

10/99

**République Algérienne Démocratique et populaire**  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche  
Scientifique



**Ecole Nationale Polytechnique**  
Génie Chimique



**PROJET DE FIN D'ETUDE**

مكتبة الوثائق المتقدمة  
المكتبة —  
BIBLIOTHEQUE  
Ecole Nationale Polytechnique

**THEME**

**CALCUL D'UN  
AEROREFRIGERANT  
DE LA RAFFINERIE  
D'ALGER**

Proposé par :

NAFTEC

Dirigé par :

A. SELATNIA

Etudié par :

M.HANK

1998 - 1999

ملخصها :

يهدف هذا العمل إلى حساب مبرد هوائي لمصفاة  
البتروك بالجزائر من أجل تحديد مساحة تبادل جديدة  
مع الأخذ بعين الاعتبار الامتداد، المنشأة، والحالية وهذا  
بالاستعمال معطيات عملية مختلفة عن تلك المتعلقة  
بالمبرد موضع الدراسة.

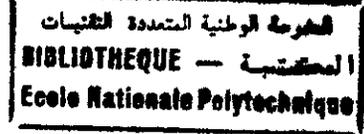
**Résumé :**

Ce travail est consacré au calcul d'un aérorefrigérant de la raffinerie  
d'Alger, pour la détermination d'une nouvelle surface d'échange, entrant dans le  
calcul de l'extension de l'installation existant et ce en utilisant de nouvelles  
données opératoires différentes de celle du design.

**Abstract :**

This work consists for calculation of an air-cooler of Algiers  
Riffenry. The new data are taken to detremine the area exchange in order to  
extend this apparatus. These data are diffirent from the original of, air-cooler.

## Dédicaces



*A mes très chers parents*

*A mes frères et belles-soeurs*

*A mes soeurs et beaux-frères*

*A mon frère Hafid pour son soutien durant mes années d'études*

*A tous les membres de la famille*

*A mes ami(e)s Karim, Salim, Razika...*

## Remerciements

*Je tiens à exprimer mon profond respect et ma profonde gratitude à Mr. Pr. C. E Chitour d'avoir accepté de présider le jury et pour sa compréhension et son aide précieuse qu'il m'a apporté pour soutenir mon travail.*

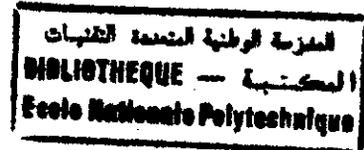
*Je remercie vivement M. E. Benyoussef, M<sup>me</sup> R-Derriche et M<sup>me</sup> F-Meziani qui m'ont fait l'honneur d'examiner et de critiquer ce travail.*

*Je remercie notamment M. H-Freihat et M. Boubakeur, ingénieurs à la raffinerie d'Alger, pour leur accueil chaleureux et pour leur aide.*

**Mots Clés :**

Transfert de chaleur , Echangeurs de Chaleur, Equilibre liquide - vapeur,  
Aéroréfrigérant, Dimensionnement, perte de charge, Puissance de ventilation,  
Extention de l'appareil .

# SOMMAIRE



INTRODUCTION GENERALE .....	1
<b>CHAPITRE I : TRANSFERT DE CHALEUR ET THERMODYNAMIQUE</b>	
I-1. NOTIONS SUR LE TRANSFERT DE CHALEUR.....	2
I-1-1. DEFINITIONS.....	2
I-1-2. TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONVECTION .....	3
I-1-3. CORRELATIONS USUELLES EN CONVECTION FORCEEE A.....	5
I-1-4. ECOULEMENT PERPENDICULAIRE A UN FAISCEAU DE TUBES .....	7
I-2. LA CONDENSATION.....	9
I-2-1. DEFINITION .....	9
I-2-2. MECANISME DE TRANSFERT .....	9
I-2-3. QUELQUES MODES DE CONDENSATION .....	10
I-2-4. CORRELATION USUELLE POUR LA CONDENSATION A L'INTERIEUR DES TUBES HORIZONTAUX.....	16
<b>CHAPITRE II : ECHANGEURS DE CHALEUR</b>	
II-1. DEFINITION.....	17
II-2. CLASSIFICATION DES ECHANGEURS SELON L'ECOULEMENT .....	18
II-3. LA CHARGE THERMIQUE D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR.....	20
II-4. DIFFERENCE MOYENNE LOGARITHMIQUE DE TEMPERATURE .....	21
II-5. LES COEFFICIENTS INDIVIDUELS D'ECHANGE DE CHALEUR.....	22
II-6. LE COEFFICIENT GLOBAL D'ECHANGE.....	23
II-7. LA SURFACE D'ECHANGE.....	27
II-8. COMPARISON ENTRE LES DEUX TYPES DE REFRIGERATION.....	27
<b>CHAPITRE III : DESCRIPTION DE L'APPAREIL , EXPOSE DE PROBLEME</b>	
III-1. DESCRIPTION DE L'APPAREIL.....	28
III-2. EXPOSE DU PROBLEME .....	29

## CHAPITRE IV: CALCUL D'EQUILIBRE

IV-1. INTRODUCTION.....	32
IV-2. CARACTERISTIQUES DU MELANGE GAZEUX EN TETE DE LA COLONNE DE DISTILLATION.....	32
IV-3. CALCUL DE LA TEMPERATURE DE CONDENSATION DE L'EAU DANS L'AEROREFRIGERANT.....	33
IV-4. CALCUL DES TEMPERATURES DE ROSEE ET D'EBULLITION DES HYDROCARBURES.....	36
IV. INTERPRETATION.....	37

## CHAPITRE V : CALCUL DE L'AEROREFRIGERANT

V-1. LA CHARGE THERMIQUE DE L'AERORIFRIGERANT.....	38
V-2. CALCUL PRELIMINAIRE.....	43
V-3. LE COEFFICIENT GLOBAL D'ECHANGE.....	45
V-3-1. ORDRE DE CALCUL.....	45
V-3-2. CALCULS NUMERIQUES.....	49
V-4. LA DIFFERENCE DE TEMPERATURE MOYENNE LOGARITHMIQUE.....	58
V-5. LA SURFACE D'ECHANGE DE CHALEUR.....	59
V-6. LA PERTE DE CHARGE A TRAVERS LE FAISCEAU.....	60
V-7. PUISSANCE DES MOTEURS ELECTRIQUES DE VENTILATION.....	61
V-8. INTERPRETATION.....	61
COCLUSION GENERALE.....	63

## ANNEXES

## BIBLIOGRAPHIE

## NOTATIONS :

- $A$  : Surface d'échange ( $m^2$ ).  
 $A_t$  : Surface totale d'échange ( $m^2$ ).  
 $A_{tm}$  : La surface élémentaire du tube lisse (entre les ailettes) par mètre de longueur du tube ( $m^2$ ).  
 $A_a$  : La surface des ailettes ( $m^2$ ).  
 $A_i$  : La surface interne d'échange ( $m^2$ ).  
 $A_{iel}$  : La surface élémentaire interne par un mètre de longueur du tube ( $m^2$ ).  
 $A_{el}$  : La surface d'un élément (aillette+tube) ( $m^2$ ).  
 $A_d$  : Surface totale d'échange, donnée par le désigne ( $m^2$ ).  
 $A_{mcl}$  : Surface élémentaire moyenne ( $m^2$ ).  
 $A_f$  : La surface faciale de l'appareil ( $m^2$ ).  
 $A_{lib}$  : La surface libre dans le faisceau des tubes pour un rangé des tubes lisses ( $m^2$ ).  
 $A_v$  : La surface totale des ventilateurs ( $m^2$ ).  
 $B$  : La largeur d'une cellule.  
 $C_{air}$  : La vitesse de l'air (m/s).  
 $C_{pe}$  : La chaleur spécifique du fluide chaud (kJ/kg °C).  
 $C_{pc}$  : La chaleur spécifique du fluide froid (kJ/kg °C).  
 $C_{peau}$  : La chaleur spécifique de l'eau (kJ/kg °C).  
 $C_{air.f.d}$  : La vitesse faciale de l'air du désigne (m/s).  
 $C_f$  : La vitesse de l'air à travers le faisceau des tubes à ailettes (m/s).  
 $C_{lib}$  : La vitesse de l'air à travers le faisceau des tubes lisses (m/s).  
 $d$  : Diamètre (m).  
 $d_i$  : Diamètre interne (m).  
 $d_e$  : diamètre externe (m).  
 $d_{ml}$  : diamètre moyen du tube (m).  
 $d_a$  : diamètre d'une ailette (m).  
DTLM : Différence de température logarithmique moyenne (°C).  
 $e_a$  : L'épaisseur d'aillette (m).  
 $e_t$  : l'épaisseur du tube (m).  
 $g$  : Accélération de la pesanteur.  
 $h$  : Hauteur d'aillette (m).  
 $h_g$  : Coefficient d'échange par convection (fluide-paroi interne), ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ).  
 $h_o$  : coefficient d'échange par convection à travers un faisceau des tubes lisse ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ).  
 $h_a$  : coefficient d'échange par convection à travers un faisceau des tubes à ailettes ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ).  
 $h_c$  : coefficient d'échange pour la condensation ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ).  
 $h_i$  : le coefficient d'échange interne moyen ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ );  
 $H_{eau}$  : L'enthalpie de la vapeur d'eau surchauffée (kJ/kg).  
 $h_{eau}$  : L'enthalpie de l'eau liquide (kJ/kg).  
 $H_h$  : L'enthalpie de la vapeur des hydrocarbures surchauffée (kJ/kg).  
 $h_h$  : L'enthalpie des hydrocarbures condensées (kJ/kg).  
 $h_{ess}$  : L'enthalpie d'essence condensée (kJ/kg).  
 $H_c$  : L'enthalpie du fluide chaud à l'état vapeur (kJ/kg).  
 $h_c$  : L'enthalpie du fluide chaud à l'état liquide (kJ/kg).  
 $H_{h.rosée}$  : L'enthalpie de la vapeur des hydrocarbures à la température de rosée (kJ/kg).  
 $K_G$  : Coefficient de transfert de matières.  
 $L$  : la longueur du tube (m).  
 $MM_{eau}$  : masse molaire de l'eau (g).  
 $Na$  : Le nombre des ailettes par un mètre de longueur du tube.  
 $NtR$  : Nombre des tubes par rangé.  
 $NR$  : Le nombre de rangé des tubes dans le faisceau.  
 $P$  : Pression (atm).

$P_i$  : Pression partielle d'un constituant dans un mélange miscible (atm).  
 $P_l$  : Pas longitudinal des tubes (m).  
 $P_t$  : Pas transversale des tubes (m).  
 $P_a$  : Pas entre les ailettes (m).  
 $PP_{eau}$  : Pression partielle de l'eau (atm).  
 $P_v$  : La puissance de ventilation (kW).  
 $Q$  : Charge thermique (W).  
 $Q_s$  : Le flux de chaleur sensible dû au refroidissement des gaz (W).  
 $Q_c$  : Le flux de chaleur dû à la condensation des gaz (W).  
 $Q_a$  : Le flux de chaleur à travers la surface des ailettes (W).  
 $Q_n$  : Le flux de chaleur à travers la surface des tubes lisses (entre les ailettes) (W).  
 $Q_{ess. condens.}$  : le flux de chaleur dû à la condensation partielle d'essence (W).  
 $R_t$  : Résistance due à la paroi des tubes ( $m^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$ ).  
 $R_{in}$  : Résistance due au dépôt à l'intérieur des tubes ( $m^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$ ).  
 $R_{ex}$  : Résistance due au dépôt à l'extérieur des tubes ( $m^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$ ).  
 $S_a$  : Espacement entre les ailettes (m).  
 $T_p$  : Température de la paroi ( $^\circ\text{C}$ ).  
 $t_f$  : Température du fluide froid ( $^\circ\text{C}$ ).  
 $T_{rosée}$  : Température de rosée ( $^\circ\text{C}$ ).  
 $T_i$  : Température à l'interface fluide paroi ( $^\circ\text{C}$ ).  
 $T_1$  : Température à l'entrée de l'appareil ( $^\circ\text{C}$ ).  
 $T_2$  : Température à la sortie de l'appareil ( $^\circ\text{C}$ ).  
 $T_{Rosée}$  : Température de rosée ( $^\circ\text{C}$ ).  
 $T_{ce}$  : Température d'entrée du fluide ( $^\circ\text{C}$ ).  
 $T_{cs}$  : Température de sortie du fluide ( $^\circ\text{C}$ ).  
 $t_{fe}$  : Température d'entrée du fluide froid ( $^\circ\text{C}$ ).  
 $t_{fs}$  : Température de sortie du fluide froid ( $^\circ\text{C}$ ).  
 $t_{air. s.}$  : Température de l'air à la sortie de l'appareil ( $^\circ\text{C}$ ).  
 $T_{cm}$  : Température entre l'entrée et la sortie l'appareil ( $^\circ\text{C}$ ).  
 $T_{fm}$  : Température moyenne du film de condensat ( $^\circ\text{C}$ ).  
 $U$  : Coefficient globale d'échange ( $\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ ).  
 $V_{Mol}$  : Débit molaire (moles /s).  
 $V_{Mass}$  : Débit massique (kg /s).  
 $V_{h.Mom}$  : Débit molaire des hydrocarbure (moles /s).  
 $V_{h. Mass}$  : Débit massique des hydrocarbure (kg /s).  
 $V_{Air.Mass}$  : Débit massique de l'air (kg /s).  
 $V_{Air.vol}$  : Débit massique de l'air (kg /s).  
 $\rho$  : Masse volumique ( $\text{kg /m}^3$ ).  
 $C_p$  : Chaleur spécifique ( $\text{W/m } ^\circ\text{C}$ ).  
 $\lambda$  : Conductivité thermique.  
 $\eta$  : Viscosité dynamique (Pa.s).  
 $\nu$  : Viscosité cinématique ( $\text{m}^2/\text{s}$ ).  
 $\Delta t$  : La différence de température entre la vapeur et la paroi ( $^\circ\text{C}$ ).  
 $\Delta T_1$  : La différence de température entre les deux extrémités froid de l'échangeur ( $^\circ\text{C}$ ).  
 $\Delta T_2$  : La différence de température entre ( $^\circ\text{C}$ ).  
 $\Delta t_{air}$  : La différence de température de l'air entre l'entrée et la sortie du faisceau ( $^\circ\text{C}$ ).  
 $\Delta T_m$  : La différence de température logarithmique moyenne corrigée ( $^\circ\text{C}$ ).  
 $\omega$  : La chaleur latente de condensation de l'eau (kJ/kg).  
 $\Omega$  : Le flux de chaleur latente de condensation de l'eau (W).  
 $\pi$  : Tension de vapeur (atm).  
 $\Delta P$  : Perte de charge à travers le faisceau des tubes à ailettes (Pa).

**NOMBRES SANS DIMENSIONS :**

Nu : Nombre de Nusselt.

Re : Nombre de Reynolds.

$j_H$  : Le facteur de Colburn pour le transfert de chaleur .

$j_D$  : Le facteur de Colburn pour le transfert de matière .

$e$  : Efficacité d'une ailette.

$\eta$  : Efficacité des ailettes.

$\psi$  : Rendement de ventilation .

Sc : Nombre de Schmidt pour les gaz.

Sh : Nombre Sherwood pour les gaz.

F : Facteur de corrections de DTLM.

**INDICES :**

Mass : Massique .

Condens : Condensé.

Vol : Volumique .

Mol : Molaire .

Ess : Essence .

## INTRODUCTION GENERALE

Les procédés industriels dans le domaine du pétrole et du gaz, font appel à des systèmes de chauffage et de refroidissement. Ces procédés, dans lesquels la vitesse de chauffage ou de refroidissement est déterminante sont dit thermique et les appareils utilisés sont appelés échangeurs de chaleur. La force motrice de l'échange thermique entre l'entrée et la sortie de l'échangeur est la différence de température. Les échangeurs de chaleurs les plus utilisés sont des appareils à faisceau tubulaire et à calandre, mais il faut noter la tendance actuelle à l'emploi de plus en plus fréquent des aéroréfrigérants pour des raisons économiques et techniques.

Le présent projet est consacré au calcul d'un aéroréfrigérant installé au sommet de la colonne de distillation atmosphérique de la raffinerie d'Alger, en tenant compte des conditions nouvelles de fonctionnement.

Le premier chapitre est consacré à un rappel théorique sur le transfert de chaleur et la thermodynamique. Le second, présente l'étude des échangeurs de chaleur.

Le chapitre trois décrit l'installation de l' aéroréfrigérant que nous avons calculé. Il présente aussi le problème qui se pose au niveau de cet appareil.

Les deux derniers chapitres sont consacrés aux calculs thermiques de l'appareil ; d'une manière générale afin de réaliser les calculs, cela nécessite la connaissance des dimensions de l'appareil (les dimensions des ailettes, et des tubes, le nombre de passes, le nombre de rangées des tubes... etc.) ainsi que les conditions opératoires (débits, températures... etc. )

La prise en compte des données citées ci- dessus permet d'estimer la surface d'échange et les autres paramètres à calculer.

**CHAPITRE I : TRANSFERT  
DE CHALEUR ET  
THERMODYNAMIQUE**

## **1-1. NOTIONS SUR LE TRANSFERT DE CHALEUR**

### **1-1-1. DEFINITIONS : [19]**

Le transfert de chaleur peut être défini comme la transmission de l'énergie d'une région à une autre, sous l'influence d'une différence de température.

La littérature traitant du transfert de chaleur reconnaît généralement trois modes de transmission de la chaleur :

#### **a) CONDUCTION :**

C'est un phénomène au moyen duquel la chaleur s'écoule à l'intérieur d'un milieu (solide, liquide, gazeux) d'une région à haute température vers une autre à basse température.

L'énergie se propage par contact direct des molécules sans un déplacement appréciable de celles-ci.

#### **b) RAYONNEMENT :**

C'est un mode de transfert s'effectuant par émission d'ondes électromagnétiques, en conséquence à la différence de températures entre les corps émetteur et récepteur, en transportant de l'énergie à travers un milieu transparent, ou à travers l'espace.

#### **c) CONVECTION : [04]**

Les échanges de chaleur en convection ont pour origine le mouvement d'un fluide . D'une façon générale, le calcul des échanges de chaleur par convection suppose que dans le fluide la loi de répartition spatiale des températures est semblable à celle des vitesses .

Selon le mode d'écoulement du fluide, on distingue deux processus de transfert convectif :

• **CONVECTION LIBRE :**

C'est le cas où le mouvement du fluide est dû seulement aux différences de densités résultants des gradients de température.

• **CONVECTION FORCEE :**

C'est le cas où le mouvement du fluide est provoqué par une action externe telle une pompe ou un ventilateur.

**I-1-2. TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONVECTION :**

Le flux de chaleur par convection est donné par l'expression suivante : [19]

$$Q = h_g \times A \times (T_p - t_f) \quad (I-1)$$

Avec :

$T_p$  : Température de la paroi .

$t_f$  : Température du fluide .

$A$  : Surface d'échange .

$h_g$  : Coefficient d'échange fluide-paroi, il dépend de la vitesse du fluide, et de la turbulence au voisinage de la paroi.

Une analyse dimensionnelle a permis de trouver une relation entre le coefficient d'échange  $h_g$ , le nombre de Reynolds et le nombre de Prandtl.

En effet approximativement , on a pu observer que  $h_g$  dépend des paramètres suivants :

- ◆  $d$  : Diamètre (caractéristique physique du système) .
- ◆  $\rho$  : Masse volumique .
- ◆  $C_p$  : Chaleur spécifique .
- ◆  $\lambda$  : Conductivité thermique .
- ◆  $\mu$  : Viscosité dynamique .
- ◆  $v$  : Vitesse de fluide ( caractéristique du mouvement ) .

On suppose qu'il existe entre ces grandeurs et  $h_g$ , une relation de la forme :

$$h_g = k \times v^a \times \rho^b \times C_p^p \times \lambda^d \times \mu^c \times d^f \quad (\text{I-2})$$

avec :

$k$  : Constante de proportionnalité.

Le principe d'homogénéité dimensionnelle des formules physiques a conduit à la relation suivante :

$$\frac{h_g \times d}{\lambda} = k \times (\rho \times v \times d / \mu)^\alpha \times (p \times \mu / \lambda)^\beta \quad (\text{I-3})$$

où :

$$\frac{h \times d}{\lambda} = Nu \quad (\text{Nombre de Nusselt}) : \text{caractérise l'écoulement thermique}$$

(la vitesse de transfert).

$\frac{\rho \times v \times d}{\mu} = Re$  (Nombre de Reynolds) : caractérise l'écoulement du fluide.

$\frac{C_p \times \mu}{\lambda} = Pr$  (Nombre de Prandtl) : représente les caractéristiques physiques et thermiques du fluide.

Donc :

$$Nu = k \times Re^\alpha \times Pr^\beta \quad (I-4)$$

### I-1-3. CORRELATION USUELLES EN CONVECTION FORCEE A L'INTERIEUR DES CONDUITES : [06] et [08]

#### a) ECOULEMENT TURBULENT : $Re \geq 10^4$

- **Mc Adams** a proposé la corrélation suivante pour les fluides dont la viscosité est très faible :

$$Nu = 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^n \quad (I-5)$$

n prend la valeur 0.4 pour l'échauffement, et 0.3 pour le refroidissement.

Les propriétés physiques sont évaluées à la température moyenne entre l'entrée et la sortie.

Cette corrélation est valable pour  $Re > 10^4$  et  $\frac{L}{d_i} \geq 50$

- **Colburn** a proposé également la corrélation suivante :

$$Nu = 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,33} \quad (I-6)$$

Avec:

$$0,7 < Pr < 100$$

$$Re > 10^4$$

Les propriétés physiques sont évaluées à la température moyenne du fluide et celle de la paroi.

- **Sider et Tate** ont proposé une corrélation pour les fluides très visqueux, où une différence remarquable de la viscosité à la paroi et au large de la phase fluide apparaît :

$$Nu = 0,027 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,33} \times \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (I-7)$$

Avec :

$\mu$  : Prise à la température du fluide au centre du tube.

$\mu_p$  : Prise à la température de la paroi.

Cette corrélation est valable pour  $Re > 10^4$  et  $\frac{L}{d_i} \geq 50$

## b) ECOULEMENT LAMINAIRE : $Re < 10^4$

- **McAdams** a proposé la corrélation suivante :

$$Nu = 0,5 \times \left( Re \times Pr \times \frac{d_i}{L} \right)^{0,5} \quad \text{pour} \quad Re \times Pr \times \frac{d_i}{L} < 13 \quad (I-8)$$

$$Nu = 1,6 \times \left( Re \times Pr \times \frac{d_i}{L} \right)^{0,33} \quad \text{pour} \quad Re \times Pr \times \frac{d_i}{L} > 13 \quad (I-9)$$

Les propriétés physiques du fluide sont évaluées à la température moyenne de celui-ci.

- Sieder et Tate ont proposé la corrélation suivante pour les fluides très visqueux :

$$Nu = 1,86 \times (Re \times Pr \times \frac{d_i}{L})^{0,33} \times \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (I-10)$$

- Hausen : Propose une corrélation dans le cas où la température de la paroi est très différente de la température du fluide au centre du tube :

$$Nu = n \times Re^{0,23} \times Pr^{0,23} \times \left( \frac{d_i}{L} \right)^{0,5} \quad (I-11)$$

n prend la valeur de 11.5 pour le refroidissement et la valeur de 15 pour l'échauffement.

#### I-1-4. ECOULEMENT PERPANDICULAIRE A UN FAISCEAU DES TUBES :

##### a) FAISCEAU DES TUBES LISSES :

Certains auteurs ont proposé la corrélation générale suivante quelque soit la disposition des tubes :

$$h_o = \frac{\lambda}{d_e} \times a \times Re^n \times Pr^{0,3} \times \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (I-12)$$

On donne les valeurs suivantes pour le coefficient a et l'exposant n :

Re			n	a
1	à	4	0,330	0,891
4	à	40	0,385	0,821
40	à	4000	0,466	0,615
4000	à	40000	0,618	0,174
40000	à	50000	0,805	0,024

Tableau (I-1) : Valeur des constantes a et n , pour la formule (I-14)

### b) FAISCEAU DES TUBES A AILETTES :

- Brrings et Young ont proposé la corrélation suivante pour le calcul du coefficient d'échange de convection forcé à travers un faisceau des tubes a ailettes. [01]et[19]

$$ha = 0.134 \times Re^{0.681} \times Pe^{\frac{1}{3}} \times \left(\frac{Sa}{h}\right)^{0.682} \times \left(\frac{Sa}{e_a}\right)^{0.1137} \times \frac{\lambda}{de} \quad (I-13)$$

Où :

Re : Nombre de Reynolds.

Pr : Nombre de Prandtl.

$\lambda$  : Conductivité thermique du fluide.

$S_a$  : Espacement entre les ailettes.

$h$  : La hauteur d'ailette.

$d_c$  : Diamètre extérieur des tubes.

$e_a$  : Epaisseur des ailette.

Les propriétés physiques du fluide sont évaluées à la température moyenne de celui-ci

## 1-2. LA CONDENSATION : [15]

### 1-2-1. DEFINITION :

La condensation est un mode de transfert de chaleur avec changement de phase. Elle se développe lorsque une vapeur saturée se trouve en contact avec une paroi plus froide. Le plus souvent un film continu de condensât se forme à la surface, mais parfois la condensation peut s'effectuer en gouttes si le condensât ne mouille pas la surface. Cependant, dans la pratique c'est la condensation en film qui présente le plus d'intérêt bien qu'elle conduise à des flux échangés plus faibles que lorsqu'elle se produit en gouttes.

### 1-2-2. MECANISME DE TRANSFERT :

La température moyenne de film liquide baignant la paroi est inférieure à celle de la vapeur. Dans ces conditions, la tension de vapeur saturante du liquide est inférieure à la pression de vapeur de la substance qui se condense. Il existe donc une différence de potentiel d'échange de matière de la substance qui induit la diffusion des molécules de cette substance du sein de la phase vapeur vers la phase liquide. Il y a ensuite condensation proprement dite. C'est un phénomène très rapide qui s'accompagne d'un dégagement de chaleur dû à la chaleur latente  $\omega$  de condensation. Cette chaleur est ensuite transférée à travers le film liquide jusqu'à la paroi froide. Il existe donc essentiellement deux résistances au transfert :

- ◆ Une résistance au transfert de chaleur à travers le film de condensât.
- ◆ Une résistance au transfert diffusionnel de matière entre la vapeur et le condensât.

Dans le cas de la condensation d'un corps pur, la deuxième résistance est négligeable devant la première et le transfert thermique est contrôlé par l'épaisseur du film de condensat.

### 1-2-3. QUELQUES MODES DE CONDENSATION :

#### a) CONDENSATION D'UNE VAPEUR PURE SURCHAUFFÉE :

Lorsqu'on admet une vapeur pure surchauffée dans un condenseur, on doit considérer deux phases :

- Abaissement de la température de la vapeur jusqu'à la température de rosé, à ce moment on aura :

$$P = \pi$$

Où :

$P$  : Pression de la vapeur.

$\pi$  : La tension de la vapeur à l'équilibre liquide-vapeur .

- Refroidissement du condensat à partir de la température de condensation .

Le flux de chaleur échangé à travers la surface de la paroi s'écrit :

$$Q = h_C \times A \times (T_{\text{rosée}} - T_p) \quad (\text{I-14})$$

Où :

$A$  : Surface d'échange .

$Q$  : Le flux de chaleur échangé à travers l'aire  $A$  .

$h_c$  : Le coefficient d'échange pour la condensation .

$T_{roséc}$  : La température de rosé de la vapeur pure .

$T_p$  : La température de la paroi .

## b) CONDENSATION D'UN MELANGE CONDENSABLE :

Si une vapeur contient plusieurs constituants, la température de rosée du mélange, sa composition et la composition du condensat, varient tout le long de la surface. On doit distinguer deux cas selon que les condensats ne forment qu'une seule phase ou que les condensats sont immiscibles.

### • CONDENSATS MISCIBLES :

Il y a deux résistances au transfert. Cependant on admet généralement comme approximation, qu'en tout point interfacial condensat-vapeur, il existe un équilibre thermique entre les deux phases.

Appelons  $T_i$  la température en un point de l'interface, on a :

$$Q = h_c \times A \times (T_i - T_p) \quad (I-15)$$

Si l'on se fixe  $T_i$  , on peut déterminer le flux de chaleur échangé en s'appuyant sur les bilans de matière, de chaleur et sur les données d'équilibre liquide-vapeur.

Où :

$h_c$  : Le coefficient d'échange par condensation .

La détermination de la température de rosé et de bulle d'un mélange miscible nécessite de connaître la composition de chaque constituant dans le mélange.

Sous une faible pression, le mélange atteint la température de rosée lorsque l'équation d'isotherme de la phase vapeur sera vérifiée :

$$\sum_1^n \frac{Y_i}{\pi_i} = \frac{1}{P} \quad (\text{I-16})$$

Où :

$\pi_i$  : La tension de vapeur des constituants à  $T_{\text{rosée}}$  .

$P$  : La pression totale du mélange ,  $P = \sum P_i$  .

$P_i$  : Pression partielle .

$Y_i$  : La fraction molaire .

Cette formule est valable si on fait l'hypothèse de gaz parfait et de solution idéal .

#### • CONDENSATION IMMISCIBLE :

C'est le cas pour des mélanges de vapeur d'eau et d'hydrocarbures l'expérience montre que la condensation s'opère de deux manières différentes:

- ✓ Condensation en film de la phase organique le long de la plaque et formation de gouttes d'eau mobiles à la surface du film.
- ✓ Condensation en grandes gouttes de l'eau sur la surface et formation de fines gouttelettes d'hydrocarbures sur les gouttes d'eau.

Brenard, Shiridan et Westwater ont montré que le coefficient moyen d'échange  $h_m$  peut se calculer par la relation suivante : [12]

$$h_i = v_1 h_{c1} + v_2 h_{c2} \quad (I-17)$$

Ou :

$v_1, v_2$  : Les fractions volumiques de chaque phase dans le condensât .

$h_{c1}, h_{c2}$  : Les coefficients de condensation en film de chaque phase .

Le flux de chaleur peut être évalué par l'équation suivante :

$$Q = h_i \times A \times (T_h - T_p) \quad (I-18)$$

où :

$T_h$  : Température d'hétéroazéotrope.

### c) CONDENSATION D'UN MELANGE VAPEUR ET DES GAZ INCONDENSABLES :

Le traitement rigoureux de ce problème repose à la fois sur le transfert de matière par diffusion du sein de la vapeur jusqu'au film de condensât, et sur le transfert de chaleur entre la vapeur et l'interface liquide-vapeur et à travers le film de condensât. Colburn et Hougen ont proposé une méthode dont nous donnons ici le principe :

La densité de flux de chaleur  $Q$  transmise à la paroi est la somme de la densité de flux de chaleur sensible  $Q_g$  due au refroidissement du gaz et de la densité de flux de chaleur  $Q_c$  due à la condensation de la vapeur.

$$Q = Q_g + Q_c \quad (I-19)$$

$$Q_c = h_c \times (T_i - T_p) \quad (I-20)$$

$$Q_s = h_g \times (T_i - T_p) \quad (I-21)$$

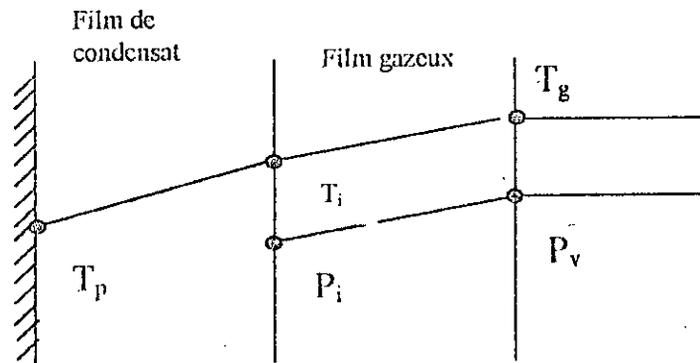


Fig (II-1) : L'évolution de température et de pression a travers le film de condensât et le film gazeux.

Où :

$h_c$  : Le coefficient d'échange à travers le film de condensât.

$h_g$  : Le coefficient d'échange par convection à travers le film gazeux.

Par ailleurs :

$$Q_c = K_G \times \Omega \times (P_v - P_i) \quad (I-22)$$

Où :

$K_G$  : Le coefficient de transfert de matière à travers le film gazeux.

$P_v - P_i$  : La différence de potentiel de transfert de matière.

$$h_c \times (T_i - T_p) = h_g \times (T_g - T_i) + K_G \times \Omega \times (P_v - P_i) = h_i \times (T_g - T_p) \quad (I-23)$$

$h_i$  étant un coefficient global par rapport à la différence de température  $T_g - T_p$ .

On évalue les coefficients d'échange en admettant l'analogie de Colburn :

$$j_H = \frac{Nu}{Re \times Pr^{1/3}} = j_D = \frac{Sh}{Re \times Sc^{1/3}} \quad (I-24)$$

Où :

$j_H$  et  $j_D$  : les facteurs de Colburn dépendant uniquement de  $Re$  et  $Nu$ ,  $Sh$ .

$Sc$ ,  $Sh$  : les nombres de Schmidt et Sherwood, respectivement pour les gaz.

On donne une valeur arbitraire  $T_i$  comprise entre  $T_p$  et  $T_g$  et on essaie de vérifier l'équation (I-25).

Lorsque la condition est réalisée, on a alors une valeur de produit  $h_i(T_g - T_p)$  correspondant à un couple de valeur  $T_g$  et  $T_p$  et à une quantité de chaleur  $dQ_t$ . on peut en tirer l'aire d'échange correspondante :

$$dA = \frac{dQ}{h_i(T_g - T_p)} \quad (I-25)$$

L'aire d'échange totale s'obtient en intégrant l'équation précédente ;

Remarquons que Perry s'appuyant uniquement sur le transfert thermique à partir d'une simple démonstration : [01]

On a :

$$\frac{Q_s}{h_g} + \frac{Q}{h_c} = A \times \Delta t \quad (I-26)$$

$$\frac{Q}{A \times \Delta t} = h_i \quad (I-27)$$

D'où :

$$h_i = \frac{1}{\frac{Q_s}{Q} \times \frac{1}{h_g} + \frac{1}{h_c}} \quad (I-28)$$

Où :

$$\Delta t = T_g - T_p$$

$Q_g$  : La chaleur sensible due au refroidissement du gaz

$Q_t$  : La chaleur totale transmise à la paroi

$h_i$  : Le coefficient moyen d'échange de condensation en présence d'un gaz incondensable.

#### I-2-4. CORRELATION USUELLE EN CONDENSATION A L'INTERIEUR DES TUBES HORIZONTAUX : [04]

Lorsque le condensat s'écoule dans un tube horizontal, il s'accumule le long du tube et l'épaisseur moyenne du film est nettement supérieure à celle que l'on calcule pour une condensation à l'extérieur du tube. Il est difficile de faire une analyse théorique du phénomène et, en général, on propose une corrélation usuelle pour ce type de condensation, on se contente de déduire les corrélations développées en admettant la condensation à l'extérieur des tubes nus :

$$h_c = 0.575 \times \left[ \frac{\lambda^3 \times \rho^2 \times \Omega \times g}{\mu \times d_e \times \Delta t} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (I-29)$$

où :

$\Omega$  : La chaleur latente de condensation

$\Delta t$  : La différence de température entre la vapeur et la paroi ;  $\Delta t = T_g - T_p$ .

$\lambda$  : Conductivité thermique de condensat.

$d_e$  : Diamètre extérieur des tubes.

**CHAPITRE II :**  
**ECHANGEURS DE**  
**CHALEUR**

**II-1. DEFINITION : [02]**

Un échangeur de chaleur est un appareil qui permet de transmettre la chaleur d'un fluide à un autre.

Toutefois les échangeurs sont ceux dont lesquels les deux fluides sont séparés par une paroi ou une cloison, à travers laquelle la chaleur s'écoule. On peut les construire avec de grandes surfaces d'échange de chaleur dans un volume relativement petit, ils peuvent être fabriqués avec des alliages résistants à la corrosion, et sont employés pour chauffer, refroidir, évaporer ou condenser les fluides.

L'étude complète d'un échangeur de chaleur peut être divisée en trois phases principales :

**a) ANALYSE THERMIQUE :**

Elle concerne principalement la détermination de la surface d'échange de chaleur nécessaire pour transmettre une quantité de chaleur déterminée pour des flux d'écoulement et des températures de fluide donné.

**b) ETUDE MECANIQUE :**

Elle renferme des considérations sur les pressions et les températures opératoires, les pouvoirs corrosifs de l'un ou des deux fluides...

**c) PROJET DE FABRICATION :**

Il nécessite la transformation des caractéristiques physiques et des dimensions en un appareil qui peut être construit à bas prix. On doit effectuer le choix des matériaux, des joints, des enveloppes et spécifier le procédé de fabrication.

## II.-2. CLASSIFICATION DES ECHANGEURS SELON L'ECOULEMENT :

Une classification des échangeurs peut être établie d'après le sens relatif des écoulements des deux fluides on distingue :

### a- ECHANGEURS A COURANTS PARALLELES:

Les deux fluides s'écoulent parallèlement, et dans le même sens. Ces appareils nécessitent une surface d'échange plus importante.

### b- ECHANGEURS A CONTRE-COURANT :

Les deux fluides s'écoulent parallèlement, mais dans le sens contraire l'un de l'autre. Ces appareils demandent une surface d'échange plus faible que celle du courants parallèles, pour une quantité de chaleur donnée.

Ces deux types d'échangeurs ne sont parfaitement réalisés, que dans des échangeurs très simples. Constitués de deux tubes coaxiaux, dans lesquels les deux fluides peuvent circuler dans le même sens ou en sens contraire. On peut également trouver les deux types dans des échangeurs à faisceaux tubulaires et calandre à plusieurs passes.

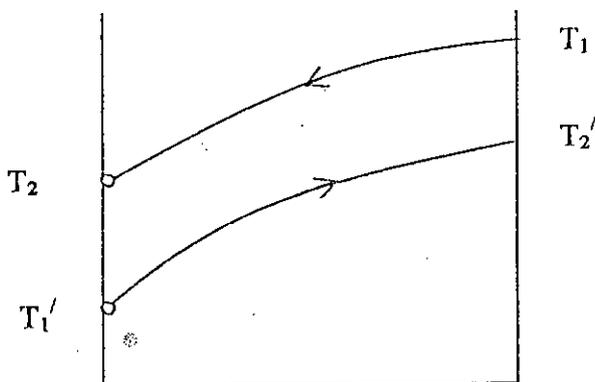


Fig. (II-1) : Circulation à contre-courant [18]

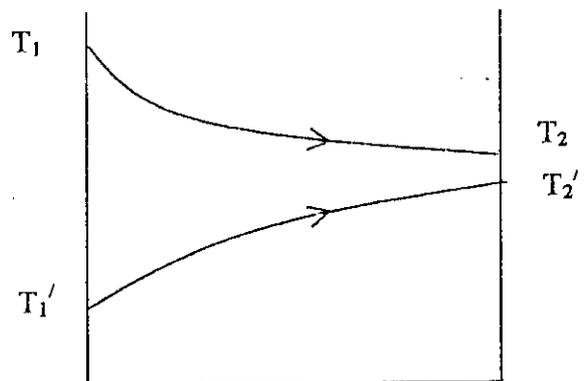


Fig. (II-2) : Circulation à courant parallèle [18]

Si on prend la figure (II-2), nous avons :

$\Delta T_1 = T_1 - T_1'$  ;  $\Delta T_2 = T_2 - T_2'$  : Forces motrices d'approche aux extrémités d'échangeur.

Où :

$T_1$  : Température d'entrée du fluide chaud.

$T_2$  : Température de sortie du fluide chaud.

$T_1'$  : Température d'entrée du fluide froid.

$T_2'$  : Température de sortie du fluide froid.

### c- ECHANGEURS A COURANTS CROISES : [19]

Les deux fluides circulent perpendiculairement l'un à l'autre. il existe trois dispositions différentes pour ce type d'échangeur :

Dans le premier cas, chacun des deux fluides n'est pas brassé, et par conséquent les températures des fluides quittant un élément de l'échangeur ne sont pas uniformes, le fluide est, en effet, plus chaud d'un côté que de l'autre.

Dans le second cas, l'un des fluides est non brassé l'autre, est parfaitement brassé lorsqu'il s'écoule à travers l'échangeur. La température du fluide brassé est uniforme dans n'importe quelle section transversale, et elle ne varie que dans la direction de l'écoulement.

Dans le troisième cas, les deux fluides sont brassés lorsqu'ils s'écoulent à travers l'échangeur. La température des deux fluides est uniforme dans une section transversale, et ne varie que dans la direction de l'écoulement.

Les aéroréfrigérants sont des échangeurs de chaleur de type à courants croisés.

### II-3 .LA CHARGE THERMIQUE D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR :

La charge thermique transmise à travers une surface d'échange d'un corps chaud vers un corps froid est appelé charge thermique . dans les échangeurs où le changement d'état de phase est absent , la formule de charge thermique prend la forme : [2]

$$Q = C_{pc} \times V_c \times (T_2 - T_1) = C_{pf} \times V_f \times (t_2 - t_1) \quad (I-1)$$

Où :

Q : La charge thermique.

$C_{pc}$ : La chaleur spécifique du fluide chaud .

$C_{pf}$ : La chaleur spécifique du fluide froid.

$V_f$ : Le débit massique du fluide froid .

$V_c$ : Le débit massique du fluide chaud .

$T_1$ : Température d'entrée de l'appareil.

$T_2$ : Température de sortie de l'appareil.

En introduisant les enthalpies :

$$Q = V_c \times (H_{c_1} - H_{c_2}) = V_f \times (h_{f_1} - h_{f_2}) \quad (II-2)$$

Pour les condenseurs réfrigérant , la charge thermique nécessaire pour condenser une fraction des hydrocarbures en présence de la vapeur d'eau est donnée par la formule suivante :

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad (\text{II-3})$$

$$= V_h \times C_{p_h} \times (T_1 - T_{\text{Rosée}}) + V_h \times (H_{T_{\text{Rosée}}} - h_{T_2}) + V_h \times (h_{T_{\text{Bulbion}}} - h_{T_2}) \\ + V_{\text{eau}} \times [C_{p_{\text{eau}}} \times (t_1 - t_{\text{condens.eau}}) + \Omega + (h_{t_{\text{condens.eau}}} - h_{\text{eau}})] \quad (\text{II-4})$$

Où :

$Q_1$  : Chaleur nécessaire pour refroidir la vapeur des hydrocarbures.

$Q_2$  : Chaleur de condensation des hydrocarbures .

$Q_3$  : Chaleur de refroidissement du condensat des hydrocarbures.

$Q_4$  : Chaleur de refroidissement de la vapeur d'eau .

$Q_5 = \Omega$  : La chaleur latente de condensation de la vapeur de eau à sa température de condensation

$Q_6$  : Chaleur de refroidissement du condensat de la vapeur d'eau.

$T_{\text{Rosée}}$  : Température de rosée des hydrocarbures .

$V_h$  : Débit massique des hydrocarbures .

$V_{\text{eau}}$  : Débit massique de l'eau.

$C_{p_{\text{eau}}}$  : La chaleur spécifique de la vapeur d'eau.

#### II-4. DIFFERENCE MOYENNE LOGARITHMIQUE DE TEMPERATURE :

La différence moyenne de température est conditionnée par l'évolution de la température de chaque fluide à partir des températures d'entrée et de sortie.

Elle dépend du schéma de circulation des fluides et de la nature et des débits respectifs des deux fluides.

On introduit les différences des températures des fluides à chaque extrémité,  $\Delta T_1$  et  $\Delta T_2$  et le bilan de chaleur, et après un calcul d'intégration, la différence moyenne de température s'écrit :

$$DTLM = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\text{Ln} \left( \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (\text{II-5})$$

Où :

$$\Delta T_1 = T_{ce} - t_{fc}$$

$$\Delta T_2 = T_{cs} - t_{fs}$$

## II-5. LES COEFFICIENTS INDIVIDUELS D'ECHANGE DE CHALEUR:[04]

Pour un élément du tube d'un échangeur de chaleur on rencontre cinq résistances :

- $1/h_a$  : Résistance dans le fluide à l'extérieur des tubes, égale à l'inverse du coefficient du film externe .
- $1/h_i$  : Résistance dans le fluide à l'intérieur des tubes, égale à l'inverse du coefficient du film interne .
- $R_t$  : Résistance due à la paroi métallique .
- $R_{ex}$  : Résistance due au dépôt à l'extérieure des tubes.
- $R_{in}$  : Résistance due au dépôt à l'interieure des tubes.

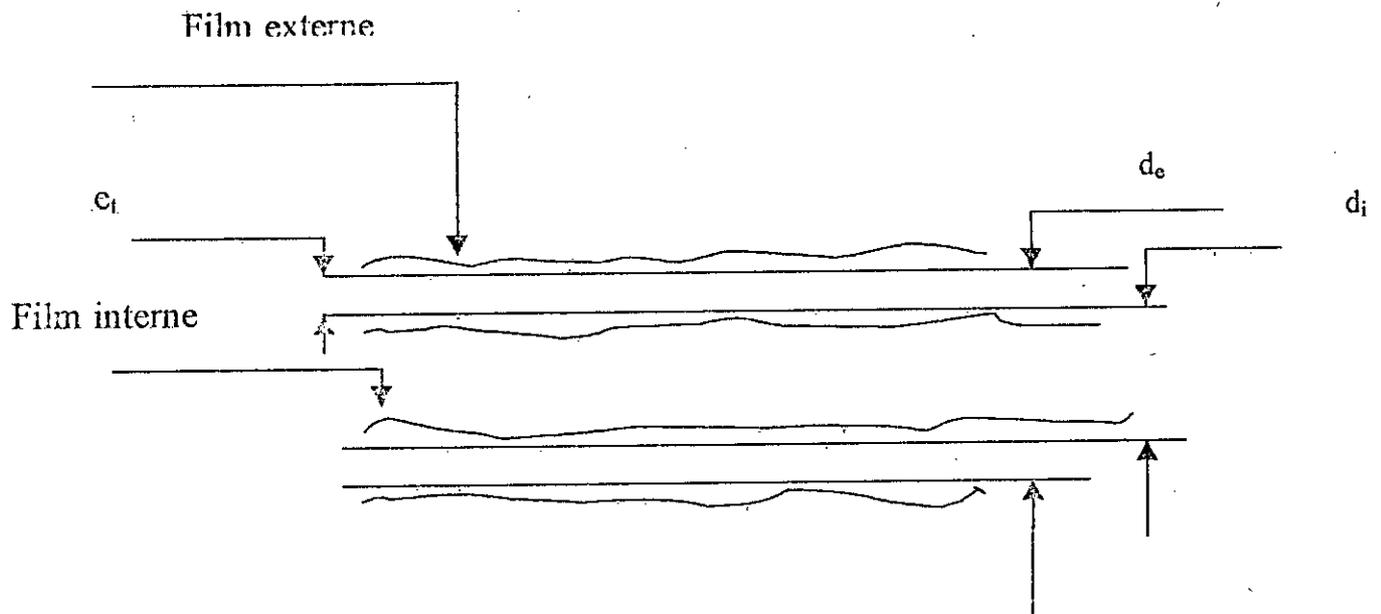


Fig (II-3) : Les dépôts des films sur les parois du tube

## II-6. LE COEFFICIENT GLOBAL D'ÉCHANGE: [19]et [5]

La somme des ces résistances donne la résistance globale. En nous basant sur la surface interne, la résistance globale s'écrit :

$$\frac{1}{U} = \frac{e_t}{\lambda_t} \times \frac{d_e}{d_{ml}} + \frac{1}{h_i} \times \frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{h_a} + R_{ex} + R_{in} \times \frac{d_e}{d_i} \quad (II-6)$$

Où :

$e_t$  : L'épaisseur du tube

$U$  : Le coefficient global d'échange.

$\lambda_t$  : Conductivité thermique du tube.

$d_{ml}$  : Diamètre moyenne du tube .

Pour des tubes à ailettes la surface externe d'échange égale à la somme de la surface du tube lisse entre les ailettes, et la surface des ailettes.

$$A_t = A_{tu} + A_a \quad (\text{II-7})$$

Où :

$A_t$  : La surface externe d'échange.

$A_{tu}$  : La surface du tube entre les ailettes (La partie du tube lisse).

$A_a$  : La surface des ailettes.

Dans ce cas :

$$\frac{dA_t}{dA_i} \neq \frac{d_e}{d_i} ; \frac{dA_t}{dA_{mi}} \neq \frac{d_e}{d_{mi}}$$

La résistance du film externe dépend de l'efficacité des ailettes, parce que la partie de la surface à laquelle sont liées les ailettes, n'est pas en contact direct avec le fluide, mais la chaleur s'écoule à travers elle par conduction, et comme la température varie le long de l'ailette, sa surface ne fonctionne pas avec le maximum d'efficacité.[01]

Pour évaluer le comportement thermique de l'ailette, il est donc nécessaire de connaître son efficacité.

Efficacité d'une ailette,  $e$ , est le rapport de la chaleur transmise par la surface de l'ailette à celle qui serait transmise si la surface entière était à la température de la base :

$$e = (T_a - t_f) / (T_p - t_f) \quad (\text{II-8})$$

Où :

$T_a$  : Température moyenne de l'ailette

$t_f$  : Température du fluide froid

$T_p$ : Température de la paroi du tube de base

$e$  : Efficacité d'une ailette

La chaleur échangée à travers l'ailette s'écrit :

$$Q_a = h_a' \times A_a \times (T_a - T_f) = h_a' \times A_a \times e \times (T_p - T_f) \quad (\text{II-9})$$

La chaleur échangée à travers les tubes de base (lissée) :

$$Q_{tn} = h_a' \times A_{tn} \times (T_p - T_f) \quad (\text{II-10})$$

La chaleur totale échangée :

$$Q_t = Q_a + Q_{tn} \quad (\text{II-11})$$

$$Q_t = h_a' \times A_a \times e \times (T_p - T_f) + h_a' \times A_{tn} \times (T_p - T_f) \quad (\text{II-12})$$

Donc :

$$Q_t = h_a' A_t \eta (T_p - T_f) \quad (\text{II-13})$$

Où :

$h_a'$  : Coefficient d'échange externe, sans introduire l'efficacité des ailettes .

$h_a$  : Coefficient d'échange externe .

$A_a$  : Surface totale des ailettes.

$A_{tn}$  : Surface des tubes lisses.

$A_t = A_a + A_{tn}$  : La surface totale d'échange externe.

$$e = (A_a \times \eta + A_{tn}) / A_t \quad (\text{II-14})$$

donc :

$$\eta = 1 - \frac{A_a}{A_t} \times (1 - e) \quad (\text{II-15})$$

Où :

$\eta$  : L'efficacité des ailettes

En intervenant l'efficacité des ailettes le coefficient externe d'échange externe corrigé s'écrit :

$$h_a = h_a' \times \left( 1 - \frac{A_a}{A_t} \times (1 - e) \right) \quad (\text{II-16})$$

En introduisant les résistances d'encrassement à l'intérieur, et à l'extérieur des tubes l'équation (II-6) devient :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_a' \times \eta} + \frac{e}{\lambda} \times \frac{A_t}{A_{mi}} + \frac{1}{h_i} \times \frac{A_t}{A_i} + R_{in} \times \frac{A_t}{A_i} + R_{ex} \quad (\text{II-17})$$

Où :

$R_{in}$  : Résistance d'encrassement interne

$R_{ex}$  : Résistance d'encrassement externe.

Dans le cas où une résistance (supposant  $1/h_a$ ) soit très grande que les autres résistances, tel que  $1/h_i$  où  $\lambda/e$  le coefficient global d'échange est assimilé au faible coefficient. [18]

## II-7. LA SURFACE D'ÉCHANGE :

Le grandeur de la surface d'échange doit être de telle manière qu'en un intervalle de temps, elle doit permettre de transmettre la quantité suffisante de chaleur du corps chaud vers le corps froid.

Equation principale est la suivante :

$$A = \frac{Q}{U \times \Delta T_m} \quad (\text{II-18})$$

Où :

U : Coefficient globale de transfert de chaleur.

$\Delta T_m$  : La différence de température logarithmique moyenne corrigée .

## II-8. COMPARAISON ENTRE LES DEUX TYPES DE REFRIGERATION : [1]

<i>Système à air Inconvénients</i>	<i>Système à eau Inconvénients</i>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Faible chaleur spécifique par rapport à celle de l'eau.</li> <li>• Coefficient thermique faible ce qui nécessite une géométrie importante de l'appareil.</li> <li>• Forte variation de la température de l'air (journalière et saisonnière).</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La grande consommation d'énergie (véhiculer et refroidir l'eau)</li> <li>• Le nettoyage des tubes entartés (frais d'entretien, et arrêt de l'unité)</li> <li>• La pollution des nappes d'eau douces.</li> <li>• L'encrassement de l'eau est très important</li> <li>• Contamination par les produits toxiques corrosifs.</li> </ul>
<i>Avantages</i>	<i>Avantages</i>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• L'air est disponible gratuitement et en quantité illimitée.</li> <li>• Les risques du gel, et de corrosion sont supprimés.</li> <li>• L'encrassement n'est que très peu (il peut être négligé).</li> <li>• Il n'y a pas de limitation de la température de sortie de l'air.</li> <li>• Maintenance de l'appareil réduite.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• L'eau a une chaleur spécifique importante.</li> <li>• Coefficient thermique important, donc un meilleur refroidissement.</li> <li>• Une petite géométrie de l'appareil</li> </ul>

**CHAPITRE III :**  
**DESCRIPTION DE**  
**L'APPAREIL, EXPOSE DE**  
**PROBLEME**

### III -1. DESCRIPTION DE L'APPAREIL :

L'installation présentée dans la figure (III-6) est un aéroréfrigérant, qui a pour but de refroidir les vapeurs qui s'échappent en tête de la colonne de distillation, atmosphérique de la raffinerie d'Alger .

Elle comporte les éléments principaux suivants :

- ◆ Quatre sections placées en parallèle, chaque sections, équipée de deux cellules et deux ventilateurs, fig (III -3).
- ◆ Chaque cellule est composée de quatre rangées des tubes à ailettes. Les deux rangées supérieures représentent la passe d'aller, fig(III-2 ).
- ◆ Chaque section contient deux ouvertures qui assure l'alimentation en vapeur à refroidir .
- ◆ Une boîte de retour assure le passage des fluides dans les deux rangés des tubes d'aller, fig (III-2).
- ◆ Les tubes sont placés en pas triangulaire normale. fig(III-4).
- ◆ L'alimentation en air est fournie pat huit ventilateurs électriques à vitesse variable selon les angles des pales mécaniquement réglable.
- ◆ Les ventilateurs sont placés au-dessous des sections, (Tirage enduit ).
- ◆ L'appareil est en acier, sauf les ailettes qui sont fabriqués en aluminium.
- ◆ Les cellules sont couvertes de tout les cotés par des tôles d'acier sauf la partie supérieure et les ouvertures des ventilateurs qui permettent le déplacement de l'air à travers le faisceau des tubes.
- ◆ A fin d'éviter la perte de l'air une tôle d'acier est soudée entre les deux cellules par section.
- ◆ L'alimentation des cellules en vapeur des hydrocarbures est assurée par une grande conduite qui lie le sommet de la colonne de distillation avec l'installation des aéroréfrigérants .fig (III-1) .

**II-2. EXPOSE DE PROBLEME :**

En raffinerie, la distillation initiale du pétrole brut produit une fraction légère au sommet de la colonne de distillation qu'il faudra séparer pour obtenir l'essence légère stabilisée, le butane et le propane, ainsi que les gaz incondensable, (c<sub>1</sub>-c<sub>2</sub>).

En tête de la colonne de distillation l'ensemble (vapeur et hydrocarbures ) passent d'abord dans un aéroréfrigérant, passent ensuite dans un condenseur tubulaire à eau, dans lequel s'effectuera la condensation totale de la fraction condensable fig. (III- 6).

Malgré que ce condenseur à eau fonctionne avec sa puissance maximale, un dégazage considérable de la fraction condensable, est engendré notamment dans la période chaude.

Pour éviter ce problème de dégazage on doit augmenter la capacité de réfrigération dans l'aéroréfrigérant. Et comme le débit des hydrocarbures est fixé par le calcul de dimensionnement de la colonne de distillation ; nous devons traiter ce problème en nous basant sur le débit d'air de refroidissement.

On donne aussi les données pratiques représentés dans les tableaux suivants:

**LES CARACTERISTIQUES DE L'APPAREIL :**

Altitude	19,2 m
Longueur des tubes	9,1m
Nombre des sections	04
Nombre des cellules	08
Nombre des cellules par section	02
Nombre des ventilateurs par section	02

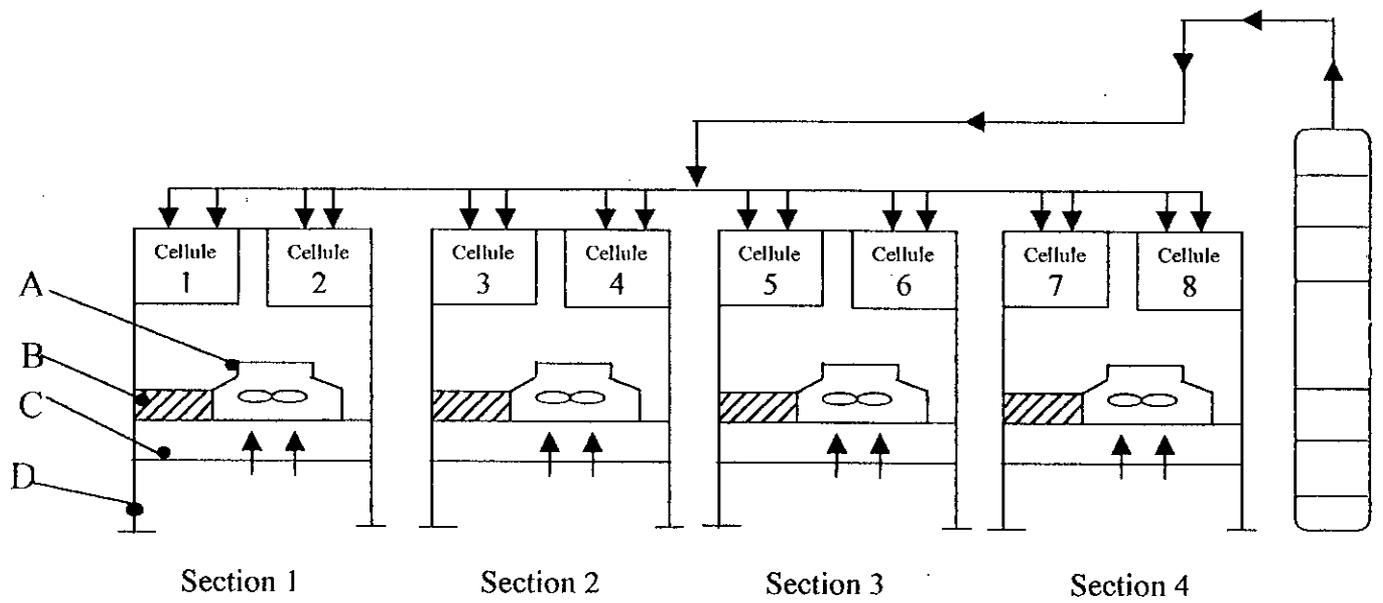
Nombre des tubes par rangée	1168
Nombre des rangées	04
Nombre des passes :	02
Nombre des tubes par passe :	294
Nombre des ailettes par mètre de longueur	146/m
Diamètre interne des tubes	$d_i=2\text{cm}$
Diamètre externe des tubes	$d_e=3\text{cm}$
Diamètre de l'ailette	$d_a=6\text{cm}$
Epaisseur de l'ailette	$e_a=0,5\text{mm}$
Epaisseur des tubes	$e_t=3\text{mm}$
Pas longitudinale des tubes	$P_e=10\text{ cm}$
Pas transversale des tubes	$P_t=6\text{cm}$
La surface totale d'échange	$7350\text{ m}^2$
La surface extérieure d'échange par cellule	$920\text{ m}^2$

**DONNEES OPERATOIRES ACTUELLES :**

Débit massique de la vapeur d'eau en tête de la colonne de distillation	4 kg/s
Débit massique des hydrocarbures en tête de la colonne de distillation	26kg/s
Densité d'essence :	0,666
Composition des hydrocarbures en tête de la colonne	(Tableau IV-1)
Température des vapeurs à l'entrée de l'appareil	$T_{cc}=109^\circ\text{C}$
Température des vapeurs à la sortie de l'appareil	$T_{cs}= 49^\circ\text{C}$
Température à l'entrée du faisceau (admise)	$t_{c\text{ air}}= 35^\circ\text{C}$
Pression totale	$P=1,84\text{ atm}$

**DONNEES OPERATOIRES DU DESIGN :**

Vitesse faciale de l'air	600 ft/min (3,05 m/s)
Température d'entrée de l'air :	87°F (30,5°C)°C
Température de sortie de l'air :	127°F (52,7°C)
Température d'entrée des fluides chauds	T <sub>cc</sub> =215°F (101,7°C)
Température de sortie des fluides	T <sub>cs</sub> =120°F(49°C)
Densité d'essence :	78 °API
Pression totale dans l'appareil :	45 Psig (3,06 atm)



A :ventilateur

B :Moteur

C :Passage

D :Support

**Fig ( III-1) : Vue en face de l'installation des a ror f rants.**

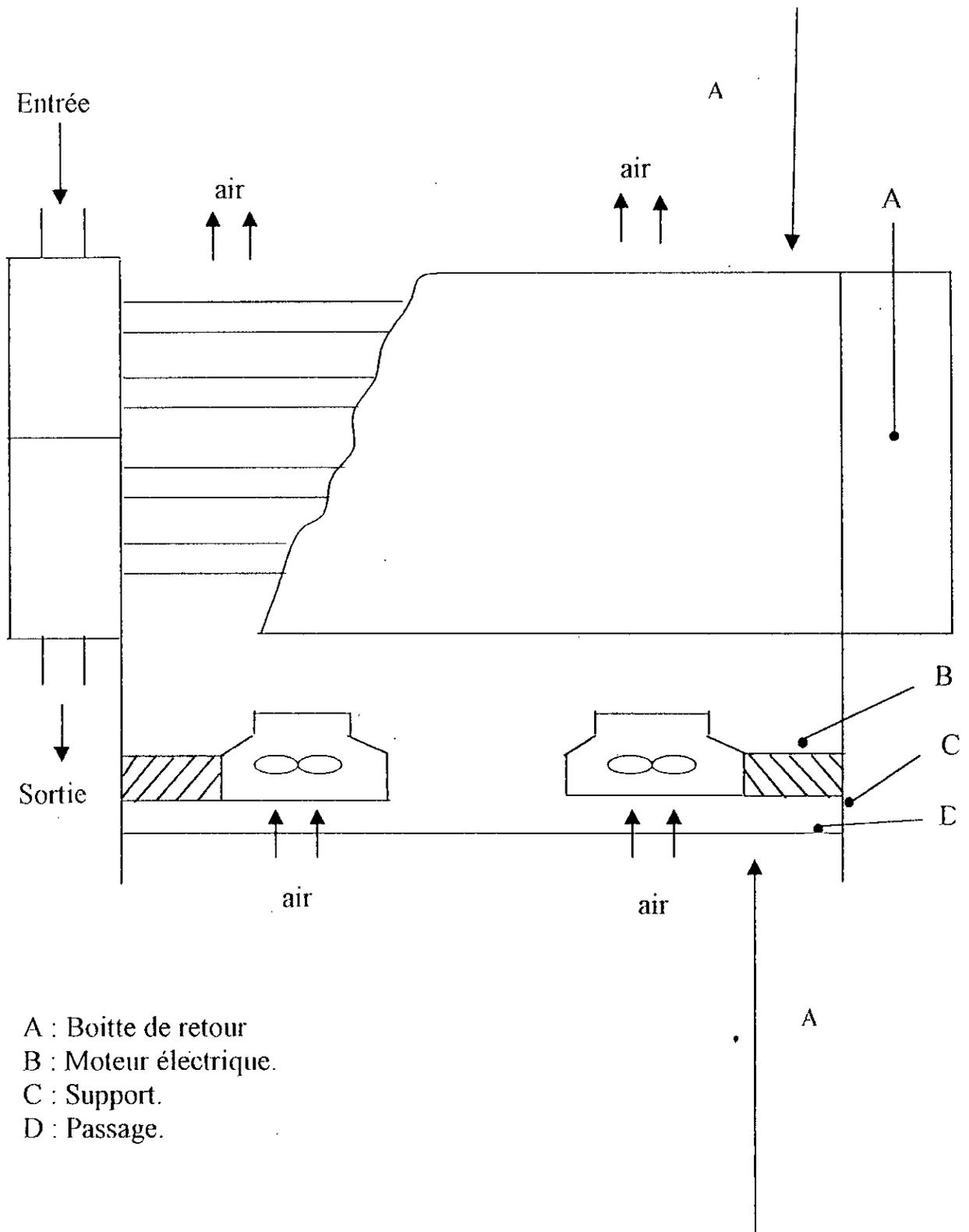
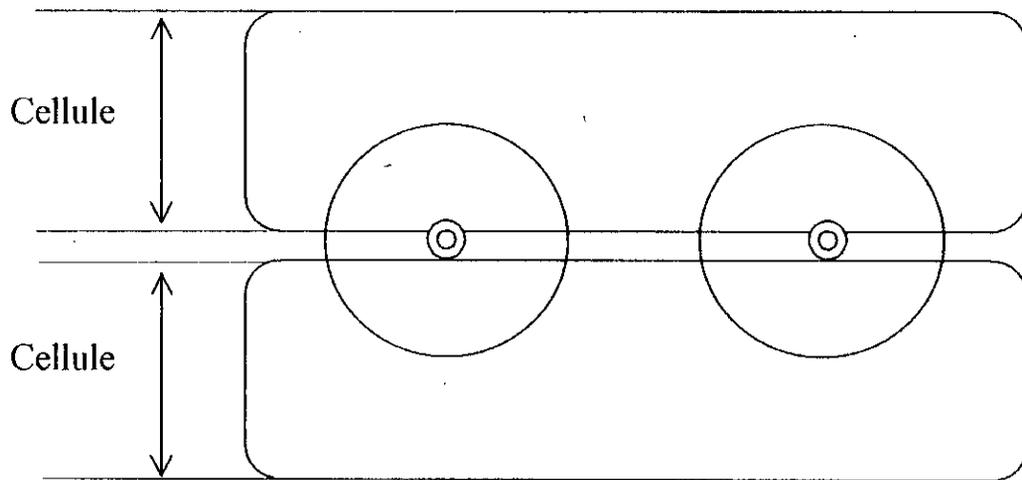
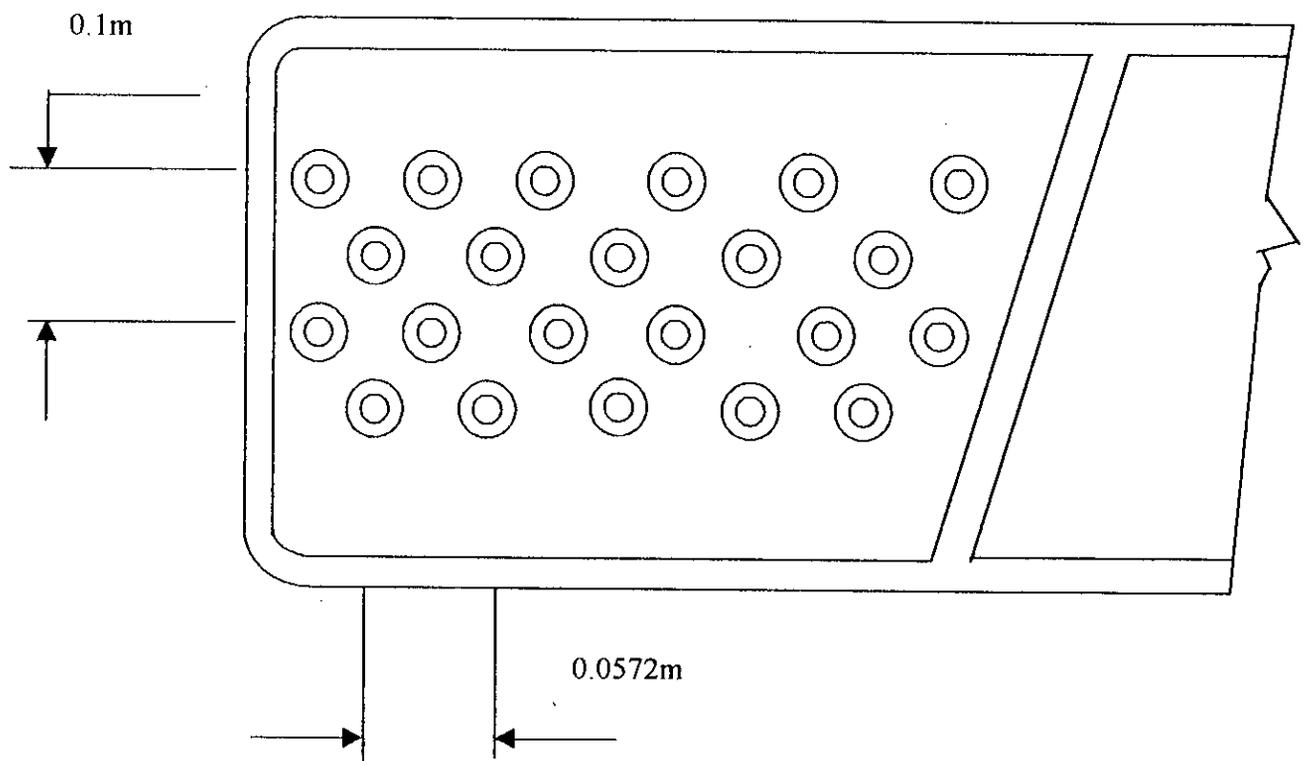


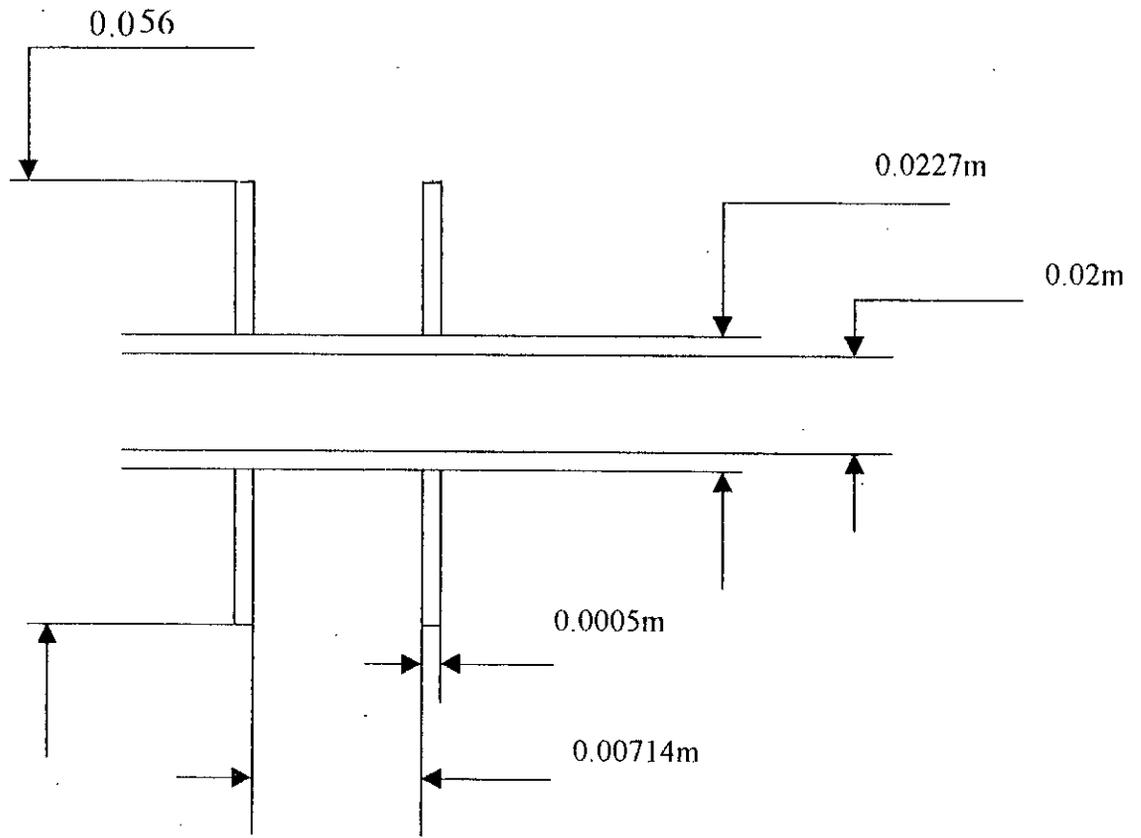
Fig ( III-2) : Vue latérale d'une cellule.



*Fig. (III-3) : Vue en bas d'une section.*



*Fig.(III-4) : Section A-A d'une cellule.*



Fig(III-5) : Dimensions des tubes à ailettes.

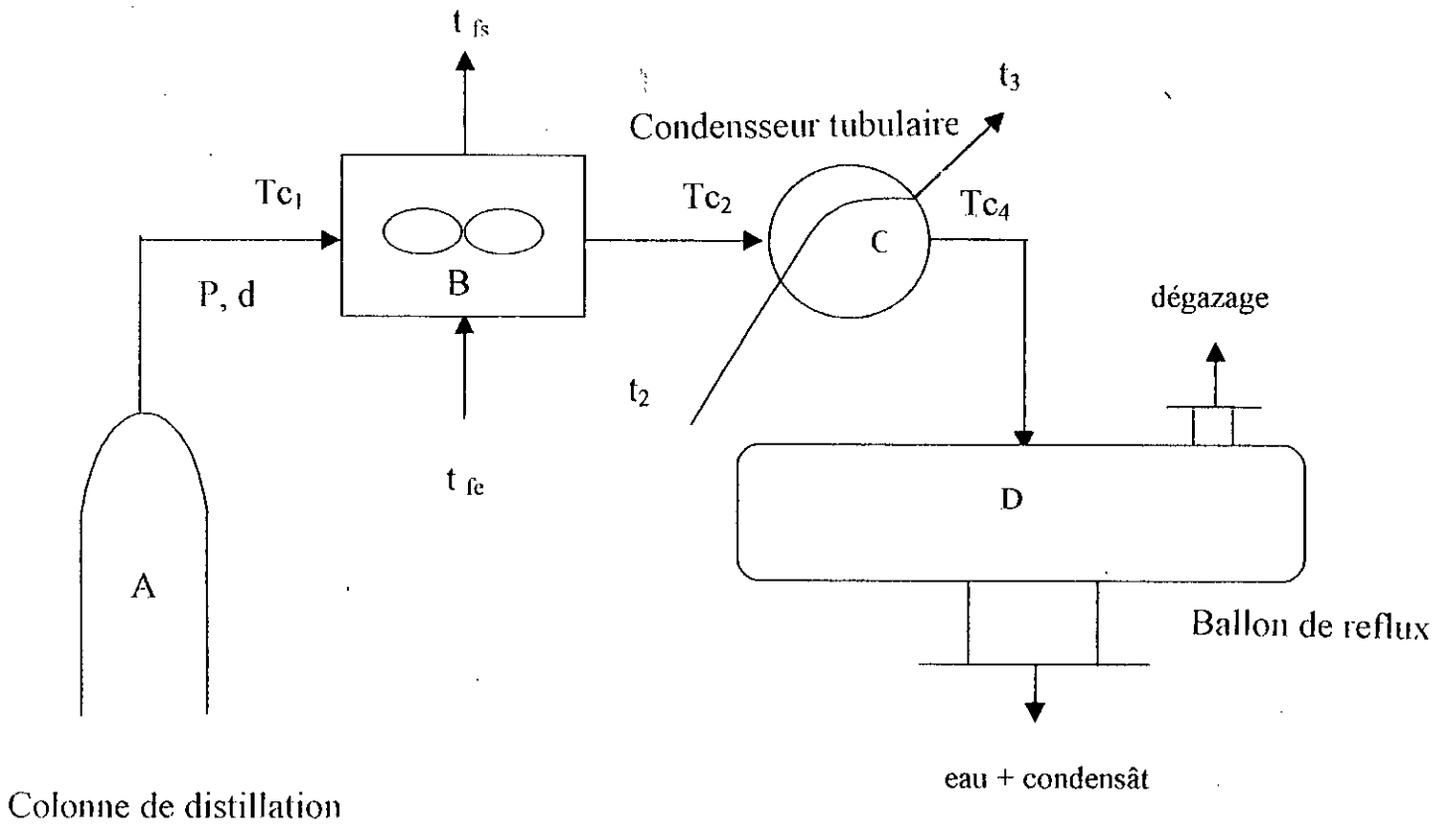


Fig. (III-6) : L'installation de sommet de la colonne de distillation dans la raffinerie d'Alger.

# **CHAPITRE IV: CALCUL D'EQUILIBRE**

## IV-1. INTRODUCTION :

Le calcul de la charge thermique de l'appareil nécessite de connaître le comportement des fluides à l'intérieur des tubes. Le présent chapitre est consacré aux calculs des équilibres dans l'appareil en utilisant la base de donnée thermodynamique Prophy.

## IV-2. CARACTERISTIQUES DU MELANGE GAZEUX EN TETE DE LA COLONNE DE DISTILLATION :

Une analyse chromatographique du mélange en tête de la colonne de distillation a permis de donner les résultats représentés dans le tableau suivant :

Constituant	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	C <sub>3</sub>	iC <sub>4</sub>	nC <sub>4</sub>	IC <sub>5</sub>
%mol	3,59	14,38	31,77	10,23	26,59	4,78

nC <sub>5</sub>	iC <sub>6</sub>	NC <sub>6</sub>	iC <sub>7</sub>	nC <sub>7</sub>	iC <sub>8</sub>	nC <sub>8</sub>
5,00	1,30	1,03	0,78	0,34	0,14	0,02

Tableau (IV-1) : La composition des gaz au sommet de la colonne de distillation.

Les autres données opératoires sont :

- Débit massique de la vapeur d'eau :  $V_{\text{eau, mass}} = 4 \text{ kg/s}$ .
- Débit massique total des hydrocarbures :  $V_{\text{h, mass}} = 26 \text{ kg/s}$ .
- La densité d'essence légère :  $d=0.666$ .

- La température d'entrée de l'appareil :  $T_{ce} = 109^{\circ}\text{C}$ .
- La température à la sortie de l'appareil :  $T_{cs} = 49^{\circ}\text{C}$ .
- La masse molaire d'hydrocarbures à l'entrée de l'appareil :

$$MM_h = 50.893 \text{ g.}$$

- La pression totale dans l'appareil :  $P = 1.84 \text{ atm}$ .
- Le pourcentage molaire des gaz  $C_1-C_4$  dans la composition des hydrocarbures :

$$Y_{c_1-c_4} = 86,60\%$$

- Le pourcentage molaire des gaz  $C_5-C_8$  dans la composition des hydrocarbures :

$$Y_{c_5-c_8} = 13,40\%$$

#### IV-3. CALCUL DE LA TEMPERATURE DE CONDENSATION DE L'EAU DANS L'AEROREFRIGERANT :

Nous allons déterminer dans ce qui suit la température de condensation de l'eau, pour cela nous allons suivre la procédure suivante :

##### 1-CALCUL DU DEBIT MOLAIRE DES HYDOCARBURES, $V_{h \text{ mol}}$ , EN TETE DE LA COLONNE DE DISTILATION :

Nous avons :

$$MM_h = 50.89 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$$

$$V_{h \text{ mass}} = 26 \text{ kg /s}$$

D'où :

$$V_{h \text{ mol}} = \frac{V_{h \text{ mass}}}{MM_h}$$

On trouve :

$$V_{h \text{ mol}} = 510,87 \text{ moles/s}$$

## 2- CALCUL DU DEBIT MOLAIRE DE L'EAU MOLAIRE $V_{\text{eau. mol}}$ :

Nous avons :

$$MM_{\text{eau}} = 18 \cdot 10^{-3} \text{ kg}$$

$$V_{\text{eau. mass}} = 4 \text{ kg /s}$$

De manière analogue, on trouve :

$$V_{\text{eau mol}} = 222,22 \text{ mol/s.}$$

Après avoir calculé les débits molaires, nous calculons la fraction molaire de l'eau au sommet de la colonne de distillation .

On considère que le mélange obéit à la loi des gaz parfaits, nous avons :

$$Y_{\text{eau}} = \frac{V_{\text{eau}}}{V_{\text{eau}} + V_h}$$

Où :

$Y_{\text{eau}}$  : la fraction molaire de l'eau.

On trouve :

$$Y_{\text{eau}} = 0,30$$

### 3- CALCUL DE LA PRESSION PARTIELLE DE LA VAPEUR D'EAU AU SOMMET DE LA COLONNE DE DISTILLATION :

On calcule la pression partielle de l'eau, au sommet de la colonne de distillation par l'équation de Dalton :

$$PP_{\text{eau}} = Y_{\text{eau}} \times P$$

Où :

$PP_{\text{eau}}$  : Pression partielle.

$P$  : Pression totale dans l'appareil.

Nous avons :

$$Y_{\text{eau}} = 0,30$$

$$P = 1,84 \text{ atm}$$

Où :

$$PP_{\text{eau}} = 0,56 \text{ atm}$$

Un mélange vapeur hydrocarbure- eau est un mélange immiscible, et la vapeur d'eau dans ce mélange est considérée comme une vapeur pure qui se condense sous sa pression partielle. Cette vapeur de l'eau se condense lorsque sa pression partielle dans le mélange sera égale sa tension de vapeur,  $\Pi_{\text{eau}}$  :

$$PP_{\text{eau}} = \Pi_{\text{eau}}$$

La température de condensation,  $T_c$  sera déduite à l'aide de l'annexe 1, ou à l'aide de la base de données, Prophy, sachant que la tension de vapeur varie avec la température.

Nous avons trouvé :  $T_{\text{eau}} = 83,6 \text{ }^\circ\text{C}$

#### IV-4.CALCUL DES TEMPERATURES DE ROSE ET D'EBULLITION DES HYDROCARBURES :

Les premiers essais de détermination de la température de rosé et d'ébullition pour les vapeur d'hydrocarbures de  $C_1$  à  $C_8$ ,  $C_2$  à  $C_8$ ,  $C_3$  à  $C_8$  et de  $C_4$  à  $C_8$  à partir de la base de donnée thermodynamique Prophy, ont montré que la température de rosé de ces dernière sont inférieurs à  $49^\circ\text{C}$ .

Pour la fraction d'essence légère,  $C_5$ -  $C_8$ , nous avons trouvé les résultats suivants :

- La température de rosé de l'essence légère ( $C_5$  à  $C_8$ ) est :  $74,5^\circ\text{C}$ .
- La température de bulle de l'essence légère est :  $44,5^\circ\text{C}$ .
- Le pourcentage molaire d'essence légère condensée à  $49^\circ\text{C}$  est : 67%.
- Le pourcentage molaire d'essence légère non condensée à  $49^\circ\text{C}$  est : 33%.
- La masse molaire d'essence légère condensée à  $49^\circ\text{C}$  est : 71 g.
- La masse molaire d'essence vaporisée à  $49^\circ\text{C}$  est : 69,4g.

#### REMARQUE :

Pour le calcul de la température de rosée des hydrocarbures condensables, nous avons négligé l'effet des incondensables, ce qui veut dire que la température de rosée de la fraction condensable est inférieure à la température de rosée déterminée précédemment.

#### IV-5. INTERPRETATION :

D'après ces calculs d'équilibre, nous pouvons conclure que l'eau atteint sa température de condensation à une température élevée par rapport à la température de sortie de l'appareil. Nous remarquons aussi que la quantité des hydrocarbures condensée est très faible par rapport à la quantité non condensée.

Généralement et d'après le calcul d'équilibre, nous avons les processus suivants qui se développent à l'intérieur des tubes :

- Refroidissement de la vapeur d'eau surchauffée entre la température d'entrée et sa température de condensation.
- Passage de la vapeur d'eau à l'état liquide à température constante, (température de condensation :  $83,6^{\circ}\text{C}$ ).
- Refroidissement des hydrocarbures surchauffés.
- Condensation partielle des hydrocarbures.

**CHAPITRE V : CALCUL**  
**DE**  
**L'AEROREFRIGERANT**

**V-1. LA CHARGE THERMIQUE DE L'AERORIFRIGERANT :**

D'après les résultats du calcul des équilibres on peut effectuer un calcul de la charge thermique de l'appareil selon la procédure suivante :

**1-CALCUL DE LA CHALEUR DE REFROIDISSEMENT DE LA VAPEUR D'EAU :**

On Calcule la chaleur de refroidissement de la vapeur d'eau,  $Q_1$  par la formule suivante :

$$Q_1 = V_{\text{eau, mass}} (H_{\text{eau}_1} - H_{\text{eau}_2})$$

Où :

$V_{\text{eau, mass}}$  : Le débit massique de l'eau.

$H_{\text{eau}_1}$  : L'enthalpie de la vapeur d'eau à l'entrée de l'appareil.

$H_{\text{eau}_2}$  : L'enthalpie de la vapeur d'eau à sa température de condensation.

D'après l'annexe 1 nous avons :

$$\text{à } T=109^\circ\text{c} \quad H_{\text{eau}_1} = 2697,3\text{kJ/kg}$$

$$\text{à } T=83,6^\circ\text{c} \quad H_{\text{eau}_2} = 2653,4\text{kJ/kg}$$

Donc :

$$Q_1 = 4 \times (2697,3 - 2653,4) = 175,4 \text{ kW}$$

## 2- CALCUL DE LA CHALEUR LATENTE DE CONDENSATION DE L'EAU :

On détermine la chaleur latente de condensation  $\omega$  à la température de rosé, à partir du diagramme, (voir annexe 2). Le flux de chaleur  $\Omega$  se calcule par la formule suivante :

$$\Omega = V_{\text{eau. mass}} \times \omega$$

Où :

$V_{\text{eau. mass}}$  : débit massique de l'eau.

Nous tirons la valeur de la chaleur latente de condensation de la vapeur d'eau à partir du diagramme de l'annexe 2 :

On trouve :

$$\omega = 531 \text{ cal /g, soit } 2219,6 \text{ kJ/kg}$$

Nous avons :

$$V_{\text{eau. mass}} = 4 \text{ kg/s.}$$

On trouve :

$$\Omega = 8878,3 \text{ kW}$$

### 3-CALCUL DE LA CHALEUR DE CONDENSATION DES HYDROCARBURES CONDENSABLES, $Q_C$ :

Cette chaleur se calcule par la formule suivante : [03]

$$Q_{\text{ess. Condens.}} = V_{\text{ess. mass. Condens.}} \times (H_{\text{ess.}} - h_{\text{ess. condens.}})$$

Où :

$V_{\text{ess mass. condens.}}$  : Le débit massique des hydrocarbures condensés.

$H_{\text{ess.}}$  : Enthalpie d'essence à l'état vapeur à sa température de rosé

$h_{\text{ess. condens.}}$  : Enthalpie d'essence à la sortie de l'appareil.

A partir de la base de donnée thermodynamique, Propy, on trouve :

$$\text{à } T=74.4^{\circ}\text{C } H_{\text{ess vap}} = 513,3 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{à } T=49^{\circ}\text{C } h_{\text{ess Condens}} = 223,1 \text{ kJ/kg}$$

Le débit massique d'essence légère condensée à la sortie de l'appareil s'écrit :

$$V_{\text{ess.mass.condens.}} = Y_{\text{ess}} \times X_{\text{ess}} \times V_{\text{h. mass}} \times MM_{\text{ess.condens}}$$

Où :

$Y_{\text{ess}}$  : La fraction d'essence légère dans la composition totale des hydrocarbures

$X_{\text{ess}}$  : La fraction la fraction molaire d'essence légère à l'état liquide.

$V_{\text{h. mass}}$  : Débit massique total des hydrocarbures.

$MM_{\text{ess.condens}}$  : Masse molaire de la fraction d'essence légère condensée.

Nous avons :

$$Y_{\text{ess}} = 0,13$$

$$X_{\text{ess}} = 0,67$$

$$V_{\text{h. mass}} = 510,8 \text{ moles/s}$$

$$MM_{\text{ess. condens}} = 71 \text{ g}$$

D'où :

$$V_{\text{ess. mass. condens.}} = 0,13 \times 0,67 \times 510,8 \times 71 = 3,3 \text{ kg/s}$$

Après avoir calculé le débit massique de la fraction d'essence condensée, nous avons :

$$Q_{\text{ess. condens.}} = 3,3 \times (415,3 - 225,1) = 619,6 \text{ kW}$$

#### 4- CALCUL DE LA CHALEUR DE REFROIDISSEMENT DE L'EAU CONDENSEE :

Nous calculons la chaleur de refroidissement du condensât de la vapeur d'eau,  $Q_2$  par la formule suivante :

$$Q_2 = V_c \times (h_{e_1} - h_{e_2})$$

Où :

$h_{e_1}$  : L'enthalpie du condensat de l'eau à sa température de condensation.

$h_{e_2}$  : L'enthalpie de l'eau à la sortie de l'appareil.

D'après l'annexe I nous avons:

$$\text{à } T = 83,59^\circ\text{C} \quad h_{e_1} = 458,2 \text{ J/kg}$$

$$\text{à } T = 49^\circ\text{C} \quad h_{e_2} = 205,6 \text{ kJ/kg}$$

Donc :

$$Q_2 = 4 \times (458,6 - 205,6) = 1010,2 \text{ kW}$$

### 5- CALCUL DE LA CHALEUR DE REFROIDISSEMENT DE LA VAPEUR DES HYDROCARBURES :

Nous allons négliger la condensations des hydrocarbures parce que, d'une part la quantité condensé est faible par rapport à la quantité totale des hydrocarbures, d'autre part, la chaleur de condensation de l'eau est plus grande que celle des hydrocarbures, ce qui veut dire que la résistance de transfert due au condensat des hydrocarbure est plus faible que celle de l'eau.

La chaleur de refroidissement des hydrocarbures s'écrit:

$$Q_3 = V_h \times C_p \times (T_{cc} - T_{cs})$$

Où :

$V_{h \text{ mass}}$  : Le débit massique de la vapeur des hydrocarbures

$C_p$  : La chaleur spécifique du mélange des hydrocarbures calculée à la température moyenne entre  $T_{cc}$  et  $T_{cs}$ .

D'après l'annexe 1 on trouve :

$$C_p = 1,9 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$$

Donc :

$$Q_3 = 1,9 \times (109 - 49) = 3070,1 \text{ kW}$$

### 6- CALCUL DE LA CHARGE THERMIQUE DE L'APPAREIL :

Nous calculons la charge thermique totale de l'appareil, en sommant les charges calculées précédemment :

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + \omega$$

On trouve:

$$Q = 175,4 + 1010,2 + 3070,1 + 8878,3 = 13134,1 \text{ kW}$$

## V-2. CALCUL PRELIMINAIRE :

Le calcul des différents coefficients d'échange thermique, nécessite la connaissance des rapports suivants : [20]

$$\text{❖} \quad \frac{\text{Surface totale d'échange}}{\text{Surface interne des tubes}} = \frac{A_t}{A_i}$$

$$\text{❖} \quad \frac{\text{Surface totale d'échange}}{\text{Surface moyenne des tubes}} = \frac{A_t}{A_{mt}}$$

$$\text{❖} \quad \frac{\text{Surface de l'élément (ailettes + tubes)}}{\text{Surface d'une ailette}} = \frac{A_{el}}{A_{ea}}$$

$$\text{❖} \quad \frac{\text{Surface de l'élément (ailette + tube)}}{\text{Surface élémentaire moyenne}} = \frac{A_{el}}{A_{eml}}$$

Pour calculer ces rapports, on considère un élément de tube avec une ailette

➤ La surface d'une ailette par un mètre du tube:

$$A_{ea} = N_a \times 2\pi \times (e_a \times d_a + (d_a^2 - d_c^2)/4)$$

➤ La surface élémentaire du tube lisse par mètre de longueur du tube :

$$A_{lm} = N_a \times \pi \times d_c \times P_a$$

➤ La surface élémentaire interne par un mètre de longueur du tube :

$$A_{iel} = N_a \times \pi \times d_i \times P_a$$

Où :

$d_c$  : Le diamètre extérieur du tube.

$d_a$  : Le diamètre de l'ailette.

$A_{cl} = A_{la} + A_{tn}$  : La surface de l'élément (ailette+tube)

$P_a$  : pas entre les ailettes

$A_{mcl} = \frac{A_{tn} + A_{iel}}{2}$  : La surface élémentaire moyenne par un mètre de longueur du tube

$N_a$  : Le nombre des ailettes par un mètre de longueur du tube

Nous avons aussi :

$$\frac{A_t}{A_i} = \frac{A_{cl}}{A_{tn}} ; \frac{A_t}{A_{mt}} = \frac{A_{cl}}{A_{mcl}} ; \frac{A_t}{A_a} = \frac{A_{el}}{A_{ea}}$$

D'après les données géométriques de l'appareil, on trouve les surfaces suivantes contenues dans un mètre du tube :

$$A_{ca} = 0,62 \text{ m}^2 / \text{m}$$

$$A_{tn} = 0,07 \text{ m}^2 / \text{m}$$

$$A_{iel} = 0,06 \text{ m}^2 / \text{m}$$

$$A_{cl} = 0,69 \text{ m}^2 / \text{m}$$

$$A_{mcl} = 0,07 \text{ m}^2 / \text{m}$$

Déterminons les rapports des surfaces nous trouvons :

$$\frac{A_t}{A_i} = \frac{A_{el}}{A_{in}} = 10,9 \quad ; \quad \frac{A_t}{A_{mt}} = \frac{A_{el}}{A_{mel}} = 10,3 \quad ; \quad \frac{A_t}{A_o} = \frac{A_{el}}{A_{ea}} = 1,1$$

### V-3. LE COEFFICIENT GLOBAL D'ECHANGE :

#### V-3-1. ORDRE DE CALCUL :

Le calcul du coefficient global de transfert de chaleur nécessite l'estimation des coefficients de film  $h_i$  et  $h_a$ , ainsi que des résistances d'encrassement  $R_{i,n}$  et  $R_{ex}$  et de la paroi des tubes  $R_t$ .

Pour cela nous allons suivre les étapes suivantes :

#### 1- LA TEMPERATURE DE SORTIE DE L'AIR :

Pour déterminer la température de sortie de l'air  $t_{fs}$  on se base sur les données pratiques de design.

Connaissions les données du design suivants :

- La vitesse de l'air au niveau des ventilateurs  $C_{air,e,d}$ .
- La température d'entrée de l'air  $t_{air,e,d}$ .
- La surface faciale de l'appareil  $A_f$ .

Le débit massique de l'air est donné par la relation suivante :

$$V_{air,mass} = C_{air,e,d} \times \rho_{air,e,d} \times A_f$$

Où :

$V_{air,mass}$  : Débit massique de l'air au niveau des ventilateurs.

$C_{air,e,d}$  : La vitesse faciale de l'air du design.

$\rho_{air.e.d}$  : La masse volumique de l'air du design au niveau de ventilateur.

masse volumique de l'air, donc nous pouvons tirer la vitesse faciale de l'air actuelle.

$$V_{air.mass} = C_{air.e.d} \times \rho_{air.e.d} \times A_f = C_{35^\circ C} \times \rho_{35^\circ C} \times A_f$$

Donc :

$$C_{35^\circ C} = \frac{V_{air.mass}}{\rho_{35^\circ C} \times A_f}$$

Connaissons la charge thermique de l'appareil, nous pouvons déterminer la différence entre la température de sortie et d'entrée de l'air :

$$\Delta t_{air} = \frac{Q}{C_p \times V_{air.mass}}$$

Sachant que la valeur la chaleur spécifique de l'air ne change pas dans un intervalle de température entre 0°C à 90°C (voir annexe 1) :

$$t_{air.s} = \frac{Q}{C_p \times V_{air.mass}} - t_{air.e}$$

## 2-LA VITESSE DE L'AIR DANS LE FAISCEAU DES TUBES :

La vitesse de l'air à travers le faisceau des tubes est plus grande que la vitesse faciale à l'entrée de celui-ci et peut être calculée par la formule suivante : [3]

$$C_{air.f} = C_{35^\circ C} \times \frac{\frac{P_t}{d_e}}{\frac{P_t}{d_e} - 1 - 2 \times \frac{h}{d_e} \times \frac{e_a}{d_e} \times \frac{d_e}{P_a}}$$

$P_t$  : Pas transversal des tubes.

$e_a$  : Epaisseur d'ailette.

$P_a$  : Pas entre l'ailette.

$h$  : Hauteur d'ailette.

### 3- LE COEFFICIENT D'ECHANGE DE L'AIR :

Le coefficient d'échange par convection pour un écoulement perpendiculaire de l'air à travers un faisceau des tubes à ailettes,  $h_a$ , peut être calculé par la corrélation de Brrings et Young (I-13).

$$h_a = 0.134 \times Re^{0.681} \times Pr^{\frac{1}{3}} \times \left(\frac{S_a}{h}\right)^{0.682} \times \left(\frac{S_a}{e_a}\right)^{0.1137} \times \frac{\lambda}{d_e}$$

$h_a$  : Coefficient d'échange de l'air à travers un faisceau des tubes lisses calculé par la corrélation de Brrings et Young (I-13).

### 4-EFFICACITE DES AILETTES :

$$h_o = \frac{\lambda}{d_e} \times a \times Re^n \times Pr^{0.3} \times \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.14}$$

où :

$h_o$  : Coefficient d'échange de l'air à travers un faisceau des tubes lisses calculé par la formule (I-12 ) .

$\lambda$ : Conductivité thermique du métal de l'ailette (Aluminium).

### 5- CALCUL DU COEFFICIENT DU FILM A LA CONDENSATION DE L'EAU :

On calcule le coefficient d'échange dû à la condensation de l'eau à l'intérieur des tubes ,  $h_c$ , par l'équation (I-29).

$$h_c = 0.575 \times \left[ \frac{\lambda^3 \times \rho^2 \times \Omega \times g}{\mu \times d_e \times \Delta t} \right]^{\frac{1}{4}}$$

Les propriétés physiques sont évaluées à la température moyenne du film  $T_{fm}$ , pour calculer cet dernière on calcule d'abord  $T_{cm}$  comme moyenne arithmétique des températures initiale et finale de l'eau entre sa température de rosée et la température de sortie  $T_{mf}$  :

$$T_{cm} = \frac{T_{re} + T_{of}}{2}$$

Après cela on estime la température de la paroi des tubes interne  $T_p$  .et on calcule la température moyenne du film de condensât comme suit :

$$T_{fm} = \frac{T_{cm} + T_p}{2}$$

## 6- LE COEFFICIENT DE TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONVECTION A L'INTERIEUR DES TUBES :

Ce coefficient qui est dû au refroidissement de la vapeur surchauffée des hydrocarbures  $h_g$ , est obtenu en utilisant une des corrélations de Mc Adams, Sidert et Tate...etc. et ce la selon le régime d'écoulement

## 7- COEFFICIENT MOYENNE D'ECHANGE A L'INTERIEUR DES TUBES :

A prés avoir calculé  $h_c$  et  $h_g$ , on calcule le coefficient moyen d'échange à l'intérieur des tubes, on peut se servir de la relation approximative de Perry .

$$h_i = \frac{1}{\frac{Q_s}{Q} \times \frac{1}{h_g} + \frac{1}{h_c}}$$

Cette relation approximative est valable, car la chaleur de refroidissement de la vapeur de l'eau est très faible (1.33% de la charge thermique totale de l'appareil) ce qui veut dire que l'eau atteint sa température de condensation presque à l'entrée de l'appareil.

Après avoir calculé les coefficients d'échange et les résistances d'encrassements, nous déterminons le coefficient global de transfert de chaleur en le rapportant à la surface externe des tubes à ailettes :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_a \times \eta} + R_{ex} + R_m \times \frac{A_t}{A_i} + h_i \times \frac{A_t}{A_i} + \frac{e_t}{\lambda_t} \times \frac{A_t}{A_m}}$$

### V-3-2. CALCULS NUMERIQUES :

#### 1- LA TEMPERATURE DE SORTIE DE L'AIR $t_{air.s}$ :

On a les données du design suivantes :

- La vitesse faciale de l'air :  $C_{air.e.d} = 3,06 \text{ m/s}$
- La température de sortie de l'air  $t_{air.s.d} = 30,55 \text{ °C}$ .
- La surface faciale totale de l'appareil :  $A_f = 153 \text{ m}^2$
- La masse volumique de l'air à  $t_{air.s.d}$ , d'après l'annexe 1 :

$$\rho = 1,67 \text{ kg/m}^3.$$

On calcule le débit massique de l'air :

$$V_{air.mass} = 3,05 \times 153 \times 1,2 = 544,22 \text{ kg/s}.$$

La différence entre la température de sortie et d'entrée de l'air est :

$$\Delta t_{\text{air}} = \frac{13134,1}{1,003 \times 544,22} = 24^{\circ}\text{C}$$

D'où :

$$T_{\text{air.s}} = 35 + 24 = 55^{\circ}\text{C}$$

La température moyenne de l'air dans le faisceau est :

$$T_{\text{air.m}} = \frac{55 + 35}{2} = 45^{\circ}\text{C}$$

A cette température les propriétés physiques de l'air, d'après l'annexe 1 sont :

$$\rho = 1,11 \text{ kg/m}^3$$

$$C_p = 1,003 \text{ kJ/kg }^{\circ}\text{C}$$

$$\mu = 1,9 \cdot 10^{-6} \text{ Pa.s}$$

$$\lambda = 2,5 \cdot 10^{-5} \text{ kW/m}^{\circ}\text{C}$$

$$\nu = 0,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Pr} = 0,72$$

## 2- LA VITESSE DE L'AIR A TRAVERS LE FAISCEAU DES TUBES :

On calcule d'abord la vitesse faciale de l'air à  $t_{\text{air.c}} = 35^{\circ}\text{C}$

$$C_{\text{air.35}^{\circ}\text{C}} = \frac{544,23}{1,003 \times 153} = 3,2 \text{ m/s}$$

Nous connaissons les données pratiques suivantes :

$$e_a = 0,5 \text{ mm}$$

$$h=0.02 \text{ m}$$

$$P_a= 0.006 \text{ m}$$

$$d_c=0.023\text{m}$$

$$P_t=0.06\text{m}$$

On calcule la vitesse de l'air à travers le faisceau des tubes :

$$C_{\text{air.f}} = \frac{3,2 \times \frac{0.06}{0.023}}{\frac{0.06}{0.023} - 1 - 2 \left( \frac{0.02}{0.023} \times \frac{0.0005}{0.023} \times \frac{0.023}{0.007} \right)} = 5.36 \text{ m/s}$$

### 3-LE COEFFICIENT DE TRANSFERT DE L'AIR :

Connaissons les propriétés physiques de l'air à  $t_{mf}$ , les données pratiques précédentes et  $C_{\text{air.f}}$ , on peut calculer le coefficient de transfert externe  $h_a$  :

$$h_a = 0.134 \times \left( \frac{5.36 \times 0.023}{0.2 \times 10^{-4}} \right)^{0.681} \times 0.72^{\frac{1}{3}} \times \left( \frac{0.006}{0.02} \right)^{0.2} \times \left( \frac{0.006}{0.0005} \right)^{0.1134} \times \frac{2.5 \times 10^{-5}}{0.023}$$

$$= 60 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### 4-EFFICACITE DES AILETTES :

On calcule d'abord la surface libre dans le faisceau des tubes lisses à travers laquelle, passe l'air à partir de la formule suivante.[2]

$$A_{\text{lib}} = L \times (8 \times B - N_{\text{IR}} \times d_c)$$

$A_{\text{lib}}$  : La surface libre dans le faisceau des tubes lisses à travers laquelle

$B$  : La largeur d'une cellule.

$N_{\text{IR}}$  : Le nombre des tubes par rangé.

L : La longueur des tubes.

Nous connaissons les paramètres suivants :

$$B = \text{largeur d'une cellule} \times 8 = 16.78 \text{ m}$$

$$N_{IR} = 292$$

$$L = 9.1 \text{ m}$$

$$d_e = 0.023 \text{ m}$$

On trouve :

$$A_{lib} = 9.1 \times (16.78 - 292 \times 0.023) = 92.97 \text{ m}^2$$

La vitesse du courant de l'air dans cette section est :

$$C_{lib} = \frac{544.223}{1.103 \times 92.97} = 5.3 \text{ m/s}$$

D'où le nombre de Reynolds pour cette vitesse est :

$$Re = \frac{5.3 \times 0.023}{0.2 \times 10^{-4}} = 7000$$

On a :

$$4000 < Re < 40000$$

Pour cette valeur de Re et d'après le tableau ( I-1), les constantes de la formule ( I-12), sont :

$$a = 0.174$$

$$n = 0.616$$

Puisque la variation de la viscosité de l'air entre la paroi externe des tubes est négligeable, on peut négliger le facteur de correction  $\left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.14}$  dans la formule (I-12).

Après avoir calculé tous ces paramètres, on calcule le coefficient d'échange de l'air, le faisceau des tubes lisses :

$$h_o = 0,174 \times (7000)^{0,618} \times 0,72^{0,3} \times \frac{2,5 \times 10^{-5}}{0,023} = 0,041 \text{ kW/m}^2\text{°C}$$

soit  $41 \text{ W/m}^2\text{°C}$

On calcule le facteur  $\frac{da}{de}$  (voir annexe 3) :

On trouve :

$$\frac{da}{de} = \frac{0,06}{0,023} = 2,47$$

On calcule le facteur  $(da/de) \times (h_o / 2 \times \lambda_{\text{Aluminium}} \times e_a)^{\frac{1}{2}}$

Nous avons :

$$\lambda_{\text{Aluminium}} = 175,8 \text{ W/m}^2\text{°C} \text{ , [6]}$$

On trouve :

$$(0,06 - 0,023) \times (41 / 2 \times 175,8 \times 0,0005)^{\frac{1}{2}} = 0,51$$

D'après le diagramme représenté dans l'annexe 3 l'efficacité d'une ailette est :

$$e = 0,88$$

On calcule l'efficacité des ailettes par la formule ( II-15 ), on trouve :

$$\eta = 1 - \frac{0.62}{0.69} \times (1 - 0.88) = 0.89$$

On corrige le coefficient d'échange de l'air :

$$h_a = 60 \times 0,89 = 53,4 \text{ W/ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### 5-LE COEFFICIENT DE TRANSFERT DU FILM CONDENSE :

Pour calculer ce coefficient on estime d'abord une température de la paroi interne  $T_{pi}$  . et on calcul  $T_{cm}$  on trouve :

$$T_{cm} = 79^\circ\text{C}$$

On propose une température de la paroi interne des tubes :

$$T_p = 58^\circ\text{C}$$

D'où :

$$T_{fm} = \frac{79 + 58}{2} = 68.5^\circ\text{C}$$

A cette température les propriétés physiques de l'eau sont les suivantes :

$$\rho = 982 \text{ kg /m}^3$$

$$C_p = 4,2 \text{ kJ/ kg } ^\circ\text{C}$$

$$\mu = 457 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$$\lambda = 661 \cdot 10^{-5} \text{ kW/m}^\circ\text{C}$$

Nous évaluons la chute de température entre,  $T_{cm}$  et  $T_p$

$$\Delta t = T_{cm} - T_p = 79 - 58 = 21^\circ\text{C}$$

Nous avons déterminé précédemment le flux de la chaleur latente de condensation de l'eau,  $\Omega = 8878,32 \text{ kW}$ .

On remplace les symboles par leur valeurs respectives dont la formule (I-29), Nous aurons :

$$h_c = 5961,2 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

## 6- LE COEFFICIENT DE TRANSFERT PAR CONVECTION DU FILM INTERNE :

Pour calculer  $h_g$ , il est nécessaire de connaître les propriétés physiques des hydrocarbures à  $T_{cm}$ .

D'après l'annexe 1, à  $T_{cm} = 79^\circ\text{C}$ , on trouve :

$$\rho = 2,6 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 94,15 \cdot 10^{-6} \text{ Pa.s}$$

$$\lambda = 22,7 \cdot 10^{-5} \text{ kW/m}^2\text{°C}$$

$$\nu = 36,3 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 0,82$$

Connaissant le débit massique des hydrocarbures, nous pouvons calculer la vitesse à l'intérieur des tubes.

Nous avons :

- Le débit massique des hydrocarbures à l'entrée de l'appareil

$$V_{h \text{ mass.}} = 26 \text{ kg/s}$$

- Le nombre des tubes par cellule : 583

➤ La section d'un tube :  $\pi \times d_i^2 / 4 = 4,13 \times 0,02^2 / 4 = 0,0003 \text{ m}^2$

La vitesse de la vapeur des hydrocarbures à l'intérieur des tubes est: [ 13 ]

$$\frac{V_{h, \text{mass.}}}{\rho} = \frac{26}{2,595} = 54,4 \text{ m/s}$$

$$584 \times (\pi \times d_i^2) / 4 = 584 \times 0,0003$$

On remarque que cette valeur est valable car on prend généralement :

$$50 < V < 60 \text{ m/s}$$

Nous calculons le nombre Reynolds :

$$Re = \frac{0,02 \times 54,6}{36,3 \times 10^{-6}} = 30100$$

D'après cette valeur de Re on peut utiliser la corrélation de Mc Adams (I-5), pour un écoulement turbulent:

$$h_g = 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,3} \times \frac{\lambda}{d_i}$$

Nous avons :

$$d_i = 0,02$$

$$h_g = \frac{22,7 \times 10^{-5}}{0,02} \times 0,023 \times (30100)^{0,8} \times 0,82^{0,3} = 0,94 \text{ Kw/m}^2$$

soit 941 W/m<sup>2</sup>°C

## 7-LE COEFFICIENT MOYEN D'ECHANGE A L'INTERIEUR DES TUBES :

Nous avons calculé précédemment :

La chaleur sensible, de refroidissement des hydrocarbures :  $Q_g=3070,1$  kw

La chaleur totale absorbée par l'air est :  $Q =13134,1$  kW

En utilisant l'équation de Perry on trouve :

$$h_i = \frac{1}{\frac{3070,1}{13134,1} \times \frac{1}{941} + \frac{1}{5961,5}} = 2402,45 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### 8-LES RESISTANCES D'ENCRASSEMENT :

D'après les données pratiques, on prend les valeurs suivantes pour les résistances d'encrassements :

➤ La résistance d'encrassement due au dépôt de l'air à l'extérieur des tubes à ailettes :

$$R_{cx} = 0,00035 \text{ m}^2\text{ } ^\circ\text{C} / \text{W} ; [03]$$

➤ La résistance d'encrassement due au dépôt à l'intérieur des tubes des tubes :

$$R_{in} = 0,0003 \text{ m}^2\text{ } ^\circ\text{C}/\text{W} ; [12]$$

Les autres résistances que nous avons calculées précédemment sont :

➤ Résistance due au film externe :

$$\frac{1}{h_a} = \frac{1}{60 \times 0,89} = 0,0187 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{W}.$$

➤ Résistance due aux films interne :

$$\frac{1}{h_i} = \frac{1}{5961,5} = 0,0004 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{W}.$$

➤ Nous avons aussi la résistance due à la paroi des tubes :

$$R_t = \frac{e_t}{\lambda} = \frac{0,0027}{45,357} = 0,00006 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{W}.$$

D'après ces résultats, on peut dire que la résistance due au film de l'air à l'extérieur des tubes est plus grande que les autres résistances, donc le coefficient global d'échange U est peut être assimilé au coefficient d'échange de l'air  $h_a$  [18].

$$U = h_a = 60 \times 0,89 = 53,4 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

#### V-4.LA DIFFERENCE DE TEMPERATURE MOYENNE LOGARITHMIQUE CORRIGEE :

Nous calculons la différence moyenne de température à l'aide de la formule suivante :

$$\Delta T_m = F \times \text{DTLM}.$$

Où :

F : est le coefficient de corrélation d'après le diagramme de l'annexe 4, en dépendance des paramètres R et P et le nombre des passes.

Avec :

$T_{\text{air,c}}$  et  $t_{\text{air,s}}$  : sont les températures initiales et finales du fluide froid.

$T_{\text{cc}}$  et  $T_{\text{cs}}$  : Les températures initiales et finales des fluides chauds.

La différence moyenne de température à courant croisé se calcule d'après l'équation (II-5 )

Où :

$$\Delta T_1 = T_{\text{cc}} - t_{\text{air,s}}$$

$$\Delta T_2 = T_{cs} - t_{air,c}$$

On calcule d'abord les différences de températures des extrémités chaude et froide :

$$\Delta T_1 = 109 - 59,1 = 49,9^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 49 - 35 = 14^\circ\text{C}$$

D'après la formule ( II-5 ), on trouve :

$$\frac{49,9 - 14}{\ln\left(\frac{49,9}{14}\right)} = 28,26 \text{ }^\circ\text{C}$$

On calcule les paramètres R , P : [17]

$$R = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - t_{air,e}} = \frac{109 - 49}{109 - 35} = 0,81$$

$$P = \frac{t_{air,m} - t_{air,e}}{T_{ce} - T_{cs}} = \frac{59,1 - 35}{109 - 49} = 0,4$$

D'après diagramme de l'annexe 4 et pour un aérorefrigérant à deux passes (plusieurs passes), la valeur du facteur de correction de DTLM est :

$$F = 0,92$$

D'où :

$$\Delta T_m = F \times \text{DTLM} = 0,92 \times 28,26 = 26^\circ\text{C}$$

#### V-5. LA SURFACE D'ECHANGE DE CHALEUR:

Après avoir calculé les paramètres précédents, on effectue le calcul de la surface d'échange de l'appareil à l'aide de la formule (II-18 ).

$$\frac{Q}{U \times \Delta T_m} = \frac{13134,1 \times 10^3}{26 \times 53,4} = 9462 \text{ m}^2$$

Le rapport :  $\frac{A_d}{A_t} = \frac{7350}{9462} = 77 \%$

### V-6 LA PERTE DE CHARGE A TRAVERS LE FAISCEAU :

La perte de charge a travers un faisceau des tubes à ailettes peut être calculé par la formule suivante : [2]

$$\Delta P = 9,7 \times \frac{\rho}{g} \times C^2 \times NR \times \left( \frac{P_a}{d_e} \right)^{-0,72} \times Re^{-0,24}$$

Où :

$\rho$  : La masse volumique du fluide.

$C_{\text{air-f}}$  : Vitesse de l'air à travers le faisceau.

NR : Nombre de rangés des tubes dans le faisceau .

$d_e$  : Diamètre externe des tubes .

Re : Nombre de Reynolds.

D'après les données pratiques on trouve :

$$\Delta P = 9,7 \times \frac{1,11}{9,81} \times 4 \times (5,36)^2 \times \left( \frac{0,0073}{0,023} \right)^{-0,72} \times \left( \frac{5,36 \times 0,023}{0,2 \times 10^{-4}} \right)^{-0,24}$$

$$= 35,49 \text{ Pa}$$

### V-7 . PUISSANCE DES MOTEURS ELECTRIQUES DE VENTILATION :

La construction des moteurs dépend du domaine d'utilisation et de la puissance qu'il doit développer. La consommation d'énergie électrique pour la ventilation demandée est déterminée par la formule suivante : [2]

$$P_v = 0,00981 \times \frac{V_{air.vol} \times \Delta P}{g \times \Psi}$$

où :

$V_{air.vol}$  : Débit volumique de l'air.

$\Delta P$  : La perte de charge à travers le faisceau des tubes.

$\Psi = 0,62$  : Rendement de ventilation ( $\eta = A_f/A_v$ ). [2]et[20]

$A_v$  : La surface totale des ventilateurs.

$g$  : Accélération de la pesanteur

On trouve :

$$P_v = 0,00981 \times \frac{490,28 \times 35,49}{9,81 \times 0,62} = 28,1k$$

Soit : 34,7 CV (Horse Power)

D'où, la puissance par moteur est :

$$P_v / \text{moteur} = 34,7 / 8 = 4,33 \text{ CV.}$$

### VI-8. INTERPRETATION :

Il est bien clair que cette nouvelle surface d'échange calculée précédemment est plus grande que celle du design, cela veut dire que

l'aéroréfrigérant n'est pas capable d'exécuter son but avec ces nouvelles données opératoires.

La surface du design représente 77,66% de la nouvelle surface d'échange c'est à dire, un manque de 22,34% (2212 m<sup>2</sup>), ce qui correspond 2,4 cellules ,sachant que la surface totale du design par cellule est de 918,55m<sup>2</sup>.On doit donc monter 2,4 cellules pour que l'appareil exécute son but en gardant la même puissance des moteurs de ventilation calculée précédemment et puisque la nature de construction de l'installation nécessite de placer deux cellules par section, on doit donc construire deux autres sections ( Quatre cellules) avec bonne réduction de la puissance électrique fournie pour la ventilation .

## CONCLUSION GENERALE

Le but de ce travail est le calcul d'un a ror frig rant placé au sommet de la raffinerie d'Alger, pour refroidir les vapeurs qui s'échappent en tête d'une colonne de distillation . Ce calcul est fait dans des nouvelles conditions de travail. Pour cela une étude bibliographique a été faite sur le transfert de chaleur et la thermodynamique ainsi que sur les échangeurs de chaleur.

Nous avons utilisé la base des données Prophy pour déterminer le comportement des fluides à l'intérieur des tubes, ainsi que les propriétés physiques des hydrocarbures.

Après avoir effectué le calcul de l'appareil, nous sommes arrivé à un résultat diff rent de celui de design. La surface d'échange calculée est supérieure à celle de design et une puissance électrique des moteurs de ventilation relativement faible, et l'appareil ne peut pas exécuter son but dans ces nouvelles conditions de travail.

Il est, cependant, à noter que nous avons souffert du manque des méthodes adoptées pour ce type des échangeurs, ce qui ne nous a pas rendu la tâche facile pour faire un calcul complet avec des résultats plus améliorés.

Enfin pour terminer, nous laissons le chemin libre à tous ceux qui veulent améliorer la qualité des résultats numériques, ou éventuellement utiliser d'autre méthodes qui peuvent donner des bons résultats.

**ANNEXE 1**  
*Propriétés physiques des fluides*

*Air [6]*

T (°C)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\mu 10^5$ (Kg/ms)	Cp (kJ/Kg °C)	$\nu 10^5$ (m <sup>2</sup> /s)	$\lambda 10^5$ (kW/m°C)	Pr
0	1.296	1.732	1.003	0.135	2.415	0.72
38	1.136	1.910	1.003	0.168	2.415	0.72
93	0.960	2.14	1.003	0.222	3.007	0.72

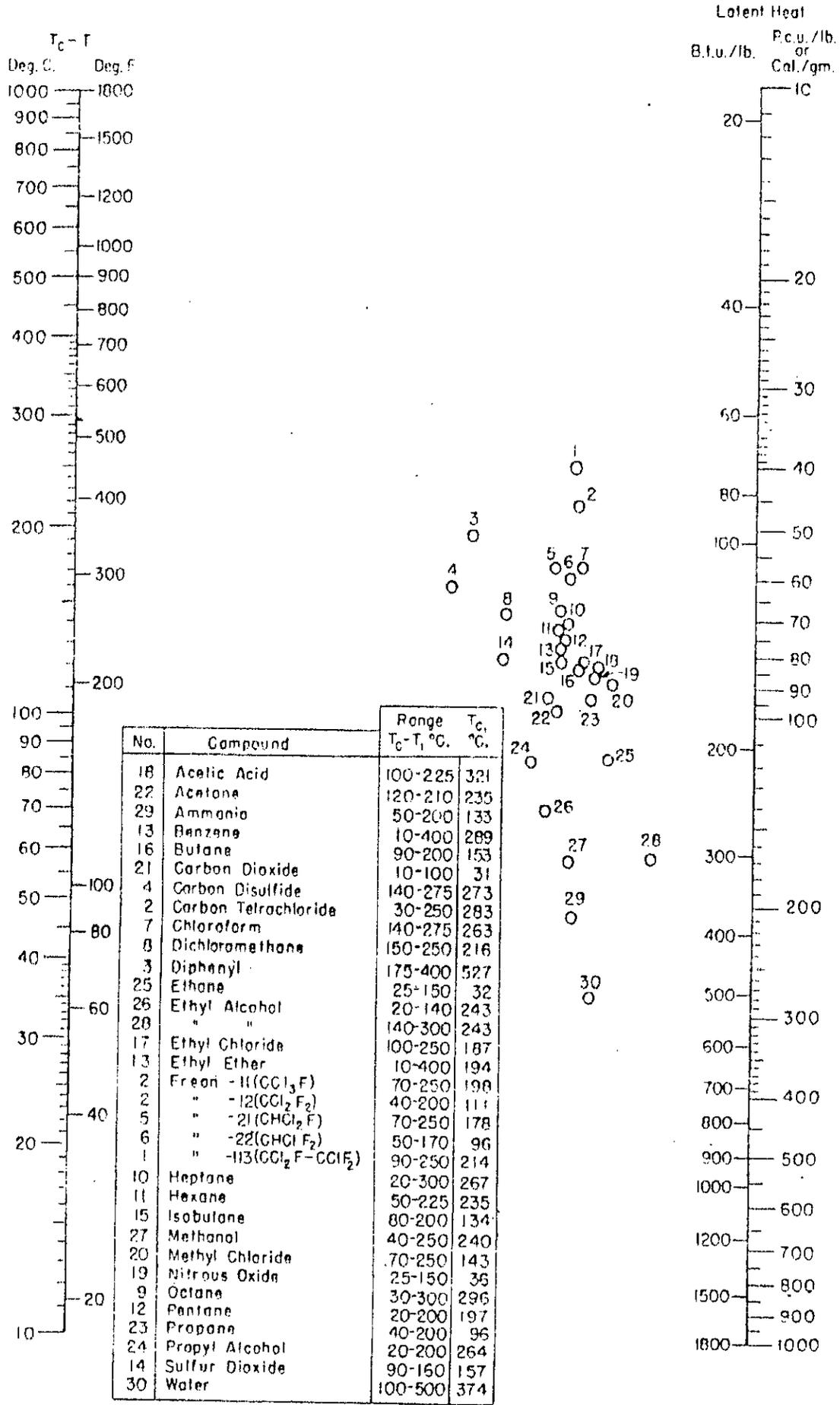
Hydrocarbures ; de C<sub>1</sub> à C<sub>8</sub> [ par Propyl ]

T (°C)	$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	$\mu 10^6$ (Kg/m s)	Cp (kJ/Kg °C)	$\nu 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$\lambda 10^5$ (kW/m°C)
109	2.391	102.0	2.106	42.267	26.200
104	2.423	100.4	2.082	41.560	25.61
99	2.456	99.44	2.073	40.488	25.03
94	2.489	97.81	2.056	39.430	24.45
89	2.523	96.83	2.015	37.840	23.88
84	2.559	95.51	2.002	37.320	23.31
79	2.595	94.19	1.962	36.290	22.75
74	2.642	92.87	1.944	35.150	22.89
69	2.671	91.55	1.918	34.270	21.63
64	2.671	90.21	1.873	33.280	21.08
59	2.752	88.88	1.856	32.290	20.54
54	2.794	87.55	1.835	31.330	20.01
49	2.837	86.21	1.809	30.850	19.91

*L'eau*

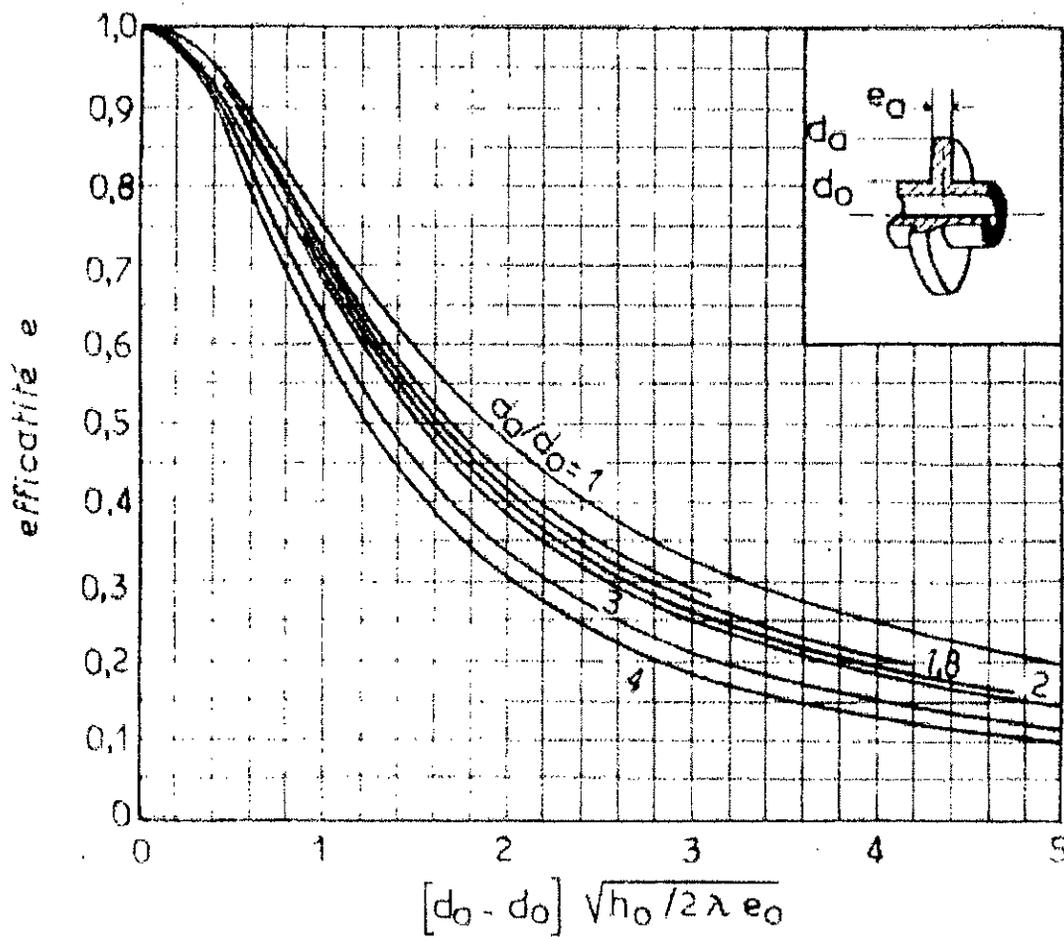
T(°C)	$\Pi e 10^{-3}$ (Pa) Tension de vapeur	$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	$\mu 10^6$ (Kg/ms)	Cp (kJ/Kg °C)	$\nu 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$\lambda 10^3$ (kW/m°C)	Enthalpie (kJ/kg)		Pr
							Vapeur H <sub>e</sub>	Liquide h <sub>e</sub>	
20	2.330	998.2	1000	4.183	1.006	599	2540	84	7.02
30	4.24	995.7	804	4.178	0.805	618	2560	125.9	5.42
40	7.36	992.2	657	4.178	0.659	634	2580	167.8	4.31
50	12.30	988.1	549	4.178	0.556	648	2590	209.8	3.54
60	19.9	983.2	470	4.187	0.478	659	2615	251.5	2.98
70	31.0	977.8	406	4.191	0.415	668	2630	293.5	2.55
80	47.4	971.2	355	4.195	0.365	675	2647	335.7	2.21
90	70.0	965.3	315	4.204	0.326	680	2665	378	1.95
100	100	958.4	282	4.216	0.295	683	2682	420	1.75
110	143	951.0	256	4.230	0.272	685	2699	462.4	1.60

# ANNEXE 2



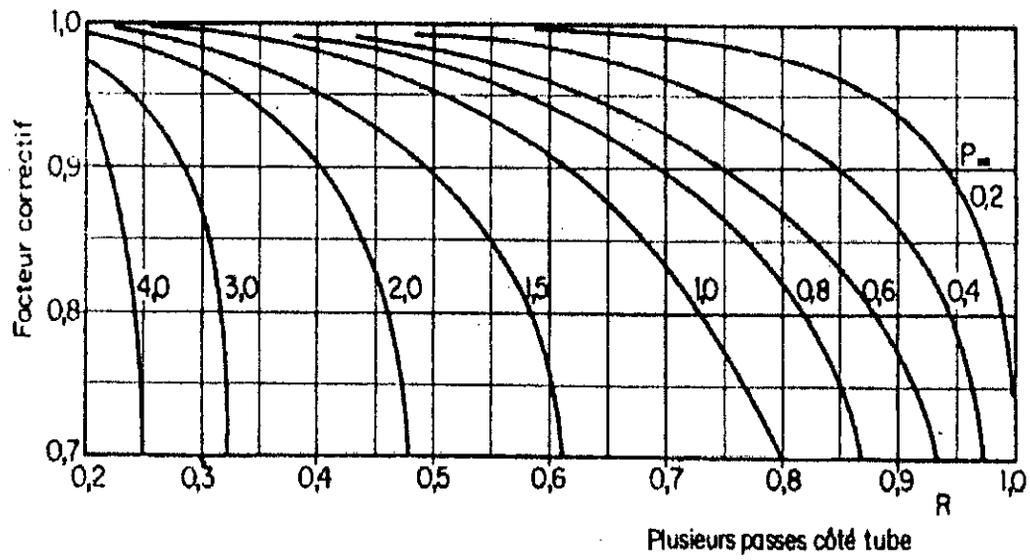
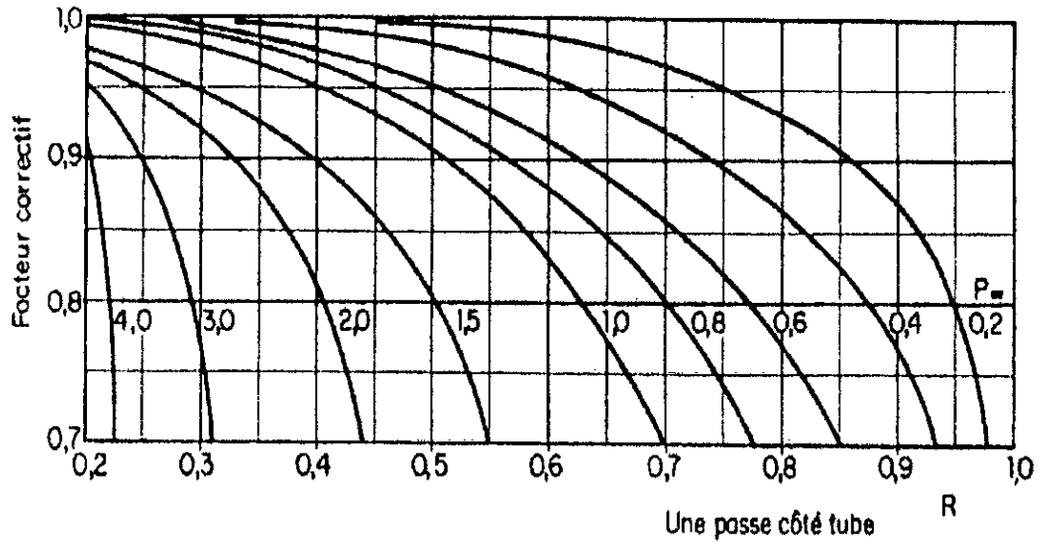
Determination des chaleurs latentes de vaporisation [ 10 ]

# ANNEXE 3

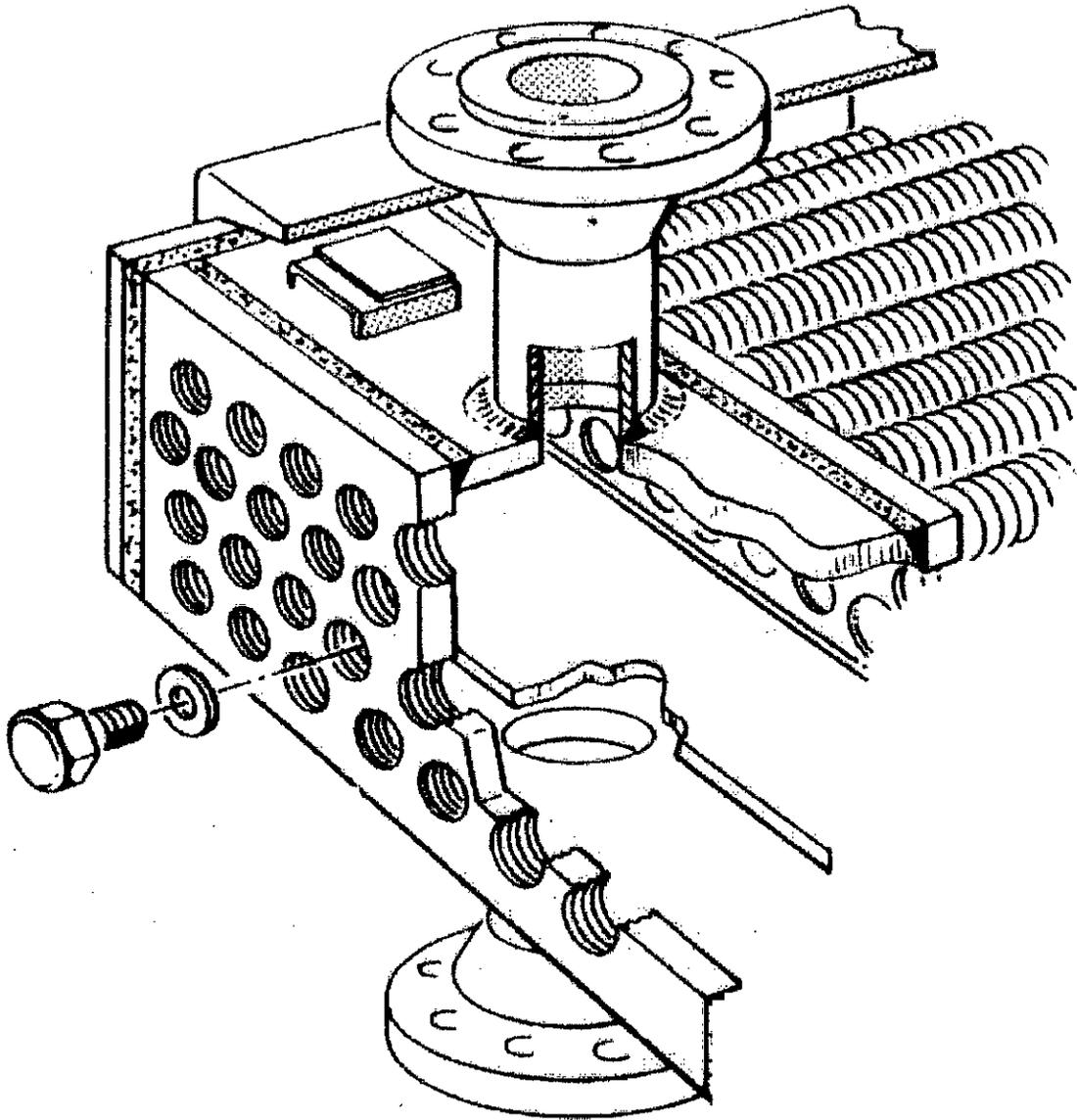


Efficacité d'une ailette [ 5 ]

# ANNEXE 4



Facteur de correction de la DTLM.



Cellule d'un aéroréfrigérant [ 1 ]

## Annexe 6

Nous avons appliqué en premier lieu une méthode qui consiste à découper l'appareil à plusieurs surfaces, selon le comportement des fluides à l'intérieur des tubes .

Cette méthode est basée sur le principe suivant :

La variation de la température , des débits et des compositions des gaz et du condensat d'essence , au cours de la condensation, provoque une évolution continue du coefficient de transfert dans les différents endroits de l'appareil, mais ces évolutions, d'autant plus importantes que les températures de rosée et d'ébullition sont très éloignées .

Cette méthode n'est applicable que dans le cas des échangeurs à faisceau tubulaire et à calandre . Ce type d'échangeur utilise l'eau comme fluide de refroidissement, qui circule à l'intérieur des tubes. Les fluides à condenser circulent dans la calandre (voir la figure) . Dans ce type d'échangeurs, l'eau de refroidissement, et les fluides à refroidir circulent parallèlement, dans le même sens ou dans le sens contraire, ce qui permet d'écrire le bilan de chaleur dans n'importe quel point de la surface totale d'échange :

$$Q = C_{P\text{ eau}} V_{\text{cau}} \cdot \text{mass} (t_i - t_{i+1}) = C_{P\text{ c}} V_{\text{c}} \cdot \text{mass} (T_i - T_{i+1}) .$$

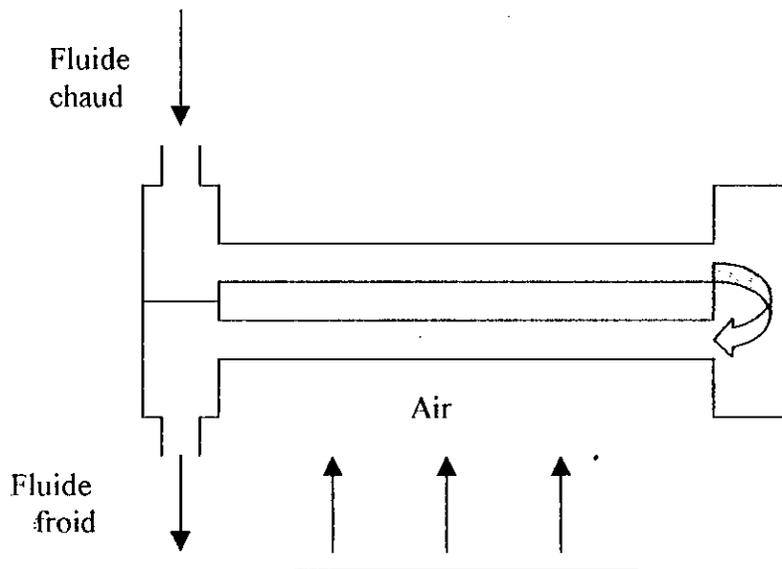
Où :

$(T_i , T_{i+1})$  et  $(t_i , t_{i+1})$  Les températures dans les deux extrémités d'une surface élémentaire de la surface totale d'échange .

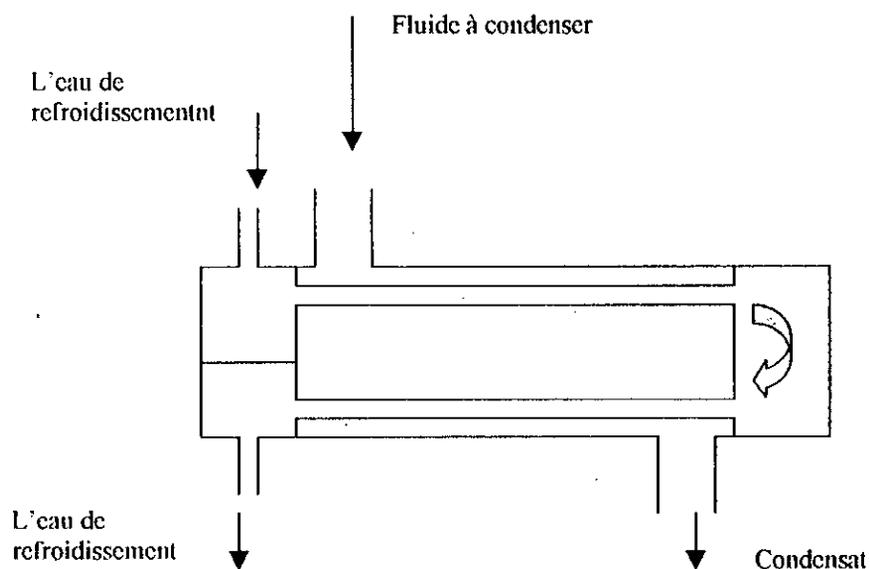
A partir de ce bilan on peut évaluer  $t_{i+1}$  , le coefficient d'échanges et par conséquent, DTLM et la surface d'échange dans l'intervalle de température

$[T_i , T_{i+1}]$ .

Pour un aïroréfrigérant, cette méthode de découpage ne permet pas d'évaluer une surface d'échange élémentaire, car le débit de l'air est inconnu ainsi que les températures d'entrée et de sortie de l'air et la surface faciale du faisceau (Voir la figure ), et par conséquent les coefficient d'échange et DTLM sont inconnus aussi. Dans ces conditions nous avons essayé d'adopter une méthode optimale qui nous a donné des résultats numériques approximatifs en respectant les caractéristiques d'un échangeur à courant croisé et les données opératoire de fonctionnement .



**Aëroréfrigérant**



**Condenseur à Faisceau Tubulaire et à Calandre**

## BIBLIOGRAPHIE

- [01] **V.Cavaseno**, Process heat exchange, chemical engineering, Mc Graw-Hill, New York, 1979.
- [02] **A. Chaâla**, Transfert de chaleur, Calcul d'un aéroréfrigérant, INH, Boumerdès, 1991.
- [03] **T. Mourchodli et W. Hasseni**, calcul d'un condenseur-réfrigérant, INH, Boumerdès, 1984.
- [04] **P.Wuithier**, Le pétrole Raffinage et Génie Chimique, tome 1, Technip, Paris, 1972.
- [05] **P.Wuithier**, Le pétrole Raffinage et Génie Chimique, tome 2, Technip, Paris, 1972.
- [06] **Mc Adams**, Transmission de chaleur, Dunod 1964.
- [07] **Gregorie**, Echangeurs de chaleur, Paris, 1965.
- [08] **F. Kreith**, Transmission de chaleur et thermodynamique, Université du Colorado, 1967.
- [09] **A. Skoblo**, Méthodes et appareils de l'industrie du pétrole, tome 2, édition Mir, Moscou, 1979.
- [10] **R.H. Perry and D.W. Green**, Perry's Chemical Engineers Hand Book, Mc Graw-Hill, New York, 1984
- [11] **J. Vidal**, Thermodynamique, Méthode Appliquées au Raffinage et au Génie Chimique, Technip, Paris, 1973.

- [12] **A. P. Colburn**, Desing of condensers for Mixtures of Vapors with Noncondensing Gases University of Wiscosin, Madison, Wis.
- [13] **X.** Techniques de l'Ingénieur, Réfrigération sèche directe, B2482, Paris 1988.
- [14] **X.** Techniques de l'Ingénieur, Transmission de chaleur de la chaleur, A820, Paris 1988.
- [15] **X.** Condensation d'une vapeur en présence d'un gaz incondensable, Centre de perfectionnement des Industries chimique, Nancy.
- [16] **J.M. Smith and H.C. Van Ness** , Introduction to chimical Engénéring-thermodynamique, 3<sup>rd</sup> edition, Mc Graw Hill, New York 1977.
- [17] **A, Chauvel**, Manuel d'évaluation économique des procédés, Technip, Paris 1976.
- [18] **M. Lahouaoui**, Remise en marche d'un appareil d'échange de chaleur air-eau, Projet de Fin d'Etudes, ENP 1989.
- [19] **L. Draoui**, Calcul par ordinateur d'un aéroréfrigérant, Projet de Fin d'études, IAP 1995.