -2,4 A_v^{-0,234} \quad (4.80)$$

d'où l'on tire:

$$(A_v)_{OPT} = 3758,7 m^2 \quad (4.81)$$

Après plusieurs itérations, on trouve:

$$(A_v)_{OPT} = 6970 m^2$$

$$(U_v)_{OPT} = 46,9 m^2$$

$$(C_v)_{OPT} = 240041 (A_b)_{OPT}^{0,766} = 18,94 MDA = 1,71 MFF$$

#### IV .4.3. Optimisation du surchauffeur:

Températures moyennes intégrées:

$$\text{Côté eau: } \bar{t}_s = \frac{t_a - t_n}{\text{Ln} \frac{t_a}{t_n}} = \frac{475 - 245,72}{\text{Ln} \frac{475}{245,72}} = 347,86^\circ C \quad (4.81)$$

$$\text{Côté gaz: } \bar{T}_s = \frac{T_4 - T_{n1}}{\text{Ln} \frac{T_4}{T_{n1}}} = \frac{500 - 440,87}{\text{Ln} \frac{500}{440,87}} = 469,81^\circ C \quad (4.82)$$

Taux d'irréversibilité:

D'après ( 4.31 ):

$$\frac{\partial \dot{I}_s}{\partial A_s} = - \frac{\dot{Q}_s^2 T_0}{U_s (\Delta T_m)_s} \left( \frac{1}{\bar{t}_s} - \frac{1}{\bar{T}_s} \right) \frac{1}{A_s^2} \quad (4.83.a)$$

L'application numérique donne:

$$\frac{\partial \dot{I}_s}{\partial A_s} = - \frac{(7,77.10^3)^2 \times 303,15}{80.10^{-3} \times 82,8} \left( \frac{1}{(347,86 + 273,15)} - \frac{1}{(469,81 + 273,15)} \right) \frac{1}{A_s^2} = -7,3.10^5 \frac{1}{A_s^2} \quad (4.83.b)$$



Coefficient d'irréversibilité:

Le coefficient d'irréversibilité du surchauffeur est:

$$\zeta_{s,As} = \frac{\partial C_c}{\partial I_s} + \frac{\partial C_v}{\partial I_s} \quad (4.84)$$

On a:

$$\left( \frac{\partial I_T}{\partial I_s} \right)_{As=var} = \sigma_{s,As} = 5,6 \quad (4.85)$$

Donc:

$$\frac{\partial C_c}{\partial I_s} = \frac{\left( \frac{\partial C_c}{\partial A_b} \right) \left( \frac{\partial I_T}{\partial I_s} \right)_{As=var}}{\left( \frac{\partial I_T}{\partial Q_c} \right) \left( \frac{\partial Q_c}{\partial A_b} \right)} = \frac{43296,1 \times 5,61}{0,608 \times \frac{0,06 \times 51,15}{9,38 \cdot 10^{-2}}} = 12210 \text{ DA / KW} \quad (4.86)$$

et:

$$\frac{\partial C_v}{\partial I_s} = \frac{\left( \frac{\partial C_v}{\partial A_b} \right) \left( \frac{\partial I_T}{\partial I_s} \right)_{As=var}}{\left( \frac{\partial I_T}{\partial Q_v} \right) \left( \frac{\partial Q_v}{\partial A_b} \right)} = \frac{43296,1 \times 5,61}{0,608 \times 104,79} = 3812,3 \text{ DA / KW} \quad (4.87)$$

Enfin:

$$\zeta_{s,As} = 12210 + 3812,3 = 16022,3 \text{ DA / KW} \quad (4.88)$$

Coût local unitaire de l'irréversibilité:

$$c'_{s,As} = 0,429 \times 5,61 + \frac{0,2225}{6000} \times 16022,3 = 3 \text{ DA / KWh} \quad (4.89)$$

Surface d'échange optimale:

Les équations ( 4.11 ) et ( 4.40 ) permettent d'écrire que:

$$\left( \frac{\partial I_s}{\partial A_s} \right)_{OPT} = - \frac{0,2225}{6000 \times 3} \frac{\partial C_s}{\partial A_s} = -1,24 \cdot 10^{-5} \times 147989,7 A_s^{-0,4} = -1,835 A_s^{-0,4} \quad (4.90)$$

Grâce à l'équation ( 4.83.b ), on obtient l'égalité suivante:

$$-7,3 \cdot 10^5 \frac{1}{A_s^2} = -1,835 A_s^{-0,4} \quad (4.91)$$

d'où l'on tire:

$$(A_s)_{OPT} = 3160,9 \text{ m}^2$$

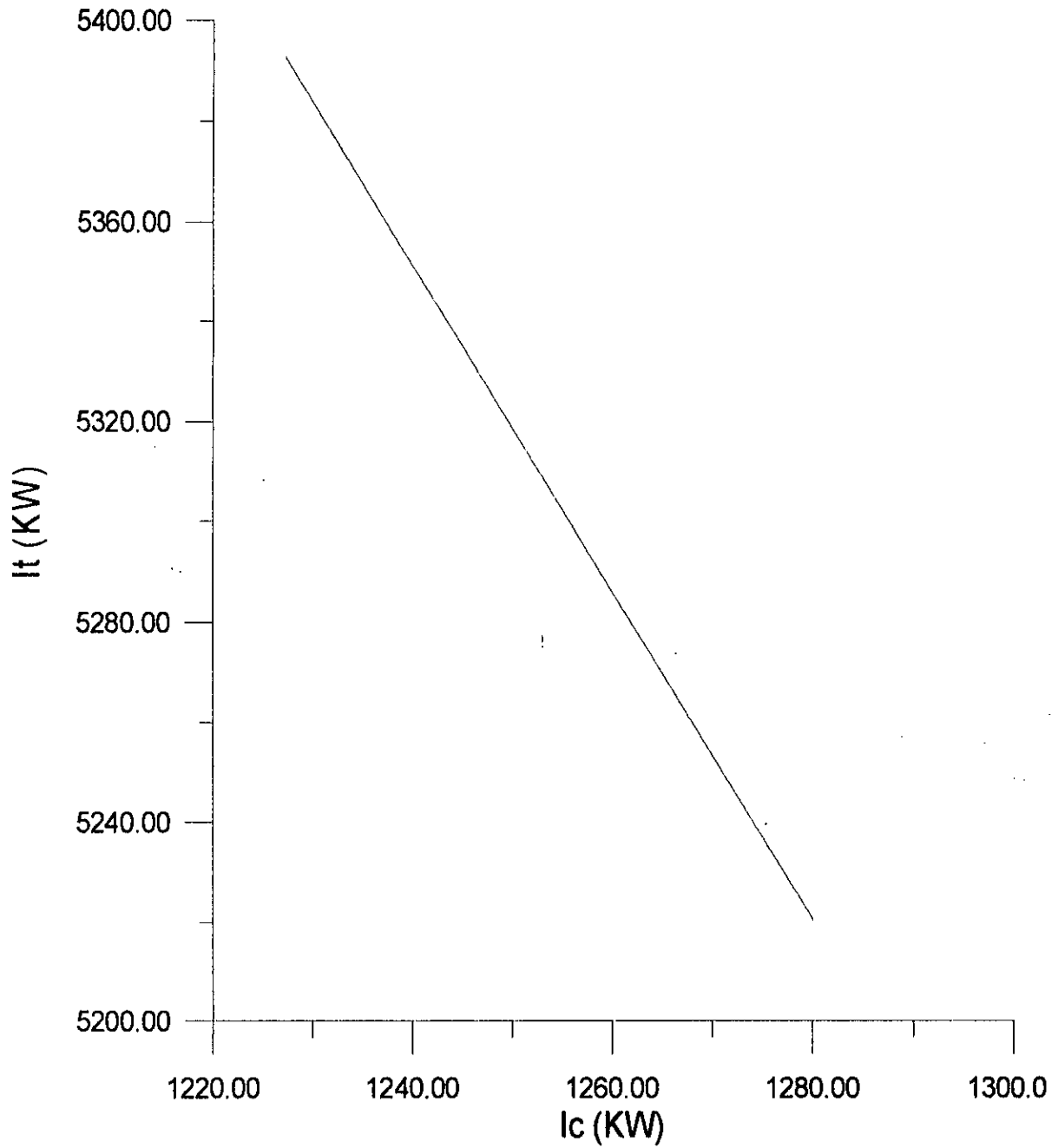
Après plusieurs itérations, on trouve:

$$(A_s)_{OPT} = 16528 \text{ m}^2$$

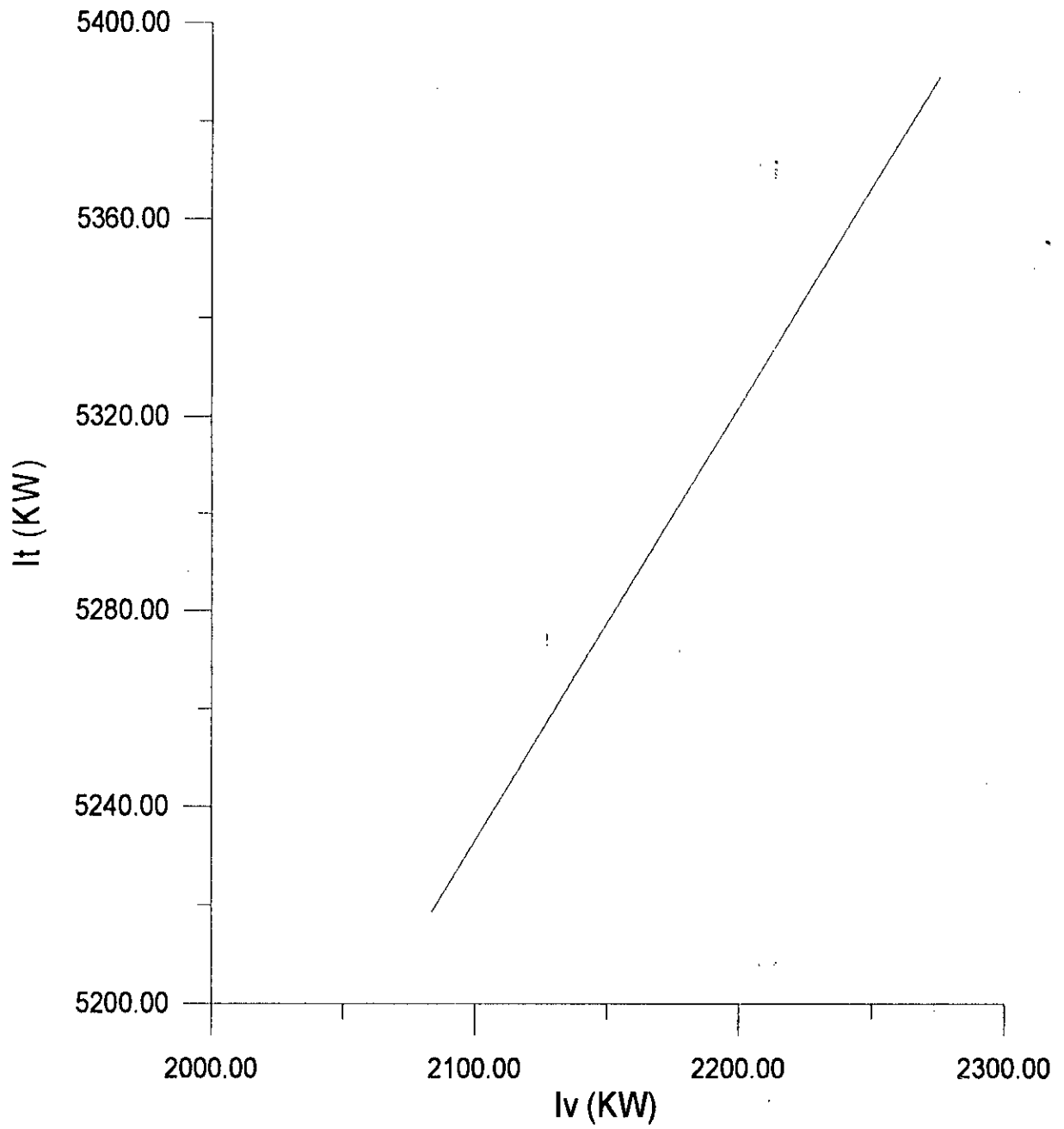
$$(U_s)_{OPT} = 46,88 \text{ W / m}^2 \cdot \text{°C}$$

$$(C_s)_{OPT} = 246649,56 (A_s)_{OPT}^{0,6} = 83,76 \text{ MDA} = 7,57 \text{ MFF}$$

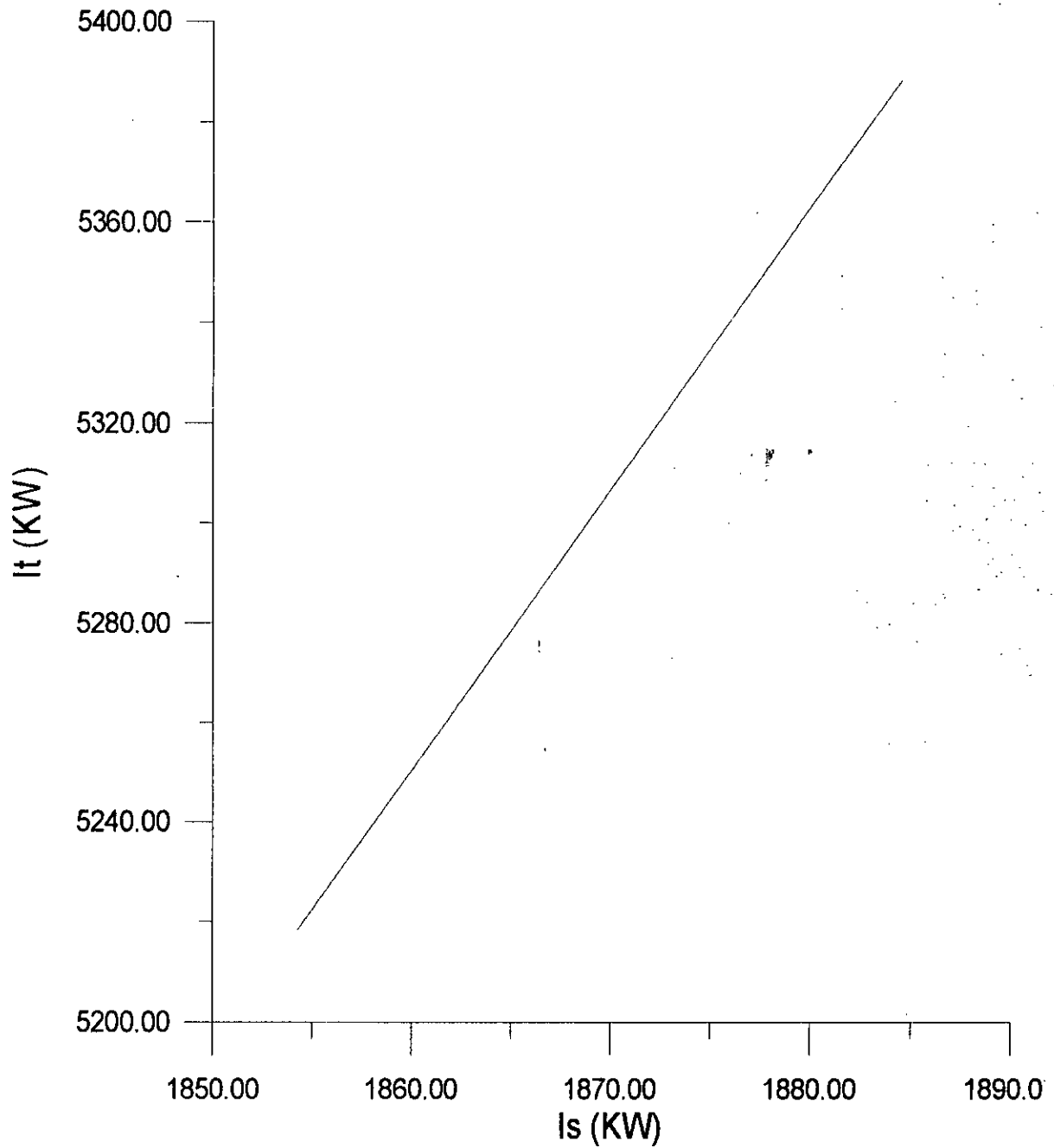
On voit bien qu'en contrepartie de la résolution relativement simple du problème d'optimisation, la méthode structurale donne des résultats assez sommaires. C'est là tout le problème de la modélisation où il faut faire un compromis entre les moyens de résolution mis en oeuvre et les résultats de l'optimisation.



**Fig.4.1: Variations de l'irréversibilité totale en fonction de celle de l'économiseur**



**Fig.4.2: Variations de l'irr eversibilit  totale en fonction de celle de l'évaporateur**



**Fig.4.3: Variations de l'irrversibilité totale en fonction de celle du surchauffeur**

## CONCLUSION GENERALE

L'optimisation d'un échangeur de chaleur, ou de tout autre système énergétique, est une tâche difficile pour plusieurs raisons, parmi lesquelles on pourrait citer:

- 1- L'absence de critères clairement et définitivement établis pour le choix de la configuration géométrique de l'échangeur.
- 2- Souvent, la complexité des opérations conduit à fonder la modélisation mathématique du problème sur des hypothèses limitant nécessairement la précision des résultats .
- 3- La grande diversité des objectifs recherchés rendant quasiment impossible toute optimisation qui se voudrait quelque peu absolue .

Notre étude a été envisagée comme un timide pas dans un domaine ô combien vaste et complexe. Notre objectif était surtout une tentative de comprendre puis d'appliquer à l'optimisation du récupérateur d'un cycle combiné deux méthodes basées sur des modèles très simplifiés :

a- Une méthode basée sur la recherche d'un compromis par la comparaison des performances énergétiques et économiques d'un échangeur de chaleur.

b- La méthode structurale d'optimisation thermoéconomique des systèmes énergétiques.

Dans la littérature technique et scientifique que nous avons eu la possibilité de consulter, la première de ces deux méthodes a été appliquée, notamment par Legoff [8] à deux cas simples: un tube en serpentin et un échangeur à faisceau de tube et calandre.

Lorsque nous avons envisagé de l'appliquer aux trois échangeurs de notre récupérateur nous avons eu beaucoup de difficultés pour trouver les relations adéquates notamment celles reliant les caractéristiques des échangeurs aux fonctions économiques. Ainsi, nous avons été réduits à utiliser des données remontant aux années 70 que nous avons actualisées. Qualitativement, nous estimons néanmoins que les résultats obtenus avec cette méthode sont pleinement satisfaisants :

Ils mettent nettement en évidence les larges écarts qui séparent les minimums monétaires des minimums énergétiques. Quantitativement, les chiffres obtenus pourraient à première vue soulever des objections , cependant il nous a été donné de constater qu'ils sont tout à fait comparables à ceux qu'on retrouve dans la littérature, nous tenons à insister notamment sur le fait que les coûts obtenus comportent le coût de l'achat des équipements, celui de leur installation, celui de leur entretien et celui de l'énergie opératoire sur une période de 30 ans .

## CONCLUSION GENERALE

Les coûts correspondant aux optimums énergétiques sont toujours plus grands que le double des coûts correspondants aux optimums monétaire.

Une étude complète nécessiterait le calcul des temps de remboursement des surcoûts existant entre ces optimums pour l'évaluation de la rentabilité du projet, mais dans notre cas le récupérateur n'est qu'un élément du cycle à vapeur qui comprend, en outre, essentiellement une turbine et un condenseur avec son circuit de refroidissement, et toute étude de rentabilité sérieuse du projet devrait intégrer la totalité du cycle à vapeur avec l'énergie électrique produite. Par ailleurs l'optimum énergétique est parfois recherché lorsqu'il y a des raisons qui font qu'une économie d'énergie devient impérative, le coût de l'opération est alors relégué au second plan.

Dans le chapitre IV, nous avons tenté d'élaborer un modèle mathématique simplifié en mesure d'être adapté à l'application de la méthode structurale. Nous avons à cet effet été amenés à utiliser des températures moyennes intégrées pour rendre possible une solution analytique. L'échangeur qu'on a recherché dans ce cas, est un échangeur qui minimise le coût monétaire annuel, avec un remboursement du capital qui s'étale sur une période de 10 ans, les résultats obtenus sont du même ordre de grandeur que ceux obtenus par T.J.KOTAS dans une application de la méthode à un échangeur d'une centrale de cogénération.

## **BIBLIOGRAPHIE**

### LISTE DES OUVRAGES:

- [ 1 ] **CHAPMAN. A.J.** Heat transfer.  
Mac Millan. 4th edition. New York, 1984.
- [ 2 ] **CHAUVEL. A. et coll.** Manuel d'évaluation économique des procédés.  
Technip. Paris, 1976.
- [ 3 ] **FEIDT. M.** Thermodynamique et optimisation énergétique des systèmes et procédés.  
Tec & Doc ( Lavoisier ). Paris, 1987.
- [ 4 ] **KAYS .W.M et LONDON A.L.** Compact heat exchangers.  
Mc Graw-Hill. 4th edition. New York, 1964.
- [ 5 ] **KERN. D.Q.** Process heat transfer.  
Mc Graw-Hill company. New York, 1950.
- [ 6 ] **KOTAS.T.J.** The Exergy method of thermal plant analysis.  
Butterworths. London, 1985.
- [ 7 ] **KREITH.** Transmission de la chaleur et thermodynamique.  
Masson. Paris, 1967.
- [ 8 ] **LEGOFF. P.** Energétique industrielle .  
Tec & Doc ( Lavoisier ). Paris, 1982-1984.  
T1. Analyse thermodynamique et mécanique des économies d'énergie. 1982.  
T2. Analyse économique et optimisation des procédés. 1984.  
T3. Applications en génie chimique: Echangeurs-Séparateurs-Réacteurs. 1982.
- [ 9 ] **LYDERSEN. N.** Fluid flow and heat transfer.  
Mc Graw-hill. New York, 1979.
- [ 10 ] **Mc ADAMS.** Transmission de la chaleur.  
Dunod. Paris, 1964.



[ 11 ] **PERRY R.H.** Perry's chemical engineers handbook.

Mc Graw-Hill. New York, 1984.

[ 12 ] **VAN WYLEN. G.J.** Thermodynamique appliquée.

Editions du renouveau pédagogique, Inc. Québec. 1982.

[ 13 ] **WHUITIER.P.** Le pétrole: Raffinage et génie chimique . Vol .2.

Paris .Technip, 1966.

LISTE DES REVUES:

[ 14 ] **CAPITAL.** N°23. Avril 1996. p.98.

[ 15 ] **JOURNAL OFFICIEL.** N°80.17 Décembre 1994, p 5-11.

N°24.17 Avril 1996, p10-17.

[ 16 ] **TECHNIQUES DE L'INGENIEUR.** Intensification des échanges thermiques.

B 2343, éd.1994.

[ 17 ] **LA TRIBUNE.** N° 472.1<sup>er</sup> Juin 1996, p12.

## **ANNEXE**

### **PROGRAMMES DE CALCUL**

- PROGRAMME CALCULANT LA PRESSION OPTIMALE.
- PROGRAMME CALCULANT LES CARACTERISTIQUES DE L'ECONOMISEUR.
- PROGRAMME CALCULANT LES CARACTERISTIQUES DE L'EVAPORATEUR.
- PROGRAMME CALCULANT LES CARACTERISTIQUES DU SURCHAUFFEUR.
- PROGRAMME CALCULANT LES COEFFICIENTS DES LIENS STRUCTURAUX DES COMPOSANTS DU RECUPERATEUR.

```

Wopt=W
yopt=y
yWopt=yW
Rchopt=Rch
Rcdopt=Rcd
Ropt=R
xbopt=xb
tmopt=tm
tm1opt=tm1-273.15
tn1opt=tn1-273.15
t5opt=t5-273.15
haopt=ha
hnopt=hn
hmopt=hm
endif
c *****
c      AFFICHAGE RESULTATS
c *****
c      write(11,1010)
c      write(12,1020)
c 1010 format(8x,'rejets chaudière,condenseur')
c 1020 format(8x,'travail turbine à vapeur')
      write(11,*) p,Rch,Rcd,R
      write(12,*) p,W,y,yW
c      write(11,1040) Rch
c      write(11,1050) Rcd
c      write(11,1060) R
c      write(12,1070) W
c      write(12,1080) y
c      write(12,1090) yW
c 1030 format(10x,'p=',f8.2,'MPa')
c 1040 format(10x,'Rch=',f8.2,'KJ/Kg')
c 1050 format(10x,'Rcd=',f8.2,'KJ/Kg')
c 1060 format(10x,'R=',f8.2,'KJ/Kg',/)
c 1070 format(10x,'W=',f8.2,'KJ/Kg de vapeur')
c 1080 format(10x,'y=',f8.5,'Kg de vapeur/Kg')
c 1090 format(10x,'yW=',f8.2,'KJ/Kg',/)
      10 continue
      write(13,1100)
c 1100 format(8x,'paramètres optimaux')
      write(13,1110) Popt
      write(13,1120) Wopt
      write(13,1130) yopt
      write(13,1140) yWopt
      write(13,1150) Rchopt
      write(13,1160) Rcdopt
      write(13,1170) Ropt
      write(13,1180) xbopt
      write(13,1190) tmopt
      write(13,1200) tm1opt
      write(13,1210) tn1opt
      write(13,1220) t5opt
      write(13,1230) haopt
      write(13,1240) hnopt
      write(13,1250) hmopt
c 1110 format(10x,'Popt=',f8.2,'MPa')
c 1120 format(10x,'Wopt=',f8.2,'KJ/Kg vap')
c 1130 format(10x,'yopt=',f8.3,'Kg vap/Kg')
c 1140 format(10x,'yWopt=',f8.2,'KJ/Kg')
c 1150 format(10x,'Rchopt=',f8.2,'KJ/Kg')
c 1160 format(10x,'Rcdopt',f8.2,'KJ/Kg')

```

```

1170 format(10x,'Ropt=',f8.2,'KJ/Kg')
1180 format(10x,'xbopt=',f8.3)
1190 format(10x,'tmopt=',f8.2,'°C')
1200 format(10x,'tm1opt=',f8.2,'°C')
1210 format(10x,'tn1opt=',f8.2,'°C')
1220 format(10x,'t5opt=',f8.2,'°C')
1230 format(10x,'haopt=',f8.2,'KJ/Kg')
1240 format(10x,'hnopt=',f8.2,'KJ/Kg')
1250 format(10x,'hmopt=',f8.2,'KJ/Kg')

```

```

close(1)
close(2)
close(3)
STOP
END

```

```

C *****

```

```

C      SOUS/PROGRAMMES D'INTERPOLATION

```

```

C *****

```

```

subroutine fair1 (tm1,air,hm1)
dimension air(42,2)
do 10 i=2,42
if(air(i,1).GE.tm1)goto 20
10 continue
20 hm1=1.01*((air(i,2)-air(i-1,2))/10*(tm1-air(i-1,1))+air(i-1,2))
return
END
subroutine fair2 (h,a,t)
dimension a(42,2)
do 10 i=2,42
if(a(i,2).GE.(h/1.01)) goto 20
10 continue
20 t=(a(i,1)-a(i-1,1))/(a(i,2)-a(i-1,2))*(h/1.01-a(i-1,2))+a(i-1,1)
return
END
subroutine fesat (p,tm,sa,hm,hn)
dimension sa(39,4)
do 10 i=2,39
if (sa(i,1).GE.p) goto 20
10 continue
20 tm=(sa(i,2)-sa(i-1,2))/(sa(i,1)-sa(i-1,1))*(p-sa(i-1,1))+sa(i-1,2)
hm=(sa(i,3)-sa(i-1,3))/(sa(i,1)-sa(i-1,1))*(p-sa(i-1,1))+sa(i-1,3)
hn=(sa(i,4)-sa(i-1,4))/(sa(i,1)-sa(i-1,1))*(p-sa(i-1,1))+sa(i-1,4)
return
END
subroutine fesur (p,su,ha,sa)
dimension su(24,3)
do 10 i=2,24
if(su(i,1).ge.p) goto 20
10 continue
20 ha=(su(i,2)-su(i-1,2))/(su(i,1)-su(i-1,1))*(p-su(i-1,1))+su(i-1,2)
sa=(su(i,3)-su(i-1,3))/(su(i,1)-su(i-1,1))*(p-su(i-1,1))+su(i-1,3)
return
END

```

```

C *****
C PROGRAMME CALCULANT LES CARACTERISTIQUES DE L'ECONOMISEUR
C *****
real J1,J2,kw,L,Lf1,Lf2,M1,mu1,mu2,n,NUE1,NUE2,NUTg,NUT1,NUT2
real Lopt,Lmn,Len,nopt,nmn,nen
open(unit=1,file='ecarec.res',status='unknown')
open(unit=2,file='emin.res',status='unknown')
C *****
C Données
C *****
dw=1.24E-3
C1=57.63
C2=123.9
M1=13.2
M2=120
mu1=1.89E-4
mu2=2.63E-5
ro1=920.9
ro2=0.7246
Pr1=1.19
Pr2=0.699
NUTg=3.91
kw=42.2E-3
he1=11.33
he2=2.83
C *****
C Variables
C *****
CMtmin=1E15
CEtmin=1E15
DO 30 A2=1E3,5E5,1E3
CMtopt=1E15
DO 20 d2=1.27E-2,3.81E-2,0.635E-2
DO 20 n=10,100,5
C *****
C Bloc de calcul
C *****
d1=d2-2*dw
S1=0.7854*n*d1**2
Re1=M1*d1/(mu1*S1)
if (Re1.le.1E4) goto 20
if (Re1.ge.1E6) goto 20
if (Re1.ge.1E5) goto 1
f1=2*0.052/Re1**0.243
goto 2
1 f1=2*0.021/Re1**0.164
2 J1=0.027/Re1**0.2
Lf1=J1/(f1/2)
um1=M1/(ro1*S1)
L=A2/(33.5*d2+0.5)/n
A1=3.1416*d1*n*L
Ab=3.1416*d2*n*L
NUE1=(A1*f1/2)/S1
NUT1=NUE1*Lf1/Pr1**(2.0/3.0)
DP1=NUE1*ro1*um1**2
E1=NUE1*M1*um1**2
Rd=1/(he1*A1)+1/(he2*A2)
Rt=2*dw/(kw*(A1+Ab))
NUT2=1/C2/(1/NUTg/C1-1/NUT1/C1-Rt-Rd)

```

```

if(NUT2.le.0) goto 20
DO 10 Re2=5E3,2E4,1E3
J2=0.11/Re2**0.319
f2=4.17/Re2**0.316
Lf2=J2/(f2/2)
NUE2=NUT2/Lf2*Pr2**(2.0/3.0)
S2=A2*f2/2/NUE2
um2=M2/(ro2*S2)
DP2=NUE2*ro2*um2**2
E2=NUE2*M2*um2**2
*****
c
c Coût Monétaire
c *****
CMc=240040.99*Ab**0.766
CMe=46.3*(E1+E2)
CMT=CMc+CMe
*****
c
c Coût énergétique
c *****
CEtb=1225378.2*(d2-dw)*dw*L*n
CEf=3045.9*(0.5*d2+5.29E-3)*L*n
CEc=1.25*(CEtb+CEf)
CEe=1636.2*(E1+E2)
CEt=CEc+CEe
*****
c
c Recherche des Optimums
c *****
if(CMt.lt.CMtopt) then
CMtopt=CMt
CEtopt=CEt
A1opt=A1
um2opt=um2
um1opt=um1
E2opt=E2
E1opt=E1
Lopt=L
d2opt=d2
d1opt=d1
nopt=n
Re2opt=Re2
Re1opt=Re1
endif
10 continue
20 continue
*****
c
c Affichage des Coûts Monétaire et Energétique Optimaux
c *****
write(1,*) A2,CMtopt,CEtopt
*****
c
c Recherche des Minimums Monétaire et Energétique
c *****
if(CMtopt.lt.CMtmin) then
CMtmin=CMtopt
c indice mn:monétaire
CEtmn=CEtopt
A2mn=A2
A1mn=A1opt
um2mn=um2opt
um1mn=um1opt
E2mn=E2opt
E1mn=E1opt

```

```

Lmn=Lopt
d2mn=d2opt
d1mn=d1opt
nmn=nopt
Re2mn=Re2opt
Re1mn=Re1opt
endif
if(CEtopt.lt.CEtmn) then
CEtmn=CEtopt
c indice en:énergétique
CMten=CMtopt
A2en=A2
A1en=A1opt
um2en=um2opt
um1en=um1opt
E2en=E2opt
E1en=E1opt
Len=Lopt
d2en=d2opt
d1en=d1opt
nen=nopt
Re2en=Re2opt
Re1en=Re1opt
endif
30 continue
c *****
c Affichage des Minimums Monétaire et énergétique
c *****
write(2,*) 'MINIMUM DU COUT MONETAIRE'
write(2,*) '*****'
write(2,*) ' A2=',A2mn,'m2 , A1=',A1mn,'m2'
write(2,*) ' um2=',um2mn,'m/s , um1=',um1mn,'m/s'
write(2,*) ' E2=',E2mn,'W , E1=',E1mn,'W'
write(2,*) ' d2=',d2mn,'m , d1=',d1mn,'m'
write(2,*) ' n=',nmn,' tubes , L=',Lmn,'m'
write(2,*) ' Re2=',Re2mn,', Re1=',Re1mn
write(2,*) ' CMt=',CMtmin,' DA'
write(2,*) ' CEt=',CEtmn,' MJ'
write(2,*) ' ***** '
write(2,*) 'MINIMUM DU COUT ENERGETIQUE'
write(2,*) '*****'
write(2,*) ' A2=',A2en,'m2 , A1=',A1en,'m2'
write(2,*) ' um2=',um2en,'m/s , um1=',um1en,'m/s'
write(2,*) ' E2=',E2en,'W , E1=',E1en,'W'
write(2,*) ' d2=',d2en,'m , d1=',d1en,'m'
write(2,*) ' n=',nen,' tubes , L=',Len,'m'
write(2,*) ' Re2=',Re2en,', Re1=',Re1en
write(2,*) ' CEt=',CEtmn,' MJ'
write(2,*) ' CMt=',CMten,' DA'
write(2,*) ' *** '
STOP
END

```

```

C *****
C PROGRAMME CALCULANT LES CARACTERISTIQUES DE L'EVAPORATEUR
C *****
C real J,L,Lf,n,NUE,NUT
C real Lopt,Lmn,Len,nopt,nmn,nen
C open(unit=1,file='vcarec.res',status='unknown')
C open(unit=2,file='vmin.res',status='unknown')
C *****
C Données
C *****
C dw=1.24E-3
C M=120
C ro=0.5658
C Pr=0.700
C NUT=2.56
C *****
C Variables
C *****
C CMtmin=1E15
C CEtmin=1E15
C DO 30 A=1E3,5E5,1E3
C CMtopt=1E15
C DO 20 d=1.27E-2,3.81E-2,0.635E-2
C DO 20 n=1E3,1E4,1E3
C DO 10 Re=5E3,2E4,1E3
C *****
C Bloc de calcul
C *****
C L=A/(33.5*d+0.5)/n
C Ab=3.1416*d*n*L
C J=0.11/Re**0.319
C f=4.17/Re**0.316
C Lf=J/(f/2)
C NUE=NUT/Lf*Pr**(2.0/3.0)
C S=A*f/2/NUE
C um=M/(ro*S)
C DP=NUE*ro*um**2
C E=NUE*M*um**2
C *****
C Coût Monétaire
C *****
C CMc=240040.99*Ab**0.766
C CMe=46.3*E
C CMt=CMc+CMe
C *****
C Coût énergétique
C *****
C CEtb=1225378.2*(d-dw)*dw*L*n
C CEf=3045.9*(0.5*d+5.29E-3)*L*n
C CEc=1.25*(CEtb+CEf)
C CEe=1636.2*E
C CEt=CEc+CEe
C *****
C Recherche des Optimums
C *****
C if(CMt.lt.CMtopt) then
C CMtopt=CMt
C CEtopt=CEt
C umopt=um

```



```

Eopt=E
Lopt=L
dopt=d
nopt=n
Reopt=Re
endif
10 continue
20 continue
c *****
c Affichage des Coûts Monétaire et Energétique Optimaux
c *****
write(1,*) A,CMtopt,CEtopt
c *****
c Recherche des Minimums Monétaire et Energétique
c *****
if(CMtopt.lt.CMtmin) then
CMtmin=CMtopt
c indice mn:monétaire
CEtmn=CEtopt
Amn=A
ummn=umopt
Emn=Eopt
Lmn=Lopt
dmn=dopt
nmn=nopt
Remn=Reopt
endif
if(CEtopt.lt.CEtmin) then
CEtmin=CEtopt
c indice en:énergétique
CMten=CMtopt
Aen=A
umen=umopt
Een=Eopt
Len=Lopt
den=dopt
nen=nopt
Reen=Reopt
endif
30 continue
c *****
c Affichage des Minimums Monétaire et énergétique
c *****
c
write(2,*) 'MINIMUM DU COUT MONETAIRE'
write(2,*) '*****'
write(2,*) ' A=',Amn,'m2'
write(2,*) ' um=',ummn,'m/s'
write(2,*) ' E=',Emn,'W'
write(2,*) ' d=',dmn,'m'
write(2,*) ' n=',nmn,' tubes , L=',Lmn,'m'
write(2,*) ' Re=',Remn
write(2,*) ' CMt=',CMtmin,' DA'
write(2,*) ' CEt=',CEtmn,' MJ'
write(2,*) ' ***** '
write(2,*) 'MINIMUM DU COUT ENERGETIQUE'
write(2,*) '*****'
write(2,*) ' A=',Aen,'m2'
write(2,*) ' um=',umen,'m/s'
write(2,*) ' E=',Een,'W'
write(2,*) ' d=',den,'m'
write(2,*) ' n=',nen,' tubes , L=',Len,'m'

```

```
write(2,*) ' Re=',Reen  
write(2,*) ' CEt=',CEtmin,' MJ'  
write(2,*) ' CMT=',CMten,' DA'  
write(2,*) '      ***'  
STOP  
END
```

```

C *****
C PROGRAMME CALCULANT LES CARACTERISTIQUES DU SURCHAUFFEUR
C *****
real J1,J2,kw,L,Lf1,Lf2,M1,mu1,mu2,n,NUE1,NUE2,NUTg,NUT1,NUT2
real Lopt,Lmn,Len,nopt,nmn,nen
open(unit=1,file='scarec.res',status='unknown')
open(unit=2,file='smin.res',status='unknown')
C *****
C Données
C *****
dw=1.24E-3
C1=33.91
C2=131.47
M1=13.2
M2=120
mu1=22.65E-6
mu2=31.41E-6
ro1=13.607
ro2=0.5572
Pr1=1.02
Pr2=0.701
NUTg=2.75
kw=35.77E-3
he1=11.33
he2=2.83
C *****
C Variables
C *****
CMtmin=1E15
CEtmin=1E15
DO 30 A2=1E2,5E4,1E2
CMtopt=1E15
DO 20 d2=1.27E-2,5.08E-2,0.635E-2
DO 20 n=10,100,5
C *****
C Bloc de calcul
C *****
d1=d2-2*dw
S1=0.7854*n*d1**2
Re1=M1*d1/(mu1*S1)
if (Re1.le.1E4) goto 20
if (Re1.ge.1E6) goto 20
if (Re1.ge.1E5) goto 1
f1=2*0.052/Re1**0.243
goto 2
1 f1=2*0.021/Re1**0.164
2 J1=0.027/Re1**0.2
Lf1=J1/(f1/2)
um1=M1/(ro1*S1)
L=A2/(3.1416*d2*n)
A1=3.1416*d1*n*L
NUE1=(A1*f1/2)/S1
NUT1=NUE1*Lf1/Pr1**(2.0/3.0)
DP1=NUE1*ro1*um1**2
E1=NUE1*M1*um1**2
Rd=1/(he1*A1)+1/(he2*A2)
Rt=2*dw/(kw*(A1+A2))
NUT2=1/C2/(1/NUTg/C1-1/NUT1/C1-Rt-Rd)
if(NUT2.le.0) goto 20

```

```

DO 10 Re2=2E3,1E5,1E3
J2=0.323/Re2**0.39
f2=0.368/Re2**0.16
Lf2=J2/(f2/2)
NUE2=NUT2/Lf2*Pr2**(2.0/3.0)
S2=A2*f2/2/NUE2
um2=M2/(ro2*S2)
DP2=NUE2*ro2*um2**2
E2=NUE2*M2*um2**2
*****
c
c   Coût Monétaire
c   *****
c   CMc=246649.56*A2**0.6
c   CMe=46.3*(E1+E2)
c   CMt=CMc+CMe
c   *****
c   Coût énergétique
c   *****
c   CEtb=1225378.2*(d2-dw)*dw*L*n
c   CEc=1.25*CEtb
c   CEe=1636.2*(E1+E2)
c   CEt=CEc+CEe
c   *****
c   Recherche des Optimums
c   *****
if(CMt.lt.CMtopt) then
  CMtopt=CMt
  CEtopt=CEt
  A1opt=A1
  um2opt=um2
  um1opt=um1
  E2opt=E2
  E1opt=E1
  Lopt=L
  d2opt=d2
  d1opt=d1
  nopt=n
  Re2opt=Re2
  Re1opt=Re1
endif
10 continue
20 continue
c   *****
c   Affichage des Coûts Monétaire et Énergétique Optimaux
c   *****
write(1,*) A2,CMtopt,CEtopt
c   *****
c   Recherche des Minimums Monétaire et Énergétique
c   *****
if(CMtopt.lt.CMtmin) then
  CMtmin=CMtopt
c   indice mn:monétaire
  CEtmn=CEtopt
  A2mn=A2
  A1mn=A1opt
  um2mn=um2opt
  um1mn=um1opt
  E2mn=E2opt
  E1mn=E1opt
  Lmn=Lopt
  d2mn=d2opt

```

```

C *****
C PROGRAMME CALCULANT LES CSB DU RECUPERATEUR
C *****
real IT,ls,lv,le
dimension air(42,3),esat(39,6),esur(24,3)
open(unit=1,file='air.dat',status='old')
open(unit=2,file='esat.dat',status='old')
open(unit=3,file='esur.dat',status='old')
open(unit=11,file='xrg.res',status='unknown')
C *****
C LECTURE FICHIERS DONNEES
C *****
read(1,*)((air(i,j),i=1,42),j=1,3)
read(2,*)((esat(i,j),i=1,39),j=1,6)
read(3,*)((esur(i,j),i=1,24),j=1,3)
C *****
C DONNEES DU PROBLEME
C *****
C mg:débit des gaz
mg=120.
t4=773.15
h4=800.465
s4=3.4947
ta=t4-25
t0=303.15
C *****
C à T=45°C
hf=188.45
hfg=2394.8
sf=0.6387
sfg=7.5261
C *****
hd=hf
sd=sf
td=318.15
C eta:rdmt turbine à vapeur
eta=.85
C *****
C PROGRAMME PRINCIPAL
C *****
do 10 p=3.5,4,1E-2
call fesat (p,tm,esat,hm,hn,sm,sn)
tm1=tm+288.15
call fair1 (tm1,air,hm1,sm1)
call fesur (p,esur,ha,sa)
y=(h4-hm1)/(ha-hm)
hn1=h4-y*(ha-hn)
call fair2 (hn1,air,tn1,sn1)
h5=h4-y*(ha-hd)
call fair2 (h5,air,t5,s5)
xbis=(sa-sf)/sfg
hbis=hfg*xbis+hd
hb=ha-eta*(ha-hbis)
xb=(hb-hd)/hfg
tm=tm+273.15
tn=tm
call fl(mg,y,IT,h4,h5,hd,ha,s4,s5,sd,sa,t0)
call fl(mg,y,ls,h4,hn1,hn,ha,s4,sn1,sn,sa,t0)
call fl(mg,y,lv,hn1,hm1,hm,hn,sn1,sm1,sm,sn,t0)

```

```

call fl(mg,y,le,hm1,h5,hd,hm,sm1,s5,sd,sm,t0)
write (11,*) p,IT,ls,lv,le
10 continue
close(1)
close(2)
close(3)
STOP
END
C *****
C      SOUS/PROGRAMMES D'INTERPOLATION
C *****
subroutine fair1 (t,air,h,s)
dimension air(42,3)
do 10 i=2,42
if(air(i,1).GE.t)goto 20
10 continue
20 h=1.01*((air(i,2)-air(i-1,2))/10*(t-air(i-1,1))+air(i-1,2))
s=1.01*((air(i,3)-air(i-1,3))/10*(t-air(i-1,1))+air(i-1,3))
return
END
subroutine fair2 (h,a,t,s)
dimension a(42,3)
do 10 i=2,42
if(a(i,2).GE.(h/1.01)) goto 20
10 continue
20 t=(a(i,1)-a(i-1,1))/(a(i,2)-a(i-1,2))*(h/1.01-a(i-1,2))+a(i-1,1)
s=1.01*((a(i,3)-a(i-1,3))/(a(i,1)-a(i-1,1))*(t-a(i-1,1))+a(i-1,3))
return
END
subroutine fesat (p,tm,sa,hm,hn,sm,sn)
dimension sa(39,6)
do 10 i=2,39
if (sa(i,1).GE.p) goto 20
10 continue
20 tm=(sa(i,2)-sa(i-1,2))/(sa(i,1)-sa(i-1,1))*(p-sa(i-1,1))+sa(i-1,2)
hm=(sa(i,3)-sa(i-1,3))/(sa(i,1)-sa(i-1,1))*(p-sa(i-1,1))+sa(i-1,3)
hn=(sa(i,4)-sa(i-1,4))/(sa(i,1)-sa(i-1,1))*(p-sa(i-1,1))+sa(i-1,4)
sm=(sa(i,5)-sa(i-1,5))/(sa(i,1)-sa(i-1,1))*(p-sa(i-1,1))+sa(i-1,5)
sn=(sa(i,6)-sa(i-1,6))/(sa(i,1)-sa(i-1,1))*(p-sa(i-1,1))+sa(i-1,6)
return
END
subroutine fesur (p,su,ha,sa)
dimension su(24,3)
do 10 i=2,24
if(su(i,1).ge.p) goto 20
10 continue
20 ha=(su(i,2)-su(i-1,2))/(su(i,1)-su(i-1,1))*(p-su(i-1,1))+su(i-1,2)
sa=(su(i,3)-su(i-1,3))/(su(i,1)-su(i-1,1))*(p-su(i-1,1))+su(i-1,3)
return
END
subroutine fl(mg,y,lr,h1,h2,h3,h4,s1,s2,s3,s4,t0)
real lr
lr=mg*((h1-h2)-t0*(s1-s2)-y*((h4-h3)-t0*(s4-s3)))
return
END

```

```

d1mn=d1opt
nmn=nopt
Re2mn=Re2opt
Re1mn=Re1opt
endif
if(CEtopt.lt.CEtmin) then
CEtmin=CEtopt
c indice en:énergétique
CMten=CMtopt
A2en=A2
A1en=A1opt
um2en=um2opt
um1en=um1opt
E2en=E2opt
E1en=E1opt
Len=Lopt
d2en=d2opt
d1en=d1opt
nen=nopt
Re2en=Re2opt
Re1en=Re1opt
endif
30 continue
c *****
c Affichage des Minimums Monétaire et énergétique
c *****
write(2,*) 'MINIMUM DU COUT MONETAIRE'
write(2,*) '*****'
write(2,*) ' A2=',A2mn,'m2 , A1=',A1mn,'m2'
write(2,*) ' um2=',um2mn,'m/s , um1=',um1mn,'m/s'
write(2,*) ' E2=',E2mn,'W , E1=',E1mn,'W'
write(2,*) ' d2=',d2mn,'m , d1=',d1mn,'m'
write(2,*) ' n=',nmn,' tubes , L=',Lmn,'m'
write(2,*) ' Re2=',Re2mn,' , Re1=',Re1mn
write(2,*) ' CMt=',CMtmin,' DA'
write(2,*) ' CEt=',CEtmin,' MJ'
write(2,*) ' ***** '
write(2,*) 'MINIMUM DU COUT ENERGETIQUE'
write(2,*) '*****'
write(2,*) ' A2=',A2en,'m2 , A1=',A1en,'m2'
write(2,*) ' um2=',um2en,'m/s , um1=',um1en,'m/s'
write(2,*) ' E2=',E2en,'W , E1=',E1en,'W'
write(2,*) ' d2=',d2en,'m , d1=',d1en,'m'
write(2,*) ' n=',nen,' tubes , L=',Len,'m'
write(2,*) ' Re2=',Re2en,' , Re1=',Re1en
write(2,*) ' CEt=',CEtmin,' MJ'
write(2,*) ' CMt=',CMten,' DA'
write(2,*) ' *** '
STOP
END

```