

وزارة الجامعات والبحث العلمي  
Ministère aux Universités et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات  
BIBLIOTHEQUE — المكتبة  
Ecole Nationale Polytechnique

DEPARTEMENT *Génie mécanique*

## PROJET DE FIN D'ETUDES

### SUJET

*Etude et dimensionnement d'une tour  
Sèche et d'une tour humide pour une  
centrale thermique à cycle combiné*

*GAZ/VAPEUR DE 300Mwe*

Proposé par :  
H. BENNOUR

Etudié par :  
A. BELMOKHTAR  
F. BOUZID

Dirigé par :  
H. BENNOUR

PROMOTION  
*Juin 1992*

SOMMAIRE

CHAPITRE UN : INTRODUCTION.....	01.
1.1- REFROIDISSEMENT EN CIRCUIT OUVERT.....	02
1.2- REFROIDISSEMENT EN CIRCUIT FERME.....	03
1.2.1- Réfrigérant humide .....	03
1.2.2- Réfrigérant sec.....	04
CHAPITRE DEUX : GENERALITES.....	05
2.1- REFRIGERANTS HUMIDES.....	05
2.1.1- Réfrigérant humide à tirage naturel.....	07
2.1.1.1- Réfrigérant à courants croisés.....	07
2.1.1.2- Réfrigérant à contre-courant.....	07
2.1.2- Réfrigérant humide à tirage forcé.....	08
2.2- REFRIGERANTS SECS.....	09
2.2.1- Aéroréfrigérants.....	10
2.2.2- Aérocondenseurs.....	11
CHAPITRE TROIS : OBJECTIF DE L'ETUDE.....	13.
CHAPITRE QUATRE : ETUDE ET DIMENSIONNEMENT D'UN REFRIGERANT HUMIDE A TIRAGE FORCE.....	15
4.1- THEORIE DE LA TOUR HUMIDE .....	15
4.2- PRESENTATION DE LA METHODE DITE : D'EFFICACITE-NOMBRE D'UNITES DE TRANSFERT ( $C_e$ -NTUD) DANS SON APPLICATION A L'ETUDE DES TOURS DE REFROIDISSEMENT HUMIDES.....	21
4.3- CONDUITES DE CALCULS PERMETTANT LE DIMENSIONNEMENT DE LA TOUR.....	31

CHAPITRE CINQ : APPROCHE THEORIQUE OPTIMALE DE LA TOUR SECHE A TIRAGE NATUREL EN VUE DE SON DIMENSIONNEMENT.....	38
5.1- THEORIE DE LA TOUR SECHE.....	38
5.1.1- Hypothèses de conduite de l'analyse.....	38
5.1.2- Equation régissant l'écoulement de l'air à travers la tour.....	39
5.1.3- L'équation de tirage.....	41
5.2- ETUDE OPTIMALE DE LA TOUR.....	47
5.2.1- Taille de la tour.....	47
5.2.2- Surface d'échange côté air.....	50
5.2.3- Les besoins du circuit d'eau.....	53
5.2.3.1- Pertes de charges d'entrée et de sortie à travers l'échangeur.....	54
5.2.3.2- Puissance de pompage.....	55
5.2.3.3- Efficacité du transfert de chaleur.....	56
5.2.4- Sélection optimale de l'échangeur de chaleur.....	57
5.3- DIMENSIONNEMENT DE LA TOUR.....	60
5.3.1- Données de base nécessaire au dimensionnement.....	60
5.3.2- Proposition d'arrangement pour les échangeurs.....	63
5.3.3- Résultats numériques.....	65
5.3.4- Interprétation des résultats et dimensionnement.....	65
CHAPITRE SIX : CONCLUSION.....	74
APPENDICES.....	76
ANNEXES.....	81
BIBLIOGRAPHIE.....	86

NOMENCLATURE

- $A$  : surface d'échange.
- $A_C$  : section d'écoulement libre.
- $A_E$  : section de sortie de la tour.
- $A_f$  : surface frontale de l'échangeur.
- $a$  : vitesse de son.
- $b$  : largeur du passage de l'air.
- $C_D$  : coefficient de traînée.
- $C_P$  : chaleur spécifique.
- $CR$  : rapport des débits capacitifs.
- $c$  : largeur du passage d'eau.
- $D_b$  : diamètre de base de la tour.
- $D_E$  : diamètre de sortie de la tour.
- $D_H$  : diamètre du collecteur.
- $E$  : facteur d'efficacité.
- $F$  : facteur d'équivalence pour un échangeur à contre-courant.
- $F_p$  : pente de la courbe de saturation.
- $f$  : coefficient de friction coté air.
- $f_v$  : coefficient de friction coté eau.
- $g$  : accélération de la pesanteur.
- $H$  : hauteur de la colonne d'échange de l'échangeur.
- $h$  : coefficient de convection.
- $I$  : différence de température initiale =  $T_{v2} - T_1$ .
- $I'$  : différence de température initiale par rapport à l'air ambiant =  $(T_{v2} - T_1) / T_1$ .
- $i$  : enthalpie.
- $K$  : facteur d'analogie de Reynolds.
- $K'$  : facteur d'analogie de reynolds incluant les coefficients de pertes d'entrée et de sortie  $K_e$  et  $K_c$  à travers l'échangeur.
- $K_c$  : coefficient de dépression entrée.
- $K_e$  : coefficient de dépression sortie.
- $k$  : conductivité thermique.
- $k'$  : coefficient polytropique pour l'atmosphère.
- $L_a$  : profondeur de l'échangeur.
- $L_v$  : longueur du passage d'eau.
- $Le$  : nombre de Lewis.
- $l$  : longueur caractéristique.

- $M$  : nombre de Mach.
- $m$  : débit massique de l'écoulement.
- $N$  : nombre de modules.
- $N_c$  : nombre de colonnes dans la tour.
- $NTU$  : nombre d'unités de transfert.
- $Nu$  : nombre de Nusselt.
- $n$  : nombre de passage d'eau.
- $P$  : pression.
- $Pr$  : nombre de Prandtl.
- $Pi$  : approche dimensionnelle =  $(T_{v1} - T_1) / (T_{v2} - T_1)$ .
- $Pi'$  : approche.
- $P_v$  : puissance de pompage.
- $Q$  : flux de chaleur à évacuer.
- $q$  : flux de transfert de chaleur dimensionnel.
- $R$  : écart de réfrigération.
- $Re$  : nombre de Reynolds.
- $Ri$  :  $(T_{v2} - T_{v1}) / (T_{v2} - T_1)$ .
- $r_h$  : rayon hydraulique.
- $S$  : surface d'échange pour le réfrigérant humide.
- $Sc$  : nombre de Schmidt.
- $T$  : température.
- $\Delta T_E$  : différence de température moyenne logarithmique pour un échangeur à contre-courant.
- $U$  : coefficient de transfert global.
- $V$  : vitesse moyenne de l'écoulement.
- $v$  : volume.
- $W$  : coefficient dimensionnel.
- $Y$  : hauteur de la tour.
- $\alpha$  : coefficient de changement de température de l'air.
- $\alpha_i$  : élévation de température dimensionnelle =  $(T_2 - T_1) / (T_{v2} - T_1)$ .
- $\beta$  : rapport de l'aire totale de transfert au volume entre plaques.
- $\beta^2$  : coefficient de changement de pression.
- $\Delta$  : terme de correction.
- $\delta$  : hauteur dimensionnel.
- $\delta_e$  : facteur correctif d'enthalpie.
- $\epsilon$  : efficacité d'échange.
- $\epsilon'$  :  $(\gamma - 1)M^2 / 2$ .
- $\eta_0$  : efficacité de surface.

- $\eta_f$  : efficacité d'ailettes.  
 $\rho$  : masse volumique.  
 $\psi$  : fonction de la taille.  
 $\mu$  : coefficient de viscosité.  
 $\nu$  : viscosité cinématique.  
 $\lambda$  : déviation de  $E$  de l'unité =  $1 - 1/\eta_o E$ .  
 $\xi$  : rapport de  $A_E$  actuelle à son minimum.  
 $\omega$  : humidité spécifique.

## Souscriptions :

- $o$  : conditions de stagnation à l'entrée de la tour.  
 $1$  : conditions d'entrée à la zone de l'échangeur.  
 $2$  : conditions de sortie de la zone de l'échangeur.  
 $3$  : à la sortie de la tour.  
 $a$  : air.  
 $i$  : interface.  
 $c$  : associée avec la section minimale disponible à l'écoulement libre.  
 $v$  : eau.

## INTRODUCTION

D'après le second principe de la thermodynamique, de la chaleur est obligatoirement communiquée au milieu ambiant lors de la transformation de l'énergie thermique en énergie mécanique (ou électrique).

Tout travail, qu'il soit mécanique, chimique ou autre est source d'une production de chaleur parasite. Le refroidissement des installations et des matériels doit être assuré en permanence.

Parmi les nombreux procédés industriels nécessitant l'utilisation d'un moyen de refroidissement, les centrales électriques constituent un cas important compte tenu des échanges thermiques considérables mis en jeu au niveau du condenseur.

L'eau est tout naturellement retenue comme agent de refroidissement de ces condenseurs, aussi longtemps qu'il a été possible de disposer de grandes quantités d'eau froide naturelle à un coût réduit.

### Analyse qualitative des différents modes de refroidissement :

Dans les centrales thermiques productrices d'énergie électrique, la vapeur d'eau à haute pression nécessaire pour actionner la turbine doit, après avoir cédé une partie de son énergie, être condensée et l'eau obtenue est reinjectée au générateur de vapeur.

La quantité d'eau de refroidissement nécessaire pour condenser la vapeur est assez importante, car la chaleur de vaporisation de l'eau est élevée.

Il était donc commode d'obtenir ce refroidissement en "circuit ouvert".

### 1.1- REFROIDISSEMENT EN CIRCUIT OUVERT Fig.(1.1):

L'eau prise dans un réservoir naturel ( mer, lac, rivière...) est pompée à travers le condenseur où elle s'échauffe puis elle est rejetée de telle manière que la recirculation de l'eau chaude soit négligeable.

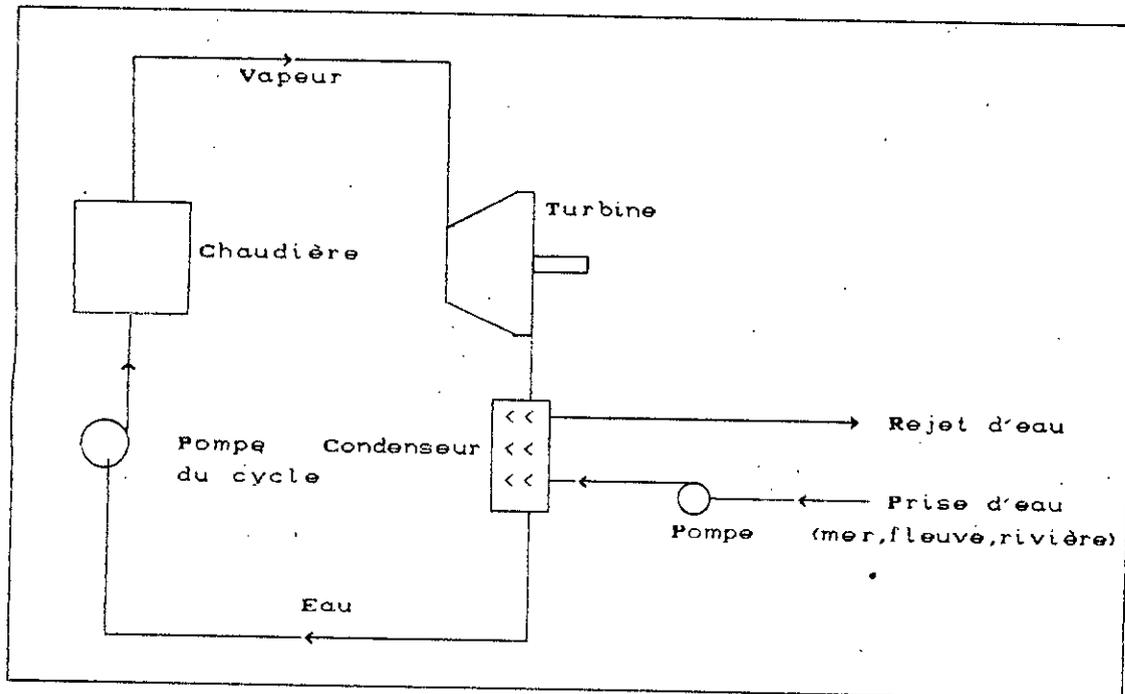


Fig.(1.1) Schéma général d'un circuit d'eau en cycle ouvert.

Cette solution simple est adoptée chaque fois que la source froide existe en quantité suffisante et qu'il n'y a pas de contre indications, celles-ci peuvent provenir de différents facteurs :

- température de la source froide trop élevée pour un refroidissement correcte;
- source froide polluante ou corrosive (eau de mer, ou embouchure de fleuves ...);
- eau froide très chargée en sels minéraux (cas d'un grand nombre de forages);
- débit d'eau trop faible entraînant un rejet à température élevée (pollution thermique);
- risque de rejet de matières dans l'eau de refroidissement non autorisé par la législation.

De plus, l'utilisation d'eau de mer nécessite souvent des

travaux de génie civil très importants, des conduites très longues et un condenseur plus onéreux car devant résister à la corrosion marine. Le choix des sites exploitables en bord de mer est limité par des considérations stratégiques, économiques et touristiques.

Par ailleurs, il y'a une politique de décentralisation économique et industrielle qui doit passer nécessairement par l'installation des centrales dans des régions désertées et très pauvre en eaux.

Dans ce cas on a recours à un autre type qui réutilise l'eau de refroidissement après avoir servi à condenser la vapeur. Or, cette vapeur va céder une partie de sa chaleur à l'eau de condensation, il faut qu'à la sortie du condenseur, cette eau soit dirigée vers des réfrigérants atmosphériques qui la refroidissent à son tour, avant d'être renvoyée au condenseur; c'est ce qu'on appelle refroidissement en "circuit fermé".

## 1.2- REFROIDISSEMENT EN CIRCUIT FERME :

De nombreux types de réfrigérants atmosphériques sont utilisés ou proposés, qui diffèrent par le mode de tirage (réfrigérant naturel ou forcé), le type d'échange thermique (réfrigérant humide ou sec).

### 1.2.1- Réfrigération humide :

L'eau venant du condenseur chute éparpillée par gravité et rencontre un courant d'air atmosphérique ascendant; qui la refroidie par contact direct. Le principe du fonctionnement consiste à provoquer par ce contact, l'évaporation d'une fraction (environ 1 à 2 %) de l'eau échauffée dans le condenseur de la centrale et le refroidissement corrélatif de l'eau restante.

L'échange thermique s'effectue donc à la fois par vaporisation et par convection entre le circuit d'eau alimentant le réfrigérant et l'air ambiant. La circulation de l'air nécessaire au refroidissement est obtenue soit de façon naturelle par l'intermédiaire du tirage d'une cheminée, soit de façon

artificielle par l'intermédiaire d'un ou plusieurs ventilateurs.

### 1.2.2- Réfrigération sèche :

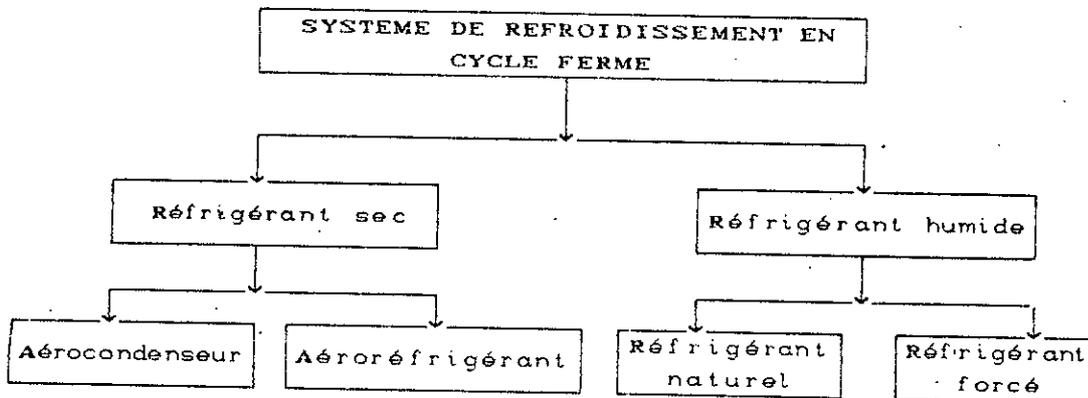
Dans ce type de réfrigération il n'y a aucun contact physique entre le fluide refroidi et le fluide refroidisseur; la séparation peut être constituée par paroi de tubes ou de plaques.

Le refroidissement s'effectue uniquement par convection; les réfrigérants secs ne sont retenus que lorsque la quantité d'eau disponible sur le site choisi ne permet pas l'installation des réfrigérants humides.

L'obstacle le plus important à l'utilisation des réfrigérants secs est leur coût élevé dû au prix élevé des tours de tirage ou des ventilateurs, avec ces derniers il faut considérer aussi un coût d'exploitation élevé. Les échangeurs pour lesquels on a jusqu'ici recherché une grande compacité sont onéreux également.

## GENERALITES

La classification des différents systèmes de refroidissement en circuit fermé est illustrée par;



### 2.1-REFRIGERANTS HUMIDES :

Dans ces appareils, les deux fluides sont mis en contact de manière aussi intime que possible, et pendant le temps le plus long possible pour favoriser le transfert de chaleur qui s'opère à la fois par convection et par évaporation.

Le schéma d'un tel circuit d'eau comprenant un réfrigérant atmosphérique humide est représenté par Fig.(2.1).

L'eau de circulation chauffée sort du condenseur et est dirigée vers une tour de refroidissement de forme hyperbolique ou parallélépipédique, où un système de ruissellement permet de la refroidir au maximum au contact de l'air aspiré naturellement (par cheminée), ou artificiellement (par ventilateur). Cette eau refroidie sera recueillie dans un bassin d'eau froide prête à servir de nouveau.

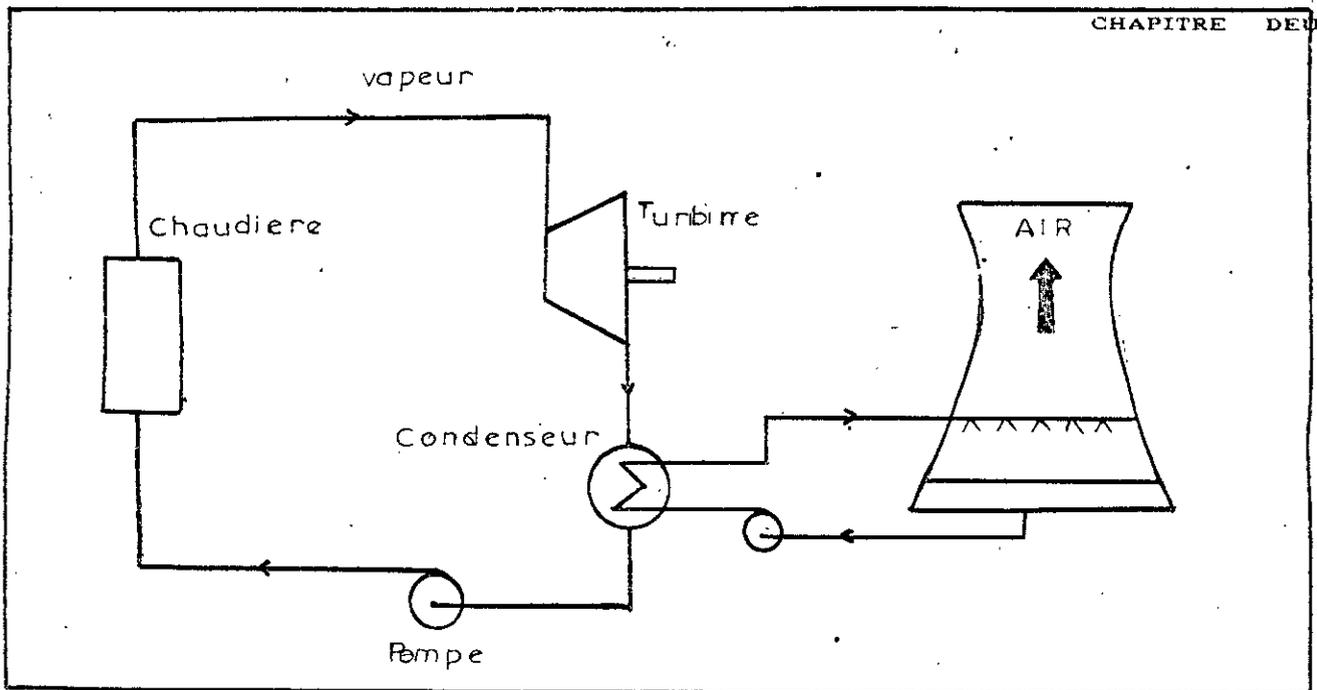
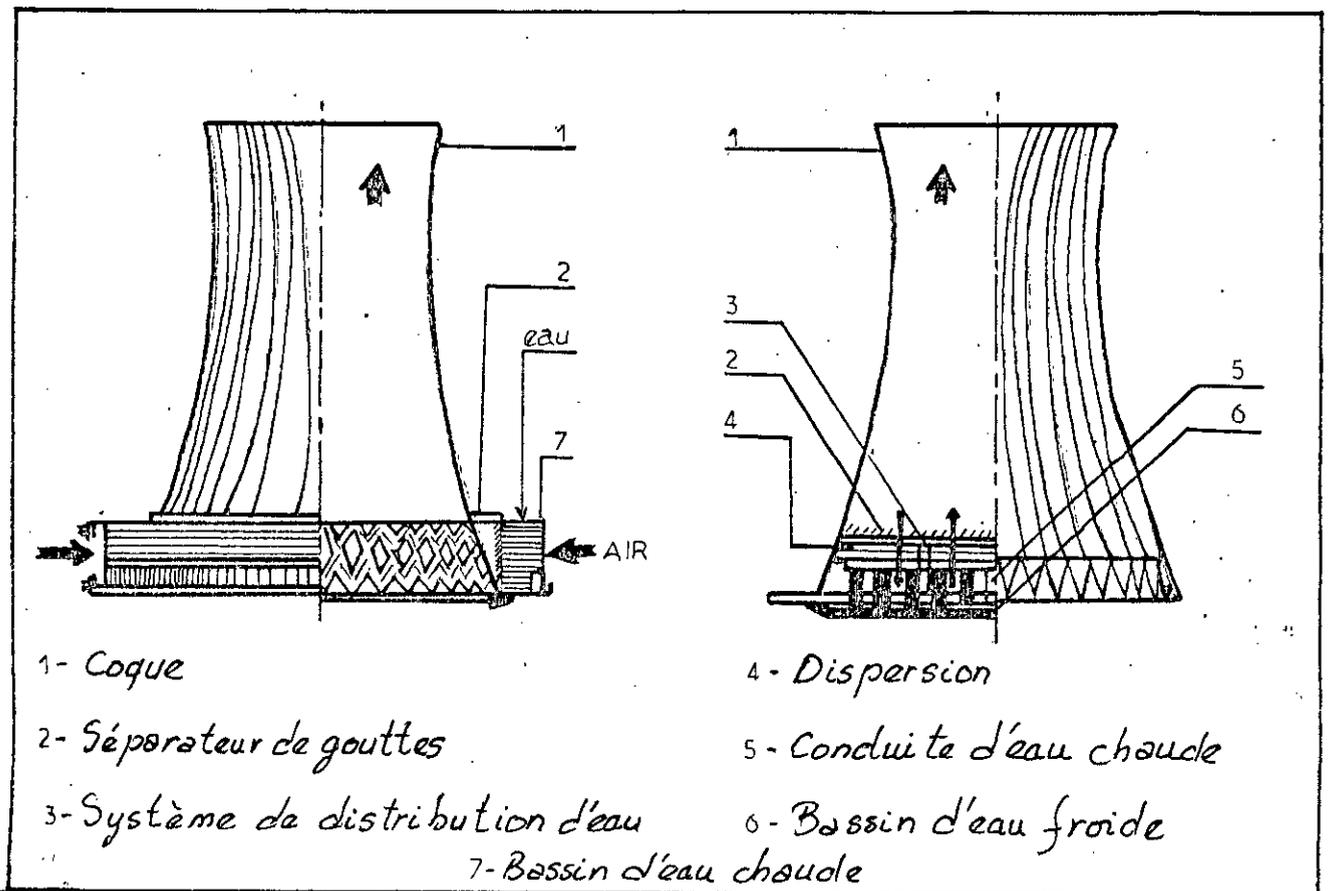
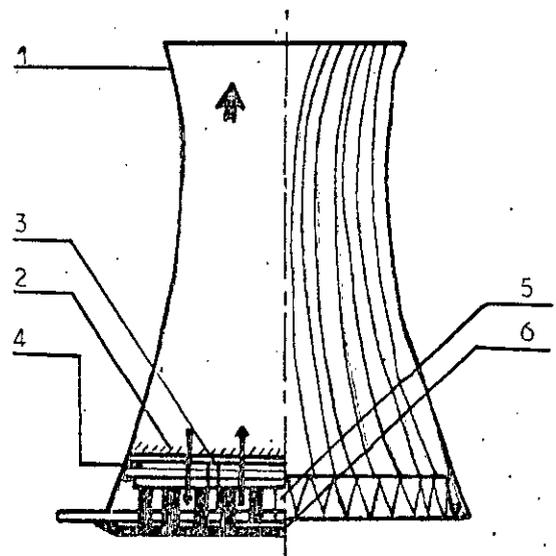


Fig. (2.1) Schéma général du circuit d'eau d'une centrale thermique sur un réfrigérant humide.



- 1- Coque
- 2- Séparateur de gouttes
- 3- Système de distribution d'eau
- 7- Bassin d'eau chaude

Fig. (2.2) Réfrigérant humide à courants croisés.



- 4- Dispersion
- 5- Conduite d'eau chaude
- 6- Bassin d'eau froide

Fig. (2.3) Réfrigérant humide à contre courant.

Les réfrigérants humides se répartissent de deux manières distinctes :

- par le mode de tirage : naturel ou forcé;
- par le mode du système de dispersion : courants croisés ou contre-courant.

### 2.1.1- Réfrigérant humide à tirage naturel :

Le tirage est obtenu grâce à la différence des densités de l'air à l'intérieur et à l'extérieur de la tour. Selon la direction du courant d'air à travers la surface d'échange, les réfrigérants humides à tirage naturel peuvent se classer en deux types : à courants croisés ou à contre-courant.

#### 2.1.1.1- Réfrigérant à courants croisés Fig.(2.2) :

Les surfaces d'échange sont situées dans un anneau circulaire entourant la base de la cheminée hyperbolique qui assure le tirage.

La distribution d'eau chaude s'effectue à partir de château d'eau qui débouche dans un bassin périphérique situé à la partie supérieure de cet anneau, ce bassin est muni de gicleurs qui assurent la répartition de l'eau en fine gouttelettes sur les profilés ou les lattes, placées en travers du courant d'air et disposés en planchers successifs qui assurent à chaque étage de nouveaux éclatements de gouttes de façon à augmenter le temps de contact avec l'air et à multiplier ainsi la surface d'échange.

#### 2.1.1.2- Réfrigérant à contre-courant Fig.(2.3) :

Pour ces appareils, la cheminée enveloppe toute la dispersion (surface d'échange). Cette fois, la distribution de l'eau chaude s'effectue également à partir d'un château d'eau généralement placé au centre du réfrigérant. De ce château d'eau, partent des gicleurs qui assurent la répartition de l'eau sur le corps d'échange.

De tels réfrigérants conduisent à des encombrements légèrement plus faibles que pour les réfrigérants à courants

croisés. Du point de vue de l'efficacité, le réfrigérant humide à contre-courant est le plus utilisé car la vitesse relative des deux fluides est la plus forte donc l'échange est meilleur.

### 2.1.2- Réfrigérant humide à tirage forcé Fig.(2.4) :

Le tirage de l'air est obtenu grâce à des ventilateurs situés soit en amont de la dispersion (réfrigérant à ventilateurs soufflants) Fig.(2.4.a), soit en aval de la dispersion (réfrigérant à ventilateurs aspirants) Fig.(2.4.b). La hauteur de ces réfrigérants est plus faible que celle des réfrigérants à tirage naturel; et là encore les deux principaux types rencontrés sont :

- les réfrigérants forcés à courants croisés;
- les réfrigérants forcés à contre-courant.

Les vitesses de l'air à l'intérieur de la dispersion sont relativement élevées, ce qui assure un débit d'air important et un refroidissement efficace. Pour ce type de réfrigérant on a en général une faible hauteur de pompage, les investissements de génie civil sont beaucoup plus faibles que ceux des réfrigérants naturels. En revanche, cette installation nécessite une dépense d'énergie supplémentaire pour l'alimentation des motoventilateurs et ceux-ci présentent une source de bruit.

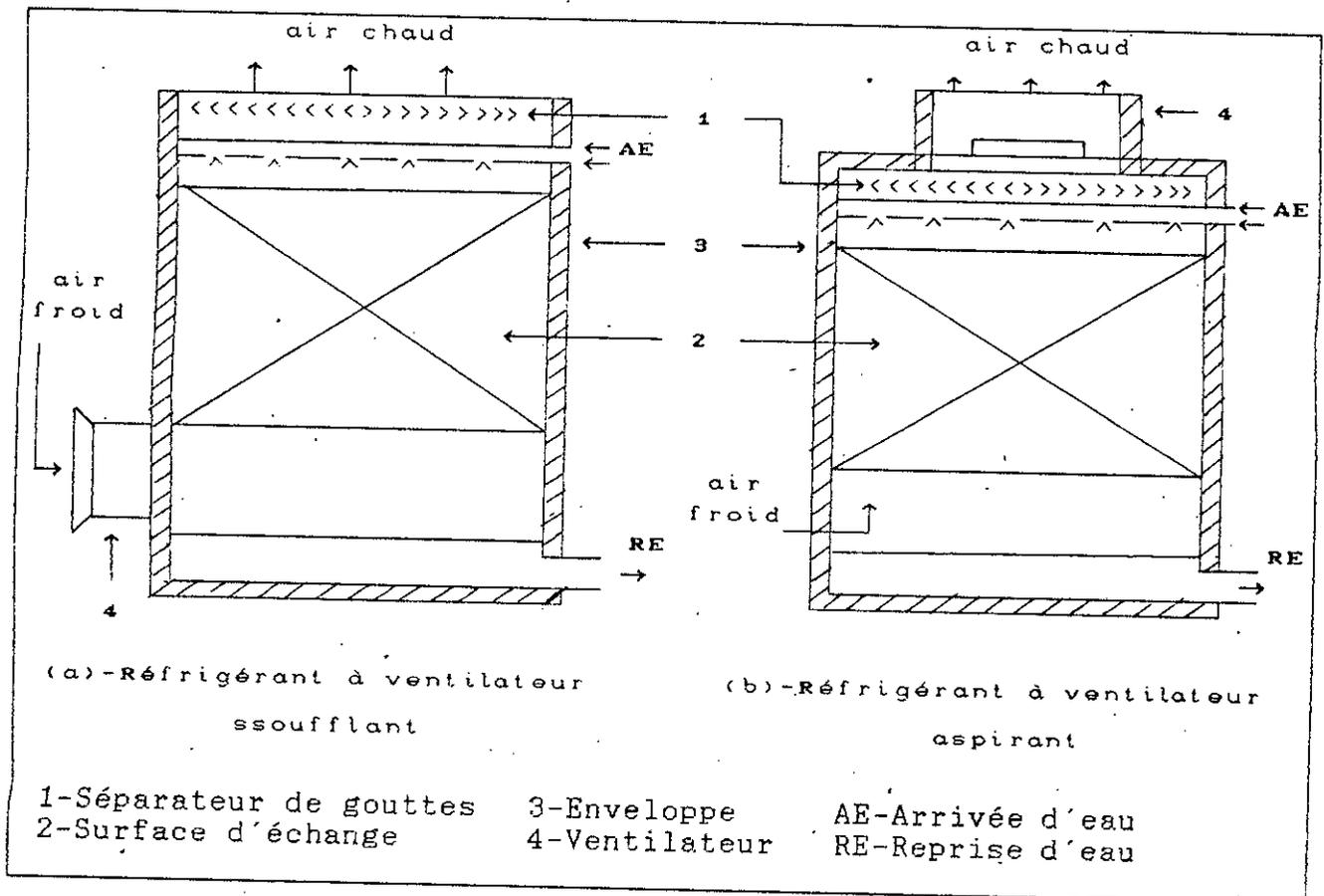


Fig.(2.4) Réfrigérant humide à tirage forcée.

Le choix entre les deux types de réfrigérants est surtout un choix économique résultant d'une comparaison entre les frais d'investissement d'une part, et les dépenses supplémentaires en énergie, d'autre part.

2.2- REFRIGÉRANTS SECS :

Comme nous l'avons vu précédemment, (§ 1.2.2 ) les deux fluides ne sont pas en contact dans ces appareils. On distingue deux types de réfrigérants caractérisés par l'évolution du fluide à refroidir :

- les aéroréfrigérants, dans lesquels le fluide est simplement refroidi sans changement d'état;
- les aérocondenseur, dans lesquels la vapeur subit un changement d'état.

### 2.2.1 Aéroréfrigérants :

Le schéma général d'un tel circuit ( fermé ) d'une centrale thermique utilisant un aéroréfrigérant est représenté par la Fig.(2.5).

Le refroidissement du condenseur de vapeur est toujours assuré par la circulation en circuit fermé d'un volant d'eau qui, après s'être échauffé à la traversée du condenseur, se refroidit dans le réfrigérant.

Les surfaces d'échanges du réfrigérant sont constituées d'échangeurs à l'intérieur desquels circule le volant d'eau; donc il n'y a à aucun moment, de contact direct entre l'eau et l'air contrairement à ce qui se passe dans le réfrigérant humide. C'est la raison pour laquelle ce type de réfrigérant est dit "sec".

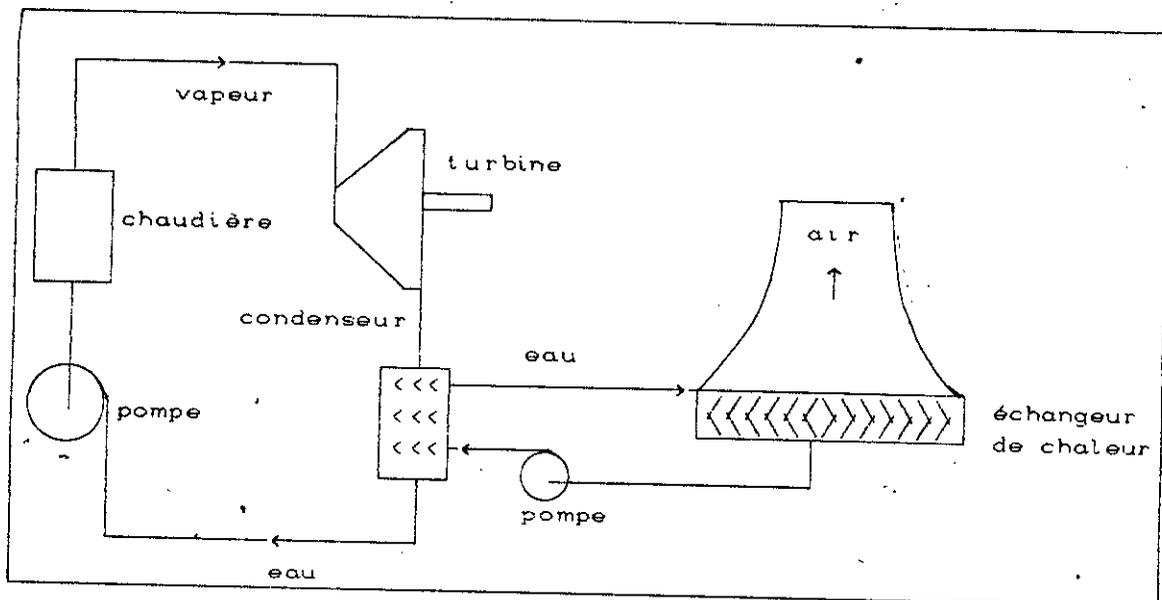


Fig.(2.5) Schéma général du circuit d'eau d'une centrale thermique sur réfrigérant sec (aéroréfrigérant).

Il comporte, par ailleurs un certain nombre d'avantages conduisant dans certains cas à son adoption par l'utilisateur. On peut noter en particulier les points suivants :

- la séparation totale des fluides permet de conserver les qualités du fluide à refroidir;

-il n'y a pas de pollution de l'air de refroidissement, car il n'est jamais en contact avec le fluide refroidi; en particulier, les retombées de buées ou de gouttes sont pratiquement inexistantes dans l'atmosphère;

-le fluide à refroidir ne subit aucune pollution due à l'air de refroidissement;

-ce système ne demande aucun appoint de fluide à refroidir pendant ou après son passage dans l'aérocondenseur.

### 2.2.2 Aérocondenseurs :

La vapeur sortant de la turbine est dirigée directement dans les échangeurs situés dans la tour de réfrigération sèche et s'y condense; il n'y a donc pas de fluide intermédiaire, et par conséquent on évite le condenseur classique Fig.(2.6).

L'utilisation d'un tel réfrigérant présente des limites d'ordre technique et physique liées aux grands volumes massiques de la vapeur d'eau. En effet, le volume massique très grand de la vapeur sortant à l'échappement des turbines à vapeur rend impossible son transport vers des condenseurs situés à quelque distance. Par exemple, si on voulait véhiculer la vapeur sortant d'une turbine de 1200 MWe, cela nécessiterait 100 conduites de 1.2 m de diamètre dans lesquelles la vapeur, à une pression absolue de quelques dizaines de millibars seulement, circulant à une vitesse de 250 m/s !

Dans les conditions ambiantes normales, l'air est environ 800 fois plus volumineux que l'eau. La taille des échangeurs à air sera donc beaucoup plus importante qu'avec l'eau et pratiquement il est impossible de construire des condenseurs refroidis à l'air qui puissent se loger, comme on le fait dans le cas de l'eau, à proximité immédiate des échappements des turbines. Autrement dit, il n'est pas matériellement possible d'amener la quantité d'air nécessaire à la condensation au voisinage immédiat de la turbine.

La solution inverse qui consisterait à amener la vapeur à condenser vers un aérocondenseur situé à quelque distance est pire encore puisque, comme on l'a vu ci-dessus, les conduites qui seraient nécessaires sont absolument gigantesques.

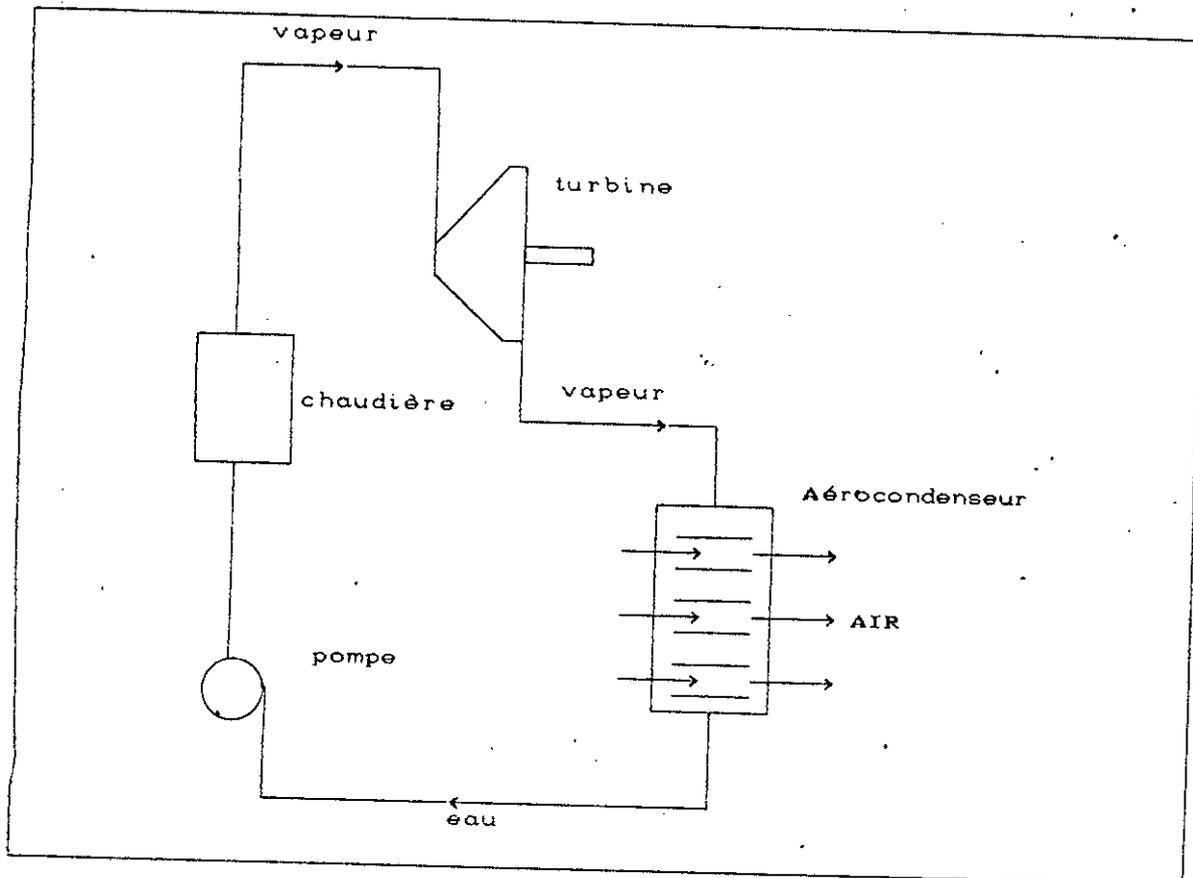


Fig.(2.6) schéma général du circuit d'eau d'une centrale thermique sur un aérocondenseur.

Pour les deux cas, le refroidissement exige un investissement plus important que le circuit ouvert et le réfrigérant humide, cet investissement important provient de la nécessité d'une importante aire de la surface de l'échangeur associé. Actuellement, environ deux dizaines de centrales thermiques, en Europe, en Asie, en Afrique du sud utilisent des réfrigérants sec, la liste de ces réalisations est donnée dans le tableau (2.1).

Tableau (2.1) [1]

Site	Puissance MW	Chaleur évacuée $10^6$ Kcal/h	Ecart de refroidis- sement( $^{\circ}$ C)	Année constr- uction	H(m)	$\phi$ de base (m)
RUGELEY (G. B. )	120	145	8.4	1962	97.2	67.1
IBBENBURN (R. F. A. )	150	162.5	11	1967	100	80
GYNGYOS (HONGRIE)	220	228	11	1972	116	109
RAZDAN (C. E. I. )	220	241	9	1973	120	110
GROOTYLEI (AF. DU SUD)	200	287	16	1971	100.5	82

OBJECTIF DE L'ETUDE
---------------------

Dans le présent travail on se fixe pour but de faire une étude à même de nous permettre de dimensionner une tour de refroidissement pour un cycle combinant une turbine à gaz et une turbine à vapeur pour produire une puissance électrique nette de 300 MWe.

Ce projet correspond au souci de SONELGAZ de promouvoir ce type de centrales pour palier à de nombreux ennuis connus avec les installations de puissance moyenne déjà existantes en Algérie.

Nous avons déjà dit dans notre introduction et en introduisant les généralités que l'utilisation d'une tour de refroidissement n'est opportune que lorsque les ressources en eau nécessaire pour permettre un fonctionnement en circuit ouvert sont insuffisantes. Or, il s'avère d'après certains responsables de la SONELGAZ que même pour les installations en bord de mer, l'utilisation d'un circuit ouvert pose des problèmes susceptibles d'être résolus par l'adoption d'une tour de refroidissement humide.

Ainsi, pour ce qui est actuellement réalisé de la centrale à vapeur de "RAS-DJANET" le refroidissement se fait en circuit ouvert, l'eau étant acheminée vers le condenseur à une distance suffisamment éloignée du bord de mer pour réduire au maximum les incrustations et éviter les problèmes de recyclage. La canalisation nécessaire, en plus du fait qu'elle est coûteuse, pose de sérieux problèmes d'entretien. Un ouvrier plongeur chargé de nettoyer le tunnel d'amenée d'eau y a trouvé la mort à cause des courants puissants créés par les pompes.

Actuellement, une extension de la centrale avec une tranche de

300 MWe est envisageable et certains responsables pensent qu'une installation combinée avec tour humide pourrait être solution idéale.

Par ailleurs, une centrale de même puissance sera installée sur un site en bord de mer aux alentours de "TENES". Il paraît que, d'après les caractéristiques du site, le circuit ouvert va nécessiter des travaux de génie civil considérables et donc très onéreux. Là aussi l'utilisation de la tour humide peut s'avérer fortement avantageuse.

D'autre part, dans le cadre d'une politique de décentralisation de l'activité économique et dans le but de préserver la côte pour d'autres utilisations, il est commode d'installer des centrales de moyenne puissance à l'intérieur du pays où malheureusement les besoins en eau se font sentir à tout les niveaux. L'adoption de cycles combinés avec utilisation d'une tour de refroidissement sèche se présente alors comme une solution attrayante.

Aussi, avons nous pensé qu'une étude des deux alternatives ci-dessus pouvant être une première tentative pour attirer l'attention des centres de prise de décision sur les avantages que ces solutions, présentent pour notre pays, en espérant que dans l'avenir leur promotion dans notre pays aide à maîtriser leur technologie.

## ETUDE ET DIMENSIONNEMENT D'UN REFRIGERANT HUMIDE A TIRAGE FORCE

Pour notre étude, on adopte un réfrigérant humide à tirage forcé à ventilateur aspirant Fig.(2.4.b).

Le ventilateur est placé au dessus de la surface d'échange, à l'intérieur d'une virole en bois, en tôle d'acier ou en béton.

L'entrée de l'air se fait en partie basse de l'enveloppe par des ouvertures placées sur les quatres faces de la tour, l'air traverse ensuite la surface d'échange et est aspiré en partie haute par le ventilateur; le diamètre de celui-ci varie de 2 à 12.5 m, selon le débit d'air nécessaire au refroidissement:

Ce type de réfrigérant est le plus convenable pour notre cas, pour les raisons ci-dessous :

- il est bien adapté aux unités du débit d'air moyen et important (à partir de  $100 \text{ m}^3/\text{s}$ );

- la répartition de l'air interne est optimale et uniforme d'où un bon rendement global;

- il y a rejet d'air de sortie à forte vitesse (épvion 12 m/s) favorisant son évacuation dans l'atmosphère et limitant les risques de recyclage [2].

### 4.1- THEORIE DE LA TOUR HUMIDE :

Dans la classe des réfrigérants considérés, il y a deux fonctions principales :

- le refroidissement de l'eau assuré par les échanges par convection et vaporisation au niveau du dispositif du ruissellement ou dispersion;

-la circulation de l'air de refroidissement provoquée par l'effet de tirage par le ventilateur.

Dans la dispersion, les écoulements de l'eau et de l'air sont à contre-courant.

-Pour établir les équations fondamentales qui régissent les phénomènes de transfert au sein de la tour, nous supposons que :

-la conduction perpendiculaire aux lignes de flux d'échange de masse est négligeable;

-la température à la surface du film d'eau est égale à la température moyenne de l'eau;

-il y'a égalité des surfaces de transfert de masse et de chaleur.

Soit le volume de contrôle présenté sur la Fig.(4.1); d'après la loi de conservation de masse; l'eau évaporée enrichit l'humidité absolue de l'air, donc :

$$m_v - m_{v1} = m_a (\omega - \omega_1) \quad (4.1)$$

$$dm_v = m_a d\omega \quad (4.2)$$

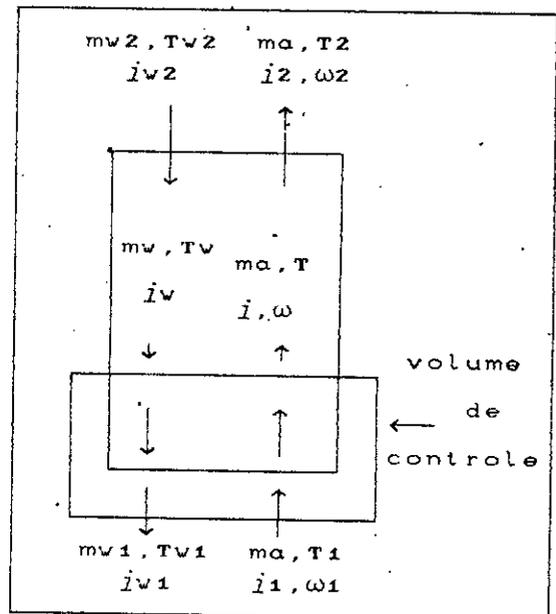


Fig.(4.1) Volume de contrôle.

Appliquons maintenant, le premier principe de la thermodynamique au volume de contrôle, en négligeant les variations des énergies cinétique et potentielle à travers ce volume de contrôle; nous nous intéressons aux régimes permanents, nous aurons donc :

$$Q_{vc} + \sum_i m_i i_i = W_{vc} + \sum_v m_v i_v \quad (4.3)$$

$Q_{vc} = 0$  : l'échange de chaleur se fait uniquement entre l'eau et l'air (pas d'échange vers l'extérieur).

$W_{vc} = 0$  : pas de travail mécanique .

On aura donc :

$$m_a i_1 + m_v i_v = m_a i + m_{v1} i_{v1} \quad (4.4)$$

$$m_a (i - i_1) = m_v i_v - m_{v1} i_{v1} \quad (4.5)$$

L'utilisation d'un séparateur de gouttes situé au dessus de la surface d'échange fait que la quantité d'eau évaporée dépasse rarement les 2 % du débit d'eau global. On peut donc négliger la variation du débit d'eau à travers la tour, ce qui ramène l'équation (4.5) sous la forme :

$$m_a di = m_v di_v \quad (4.6)$$

trouvons l'expression de l'enthalpie de l'air  $i$  :

$$\text{on a :} \quad i = i_s + \omega i_v \quad (4.7)$$

$i_s$  : enthalpie de l'air sec [kJ/kg d'air sec];

$i_v$  : enthalpie de la vapeur d'eau [kJ/kg de vapeur];

$\omega$  : humidité absolue de l'air [kg d'eau/kg d'air sec];

On a :

$$i_s = C_{Pa} T \quad (4.8)$$

$$i_v = C_{Pv} T + i_o \quad (4.9)$$

avec  $i_o = i_{fg}$  à  $T = 0^\circ c$  la chaleur latente de vaporisation.

En prenant la température  $0^\circ c$  comme point origine des enthalpies et en supposant constantes les chaleurs spécifiques de l'eau  $C_{Pv}$ , de l'air sec  $C_{Pa}$ , et de la vapeur d'eau  $C_{Pv}$ . On peut mettre l'expression (4.7) sous la forme :

$$i = C_{Pa} T + \omega (C_{Pv} T + i_o) \quad (4.10)$$

$$i = (C_{Pa} + \omega C_{Pv}) T + \omega i_o \quad (4.11)$$

$$i = C_s T + \omega i_o \tag{4.12}$$

avec  $C_{Pa} = C_s + \omega C_{Pv}$

en différenciant la relation (4.12) on obtient :

$$di = C_s dT + i_o d\omega \tag{4.13}$$

on a aussi l'expression de l'enthalpie de l'eau :

$$di_v = C_{Pv} dT_v \tag{4.14}$$

en remplaçant les expressions (4.13) et (4.14) dans la relation (4.6) on obtient :

$$m_v C_{Pv} dT_v = m_a (C_s dT + i_o d\omega) \tag{4.15}$$

On établit maintenant les équations qui régissent le transfert de chaleur par convection Fig.(4.2).

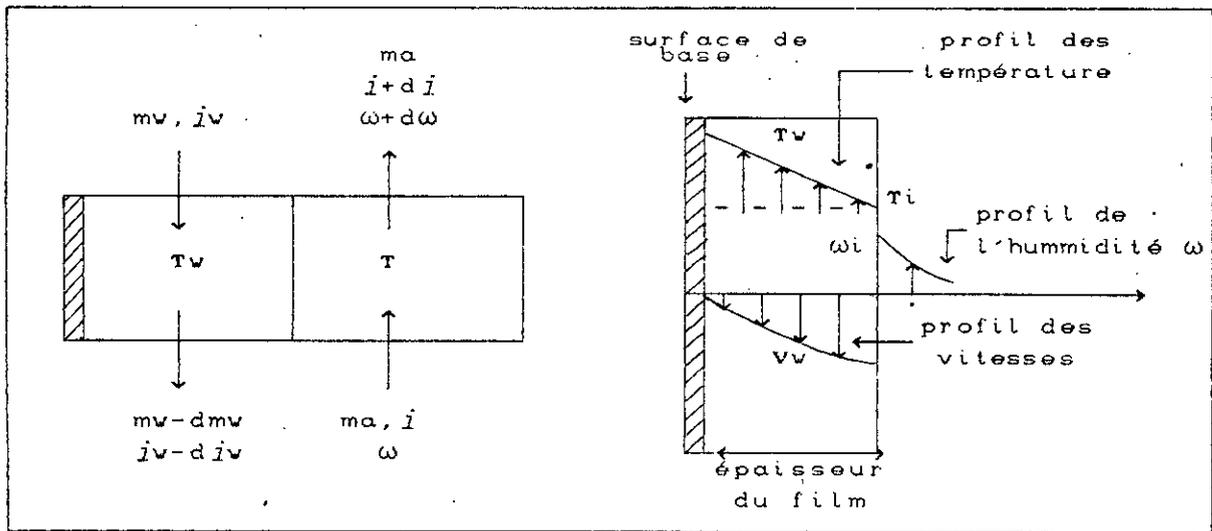


Fig.(4.2) Illustration du phénomène de transfert de masse et de chaleur pour un volume de contrôle.

-Echange entre la surface de séparation air/eau et l'eau :

L'eau cède de la chaleur à l'interface

$$dQ_v = m_v di_v = h_v (T_v - T_i) dS \quad (4.16)$$

$h_v$  est le coefficient de transfert de chaleur par convection.

-Echange entre la surface de séparation air/eau et l'air :

L'air reçoit la chaleur de l'interface sous deux formes :

-forme sensible :  $dQ_s = m_a C_s dT = h_a (T_i - T) dS \quad (4.17)$

-forme latente :

On a la quantité de vapeur d'eau qui diffuse de la surface de séparation à l'air.

$$dm_v = m_a d\omega \quad (4.2)$$

on a l'équation fondamentale illustrant le transfert de masse entre l'eau et l'air :

$$dm_v = Km (\omega_i - \omega) . dS \quad (4.18)$$

$Km$  est le coefficient de transfert de masse.

La chaleur fournie à l'air sera donnée par :

$$m_a di = h_a (T_i - T) . dS + Km i_o (\omega_i - \omega) dS \quad (4.19)$$

Relation de Lewis [3]:

Le nombre de Lewis est défini par :  $Le = \frac{Sc}{Pr}$

Qui donne le rapport entre l'échange massique et l'échange convectif. D'après la Fig.(4.3), on a pour l'air :

$$\frac{h_a}{Km} = C_s \quad (4.20)$$

C'est à dire  $Le = 1$

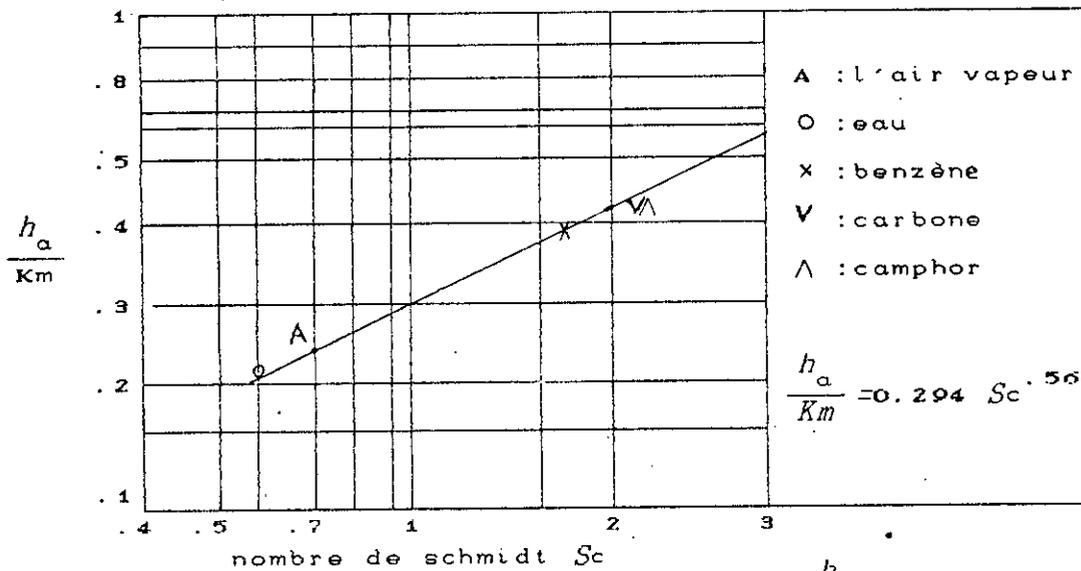


Fig.(4.3) Diagramme donnant le rapport  $\frac{h_a}{Km}$  pour l'air [4].

En remplaçant  $h_a$  par l'expression trouvée on obtient :

$$m_a di = C_s Km (T_i - T) dS + K_m i_o (\omega_i - \omega) dS \quad (4.21)$$

Puisque d'après la relation (4.12):

$$i = C_s T + \omega i_o$$

en aura finalement,

$$m_a di = Km (i_i - i) dS \quad (4.22)$$

Cette analyse peut être résumée schématiquement par la Fig.(4.4).

La chaleur est transférée de l'eau à travers le film d'eau à l'air sous deux formes sensible et latente. Ces deux processus sont combinés pour donner la relation fondamentale qui régit la théorie des tours humides (4.22). L'intégration de cette équation donnera :

$$\frac{Km S}{m_v} = \int \frac{C_{p_v} dT_v}{i_l - i} \quad (4.23)$$

$$\frac{Km S}{m_a} = \int \frac{di}{i_l - i} \quad (4.24)$$

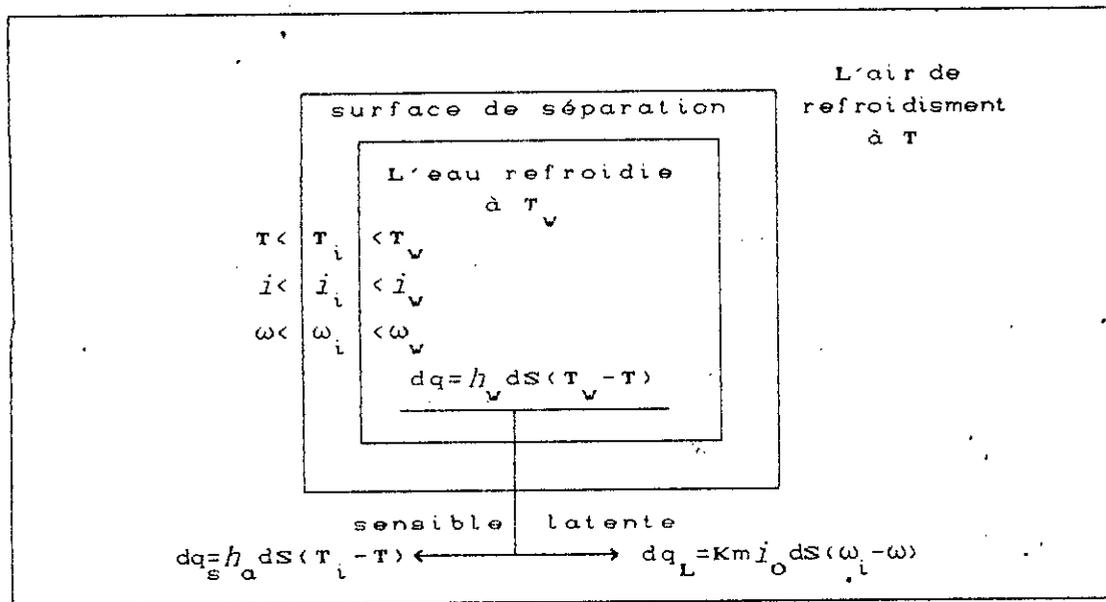


Fig.(4.4) Schéma résumant les échanges de chaleur et de masse entre l'eau et l'air.

4.2- PRESENTATION DE LA METHODE DITE : D'EFFICACITE-NOMBRE D'UNITES DE TRANSFERT (ε-NTU) DANS SON APPLICATION A L'ETUDE DES TOURS DE REFROIDISSEMENT HUMIDES [5]:

La démarche adoptée pour appliquer la methode ε-NTU à l'étude d'une tour de refroidissement est basée sur celle qu'on applique à l'étude d'un échangeur de chaleur. (Appendice A).

Récrivons la relation (4.22) sous la forme :

$$dQ = Km (i_l - i) dS \quad (4.25)$$

Forme qui exprime à la fois l'échange de chaleur et de masse (chaleur latente) entre l'air et l'eau. Cette équation est analogue à celle trouvée pour un échangeur de chaleur.

$$dQ = U(T_c - T_f) dS \quad (4.26)$$

On peut représenter cet échange entre l'air et l'eau par la Fig.(4.5).

L'eau est refroidie de la température  $T_{v2}$  à  $T_{v1}$ , l'enthalpie de l'air saturé  $i_v$  en fonction de la température d'eau est représentée par la courbe de saturation AB, l'air entre à la température humide  $T_h$  avec une enthalpie  $i_1$ .

La droite CD définit l'enthalpie de l'air en fonction de la température d'eau  $T_v$  avec une pente égale à  $C_{Pv} m_v / m_a$ . Les points C et D représentent les conditions d'entrée et de sortie de l'air respectivement.

La droite en pointillés représente la différence d'enthalpie  $(i_v - i)$  ayant pour pente  $-\frac{h_v}{Km}$ , qui définit la température à l'interface  $T_i$ . En pratique, on prend cette pente égale à l'infini  $-\frac{h_v}{Km} = \infty$  (Appendice B) qui est représentée par la droite AD.

On a les équations :

$$dQ = m_v C_{Pv} dT_v \quad (4.27)$$

$$dQ = m_a di \quad (4.28)$$

On définit la pente de la courbe de saturation de l'air par  $Fp$

$$Fp = \frac{di_v}{dT_v} \quad (4.29)$$

On aura :

$$dQ = m_v C_{Pv} di_v / Fp \quad (4.30)$$

et  $di = dQ / m_a \quad (4.31)$

d'où  $d(i_v - i) = d(i_v - i) = dQ \left[ \frac{Fp}{m_v C_{Pv}} - 1/m_a \right]$   
de l'équation (4.26) on aura :

$$\frac{d(i_v - i)}{i_v - i} = Km (Fp / m_v C_{Pv} - 1/m_a) dS \quad (4.32)$$

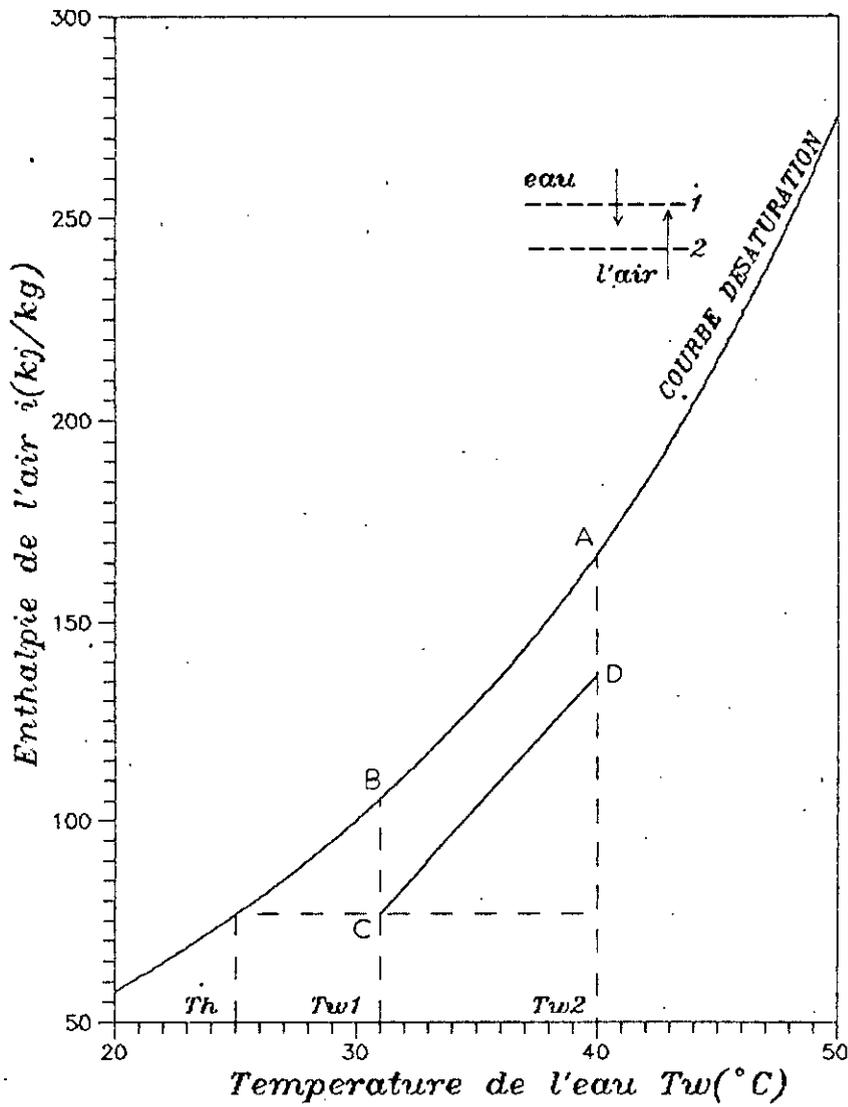


Fig.(4.5) Diagramme illustrant le phénomène d'échange entre l'eau et l'air dans un réfrigérant humide à contre-courant.

La relation (4.32) est analogue à la relation (4.33) calculée pour un échangeur de chaleur à contre courant :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = U \left[ 1/m_c C_{Pc} - 1/m_f C_{Pf} \right] dS \quad (4.33)$$

On définit alors les débits capacitifs :

$m'_v = m_v C_{Pv} / F_p$  : débit capacitif de l'eau [kg/s];

$m_a$  : débit capacitif de l'air [kg/s].

On définit le rapport des débits capacitifs  $CR$ .

$$CR = m_{min} / m_{max}$$

On aura donc deux cas, suivant les valeurs de  $m_a$  et  $m'_v$ .

1<sup>er</sup> Cas:  $m'_v < m_a$

$m'_v = m_{min}$  et  $m_a = m_{max}$  l'équation (4.32) devient :

$$\frac{d(i_v - i)}{i_v - i} = \frac{Km dS}{m_{min}} (1 - CR) \quad (4.34)$$

on définit le nombre d'unités de transfert  $NTU$  par :

$$NTU = Km S / m_{min} \quad (4.35)$$

et de même on définit l'efficacité  $\varepsilon$  par :

$$\varepsilon = Q_{réelle} / Q_{max} \quad (4.36)$$

avec :  $Q_{max} = m_{min} (i_v - i)$

$Q_{réelle}$  : est donnée par les équations (4.27) et (4.28).

en intégrant l'équation (4.34) entre les conditions d'entrée et de sortie de l'air on aura :

$$\frac{i_{i2} - i_1}{i_{i1} - i_2} = \exp[-NTU(1-CR)] \quad (4.37)$$

on a :  $dQ = m'_v di_{i1}$  (4.38)

$$dQ = m_a di \quad (4.39)$$

les équations (4.38) et (4.39) nous donnent après intégration:

$$Q = m'_v (i_{i1} - i_{i2}) \quad (4.40)$$

$$Q = m_a (i_2 - i_1) \quad (4.41)$$

d'où l'efficacité  $\varepsilon$  sera donnée par :

$$\varepsilon = \frac{m'_v (i_{i1} - i_{i2})}{m_{min} (i_{i1} - i_1)} \quad (4.42)$$

Ou 
$$\varepsilon = \frac{m_a (i_2 - i_1)}{m_{min} (i_{i1} - i_1)} \quad (4.43)$$

Pour notre cas, les équations (4.42) et (4.43) deviennent :

$$\varepsilon = \frac{i_{i1} - i_{i2}}{i_{i1} - i_1} \quad (4.44)$$

$$\varepsilon = \frac{i_2 - i_1}{CR (i_{i1} - i_1)} \quad (4.45)$$

Des équations (4.44) et (4.45) on obtient :

$$\frac{i_{i1} - i_{i2}}{i_{i1} - i_1} = \frac{\varepsilon CR - 1}{\varepsilon CR} \quad (4.46)$$

$$\frac{i_{i2} - i_1}{i_{i1} - i_2} = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon CR} \quad (4.47)$$

De (4.46) et (4.47), on obtient le rapport :

$$\frac{i_{i2} - i_1}{i_{i1} - i_2} = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon CR - 1} \quad (4.48)$$

d'après les équations (4.37) et (4.48) l'expression finale de

l'efficacité pour un réfrigérant humide à contre-courant est :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-CR)]}{1 - CR \exp[-NTU(1-CR)]} \quad (4.49)$$

L'équation (4.49) est représentée sous forme graphique, qui donne la variation de l'efficacité  $\varepsilon$  en fonction du nombre d'unités de transfert  $NTU$  pour différents rapport  $CR$ .

2<sup>ème</sup> Cas:  $m_a < m_v$

En suivant la même démarche que précédemment, on obtient la même équation (4.49).

La méthode  $\varepsilon-NTU$  est soumise à des approximations qui sont impliquées dans la linéarisation de la courbe de saturation de l'air. Cependant, la précision désirée peut être obtenue en utilisant le facteur correctif d'enthalpie  $\delta_e$  (donné par la relation (4.54)), pour cela, on redéfinit les enthalpies de l'air  $i_1$  et  $i_2$  comme  $(i_1 - \delta_e)$  et  $(i_2 - \delta_e)$  l'efficacité est alors redéfinie,

$$\varepsilon = \frac{Q_{réelle}}{m_{min}(i_{i1} - \delta_e - i_1)} \quad (4.50)$$

Calcul du facteur correctif  $\delta_e$  :

Divisons la ligne de saturation de l'air en deux surfaces trapézoïdales A1 et A2 Fig.(4.5a), tels que:

$$A1 = (i_{i1} + i_{i,moy}) \frac{T_{v,moy} - T_v}{2} \quad (4.51)$$

$$A2 = (i_{i2} + i_{i,moy}) \frac{T_{v2} - T_{v,moy}}{2} \quad (4.52)$$

avec  $T_{v,moy} = \frac{T_{v1} + T_{v2}}{2}$

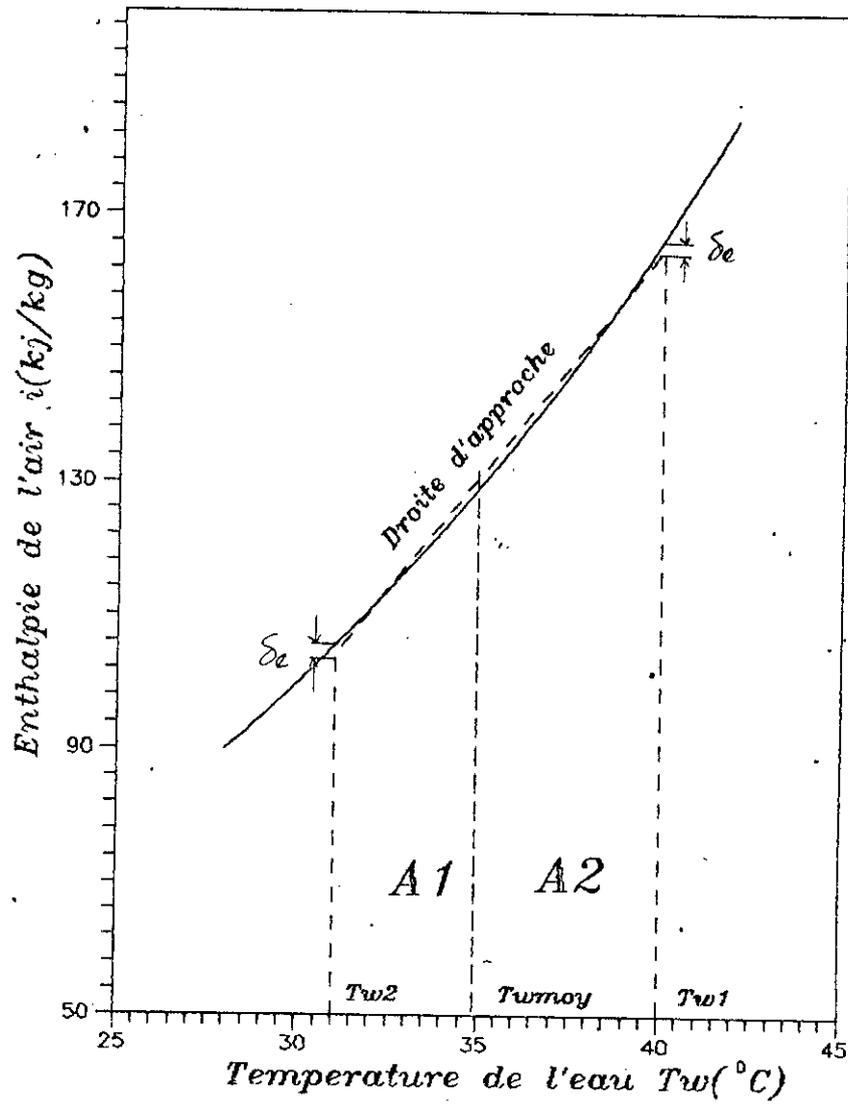


Fig.(45.a) Approximation linéaire de la courbe de saturation de l'air.

l'aire  $At$  est égal à la somme des aires  $A1$  et  $A2$  donc :

$$At = A1 + A2$$

Avec 
$$At = \left[ (i_{i2} - \delta_e) + (i_{i1} - \delta_e) \right] \frac{T_{v2} - T_{v1}}{2} \quad (4.53)$$

On aura finalement :

$$\delta_e = \frac{(i_{i1} + i_{i2} - 2i_{iMOY})}{4} \quad (4.54)$$

Qui est représentée par le diagramme de la Fig.(4.5.b).

Un problème typique qui revient souvent dans la conception des tours de refroidissement est la détermination du nombre  $NTU$  quand les quatres paramètres la température humide de l'air à l'entrée de la tour  $T_{h1}$ , l'écart de réfrigération de l'eau  $R$ , l'approche  $Pi$  et le rapport des débits massiques  $m_a/m_v$  sont connus. Une procédure simple utilisant le facteur correctif  $\delta_e$  est donnée ci-dessous:

1/-calcul de la pente de la courbe de saturation de l'air :

$$Fp = (i_{i1} - i_{i2})/R$$

2/-calcul du débit capacitif de l'eau :

$$m'_v = m_v C_{Pv} / Fp \quad \text{ensuite en le compare au débit d'air } m_a;$$

3/-détermination du rapport des débits capacitifs :

$$CR = m_{min} / m_{max}$$

4/-calcul de la différence d'enthalpie de l'air :

$$\Delta i = m_v C_{Pv} R / m_a$$

5/-Calcul de l'efficacité de l'échange :

$$\epsilon = \frac{m_a \Delta i}{\left[ m_{min} (i_{i1} - \delta_e - i_1) \right]}$$

6/-Lecture ou calcul du nombre d'unités de transfert  $NTU$  du graphe Fig.(4.6) ou de l'équation (4.49).

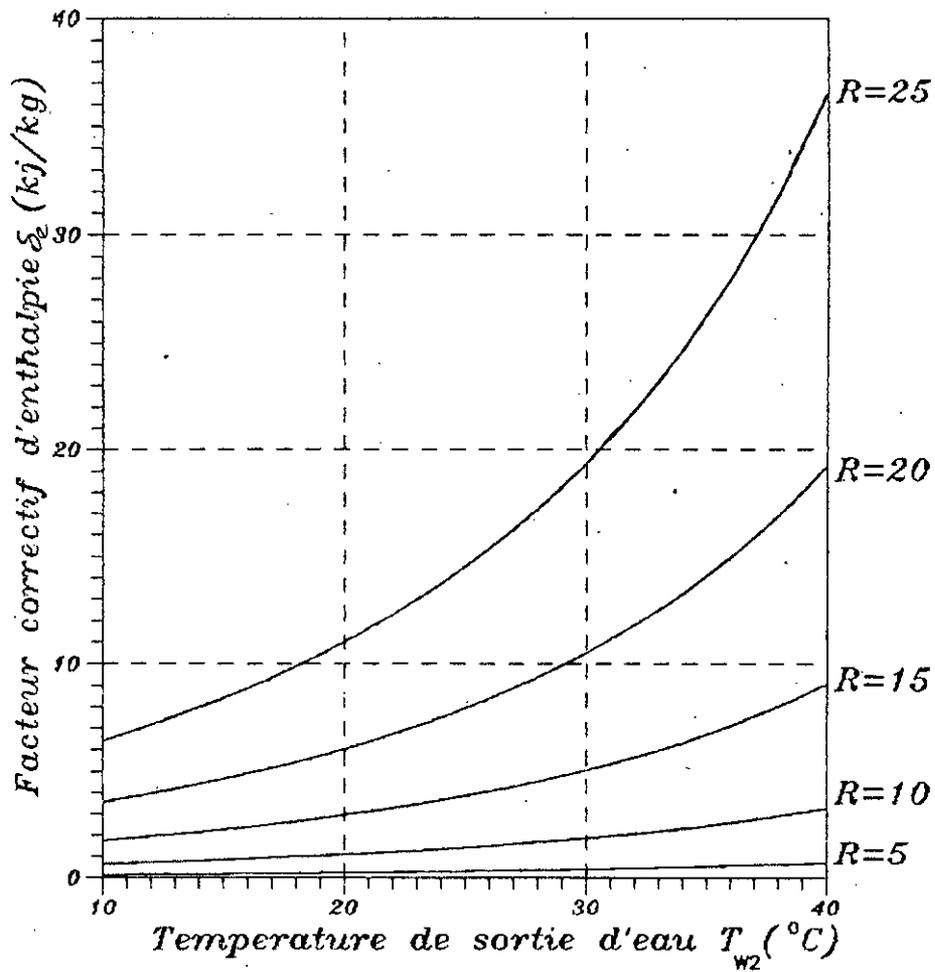


Fig.(4.5.b) Variation du facteur correctif en fonction de la température de sortie d'eau pour différents écarts de refrigeration  $R$ .

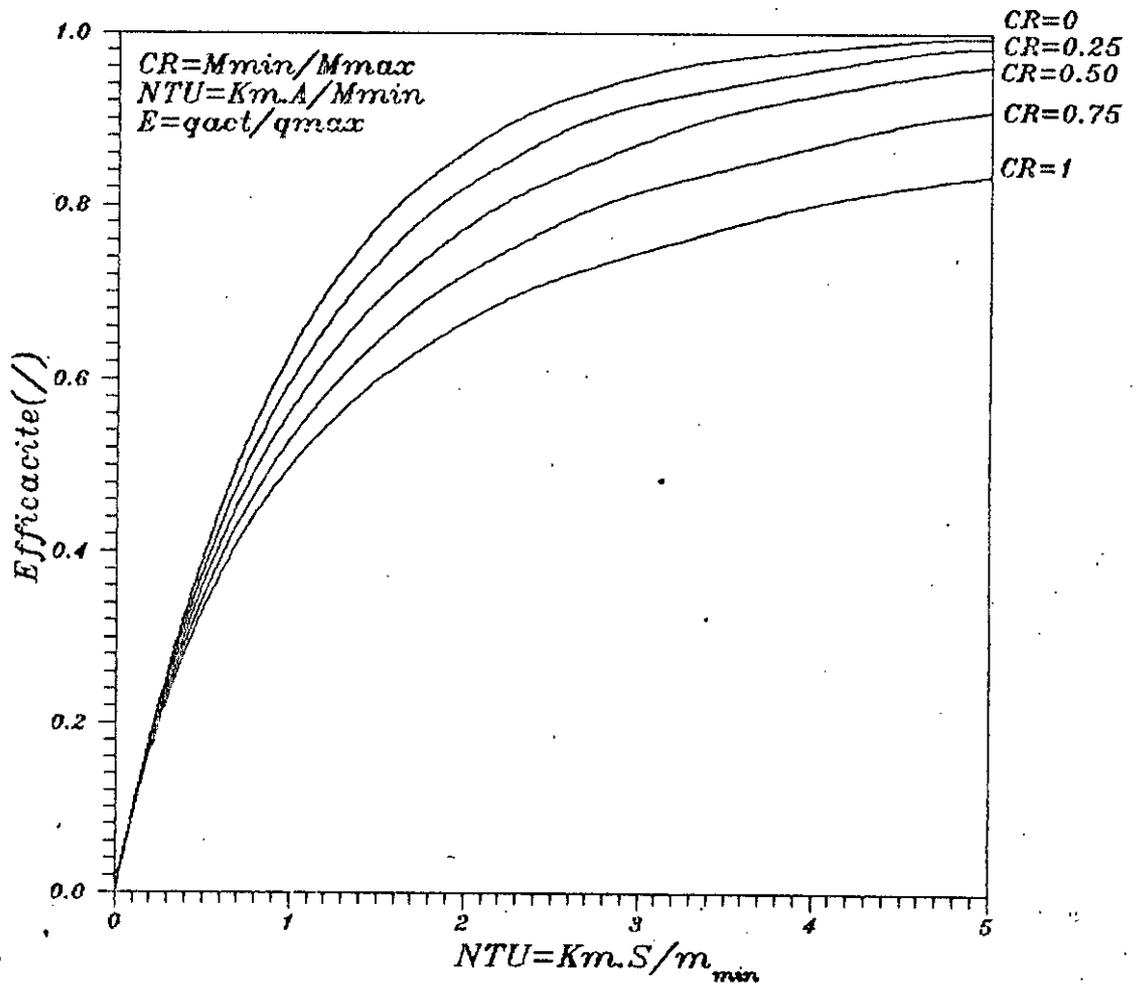


Fig.(4.6) Variation de l'efficacite d'un refrigerant humide a contre-courant en fonction de NTU pour differents CR

#### 4.3- CONDUITES DE CALCULS PERMETTANT LE DIMENSIONNEMENT DE LA TOUR :

Les équations exposées dans les paragraphes précédents permettent juste de déterminer le nombre d'unités de transfert  $NTU$  et l'efficacité du corps d'échange  $\epsilon$  qui lui est associée, pour compléter alors ce modèle en vue d'établir une technique susceptible d'aboutir au dimensionnement de la tour, on utilise une corrélation empirique de la forme :

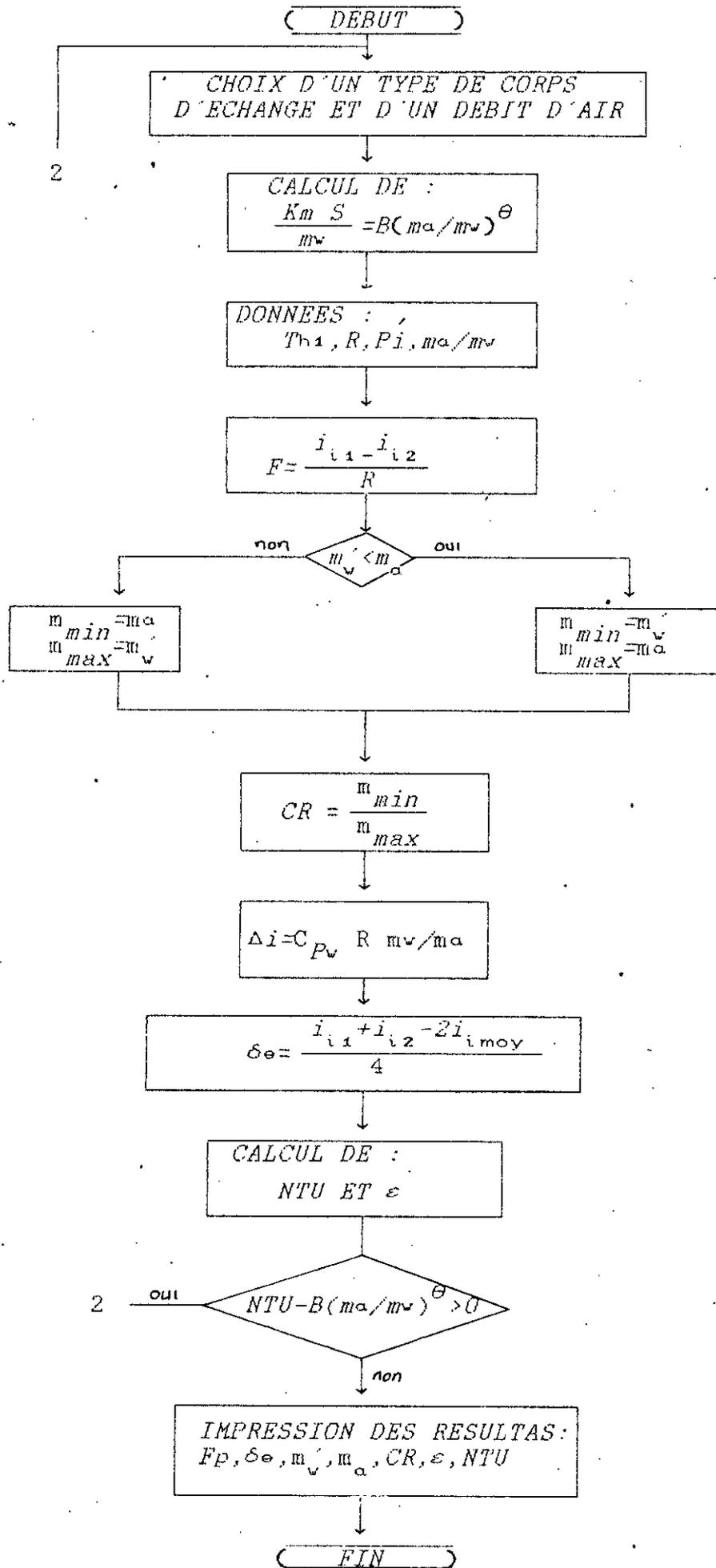
$$\frac{Km S}{m_v} = B \left[ \frac{m_a}{m_v} \right]^\theta \quad (4.55)$$

Où  $\theta$  est un paramètre dépendant de la nature et de la taille du corps d'échange d'une part et de la nature des écoulements d'eau et d'air d'autre part; il est obtenu expérimentalement.

En règle générale  $\theta$  varie dans une plage de 0.35 à 1.1 [6];  $B$  est un coefficient de proportionnalité, déterminé de la même façon, à partir d'essais expérimentaux, selon le type du corps d'échange.

#### Exposé de la méthode de dimensionnement :

L'organigramme ci-dessous représente très schématiquement la démarche à suivre pour le calcul du nombre d'unités de transfert  $NTU$  et de l'efficacité correspondante  $\epsilon$ , ainsi que pour le choix du débit d'air nécessaire pour le refroidissement du débit d'eau circulant à travers la tour.



Les données relatives à notre cas sont données dans le tableau ci-dessous :

Tableau (4.1)

Température de condensation	(°C)	$T_c$	45
Température de l'eau à l'entrée	(°C)	$T_{v2}$	40
Température de l'eau à la sortie	(°C)	$T_{v1}$	31
Débit d'eau de réfrigération	(kg/s)	$m_v$	5159.942
Température sec de l'air à l'entrée	(°C)	$T_1$	30
Température humide de l'air à l'entrée	(°C)	$T_{h1}$	25
Chaleur évacuer au niveau du condenseur	(MW)	$Q$	194
Ecart de réfrigération ( $T_{v2}-T_{v1}$ )	(°C)	$R$	9
Approche ( $T_{v1}-T_{h1}$ )	(°C)	$Pi$	6

La procédure de calcul décrite dans l'organigramme de la page (32) est exécutée, avec les données du tableau (4.1) et donne lieu aux résultats principaux ci-dessous.

Tableau (4.2)

Facteur correctif d'enthalpie	(kj/kg)	$\delta_e$	1.589
Pente de la courbe de saturation de l'air	(kj/kg)	$Fp$	6.799
Débit capacitif de l'eau	(kg/s)	$m'_v$	3172.339
Débit de l'air	(kg/s)	$m_a$	3230.124
Rapport des débits capacitifs		$CR$	0.982
Efficacité d'échange		$\varepsilon$	0.691
Nombre d'unités de transfert		$NTU$	2.197

Les conditions de l'air à la sortie de la tour sont données par le tableau (4.3).

Tableau (4.3)

Enthalpie	(kJ/kg)	$i_2$	136.688
Température humide	(°C)	$T_{h2}$	36
Humidité spécifique	$(\frac{kg \text{ d'eau}}{kg \text{ d'air sec}})$	$\omega_2$	0.039
Masse volumique	(kg/m <sup>3</sup> )	$\rho_2$	1.075

Calcul de la quantité d'eau évaporée :

On a d'après la relation (4.2)  $dm_v = m_a d\omega$ .

Donc la quantité d'eau évaporée sera égale à :  $\Delta m_v = m_a (\omega_2 - \omega_1)$

$$\omega_1 = 0.018$$

$$\omega_2 = 0.039$$

$$m_a = 3230.124 \text{ kg/s}$$

$$\text{Il s'ensuit que : } \Delta m_v = 67.82 \text{ kg/s}$$

Ce qui représente un taux de :

$$\frac{\Delta m_v}{m_v} = 1.31 \% \quad \text{du débit d'eau total.}$$

Cette très petite valeur justifie le fait que dans nos calculs nous avons négligé les pertes d'eau par évaporation.

Détermination de la hauteur de la tour :

Pour limiter les risques de recyclage de l'air et pour favoriser son évacuation dans l'atmosphère, cet air est rejeté avec une vitesse suffisamment élevée de 12 m/s.

La section transversale du réfrigérant est déterminée en utilisant la relation de la conservation du débit massique de l'air à travers la tour :

$$A_{tr} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_2 V_2}$$

Ce qui correspond une valeur de :  $A_{tr} = 250.4 \text{ m}^2$

On définit un coefficient  $\beta$  représentant la surface d'échange par unité de volume [ $\text{m}^{-1}$ ]; la relation (4.35) peut s'écrire comme suit :

$$NTU = \frac{K_m \beta v}{\dot{m}_{min}} \quad (4.56)$$

Les qualités d'échange de la dispersion ( du corps d'échange ) sont généralement caractérisées par le produit  $\beta K_m$  : dénomé "coefficient de transfert de masse global". Ce coefficient est déterminé à partir d'essais expérimentaux. Cependant, vue l'importance que ce coefficient revête pour le dimensionnement du corps d'échange et par suite celui de la tour, on comprendrait que toute information le concernant soit gardée secrète par le constructeur. Il est donc très difficile de parvenir à des renseignements aussi confidentiels ,pourtant indispensables pour tout calcul d'une tour de refroidissement humide. Heureusement que par comparaison avec des essais faits sur des tours à tirage forcé pour des débits d'air et d'eau moyens, plusieurs laboratoires donnent une plage de variation pour ce coefficient . Cette plage s'étale entre les valeurs de 0.889 et 2.669  $\text{kg}/\text{m}^3 \text{s}$  [7].

La figure (4.7) représente graphiquement la variation de la hauteur  $Y$  en fonction du coefficient de transfert de masse global  $K_m \beta$ .

On voit bien d'après cette figure que les petites valeurs de  $K_m \beta$  entraînent une hauteur de la tour importante, tandis que les grandes valeurs du coefficient  $K_m \beta$  donnent lieu à une faible hauteur de la tour. Il est évident qu'une valeur élevée du produit  $K_m \beta$  traduit un corps d'échange de haute qualité, donc coûteux.

En définitive le choix de la valeur du coefficient  $K_m \beta$  devrait se faire sur la base d'une <sup>étude</sup> économique qui doit déterminer l'optimum économique associant le choix de la hauteur de la tour à

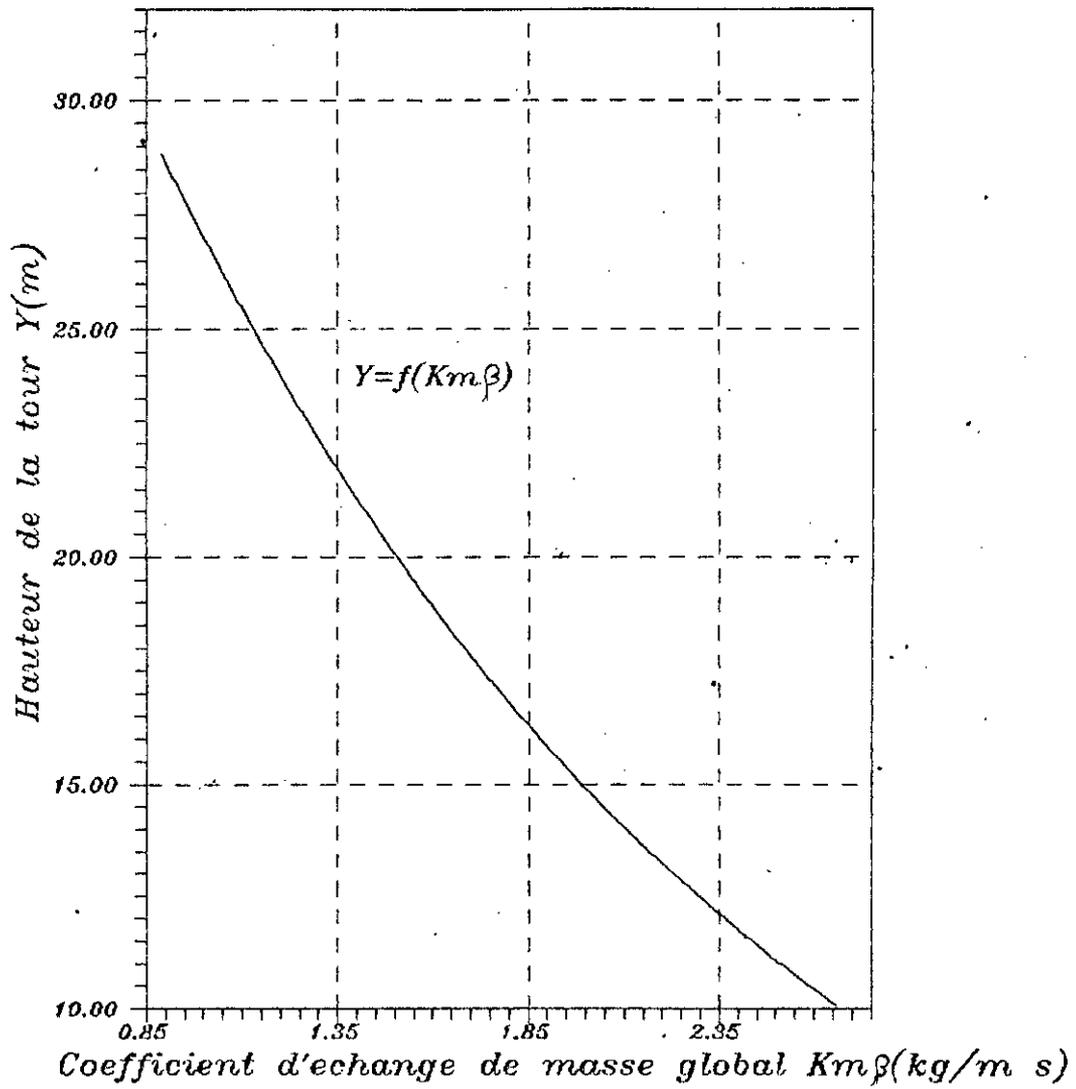


Fig.(4.7) Variation de la hauteur  $Y$  d'un réfrigérant humide à contre courant en fonction du coefficient de transfert  $Km\beta$ .

qualité du corps d'échange. Cependant une hauteur de tour raisonnable est toujours souhaitable ne serait que pour éviter les problèmes de recyclage. Pour ce qui nous concerne, ne disposant d'aucune donnée économique, on choisit :

$$K_m \beta = 1.3917$$

Valeur qui donnerait une hauteur de  $Y = 20 \text{ m}$  pour la tour. Ce qui est très convenable du point de vue physique et technique, puisque l'ordre de grandeur de ces réfrigérants humides à tirage forcé se situe dans une plage de 20 à 25 m [1].

<p style="text-align: center;">APPROCHE THEORIQUE OPTIMALE DE LA TOUR SECHE A TIRAGE NATUREL EN VUE DE SON DIMENSIONNEMENT</p>
------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Parmi les tours de refroidissement, la tour sèche à tirage naturel passe souvent pour être la plus coûteuse à cause de son énorme taille, du coût des échangeurs de chaleur et du faible potentiel d'échange la caractérisant par rapport à celui qui caractérise une tour humide.

Cependant, l'utilisation de la tour sèche reste l'unique solution, lorsqu'il y a insuffisance d'eau. De plus, on pense actuellement que dans un avenir proche, les ressources en eau de la planète seront insuffisantes pour des secteurs plus vitaux, et qu'alors la tour sèche s'imposera comme l'unique solution au problème du refroidissement des centrales thermiques de grandes puissances. C'est pourquoi, les chercheurs s'attèlent à développer des théories dont le but est d'améliorer de plus en plus les performances de la tour sèche.

### 5.1- THEORIE DE LA TOUR SECHE [8] :

L'analyse qui va être entreprise au cours de ces paragraphes tentera, à l'aide d'un modèle de la tour sèche, de développer des relations conditionnelles entre les paramètres caractéristiques de la tour et d'exploiter ces relations pour tenter de minimiser les dimensions de la tour.

#### 5.1.1- Hypothèses de conduite de l'analyse :

La figure (5.1) montre l'écoulement considéré de l'air à travers la tour.

Nous considérerons que l'air à l'extérieur de la tour est stagnant, (souscription 0).

L'air ambiant est accéléré lentement et isentropiquement à

partir des conditions de l'ambiance jusqu'à la section d'entrée de l'échangeur en (1).

Des pertes au niveau de l'entrée de la tour peuvent être assignées à l'échangeur de chaleur lui-même.

L'air quitte l'échangeur en (2) après avoir acquis une quantité de chaleur  $Q$ , et subi des pertes en quantité de mouvement décrites par le coefficient de traînée  $C_D$ .

On considère que ces changements se produisent brusquement, à travers une zone négligemment mince en comparaison de la hauteur de la tour.

L'air chauffé, quittant l'échangeur de chaleur, s'écoule isentropiquement jusqu'à la section (3) de sortie de la tour où la pression de l'air sera supposée égale à celle de l'atmosphère ambiante à l'altitude du point (3).

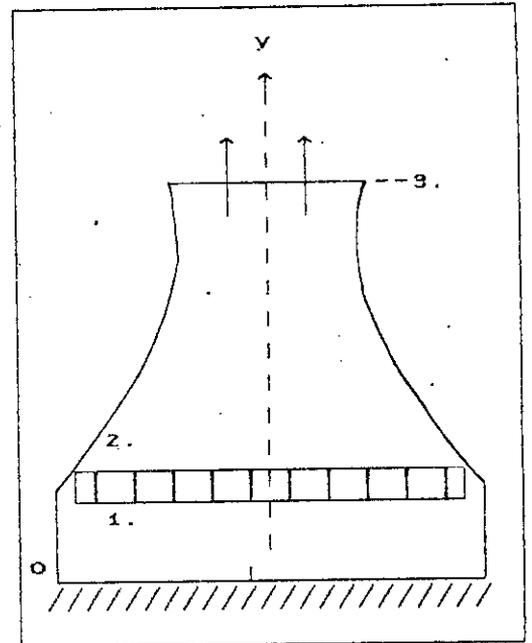
Les pertes de pression totales sont limitées à la zone de l'échangeur de chaleur, et bien-sûr à la zone de mixage dans le panache au delà de la section de sortie de la tour (3).

Les pertes au niveau de l'entrée de la tour peuvent être incluses dans  $C_D$ , mais les frottements du mur dans la tour sont explicitement négligés.

### 5.1.2- Equations régissant l'écoulement de l'air à travers la tour :

Le débit massique de l'air à travers la tour est constant. Ainsi,

$$\rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 = \rho_3 V_3 A_3 = m \quad (5.1)$$



*Fig (5.1) schéma de la géométrie de la tour.*

Et à travers l'échangeur de chaleur, l'enthalpie de l'air augmente :

$$T_2 + \frac{V_2^2}{2C_P} - T_1 - \frac{V_1^2}{2C_P} = \frac{Q}{m C_P} \quad (5.2a)$$

On introduit les définitions suivantes,

$$\alpha = \frac{T_2}{T_1} - 1; \quad \beta' = 1 - \frac{P_2}{P_1}; \quad g = \frac{Q}{m C_P T_1}; \quad M^2 = \frac{V^2}{(\gamma-1)C_P T} \quad (5.3)$$

dans l'équation (5.2a), on obtient :

$$\alpha + \frac{\gamma-1}{2} [(1+\alpha)M_2^2 - M_1^2] = g \quad (5.2b)$$

Or, les nombres de Mach de l'écoulement sont de l'ordre de 0.01 ou de 0.02 et  $\alpha$  excède rarement 0.1,

$$\alpha + \frac{\gamma-1}{2} (M_2^2 - M_1^2) \approx g \quad (5.2c)$$

L'équation des quantités de mouvement à travers l'échangeur de chaleur s'écrit, (en notant que  $A_1 = A_2$ ),

$$P_2 + \frac{m V_2}{A_1} - P_1 - \frac{m V_1}{A_1} = -\frac{1}{2} \rho_1 V_1^2 C_D \quad (5.4a)$$

De l'équation des gaz parfaits,  $P = \rho RT$ , et des équations (5.1) et (5.3), on trouve :

$$V_2 - V_1 = \left[ \frac{\alpha + \beta'}{1 - \beta'} \right] V_1 \quad (5.5)$$

Et l'équation (5.4a) devient

$$\beta' - \gamma M_1^2 \left[ \frac{\alpha + \beta'}{1 - \beta'} \right] = \frac{\gamma}{2} M_1^2 C_D \quad (5.4b)$$

De (0) à (1), et de (2) à (3), on emploie l'équation d'Euler et la loi isentropique des gaz,

$$\frac{dP}{\rho} + VdV + g dY = 0; \quad P \propto \rho^\gamma; \quad P = \rho RT; \quad (5.6)$$

pour tirer les relations

$$\left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1 - \frac{\gamma-1}{2} \frac{a_1^2}{a_0^2} M_1^2 - (\gamma-1) \frac{g}{a_0^2} Y_1 \quad (5.7)$$

$$\left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1 - \frac{\gamma-1}{2} \left[ \frac{a_3^2}{a_2^2} M_3^2 - M_2^2 \right] - (\gamma-1) \frac{g}{a_2^2} (Y_3 - Y_1) \quad (5.8)$$

Où  $\gamma$  est le coefficient isentropique de l'air ambiant.

on utilise ultérieurement les relations de gazodynamique concernant la vitesse du son  $a = \sqrt{\gamma RT}$ .

$$\frac{a_2^2}{a_1^2} = 1 + \alpha; \quad \frac{a_1^2}{a_0^2} = \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}; \quad \frac{a_3^2}{a_2^2} = \left(\frac{P_3}{P_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (5.9)$$

### 5.1.3- L'équation de tirage :

En considérant que l'atmosphère extérieure entre l'entrée et la sortie de la tour comme polytropic d'exposant  $k$  on peut écrire que :

$$P_3 = P_0 (\rho_3 / \rho_0)^k \quad (5.10)$$

Généralement, la différence entre  $\gamma$  et  $k$  est faible, ainsi, ~~on~~ considérer ~~que~~  $k \approx \gamma$  revient d'une certaine façon à tenir compte de l'effet du vent à la sortie de la tour.

L'équation hydrostatique donne :

$$\left(\frac{P_3}{P_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 1 - (k-1) \frac{\gamma}{k} \frac{g}{a_0^2} Y_3 \quad (5.11a)$$

On peut maintenant combiner les équations (4b), (7), (8), et (13) pour éliminer la pression et parvenir à l'équation de tirage. c'est,

$$P_3/P_0 = (P_2/P_1)(P_1/P_0)(P_3/P_2) \quad (5.11b)$$

En premier, cependant, on introduit certaines définitions commodes :

$$\varepsilon' = \frac{\gamma-1}{2} M^2; \quad \delta = (\gamma-1) \frac{g}{a_0^2} Y; \quad \alpha_2 = \frac{\alpha}{1+\alpha} \quad (5.12)$$

$\varepsilon'$  et  $\delta$  sont typiquement petit, de même que  $\alpha$ . Tandis que,  $C_D$  est d'ordre de l'unité :

$$\alpha \ll 1; \quad \varepsilon' \ll 1; \quad \delta_3 \ll 1; \quad C_D = \text{Ordre [1]} \quad (5.13a)$$

On considère  $\varepsilon'$  petit devant  $\alpha$  et  $\delta_3$ ; spécifiquement, on assume que

$$\frac{\alpha \delta_3}{\varepsilon'} = \text{Ordre [1]} \quad (5.13b)$$

et que  $\alpha$  et  $\delta_3$  sont du même ordre. La quantité  $\alpha_2$  est simplement une redéfinition de la différence de température dimensionnelle (basée sur  $T_2$ ) qui laisse l'ordre de  $\alpha$  inchangé.

Avec ces définitions, en combinant les équations (5.11a) et (5.11b) en effectuant un développement limité en termes de petites quantités, le tirage global, ou l'équation de pression est

$$1 - \delta_3 + \frac{\gamma - k'}{2k(\gamma - 1)} \delta_3^2 - \frac{(\gamma - k)[2\gamma - (\gamma + 1)k]}{6k^2(\gamma - 1)^2} \delta_3^3 + \dots = [1 - C_D \varepsilon'_1 - 2\alpha_2 \varepsilon'_1 + \dots] \cdot [1 - (\delta_3 - \delta_1)(1 - \alpha_2 + \varepsilon'_1 - \alpha_2 \varepsilon'_1 + \dots) - (\varepsilon'_3 - \varepsilon'_2) + \varepsilon'_3(\varepsilon'_3 - \varepsilon'_2) + \dots] \cdot [1 - \delta_1 - \varepsilon'_1 + \varepsilon_1^2 + \dots] \quad (5.14a)$$

Les quantités sont arrangées dans un ordre ascendant de petitesse. Après, on développe les produits et l'équation (5.14a) réduite à l'ordre  $\alpha$  (ou  $\delta$ ) :

$$C_D + \frac{\varepsilon'_3}{\varepsilon'_1} + 1 - \frac{\varepsilon'_2}{\varepsilon'_1} = \frac{\alpha_2}{\varepsilon'_1} (\delta_3 - \delta_1) - \frac{\gamma - k'}{2k(\gamma - 1)} \frac{\delta_3^2}{\varepsilon'_1} - 2\alpha_2 + C_D \delta_3 + \left[1 - \frac{\varepsilon'_2}{\varepsilon'_1}\right] \delta_1 + \frac{\varepsilon'_3}{\varepsilon'_1} \delta_3 + \frac{(\gamma - k)[2\gamma - (\gamma + 1)k]}{6k^2(\gamma - 1)^2} \delta_3^2 + \dots \quad (5.14b)$$

Maintenant, en utilisant les équations (5.1), (5.6), et (5.12); les variations des nombres de Mach et de pression peuvent être

relatées à l'ordre  $\varepsilon'$ ;

$$\frac{\varepsilon'_2}{\varepsilon'_1} = \left[ \frac{P_1}{P_2} \right]^2 \frac{T_2}{T_1} = 1 + \alpha_2 + \text{Ordre } [\varepsilon'] \quad (5.15)$$

$$\frac{\varepsilon_3'}{\varepsilon_1'} = \left( \frac{P_1}{P_3} \right)^2 \frac{T_3}{T_1} \left( \frac{A_1}{A_3} \right)^2 = \left[ 1 + \alpha_2 + \frac{\gamma+1}{\gamma-1} (\delta_3 - \delta_1) \right] \left( \frac{A_1}{A_3} \right)^2 + \text{Ordre } [\varepsilon] \quad (5.16)$$

et, après quelques manipulations, l'équation (5.14b) devient

$$C_D + \left( \frac{A_1}{A_3} \right)^2 = 2\rho_o^2 g \frac{\alpha_2}{m} (Y_3 - Y_1) A_1^2 - \frac{\gamma-k'}{2k(\gamma-1)} \frac{\delta_3^2}{\varepsilon_1'} + C_D \left[ \delta_3 - \frac{\gamma+1}{\gamma-1} \delta_1 \right] \\ - \alpha_2 \left[ \frac{A_1^2}{A_3^2} + 1 \right] - \frac{A_1^2}{A_3^2} \frac{2}{\gamma-1} \delta_3 - \frac{(\gamma-k)(\gamma+1)}{6k^2(\gamma-1)^2} \frac{\delta_3^2}{\varepsilon_1'} \left[ \left( k - \frac{2\gamma}{\gamma-1} \right) \delta_3 + 3k\delta_1 \right] \quad (5.14c)$$

Il est commode d'introduire une longueur caractéristique,  $l$ , en déduisant  $Q = m C_P T_1 (\alpha + \text{ordre } [\alpha\varepsilon]) \approx m C_P T_o (1 - \delta_1)$ , des équations (5.2c) et (5.9).

$$l = \left[ \frac{Q}{\sqrt{2g} \rho_o C_P T_o} \right]^{2/5}; \quad \hat{Y} = Y/l; \quad \hat{A} = A/l^2 \quad (5.17)$$

En exprimant l'équation (5.14c) en termes de  $\alpha$ ;

$$\frac{1 - 2\delta_1}{1 + \alpha} \frac{\alpha^3}{C_D} (\hat{Y}_3 - \hat{Y}_1) \hat{A}_1^2 = 1 + \frac{(\hat{A}_1/\hat{A}_3)^2}{C_D} + \Delta - \text{Ordre } [\alpha, \delta_3] \quad (5.14d)$$

Où le terme  $\Delta$  est

$$\Delta = \frac{1}{2} \left( \frac{\gamma}{k} - 1 \right) \frac{g l}{a_o^2} \frac{\hat{Y}_3^2 \hat{A}_1^2 \alpha^2}{C_D} \quad (5.18)$$

On multiplie chaque côté de l'équation (5.14d) par  $1 + \alpha + 2\delta_1$ .

$$\frac{\alpha^3}{C_D} (\hat{Y}_3 - \hat{Y}_1) \hat{A}_1^2 = 1 + \frac{(\hat{A}_1/\hat{A}_3)^2}{C_D} + \Delta + (\alpha + 2\delta_1) \left[ 1 + \frac{(\hat{A}_1/\hat{A}_3)^2}{C_D} + \Delta \right] \\ - \text{Ordre } [\alpha, \delta_3] \quad (5.14e)$$

- Analyse de l'échangeur de chaleur :

Pour le besion d'analyse à poursuivre, on réécrit l'équation

(5.14e) :

$$(\hat{Y}_3 - \hat{Y}_1) \hat{A}_1^2 = \frac{C_D}{\alpha^3} + \frac{1}{\alpha^3} \left[ \frac{A_1}{A_3} \right]^2 + \dots \quad (5.14f)$$

Le facteur  $\alpha^3/C_D$  exprime l'influence de la performance de l'échangeur de chaleur.

Le flux total de chaleur transféré s'écrit :

$$Q = UA F \Delta T_E \quad (5.19)$$

Où  $U$  est le coefficient global de transfert de chaleur,  $A$  est l'aire de la surface de l'échangeur de chaleur, et  $\Delta T_E$  la différence de température moyenne logarithmique pour un échangeur à contre-courant.

$$\Delta T_E = \frac{(T_{v2} - T_2) - (T_{v1} - T_1)}{\ln \left| \frac{T_{v2} - T_2}{T_{v1} - T_1} \right|} = I \frac{1 - \alpha i - P i}{\ln |(1 - \alpha i - P i)|}; \quad \alpha i = \alpha \frac{T_1}{I} \quad (5.20)$$

$F$  est le facteur de correction pour un échangeur à courant-croisé.

La différence de température initiale  $I$  est entre l'eau chaude entrant dans le réfrigérant  $T_{v2}$  et l'air refroidisseur entrant l'échangeur  $T_1$  (très voisine de  $T_0$ ).

L'eau est refroidie à travers l'écart de réfrigération "range"  $R_i$ .

En négligeant la résistance de la paroi, la conductance  $UA$ , s'écrit;

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{\eta_o A_a h_a} + \frac{1}{A_v h_v}} = \frac{1}{E} A_a h_a \quad (5.21a)$$

Où

$$E = \frac{1}{\eta_o} \left[ 1 + \frac{\eta_o A_a h_a}{A_v h_v} \right] \quad (5.21b)$$

et  $h_a$  et  $h_v$  sont les coefficients d'échanges de chaleur respectivement du côté air et du côté eau; correspondant aux surfaces  $A_a$  et  $A_v$ .

Il est nécessaire de distinguer les quatre surfaces associés au côté air :  $A_a$  est la surface totale de transfert de chaleur en contact avec l'air.  $A_1$  est l'aire du courant entrant

l'échangeur.  $A_f$  est la surface frontale de l'échangeur.  $A_f$  et  $A_1$  ne sont pas nécessairement les mêmes. Si l'échangeur est dans une position oblique par rapport à l'écoulement,  $A_f$  est plus large que  $A_1$ .  $A_c$  est la section disponible à l'écoulement libre de l'air.

Les équations suivantes définissent le rayon hydraulique, et les nombres de Nusselt, Stanton, Reynolds et Prandtl :

$$r_{ha} = \frac{A_c L_a}{A_a}; \quad h_a = \frac{k}{4r_{ha}} Nu; \quad St = \frac{Nu}{Re Pr}; \quad Re = \frac{\rho_1 V_c 4r_h}{\mu_1};$$

$$Pr_a = \frac{C_{P1} \mu_1}{k_1} \quad (5.22)$$

$V_c$  est la vitesse normale associée à  $A_c$ ; qui donne,

$$\rho_1 V_c A_c = m = \rho_1 V_1 A_1 \quad (5.23)$$

-Une expression pour  $\alpha$  :

On peut écrire,

$$Q = m C_P \Delta T_a = \rho_1 V_c A_c C_{P1} T_1 \alpha \quad (5.24)$$

En combinant les équations (5.19), (5.21a), (5.22), (5.24), on obtient

$$\alpha = St \frac{L}{r_h} \frac{F}{E} \frac{\Delta T_E}{T_1} \quad (5.25)$$

-Une expression pour  $C_D$  :

La définition gazodynamique de  $C_D$  est donnée dans l'équation (5.4a). Conventionnellement, les pertes de charges à travers l'échangeur de chaleur sont décrites par un "coefficient de friction"  $f$  défini à la page 33 de [9]. Pour des nombres de Mach faibles,

$$P_2 - P_1 \approx \frac{1}{2} \rho_1 V_c^2 \frac{A_a}{A_c} f \quad (5.26)$$

et les équations (5.4a) et (5.26) donnent

$$C_D = \frac{L}{r_h} \left[ \frac{A_1}{A_c} \right]^2 f \quad (5.27)$$

-Analogie de Reynolds :

Le coefficient de friction  $f$  côté air est disponible sur les mêmes abaques que celles de Stanton, et une observation de

celles-ci montre que habituellement  $f$  peut être pris, comme proportionnel au nombre de Stanton pour une étendue importante du nombre de Reynolds. On adopte une telle "Analogie de Reynolds" entre la friction et le transfert de chaleur :

$$f = K St \quad (5.28)$$

-Fonction de la taille :

on est maintenant dans la position d'exprimer la quantité  $C_D/\alpha^3$  comme une fonction de paramètres de la tour.

En premier, on élimine  $St$  entre les équations (5.25) et (5.28) et on trouve

$$\frac{C_D}{\alpha^3} = \frac{KE}{F} \left[ \frac{A_1}{A_C} \right]^2 \frac{1}{\alpha^2 \Delta T_E / T_1} \quad (5.29)$$

Maintenant on introduit l'équation (5.20), en définissant en premier une " fonction de la taille "  $\psi(\alpha_i, Pi)$  :

$$\psi = \frac{\ln|(1-\alpha_i)/Pi|}{\alpha_i^2(1-Pi-\alpha_i)} \quad (5.30)$$

avec le résultat final

$$(\hat{Y}_3 - \hat{Y}_1) \hat{A}_1^2 = \frac{KE\psi}{FI^3} \left[ \frac{A_1}{A_C} \right]^2 + \frac{1}{I^3 \alpha_i^3} \left[ \frac{A_1}{A_3} \right]^2; \quad J' = \frac{I}{T_1} \quad (5.31a)$$

En simplifiant par  $A_1^2$ , et soit  $Y$  la hauteur généralisée ( $Y = Y_3 - Y_1$ ) et notons que  $A_3$  section de sortie de la tour sera donnée par  $A_E$ ,

$$I^3 \frac{Y A_E^2}{I^5} = \frac{KE\psi}{F} \left[ \frac{A_E}{A_C} \right]^2 + \frac{1}{\alpha_i^3} \quad (5.31b)$$

On introduit un nouveau terme qui contient les pertes dues à la contraction et l'expansion quand l'air entrant et sortant de l'échangeur de chaleur (le blocage est due aux passages contenant l'eau).

$$I^{.3} \frac{Y A_E^2}{I^5} = \frac{KE\psi}{F} \left[ \frac{A_E}{A_C} \right]^2 + (K_e + K_c) \frac{1}{\alpha_i^3} \left[ \frac{A_E}{A_C} \right]^2 + \frac{1}{\alpha_i^3} \quad (5.32)$$

L'équation de tirage (5.32) établie dans ce chapitre revête une importance capitale dans toute tentative d'optimisation de la tour sèche. Elle met en relation d'une manière condensée tous les paramètres qui regissent les phénomènes physiques se produisant au sein de la tour.

A elle seule, l'analyse qualitative de cette équation permet de tirer des renseignements très intéressants.

Dans le sous-chapitre suivant, nous allons essentiellement exploiter cette équation en vue de faire le meilleur choix possible pour dimensionner la tour.

## 5.2- ETUDE OPTIMALE DE LA TOUR :

Les caractéristiques principales d'une tour de refroidissement sèche sont les dimensions propres de la tour (essentiellement sa hauteur et le diamètre de sortie de l'air) et les caractéristiques de l'échangeur de chaleur air-eau associé à la tour.

Pour une certaine énergie thermique à transférer au niveau de l'échangeur de l'eau vers l'air, l'optimisation exclusive des dimensions propres de la tour conduirait à un échangeur volumineux et donc très onéreux.

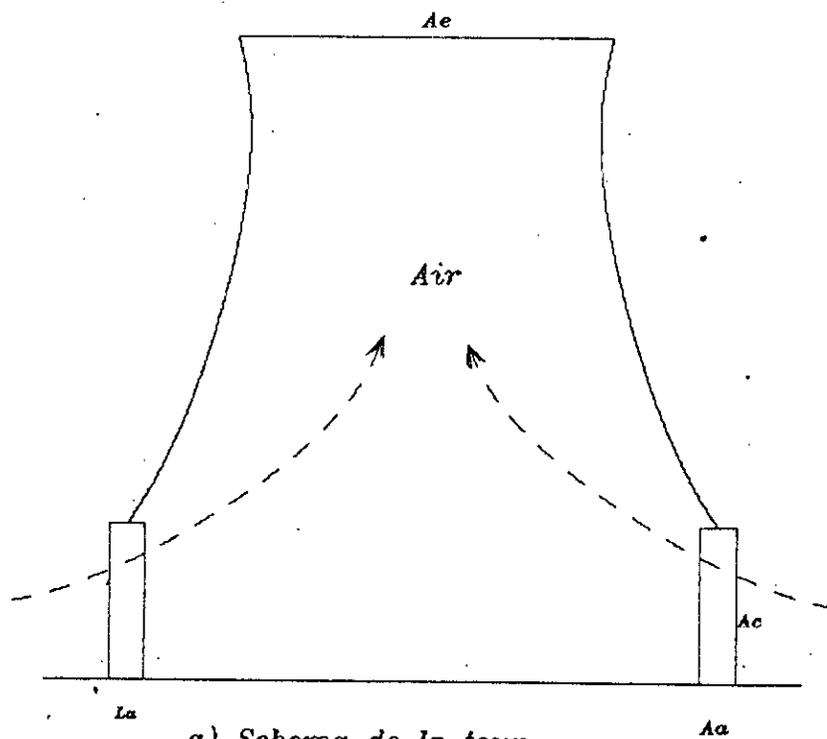
En revanche, l'optimisation du seul échangeur donne lieu à une taille de tour importante.

Les considérations ci-après sont une tentative pour trouver un compromis entre ces deux exigences contradictoires.

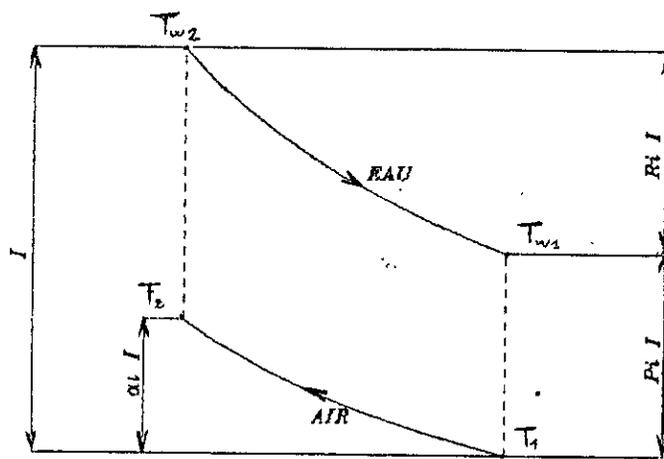
L'analyse ci-après sera essentiellement basée sur l'équation de tirage (5.32).

### 5.2.1- Taille de la tour :

D'après l'équation de tirage, on voit bien que la réduction des dimensions de la tour (la hauteur  $Y$  et la section de sortie  $A_E$ ) pour un profil défini par le rapport  $Y/\sqrt{A_E}$  donné, peut s'obtenir



a) Schema de la tour.



b) Diagramme des temperatures pour l'echangeur a contre-courant.

Schemas illustrants la nomenclature.

par la diminution du rapport  $A_E/A_C$ . Cependant, ce faisant on aboutit à une limite inférieure pour  $A_C$  tendant vers l'infini.

Ce minimum théorique est donné par :

$$I'^3 Y A_E^2 = I^5 / \alpha i^3 \quad (5.33)$$

Ce qui correspond à :

$$A_{Emin_t} = \frac{I^{5/2}}{(\alpha i I')^{3/2} \sqrt{Y}} \quad (5.34)$$

Mais d'un autre côté, adopter des valeurs importantes pour  $A_C$  revient à utiliser des échangeurs volumineux et, comme nous le verrons plus loin, nous impose une faible profondeur d'échangeur  $L_a$ .

Pratiquement, il est plus commode de ne pas pousser la stratégie de minimisation de la taille de la tour jusqu'au minimum théorique défini ci-dessus (équation (5.34)), mais de choisir un facteur pratique  $\xi > 1$ , qui nous permettrait d'utiliser un échangeur offrant une section  $A_C$  juste suffisante pour avoir une tour ayant une taille correspondant à un minimum pratique défini par :

$$A_{Emin_p} = \xi A_{Emin_t} \quad (5.35)$$

Et donc de l'équation (5.32) on trouve que :

$$A_C = \sqrt{\frac{K'E}{(\alpha i I')^2 Y} \frac{\alpha i^2 \psi}{F I'}} \cdot \frac{\xi}{\sqrt{\xi^2 - 1}} I^{5/2}; \quad K' = K + \frac{F(K_e + K_c)}{E \alpha i^3 \psi} \quad (5.36)$$

Où le facteur  $K$ , analogie de Reynolds, est redéfini pour inclure les pertes d'entrée et de sortie à travers l'échangeur de

chaleur.

Par suite, pour un profil de la tour donné  $Y/\sqrt{A}$  les équations (5.34) et (5.36) peuvent être transformées, en multipliant chaque côté par  $A_E^{1/4}$  et ayant pris la racine 4/5 des résultats, on aura :

$$A_E = \left[ \xi \frac{I^{5/2}}{(\alpha_i I')^{3/2}} \left( \frac{\sqrt{A_E}}{Y} \right)^{1/2} \right]^{4/5} \quad (5.37)$$

$$A_C = \sqrt{\frac{K'E}{(\alpha_i I')^2} \left( \frac{\sqrt{A_E}}{Y} \right) \frac{\alpha_i^2 \psi}{F I'} \frac{\xi}{\sqrt{\xi^2 - 1}}} I^{5/2} \left[ \xi \frac{I^{5/2}}{(\alpha_i I')^{3/2}} \left( \frac{\sqrt{A_E}}{Y} \right)^{1/2} \right]^{-1/5} \quad (5.38)$$

Ainsi, choisir une valeur du facteur  $\xi$  revient à fixer un minimum pratique pour la taille de la tour d'une part, et fixer un degré d'ouverture de l'échangeur de chaleur  $A_C$  nécessaire à l'obtention de la taille minimale pratique de la tour d'autre part.

### 5.2.2- Surface d'échange côté-air :

Dans l'équation (5.25), on introduit les définitions de la fonction  $\psi$  (5.30) et de la différence de température moyenne logarithmique (5.20);

$$\frac{F \psi \alpha_i^2}{St_a F I'} = \frac{L_a}{r_{ha}} \frac{1}{\alpha} \quad (5.39a)$$

Par la suite, on explicite  $\alpha$  de (5.24); en définissant, de plus, le coefficient dimensionnel  $W = 4Q/C_{P1} T_1 \mu_1 l$  et en utilisant la définition du nombre de Reynolds (5.22) on obtient;

$$\frac{l W E \psi \alpha_i^2}{Re_a St_a F I'} = \frac{L}{r_{ha}^2} A_C \quad (5.39b)$$

D'où;  $A_C L_a = \frac{E W l r_{ha}^2}{St_a Re_a I' F} \alpha_i^2 \psi \quad (5.39c)$

Rappelons aussi que par définition de  $r_{ha}$  on a :

$$A_a r_{ha} = A_C L_a \quad (5.40)$$

D'après cette relation, si  $r_{ha}$  est fixé,  $A_a$  sera

proportionnelle au volume disponible pour le passage de l'air à travers l'échangeur  $A_c L_a$ .

Toutefois, le rayon hydraulique  $r_{ha}$  n'est pas fixé et ne peut l'être sans connaître son effet sur la surface d'échange côté air  $A_a$ .

On utilise donc (5.39c) pour éliminer  $r_{ha}$  de la relation de définition (5.40); ce qui donne :

$$A_a = \sqrt{\frac{W I E \alpha i^2 \psi}{St_a Re_a I F}} \sqrt{A_c L_a} \quad (5.41)$$

On remarque alors que  $L_a$  est la seule dimension géométrique de l'échangeur nécessaire pour la détermination de la surface d'échange côté-air.

En comparant les équations (5.36) et (5.41), on constate qu'à mesure qu'on approche  $\xi$  de l'unité dans le but de réduire  $Y$  et  $A_E$ , la section disponible à l'écoulement de l'air  $A_c$  devient de plus en plus considérable.

Ainsi si  $A_a$  doit être petite,  $L_a$  doit être très faible. En effet; pour une valeur donnée de  $\xi$ , la section  $A_c$  sera minimisée si le facteur d'efficacité  $E$  et le facteur d'équivalence pour un échangeur à contre-courant  $F$  sont aussi près de l'unité que possible,  $K$  est aussi petit que possible et enfin la fonction de la taille de la tour  $\psi$  est aussi proche que possible de sa valeur minimale.

Les mêmes déductions sont valables lorsqu'il s'agit de minimiser  $A_a$ , sauf que dans ce cas, le minimum du produit  $\alpha i^2 \psi$  qui intervient dans la relation (5.41) ne possède pas un minimum correspondant à  $\psi_{min}$ . Il est en effet clair que d'après la figure (5.2)  $\alpha i^2 \psi$  est une fonction qui varie lentement d'une façon monotone.

Il est fort probable qu'une valeur légèrement inférieure à 0.83 serait un meilleur choix pour  $\alpha i$ .

La vitesse d'écoulement de l'air est inversement proportionnelle à la section de passage  $A_c$ , soit par définition du nombre de Reynolds  $Re_a$  proportionnel à  $r_{ha}/A_c$  ou encore d'après la définition de  $r_{ha}$ ,  $Re_a$  proportionnel à  $L_a/A_a$ .

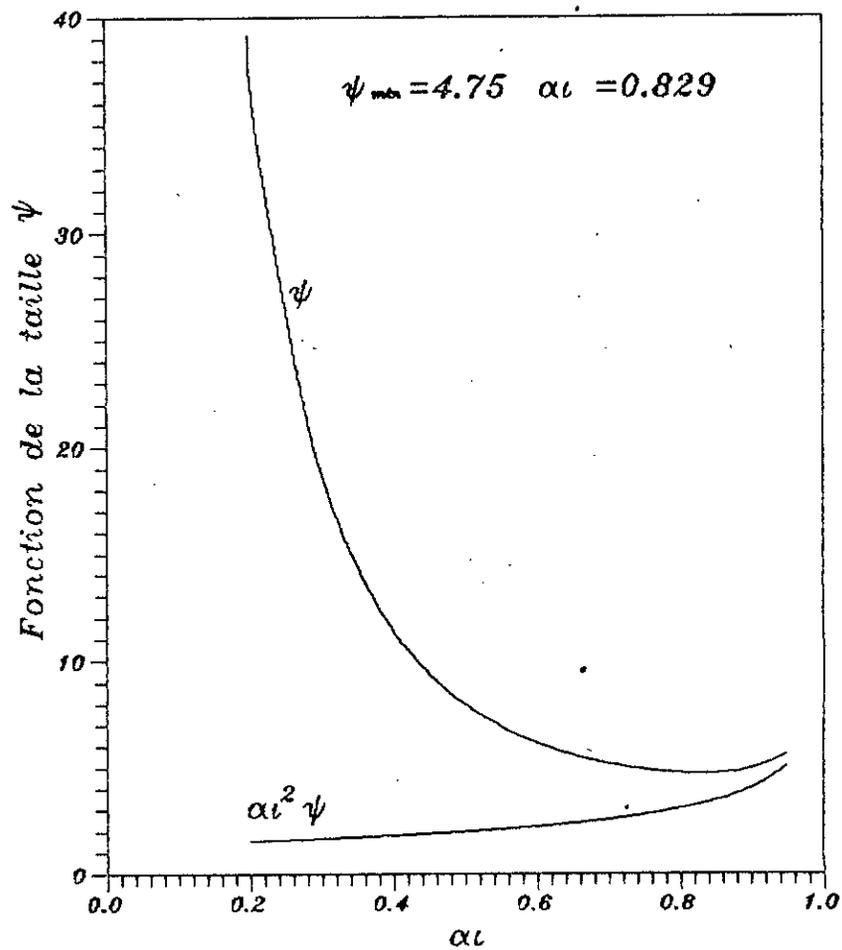


Fig.(5.2) Effet de la variation de la temperature de sortie de l'air sur la fonction de la taille  $\psi$

Enfin, en partant de l'équation (5.41) on aboutit à  $Re_a$  proportionnel à  $\sqrt{L_a/A_c}$ .

On en conclut que  $L_a$  devant avoir une très faible valeur et  $A_c$  devant être très importante (considérations antérieures),  $Re_a$  va être très petit et par conséquent l'écoulement de l'air à travers l'échangeur sera laminaire.

Toutefois, la même équation (5.41) nous suggère un produit  $St_a Re_a$  aussi grand que possible pour que la surface d'échange  $A_c$  soit la plus petite possible.

Finalement, l'équation (5.39c) montre que  $r_{ha}$  doit être petit si  $L_a$  est faible; en fait,  $L_a$  est proportionnelle à  $r_{ha}^2$ , ce qui nous suggère le choix d'un échangeur très fin.

### 5.2.3- Les besoins du circuit d'eau :

Puisque  $L_a$  doit être très faible, il convient de se demander si l'eau peut être distribuée dans un dispositif aussi fin que notre échangeur, sans que cela n'induisse des pertes de charges et des chutes d'efficacité de transfert de chaleur inadmissibles.

Tenant compte de ces considérations, notre choix va se porter sur un échangeur de type "plate-fin" dans le but de disposer d'un espace maximum pour l'écoulement du liquide et nous sommes ainsi conduits à considérer le module représenté sur la figure (5.3).

on conçoit très bien que notre échangeur sera composé de  $N$  modules tels que celui de la figure (5.3) avec deux passages d'eaux étroits de longueur  $L_v$  chacun; chaque module communiquant avec un collecteur d'eau.

Les surfaces géométriques  $A_c$  et  $NL_v b$  sont reliées par une relation de la forme :

$$A_c = \beta (NL_v b) r_{ha} \quad (5.42)$$

où  $\beta$  est un facteur qui dépend seulement du type de d'échangeur.

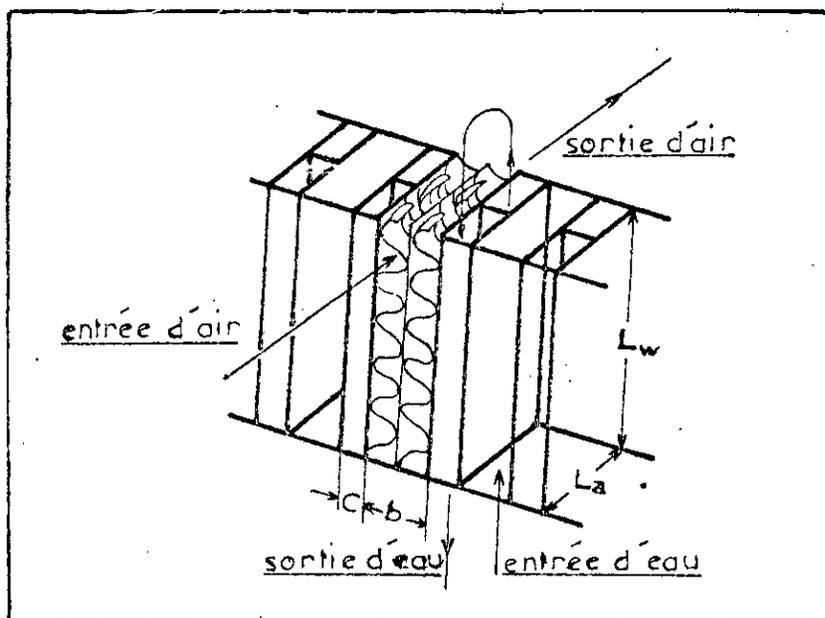


Fig.(5.3) Module de l'échangeur.

### 5.2.3.1- Pertes de charges d'entrée et de sortie à travers l'échangeur :

Etant donné que  $L_a$  est faible, la recherche d'une meilleure efficacité d'ailette exige que  $b$  le soit aussi; tandis que  $c$  doit être plus faible encore que  $b$  afin que le facteur  $K_e + K_c$  soit petit.

La figure (5.4) tirée de [9] représente  $K_e$  et  $K_c$  en fonction du rapport  $\sigma = \frac{b}{b+c}$  pour différentes valeurs du nombre de Reynolds.

Ainsi pour  $c = \frac{1}{2}b$ , on obtient  $K_e + K_c = 0.5$  dans le cas d'un écoulement laminaire et  $K_e + K_c = 0.4$  dans le cas d'un écoulement caractérisé par un nombre de Reynolds (basée sur  $b$ ) de 2000.

On s'attend à avoir un écoulement situé entre les deux limites sus-citées et on prendra alors,  $c = \frac{1}{2}b$  et  $K_e + K_c = 0.45$ .

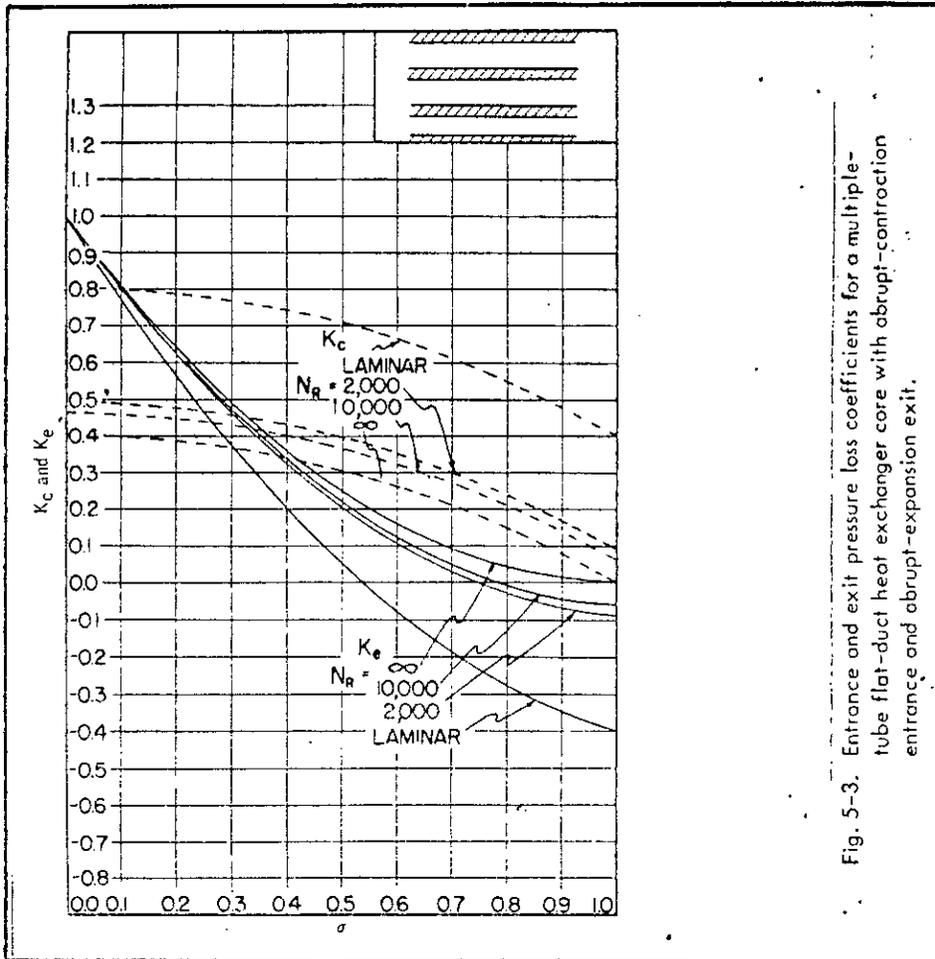


Fig. 5-3. Entrance and exit pressure loss coefficients for a multiple-tube flat-duct heat exchanger core with abrupt-contraction entrance and abrupt-expansion exit.

Fig.(5.4) Les coefficients de pertes de charges d'entrée et de sortie à travers l'échangeur

5.2.3.2- Puissance de pompage :

Nous supposons que le frottement constitue l'unique résistance à l'écoulement de l'eau qui est considéré turbulent avec des nombres de Reynolds pour lesquels la formule de Colburn s'applique :

$$\frac{1}{8} f_v = 0.023 Re_v^{-1/5} = Pr^{2/3} St_v ; Re_v = \frac{Vc_v 4r_{hv}}{\nu_v} \quad (5.43)$$

Pour chaque module, on a pour la puissance de pompage :

$$\frac{P_v}{N} = \frac{1}{2} \rho_v Vc_v^3 A'_{cv} \frac{nL_v}{4r_{hv}} f_v \quad (5.44)$$

Et pour le débit de chaleur rejeté par l'eau :

$$\frac{Q}{N} = \rho_v c_{Pv} \Delta T_v \quad Vc_v^3 \quad A'_{cv} ; \quad \Delta T_v = I T_1 (1 - Pi) \quad (5.45)$$

Pour la géométrie du module montrée sur la figure (5.3) on a :

$$A'_{cv} = L_a c/n; \quad A'_v = 2L_v(L_a + nc); \quad 4r_{hw} = 2c/(1 + nc/L) \quad (5.46)$$

En portant les équations (5.43), (5.45) et (5.46) dans l'équation (5.44), on peut exprimer  $P_v/N$  en fonction de  $Q$ ,  $N$ ,  $n$ ,  $c$ ,  $L_a$ ,  $\Delta T_v$ ,  $L_v$  et des propriétés de l'eau.

### 5.2.3.3- Efficacité du transfert de chaleur :

L'efficacité  $E$  est définie par l'équation (5.21). De cette équation on pourrait éliminer  $A_a h_a$ , et introduire le nombre de  $St$  à partir de l'équation (5.43) pour éliminer  $h_v$ .

De plus, en remarquant que  $A_v = N A'_v$ , il nous est possible d'exprimer  $E$  dans les mêmes termes que  $P_v$ .

Il est commode d'introduire le facteur  $\lambda$  définie par.:

$$\lambda = 1 - 1/\eta_o E.$$

F.K.MOORE, [10], dit qu'avec une procédure algébrique très complexe les deux équations (5.21b) et (5.44), pourraient être mises sous une forme plus simple, d'où  $L_v$  a été éliminée par l'utilisation des équations (5.39c) et (5.42) :

$$NL_a \lambda^{1/2} = \frac{0.250}{G} \frac{W l^2}{o} \frac{n}{(\Delta T_v/T_1)(P_v/Q)^{1/2}} \left[ \frac{\eta_o}{\eta_v} \right]^{1/2} \left[ \frac{\alpha i^2 \psi}{\eta_o F I'} \right]^{1/2} \quad (5.47)$$

$$\frac{\lambda^{7/5}}{1-\lambda} (1+nc/L_a)^{6/5} = \frac{6.242}{J^{4/5}} \frac{\beta b l^{4/5} c^{1/5} St_a Re_a}{r_{ha} (P_v/Q)^{2/5}} \left[ \frac{\eta_o}{\eta_v} \right]^{7/5} \left[ \frac{\alpha i^2 \psi}{\eta_o F I'} \right]^{2/5} \quad (5.48)$$

Où  $G$  et  $J$  sont en relation avec une sorte de nombre de Reynolds basé sur  $l$  :

$$G = \frac{\rho_v}{\rho_a} \left( \frac{C_{Pv}}{C_{Pa}} \right)^{3/2} \frac{(C_{Pa} T_1)^{1/2}}{\nu_a Pr_a^{1/3}} l; \quad J = \frac{\rho_v}{\rho_a} \left( \frac{C_{Pv}}{C_{Pa}} \right)^{7/4} \left( \frac{\mu_v}{\mu_a} \right)^{1/4} \frac{(C_{Pa} T_1)^{1/2}}{\nu_a Pr_a^{7/6}} l \quad (5.49)$$

L'équation (5.47) révèle que le nombre de passages  $n$  doit être petit pour garder  $N$  ou  $\lambda$  aussi petits que possible.

Dans l'équation (5.48)  $n$  est conjuguée au faible rapport  $c/L_a$  ce qui rend son influence caduque. Mais, si  $n$  n'est pas au moins égale à 2, le facteur de correction pour un échangeur à courants croisés  $F$  va en souffrir et les dimensions de la tour seront importantes. Ceci nous conduit à opter pour  $n = 2$  comme meilleur choix probable.

Avec  $n = 2$ , l'efficacité d'ailette du côté eau  $\eta_v$  peut être prise égale à l'unité.

A présent, notre jeu d'équations de base est complet. Les équations (5.42), (5.47), et (5.48) conduisent à la détermination de  $E$ ,  $N$  et  $L_v$  une fois spécifier le niveau de puissance de pompage  $P_v/Q$ .

#### 5.2.4- Selection optimale de l'échangeur de chaleur [10] :

Notre choix doit satisfaire le mieux possible aux exigences suivantes :

$K$  et  $r_{ha}$  doivent être petits, le produit  $Re_a St_a$  doit être aussi grand que possible tout en gardant un régime d'écoulement laminaire pour l'air, et puisque nous savons que  $L_a$  doit être très faible, notre investigation se limitera aux échangeurs du type "plate-fin". Nous attirons l'attention ici sur le fait que notre choix se limite à l'illustration technique des considérations développées tout au long des paragraphes précédents; nous n'avons par conséquent aucune prétention de faire un choix qui tiendrait compte de questions telles que le coût de la construction de l'échangeur, les problèmes de corrosion ou d'entartrage.

F.K.MOORE, [10], a trouvé que parmi les différents types d'échangeurs de la catégorie des "plate-fin", le type dit "strip-fin" présente un choix attractif sans prétendre qu'il présente a priori le meilleur choix.

L'échangeur choisi est défini par les figures (5.3), (5.5) et la tableau (5.1) des données dimensionnelles.

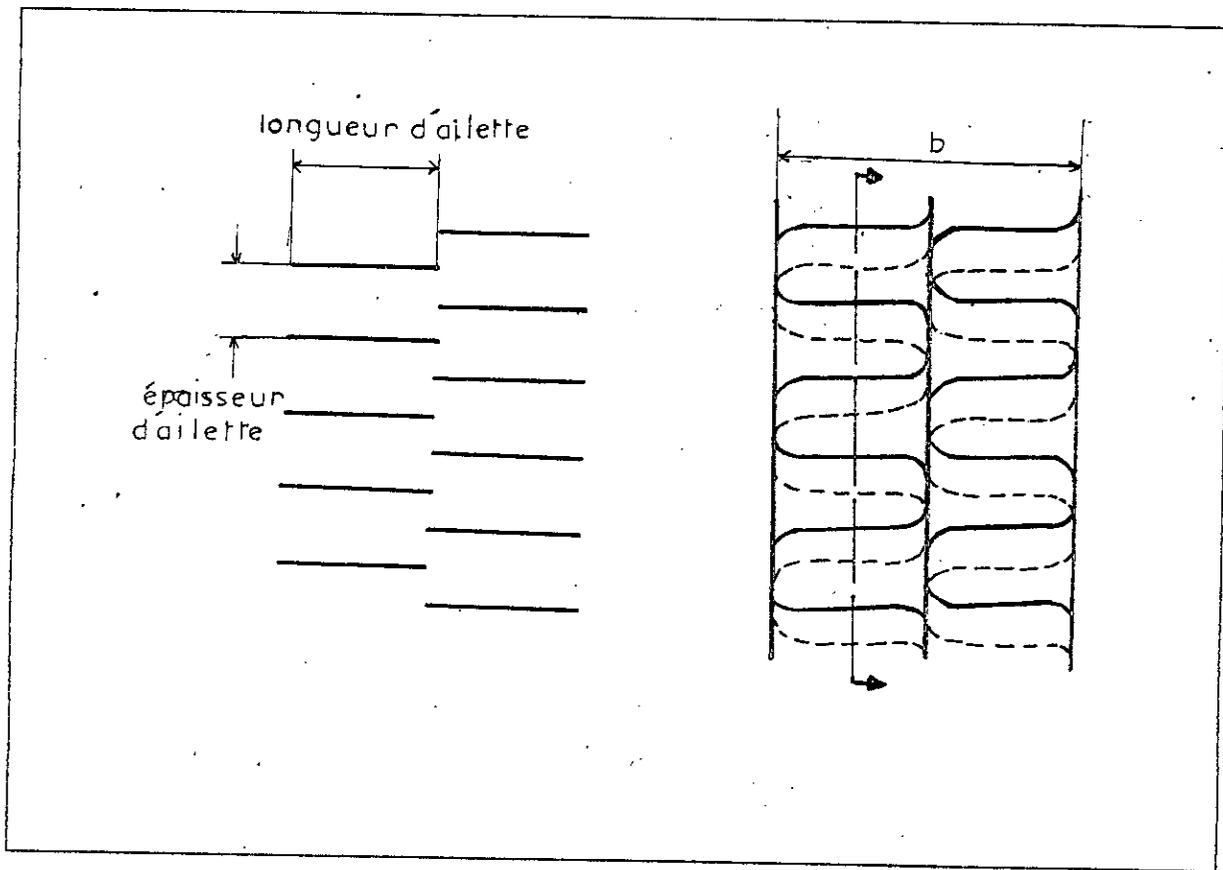


Fig.(5.5) Géométrie de l'échangeur.  
"Plate-fin surfaces", "Strip fins"[9].

A partir des données du tableau (5.1) sur l'échangeur de chaleur, on calcule l'efficacité totale de la surface pourvue d'ailettes  $\eta_o$ . De l'équation (2.60) de [11];

$$\eta_o = 1 - \frac{\text{surface des ailettes}}{\text{surface totale}} (1 - \eta_f); \quad \eta_o = 1 - 0.843 (1 - \eta_f) = 0.979 \quad (5.50)$$

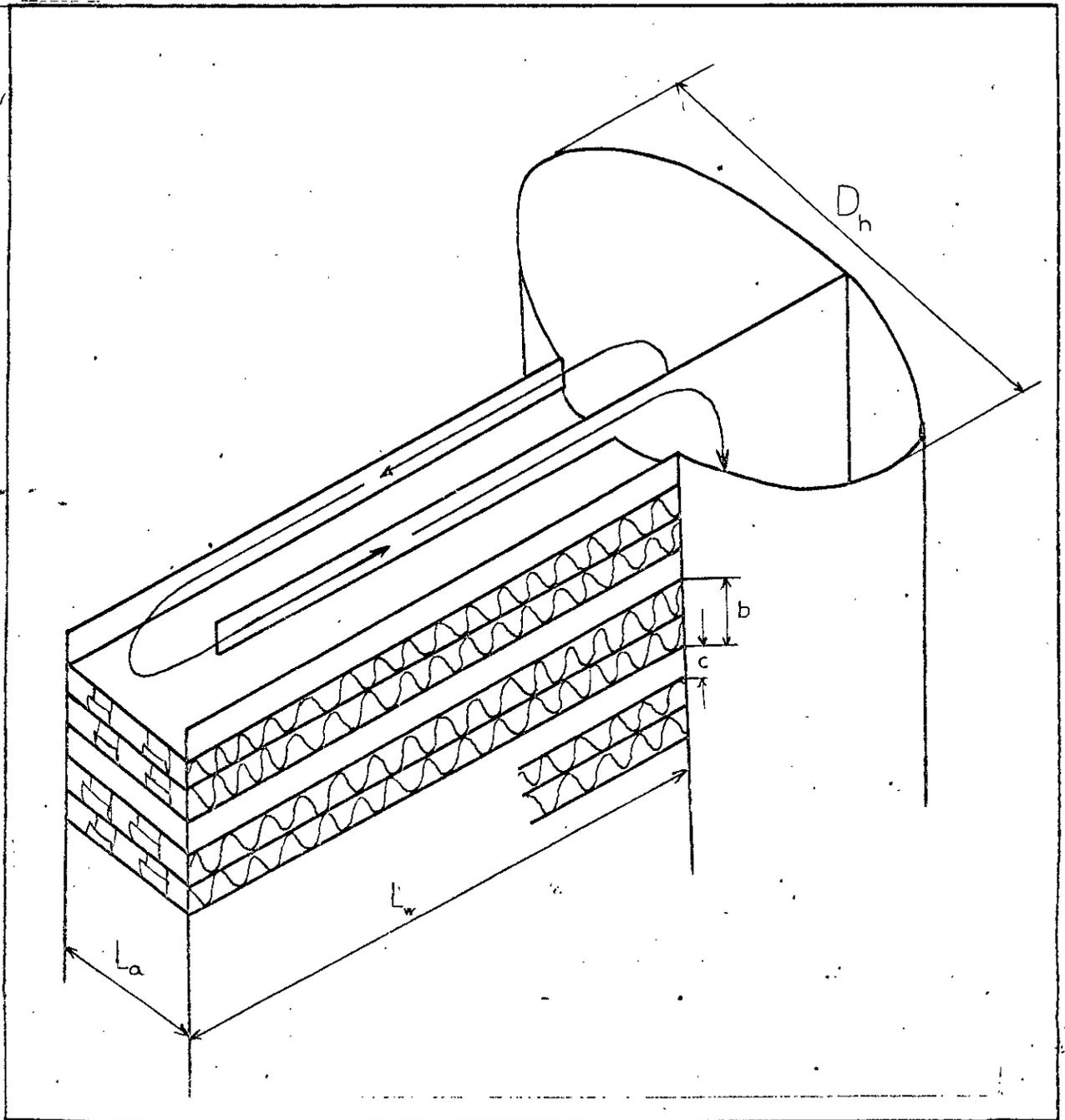


Tableau (5.1) caractéristiques de l'échangeur de chaleur  
réf. de [9] "strip-fin plate-fin surface" 1/8-20.06(D).

Nombre d'ailettes par cm = 7.90.

Espacement entre plaques,  $b = 5.105$  mm.

Longueur d'ailette dans la direction de l'écoulement = 3.175 mm.

Diamètre hydraulique,  $4r_{ha} = 1.4911$  mm.

Epaisseur d'ailette = 0.1016 mm., aluminium

Epaisseur de la cloison = 0.1524 mm.

Rapport de l'aire des ailettes à l'aire totale = 0.843.

Rapport de l'aire totale de transfert au volume entre  
plaques,  $\beta = 2.29$  mm<sup>-1</sup>.

Espacement d'ailettes = 1.266 mm.

Efficacité d'ailettes,  $\eta_f = 0.97$ .

$St_a Re_a = 12$ ;  $K = 2.7$ .

### 5.3- DIMENSIONNEMENT DE LA TOUR :

#### 5.3.1- Données de base nécessaires au dimensionnement :

Température de l'air ambiant  $T_1 = 30^\circ C$ .

Température d'entrée de l'eau  $T_{v1} = 48^\circ C$ .

Température de sortie de l'eau  $T_{v2} = 39^\circ C$  ( $Pi=0.5$ ).

On considère la température de sortie de l'air  $T_2$  variable ;

et on utilise à cet effet la variable  $\alpha_i = \frac{T_2 - T_1}{T_{v1} - T_1}$

\* Calcul du facteur d'équivalence pour un échangeur à contre courant :

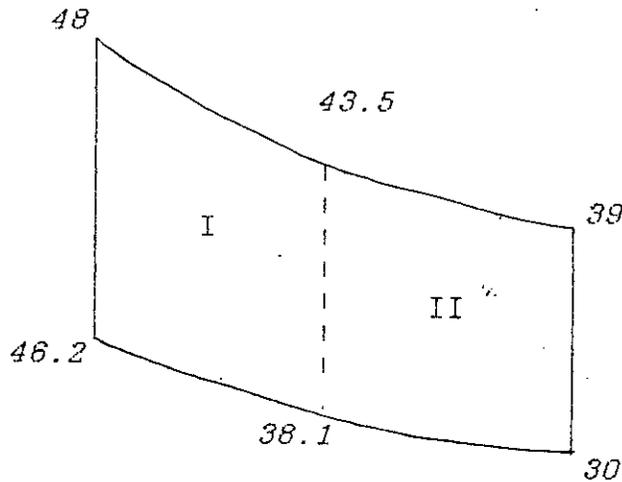
On a un échangeur à courants croisés, avec deux passages dans le tube ( $n=2$ ) et un passage dans le corps.

On considère que les deux passages ont les mêmes coefficients de transfert de chaleur et des variations de températures égales.

Les valeurs de  $F$  peuvent ainsi être obtenues pour chaque passage séparément; on prendra la moyenne des deux associée à la différence de température moyenne logarithmique pour chaque passage.

La figure (11.15) de [11] donne le facteur de correction pour un échangeur à courants croisés. Aucun des fluides n'est brassé.

$$\alpha_i = 0.9$$



$$\left. \begin{array}{l} P_I = 0.45 \\ Z_I = 1.8 \end{array} \right\} F_I = 0.741$$

$$\left. \begin{array}{l} P_{II} = 0.33 \\ Z_{II} = 1.8 \end{array} \right\} F_{II} = 0.918$$

$$\Delta T_{mI} = 3.28 \qquad \Delta T_{mII} = 7.05$$

$$F_{0.9} = \frac{F_I \Delta T_{mI} + F_{II} \Delta T_{mII}}{\Delta T_{mI} + \Delta T_{mII}} = 0.862$$

$\alpha_j$	$F$
0.9	0.862
0.829	0.904
0.7	0.935
0.6	0.943
0.5	0.964
0.4	0.979
0.3	0.985
0.2	0.987

On prend la puissance de pompage égale à  $5 \cdot 10^{-4} Q$ , ou 97 kW, soit 0.001 de la puissance électrique.

Données des caractéristiques de l'air à  $T_1 = 30^\circ C$

$$T_1 = 303^\circ K.$$

$$C_{P_1} = 1.00615 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot K).$$

$$\rho_1 = 1.165 \text{ kg}/\text{m}^3.$$

$$\mu_1 = 1.865 \cdot 10^{-5} \text{ (N} \cdot \text{s)}/\text{m}^2.$$

Données des caractéristiques de l'eau à la température moyenne

$$T_{vm} = 44.5^\circ C$$

$$T_{vm} = 317.5^\circ K.$$

$$C_{P_v} = 4.178 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot K).$$

$$\mu_v = 5.821 \cdot 10^{-4} \text{ (N} \cdot \text{s)}/\text{m}^2.$$

$$\rho_v = 990.393 \text{ kg}/\text{m}^3.$$

$$k_v = 0.63627 \text{ W}/(\text{m} \cdot K).$$

Données des caractéristiques de l'air à la température moyenne

$$T_{am} = 35.4^\circ C$$

$$T_{am} = 308.4^\circ K.$$

$$C_{P_a} = 1.00642 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot K).$$

$$\mu_a = 1.892 \cdot 10^{-5} \text{ (N.s)/m}^2$$

$$k_a = 0.02673 \text{ W/(m.K)}$$

$$\rho_a = 1.1443 \text{ kg/m}^3$$

On adopte le profil donné par  $Y/\sqrt{A_E} = 1.703$ . De même, on spécifie que  $\xi = 1.5$  (valeur moyenne)

### 5.3.2- Proposition d'arrangement pour les échangeurs :

De la manière dont seront disposés les modules ( dont le type a été déjà sélectionné § 5.2.4) pour constituer l'échangeur dépendront le diamètre de base de la tour  $D_b$ , le diamètre des collecteurs d'eau  $D_H$  et la hauteur de l'échangeur  $H$ .

Il semblerait, si l'on se réfère à [10] que Pimputkar, après avoir bien étudié cette question, suggère de placer les modules horizontalement et faire de sorte qu'ils puissent communiquer avec les collecteurs d'eau qui seront donc placés verticalement. Les détails de cet arrangement sont donnés sur la Fig.(5.6) qui représente schématiquement la façon dont sont disposés les modules pour former une colonne, puis les colonnes pour former l'échangeur. Remarquons que les colonnes sont disposées en delta afin de réduire le diamètre de base de la tour. Cependant, ceci ne doit pas se faire sans tenir compte de son impact sur la résistance à l'écoulement de l'air à travers l'échangeur. C'est pourquoi l'angle d'ouverture constitue un paramètre important auquel il faut attacher le plus grand soin.

Nous avons besoin aussi, pour déterminer la hauteur  $H$  de l'échangeur d'adopter une valeur pour le rapport du diamètre de base au diamètre de sortie de la tour.

En l'absence de renseignements suffisants pour un choix plus raisonné de ce rapport ainsi que de l'angle  $\phi$ , on convient d'adopter les mêmes caractéristiques que celles utilisées pour la centrale de Rugeley en Grande Bretagne.

$$\text{soient : } \phi = 67.5^\circ \text{ et } H = 0.120 A_f/D_E \quad (5.51)$$

Ceci nous permet de calculer la hauteur de l'échangeur  $H$ , connaissant  $A_f$  et  $D_E$ .

Ensuite on calcule le nombre de colonnes  $N_c$ , par la relation :

$$N_c = \frac{A_f}{HL_v} = \frac{(b+c)N}{H} \quad (5.52)$$

et enfin, le diamètre de base  $D_b$  en utilisant la relation :

$$D_b = N_c L_v [(\phi + 2\text{Arctg}(L_a/L_v))]/2\pi \quad (5.53)$$

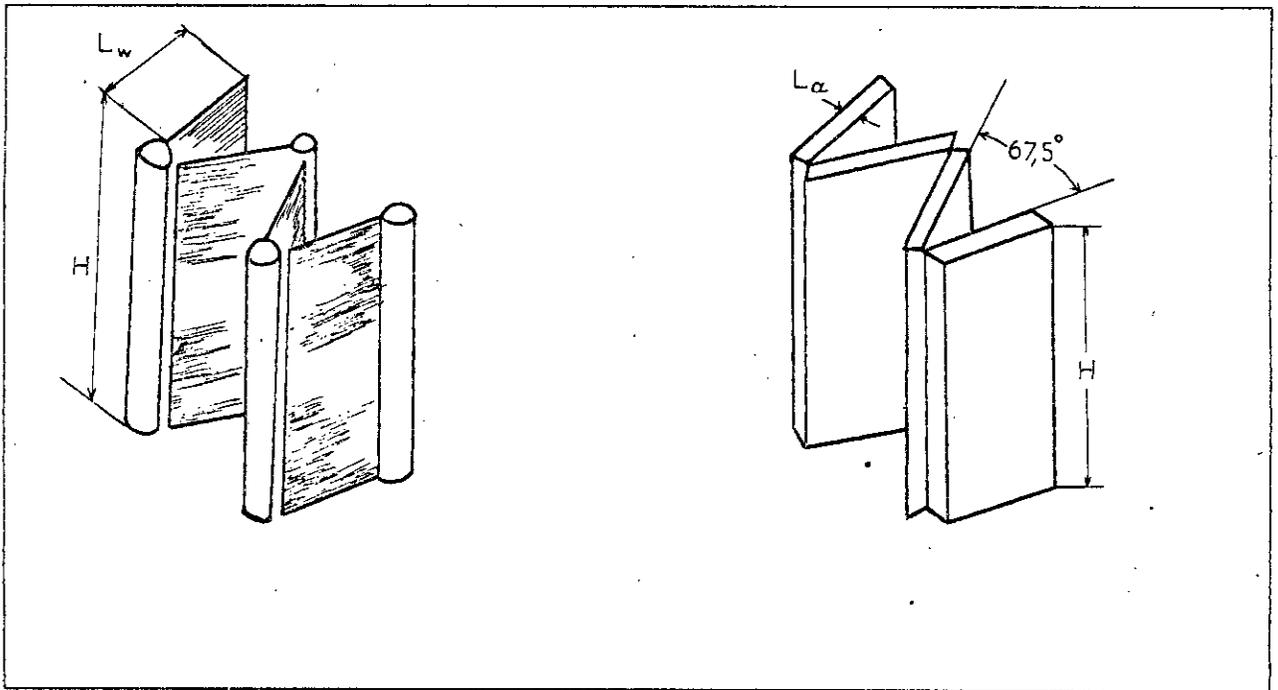


Fig.(5.6) Arrangement de l'échangeur de chaleur.

-Le diamètre du collecteur d'eau doit être suffisamment grand pour que la vitesse d'écoulement de l'eau y soit petite, donnant ainsi des pertes de charges satisfaisantes lorsque l'eau est admise dans les modules.

Les pertes de pression les plus importantes dans le circuit d'eau, autre que celles déjà évoquées concernant les passages d'eau dans les modules, sont les pertes par frottement au niveau des collecteurs eux-mêmes. Pimputkar donne pour  $D_H$ , en posant que les pertes par frottement dans les collecteurs constituent 1/10 des pertes enregistrées au niveau des passages d'eau, la relation :

$$D_H = 2.18 H^{0.208} N_c^{-0.375} \quad (5.54)$$

### 5.3.3- Résultats Numériques :

L'exploitation des équations développées dans les paragraphes précédents selon la procédure décrite dans l'organigramme de la page (66) et exécutée sur ordinateur (voir programme en annexes), a donné lieu aux principaux résultats présentés sur le tableau (5.2) et illustrés par les graphes des figures (5.7) à (5.9).

### 5.3.4- Interprétation des résultats et dimensionnement :

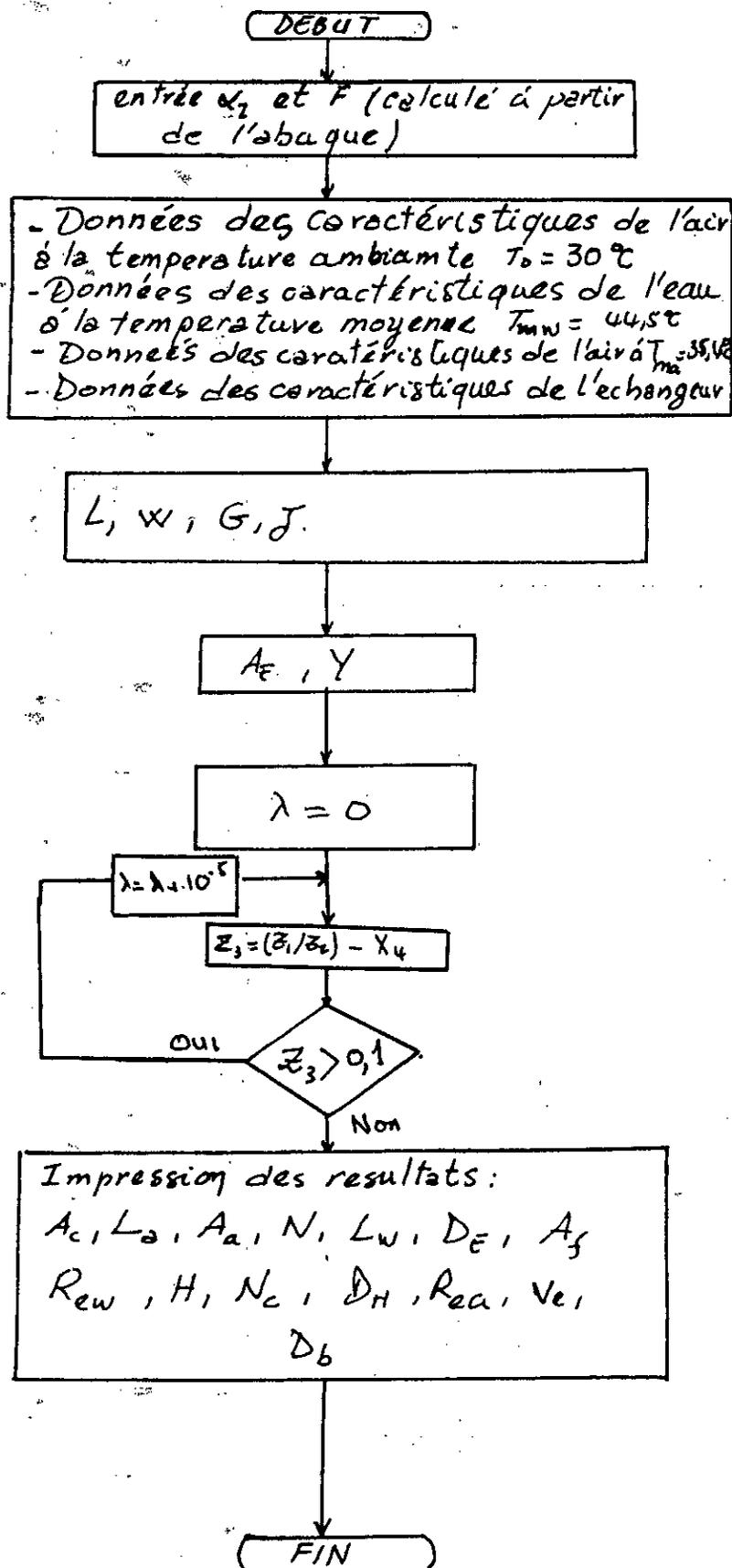
Les figures (5.7) et (5.9) montrent comment évoluent les caractéristiques de l'échangeur avec la variation de température enregistrée pour l'air à travers cet échangeur. Tandis que la figure (5.8) permet de voir l'influence de cette même variation sur les caractéristiques dimensionnelles de la tour.

Rappelons à ce stade que l'objectif est de résoudre le dilemme suivant : la réduction des dimensions de la tour ne peut se faire qu'au prix d'un échangeur volumineux et coûteux.

La question qu'on se pose est la suivante : étant donnée la quantité de chaleur  $Q = m_a C_{Pa} (T_2 - T_1)$  à évacuer, quel est l'arrangement tour-échangeur qui le réaliserait de la façon la plus avantageuse ?.

Il est évident qu'une faible valeur de la différence de température  $(T_2 - T_1)$  (donc de  $\alpha_i$ ) conduirait à un échangeur moins onéreux (réduction de  $A_a$  d'après la figure (5.9)); mais en même temps nécessite un débit d'air  $m_a$  très important, donc des dimensions de tour très importantes ( $Y$  et  $D_E$  toujours d'après la figure (5.9)).

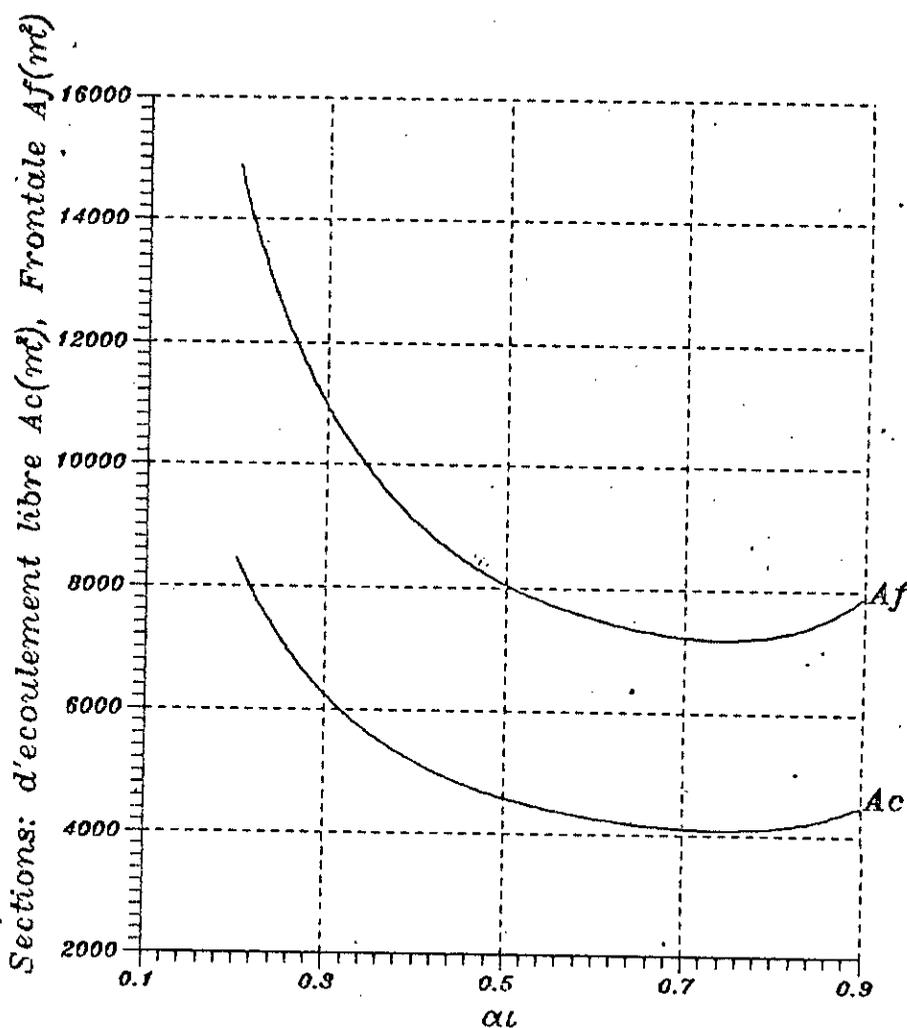
Notre analyse nous a conduit à la conclusion que pour un profil de tour  $Y/\sqrt{A_E}$  donné, il y a avantage à adopter un échangeur pour lequel la section disponible à l'écoulement de l'air  $A_c$  est la plus élevée possible (§ 5.2.2). Cependant, des



$\alpha_i$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.829	0.9
F -----	0.987	0.985	0.979	0.964	0.943	0.935	0.904	0.862
PSI -----	39.17	18.69	11.40	8.00	6.20	5.21	4.75	4.97
$\alpha_i^2$ PSI --	1.567	1.682	1.823	2.000	2.231	2.554	3.261	4.024
Lam -----	0.0686	0.0804	0.0893	0.0972	0.1049	0.1126	0.1258	0.1376
La (m)	0.0055	0.0081	0.0108	0.0136	0.0168	0.0203	0.0267	0.0327
Lw (m)	2.087	2.372	2.636	2.929	3.278	3.683	4.541	5.479
N ----- $10^{-4}$	93.03	60.20	44.88	35.88	29.90	25.61	21.16	18.80
Ac (m <sup>2</sup> ) $10^{-4}$	0.846	0.622	0.516	0.458	0.427	0.411	0.419	0.449
Aa (m <sup>2</sup> ) $10^{-4}$	12.41	13.52	14.89	16.73	19.25	22.42	30.06	39.43
Af (m <sup>2</sup> ) $10^{-4}$	1.487	1.094	0.906	0.805	0.751	0.722	0.736	0.789
Ae (m <sup>2</sup> ) $10^{-4}$	1.076	0.662	0.469	0.358	0.288	0.239	0.195	0.177
De (m)	117.07	91.789	77.237	67.559	60.558	55.208	49.880	47.481
Y (m)	176.38	138.29	116.36	101.78	91.236	83.176	75.149	71.534
Ac/Ae ---	0.79	0.94	1.10	1.28	1.48	1.72	2.14	2.53
Ve (m/s)	4.33	4.69	4.96	5.18	5.36	5.53	5.71	5.81
Rea -----	98.8	134.4	162.2	182.6	195.8	203.5	199.7	186.3
Rew -----	3609	4466	4984	5283	5420	5447	5264	4986
H (m)	15.24	14.30	14.10	14.30	14.87	15.70	17.70	19.93
Nc -----	468	322	244	192	154	125	92	72
Dh (m)	0.174	0.198	0.218	0.240	0.263	0.287	0.331	0.371
Db (m)	183.6	144.1	121.4	106.3	95.3	87.0	78.6	74.9

TABLEAU (5.2) ILLUSTRANT L'EFFET DE  $\alpha_i$  SUR LES DIFFERENTS PARAMETRES DE LA TOUR

*Af*: Section frontale de l'échangeur  
*Ac*: Section d'écoulement libre de l'échangeur



*Fig.(5.7) Effet de la variation de la température de sortie de l'air sur les sections d'écoulement libre  $A_c$  et frontale  $A_f$*

$V_e$ : Vitesse de l'air à la section de sortie de la tour  
 $H$ : Hauteur d'une colonne d'échange  
 $Aa$ : Surface d'échange côté air  
 $Y$ : Hauteur de la tour  
 $De$ : Diamètre de la section de sortie de la tour  
 $Nc$ : Nombre de colonnes

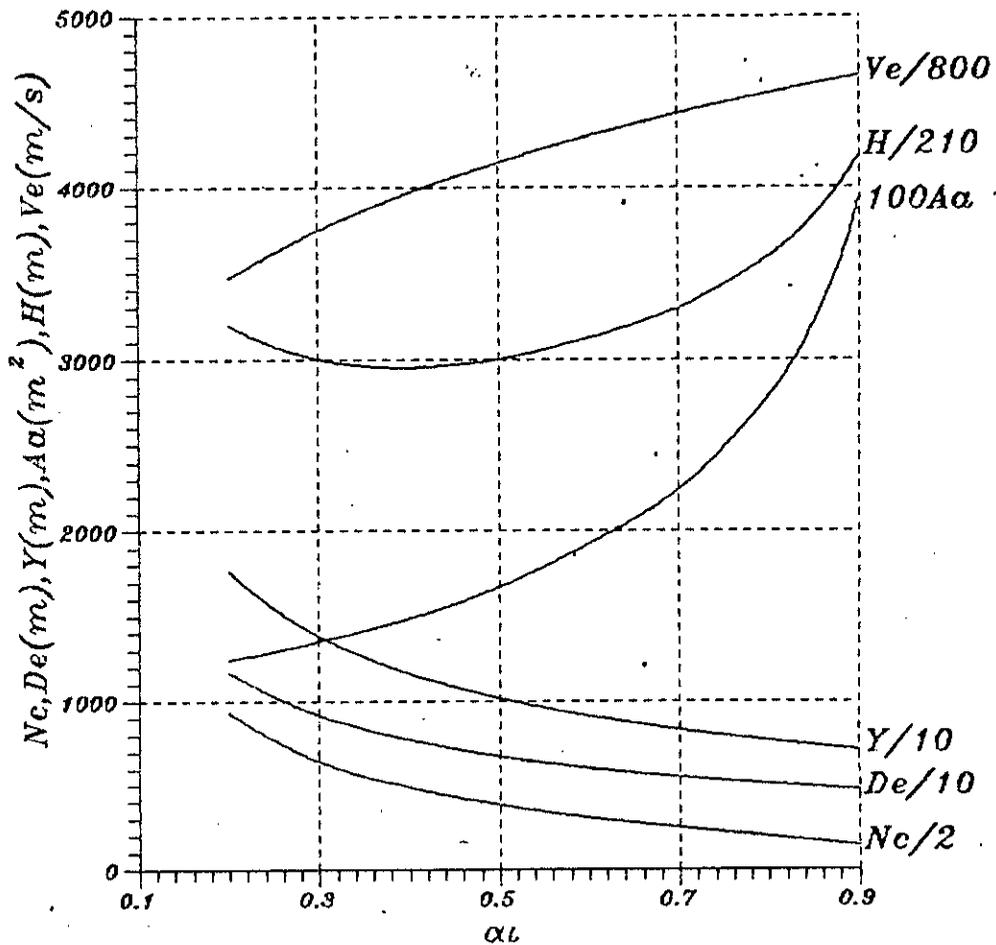


Fig.(5.8) Effet de la variation de la température de sortie de l'air sur les dimensions de la tour

$H$  : Hauteur d'une colonne d'échange  
 $Dh$  : Diamètre du collecteur  
 $La$  : Profondeur de l'échangeur  
 $N$  : Nombre de modules  
 $Lw$  : Longueur du passage d'eau  
 $Nc$  : Nombre de colonnes

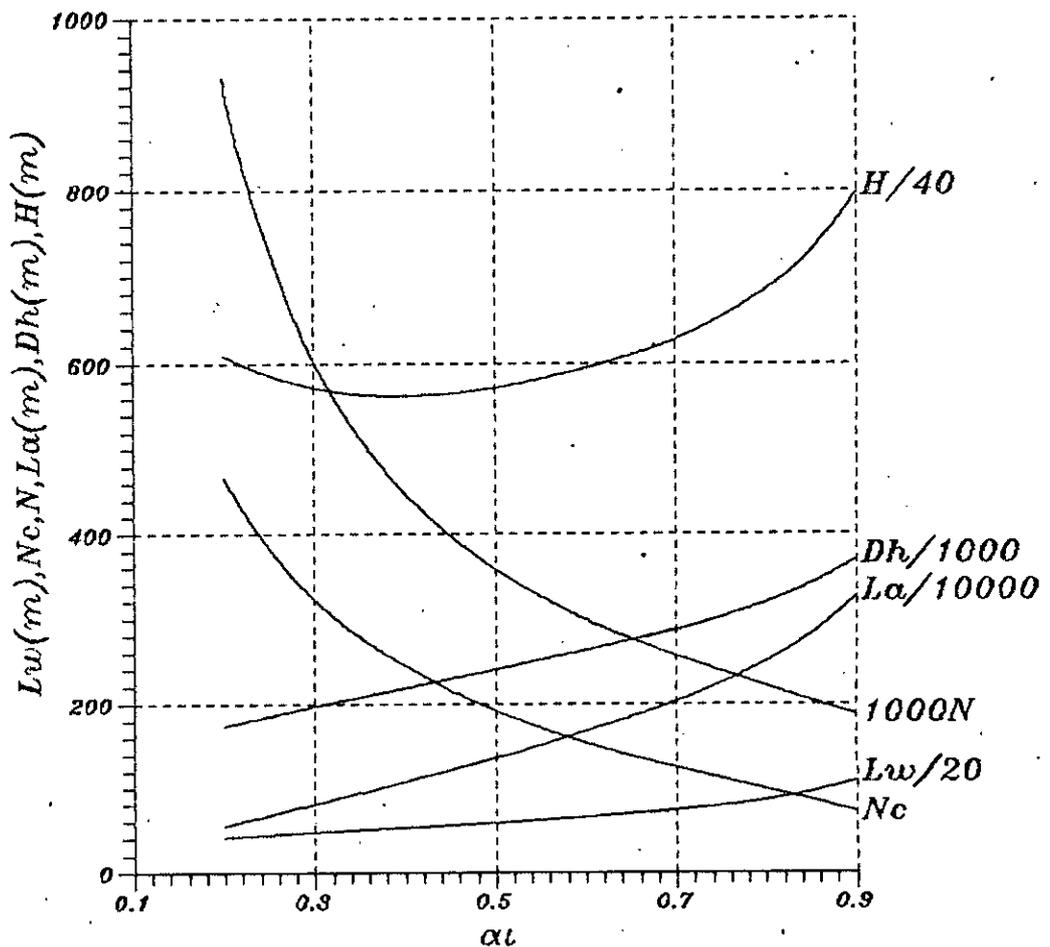


Fig.(5.9) Effet de la variation de la température de sortie de l'air sur les dimensions de l'échangeur

considérations économiques imposent une limite pratique à la surface  $A_c$ ; limite définie par le facteur  $\xi$  et dépendant de la variation de température à travers l'échangeur, c'est à dire de  $\alpha_i$ . Cette limite est représentée graphiquement en fonction de  $\alpha_i$  sur la figure (5.7).

Maintenant, pour une valeur  $\xi$  donné, le meilleur choix sera celui qui correspond à  $A_c$  minimum, soit un volume d'échangeur minimum. Ceci se traduit sur le graphique de la figure (5.7) par une valeur de  $\alpha_i=0.745$ , valeur pour laquelle on a les caractéristiques portées sur le tableau (5.3).

Tableau (5.3) Caractéristiques dimensionnelles de l'ensemble tour-échangeur de chaleur pour l'évacuation de 194 MW.

$\alpha_i = 0.745$ correspondant à $T_2 = 43.41^\circ \text{C}$ .
Facteur de correction, $F = 0.923$ .
Fonction de la taille, $\psi = 4.952$ .
Pronfondeur de l'échangeur de chaleur, $L_a = 0.022 \text{ m}$ .
Longueur du passage d'eau, $L_v = 3.932 \text{ m}$ .
Nombre de modules, $N = 239498$ .
Section d'écoulement libre, $A_c = 4104.23 \text{ m}^2$ .
Surface totale de transfert de chaleur, $A_a = 245432 \text{ m}^2$ .
Section frontale, $A_f = 7211.84 \text{ m}^2$ .
Section de sortie de la tour, $A_E = 2221.41 \text{ m}^2$ .
Diamètre de sortie de la tour, $D_E = 53.183 \text{ m}$ .
Hauteur de la tour, $Y = 80.124 \text{ m}$ .
Hauteur d'une colonne d'échange, $H = 16.27 \text{ m}$ .
Nombre de colonnes, $N_c = 113$ .
Diamètre du collecteur, $D_H = 0.3 \text{ m}$ .
Diamètre de base de la tour, $D_b = 84.1 \text{ m}$ .
Vitesse de l'air à la section de sortie de la tour, $V_E = 5.6 \text{ m/s}$ .
Facteur d'efficacité, $E = 1.155$ .
Nombre de Reynolds côté-air, $Re_a = 204$ .
Nombre de Reynolds côté-eau, $Re_v = 5409$ .

Enfin, d'après le tableau (5.2) et la figure (5.10), on voit bien que de faibles valeurs de  $\alpha_i$  conduisent à de petits échangeurs mais à des tours très grandes. De plus, ce type de tours sont dotés

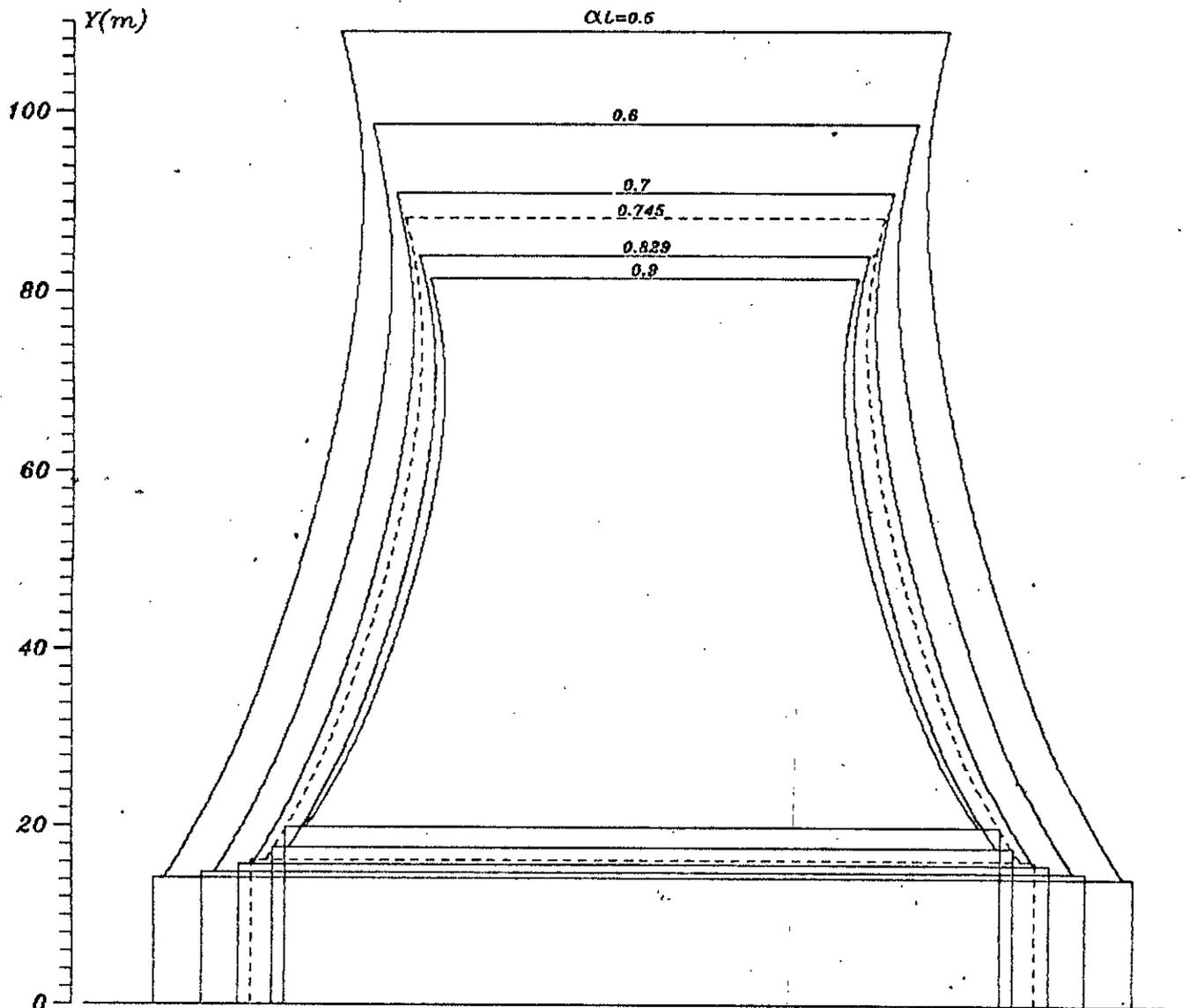


Fig.(5.10) Tailles des tours de refroidissement seches pour 194 MW (pour differents  $\alpha$ )

d'échangeurs absurdelement minces (  $L_a$  très très faible ).

unit és		Tour dimensionnée $\alpha_i=0.745$ $P_i=0.5$	Moore F.K.19 $\alpha_i=0.6$ $P_i=0.5$	RUGELEY $\alpha_i=0.65$ $P_i=0.47$
Type de l'échangeur		"Strip-fin plate-fin surface"	"Strip-fin plate-fin surface"	"Finned-tube"
$Q$	MW	194	168	169
$A_a$	$m^2$	245432	128206	693986
$\bar{Y}$	m	80.1	76.2	97.2
$D_E$	m	53.2	50.6	64.3
$D_b$	m	84.1	79.5	67.1

CONCLUSION

Notre étude s'est limitée à des considérations techniques basées sur la théorie de Merkel modifiée dans le cas de la tour humide et sur la théorie développée par F.K.Moore très récemment dans le cas de la tour sèche.

Nous insistons ici sur le fait qu'à chaque fois que l'utilisation d'un circuit de refroidissement ouvert est techniquement et économiquement possible, l'utilisation d'une tour de refroidissement n'est pas envisageable. Par ailleurs, dans le cas où le refroidissement en circuit ouvert est impossible (ressources en eau insuffisantes), la tour humide doit être envisagée en premier lieu, car elle est de loin plus économique que la tour sèche. Enfin, si l'eau nécessaire au fonctionnement de la tour humide est inexistante sur le site où la centrale est à installer, l'utilisation de la tour sèche s'impose quel qu'en soit le prix.

La théorie de Merkel, qui date des années vingt et modifiée plusieurs fois depuis est toujours utilisée pour le dimensionnement des tours humides, à cause de sa simplicité. Plus récemment, une théorie plus précise de la tour humide a été développée par Poppe, mais nous n'avons pu l'exploiter faute de documentation.

Le modèle étudié concernant les échanges par contact direct entre l'eau et l'air pose un très sérieux problèmes de données empiriques sur lesquelles les constructeurs gardent le plus grand secret.

Aussi, avons-nous rencontrés de grandes difficultés à choisir certains paramètres clés pour le dimensionnement du réfrigérant.

humide. Néanmoins, la comparaison des résultats que nous avons obtenus avec ceux des réfrigérants utilisés de par le monde, nous a révélé que notre dimensionnement répond bien aux besoins du problème.

La tour sèche quant à elle a bénéficié d'une analyse plus approfondie, tout d'abord à cause du fait que la théorie utilisée est plus précise, mais aussi parce qu'elle est complexe et met en jeu un grand nombre de paramètres. Signalons à ce propos que l'approche utilisée n'est pas l'unique façon envisageable. A partir du moment où l'équation de tirage est établie, d'autres stratégies pourraient être suivies pour conduire l'analyse. Nous avons choisi, quant à nous, le paramètre  $\alpha$  comme variable, parce qu'il nous semble être la grandeur la plus critique.

En conclusion, nous insistons sur le résultat fondamental de notre analyse qui se résume en cette phrase : "Pour réduire les dimensions de la tour et celles de l'échangeur de chaleur, il faut adopter un échangeur ouvert et très mince".

## APPENDICÉ A

LA METHODE GENERALE D'EFFICACITE-NOMBRE D'UNITES  
DE TRANSFERT DITE ( $\epsilon$ - $NTU$ ) APPLIQUEE  
AUX ECHANGEURS DE CHALEUR

On définit l'efficacité d'un échangeur par :

$$\epsilon = \frac{Q_{réelle}}{Q_{max}}$$

$$\text{avec : } Q_{réelle} = m_c C_{Pc} (T_{ce} - T_{cs}) = m_f C_{Pf} (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{A.1})$$

avec  $Q_{max}$  : est le flux de chaleur transféré entre les deux fluides dans le cas idéal d'un écart de température nul entre le fluide chaud et le fluide froid à la sortie d'un échangeur à contre-courant. Ceci peut être théoriquement réalisé d'un point de vue thermodynamique avec une surface d'échange infinie.

Mathématiquement, on a :

$$\Delta T_{max} = T_{ce} - T_{fe} \quad (\text{A.2})$$

$$Q_{max} = (m C_p)_{min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{A.3})$$

deux cas peuvent se présenter :

$$\underline{1^{er} \text{ Cas}} : (m C_p)_{min} = m_c C_{pc}$$

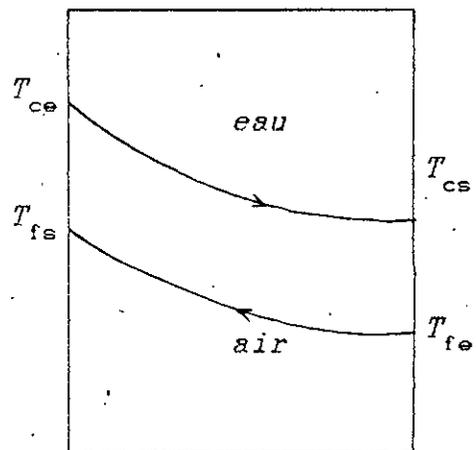
l'efficacité sera écrite :

$$\epsilon = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (\text{A.4})$$

$$\underline{2^{éme} \text{ Cas}} : (m C_p)_{min} = m_c C_{pc}$$

L'efficacité sera écrite :

$$\epsilon = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \quad (\text{A.5})$$



Maintenant nous allons exposer la méthode dite  $\epsilon$ - $NTU$  pour un échangeur à contre-courant.

on a d'une part :

$$dQ = U(T_c - T_f) dS \quad (\text{A.6})$$

et d'autre part :

$$dQ = m_c C_{pc} dT_c = m_f C_{pf} dT_f \quad (\text{A.7})$$

donc:

$$dT_c = \frac{dQ}{m_c C_{pc}} \quad \text{et} \quad dT_f = \frac{dQ}{m_f C_{pf}}$$

il vient que :

$$dT_c - dT_f = d(T_c - T_f) = dQ \left( \frac{1}{m_c C_{pc}} - \frac{1}{m_f C_{pf}} \right) \quad (\text{A.8})$$

soit :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = U \left( \frac{1}{m_c C_{pc}} - \frac{1}{m_f C_{pf}} \right) dS \quad (\text{A.9})$$

ou encore,

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = \frac{U dS}{m_c C_{pc}} (1 - CR) \quad (\text{A.10})$$

avec

$$CR = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{m_f C_{pf}}{m_c C_{pc}} \quad (\text{A.11})$$

on a par definition,

$$NTU = \int \frac{U dS}{C_{\min}}$$

en intégrant l'équation (A.10) on obtient:

$$\text{Ln} \left( \frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}} \right) = NTU (1 - CR) \quad (\text{A.12})$$

soit,

$$\frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \exp \left[ -NTU(1 - CR) \right] \quad (\text{A.13})$$

et on a d'après (A.4):

$$T_{cs} = \varepsilon(T_{fe} - T_{ce}) + T_{ce} \quad (\text{A.14})$$

et

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{Q}{C_f} = T_{fe} + \frac{C_c}{C_f} (T_{ce} - T_{cs}) \quad (\text{A.15})$$

de l'équation (A.13) on obtient donc :

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{C_c}{C_f} \varepsilon (T_{ce} - T_{fe}) \quad (\text{A.16})$$

done :

$$\frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}} = \frac{1 - \varepsilon}{1 - CR \varepsilon} \quad (\text{A.17})$$

on aura donc :

$$\frac{1 - \varepsilon}{1 - CR \varepsilon} = \exp[-NTU(1 - CR)] \quad (\text{A.18})$$

et enfin :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NTU(1 - CR))}{1 - CR \exp[-NTU(1 - CR)]}$$

## APPENDICE B

APPROXIMATION DE LA TEMPÉRATURE A L'INTERFACE  
PAR LA TEMPERATURE MOYENNE DU FILM D'EAU

On a d'après l'équation (4.16) page (19) :

$$m_v di_v = h_v dS(T_v - T_i)$$

et d'après les équations (4.6) et (4.25) page (21),

$$m_v di_v = m_a di$$

$$m_a di = K_m(i_i - i)dS$$

donc : 
$$K_m(i_i - i)dS = h_v dS(T_v - T_i) \quad (\text{B.1})$$

alors : 
$$\frac{i_i - i}{T_i - T_v} = -\frac{h_v}{K_m} \quad (\text{B.2})$$

généralement on prend  $-\frac{h_v}{K_m} = -\infty$

car, on a :  $d\dot{Q} = h_v \Delta T dS = K_m C_p \Delta T dS$

d'où ,  $C_p = \frac{h_v}{K_m}$

et puisque pour un changement de phase  $C_p \rightarrow \infty$ , on a donc :

$$\frac{h_v}{K_m} \rightarrow \infty$$

il s'ensuit de (B.2) que :  $T_i - T_v \approx 0$  c'est dire  $T_v \approx T_i$

La température à l'interface (air/eau) est égale à la température moyenne du film d'eau .

## APPENDICE C

EVALUATION DU DEBIT DE CHALEUR A  
EVACUER PAR LA TOUR

Les cycles combinant une turbine à gaz et une turbine à vapeur sans poste de combustion présentent un avantage indéniable pour la production des moyennes puissances. Leur optimisation a lieu lorsque la turbine à vapeur produit le 1/3 de la puissance totale. Soit 100 MWe pour une puissance de 300 MWe.

Pour un rendement thermique du cycle à vapeur de 34 %, ceci correspond à un débit de chaleur à évacuer par la tour :

$$Q = (W_{lav} / \eta_{th}) - W_{lav}$$

$$Q = \left( \frac{1}{\eta_{th}} - 1 \right) W_{lav} = \frac{1 - \eta_{th}}{\eta_{th}} W_{lav}$$

Soit,

$$Q = \frac{1 - 0.34}{0.34} 100 \approx 194 \text{ MW}$$

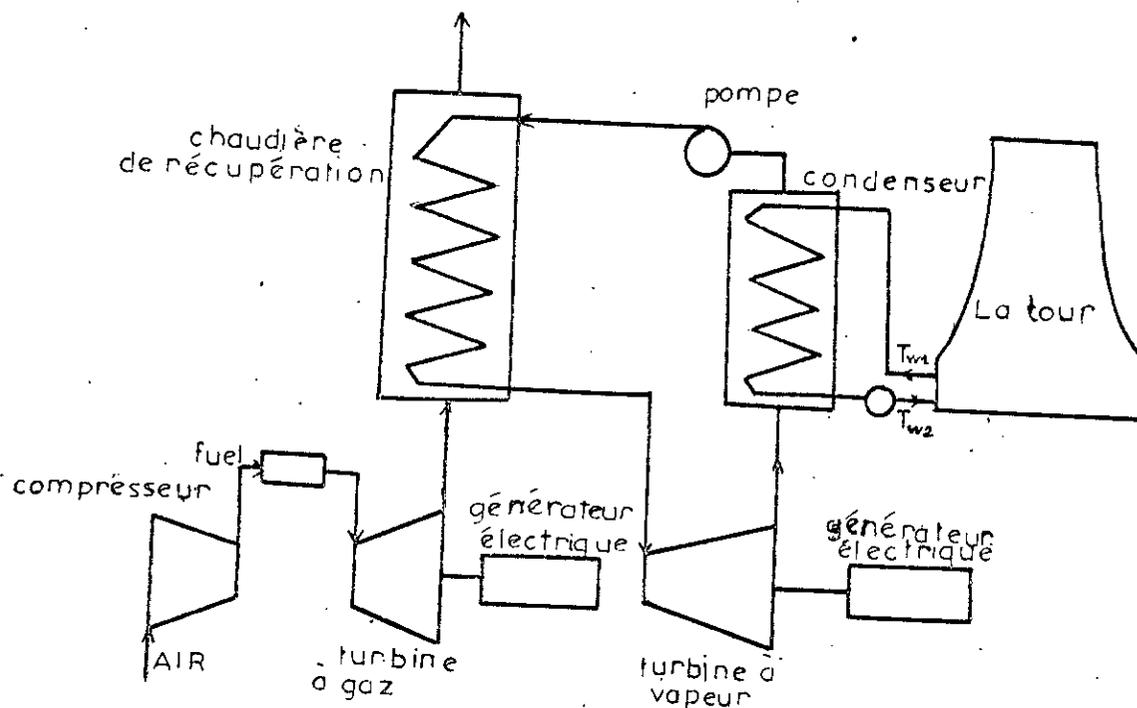


Schéma simplifié de la centrale thermique à cycle combiné avec une tour.

```

C*****
C* PROGRAMME D'INTERPOLATION DONNANT LA VALEUR DU DEBIT D'AIR Ma *
C* NECESSAIRE POUR LE REFROIDISSEMENT D'EAU CIRCULANT DANS *
C* LE REFRIGERANT HUMIDE EN UTILISANT LA METHODE E-NTU *
*
C*****
DIMENSION A(29,2)
REAL Me, Ma, Mf, Mmin, Mmax, NTU, KA, N, IM
OPEN(UNIT=1, FILE='DON.DAT', STATUS='OLD')
OPEN(UNIT=2, FILE='PRO.DAT', STATUS='UNKNOWN')
C*****LECTURE DE LA TABLE D'AIR HUMIDE *****
C* DONNANT L'ENTHALPIE EN FONCTION DE LA TEMPERATURE *
C*****
READ(1,*) ((A(I,J), J=1,2), I=1,29)
WRITE(2,110)
110 FORMAT(6X, 'RECHERCHE DU DEBIT D AIR MINIMUM Ma[kg/s]', /,
* 7X, 43(' '),
DATA Cpe, ePS, Th, Q, R, T2/4.18, 0.1, 25, 194117, 9, 31/
CALL INTA (29,2,T2,A,HI2)
T1=T2+R
CALL INTA (29,2,T1,A,HI1)
CALL INTA (29,2,Th,A,HI)
T3=(T1+T2)/2.
CALL INTA (29,2,T3,A,HI3)
C *****
C*****CALCUL DU COEFFICIENT CORRECTIF D'ENTHALPIE(D)[kj/kg]*****
C *****
D=(HI1+HI2-2*HI3)/4.
C*****
C*****CALCUL DU DEBIT D'EAU NECESSAIRE AU REFROIDISSEMENT(Me)[kg/s]****
C*****
Me=Q/(Cpe*R)
F=(HI1-HI2)/R
Mf=Me*Cpe/F
WRITE(2,160) T1,D,Me,Mf
160 FORMAT(6X, 'T1=',F6.3,'°C',3X,'D=',F6.3,'kj/kg',3X,'Me=',
* F8.3,'kg/s',3X,'Mf=',F8.3,'kg/s',/)
WRITE(2,170) HI1,HI2,HI
170 FORMAT(6X, 'HI1=',F8.3,'kj/kg',3X,'HI2=',F8.3,'kj/kg',
* 3X,'HI=',F8.3,'kj/kg',/)
C*****CHOIX DU TYPE DE CORPS D'ECHANGE*****
B=1.7
DO 10 N=0.35,1.1,0.1
WRITE(2,120) N
120 FORMAT(6X, 'N=',F8.3,/,7X,12(' '),/)
C *****
C***** VARIATION DU RAPPORT DES DEBITS *****
C * D'AIR ET D'EAU IM=(Ma/Me) *
C *****
DO 30 IM=0.418,1.300,0.05
Ma=Me*IM
DH=(Me*Cpe*R)/Ma

```

```

DH=(Me*Cpe*R)/Ma
C*****
C*****CALCUL DU FACTEUR Km*A/Me PAR LA RELATION EMPIRIQUE*****
C*****[Km*A/Me=(F*B/Cpe)*IM*N]*****
      KA=(F*B/Cpe)*(Ma/Me)**N
      IF(Ma.LT.Mf) GOTO 40
      Mmin=Mf
      Mmax=Ma
      GOTO 50
40      Mmin=Ma
      Mmax=Mf
      KA=KA*Mmax/Mmin
50      CR=Mmin/Mmax
C*****
C*          CALCUL DE L'EFFICACITE E=Qact/Qmax *
C*****
      E=(Ma*DH)/(Mmin*(HI1-D-HI))
C*****
C*          CALCUL DU NOMBRE D'UNITE DE TRANSFERT NTU=Km*A/Mmin
C*****
      NTU=(ALOG((E*CR-1)/(E-1)))/(1-CR)
      De=ABS(KA-NTU)
      IF(De.GE.ePS) GOTO 30
      WRITE(2,130) B
130      FORMAT(8X,'B=',F8.3,/,7X,12('*'))

      WRITE(2,140)
140      FORMAT(5X,'Ma[kg/s]',5X,'IM',4X,'DH[kj/kg]',4X,'CR',6X,
*          'E',6X,'NTU',5X,'KA')
      WRITE(2,70) Ma,IM,DH,CR,E,NTU,KA
70      FORMAT(3X,F10.3,3X,F6.3,3X,F6.3,3X,F6.3,3X,F6.3,3X,F6.3,3X,
*          F6.3,/)
30      CONTINUE
10      CONTINUE
      STOP
      END
C*****
C***/      SUBROUTINE D'INTERPOLATION DE LA TABLE DE L'AIR HUMIDE /****
C***/      DONNANT L'ENTHALPIE POUR DIFFERENTES TEMPERATURES /****
C*****
      SUBROUTINE INTA(K,L,T,A,H)
      DIMENSION A(29,2),G(2)
      DO 80 I=2,K
      IF(A(I,1).GE.T) GOTO 90
80      CONTINUE
90      C=T-A(I-1,1)
      DO 100 J=1,L
      G(J)=A(I,J)-A(I-1,J)
100     CONTINUE
      RA=C/G(1)
      H=A(I-1,2)+RA*G(2)
      RETURN
      END

```

```

C*****
C PROGRAMME POUR LE CALCUL DES PARAMETRES REGISSANTS LE
C DIMENSIONNEMENT DE L'ENSEMBLE TOUR SECHE-ECHANGEUR DE
C CHALEUR POUR DIFFERNTES TEMPERATURES DE SORTIE DE
C L'AIR ( $\alpha_i$  variable)
C*****

```

```

REAL L, MUo, MUw, Kw, MUa, Ka, NUa, J1, J2, J, KS1, I, N, Lw, La, LAM, K,
* ma, Nc, NUw, Kc
OPEN(UNIT=1, FILE='DOS.DAT', STATUS='UNKNOWN')
PHA=0.745
F=0.9233
PRINT*, 'alpha_i=', pha
PRINT*, 'F=', F
Q=194.117E06

```

```

C*****
C DONNEES DES CARACTERISTIQUES DE L'AIR
C à LA TEMPERATURE AMBIANTE To=30°C
C*****

```

```

To=303
Cpo=1006.15
RHOo=1.16469
MUo=1.865E-05

```

```

C*****
C DONNEES DES CARACTERISTIQUES DE L'EAU
C à LA TEMPERATURE MOYENNE Tmw=44.5°C
C*****

```

```

RHOw=990.393
Cpw=4178
MUw=5.82091E-04
Kw=0.63627

```

```

C*****
C DONNEES DES CARACTERISTIQUES DE L'AIR
C à LA TEMPERATURE MOYENNE Tma=35.4°C
C*****

```

```

RHOa=1.14427
Cpa=1006.42
MUa=1.892E-05
Ka=0.02673

```

\*\*\*\*\*  
DONNEES DES CARACTERISTIQUES DE L'ECHANGEUR  
\*\*\*\*\*

BETA=2290  
P=5.1054E-03  
rha=3.727704E-04  
STRA=12  
ETA0=0.98  
K=2.7  
Kec=0.45

\*\*\*\*\*

KSI=1.5  
I=0.059405941  
P1=0.5  
Fw=0.0005Kg  
L=Q/((2\*9.81)\*\*0.5)\*Cp0\*To\*RHO0)\*\*0.4  
PRINT\*,L=,  
W=(4.\*Q)/(Cp0\*To\*MUo\*KL)  
PRINT\*,W=,  
NUA=MUA/RHOA  
MUW=MUW/RHOW  
Fw=(Cp\*MUW)/KW  
G1=(RHOW/RHOA)\*\*(CpW/Cpa)\*\*1.5  
G2=((Cp\*To)\*\*0.5)\*L/(NUA\*(Fw\*\*1/3.))  
G=61\*G2  
PRINT\*,G=,  
J1=(RHOW/RHOA)\*\*(CpW/Cpa)\*\*1.75\*(MUW/MUA)\*\*0.25  
J2=((Cp\*To)\*\*0.5)\*L/(NUA\*(Fw\*\*7/6.))  
J=J1\*J2  
PRINT\*,J=,  
X1=(KSI\*(L\*\*2.5))/((PHA\*1)\*\*1.5)  
PRINT\*,X1=,  
AE=(X1/(1.7\*\*0.5))\*\*0.8  
Y=1.7\*(AE\*\*0.5)  
X2=BETA\*rha  
PRINT\*,X2=,  
PSI=(ALOG((1-PHA)/P1))/((PHA\*\*2)\*(1-PHA-P1))  
PRINT\*,PSI=,  
alpha=(pha\*\*2)\*psi  
PRINT\*,alpha=,  
alpha2=psi  
PRINT\*,alpha2=,  
X3=((M\*L\*(PHA\*\*2)\*PSI)/(STRA\*KI\*F))\*\*0.5  
PRINT\*,X3=,  
X4=(M\*L\*(rha\*\*2)\*(PHA\*\*2)\*PSI)/(STRA\*KI\*F)  
PRINT\*,X4=,  
D1=M\*(L\*\*2)\*PHA\*(PSI\*\*0.5)  
D2=G\*B\*KI\*(1-P1)\*((Fw/Q)\*\*0.5)\*((F1)\*\*0.5)  
DA=D1/D2  
PRINT\*,Da=,  
D3=6.242\*BETA\*b\*(L\*\*0.8)\*((b/2)\*\*0.2)\*STRA\*(ETA0\*\*1.4)\*((PHA\*\*2)\*PSI)\*\*0.4  
D4=(J\*\*0.8)\*rha\*((Fw/Q)\*ETA0\*F1)\*\*0.4  
DP=D3/D4  
PRINT\*,DP=,  
DP=(PSI/((I\*\*3)\*F\*y))\*\*0.5  
D5=psi/(((psi\*\*2)-1)\*\*0.5)

```

D7=d5*d6*(1**2.5)
X5=K*(1./ETA0)
X6=(Kec*F)/((PHA**3)*PSI)
do 10 lam=0,0.2,0.00001
z1=(((x5*(1./(1.-lam)))+x6)**0.5)*d7*b*(lam**(7/6.))
z2=(((db*(1.-lam))**(5/6.))-(lam**(7/6.)))*(1./(1.-lam))
*
*(1./eta0)
z3=abs((z1/z2)-x4)
if(z3.le.0.1) goto 20
10 continue
20 print*, 'lam', lam
ac=(((x5*(1./(1.-lam)))+x6)**0.5)*d7
la=(b*(lam**(7/6.)))/(((db*(1.-lam))**(5/6.))-(lam**(7/6.)))
h1=ac*la
h2=x4*(1/(1.-lam))*(1/eta0)
print*, 'h1 h2', h1, h2
e=1/((1.-lam)*eta0)
aa=x3*((e*ac*la)**0.5)
n=da/(la*(lam**0.5))
lw=ac/(x2*n)
de=((4*ae)/3.141592654)**0.5
ace=ac/ae
af=1.5*b*n*lw
afc=af/ac
deltaw=i*to*(1-pi)
acw=(la*b)/4
rhw=b/(1+(b/la))
vcw=q/(n*rhow*cpw*deltaw*acw)
rew=(vcw*rhw)/nuw
h=(0.120*af)/de
nc=((b+c)*n)/h
dh=0.3048*(2.18*((h*3.28084)**0.208)*(nc**(-0.375)))
ma=q/(cpa*18.44)
rea=(4*ma*rha)/(ac*mu0)
e=(1/(1.-lam))/eta0
rhoe=((1-((9.81*y)/(cpo*to)))*2.5)*rho0
Ve=Q/(Cpa*To*PHA*I*RHOe*Ae)
WRITE(1,40)
40 FORMAT(5X, 'ALPHAi=0.929', /)
WRITE(1,50) la, lam, lw, n, ac, aa, af, ae, de, y, ace, rea, rew,
*
h, nc, dh, afc
50 FORMAT(4X, 'La=', F8.6, /, 4X, 'Lam=', F8.6, /, 4X, 'Lw=',
*
F8.5, /, 4X, 'N=', F8.0, /, 4X, 'Ac=', F8.2, /, 4X, 'Aa=', F8.1, /,
*
4X, 'Af=', F8.2, /, 4X, 'Ae=', F8.2, /, 4X, 'De=', F8.4, /, 4X,
*
'Y=', F6.3, /, 4X, 'Ace=', F4.2, /, 4X, 'Rea=', F6.2, /, 4X,
*
'Rew=', F10.3, /, 4X, 'H=', F8.3, /, 4X, 'Nc=', F8.3, /, 4X,
*
'Dh=', F10.5, /, 4X, 'Afc=', F8.2)
STOP
END

```

## BIBLIOGRAPHIE

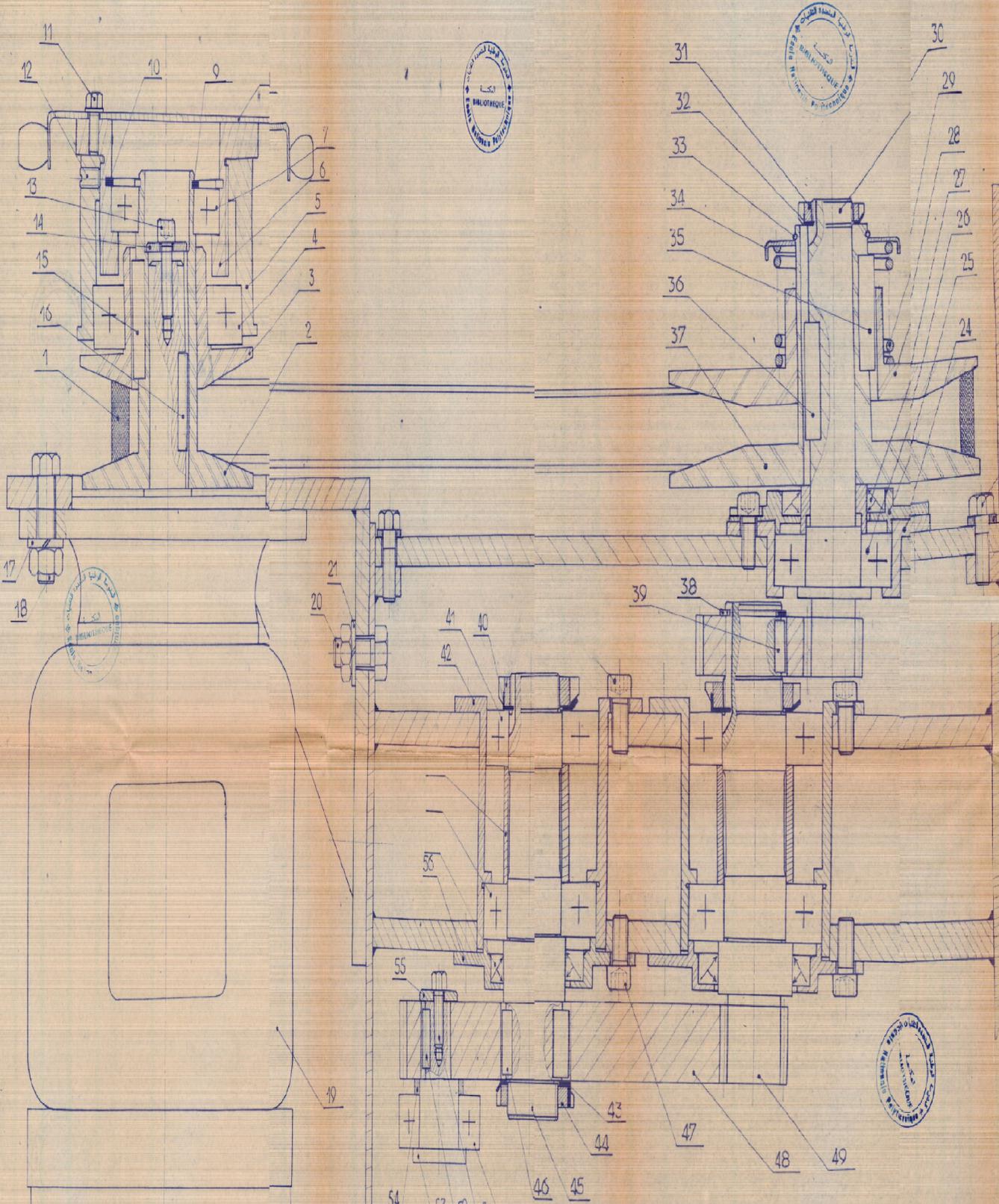
- [1 ]- CEA-EDF, "Les sources froides des centrales électriques".
- [2 ]- Techniques de l'ingénieur B.2481, "Réfrigérants atmosphériques".
- [3 ]- F.C.McQuiston & J.D.Parker, "Heating, Ventilating and air Conditioning Analysis and Design", Third edition, 1988.
- [4 ]- Treyball, "Heat and mass transfer".
- [5 ]- Jaber H. & Webb R.L., "Design of cooling towers by the the effectiveness-NTU method", transaction of ASME, journal of heat transfer, 1989.
- [6 ]- Baker D.R. & Shryock H.A., "A comprehensive approach to the analysis of cooling towers performance ", transaction of ASME, journal of heat transfer, 1961.
- [7 ]- Kern, "Process heat transfer".
- [8 ]- Moore F.K., "On the minimum size of natural-draft dry cooling towers for large power plants", ASME paper No.72-WA/HT-60.
- [9 ]- Kays W.M. & London A.L., "Compact Heat Exchangers", second edition, Mc Graw Book Company, 1964.
- [10]- Moore F.K. & Hsich T., "Concurrent reduction of draft height and heat exchange area for large dry cooling towers", Transaction of the ASME, Journal of heat transfer, August 1974.
- [11]- Kreith F., "Transmission de la chaleur et thermodynamique", second edition, 1967.
- [12]- CEA-EDF, "Les nouveaux systèmes énergétiques".
- [13]- Techniques de l'ingénieur B.1550, "Réfrigération des eaux de

circulation".

[14]- Techniques de l'ingénieur B.2480, "Refroidissement des eaux".

[15]- Moore F.K., "On the minimization of air heat exchange surface areas of dry cooling towers for large power plants", ASME publication HTD-Vol6, eds. Nov. 1973.

[16]- "On the minimum size of large dry cooling powers with combined mechanical and natural draft", Transactions of ASME, Journal of heat transfer, August 1973.

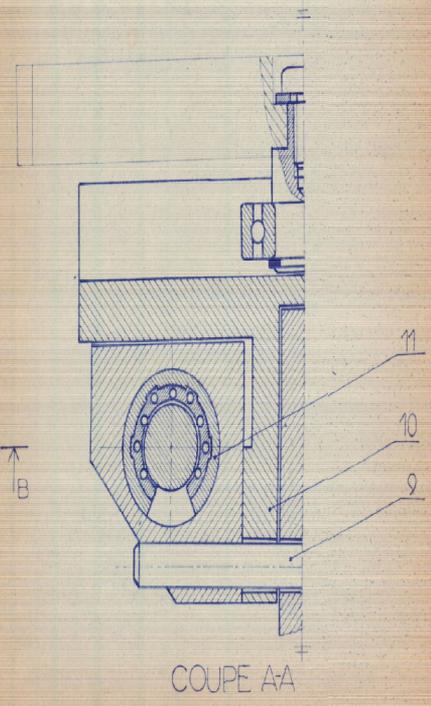
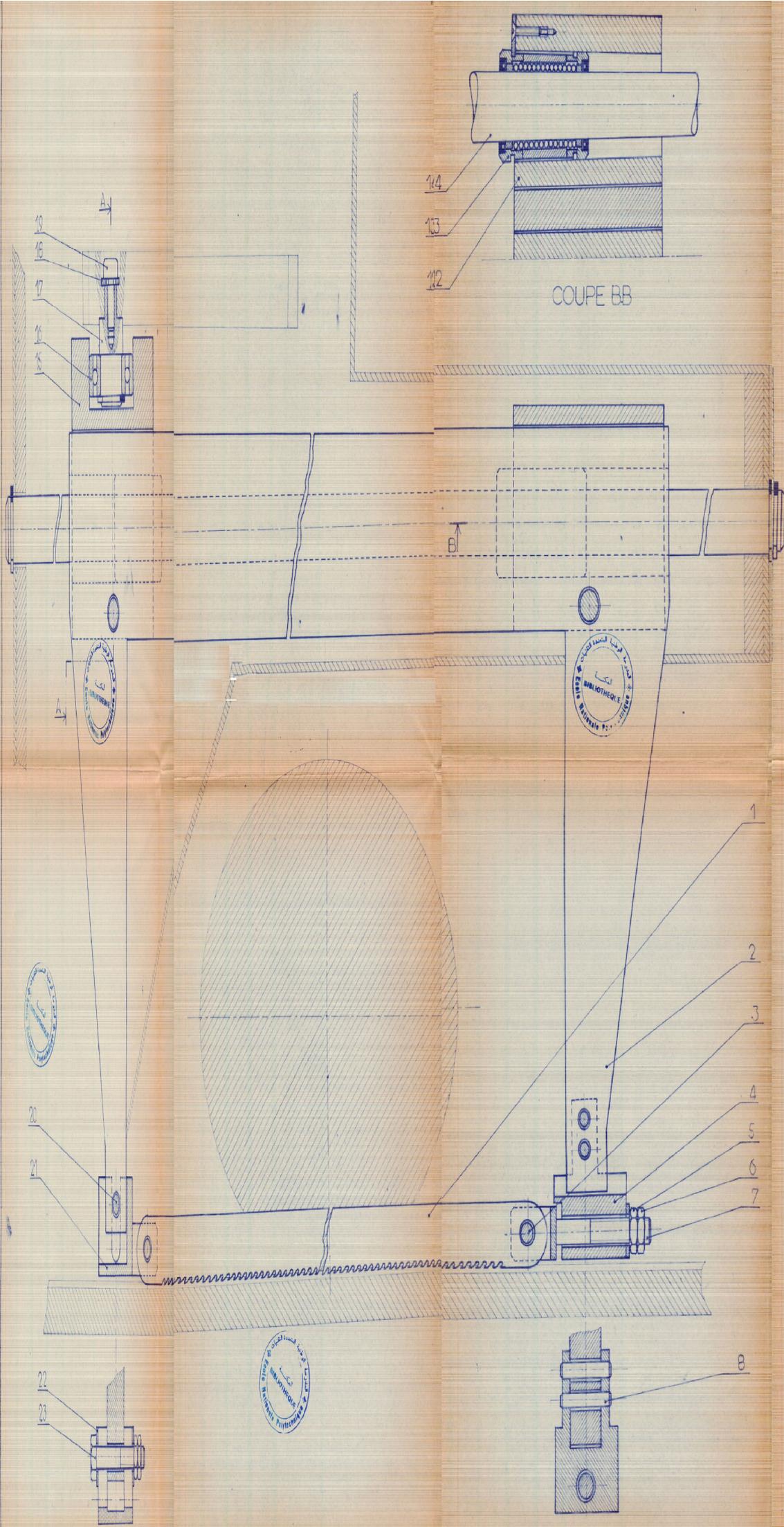


28	1	000106	Flasque mobile	AU4G
27	1		Joint à levier	NF R 91 011
26	1		Roulement 35 B02	
25	1		Couvercle	A 33
24	1		Cage	A 70
23	6		Rondelle M10	
22	6		Vis HM 8-20	
21	4		Rondelle M12	
20	4		Boulon HM 10-35	
19	1		Moteur	
18	4		Boulon M10-35	
17	4		Rondelle M12	NFE 27 125
16	1		Clavette A 8x7x20	
15	1		Clavette 10x8x20	NFE 27 655
14	1		Rondelle M8	
13	1		Vis CH.M 25	NFE 27 125
12	1		Vis sans tête M8-2	NFE 27 110
11	4		Vis HM 8-20	NFE 25 114
10	1		Crochets 72x3	
9	1		Crochets 35x2	NFE 22 453
8	1		Volant de réglage	
7	1		Roulement 35 B02	

50	1		Couvercle	A 70	42	1	Cage	A 70
55	1		Rondelle M10		41	1	Rondelle frein M35	
54	1		Arbre pignon		40	1	Ecrin à encoche	
53	1		Arbre pignon		39	1	Clavette A x 8x7x20	
52	1		Clavette		38	1	Crochets 30x2	
51	1		Vis HM 8-20	NFE 25 114	37	1	000105 Flasque fixe	AU4G
50	1		Roulement		36	1	Clavette A 8x7x20	
49	1	000103	Arbre pignon		35	1	Clavette A 10x8x20	
48	1		Pignon	16MC5	34	1	Cage	
47	1		Vis CH.M 25	NFE 27 125	33	1	Arbre pignon	16MC5
46	2		Clavette A 10x8x20		32	1	Rondelle frein M32	NFE 22 306
44	1		Rondelle frein M35		31	1	Ecrin à encoche	NFE 22 306
43	1		Ecrin à encoche		30	1	Arbre pignon	16MC5
					29	1	Roulement	

6	1	000101	Double fileté	A 70
5	1	000104	Double de réglage	A 70
4	1		Roulement 35 B02	NFE 22 300
3	1	000102	Flasque mobile	AU4G
2	1	000103	Flasque fixe	AU4G
1	1		Courroie W25	

Pp Nbr Dessin Désignation Matière Observation  
 ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE  
 Echelle 1/10  
 Masse 100g  
 Eluouans K. Khef Chem L. Forret  
 Promoteurs B. Gergueb  
 MCO VARIATEUR ENP  
 REDUCTEUR  
 SKA 0100

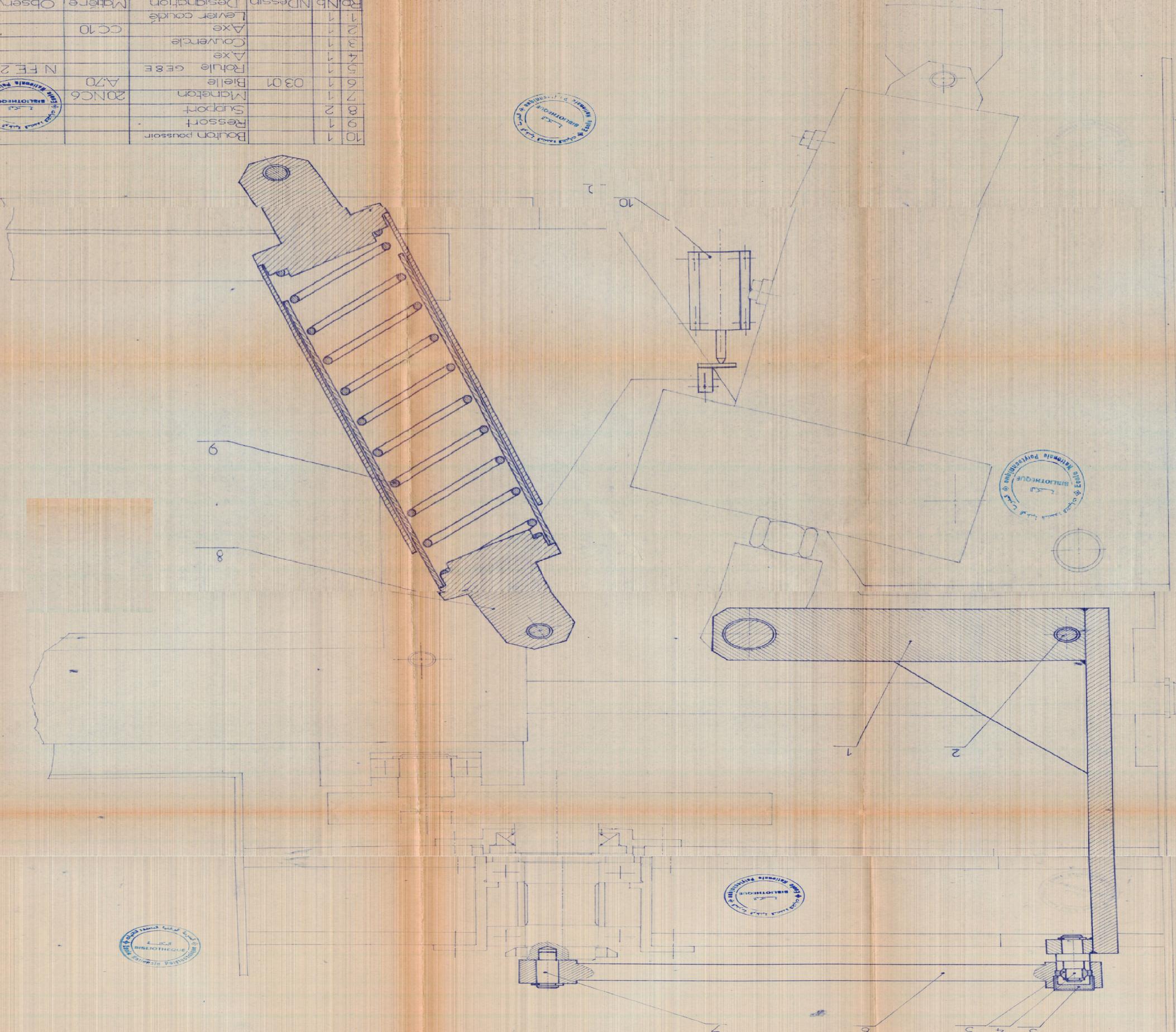


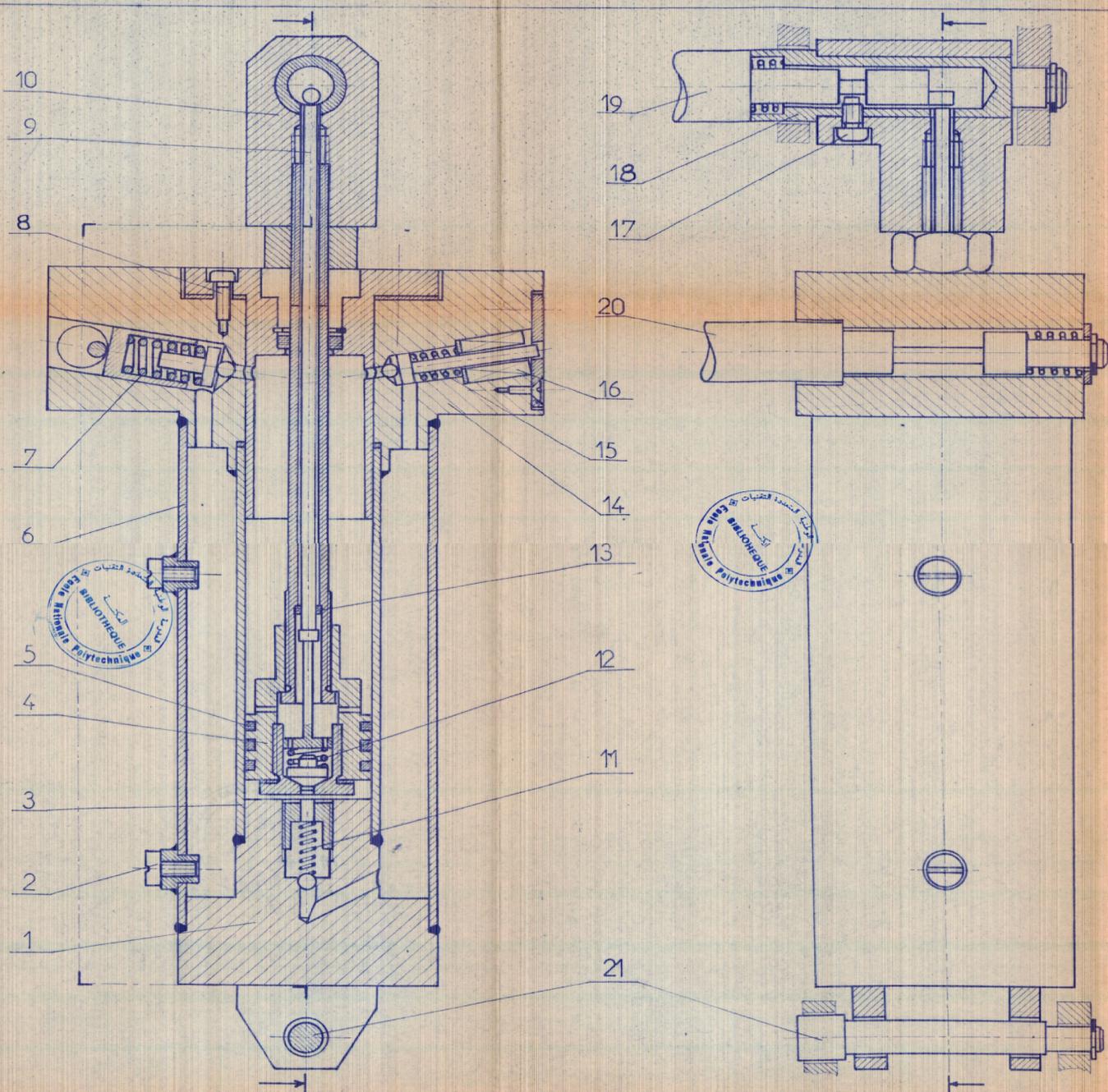
23	1	Boulon HM8x58		
22	1	Rondelle M9		
21	1	Support réglable		
20	1	Axe		
19	1	Vis CHCM8x18		NE 27 656
18	1	Rondelle M8		NE 27 622
17	1	Maneton	20NC6	
16	1	Roulement		NE 22 300
15	1	0201 Elargissement		
14	2	Barre glissière	XC35	
13	2	Douille		
12	1	Elargissement		
11	2	Douille		
10	1	0202 Elargissement		
9	2	Axe		
8	2	Goupille		NE 27 484
7	1	Tige de montage	XC48	
6	1	Contre-Ecrou		
5	1	Ecrou HM10		NE 22 306
4	1	Support fixe		
3	2	Axe	XC35	
2	1	Archet	E24	
1	1	Lame de scie		



N°	N° Dessin	Désignation	Matière	Observation
<b>ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE</b>				
Echelle	Masse	ENSEMBLE COULISSEAU GLISSIERE		ENP Dept Gmécanique
1				
Etudiants	K Khellil cherfi	L Ferrat		
Promoteurs	Guergueb	Belhade F		SMA 0200

10	1	Bouton poussoir	
9	1	Ressort	
8	2	Support	
7	1	Maneton	
6	1	Bielle	0301
5	1	Roule	GE8E
4	1	Axe	
3	1	Couvercle	
2	1	Axe	CC10
1	1	Lever caudé	
P.Nb		NDessin	
		Designation	
		Matiere	
		Observation	
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle 1/1			
Masse			
DISPOSITIF E.N.P.			
Etudiants			
K. Kheïla			
L. Fenech			
Gengued			
B. Hadef			
Promoteurs			
SMA 0300			





21	1	Axe de pivotement		
20	1	Axe tambour		
19	1	Axe tambour		
18	1	Bague		
17	1	Vis de guidage		NFE 27-110
16	1	Electro-vanne		
15	1	Ressort		
14	1	04 01 Couvrecle		
13	1	Joint d'étanchéité		
12	1	Ressort		
11	1	Ressort		
10	1	Logement d'axe		
9	1	Tige	A 70	
8	6	Vis CHc M6-15		NFE 27 161
7	1	Ressort	E 36	
6	1	Reservoir		
5	3	Joint d'étanchéité		
4	1	Piston		
3	1	Chambre cylindre		
2	2	Vis C M8-12	E 36	NFE 27 115
1	1	04 02 Serrille		

RpNbNDessin Désignation Matière Observation

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Echelle	Masse	DISPOSITIF	ENP
Etudiants	K Khellil C L Ferrat	HYDRAULIQUE	·Dépt· G - Mécanique
Promoteurs	Guergub Belhadef		SMA0400



Ecole Nationale Polytechnique  
 Coupé Transversal  
 E.N.P.  
 Dpt. G. Mécanique  
 DE LA SCIE  
 L. Ferrer  
 K. Kheifich  
 Ehdants  
 Promoteurs Belhadj  
 Kouegueb  
 SMA 05 00

