

ECOLE POLYTECHNIQUE DE THIES

GENIE MÉCANIQUE Gm.0590

— PROJET DE FIN D'ETUDES —

TITRE: Analyse Énergétique et Exergétique
du circuit d'eau d'alimentation
d'une tranche de la centrale
thermique du Cap des Biches.

AUTEUR: Ndiouga FALL

DIRECTEUR: Adrian R. CERNEA
Docteur ingénieur.

CO-DIRECTEUR: Chérif El Oualith SOW
ingénieur à la centrale CII
du Cap des Biches.

SESSION: Juin: 1985

DÉDICACE :

- A papa et surtout à maman .
- A ma tante paternelle Ndéye Beyga FALL pour avoir guidé mes premiers pas à l'école.
- A tous mes amis et à tous ceux qui, d'une manière ou d'une autre ont contribué à ma formation -

REMERCIEMENTS:

- Je tiens tout d'abord à exprimer ma profonde gratitude au docteur. ingénieur ADRIAN R. CERNEA spécialiste de Thermodynamique et de Transfert de chaleur, professeur à l'Ecole Polytechnique, qui m'a brillamment initié au concept de L'EXERGIE - Sa disponibilité entière, ses riches suggestions et sa documentation couvrant l'ensemble du sujet ont grandement contribué à la réalisation de ce projet.
- Je remercie également Mr. Chérif El Dualith SOW ingénieur polytechnicien à la centrale thermique du CAP des BICHES pour sa disponibilité, son soutien et sa sympathie exemplaire -
- Mes remerciements vont aussi à la direction de la centrale CIII du Cap des Biches et à tous mes collègues pour leur collaboration -

SOMMAIRE :

Cette présente étude est une analyse thermodynamique visant à déterminer les vraies pertes (pertes dues aux irréversibilités) dans le circuit d'eau d'alimentation d'une des tranches de la centrale thermique du CAP des BICHES. Elle nous donne une image sur le rendement réel des équipements ; c'est donc un moyen permettant d'analyser la performance des équipements. Ce qui nous permettra de déterminer les parties où les pertes énergétiques sont considérables et de pouvoir proposer des améliorations dans le système.

En somme, les objectifs du projet sont :

- Introduire une nouvelle technique de calcul qui met en évidence les vraies pertes d'énergie (pertes provenant des irréversibilités) dans les équipements de type thermoénergétique (échangeurs de chaleur...)
- réaliser dans le domaine de la centrale électrique des économies d'énergie.

Liste des symboles et abréviations

Δ	surface (m^2)
B	énergie dissipée (kJ/kg)
\dot{B}	perte de puissance due à la perte d'exergie (kW)
C_p	chaleur spécifique à pression constante ($kJ/kg^\circ K$)
E	exergie
E_Q	exergie de la chaleur.
f	facteur de frottement
g	accélération de la pesanteur ($9.81 m/sec^2$)
h	enthalpie par unité de masse (kJ/kg)
m	masse (kg)
\dot{m}	débit massique (kg/h)
n	nombre de réchauffeurs
P, p	pression (bars)
Q	Chaleur (kJ)
q	chaleur par unité de masse (kJ/kg)
R	constante Universelle des gaz
S, s	entropie par unité de masse ($kJ/kg.K$)
T	température en degré Kelvin (K)
t	température en degré Celsius ($^\circ C$)
v,	vitesse (m/s)
W	travail (kJ)
W	"travail de frottement" (Friction Work kJ)

w Travail par unité de masse (kJ/kg)

x qualité de la vapeur

z hauteur (m)

BP basse pression

c chaud

Cond. Condenseur

éch. échangeur

f froid

HP haute pression

mél mélange

e entrée

moy. moyenne

s sortie

sat. saturation

tot. total

opt Optimal

α différence d'enthalpie (kJ/kg)

β différence d'enthalpie (kJ/kg)

γ différence d'enthalpie (kJ/kg)

E_e excès de l'enthalpie de la purge refroidie sur celle de l'eau à l'entrée du refroidisseur de purge (kJ/kg)

η rendement

μ viscosité absolue (centipoise)

ρ densité (kg/m^3)

CONVERSION

$$1 \text{ kcal} = 4.1868 \text{ kJ}$$

$$1^\circ \text{C} = 273.15 \text{ K.}$$

Table des matières.

	<u>Page</u>
Page titre	i
Dédicace	ii
Remerciements	iii
Sommaire	iv
Liste des symboles et abréviations	v
<u>INTRODUCTION</u>	1
<u>CHAPITRE 1: ÉTUDE THÉORIQUE</u>	
1.1 : Notions fondamentales sur l'exergie	4
1.1.1 Exergie de la chaleur	4
1.1.2 Exergie de l'écoulement d'un fluide	7
α) Systèmes ouverts soumis à des procédés irréversibles	11
β) Procédés simples sans production de travail.	13
1.1.3 Pertes d'exergie dues au mélange de différents fluides.	17
1.1.4 Pertes d'exergie dues au transfert de chaleur.	19

1.2	Présentation de la tranche	22
1.3	Influence du réchauffage sur le rendement du cycle.	25
1.3.1	Division en stages de l'intervalle total de préchauffage de l'eau d'alimentation	27
1.3.2	Température optimale de l'eau d'alimen- -tation à l'entrée des générateurs de vapeur.	36
1.4	Influence du nombre et de la position des réchauffeurs	38
1.)	répartition Optimale des échauffements	38
2.)	Température finale optimale du réchauffage	39
3.)	Choix de la température finale optimale t_{opt} et du nombre n de réchauffage.	41
1.5	Conséquences du réchauffage	42
1.)	Gain de rendement	42
2.)	Augmentation de la consommation de vapeur.	42
3.)	Diminution de la surface des condenseurs	42
4.)	Gain de construction et limite de puissance.	43
1.6	Evaluation du débit spécifique de vapeur.	45

CHAPITRE 2 : ANALYSE ÉNERGÉTIQUE

- 2.1 : Rendement énergétique et bilan énergétique. 48
- 2.2 : Intervention du deuxième principe de la thermodynamique. 49
- 2.3 : Bilan énergétique d'un réchauffeur. 51

CHAPITRE 3 : ANALYSE EXERGÉTIQUE

- 3.1 : Exergie et bilan exergetique. 53
- 3.2 : Rendement exergetique. 55
- 3.3 : Conditions déterminant un rendement exergetique maximal 56

CHAPITRE 4 : ÉLABORATION et RÉSULTATS DES CALCULS.

- 4.1 : Elaboration des calculs 60
- 4.2 : Résultats des calculs 62

CHAPITRE 5 : CONCLUSIONS ET RECOMMANDATIONS 63

ANNEXES

- ANNEXE A: Détermination des paramètres d'état aux points d'entrée et de sortie du circuit. 69

A.1	Calcul des paramètres	69
A.2	Tableau des résultats	74

Annexe B : Calcul des quantités d'exergie

B.1	Quantité d'exergie soutirée	76
-----	-----------------------------	----

Annexe C : Calcul des pertes d'énergie et d'exergie et des rendements énergétique et exergetique . 78

C.1	Réchauffeur BP 1	78
C.2	Réchauffeur BP 2	81
C.3	Dégageur	84
C.4	Réchauffeur HP4	85

<u>Tableau des paramètres d'état du design .</u>	88
--	----

<u>BIBLIOGRAPHIE</u>	89
----------------------	----

INTRODUCTION

40% des 7500 milliards de TEP d'énergie consommée dans le monde sont constituées par le pétrole. Le monde entier dépend totalement aujourd'hui de ce produit du sous-sol pour son approvisionnement énergétique. Le Sénégal a lui aussi, depuis plusieurs décennies eu recours au bois prélevé sur le territoire national et principalement au pétrole importé comme sources d'énergie.

Cette situation est devenue insupportable car :

- la surexploitation du bois dans la moitié nord du pays, a conduit à la déforestation et à la désertification ;
- l'importation du pétrole se traduit avec la crise pétrolière par une facture exorbitante par rapport aux ressources d'exportation du pays.

Cependant, si la consommation énergétique subit l'évolution économique dans un contexte conjoncturel plutôt dégressif, il ne faut pas perdre de vue que l'énergie constitue un élément de base indispensable pour toute reprise d'activité économique et qu'il faut pouvoir, dans ce but, disposer de l'énergie, en temps opportun, en quantité suffisante et au moindre coût pour un redéploiement dynamique. La solution des énergies nouvelles et renouvelables ne peut encore procurer que des apports ponctuels.

A cet effet, les économies d'énergie sont donc, d'une nécessité vitale. Beaucoup d'énergies nouvelles sont disponibles sous forme d'énergie électrique.

"Economies" est donc un objectif qui doit être présent dans l'esprit de tous, en particulier dans celui des ingénieurs de conception. Beaucoup de freins font que la tâche est ardue, notamment :

- dans une installation, les économies d'énergie ne peuvent être que la somme de petites économies ponctuelles souvent modestes ;

- économie d'énergie est presque toujours synonyme d'investissement supplémentaire ... ce qui peut rendre une offre non compétitive ou dépasser les possibilités d'investissement à court terme.

Pour économiser l'énergie, l'ingénieur doit rechercher tous les moyens pour limiter les pertes et veiller à ce que l'installation permette de ne consommer l'énergie uniquement lorsque c'est nécessaire.

Pour cela, une nouvelle méthode, l'analyse exergetique est utilisée récemment, complétant l'analyse énergetique (basée sur le premier principe de la Thermodynamique) et tenant compte du second principe pour donner une solution adéquate à l'analyse thermodynamique des procédés spécifiques aux générateurs électriques et aux autres procédés de conversion d'énergie. L'analyse exergetique permet,

une détermination des vraies pertes de chaque partie d'un équipement et de prédire l'effet du changement d'équipement ou de procédure opératoire sur l'efficacité d'une installation. Cette technique est également utilisée pour améliorer une installation existante et pour déterminer les perfectionnements qui pourraient être apportés aux installations futures.

CHAPITRE 1 :

ETUDE THÉORIQUE

1.1 Notions fondamentales sur l'exergie.

1.1.1. 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).

Cependant, même dans les conditions idéales (cycle réversible) la chaleur fournie ne peut pas être complètement transformée en travail, une partie de la chaleur est donc rejetée au réservoir (B) de grandes dimensions tel que l'atmosphère T_0 , 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 b.).

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

$$Q_{12} = - \int_1^2 T dS_A \quad (1.1)$$

où S_A est l'entropie de la source.

(le signe moins est conventionnel, il signifie que la chaleur est rejetée)

Dans ce cycle, une partie de la chaleur est transformée en travail utile qui est égal à la chaleur disponible et représente l'exergie de la chaleur.

$$- W_{\text{cycle}} = E_{Q_{12}} \quad (1.2)$$

L'autre partie de la chaleur est rejetée à la température T_0 . Cette chaleur n'est pas disponible pour effectuer du travail;

elle représente la chaleur dissipée ou inutile.

Sur le diagramme T-S, l'exergie est représentée par la surface 3-4-5-6 (fig. 1.2.c) -

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

$$Q_{12} = E_{Q_{12}} + B_{Q_{12}} \quad (1.3)$$

Selon la seconde loi de la Thermodynamique, la variation d'entropie de la "machine" réversible M est zéro ($\Delta S_M = 0$).

Si A est la source de chaleur et si la "machine" M et le réservoir B forment un ensemble, un système adiabatique,

alors :

$$\Delta S_A + \Delta S_B = 0 \quad (1.4)$$

Si l'entourage constitue le réservoir où est rejetée la chaleur à T_0 , ΔS_B représente l'augmentation de son entropie due à la chaleur reçue de la "machine" M.

Donc :

$$\Delta S_A = \Delta S_0 = \frac{B_{Q_{12}}}{T_0} = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \quad (1.5)$$

Il est maintenant possible de calculer l'exergie de la chaleur à l'aide des relations (1.3) et (1.5), soit :

$$E_{Q_{12}} = Q_{12} - B_{Q_{12}} = Q_{12} - T_0 \Delta S_0 = \int_1^2 \delta Q - T_0 \int_1^2 \frac{\delta Q}{T}$$

$$E_{Q_{12}} = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q \quad (1.6)$$

où $E_{Q_{12}}$ est exprimée en kJ.

Cependant, $1 - \frac{T_0}{T} = \frac{T - T_0}{T} = \eta_c$: rendement du cycle de Carnot.

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

le rendement du cycle de Carnot.

Cela signifie que la capacité de transformer de la chaleur en une autre forme d'énergie ; l'exergie de la chaleur, ne peut dépasser le rapport donné par le rendement du cycle de Carnot. La chaleur dissipée peut être calculée à l'aide des relations (1.3) et (1.6) soit :

$$B_{Q_{12}} = Q_{12} - E_{Q_{12}} = \int_1^2 \partial Q - \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \partial Q = T_0 \int_1^2 \frac{\partial Q}{T} \quad (1.7)$$

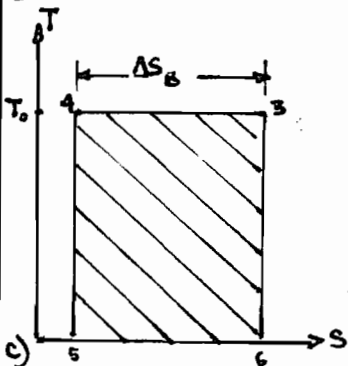
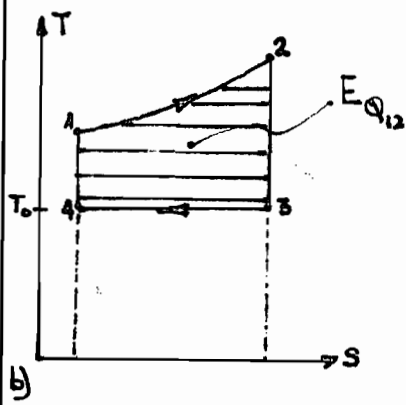
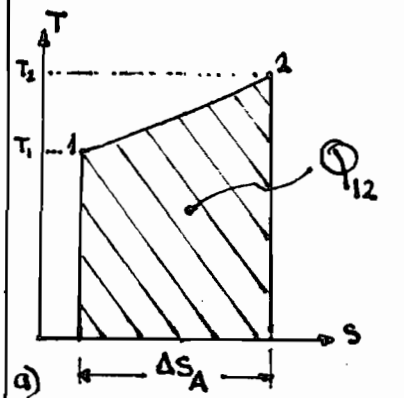


Fig. 1.2 : Diagramme T.S

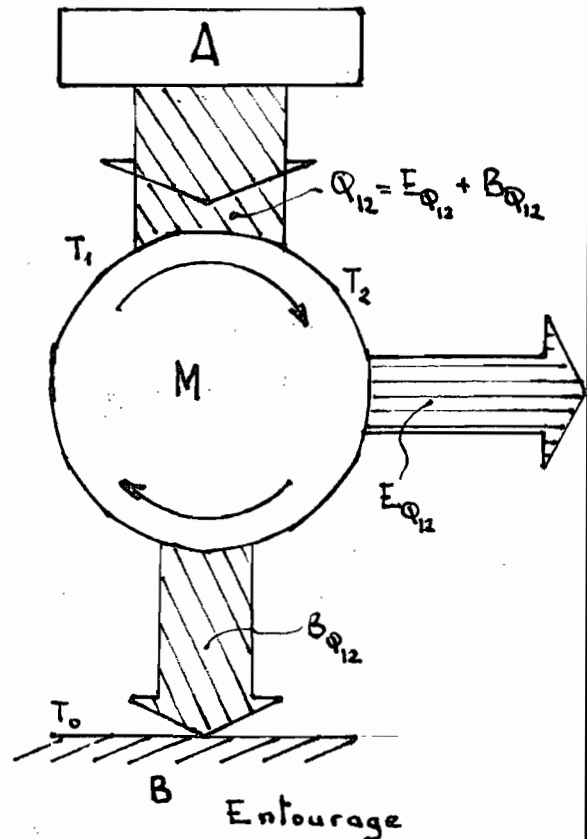


Fig. 1.1 Cycle de Puissance.

1.1.2 Exergie de l'écoulement d'un fluide sans production de travail.

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 et S_1) aux conditions 2 (P_2, V_2, T_2, h_2 et S_2) tel que montré par les figures suivantes (fig. 1.3 et 1.4) -

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:

$$h_1 + \int_1^2 dq = h_2 + w_{12} \quad (1.8)$$

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

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

$\int_1^2 dq$ = 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:

$$s_2 = s_1 - \Delta S_{irr} > \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \quad (1.9)$$

où s_1 = entropie de l'unité de masse à l'entrée.

s_2 = entropie de l'unité de masse à la sortie.

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

$\int_1^2 \frac{\delta Q}{T}$ = entropie "fournie" par la source.

Si l'équation (1.9) est multipliée par T_0 et ajoutée à l'équation (1.8)

on obtient:

$$\int_1^2 \left(\frac{T-T_0}{T} \right) dq = h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1) - w_{12} + T_0 \Delta S_{irr} \quad (1.10)$$

l'équation (1.10) 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 (1.10) devient :

$$h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1) + W_{12 \text{ rev}} = 0$$

$$\Leftrightarrow W_{12 \text{ rév.}} = h_1 - h_2 + T_0 (s_2 - s_1) \quad (1.11)$$

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

$$W_{10 \text{ rév.}} = h_1 - h_0 - T_0 (s_1 - s_0) = e_1 \quad (1.12)$$

Cette équation représente l'exergie initiale du fluide (exprimée en kJ/kg) c'est à dire, cette partie de l'énergie qui sera transformée en une autre forme d'énergie ; 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

$$e = h - h_0 - T_0 (s - s_0) \quad (1.13)$$

$$\text{de sorte que : } e_2 - e_1 = h_2 - h_1 - T_0 (s_2 - s_1) \quad (1.14)$$

L'équation (1.10) devient donc :

$$\int^2 \left(\frac{T - T_0}{T} \right) \delta q = e_2 - e_1 + W_{12} - T_0 \Delta S_{irr} \quad (1.15)$$

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

Dans l'analyse d'une centrale, 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 facilement inclus dans l'équation (1.14) de sorte que :

$$e_2 - e_1 = h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad (1.14a)$$

où : 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/s^2 .

De la même façon que la chaleur peut être représentée et mesurée à l'aide des diagrammes Tversus S, il est possible de représenter l'exergie à l'aide de surface sur ce même diagramme. Examinons deux cas : $s_1 < s_0$ et $s_1 > s_0$ (fig. 1.5 et 1.6).

L'indice 1 signifie l'état initial, alors que 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 $P = P_1$: 1-3.
- la ligne d'entropie constante $S = S_1$: 1-2.

La surface 1-2-3-4-3-1 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, $P_1 = \text{constante}$.

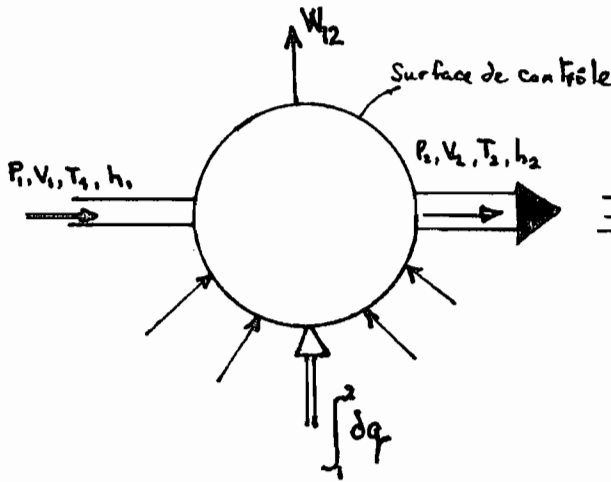


fig. 1.3 : bilan d'énergie

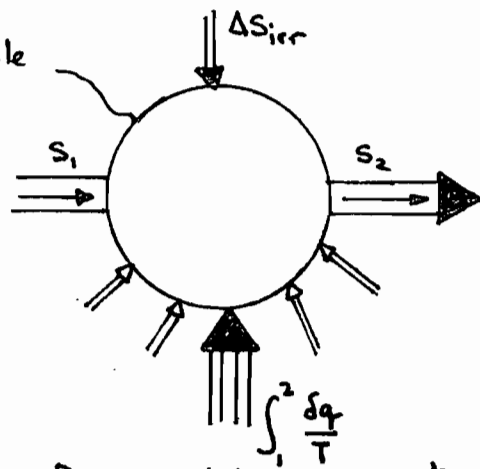


fig. 1.4 : bilans des entropies

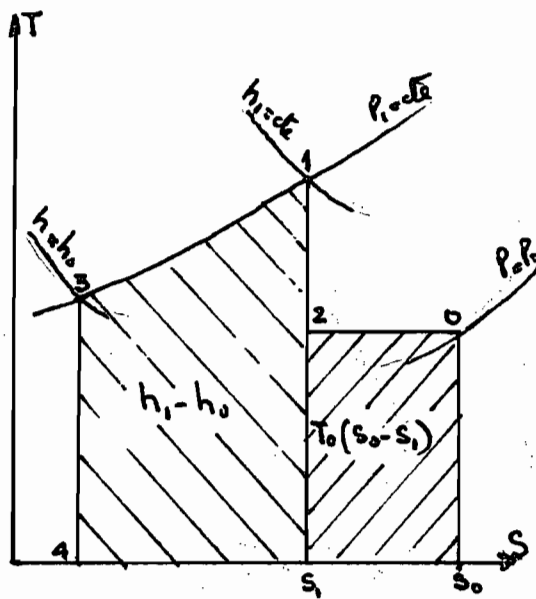


fig. 1.5 : Diagramme T-S ($S_1 < S_0$)

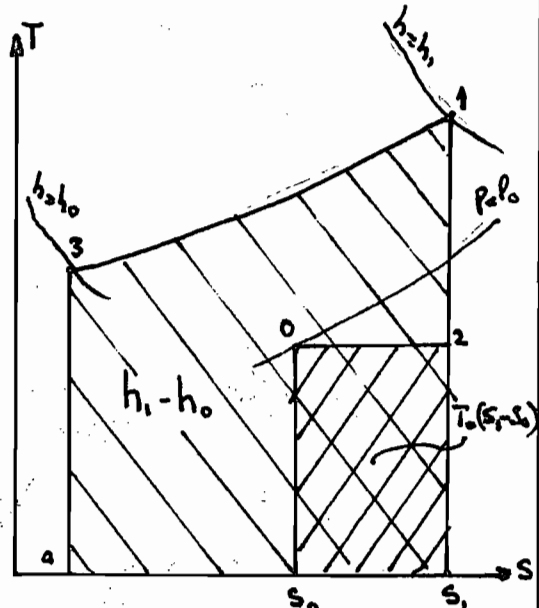


fig. 1.6 : Diagramme T-S ($S_1 > S_0$)

La surface 2-0-S₀-S₁-2 représente :

- a) $T_0(S_0 - S_1)$
- b) $T_0(S_1 - S_0)$

de sorte que la surface 1-2-0-S₀-4-3-1 représente :

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

a) Systèmes ouverts soumis à des procédés irréversibles

La tuyauterie, les échangeurs de chaleur, les compresseurs à air et les turbines à gaz ou à vapeur sont des systèmes ouverts soumis à des procédés irréversibles.

Considérons un système Thermodynamique (un écoulement plus particulièrement) recevant de la chaleur q_{12} d'un autre système et produisant une certaine quantité de travail w_{12} . 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 (1.6), l'exergie de la chaleur reçue devient :

$$(1.16) \quad e_{q_{12}} = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta q = \int_1^2 \delta q - T_0 \int_1^2 \frac{\delta \phi}{T} = q_{12} - T_0 \int_1^2 \frac{\delta \phi}{T}$$

Si le procédé d'absorption de la chaleur est réversible, alors $\delta q_{\text{rév}} = T ds$ et l'équation (1.16) s'écrit de la façon suivante :

$$e_{q_{12}} = q_{12} - T_0 (s_1 - s_2) \quad (1.17)$$

Cependant, le procédé étant irréversible, le bilan énergétique est le suivant :

$$e_1 - e_{q_{12}} = e_2 + w_{12} + b_{12} \quad (1.18)$$

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 donc :

$$b_{12} = e_1 - e_2 + e_{q_{12}} - w_{12} \quad (1.19)$$

La diminution de l'exergie du fluide, selon l'équation (1.14), est donnée par la relation suivante :

$$e_1 - e_2 = h_1 - h_2 + T_0(s_2 - s_1) \quad (1.20)$$

et selon la première loi de la Thermodynamique :

$$w_{12} = h_1 - h_2 + q_{12} \quad (1.21)$$

En introduisant les équations (1.20) et (1.21) dans l'équation (1.19), il est possible d'évaluer l'exergie dissipée :

$$b_{12} = e_{q_{12}} + T_0(s_2 - s_1) - q_{12} \quad (1.22)$$

En tenant compte de l'équation (1.16), cette dernière relation devient :

$$b_{12} = T_0(s_2 - s_1) - T_0 \int_1^2 \frac{dQ}{T} \quad (1.23)$$

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 de $e_{q_{12}}$ (équation 1.17) dans l'équation (1.22), on trouve que l'exergie est nulle : $b_{12} = 0$.

L'exergie dissipée (la perte d'exergie) est donc la quantité 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 (2^e loi de la Thermodynamique), ils seront donc toujours caractérisés par une perte d'exergie (exergie dissipée).

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

$$b_{12} = T_0(S_2 - S_1) \quad (1.24)$$

Les irréversibilités se présentent principalement comme une partie du travail utile perdu par frottement qu'on appelle "travail de frottement" W_F (friction Work). Ce qui peut s'écrire :

$$\delta q = T ds - |\delta W_F| \quad (1.25)$$

En introduisant cette relation dans l'équation (1.23), l'énergie dissipée devient :

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

$$b_{12} = T_0 \int_1^2 \frac{|\delta W_F|}{T} \quad (1.26)$$

En dérivant cette équation, on obtient :

$$db = T_0 \frac{|\delta W_F|}{T}$$

$$\text{ou} \quad \frac{db}{|\delta W_F|} = \frac{T_0}{T} \quad (1.27)$$

Cette équation signifie que le rapport de l'énergie dissipée 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.

β) Procédés simples sans production de travail

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

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

$$Q_{12} - W_{12} = h_2 - h_1 + \frac{1}{2}(V_2^2 - V_1^2) + g(z_2 - z_1) \quad (1.28)$$

Si $W_{12} = 0$, $z_1 = z_2$ et $V_1 = V_2$ on obtient :

$$Q_{12} = h_2 - h_1 \quad \text{ou} \quad \delta q = dh \quad (1.29)$$

Le procédé est irréversible et les irréversibilités apparaissent sous forme de chaleur additionnelle équivalente au "travail de frottement" - la première loi de la Thermodynamique, dans ces conditions s'écrit :

$$\delta q + |dW_f| = dh - v dP \quad (1.30)$$

Il est évident, en comparant les équations (1.29) et (1.30)

que :

$$|dW_f| = -v dP \quad (1.31)$$

D'où en introduisant l'équation (1.31) dans l'équation (1.26),

on obtient :

$$b_{12} = T_0 \int_1^2 \left(\frac{-v}{T} \right) dP \quad (1.32)$$

de sorte 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 (1.32) devient :

$$b_{12} = -T_0 R \int_1^2 \frac{dP}{P} = -T_0 R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (1.33)$$

si $\Delta P = P_1 - P_2$, Cette dernière relation peut s'écrire :

$$b_{12} = -T_0 R \ln \frac{P_2}{P_1} = -T_0 R \ln \left(1 - \frac{\Delta P}{P_1} \right) = -T_0 R \left(-\frac{\Delta P}{P_1} + \frac{\Delta P^2}{2P_1^2} \dots \right)$$

Sachant que ΔP est beaucoup plus petit que P_1 , l'exergie dissipée sera en première approximation :

$$b_{12} = T_0 R \frac{\Delta P}{P_1} \quad (1.34)$$

Cette formule montre que l'énergie dissipée est proportionnelle au rapport de chute de pression $\frac{\Delta P}{P_1}$.

Cela signifie que, plus la pression initiale est grande, plus la chute de pression acceptable est élevée.

L'énergie dissipée peut être représentée sur un diagramme T-S en posant l'hypothèse des gaz parfaits. Il est pour cela nécessaire d'utiliser les formules suivantes :

$$dq = Tds - |dW_F| \quad (1.25)$$

$$\text{ou} \quad q_{12} + |W_{F12}| = \int_1^2 Tds \quad (1.25a)$$

$$\text{et} \quad b_{12} = -T_0 R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (1.33)$$

A partir de la seconde loi de la Thermodynamique, on a :

$$ds = \frac{dq}{T} = \frac{dh - vdp}{T} = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dP}{P} \quad (1.35)$$

Considérons la figure 1.7 et les états 1, 2 et 3 :

1 : état initial (P_1, T_1, h_1).

2 : état final (P_2, T_2, h_2).

3 : état intermédiaire ($P_3 = P_2, T_3 = T_1, h_3$)

De l'équation (1.35) on tire :

$$s_3 - s_1 = c_p \ln \frac{T_3}{T_1} - R \ln \frac{P_3}{P_1}$$

comme $T_3 = T_1$ et $P_3 = P_2$, on obtient :

$$s_3 - s_1 = -R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

On peut donc conclure que :

- la surface 1-2- s_2-s_1 représente $\int_1^2 Tds =$ la chaleur réversible
- la surface 3-2- s_2-s_3 représente $\int_1^2 dq = q_{12}$;

1.1.3 Pertes d'exergie dues au mélange de différents 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 parce que, dans un bilan Thermique conventionnel, la chaleur équivalente à l'énergie cédée par le système est égale à l'énergie reçue par celui-ci. Le mélange de différents gaz ou de différents fluides est un procédé irréversible qui entraîne une augmentation d'entropie en même temps une perte d'énergie. Considérons deux fluides à différentes conditions de température et sans interaction chimique. Le mélange étant irréversible, la perte d'exergie $B_{\text{mél}}$ peut être calculée à partir de la différence entre les exergies initiale et finale.

$$B_{\text{mél.}} = m_1 e_1 + m_2 e_2 - (m_1 + m_2) e_{\text{mél.}} \quad (1.36)$$

où : m_1 = masse du fluide 1.

m_2 = masse du fluide 2.

e_1 = exergie par unité de masse du fluide 1.

e_2 = exergie par unité de masse du fluide 2.

$e_{\text{mél}}$ = exergie par unité de masse du mélange.

Par définition l'exergie de l'entourage est nulle.

$$\text{Donc : } h_0 - T_0 s_0 = 0$$

de sorte que l'équation (1.12) devient : $e_1 = h_1 - T_0 s_1$

$$\text{et : } B_{\text{mél}} = m_1 (h_1 - T_0 s_1) + m_2 (h_2 - T_0 s_2) - (m_1 + m_2) (h_{\text{mél}} - T_0 s_{\text{mél}}) \quad (1.37)$$

L'enthalpie du mélange $h_{\text{mél}}$ peut être calculée à l'aide du bilan

Thermique, soit :

$$h_{\text{mél}} = \frac{m_1 h_1 + m_2 h_2}{m_1 + m_2} \quad (1.38)$$

En substituant cette dernière relation dans l'équation (1.37),

on obtient :

$$B_{\text{mél}} = T_0 \left((m_1 + m_2) S_{\text{mél}} - m_1 s_1 - m_2 s_2 \right) \quad (1.39)$$

où :

$$B_{\text{mél}} = m_{\text{mél}} T_0 \Delta S_{\text{mél}} \quad (1.40)$$

avec $m_{\text{mél}} = m_1 + m_2$

et
$$\Delta S_{\text{mél}} = S_{\text{mél}} - \frac{m_1 s_1 + m_2 s_2}{m_1 + m_2} \quad (1.41)$$

$$S_{\text{mél}} = \frac{m_1 s'_1 + m_2 s'_2}{m_1 + m_2} \quad (1.42)$$

où s'_1 et s'_2 sont les entropies respectives des deux fluides à la température et à la pression du mélange ($T_{\text{mél}}$, $P_{\text{mél}}$).

En utilisant les équations (1.40), (1.41) et (1.42), il est possible d'évaluer les pertes d'exergie d'un mélange d'eau et de vapeur puisque leur entropie respective est donnée dans les tables

thermodynamiques de vapeur et d'eau.

Lors de l'application à un mélange de deux gaz, la variation d'entropie peut être calculée en utilisant les formules propres aux gaz parfaits (si cette hypothèse est valable évidemment).

Considérons le cas usuel d'un mélange isobare d'air et de gaz de cheminée. En mélangeant une quantité m_a d'air (température T_a et chaleur spécifique C_{p_a}) et une quantité m_g de gaz de cheminée (température T_g et chaleur spécifique C_{p_g}), la température du mélange $T_{\text{mél}}$ sera :

$$T_{\text{mél}} = \frac{m_a C_{p_a} T_a + m_g C_{p_g} T_g}{m_a C_{p_a} + m_g C_{p_g}} \quad (1.43)$$

La diminution d'entropie d'un kilogramme de gaz de cheminée est:

$$\Delta S_g = -c_{pg} \ln \frac{T_g}{T_{mél}}$$

et l'augmentation d'entropie correspondante d'un kilogramme d'air due au mélange:

$$\Delta S_a = -c_{pa} \ln \frac{T_{mél}}{T_a}$$

Pour le mélange:

$$\Delta S_{mél} = (m_a + m_g) S_{mél} = m_a c_{pa} \ln \frac{T_{mél}}{T_a} - m_g c_{pg} \ln \frac{T_g}{T_{mél}}$$

La perte d'exergie sera donc:

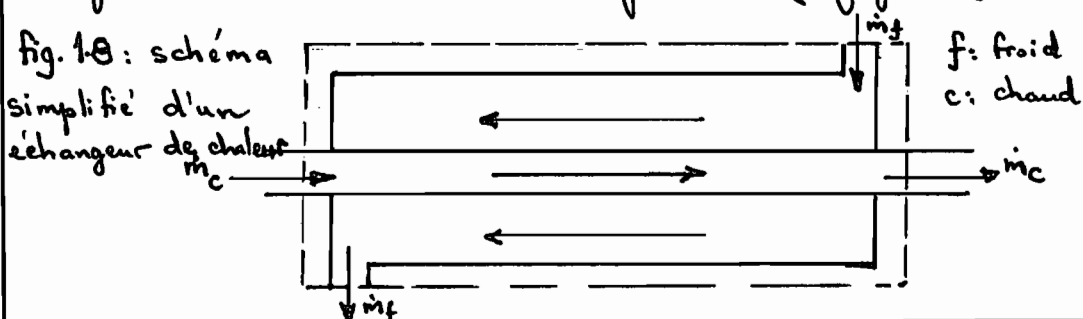
$$B_{mél} = T_0 \Delta S_{mél} = T_0 \left(m_a c_{pa} \ln \frac{T_{mél}}{T_a} - m_g c_{pg} \ln \frac{T_g}{T_{mél}} \right) \quad (1.44)$$

1.1.4 : Pertes d'exergie dues au transfert de chaleur

Les échangeurs de chaleur font partie intégrante de l'équipement 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 perte d'exergie, une perte thermodynamique qui n'est pas évaluée par la première loi de la Thermodynamique.

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 de chaleur entre deux fluides (fig 1.8) -

fig. 1.8 : schéma simplifié d'un échangeur de chaleur



L'utilisation d'un diagramme T-S, représentant le procédé de transfert de chaleur (fig. 1.9), permet de visualiser plus facilement les changements d'état des fluides chaud (c) et froid (f).

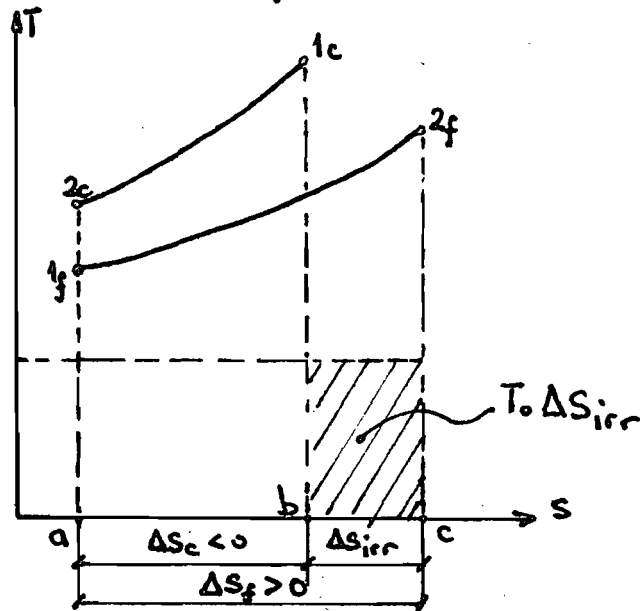


fig. 1.9 : Diagramme T-S.

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

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

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 :

$$\dot{B}_{12} = T_0 (\dot{m}_c \Delta S_c + \dot{m}_f \Delta S_f) \quad (1.45)$$

Avec \dot{B}_{12} = perte de puissance due à la perte d'exergie ;

\dot{m}_c = débit massique du fluide chaud ;

\dot{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 l'équation (1.6), l'exergie de la chaleur s'exprime de la façon suivante :

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

$$\text{ou} \quad dE_{Q_{12}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q$$

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 :

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

et une augmentation d'exergie du fluide froid égale à :

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

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

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

$$dE_{\text{éch.}} = T_0 \left(\frac{T_c - T_f}{T_c \cdot T_f} \right) \delta Q \quad (1.46)$$

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 : Présentation de la tranche

La production de l'électricité dans une centrale Thermique, (que celle-ci soit du type classique ou nucléaire) est le résultat d'une opération de conversion énergétique partant d'une source d'énergie primaire. Nous avons ainsi de manière assez simple : une chaudière dans laquelle brûle un combustible fossile (Mazout). La combustion s'accompagne d'émissions de gaz (gaz carbonique, anhydride sulfurique, oxydes d'azote) et de poussières qui sont rejetés dans l'atmosphère à une altitude convenable. La chaleur de combustion vaporise l'eau. La vapeur obtenue se détend dans une turbine qui, convertit l'énergie thermique en énergie mécanique. Cette dernière est transformée en énergie électrique (électricité) par un alternateur. A la sortie de la turbine, la vapeur est condensée par contact avec les parois froides du condenseur dans lequel circule de l'eau pompée de la mer. La chaleur résiduaire à basse température est évacuée par cette eau de circulation vers la mer. Le préchauffage de l'eau d'alimentation est effectué au moyen de soutirages de la vapeur en cours de détente dans la turbine.

Soutirages et réchauffeurs :

La turbine est équipée de quatre soutirages de vapeur répartis comme suit :

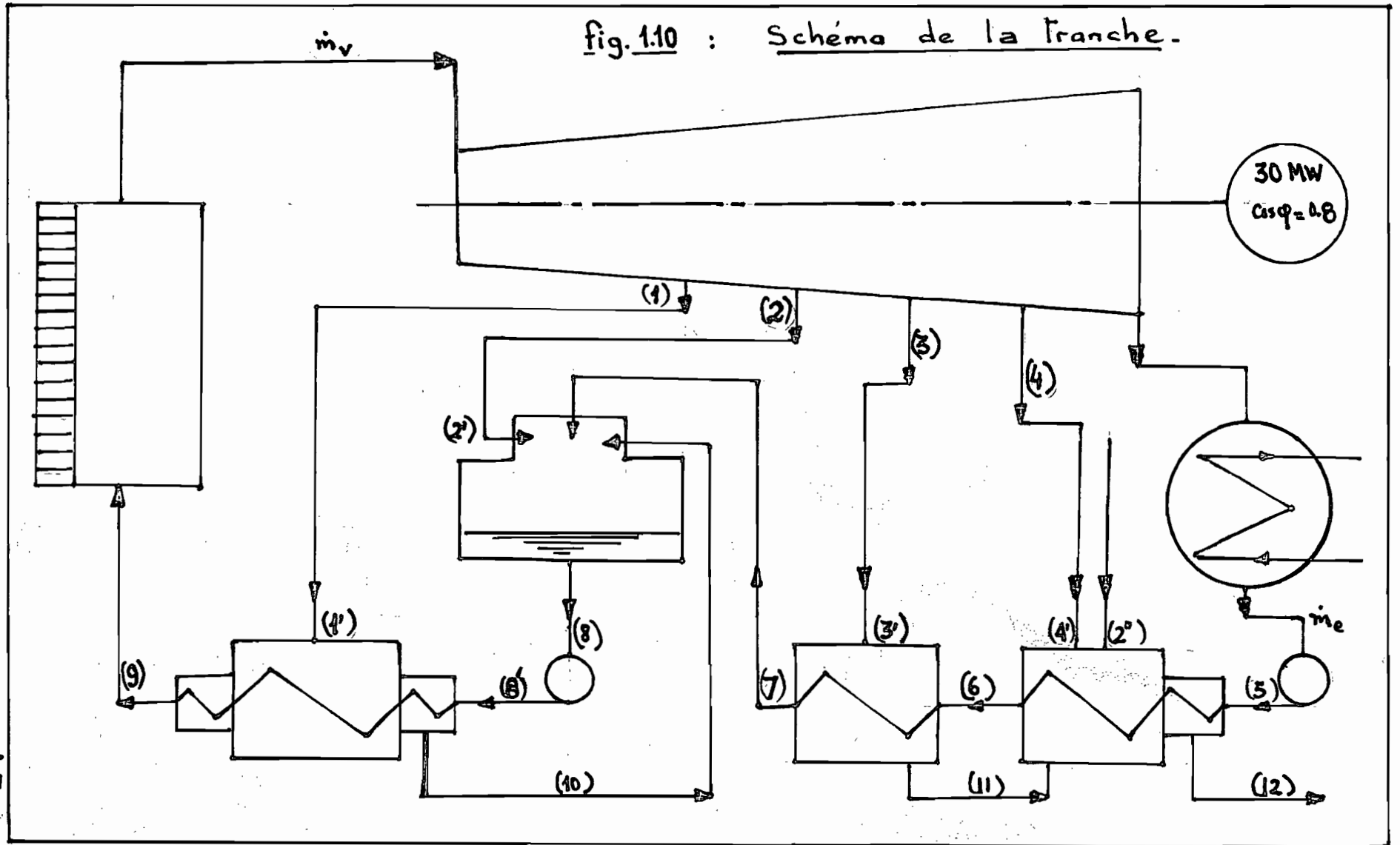
- un allant au réchauffeur HP4 ,
- un dans le corps MP, allant au condenseur de buées
- du dégageur ,
- deux dans le corps BP, allant aux réchauffeurs BP1
et BP2 .

Le poste de réchauffage comprend :

- deux réchauffeurs BP à plaques tubulaires : BP1 et BP2 ,
- un réchauffeur HP à plaques tubulaires ; HP4
- Un condenseur de buées du dégageur .

(fig. 1.10)

fig. 1.10 : Schéma de la tranche.



1.3 : Influence du réchauffage sur le rendement du cycle.

Le principe des centrales thermiques est basé sur le cycle de RANKINE (fig. 1.11). Le rendement d'un tel cycle est donné par la relation suivante :

$$\eta_{\text{cycle}} = \frac{\bar{T}_c - T_f}{\bar{T}_c} = 1 - \frac{T_f}{\bar{T}_c} \quad (1.47)$$

où : T_f = température à laquelle la chaleur est rejetée au condenseur.

\bar{T}_c = température moyenne de réception de la chaleur dans le générateur de vapeur (température de l'eau d'alimentation à l'entrée du générateur de vapeur.)

Ce rendement peut être amélioré par l'artifice de soutirages de vapeur en cours de détente (fig 1.12), la vapeur soutirée servant à réchauffer l'eau d'alimentation.

En effet, l'eau pénétrant dans le générateur de vapeur étant plus chaude, la température moyenne de réception de la chaleur \bar{T}_c est plus élevée, le rendement est ainsi augmenté. Le préchauffage de l'eau d'alimentation peut s'effectuer à l'aide de réchauffeurs ouverts ou fermés ; il faut noter cependant que ces derniers sont préférés car ils évitent l'utilisation d'une pompe pour manipuler l'eau d'alimentation entre chaque réchauffeur.

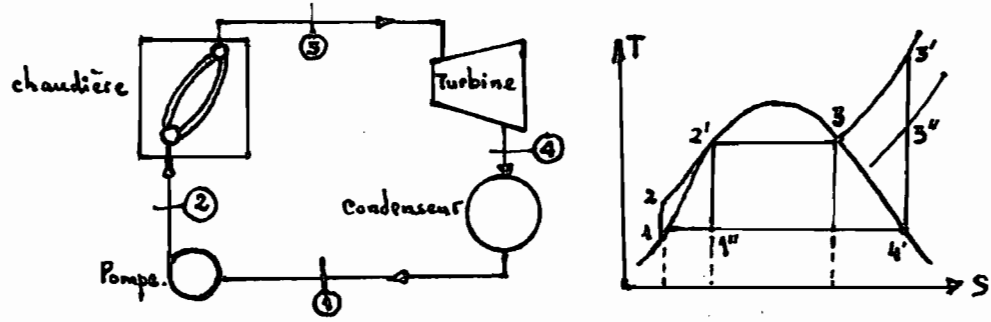


Fig. 1.11: CYCLE DE RANKINE

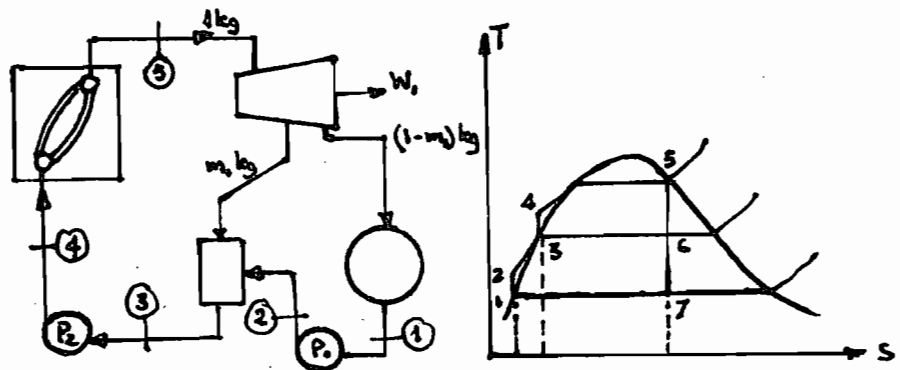


Fig. 1.12 : Cycle régénératif théorique à un soutirage de vapeur vers un réchauffeur ouvert.

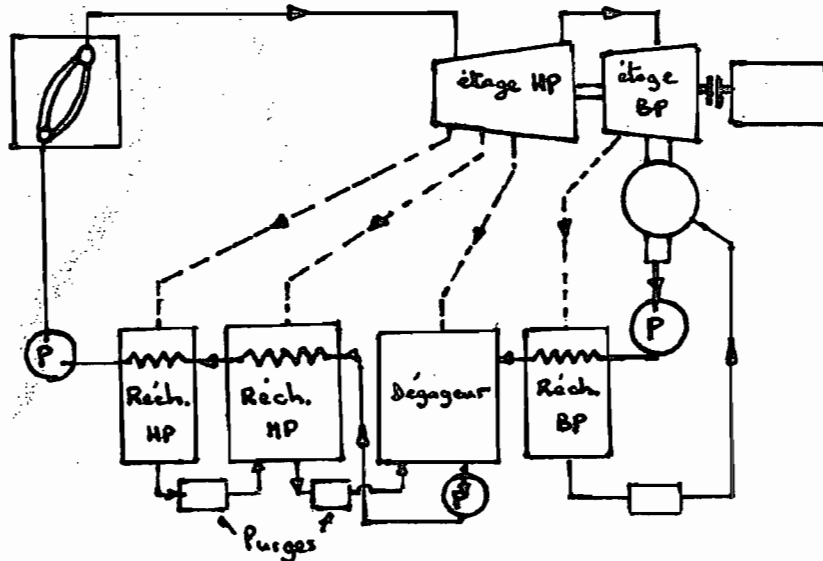


Fig. 1.13 : Cycle régénératif à 4 soutirages de vapeur vers des réchauffeurs fermés.

1.3.1 : Division en stages de l'intervalle total de préchauffage de l'eau d'alimentation.

La figure 1.14 représente un cycle théorique à "n" soutirages dont les débits respectifs $\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, \dots, \dot{m}_n$ pour un débit global de 1 kg de vapeur circulant au condenseur.

Le rendement d'un tel cycle s'écrit de la façon suivante :

$$\eta = \frac{(h_D - h_E) + \sum_{k=1}^n \dot{m}_k (h_D - h_{Dk})}{(1 + \sum_{k=1}^n \dot{m}_k) (h_D - h_{B'n})} \quad (1.48)$$

Si la quantité de chaleur fournie par la chaudière est exprimée comme étant égale à la quantité de chaleur cédée au condenseur augmentée de l'équivalent du travail produit, le rendement devient :

$$\eta = \frac{h_D - h_E + \sum_{k=1}^n \dot{m}_k (h_D - h_{Dk})}{h_D - h_A + \sum_{k=1}^n \dot{m}_k (h_D - h_{Dk})} \quad (1.49)$$

Si l'équivalent du travail produit est considéré comme étant la différence entre la chaleur fournie par la chaudière et la chaleur cédée au condenseur, une nouvelle expression du rendement peut être développée, soit :

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{(1 + \sum_{k=1}^n \dot{m}_k) (h_D - h_{B'n}) - (h_E - h_A)}{(1 + \sum_{k=1}^n \dot{m}_k) (h_D - h_{B'n})} \\ &= 1 - \frac{h_E - h_A}{(1 + \sum_{k=1}^n \dot{m}_k) (h_D - h_{B'n})} \quad (1.50) \end{aligned}$$

En se référant à la même figure, il est possible de réaliser la division en stages de l'intervalle total de préchauffage de

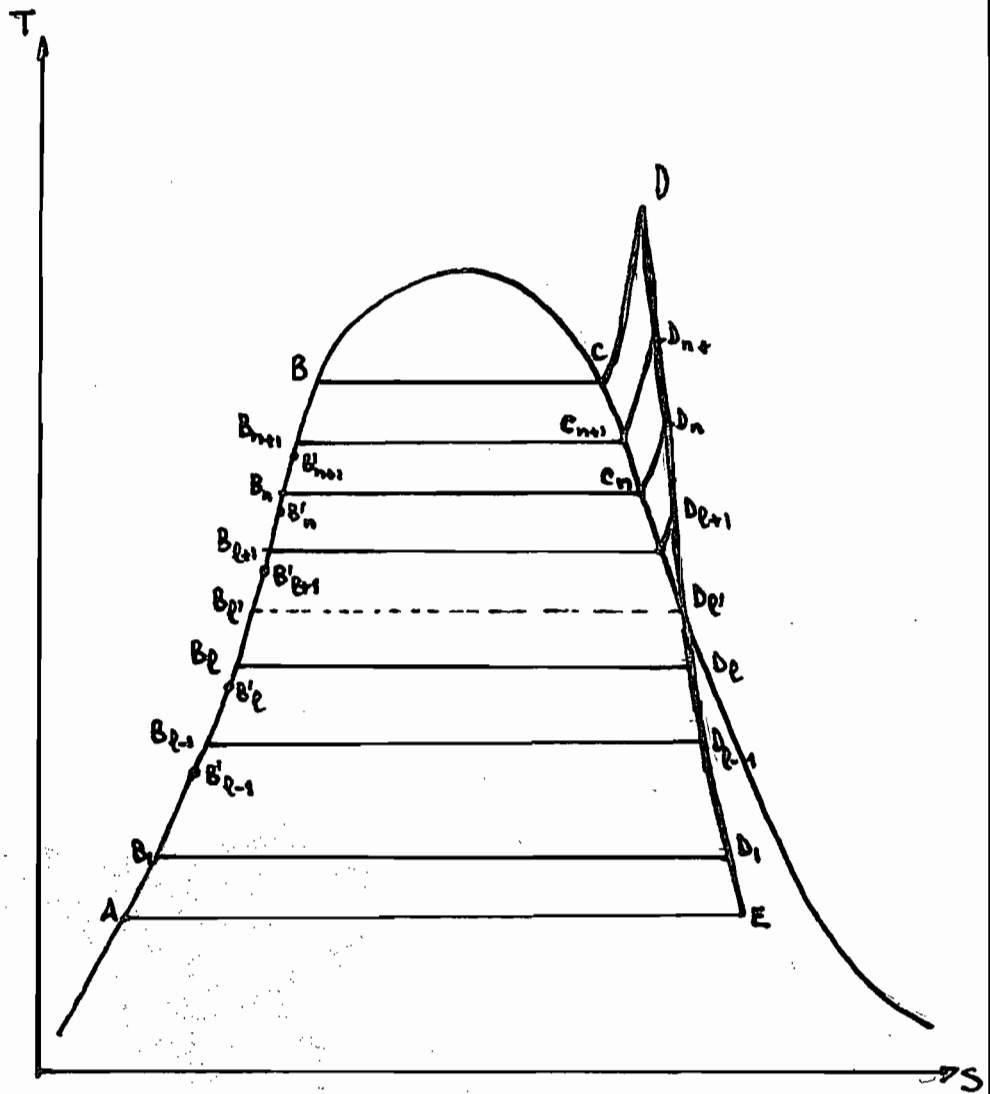


fig. 1.14 : Diagramme T.S d'un cycle théorique à
"n" extractions.

l'eau d'alimentation. Pour simplifier le développement de la solution, il suffit de l'appliquer tout d'abord à des réchauffeurs ouverts en posant :

$$\alpha_l = h_{B'_l} - h_{B'_{l-1}}$$

$$\beta_l = h_{D_l} - h_{B'_l}$$

$$\delta_l = h_{D_{l+1}} - h_{D_l}$$

correspondant au $l^{\text{ème}}$ soutirage.

S'il n'y a que la pression du $n^{\text{ème}}$ soutirage qui varie au départ, il résulte immédiatement de l'équation (1.49) que :

$$\dot{m}_n (h_0 - h_{D_n}) = \frac{\alpha_n \delta_n}{\beta_n} \quad (1.51)$$

doit être maximal.

Il est possible de démontrer que cette dernière condition (donnée par l'équation (1.51)) est également valable pour les autres soutirages, c'est-à-dire que pour un cycle partiel quelconque $B_{l-1}, B_{l+1}, D_{l-1}, D_{l+1}$ présentant un soutirage intermédiaire de niveau l , la pression de ce soutirage doit être telle que le rendement du cycle partiel, considéré isolément, soit maximal.

En effet, comme :

$$\dot{m}_l = \frac{\alpha_l}{\beta_l} \left(1 + \sum_{i=1}^{l-1} \dot{m}_i \right) \quad (1.52)$$

il existe une relation de récurrence telle que :

$$1 + \sum_{i=1}^l \dot{m}_i = \frac{\alpha_l + \beta_l}{\beta_l} \left(1 + \sum_{i=1}^{l-1} \dot{m}_i \right) \quad (1.53)$$

L'équation (1.50) indique pour sa part que le rendement, pour 1 kg de vapeur à l'échappement de la turbine, est maximal en même temps que le terme $1 + \sum_{i=1}^n \dot{m}_i$, donc aussi que

le terme $1 + \sum_{i=1}^{l+1} m_i$ d'après la relation de récurrence, le $l^{\text{ème}}$ niveau de soutirage étant seul variables. Comme $\sum_{i=1}^{l-1} m_i$ est constant, il apparaît que :

$$\frac{\alpha_l + \beta_l}{\beta_l} \cdot \frac{\alpha_{l+1} + \beta_{l+1}}{\beta_{l+1}} \text{ est maximal.} \quad (1.54)$$

or, β_{l+1} et $\alpha_l + \beta_l + \delta_l$ sont constants et $\alpha_{l+1} + \beta_{l+1} + \beta_l + \delta_l$ de sorte que la condition précédente est équivalente à :

$$\alpha_l + \beta_l + \delta_l + \frac{\alpha_l \delta_l}{\beta_l} \quad (1.55)$$

maximal ou :

$$\frac{\alpha_l \delta_l}{\beta_l} \text{ maximal,} \quad (1.56)$$

soit :

$$\frac{d\alpha_l}{\alpha_l} + \frac{d\delta_l}{\delta_l} = \frac{d\beta_l}{\beta_l} \quad (1.57)$$

condition qui, en remplaçant $d\delta_l$ par $-(d\alpha_l + d\beta_l)$

peut encore s'écrire :

$$\frac{\delta_l}{\alpha_l} = \frac{1 + d\beta_l/d\alpha_l}{1 - \alpha_l d\beta_l/\beta_l d\alpha_l} \quad (1.58)$$

Il est d'ailleurs évident que si le rendement du cycle partiel envisagé est optimal, la quantité de chaleur fournie par la source chaude dans ce même cycle, soit :

$$\left(1 + \sum_{i=1}^l m_i\right) (h_{0l+1} - h_{0l}) = \left(1 + \sum_{i=1}^{l+1} m_i\right) (h_{0l+1} - h_{0l+1}) \quad (1.59)$$

est maximale. Il en est donc de même de $1 + \sum_{i=1}^{l+1} m_i$ donc également de $1 + \sum_{i=1}^n m_i$ et du rendement du cycle total.

En négligeant, en première approximation, la variation de β_l avec la pression de soutirage qui est relativement faible, il est possible d'en déduire que :

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = \dots = \alpha_{n+1} \quad (1.60)$$

où $\alpha_{n+1} = h_B - h_B'n$

ou bien : $\delta_0 = \delta_1 = \delta_2 = \delta_3 = \dots = \delta_n \quad (1.61)$

où $\delta_0 = h_{D_1} - h_E$

Autrement dit, les soutirages doivent diviser en parties égales l'élevation totale d'enthalpie de l'eau d'alimentation ou la chute totale d'enthalpie dans la turbine. En fait, cette approximation est suffisante, notamment pour les cycles à haute pression, car β , après avoir passé par un maximum, décroît en fonction de la pression. Pour tenir compte de la variation de β , il suffit d'utiliser les courbes donnant $\frac{d\alpha}{dT_s}$ et $\frac{d\beta}{dT_s}$ en fonction de la température de saturation T_s dans les réchauffeurs.

Donc, pour déterminer la position des soutirages et de leur réchauffeur respectif, il s'agit tout d'abord de fixer approximativement la position du soutirage à la pression la plus basse à l'aide de la relation suivante :

$$\alpha_1 = \frac{h_B - h_A}{n} \quad (1.62)$$

Ensuite, la position du second soutirage est établie en tirant δ_1 de l'équation (1.57), puis de même pour le troisième soutirage et ainsi de suite jusqu'à l'obtention de la valeur de δ_n qui fixe l'enthalpie h'_D à l'admission de la turbine. Si h'_D est différent de h_D , il faut recommencer les opérations en essayant une autre valeur de α_1 , plus simplement, si la différence est faible, il est suffisamment exact de multiplier toutes les

valeurs de $\delta_0, \delta_1, \delta_2, \dots, \delta_n$ par un même coefficient afin d'assurer l'égalité de h'_D et de h_D -

Lorsque les réchauffeurs sont du type fermé, la purge de chacun d'eux peut être déversée en cascade dans le réchauffeur précédent ou dans le condenseur en ce qui concerne la dernière. Cette disposition est accompagnée d'une baisse de rendement puisqu'elle conduit à apporter au $(l-1)^{\text{ième}}$ réchauffeur une partie de la chaleur contenue dans la vapeur du $l^{\text{ième}}$ soutirage qui a moins travaillé dans la turbine que celle du $(l-1)^{\text{ième}}$ soutirage ; aussi y a-t-il intérêt à refroidir la purge de chaque réchauffeur par l'eau d'alimentation (avant qu'elle ne pénètre dans ce même réchauffeur) dans un échangeur complémentaire appelé refroidisseur de purge.

Si, ϵ_l représente l'excès de l'enthalpie de la purge refroidie sur celle de l'eau à l'entrée du refroidisseur de purge, le bilan thermique de l'ensemble du $l^{\text{ième}}$ réchauffeur et du refroidisseur de purge correspondant est tel que :

$$(\alpha_l + \beta_l - \epsilon_l) m_l + (\alpha_l + \epsilon_{l+1} - \epsilon_l) \sum_{i=l+1}^n m_i = \alpha_l \left(1 + \sum_{i=1}^n m_i \right) \quad (1.63)$$

où

α_l = réchauffage de l'eau en enthalpie

β_l = excès de l'enthalpie de soutirage sur l'enthalpie de l'eau réchauffée -

Ceci peut s'écrire sous la forme de la relation de récurrence suivante :

$$\begin{aligned}
 & (\beta_l - \varepsilon_{l+1}) \left(1 + \sum_{i=1}^l m_i \right) \\
 &= (\alpha_l + \beta_l - \varepsilon_l) \left(1 + \sum_{i=1}^l m_i \right) - (\varepsilon_{l+1} - \varepsilon_l) \left(1 + \sum_{i=1}^n m_i \right) \quad (1.64)
 \end{aligned}$$

Il convient de noter que si toutes les différences ε_l étaient nulles l'équation (1.64) serait la même que pour des réchauffeurs ouverts (équation (1.53)) -

Dans ce cas-ci, le rendement est donné par la relation suivante:

$$\eta = 1 - \frac{h_E - h_A + \varepsilon_1 \sum_{i=1}^n m_i}{\left(1 + \sum_{i=1}^n m_i \right) (\beta_n + \gamma_n)} \quad (1.65)$$

Pour retrouver la répartition optimale des soutirages de même que celle des réchauffeurs fermés correspondants, il faut établir des relations analogues à l'équation (1.57) en prant que le rendement est maximal lorsque seule la pression du $l^{\text{ème}}$ soutirage varie. Cependant le calcul de δ_l connaissant α_l , β_l et leurs dérivées respectives par rapport à la température ne peut se faire rigoureusement comme dans le cas des réchauffeurs ouverts, car les relations obtenues font intervenir les caractéristiques des réchauffeurs suivants -

Le chemin à suivre est le suivant. Si la pression du soutirage de rang l ($l < n$) varie, le rendement tel qu'exprimé par l'équation (1.65) est maximal en même temps que $1 + \sum_{i=1}^n m_i$ et que $1 + \sum_{i=1}^{l+1} m_i$ d'après la relation de récurrence (1.64). De plus, $1 + \sum_{i=1}^{l-1} m_i$ est constant.

En différenciant dans ces conditions les équations de récurrence

écrites pour les niveaux l et $l+1$ et en les ajoutant membre à membre on obtient :

$$d(\dot{m}_l \delta_l) = 0 \quad (1.66)$$

d'autre part :

$$\dot{m}_l (\beta_l - \varepsilon_{l+1}) = (\alpha_l + \varepsilon_{l+1} - \varepsilon_l) \dot{m}_l - (\varepsilon_{l+1} - \varepsilon_l) \dot{m}$$

La condition d'optimum est donc la suivante :

$$\frac{d\alpha_l}{\alpha_l - (\varepsilon_{l+1} - \varepsilon_l) \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_l} - 1\right)} - \frac{d\beta_l}{\beta_l - \varepsilon_{l+1}} + \frac{d\delta_l}{\delta_l} = 0 \quad (1.67)$$

où \dot{m}_l = débit circulant dans la turbine entre les soutirages $l-1$ et l .

\dot{m} = débit total passant dans les réchauffeurs.

Il convient de noter que \dot{m}_l peut être calculé en fonction du débit total \dot{m} et du débit au condenseur d'après les relations de récurrence 1 à $l-1$. D'ailleurs,

$$(1 - \eta_{l_0}^p) \left(\frac{\dot{m}_l}{\dot{m}} (\alpha_l + \beta_l - \varepsilon_l) + \varepsilon_l \right) = \frac{\dot{m}}{\dot{m}} (\beta_0 - \varepsilon_1) + \varepsilon_1 \quad (1.68)$$

Par conséquent, il suffit de donner une valeur approchée au rapport \dot{m}/\dot{m}_l pour ensuite évaluer δ_l de proche en proche comme pour des réchauffeurs ouverts jusqu'à δ_{n-1} . Les équations de récurrence permettant alors de calculer $\sum_{i=1}^n \dot{m}_i$ ainsi que $d\left(\sum_{i=1}^n \dot{m}_i\right)$ lorsque seul le niveau du $n^{\text{ième}}$ soutirage varie. Il suffit alors d'exprimer que le rendement donné par l'équation (1.65) est maximal pour obtenir une $n^{\text{ième}}$ relation jouant le même rôle que l'équation (1.67) et qui permet de déterminer δ_n . Si l'enthalpie d'admission h_D n'est pas

obtenue, il faut recommencer le cheminement avec une valeur différente de α_1 ; au cours de cette deuxième approximation, il faut utiliser la valeur de $\sum_{i=1}^n m_i$ déterminée lors de la première.

Le choix du nombre de réchauffeurs n'est pas basé uniquement sur le rendement, mais tient également compte des considérations économiques - les calculs précédents doivent surtout être utilisés pratiquement en fixant le réchauffage total (ou, ce qui revient au même, la valeur de α_1 , afin d'éviter toute approximation) et en recherchant le minimum des frais d'exploitation et des charges de capital pour chaque réchauffeur obtenu. Il y a également lieu de déterminer les valeurs optimales des surfaces des réchauffeurs pour des pressions données de soutirage.

En pratique, la position des soutirages (et des réchauffeurs correspondants) ne peut pas être choisie arbitrairement; elle dépend de la répartition des étages de la turbine. C'est pour cette raison, de même que dans le but de réaliser des économies de construction dans les turbines à plusieurs corps, que les soutirages sont pratiqués, dans la mesure du possible, entre corps. Il en résulte souvent un léger écart par rapport à la répartition économique des soutirages. Cependant, à l'intérieur de certaines limites, le rendement de la turbine varie très peu lorsque la chute d'enthalpie par étage ou la chute totale dans un corps est modifiée en ajustant le diamètre

en conséquence. Il est donc recommandé, en utilisant une courbe de détente approximative, de déterminer la répartition optimale des soutirages et de leur réchauffeur respectif indépendamment de la turbine. La répartition finalement adoptée résulte d'un compromis entre ce résultat et les nécessités constructives des corps.

Enfin, il convient de noter que le cheminement ci-haut est étroitement lié à la température à l'entrée des générateurs de vapeur.

1.3.2 : Température optimale de l'eau d'alimentation à l'entrée des générateurs de vapeur.

En général, la température de l'eau d'alimentation est fixée par des études économiques de différents cycles et de différentes températures. En effet, il suffit, pour chaque température finale de réchauffage de l'eau (la répartition des soutirages intermédiaires étant optimale), de calculer la consommation et les charges de capital. Les parties de l'installation affectées par une variation de réchauffage sont les réchauffeurs, les tuyauteries d'eau, les pompes, les condenseurs et la chaudière même.

La température optimale de réchauffage peut également être déterminée à partir d'une extension de la condition d'optimum du dernier réchauffage.

La variation du prix f par kW installé peut s'exprimer de la façon suivante :

$$\frac{df}{f} = k_r \frac{dc}{c} + \frac{d\alpha_n}{\Delta} \quad (1.69)$$

Dans cette relation, le premier terme du second membre représente l'influence de la consommation sur la capacité du matériel k_r est de l'ordre de 0.31, le second terme représente l'influence directe de l'enthalpie finale de rechauffage ou du débit d'eau sur les générateurs de vapeur, les pompes et les tuyauteries.

La condition d'optimum est donnée par la relation suivante :

$$\frac{k_n \frac{dc}{c} + \frac{d\alpha_n}{\Delta}}{dc} + \frac{u}{R} = 0$$

ou

$$\left(\frac{uc}{R} + k_n \right) \frac{dc}{c} + \frac{d\alpha_n}{\Delta} = 0 \quad (1.70)$$

21 :

c = consommation moyenne.

u = coefficient d'utilisation.

1.4 : Influence du nombre et de la position des réchauffeurs.

1) Répartition Optimale des échauffements

Si l'on se fixe la température finale de réchauffage T_{opt} et le nombre n de réchauffeurs, il existe une répartition optimale des échauffements successifs qui rend minimale la somme des irréversibilités thermiques (par écart fini de températures) 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; en outre, lorsque cette dernière est en plusieurs corps, on profite souvent de la commodité offerte par le transvasement entre corps pour y pratiquer un soutirage. Aussi l'on se contente en général d'affecter aux réchauffeurs des accroissements d'enthalpie, aussi égaux que possible. En se fixant toujours une valeur de la température finale de réchauffage T_{opt} , il est évident que le rendement est d'autant plus élevé que, tout en respectant la répartition optimale ou une répartition voisine, le nombre n de réchauffeurs est plus grand puisque les écarts de température qui accompagnent les échanges thermiques diminueront. Cependant, le gain apporté par un réchauf-

leur supplémentaire se révèle d'autant moins substantiel que le nombre initial de réchauffeurs est déjà plus important.

2.) Température finale optimale du réchauffage T_{opt} .

Si on se fixe un nombre n de réchauffages en satisfaisant chaque fois à la répartition optimale, on trouve qu'il existe une température finale optimale T_{opt} . Plus généralement, on constate que l'amélioration du rendement rapportée au gain maximal, quit sensiblement, pour une valeur quelconque de n , la courbe de la figure (1.15) où l'on a retenu comme variable le rapport de l'accroissement total d'enthalpie de l'eau à son accroissement optimal. La température optimale T_{opt} dépend du nombre n de réchauffeurs et croît avec celui-ci. Pour $n = \infty$, on se trouverait dans le cas de soutirage continu, pour lequel on sait que $T_{opt} = t_v$ (t_v = température de vaporisation du cycle). Pour n fini, l'inutilité d'un une échangeur, qui porterait le réchauffage jusqu'à t_v , détermine l'accroissement optimal d'enthalpie si l'on assimile la répartition optimale à celle qui assure une égale élévation d'enthalpie dans chaque réchauffeur :

$$(1.71) \quad \Delta h_{opt} = h_{opt} - h_f = \frac{\eta}{n+1} (h_c - h_f)$$

où c et f désignent respectivement l'état de l'eau avant vaporisation et à la sortie du condenseur.

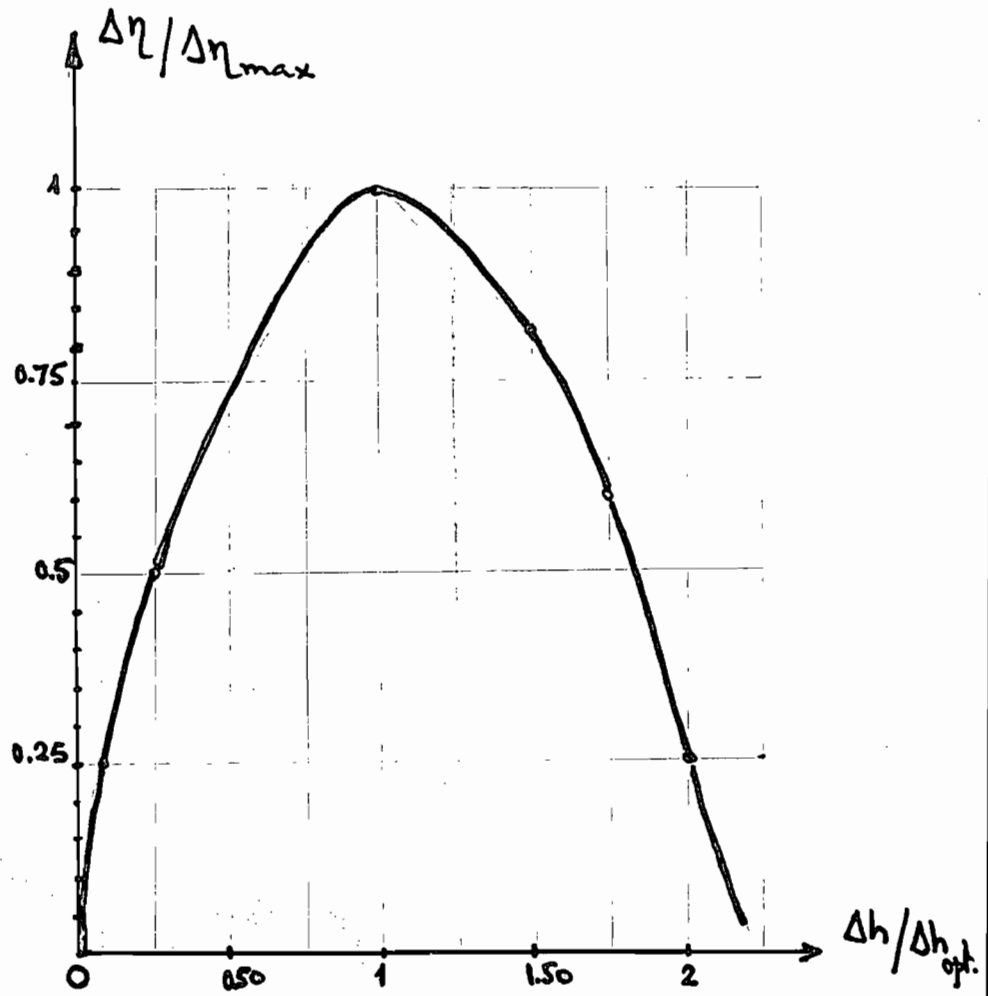


fig. 1.15 : Amélioration du rendement en fonction du rapport de l'accroissement total d'enthalpie de l'eau à son accroissement optimal.

3) Choix de la température finale optimale t_{opt} et du nombre n de réchauffeurs -

Il y a évidemment intérêt à réduire le coût du poste d'eau d'alimentation en arrêtant le réchauffage un peu avant la température optimale t_{opt} , car dans cette zone le rendement ne varie plus que très sensiblement. Par ailleurs, on sait que l'échauffement complémentaire de t_{opt} à 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; un réchauffage trop poussé contrarie donc la fonction de l'économiseur et peut pénaliser le rendement de la chaudière, soit exiger à rendement égal, une augmentation de la surface d'échange de l'économiseur et, par conséquent, de son prix. Ces dernières considérations d'ordre économique se conjuguent donc pour limiter le réchauffage à une température légèrement inférieure à l'optimum.

En ce qui concerne le nombre n de réchauffeurs, on peut remarquer que l'immobilisation provoquée par l'adoption de tout réchauffeur supplémentaire est d'autant plus faible qu'il y en a déjà un plus grand nombre, car leur surface totale d'échange est peu sensible au nombre n . Ainsi le nombre d'étages économiquement justifiable augmente avec la puissance du groupe.

On choisit en général :

- 4 à 5 réchauffeurs pour les groupes de 25 à 50 MW.
- 6 à 7 réchauffeurs pour les unités de puissance supérieure à 100 MW dont on attend un rendement poussé.

1.5 : Conséquences du réchauffage.

1) Gain de rendement.

L'effet essentiel du réchauffage est d'améliorer le rendement. Le gain ainsi obtenu, en respectant la température optimale, se chiffre dans les cas particuliers suivants à :

- 11% pour $p = 45$ bars, $t = 450^\circ\text{C}$, 5 réchauffeurs.
- 12.5% pour $p = 85$ bars, $t = 480^\circ\text{C}$, 7 réchauffeurs,
- 14% pour $p = 170$ bars, $t = 500^\circ\text{C}$, 7 réchauffeurs.

2) Augmentation de la consommation de vapeur.

La consommation de vapeur augmente sous l'effet du réchauffage, puisqu'au cycle de base, on superpose des cycles dont la détente n'est que partielle et qui produisent, par unité de masse, un travail moindre. Ainsi pour une puissance installée donnée, la chaudière coûtera plus cher et sera plus volumineuse.

3) Diminution de la surface de condenseur.

Contrairement au débit admission, celui qui arrive au condenseur diminue car, avec l'élévation de rendement, la quantité de chaleur rejetée à la source froide décroît. Il en résulte une économie sur le prix du condenseur, qui

compense en partie le coût du poste d'eau.

4) Gain de construction et limite de puissance.

La modification des débits à l'intérieur de la turbine tend à élever son rendement.

En effet, l'accroissement du débit admission améliore l'allongement des étages HP et la réduction du débit échappement diminue, dans le travail total recueilli, l'importance des derniers étages BP dont le rendement est fortement affecté par l'humidité de la vapeur.

Enfin, le réchauffage révèle la puissance maximale des groupes, limitée par la plus grande section de passage qui puisse être mécaniquement offerte à la vapeur dans la dernière roue BP.

Lors du réchauffage discontinu, le gain réalisé reste inférieur à celui qu'apporterait un réchauffage continu théorique. La raison de l'infériorité du réchauffage discontinu réside dans l'irréversibilité due à l'écart fini de température existant nécessairement entre la vapeur soutirée, constituant le fluide chauffant, et l'eau. Cet écart est relativement faible pour les premiers réchauffeurs utilisant de la vapeur prélevée en zone humide, mais s'aggrave lorsqu'on doit recourir à la vapeur surchauffée; il diminue, toutes choses égales par ailleurs, lorsqu'on multiplie le nombre d'étages de réchauffage. C'est d'ailleurs

l'existence d'un tel écart qui limite l'effet utile du réchauffage à une température finale inférieure à la température de vaporisation de la chaudière.

D'autres facteurs d'irréversibilité viennent encore, en pratique, réduire l'amélioration du rendement. Ils tiennent :

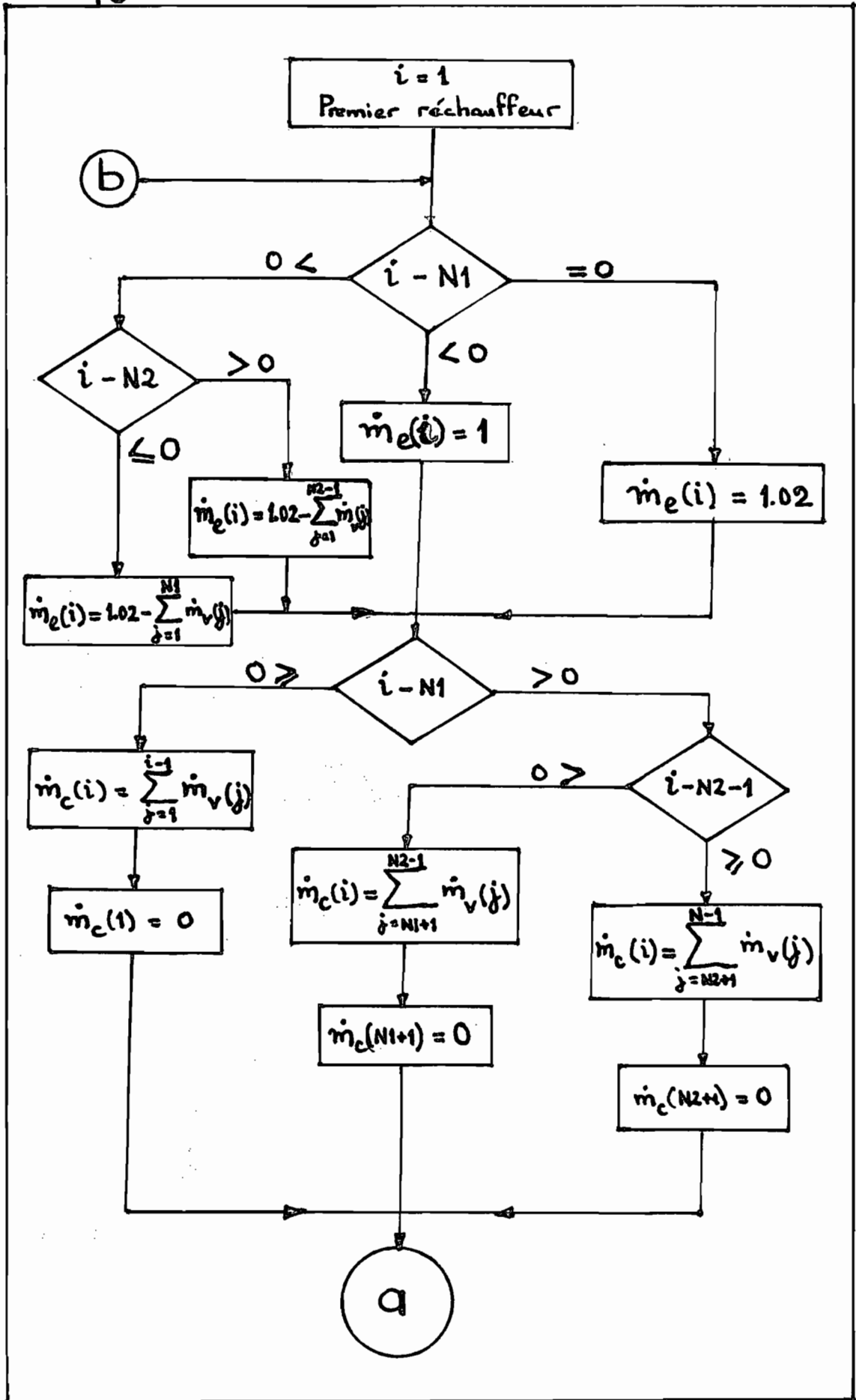
- à certains problèmes de fonctionnement qui font préférer, pour la plupart des réchauffeurs, le processus d'échange par surface à celui par mélange, ce qui accroit les écarts de température ;
- aux pertes de charge existant inévitablement sur les tuyauteries de vapeur, entre soutirages et réchauffeurs.

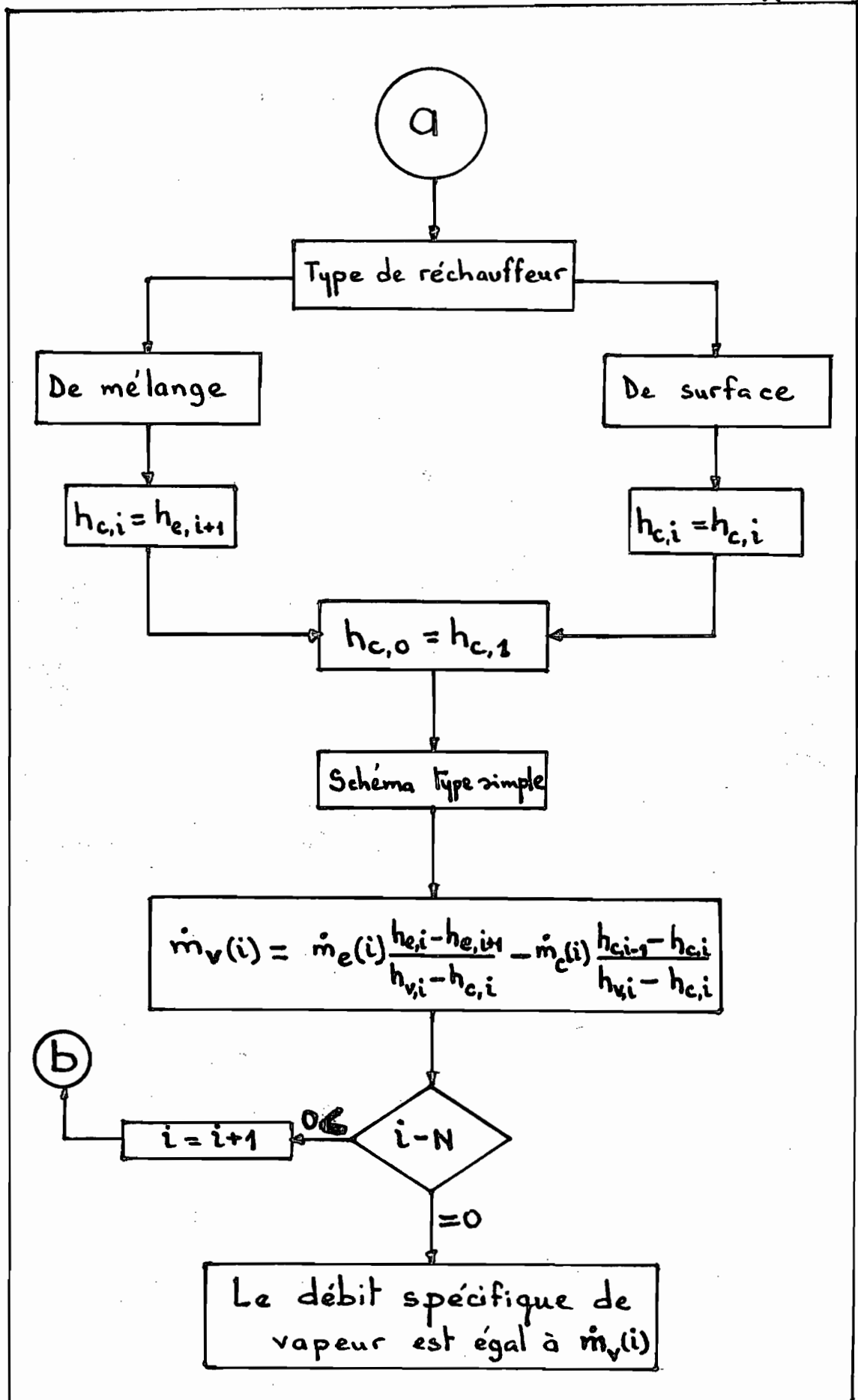
1.6: Evaluation du débit spécifique de vapeur.

Nous allons faire cette évaluation du débit spécifique de vapeur, sous la forme d'un algorithme, afin, d'avoir une méthode de calcul rapide et applicable à plusieurs conditions. Pour ce faire, nous allons définir au préalable, les paramètres et variables utilisés.

Définition des variables et paramètres

- $h_{c,i}$ = enthalpie du condensat évacué du préchauffeur i .
- $h_{e,i}$ = enthalpie de l'eau d'alimentation à la sortie du préchauffeur i .
- $h_{v,i}$ = enthalpie de la vapeur à la prise i de la turbine (au soutirage i).
- i, j = compteurs d'étape
- $\dot{m}_c(i)$ = débit de condensat (purgé) à la sortie du réchauffeur i .
- $\dot{m}_e(i)$ = débit d'eau à la sortie du réchauffeur i .
- $\dot{m}_v(i)$ = débit spécifique de vapeur du réchauffeur i .
- N = nombre de réchauffeur
- $N1$ = numéro d'ordre du dégaugeur (rang dans la suite des appareils)
- $N2$ = numéro d'ordre du réchauffeur qui a une pompe de recirculation (rang dans la suite des appareils) -





2.1: Rendement énergétique et bilan énergétique.

Pour apprécier le fonctionnement de notre installation, la méthode la plus simple consiste à comparer l'énergie produite (l'énergie électrique) à l'énergie dépensée, pendant la même durée sous forme de chaleur. Malgré leur différence de nature, ces deux quantités d'énergie peuvent évidemment être exprimées au moyen de la même unité; s'il en est ainsi, le rapport de la première de ces quantités à la seconde est le rendement énergétique ou rendement thermique de l'installation. Il est bien entendu que la valeur du rendement énergétique dépend à la fois de la nature de l'installation, de ses conditions de fonctionnement et du degré de perfection des appareils dont elle est composée. La connaissance du rendement énergétique (ou, ce qui revient au même, de la consommation spécifique, qui est la consommation de chaleur par unité d'énergie produite) est utile pour la détermination du prix de revient de l'énergie produite (électricité), pour la comparaison de l'installation considérée avec d'autres installations analogues, etc.... Mais cette connaissance, à elle seule, ne suffit pas pour permettre d'améliorer une installation existante, ni pour déterminer les perfectionnements qui pourraient être apportés aux installations futures. Pour atteindre ce double objectif, il est nécessaire d'analyser le fonctionnement de l'installa-

-tion, c'est à dire 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 la chaleur dépensée et à noter successivement toutes les quantités de chaleur qui sont transmises en pure perte à l'atmosphère, à l'eau de circulation, à l'huile etc...

En déduisant la somme de ces pertes de la quantité de chaleur dépensée, on obtient, conformément au premier principe de la thermodynamique, la quantité de chaleur transformée en énergie mécanique ou électrique.

Il est clair que toute diminution de la somme des pertes entraîne un accroissement de la quantité d'énergie utile (l'exergie), de sorte qu'un examen des différentes pertes peut fournir des indications sur les moyens d'accroître l'exergie, donc le rendement énergétique de l'installation. C'est cette décomposition de la dépense de chaleur qui forme le bilan énergétique de l'installation considérée.

2.2 : Intervention du deuxième principe de la Thermodynamique.

L'analyse du fonctionnement de l'installation à l'aide de son bilan énergétique est tout à fait correcte, car, comme nous venons de le signaler, elle est conforme au premier principe de la thermodynamique; mais elle est néanmoins incomplète car elle ne tient pas compte du deuxième principe.

CHAPITRE 2 :

ANALYSE ÉNERGÉTIQUE.

Rappelons que le premier principe consiste à constater une équivalence entre le travail et la quantité de chaleur qui a servi à la production de celui-ci ; mais il n'en résulte pas que toute quantité donnée de chaleur puisse être transformée entièrement en travail - En effet, selon le deuxième principe la transformation de la chaleur en travail ne peut être que partielle, étant d'ailleurs bien entendu que le travail produit reste rigoureusement équivalent à la différence entre la quantité de chaleur initiale et la quantité de chaleur restante. Le même principe ajoute que la fraction transformée en travail (pour une source froide donnée) varie dans le même sens que la température sous laquelle la chaleur considérée est disponible ; de ce point de vue, toute quantité de chaleur a une valeur qui est fonction directe de la température.

L'insuffisance du bilan énergétique réside précisément dans le fait qu'il ne tient compte que des quantités de chaleur, et non de la valeur de celles-ci ; en d'autres termes, ce bilan ne fait que traduire la loi de la conservation de l'énergie, mais ne tient pas compte de la dégradation de l'énergie thermique à mesure de l'abaissement de la température sous laquelle elle est disponible.

L'intervention du deuxième a pour effet d'affecter toute quantité de chaleur d'un coefficient tenant compte de la valeur de celle-ci, et c'est cette correction qui entraîne une substitution au bilan

énergétique du bilan qu'on appelle exergétique.

2.3 : Bilan énergétique d'un réchauffeur.

Du côté vapeur, règne une pression égale à la pression de soutirage p_{vs} diminuée de la perte de charge Δp de la tuyauterie entre la turbine et le réchauffeur (de l'ordre de 5%), qui définit la température de saturation (c'est-à-dire de condensation) T_c .

Le débit \dot{m}_e d'eau d'alimentation entre à la température T_i (enthalpie h_i) et sort à la température T_f (enthalpie h_f), alors que le débit \dot{m}_{vs} de soutirage est introduit à l'état de vapeur avec l'enthalpie totale h_{vs} existant à l'endroit du prélèvement dans la turbine, et quitte l'échangeur à l'état de condensat à l'enthalpie h_p , parallèlement sa température passe de T_{vs} à T_p .

Pour le calcul d'un étage de réchauffage, sont connus :

- l'état de l'eau à l'entrée (T_i, h_i),
- l'état de la vapeur soutirée (T_{vs}, h_{vs}) et la pression $p'_{vs} = p_{vs} - \Delta p$ qui détermine T_c .
- l'efficacité de l'échangeur qui est, en pratique, caractérisée

par :

* l'écart terminal : $\Delta T_f = T_f - T_c$, qui fixe T_f et l'enthalpie h_f à la pression du circuit d'alimentation - Notons que cet écart est nul pour un réchauffeur à mélange.

* l'écart : $\Delta T_p = T_p - T_i$ du refroidisseur des purges, lorsque celui-ci existe, qui détermine h_p à la pression $p'_{vs} = p_{vs} - \Delta p$. (Il est couramment de 5 à 7°C).

Dans le bilan énergétique, il faut également tenir compte du refroidissement du débit \dot{m}_p des purges provenant du réchauffeur amont, de rang $(k+1)$, et arrivant donc à la température $T_f + (\Delta T_p)_{k+1}$ avec l'enthalpie $(h_p)_{k+1}$.

En général, $(\Delta T_p)_{k+1} = (\Delta T_p)_k$.

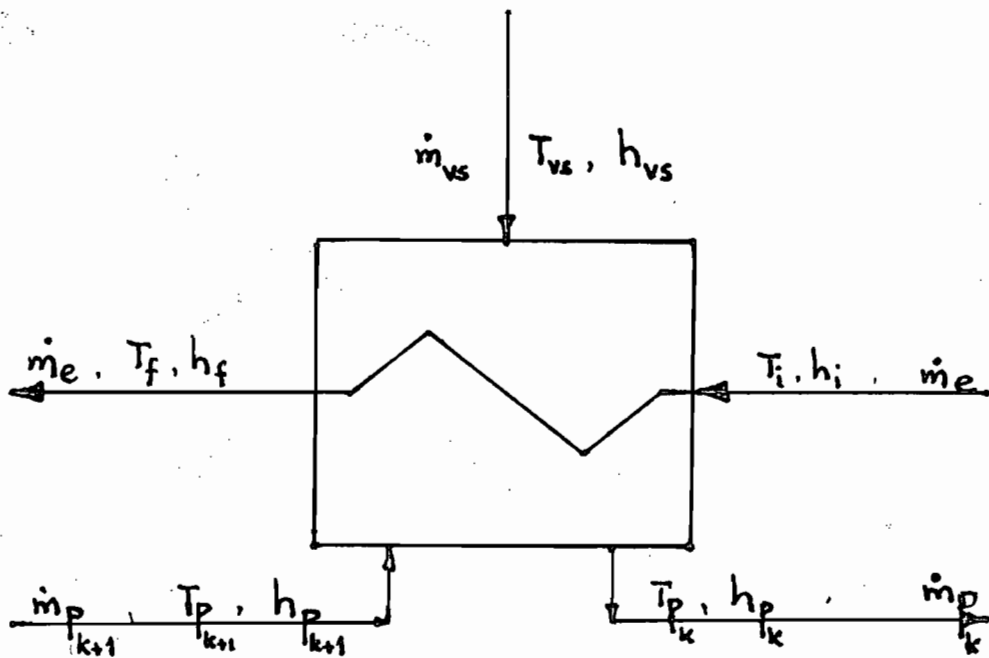
Finalement on écrit :

$$(2.1) \quad \dot{m}_e (h_f - h_i) = \dot{m}_{vs} (h_{vs} - h_{p_k}) + \dot{m}_{p_{k+1}} (h_{p_{k+1}} - h_{p_k})$$

On peut aussi tenir compte, dans le bilan énergétique (thermique), de la chaleur perdue par rayonnement (qu'on évalue en général à 0.5% de la chaleur échangée).

Dans ce cas, on écrit :

$$(2.2) \quad 0.995 \dot{m}_e (h_f - h_i) = \dot{m}_{vs} (h_{vs} - h_{p_k}) + \dot{m}_{p_{k+1}} (h_{p_{k+1}} - h_{p_k})$$



CHAPITRE 3 :

ANALYSE ÉXERGÉTIQUE.

3.1: Exergie et bilan exergetique.

L'expression "valeur de l'énergie" doit évidemment être précisée, car cette valeur dépend de l'usage qu'on veut faire de l'énergie disponible. Dans le cas considéré ici, la valeur de toute quantité d'énergie thermique est mesurée par la quantité de travail qu'elle permet d'obtenir; le maximum de ce travail porte le nom d'énergie utilisable ou exergie. D'une manière générale, l'exergie dépend de la nature du fluide porteur de la quantité de chaleur considérée. Mais il est important de signaler que cette exergie dépend également de la source froide disponible; ainsi, quelle que soit la nature du fluide considéré, si celui-ci se trouve en équilibre de température et de pression avec la source froide, son exergie est nulle.

En remplaçant, dans un bilan énergétique, les quantités de chaleur par les exergies correspondantes, on obtient le bilan exergetique de l'installation considérée.

Les termes figurant dans le bilan exergetique sont, en plus de l'énergie mécanique (ou électrique) réellement fournie, les différentes pertes d'exergie. Ces pertes sont dues principalement à l'irréversibilité des transformations subies par le fluide. Il est à noter également que la comparaison des bilans énergétique et exergetique comporte une certaine particularité qu'il est important de ne pas perdre

de vue. Le bilan énergétique traduit essentiellement le principe de la conservation de l'énergie, étant entendu que les différentes formes de celle-ci sont équivalentes entre elles; il est donc tout naturel que la somme des termes figurant dans ce bilan (c'est-à-dire la somme des pertes et de l'énergie transformée en travail (ou en électricité)) soit égale à l'énergie initiale.

Le bilan exergétique traduit, au contraire, non pas la conservation de l'énergie, mais la dégradation de celle-ci; l'exergie peut donc diminuer, sans que cette diminution soit accompagnée production de travail, ni qu'elle laisse une trace quelconque autre qu'un accroissement d'entropie.

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

Signalons dès à présent que la comparaison des bilans énergétique et exergétique relatifs à la même installation fait ressortir des différences très importantes dans la répartition de l'apport initial d'énergie entre les différents postes, ce qui exclut toute possibilité d'établir entre les deux bilans une équivalence même approximative.

3.2 : Rendement exergetique

La substitution des exergies aux quantités de chaleur doit être effectuée non seulement dans l'analyse du fonctionnement d'une installation, mais aussi dans l'expression du rendement de celle-ci. Tandis que le rendement énergétique est défini par le rapport de l'énergie produite 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. Notons que, dans certains cas, la valeur numérique du rendement énergétique peut être notablement supérieure à celle du rendement exergetique. Cette différence s'explique par le fait que le premier de ces rendements n'impute pas à l'installation considérée les limitations qui sont imposées par le deuxième principe de la Thermodynamique et ne tient compte que des pertes dues à la forme choisie pour le cycle thermique, aux imperfections des machines et des échangeurs de chaleur. De même que le bilan exergetique permet, mieux que le fait le bilan énergétique, d'apprécier l'importance des pertes ayant lieu dans les différentes parties de l'installation, le rendement exergetique fournit une appréciation globale de son degré de perfection, qui est plus rationnelle que celle qui est donnée par le rendement énergétique : la marge disponible pour le perfectionnement

de l'installation est donnée par l'écart entre l'unité et le rendement exergetique, et non entre l'unité et le rendement énergétique, et cela parce que même une installation parfaite ne peut produire une quantité d'énergie mécanique (ou électrique, ou autre) supérieure à la quantité d'exergie qu'elle consomme.

3.3: Conditions déterminant un rendement exergetique maximal.

Il est nécessaire d'effectuer une étude complète pour justifier du point de vue économique le choix d'un cycle particulier pour une application donnée. La tendance actuelle montre une progression continue vers des conditions initiales de températures et de pressions toujours plus élevées. Dans le choix des conditions initiales d'une centrale, il existe une vaste gamme de possibilités qui peuvent couvrir toutes les situations économiques imaginables.

La sélection et la disposition des composantes d'un cycle, dans le but d'améliorer l'efficacité du cycle de réchauffage constitue habituellement une façon économique d'augmenter le rendement global de la centrale.

L'objectif principal consistant à étudier les pertes d'exergie de la vapeur, sans tenir compte des autres (pertes d'exergie des pompes, procédés de combustion, pertes d'exergie dues aux fluides, etc...), l'efficacité de l'évolution (transformation) de la

vapeur entre la sortie et l'entrée des générateurs de vapeur lorsqu'elle réchauffe l'eau d'alimentation est donnée par la relation suivante :

$$\varepsilon = 1 - \frac{\Delta \dot{B}}{\Delta \dot{E}_b} \quad (3.1)$$

où : $\Delta \dot{B}$ = perte totale d'exergie dans les turbines et les réchauffeurs d'eau d'alimentation.

$\Delta \dot{E}_b$ = augmentation de l'exergie eau-vapeur dans les générateurs de vapeur.

La perte totale d'exergie dans les turbines et les réchauffeurs d'eau d'alimentation peut être déterminée à l'aide de l'équation suivante :

$$\Delta \dot{B} = \dot{m}_c (h_{c_i} - h_{c_o}) + \dot{m}_{t_b} T_0 (s_{t_b_i} - s_o^{(n)}) \quad (3.2)$$

où :

\dot{m}_c = débit d'eau à la sortie du condenseur,

h_{c_i} = enthalpie de la vapeur à l'entrée du condenseur,

h_{c_o} = enthalpie de l'eau à la sortie du condenseur,

\dot{m}_{t_b} = débit de vapeur à l'entrée de la turbine,

T_0 = température ambiante

$s_{t_b_i}$ = entropie de la vapeur à l'entrée de la turbine,

$s_o^{(n)}$ = entropie de l'eau à la sortie du $n^{\text{ème}}$ réchauffeur et à l'entrée des générateurs de vapeur.

tandis que l'augmentation de l'exergie eau-vapeur dans les générateurs de vapeur s'explique ainsi :

$$\Delta \dot{E}_b = \dot{m}_{tb} \left[(h_{tb_i} - h_o^{(n)}) - T_o (s_{tb_i} - s_o^{(n)}) \right] \quad (3.3)$$

où :

h_{tb_i} = enthalpie de la vapeur à l'entrée de la turbine,
 $h_o^{(n)}$ = enthalpie de l'eau d'alimentation à la sortie
 du $n^{\text{ème}}$ réchauffeur et à l'entrée des générateurs
 de vapeur -

L'équation (3.1) peut donc s'écrire de la façon suivante :

$$\varepsilon = 1 - \frac{\Delta \dot{B}}{\Delta \dot{E}_b} = 1 - \mu = 1 - (\mu_1 - \mu_2) \quad (3.4)$$

sachant que :

$$\mu = \frac{\Delta \dot{B}}{\Delta \dot{E}_b} \quad (3.5)$$

$$\mu_1 = \frac{\dot{m}_c (h_{ci} - h_{c,o})}{\dot{m}_{tb} \left[(h_{tb_i} - h_o^{(n)}) - T_o (s_{tb_i} - s_o^{(n)}) \right]} \quad (3.6)$$

$$\begin{aligned} \mu_2 &= \frac{\dot{m}_{tb} T_o (s_{tb_i} - s_o^{(n)})}{\dot{m}_{tb} \left| (h_{tb_i} - h_o^{(n)}) - T_o (s_{tb_i} - s_o^{(n)}) \right|} \\ &= \frac{T_o (s_{tb_i} - s_o^{(n)})}{\left| (h_{tb_i} - h_o^{(n)}) - T_o (s_{tb_i} - s_o^{(n)}) \right|} \end{aligned} \quad (3.7)$$

L'efficacité ε a donc une valeur maximale lorsque μ est minimal. Il est à noter cependant que le paramètre μ_2 ne dépend pas du nombre de réchauffeurs. Si l'enthalpie et l'entropie du fluide à l'entrée et à la sortie du condenseur, des générateurs de vapeur et des turbines sont constants, les équations (3.6) et (3.7) deviennent :

$$\mu_1 = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_b} C_1 \quad (3.8)$$

$$\mu_2 = C_2, \quad (3.9)$$

de sorte que l'efficacité ε atteindra également un maximum lorsque μ_1 sera minimal, c'est-à-dire sous les conditions suivantes :

$$h'_o - h_{co} = h''_o - h_o = \dots = \frac{h_o^{(n)} - h_{co}}{n} \quad (3.10)$$

où $h''_o, h'_o, \dots, h_o^{(n-1)}$ et $h_o^{(n)}$ sont les enthalpies de l'eau à la sortie du second, du troisième, du $(n-1)^{\text{ème}}$ et du $n^{\text{ème}}$ réchauffeur respectivement.

Cette dernière équation, (3.10), déterminée à partir de la notion d'exergie, fait ressortir le principe déjà établi selon lequel, le rendement thermique est maximal lorsque l'intervalle totale de préchauffage est divisé en stades égaux.

CHAPITRE 4 :

ÉLABORATION et RÉSULTATS

DES CALCULS.

4.1: Elaboration des Calculs

Le but de ce présent travail est de faire une analyse exergetique du système d'eau d'alimentation d'une des tranches de la centrale thermique du CAP des Biches. Les pertes d'exergie évaluées à l'aide des relations développées au chapitre 1, sont une mesure des irréversibilités d'un système et que c'est à ce titre, qu'elles constituent un élément important pour le diagnostic et la comparaison de plusieurs systèmes.

Notre étude s'est limitée au calcul des pertes d'énergie et d'exergie des réchauffeurs BP1, BP2 et HP4 et à la détermination de leurs rendements énergétique et exergetique. En ce qui concerne le dégazeur, les opérations mathématiques deviennent très complexes et sont généralement laissés au manufacturier qui doit rencontrer un certain nombre de spécifications; c'est pour cette raison que nous avons calculé les pertes d'exergie dues au mélange des fluides seulement.

La plupart des calculs sont effectués à partir des bilans thermique et massique (figures C1, C2 et C3).

Il faut souligner également que nous n'avons pas déterminé les pertes dues à l'écoulement des fluides. L'ensemble des ces calculs se retrouve dans les annexes. Les résultats des différents calculs ci-haut mentionnés

permettent d'analyser le système, de déterminer sa vraie performance et de pouvoir le comparer à d'autres systèmes semblables. Il ne faut cependant pas oublier de tenir compte du point de vue économique. La solution idéale est un compromis entre les divers niveaux de comparaison considérés.

4.2 : Résultats des Calculs (Annexes B et C)

	Pertes d'énergie (kW)	Pertes d'exergie (kW)	rendement énergétique (%)	rendement exergétique (%)
Réchauffeur BP1	13.13	486.98	83.1	36.5
Réchauffeur BP2	32.0	276.37	81.6	66.86
Réchauffeur HP4	27.43	591.45	76.2	66.8
Dégazeur :	Pertes d'exergie dues au mélange des fluides = 562.26 kW.			
Soustractions :	Quantité d'exergie soustraite de la turbine = 6030 kW.			

CHAPITRE 5 :

CONCLUSIONS

ET

RECOMMANDATIONS.

Au terme de cette étude, il est important de tirer des conclusions et de proposer des recommandations sur le préchauffage de l'eau d'alimentation de notre tranche.

1) L'analyse exergétique faite en parallèle à celle énergétique, met en évidence la grande importance d'utiliser le concept de L'EXERGIE dans l'étude des installations énergétiques et, en premier lieu d'une centrale thermique.

L'étude faite, s'est limitée seulement à un des systèmes, mais parmi les plus importants, le système d'eau d'alimentation et s'est concentrée d'abord et surtout sur les réchauffeurs, donc sur les échangeurs de chaleur de surface, et sur le dégozeur, un échangeur de chaleur à mélange.

D'une manière délibérée, nous avons laissé de côté les pompes (de condensat et d'alimentation) et les pertes de charge dans la tuyauterie, le but de l'étude étant de connaître l'ampleur des irréversibilités dues au transfert de chaleur à une différence finie de température.

2) Une simple comparaison entre les bilans énergétiques et ceux exergétiques des équipements mentionnés, nous montre d'abord^{que} les rendements exergé

-tiques sont inférieurs aux rendements énergétiques, entre 15 à 20% pour les réchauffeurs BP2 et HP4; ce qui est en concordance avec les analyses similaires faites avec les échangeurs à tube à calandre (SHELL AND TUBE) - Tenant compte du bon isolement thermique des réchauffeurs, c'est probable que les pertes par radiation et par convection libre vers l'ambiance ne dépassent pas 1% des pertes totales. Nous pouvons donc affirmer que les pourcentages des pertes mentionnées proviennent surtout des irréversibilités causées par le transfert de chaleur à une différence finie de température.

Donc, la chaleur qui, est une énergie de transition, une énergie qui apparaît à la frontière des systèmes thermodynamiques est dégradée en passant du fluide chaud vers le fluide froid. La dégradation de la chaleur est mise en évidence par les pertes d'exergie et mesurée à l'aide des différences entre les rendements exergetiques et les rendements énergétiques.

La grande valeur de l'utilisation du concept de l'exergie, réside essentiellement dans sa propriété de réunir les deux principes de la Thermodynamique dans une seule méthode d'analyse quantitative qui donne une vue plus correcte sur les différents aspects d'un procédé.

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 l'influence; des pertes de charge, d'un côté dans les tubes, de l'autre côté dans le calandre, et des pertes dues au laminage des deux fluides en passant d'un équipement à l'autre. Mais les indications données dans la littérature technique de spécialité montrent qu'elles pourraient s'élever à moins de 10% de toutes les pertes d'exergie, les 90% restant, devraient se référer aux irréversibilités dues à l'échange de chaleur.

3) La même méthode de calcul, utilisée pour la détermination du rendement exergétique, donne une discrédance masquée entre les rendements des réchauffeurs BP.2 et HP4 d'une part et le rendement exergétique extrêmement bas du réchauffeur BP1 d'autre part.

La magnitude du rendement énergétique du réchauffeur BP.1 (83.1%) n'aurait pas permis d'envisager une baisse si accentuée du rendement exergétique (36.5%) - Cependant, on peut faire des hypothèses et essayer de trouver des explications à cette discrédance.

On ne peut pas parler d'un mal fonctionnement, ou

de tubes bouchés, ou fuites de vapeur ou d'eau, parce que les paramètres d'état sont les paramètres de design. Donc, dès le début, la situation était la même, le critère énergétique n'ayant pas constitué un critère de choix d'équipement.

En regardant de plus près, on se rend compte que le réchauffeur B.P.1 travaille dans le domaine le plus bas de température et pression et où, l'entropie du condensat est presque doublée. Le niveau relativement réduit des températures en jeu et la croissance accentuée de l'entropie laissent penser à une efficacité plus réduite du procédé et à des irréversibilités plus grandes. L'ensemble mène à un rendement énergétique assez bas qui pourra toujours remettre en question l'emplacement du réchauffeur B.P.1 et la position du soutirage correspondant.

Evidemment, une mesure des paramètres d'état en exploitation permettra une analyse plus approfondie et d'envisager des solutions de rechange.

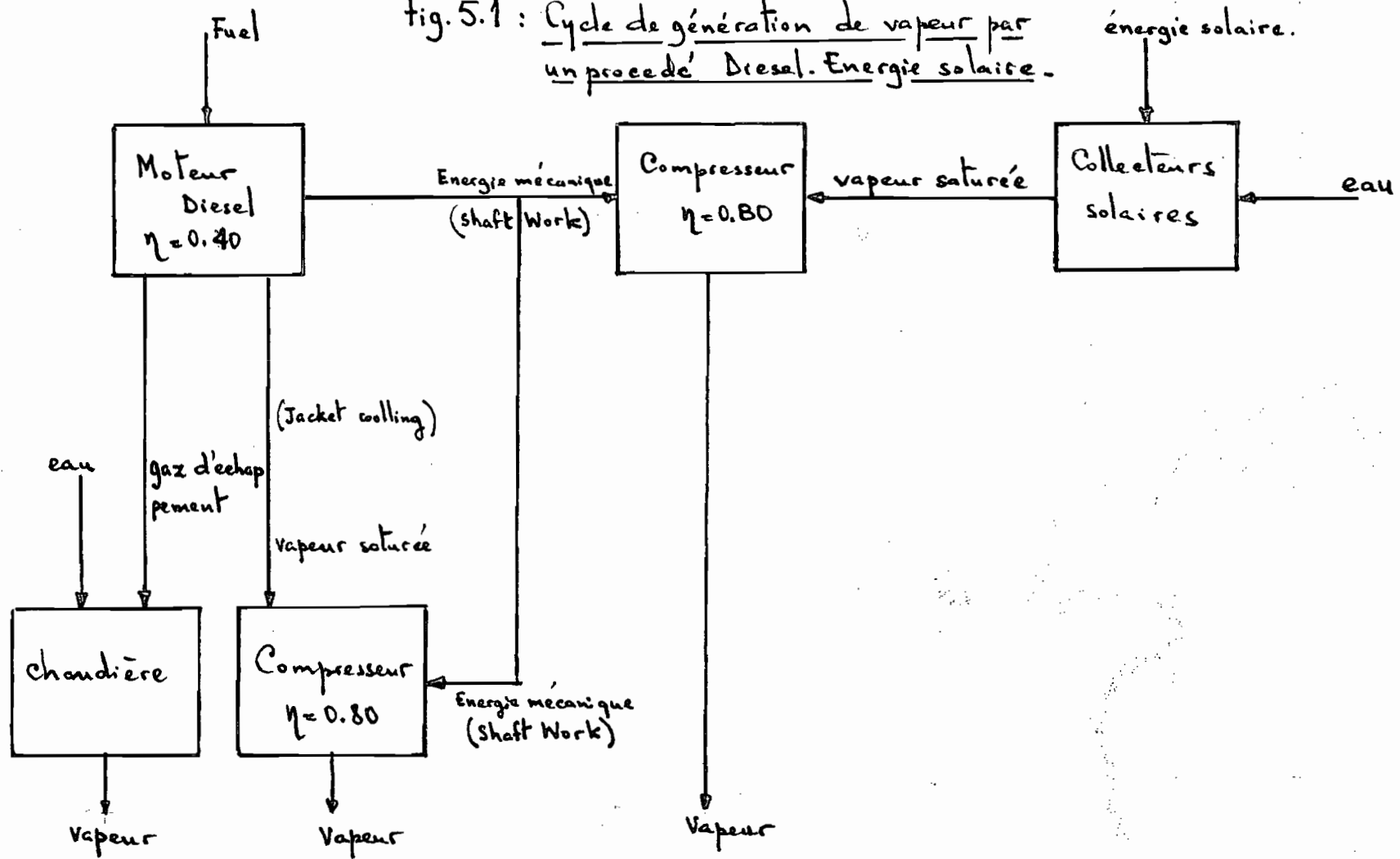
4) A partir des constatations faites précédemment, on peut envisager seulement comme hypothèse de calcul, le remplacement du soutirage de vapeur affecté au réchauffeur B.P.1 par une source de vapeur saturée d'origine solaire.

On pourra alors penser à un schéma combiné Diesel-Energie solaire qui a été utilisé aux Etats-Unis pour remplacer complètement les soutirages allant au réchauffeur BP.1.

Un collecteur solaire habituel (plat) peut produire de la vapeur saturée à basse pression, mais la vapeur peut être comprimée et surchauffée à l'aide d'un compresseur actionné par un moteur Diesel qui pourra produire trois fois plus de la vapeur pour la même consommation spécifique de combustible.

Le schéma présenté utilise aussi (pour la production de vapeur), les gaz d'échappement du moteur et la chaleur fournie par le refroidissement du compresseur.

fig. 5.1 : Cycle de génération de vapeur par un procédé Diesel. Energie solaire.



ANNEXES

ANNEXE A : Détermination des paramètres d'état aux points d'entrée et de sortie du circuit.

A.1 : Calcul des paramètres (fig A.1)

- ligne de soutirage 1-1'

Point 1 : $p = 16.37 \text{ bars}$, $t = 331.9^\circ\text{C}$, $h = 3108.28 \text{ kJ/kg}$

$$\begin{array}{l} S_{320^\circ\text{C}, 16\text{b}} = 6.953 \\ S_{320^\circ\text{C}, 18\text{b}} = 6.892 \end{array} \Rightarrow S_{320^\circ\text{C}, 16.37\text{b}} = 6.953 - \frac{6.953 - 6.892}{2} \times 0.37 = 6.942$$

$$\begin{array}{l} S_{340^\circ\text{C}, 16\text{b}} = 7.027 \\ S_{340^\circ\text{C}, 18\text{b}} = 6.966 \end{array} \Rightarrow S_{340^\circ\text{C}, 16.37\text{b}} = 7.027 - \frac{7.027 - 6.966}{2} \times 0.37 = 7.016$$

d'où :

$$S_{331.9^\circ\text{C}, 16.37\text{b}} = 6.942 + \frac{7.016 - 6.942}{20} \times 11.9 = 6.986$$

$$\underline{S_1 = 6.986 \text{ kJ/kgK}}$$

Point 1' : $t_{\text{sat}} = 200^\circ\text{C}$, $h = 2793 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ et $\underline{S = 6.438 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}}$

- ligne de soutirage 2-2'

Point 2 : $p = 6.44 \text{ bars}$, $t = 229.7^\circ\text{C}$ et $h = 2914.43 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$$\begin{array}{l} S_{6\text{b}, 220^\circ\text{C}} = 7.051 \\ S_{7\text{b}, 220^\circ\text{C}} = 6.973 \end{array} \Rightarrow S_{6.44\text{b}, 220^\circ\text{C}} = 7.051 - (7.051 - 6.973) \times 0.44 = 7.017$$

$$\begin{array}{l} S_{6.44\text{b}, 240^\circ\text{C}} = 7.135 \\ S_{7\text{b}, 240^\circ\text{C}} = 7.058 \end{array} \Rightarrow S_{6.44\text{b}, 229.7^\circ\text{C}} = 7.017 + \frac{7.135 - 7.017}{20} \times 9.7 = 7.058$$

$$\underline{S_2 = 7.058 \text{ kJ/kgK}}$$

Point 2' : $t_{\text{sat}} = 159.6^\circ\text{C}$, $p = 6.1146$ $h = 2757.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$$S_{2'} = S_{159.6^\circ\text{C}} = 6.7595 + \frac{6.7508 - 6.7595}{1} \times 0.6$$

$$\underline{S_{2'} = 6.754 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}}$$

Point 2''

$$t_{\text{sat}} = 159^\circ\text{C} , \underline{h_{2''} = 2757 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} \text{ et } \underline{S_{2''} = 6.7595 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}}$$

- ligne de soutirage 3-3'

Point 3: $t = 123.7^\circ\text{C}$ $p = 1.816$, $h = 2722.68 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$$S_{120^\circ\text{C}, 1.86} = 7.177 \text{ et } S_{140^\circ\text{C}, 1.86} = 7.279$$

$$S_{123.7^\circ\text{C}, 1.86} = 7.177 + \frac{7.279 - 7.177}{20} \times 3.7 = 7.196$$

$$\underline{S_3 = 7.196 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}}$$

Point 3' : $t_{\text{sat}} = 115.5^\circ\text{C}$, $p = 1.721 \text{ bars}$

$$h_{3'} = 2699 + \frac{2702 - 2599}{0.1} \times 0.021 = 2699 \text{ kJ/kg}$$

$$\underline{S_{3'} = 7.182 + \frac{7.163 - 7.182}{0.1} \times 0.021 = 7.178 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}}$$

- ligne de soutirage 4-4'

Point 4 : $p = 0.417 \text{ bar}$, $t = 76.9^\circ\text{C}$, $h = 2520.03 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$$\underline{S_4 = S_{0.46, 80^\circ\text{C}} = 7.690 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}}$$

Point 4' : $t_{\text{sat}} = 76.6^\circ\text{C}$ $p = 0.396 \text{ bar}$

$$h_{76.6^\circ\text{C}} = 2635.6 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{76.6^\circ\text{C}, 0.3966} = 2634 + \frac{2636 - 2624}{0.52} \times 0.016 = 2635.6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\underline{h_{4'} = 2635.6 \text{ kJ/kg}}$$

$$S_{75,6^\circ\text{C}} = 7.6815 + (7.6673 - 7.6815) \times 0.6 = 7.673$$

$$S_{0,396\text{b}, 75,6^\circ\text{C}} = 7.687 + \frac{7.673 - 7.687}{0.02} \times 0.016 = 7.673$$

$$\underline{S_{4'} = 7.673 \text{ kJ/kgK.}}$$

- Point ⑤ :

$$t = 40.9^\circ\text{C} ; h = 172.496 \text{ kJ/kg}$$

$$S_5 = 0.5723 + (0.5856 - 0.5723) \times 0.9 = \underline{0.5843 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}}$$

- Point ⑥ :

$$t = 70.6^\circ\text{C} \text{ et } h = 296.844 \text{ kJ/kg}$$

$$S = 0.9549 + (0.9672 - 0.9549) \times 0.6 = \underline{0.9623 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}}$$

- Point ⑦ : $t = 110.5^\circ\text{C}$ et $h = 464.316 \text{ kJ/kg}$

$$S = \frac{1}{2} (1.4184 + 1.4294) = \underline{1.4239 \text{ kJ/kgK}}$$

- Point ⑧ :

$$t = 159.6^\circ\text{C} \text{ et } h = 673.656 \text{ kJ/kg}$$

$$S = 1.9326 + (1.9427 - 1.9326) \times 0.6 = \underline{1.9387 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}}$$

point ⑧' $t = 161.4^\circ\text{C}$ $h = 686.216 \text{ kJ/kg}$

$$S_{8'} = 1.9527 + (1.927 - 1.9527) \times 0.4 = \underline{1.9567 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}}$$

- Point ⑨ : $t = 197.5^\circ\text{C}$ et $h = 844.06 \text{ kJ/kg}$

$$S_9 = (2.3024 + 2.3119) \times 0.5 = \underline{2.30715 \text{ kJ/kgK}}$$

- Point ⑩ $t = 171.4^\circ\text{C}$ et $h = 726.99 \text{ kJ/kg}$

$$S_{10} = 2.0515 + (2.0614 - 2.0515) \times 0.4 = \underline{2.05546 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}}$$

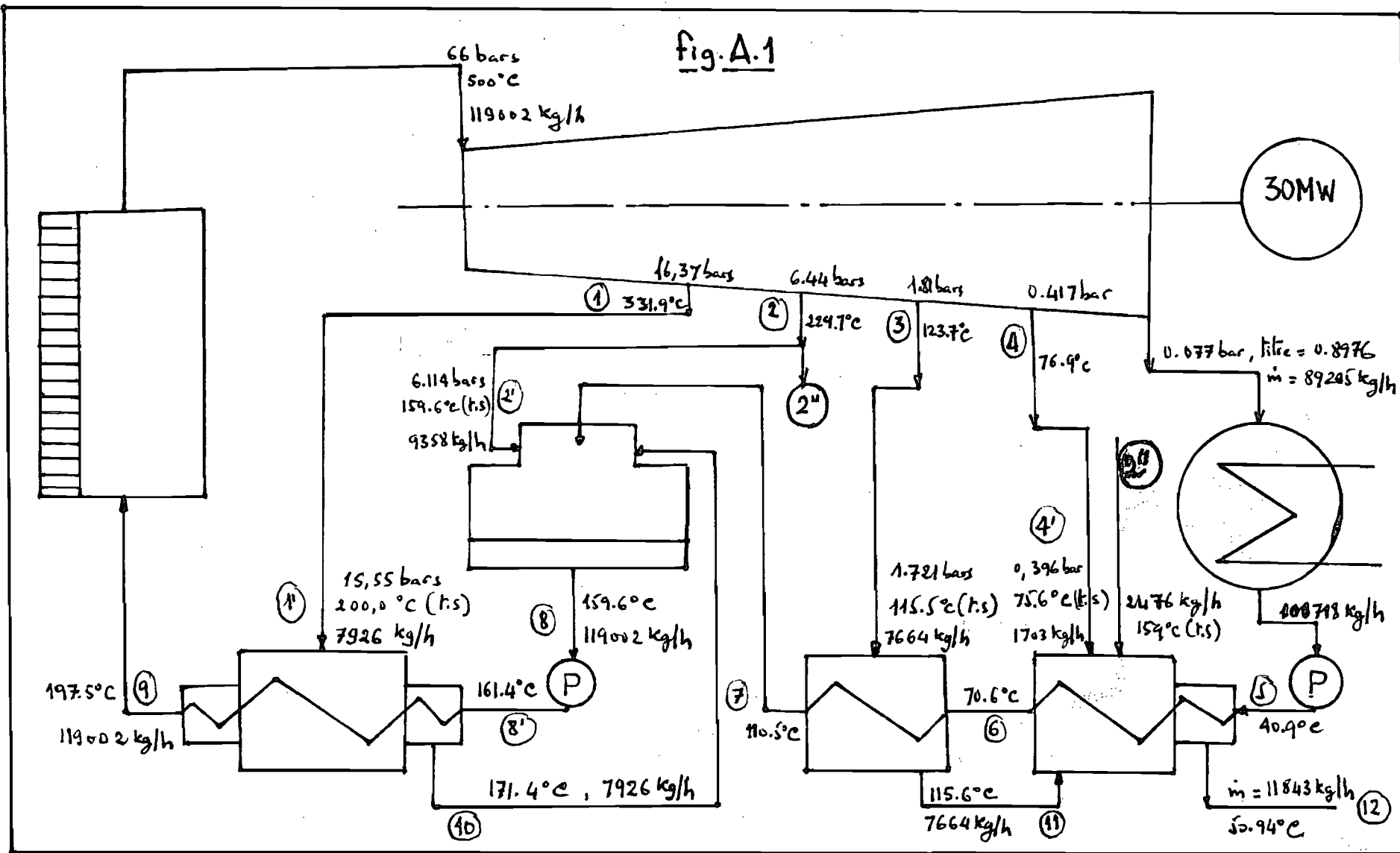
- Point (11) : $t = 115.6^\circ\text{C}$, $h = 484.83 \text{ kJ/kg}$

$$S_{11} = 1.4733 + (1.4842 - 1.4733) \times 0.6 = 1.4798 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

- Point (12) : $t = 50.94^\circ\text{C}$, $h = 213.108 \text{ kJ/kg}$

$$S_{12} = 0.7038 + (0.7167 - 0.7038) \times 0.94 = 0.71593 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

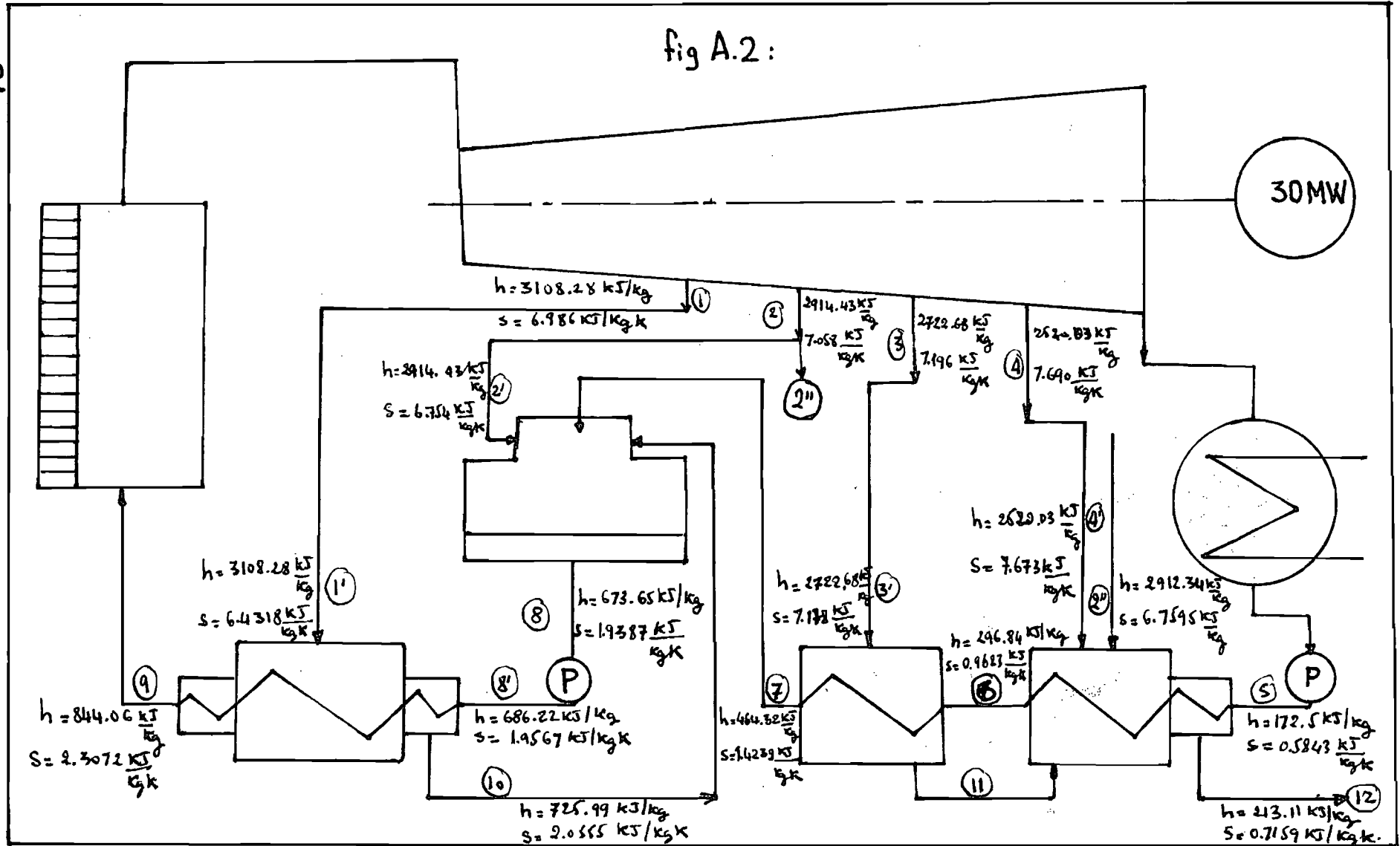
fig. A.1



A.2 : Tableau des résultats (fig. A2)

Paramètres Points ↓		H (kJ/kg)	m (kg/h)	P (bars)	S (kJ/kgK)	T (°C)
1 ^{er} soufflage	1	3108,28	7926	16,37	6.986	331.9
	1'	3108,28		15,55	6.4318	200,0
2 ^{es} soufflage	2	2914,43	9358	6.44	7.058	229.7
	2'	2914,43		6.114	6.754	159.6
	2''	2912,34	2476	—	6.7595	159
3 ^{es} soufflage	3	2722,68	7664	1.81	7.196	123.7
	3'	2722,68		1.721	7.178	115.5
4 ^{es} soufflage	4	2520,03	1703	0.417	7.690	76.9
	4'	2520,03		0.396	7.673	75.6
5		172,50	101718	—	0,5843	40.9
6		296,84	101718	—	0.9623	70.6
7		464,32	101718	—	1.4239	110.5
8	8	673,65	119002	—	1.9387	159.6
	8'	686,22		—	1.9567	161.4
9		844,06	119002	—	2.3072	197.5
10		726,99	7926	—	2.0555	171.4
11		484,83	7664	—	1.4798	115.6
12		213,11	11843	—	0.7159	50.94

fig A.2:



ANNEXE B: Calcul des quantités d'exergie -

B.1 : Quantités d'exergie soustraée

Notons que la température ambiante T_0 est prise égale à 30°C soit 303.15 K .

D'autre part l'exergie en un point quelconque (h, s) est donnée par la relation :

$$e = h - h_0 - T_0 (s - s_0)$$

où : h_0 et s_0 désignent respectivement l'enthalpie et l'entropie de l'entourage (à la température ambiante)

$$\text{nous avons : } e = h - T_0 s - [h_0 - T_0 s_0]$$

$$e = h - T_0 s$$

car $h_0 - T_0 s_0 = 0 =$ exergie de l'entourage.
(température ambiante)

On peut donc écrire :

$$e_1 = h_1 - T_0 s_1 = 3408.28 - 303.15 \times 6.986 = 990.47 \text{ kJ/kg}$$

$$e_{1'} = h_{1'} - T_0 s_{1'} = 3108.28 - 303.15 \times 6.4318 = 1158.48 \text{ kJ/kg}$$

$$e_2 = h_2 - T_0 s_2 = 2914.43 - 303.15 \times 7.058 = 774.8 \text{ kJ/kg}$$

$$e_3 = h_3 - T_0 s_3 = 2722.68 - 303.15 \times 7.196 = 541.21 \text{ kJ/kg}$$

$$e_{3'} = h_{3'} - T_0 s_{3'} = 2722.68 - 303.15 \times 7.178 = 546.67 \text{ kJ/kg}$$

$$e_4 = h_4 - T_0 s_4 = 2520.03 - 303.15 \times 7.690 = 188.8 \text{ kJ/kg}$$

$$e_{4'} = h_{4'} - T_0 s_{4'} = 2520.03 - 303.15 \times 7.673 = 193.96 \text{ kJ/kg}$$

$$e_{2''} = h_{2''} - T_0 s_{2''} = 2912.34 - 303.15 \times 6.7595 = 863.2 \text{ kJ/kg}$$

$$e_5 = h_5 - T_0 s_5 = 172.5 - 303.15 \times 0.5843 = -4.63 \text{ kJ/kg}$$

$$e_6 = h_6 - T_0 s_6 = 296.84 - 303.15 \times 0.9623 = 5.12 \text{ kJ/kg}$$

$$e_7 = h_7 - T_0 s_7 = 464.32 - 303.15 \times 1.4239 = 32.66 \text{ kJ/kg}$$

$$e_{8'} = h_{8'} - T_0 s_{8'} = 686.22 - 303.15 \times 1.9567 = 93.05 \text{ kJ/kg}$$

$$e_9 = h_9 - T_0 s_9 = 844.02 - 303.15 \times 2.3072 = 144.63 \text{ kJ/kg}$$

$$e_{10} = h_{10} - T_0 s_{10} = 725.99 - 303.15 \times 2.0555 = 102.86 \text{ kJ/kg}$$

$$e_{11} = h_{11} - T_0 s_{11} = 484.83 - 303.15 \times 1.4798 = 36.23 \text{ kJ/kg}$$

La quantité totale d'exergie soutirée est :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{soutirages}} &= e_1 + e_2 + e_{2''} + e_3 + e_4 \\ &= 188.8 + 990.47 + 774.8 + 541.21 + 863.2 \\ &= \underline{\underline{3358.48 \text{ kJ/kg}}} \end{aligned}$$

La perte de puissance due aux soutirages de vapeur dans la turbine est :

$$\begin{aligned} \dot{b}_{\text{soutirages}} &= \dot{m}_1 e_1 + \dot{m}_2 e_2 + \dot{m}_{2''} e_{2''} + \dot{m}_3 e_3 + \dot{m}_4 e_4 \\ &= 7926 \times 990.47 + 9358 \times 774.8 + 2476 \times 863.2 \\ &\quad + 7664 \times 541.21 + 1703 \times 188.8 \\ &= 21\,707\,686.66 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

$$\underline{\underline{\dot{b}_{\text{soutirages}} = 6030 \text{ kW}}}$$

ANNEXE C : Calcul des pertes d'énergie et d'exergie
et des rendements énergétique et exergetique.

Tout d'abord, notons que la température ambiante considérée est égale à 30°C soit 303.15 K.

C.1 : Réchauffeur BP1 (fig. C1)

C.1.1 : Pertes d'énergie et rendement énergétique

a) la perte d'énergie du réchauffeur est donnée par la relation :

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{BP1} &= (\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_1 h_1) - [\dot{m}_5 (h_6 - h_5) + \dot{m}_{12} h_{12}] \\ &= (1703 \times 2520,03 + 2476 \times 2912,34 + 7664 \times 484,83) \\ &\quad - [101718 (296,84 - 172,5) + 11843 \times 213,11] \\ &= 15218761,86 - 15171477,85 = 47284,01 \text{ KJ/h} \\ \dot{Q}_{BP1} &= 47284,01 \text{ KJ/h} \quad (\underline{13,13 \text{ kW}})\end{aligned}$$

b) le rendement énergétique de ce réchauffeur est donné par le rapport de l'énergie reçue par l'eau d'alimentation à travers le réchauffeur et celle disponible pour le réchauffeur

$$\begin{aligned}\eta_{\text{énerg. BP1}} &= \frac{\dot{m}_5 (h_6 - h_5)}{\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_1 h_1} \\ &= \frac{101718 (296,84 - 172,5)}{15218761,86} = \frac{12647616,12}{15218761,86}\end{aligned}$$

$$\underline{\eta_{\text{énerg. BP1}} = 0,831 = 83,1\%}$$

E4.2 : Pertes d'exergie et rendement exergetique.

a) La perte d'exergie du réchauffeur BP1 est donnée par la relation :

$$\dot{b}_{BP1} = \dot{m}_5 T_0 (s_6 - s_5) + \dot{m}_4 T_0 (s_{12} - s_{4'}) + \dot{m}_{2''} T_0 (s_{12} - s_{2''}) + \dot{m}_{11} T_0 (s_{12} - s_{11})$$

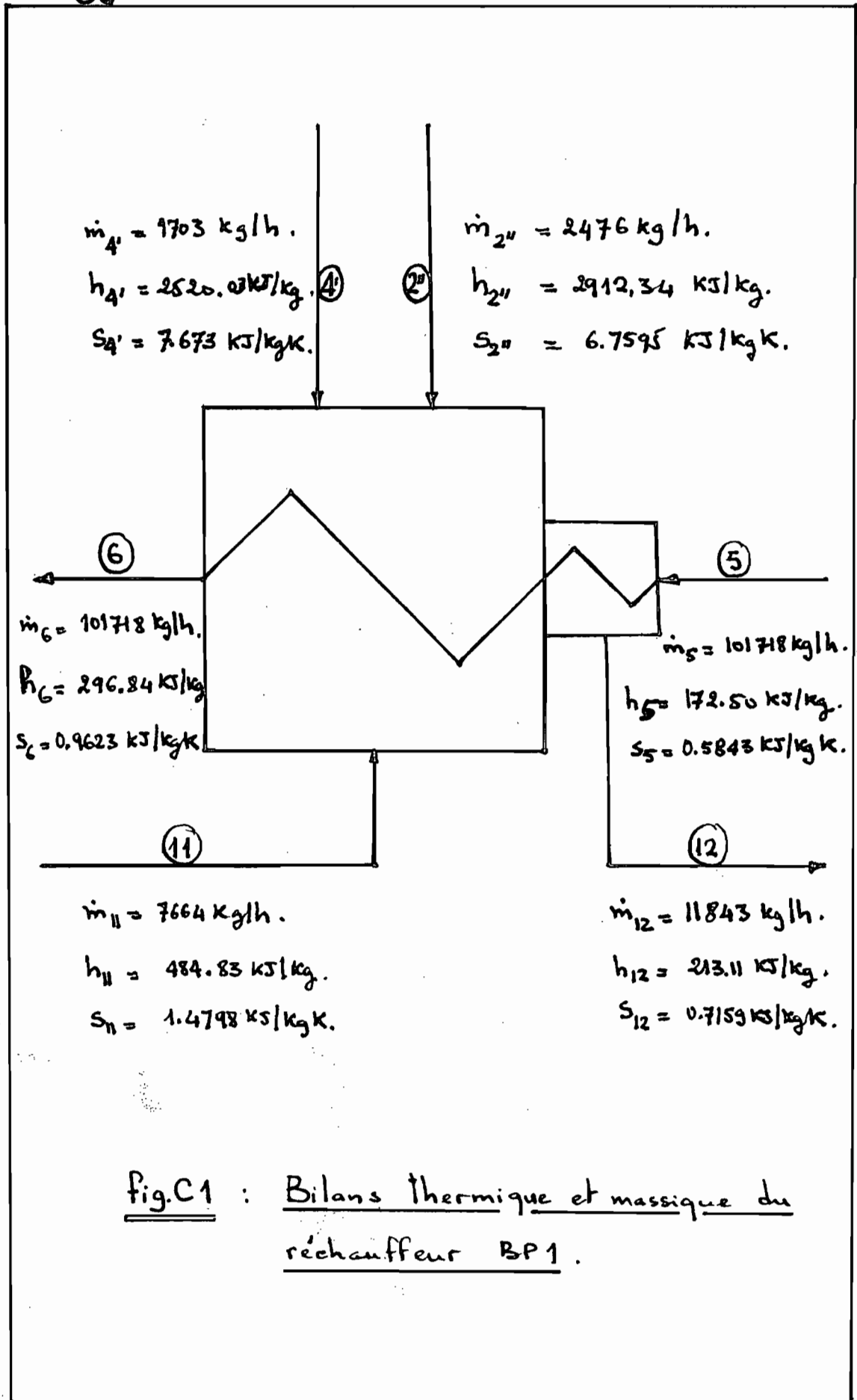
$$\dot{b}_{BP1} = 101718 \times 303.15 (0.9623 - 0.5843) + 1703 \times 303.15 (0.7159 - 7.693) + 2476 \times 303.15 (0.7159 - 6.7595) + 7664 \times 303.15 (0.7159 - 1.4798)$$

$$\dot{b}_{BP1} = \underline{\underline{1753110,235 \text{ kJ/h}}} \quad (\underline{\underline{486.975 \text{ kW}}})$$

b) le rendement exergetique est donné par la relation:

$$\begin{aligned} \eta_{\text{exerg. BP1}} &= \frac{\dot{m}_5 (e_6 - e_5)}{\dot{m}_4 e_{4'} + \dot{m}_{2''} e_{2''} + \dot{m}_{11} e_{11}} \\ &= \frac{101718 (5.12 + 4.63)}{1703 \times 193.96 + 2476 \times 863.2 + 7664 \times 32.66} \\ &= \frac{999750.5}{2717903.32} = 0,365 \end{aligned}$$

$$\underline{\underline{\eta_{\text{exerg. BP1}} = 36.5\%}}$$



C.2 : Réchauffeur BP2 (fig. C2)

C.2.1 : Pertes d'énergie et rendement énergétique.

a) la perte d'énergie est donnée par la relation :

$$\begin{aligned} \dot{q}_{BP2} &= m_3 h_{3'} - [m_6 (h_7 - h_6) + m_{11} h_{11}] \\ &= 7664 \times 2722,68 - [101718 (464,32 - 296,84) + 7664 \times 424,83] \\ \dot{q}_{BP2} &= \underline{\underline{115151,76 \text{ kJ/h}}} \quad (\underline{\underline{31,99 \text{ kW}}}) \end{aligned}$$

b) le rendement de ce réchauffeur est donné par le rapport :

$$\begin{aligned} \eta_{\text{énerg. BP2}} &= \frac{m_6 (h_7 - h_6)}{m_3 h_{3'}} \\ &= \frac{101718 (464,32 - 296,84)}{7664 \times 2722,68} \\ &= \frac{17035730,64}{20866649,52} = 0,816 \end{aligned}$$

$$\underline{\underline{\eta_{\text{énerg. BP2}} = 81,6\%}}$$

C.2.2 : Pertes d'exergie et rendement exergetique.

a) la perte d'exergie du réchauffeur BP2 est donnée par la relation :

$$\begin{aligned} \dot{b}_{BP2} &= m_6 T_0 (S_7 - S_6) + m_3 T_0 (S_{11} - S_{3'}) \\ &= 101718 \times 303,15 (1,4239 - 0,9623) + 7664 \times 303,15 (1,4778 - 1,172) \\ \dot{b}_{BP2} &= \underline{\underline{994945,575 \text{ kJ/h}}} \quad (\underline{\underline{276,37 \text{ kW}}}) \end{aligned}$$

b) Le rendement exergetique du réchauffeur BP2 est donné par le rapport :

$$\begin{aligned} \eta_{\text{exerg. BP2}} &= \frac{m_c (e_7 - e_6)}{m_3 e_3} \\ &= \frac{161718 (32.66 - 5.12)}{7664 \times 546.67} \\ &= \frac{2801313.72}{4189678.88} = 0,6686 \end{aligned}$$

$$\underline{\underline{\eta_{\text{exerg. BP2}} = 66,86\%}}$$

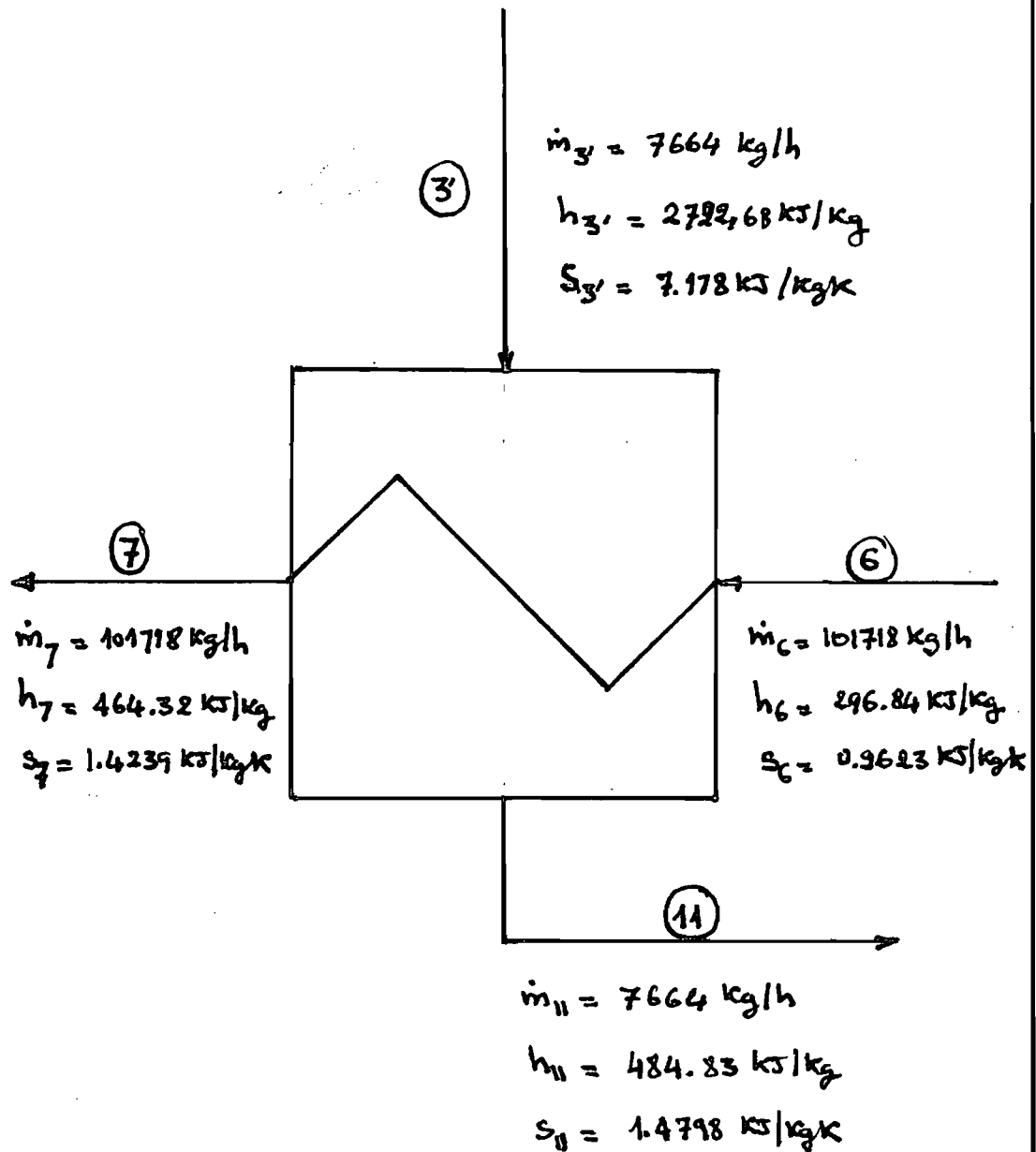


fig.C2 : Bilans thermique et massique du réchauffeur BP2.

C.3 : Le Dégazeur

En ce qui concerne le dégazeur, les opérations mathématiques deviennent très complexes et sont généralement laissées au manufacturier qui doit rencontrer un certain nombre de spécifications; c'est pour cette raison que nous nous limiterons à la détermination de la perte d'exergie due uniquement au mélange des fluides 2', 7 et 10.

Cette perte d'exergie est donnée par la relation :

$$\begin{aligned}\dot{B}_{\text{mél}} &= \dot{m}_2 e_{2'} + \dot{m}_7 e_7 + \dot{m}_{10} e_{10} - (\dot{m}_2 + \dot{m}_7 + \dot{m}_{10}) e_8 \\ &= \dot{m}_2 e_{2'} + \dot{m}_7 e_7 + \dot{m}_{10} e_{10} - \dot{m}_8 e_8\end{aligned}$$

$$e_{2'} = h_{2'} - T_0 S_{2'} = 2914.43 - 303.15 \times 6.754 = 866.98 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$e_8 = h_8 - T_0 S_8 = 673.65 - 303.15 \times 1.9387 = 85.933 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\begin{aligned}\dot{B}_{\text{mél}} &= 9358 \times 866.955 + 101716 \times 32.66 + 7926 \times 102.86 \\ &\quad - 119002 \times 85.933\end{aligned}$$

$$\underline{\underline{\dot{B}_{\text{mél}} = 2024144.264 \text{ kJ/h}}} \quad \left(\underline{\underline{562.26 \text{ kW}}} \right)$$

C.4 : Réchauffeur HP4 (fig.C3)

C.4.1 : Pertes d'énergie et rendement énergétique

a) la perte d'énergie de ce réchauffeur est donnée par la relation :

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{HP4} &= \dot{m}_1 (h_{11} - h_{10}) - \dot{m}_8 (h_9 - h_{8'}) \\ &= 7926 (3108.28 - 725.99) - 119002 (844.06 - 686.22)\end{aligned}$$

$$\dot{Q}_{HP4} = 98754.86 \text{ kJ/h} \quad (27.43 \text{ kW})$$

$$\underline{\underline{\dot{Q}_{HP4} = 98754.86 \text{ kJ/h} \quad (27.43 \text{ kW})}}$$

b) le rendement énergétique est donné par le rapport :

$$\begin{aligned}\eta_{\text{énerg HP4}} &= \frac{\dot{m}_8 (h_9 - h_{8'})}{\dot{m}_1 h_{11}} \\ &= \frac{119002 (844.06 - 686.22)}{7926 \times 3108.28} \\ &= \frac{18783275.68}{24636227.28} = 0.762\end{aligned}$$

$$\underline{\underline{\eta_{\text{énerg. HP4}} = 76.2 \%}}$$

C.4.2 : Pertes d'exergie et rendement exergetique

a) La perte d'exergie du réchauffeur HP4 est donnée par la relation

$$\begin{aligned}b_{HP4} &= \dot{m}_8 T_0 (s_9 - s_{8'}) + \dot{m}_1 T_0 (s_{10} - s_{11}) \\ &= 119002 \times 303.15 (2.3072 - 1.9567) + 7926 \times 303.15 (2.0665 - 6.4318)\end{aligned}$$

$$\dot{b}_{HP4} = 12644447.43 - 10515228.78 .$$

$$\underline{\underline{\dot{b}_{HP4} = 2129218.649 \text{ kJ/h} \quad (591.45 \text{ kW})}}$$

b) le rendement exergetique est donne par le rapport :

$$\begin{aligned} \eta_{\text{exerg. HP4}} &= \frac{\dot{m}_8 (P_9 - e_{8'})}{\dot{m}_1 e_1} \\ &= \frac{119002 (144.63 - 93.05)}{7926 \times 1158.48} \\ &= \frac{6138123.16}{9182112.48} = 0.668 \end{aligned}$$

$$\underline{\underline{\eta_{\text{exerg HP4}} = 66.8\%}}$$

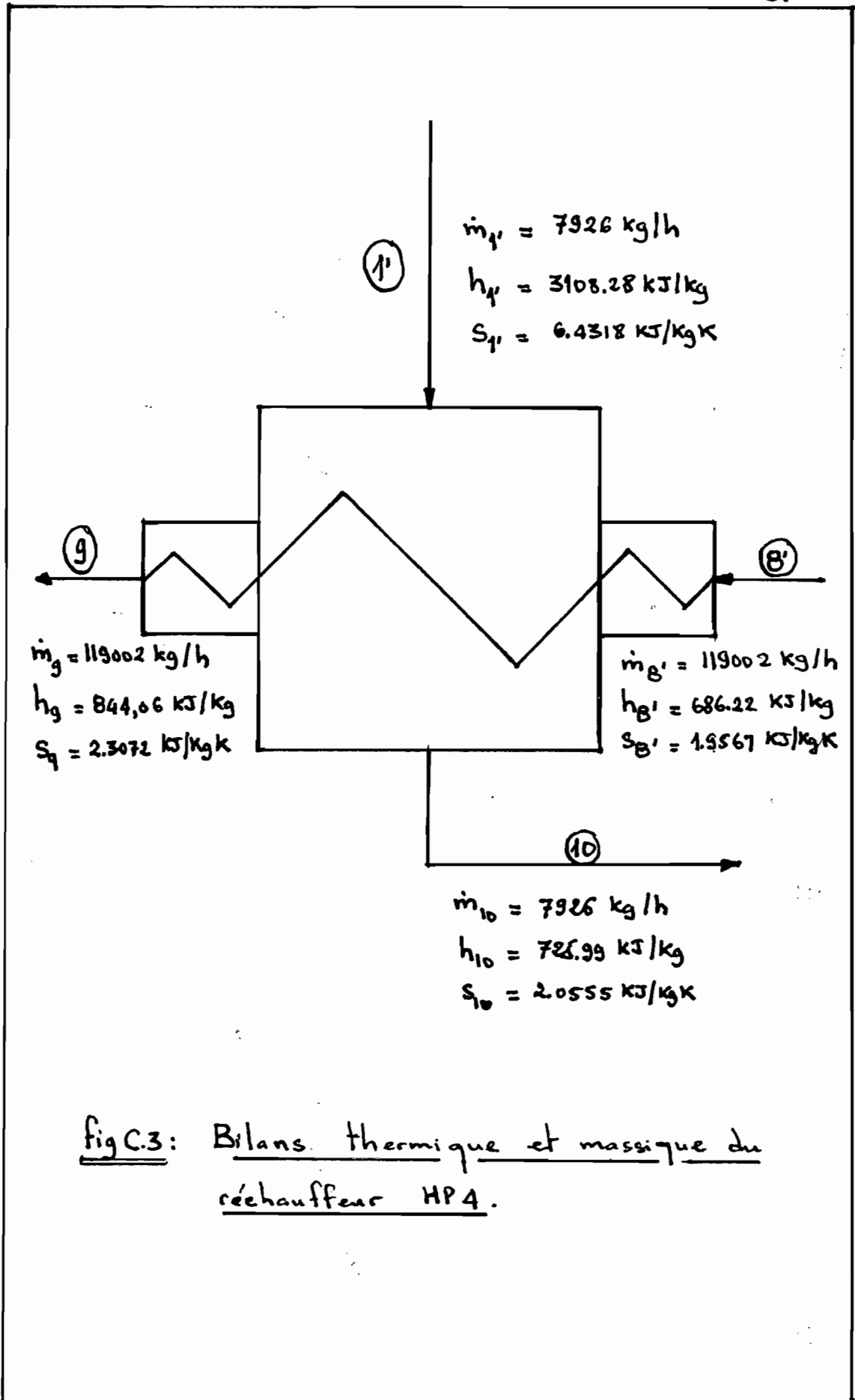
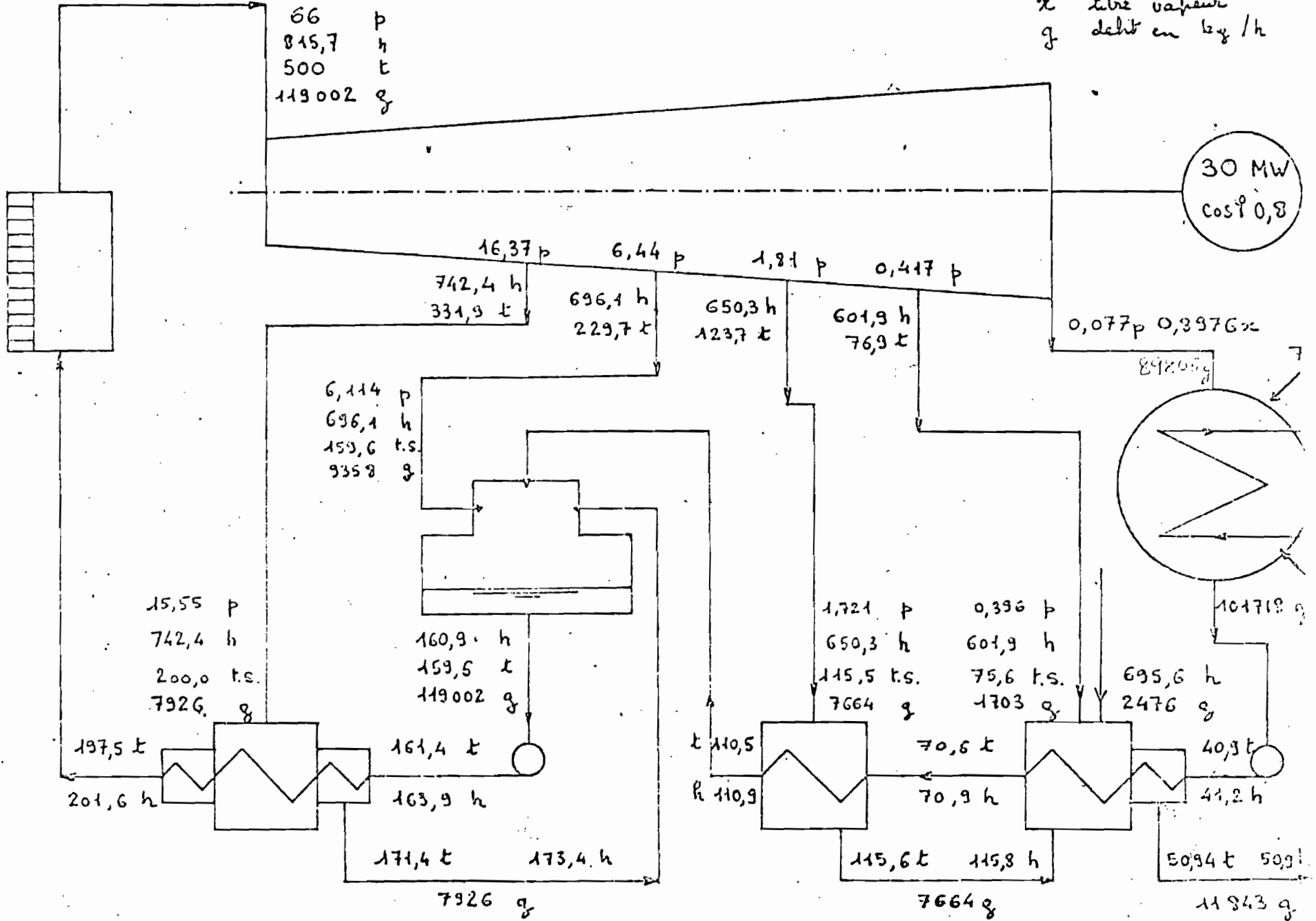


fig C.3: Bilans thermique et massique du réchauffeur HP4.

Dakar Cap des biches monocylindrique
 Marche à 30 MW sans distillation

T Temperature °C
 TS Temp. saturation °C
 h Enthalpie kcal/kg
 x litre vapeur
 g débit en kg/h



000012.03.73
 T 22247
 UNZ

BIBLIOGRAPHIE :

- 1 : Effectiveness of thermal processes and equipment using the exergy Concept.
R. Adrian CERNEA Ing., Ph. D
- 2 : Equipement thermique des usines génératrices d'énergie électrique.
J. RICARD 3^e édition. DUNOD, Paris 1962
- 3 : Guide de l'installation électrique
Merlin Gerin, 3^e édition Grenoble
Janvier 1982
- 4 : Principes de thermodynamique
Jean - Charles SISI
1981, Mac Graw-Hill
- 5 : Techniques de l'ingénieur A3
Bilans énergétiques par Paul CHAMBADAL
Docteur ingénieur
- 6 : Techniques de l'ingénieur B3
Echangeurs de chaleur par Gilbert Riollet

BIBLIOGRAPHIE (suite)

Gilbert Riollet ingénieur des Arts et Manufactures,
Master of Science, Professeur à L'Ecole
des Arts et Manufactures.

- 7: GYFTOULOULOS E.P. "Potential Fuel
Effectiveness in industry"
Ballinger Publishing Comp. 1
Cambridge. Mars, 1974.

Si modeste cette étude contribue à l'amélioration du système de réchauffage de l'eau d'alimentation, si elle permet à des responsables de l'insérer dans leur expérience personnelle, alors acceptons-nous les écrits de Paul VALÉRY :

"L'expérience innombrable rejoint un jour l'idéal et s'y arrête. Les milliers d'essais de milliers d'hommes convergent lentement vers la figure la plus économe et la plus sûre."