

République Algérienne Démocratique Et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA
Institut d'aéronautique de Blida (I.A.B)



Mémoire De Fin d'Étude

*EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR D'ETAT EN
AERONAUTIQUE*

Option : Propulsion

THÈME:

**ETUDE ENERGETIQUE DU SYSTEME DE REFROIDISSEMENT
D'UNE TURBINE A GAZ**

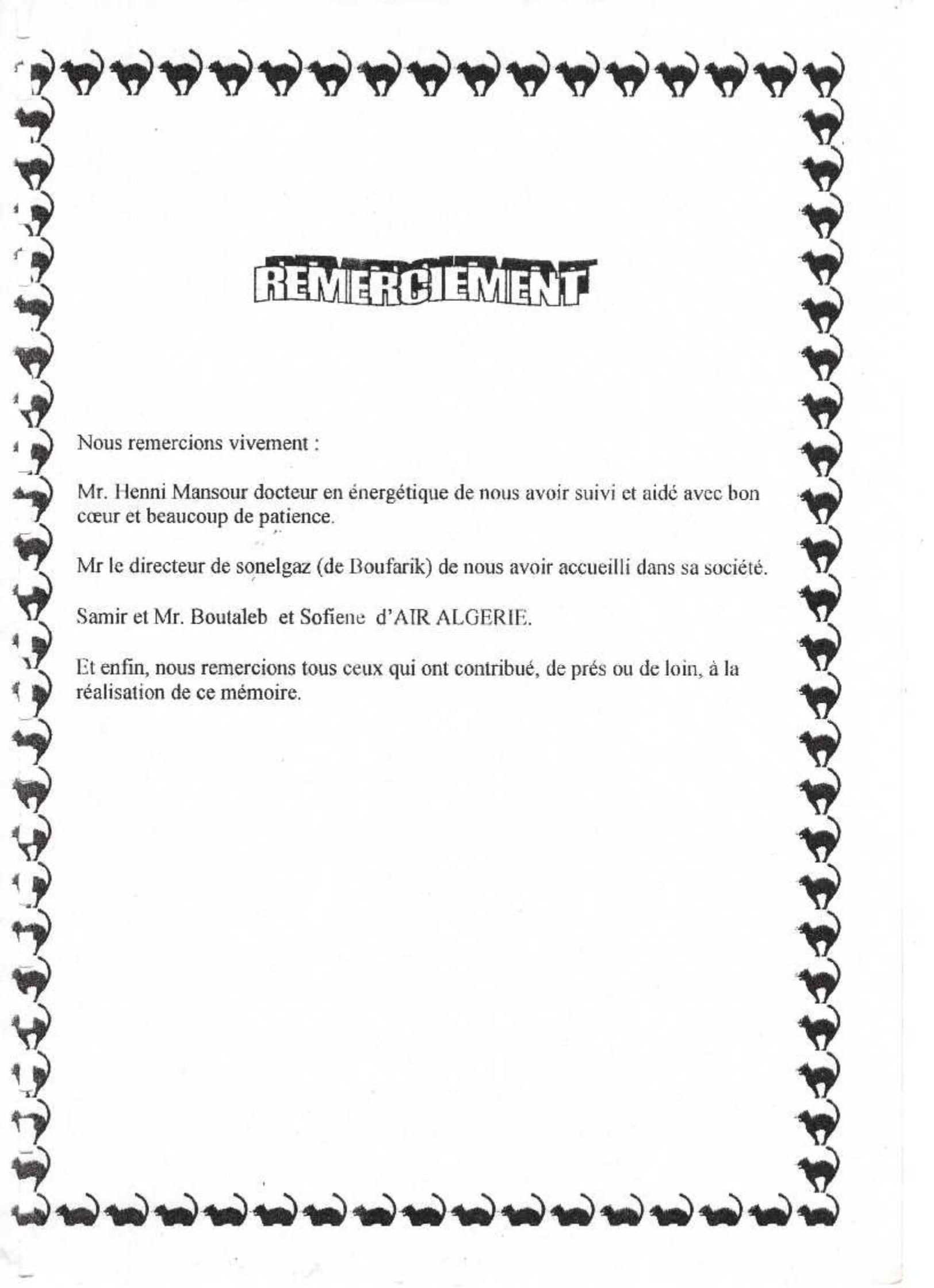
Présenté par :

Mlle: Bennia Imene
Et Mr Loudjani Issam

Promoteur :

HENNI Mansour Zoubir

ANNÉE UNIVERSITAIRE :2004-2005



REMERCIEMENT

Nous remercions vivement :

Mr. Henni Mansour docteur en énergétique de nous avoir suivi et aidé avec bon cœur et beaucoup de patience.

Mr le directeur de sonelgaz (de Boufarik) de nous avoir accueilli dans sa société.

Samir et Mr. Boutaleb et Sofiene d'AIR ALGERIE.

Et enfin, nous remercions tous ceux qui ont contribué, de près ou de loin, à la réalisation de ce mémoire.



Je dédie ce modeste travail à :

Mon très cher père qui me manque énormément et qui m'a été toujours le père idéal.

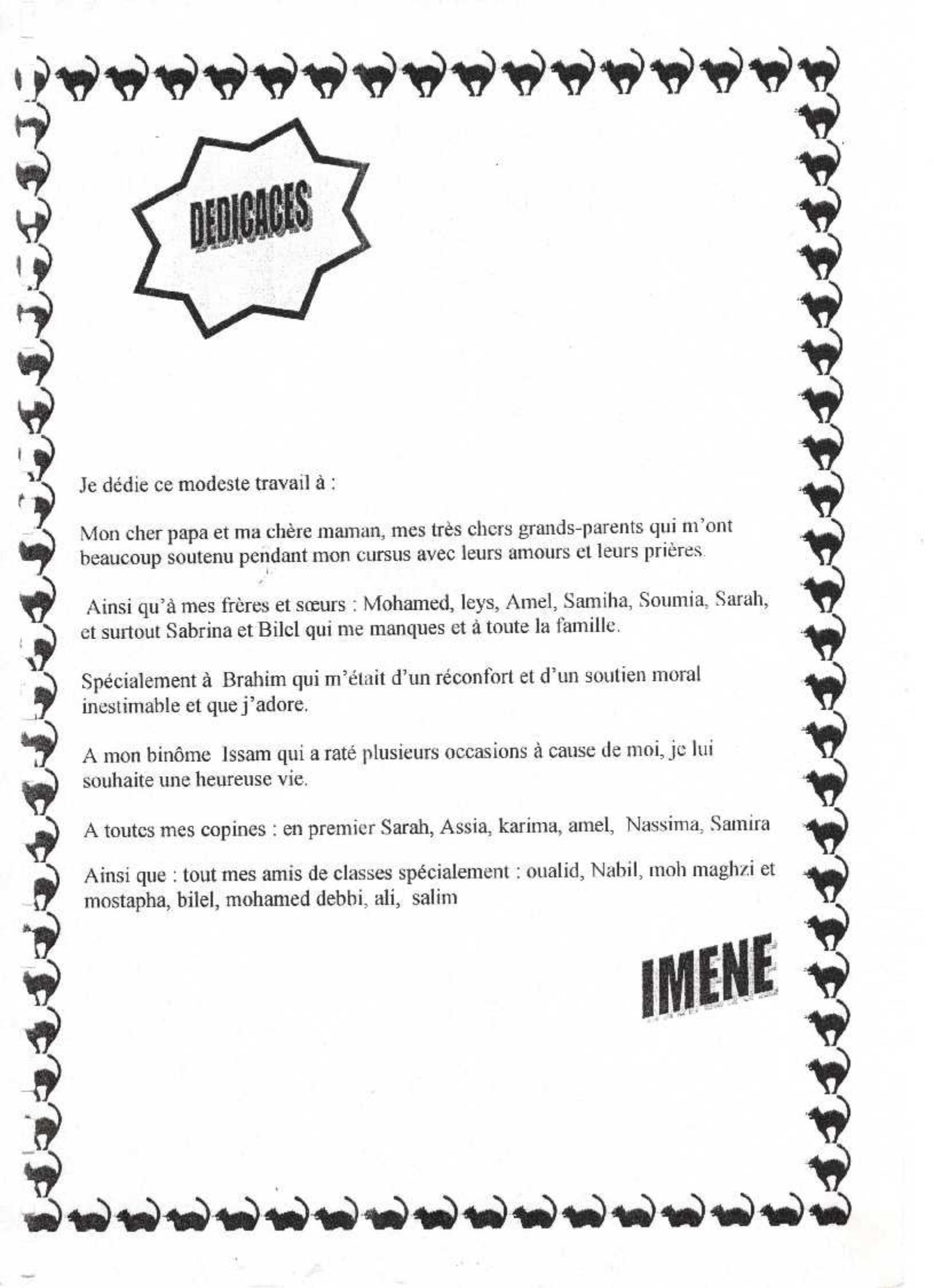
Ma très chère mère Yamina que j'aime beaucoup et qui m'a encouragé tout le long du travail ainsi que mes chers frères Leys, Zakaria, abdellah.

Ma brillante binôme Imene , je lui souhaite une heureuse vie.

Tout mes amis Farid, Mohamed, Moslih, Salim, Maghzi et mostapha, oualid, bourenani, Omar ,ainsi que tout mes amis du Bloc 2 .

A toute ma famille petit et grand.

ISSAM



DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à :

Mon cher papa et ma chère maman, mes très chers grands-parents qui m'ont beaucoup soutenu pendant mon cursus avec leurs amours et leurs prières.

Ainsi qu'à mes frères et sœurs : Mohamed, leys, Amel, Samiha, Soumia, Sarah, et surtout Sabrina et Bilal qui me manques et à toute la famille.

Spécialement à Brahim qui m'était d'un réconfort et d'un soutien moral inestimable et que j'adore.

A mon binôme Issam qui a raté plusieurs occasions à cause de moi, je lui souhaite une heureuse vie.

A toutes mes copines : en premier Sarah, Assia, karima, amel, Nassima, Samira

Ainsi que : tout mes amis de classes spécialement : oualid, Nabil, moh maghzi et mostapha, bilel, mohamed debbi, ali, salim

IMENE

Nomenclature

- Φ : Flux thermique [w]
 λ : Conductivité thermique [w/m^{°c}]
 h : Coefficient de convection [w/m^{2°c}]
 k : coefficient global d'échange [w/m^{°c}]
 e : Épaisseur [m]
 P_r : nombre de Prandtl [sans dimension]
 R_e : nombre de Reynolds [sans dimension]
 m : Débit massique [kg/s]
 G : Débit massique surfacique [kg/m.s]
 D_h : Diamètre hydraulique [m]
 P : Périmètre mouillé [m]
 N_u : nombre de Nusselt [sans dimension]
 G_t : Vitesse transversale [m/s]
 ε : Efficacité des échangeurs [sans dimension]
 C_p : Chaleur spécifique à pression constante [j/kg . °c]
 μ : Viscosité dynamique [kg/m.s]
 L : Longueur des tubes [m]
 ρ : Pas des tubes [m]
 ΔT_{LM} : Différence logarithmique moyenne de température
 F : Facteur de correction [sans dimension]
 e_a : Épaisseur ailette [m]
 e_t : Épaisseur tubes [m]
 N_t : Nombre de tube par rangée [sans dimension]
 N_a : Nombre d'ailette [sans dimension]
 R_{eci} : Résistance d'encrassement interne [sans dimension]
 R_{ece} : Résistance d'encrassement externe [sans dimension]
 T_s : Température de sortie d'huile [°c]
 T_e : Température d'entrée d'huile [°c]
 t_s : Température de sortie d'eau [°c]
 t_e : Température d'entrée d'eau [°c]
 l_p : Largeur de tube d'aéroréfrigérant [m]
 L_p : Longueur de tube d'aéroréfrigérant [m]
 L_c : Largeur caisson [m]
 l_c : Longueur caisson [m]

NOMENCLATURE

P_a : pas d'ailette

H_c : Hauteurs caisson [m]

St_a : Nombre de Stanton [sans dimension]

l_{ti} : Largeur intérieur du tube [m]

L_{ti} : Longueur intérieur du tube [m]

INTRODUCTION

CHAPITRE I : PRESENTATION DE LA TURBINE A GAZ ALSTHIOM

I.1 Description de la turbine à gaz Alsthom.....	02
I.1.1 Introduction.....	02
I.1.2 Les éléments principaux.....	02
I.1.2.1 Compresseur axial.....	03
I.1.2.2 Chambre de combustion.....	03
I.1.2.3 Turbine.....	03
I.1.3 Système de refroidissement.....	04
I.1.3.1 introduction.....	04
I.1.3.2 Système de l'huile de lubrification.....	04
I.1.3.3 Système d'eau de refroidissement.....	04
I.1.4 Accessoires.....	05
I.1.4.1 Alternateur.....	05
I.1.4.2 Réducteur de puissance.....	05
I.1.4.3 Système de démarrage.....	05
I.2 description du système de refroidissement.....	06
I.2.1 L'échangeur huile - eau.....	06
I.2.2 L'aéroréfrigérant.....	06

CHAPITRE II : NOTIONS GENERALES SUR LES TRANSFERTS THERMIQUES

II.1 Introduction.....	09
II.2 Conduction.....	09
II.2.1 Définition.....	09
II.2.2 Loi de Fourier de la conduction.....	10
II.2.3 Calcul du flux de chaleur dans le cas d'un régime stationnaire en condition unidirectionnelle.....	11
II.2.3.1 Cas d'un mur simple de paroi homogène d'épaisseur e , de conductibilité thermique λ et de surface S	12
II.2.3.2 cas d'un mur composé de plusieurs couches parallèles de matériaux homogènes.....	12
II.2.3.3 Cas général parois composée de matériaux homogènes – hétérogène	

Et lames d'air.....	13
II.2.3.4 Cas de cylindre creux.....	13
II.2.3.5 Cas du cylindre creux à plusieurs couches ou ensemble de n cylindre creux concentriques.....	14
II.2.3.6 Cas d'une sphère creuse.....	14
II.3 Rayonnement.....	15
II.3.1 Définition.....	15
II.3.2 Réception du rayonnement par un corps.....	17
II.3.2.1 corps réel.....	17
II.3.2.2 Corps noir.....	17
II.3.2.3 Corps quelconque.....	18
II.3.2.4 Rayonnement naturel entre les corps.....	19
II.4 Convection.....	20
II.4.1 Définition.....	20
II.4.2 Détermination du coefficient d'échange convectif.....	21
II.4.2.1 Convection forcée.....	21
II.4.2.1.1 cas d'une plaque plane verticale.....	21
II.4.2.1.2 Cas des tubes.....	22
II.4.2.2 Convection naturelle ou libre.....	23
II.4.2.2.1 Cas d'une plaque plane verticale.....	24
II.4.2.2.1 Cas d'une plaque plane horizontale carrée.....	24

CHAPITRE III : THEORIE SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR

III.1 Définition des échangeurs de chaleur.....	25
III.2 Classification des échangeurs de chaleur.....	25
III.2.1 Classification suivant le sens d'écoulement du fluide.....	25
III.2.2 Classification suivant leurs applications.....	27
III.3 Les échangeurs de chaleur les plus utilisés dans l'industrie.....	27
III.3.1 Echangeurs à double tube.....	27
III.3.2 Echangeurs à faisceau et calandre.....	27
III.3.2.1 Echangeurs à plaque tubulaire fixe.....	27
III.3.2.2 Echangeurs à tête flottante.....	28
III.3.2.3 Echangeurs à tube en U.....	28

III.4 Distribution des températures dans un échangeur.....	31
III.5 Calcul thermique des échangeurs de chaleur.....	32
III.5.1 Evaluation des performances thermiques d'un échangeur de chaleur en régime permanent.....	32
III.5.2 Calcul du flux utilisant la méthode ΔTLM	34
III.5.2.1 Echangeur à contre courant.....	34
III.5.2.2 Echangeur à courants parallèles.....	36
III.5.3 Calcul du flux en utilisant la méthode de NUT.....	38
III.5.3.1 Efficacité d'un échangeur.....	38
III.5.3.1.1 Efficacité d'un échangeur à courants parallèles.....	41
III.5.3.1.2 Efficacité d'un échangeur à contre courant.....	45

CHAPITRE IV : CALCUL THERMIQUE DES ECHANGEURS DE CHALEUR

IV.1 Procédure générale de calcul.....	47
IV.1.1 Méthode de NUT.....	47
IV.1.2 Méthode de ΔTLM	47
IV.1.3 Comparaison entre les deux méthodes.....	48
IV.2 Echangeur de chaleur liquide – liquide.....	49
IV.2.1 Evaluation du coefficient global d'échange k.....	49
IV.2.1.1 Estimation des coefficients d'échange par convection entre la paroi et les fluides H_e et h_r	51
IV.3 Echangeur de chaleur liquide – gaz.....	53
IV.3.1 Température d'équilibre des mélanges.....	53
IV.3.2 Calcul du coefficient d'échange K coté ailettes.....	54

CHAPITRE V : RESULTATS ET INTERPRETATIONS

V.1 Positionnement du problème et but du travail.....	58
V.2 Organigramme générale.....	59
V.3 Programme.....	61

V.4 Données du programme.....	66
V.4.1 Pour l'échangeur huile – eau	66
V.4.2 Pour l'échangeur eau – air	67
V.5 Résultats.....	68
V.6 Interprétations.....	69

CHAPITRE VI : L'AIR HUMIDE ET CONDITIONNEMENT

VI.1 L'air atmosphérique.....	72
VI.1.1 Composition de l'air atmosphérique.....	72
VI.2 Propriétés et grandeurs de l'air humide.....	73
VI.2.1 Pression et masse volumique.....	73
VI.2.2 Humidité spécifique.....	73
VI.2.3 Volume massique et volume spécifique.....	74
VI.2.4 Humidité relative φ	74
VI.2.5 Les températures caractéristiques de l'air humide.....	75
VI.2.5.1 Température de bulbe sec	75
VI.2.5.2 Température de bulbe humide.....	75
VI.2.5.3 Température de Rosé.....	75
VI.2.6 Diagrammes de l'air humide.....	75
VI.3 Refroidissement d'air.....	78
VI.3.1 Refroidissement purement sensible.....	78
VI.3.2 Refroidissement d'air avec deshumidification.....	80
VI.3.3 Refroidissement d'air avec humidification.....	82
VI.3.3.1 Humidification par injection de vapeur.....	82
VI.3.3.2 Humidification adiabatique.....	84
VI.4 Applications	86

CONCLUSION

BIBLIOGRAPHIE

Conclusion :

L'étude présentée dans ce projet nous a permis, de développer une connaissance théorique générale des turbines à gaz en particulier la turbine à gaz Alsthom de Boufarik, d'approfondir notre connaissance dans la programmation et l'outil informatique, et de travailler dans un milieu professionnel tel que Sonelgaz et de côtoyer de près les turbines à gaz.

On a mis l'accent sur plusieurs points tel que :

- La nécessité du système de refroidissement des turbines à gaz.
- Le rôle primordial de l'échangeur dans un system de refroidissement.
- L'étude des différents phénomènes qui entre en jeu dans un échangeur de chaleur (convection, conduction,...).
- La détermination des températures d'entrées d'eau nécessaires pour une bonne lubrification d'huile.
- La détermination des températures d'entrées de l'air nécessaires pour une bonne lubrification d'huile.
- Refroidissement par humidification adiabatique de l'air à travers une tour de refroidissement pour améliorer le refroidissement d'huile.
- Mettre en évidence l'influence de la qualité de lubrification sur les performances et le rendement de la turbine à gaz.

Conclusion :

L'étude présentée dans ce projet nous a permis, de développer une connaissance théorique générale des turbines à gaz en particulier la turbine à gaz Alsthom de Boufarik, d'approfondir notre connaissance dans la programmation, et de travailler dans un milieu professionnel tel que Sonelgaz et de côtoyer de près les turbines à gaz. *et de connaître le fonctionnement*

On a mis l'accent sur plusieurs points tel que :

- *L'importance de la maintenance*
le rôle primordial du système de refroidissement des turbines à gaz.
- *de l'échangeur de chaleur*
L'étude des différents phénomènes qui entre en jeu dans un échangeur de chaleur (convection, conduction,...).
- La détermination des températures d'entrées d'eau nécessaires pour une bonne lubrification d'huile.
- *et dans*
Refroidissement par humidification adiabatique de l'air à travers une tour de refroidissement pour améliorer le refroidissement d'huile.
- Mettre en évidence l'influence de la qualité de lubrification sur les performances de la turbine à gaz.

et le rendement

INTRODUCTION :

L'échauffement des réacteurs lors du fonctionnement est leur principal problème. Il est apparu nécessaire de concevoir un système de refroidissement afin d'empêcher les dilatations excessives et maintenir l'huile à une température convenable pour un graissage correct.

Ce système est basé sur un ensemble d'appareil que l'on nomme les échangeurs de chaleur.

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

Dans les échangeurs de chaleur les plus courants, les deux fluides sont séparés par une paroi au travers de laquelle les échanges se font par conduction, la transmission de chaleur fluides - paroi relevant essentiellement de la convection.

Dans certains appareils, l'échange de chaleur est associé à un changement de phase de l'un des deux fluides. C'est le cas des condenseurs, évaporateurs, générateurs de vapeur, tours de refroidissement.

L'étude complète d'un échangeur comporte une analyse thermique et hydraulique, une étude mécanique et une optimisation économique.

Dans ce qui suit, nous n'aborderons que l'aspect thermique, et ceci d'une manière très élémentaire.

L'étude thermique consiste essentiellement à déterminer les surfaces d'échanges thermiques nécessaires, le flux thermique échangé, la distribution des températures des deux fluides de l'entrée à la sortie de l'appareil.

Vu, la similitude entre les turbines à gaz et les réacteurs d'avion, l'accès difficile et l'interdiction de démonter les échangeurs sur ces derniers, et vu la taille des échangeurs dans la turbine à gaz (facilité de prendre des mesures et des dimensions) nous avons opté de faire notre étude sur une turbine à gaz.

Dans notre travail, le premier chapitre est consacré à faire une présentation de la turbine à gaz Alsthom, le deuxième traite des notions générales sur le transfert thermique, puis dans le troisième chapitre nous avons entamé les échangeurs de chaleur suivit par un calcul thermique sur ces derniers.

INTRODUCTION GENERALE

Le cinquième chapitre est consacré aux résultats et interprétation, et nous terminons ce travail, par quelques notions sur l'air humide et le conditionnement d'air qui nous permet de mieux comprendre le principe de fonctionnement et l'étude énergétique du tour de refroidissement, que nous avons proposé comme solution au refroidissement de l'air dans le cas de fortes chaleurs.

chapitre I

présentation de la turbine à gaz Alsthom

I.1 - DESCRIPTION DE LA TURBINE A GAZ ALSTHOM :

I.1.1 Introduction:

La turbine à gaz Alsthom est une unité à entraînement mécanique, à arbre doublé, cycle simple d'une puissance utile de 5100 tr /min. Elle se présente sous la forme d'un ensemble monobloc présenté en demi coupe (voir Fig. 1), et d'autres éléments auxiliaires.

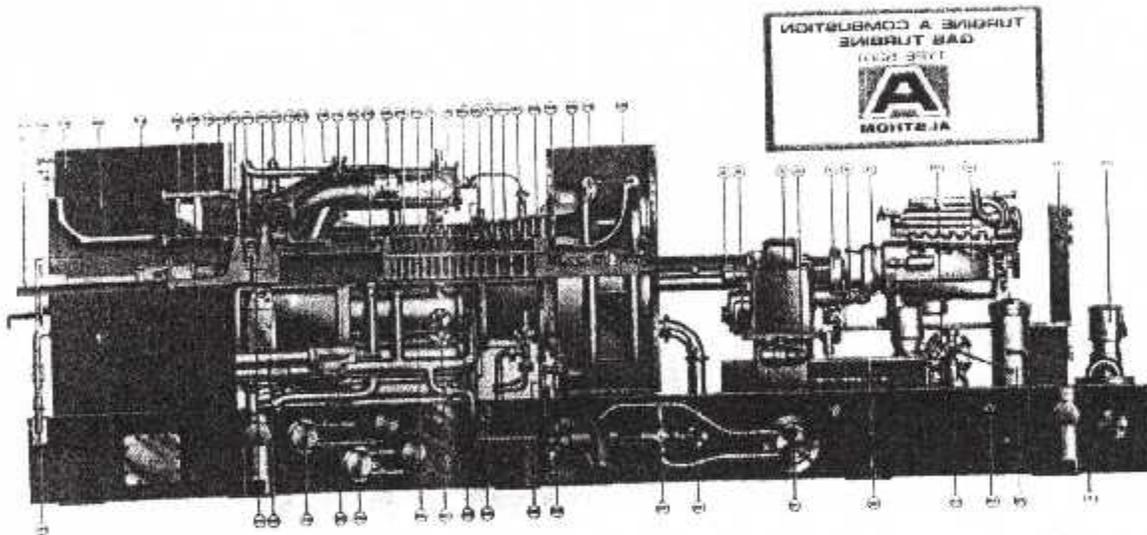


Fig.1 Demi coupe d'une turbine à gaz

La turbine à gaz est constituée :

I.1.2 les éléments principaux :

La turbine à gaz est constituée de trois éléments principaux : Le compresseur axial, les chambres de combustion, et la turbine.

1.1.2.1 Compresseur axial :

Le compresseur axial comprend 17 étages avec un sous tirage d'air au niveau du 4^{ème} et 10^{ème} pour le refroidissement du bloc de la turbine et pour assurer l'étanchéité.

Le corps du compresseur est divisé en 4 sections :
Aspiration, avant, arrière, et l'échappement.

- la section avant du corps du compresseur, elle contient : les aubages directeurs du stator des étages de 1 à 4.

- la section arrière contient : les aubages directeurs du stator des étages 5 à 10 du rotor.

- la section d'échappement contient : les aubages directeurs du stator pour les étages 11 à 16.

1.1.2.2 Chambre de combustion :

Les chambres de combustion au nombre de 10 placées par groupe de 5 de part et d'autre de la machine. Le flux d'air qui pénètre dans les chambres de combustion, a trois fonctions : oxyde le carburant, refroidi les pièces métalliques et ajuste les produits de combustion extrêmement chauds à la température d'admission souhaitée de la turbine.

On a 2 bougies d'allumage installées dans deux des chambres de combustion.

1.1.2.3 Turbine :

La section de turbine est l'endroit où les gaz à haute température provenant de la section combustion sont convertis d'une puissance thermique en puissance mécanique sur l'arbre qui fait tourner le compresseur axial. Elle est constituée de deux étages et elle supporte des températures très élevées.

La turbine est liée à un réducteur de vitesse.

I.1.3 Système de refroidissement :

I.1.3.1 Introduction :

Le système de refroidissement est un système de distribution d'eau en circuit fermé conçu pour satisfaire les exigences de dissipation de chaleur du système de lubrification et du système de refroidissement du moteur diesel.

I.1.3.2 Système de l'huile de lubrification :

Il se compose essentiellement de :

1. Deux échangeurs de chaleurs, deux passes cotés tubes et une passe coté calandre.
2. Un bac d'huile de lubrification de 8000L.
3. Une pompe entraînée par la boîte d'accessoires de la turbine pour mettre l'huile sous pression.
4. un système de filtrage pour éliminer les souillures.
5. un système de vanne pour la régulation.



I.1.3.3 Système d'eau de refroidissement :

Il se compose essentiellement :

1. Un échangeur aérorefrigérant principal et un autre de secours.
2. Une pompe entraînée par l'arbre principal.
3. Un réservoir d'eau de 550L.
4. un régulateur de température :

Son principe de fonctionnement : (Voir Fig.2)

Ce régulateur contrôle automatiquement le débit du medium passant à travers sa vanne en répondant aux modifications de température affectant le bulbe. Le bulbe contient un liquide thermosensible qui se vaporise lorsqu'il est chauffé.

La pression de vapeur ainsi générée dans le bulbe est transmise par l'intermédiaire du tube capillaire au soufflet Sylphon, qui à son tour positionne le clapet de la vanne pour contrôler le débit de médium à travers la vanne.

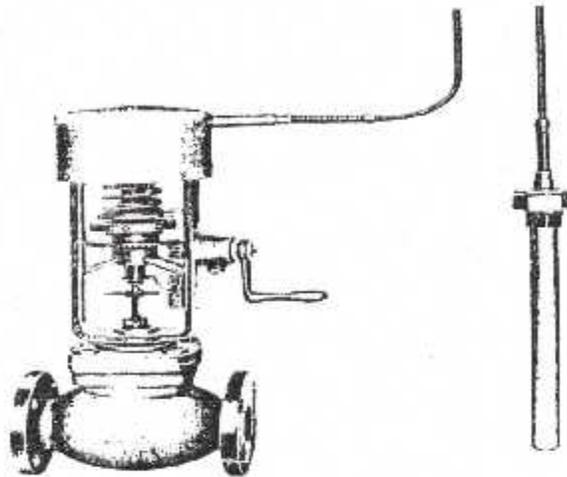


Fig.2 régulateur de température

I.1.4 Accessoires :

La turbine à gaz est constituée aussi de :

I.1.4.1 Alternateur :

L'alternateur peut être soit du type synchrone refroidi à l'air en boucle ouverte, soit de type synchrone refroidi à l'eau - air, ce dernier transforme l'énergie mécanique en énergie électrique.

I.1.4.2 Réducteur de puissance :

C'est un réducteur de vitesse qui accouple le rotor de l'alternateur à la turbine par un accouplement élastique. Il sert de palier avant de l'alternateur et il réduit la vitesse de 5100 tr/min à 3000 tr/min.

I.1.4.3 Système de démarrage :

Se fait par un moteur diesel étroit 500 CV constitué de 12 cylindres en v (6,6).

I.2 DESCRIPTION DU SYSTEME DE REFROIDISSEMENT : **(voir Fig.3)**

L'huile de lubrification de la turbine à gaz doit être refroidit par l'eau à l'aide de deux échangeurs huile – eau et un échangeur air – eau (aéroréfrigérant) principal et un autre de secours.

C'est un système de refroidissement à circuit fermé, un débit d'eau circule dans le coté tube des échangeurs.

I.2.1 L'échangeur huile – eau :

C'est un échangeur de chaleur tubulaire deux passes coté tubes et une passe coté calandre, ces tubes ont la forme en U disposés dans une enveloppe cylindrique unique appelée calandre.

Des chicanes de formes variées disposées surtout perpendiculairement à l'axe de la calandre.

L'échangeur de chaleur est composé de 160 tubes de 2 m de longueur.

L'huile utilisée est dérivée du pétrole contenant des additifs anti-rouille et anti – oxydation.

I.2.2 L'aéroréfrigérant (voir Fig.4)

Pour le refroidissement de l'eau en circulation dans l'installation, sont prévus 14 blocs refroidisseurs de dimensions 1400 x 195 x 195 mm, incorporés dans un cadre.

Les blocs refroidisseurs se composent de 8 rangées de tubes, en cuivre étamé des deux cotés, qui mesurent 16,5 x 2,5 mm ; les tubes sont enfilés dans des ailettes en bandes de cuivre nu.

Les dimensions des ailettes 200 x 200 x 0.2 mm, la distance entre deux ailette 2,5 mm.

L'air de refroidissement est dirigé sur les blocs refroidisseurs par deux ventilateurs en métal léger entraîné par un moteur électrique.

L'eau utilisée contient des additifs anti - rouille et anti -gel.

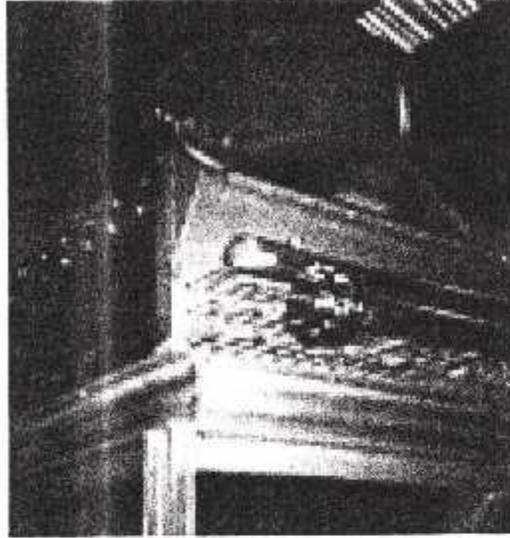


Fig.4 une photo de l'aéroréfrigérant

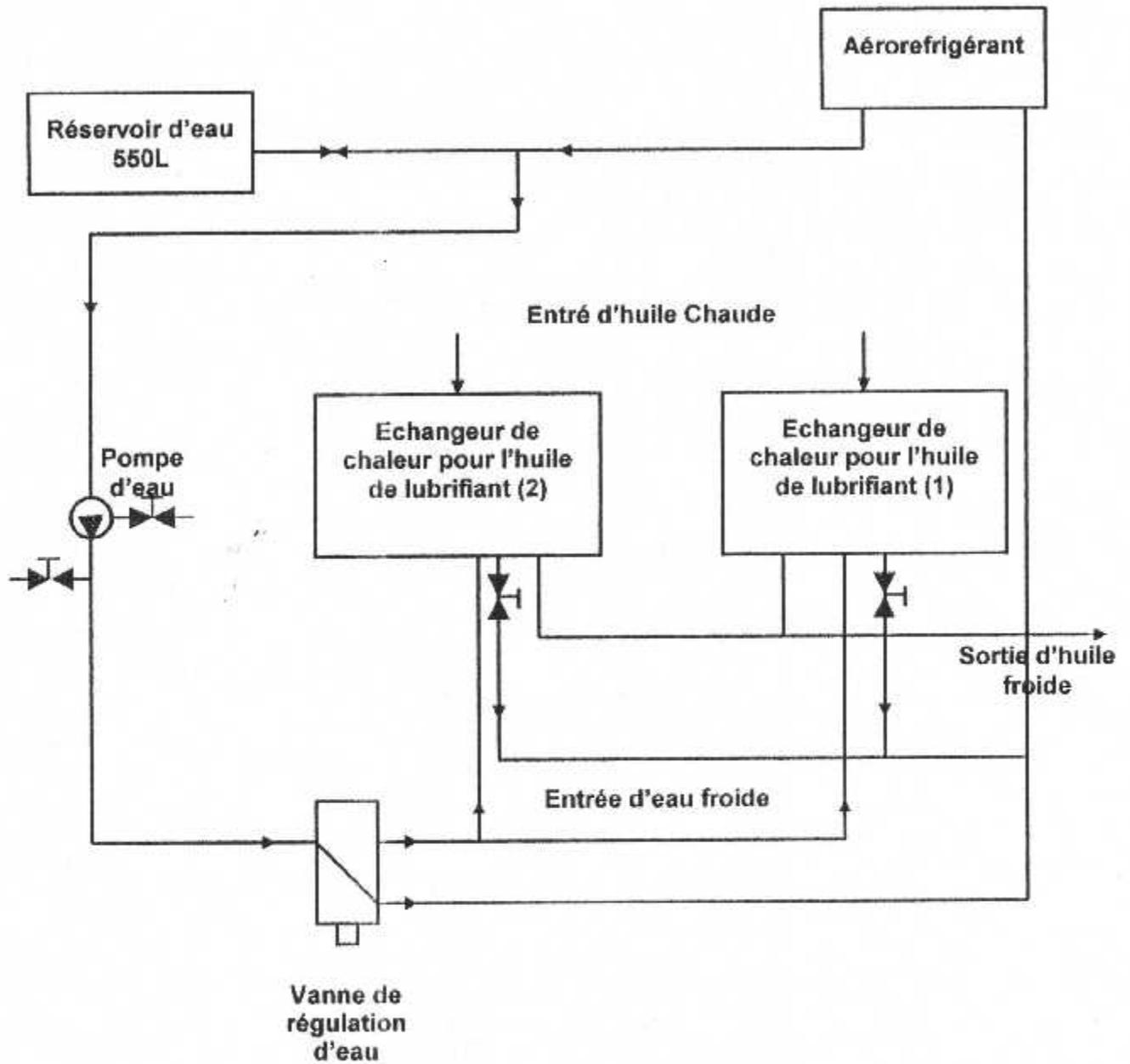


Fig.3 Système de refroidissement de la turbine a gaz

chapitre II

Notions générales sur les transferts thermiques

II.1 INTRODUCTION :

La chaleur est transférée d'un point à un autre sous l'influence d'une différence de température entre ces deux points, le second principe de la thermodynamique fixe le sens de ce flux, de la température la plus élevée vers la température la plus basse.

On distingue trois modes de transfert de chaleur :

- La conduction.
- Le rayonnement.
- La convection (naturelle ou forcée).

II.2 CONDUCTION :

II.2.1 Définition :

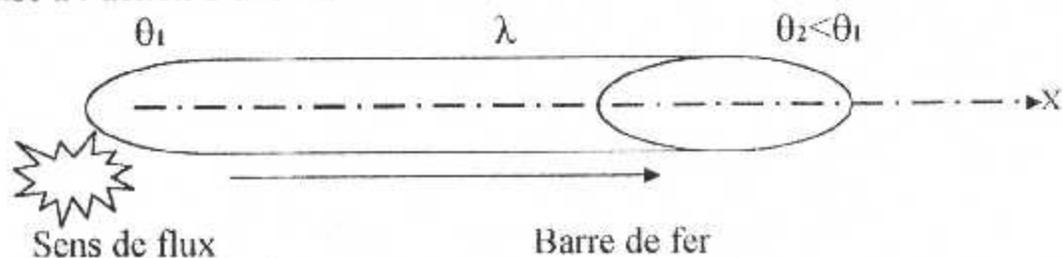
C'est le transfert de chaleur au sein d'un corps du à une différence de température entre deux parties.

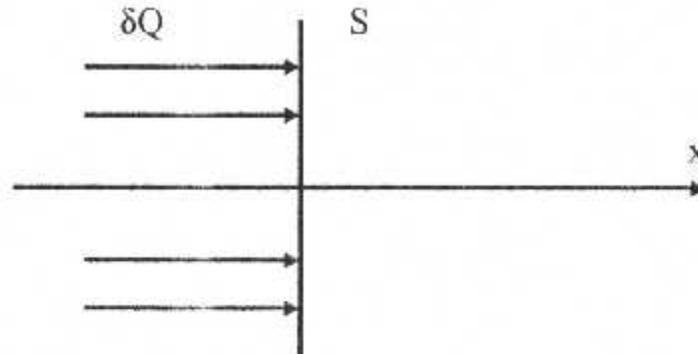
La propagation de chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps se fait suivant deux mécanismes bien distincts. Une transmission par les vibrations des atomes ou molécules que l'on caractérise par un coefficient de conductibilité thermique λ_v et une transmission par les électrons libres caractérisée par un coefficient thermique λ_e . La conductibilité thermique λ d'un corps sera telle que :

$$\lambda = \lambda_v + \lambda_e$$

Exemple :

Propagation de la chaleur le long d'une barre de fer dont une extrémité est soumise à l'action d'une flamme.



II.2.2 Loi de Fourier de la Conduction :**II.2.2.1 conduction unidirectionnelle :**

Soit $\theta(x, t)$ la température à l'abscisse x , au temps t .

Pendant le temps dt , la quantité de chaleur qui traverse la surface S perpendiculaire à la direction de propagation s'écrit :

$$\delta Q = -\lambda S \frac{\delta \theta}{\delta x} dt$$

(II.1) lois de fourrier

$\lambda (>0)$ est la conductibilité thermique en $(w/m^{\circ}c)$.

Le flux thermique au temps t à travers la surface S s'écrit :

$$\Phi(x, t) = \frac{\delta Q}{dt} = -\lambda S \frac{\delta \theta}{\delta x} \quad \text{(II.2) en [w]}$$

La densité de courant thermique dans la direction x s'écrit :

$$l(x) = \frac{\Phi}{S} = -\lambda \frac{\delta \theta}{\delta x} \quad \text{en } (wm^{-2})$$

Où :

$$l(x) = -\lambda \frac{d\theta}{dx}$$

(II.3)

On introduit un signe (-) pour avoir un flux de chaleur toujours positif (le gradient de température $\frac{d\theta}{dx}$ étant négatif).

II.2.2.2 Conduction dans l'espace :

Si le transfert de chaleur se fait dans les trois directions (x, y, z) de l'espace, on peut écrire :

$$l(x) = -\lambda \frac{\delta\theta}{\delta x}, \quad l(y) = -\lambda \frac{\delta\theta}{\delta y}, \quad l(z) = -\lambda \frac{\delta\theta}{\delta z}$$

Soit :

$$l = -\lambda \left(\frac{\delta\theta}{\delta x} \vec{x} + \frac{\delta\theta}{\delta y} \vec{y} + \frac{\delta\theta}{\delta z} \vec{z} \right) = -\lambda \overrightarrow{\text{grad } \theta}$$

$$\boxed{l = -\lambda \overrightarrow{\text{grad } \theta}} \quad (\text{II.4}) \quad \text{forme locale de la loi de fourrier}$$

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

$$\boxed{\Phi = \iint \vec{l} \cdot \vec{dS}} \quad (\text{II.5})$$

II.2.3 Calcul du flux de chaleur dans le cas d'un régime stationnaire (ou permanent) en condition unidirectionnelle :

De la loi de fourrier (2) on déduit :

$$j\lambda_i = \frac{\Phi}{S} \frac{dx}{d\theta}$$

Il est préférable de prendre la loi de Fourier sous la forme :

$$\boxed{\Phi dx / S = -\lambda (\theta) d\theta} \quad (\text{II.6})$$

Cette équation différentielle est prête à toute intégration pour calculer le flux de chaleur Φ à travers un corps quelconque de dimensions finies.

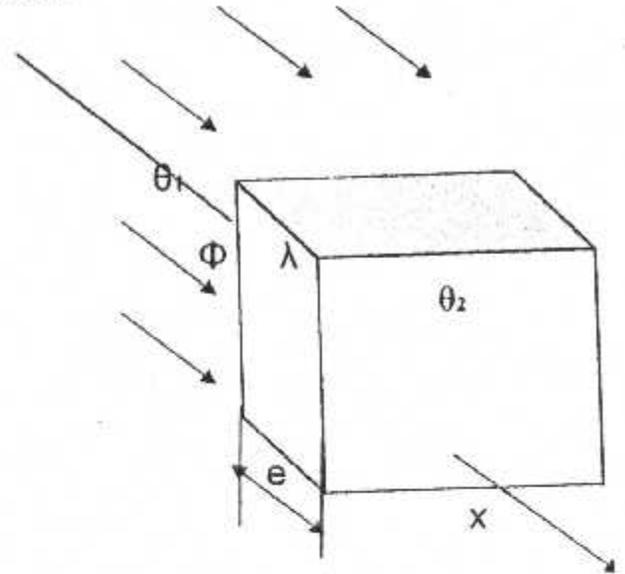
II.2.3.1 Cas d'un mur simple de paroi homogène d'épaisseur e, de conductibilité thermique λ et de surface S :

En intégrant l'équation (6), on obtient :

$$\frac{\Phi}{S} \int_{x_1}^{x_2} dx = \lambda_m (\theta_1 - \theta_2)$$

$$\frac{\Phi}{S} (x_2 - x_1) = \lambda_m (\theta_1 - \theta_2) \text{ Soit}$$

$$\boxed{\Phi = \lambda_m S (\theta_1 - \theta_2) / e} \quad \text{(II.7)}$$



Avec :

S : section du passage du flux en m²

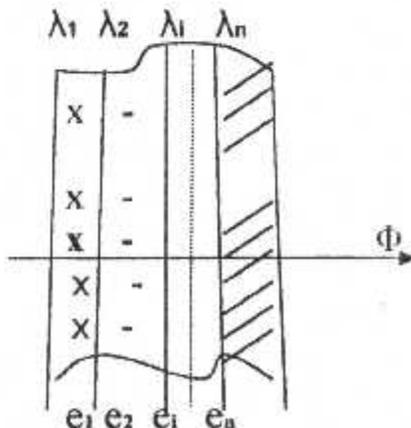
e: longueur du parcours du flux en m (épaisseur du mur).

θ₁- θ₂ : Différence de température des interfaces du mur en c°.

λ_m : conductibilité thermique moyenne en w / m°c .

$$\lambda_m = (1/ \theta_1 - \theta_2) \int_{\theta_1}^{\theta_2} \lambda(\theta) d\theta$$

II.2.3.2 Cas d'un mur composé de plusieurs couches parallèles de matériaux homogènes :



n couches.

le flux traversant le mur sera :

$$\Phi = K .S (\theta_1 - \theta_{n+1}) = S \frac{(\theta_1 - \theta_{n+1})}{R_{\text{ing}}}$$

Avec : $\frac{1}{K} = R_{mg} = \sum_{i=1}^n R_i = \sum_{i=1}^n \frac{e_i}{\lambda_i}$ Résistance globale du mur en $(m^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W})$

II.2.3.3 Cas général parois composée de matériaux homogènes-hétérogène et lames d'air :

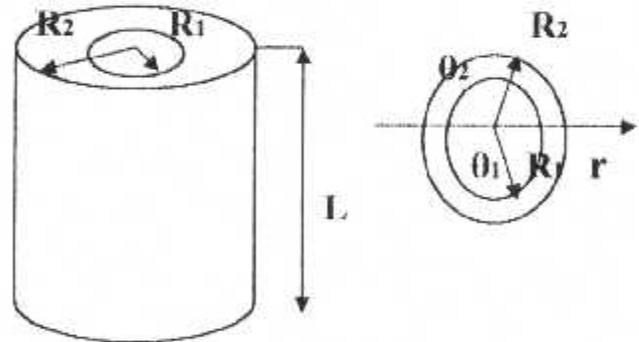
$$\Phi = K S (\theta_1 - \theta_{n+1}) \text{ avec : } \frac{1}{K} = R_t = \sum_{i=1}^n \frac{e_i}{\lambda_i} + \sum_{i=1}^M R_u + \sum_{i=1}^K R_m$$

Tel que : R_u : résistance utile.

R_m : résistance de la lame.

II.2.3.4 cas de cylindre creux :

Flux radial



En intégrant l'équation (6) on obtient :

$$\int \phi \frac{dr}{S} = \lambda_m \langle \theta_1 - \theta_2 \rangle$$

$S = 2 \pi r l$ (surface latéral du passage du flux)

$$\int \phi \frac{dr}{2\pi r l} = \lambda_m \langle \theta_1 - \theta_2 \rangle$$

$$\frac{\phi}{2\pi l} \int_{R1}^{R2} \frac{dr}{r} = \lambda_m \langle \theta_1 - \theta_2 \rangle$$

$$\frac{\phi}{2\pi l} \ln \frac{R_2}{R_1} = \lambda_m (\theta_1 - \theta_2) \Rightarrow \phi = \frac{2\pi l \lambda_m}{\ln \frac{R_2}{R_1}} (\theta_1 - \theta_2) = \frac{\theta_1 - \theta_2}{R_m} \text{ Avec :}$$

$$R_m = \frac{\ln \frac{R_2}{R_1}}{2\pi l \lambda_m} \quad \text{Résistance thermique.}$$

II.2.3.5 Cas du cylindre creux à plusieurs couches ou ensemble de n cylindres creux concentriques :

$$\phi = \frac{\phi_1 - \phi_{n+1}}{\sum_{i=1}^n R_i} = \frac{\phi_1 - \phi_{n+1}}{R_t}$$

Avec :

$$R_t = \sum \frac{\ln \frac{R_{i+1}}{R_i}}{2\pi \lambda_{mi} l} \quad \text{Résistance totale.}$$

II.2.3.6 Cas d'une sphère creuse :

En intégrant l'équation de fourrier (6) entre les limites R_1 et R_2 , respectivement rayons interne et externe de la sphère, on aura :

$$\phi \int \frac{dr}{S} = \lambda_m (\theta_1 - \theta_2) \quad S = 4\pi r^2 \quad \text{section transversale.}$$

$$\phi \int \frac{dr}{4\pi r^2} = \lambda_m (\theta_1 - \theta_2)$$

$$\text{Où : } \frac{\phi}{4\pi} \int_{R_1}^{R_2} \frac{dr}{r^2} = \frac{\phi}{4\pi} \left[-\frac{1}{r} \right]_{R_1}^{R_2} = \frac{\phi}{4\pi} \frac{R_2 - R_1}{R_1 R_2}$$

$$\frac{\phi}{4\pi} \frac{R_2 - R_1}{R_1 R_2} = \lambda_m (\theta_1 - \theta_2) \quad \text{Soit :}$$

$$\phi = \frac{4\pi R_1 R_2 \lambda_m (\theta_1 - \theta_2)}{R_2 - R_1} = \frac{(\theta_1 - \theta_2)}{R_{ths}}$$

$$\text{Avec : } R_{ths} = \frac{R_2 - R_1}{4\pi R_1 R_2 \lambda} \quad \text{Résistance thermique de la sphère.}$$

II.2.3.7 Sphères creuses en série :

$$\phi = \frac{\theta_1 - \theta_{n+1}}{R_T}$$

Avec :

$$R_T = \sum_{i=1}^n R_i = \sum_{i=1}^n \frac{R_{i+1} - R_i}{4\pi \lambda_{mi} R_i R_{i+1}}$$

II.3 RAYONNEMENT :

II.3.1-Définition :

Contrairement à la conduction et à la convection, le rayonnement est le transfert d'énergie thermique qui ne nécessite pas la présence d'un support matériel solide ou fluide.

Exemple :

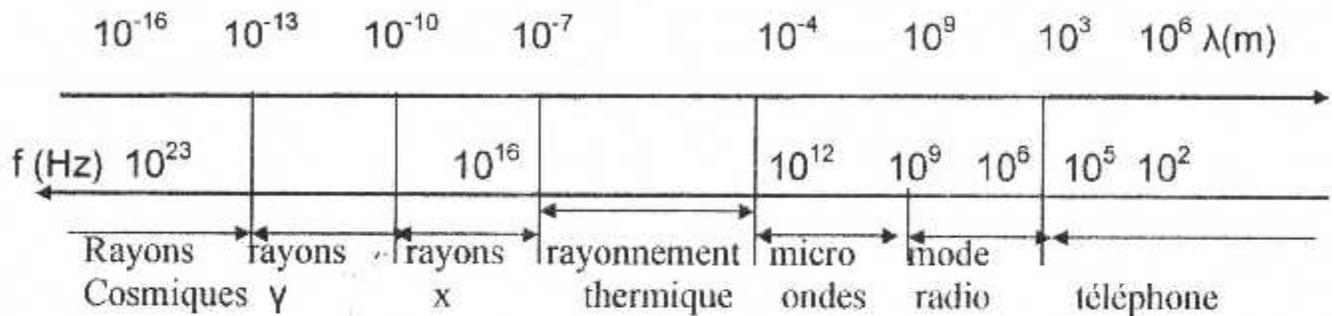
Le rayonnement solaire qui nous parvient après avoir parcouru une distance considérable dans le vide spatial.

Ce transfert fait intervenir également un autre mécanisme physique qui est le rayonnement électromagnétique.

Donc, tout corps porté à une certaine température, échange de la chaleur avec son entourage par l'intermédiaire d'ondes électromagnétiques.

Le rayonnement c'est donc l'échange d'énergie à distance entre les corps par ondes électromagnétiques, Ces échanges peuvent avoir lieu lorsque les corps sont séparés par le vide ou n'importe quel milieu intermédiaire suffisamment transparent pour les ondes électromagnétiques.

Le spectre des ondes électromagnétiques est représenté comme l'indique la figure ci-dessous.



λ : étant la longueur d'onde en m $\lambda = \frac{c}{f}$ (m)

f : étant la fréquence en Hz.

C : étant la vitesse de propagation des ondes dans le milieu traversé.

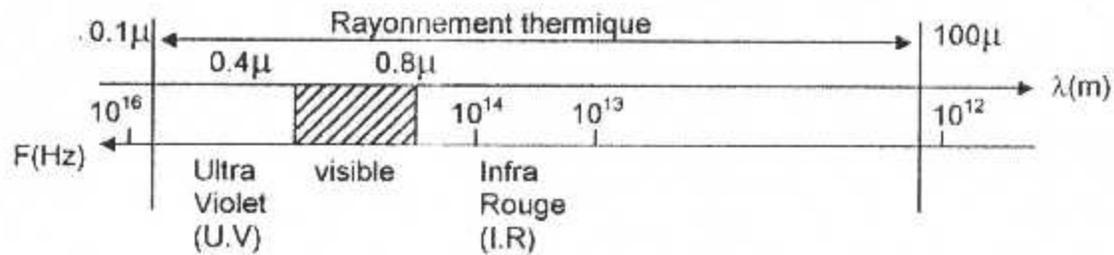
$$C = \frac{C_0}{n}$$

C_0 : vitesse de propagation des ondes électromagnétiques dans le vide.

n : indice de réfraction correspondant au milieu traversé.

Dans tout ce qui va suivre, on s'intéresse uniquement au rayonnement thermique qui est celui émis par la nature du fait de sa température et de son énergie calorifique.

Comme on le constate sur la figure précédente, ce rayonnement thermique n'occupe qu'une très faible portion du spectre des ondes électromagnétiques situé dans une fourchette de longueur d'ondes allant de 0.1μ à 100μ .



Dans ce domaine ($0.1 \mu\text{m}$ à $100 \mu\text{m}$) nos sens sont capables de percevoir le rayonnement sous la forme d'une sensation de chaleur.

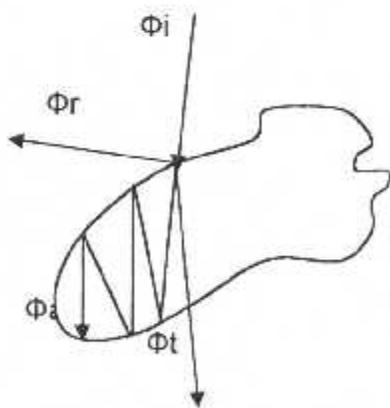
Remarque :

Le rayonnement des sources thermiques de température inférieure à 500°C les plus courantes est située entièrement dans l'infrarouge.

II.3.2 Réception du rayonnement par un corps :

II.3.2.1 corps réel :

Lorsqu'un rayonnement atteint la surface d'un corps, une fraction f de la puissance totale incidente est réfléchi, c'est-à-dire renvoyée sans avoir pénétrée dans le matériau. Une autre fraction α est absorbée dans la masse du récepteur constituant un apport énergétique. Pour ce dernier, Une troisième fraction τ peut être transmise (traverse le corps).



Avec : Φ_i : flux incident
 Φ_r : flux réfléchi ou encore :
 Φ_a : flux absorbé
 Φ_t : flux transmis

On appelle :

- Absorptivité totale la $\alpha = \frac{\Phi_a}{\Phi_i}$
 - Réflectivité totale la $f = \frac{\Phi_r}{\Phi_i}$
 - Transmittivité totale la $\tau = \frac{\Phi_t}{\Phi_i}$
- } avec $\alpha, f, \tau < 1$
 et
 $\alpha + f + \tau = 1$

II.3.2.2 Corps noir :

C'est un corps idéal qui absorbe tout rayonnement incident qu'il reçoit quelque soit la direction et la longueur d'onde.

$f = \tau = 0 \implies \alpha = 1$

Dans la nature, il n'existe pas de corps qui soient absolument noirs. Parmi les plus proches sont le carbone pur, la soie, le velours noir ($\alpha = 0,97$).

NB : corps bleu $\tau = \alpha = 0 \implies f = 1$

Corps transparents $f = \alpha = 0 \implies \tau = 1$

***/ Détermination de la puissance de rayonnement :**

- pour un corps noir, la densité du flux rayonné ou l'émittance est donnée par la loi de STEPHAN- BOLTZMANN :

$$M^n = \Phi / S = \sigma T^4 \quad \text{en (w/m}^2\text{)}$$

$$\sigma : \text{Cte de BOLTZMANN} = 5.72 \cdot 10^{-8} \text{ w/m}^2 \text{K}^4$$

$$\text{Ou : } M^n = c^n (T/100)^4 \quad \text{avec :}$$

$$c^n = 5.72 \text{ w/m}^2 \text{K}^4 \quad (\text{Coefficient de rayonnement d'un corps noir.})$$

- La puissance de rayonnement d'un corps noir est donc :

$$\Phi = M^n S = \sigma S T^4 = c^n (T/100)^4 S$$

II.3.2.3 Pour un corps quelconque (réel), on a :

$$M = \sigma_r T^4 = C_r (T/100)^4 S$$

C_r : coefficient de rayonnement d'un corps réel.

D'où le flux de rayonnement pour un corps réel

$$\Phi = MS = \sigma_r S T^4 = c^n (T/100)^4 S$$

***/ facteur total d'émission d'un corps non noir (ou émissivité d'un corps réel) :**

$$\text{Le rapport : } \frac{M^r}{M^n} = \frac{\sigma_r}{\sigma} = \frac{C_r}{c^n} = \varepsilon$$

II.3.2.4 Rayonnement mutuel entre les corps :

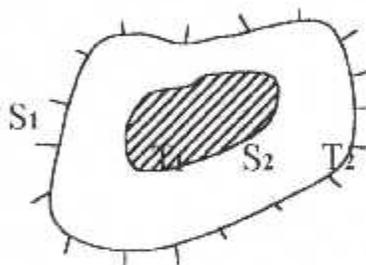
- Pour un corps quelconque (réel) porté à la température T_1 placé parallèlement à un second corps porté à la température T_2 , échange avec ce dernier le flux de chaleur par rayonnement.

Si $T_1 > T_2$ $\Phi = \sigma_r S (T_1^4 - T_2^4) = C_r [(T_1 / 100)^4 - (T_2 / 100)^4] S$ En w

Avec :
$$C_r = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - \frac{1}{\epsilon''}} = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - \frac{1}{\epsilon''}} = \frac{\epsilon''}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1}$$

ϵ_1, ϵ_2 : émissivité des corps 1 et 2.

- cas où on a une surface située à l'intérieur d'une autre :



$$\Phi = C_r [(T_1 / 100)^4 - (T_2 / 100)^4] S_1$$

Avec :
$$C_r = \frac{\epsilon''}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{S_1}{S_2} \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right)}$$

*/ valeurs de l'émissivité de quelques matériaux :

Désignation du matériau	Température T (° c)	Emissivité ϵ
Aluminium rugueux	20-50	0.06- 0.07
eau	0- 100	0.95- 0.96
Brique rouge	20	0.88- 0.98
Peinture à l'huile de différentes couleurs	100	0.92- 0.96
Acier oxydé	200- 600	0.74- 0.80
Charbon	100- 600	0.81- 0.79
Crépissage à la chaux	10- 90	0.91

II.4 CONVECTION :

II.4.1 Définition :

La convection est un mode de transfert de chaleur qui se produit uniquement au sein des milieux fluides. Elle apparaît lorsqu'un fluide liquide ou gaz est en mouvement et présente des inhomogénéités spatiales des températures. La convection intervient en particulier dans les échanges thermiques entre une paroi et un fluide en mouvement.

On distingue deux types de convection :

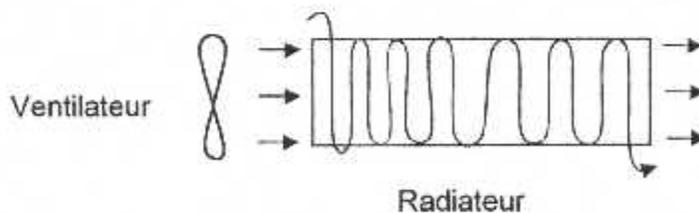
- convection naturelle ou libre.
- convection forcée.

On a une convection naturelle ou libre si le mouvement du fluide, résulte tous simplement de la différence de densité entre les parties chaudes et les parties froides.

Exemple : refroidissement d'un solide dans l'air ambiant.

- On a une convection forcée, si le mouvement du fluide est provoqué par une action externe telle qu'une pompe ou un ventilateur.

Exemple : refroidissement d'un radiateur automobile.



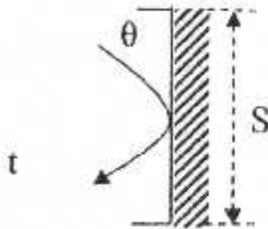
La quantité de chaleur évacuée par unité de temps par convection (flux) est proportionnelle à :

- la surface de l'interface séparant le solide du fluide (m^2).
- la différence de température entre le solide et le fluide ($^{\circ}C$)

- le coefficient de convection ou coefficient d'échange convectif h ($\text{W/m}^2\text{°C}$).

$$\Phi = h S \Delta T \quad \text{en watt}$$

Exemple :



θ : température de la paroi en $^{\circ}\text{C}$

t : température du fluide en $^{\circ}\text{C}$

$$\Phi = h S |t - \theta|$$

II.4.2 Détermination du coefficient d'échange convectif (h) :

La détermination du coefficient de convection est très complexe. Il dépend d'un nombre important de paramètres :

- Propriétés des fluides.
- Type d'écoulement (laminaire ou turbulent).
- La géométrie de la surface d'échange, etc...

Le coefficient de convection est donné par la formule : $h = \text{Nu} \lambda / l$

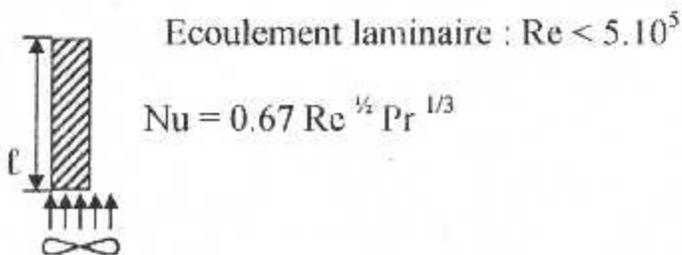
Avec : $N_u = c R_e^n P_r^m$ pour convection forcée

$N_u = c (G_r P_r)^m = c R_a^m$ Pour convection naturelle

c, n, m nombres constants dépendants du caractère du mouvement.

II.4.2.1 Convection forcée :

II.4.2.1.1 Cas d'une plaque plane verticale :



Écoulement laminaire : $\text{Re} < 5.10^5$

$$\text{Nu} = 0.67 \text{Re}^{1/2} \text{Pr}^{1/3}$$

Écoulement turbulent : $Re > 5 \cdot 10^5$

$$Nu = 0.032 Re^{0.8}$$

On détermine le coef de convection par la formule :

$$h = \frac{Nu \lambda}{l}$$

II.4.2.1.2 Cas des tubes :

* Fluide circulant à l'intérieur des tubes :

- *Écoulement laminaire* : $Re < 2400$

$$Nu = 1.86 \frac{(Re Pr d)^{1/3}}{l} (u / u_p)^{0.14}$$

La barre signifie que les paramètres physiques doivent être choisis en fonction de la température moyenne (entrée- sortie)

u/u_p : représente une correction négligeable pour les gaz.

u : Viscosité du fluide à la température de la masse fluide.

u_p : viscosité du fluide à la température de la paroi.

- *Écoulement turbulent* $Re > 10^4$

$$Nu = A Re^{0.8} Pr^{1/3} (u / u_p)^{0.14} \text{ Formule de GOLBURN}$$

Avec : $A = 0.023$ pour les hydrocarbures.

$A = 0.020$ pour l'eau.

$A = 0.018$ pour les gaz.

Écoulement intermédiaire : $2400 < Re < 10^4$

Il existe des abaques qui donnent la grandeur sans dimensions

$$f_H = Nu Pr^{-1/3} (u / u_p)^{-0.14}$$

- Fluide circulant à l'extérieur et parallèlement aux tubes :

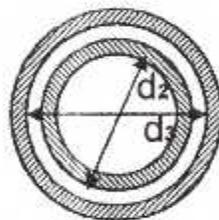
Certains auteurs utilisent les formules relatives à une convection forcée pour un fluide circulant à l'intérieur des tubes mais en remplaçant le diamètre d

par un diamètre équivalent : $d_e = 4 \frac{S}{P}$

Exemple :

Fluide circulant entre des espaces annulaires concentriques (tubes de diamètres respectifs d_1/d_2 et d_3/d_4).

$$d_e = 4 \cdot \frac{\frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_2^2)}{\pi d_2} = \frac{d_3^2 - d_2^2}{d_2}$$



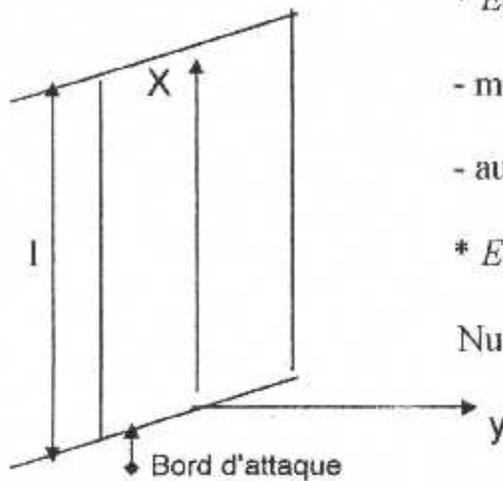
II.4.2.2 Convection naturelle ou libre :

En convection forcée, le fluide est en mouvement, donc c'est le nombre de Reynolds qui caractérise le régime d'écoulement.

Par contre en convection libre ou naturelle, le fluide est naturellement au repos à l'origine. La contribution de Re disparaît et c'est le Grashoff (Gf) qui caractérise le régime d'écoulement.

En pratique, dans la convection naturelle le courant qui prend naissance reste laminaire jusqu'à ce que le nombre de Grashoff atteigne la valeur de 10^9 environ.

II.4.2.2.1 Cas d'une plaque plane verticale :



* *Écoulement laminaire* : $10^4 < Ra < 10^9$

- métaux liquides $Nu_x = 0.75 (Gr Pr^2)^{1/4}$

- autres fluides $Nu_x = 0.59 (Gr Pr)^{1/4}$

* *Écoulement turbulent* : $Ra > 10^9$

$Nu_x = 0.13 Ra^{1/3}$

II.4.2.2.2 Cas d'une plaque plane horizontale carrée :

* *Flux ascendant* :

$$10^5 < Ra < 2 \cdot 10^7 \Rightarrow Nu = 0.54 Ra^{1/4}$$

$$2 \cdot 10^7 < Ra < 3 \cdot 10^7 \Rightarrow Nu = 0.14 Ra^{1/3}$$

* *Flux descendant* :

$$3 \cdot 10^5 < Ra < 10^8 \Rightarrow Nu = 0.68 Ra^{1/5}$$

$$10^8 < Ra < 3 \cdot 10^{10} \Rightarrow Nu = 0.27 Ra^{1/4}$$

CHAPITRE III

théorie sur les échangeurs de chaleur

III.1 DEFINITION DES ECHANGEURS DE CHALEUR :

Les échangeurs de chaleur sont des appareils destinés à transmettre la chaleur d'un fluide à un autre. Ils sont employés dans les différents types d'installations, (Installations thermoélectriques, industries pétrochimiques, installations des chauffages, installations frigorifiques etc.....).

Les échangeurs de chaleur se font par conduction dans les parois qui séparent les fluides et par convection entre fluide et paroi.

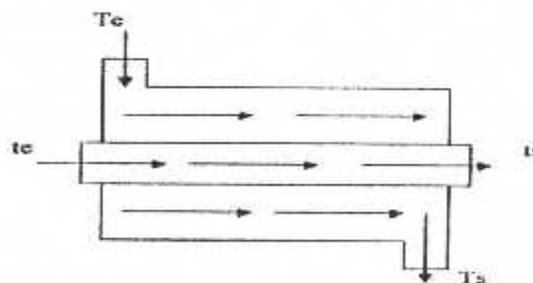
Le rayonnement n'intervient que lorsque la différence de température est très grande.

III.2 CLASSIFICATION DES ECHANGEURS DE CHALEUR :

Chacune des installations citées ci-dessus peut poser des problèmes d'échanges thermiques très différents selon les cas. Les appareils aptes à résoudre ces problèmes peuvent être très différents les uns des autres et peuvent être classés comme suit :

III.2.1 Classification suivant le sens d'écoulement du fluide :

Echangeurs à courants parallèles :



Les deux fluides s'écoulent parallèlement et dans le même sens.

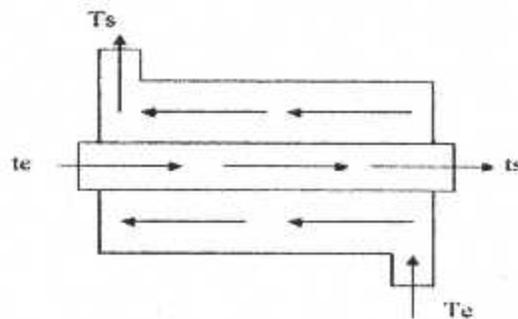
T_c : Température d'entrée fluide chaud.

t_e : Température d'entrée fluide froid.

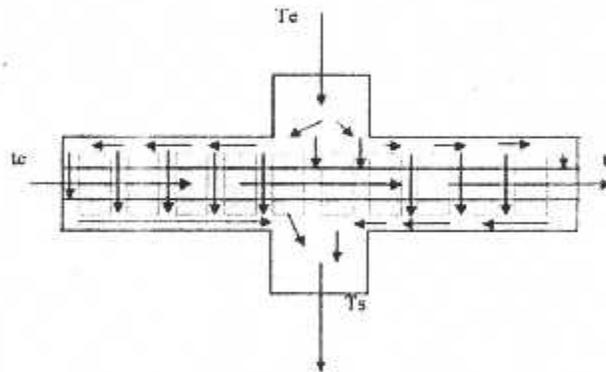
T_s : Température de sortie fluide chaud.

t_s : Température de sortie fluide froid.

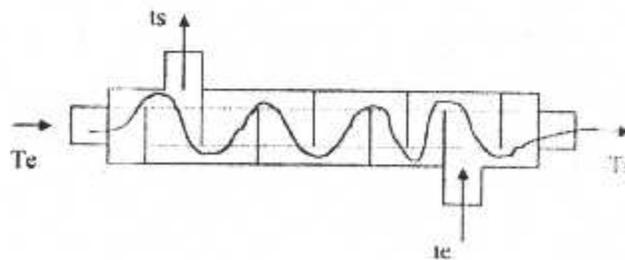
Avec : $T_c > T_s$ et $t_s > t_e$

Echangeur à contre courant :

Les deux fluides s'écoulent en parallèle et en sens inverse.

Echangeurs à courants croisés :

Le parcours du fluide forme un angle de 90°

Echangeurs à courant croisé avec plusieurs passages :

Dans ce cas, le parcours du fluide passe en zigzag en allant en avant par rapport au parcours de l'autre.

La différence entre les trois premiers types est due à la valeur relative de la superficie d'échange demandée pour produire une variation de température donnée par le fluide à l'entrée de l'appareil.

III.2.2 classification suivant leurs application :

- Générateur de vapeur (production de la vapeur)
- Condenseur
- Evaporateur
- Radiateur
- Tour de refroidissement etc.....)

III.3 LES ECHANGEURS DE CHALEURS LES PLUS UTILISES DANS L'INDUSTRIE (DITS TUBULAIRES) :

On distingue deux types d'échangeurs tubulaires :

III.3.1 Echangeur à double tube : (fig. 1-1)

C'est le modèle d'échangeur le plus simple que l'on puisse imaginer il s'agit de deux tubes coaxiaux, l'un des deux fluides s'écoule dans le tube central et l'autre dans l'espace annulaire.

L'inconvénient que présente ce type d'échangeur est l'encombrement.

III-3-2 Echangeur à faisceau et calandre :

Ce type d'échangeur possède une surface d'échange très développée et peut atteindre une capacité de l'ordre de 500 mVnf.

On distingue :

III.3.2.1 Echangeur à plaque tubulaire fixe : (fig. 1-2)

Ce type d'échangeur est utilisé pour des écarts de températures chaudes et froides relativement faibles pour rester dans la tolérance de résistance pratique de la plaque tubulaire due aux contraintes thermiques. L'avantage de cet échangeur est

la diminution des risques de fuite, en outre le nettoyage extérieur des tubes n'est possible que par procédés chimiques.

III.3.2.2 Echangeur à tête flottante : (fig. 1-3)

C'est le plus utilisé en raffinerie ; une plaque est fixe et l'autre est libre et dite flottante, permettant ainsi l'élimination des contraintes thermiques dans les tubes et sa calandre. Ce type d'appareils malgré son onéreuse construction, permet l'extraction de son faisceau tubulaire pour une éventuelle maintenance, mais des fuites au niveau des joints d'étanchéité sont à craindre.

III.3.2.3 Echangeur à tube en U : (fig. 1-4)

Comme son nom l'indique, les tubes ont une forme en U ; une plaque tubulaire est alors supprimée permettant ainsi l'élimination des contraintes thermiques, ce qui permet son emploi pour de grands écarts de températures. Ce type d'échangeur est moins coûteux que le précédent, seulement la maintenance des tubes est impossible.



Figure (1-1)-Echangeur a double tube

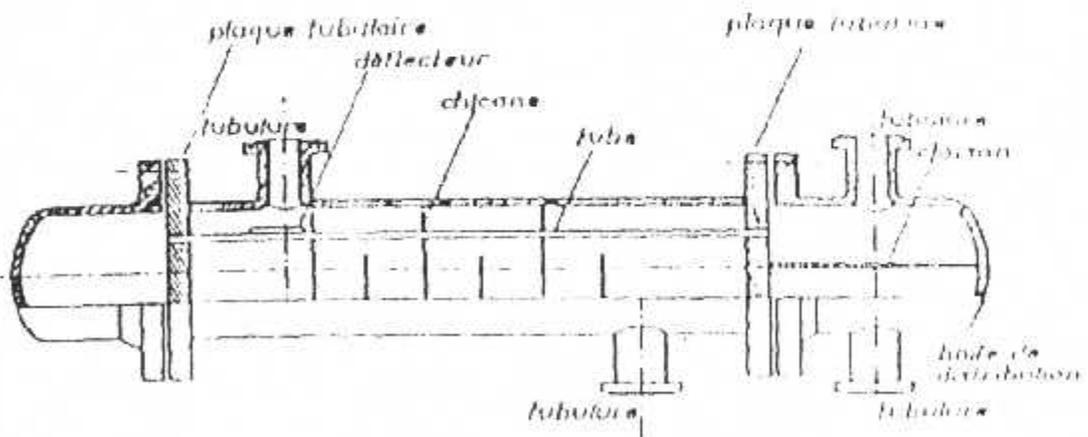


Figure (1-2)-Echangeur à plaque tubulaire fixe

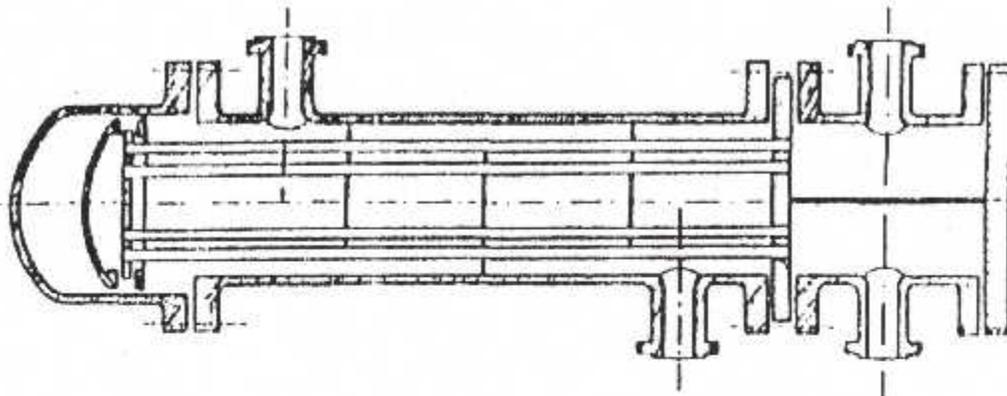


Figure (1-3)- Echangeur à tube en U

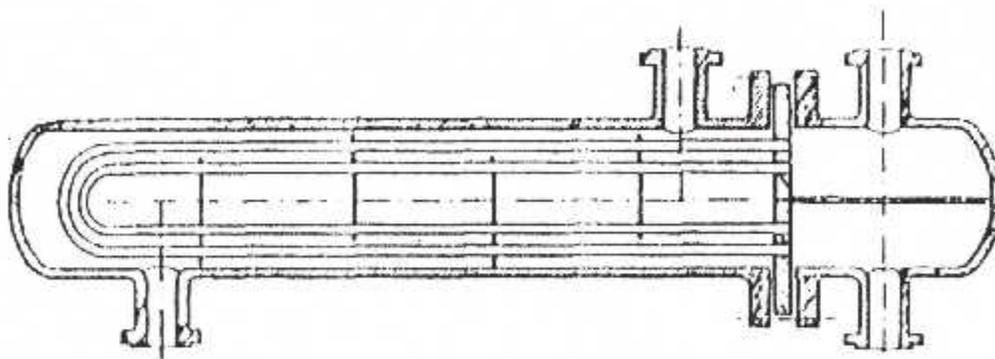


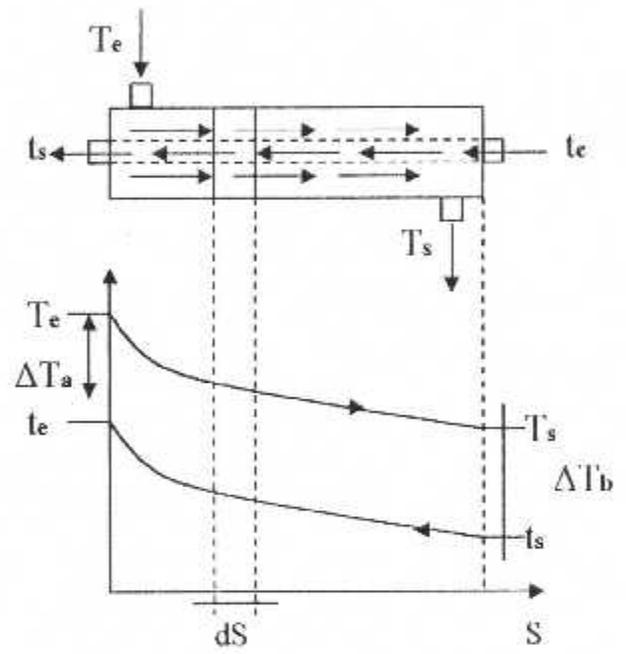
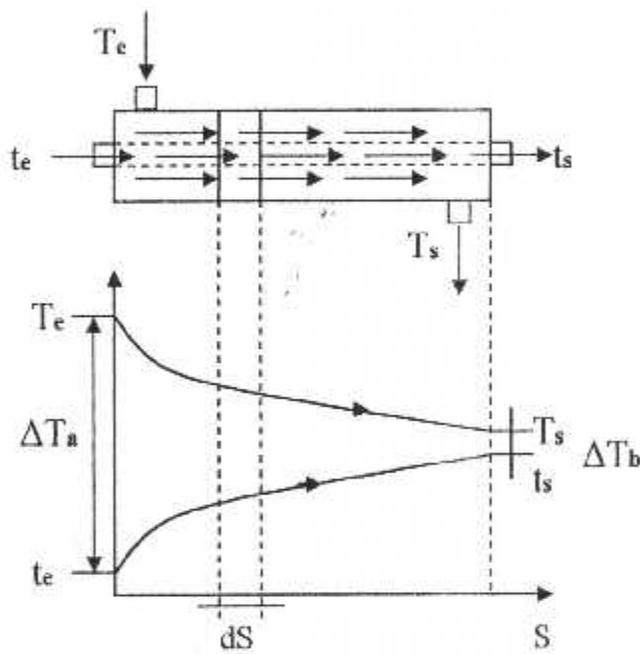
Figure (1-4)-Echangeur à tête flottante

III.4 DISTRIBUTION DES TEMPERATURES DANS UN ECHANGEUR :

Les températures des fluides évoluent pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur sauf lorsqu'un des fluides subit un changement de phase, auquel sa température reste constante. Les figures ci dessous donnent l'allure de quelques distributions de température dans des échanges très simples. On porte en abscisse l'aire de la surface d'échange, variant depuis zéro, à l'entrée de l'appareil (extrémité ou rentre le fluide chaud) jusqu'à sa valeur totale S , à la sortie du fluide chaud.

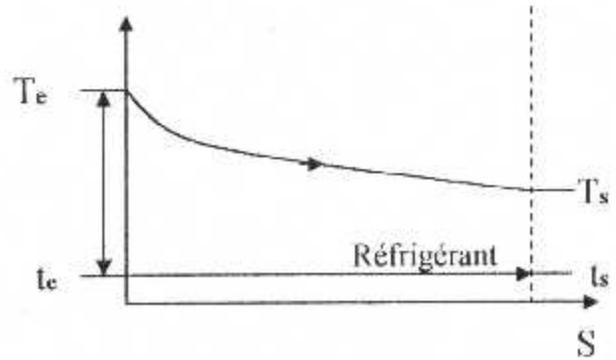
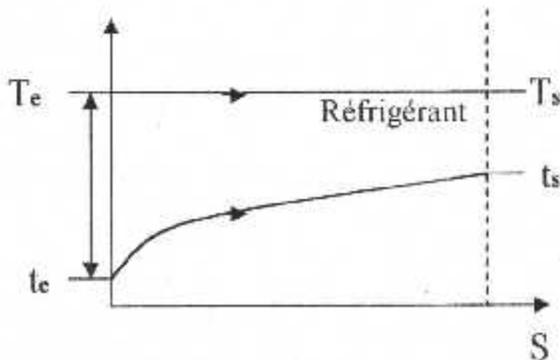
A- échangeur à courant parallèles

B- échangeur à contre courant



C- condenseur

d- évaporateur



Remarque :

Dans un échangeur à contre courant, la température de sortie du fluide froid peut être supérieure à celle de sortie du fluide chaud. Cette disposition étant l'une des plus favorable pour l'échange thermique.

Les figures C et D, représentent un condenseur et un évaporateur idéaux dans lesquels le changement de phase commence des l'entrée et se poursuit jusqu'à la sortie de l'appareil (ce qui est malheureusement pas toujours le cas dans la réalité).

III-5 CALCUL THERMIQUE DES ECHANGEURS DE CHALEUR :

Dans l'étude d'un échangeur, on cherche à obtenir une puissance d'échange donnée avec la plus faible surface d'échange (moins d'encombrement) et le moins de pertes de charge possible. Autrement dit au meilleur coût d'investissement et d'exploitation.

L'étude complète d'un échangeur fait donc appel à différentes disciplines (thermique, mécanique des fluides, technologie ...etc.)

Nous n'aborderons ici que l'aspect thermique de l'étude, autrement dit l'évaluation des performances thermiques et en nous limitant de plus en plus au régime permanent de fonctionnement.

Deux méthodes de calcul sont utilisées :

- méthode ΔTLM différence de température logarithmique moyenne.
- méthode de NUT nombre d'unité de transfert.

III.5.1 Evaluation des performances thermiques d'un échangeur de chaleur en régime permanent :**Coefficient global d'échange :**

Le flux échangé entre un fluide chaud (température T) et un fluide froid (température t) à travers un élément de surface ds s'écrit :

$$d\phi = k. ds /T - t/$$

Avec :

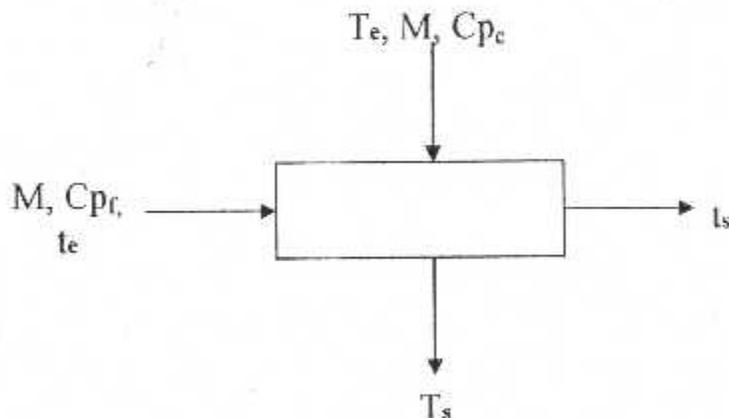
K : coefficient global d'échange exprimé en $W/m^2 \cdot ^\circ K$.

K peut varier le long de l'échangeur. Il représente la conductance thermique entreposée entre les deux fluides et qui comprend principalement trois termes. Les deux coefficients d'échange fluide - paroi et un terme de conduction à travers la paroi - solide.

Echangeurs sans pertes :

Les seuls et uniques transferts de chaleur s'effectuent entre les deux fluides.

- Soient M et m débits massiques (Kg/s) respectivement des fluides chaud et froids.
- Soient C_{p_c} et C_{p_f} chaleurs massiques (Kj/Kg) respectivement des fluides chaud et froid.

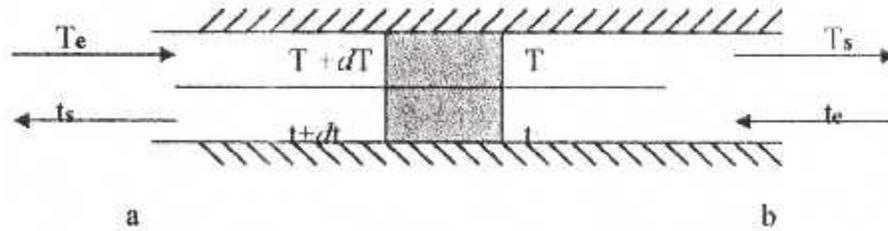


Le flux échangé entre les deux fluides est :

$$\phi = M \cdot C_{p_c} \cdot (T_e - T_s) = m \cdot c_{p_f} \cdot (t_s - t_e)$$

III.5.2 Calcul du flux utilisant la méthode ΔT_{LM} (différence de température logarithmique moyenne) :

III.5.2.1 Echangeur à contre courant :



$$d\phi = M \cdot cp_c \cdot dT = m \cdot cp_f \cdot dt$$

$$d\phi = K \cdot dS (T - t) \quad (III.1)$$

$$d\phi = M \cdot cp_c \cdot dt \Rightarrow dT = \frac{d\phi}{M \cdot cp_c}$$

$$d\phi = m \cdot cp_f \cdot dt \Rightarrow dt = \frac{d\phi}{m \cdot cp_f}$$

$$dT - dt = d(T - t) \quad \text{or} \quad dT - dt = d\phi \cdot \left(\frac{1}{M \cdot cp_c} - \frac{1}{m \cdot cp_f} \right) \Rightarrow$$

$$d\phi = \frac{d(T - t)}{\frac{1}{M \cdot cp_c} - \frac{1}{m \cdot cp_f}} \quad (III.2)$$

En égalisant (1) & (2) on obtient :

$$\frac{d(T - t)}{\frac{1}{M \cdot cp_c} - \frac{1}{m \cdot cp_f}} = K \cdot dS (T - t) \Rightarrow \frac{d(T - t)}{T - t} = K \cdot dS \left(\frac{1}{M \cdot cp_c} - \frac{1}{m \cdot cp_f} \right)$$

On admet que K est Cte.

L'intégration le long de la surface d'échange

$$\int_{T_s - t_e}^{T_e - t_s} \frac{d(T - t)}{T - t} = K \cdot \int_0^S \left(\frac{1}{M \cdot cp_c} - \frac{1}{m \cdot cp_f} \right) dS$$

$$\ln \frac{T_e - t_s}{T_s - t_e} = K \cdot S \cdot \left(\frac{1}{M \cdot cp_c} - \frac{1}{m \cdot cp_f} \right) \dots\dots\dots(III.3)$$

$$\phi = M \cdot cp_c \cdot (T_e - T_s) = m \cdot cp_f \cdot (t_s - t_e) \Rightarrow$$

Or

$$\frac{1}{M \cdot cp_c} = \frac{T_e - T_s}{\phi} \text{ et } \frac{1}{m \cdot cp_f} = \frac{t_e - t_s}{\phi}$$

On remplace dans (III.3)

$$\ln \frac{T_e - t_s}{T_s - t_e} = K \cdot S \cdot \left(\frac{T_e - T_s}{\phi} - \frac{t_s - t_e}{\phi} \right)$$

$$\ln \frac{T_e - t_s}{T_s - t_e} = \frac{K \cdot S}{\phi} \cdot (T_e - T_s - t_s + t_e) = \frac{K \cdot S}{\phi} \left[(T_e - t_s) - (T_s - t_e) \right]$$

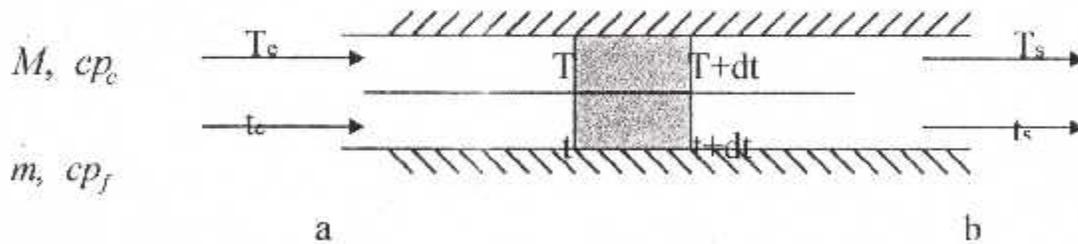
D'où :

$$\phi = K \cdot S \cdot \frac{\left[(T_e - t_s) - (T_s - t_e) \right]}{\ln \frac{T_e - t_s}{T_s - t_e}} \quad (III.4)$$

$$\phi = K \cdot S \cdot \Delta TLM \quad \text{avec :} \quad \Delta TLM = \frac{(T_e - t_s) - (T_s - t_e)}{\ln \frac{T_e - t_s}{T_s - t_e}}$$

Différence de température logarithmique moyenne.

III.5.2.2 Echangeur à courants parallèles :



A partir de :

$$d\phi = M \cdot cp_c \cdot dT = m \cdot cp_f \cdot dt = K \cdot dS (T - t)$$

Et avec le même raisonnement qu'avec l'échangeur à contre courant, et en intégrant de l'extrémité (a) à l'extrémité (b) on obtient :

$$\phi = K. S. \frac{[(T_e - t_s) - (T_s - t_e)]}{\ln \frac{T_e - t_s}{T_s - t_e}} = K. S. \Delta TLM \quad (III5)$$

$$\text{avec: } \Delta TLM = \frac{(T_e - t_s) - (T_s - t_e)}{\ln \frac{T_e - t_s}{T_s - t_e}}$$

Remarque :

- inconvénient de l'échangeur à courant //.

A condition égale, la surface d'échange est supérieure pour une même quantité de flux par rapport à l'échangeur à contre courant.

- Avantage de l'échangeur à courant //

La paroi est protégée en température par le flux froid dont la température reste inférieure à la température de sortie du fluide chaud.

- dans un échangeur à contre courant, la température de sortie du fluide froid peut être supérieure ou égale à la température de sortie de fluide chaud ($t_s \geq T_s$).

*** Facteur de correction dans le cas d'échangeurs complexes :**

Le plus souvent ΔTLM n'est pas celle que l'on a donnée précédemment (elle est calculée uniquement pour un échangeur à contre courant) ou à courant parallèle. Pour les échangeurs plus complexes (échangeurs à courants croisés à une ou plusieurs passes) ΔTLM doit être corrigée par un coefficient F , tenant compte de la forme du nombre de passes, de chicanes etc.

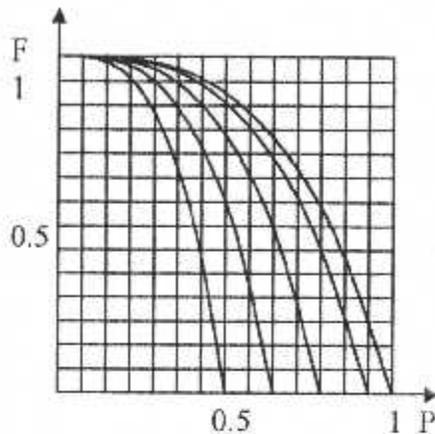
On a donc :

$$\phi = F. K. S. \Delta TLM \quad (III6)$$

Le facteur correctif F est toujours inférieur à 1 ($F < 1$)

F est donné selon le cas par abaques.

$$\text{Avec : } P = \frac{T_s - t_e}{T_e - t_e} \quad \& \quad R = \frac{T_e - T_s}{t_s - t_e} = \frac{(m \cdot cp_f)_{\min}}{(M \cdot cp_c)_{\max}}$$



III.5.3 Calcul du flux en utilisant la méthode de NUT (nombre d'unité de transfert) :

La méthode de calcul utilisant le ΔT_{LM} suppose les températures des fluides connues aux deux extrémités de l'échangeur pour permettre l'évaluation de la température moyenne appropriée. Or souvent, on connaît approximativement le coefficient d'échange global K , mais pas les températures de sortie des fluides, alors, il serait souhaitable d'utiliser la méthode de NUT qui n'utilise que les températures d'entrée des fluides.

III.5.3.1 Efficacité d'un échangeur (E) :

L'efficacité d'un échangeur est définie comme le rapport de la puissance thermique réellement échangée à la puissance d'échange maximum théoriquement possible avec les mêmes conditions d'entrée des fluides dans l'échangeur (mêmes fluides, débits et températures d'entrée) :

$$E = \Phi \text{ réel échangé} / \Phi_{\text{th Maxi échangé}} \quad (\text{III.7})$$

La puissance maximum d'échange est obtenue lorsqu'un des fluides subit un changement de température égale à la différence maximum de température existant dans l'échangeur.

$$\Delta T_{\max} = T_e - t_e \quad (\text{III.8})$$

• Détermination de Φ_{max} :

Dans le cas d'un échangeur à contre courant, on sait que d'après l'équation (III.3) :

$$\ln \left(\frac{T_e - t_s}{T_s - t_c} \right) = K.S. \left(\frac{1}{M \cdot Cp_c} - \frac{1}{m \cdot Cp_f} \right) \quad (III.9)$$

Deux cas se présentent :

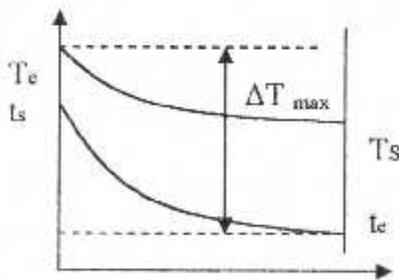
$$\text{Si } M \cdot Cp_c > m \cdot Cp_f \Rightarrow \frac{1}{M \cdot Cp_c} - \frac{1}{m \cdot Cp_f} < 0 \Rightarrow \ln \frac{T_e - t_s}{T_s - t_c} < 0$$

$$\ln x \xrightarrow{x \rightarrow 0} -\infty \Rightarrow T_e - t_s \rightarrow 0 \text{ ou } T_e \rightarrow t_s$$

$$\text{Si } M \cdot Cp_c < m \cdot Cp_f \Rightarrow \frac{1}{M \cdot Cp_c} - \frac{1}{m \cdot Cp_f} > 0 \Rightarrow \ln \frac{T_e - t_s}{T_s - t_c} > 0$$

$$\ln \frac{x}{y} \xrightarrow{y \rightarrow 0} +\infty \Rightarrow T_e - t_s \rightarrow 0 \text{ ou } : T_e \rightarrow t_s$$

Contre courant A

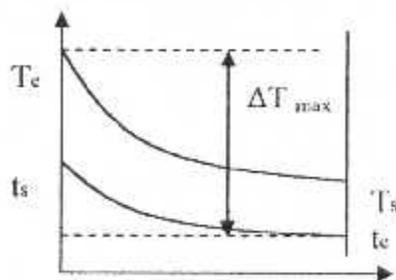


$$M \cdot Cp_c > m \cdot Cp_f$$

$$t_s \rightarrow T_e \quad (T_e \approx t_s)$$

Le fluide froid s'échauffe trop.

contre courant B



$$M \cdot Cp_c < m \cdot Cp_f$$

$$T_e \rightarrow t_s$$

Le fluide chaud se Refroidit bien.

Conclusion :

$$\text{Si : } M \cdot cp_c > mcp_f \rightarrow T_e \longrightarrow t_s \text{ ou : } T_e \approx t_s \Rightarrow$$

$$\phi_{\max} = m \cdot cp_f \cdot (t_s - t_e) = m \cdot cp_f \cdot (T_e - t_e)$$

$$\text{Si : } M \cdot cp_c < m \cdot cp_f \rightarrow T_s \longrightarrow t_e \text{ ou : } T_s \approx t_e \Rightarrow$$

$$\phi_{\max} = M \cdot cp_c \cdot (T_e - T_s) = M \cdot cp_c \cdot (T_e - t_e)$$

Donc pour avoir ϕ_{\max} il faut prendre le $(M \cdot cp)_{\min}$ (C.A.D le plus petit).

$$\phi_{\max} = (Mcp)_{\min} \cdot (T_e - t_e) \quad (III.10)$$

$$\text{Or : } \phi = M \cdot cp_c \cdot (T_e - T_s) = m \cdot cp_f \cdot (t_s - t_e)$$

$$\Rightarrow E = \frac{\phi \text{ reel échangé}}{\phi Th_{\max} \text{ échangé}} = \frac{M \cdot cp_c \cdot (T_e - T_s)}{(M \cdot cp)_{\min} (T_e - t_e)} = \frac{m \cdot cp_f \cdot (t_s - t_e)}{(Mcp)_{\min} (T_e - t_e)} \quad (III.11)$$

Remarque :

$$\text{Si : } M \cdot cp_c = (M \cdot cp)_{\min} \Rightarrow E = \frac{T_e - T_s}{T_e - t_e}$$

$$\text{Si : } m \cdot cp_f = (M \cdot cp)_{\min} \Rightarrow E = \frac{t_s - t_e}{T_e - t_e}$$

- La puissance réellement échangée devient donc :

$$\phi_{reel} = E. \phi_{th,maxi\ échange}$$

$$\phi_{reel} = E. (M cp)_{min} (T_e - t_e) \quad (III.12) \quad \text{en watt}$$

III.5.3.1.1 Efficacité d'un échangeur à courants parallèles :

$$E = \frac{\phi_{reel}}{\phi_{max\ échange}} = \frac{M. cp_c. (T_e - T_s)}{(M. cp)_{MIN} (T_e - t_e)} = \frac{m cp_f. (t_s - t_e)}{(M. cp)_{MIN} (T_e - t_e)} \quad (III.13)$$

$$\ln \frac{T_e - t_e}{T_s - t_s} = K. S. \left(\frac{1}{M. cp_c} + \frac{1}{m. cp_f} \right) * \quad (III.14)$$

*/ démonstration :

$$\phi = K. S. \frac{[(T_e - t_e) - (T_s - t_s)]}{\ln \frac{T_e - t_e}{T_s - t_s}} \quad (A)$$

$$\phi = M cp_c. (T_e - T_s) = m cp_f. (t_s - t_e) \Rightarrow \begin{cases} \frac{1}{M cp_c} = \frac{T_e - T_s}{\phi} \\ \frac{1}{m cp_f} = \frac{t_s - t_e}{\phi} \end{cases}$$

$$\frac{1}{M \cdot cp_c} + \frac{1}{m \cdot cp_f} = \frac{1}{\phi} [T_e - T_s + t_s - t_e] = \frac{1}{\phi} [(T_e - t_e) - (T_s - t_s)] \Rightarrow$$

$$\phi = \frac{(T_e - t_e) - (T_s - t_s)}{\frac{1}{M \cdot cp_c} + \frac{1}{m \cdot cp_f}} \quad (B)$$

Égalisons : A et B

$$\frac{K \cdot S \cdot [(T_e - t_e) - (T_s - t_s)]}{\ln \frac{T_e - t_e}{T_s - t_s}} = \frac{(T_e - t_e) - (T_s - t_s)}{\frac{1}{M \cdot cp_c} + \frac{1}{m \cdot cp_f}} \Rightarrow$$

$$\frac{K \cdot S}{\ln \frac{T_e - t_e}{T_s - t_s}} = \frac{1}{\frac{1}{M \cdot cp_c} + \frac{1}{m \cdot cp_f}} \Rightarrow$$

$$\ln \frac{T_e - t_e}{T_s - t_s} = K \cdot S \cdot \left(\frac{1}{M \cdot cp_c} + \frac{1}{m \cdot cp_f} \right)$$

De la on peut écrire : $\frac{T_e - t_e}{T_s - t_s} = \text{EXP}^{K \cdot S \cdot \left(\frac{1}{M \cdot cp_c} + \frac{1}{m \cdot cp_f} \right)}$

$$\text{Où : } \frac{T_s - t_s}{T_e - t_e} = \text{EXP} \left[- \frac{K \cdot S}{M \cdot cp_c} \left(1 + \frac{M \cdot cp_c}{m \cdot cp_f} \right) \right] \quad (III.15)$$

Or :

$$M \cdot cp_c \cdot (T_c - t_s) = m \cdot cp_f \cdot (t_s - t_e) = \phi_{reel\acute{e}chang\acute{e}} \Rightarrow$$

$$t_s - t_e = \frac{M \cdot cp_c}{m \cdot cp_f} \cdot (T_c - T_s)$$

On ajoute T_s et T_c dans chaque membre :

$$t_s - t_e + T_s + T_c = \frac{M \cdot cp_c}{m \cdot cp_f} \cdot (T_c - T_s) + T_s + T_c$$

On multiplie par (-1) :

$$-t_s + t_e - T_s - T_c = \frac{M \cdot cp_c}{m \cdot cp_f} \cdot (T_s - T_c) - T_s - T_c$$

$$\text{ou : } T_s - t_s = \frac{M \cdot cp_c}{m \cdot cp_f} \cdot (T_s - T_c) + (T_s - T_c) + (T_c - t_e)$$

$$T_s - t_s = (T_s - T_c) \cdot \left(1 + \frac{M \cdot cp_c}{m \cdot cp_f} \right) + (T_c - t_e) \quad (III.16)$$

Remplaçant (III.16) dans (III.15) :

$$\frac{T_s - T_e}{T_e - t_e} \cdot \left(1 + \frac{M \cdot cp_c}{m \cdot cp_f} + \frac{T_e - t_e}{T_e - t_e}\right) = EXP \left[\frac{K \cdot S}{M \cdot cp_c} \cdot \left(1 + \frac{M \cdot cp_c}{m \cdot cp_f}\right) \right] \quad (III.17)$$

$$\text{Or : } E = \frac{\phi_{reel}}{\phi_{maxthe}} = \frac{M \cdot cp_c \cdot (T_e - T_s)}{\left(M \cdot cp\right)_{\min} \cdot (T_e - t_e)}$$

$$\Rightarrow \frac{T_e - T_s}{T_e - t_e} = E \cdot \frac{(M \cdot cp)_{\min}}{M \cdot cp_c} \quad \text{ou : } \frac{T_s - T_e}{T_e - t_e} = - E \cdot \frac{(M \cdot cp)_{\min}}{M \cdot cp_c} \dots\dots\dots(III.18)$$

Remplacent (III.18) dans (III.17)

$$- E \cdot \frac{(M \cdot cp)_{\min}}{M \cdot cp_c} \cdot \left(1 + \frac{M \cdot cp_c}{m \cdot cp_f}\right) + 1 = EXP \left[\frac{k \cdot s}{M \cdot cp_c} \cdot \left(1 + \frac{M \cdot cp_c}{m \cdot cp_f}\right) \right]$$

Où :

$$E = \frac{1 - \exp \left[\frac{K \cdot S}{M \cdot cp_c} \cdot \left(1 + \frac{M \cdot cp_c}{m \cdot cp_f}\right) \right]}{\left(1 + \frac{M \cdot cp_c}{m \cdot cp_f}\right) \cdot \left(\frac{M \cdot cp_{\min}}{M \cdot cp_c}\right)} \dots\dots\dots(III.19)$$

Remarque:

Si $M \cdot cp_c = (m \cdot cp)_{\min} \Rightarrow$

$$E = \frac{1 - \text{EXP} \left[- \frac{K \cdot S}{M \cdot cp_c} \cdot \left(1 + \frac{(M \cdot cp_c)_{\min}}{(m \cdot cp_f)_{\max}} \right) \right]}{\left(1 + \frac{(M \cdot cp_c)_{\min}}{(m \cdot cp_f)_{\max}} \right)} \dots\dots(\text{III.20})$$

III.5.3.1.2 Efficacité d'un échangeur à contre courant:

Même raisonnement que pour un échangeur à courant II

$$E = \frac{\Phi_{\text{reel}}}{\Phi_{\text{max th}}} = \frac{M \cdot cp_c \cdot (T_e - t_s)}{(M \cdot cp)_{\min} \cdot (T_e - t_e)} = \frac{m \cdot cp_f \cdot (T_s - t_e)}{(M \cdot cp)_{\min} \cdot (T_e - t_e)}$$

$$\ln \frac{T_e - t_s}{T_s - t_e} = \text{EXP} \left[\frac{K \cdot S}{M \cdot cp_c} \cdot \left(1 - \frac{M \cdot cp_c}{m \cdot cp_f} \right) \right]$$

$$M \cdot cp_c \cdot (T_e - T_s) = m \cdot cp_f \cdot (t_s - t_e) = \Phi_{\text{reel}}$$

Après transformation mathématique en a

$$E = \frac{1 - \text{EXP} \left[- \frac{K \cdot S}{M \cdot cp_c} \cdot \left(1 - \frac{(M \cdot cp_c)_{\min}}{(m \cdot cp_f)_{\max}} \right) \right]}{\left(1 - \frac{(M \cdot cp_c)_{\min}}{(m \cdot cp_f)_{\max}} \cdot \text{EXP} \left[\frac{K \cdot S}{M \cdot cp_c} \cdot \left(1 - \frac{(M \cdot cp_c)_{\min}}{(m \cdot cp_f)_{\max}} \right) \right] \right)} \dots\dots\dots(\text{III.21})$$

$$E = \frac{1 - EXP \left[- \frac{K \cdot S}{\dot{M} \cdot cp_c} \cdot \left(1 + \frac{(\dot{M} \cdot cp_c)_{\min}}{(\dot{m} \cdot cp_f)_{\max}} \right) \right]}{\left(1 + \frac{(\dot{M} \cdot cp_c)_{\min}}{(\dot{m} \cdot cp_f)_{\max}} \right)} \dots\dots(20)$$

III.5.3.1.2 Efficacité d'un échangeur à contre courant:

Même raisonnement que pour un échangeur à courant II

$$E = \frac{\Phi_{reel}}{\Phi_{max\ th}} = \frac{\dot{M} \cdot cp_c \cdot (T_e - t_s)}{(\dot{M} \cdot cp)_{\min} \cdot (T_e - t_e)} = \frac{\dot{m} \cdot cp_f \cdot (T_s - t_e)}{(\dot{M} \cdot cp)_{\min} \cdot (T_e - t_e)}$$

$$\ln \frac{T_e - t_s}{T_s - t_e} = EXP \left[\frac{K \cdot S}{\dot{M} \cdot cp_c} \cdot \left(1 - \frac{\dot{M} \cdot cp_c}{\dot{m} \cdot cp_f} \right) \right]$$

$$\dot{M} \cdot cp_c \cdot (T_e - T_s) = \dot{m} \cdot cp_f \cdot (t_s - t_e) = \Phi_{reel}.$$

Après transformation mathématique en a

$$E = \frac{1 - EXP \left[- \frac{K \cdot S}{\dot{M} \cdot cp_c} \cdot \left(1 - \frac{(\dot{M} \cdot cp_c)_{\min}}{(\dot{m} \cdot cp_f)_{\max}} \right) \right]}{\left(1 - \frac{(\dot{M} \cdot cp_c)_{\min}}{(\dot{m} \cdot cp_f)_{\max}} \right) \cdot EXP \left[\frac{K \cdot S}{\dot{M} \cdot cp_c} \cdot \left(1 - \frac{(\dot{M} \cdot cp_c)_{\min}}{(\dot{m} \cdot cp_f)_{\max}} \right) \right]} \dots\dots\dots(21)$$

Efficacité d'un échangeur à contre courant.

* *expression générale de l'efficacité E:*

D'une manière générale l'efficacité peut être représentée par une fonction du type:

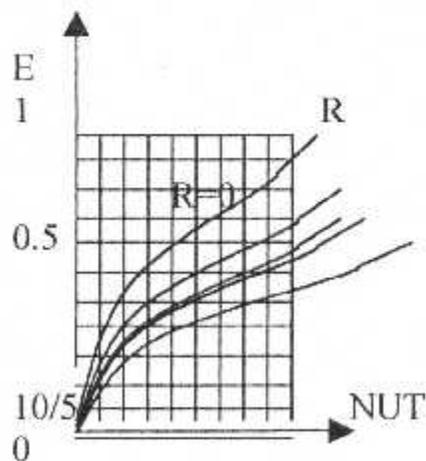
$$E = f\left(\frac{K \cdot S}{(M \cdot cp)_{\min}}, \frac{(M \cdot cp)_{\min}}{(M \cdot cp)_{\max}}, \text{ configuration de l'écoulement}\right)$$

Le nombre d'unité de transfert NUT :

$$NUT = \frac{K \cdot S}{(m \cdot cp)_{\min}}$$

NUT: représente le pouvoir d'échange de l'appareil. il y a des abaques qui Donnent la valeur de l'efficacité à partir du NUT, et du rapport :

$$R = \frac{(M \cdot cp)_{\min}}{(M \cdot cp)_{\max}} \text{ et de la configuration de l'écoulement.}$$



Avec :

$$NUT = \frac{K \cdot S}{(M \cdot cp)_{\min}}$$

chapitre IV

Calcul thermique des échangeurs de chaleur

IV.1 PROCEDURE GENERALE DE CALCUL :

IV.1.1 méthode de NUT :

La méthode de NUT utilise que les températures d'entrée elle suit le processus de calcul suivant :

1- Détermination du coefficient Global d'échange K.

2- Détermination du $M \cdot cp_c$; $m \cdot cp_f$, et $R = \frac{(m \cdot cp)_\min}{(M \cdot cp)_\max}$

$K \cdot S$

3- Calcul de $NUT = \frac{K \cdot S}{(M \cdot cp)_\min}$

4- Détermination de E par abaques ou par formules.

5- Calcul de $\Phi = E \cdot (M \cdot cp)_\min (T_e - t_e)$.

6- Détermination des températures de sortie des fluides T_s et t_s par :

$$\Phi = M \cdot cp \cdot (T_e - T_s) = m \cdot cp_f \cdot (t_s - t_e)$$

IV.1.2 méthode de ΔTLM :

La méthode utilisant le ΔTLM suppose les températures des fluides connues aux deux extrémités de l'échangeur, elle suit le processus de calcul suivant :

1- On se fixe une première approximation les températures de sortie T_{s1} , et t_{s1} .

2- On évalue ΔTLM_1 (1^{er} approximation).

3- On détermine Φ_1 (1^{er} approximation).

4- On en déduit de nouvelles valeurs pour les températures de sortie T_{s2} et t_{s2} .

5- On les compare à T_{s1} et t_{s1} si elles diffèrent, on recommence les calculs en 1^{er} avec T_{s2} et t_{s2} ainsi de suite jusqu'à ce que les températures de sortie obtenue en 4, ne varient pas.

IV.1.3 Comparaison des méthodes ΔTLM et NUT :

Les deux méthodes ΔTLM et NUT aboutissent au même résultat, sauf qu'un certain nombre d'arguments semble être en faveur de la méthode NUT.

Les températures de sortie des fluides ne figurent pas dans les données.

*- Simplicité d'emploi:

- Pour la méthode ΔTLM : k , M , m , c_{pe} , c_{pr} et les températures aux deux extrémités sont données. Il s'agit de déterminer l'étendu de la surface d'échange.

- pour la méthode NUT: S , k , M , m , c_{pe} , c_{pr} et les températures d'entrée sont données, il faut déterminer les températures de sortie des fluides et la puissance Φ .

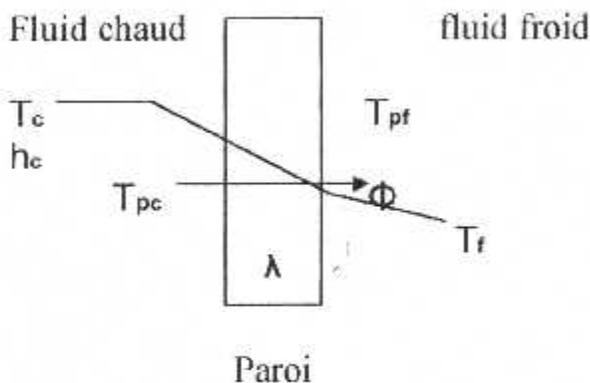
Méthode NUT	Méthode ΔTLM
1*- Calcul de m , C_{pr} et M , C_{pe} .	1*- On se fixe une première approximation les températures de sortie T_{s1} , et t_{s1} .
2*- Calcul de NUT du rapport :	2*- On évalue ΔTLM_1 (1 ^{er} approximation).
$R = \frac{(M \cdot cp)_{\min}}{(M \cdot cp)_{\max}}$	3*- On détermine Φ_1 (1 ^{er} approximation).
3*- Evaluation de E par abaques :	4*- On en déduit de nouvelles valeurs pour les températures de sortie T_{s2} et t_{s2} .
$E = f(\text{NUT}, R, \text{config. de l'écoulement})$	on les compare à T_{s1} et t_{s1} si elles diffèrent, on recommence les calculs 1 ^{er} avec T_{s2} et t_{s2} ainsi de suite jusqu'à ce que les températures de sortie obtenue en 4, ne varient pas.
4*- calcul de Φ par l'expression :	
$\Phi = E \cdot (M \cdot Cp)_{\min} \cdot (T_e - t_e)$	
5-* on tire T_s et t_s de :	
$\begin{aligned} \Phi &= m \cdot C_{pr} \cdot (t_s - t_e) = \\ &= m \cdot C_{pe} \cdot (T_e - T_s) . \end{aligned}$	

IV.2 ECHANGEUR DE CHALEUR LIQUIDE – LIQUIDE :

IV.2.1 Evaluation du coefficient global d'échange K :

Le transfert de chaleur du fluide chaud au fluide froid peut être décomposé comme suit :

- Convection. fluide chaud – paroi (coefficient de convection h_c)
- Conduction à travers la paroi (conductivité λ du matériau).
- Convection paroi fluide froid (coefficient de convection h_f)



Dans ce cas :

$$\Phi = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c \cdot S_c} + \frac{e}{\lambda \cdot S_m} + \frac{1}{h_f \cdot S_f}}$$

Si la paroi est plane $S = S_c = S_f = S_m$ donc :

$$\Phi = K \cdot S \cdot (T_c - T_f) \text{ avec : } \Phi = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f}}$$

h : coef. de convection côté chaud.

h_f : coef. de convection côté froid.

λ : conductivité thermique de la paroi.

e : épaisseur de la paroi.

S_c : surface d'échange côté chaud.

S_r : surface d'échange côté froid.

S_m : surface d'échange côté moyenne.

Or dans la pratique, la paroi d'échange n'est pas toujours plane de plus, la paroi d'échange au bout d'un certain temps est recouverte de part et d'autre d'un film d'encrassement. Ces dépôts de tartre et de salissures ont une conductivité thermique faible relativement à celle du métal et Constituent de ce fait, deux couches isolantes supplémentaires s'opposant à l'échange.

Il faut donc par conséquent rapporter K , soit à l'unité de surface d'échange coté chaud noté K_c , soit à l'unité de surface d'échange coté froid noté K_f .

$$K_c = 1 / \left[\frac{1}{\eta_c \cdot h_c} + Re_c + \frac{e}{\lambda} \cdot \frac{S_r}{S_m} + Re_f + \frac{1}{\eta_f \cdot h_f} \cdot \frac{S_c}{S_f} \right]$$

$$K_f = 1 / \left[\frac{1}{\eta_f \cdot h_f} + Re_f + \frac{e}{\lambda} \cdot \frac{S_f}{S_m} + Re_c + \frac{1}{\eta_c \cdot h_c} \cdot \frac{S_c}{S_f} \right]$$

Re_c et Re_f sont les résistances par unité de surface des films d'encrassement déposés du côté chaud et du côté froid de la surface d'échange. On l'exprime en $m^2 \cdot e.c/w$

***- tableau donnant quelques résistances d'encrassement :**

Fluide de condition	résistances d'encrassement :
Eau de mer $t < 50$	10^{-4}
Eau de mer $t > 50$	$2 \cdot 10^{-4}$
Eau de rivière très sale	10 a $10 \cdot 10^{-4}$
Eau traitée pour chaudière	2 a $10 \cdot 10^{-4}$
Vapeur non grasse	1 a $10 \cdot 10^{-4}$
Air industriel	4 a $10 \cdot 10^{-4}$
Liquide réfrigérant	2 a $10 \cdot 10^{-4}$
Gaz oil	4 a 6 a $10 \cdot 10^{-4}$
Essence et kérosène	2 a $10 \cdot 10^{-4}$

IV.2.1.1 Estimation des coefficient d'échange par convention entre la paroi et les fluides h_c et h_r :

Démarche pratique à suivre :

1)*- Evaluation du nombre de PRANDL:

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda}$$

(Fluide)

μ : viscosité dynamique (kg/m .s).

c_p :chaleur massique. (J/kg°C)

λ : conductivité thermique.

2)*- nombre de Reynolds:

$$Re = \frac{V \cdot Dh}{\gamma} = \frac{V \cdot Dh \cdot \rho}{\mu} \quad \text{Avec : } Dh = \frac{4 \cdot S}{p} \quad \text{en (m)}$$

V : vitesse moyenne de la veine fluide. (m/s)

μ : Viscosité dynamique du fluide. (Kg/m.s)

S: masse volumique du fluide.

Dh : diamètre hydraulique.

γ :viscosité cinématique.

ρ : masse volumique.

3)*- nombre de Nusselt:

$$Nu = \frac{h \cdot Dh}{\lambda} \quad \text{on tire : } h = Nu \cdot \lambda / Dh$$

*- écoulement dans les tubes:

- Régime laminaire : $Re < 2100$

$$Nu = 1.86 \cdot (Re \cdot Pr \cdot d / l)^{1/3} (\mu / \mu_p)^{0.14}$$

μ / μ_p : rapport de la viscosité du fluide à sa température moyenne à sa viscosité à la température de la paroi.

μ / μ_p : représente une correction négligeable pour les GAZ.

- Régime turbulent : $Re > 2100$

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \cdot (\mu/\mu_p)^{0.14}$$

*- écoulement en calandre:

Le problème se complique par la présence de chicanes qui rendent le parcours du fluide dans la calandre très sinueux.

Relation de KERN:

$$Nu = 0.36 \cdot Re^{0.55} \cdot Pr^{1/3} \cdot (\mu/\mu_p)^{0.14} \text{ avec :}$$

$$Re = Gt \cdot Dh / \mu$$

$$Gt = m_{cal} \cdot P / d_i \cdot e \cdot (p - d_e)$$

m: débit massique de la calandre.

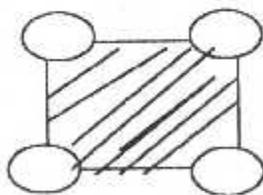
d_i : diamètre intérieur de la calandre.

d_e : diamètre extérieur des tubes du faisceaux.

e: espacement des chicanes.

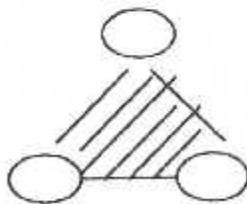
p: pas de tube.

N.B : pour un pas de tubes :



Pas de tubes carré

$$Dh = \frac{4p^2}{\pi d_e} - d_e$$



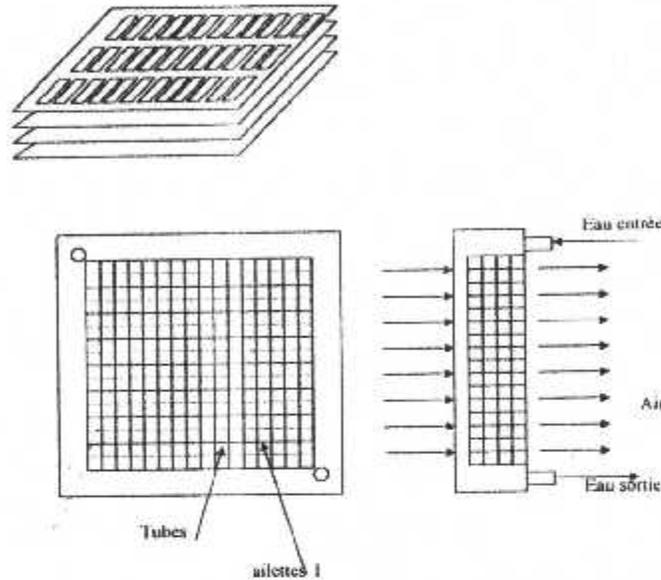
pas de tubes triangle

$$Dh = \frac{3.464 p^2}{\pi d_e} - d_e$$

Remarque:

Ces corrélations donnent une valeur de h (coef. de convection) approximative et pas une valeur précise.

IV.3 ECHANGEUR DE CHALEUR LIQUIDE – GAZ (AEROREFRIGERANT) :



⊗ Échangeur air – eau

IV.3.1 Température d'équilibre des mélanges :

Deux fluides à des températures différentes, le fluide le plus chaud cède de la chaleur au fluide froid. Le mélange se ramène à une température intermédiaire. Cette dernière est donnée par la relation suivante :

Tel que :

$$t_{mel} = (C_c t_c + C_f t_f) / C_c + C_f$$

$$C_c = m_c \cdot Cp_c$$

$$C_f = m_f \cdot Cp_f$$

Avec :

- T_{met} : température du mélange.
- T_c : température du fluide chaud.
- t_f : température du fluide froid.
- m_c : débit massique du fluide chaud.
- m_f : débit massique du fluide froid.
- C_c : capacité thermique du fluide chaud.
- C_f : capacité thermique du fluide froid.

IV.3.2 Calcul du coefficient d'échange Ka cote ailettes :

fig.1

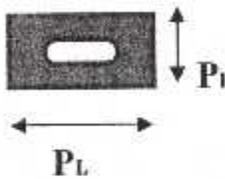


fig.2

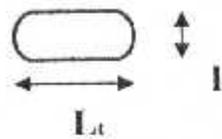
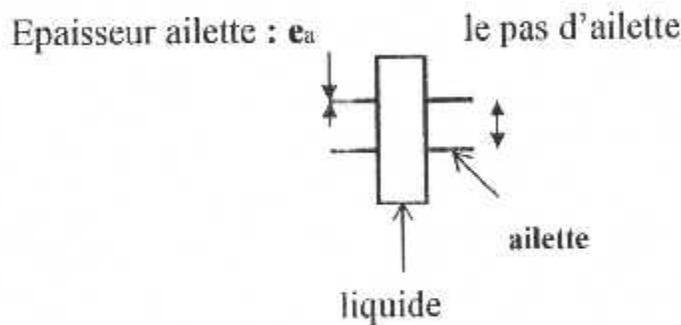


Fig.3



1- Surface d'échange cote air :

- Surface d'un élément d'ailette associée à un tronçon de tube de 2 mm de longueur : (voir fig.1 et 2)

$$S_1 = 2 (P_L \cdot P_t - L_t \cdot l_t)$$

- Surface latérale du tronçon de tube de 2mm de longueur :

$$S_2 = 2 (L_t + l_t) \cdot 2$$

- Surface d'échange élémentaire (ailette+tube) :

$$S_3 = S_1 + S_2$$

- Nombre d'ailettes par tube :

$$N_a = \frac{h_c}{P_a} + 1$$

- Nombre de tubes : (voir fig.1)

Air frontale associé à un tube $= P_t \cdot P_l$

$$N_t = \frac{\text{surface coté eau}}{\text{surface frontale d'un tube}}$$

- Surface totale d'échangeur cote air :

$$S_{ta} = S_3 \cdot N_t \cdot N_a$$

- Section de veine (section caisson) :

$$S_v = ((P_t - e_t) / P_t) \cdot L_c \cdot ((P_a - e_a) / P_a) \cdot h_c$$

- Diamètre hydraulique :

$$D_{ha} = 4 \cdot S_a / P_a$$

2- Surface d'Echange cote eau :

- Dimension d'un tube extérieur $L_t \cdot l_t$

- Dimension d'un tube intérieur $L_{ti} \cdot l_{ti}$

- Longueur donnée.

- Nombre de tubes N_t .

- Section de veine dans un tube (passage eau) :

$$S_{vt} = L_{ti} \cdot l_{ti}$$

- Périmètre mouillé :

$$(L_{ti} + l_{ti}) \cdot 2$$

- Diamètre hydraulique de tube :

$$Dh_t = 4 \cdot s_{vt} / P_t$$

- Surface d'échange d'un tube :

$$S_{et} = P_t \cdot h_t$$

- Surface d'échange totale des tubes :

$$S_{tt} = S_{et} \cdot N_t$$

- * Propriétés physiques des fluides :

Fluides		air	eau
μ	kg/m.s	0.0000205	0.00068
Cp	J/kg.°c	1010	4182

- Nombre de Reynolds des écoulements :

$$Re = Dh \cdot G / \mu$$

Air

$$G_{air} = \frac{m_a}{S_{va}}$$

Eau

$$G_{eau} = \frac{m_{eau}}{S_{vt}}$$

- Nombre de Stanton :

$$\text{On a } J = S_{ta} \cdot P_r^{2/3} = f(\text{Re})$$

$$\text{Ou : } S_{ta} = \text{Nu} \cdot (1/\text{Re}) \cdot (1/P_r)$$

- Coefficient de convection fluide / paroi :

$$h = St \cdot G \cdot Cp$$

$$\text{Air } h_{air} = St_{air} \cdot G_{air} \cdot Cp_{air}$$

Idem pour l'eau.

3 - Evaluation du coefficient d'efficacité de la surface ailette :

$$N_{air} = 1 - (1 - \zeta) S_{ailettes} / S_{total \ ailette}$$

ζ : Est l'efficacité de l'une des ailettes

4- Evaluation du coefficient d'échange cote air :

$$K_a = \left(\frac{1}{h_{air} \cdot \eta_{air}} \right) + \left(\frac{S_{air}}{h_{eau} \cdot S_{eau}} \right) + \left(\text{Re}_{ci} + \text{Re}_{ce} + \frac{e_m}{\lambda i} \right) \frac{S_m}{Si} + \frac{e_{air} \cdot S_{air}}{\lambda_{air} \cdot S_{eau}} + \text{Re}_{ce})^{-1}$$

Remarque :

Si on néglige : - la résistance thermique de conduction.

- la résistance de contact.

$$K_a = \left(\frac{1}{h_{air} \cdot \eta_{air}} \right) + \left(\frac{S_{air}}{h_{eau} \cdot S_{eau}} \right) + (\text{Re}_{ci}) \frac{S_m}{Si} + \text{Re}_{ce})^{-1}$$

chapitre V

Résultats et interprétations

V.1 Positionnement du problème et but du travail :

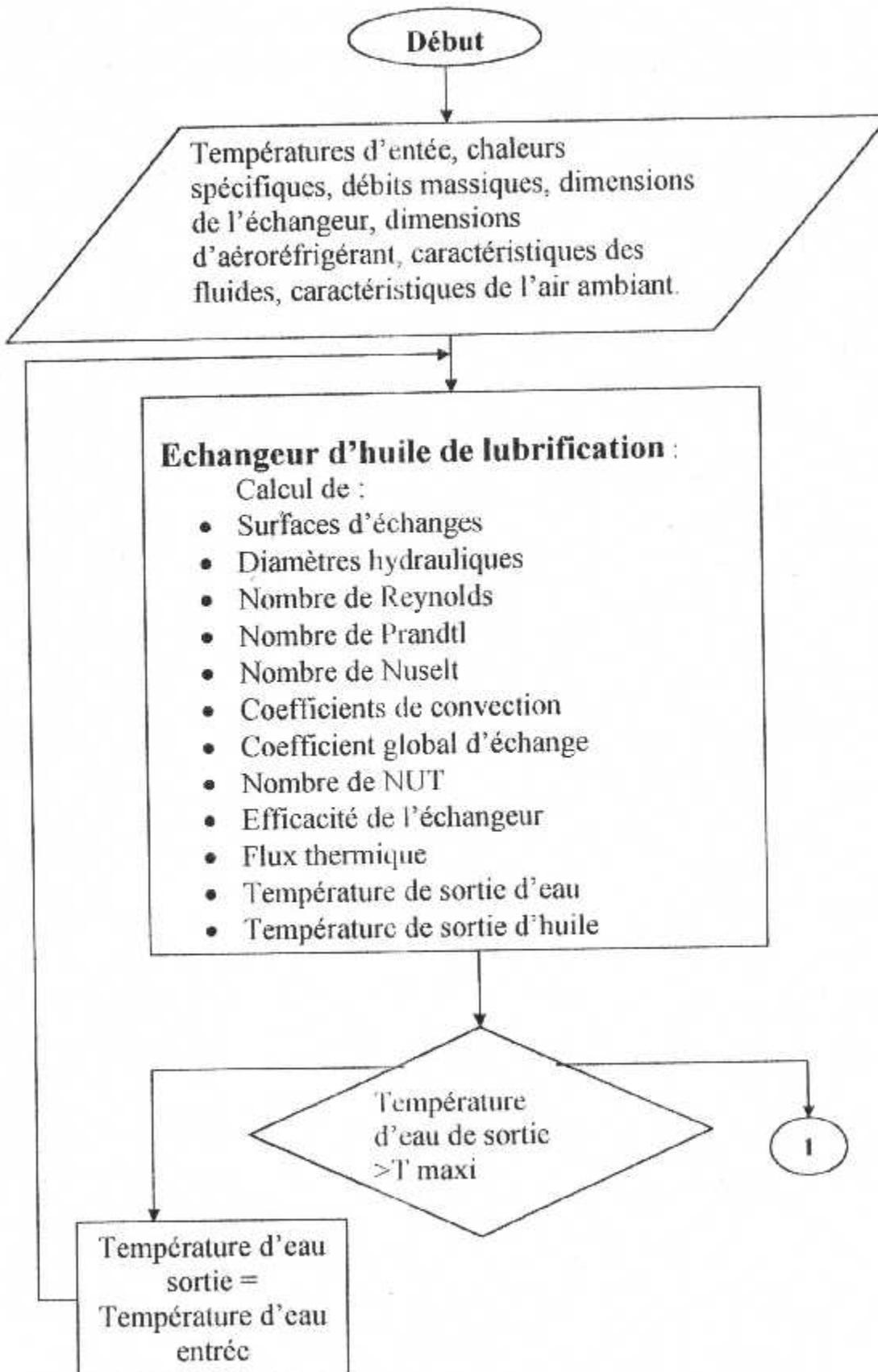
Pour une meilleure lubrification des organes de la turbine à gaz, le constructeur exige un intervalle de température pour l'huile de lubrification. Et, à fin de respecter cet intervalle, l'huile est refroidie par l'eau de refroidissement à l'aide de deux échangeurs de chaleur. L'eau de refroidissement est, à son tour, refroidie par l'air ambiant à l'intermédiaire d'un aéroréfrigérant principal et un autre de secours.

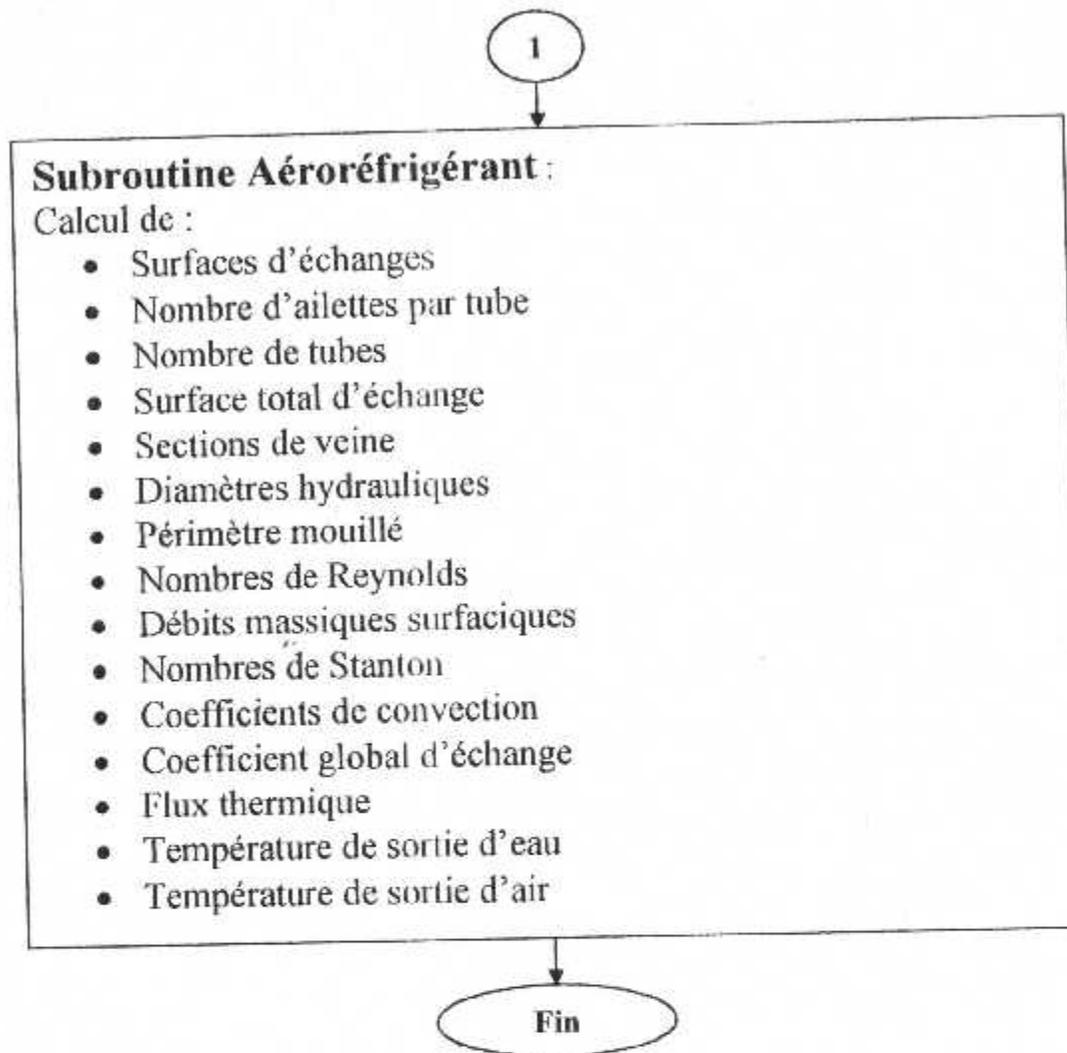
La température élevée de l'air ambiant entrave l'eau de refroidissement de se refroidir suffisamment de telle manière à assurer la température exigée pour l'huile.

Pour cela, l'idée de notre travail est de faire une étude énergétique sur les échangeurs de chaleurs à fin de comprendre le système de fonctionnement, et de trouver les formules nécessaires pour concevoir un programme de calcul des températures de sorties par la méthode de NUT.

Dans l'exécution du programme, on fixe une température d'entrer d'huile et une température d'entrée initiale d'eau dans l'échangeur de chaleur huile – eau puis, donner des valeurs différentes de température d'air traversant l'aéroréfrigérant, on exécute le programme plusieurs fois, pour déterminer l'intervalle de température favorable pour le fonctionnement de la turbine à gaz.

V.2 Organigramme générale :





V.3 programme :

program temperature

```

real def,dec,di,de,pe,Rec,Ref,dh,Re,Sc,Sm,S
real Sf,Pr,Gt,Kc,e,p1,p2
real fi,Ts,js,pi,muf,Luf,muc,Luc,cpf,cpc,Nu,hf,hc,Nut,R,jsl
real Te,je,n,l1,Nuf,lt,lat,lc,lati,lti,l,mua,mue,luma,lume,je1
write(*,*)'faite entré les données;'
read(*,*)muf,Luf,muc,Luc,cpf,cpc,Te,je
read(*,*)n,l1,def,dec,di,de
read(*,*)pe,Rec,Ref,e

```

```

c *****
c calcul des températures de sorties d'huile et d'eau dans l'échangeur de
c chaleur
c *****

```

```

pi=3.14
Sc=pi*de*l1*n
Sm=pi*((de-di)/2.)*l1*n
sf=pi*di*l1*n
S=(pi*di**2*n)/4
dh=di
Re=(def*dh)/(muf*S)
write(*,*)'Re=',Re
pr=muf*cpf/Luf
write(*,*)'pr=',pr

if(Re.le.2100)then
Nuf=1.86*(Re*Pr*di/l1)**(1/3)
hf=(Nuf*Luf)/dh
write(*,*)'Nuf=',Nuf,'hf=',hf
else
Nuf=0.023*Re**(0.8)*Pr**(1/3)
hf=(Nuf*Luf)/dh
write(*,*)'Nuf=',Nuf,'hf=',hf
endif

Gt=dec*pe/(di*e*(pe-de))
write(*,*)'Gt=',Gt
dh=4.*(pe**2.)/pi*de-de
write(*,*)'dh=',dh

```

```

Re=Gt*dh*muc
write(*,*)'Re=',Re
Nu=0.36*(Re**0.55)*(Pr**(1/3))
write(*,*)'Nu=',Nu
hc=Nu*Luc/dh
write(*,*)'hc=',hc
Kc=1./(1./hc+Rec+e/Luc*(Sc/Sm)+Ref+1./hf*(Sc/Sf))
write(*,*)'Kc=',Kc
p1=dec*cpc
p2=def*cpf
write(*,*)'p1 et p2=',p1,p2

if(p1.le.p2)then
R=p1/p2
write(*,*)'R=',R
Nut=Kc*Sc/p1
write(*,*)'Nut=',Nut
x1=1+EXP(-Nut*sqrt(1+(p1/p2)**2))
x2=1-EXP(-Nut*sqrt(1+(p1/p2)**2))
E=2*(1+p1/p2+sqrt(1+(p1/p2)**2)*(x1/x2))**(-1)
write(*,*)'E=',E
fi=E*p1*(Te-je)
write(*,*)'fi=',fi

else
R=p2/p1
write(*,*)'R2=',R
Nut=Kc*Sc/p2
write(*,*)'Nut2=',Nut
x1=1+EXP(-Nut*sqrt(1+(p2/p1)**2))
x2=1-EXP(-Nut*sqrt(1+(p2/p1)**2))
E=2*(1+p2/p1+sqrt(1+(p2/p1)**2)*(x1/x2))**(-1)
write(*,*)'E=',E
fi=E*p2*(Te-je)
write(*,*)'fi=',fi
endif

Ts=Te-(fi/(dec*cpc))
js=je+(fi/(def*cpf))
write(*,*)'afficher Ts et ts'

```

```

write(*,*)Ts
write(*,*)js
x3=Te-Ts
x4=js-je
write(*,*)x3,x4

if(js.ge.49)then
  read(*,*)pl,pla,lt,lat,hc,pa,se,et,lc,ea,lati,lti,l,deba,mua
  read(*,*)debe,mue,cpa,cpe,luma,lume,e,Rece,Reca,ef,je1
+ call aero(js,pl,pla,lt,lat,hc,pa,se,et,lc,ea,lati,lti,l,deba,mua
  ,debe,mue,cpa,cpe,luma,lume,e,Rece,Reca,ef,je1,Ts1,js1)
  write(*,*)Ts1=',Ts1
  write(*,*)js1=',js1
  else
  Te=js
  write(*,*)Te=',js
  endif
  stop
  end

c *****
c calcul des températures de sortie d'air et d'eau dans l'aéroréfrigérant
c *****

+ subroutine aero(Te1,pl,pla,lt,lat,hc,pa,se,et,lc,ea,lati,lti,l,
  deba,mua,debe,mue,cpa,cpe,luma,lume,e,Rece,Reca,ef,je1,Ts1,js1)
  real s1,s2,s3,pl,pla,lt,lat,Na,hc,pa,Nt,se,sta,sva,et,lc,Roa,e
  real Ka,Rece,Reca
  real ea,dha,svt,lati,lti,p,dht,set,l,stt,Ga,deba,Rea,mua,Ge
  real debe,Ree,mue,luma,lume,cpa,cpe,pra,pre,Nue,Nua,st,ste,ha,hc
  real Nut1,je1,js1
  s1=2*((pl*pla)-(lt*lat))
  s2=2*(lt+lat)*0.002
  s3=s1+s2
  write(*,*)'s3=',s3
  Na=(hc/pa)+1
  Write(*,*)'Na=',Na
  Nt=se/(pl*pla)
  Write(*,*)'Nt=',Nt
  sta=s3*Nt*Na
  write(*,*)'sta=',sta

```

```

sva=(pla-et)/pla*lc*((pa-ea)*hc)/pa
write(*,*)'sva=',sva
dha=4*(pa-ea)*(pla-et)/(((pa-ea)*(pla-et))*2)
write(*,*)'dha=',dha
svt=lati*lti
write(*,*)'svt=',svt
p=(lati+lti)*2
write(*,*)'p=',p
dht=4*svt/p
write(*,*)'dht=',dht
set=p*1
write(*,*)'set=',set
stt=set*Nt
write(*,*)'stt=',stt
Ga=deba/sva
write(*,*)'Ga=',Ga
Rea=(dha*Ga)/mua
write(*,*)'Rea=',Rea
Ge=debe/svt
write(*,*)'Ge=',Ge
Ree=(dht*Ge)/mue
write(*,*)'Ree=',Ree
pra=mua*cpa/luma
write(*,*)'pra=',pra
pre=mue*cpe/lume
write(*,*)'pre=',pre

if(Ree.le.2100)then
  Nue=1.86*(Ree*pre*((lat*lti)*2/(lat+lti))**(1/3))/1
  write(*,*)'Nue=',Nue
else
  Nue=0.23*(Ree**0.8)*(pre**(1/3))
  write(*,*)'Nue=',Nue
endif

Nua=0.36*(Rea**0.55)*(pra**(1/3))
write(*,*)'Nua=',Nua
st=Nua*(Rea**(-1))*(pra**(-1))
write(*,*)'st=',st
ste=Nue*(Ree**(-1))*(pre**(-1))
write(*,*)'ste=',ste

```

```
ha=st*ga*cpa
write(*,*)'ha=',ha
he=ste*ge*cpe
write(*,*)'he=',he
Roa=1-(1-e)*(s1/s3)
Ka=(1/(ha*Roa)+sta/(hc*stt)+Rece*(s1/s2)+Reca)**(-1)
write(*,*)'ka=',ka
p3=debe*cpe
p4=deba*cpa

if(p3.le.p4)then
  R1=p3/p4
  Nut1=ka*s1/p3
  write(*,*)'Nut1=',Nut1
  fil=ef*p3*(Te1-je1)
  write(*,*)'fil=',fil
else
  R1=p4/p3
  Nut1=Ka*s1/p4
  write(*,*)'Nut1=',Nut1
  fil=ef*p4*(Te1-je1)
  write(*,*)'Nut1=',Nut1
endif

Ts1=Te1-(fil/(debe*cpe))
js1=je1+(fil/(deba*cpa))
return
end
```

V.4 Données du programme :**V.4.1 Pour l'échangeur de chaleur huile – eau :**

- Viscosité cinématique eau = 0.00068 kg/m.s
- Conductivité thermique eau = 0.59 w/°c
- Viscosité cinématique huile = 0.00021 kg/m.s
- Conductivité thermique huile = 0.144 w/m°c
- Chaleur spécifique eau = 4182 J/kg°c
- Chaleur spécifique huile = 1964 J/kg°c
- Température d'entrée huile = 70 ° c
- Température d'entrée initiale eau = 20 °c
- Nombre de tube = 160
- Longueur des tubes = 2 m
- Débit d'eau = 12.6 kg/s
- Débit d'huile = 12.6 kg/s
- Diamètre intérieur des tubes = 0.015 m
- Diamètre extérieur des tubes = 0.019 m
- Pas entre deux tubes = 0.015 m
- Résistance d'encrassement huile = 0.0004 m² °c/w
- Résistance d'encrassement eau = 0.0002 m² °c/w
- Epaisseur des tubes = 0.002 m

V.4.2 Pour l'échangeur eau – air (l'aéroréfrigérant) :

- Valeurs des dimensions :
 - $Pl = 0.02 \text{ m}$
 - $Pla = 0.01 \text{ m}$
 - $Lt = 0.0165 \text{ m}$
 - $Lat = 0.0025 \text{ m}$
 - $Hc = 1.35 \text{ m}$
 - $Lc = 0.195 \text{ m}$
 - $Lati = 0.0019 \text{ m}$
 - $Lti = 0.0159 \text{ m}$

- Pas entre ailettes = 0.0025 m

- Surface coté eau = 0.038 m

- Epaisseur des tubes = 0.0003 m

- Epaisseur d'ailette = 0.0002 m

- Longueur des tubes = 1 m

- Débit d'air = 85.3 kg/s

- Viscosité cinématique d'air = 0.0000205 kg/m.s

- Débit d'eau = 40.3 kg/s

- Viscosité cinématique d'eau = 0.00068 kg/m.s

- Chaleur spécifique d'air = $1010 \text{ J/kg}^\circ\text{c}$

- Chaleur spécifique d'eau = $4182 \text{ J/kg}^\circ\text{c}$

- Conductivité thermique d'air = $0.026 \text{ w/m }^\circ\text{c}$

- Conductivité thermique d'eau = $0.62 \text{ w/m }^\circ\text{c}$

- Valeur de $\varepsilon = 0.32$

- Résistance d'encrassement d'eau = 0.0002 m² °c/w
- Résistance d'encrassement d'air = 0.0004 m² °c/w
- efficacité d'aéroréfrigérant = 0.6
- température d'entrée d'air = entre 20 et 45 °c

V.5 Résultats :

T air = 20 ° C

T _e eau	20	38,24	40,67	41,74	42,21	42,42	42,51						
T _e huile	70	70	70	70	70	70	70						
T _s eau	38,24	49,82	40,67	51,37	41,74	52,04	42,21	52,34	42,42	52,48	42,51	52,53	42,55
T _s huile	31,15	45,33	37,89	47,21	38,82	48,04	39,22	48,41	39,40	48,57	39,48	48,64	39,52

T air = 30 ° C

T _e eau	20	38,24	43,74	46,16	47,23	47,70	47,91						
T _e huile	70	70	70	70	70	70	70						
T _s eau	38,24	49,82	43,74	53,32	46,16	54,85	47,23	55,53	47,70	55,83	47,91	55,96	48
T _s huile	31,15	45,33	41,89	49,6	43,99	51,48	44,91	52,31	45,32	52,67	45,50	52,96	45,58

T air = 40 ° C

T _e eau	20	38,24	46,81	50,58	52,24	52,97	53,29						
T _e huile	70	70	70	70	70	70	70						
T _s eau	38,24	49,82	46,81	55,27	50,58	57,66	52,24	58,71	52,97	59,18	53,29	59,38	53,44
T _s huile	31,15	45,33	45,89	51,98	49,16	54,91	50,59	56,71	51,23	56,77	51,50	57,01	51,63

$T_{\text{air}} = 45^{\circ}\text{C}$

$T_{\text{e}} \text{ eau}$	20	38,24	48,34	52,79	54,75	55,61	55,99							
$T_{\text{e}} \text{ huile}$	70	70	70	70	70	70	70							
$T_{\text{s}} \text{ eau}$	38,24	49,82	48,34	56,24	52,79	59,06	54,75	60,31	55,61	60,85	55,99	61,10	56,16	
$T_{\text{s}} \text{ huile}$	$T_{\text{s}} \text{ air}$	31,15	45,33	47,89	53,17	51,74	56,63	53,44	58,15	54,18	58,82	54,51	59,11	54,66

V.6 Interprétations :

Remarque : on a pris sept premières exécutions pour pouvoir comparer.

A $T_{\text{air}} = 20^{\circ}\text{C}$, on remarque :

Un très bon refroidissement de l'huile de lubrification (chute de température de 70°C à une température qui varie entre $45-49^{\circ}\text{C}$).

Un très bon refroidissement d'eau tel que la température maximale est $42,5^{\circ}\text{C}$.

A $T_{\text{air}} = 30^{\circ}\text{C}$, on remarque :

Un bon refroidissement de l'huile de lubrification (chute de température de 70°C à une température qui varie entre $45-53^{\circ}\text{C}$).

Un bon refroidissement d'eau tel que la température maximale est $47,91^{\circ}\text{C}$.

A $T_{\text{air}} = 40^{\circ}\text{C}$, on remarque :

Un refroidissement moins bon que lors des deux températures précédentes (chute de température de 70°C à une température qui varie entre $45-57^{\circ}\text{C}$).

On a pris la température d'huile d'entrée 70°C mais en réalité ça dépasse de loin, alors on risque d'avoir un état d'alerte.

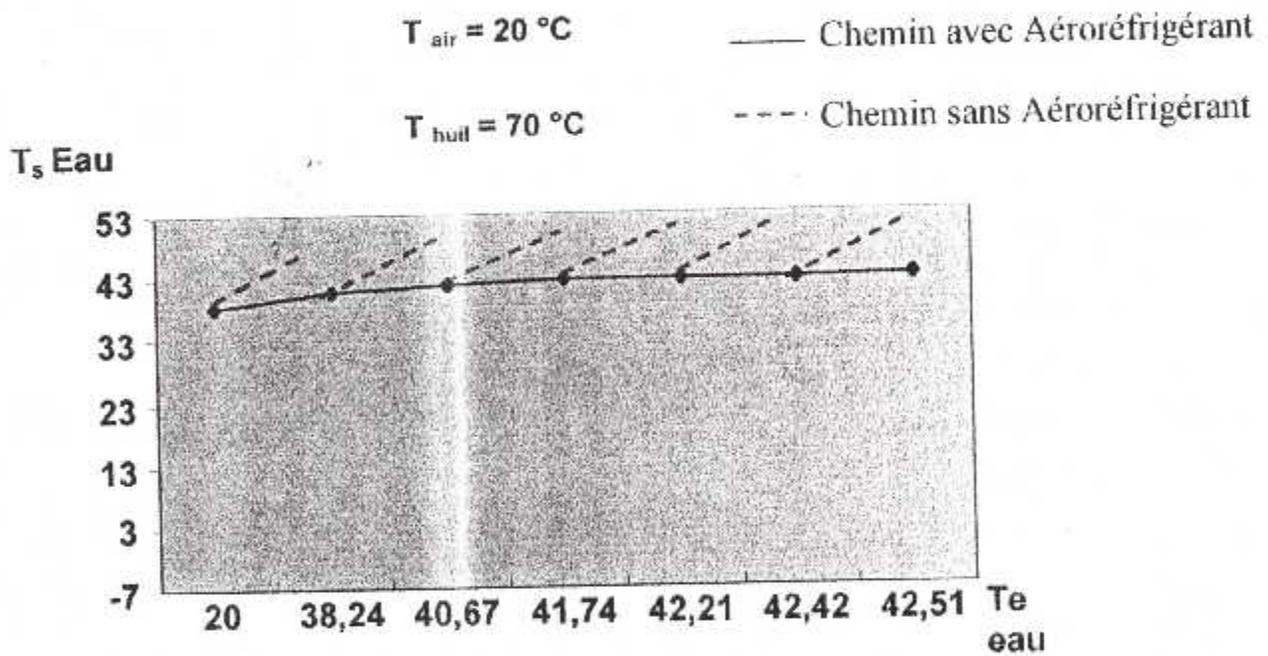
Les températures de sorties d'eau sont élevées et atteignent 53°C .

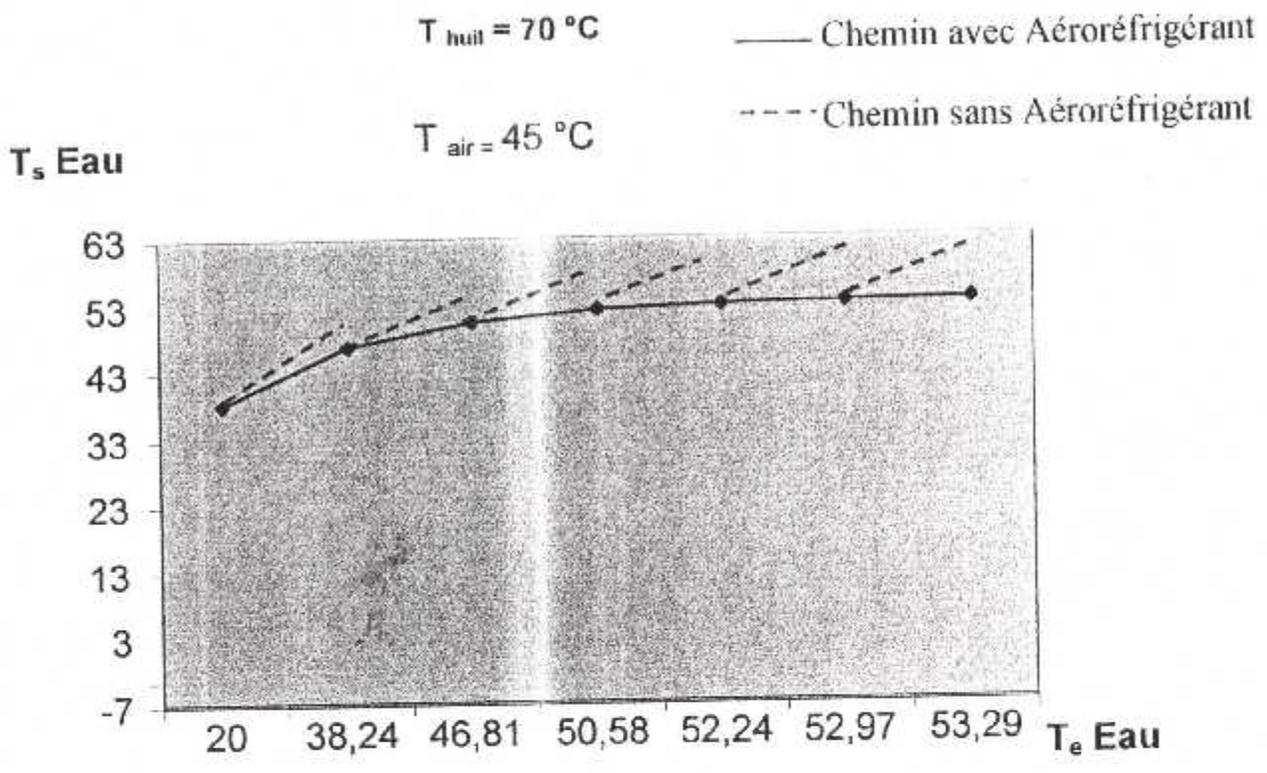
A $T_{air} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ on remarque :

Les températures d'huile après refroidissement sont très élevées elles varient de 45 à 60°C. On a un état d'alerte l'aéroréfrigérant ne suffit plus, il faut prévoir une autre solution pour abaisser ces températures.

Les températures d'eau sont très élevées et varient entre 40 et 56 °c.

Graphes comparatifs entre 20 °c et 45 °c





CHAPITRE VI

L'air humide et conditionnement

- **Introduction :**

Le traitement de l'air intéresse également le conditionnement d'air industriel qui vise à préparer l'air pour satisfaire les conditions, généralement assez précises, imposées pour la mise en œuvre correcte d'un processus industriel.

Ce qui suit propose tout d'abord de faire connaître les grandeurs fondamentales de l'air atmosphérique et l'air humide et les relations qui les lient.

VI.1 L'AIR ATMOSPHERIQUE :

VI.1.1 Composition de l'air atmosphérique :

L'air atmosphérique sec est un mélange de gaz, de composition sensiblement constante, comportant principalement : L'azote et l'oxygène avec un peu d'argon et d'anhydride carbonique ainsi que l'hydrogène et divers gaz dits (gaz rares) en très faible quantité.

* Composition Volumique de l'air sec en %:

<u>Principaux constituants</u>		<u>Autre Constituants</u>	
Azote	78.09	Neon	$1800 \cdot 10^{-6}$
Oxygène	20.93	Helium	$524 \cdot 10^{-6}$
Argon	0.93	Krypton	$100 \cdot 10^{-6}$
Anhydride Carbonique	0.03	Hydrogène	$50 \cdot 10^{-6}$
		Xénon	$8 \cdot 10^{-6}$
		Ozone	10^{-6}
		Radon	10^{-20}

Dans l'air atmosphérique il y a aussi :

De l'Humidité : (glace, neige, ou eau en gouttelettes)

Les nuages, brouillard (brume, vapeur)

Teneur en fonction de la saison et la l'heure.

Impuretés : vapeur industrielle ou naturelle, poussière et micro organismes

VI.2 PROPRIETES ET GRANDEURS DE L'AIR HUMIDE :

Hypothèse:

L'air sec et la vapeur d'eau sont supposés gaz parfait.

VI.2.1 Pression et masse volumique :

$$\text{Pour l'air sec : } p_a \cdot v^* = r_a \cdot T \quad \left\{ \begin{array}{l} p_a: \text{pression de l'air sec} \\ r_a: 287.05 \text{ J/kg } ^\circ\text{k} \end{array} \right.$$

$$m_a^* = \frac{1}{v^*} = \frac{p_a}{r_a \cdot T} = \frac{p_a}{28705 \cdot T} \quad \text{Masse volumique d'air sec}$$

$$\text{Pour vapeur d'eau : } p_v \cdot v_v^* = r_v \cdot T$$

avec : p_v : masse partielle de la vapeur d'eau.

v_v^* : volume massique de la vapeur d'eau.

r_v : 461.51 J/kg °k .

$$m_v^* = \frac{1}{v_v^*} = \frac{p_v}{r_v \cdot T} = \frac{p_v}{46151 \cdot T} \quad \text{masse volumique de la vapeur d'eau}$$

avec : $P = P_{at} = P_a + P_v$ ou $P_a = P - P_v$

VI.2.2 Humidité spécifique r^s :

On définit l'humidité spécifique comme étant le rapport de la masse de vapeur d'eau contenu dans Un volume V d'air humide à la masse d'air sec contenu dans ce même volume :

$$r^s = \frac{m_v}{m_a} = \frac{m_v^* \cdot V}{m_a^* \cdot V} = \frac{m_v^*}{m_a^*}$$

$$r^s = \frac{\frac{P_v}{28705}}{\frac{P - P_v}{28705}} = \frac{P_v}{P - P_v} \cdot \frac{28705}{46151} = 0.622 \frac{P_v}{P - P_v}$$

donc :

$$r^s = 0.622 \frac{P_v}{P - P_v}$$

VI.2.3 Volume massique et Volume spécifique:

VI.2.3.1 volume massique :

volume occupé par l'unité de masse d'air humide en (m^3/kg air humide).

soit un volume v d'air humide renfermant une masse $m = m_a + m_v$ d'air humide on a :

$$v^* = \frac{v}{m} = \frac{v}{m_a + m_v} = \frac{v}{m_a^* v + m_v^* v} = \frac{1}{m_a^* + m_v^*}$$

$$v^* = \frac{1}{\frac{P - P_v}{28705 T} + \frac{P_v}{46151 T}} \Rightarrow v^* = \frac{T}{\frac{P - P_v}{28705} + \frac{P_v}{46151}} = \frac{46151 (0.622 + r^s) T}{(1 + r^s) P_{at}}$$

VI.2.3.2 volume spécifique: v^s :

Le volume spécifique v^s est le volume d'air humide renfermant l'unité de masse d'air sec en (m^3/Kg as).

$$v_s = \frac{v}{m_a} = \frac{m_v^*}{m_a} = \frac{(m_a + m_v) v^*}{m_a} = (1 + r_s) v^*$$

$$v_s = (1 + r_s) v^* = \frac{46124 (0.622 + r^s) T}{P_{at}} \quad \text{en } m^3 / Kg \text{ air sec}$$

VI.2.4 Humidité relative Ψ :

On définit l'humidité relative comme étant le rapport entre la pression partielle et la vapeur d'eau dans l'air (P_v) et la pression de saturation (P_s, θ) de cette vapeur d'eau à la température θ .

$$\Psi = \frac{P_v}{P_s}$$

VI.2.5 Les températures caractéristiques de l'air humide:

VI.2.5.1 Température de bulbe sec (température sèche) :

Elle est indiquée par un thermomètre dont le bulbe (partie sensible) est complètement sec. Ce thermomètre étant placé dans l'air en question ; c'est la température habituelle du terme.

VI.2.5.2 Température de bulbe humide :

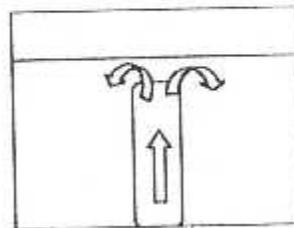
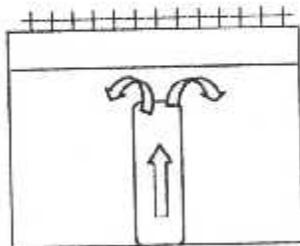
Elle est donnée par un thermomètre dont le bulbe est recouvert d'une mince couche d'eau (par exemple d'une mèche textile entourant le bulbe est imbibée d'eau distillée).

VI.2.5.3 Température de rosé θ_r :

Soit une surface S placée dans l'air humide dont l'humidité spécifique r^s est constante. Si l'on refroidit par un moyen quelconque cette surface S , on atteint une température θ_r pour laquelle la phase condensée (eau ou glace) apparaît sur la surface froide.

Phase condensés $\theta_s < \theta_r$

$\theta_s > \theta_r$ pas de condensation



On dit qu'on atteint le point de Rosé (ou point de givre) si la phase condensée est de la glace).

θ_r : température de rosée de l'air humide

VI.2.6 Diagramme de l'air humide :

On peut faire les calculs énergétiques suivant deux méthodes :

- A l'ordinateur : les données thermodynamiques sont calculées à chaque besoin à partir des relations déjà étudiées.

- Méthode manuelle : l'ingénieur est appelé à lire nécessairement les caractéristiques de l'aire humide sur les diagrammes.

Il existe de nombreux types de diagramme de l'aire humide, mais le diagramme de CARRIER est le plus couramment utilisé dans le monde (diagramme θ, r^s).

Il y a aussi le diagramme de Mollier r^s, H^s (Europe centrale, pays de l'est).

Essayons de limiter les différents états de l'aire humide :

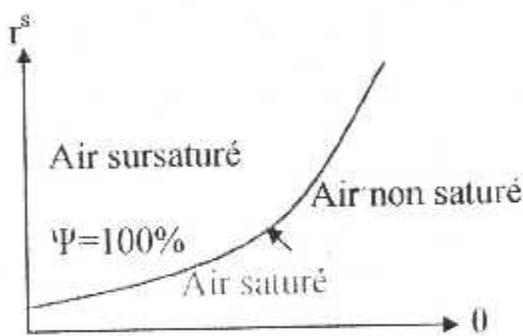


Diagramme de CARRIER

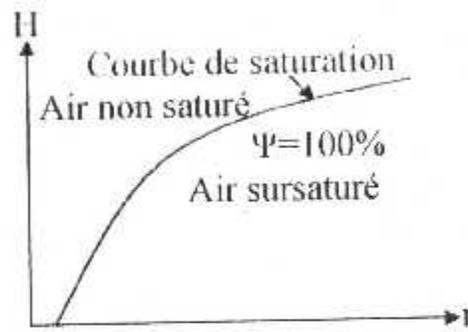
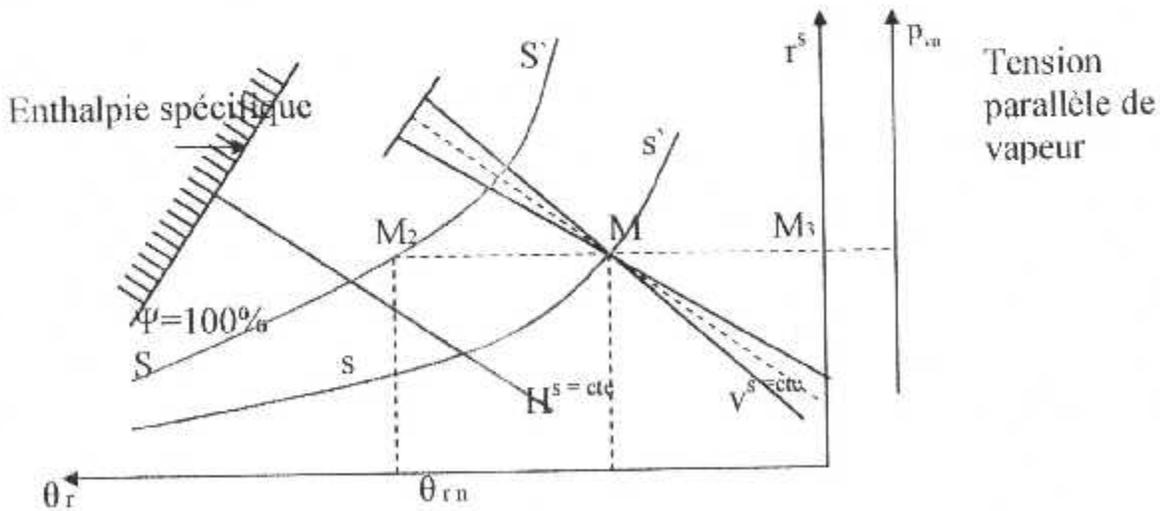


Diagramme de MOILLIER

1- diagramme de CARRIER (θ, r^s) :



- SS' courbe de saturation (humidité relative $\psi = 100\%$).
- M_1M_2 courbe d'humidité spécifique $r^s = cte$ ou courbe isohyde.

- Courbe, $H^s = cte$ courbe égale enthalpie spécifique.
- Courbe $s s'$: courbe d'égale degré hygrométrique ou d'égale humidité relative (Ψ).
- Courbe V^s : courbe d'égal volume spécifique isochore
- Courbe $\theta_h = cte$: courbe d'égale température de bulbe humide

NB :

Si l'on connaît deux caractéristiques de l'aire humide, on peut lire toutes les autres caractéristiques sur le diagramme.

Remarque :

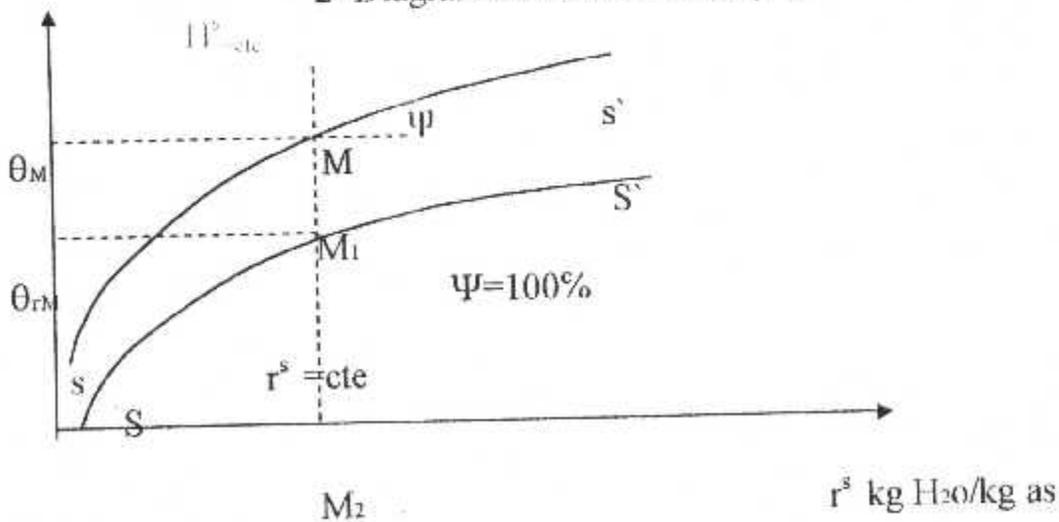
Chaque diagramme est établie pour une certaine valeur de la pression atmosphérique, pression totale p de l'air humide donc pour une certaine altitude.

Pour l'air saturé à 20 °c

Altitude 200 à 500 m $r_s^s = 0.015 \text{ kg H}_2\text{O} / \text{kg as}$
 $H_s^s = 58 \text{ kJ} / \text{kg as}$

Altitude 2200 à 2500 $r_s^s = 0.020 \text{ kg H}_2\text{O} / \text{kg as}$
 $H_s^s = 71 \text{ kJ} / \text{kg as}$

2- Diagramme de Mollier (H^s, r^s) :

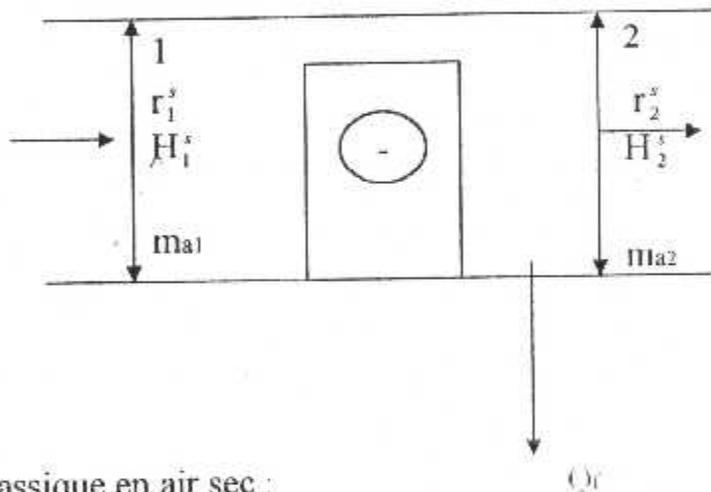


- H^s en kJ/ kg as

- SS' : courbe de saturation.
- Ss' : courbe d'humidité relative Ψ.
- M₁M₂ : iso hydre verticale droite r^s=cte.
- Courbe θ = cte : courbe ou droite horizontale.

VI.3 REFROIDISSEMENT D'AIR :

VI.3.1 Refroidissement purement sensible à r^s constant :



Bilan massique en air sec :

$$m_{a1} - m_{a2} = 0 \Rightarrow m_{a1} = m_{a2} = m_a$$

Bilan massique en eau :

$$m_{a1} r_1^s - m_{a2} r_2^s \Rightarrow r_1^s = r_2^s = r^s$$

Bilan énergétique :

$$m_{a1} H_1^s - Q_f - m_{a2} H_2^s \Rightarrow Q_f = m_a (H_1^s - H_2^s)$$

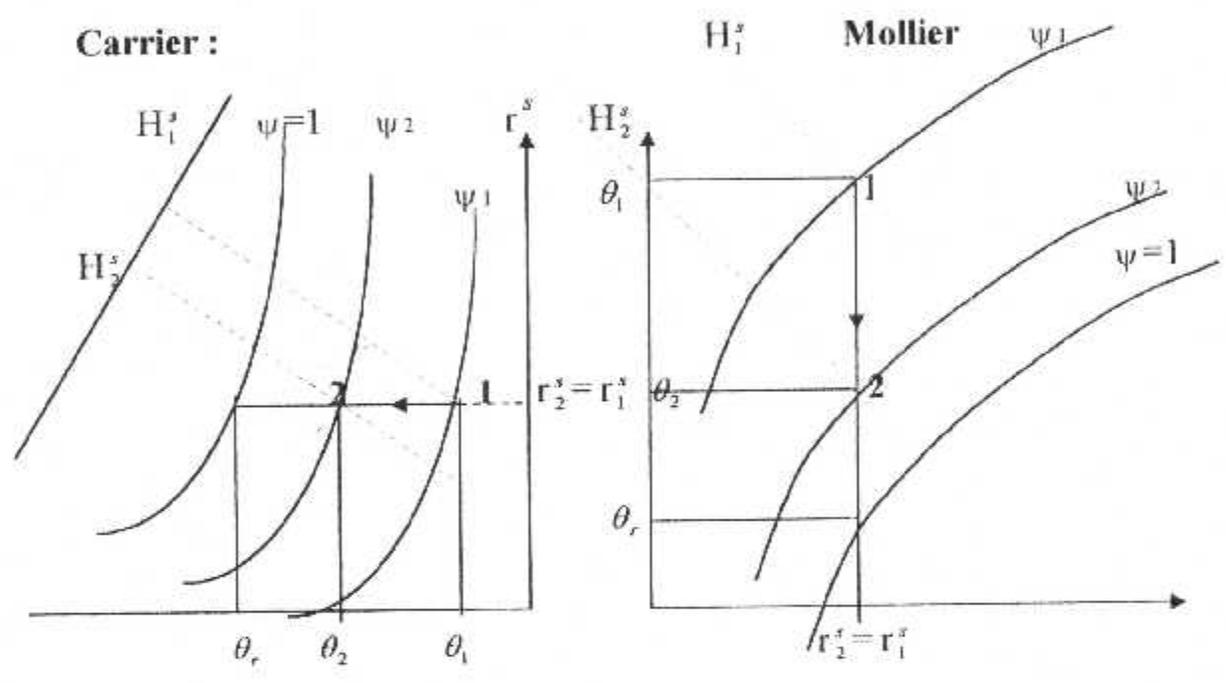
Rapporte au kg d'air sec :

$$\boxed{\begin{aligned} Q_f &= \frac{Q_f}{m_a} = H_1^s - H_2^s \\ Q_f &= C_p^s (\theta_1 - \theta_2) \end{aligned}} \quad \text{en kg / kg as}$$

Dans un tel traitement :

- θ_r : reste constante
- θ_h : diminue
- ψ : augmente
- $\theta_1 \rightarrow \theta_2$

Evolution de l'aire sur le diagramme de l'air humide :



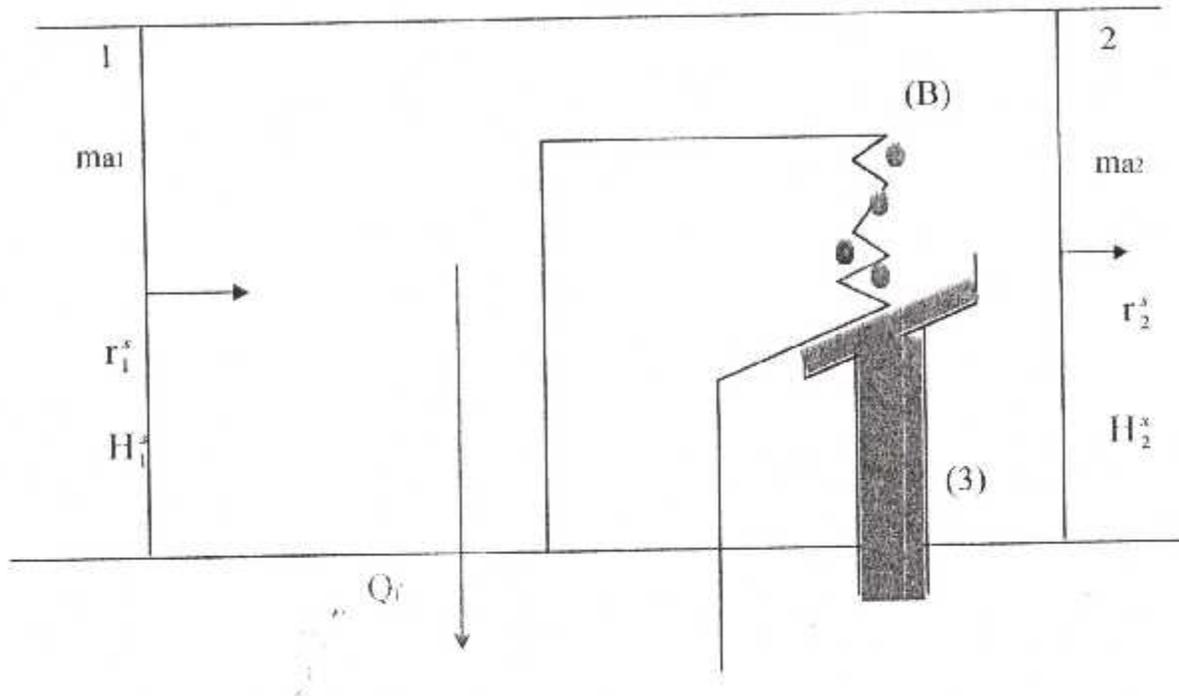
Moyens technologiques :

Batterie froide, dont la température superficielle est supérieure à la température de Rosé θ_r de l'air à refroidir.

Ces batteries peuvent être :

- A circulation d'un fluide caloporteurs froid (batterie froide à eau glacée).
- A évaporation d'un frigorigène / batterie froide à détente directe).

VI.3.2 Refroidissement d'air avec deshumidifications :



C'est l'opération la plus courante en climatisation, car trop souvent le problème d'été est un problème de refroidissement et de deshumidification d'air.

Pour réaliser ces deux opérations, on met l'air en contact avec une surface solide ou liquide dont la température est inférieure à la température de Rosé de l'air.

Nous avons en (1) entre de l'air humide à : H_1^* , r_1^s , ma_1

En (2) sortie de l'air humide traitée avec : H_2^* , r_2^s , ma_2

En (3) on recueillera une quantité d'eau liquide m_c , d'enthalpie massique H_c^* , on extrait aussi une quantité de chaleur Q_f par l'intermédiaire de la batterie (B).

- Bilan massique d'air sec :

$$ma_1 - ma_2 = 0 \Rightarrow ma_1 = ma_2$$

- Bilan massique en eau :

$$ma_1 r_1^s - ma_2 r_2^s - m_c = 0$$

d'où : $m_e = m_a (r_1^s - r_2^s)$ kg d'eau

$$\frac{m_e}{m_a} = r_1^s - r_2^s \quad (\text{kg d'eau /kg as})$$

L'humidité spécifique décroît :

Bilan énergétique :

$$m_{a1} H_1^s - Q_f - m_a H_2^s - m_e H_e^* = 0$$

$$Q_f = m_a (H_1^s - H_2^s) - m_e H_e^* \quad \text{en (kJ)}$$

$$Q_f = \frac{Q_f}{m_a} = (H_1^s - H_2^s) - \frac{m_e}{m_a} H_e^*$$

$$Q_f = (H_1^s - H_2^s) - (r_1^s - r_2^s) H_e^* \quad \text{Cette relation est rigoureuse.}$$

Exemple : soit le traitement suivant :

$$\text{Etat (1) : } \vartheta_1 = 25^\circ \text{C} \quad \psi_1 = 50 \%$$

$$\text{Etat (2) : } \vartheta_2 = 10^\circ \text{C} \quad \psi_2 = 53 \%$$

$$\text{Prenons : } \vartheta_e = \vartheta_{h2}$$

Le diagramme de l'air humide nous donne :

$$(1) \quad r_1^s = 0,010 \text{ kg H}_2\text{O/kgas} \quad H_1^s = 50,8 \text{ kg/kg as}$$

$$(2) \quad r_2^s = 0,004 \text{ kg H}_2\text{O/kgas} \quad H_2^s = 20 \text{ kg/kg as}$$

$$\vartheta_{h2} = 5,8^\circ \text{C}$$

$$Q_f = (50,8 - 20) - (0,010 - 0,004) (4,194 \times 5,8)$$

$$Q_f = 30,8 - 0,145$$

En négligeant le seconde terme l'erreur est inférieure à 0,5 % en adopte donc à la place de la relation rigoureuse, la relation approchée suivante suffisante à la pratique:

$$Q_f = (H_1^s - H_2^s) \text{ kg/kg as}$$

VI.3.3 Refroidissement d'air avec humidification :

Intervient dans le conditionnement d'air d'hivers :

Cette nécessité d'humidifier l'air en hivers est absolument courante en climatisation, en conditionnement d'air industriel, textile.... ect..

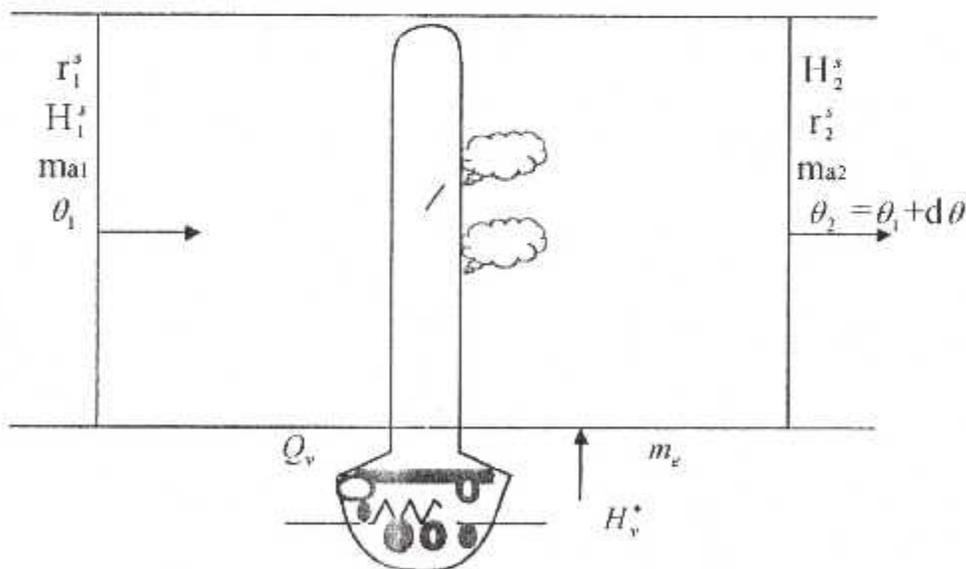
En été, dans les pays arides pour refroidir un air chaud et sec par vaporisation directe d'eau dans l'air.

Il y a lieu de distinguer :

- Humidification par injection de vapeur (s'effectue à θ_s presque constante).
- Humidification par injection de gouttelettes d'eau liquide ou par évaporation d'eau liquide dans l'air.

Généralement ce type d'humidification conduit à un refroidissement d'air.

VI.3.3.1 Humidification par injection de vapeurs :



Bilan massique d'air sec :

$$m_{a1} - m_{a2} = 0 \Rightarrow m_{a1} = m_{a2} = m_a$$

Bilan massique en eau :

On fournit au système une masse de vapeur d'eau m_v

$$m_{a1} r_1^s + m_v - m_{a2} r_2^s = 0 \quad \Rightarrow m_v = m_a (r_2^s - r_1^s)$$

Rapporte à l'unité de masse d'air sec :

$$\frac{m_v}{m_a} = r_2^s - r_1^s \quad \text{kg d'eau / kg as}$$

Bilan énergétique :

On injecte cette vapeur sous la pression atmosphérique à la température $\vartheta_v = 100^\circ \text{C}$ et avec une enthalpie massique H_v^* .

$$m_{a1} H_1^s + m_v H_v^* - m_{a2} H_2^s = 0 \quad m_v H_v^* = m_a (H_2^s - H_1^s)$$

$$\frac{m_v}{m_a} H_v^* = (H_2^s - H_1^s) \Rightarrow (r_2^s - r_1^s) H_v^* = H_2^s - H_1^s$$

$$(r_2^s - r_1^s) H_v^* = H_2^s - H_1^s \quad \text{kJ / kg air sec}$$

A 100°C l'enthalpie de la vapeur est de 2675,2 kJ/kg eau

$$H_2^s - H_1^s = 2675,2 (r_2^s - r_1^s)$$

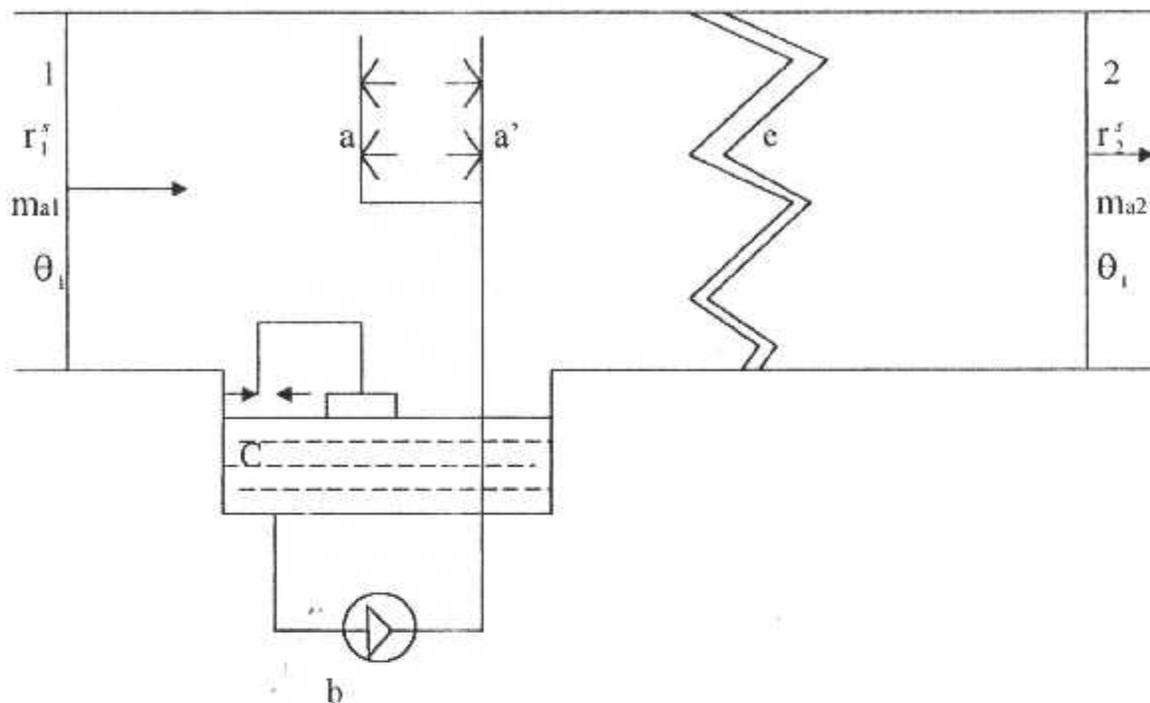
- **Humidification par injection d'eau ou par évaporation d'eau ou par évaporation d'eau en contact de l'air à humidifier :**

Cette humidification peut être assurée par :

- Des laveurs d'air à recirculation d'eau (ni chauffée, ni refroidie).
- Des laveurs d'air à recirculation d'eau réchauffée.
- Des laveurs d'air à recirculation d'eau refroidie.

En se limite au refroidissement par humidification adiabatique :

VI.3.3.2 Humidification adiabatique :



a : rampe à pourverisation d'eau.

b : pompe de circulation.

c : bac à eau.

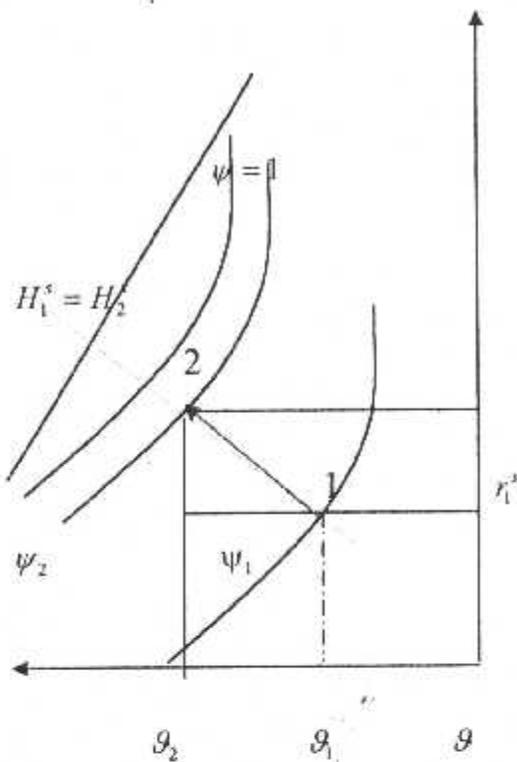
e : éliminateur de gouttelettes.

d : robinet d'eau d'appoint.

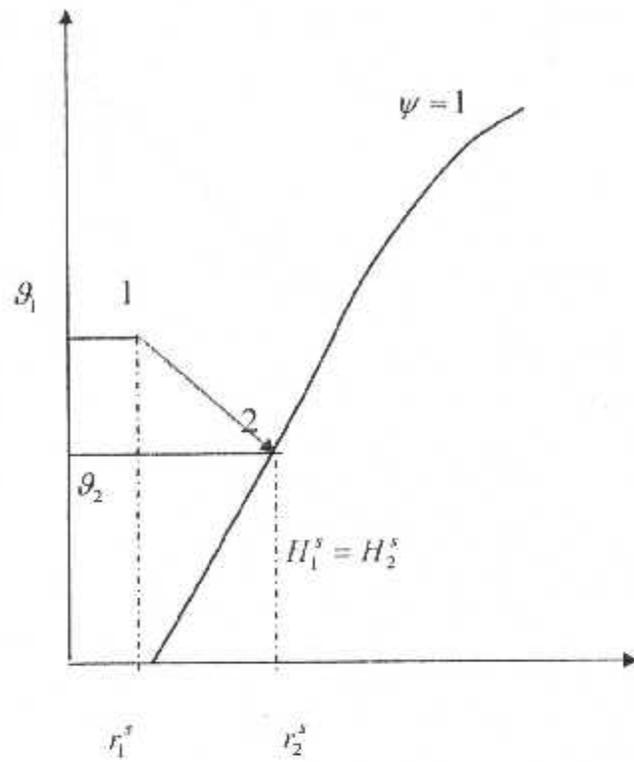
On humidifier l'air par recirculation d'eau celle-ci étant ni chauffée ni refroidie.

En négligeant la faible énergie consommée par la pompe on peut dire que la saturation s'effectue à enthalpie constante.

Evolution de l'air sur le diagramme de l'air humide :



Carrier



Mollier

Conclusion :

$$H_2^s = H_1^s \quad r_2^s > r_1^s \quad \theta_2 < \theta_1$$

L'air s'est refroidi et s'est humidifier à enthalpie constante (humidification adiabatique).

La température de l'eau θ_e est sensiblement égale à la température du bulbe humide θ_h de l'air traité. L'air serait saturé à la sortie si le contact air - eau était parfait et si la distance de traitement était suffisante ; généralement ce n'est pas exactement ainsi. Le point (2) est toujours proche de la courbe de saturation mais ne correspond pas à l'exacte saturation et on a $\psi_2 < 1$.

VI.4 Applications :

Selon les résultats obtenus, la température de l'air ambiant peut être largement abaissée, par effet d'humidification. L'injection d'un débit d'eau permet de refroidir l'air ambiant jusqu'à 30°C, cette dernière est suffisante pour assurer une température pour l'huile de lubrification comprise dans l'intervalle exigé par le constructeur, et ça peut être réalisé par l'installation d'une tour de refroidissement.

Donc, l'humidification de l'air traversant l'aéroréfrigérant, est un moyen très efficace pour résoudre le problème relatif à l'huile de lubrification.

❖ La détermination de la quantité d'eau injectée :

1. On prend : $T = 45^\circ\text{C}$ avec la valeur de l'humidité relative $\psi = 20\%$.

A partir du diagramme de l'air humide:

$$r^s = 0.0122 \text{ kg vapeur/kg air sec et } H = 77 \text{ kJ/kg air sec.}$$

On veut obtenir : $T = 30^\circ\text{C}$ en gardant la même valeur de H .

Donc : $r^s = 0.0182 \text{ kg vapeur/kg air sec.}$

$$m_e = m_a (r_1^s - r_2^s) \Rightarrow \frac{m_e}{m_a} = (r_1^s - r_2^s)$$

$$\frac{m_e}{m_a} = (0.0182 - 0.0122) = 0.006 \frac{\text{kg d'eau}}{\text{kg d'air sec}}$$

2. On prend : $T = 45^\circ\text{C}$ avec la valeur de l'humidité relative $\psi = 25\%$.

A partir du diagramme de l'air humide:

$$r^s = 0.0154 \text{ kg vapeur/kg air sec et } H = 85 \text{ kJ/kg air sec.}$$

On veut obtenir : $T = 30^\circ\text{C}$ en gardant la même valeur de H .

On veut obtenir : $T = 30^\circ\text{C}$ en gardant la même valeur de H.

Donc : $r^s = 0.0214$ kg vapeur/kg air sec.

$$m_e = m_a (r_1^s - r_2^s) \Rightarrow \frac{m_e}{m_a} = (r_1^s - r_2^s)$$

$$\frac{m_e}{m_a} = (0.0214 - 0.0154) = 0.0061 \frac{\text{kg d'eau}}{\text{kg d'air sec}}$$

Remarque :

La mise en marche de la tour de refroidissement se fait durant l'été spécialement au sud et lorsque la température de l'huile de lubrification se rapproche de la limite supérieure de fonctionnement.

BIBLIOGRAPHIE

(1) Mr. Ben Chikhe

'Etude numérique de la zone d'entrée d'un échangeur de chaleur à double tubes en configurations courants parallèles et courants inverse'

- Institut de génie mécanique, université de Saad Dahleb, 1998.

(2) Mr. Henni Man^our Zoubir

'Cours d'énergétique'

- Département d'aéronautique

(3) Mr. J.P Hoffman

'Heat transfert'

- 4^{ème} édition, Mc Graw Hill Book company

(4) Mr. Jean François Saccadura

'Initiation au transfert thermique'

- Edition technique 1982

(5) Mr. Zainouline

'Calcul des échangeurs de chaleur'

- INHC 1973

(6) Mr. Zidi Mohamed Fouad

'Etude de l'échangeur'

- Institut de Génie mécanique, Université de Saad Dahleb, année 1997

Conclusion :

L'étude présentée dans ce projet nous a permis, de développer une connaissance théorique générale des turbines à gaz en particulier la turbine à gaz Alsthom de Boufarik, d'approfondir notre connaissance dans la programmation et l'outil informatique, et de travailler dans un milieu professionnel tel que Sonelgaz et de côtoyer de près les turbines à gaz.

On a mis l'accent sur plusieurs points tel que :

- La nécessité du système de refroidissement des turbines à gaz.
- Le rôle primordial des échangeurs de chaleur dans un système de refroidissement.
- L'étude des différents phénomènes qui entre en jeu dans un échangeur de chaleur (convection, conduction,...).
- La détermination des températures d'entrée d'eau nécessaires pour une bonne lubrification d'huile.
- La détermination des températures d'entrée de l'air nécessaires pour une bonne lubrification d'huile.
- Refroidissement par humidification adiabatique de l'air à travers une tour de refroidissement pour améliorer le refroidissement d'huile.
- Mettre en évidence l'influence de la qualité de lubrification sur les performances et le rendement de la turbine à gaz.

BIBLIOGRAPHIE

(1) Mr. Ben Chikhe

'Etude numérique de la zone d'entrée d'un échangeur de chaleur à double tubes en configurations courants parallèles et courants inverse'

- Institut de génie mécanique, université de Saad Dahleb, 1998.

(2) Mr. Henni Mansour Zoubir

'Cours d'énergétique'

- Département d'aéronautique

(3) Mr. J.P Hoffman

'Heat transfert'

- 4^{ème} édition, Mc Graw Hill Book company

(4) Mr. Jean François Saccadura

'Initiation au transfert thermique'

- Edition technique 1982

(5) Mr. Zainouline

'Calcul des échangeurs de chaleur'

- INHC 1973

(6) Mr. Zidi Mohamed Fouad

'Etude de l'échangeur'

- Institut de Génie mécanique, Université de Saad Dahleb, année 1997
