

RÉPUBLIQUE DU SÉNÉGAL



ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE THIÈS

GM.0268

PROJET DE FIN D'ETUDES

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGÉNIEUR DE CONCEPTION

TITRE

ETUDE DES POSSIBILITÉS D'AMÉLIORATION  
DU RENDEMENT DES BLOCS ÉNERGETIQUES  
TURBINE - CHAUDIÈRE

DATE : MAI 1988

AUTEUR : Yovo Komla  
DIRECTEUR : Thialis KAMARA  
CO-DIRECTEUR : El Dualith SOW

- A ma famille -

## Remerciements

Je remercie Mr. THIALIS KAMARA Thermicien, professeur à l'École Polytechnique de Thiès.

J'adresse également mes vifs remerciements à Mr. EL Ouath SOU, ingénieur polytechnicien à la centrale thermique du Cap Les Biches pour sa disponibilité et son soutien.

## Sommaire

Le présent projet constitue une analyse thermodynamique visant à élaborer une procédure de maintenance des principaux équipements des centrales thermiques génératrices d'énergie électrique.

Il présente, d'une part, une méthode nous permettant de déterminer la valeur des irréversibilités d'un cycle de vapeur, et partant, nous indique sur la partie du cycle à perfectionner afin d'en tirer le maximum de travail utile.

D'autre part, la présente étude propose une méthode d'analyse thermodynamique des réchauffeurs d'eau d'alimentation. Cette analyse permettra de suivre l'évolution de l'efficacité de ces réchauffeurs pour en déduire finalement un programme efficace d'entretien.

## Table des matières

Remerciements . . . . .	I
Sommaire . . . . .	II
Introduction . . . . .	1
 Chapitre I : ETUDE THEORIQUE DES CYCLES A VAPEUR	
1-1 Notions générales sur les cycles à vapeur . . . . .	3
1.1.1 Cycle de base . . . . .	3
1.1.2 Le rendement de cycle . . . . .	3
1-2 Cycle avec rechauffage de l'eau d'alimentation . . . . .	6
1.2.1 Principe de réalisation du rechauffage . . . . .	6
1.2.2 Caractéristiques et bilan thermique d'un rechauffeur . . . . .	7
1.2.3 Calcul du rendement . . . . .	9
1-3 Cycle à resurchauffe de la vapeur . . . . .	10
1-4 Production combinée d'énergie électrique et de chaleur . . . . .	12
1-5 Consommation de vapeur et de chaleur . . . . .	15
 Chapitre II : METHODES D'ANALYSE DE L'EFFICACITE DES CYCLES DES INSTALLATIONS MOTRICES . . . . .	
2-1 Notions de Capacité' de travail . . . . .	18

2-2	Degré de perfection des cycles réversibles . . . . .	21
2-3	Analyse des cycles irréversibles . . . . .	24
2-4	Méthode entropique de calcul des pertes d'énergie dans les cycles irréversibles . . . . .	25
2-4-1	Pertes d'énergie au niveau du groupe évaporatoire .	27
2-4-2	Pertes d'énergie dans la tuyauterie de vapeur.	30
2-4-3	Pertes d'énergie dans l'installation turbogénératrice.	31
2-4-4	Pertes d'énergie dans le condenseur . . . . .	34
2-4-5	Pertes d'énergie dans la pompe alimentaire . . . . .	34
2-4-6	Pertes d'énergie diverses . . . . .	35

Chapitre III: METHODE "NTU" D'ANALYSE  
DE L'EFFICACITÉ DES ECHANGEURS  
DE CHALEUR . . . . . 36

3-1	Hypothèses de base . . . . .	42
3-2	Détermination de la résistance à la transmission de chaleur d'un échangeur . . . . .	43
3-2.1	Calcul de l'écart moyen de température . . . . .	44
3-2.2	Calcul du coefficient de transfert total de chaleur . . . . .	51
3-2.2.1	Echangeurs à courants parallèles . . . . .	52
3-2.2.2	Echangeurs à contre-courants . . . . .	54
3-2.2.3	Echangeurs à courants croisés. Echangeurs à tubes et calandre . . . . .	55

Chapitre 4:	APPLICATION DES DEUX METHODES D'ANALYSE. CALCUL THERMIQUE DE LA TRANCHE 303 DU CAP DES BICHES.	56
3-1	Présentation des caractéristiques de la tranche . . .	57
3-2	Elaboration des calculs . . . . .	60
3-3	Résultats . . . . .	61
3-3-1	Pertes d'énergie dans l'installation motrice à vapeur.	64
3-3-2	Travaux des différents cycles . . . . .	65
3-3-3	Consommations de vapeur et de chaleur . . . . .	66
3-3-4	Coefficients de transmission de chaleur . . . . .	66
Chapitre 5:	CONCLUSIONS ET RECOMMANDEMENTS . . . . .	67
ANNEXES	. . . . .	71
A-1	Calcul des paramètres . . . . .	72
A-2	Calcul des débits de soutirage . . . . .	79
A-3	Calcul des travaux . . . . .	80
A-4	Calcul des pertes d'énergie . . . . .	82
Bibliographie	. . . . .	87

CHAPITRE 1 :

ETUDE THEORIQUE  
DES CYCLES A VAPEUR



## INTRODUCTION

Comme dans toute entreprise industrielle, l'utilisation optimale de la matière première, dans une centrale thermique génératrice d'énergie électrique, est un principe fondamental. L'application adéquate de ce principe suppose la mise au point d'une procédure efficace de contrôle de la performance des principaux équipements de l'installation.

En effet, de la performance des différents équipements dépend le rendement effectif de la centrale, c'est-à-dire la fraction de l'équivalent calorifique du combustible transformée en énergie électrique destinée aux consommateurs. D'où la nécessité de maintenir ces équipements dans un état permettant de tirer, de l'installation, le maximum de travail utile possible.

Ainsi, après avoir rappelé les différentes méthodes fondamentales d'amélioration du rendement du cycle de base à vapeur, nous présenterons une méthode nous permettant d'identifier précisément l'élément sur lequel nous devons porter une attention particulière pour augmenter le rendement de tout cycle thermique réel donné.

## 1.1 . Notions générales sur les cycles à vapeur .

### 1.1.1 - Cycle de base

Dans leur disposition de base, les installations productrices d'énergie électrique sont constituées d'une source chaude artificielle, formée par les gaz du foyer d'une chaudière, qui cède sa chaleur à l'eau dans le générateur de vapeur. Le retour de la vapeur à l'état liquide se fait dans un condenseur d'où les calories sont évacuées vers l'atmosphère par un courant d'eau.

Le travail utile de l'installation s'effectue dans une machine de détente adiabatique, une turbine, d'où l'énergie mécanique est recueillie par un alternateur qui la convertit sous forme électrique.

Pour remonter la pression de l'eau condensée à celle régnant dans la chaudière, on se sert d'une pompe d'extraction.

### 1.1.2. Le rendement de cycle

Le taux de conversion de l'énergie calorifique  $q_1$  reçue en énergie mécanique  $W$  a pour expression

$$\eta_c = \frac{W}{q_1}$$

Le premier principe de la thermodynamique nous permet d'écrire :

$$W = q_1 - q_2 ,$$

$q_2$  étant la quantité de chaleur cédée à la source froide . Ainsi , nous obtenons :

$$\eta_c = 1 - \frac{q_2}{q_1} \quad (1-1)$$

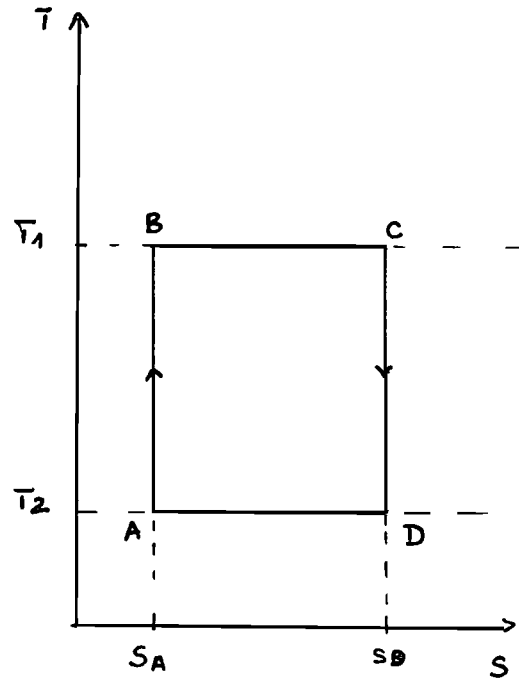
Pour deux sources de chaleur données, les quantités  $q_1$  et  $q_2$  dépendent de l'évolution de la température du fluide moteur . Par conséquent, si nous remplaçons les différentes quantités de chaleur de l'équation (1-1) par l'expression

$$q = \int T ds ,$$

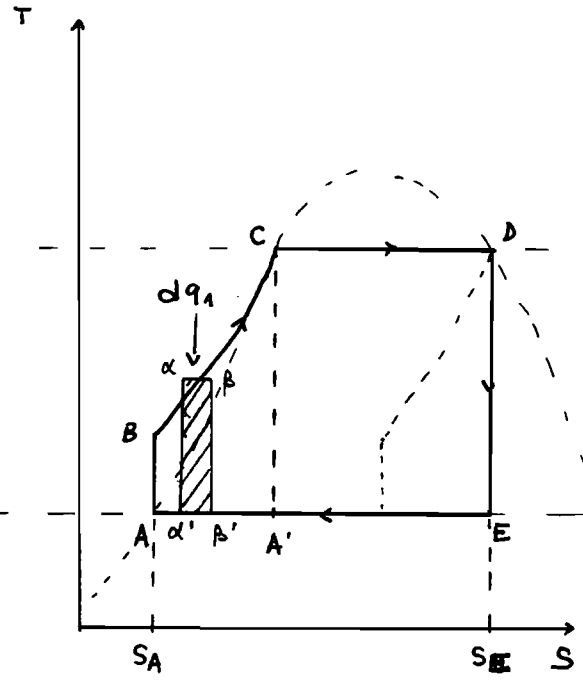
on s'aperçoit que seul un cycle de Carnot réversible (fig 1-a) pourrait donner le maximum de travail utile entre un intervalle de température donné'.

Le rendement d'un pareil cycle a pour expression

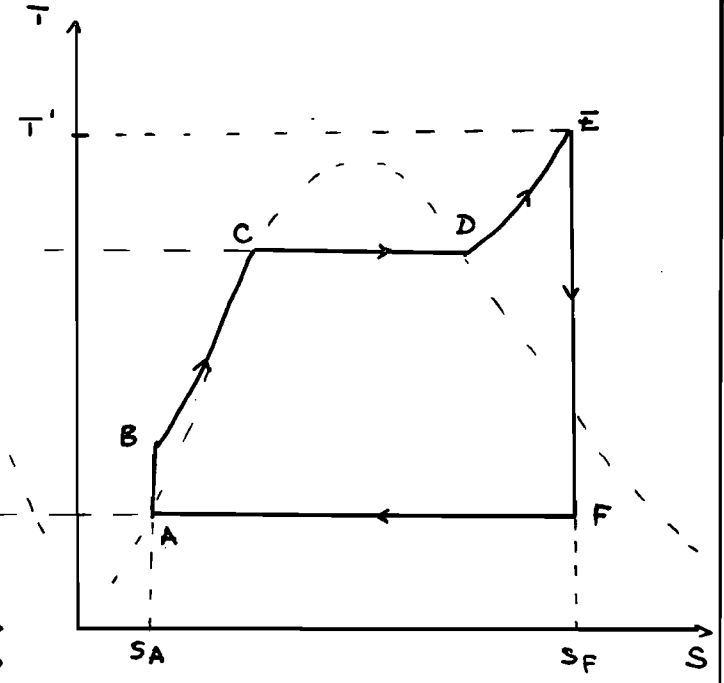
$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (1-2)$$



a) Cycle de Carnot



b) Cycle de Rankine



c) Cycle de Hirn

fig 1.1 Diagramme T-S des principaux cycles de base à vapeur

## 1-2. Cycle avec réchauffage de l'eau d'alimentation

Si nous prenons comme base de raisonnement le cycle de Rankine (fig 1-b), nous pouvons décomposer ce dernier en cycles élémentaires de Carnot. Comme le rendement global du cycle considéré est la moyenne pondérée des rendements des différents cycles élémentaires de Carnot en lesquels le cycle de base est décomposé, il apparaît clairement la possibilité d'améliorer globalement le rendement de la machine thermique en éliminant les cycles élémentaires de Carnot qui, tel que  $\alpha\alpha'\beta'\beta$ , appartiennent à la phase d'échauffement de l'eau d'alimentation et reçoivent leur chaleur  $dq_1$  à une température inférieure à la température absolue maximale disponible  $T_1$ .

### 1-2-1 Principe de réalisation du réchauffage.

Pour pallier les effets néfastes du réchauffage de l'eau d'alimentation sur le rendement de la machine thermique, l'idéal serait de substituer à  $dq_1$  un échange thermique interne réversible et égal à  $dq_1$  en empruntant cette chaleur au fluide qui est en cours de détente au même niveau thermique.

Cette solution, de chauffage continu de l'eau d'alimen-

tation de la chaudière, a comme résultat l'équivalence du cycle théorique de Rankine et le cycle de Carnot  $A'CDE$  (fig 1-6).

La réalisation pratique du chauffage continu de l'eau d'alimentation étant impossible, on répartit d'une façon optimale le chauffage de l'eau entre sa sortie du condenseur et son état saturant avant vaporisation en un certain nombre d'étapes données, que l'on effectue dans des échangeurs de chaleur.

On obtient ainsi une amélioration du rendement thermique mais qui toutefois reste inférieur à celui du Cycle de Carnot réalisé entre les deux sources de chaleur considérées. Cette faiblesse est évidemment due à l'irréversibilité des échanges dans les récupérateurs du fait de l'existence certaine de différence de température finie entre la vapeur soutirée et l'eau d'alimentation de la chaudière.

### 1-2-2. Caractéristiques et bilan thermique d'un réchauffeur.

Pour un réchauffeur donné, le débit de vapeur soutirée  $m$ , arrive sous une pression égale à la pression de soutirage  $p_3$  diminuée de la perte de charge  $\Delta p$  de la tuyauterie entre la turbine et le réchauffeur et en sort

sous forme de condensat. Sa température de condensation  $t_c$  est déterminée par la pression à laquelle la vapeur entre dans le réchauffeur.

Le débit d'eau d'alimentation me y entre à la température  $t_i$  et en sort à la température  $t_f$ .

Pour calculer un étage de réchauffage, il faudrait donc connaître :

- l'état de l'eau à l'entrée ( $t_i$  et  $h_i$ )
- l'état de la vapeur soutirée ( $t_s$ ,  $h_s$ ) et la pression  $p_s - \Delta p$  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. Pour un réchauffeur alimenté en vapeur humide, cet écart est négatif (de l'ordre de  $-2$  à  $-3^\circ\text{C}$ ) mais peut devenir positif (jusqu'à  $+5^\circ\text{C}$ ) pour un soutirage surchauffé. Il est évidemment 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  $p_s - \Delta p$ . Il est couramment de  $5$  à  $7^\circ\text{C}$ .

Dans le bilan thermique du réchauffeur, il faut aussi tenir compte de la chaleur perdue dans l'ambiance

(que l'on évalue en général à 0,5% de la chaleur échangée) et 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, on a :  $\Delta t_p(k+1) = \Delta t_p(k)$

Finalement, on écrit :

$$0,995 \dot{m}_e (h_f - h_i) = \dot{m}_v (h_s - h_p) + \dot{m}_p (h_p(k+1) - h_p(k)) \quad (1-3)$$

d'où nous tirons le débit  $\dot{m}_v$  de la vapeur soutirée.

### 1.2.3 Calcul du rendement

Pour un cycle à  $n$  soutirages, le travail total effectué aura pour expression :

$$W_l = \sum_{k=1}^{k=n} \dot{m}_k (h_0 - h_{s_k}) + (1 - \sum_{k=1}^{k=n} \dot{m}_k) (h_0 - h_e) \quad (1-4)$$

expression dans laquelle

- $h_0$  est l'enthalpie de la vapeur à son admission dans la turbine
- $h_{s_k}$  celle de la vapeur au point du soutirage  $k$
- $h_e$  l'enthalpie de la vapeur à son échappement de la turbine.

Par conséquent, si  $R_n$  détermine l'état de l'eau à la sortie du poste de réchauffage, l'expression du



rendement brut du cycle s'écrit:

$$\eta_{th, b} = \frac{\sum_{k=1}^{k=n} m_k (h_0 - h_{gk}) + 1 - \sum_{k=1}^{k=n} m_k (h_0 - h_{e})}{h_0 - h_{en}} \quad (1-5)$$

où  $m_k$  est le débit du soutirage  $k$  sur un débit total de vapeur de 1 kg/sec.

### 1-3 Cycle à resurchauffe de la vapeur

Le cycle principal suivant lequel fonctionnent les centrales modernes est le cycle de Rankine à surchauffe appelé cycle de HIRN.

Lorsque la vapeur qui s'écoule dans la turbine est caractérisée par une forte teneur en eau liquide, elle exerce une influence néfaste sur la tenue des aubes et sur le rendement interne relatif de la turbine, d'où un abaissement du rendement effectif de toute l'installation motrice à vapeur. Dans les turbines modernes, la valeur minimale admissible du titre de la vapeur à l'échappement de la turbine ne doit jamais être inférieure à  $x = 0,86$  à  $0,88$ .

Un procédé permettant d'augmenter le titre de la vapeur à la fin de sa détente est la resurchauffe de cette vapeur et s'effectue comme suit.

Dès que le flux de vapeur qui produit du travail

dans la turbine se détend jusqu'à une certaine pression  $p^*$  supérieure à celle de l'échappement, il est sorti de la turbine et dirigé dans un surchauffeur complémentaire appelé resurchauffeur de vapeur, placé en général sur le trajet des gaz de combustion de la chaudière. Dans cet appareil, la vapeur est portée jusqu'à une température  $T^*$ , puis elle est introduite à nouveau dans la turbine où elle se détend jusqu'à la pression d'échappement de la turbine. Comme le montre le diagramme  $T-S$  de la figure 2, la resurchauffe diminue l'humidité finale de la vapeur.

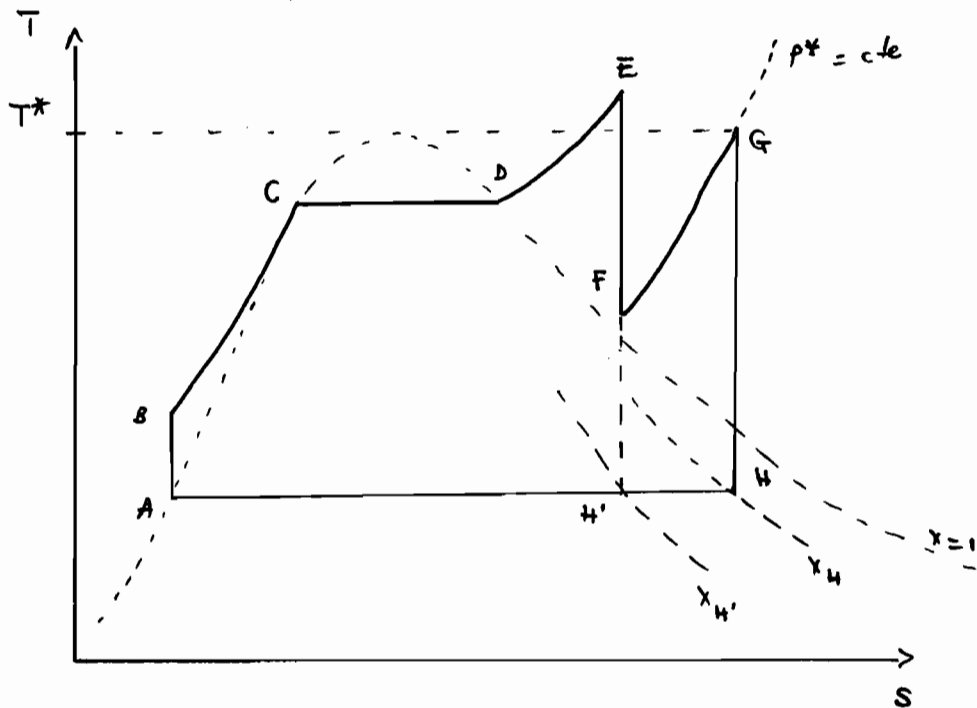


Fig 2-2 Cycle à resurchauffe de la vapeur.

Si nous prenons la figure 2 comme base de raisonnement, le rendement d'un cycle à resurchauffe de la vapeur s'écrit :

$$\eta_{th,b} = \frac{(h_E - h_F) + (h_G - h_H)}{(h_E - h_B) + (h_G - h_F)} \quad (1.6)$$

#### 1.4 Production combinée d'énergie électrique et de chaleur

Dans les centrales thermiques productrices d'énergie électrique, une quantité considérable de chaleur ( $q_2$ ) est cédée à la source froide au niveau du condenseur.

D'une part, de l'équation (1-1), nous remarquons qu'il est possible d'améliorer le rendement thermique du cycle en diminuant cette quantité de chaleur transmise à la source froide sans toutefois la supprimer car elle est inévitable en vertu du second principe de la thermodynamique.

Nous savons, d'autre part, qu'une grande quantité de chaleur, sous forme d'eau chaude et de vapeur, est utilisée aussi bien dans l'industrie pour la réalisation de divers processus technologiques que dans la vie courante pour la distribution d'eau chaude et le chauffage domestique tout comme celui des générateurs

de vapeur des installations frigorifiques à absorption. Aussi, l'amélioration du rendement thermique du cycle à vapeur pourrait-elle passer par un usage industriel ou domestique de la chaleur transmise à la source froide dans les cycles à condensation.

Cette production combinée d'énergie électrique et de chaleur, dans les centrales thermiques, porte le nom de thermification.

La réalisation pratique d'un pareil cycle s'effectue moyennant une réduction de la production de l'énergie électrique. En effet, pour satisfaire aux besoins du chauffage industriel et domestique, il est nécessaire de produire de la vapeur ou de l'eau chaude dans un intervalle relativement large de température et de pression. Cette élévation de la température inférieure du cycle moteur entraîne une diminution de son rendement thermique comme nous pouvons d'ailleurs le constater à partir de l'équation (1-2).

La réalisation des cycles de thermification se fait donc lorsque la centrale est équipée soit de turbines dites à vide bas, soit de turbines dites à contre-pression ou soit enfin de turbines à prélèvement de vapeur.

Dans le premier cas, la pression dans le condenseur est maintenue à un niveau tel que la tempé-

nature de saturation de la vapeur soit suffisamment élevée pour assurer l'échauffement voulu de l'eau de circulation qui est par la suite envoyée vers les appareils de chauffage.

Lorsque la centrale est équipée d'une turbine à contre-pression, le condenseur de vapeur est totalement supprimé. La vapeur recueillie à la sortie de la turbine est directement dirigée dans les appareils d'utilisation où elle cède sa chaleur et se condense, l'eau condensée étant renvoyée pour l'alimentation de la chaudière.

Dans les centrales équipées de turbines à prélèvement de vapeur, une partie du débit total de vapeur, dont les paramètres sont suffisamment élevés, est prélevée aux étages intermédiaires de la turbine. Cette vapeur peut être envoyée soit dans des appareils de chauffage industriel de manière que l'eau condensée revienne dans la chaudière de la centrale, soit dans des échangeurs-échauffeurs où elle peut servir, entre autres fonctions de chauffage, comme source chaude du générateur de vapeur d'une installation frigorifique à absorption.

L'efficacité économique de telles centrales à production simultanée d'énergie électrique et thermique

est caractérisée par un facteur appelé coefficient d'utilisation de la chaleur et est défini par l'expression suivante :

$$K = \frac{W_{el} + q_2}{q_1} \quad (1-7)$$

expression dans laquelle :

- $W_{el}$  est le travail utile développé dans le cycle
- $q_2$  est la chaleur transmise à l'appareil extérieur d'utilisation et
- $q_1$  est la chaleur dégagée par la combustion au niveau du foyer.

Rappelons que la valeur de  $K$  est d'autant plus proche de l'unité que les pertes dans les divers équipements de la centrale sont moins importantes.

#### 1-5 Consommation de vapeur et de chaleur

- On appelle consommation de vapeur, la quantité de vapeur que doit produire le groupe évaporatoire pour que soit recueillie l'unité de travail. Elle se calcule à partir de la formule suivante :

$$C_v = \frac{K}{W} \quad (1-8)$$

où  $K$  est un facteur dépendant de l'unité dans laquelle le travail utile  $W$  est exprimé. Le tableau 1-1 donne les valeurs de  $K$ .

Tableau 1-1 : Valeurs de  $k$  suivant les unités de  $W$  et  $C_v$

$C_v$	$W$	
	en $\text{kJ/kg}$	en $\text{kcal/kg}$
en $\text{kg/kwh}$	3600	860
en $\text{kg/ch h}$	2646	632

Si  $P$  est la puissance de l'installation, le débit de vapeur sera :

$$m_v = 10^{-3} P \cdot C_v \quad (1-9)$$

si  $P$  est en  $\text{kw}$ ,  $C_v$  en  $\text{kg/kwh}$ ,  $m_v$  est en tonne/heure.

- La consommation de chaleur est la quantité de chaleur qui doit être dégagée à la source chaude pour produire l'unité de travail. Son expression est la suivante :

$$C_s = \frac{k'}{\eta_{ef}^{ins}} \quad (1-10)$$

avec  $k' = 860$  si  $C_s$  est en  $\text{kcal/kwh}$

$k' = 632$  si  $C_s$  est en  $\text{kcal/ch h}$

$\eta_{ef}^{ins}$  étant le rendement effectif de l'installation.

Le  $PCI$  - pouvoir calorifique inférieur - étant la quantité de chaleur produite par la combustion de  $1 \text{ kg}$  de combustible, le débit de combustible s'écrit :

$$B = \frac{P \cdot C_s}{PCI} \quad [ \text{kg/h} ] \quad (1-11)$$

CHAPITRE 2

METHODES D'ANALYSE

DE L'EFFICACITE DES CYCLES

D'INSTALLATIONS MOTRICES



Pour évaluer l'efficacité d'une installation thermique motrice, il est essentiel de répondre aux questions suivantes :

1. Quel est le rendement du cycle réversible de cette installation, de quels facteurs dépend-il et que faut-il faire pour l'améliorer?
2. Quelle est la valeur des irréversibilités dans le cycle réel de l'installation et, partant, quelles parties faut-il perfectionner en vue de réduire le degré d'irréversibilité du cycle?

Par conséquent, dans l'analyse de tout cycle, nous procéderons en deux étapes :

- Nous déterminerons d'abord le rendement théorique  $\eta_{th}$  c'est-à-dire le rendement du cycle réversible.
- Ensuite nous déterminerons le rendement réel  $\eta_{ef}$  c'est-à-dire le rendement du cycle compte tenu des irréversibilités.

### 2.1. Notions de capacité de travail

La capacité de travail d'un système se définit comme le travail utile maximal que ce système peut effectuer.

Avant de chercher ce travail maximal, rappelons

les conditions de production de travail d'un système isolé'.

Un système isolé n'est capable de produire du travail que dans le cas où il se trouve en état de déséquilibre, que ce soit en déséquilibre thermique ou mécanique. Dès qu'il atteint son équilibre, il devient incapable de produire du travail.

Pour obtenir le plus grand travail possible lorsque le système passe de l'état non équilibré à l'état d'équilibre, il est indispensable que toutes les transformations qui ont lieu soient totalement réversibles.

Considérons maintenant un système composé du milieu extérieur et d'un ensemble de corps ayant une pression  $P$  et une température  $T$  différentes de celles du milieu extérieur. Supposons que la pression  $P_0$  et la température  $T_0$  du milieu ambiant ne dépendent pas du fait que ce milieu reçoit au cède de la chaleur. Ce système isolé est en fait hors d'équilibre et peut donc produire du travail.

Soient  $U_1$  et  $V_1$  respectivement l'énergie interne et le volume de la source de travail à l'état initial hors d'équilibre et  $U_2$  et  $V_2$  respectivement son énergie interne et son volume à l'état final,

à l'équilibre.

Designons par  $U_{01}$  l'énergie interne initiale et par  $U_{02}$  l'énergie interne finale du milieu extérieur.

L'énergie interne totale du système est :

$$U'_{\text{sys}} = U_1 + U_{01} \quad (2-1)$$

pour l'état initial dés'équilibré et

$$U''_{\text{sys}} = U_2 + U_{02} \quad (2-2)$$

pour l'état final d'équilibre.

Le système considéré étant, par définition, un système fermé, il ne peut donc produire du travail que si son énergie interne diminue. Soit

$$W_{\text{utile}} = U'_{\text{sys}} - U''_{\text{sys}} \quad (2-3)$$

ou encore

$$W_{\text{utile}} = (U_1 - U_2) + (U_{01} - U_{02}) \quad (2-4)$$

Si  $Q_0$  est la chaleur fournie au milieu extérieur par la source de travail et  $W_0$  le travail que cette dernière effectue sur le milieu extérieur, nous aurons, d'après le premier principe de la thermodynamique

$$U_{02} - U_{01} = Q_0 + W_0.$$

Comme par hypothèse,  $T_0$  et  $P_0$  restent invariables, il vient :

$$W_0 = P_0 (V_2 - V_1)$$

$$Q_0 = T_0 (S_{02} - S_{01})$$

avec  $(s_{02} - s_{01})$  la variation d'entropie du milieu extérieur. Le premier principe de la thermodynamique appliqué au système s'écrit alors :

$$U_{01} - U_{02} = -T_0 (s_{02} - s_{01}) - P_0 (V_2 - V_1)$$

En portant cette expression dans l'équation (2-4), nous obtenons pour le travail utile l'expression suivante :

$$W_{\text{utile}} = (U_1 - U_2) - T_0 (s_{02} - s_{01}) - P_0 (V_2 - V_1) \quad (2-5)$$

Pour trouver le travail utile maximal, il faut donc utiliser la propriété des transformations réversibles selon laquelle ces transformations ne modifient pas l'entropie d'un système isolé. Il en résulte donc que si l'entropie du milieu extérieur augmente de  $(s_{02} - s_{01})$ , celle de la source de travail diminue de la même quantité  $(s_1 - s_2)$ .

$$\text{Soit :} \quad s_{02} - s_{01} = s_1 - s_2$$

Si nous portons cette équation dans l'équation (2-5), nous obtenons l'expression du travail utile maximal que le système peut produire, c'est-à-dire :

$$W_{\text{utile}}^{\text{max}} = (U_1 - U_2) - T_0 (s_1 - s_2) - P_0 (V_2 - V_1) \quad (2-6)$$

## 2.2 Degré de perfection des cycles réversibles.

Le degré de perfection des cycles réversibles peut être étudié suivant deux méthodes.

La première méthode repose sur la notion du coefficient de remplissage du cycle.

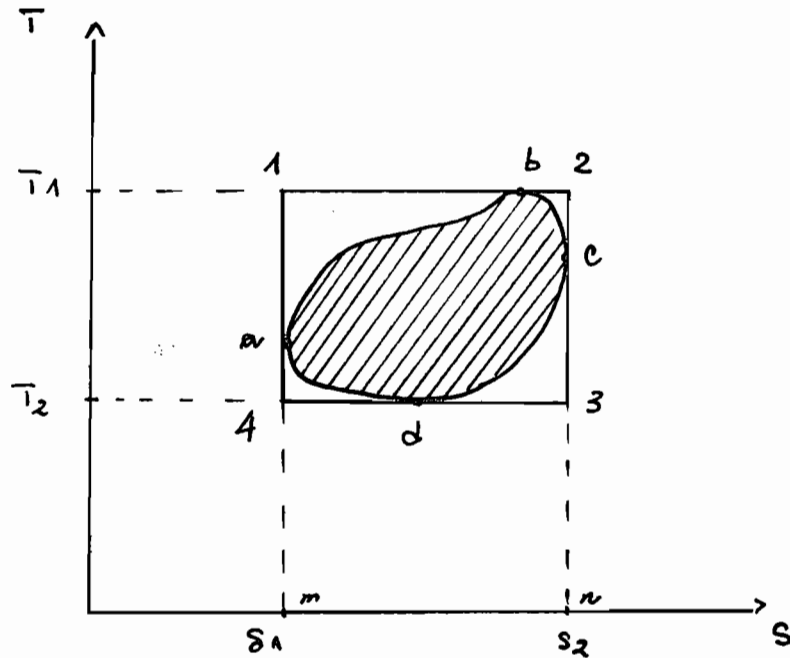


fig 2-1 Diagramme T-S d'un cycle quelconque.

Si nous considérons le diagramme de la figure 2.1, nous définissons le coefficient de remplissage du cycle comme étant le rapport de l'aire  $a-b-c-d-a$  du cycle considéré à l'aire  $1-2-3-4-1$  du cycle de Carnot réalisé dans le même intervalle de température et dans le même intervalle d'entropie.

Plus le coefficient de remplissage du cycle est élevé, plus le degré de perfection du cycle l'est aussi.

Le second procédé d'étude du degré de perfection des cycles réversibles repose sur la notion de températures moyennes d'échanges de chaleur avec le

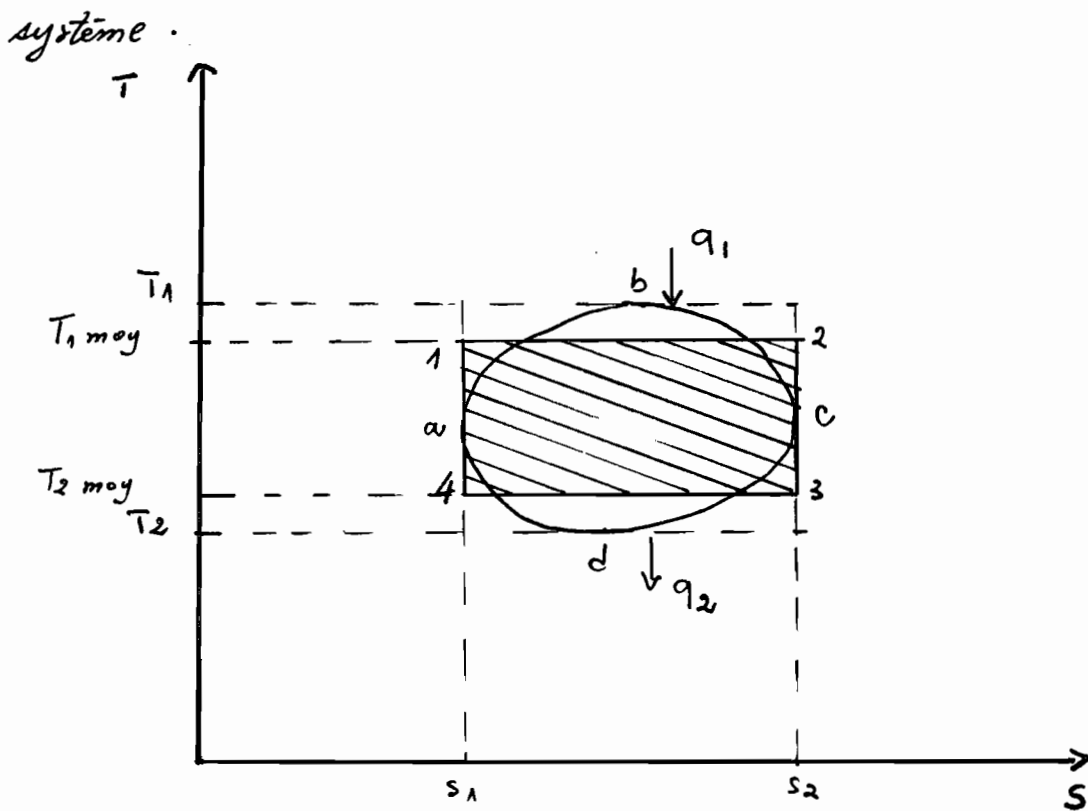


fig 2.2. Diagramme T-S montrant le cycle de Carnot correspondant à un cycle réversible quelconque.

Soit  $q_1$  la quantité de chaleur fournie au fluide moteur.  
 $q_1$  s'écrit :

$$q_1 = \int_{a,b,c} T ds$$

De même, si  $q_2$  est la quantité de chaleur cédée par la source de travail à la source froide, on aura :

$$q_2 = \int_{a,d,c} T ds$$

Si nous appelons  $T_{1\text{ moy}}$  et  $T_{2\text{ moy}}$  respectivement la température moyenne à laquelle le fluide moteur reçoit de la chaleur et la température moyenne à laquelle

il en cède, on aura :

$$T_{1\text{ moy}} = \frac{\int_{a,b,c} T ds}{S_2 - S_1} \quad (2-7)$$

$$T_{2\text{ moy}} = \frac{\int_{a,d,c} T ds}{S_2 - S_1} \quad (2-8)$$

Il en résulte

$$q_1 = T_{1\text{ moy}} (S_2 - S_1)$$

$$q_2 = T_{2\text{ moy}} (S_2 - S_1)$$

Le rendement théorique s'écrit alors

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_{2\text{ moy}} (S_2 - S_1)}{T_{1\text{ moy}} (S_2 - S_1)}$$

Soit finalement

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_{2\text{ moy}}}{T_{1\text{ moy}}} \quad (2-9)$$

On voit donc que le rendement thermique d'un cycle réversible quelconque réalisé dans un intervalle de température compris entre  $T_1$  et  $T_2$  est égal au rendement thermique d'un cycle de Carnot réalisé dans un intervalle de température plus restreint de  $T_{2\text{ moy}}$  à  $T_{1\text{ moy}}$ .

### 2-3 Analyse des cycles irréversibles.

Dans les installations motrices réelles, le travail produit au cours du cycle n'est jamais égal au travail effectivement fourni au consommateur extérieur.

Une partie du travail produit est dépensée sous forme

de pertes mécaniques, thermiques et électriques dans les divers organes de l'installation.

D'autre part, les transformations du fluide moteur dans ces organes sont le siège sont irréversibles. Les irréversibilités sont de deux types :

- l'irréversibilité due au frottement accompagnant l'écoulement du fluide moteur dans les divers organes ;
- l'irréversibilité due à une différence de température finie dans les échanges de chaleur entre le fluide moteur et les sources de chaleur.

Dès lors, une analyse réaliste des installations motrices doit tenir compte de toutes ces pertes de capacité de travail du système afin de mettre en évidence les principales sources d'irréversibilité du système.

#### 2.4 Méthode entropique de calcul des pertes d'énergie dans les cycles irréversibles.

Nous entendrons par perte ( $\Delta W$ ) de capacité de travail d'un système la différence entre le travail utile maximal ( $W_{\text{utile}}^{\text{max}}$ ) que ce système peut produire lorsqu'il ne parcourt que des transformations réversibles et le travail utile ( $W_{\text{utile}}$ ) que ce même système effectue lorsque les transformations dont il est



le siège sont irréversibles.

$$\text{Soit } \Delta W = W_{\text{utile}}^{\text{max}} - W_{\text{utile}} \quad (2-10)$$

Si nous remplaçons  $W_{\text{utile}}$  et  $W_{\text{utile}}^{\text{max}}$  par leurs expressions tirées respectivement des équations (2-5) et (2-6), nous obtenons, pour la perte de capacité de travail, l'expression suivante:

$$\Delta W = T_0 [ (S_{02} - S_{01}) - (S_1 - S_2) ]$$

ou encore

$$\Delta W = T_0 \Delta S_{\text{sys}} \quad (2-11)$$

où  $\Delta S_{\text{sys}} = (S_{02} - S_{01}) - (S_1 - S_2)$  est l'accroissement d'entropie du système à la suite des transformations irréversibles.

La détermination de  $\Delta S_{\text{sys}}$  doit être faite séparément pour chaque transformation réelle. Pour ce faire, nous prendrons, comme base de raisonnement, le diagramme  $T-S$  de la figure 2-3.

Une fois la perte de capacité de travail déterminée pour toute l'installation thermique, nous définissons le coefficient de perte de capacité de travail de la dite installation comme suit:

$$\eta_{\text{p.c.t}} = \frac{\Delta W}{W_{\text{utile}}^{\text{max}}} \quad (2-12)$$

La grandeur définie par :

$$\eta_{c.p.r} = 1 - \frac{\Delta W}{W_{utile}^{max}} \quad (2-13)$$

porte le nom de coefficient de capacité de travail relatif de l'installation. Elle détermine donc le degré de perfection thermodynamique de l'installation.

Si  $\eta_{ef}^{ins}$  représente le rendement effectif global de l'installation, nous aurons :

$$\eta_{ef}^{ins} = \frac{W_{utile}}{q'} = \frac{W_{utile}}{W_{utile}^{max}} \times \frac{W_{utile}^{max}}{q'}$$

$q'$  étant la chaleur de combustion.

En d'autres termes

$$\eta_{ef}^{ins} = \eta_{p.c.r} \times \eta_{th}^{c.y.c.r} \quad (2-14)$$

$\eta_{th}^{c.y.c.r}$  étant le rendement d'un cycle de Carnot complètement réversible réalisé dans l'intervalle de température compris entre  $T_{foy}$  et  $T_2$ .

### 2-4-1 - Pertes d'énergie au niveau du groupe évaporatoire

Les pertes d'énergie dans la chaudière sont imputables à deux causes :

- pertes de chaleur dans la chaudière déterminées par le rendement de cette dernière
- irréversibilité du transfert de chaleur au fluide moteur due à l'écart fini de température entre le foyer et le fluide moteur.

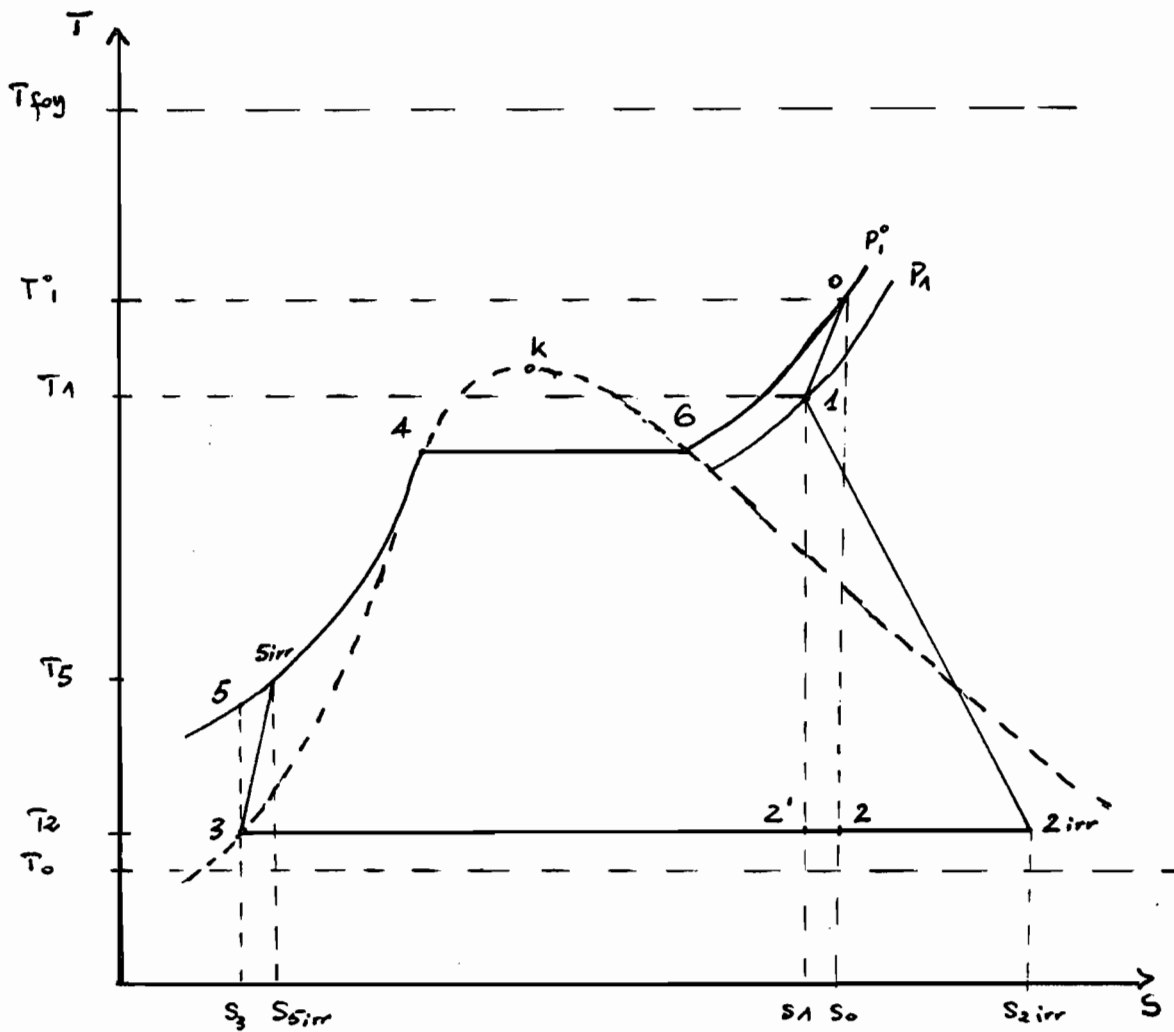


fig. 2-3 : Diagramme T-S d'un cycle de HIRN irréversible.

a) Pertes d'énergie dues au transfert de chaleur à l'ambiance  
 Les pertes de chaleur dans une chaudière sont déterminées par l'équation

$$\Delta q_{ch} = (1 - \eta_{ch}) q'$$

où  $q'$  est la quantité de chaleur dégagée par la combustion du combustible et  $\eta_{ch}$  le rendement de la chaudière.

La variation d'entropie due au passage de  $\Delta q_{ch}$

du foyer, dont la température moyenne est  $T_{foy}$ , à l'extérieur, dont la température est  $T_0$ , est donnée par l'expression

$$\Delta S_{ch}^i = \Delta q_{ch} \left( \frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_{foy}} \right) \quad (2-12)$$

la perte d'énergie correspondante est:

$$\Delta W_{ch}^i = T_0 \Delta S_{ch}^i$$

ou encore

$$\Delta W_{ch}^i = (1 - \eta_{ch}) q' \left[ 1 - \frac{T_0}{T_{foy}} \right] \quad (2-13)$$

b) Pertes d'énergie du système entraînée par l'irréversibilité du transfert de chaleur au fluide moteur

La quantité de chaleur reçue par le fluide moteur dans la chaudière est égale à:

$$\eta_{ch} q' = h_a^o - h_{sirr}$$

Le transfert de cette chaleur au fluide moteur diminue l'entropie de la source chaude de:

$$\Delta S_{foy} = - \frac{\eta_{ch} q'}{T_{foy}},$$

et fait augmenter l'entropie du fluide moteur de:

$$\Delta S_{f.m.} = S_a^o - S_{sirr}$$

Au total, la variation d'entropie du système, résultant de la transformation irréversible qui est la fourniture de chaleur au fluide moteur, est:

$$\Delta S_{ch}^{\bar{u}} = (S_1^o - S_{5in}) - \frac{\eta_{ch} q'}{T_{foy}}$$

ou encore

$$\Delta S_{ch}^{\bar{u}} = S_1^o - S_{5in} - \frac{h_1^o - h_{5in}}{T_{foy}} \quad (2-14)$$

La perte d'énergie du système dans cette transformation est :

$$\Delta W_{ch}^{\bar{u}} = T_0 (h_1^o - h_{5in}) \left[ \frac{S_1^o - S_{5in}}{h_1^o - h_{5in}} - \frac{1}{T_{foy}} \right] \quad (2-15)$$

#### 2.4.2 Pertes d'énergie dans la tuyauterie de vapeur.

Du fait des pertes de chaleur dans la tuyauterie de vapeur, la température  $T_1^o$  de la vapeur à l'entrée de la tuyauterie tombe jusqu'à  $T_1$  à sa sortie correspondant à l'admission dans la turbine.

Ces pertes de chaleur s'expriment par

$$\Delta q_{t.v} = h_1^o - h_1$$

D'autre part, compte tenu du fait que les températures  $T_1^o$  et  $T_1$  sont en général voisines, on peut considérer que la vapeur s'écoule dans la tuyauterie à une température moyenne de

$$T_{1 \text{ moy}} = \frac{T_1^o + T_1}{2}$$

Une partie de la chaleur de la vapeur circulant à  $T_{1 \text{ moy}}$  dans la tuyauterie est cédée au milieu extérieur de température  $T_0$ . L'accroissement d'entropie du système

correspondant vaut :

$$\Delta S_{t.v.} = (h_1^0 - h_1) \left[ \frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_{\text{moy}}} \right] \quad (2-16)$$

Il en résulte que les pertes d'énergie du système dans cette transformation ont pour expression :

$$\Delta W_{t.v.} = (h_1^0 - h_1) \left[ 1 - \frac{T_0}{T_{\text{moy}}} \right] \quad (2-17)$$

### 2-4-3 Pertes d'énergie dans l'installation turbogénératrice

Ces pertes sont imputables à trois causes. Il en résulte donc trois sortes de perte :

- les pertes dues au frottement de la vapeur sur les aubes de la turbine
- les pertes d'énergie sous forme mécanique au niveau de la turbine
- les pertes d'énergie du système dues aux pertes mécaniques et électriques dans la génératrice électrique.

a) Pertes d'énergie dues au frottement de la vapeur sur les aubes de la turbine.

L'accroissement d'entropie qui accompagne la détente adiabatique avec frottement est :

$$\Delta S_{\text{tur}}^i = S_{2\text{irr}} - S_2' = S_{2\text{irr}} - S_1 \quad (2-18)$$

Il en résulte que les pertes d'énergie du système lors de cette transformation ont pour expression :

$$\Delta W_{tur}^i = T_0 (S_{21r} - S_1) \quad (2-19)$$

b) Pertes d'énergie dues aux pertes mécaniques et électriques dans le groupe turbo-générateur

Le travail produit par la vapeur lors de sa détente dans la turbine n'est jamais transmis dans son intégralité à la génératrice électrique. Une partie de ce travail est absorbée sous formes de pertes mécaniques dans les divers organes de la turbine. La valeur de ces pertes de capacité de travail est caractérisée par le rendement mécanique ( $\eta_m$ ) de la turbine qui se définit comme le rapport du travail mécanique transmis par la turbine à la génératrice électrique qu'elle entraîne au travail produit par la vapeur lors de sa détente. Soit:

$$\eta_m = \frac{W_{tur}^m}{W_{tur}^{reel}}$$

où  $W_{tur}^{reel}$  = travail produit par la vapeur lors de sa détente

$W_{tur}^m$  = travail mécanique transmis à la génératrice électrique par la turbine.

Il en découle que les pertes mécaniques dans la turbine s'expriment par :

$$\Delta W_m = W_{tur}^{rec} (1 - \eta_m)$$

ou en core

$$\Delta W_m = (1 - \eta_m) (h_1 - h_{2irr}) \quad (2-20)$$

D'autre part, au niveau de la génératrice électrique toute l'énergie mécanique reçue n'est pas convertie en énergie électrique utilisable par un consommateur quelconque. Les pertes mécaniques et électriques à ce niveau se déterminent d'une façon analogue à celle utilisée pour la détermination des pertes mécaniques dans la turbine. Par conséquent, si nous caractérisons le rendement de la génératrice électrique par  $\eta_g$ , la perte de capacité de travail dans la génératrice aura pour expression

$$\Delta W_g = (1 - \eta_g) W_{tur}^m$$

$$\Delta W_g = (1 - \eta_g) \eta_m (h_1 - h_{2irr}) \quad (2-21)$$

La perte de capacité de travail au niveau du groupe turbo-générateur due aux pertes mécaniques et électriques serait la somme de  $\Delta W_m$  et  $\Delta W_g$ .

D'où

$$\Delta W_{tur}^u = (1 - \eta_g \eta_m) (h_1 - h_{2irr}) \quad (2-22)$$



#### 2-4-4 Pertes d'énergie dans le condenseur

La condensation de la vapeur est une transformation isobare-isotherme. La quantité de chaleur cédée par la vapeur au cours de cette transformation a pour expression :

$$q_2 = h_{2irr} - h_3$$

En supposant que le débit de l'eau de circulation est si grand que sa température  $T_0$  dans le condenseur reste pratiquement invariable, on obtient :

$$\Delta S_{cond} = (h_{2irr} - h_3) \left[ \frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_2} \right] \quad (2-23)$$

Il en découle que les pertes d'énergie dans le condenseur s'expriment par

$$\Delta W_{cond} = (h_{2irr} - h_3) \left[ 1 - \frac{T_0}{T_2} \right] \quad (2-24)$$

#### 2-4-5 Pertes d'énergie dans la pompe alimentaire

La transformation adiabatique irréversible subie par le fluide moteur au niveau de la pompe alimentaire s'accompagne d'une augmentation de l'entropie du système :

$$\Delta S_{sys} = \Delta S_{pomp} = S_{6irr} - S_5 \quad (2-25)$$

Il en résulte que les pertes d'énergie lors de cette

transformation s'expriment par

$$\Delta W_{\text{pomp}} = T_0 (S_{\text{cin}} - S_s) \quad (2-26)$$

#### 2-4-6 Pertes d'énergie diverses

Nous regroupons sous cette dénomination l'ensemble des pertes de capacité de travail dues aux pertes de chaleur dans la turbine et les réchauffeurs et aux pertes de pression causées par les différences d'altitude entre les différents équipements. En effet, la détente de la vapeur dans la turbine est plutôt polytropique et par conséquent s'accompagne d'une perte de chaleur. De même, une partie de la chaleur disponible au niveau de la vapeur sautirée est perdue dans l'ambiance. Enfin le transfert de chaleur au niveau de ces réchauffeurs à l'eau d'alimentation est irréversible.

Comme nous ne pouvons pas calculer directement ces pertes, nous les évaluons à partir de l'équation suivante:

$$W_{\text{utile}}^{\text{max}} - (\Delta W_D + \Delta W_a) = W_{\text{utile}} \quad (2-27)$$

où  $W_{\text{utile}}^{\text{max}}$  est le travail utile maximal de l'installation

$\Delta W_D$  la somme de toutes les pertes déterminées aux paragraphes (2-4-1) à (2-4-5)

$\Delta W_a$  les pertes diverses

$W_{\text{utile}}$  le travail électrique produit.

CHAPITRE 3

METHODE "NTU" D'ANALYSE DE  
L'EFFICACITE DES ECHANGEURS  
DE CHALEUR

La raison d'être d'un échangeur de chaleur dans une installation thermique à vapeur étant de rapprocher la température de l'eau d'alimentation à celle de la source chaude, un échangeur idéal serait donc celui qui transmettrait à l'eau d'alimentation toute la chaleur disponible au point de soutirage de la vapeur.

Dans les installations réelles, une telle éventualité ne se réalise jamais. Aussi définit-on l'efficacité d'un échangeur de chaleur par le rapport de la quantité de chaleur réellement transmise à la quantité maximale de chaleur qui pourrait être transmise.

Ainsi, si  $q$  est la chaleur réellement transmise par l'échangeur et  $q_{max}$  la quantité maximale de chaleur pouvant être transmise, l'expression de l'efficacité de l'échangeur s'écrit:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (3-1)$$

Pour un échangeur de chaleur donné, la chaleur transmise peut s'exprimer de trois façons:

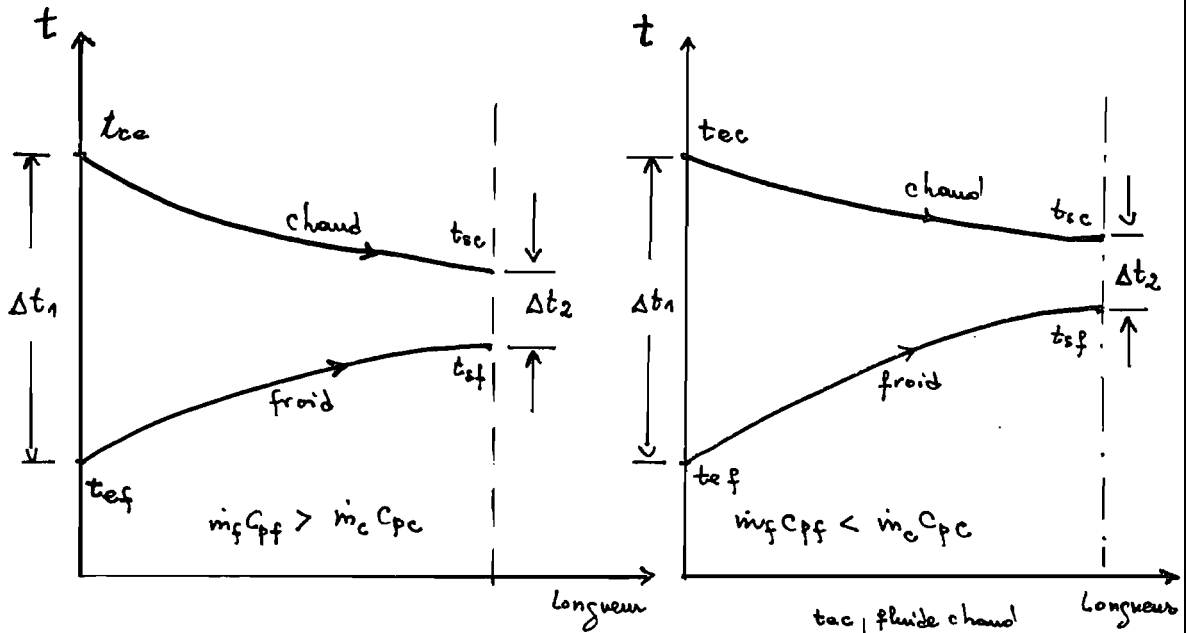
$$\begin{aligned} q &= m_f C_{pf} (t_{sf} - t_{ef}) \\ &= m_c C_{pc} (t_{ec} - t_{sc}) \\ &= U A \Delta t_m \end{aligned} \quad (3-2)$$

où :

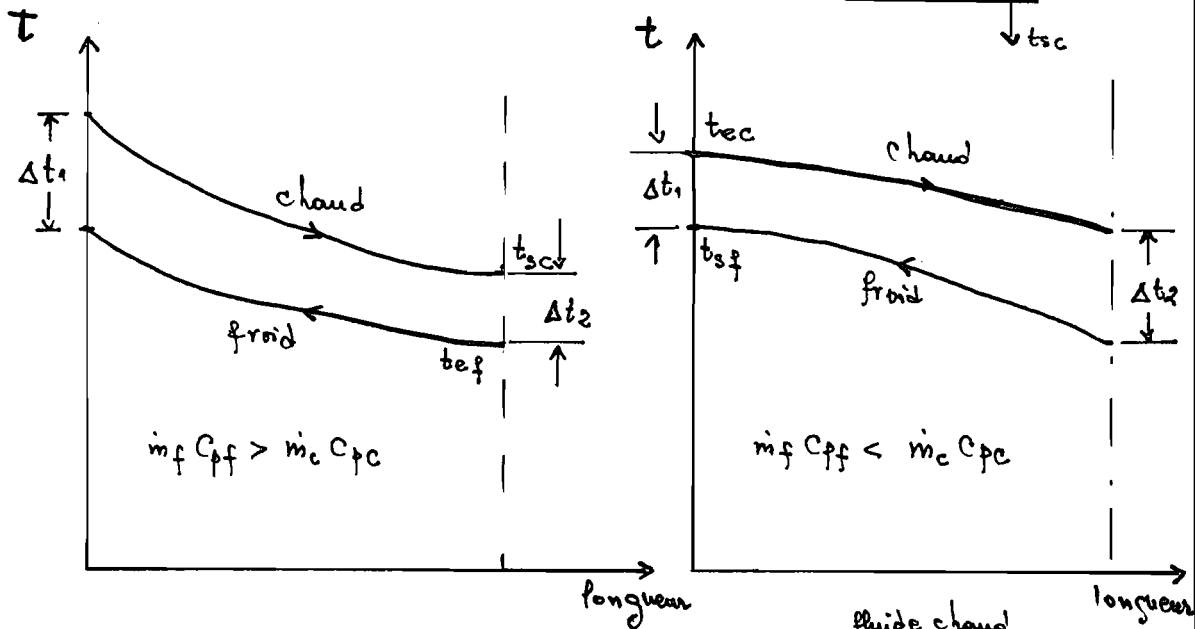
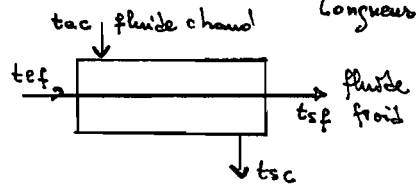
- les indices  $f$  et  $c$  se rapportent respectivement aux fluide froid et chaud;
- les indices  $a$  et  $s$  indiquent respectivement les variables d'entrée et de sortie;
- $m$  est le débit massique
- $C_p$  est la chaleur spécifique
- $A$  est la surface totale d'échange
- $U$  est le coefficient moyen de transmission de chaleur de l'échangeur
- $\Delta t_m$  est l'écart moyen logarithmique de température.

A partir des équations (3-2), nous remarquons que la quantité maximale de chaleur sera transmise lorsque l'écart de température entre l'entrée et la sortie d'un quelconque des deux fluides atteint l'écart maximal de température correspondant à l'égalisation des températures des deux fluides dans une section donnée de l'échangeur. Comme nous le verrons, cette section peut être, selon les conditions, celle correspondant soit à l'entrée ou à la sortie du fluide froid.

Le principe de la conservation de l'énergie exige que le fluide pouvant enregistrer cet écart maximal de température soit ce lui ayant le produit débit massique par chaleur spécifique minimal.



a) Echangeur à courants parallèles



b) Echangeur à contre-courants

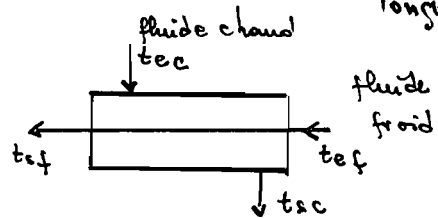


fig 3-1 : Variation de la température dans un échangeur de chaleur

D'autre part, l'expression de cet écart maximal dépend de l'orientation relative des fluides dans l'échangeur. En effet, la variation des températures, de deux fluides qui échangent de chaleur, dépend de leur orientation relative comme le montre la figure 3.1. Ainsi, pour un échangeur à contre-courants, le maximum possible de chaleur est échangée lorsque la température de sortie du fluide chaud est égale à la température d'entrée du fluide froid ou lorsque la température de sortie du fluide froid égale celle d'entrée du fluide chaud indépendamment du produit débit massique par chaleur spécifique. D'où

$$q_{\max, \text{ctr}} = (\dot{m}c_p)_{\min} (T_{ec} - T_{ef}) \quad (3-3)$$

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

$$q_{\max, \text{par}} = (\dot{m}c_p)_{\min} (t_{ec} - t_{sc})$$

Des équations (3-2), nous pouvons écrire:

$$\dot{m}_c c_{pc} (T_{ec} - t_{sc}) = \dot{m}_f c_{pf} (t_{cs} - t_{fe})$$

D'où nous tirons

$$t_{sc} = t_{sf} = \frac{\dot{m}_c c_{pc} T_{ec} + \dot{m}_f c_{pf} t_{ef}}{\dot{m}_c c_{pc} + \dot{m}_f c_{pf}}$$

Finalement, pour un échangeur à courants parallèles nous obtenons :

$$q_{\max, \text{par}} = \frac{(mC_p)_{\min}}{1 + (mC_p)_{\min}/(mC_p)_{\max}} [t_{ec} - t_{ef}] \quad (3-4)$$

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

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

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

Les considérations que nous venons de faire sur la chaleur réellement transmise supposent que les parois du mur séparant les deux fluides sont maintenues propres.

Malheureusement, elles sont, dans la pratique et ceci pour la plupart du temps, le siège de dépôts et d'incrustations dus aux impuretés de l'eau d'alimentation et à des réactions chimiques. Ces dépôts



et incrustations influencent le coefficient de transfert total de l'échangeur en occasionnant une résistance additionnelle à la transmission de chaleur : c'est ce que nous appelons « facteur d'engorgement ».

Dès lors, il nous paraît pratique de suivre l'évolution de l'efficacité d'un échangeur de chaleur en calculant périodiquement sa résistance à la transmission de la chaleur. Mais, étant donné que le coefficient de convection d'un fluide, lors d'un échange de chaleur avec un mur, dépend, toute chose égale par ailleurs, de la température moyenne entre le fluide et le mur, le calcul sus-mentionné doit donc s'effectuer pour des valeurs, de température d'entrée dans l'échangeur, situées dans des plages peu larges.

### 3-1 Hypothèses de base

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

- 1 - le coefficient de transmission de chaleur est constant le long de l'échangeur
- 2 - le changement de phase du fluide chaud sera réalisé, on le suppose, sur toute la longueur de l'échangeur et non seulement sur une partie.
- 3 - les débits massiques et les chaleurs spécifiques

sont constants

- 4- il n'y a pas de perte de chaleur dans l'atmosphère
- 5- il n'y a pas de conduction dans la direction de l'écoulement, que ce soit dans les fluides tout comme dans le mur qui les sépare
- 6- dans chaque section transversale de l'échangeur, chaque fluide est caractérisé par une seule température.

### 3-2 Détermination de la résistance à la transmission de chaleur d'un échangeur

Pour n'importe quel échangeur de chaleur, la quantité de chaleur transmise s'exprime, conformément aux équations (3-2), comme suit:

$$q = U A \Delta t_m$$

$$q = m_c c_{pc} (t_{oc} - t_{sc})$$

$$q = m_f c_{pf} (t_{sf} - t_{af})$$

En général, dans les centrales thermiques génératrices d'énergie électrique, nous connaissons les variables nous permettant de calculer  $q$ . Ainsi, pour déterminer la résistance à la transmission de chaleur

$k = \frac{1}{U}$ , il nous faut connaître l'écart de

température  $\Delta t_m$ .

### 3.2.1 Calcul de l'écart moyen de température

Dans l'expression  $q = UA \Delta t_m$ ,  $\Delta t_m$  est défini comme suit:

$$\Delta t_m = \frac{1}{A} \int_0^A \Delta t \, dA \quad (3-5)$$

Ainsi, pour déterminer  $\Delta t_m$ , il nous faut connaître la variation de température le long de l'échangeur, ce qui dépend, comme nous l'avions montré, de la configuration de l'échangeur.

En corollaire de ce que nous venons de dire, nous allons considérer quelques configurations usuelles d'échangeur de chaleur et en déterminer l'écart moyen de température.

a. / Echangeurs à courants parallèles et à contre-courants.

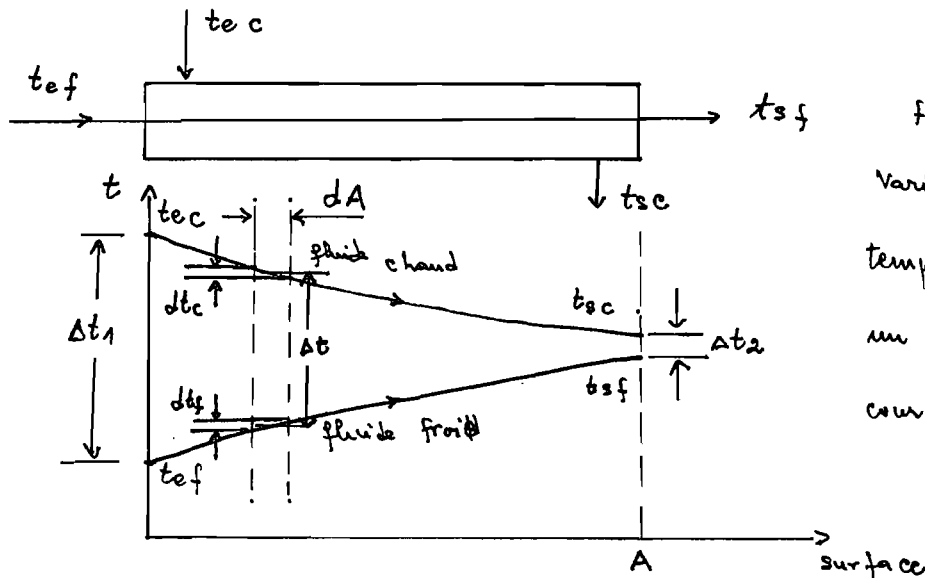


fig 3.2 :

Variation de la température dans un échangeur à courants parallèles

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

$$dq = U dA \Delta t \quad (a)$$

$$dq = m_c C_{pc} dt_c \quad (b) \quad (3-6)$$

$$dq = m_f C_{pf} dt_f \quad (c)$$

$$\text{où } \Delta t = t_c - t_f$$

et où  $dt_c$  et  $dt_f$  sont respectivement les variations de température du fluide chaud et du fluide froid, comme l'indique ailleurs la figure 3-2

Les équations (3-6-b) et (3-6-c) montrent que la chaleur transmise varie linéairement avec  $dt_c$  et  $dt_f$ . Par conséquent, elle varie linéairement également avec  $\Delta t$ .

D'où :

$$\frac{d(\Delta t)}{dq} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{q_{total}}$$

avec

$$\Delta t_1 = t_{ec} - t_{ef}$$

$$\Delta t_2 = t_{sc} - t_{sf}$$

pour un échangeur à courants parallèles

$$\text{et } \Delta t_1 = t_{ec} - t_{sf}$$

$$\Delta t_2 = t_{sc} - t_{ef}$$

pour un échangeur à contre-courants.

Comme l'équation (3-6-a) donne

$$dq = U dA \Delta t,$$

il vient :

$$\frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = \frac{U(\Delta t_2 - \Delta t_1)}{q_{total}} \cdot dA.$$

Soit :

$$\ln \Delta t_2 - \ln \Delta t_1 = \frac{U(\Delta t_2 - \Delta t_1)}{q_{total}} \cdot A.$$

ou enfin

$$q_{total} = UA \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln(\Delta t_1/\Delta t_2)}$$
$$= UA \Delta t_m$$

Nous en déduisons l'expression de  $\Delta t_m$ . Soit

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln(\Delta t_1/\Delta t_2)}$$

En transposant, dans cette expression, les équations donnant  $\Delta t_1$  et  $\Delta t_2$  en fonction des températures d'entrée et de sortie des fluides, pour chaque type d'échangeur, nous obtenons :

$$\Delta t_{m,par} = \frac{(t_{ec} - t_{ef}) - (t_{sc} - t_{sf})}{\ln\left(\frac{t_{ec} - t_{ef}}{t_{sc} - t_{sf}}\right)} \quad (3-7)$$

pour un échangeur à courants parallèles

$$\Delta t_{m,cr} = \frac{(t_{ec} - t_{sf}) - (t_{sc} - t_{ef})}{\ln\left(\frac{t_{ec} - t_{sf}}{t_{sc} - t_{ef}}\right)} \quad (3-8)$$

pour un échangeur à contre-courants.

b- Echangeurs à tubes et calandre et à courants croisés

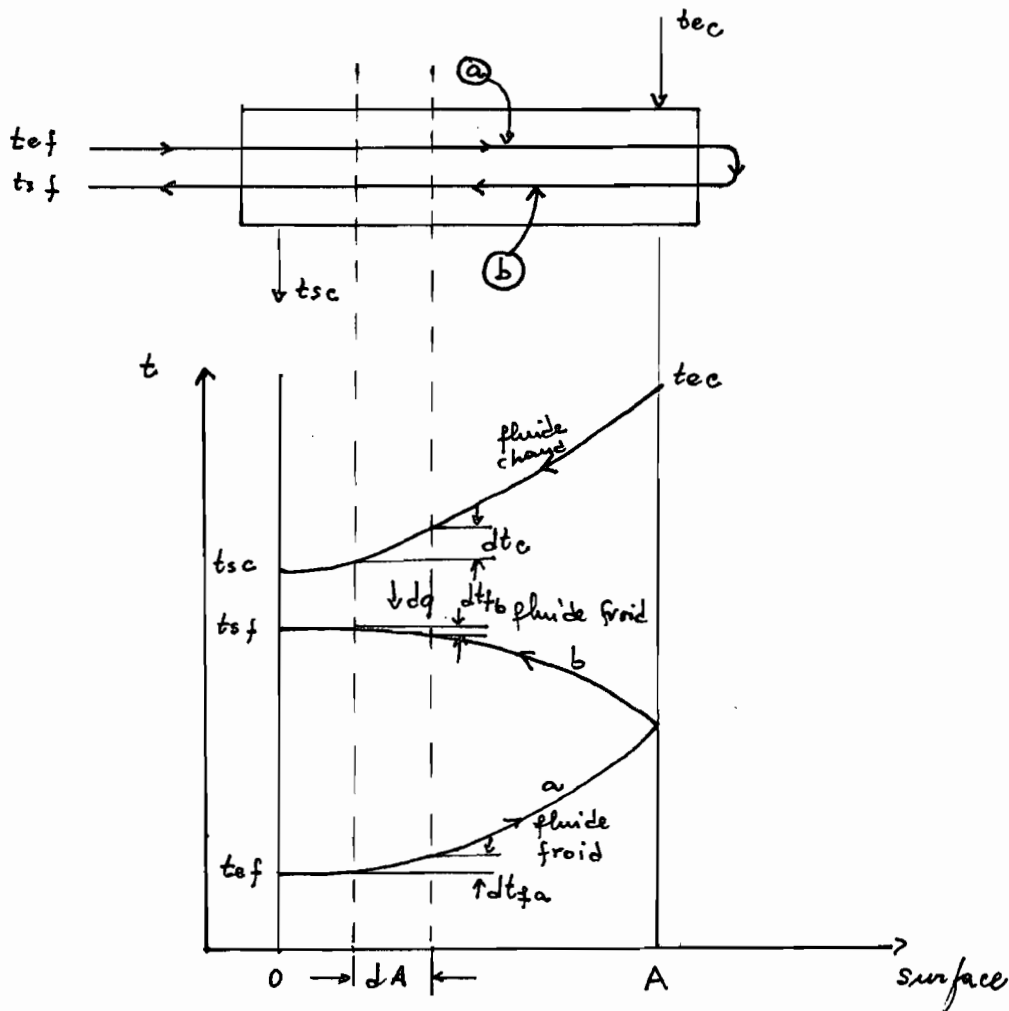


fig 3-3 : Variation de la température dans un échangeur à tubes et calandre avec deux passages de tubes et un passage de calandre.

Pour l'échangeur à tubes et calandre représenté en la figure 3.3, la chaleur échangée s'exprime par les équations suivantes évaluée à travers une surface dA

$$dq = m_c c_{pc} dt_c$$

$$dq = m_f c_{pf} (dt_{fa} - dt_{fb})$$

$$dq = U dA [(t_c - t_{fa}) + (t_c - t_{fb})]$$

En tenant compte du bilan thermique qui s'exprime comme suit :

$$\dot{m}_c c_{pc} (t_{ec} - t_{sc}) = \dot{m}_f c_{pf} (t_{sf} - t_{ff}),$$

la résolution des trois équations différentielles sus-mentionnées donne :

$$q_{total} = UA \Delta t_m$$

avec

$$\Delta t_m = \frac{\sqrt{(t_{ec} - t_{sc})^2 + (t_{sf} - t_{ef})^2}}{\ln \left[ \frac{(t_{ec} + t_{sc}) - (t_{ef} + t_{sf}) + \sqrt{(t_{ec} - t_{sc})^2 + (t_{sf} - t_{ef})^2}}{(t_{ec} + t_{sc}) - (t_{ef} + t_{sf}) - \sqrt{(t_{ec} - t_{sc})^2 + (t_{sf} - t_{ef})^2}} \right]} \quad (3-9)$$

En posant

$$R = \frac{\dot{m}_c c_{pc}}{\dot{m}_f c_{pf}} = \frac{t_{ec} - t_{sc}}{t_{sf} - t_{ef}} \quad (3-10)$$

$$P = \frac{\dot{m}_f c_{pf} (t_{sf} - t_{ef})}{\dot{m}_f c_{pf} (t_{ec} - t_{ef})} = \frac{t_{sf} - t_{ef}}{t_{ec} - t_{ef}} \quad (3-11)$$

nous obtenons

$$\Delta t_m = F(R, P) \cdot \Delta t_{m,ctr}$$

où  $\Delta t_{m,ctr}$  est l'écart moyen de température d'un échangeur à contre-courants défini par l'équation (3-8) et  $F(R, P)$  un facteur de correction.

De l'équation (3-9), nous déduisons  $F(R, P)$  pour un échangeur à tubes et calandre avec deux passages

pour tubes et un passage pour calandre. soit

$$F(R, P) = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \cdot \frac{\ln\left(\frac{1 - P}{1 - PR}\right)}{\ln\left[\frac{2 - P(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}\right]} \quad (3-12)$$

Pour les différents types d'échangeurs à tubes et calandre et ceux à courant croisé, les facteurs de correction  $F(R, P)$  sont représentés sous forme de graphiques. Les figures 3-4 à 3-6 en représentent certains d'entre ces graphiques.

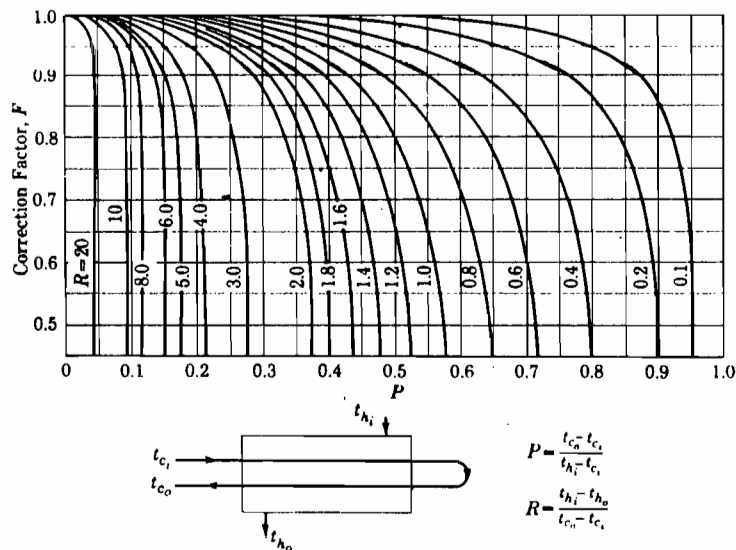


fig 3-4. Facteur de correction  $F(R, P)$  pour un échangeur à tubes et calandre avec deux passages pour tubes et un passage pour calandre.