

REPUBLIQUE DU SENEGAL
UNIVERSITE CHEIKH ANTA DIOP DE DAKAR
ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE



gm.0131

Centre de Thiès

Département du Génie Electromécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

En vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur de conception

Sujet :

**ANALYSE ENERGETIQUE ET EXERGETIQUE D'UNE
TRANCHE VAPEUR A LA CENTRALE CII DE
BEL-AIR**

AUTEUR :

M. Mballo DIOP

Directeur interne:

Directeur externe:

M. Salif GAYE
Docteur ès Sciences

M. Thialis CAMARA
Docteur Ingénieur

Année universitaire 2000/2001

DEDICACES

Je dédie ce travail à :

- ◆ Ma très chère mère,

Pour son amour et toutes les peines qu'elle s'est donnée pour moi,

- ◆ Mon père,

Pour ses prières et les sacrifices consenties pour ma réussite,

- ◆ Mes frères,

Que ce travail soit pour vous un stade à dépasser et non un objectif à atteindre.

- ◆ Mes camarades de promotion,

La persévérance qui vous caractérise sera notre chemin à suivre,

REMERCIEMENTS

Ce projet a été réalisé au Département Génie Electromécanique (G.E.M.) de l'école Supérieure Polytechnique (E.S.P.) en collaboration avec la centrale de Bel-Air de la SENELEC. A ce titre, je tiens à remercier le Professeur Omar SOCK, Directeur de l'E.S.P. et Monsieur Pape MBOUP chef du département G.E.M. pour m'avoir accueilli dans leur établissement.

Je tiens à remercier sincèrement Monsieur Thialis CAMARA, Docteur Ingénieur et chef de la centrale de Bel-Air, pour m'avoir proposé ce sujet tout en assurant la Direction externe. Qu'il trouve ici l'expression de ma profonde gratitude pour m'avoir apporté son aide avec autant de rigueur.

Que Monsieur Salif GAYE, Docteur ès Sciences en thermique et Professeur à l'E.S.P., trouve ici l'expression de mes sincères remerciements. Tout au long de ce travail, il m'a apporté son aide avec beaucoup de compétences.

Mes remerciements vont aussi à tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à ma formation et à mon épanouissement.

SOMMAIRE

Le présent rapport porte sur le calcul des rendements énergétiques et exergetique des équipements d'une tranche vapeur et plus particulièrement ceux de la chaudière ,de la turbine et du condenseur .et d'analyser leurs performances en utilisant le concept d'exergie.

Ce bilan thermique ou énergétique fondé sur le premier principe de la thermodynamique bien que correcte n'en demeure pas moins incomplet. En effet, le premier principe consiste à constater une équivalence entre le travail et la quantité de chaleur qui a servie à sa production, mais il n'en résulte pas que toute quantité donnée de chaleur puisse être transformée entièrement en travail. C'est pour cette raison que le bilan exergetique est utilisé en complément au bilan énergétique.

Le rendement, basé sur le concept de l'exergie définie comme étant le travail maximal qu'on peut tirer d'une quantité de matière, prend en considération la dégradation d'énergie ou plutôt d'exergie due à l'accroissement d'entropie qui accompagne toute transformation réelle.

Ainsi, nous nous proposons de faire une analyse énergétique et exergetique en utilisant une combinaison de ces concepts afin d'améliorer l'efficacité de certains équipements de la tranche vapeur de la SENELEC de Bel AIR.

LISTE DES FIGURES

- Figure 1-1 Cycle de puissance
- Figure 1-2 Diagramme T-S
- Figure 1-3 Diagramme T-S ($S_1 < S_2$)
- Figure 1-4 Diagramme T-S ($S_1 > S_2$)
- Figure 1-5 Schéma simplifié d'un échangeur de chaleur
- Figure 1-6 Diagramme T-S pour un échangeur
- Figure 1-7 Schéma de la tranche

LISTE DES TABLEAUX

TABLEAU 1	Rendements des équipements et de la tranche
TABLEAU 2	Pertes énergétiques et exergétiques des équipements

LISTES DES ANNEXES

ANNEXE A Détermination des paramètres d'entrée et de sortie

ANNEXE B Calcul d'exergies et de rendements

ANNEXE C Calcul des pertes des équipements

ANNEXE D Figures 1-1 à 1-7

TABLE DES MATIERES

Introduction	1
Chapitre I : Analyse énergétique et exergetique	2
1-1 Analyse énergétique	2
1-1-1 Notion d'énergie	2
1-1-1-1 Energie ordonnée	2
1-1-1-2 Energie désordonnée	2
1-1-2 Bilan et rendement énergétique	3
1-1-2-1 Bilan énergétique	3
1-1-2-1 Rendement énergétique	5
1-2 Analyse exergetique	6
1-2-1 Définition	6
1-2-2 Exergie de la chaleur	6
1-2-3 exergie de l'écoulement d'un fluide sans production de travail	8
1-2-3-1 Système ouvert soumis à des procédés irréversibles	11
1-2-3-2 Procédés simples sans production de travail	13
1-2-4 les pertes d'exergie	15
1-2-4-1 Pertes d'exergie dues aux mélanges de différents fluides	15
1-2-4-2 Pertes d'exergie dues aux transferts de chaleur	17
1-2-5 Bilan et rendement exergetique	19
1-2-5-1 Bilan exergetique	19
1-2-5-2 Rendement exergetique	19
 CHAPITRE II : Etude d'une tranche vapeur	 21
2-1 Présentation de la tranche	21
2-2 Les échangeurs de chaleur	21
2-2-1 hypothèses de base de l'analyse par la méthode NTU	23
2-2-2 Calcul de l'écart moyen de température	24
2-2-3 Calcul du coefficient de transfert de chaleur	26
2-2-4 Bilan et Rendement énergétique d'un condenseur	27

2-2-4-1	Bilan énergétique.....	27
2-2-4-2	Rendement énergétique.....	27
2-2-5	Bilan et rendement exergetique.....	28
2-2-5-1	bilan exergetique.....	28
2-2-5-2	Rendement exergetique.....	29
2-3	La Chaudière.....	29
2-3-1	Généralités.....	29
2-3-2	Types de circulation dans une chaudière tube à eau.....	30
2-3-2-1	Circulation naturelle.....	30
2-3-2-2	Circulation forcée.....	30
2-3-2-3	circulation contrôlée.....	31
2-3-2-4	Chaudière à eau surchauffée.....	31
2-3-3	Caractéristiques et composition chimique des fuels.....	31
2-3-3-1	Composition.....	31
2-3-3-2	caractéristiques.....	32
2-3-4	Analyse thermo-énergétique de la combustion.....	33
2-3-4-1	le processus de combustion.....	33
2-2-4-2	Les équations chimiques de la combustion.....	34
2-3-5	Bilan et rendement énergétique de la chaudière.....	37
2-3-5-1	Bilan énergétique.....	37
2-3-5-2	Rendement énergétique.....	38
2-3-6	Bilan et rendement exergetique de la chaudière.....	39
2-3-6-1	Bilan exergetique.....	39
2-3-6-2	Rendement exergetique.....	40
2-4	Groupe turbo – alternateur.....	40
2-4-1	Généralités.....	40
2-4-2	Bilan et rendement énergétique.....	41
2-4-2-1	Bilan énergétique.....	41
2-4-2-2	Rendement énergétique.....	42
2-4-3	Bilan et rendement exergetique.....	42
2-4-3-1	Bilan exergetique.....	42
2-4-3-2	Rendement exergetique.....	42

2-5 Rendements de la tranche.....	42
Chapitre III : Elaboration et résultats des calculs.....	44
Chapitre IV :Analyse des résultats et paramètres influents.....	45
4-1 Analyse des résultats.....	45
4-2 Influence de la température de l'eau alimentaire.....	46
4-3 Influence du traitement des eaux.....	47
4-4 Influence des paramètres de la combustion.....	48
4-5 Influence de la température de surchauffe.....	49
Chapitre V : conclusion et recommandations.....	50

INTRODUCTION

Le pétrole, source primaire d'énergie, arrive au premier rang des importations du Sénégal : pays sous développé sans ressources énergétiques significatives et en proie à des difficultés financières aigües. Dès lors, on comprend l'importance de toute politique d'économie d'énergie dans un tel contexte.

Pour ce faire, un contrôle plus rigoureux du fonctionnement des équipements thermique en faisant un bilan des quantités d'énergie intervenant aux différents stade de la conversion s'avère nécessaire.

Le travail qui nous a été confié « Analyse énergétique et exergetique d'une tranche vapeur à la centrale CII de Bel-Air » rentre dans ce cadre .

Pour mener à bien ce travail , nous avons subdivisé ce mémoire en six parties.

Le premier chapitre se rapporte aux notions d'énergie, de rendement et de bilan énergétiques.

Le chapitre deux donne une aperçue sur le concept d'exergie, de bilan et rendement exergetique.

Dans le chapitre trois nous donnerons une description d'une tranche vapeur avant de calculer les rendements énergétique et exergetique de la chaudière, de la turbine et du condenseur.

Le chapitre quatre est consacré à l'élaboration des calculs et aux résultats.

Le chapitre cinq constitue une analyse des paramètres qui peuvent influencer les *résultats* du chapitre précédant.

Enfin, nous ferons au chapitre six des conclusions et recommandations.

CHAPITRE I : ANALYSE ENERGETIQUE ET EXERGETIQUE

1-1 ANALYSE ENERGETIQUE

1-1-1 NOTION D'ENERGIE

L'énergie se manifeste sous plusieurs formes, chacune avec ses caractéristiques. Ces dernières sont liées à leur capacité à provoquer des changements. Les différentes formes d'énergie peuvent être classées en deux catégories[1] :

- les énergies ordonnées
- les énergies désordonnées

1-1-1-1 ENERGIE ORDONNEE

Les énergies ordonnées regroupent l'énergie potentielle et l'énergie cinétique qui possèdent les caractéristiques suivantes :

- Possibilité de passer d'un type à l'autre avec conservation totale en opérant de façon réversible.
- Le transfert d'énergie ordonnée entre deux systèmes s'effectue uniquement par échange d'énergie travail
- Le transfert d'énergie ordonné entre deux systèmes n'entraîne pas de variation d'entropie. Ainsi de tels procédés peuvent être analysés à l'aide du premier principe de la thermodynamique seulement.
- Les paramètres de l'environnement ne sont pas considérés lors du transfert d'énergie ordonnée entre deux systèmes .

1-1-1-2 ENERGIE DESORDONNEE

Cette forme d'énergie regroupe toutes les autres types d'énergies différentes des énergies ordonnées notamment l'énergie thermique, l'énergie chimique, etc...

Elle possède les caractéristiques suivantes :

- Pour avoir un maximum de conversion d'une forme d'énergie désordonnée en une forme ordonnée il est nécessaire d'avoir un procédé entièrement réversible.
- La limite maximale d'une telle conversion dépend des paramètres thermodynamiques des procédés mais aussi de l'environnement.

- La conversion engendre une variation d'entropie.
- L'analyse des formes d'énergies désordonnées nécessite l'utilisation du deuxième principe de la thermodynamique.

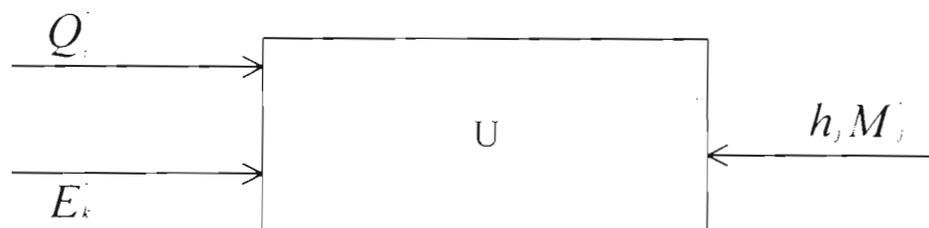
1-1-2 BILAN ET RENDEMENT ENERGETIQUE

Le premier principe de la thermodynamique exprime le bilan énergétique d'un système donné en tenant compte des transferts d'énergie entre ce système et l'extérieur mais ne prend pas en compte la qualité, ni le niveau de l'énergie.

Donc la connaissance du bilan énergétique, à lui seul, ne suffit pas pour permettre d'améliorer les performances d'un système, ni pour déterminer les perfectionnements qui pourraient être apportés à ce dernier. Pour atteindre ce double objectif, il est nécessaire d'établir le bilan des pertes intervenant aux différents stades de la conversion d'énergie. Le principe de ce bilan consiste à suivre pas à pas l'évolution de l'énergie dépensée et à noter successivement toutes les quantités perdues par le système des éléments externes. L'utilisation du deuxième principe permet d'affecter à chaque quantité d'énergie thermique un coefficient tenant compte de la valeur de celle-ci, et c'est cette correction qui entraîne une transformation du bilan énergétique en un bilan exergetique qui sera détaillé dans le second chapitre de notre étude.

1-1-2-1 BILAN ENERGETIQUE

Soit le système suivant, baignant dans l'atmosphère de pression P_0 et de température T_0



Le bilan énergétique de puissance est exprimé par[2] :

$$\frac{dU}{dt} = \sum_k [E_k^-] + \sum_i [Q_i^-] + \sum_j [h_j M_j^-] \quad (1-1)$$

Avec :

U : énergie interne totale

E_k^- : Puissance travail reçue par le système au niveau d'une machine K

Q_i^- : puissance chaleur reçue d'une source T_i

M_j^- : débit-masse reçu au droit d'une section j

h_j : enthalpie totale massique du fluide au droit de la section j

En considérant la puissance travail effective E_{ek} fournie par le système qui est égale à la puissance travail globale diminuée de celle engendrée par l'augmentation de volume du système ($P_{00} dV / dt$) l'équation (1-1) devient :

$$\sum_k [E_{ek}^-] + \sum_i [Q_i^-] + \sum_j [h_j M_j^-] - \frac{d(U + P_{00} dV)}{dt} = 0 \quad (1-2)$$

avec :

$$\sum_k [E_k^-] = \sum_k [E_{ek}^-] - P_{00} \frac{dV}{dt} \quad (1-3)$$

Par définition nous avons l'énergie effective [2] :

$$U_e = U + P_n t \quad (1-4)$$

A partir des équations (1-2) et (1-4) nous obtenons :

$$\sum_k [E_k^-] + \sum_i [Q_i^-] + \sum_j [h_j M_j^-] - \frac{dU_e}{dt} = 0 \quad (1-5)$$

Par définition la puissance transformation effective est [2] :

$$W_e^- = \sum_j [h_j M_j^-] - \frac{dU_e}{dt} \quad (1-6)$$

Le bilan peut alors se mettre sous la forme :

$$\sum_k [E_{ek}^-] + \sum_i [Q_i^-] + \sum_n [W_{en}^-] = 0 \quad (1-7)$$

1-1-2-2 RENDEMENT ENERGETIQUE OU THERMIQUE

Pour apprécier le fonctionnement d'un système énergétique, la méthode la plus simple consiste à comparer l'énergie produite à l'énergie dépensée pendant la même durée. Malgré la différence entre la nature de l'énergie thermique et celle de l'énergie électrique, ces quantités peuvent être exprimées au moyen de la même unité (JOULE ou WATT). Le rapport de ces deux quantités est égal au rendement énergétique du système. La valeur de ce rendement dépend à la fois de la nature du système, de ses conditions de fonctionnement et du degré de perfection des appareils dont il est composé. Le rendement énergétique est obtenu à partir de la relation :

$$\varepsilon = \frac{\sum [E_e^-] + \sum [Q^-] + \sum [W_e^-]}{\sum [E_e^-] + \sum [Q^-] + \sum [W_e^-]} \quad (1-8)$$

1-2 ANALYSE EXERGETIQUE

1-2-1 DEFINITION

On définit l'exergie comme le travail maximal réversible que l'on peut tirer d'un courant de matière ou d'énergie lorsque celui-ci est porté à l'équilibre avec l'environnement pris comme état de référence [1].

Pour un courant de matière on distingue plusieurs composantes de l'exergie dont les plus significatives, dans notre étude sont l'exergie thermique ou de la chaleur et de l'exergie de fluide en écoulement.

1-2-2 EXERGIE DE LA CHALEUR

Considérons une source de chaleur finie (A) utilisée par un cycle de puissance dans lequel le travail est entièrement obtenu de la transformation de la chaleur (fig 1-1)[3]. Cependant, même dans les conditions idéales (cycle réversible) la chaleur fournie ne peut être complètement transformée en travail, une partie de la chaleur est rejetée au réservoir (B) de grandes dimensions tel que l'atmosphère. T_1 étant la température initiale, T_2 la température finale et T_0 celle à laquelle se produit le processus de rejet de chaleur. Il y a deux procédés adiabatiques réversibles 2-3 et 4-1 (fig 1-2 a) et (fig 1-2 b).

La chaleur rejetée par la source est donnée pour la relation suivante :

$$Q_{12} = - \int_1^2 T \delta S_A \quad (1-9)$$

où S_A est l'entropie de la source

Une partie de la chaleur est transformée en travail utile qui est égale à la chaleur disponible et représente l'exergie de la chaleur.

$$-W_{\text{cycle}} = E_{Q12} \quad (1-10)$$

L'autre partie de la chaleur est rejetée à la température T_0 . Cette chaleur n'est pas disponible et représente l'exergie de la chaleur dissipée sur le diagramme (T.S). Cette exergie (B_{Q12}) est représentée sur la fig. 1-2-C.

Le bilan énergétique basé sur la première loi de la thermodynamique donne :

$$Q_{12} = E_{Q12} + B_{Q12} \quad (1-11)$$

Selon la seconde loi de la thermodynamique, la variation d'entropie de la "machine" réversible M est zéro (ΔS_M).

Si A est la source de chaleur et si la « machine » M et le réservoir B forment un système adiabatique alors :

$$\Delta S_A + \Delta S_B = 0 \quad (1-12)$$

Si l'entourage constitue le réservoir où est rejetée la chaleur à T_O , alors ΔS_B représente l'augmentation de son entropie due à la chaleur reçue de la "machine" M

Donc

$$\Delta S_A = \Delta S_O = \frac{B_{q12}}{T_O} = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \quad (1-13)$$

Il est maintenant possible de calculer l'exergie de la chaleur à l'aide des relations (1-11) et (1-13)

Soit :

$$E_{Q12} = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_O}{T} \right) \delta Q \quad (1-14)$$

Où E_{Q12} est exprimée en kJ

Il faut noter cependant que $1 - \frac{T_O}{T} = \frac{T - T_O}{T} = \eta_c$

Avec η_c rendement des cycle de Carnot.

Si η_c est constant (dans certaines conditions), l'exergie de la chaleur représente la chaleur multipliée par le rendement de Carnot

Cela signifie que la capacité de transformer de la chaleur en une autre forme d'énergie ne peut dépasser le rapport donné par le rendement du cycle de Carnot.

La chaleur dissipée peut être calculée à l'aide des relations (1-11) et (1-14) soit :

$$B_{Q12} = T_O \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \quad (1-15)$$

1-2-3 EXERGIE D'UN FLUIDE EN ECOULEMENT

Considérons un écoulement permanent, à travers une surface de contrôle, d'une unité de masse de fluide des conditions 1 (P_1, V_1, T_1, H_1, S_1) aux conditions 2 (P_2, V_2, T_2, H_2, S_2). T_0 étant la température ambiante.

Le bilan énergétique basé sur la première loi de la thermodynamique d'une unité de masse est donné par la relation suivante :

$$h_1 + \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q = h_2 + W_{12rev} \quad (1-16)$$

Où :

h_1 = enthalpie de l'unité de masse à l'entrée

h_2 = enthalpie de l'unité de masse à la sortie

$\int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q$ = chaleur fournie par la source

W_{12} = Travail produit par unité de masse.

Selon la seconde loi de la thermodynamique, l'entropie est la suivante :

$$S_2 = S_1 - \Delta S_{irr} > \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \quad (1-17)$$

où

ΔS_{irr} : augmentation de l'entropie due aux irréversibilités

$\int_1^2 \frac{\delta Q}{T}$ = entropie fournie par l'entourage

si l'équation (1-17) multipliée par T_0 est ajoutée à l'équation (1-16) on obtient :

$$\int_1^2 \frac{T - T_0}{T} \delta Q = h_2 - h_1 - T_0 (S_2 - S_1) + W_{12rev} - T_0 \Delta S_{irr} \quad (1-18)$$

L'équation (1-18) est l'expression de l'irréversibilité d'un système à écoulement permanent

Si le procédé est réversible ($\Delta S_{irr} = 0$) et s'il n'y a aucune source externe de chaleur ($\delta Q = 0$).

L'équation (1-18) devient :

$$h_2 - h_1 - T_0(S_2 - S_1) + W_{12rev} = 0$$

d'où

$$W_{12rev} = h_1 - h_2 - T_0(S_1 - S_2) \quad (1-19)$$

si l'état final 2 correspond à l'entourage, l'exergie d'un système à écoulement permanent sera :

$$W_{10rev} = h_1 - h_0 - T_0(S_1 - S_0) \quad (1-20)$$

Cette équation représente l'exergie initiale du fluide (exprimée en kJ/kg) c'est à dire la partie de l'énergie qui sera transformée en une autre forme d'énergie Q. Dans ce cas particulier c'est la quantité maximale de travail qui peut être obtenue d'un fluide soumis à un procédé réversible à partir d'un état initial jusqu'à un état d'équilibre avec l'entourage.

En général, l'exergie d'un fluide s'exprime de la façon suivante :

$$e = h - h_0 - T_0(S - S_0) \quad (1-21)$$

De sorte que :

$$e_2 - e_1 = h_2 - h_1 - T_0(S_2 - S_1) \quad (1-22)$$

L'équation (1-18) devient donc :

$$\int_1^2 \left(\frac{T - T_0}{T} \right) \delta Q = e_2 - e_1 + w_{12} - T_0 \Delta S_m$$

Cette équation tient compte des deux lois de la thermodynamique et permet non seulement d'évaluer la quantité, mais aussi la qualité de la chaleur reçue par le fluide.

Dans l'analyse d'une centrale thermique, il est nécessaire de tenir compte de l'énergie cinétique de l'écoulement (qui peut être entièrement transformée en travail mécanique) ; de même que l'énergie potentielle. (pour une turbine hydraulique par exemple).

Ces termes peuvent être inclus dans l'équation (1-22) de sorte que :

$$e_2 - e_1 = h_2 - h_1 - T_0 (S_2 - S_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(Z_2 - Z_1) \quad (1-23)$$

Avec :

V_1 = vitesse initiale de l'écoulement

V_2 = vitesse finale de l'écoulement

Z_1 = hauteur initiale

Z_2 = hauteur finale

g = accélération de la pesanteur = 9,81 m/S²

De la même façon que la chaleur peut être représentée et mesurée à l'aide des diagrammes (T,S), il est possible de représenter l'exergie à l'aide de surface sur le même diagramme.

Examinons deux cas : $S_1 < S_0$ et $S_1 > S_0$ représentés respectivement sur les figures (1-3) et (1-4)

L'indice 1 signifie l'état initial et l'indice 0 exprime l'état final en équilibre avec l'entourage

Ils sont représentés par :

- ◆ La courbe d'enthalpie constante $h = h_0$
- ◆ la courbe de pression constante $P = P_0$
- ◆ La courbe de pression constante $P = P_1$
- ◆ La ligne d'entropie constante $S = S_1$
- ◆ La surface 1-2-S1-4-3-1 représente $h_1 - h_0$

Le point 3 étant placé à l'intersection des courbes d'enthalpie constante $h = h_0$ et de pression constante $P_1 = \text{constante}$

La surface 2-0- S_0 - S_1 -2 représente :

- ◆ $T_0 (S_0 - S_1)$ au niveau de la figure 1-5
- ◆ $T_0 (S_1 - S_0)$ au niveau de la figure 1-6

De sorte que la surface 1-2-0- S_0 -4-3-1 représente :

- ◆ $h_1 - h_0 - T_0 (S_0 - S_1) = h_1 - h_0 - T_0 (S_1 - S_0) = (e_1)_a$
- ◆ $h_1 - h_0 - T_0 (S_0 - S_1) = h_1 - h_0 + T_0 (S_1 - S_0) = (e_1)_b$

1-2-3-1 SYSTEME OUVERT SOUMIS A DES PROCEDES IRREVERSIBLES

La tuyauterie, les échangeurs de chaleur, les compresseurs à air, les turbines à gaz ou à vapeur sont des systèmes ouverts soumis à des procédés irréversibles. Considérons un système thermodynamique (un écoulement en particulier) recevant de la chaleur Q_{12} d'un autre système et produisant une certaine quantité de travail W_{12} . [3]

Dans ce cas il faut tenir compte de l'exergie de l'écoulement et de l'exergie de la chaleur.

En se basant sur l'équation (1-14), l'exergie de la chaleur reçue devient :

$$e_{Q_{12}} = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q \quad (1-24)$$

$$= Q_{12} - T_0 \int_1^2 \frac{\delta Q}{T}$$

Si le procédé d'absorption de chaleur est réversible, alors $\delta Q_{\text{rév}} = T\delta S$ et l'équation (1-24) s'écrit de la façon suivante :

$$e_{Q_{12}} = Q_{12} - T_0(S_2 - S_1) \quad (1-25)$$

Le procédé étant irréversible, le bilan exergétique est le suivant :

$$e_1 + e_{Q_{12}} = e_2 + W_{12} + B_{12} \quad (1-26)$$

Où :

- e_1 = exergie initiale du fluide
- e_2 = exergie finale du fluide
- $e_{Q_{12}}$ = exergie de la chaleur reçue
- W_{12} = travail produit
- B_{12} = exergie dissipée ou perte d'exergie
- T_0 = température de l'entourage

L'exergie dissipée ou la perte d'exergie est alors :

$$B_{12} = e_1 - e_2 + e_{Q_{12}} - W_{12} \quad (1-27)$$

La diminution de l'exergie du fluide selon l'équation (1-22) est donnée par la relation suivante :

$$e_1 - e_2 = h_1 - h_2 + T_0 (S_2 - S_1) \quad (1-28)$$

La première loi de la thermodynamique donne :

$$W_{12} = h_1 - h_2 + Q_{12} \quad (1-29)$$

En introduisant les équations (1-28) et (1-29) dans l'équation (1-27) on obtient l'exergie dissipée :

$$B_{12} = e_{q12} + T_0 (S_2 - S_1) - Q_{12} \quad (1-30)$$

En tenant compte de l'équation (1-24) la relation (1-30) devient :

$$B_{12} = T_0 (S_2 - S_1) - T_0 \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \quad (1-31)$$

Cette équation représente l'exergie dissipée dans le cas général d'un système ouvert soumis à un procédé irréversible.

Si le procédé est réversible, en remplaçant l'expression (1-25) dans l'équation

(1-30) on trouve que l'exergie est nulle ($B_{12} = 0$)

L'exergie dissipée (la perte d'exergie) est donc la qualité d'exergie « détruite » par les irréversibilités. C'est à dire la quantité de travail utile qui aurait pu être fournie si le procédé avait été réversible.

Les différents procédés réels rencontrés étant tous irréversibles, ils seront donc toujours caractérisés par une perte d'exergie.

Si le procédé est adiabatique, c'est-à-dire que $\delta Q = 0$, l'exergie dissipée sera :

$$B_{12} = T_0 (S_2 - S_1) \quad (1-32)$$

Les irréversibilités se présentent principalement comme une partie du travail utile perdu par frottement qu'on appelle « travail de frottement » W_F . Ce qui peut s'écrire :

$$\delta Q = TdS - |\delta W_F| \quad (1-33)$$

En remplaçant (1-33) dans (1-31) on obtient l'exergie dissipée :

$$B_{12} = T_0 (S_2 - S_1) - T_0 \left[\int_1^2 ds - \int_1^2 \left(\frac{|\delta W_F|}{T} \right) \right]$$

$$B_{12} = T_0 \int_1^2 \left(\frac{|\delta W_F|}{T} \right) \quad (1-34)$$

En dérivant cette équation, on obtient :

$$dB = T_0 \left[\frac{SWF}{T} \right]$$

où

$$\frac{dB}{|\delta W_F|} = \frac{T_0}{T} \quad (1-35)$$

Cette équation signifie que le rapport des pertes d'énergie sur le « travail de frottement » augmente au fur et à mesure que la température du procédé diminue. Donc, plus la température est basse, plus le travail de frottement est nuisible.

1-2-3-2 PROCÉDES SIMPLES SANS PRODUCTION DE TRAVAIL

Les tuyaux ou les tubes horizontaux sont caractérisés par des procédés simples sans production de travail ou la vitesse du fluide est approximativement constante[3].

Le bilan énergétique de l'écoulement d'un fluide est le suivant :

$$Q_{12} - W_{12} = h_2 - h_1 + \frac{1}{2}(V_2^2 - V_1^2) + g(Z_2 - Z_1) \quad (1-36)$$

Si $W_{12} = 0$; $Z_1 = Z_2$ et $V_1 = V_2$ on obtient :

$$Q_{12} = h_2 - h_1 \quad \text{ou} \quad \delta Q = dh \quad (1-37)$$

Si le procédé est irréversible, et les irréversibilités apparaissent sous forme de chaleur additionnelle équivalente au travail de frottement, dans ces conditions la première loi de la thermodynamique s'écrit :

$$\delta Q + |\delta W_F| = \delta h - V \delta P \quad (1-38)$$

En comparant (1-37) et (1-38) on a :

$$\delta W_F = -V \delta P \quad (1-39)$$

D'où en introduisant (1-39) dans l'équation (1-34) on obtient :

$$B_{12} = T_0 \int_1^2 \left(-\frac{V}{T} \right) dP \quad (1-40)$$

L'équation (1-40) montre que l'exergie dissipée est fonction de la différentielle de pression du fluide.

En considérant que le fluide est un gaz parfait, la relation $PV = RT$ s'applique et l'équation (1-40) devient :

$$B_{12} = -T_0 R \int_1^2 \frac{dP}{P} \quad (1-41)$$

Posons $\Delta P = P_1 - P_2$

Sachant que ΔP est beaucoup plus petit que P_1 , la perte d'exergie sera en première approximation :

$$B_{12} = T_0 R \left(\frac{1 - \Delta P}{P_1} \right) \quad (1-42)$$

Cette formule montre que l'exergie dissipée est proportionnelle au rapport de chute de pression. Cela signifie que plus la pression initiale est grande, plus la chute de pression acceptable est élevée.

1-2-4 LES DIFFERENTES PERTES D'EXERGIE

Les pertes d'exergie se présentent sous plusieurs formes. Les plus importantes dans le cadre de notre étude sont :

- ◆ Les pertes d'exergie dues au mélange de différents fluides.
- ◆ Les pertes d'exergie dues au transfert de chaleur

1-2-4-1 PERTES D'EXERGIE DUES AU MELANGE DE DIFFERENTS FLUIDES

Un procédé au cours duquel il y a mélange de différents fluides, ne peut être décrit adéquatement par la première loi de la thermodynamique. En effet, dans un bilan thermique conventionnel la chaleur équivalente à l'exergie cédée par le système est égale à l'énergie reçue par celui-ci. Ce mélange de différents gaz ou fluides est un procédé irréversible qui entraîne une augmentation d'entropie en même temps une perte d'exergie.

Considérons deux fluides à différentes conditions de température et sans interaction chimique. Le mélange étant irréversible, la perte d'exergie B_{mel} peut être calculée à partir de la différence entre les exergies initiale et finale.

$$B_{mel} = m_1 e_1 + m_2 e_2 - (m_1 + m_2) e_{mel} \quad (1-43)$$

Où :

m_1 = masse fluide1

m_2 = masse fluide2

e_1 = exergie par unité de masse de fluide 1

e_2 = exergie par unité de masse de fluide 2

e_{mel} = exergie par unité de masse du mélange

Si nous considérons que l'exergie de l'entourage est nulle ($h_0 - T_0 S_0 = 0$), alors

L'équation (1-21) devient :

$$e_1 = h_1 - T_0 S_1$$

$$B_{mel} = m_1 (h_1 - T_0 S_1) + m_2 (h_2 - T_0 S_2) - (m_1 + m_2) (h_{mél} - T_0 S_{mél}) \quad (1-44)$$

Le bilan thermique donne :

$$(m_1+m_2) h_{mél} = m_1 h_1 + m_2 h_2$$

d'où

$$h_{mél} = \frac{m_1 h_1 + m_2 h_2}{m_1 + m_2} \quad (1-45)$$

et l'équation (1-44)

$$B_{mél} = T_0 [(m_1 + m_2) S_{mél} - m_1 S_1 - m_2 S_2] \quad (1-46)$$

Où encore

$$B_{mél} = m_{mél} T_0 \Delta S_{mél} \quad (1-47)$$

Avec :

$$m_{mél} = m_1 + m_2$$

$$\Delta S_{mél} = S_{mél} - \frac{m_1 S_1 + m_2 S_2}{m_1 + m_2} \quad (1-48)$$

$$S_{mél} = \frac{m_1 S_1 + m_2 S_2}{m_1 + m_2} \quad (1-49)$$

Où S_1 et S_2 sont les entropies respectives des deux fluides à la température et à la pression du mélange .

Donc en utilisant les équations (1-47), (1-48) et (1-49), il est possible d'évaluer les pertes d'exergie d'un mélange d'eau et de vapeur puisque leurs entropies respectives sont données dans les tables thermodynamiques de vapeur d'eau.

1-2-4-2 PERTES D'EXERGIE DUES AU TRANSFERT DE CHALEUR

Les échangeurs de chaleur font partie intégrante des équipements d'une centrale. Dans de tels échangeurs le transfert de chaleur qui se produit à travers des différences finies de température est un procédé irréversible, donc une source de pertes d'exergie.

En considérant qu'il n'y a pas d'échange de chaleur avec l'entourage, un échangeur de chaleur peut être considéré, comme un système adiabatique ouvert caractérisé par un transfert chaleur entre deux fluides (fig. 1-5) [3]. L'utilisation d'un diagramme (T,S) (fig 1-6) , représentant le procédé de transfert de chaleur permet de visualiser plus facilement les changements d'état des fluides chaud (c) et froid (f).

L'entropie du fluide chaud diminue, alors que l'entropie du fluide froid augmente. Cependant on remarque que :

$$Q_c = \text{surface } 1c-2c-a-b-1c$$

$$= Q_f = \text{surface } 1f-2f-c-a-1f$$

Finalement, il convient de noter que $|\Delta S_f| > |\Delta S_c|$

de sorte qu'il y a augmentation de l'entropie totale, soit :

$$\Delta S_{irr} = \Delta S_f + (-\Delta S_c)$$

Il y aura donc une perte d'exergie telle que :

$$B_{12} = T_0 \Delta S_{irr}$$

Connaissant les débits massiques des deux fluides, il est possible d'évaluer la perte de puissance qui sera alors donnée par la perte d'exergie : soit :

$$B_{12} = T_0 (m_c \Delta S_c + m_f \Delta S_f) \quad (1-50)$$

Avec :

B_{12} : perte de puissance due à la perte d'exergie

m_c : débit massique de fluide chaud

m_f : débit massique du fluide froid

ΔS_c : variation d'entropie par unité de masse du fluide chaud

ΔS_f : Variation d'entropie par unité de masse du fluide froid

Selon (1-14)

$$E_{Q12} = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q$$

Ou

$$dE_{Q12} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q$$

Dans le procédé de transfert de chaleur, c'est le passage de la chaleur du fluide chaud au fluide froid qui détermine une diminution d'exergie de :

$$dE_c = \left(1 - \frac{T_u}{T_c}\right) \delta Q$$

et une augmentation de l'exergie de fluide froid égale à :

$$dE_f = \left(1 - \frac{T_u}{T_f}\right) \delta Q$$

Donc pour un échangeur de chaleur, la perte d'exergie est donnée par la relation suivante :

$$dE_{ech} = \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) \delta Q - \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) \delta Q$$

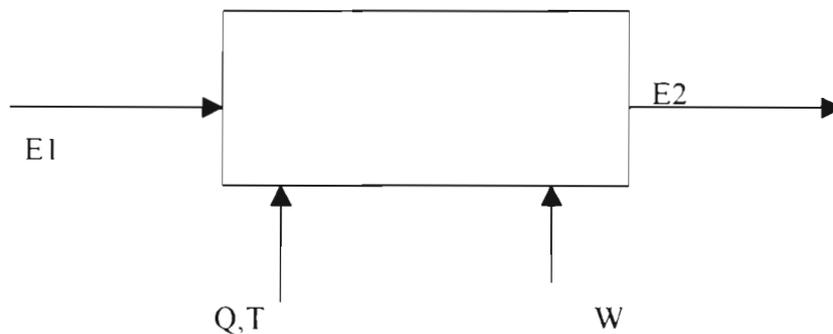
$$dE_{ech} = T_0 \left(\frac{T_c - T_f}{T_c T_f} \right) \delta Q \quad (1-51)$$

Cette dernière équation signifie que pour une même différence de température, plus la température du fluide sera élevée, plus la perte d'exergie sera faible.

1-2-5 BILAN ET RENDEMENT EXERGETIQUE

1-2-5-1 BILAN EXERGETIQUE

Le bilan exergetique permet de faire une évaluation quantitative de la dégradation énergétique, c'est-à-dire de calculer les conséquences des irréversibilités thermodynamique . Le bilan d'exergie autour d'un système en régime permanent est illustré par la figure suivante :



L'équation du bilan est exprimée par :

$$B = E_1 + E_Q - W - E_2 \quad (1-52)$$

Avec :

- B : pertes d'exergie dues aux irréversibilité dans le système
- E_1 : exergie du courant de matière à l'entrée du système
- E_2 : exergie du courant de matière à la sortie du système
- E_Q : exergie de la quantité de chaleur fournie au système
- Q : Quantité de chaleur fourni au système
- T : Température à laquelle la quantité de chaleur est fournie au système
- W : travail produit par le système

1-2-5-2 RENDEMENT EXERGETIQUE

Tandis que le rendement énergétique est défini par le rapport de l'énergie produit à la quantité de chaleur dépensée, le rendement exergetique est obtenu en remplaçant dans le rapport précédent la

dépense de chaleur par celle de l'exergie. Ainsi le rendement exergetique permet une appréciation globale du degré de perfection d'une installation qui est plus rationnelle que celle donnée par le rendement-énergétique. Le rendement exergetique est exprimé par [3]:

$$\eta_{ex} = \frac{E_2 + W}{E_1} \quad (1-53)$$

avec :

E_1 : exergie du courant de matière à la sortie

E_2 : exergie du courant de matière à l'entrée

W : travail produit par le système

η_{ex} : rendement exergetique

CHAPITRE II : ETUDE D'UNE TRANCHE VAPEUR

2-1 PRESENTATION D'UNE TRANCHE

La production de l'électricité dans une centrale thermique est le résultat d'une opération de conversion énergétique partant d'une source d'énergie primaire. En effet la combustion d'un combustible fossile (mazout) s'accompagnant d'un dégagement de gaz (carbonique, anhydride sulfureux, oxyde d'azote), vaporise l'eau contenue dans une chaudière. La vapeur ainsi obtenue se détend dans une turbine qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique. Et cette dernière est transformée en énergie électrique par un alternateur. A la sortie de la turbine, la vapeur est condensée par contact avec les parois froides du condenseur dans lequel circule l'eau de refroidissement. Dans le cas de notre étude c'est de l'eau de mer.

Le préchauffage de l'eau d'alimentation est effectué au moyen de soutirage de la vapeur en cours de détente dans la turbine.

Le nom tranche vapeur est attribué a tout cycle thermique utilisé pour produire de l'électricité.

Les éléments fondamentaux qui constituent la tranche de la SENELEC sont :

- ◆ La Chaudière
- ◆ La Turbine
- ◆ Le condenseur
- ◆ Les réchauffeurs d'air et d'eau alimentaire

Les trois premiers composants sont de loin les plus importants dans cadre de notre étude. Ainsi, nous allons les analyser en détail et voir l'influence des autres composants dans leur fonctionnement .

Le schéma de la tranche est donné en annexe.

2-2 LES ECHANGEURS DE CHALEUR

Le fluide dans son évolution le long d'un cycle thermique reçoit de la chaleur d'une source chaude et restitue la part non transformée en travail à la source froide (condenseur). Ainsi nous pouvons dire que les échangeurs de chaleur jouent un rôle prépondérant dans toute centrale thermique.

Par ailleurs ils sont utilisés pour rapprocher la température de l'eau d'alimentation à celle de la source chaude (réchauffeur, surchauffeur). Donc l'échangeur idéal serait celui qui transmettrait à l'eau d'alimentation toute la chaleur non transformée ou disponible au soutirage.

Dans les installations réelles, une telle éventualité ne se réalise jamais. Ainsi définit-on l'efficacité d'un échangeur par le rapport de la quantité de chaleur réellement transmise à la quantité maximale de chaleur qui pourrait être transmise. Ainsi, si q est la chaleur réellement transmise et q_{\max} la quantité maximale de chaleur pouvant être transmise, l'expression de l'efficacité de l'échangeur s'écrit [4]:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (2-1)$$

Pour un échangeur de chaleur donné on a :

$$q = M_f C_{pf} (T_{2f} - T_{1f}) \quad (2-2-a)$$

$$q = M_c C_{pc} (T_{1c} - T_{2c}) \quad (2-2-b)$$

$$q = UA \Delta T_m \quad (2-2-c)$$

Les indices f et c se rapportent respectivement aux fluides froid et chaud

- ◆ T_1 : température d'entrée du fluide.
- ◆ T_2 : température de sortie du fluide
- ◆ M : débit massique du fluide
- ◆ C_p : chaleur spécifique du fluide
- ◆ A : surface totale d'échange
- ◆ U : coefficient global de transmission de chaleur de l'échangeur
- ◆ ΔT_m = Ecart moyen logarithmique de température

A partir des équations (2-2) nous remarquons que la quantité maximale de chaleur sera transmise lorsque l'écart de température entre l'entrée et la sortie d'un quelconque des deux fluides atteint l'écart maximal de température correspondant à l'égalisation des températures des deux fluides

dans une section donnée de l'échangeur. Cette section peut être selon les conditions, celle correspondant soit à l'entrée ou à la sortie du fluide froid.

D'autre part, l'expression de cet écart maximal dépend du sens de circulation des fluides dans l'échangeur. Ainsi, pour un échangeur à contre-courants, le maximum possible de chaleur est échangée lorsque la température de sortie du fluide chaud est égale à la température d'entrée du fluide froid ou lorsque la température de sortie du fluide froid égale à celle d'entrée du fluide chaud dépendamment du produit débit massique par chaleur spécifique. Mais à cause des contraintes économiques et techniques ceci n'est jamais réalisé.

Ainsi, nous avons pour un échangeur à contre-courant une quantité de chaleur maximale égale à :

$$q_{\max, \text{cr}} = (MC_p)_{\min} (T_{1c} - T_{1f}) \quad (2-3)$$

Pour un échangeur à courants parallèles, la limite est atteinte lorsque les deux températures de sortie tendent vers la même valeur. Ce qui donne :

$$q_{\max, \text{pr}} = (MC_p)_{\min} (T_{1c} - T_{2c}) \quad (2-4)$$

Quant à la quantité de chaleur réellement transmise, elle dépend, pour un type d'échangeur donné, de son coefficient de transmission de chaleur.

Le type d'échangeur de chaleur est caractérisé par l'expression de l'écart moyen de température.

Plusieurs méthodes ont été développées pour l'analyse des échangeurs. Parmi ces dernières nous pouvons citer la méthode du Nombre d'Unité de Transfert (NTU ou NUT) qui sera utilisée dans le cas d'un échangeur à contre-courant.

2-2-1 HYPOTHESES DE BASE DE L'ANALYSE PAR LA METHODE NTU

La démarche que nous allons adopter repose sur les hypothèses suivantes :

1. le coefficient de transmission de chaleur est constant le long de l'échangeur.
2. le changement de phase du fluide chaud sera réalisé sur toute la longueur de l'échangeur et non seulement sur une partie.
3. les débits massiques et les chaleurs spécifiques sont constantes.
4. Il n'y a pas de perte de chaleur dans l'atmosphère
5. Il n'y a pas de conduction dans la direction de l'écoulement.

6. dans chaque section transversale de l'échangeur, chaque fluide est caractérisé par une seule température.

2-2-2 CALCUL DE L'ECART MOYEN DE TEMPERATURE

Dans l'expression $q = U.A. \Delta T_m$, T_m est défini comme suit :

$$\Delta T_m = \frac{1}{A} \int_0^A \Delta T dA \quad (2-5)$$

Ainsi, pour déterminer ΔT_m il nous faut connaître la variation de température le long de l'échangeur, ce qui dépend de la configuration de l'échangeur.

Pour une surface élémentaire, la chaleur échangée a pour expressions :

$$dq = U.dA. \Delta T \quad (2-6-a)$$

$$dq = M_c C_{pc} \Delta T_c \quad (2-6-b)$$

$$dq = m_r C_{pr} \Delta T_r \quad (2-6-c)$$

Avec :

$$\Delta T = T_c - T_r$$

ΔT_c = variation de température du fluide chaud

ΔT_r = variation de température du fluide froid

Les équations (2-6-b) et (2-6-c) montrent que la chaleur transmise varie linéairement avec ΔT_c et ΔT_r , donc également avec ΔT .

D'où :

$$\frac{d(\Delta T)}{dq} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{q_{total}} \quad (2-7)$$

Avec :

$$\Delta T_1 = T_{1c} - T_{2f}$$

$$\Delta T_2 = T_{2c} - T_{1f}$$

Les équations (2-7a) et (2-8) donnent :

$$\frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = \frac{U(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{q_{total}} dA$$

Soit :

$$q_{total} = UA \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2-8)$$

En comparant les équations (2-8) et (2-2-c) nous avons :

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2-9)$$

En transposant dans l'équation de (2-9) les expressions de $\Delta T_1 - \Delta T_2$ nous obtenons pour un échangeur à contre-courants :

$$\Delta T_m. \text{ ctr} = \frac{(T_{1c} - T_{2f}) - (T_{2c} - T_{1f})}{\ln\left(\frac{T_{1c} - T_{2f}}{T_{2c} - T_{1f}}\right)} \quad (2-10)$$

2-2-3 CALCUL DU COEFFICIENT DE TRANSFERT DE CHALEUR

L'efficacité de l'échangeur dépend du produit débit massique par chaleur spécifique des deux fluides. Ainsi, définit on leur rapport comme suit :

$$C_R = \frac{(MCp)_{\min}}{(MCp)_{\max}} \quad (2-11)$$

Un autre facteur important dans la détermination de l'efficacité d'un échangeur est le produit $U.A$. Pour le rendre additionnel, nous définissons le rapport :

$$NTU = \frac{U.A}{(MCp)_{\min}} \quad (2-12)$$

appelé nombre d'unités de transfert. Ainsi, l'efficacité de l'échangeur dépend des rapports C_R et NTU .

En d'autres termes .

$$\varepsilon = \varepsilon(C_R, NTU) \quad (2-13-a)$$

ou

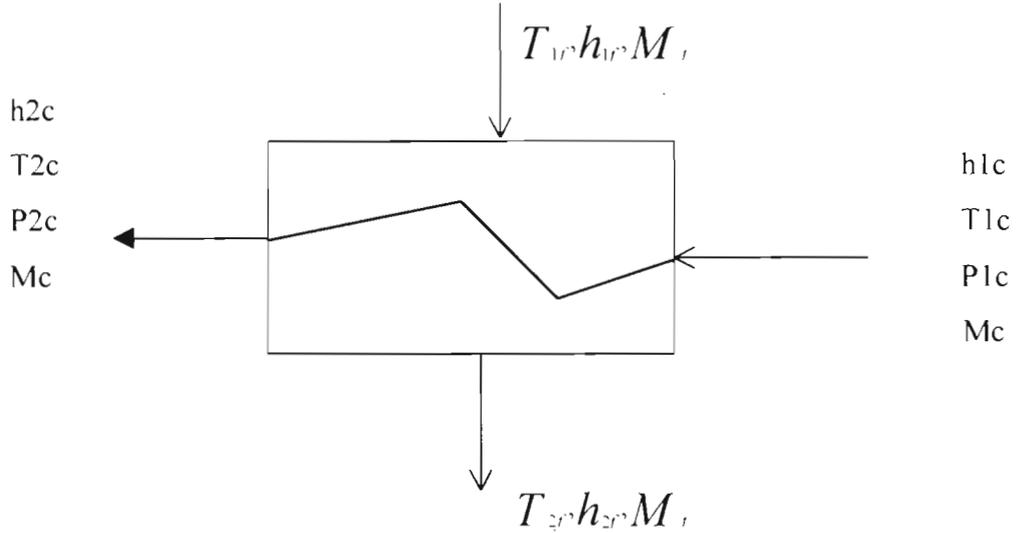
$$NTU = NTU(\varepsilon, C_R) \quad (2-13-b)$$

Ainsi, par rapport aux hypothèses du paragraphe 2-3-1 nous avons :

$$U = -\frac{M_i C_{pi}}{A} \ln(1 - \varepsilon) \quad (2-14)$$

2-2-4 BILAN ET RENDEMENT ENERGETIQUE D'UN CONDENSEUR

2-2-4-1 BILAN ENERGETIQUE



avec :

M_f : débit du fluide

Q_p : chaleur dissipée à travers la structure du condenseur.

T_{1f} : température du fluide à l'entrée du condenseur

T_{2f} : température du fluide à la sortie du condenseur

h_{1f} : enthalpie du fluide à l'entrée du condenseur

h_{2f} : enthalpie du fluide à la sortie du condenseur

Les indices c et f correspondent respectivement aux fluides chaud et froid

l'équation (1-7) donne le bilan thermique suivant:

$$M_c (h_{1c} - h_{2c}) = M_f (h_{2f} - h_{1f}) + Q_p \tag{2-15}$$

2-2-4-2 RENDEMENT ENERGETIQUE

la chaleur transmise est :

$$q = M_c (h_{1c} - h_{2c})$$

d'où

$$\varepsilon = \frac{M_c (h_{1c} - h_{2c})}{q_{\max}} \quad (2-16)$$

Ou encore pour $(MC_p)_{\min} = M_r C_{pr}$

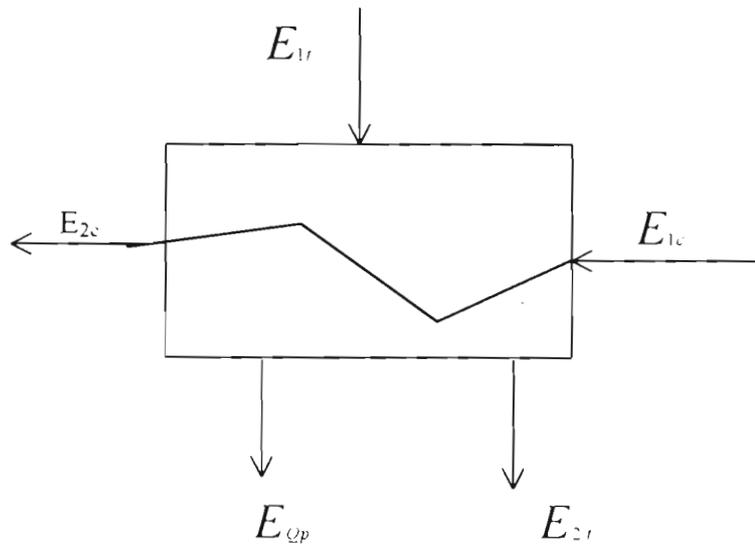
$$\varepsilon = \frac{T_{2f} - T_{1f}}{T_{1c} - T_{1f}} \quad (2-17)$$

avec :

q_{\max} : chaleur maximal pouvant être transmise en fonction du type d'échangeur

2-2-5 BILAN ET RENDEMENT EXERGETIQUE

2-2-5-1 BILAN EXERGETIQUE



Avec :

Les indices f et c se rapportent respectivement au fluide froid et fluide chaud

$E_1 =$ exergie des fluides à l'entrée du condenseur

$E_2 =$ exergie des fluides à la sortie du condenseur

$E_{Qp} =$ exergie dissipée dans la structure du condenseur

L'équation (1-52) donne le bilan exergetique :

$$E_{1c} - E_{2c} = E_{2f} - E_{1f} + E_{Qp} \quad (2-18)$$

2-2-5-2 RENDEMENT EXERGETIQUE

De l'équation (2-45) nous obtenons le rendement exergetique définie par :

$$= \frac{E_{2f} - E_{1f}}{E_{1c} - E_{2c}} \quad (2-19)$$

2-3 LA CHAUDIERE

2-3-1 GENERALITES

Une chaudière est un vaisseau sous pression construit pour favoriser l'échange de chaleur entre les produits de combustion et un fluide en vue de produire de la vapeur (ou eau chaude) pour des procédés ou de la génération d'électricité.

Il existe deux types de chaudières :

- ◆ chaudière tube à feu
- ◆ chaudière tube à eau

Dans un type donné, on peut distinguer plusieurs catégories selon la circulation des fluides et le mode de chauffage :

- ◆ chaudière à circulation naturelle
- ◆ chaudière à circulation forcée
- ◆ chaudière à circulation contrôlée

Au niveau des chaudières tube à feu les produits de combustion passent par l'intérieure des tubes et l'eau à l'extérieur. Elles sont en générale utilisées pour le chauffage et les applications de faible puissance.

Dans cette étude, nous allons mettre l'accent sur les chaudières tube à eau qui sont utilisées pour la production de vapeur pour la génération d'électricité et de manière générale pour les systèmes industriels.

En effet, pour ce type de chaudière, l'eau circule à l'intérieur des tubes et les produits de combustion à l'extérieur, ce qui accroît sa capacité.

2-3-2 TYPES DE CIRCULATION DANS UNE CHAUDIERE TUBE A EAU

2-3-2-1 CIRCULATION NATURELLE

A cause de la différence de densité qui existe entre les différentes sections d'une chaudière tube à eau, l'eau circulera de façon naturelle à l'intérieure des tubes.

Dans les colonnes montantes, situées au niveau de la partie la plus chaude de la chaudière nous avons un mélange de liquide saturé et de vapeur saturée.

Dans les colonnes descendantes, situées au niveau de la partie la moins chaude on a un liquide saturé ou légèrement sous refroidi.

La circulation naturelle est causée par la différence de densité entre les colonnes montantes et descendantes. Mais cette différence de pression motrice, engendrée par les densités et la hauteur des colonnes, est limitée à des pressions d'environ 150 bars pour avoir une circulation sécuritaire car plus la pression augmente plus la masse volumique de l'eau s'approche de celle de la vapeur. Ainsi pour palier à ce problème on utilise la circulation forcée dans les grandes installations industrielles.

2-3-2-2 CIRCULATION FORCEE

Pour un seul passage l'eau entre par l'une des extrémités du faisceau et sort par l'autre extrémité sous forme de vapeur. Il n'y a donc pas de réservoir eau-vapeur ce qui permet d'éviter les problèmes liés à la pression critique. Mais elle ne sont généralement pas utilisées pour de faibles pressions car un grand volume de vapeur dans l'émulsion conduirait à un faible coefficient de transmission qui élèverait anormalement la température des tubes, ce qui réduirait leur résistance et créerait des effets corrosifs.

Pour le démarrage, la chaudière est momentanément à circulation contrôlée par la fermeture du circuit sur lui-même à l'aide d'un réservoir auxiliaire d'accumulation d'eau et de vapeur et qui approvisionne la pompe alimentaire.

2-3-2-3 CIRCULATION CONTROLEE

L'émulsion eau-vapeur est assurée par une pompe de circulation. Les écrans de la chambre de combustion et les faisceaux vaporisateurs sont soumis à l'influence de la circulation par la pompe. Dans le surchauffeur la circulation se fait naturellement. Une pompe refoule l'eau dans un ou plusieurs collecteurs d'où partent les tubes vaporisateurs constituant les écrans et les faisceaux. La répartition de l'eau entre les différents tubes se fait au moyen de tuyères calibrées placées à l'entrée de chaque tube.

2-3-2-4 CHAUDIERE A EAU SURCHAUFFEE

Au delà de ces types de circulation des systèmes de réchauffage et de surchauffages sont utilisés pour améliorer l'efficacité des chaudières.

En effet l'eau surchauffée, peut sous une pression supérieure à la pression atmosphérique être portée à une température d'ébullition supérieure à 100°C.

Ainsi un poids donné d'eau est capable de transporter plus de chaleur que dans les systèmes courants de chauffage à eau chaude fonctionnant à la pression atmosphérique. Cela présente plusieurs avantages parmi lesquels une grande capacité calorifique, un réglage plus précis des températures dans le circuit, une élimination des pertes par condensation des tuyauteries de retour, des pertes par les purges et les soupapes de sûreté.

Cependant pour des combustibles liquides (fuel) le point de rosée acide des fumées ayant une teneur relativement élevée en soufre, exige une température de retour d'environ 160°C dans la zone de retour de l'eau froide.

2-3-3 CARACTERISTIQUES ET COMPOSITION CHIMIQUE DES FUELS

2-3-3-1 COMPOSITION

Les fuels sont des mélanges d'hydrocarbures avec comme constituants principaux le carbone et l'hydrogène. Mais aussi suivant leur origine ils renferment des teneurs relativement importantes en soufres, en azote, en cendres minérales et en eau.

Ceux sont généralement des produits extraits de pétrole bruts mais ils peuvent être également des huiles de goudron de houille. Les fuels provenant du pétrole peuvent être classés en trois grandes catégories :

- ◆ les fuels composés uniquement de distillats obtenus à partir des bruts. Ces combustibles très fluides sont destinés aux installations de faible puissance, au chauffage domestique en particulier.
- ◆ les combustibles lourds essentiellement composés des résidus de distillation sont destinés aux usages industriels.
- ◆ les mélanges des deux catégories précédentes, utilisables dans les chaufferies domestiques relativement importantes et dans certaines unités industrielles.

2-3-3-2 CARACTERISTIQUES :

Les fuels sont caractérisés par certaines propriétés dont les plus importantes sont :

- ◆ **la densité** : elle est généralement mesurée à 15°C et est très utile pour les mesures de combustibles effectuées suivant des méthodes volumétriques.
- ◆ **Pouvoirs calorifiques** : c'est la quantité de chaleur libérée par la combustion complète d'un kilogramme du fuel quand les gaz sont ramenés à la même température que les réactifs. On distingue deux types de pouvoirs calorifiques :
 1. le pouvoir calorifique inférieur, noté PCI, pour lequel l'eau est présente dans les gaz sous forme de vapeur.
 2. Le pouvoir calorifique supérieur, noté PCS, pour lequel l'eau se trouve sous forme condensée dans les gaz produits.

Ces deux pouvoirs calorifiques peuvent être déterminés pour une combustion complète à volume constant, à pression constante ou mixte.

Ils sont liés par la relation suivante :

$$PCS = PCI + m_{H_2O}r \quad (2-20)$$

Avec :

m_{H_2O} = masse de la fraction d'eau dans les gaz

$r \cong 2500$ kJ /kg est la chaleur latente de vaporisation de l'eau

- ◆ **viscosité** : elle est importante en ce sens qu'elle influence la qualité de la combustion à travers la pulvérisation et le pompage du fuel.

- ◆ **Point éclair** : c'est la température pour laquelle le fuel émet suffisamment de vapeur au travers d'un orifice pratiqué dans le couvercle d'un creuset standard pour qu'on puisse enflammer le mélange air-vapeur provoqué.

2-3-4 ANALYSE THERMO-ENERGETIQUE DE LA COMBUSTION

2-3-4-1 LE PROCESSUS DE COMBUSTION

Le processus de combustion consiste en l'oxydation de certains éléments du fuel. C'est donc une réaction au cours de laquelle il y a un échange d'électrons entre le combustible (donneur) et le comburant (accepteur). On distingue deux types de combustion :

- ◆ une combustion lente (sans flamme)
- ◆ une combustion vive avec production de flammes

Quelle que soit la composition du mélange combustible-comburant, une combustion lente peut toujours avoir lieu.

Cependant pour qu'il y ait combustion vive, il faut que les proportions entre combustible et comburant soient comprises dans certaines limites appelées limites d'inflammabilité et qu'un point d'amorçage soit créé dans le mélange en élevant sa température. La valeur minimale de cette température qui favorise l'amorçage est appelée température d'inflammabilité.

Il est à noter que la réaction de combustion peut être l'aboutissement de plusieurs réactions dont nous ne tenons pas compte dans notre étude. Nous nous intéresserons surtout aux réactifs et aux produits de combustion.

Dans la plupart des réactions de combustion, le comburant n'est pas de l'oxygène pur mais de l'air généralement pris directement de l'atmosphère et supposé avoir une composition constante. A toute fin pratique, nous considérons dans les calculs de combustions que l'air est composé d'oxygène et d'azote dans les rapports volumétriques ou moléculaires respectifs de 0,21 et 0,79. Ainsi, les rapports massiques respectifs sont 0,23 et 0,77.

En plus nous supposerons qu'une mole de gaz occupe dans les conditions normales (0°C et 1 atm) un volume de 22,4 litres. Les volumes des gaz de combustion seront ramenés dans ces conditions normales. La combustion du soufre est supposée donner du SO_2 et nous négligeons la combustion d'une fraction de ce SO_2 qui pourrait donner du SO_3 . Nous ne tiendrons pas compte aussi de la combustion de l'azote, celui-ci sera supposé intégralement présent dans les produits de combustion.

On parle de combustion complète quand tous les éléments du combustible sont effectivement brûlés au cours de la réaction. Dans le cas contraire elle est dite incomplète. Pour une certaine quantité de fuel, il y a une quantité d'air nécessaire et suffisante pour assurer sa combustion complète dite combustion stœchiométrique. Quand la quantité du fuel est égale à un kilogramme, l'air ainsi fourni est appelé pouvoir comburivore du combustible ou volume théorique.

Il peut arriver qu'un volume d'air supérieur ou inférieur au volume théorique soit utilisé dans un processus de combustion.

Le rapport λ défini comme ci-dessous :

$$\lambda = \frac{\text{quantité d'air réellement utilisé}}{\text{quantité d'air théorique}} \quad (2-21)$$

est appelé coefficient d'excès d'air. On peut avoir $\lambda \geq 1$ ou $\lambda < 1$

Dans tous les cas on parle d'excès d'air bien qu'il s'agisse de défaut d'air dans le cas $\lambda < 1$, pour lequel on obtient inévitablement une combustion incomplète avec production de monoxyde de carbone (CO) ou au pire des cas il peut rester des particules de carbone ou d'autre éléments non brûlé.

2-3-4-2 LES EQUATIONS CHIMIQUES DE LA COMBUSTION

Considérons la combustion complète d'un kilogramme du fuel composé de carbone, d'hydrogène, d'oxygène, de soufre et d'azote dont on connaît la composition massique. Pour une combustion stœchiométrique, la combustion de chaque constituant peut être prise séparément[5].

a) Combustion du carbone



Donc le volume d'air nécessaire vaut :

$$V_{air}^c = \frac{\%H}{200} \times 22,4 \times \frac{1}{0,21}$$

$$V_{air}^c = 0,0889 \% C [Nm^3 \text{ air} / \text{kg fuel}]$$

avec :

Nm^3 : normal - mètre - cube spécifiant les conditions normale $0^\circ C$ et 1 atm

Il en résulte un volume de gaz de combustion de :

$$V_{gc}^c = 0,0889 \% C [Nm^3 / \text{kg fuel}]$$

b) Combustion de l'hydrogène



Le volume d'air nécessaire sera :

$$V_{air}^{H_2} = \frac{\%H}{400} \times 22,4 \times \frac{1}{0,21}$$

$$V_{air}^{H_2} = 0,2667 \% H [Nm^3 / \text{kg fuel}]$$

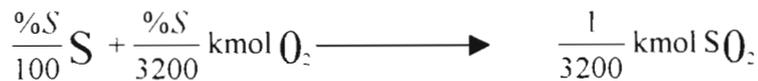
le volume de gaz de combustion sera :

$$V_{gc}^{H_2} = \left[\frac{\%H}{200} \text{ kmol } H_2O + 3,76 \frac{\%H}{400} \text{ kmol } N_2 \right] \times 22,4$$

$$V_{gc}^{H_2} = 0,3226 \% H [Nm^3 / \text{kg fuel}]$$

c) combustion de soufre





Le volume d'air nécessaire sera déterminé ici en supposant qu'une partie de l'oxygène nécessaire est constitué par l'oxygène contenu dans le combustible. Ainsi le volume d'air est :

$$V_{air}^S = \frac{0,007 (\%S - \%O)}{0,21}$$

et le volume des gaz comburés sera de :

$$V_{gc}^S = \left[\frac{0,007}{0,21} (\%S - \%O) \times 0,79 + \frac{\%S}{3200} \right] \times 22,4$$

$$V_{gc}^S = 0,0333 \%S - 0,00263 \%O \left[\frac{Nm^3}{kg \text{ fuel}} \right]$$

d) cas de l'azote :

L'azote se retrouve intégralement dans les gaz comburés avec un volume de :

$$V_{gc}^N = \frac{\%N}{2800} \times 22,4$$

$$V_{gc}^N = 0,008 \%N \left[\frac{Nm^3}{kg \text{ fuel}} \right]$$

Ainsi , en négligeant les proportions en cendres, en eau etc... dans la composition, nous avons pour un kilogramme de combustible :

un volume d'air nécessaire de V_{air} définie par :

$$V_{air} = 0,0889\% + 0,2667\% H + 0,0333 (\%S - \%O) \left[\frac{Nm^3}{kg \text{ fuel}} \right] \quad (2-22)$$

et un volume de gaz comburés V_{gc} :

$$V_{gc} = 0,0889\% C + 0,3226\% H - 0,0333\% S - 0,0263\% O + 0,008\% N \left[\frac{Nm^3}{kg} \right] \quad (2-23)$$

En considérant une combustion avec excès d'air nous aurons :

$$n_{gc} = \frac{\%C}{1200} + \frac{\%H}{200} + \frac{\%S}{3200} + \frac{\%N}{2800} + (\lambda - 0,21) L_{min} \quad (2-24)$$

Avec :

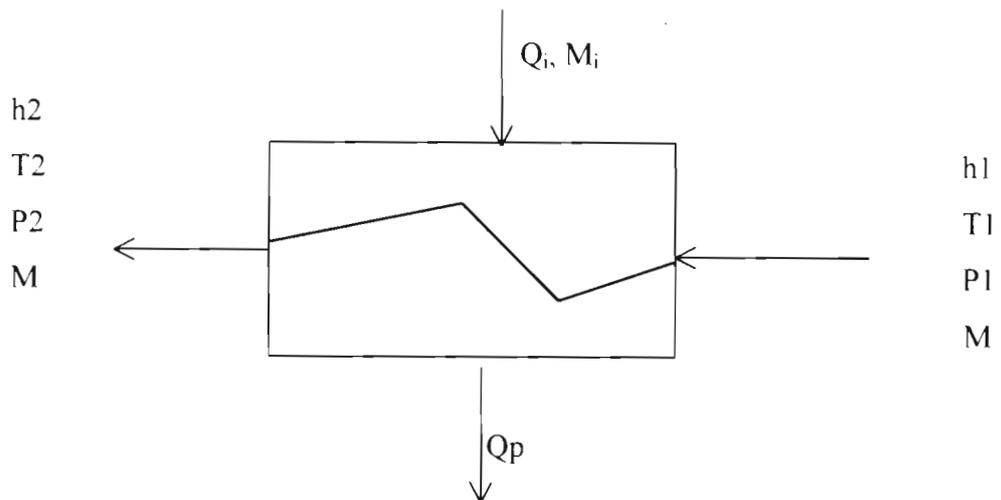
n_{gc} = nombre de kilomoles de gaz comburés

λ = coefficient d'excès d'air

L_{min} = le rapport de la quantité minimale d'oxygène nécessaire en kmol de O_2/kg fuel par 0,21

2-3-5 BILAN ET RENDEMENT ENERGETIQUE DE LA CHAUDIERE

2-3-5-1 BILAN ENERGETIQUE.



Avec :

Q_i : chaleur produite par la combustion par kilogramme de fuel.

(h_1, T_1, P_1) : état de l'eau alimentaire à l'entrée

(h_2, T_2, P_2) : état de la vapeur à la sortie

M_i : débit - masse de produit de combustion

M : débit-masse de l'eau alimentaire

Q_p : puissance chaleur perdue

L'équation (1-7) donne le bilan énergétique :

$$M(h_2 - h_1) = M_i Q_i - Q_p \quad (2-25)$$

Les pertes Q_p sont essentiellement composées de trois parties :

- ◆ Q_R : puissance - chaleur transférée à l'atmosphère par les produits de combustion.
- ◆ Q_{cr} : Puissance chaleur transférée à l'atmosphère par les structures de la chaudière
- ◆ Q_k : Puissance - chaleur transférée à l'atmosphère par le réseau d'eau

de refroidissement des parties de la chaudière les plus sollicitées au point de vue thermique.

Par ailleurs, nous prendrons en compte les pertes engendrée par les moteurs, les paliers des pompes et ventilateurs à travers leur rendement.

La perte cheminée est de loin la plus importante des composantes de la puissance transférée à l'atmosphère par les produits de combustion (Q_R)

Ainsi l'équation (2-25) devient :

$$M(h_2 - h_1) = M_i Q_i - Q_R - Q_k - Q_{cr} \quad (2-26)$$

2-3-5-2 RENDEMENT ENERGETIQUE

De l'équation (1-8) nous avons :

$$\varepsilon = \frac{M(h_2 - h_1)}{M_i Q_i} \quad (2-27)$$

Cette équation peut se mettre sous la forme :

$$\varepsilon = 1 - \frac{Q_p}{M_i Q_i} \quad (2-28)$$

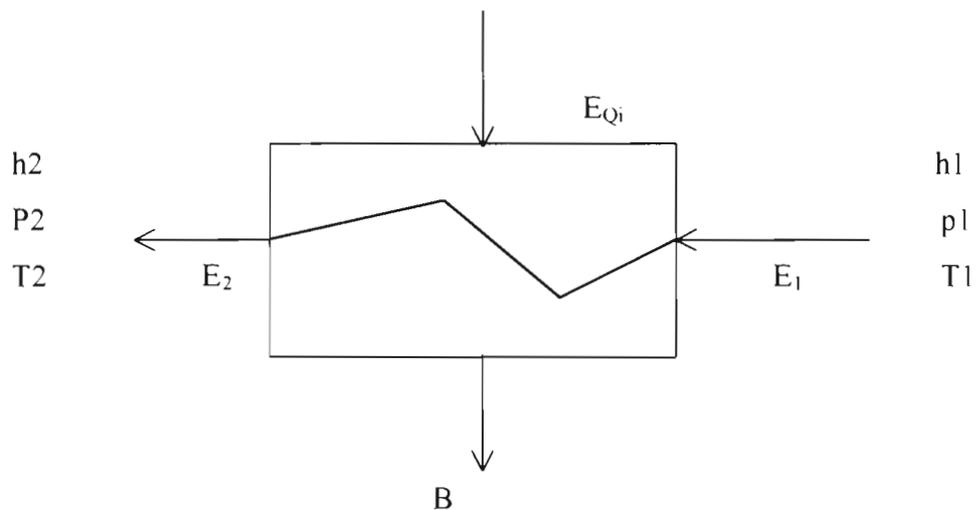
avec :

Q_p = l'ensemble des pertes de puissance

La deuxième expression nécessitant une analyse des fumées de la cheminée, des calculs complexes pour évaluer les pertes par rayonnement et convection de la structure de la chaudière, nous utiliserons l'expression (2-27) dont les paramètres sont connus.

2-3-6 BILAN ET RENDEMENT EXERGETIQUE DE LA CHAUDIERE

2-3-6-1 BILAN EXERGETIQUE



L'équation (1-52) donne le bilan exergetique:

$$E_{Q_i} + E_1 = E_2 + B \quad (2-29)$$

Avec:

E1 : Exergie de l'eau alimentaire

E2 : Exergie de la vapeur à la sortie

E_{Qi} : exergie de la chaleur Q_i fournie par la combustion à la température T_i

B : exergie perdue

2-3-6-2 RENDEMENT EXERGETIQUE

L'équation (1-53) donne :

$$\eta = \frac{M(E2 - E1)}{M_i E_{Qi}} \quad (2-30)$$

2-4 GROUPE TURBO - ALTERNATEUR

2-4-1 GENERALITES

Un turbo - alternateur est un ensemble formé d'une turbomachine ou machine traversée par un fluide qui s'écoule de façon continue et d'un alternateur en vue de produire de l'électricité [3].

Dans le cadre de notre étude nous mettrons l'accent sur la turbo-machine qui est ici une turbine.

Ainsi l'alternateur sera utilisé pour l'obtention de la puissance de sortie de la tranche vapeur.

En effet, les turbines peuvent être classées selon trois critères :

- le fluide de travail
 - ◆ Turbine à gaz
 - ◆ Turbine à vapeur
 - ◆ Turbine hydraulique
- Le type de détente
 - ◆ Turbine à action
 - ◆ Turbine à réaction
- l'utilisation du fluide de travail après détente
 - ◆ Turbine à condensation
 - ◆ Turbine à contre-pression

Dans la pratique, pour accroître les performances d'une turbine nous avons une combinaison des trois critères.

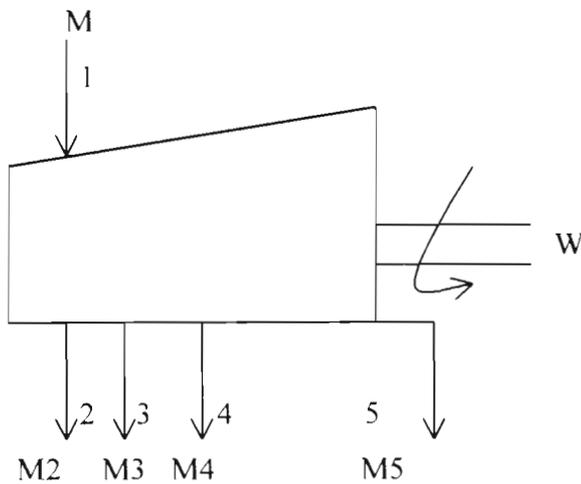
Le rôle de la turbine à vapeur est de transformer en énergie mécanique l'énergie contenue dans la vapeur d'eau sous la forme d'énergie thermique et d'énergie de pression.

La somme de ces deux formes d'énergie est caractérisée par l'enthalpie de la vapeur.

En créant une différence de pression et une chute d'enthalpie entre la source chaude (chaudière) et la source froide (condenseur). La turbine placée entre ces deux sources assure la transformation en énergie mécanique.

2-4-2 BILAN ET RENDEMENT ENERGETIQUE

2-4-2-1 BILAN ENERGETIQUE



Avec :

M_2, M_3, M_4 : les débits de vapeur soutirés

M_5 : débit de vapeur au condenseur

M : débit de vapeur à l'entrée

W : puissance mécanique fournie par la turbine

W_p : puissance perdue

Soit W_t la puissance fournie à la turbine. Nous avons :

$$W_t = Mh_1 - M_2h_2 - M_3h_3 - M_4h_4 - M_5h_5 \quad (2-31)$$

Ainsi , l'équation (1-7) donne le bilan énergétique suivant :

$$W_t = W + W_p \quad (2-32)$$

2-4-2-2 RENDEMENT ENERGETIQUE

l'équation (1-8) donne :

$$\varepsilon = \frac{W}{W_t} \quad (2-33)$$

2-4-3 BILAN ET RENDEMENT EXERGETIQUE

2-4-3-1 BILAN EXERGETIQUE

Ce bilan est obtenue en remplaçant les ternes de l'équation(2-32) par leur exerergie correspondante. soit :

$$W = E_1 - (E_s + E_5 + E_p) \quad (2-34)$$

Avec :

E_s : Exergie soutirée

E_p : Exergie perdue

E_5 : Exergie après détente complète

E_1 : Exergie à l'entrée

W : exerergie utile fournie par la turbine sous forme de travail.

2-4-3-2 RENDEMENT EXERGETIQUE

l'équation (1-53) donne :

$$\eta = \frac{W}{E_1 - E_s - E_5} \quad (2-35)$$

2-5 RENDEMENTS DE LA TRANCHE

l'équation (1-8) donne :

$$\varepsilon = \frac{M(h_2 - h_1)}{W_a + M_1 Q_1} \quad (2-36)$$

Avec : W_a = puissance travail fournie à la chaudière par les ventilateurs de tirage, soufflage, la pompe fuel.

et l'équation (1-53)

$$\eta = \frac{M(E_2 - E_1)}{w_a + E_{Q_i}} \quad (2-37)$$

CHAPITRE III : ELABORATION ET RESULTATS DES CALCULS

L'objectif de ce chapitre est de faire des calculs pour avoir une base d'analyse énergétique et exergetique de la tranche vapeur.

L'ensemble des calculs sont orientés en fonction des données disponibles.

L'exergie des fluides sera calculé à partir de la formule (1-21) en négligeant l'exergie de l'environnement et l'exergie chimique due aux réactions. Ainsi les valeurs trouvées (tableau 1) sont plus grandes que les valeurs réelles dépendamment du type de la réaction chimique et de la température du processus. Dès lors, on aura un écart qui sera d'environ 15 à 20% d'après les sources bibliographiques[3].

Cet écart ne pourra affecter la valeur absolue du rendement exergetique que de 1 à 3% mais par contre il donnera des températures moindres que celles théoriques calculées.

Par ailleurs, les pertes au niveau des pompes, de la tuyauterie ne seront pas calculés tandis que les autres seront obtenus par différence des termes connus ou calculés du bilan thermique.

La puissance fournie par la génératrice est de 7,5MW avec un rendement mécanique de 0,96

L'ensemble des calculs se trouvent en annexe.

	Rendement énergétique (%)	Rendement exergetique (%)
Chaudière	70,95	30,06
Turbine	93,5	77,74
condenseur	42,32	1,42
Tranche	70,64	29,93

Tableau 1 : Rendements des équipements et de la tranche

	Pertes énergétique (kW)	Pertes exergetique (kW)
Chaudières	10582,78	24940,09
Turbine	541,67	2236,389
Condenseur	16951,78	432,02

Tableau 2 : pertes énergétique et exergetique des équipements

CHAPITRE IV :ANALYSE DES RESULTATS ET PARAMETRES INFLUENTS

4-1 ANALYSE DES RESULTATS

Les résultats du tableau I nous donnent une aperçue sur la dégradation de l'énergie dans la tranche vapeur de façon global et dans certains de ses équipements.

Ainsi, si l'écart maximal entre rendements énergétique et exergetique est utilisé comme base de comparaison de la performance des machines ; le condenseur se présente comme celle qui engendre le plus de perte suivie respectivement par la chaudières et la turbine.

Mais, ce classement ne serait valable que si les trois machines jouaient des rôles similaire vis à vis du fluide caloporteur.

En effet, contrairement aux autres machines de la tranche vapeur, la fonction du condenseur est de dégrader la qualité de la vapeur en évacuant la quantité de chaleur non transformée au niveau de la turbine.

Ainsi, l'écart des rendements énergétique et exergetique d'un condenseur ne peut être considéré comme un paramètre pertinent pour diagnostiquer ses dysfonctionnement car la valeur du rendement exergetique doit être le plus faible possible et atteint un maximum de 2 à 3% pour certaines conditions de fonctionnement.

Dés lors, nous pouvons considérer le rendement exergetique comme acceptable et voir les raisons de la baisse du rendement énergétique à 42,32% pour un fonctionnement à 7,5 MW alors qu'il devait être au environ de 90% .

L'équation (2-1) montre que l'amélioration du rendement peut passer par l'augmentation de la quantité de chaleur réellement transmise.Cette quantité de chaleur dépend pour un échangeur donné de son coefficient global de transmission de chaleur. Ce dernier dépend :

- ◆ de la résistance à la transmission de chaleur de la paroi séparant les deux fluides.
- ◆ Du coefficient de convection entre le fluide froid et la paroi de séparation
- ◆ Et du coefficient de convection entre le fluide chaud et la paroi de séparation.

Les considérations que nous venons de faire sur la chaleur réellement transmise supposent que les surfaces de la paroi séparant les deux fluides sont maintenues propres. Malheureusement, elles sont, dans la pratique et ceci pour la plupart du temps, le siège de dépôts et d'incrustations qui influencent le coefficient de transfert total de l'échangeur en occasionnant une résistance additionnelle à la transmission de chaleur : c'est ce que nous appelons :le facteur d'encrassement .

Par ailleurs, la température de sortie de l'eau de refroidissement qui retourne à la mer est limitée. Au delà des critères de pureté de l'eau de refroidissement, nous ne pouvons agir que sur l'eau d'alimentation pour améliorer l'écart moyen de température qui est un facteur caractéristique du type d'échangeur.

Mais si les paramètres de l'eau alimentaire sont optimaux pour le condenseur pris isolément, ils peuvent affecter la performance des autres équipements de la tranche et plus particulièrement celle de la chaudière.

En effet, cette dernière n'est qu'une succession d'échangeurs de chaleur et exige au delà d'une bonne qualité de l'eau alimentaire, des températures élevées.

L'écart des rendements énergétique et exergetique très élevé pour la chaudière est du aux pertes d'exergie dans le processus de transformation de l'eau alimentaire. Ces pertes sont imputables :

- ◆ aux irréversibilités du transfert de chaleur au fluide moteur dues à l'écart de température entre le foyer et le fluide moteur.
- ◆ aux pertes d'énergie dues au transfert de chaleur à l'ambiance
- ◆ à la qualité de combustion.

Ainsi, si nous considérons que la turbine qui est l'élément intermédiaire entre la source chaude (chaudière) et la source froide (condenseur) a des performances thermodynamique qui suivent l'évolution de ces derniers, nous allons faire une analyse des différents paramètres qui peuvent influencer les rendements des équipements et plus particulièrement ceux de la chaudière.

4-2 INFLUENCE DE LA TEMPERATURE DE L'EAU D'ALIMENTATION

En général, la température de l'eau d'alimentation est fixée par des études économiques et techniques de différents cycles et de différentes températures. En effet, pour chaque température finale de réchauffage de l'eau, la répartition des soutirages intermédiaires étant optimale, il s'agit de calculer la consommation et les charges. Les parties les plus importantes de l'installation affectées par une variation de la température de l'eau alimentaire sont les réchauffeurs, les tuyauteries, le condenseur et la chaudière.

Si l'on se fixe une température finale de réchauffage T_{opt} et un nombre de réchauffeurs, il existe une répartition optimale des échauffements successifs qui rend minimale la somme des irréversibilités thermiques à l'intérieur du poste d'eau d'alimentation. La répartition optimale des soutirages peut être étudiée théoriquement ; mais elle ne peut être rigoureusement respectée dans

la pratique où l'on ne dispose de la vapeur que dans les états correspondants à la sortie des différents étages de la turbine.

Ainsi, on se contente en général d'affecter aux réchauffeurs des accroissements d'enthalpie aussi égaux que possible.

Par ailleurs, l'échauffement complémentaire de T_{opt} à la température de vaporisation T_v s'effectue, pour des installations à combustion, dans l'économiseur de la chaudière qui sert à épuiser en partie la chaleur contenue dans les fumées.

Donc un réchauffage trop poussé contrarie la fonction de l'économiseur et peut pénaliser le rendement de la chaudière.

Nous assistons aussi à une augmentation de la consommation de vapeur sous l'effet du réchauffage, puisqu'au cycle de base, nous superposons des cycles dont la détente n'est que partielle et qui produisent par unité de masse un travail moindre.

4-3 INFLUENCE DU TRAITEMENT DES EAUX

Deux phénomènes différents et présentant des dangers pour le matériel des centrale thermique, sont sous la dépendance directe de la nature des eaux d'alimentation et de la chaudière. Ceux sont les incrustations et les corrosions.

Les incrustations sont des dépôts solides et adhérents que l'on rencontre sur les faces intérieurs des réservoirs ou tubes de chaudières. Ils sont constitués généralement par du $SO_4 Ca$, CO_2Ca , etc...

La formation des incrustations adhérentes n'est due ni à la décomposition des bicarbonates, ni à la précipitation des sels en solution saturée, mais est liée à l'existence d'un coefficient de solubilité décroissant avec la température.

En effet, si une solution saturée d'un sel est en contact avec une paroi chaude, les parties les plus voisines de la paroi s'échauffent et se trouvent dans un état sursaturées. Ainsi, on obtiendra un dépôt si une première cristallisation se produit.

Par ailleurs, les attaques du fer par les solutions acides ou basiques ou par l'oxygène sont des phénomènes chimiques responsables de la corrosion des équipements. La corrosion par oxygène se produit en général dans les parties où l'augmentation de température provoque un dégagement de gaz, tel est le cas des économiseurs qui sont particulièrement sensibles.

Donc la nature des eaux d'alimentation influence l'efficacité des équipements en affectant le taux de transmission de chaleur et la distribution des températures sur les parois des échangeurs mais peut aussi conduire à la rupture des matériaux avec la création de point chaud.

4-4 INFLUENCE DES PARAMETRES DE LA COMBUSTION

Le rendement de la combustion qui est le rapport de l'énergie dégagée dans la chaudière par la valeur du combustible basée sur le pouvoir calorifique supérieur a une influence particulière sur celui de la chaudière et de la tranche de façon générale dépendamment des trois facteurs suivants:

- ◆ la nature du combustible
- ◆ la température des produits de combustion (T_p) dans la cheminée
- ◆ L'excès d'air.

En effet, selon la nature du combustible, les produits de combustion renferment plus de vapeur d'eau d'un type à un autre. L'énergie associée à cette vapeur qui sort de la cheminée diminue la quantité de chaleur dégagée par les produits de combustion et le rendement de combustion.

Par ailleurs, l'augmentation de l'excès d'air et de la température des produits de combustion dans la cheminée produisent des effets similaires. Ceci est dû à l'utilisation d'une partie de l'énergie contenue dans le combustible pour chauffer l'excès air de la température ambiante à la température des produits de combustion. Et plus cette dernière augmente, plus on rejette de l'énergie dans la cheminée. C'est pour cette raison que les pertes par chaleur sensible sont élevées. Elles sont pour un essai à 8,5MW de l'ordre de 2946,9 KJ/kg de fuel, soit 7,05% du pouvoir calorifique inférieur. Les autres valeurs sont consignées en annexe.

Les pertes d'énergie dans la chaudière les plus importantes sont les suivantes :

- La perte par chaleur sensible des gaz.

Elle dépend de la température des gaz et de l'excès d'air à la sortie du générateur. La première influence est généralement prépondérante, de sorte que cette perte croît avec la charge. L'influence de la teneur en CO_2 n'est toute fois pas négligeable. L'excès d'air décroît avec la charge et peut être important à cause de la nécessité de réduire le nombre de brûleur en fonctionnement, ce qui entraîne des hétérogénéités dans la répartition de l'air. Elle est de loin la plus importante des pertes.

- Perte par imbrûlés.

Elle résulte des caractéristiques du combustible et peut être importante à faible charge à cause du refroidissement et du dérèglement de la combustion. Sous l'effet de l'humidité, ces imbrûlés diminuent le tirage des cheminées et provoquent des corrosions de la tuyauterie.

- la perte par échauffement et vaporisation de l'eau du combustible

Elle est sensiblement constante tandis que celle due au rayonnement et à la convection, qui s'obtient par différence dans les bilans thermiques d'essais, est sans précision et très difficile à obtenir.

4-5 INFLUENCE DE LA TEMPERATURE DE SURCHAUFFE.

Les surchauffeurs et résurchauffeurs sont utilisés pour augmenter le rendement du cycle et pour réduire l'humidité dans les derniers étages de la turbine. Ils sont en partie placés dans la zone de convection et une partie dans celle de rayonnement pour que la température de surchauffe reste constante.

En effet, une température de surchauffe excessive entraînera des problèmes d'expansion thermique dans la turbine tandis qu'une température de surchauffe trop basse fera diminuer le rendement thermique de l'installation.

CHAPITRE V : CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS

Au terme de cette étude, il est important de tirer des conclusions et de faire des recommandations sur le fonctionnement de la tranche vapeur.

L'analyse exergetique faite en parallèle avec celle énergétique, met en évidence l'importance d'utiliser le concept de l'EXERGIE dans l'étude des installations énergétiques et particulièrement une tranche vapeur.

En effet, le rendement exergetique est en moyenne égal à 30 % à l'exception du condenseur tandis que le rendement énergétique atteint 93,5% à la turbine avec une valeur minimale de 42,32% pour le condenseur. Ainsi, si on était guidé seulement par le critère énergétique, on aurait eu tendance à se montrer presque satisfait sans recourir à un examen plus détaillé.

La différence substantielle entre les deux types de rendements ne se réfère pas à des hypothèses de travail différentes mais au fait que le concept d'exergie combine dans une seule entité les deux principes de la thermodynamique. Les pertes supplémentaires soulignées par le rendement exergetique qui n'arrive pas à 40 % de la valeur du rendement énergétique, sont déterminées par les irréversibilités du procédé dont les deux sources importantes sont :

- ◆ les irréversibilités dues à la combustion
- ◆ les irréversibilités dues à l'échange de chaleur

L'étude s'est limitée seulement à trois éléments de la tranche, mais parmi les plus importants : condenseur, turbine, chaudière.

Ainsi, nous avons laissé de côté les pompes de condensats et d'alimentation ainsi que les pertes de charges dans la tuyauterie, le but de l'étude étant de connaître l'ampleur des irréversibilités dues au transfert de chaleur en se basant sur l'écart entre rendement énergétique et exergetique.

Une comparaison entre les rendements énergétiques et exergetiques des équipements mentionnés et les considérations faites sur le rendement exergetique du condenseur, placent la chaudière au devant des équipements qui dégradent le plus l'énergie.

En tenant compte de l'isolement thermique de la chaudière il est probable que les pertes par radiation et par convection vers l'ambiance ne dépassent pas 2 % des pertes totales[4]. Nous pouvons donc affirmer que les pertes proviennent des irréversibilités causées par le transfert de chaleur dans la chaudière et la combustion.

En effet, la chaleur étant une énergie de transition, une énergie qui apparaît à la frontière des système thermodynamique est dégradée en passant du fluide chaud vers le fluide froid. Cette

dégradation de la chaleur qui est mise en évidence par les pertes d'exergie, est mesurée à l'aide des différences entre rendement énergétique et rendements exergetique.

Par ailleurs, le niveau relativement bas de la température d'eau d'alimentation (110°) et la croissance accentuée de l'entropie dans la chaudière (1,4099 à 6,8422 KJ/kg) laissent penser à une efficacité plus réduite des procédés. L'ensemble mène à un rendement exergetique assez bas qui pourra toujours remettre en question l'emplacement et les paramètres de fonctionnement des réchauffeurs et la position des soutirages correspondants.

Enfin, l'analyse thermo-énergétique de la combustion a montré l'influence des paramètres de combustion sur les rendements de la chaudière.

Les limitations imposées par le temps disponible, n'ont pas permis d'entrer plus en détail dans notre analyse. Il aurait été intéressant de pouvoir établir par calcul l'influence de la température d'eau d'alimentation, l'excès d'air dans la chambre de combustion et les pertes de charge sur les rendements.

Nous n'avons pas pu faire des calculs pour différents niveau de marche pour des raisons de non disponibilité de données technique. En effet nous n'avons eu à notre disposition que les paramètres concernant une marche à 7,5 MW.

Cependant, une mesure des paramètres d'état en exploitation pouvait permettre une analyse plus approfondie et d'envisager des solutions de rechange.

A partir des constatations faites précédemment, nous formulons les recommandations suivantes pour une amélioration des rendements énergétique et exergetique en passant par une réduction des irréversibilités dues à la combustion et au transfère de chaleur dans les échangeurs :

- ◆ Faire une redistribution des charges en sollicitant fortement l'équipement le plus performant. Ainsi, la charge de la turbine, qui présente les meilleurs rendements, doit être augmenter.

Pour ce faire, il faut augmenter le débit de vapeur à la chaudière et faire des simulations jusqu'à l'obtention d'un débit optimal.

- ◆ Faire une étude expérimentale et théorique de l'excès d'air optimum a la chaudière, du préchauffage de l'air et de l'évacuation des gaz comburés, du vide au condenseur afin de déterminer leurs influences sur les rendement.

- ◆ Faire une étude pour des puissances différentes de 7,5 MW pour déterminer l'influence de la puissance de sortie sur les rendements.
- ◆ Augmenter la température de l'eau alimentaire en tenant compte de la température des fumées à la cheminée pour ne pas affecter la fonction de l'économiseur.
- ◆ Nettoyer les tubes d'eau de refroidissement du condenseur pour diminuer les résistances thermiques dues à l'encrassement

Toute amélioration du procédé technologique se fait actuellement par simulation préalable qui tient compte de l'ensemble des paramètres et des conditions de fonctionnement.

De ce fait, nous proposons que dans ce processus de simulation soit introduite une composante concernant la détermination des paramètres de calcul de l'exergie réelle des courants de matière. Parmi ceux-ci nous avons la température des fumées à la cheminée, celles des produits de combustion dans la chambre, l'excès d'air, la nature du combustible.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUE

[1] : Oumar DIALLO,

cours de thermodynamique appliquée, ESP, DIC2 , 2000

[2] : LUCIEN BOREL,

Thermodynamique et énergétique, 3^e édition, 1991

[3] : Adrian . R. CERNEA ,

Effectiveness of thermal processes and thermal equipments using the exergy concept

[4] : Techniques de l'ingénieur A3, Echangeurs de chaleur :

[5] : J. RICARD ,

équipement thermique des usines génératrices d'énergie électrique, 3^e édition DUNOD, 1962

[6] : Techniques de l'ingénieur B1, Chaudières

[7] : Techniques de l'ingénieur A3, Bilans énergétiques

[8] : Paul DEMBA,

Cours de moteurs, turbines, compresseurs, ESP, DIC2, 2000

[9] : TH . MARGOULOVA,

Les centrales nucléaires , 2^e édition MIR, 1983

ANNEXE A: DETERMINATION DES PARAMETRES D'ENTREE ET DE SORTIE**A-1 Chaudière**Au point 1

$$T_1 = 110^\circ\text{C}$$

La table thermodynamique donne :

$$h_1 = 461,30 \text{ KJ/kg}$$

$$S_1 = 1,4185 \text{ KJ/kg}$$

Au point 2

$$P_2 = 41 \text{ bar}$$

$$T_2 = 425^\circ\text{C}$$

La table thermodynamique donne :

$$h_2 = 3270,426 \text{ KJ/kg}$$

$$S_2 = 6,8422 \text{ KJ/kg}$$

$$M = 33.310 \text{ kg/h} = \text{débit de vapeur à la sortie}$$

$$M_i = 3150 \text{ kg/h} = \text{débit de fuel}$$

$$\text{PCS} = 4,18 \cdot 10^4 \text{ KJ /kg}$$

A-2 TurbineAu point 1

en négligeant les pertes de charges entre la sortie de la chaudière et de l'entrée turbine on a :

$$h_1 = 3270,426 \text{ KJ/Kg}$$

$$S_1 = 6,8422 \text{ KJ/Kg}$$

$$M_1 = 33100 \text{ Kg/h}$$

Au point 2 :

$$P_2 = 3,2 \text{ bars}$$

$$M_2 = 2215 \text{ kg/h}$$

La table thermodynamique donne :

$$h_f = 570,614 \quad S_f = 1,69408$$

$$h_g = 2728,14 \quad S_g = 6,97134$$

Soit X le titre ; on a :

$$X = \frac{S_{2s} - S_f}{S_g - S_f} = 0,97 \quad \text{avec} \quad S_{2s} = S_1$$

$$h_{2s} = (1-x) h_f + x h_g = 2663,41$$

$$h_2 = h_1 - \eta_{is} (h_1 - h_{2s}) = 2725$$

Avec : h_{2s} , S_{2s} = paramètres pour détente isentropique

η_{is} : rendement isentropique = 0,9

P_2 et h_2 donne $S_2 = 6,9001$

Au point 3

$P_3 = 0,92$ bar

$M_3 = 1900$ kg/h

La table thermodynamique donne :

$$h_f = 407,612 \quad S_f = 1,2756$$

$$h_g = 2671,82 \quad S_g = 7,4266$$

$$X = \frac{S_{3s} - S_f}{S_g - S_f} = 0,91$$

$$h_3 = 2468,04 \text{ HJ/kg}$$

$$S_3 = 7,1240 \text{ KJ/kg}$$

Au point 4

$P_4 = 0,28$ bar

$M_4 = 910$ kg/h

La table thermodynamique donne :

$$h_f = 281,664 \quad S_f = 0,92112$$

$$h_g = 2622,18 \quad S_g = 7,7965$$

$$X = \frac{S_{4si} - S_f}{S_g - S_f} = 0,90$$

D'où

$$h_4 = 2388,12 \text{ KJ/Kg}$$

$$S_4 = 7,3878 \text{ KJ/kg}$$

Au point 5

$$P_5 = 0,07 \text{ bar}$$

$$M_5 = 28075 \text{ kg / h}$$

La table thermodynamique donne :

$$h_f = 162,705 \text{ kJ/kg} \quad S_f = 0,555$$

$$h_g = 2620,00 \text{ kJ/kg} \quad S_g = 8,2795$$

$$X = \frac{S_{ss} - S_f}{S_g - S_f} = 0,88$$

D'où

$$h_5 = 2325,12 \text{ kJ/kg}$$

$$S_5 = 7,5165 \text{ KJ/kg}$$

A-3 Condenseur

- fluide chaud

$$T_{1c} = 38,9^\circ \text{C}$$

$$M_c = 32645 \text{ kg / h}$$

Le fluide chaud est le mélange de trois quantité

1)	$M = 28075 \text{ Kg / h}$ $h = 2325,12 \text{ hJ/hg}$ $S = 210 \text{ hg / h}$	venant de la turbine
	$M = 4360 \text{ kg / h}$ $h = 291,362 \text{ HJ / Kg}$ $M = 210 \text{ Kg / H}$	venant des réchauffeurs
	$H = 1094,22 \text{ hJ / kg}$ $S = 2,8013 \text{ KJ / h}$ $M = 210 \text{ kg/h}$	Venant des éjecteurs

D'où pour un débit total de 32645 hg/h on a :

$$h_{1c} = 2035,96 \text{ HJ/ hg}$$

$$S_{1c} = 6,5804 \text{ KJ/kg}$$

Si nous considérons que le changement de phase se fait sur toute la longueur du condenseur et non en un seul point nous avons $T_{1c} = T_{2c}$

Ainsi :

$$T_{2c} = 38,9^{\circ}\text{C}$$

$$h_{2c} = 162,7 \text{ KJ / kg}$$

$$S_{2c} = 0,555 \text{ KJ / kg}$$

- fluide froid

$$h_{1f} = 83,96 \text{ KJ/hg}$$

$$S_{1f} = 0,2966 \text{ KJ/kg}$$

$$T_{2f} = 28^{\circ}\text{C}$$

$$T_{1f} = 20^{\circ}\text{C}$$

$$h_{2f} = 117,43 \text{ HJ / hg}$$

$$S_{2f} = 0,4093 \text{ KJ/kg}$$

$$M_f = 3800 \text{ Kg/h}$$

ANNEXE B : CALCUL D'EXERGIE ET DE RENDEMENTS**B-1 CALCUL D'EXERGIE**

- nous supposons que l'exergie de l'environnement ($h_0 - T_0S_0$) est nulle
- la température des fumées à l'entrée du faisceau vaporisateur est de $T = 1200^\circ\text{C}$
- La température de l'ambiance $T_0 = 30^\circ\text{C}$

Ainsi, les équations (1-21) et (1-24) donnent :

$$E = h - T_0s$$

$$E_{Qi} = Q_i \left(1 - \frac{T_0}{T} \right)$$

- Chaudière

$$E_1 = h_1 - T_0S_1 = 38.6108 \text{ KJ/hg}$$

$$E_2 = h_s - T_0S_s = 1197,2394 \text{ KJ/kg}$$

$$E_{Qi} = 40755 \text{ KJ /kg de fuel}$$

- Turbine

$$E_1 = h_1 - T_0S_1 = 1197,2394 \text{ KJ/Kg}$$

$$E_2 = h_2 - T_0S_2 = 628,24 \text{ KJ / kg}$$

$$E_3 = h_3 - T_0S_3 = 309,468 \text{ KJ / kg}$$

$$E_4 = h_4 - T_0S_4 = 149,6166 \text{ KJ /kg}$$

$$E_5 = h_5 - T_0S_5 = 47,62 \text{ KJ / kg}$$

$$E_S = 587,69 \text{ KW}$$

Soit E_T l'énergie total fournie à la turbine

$$E_T = M_1E_1 - (M_2E_2 + M_3E_3 + M_4E_4 + M_5E_5)$$

$$E_T = 10048,88 \text{ kW}$$

- Condenseur

$$E_T = h_{1c} - T_0S_{1c} = 42,0988$$

$$E_{2c} = h_{2c} - T_0S_{2c} = -5,465$$

$$E_{1f} = h_{1f} - T_0S_{2c} = -5,9098$$

$$E_{2f} = h_{2f} - T_0S_{1f} = -6,5879$$

$$E_{2f} = h_{2f} - T_0S_{2f} = -6,5879$$

B-2 CALCUL DES RENDEMENTS :

- ◆ chaudière :

Rendement énergétique :

$$\varepsilon = \frac{M(h_2 - h_1)}{M_i Q_i} = 70,95\%$$

Rendement exergetique :

$$\eta = \frac{M(E_2 - E_1)}{M_i E_{Q_i}} = 30,06$$

- ◆ Turbine

Rendement énergétique

$$\varepsilon \frac{W}{W_t} = 93,5\%$$

Avec : W_t 8354,14 Kw pour un rendement de la génératrice de

Rendement exergetique

$$\eta = \frac{W}{E_1 - E_s - E_5} = 77,74\%$$

- ◆ Condenseur

Rendement énergétique

$$\varepsilon \frac{T_{2f} T_{1f}}{T_{1c} - E_{2c}} = 42,32\%$$

Rendement exergetique

$$\eta = \frac{E_{2f} - E_{1f}}{E_{1c} - E_{2c}} = 1,42$$

◆ Rendement de la tranche

Rendement énergétique

$$\varepsilon = \frac{M(h_2 - h_1)}{W_a + M_1 Q_1} = 70,64$$

Rendement exergetique

$$\eta = \frac{M(E_2 - E_1)}{W_a + M_1 E_{Q1}} = 29,93\%$$

W_a : travail fournie par la pompe fuel, les ventilateurs de tirage et de soufflage = 158 kW

C CALCUL DES PERTES :

- Chaudière

L'équation (2-10) donne les pertes de puissance

$$Q_Q = M_i Q_i - M(h_s - h_1) = 10582,78 \text{ kW}$$

Et l'équation (2-13) donne les pertes d'exergie :

$$B = M_1 E_{Q_i} + M (E_1 - E_2) = 24940,09 \text{ KW}$$

- Condenseur

L'équation (2-5) donne les pertes thermique :

$$Q_P = M_c (H_{1c} - h_{2c}) - M_f (h_{2f} - h_{sf}) = 16951,49 \text{ KW}$$

et l'équation (2-7) donne les pertes d'exergie :

$$E_{Q_p} = M_c (E_{1c} - E_{2c}) - M_f (E_{2f} - E_{1f}) = 432,02 \text{ kW}$$

- Turbine

L'équation (2-15) donne les pertes thermiques :

$$W_P = w_t - w = 541,67 \text{ KW}$$

L'équation (2-17) donne les pertes d'exergie :

$$E_P = E_1 - (E_s + E_5 + W) = 2236,389$$

ANNEXE D

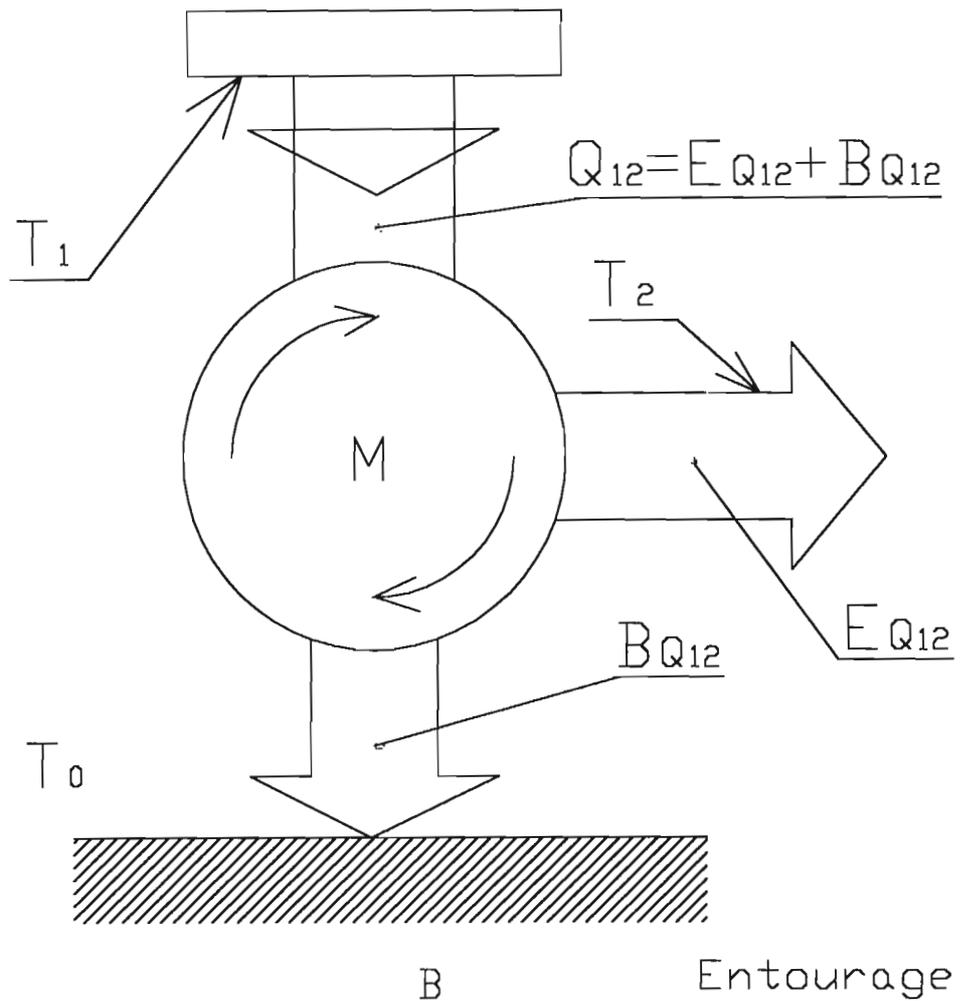


Fig1-1 Cycle de puissance

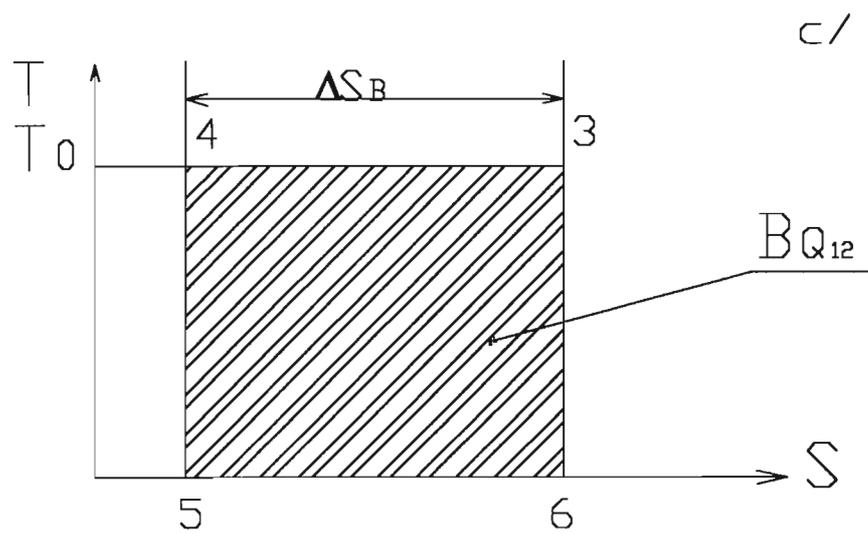
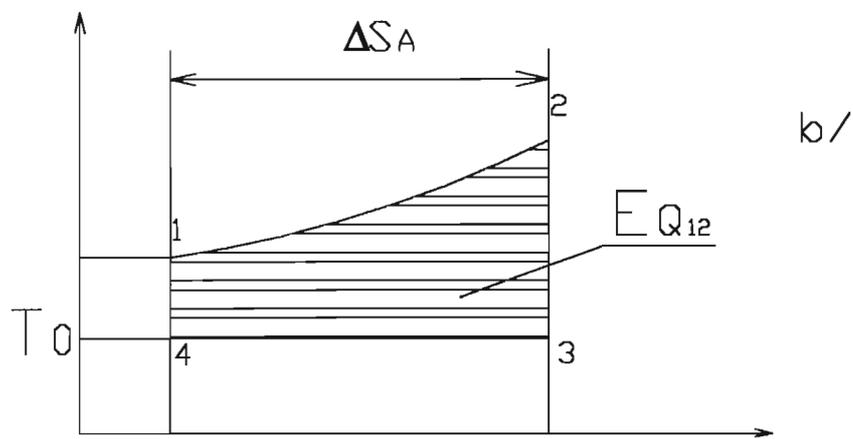
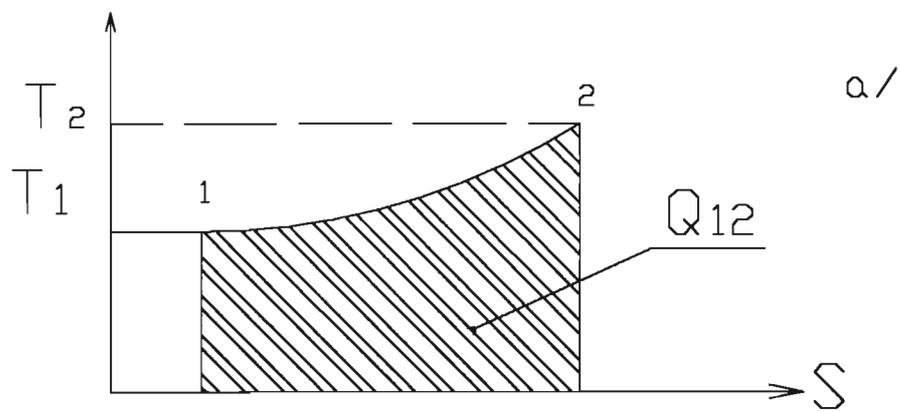


fig1-2 Diagramme T-S

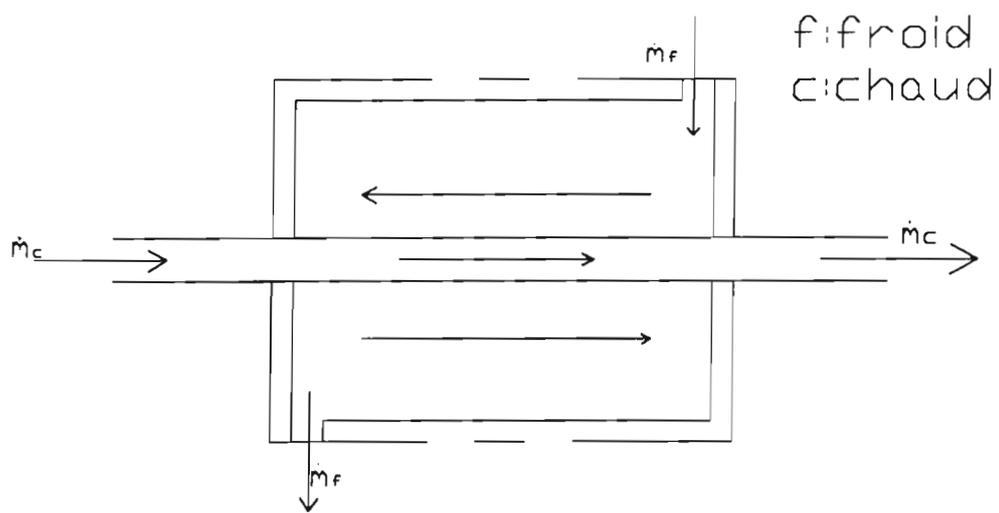


fig1-5 : Schéma simplifié d'un échangeur de chaleur

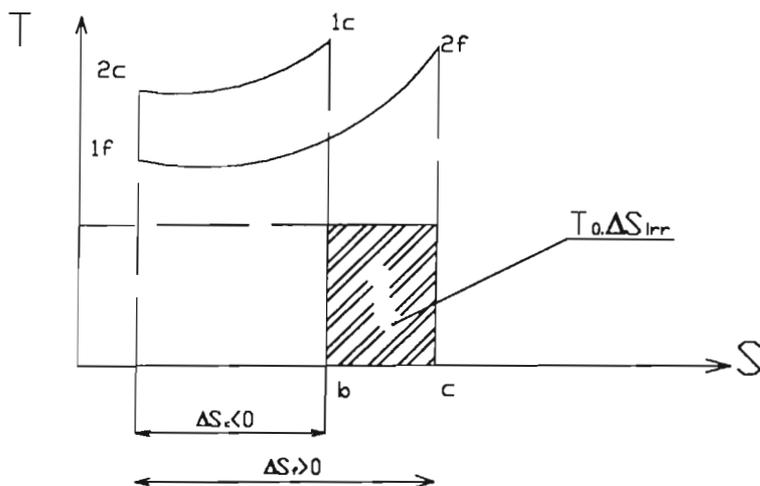


fig1-6 Diagramme T.S

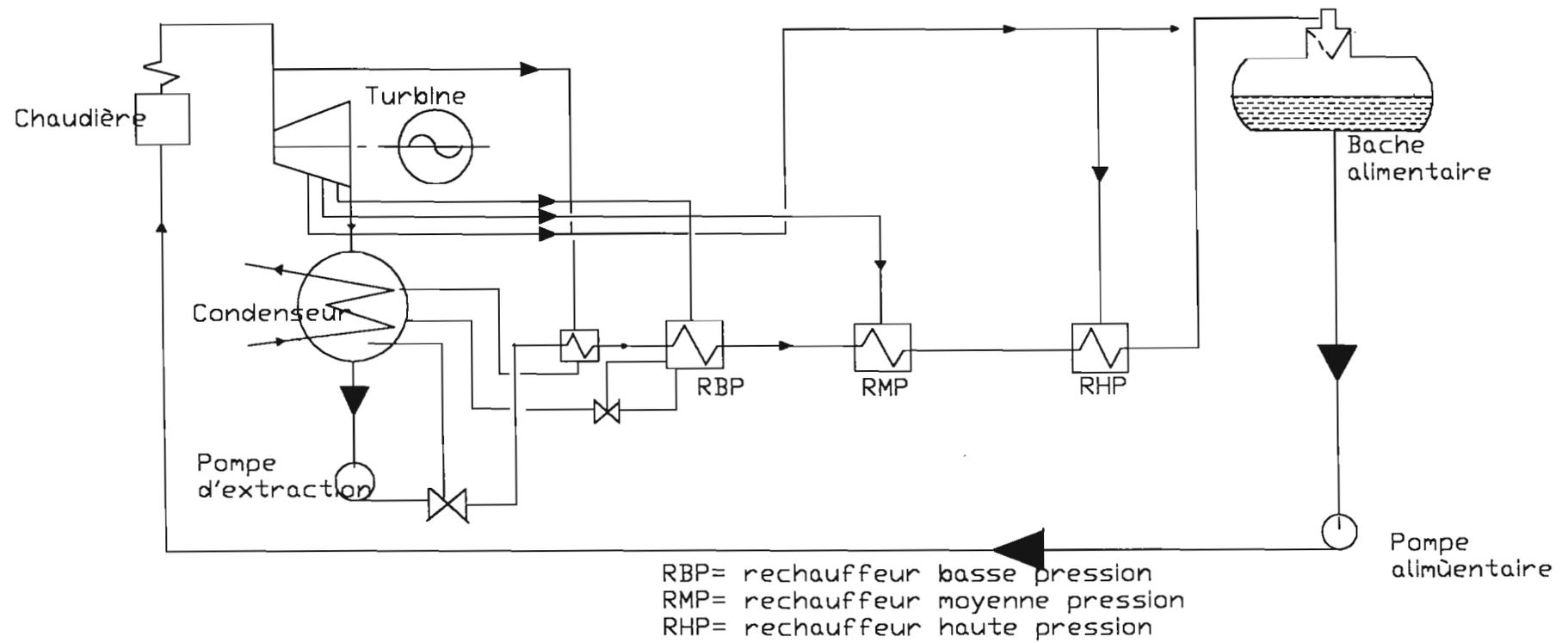


Fig 1-7 Schéma de la tranche vapeur