

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique



Université Mouloud Mammeri de Tizi-
Ouzou

Faculté de génie de la construction

Département de génie mécanique



Mémoire de fin d'études

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME MASTER II EN GENIE
MECANIQUE

SPECIALITE : ENERGETIQUE ACADEMIQUE

Thème :

Etude du condenseur d'un climatiseur split
système 24000BTU de l'ENIEM

Encadré par :

Mr. FOUCHANE Sidali.

Etudié par :

Mr. HAMMI Yahia

Mr. BOUGDOUR Mehdi

Promotion 2018/2019

Remerciement

Nos premiers remerciements iront à notre promoteur au sein de l'Université Mouloud Mammeri de Tizi Ouzou, M. Sidali FOUCHANE, qui A su se montrer patient envers nous, en faisant preuve d'assistance tout au long de notre travail.

Nous remercions également tout le personnel de la direction Génie mécanique, pour leur plus grande sympathie.

Des amis ont apporté leur contribution pour la réalisation de ce mémoire, à eux tous, je leurs dis « Merci ».

Mehdi & Yahia

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

A mes très chers parents qui m'ont guidé durant les moments les plus pénibles et m'ont soutenu et encouragés durant ce long chemin, Ce travail est pour vous.

A ma très chère sœur RACHDA,

A ma chérie SAMYA,

A tous mes amis,

Et à tous nos amis de l'Université Mouloud Mammeri,

A tous ceux qui m'ont aidé,

Enfin, je remercie mon ami et mon camarade Yahia pour tous ses efforts fournis à la réalisation de ce modeste travail.

BOUGDOUR Mehdi.

Ce travail est dédié :

A mes chers parents, a mes deux sœurs Dyhia, Thinhinane et son mari Moumouh ainsi que leurs petit fils Ilyes au canada.

A mon frère Anis en France.

A ma chère épouse Sara.

A tous mes amis de l'Université Mouloud Mammeri et tous mes amis en France (Lyes et Nacer).

A mon ami Mehdi qui est aussi mon camarade, ce fut un plaisir de partager ce travail avec lui.

HAMMI Yahia

NOMENCLATURE

1. Nomenclature latine :

Unités :

COP: Coefficient de performance.

C_p: Chaleur spécifique. [Kcal/Kg°C]

C_{pa} : représente la chaleur spécifique de l'air à la pression atmosphérique. [Kcal/Kg°C]

D,d: Diamètre. [m]

D_h: Diamètre hydraulique. [m]

EER: Efficacité énergétique.

e_a: épaisseur des ailettes. [m]

e_t: épaisseur des tubes. [m]

G_a: Vitesse massique de l'air. [Kg/m².s]

G_{fr}: vitesse massique frontale de l'air. [Kg/m².s]

G: Vitesse massique du fluide. [Kg/m².s]

H: La hauteur de l'ailette. [m]

h: Enthalpie massique. [KJ/Kg]

h_a: Coefficient d'échange convective coté air. [W/m²K]

h_r: Coefficient d'échange convective coté fluide. [W/m²K]

K: Coefficient d'échange global. [W/m²K]

L_{ai}: La longueur aileté. [m]

L: Longueur. [m]

L_{cd}: Chaleur latente de condensation. [KJ/Kg]

m_a: débit massique de l'air. [Kg/s]

m_r: débit de fluide frigorigène. [Kg/s]

N: Nombre de rangs.

N_a: Nombre d'ailettes.

P_t: Pas entre tubes. [m]

P: Pression. [bar]

Q_f: puissance frigorifique. [W]

Q_c: Puissance calorifique. [W]

S_p: Surface primaire ailetées. [m²]

NOMENCLATURE

S_a : La surface ailetée.	[m ²]
S : Surface d'échange.	[m ²]
S_i : Surface intérieure d'un tube.	[m ²]
S_e : Surface extérieure d'un tube.	[m ²]
S_m : Surface moyenne logarithmique d'un tube.	[m ²]
T_{sur} : Température de surchauffe.	[K]
T : Température.	[K]
T_m : Température moyenne.	
t : Temps.	[s]
$\dot{v}_r$: Débit volumique du fluide.	[m ³ /s]
V : Volume.	[m ³]
V_a : Le débit volumique de l'air.	[m ³ /s]
x : Titre de vapeur.	
X_T : Distance transversale entre l'axe de deux tubes.	[m]
X_L : Distance entre deux tubes adjacente.	[m]
2. <u>Désignation grecque :</u>	
μ : viscosité dynamique.	[Kg/m.s]
λ : conductivité thermique.	[W/m.K]
ρ : Masse volumique.	[Kg/m ³]
Φ : Flux de chaleur.	[W]
3. <u>Nombre adimensionnels :</u>	
Nu : Nombre de Nusselt.	
Pr : Nombre de Prandtl.	
Re : Nombre de Reynolds.	
4. <u>Les indices :</u>	
a : Air, ailette.	
a.e.c : Air à l'entrée de condenseur.	
a.s.c : Air à la sortie du condenseur.	
co : Zone de condensation.	

NOMENCLATURE

des : Zone de désurchauffe.

fr : Frontale.

h : hélice, hydraulique.

i : Intérieur.

L : Longitudinal.

l : Liquide.

m : Moyenne.

min : Minimale.

max : Maximale.

r.e.des : Réfrigérant à l'entrée de la zone de désurchauffe.

r.s.des : Réfrigérant à la sortie de la zone de désurchauffe.

r.e.srf : Réfrigérant à l'entrée de la zone de sous-refroidissement.

r.s.srf : Réfrigérant à la sortie de la zone de sous-refroidissement.

r : Réfrigérant.

srf : Zone de sous refroidissement.

t : Tube.

T : Transversal.

v : Vapeur.

Δx : Pas de titre de vapeur.

Liste des figures et des tableaux.

Liste des figures :

Chapitre I : Généralités sur les échanges thermiques.

- **Fig. (I.1):** Schématisation du mur monocouche.
- **Fig. (I.2) :** Schématisation du mur multicouches.
- **Fig. (I.3) :** Schématisation d'un mur qui subit la convection.
- **Fig. (I.4) :** Schématisation d'un cylindre qui subit la convection.
- **Fig. (I.5) :** Schématisation de couche limite dynamique.
- **Fig. (I.6) :** Schématisation de couche limite thermique.
- **Fig. (I.7) :** Schématisation des zones d'écoulements laminaires, transitoire turbulentes.
- **Fig. (I.8) :** Ecoulement laminaire.
- **Fig. (I.9) :** Ecoulement pleinement turbulent.
- **Fig. (I.10) :** Schématisation d'un profil de vitesse dans une conduite.
- **Fig. (I.11) :** Facteurs de forme de deux surfaces rectangulaires et parallèles de mêmes dimensions
- **Fig. (I.12) :** Facteurs de forme de surfaces rectangulaires.
- **Fig. (I.13) :** Condensation en film sur une plaque plane verticale. Modèle de Nusselt.
- **Fig. (I.14) :** condensation en film : **a)** sur un tube horizontal ; **b)** sur une rangée de tubes avec continuité du film entre les nappes ; **c)** avec écoulement en gouttes.
- **Fig. (I.15) :** Configurations d'écoulement à l'intérieur d'un tube vertical.
 - **Fig. (I.16) :** Evolution du titre de vapeur à l'intérieur de l'évaporateur.
 - **Fig. (I.17) :** Diagramme de phase Pression Température.

Chapitre II : Généralités sur les échangeurs de chaleur.

- **Fig. (II.1) :** Echangeur à tube et calandre.
- **Fig. (II.2):** Echangeur tubulaire simple.
- **Fig. (II.3):** principe d'un échangeur de chaleur tubes/calandre.
- **Fig. (II.4):** Principe d'un échangeur de chaleur 1-2.
- **Fig. (II.5):** Principe d'un échangeur de chaleur 2-4
- **Fig. (II.6):** Echangeurs à courants croisés, fluides non mixés.
- **Fig. (II.7):** Echangeur à courant croisés, un seul fluide mixé.
- **Fig. (II.8):** échangeur de chaleur multitubulaire avec tubes à ailettes.
- **Fig. (II.9):** Principe et constituant d'un échangeur de chaleur à plaque à joint.
- **Fig. (II.10):** Echangeur de chaleur à plaque à surface primaire.
- **Fig. (II.11):** échangeur de chaleur à plaques et joints.
- **Fig. (II.12):** Schéma d'un échangeur à spirale.
- **Fig. (II.13):** colonne de Bouhy.
- **Fig. (II.14):** schéma d'un échangeur à bloc complexe.
- **Fig. (II.15):** Schéma d'un à bloc simple.
- **Fig. (II.16):** échangeur de chaleur à caloduc.
- **Fig. (II.17):** distribution des températures dans un condenseur.
- **Fig. (II.18):** Géométrie d'un condenseur à air.
- **Fig. (II.19):** Schéma d'un échangeur co-courant.

Liste des figures et des tableaux.

- **Fig. (II.20):** Distribution des températures dans un échangeur co-courant.
- **Fig. (II.21):** Schéma d'un échangeur à contre-courant.
- **Fig. (II.22) :** Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant lorsque le fluide chaud commande le transfert ($q_{tc} < q_{tf}$).
- **Fig. (II.23):** Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant lorsque le fluide froid commande le transfert ($q_{tf} < q_{tc}$).
- **Fig. (II.24):** Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant lorsque $q_{tf} = q_{tc}$.
- **Fig. (II.25) :** Distribution des températures dans un condenseur (à gauche) et dans un évaporateur (à droite)
- **Fig. (II.26) :** Schéma général d'un échangeur à courants parallèles.
- **Fig. (II.27):** évolution des températures dans un échangeur à Co-courant.
- **Fig. (II.28):** évolution des températures dans un échangeur à Contre-courant.

Chapitre III : Présentation de l'appareil et le fonctionnement.

- **Fig. (III.1) :** Unité extérieure.
- **Fig. (III.2) :** Unité intérieure.
- **Fig. (III.3) :** Tubes de liaisons.
- **Fig. (III.4) :** schéma des composants d'une pompe à chaleur.
- **Fig. (III.5) :** Compresseur rotatif d'un climatiseur split système.
- **Fig. (III.6) :** Condenseur d'un climatiseur split système.
- **Fig. (III.7) :** illustration tubes du condenseur d'un climatiseur split système.
- **Fig. (III.8) :** Détendeur d'un climatiseur split système.
- **Fig. (III.9) :** Evaporateur d'un climatiseur split système 24000btu/h.
- **Fig. (III.10) :** Cycle thermodynamique d'une pompe à chaleur.
- **Fig. (III.11) :** vanne 4 voies d'un climatiseur split système.
- **Fig. (III.12) :** Déshydrateur d'un climatiseur split système.

Chapitre IV : Etude et calcul du condenseur.

- **Fig. (IV.1) :** Schéma de principe de la machine frigorifique fonctionnant du R410A.
- **Fig. (IV.2) :** Cycle de R410A dans le diagramme Enthalpique.
- **Fig. (IV.3) :** Cycle de R410A dans le diagramme Entropique.
- **Fig. (IV.4) :** La discrétisation de la zone de condensation en pas de titre de vapeur Δx .

Liste des figures et des tableaux.

Liste des tableaux :

Chapitre II : Généralités sur les échangeurs de chaleur.

- **Tableau II.1** : classification des condenseurs.
- **Tableau II.2** : classification des évaporateurs.

Chapitre III : Présentation de l'appareil et le fonctionnement.

- **Tableau (III.1)** : Caractéristiques dimensionnelles du condenseur
- **Tableau (III.2)** : Caractéristiques dimensionnelles d'évaporateur.

Chapitre IV : Etude et calcul du condenseur.

- **Tableau IV .1** paramètres thermodynamiques de différents points du cycle parcouru par le fluide frigorigène.
- **Tableau (IV .2)** : Différents paramètres de la zone de condensation.
- **Tableau (IV.3)** : Différents paramètres de la zone de condensation.

Introduction générale.

Chapitre I : Généralités sur les échanges thermique.

1. INTRODUCTION : ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
2. LA LOI DE FOURIER : ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
3. LES DIFFERENTS MODES DE TRANSFERT THERMIQUE : ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
 - 3.1. LA CONDUCTION : ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
 - 3.1.1. *Résistance thermique et le flux de chaleur lors de la conduction:Erreur ! Signet non défini.*
 - 3.2. LA CONVECTION : ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
 - 3.2.1. *La résistance thermique de la convection : Erreur ! Signet non défini.*
 - 3.2.2. *Le flux thermique à travers d'une surface plane :...Erreur ! Signet non défini.*
 - 3.2.3. *Flux thermique a travers d'une surface cylindrique (cylindre creux) : Erreur ! Signet non défini.*
 - 3.2.4. *Les couches limites (Principe des couches limites) :Erreur ! Signet non défini.*
 - 3.2.5. *Calcule des coefficients de transfert de chaleur : Erreur ! Signet non défini.*
 - 3.3. EQUATIONS DE CONSERVATION : ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
 - 3.3.1. *Equation de conservation de la masse (continuité) :Erreur ! Signet non défini.*
 - 3.3.2. *Equation de quantité de mouvement : Erreur ! Signet non défini.*
 - 3.3.3. *Equation de l'énergie : Erreur ! Signet non défini.*
4. LE RAYONNEMENT : ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
 - 4.1. PUISSANCE ECHANGEES ENTRE DEUX CORPS : ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
 - 4.2. FACTEUR DE FORME GEOMETRIQUE, EXEMPLES SIMPLES : ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
 - 4.3. FACTEUR DE FORME ENTRE DEUX SURFACES RECTANGULAIRES (OU CARREES) PLANES ET PARALLELES : ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
5. TRANSFERT THERMIQUE LORS DU CHANGEMENT DE PHASE :.. ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
 - 5.1. PHENOMENE DE LA CONDENSATION: ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
 - 5.1.1. *Condensation en film sur une paroi : Erreur ! Signet non défini.*
 - 5.1.2. *Equation de Nusselt en régime laminaire : Erreur ! Signet non défini.*
 - 5.1.3. *Condensation à l'intérieur d'un tube horizontal : ...Erreur ! Signet non défini.*
 - 5.2. EBULLITION : ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
 - 5.2.1. *Ébullition en film à l'extérieur d'un tube horizontal : Erreur ! Signet non défini.*
 - 5.2.2. *Ébullition nucléée à l'intérieur d'un tube horizontal : Erreur ! Signet non défini.*
 - 5.3. L'EVAPORATION (TRANSMISSION DE CHALEUR A L'EVAPORATION) :ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
 - 5.3.1. *Echange thermique dans l'évaporateur : Erreur ! Signet non défini.*
 - 5.3.2. *Thermodynamique du phénomène : Erreur ! Signet non défini.*
6. CONCLUSION : ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

Chapitre II : Généralités sur les échangeurs de chaleur.

1. INTRODUCTION :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
2. PRINCIPE GENERAL :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
3. CONFIGURATION GEOMETRIQUES DES ECHANGEURS :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
3.1. ECHANGEURS TUBULAIRES COAXIAUX (SIMPLE) :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
3.2. ECHANGEUR TUBES/CALANDRE (A FAISCEAUX COMPLEXES) :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
3.3. ECHANGEUR 1-2 :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
3.4. ECHANGEUR 2-4 :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
3.5. ECHANGEUR A COURANT CROISES :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
3.6. ÉCHANGEURS A TUBES AILETTES :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
3.7. ECHANGEUR A PLAQUE :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
3.8. ÉCHANGEUR DE CHALEUR ROTATIF :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
3.9. ÉCHANGEUR A BLOC :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
3.10. AUTRES TYPES D'ECHANGEURS :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
4. LES CONDENSEURS :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
4.1. COEFFICIENT GLOBAL DE TRANSMISSION :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
4.2. LES CONDENSEURS A AIR :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
4.3. DISPOSITION ET SURFACE DE CONDENSATION :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
4.4. CLASSIFICATION DES CONDENSEURS :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
5. LES EVAPORATEURS :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
5.1. LE ROLE DE L'EVAPORATEUR :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
5.2. CLASSIFICATIONS DES EVAPORATEURS :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
6. CALCUL DES ECHANGEURS :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
6.1. DISTRIBUTION DES TEMPERATURES DANS UN ECHANGEUR A CO-COURANT :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
6.2. DISTRIBUTION DES TEMPERATURES DANS UN ECHANGEUR A CONTRE-COURANT :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
6.3. ÉCHANGEUR A FLUIDE ISOTHERME :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
6.4. EXPRESSION GENERAL :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
6.5. EFFICACITE :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
6.6. METHODE DE LA DIFFERENCE LOGARITHMIQUE DES TEMPERATURES ΔT_{LM} :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
6.7. METHODE DE ϵ -NUT :	60
7. CONCLUSION :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

Chapitre III: Présentation de l'appareil et le fonctionnement.

1. INTRODUCTION :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
2. DESCRIPTION DE L'APPAREIL :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
3. LE ROLE ET L'EMPLACEMENT DES COMPOSANTS :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
4. LE FLUIDE FRIGORIGENE R410A:	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

5. CONCLUSION: ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

Chapitre IV: Etude et calcul de condenseur.

1. INTRODUCTION: ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

2. ETUDE DU CYCLE PARCOURU PAR LE R410A DANS LA MACHINE:
ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

2.1.BILAN DES ENERGIES TRANSMISES DANS LE CYCLE ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

2.1.1. *Production frigorifique* : *Erreur ! Signet non défini.*

2.1.2. *Production frigorifique volumique nette* : *Erreur ! Signet non défini.*

2.1.3. *Débit de masse* : *Erreur ! Signet non défini.*

2.1.4. *Débit volume* : *Erreur ! Signet non défini.*

2.1.5. *Rendement et efficacité énergétique* : *Erreur ! Signet non défini.*

2.1.6. *Le taux de compression de compresseur* : *Erreur ! Signet non défini.*

3. METHODES DE CALCULS DES SURFACE D'ECHANGES : ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

4. DETERMINATION DU COEFFICIENT D'ECHANGE CONVECTIF COTE AIR :
ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

4.1.EVALUATION DE LA TEMPERATURE MOYENNE DE L'AIR :ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

5. EVALUATION DE LA VITESSE MASSIQUE, DE L'AIR ET DU DIAMETRE
HYDRAULIQUE DE L'ECHANGEUR : ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

5.1.LA VITESSE MASSIQUE : ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

5.2.CALCULE DE LA VITESSE MASSIQUE FRONTALE : ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

5.3.CALCUL DE DIAMETRE HYDRAULIQUE : ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

6. CALCUL DES PARAMETRES DE LA ZONE DE DESURCHAUFFE :.ERREUR !
SIGNET NON DEFINI.

6.1. DETERMINATION DU COEFFICIENT D'ECHANGE CONVECTIF COTE FLUIDE
FRIGORIGENE : ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

6.2 DETERMINATION DE COEFFICIENT D'ECHANGE GLOBAL DANS LA ZONE DE
DESURCHAUFFE : ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

7. CALCUL DES PARAMETRES DANS LA ZONE DE CONDENSATION :
ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

7.1. DETERMINATION DU COEFFICIENT D'ECHANGE CONVECTIF COTE R410A DANS LA
ZONE DE CONDENSATION : ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

7.2. DETERMINATION DU COEFFICIENT D'ECHANGE GLOBAL CORRESPONDANT A :
..... ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

8. CALCULE DES PARAMETRES DE LA ZONE DE SOUS REFROIDISSEMENT : 91

9. CALCUL DES SURFACES D'ECHANGES POUR LES DIFFERENTES ZONES
DANS LE CONDENSEUR: ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

9.1.SURFACE ZONE DE DESURCHAUFFE : ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

9.2.SURFACE ZONE DE CONDENSATION : ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

9.3.SURFACE ZONE DE SOUS-REFROIDISSEMENT : ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

10. SURFACE D'ECHANGE DU CONDENSEUR :ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.

11. CONCLUSION :	99
Conclusion générale.	

INTRODUCTION GENERALE

Les échangeurs de chaleur sont des appareils thermiques très important dans la société industrielle pour toute politique de maîtrise de l'énergie. Une grande part de l'énergie (90%) utilisé dans les procédés industrielle transite au moins une fois dans un échangeur de chaleur. Il permet d'assurer un transfert de chaleur d'un fluide chaud à un fluide froid sans contact direct entre les deux. Le même fluide peut conserver son état physique, liquide ou gazeux, ou se présenter successivement sous les deux phases. On les utilise dans plusieurs secteurs de l'industrie (chimie, pétrochimie, production de l'énergie...), de transport (automobile, aéronautique), et aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.).

Aujourd'hui avec une augmentation permanente des prix de l'énergie et face aux objectifs du développement durable, la maîtrise de l'énergie thermique est devenue un enjeu majeur dans tous les domaines d'activités. Les professionnels de cette énergie, s'efforcent de proposer des structures et géométrie nouvelles, bien souvent optimisées afin d'accroître les performances thermiques des échangeurs actuels, autrement dit : la réduction de la taille de volume occupé, accompagner de l'entretien où l'amélioration de sa performance. Par conséquent, le problème se compose à identifier une configuration qui fournit le transfert de chaleur maximum avec un espace donné.

L'ENIEM à travers son bureau d'étude et de développement, cherche à établir un support technique pour évaluer les performances du climatiseur et éventuellement prévoir les moyens de les améliorer.

Par ailleurs, notre travail est basé sur l'étude du condenseur d'un climatiseur split système (24000btu/h) de l'ENIEM. Il est constitué par des tubes ailetés, qui sont traversés par deux fluides en croisement. L'un d'eux est le fluide frigorigène R410A qui s'écoule à l'intérieur des tubes, et l'autre c'est l'air, grâce à un ventilateur, il s'écoule à l'extérieur parallèlement aux ailettes.

Dans un premier lieu, nous présenterons des généralités sur les échanges thermiques, (les modes de transfert, les résistances thermique, les flux de chaleur...), ça nous permet de mieux comprendre les principes des transferts thermiques.

En second lieu, le deuxième chapitre nous présenterons les généralités sur les échangeurs de chaleur, (leurs fonctions principales, les types les plus utilisés en industrie, leurs critères de classement leurs avantages et inconvénients ...), pour nous permettre de comprendre mieux leurs principes de fonctionnement.

En troisième lieu, le troisième chapitre sera consacré pour la présentation du l'appareil et le fonctionnement de chaque organe.

Enfin, le quatrième chapitre sera consacré pour l'étude du condenseur et le dimensionnement de celui-ci

Ces quatre chapitres sont clôturés par une conclusion générale où les résultats expérimentaux et analytique ainsi que les perspectives de notre étude seront présentées brièvement.

1. Introduction :

Les multiples procédés utilisés dans l'industrie sont très souvent le siège d'échanges de chaleur, soit parce que c'est le but recherché (fours, coulée, échangeurs, thermoformage, induction, lits fluidisés, trempe, refroidissement), soit parce que ceux-ci interviennent d'une manière inévitable (chocs thermiques, pertes de chaleurs, rayonnement). Des connaissances de base en ce domaine sont donc nécessaires à l'ingénieur de production ou de développement pour :

- Comprendre les phénomènes physiques qu'il observe.
- Maîtriser les procédés et donc la qualité des produits.

Le deuxième principe de la thermodynamique admet que la chaleur (ou énergie thermique) ne peut passer que d'un corps chaud vers un corps froid, c'est-à-dire d'un corps à température donnée vers un autre à température plus basse, donc un transfert de chaleur qu'il convient d'appeler transfert thermique ou transfert par chaleur est un transit d'énergie sous forme microscopie désordonnée. Deux corps ayant la même température sont dits en « équilibre thermique ». Si leur température est différente, le corps le plus chaud cède de l'énergie au corps le plus froid et c'est un transfert irréversible. Dans ce chapitre nous allons aborder les différents modes des transferts thermiques et d'une manière détaillée toutes les relations concernant les calculs dans tout les modes d'échanges.[1]

2. La loi de Fourier :

En 1804, Jean Baptiste Biot propose un modèle mathématique décrivant le phénomène de conduction thermique. Puis, quelques années plus tard, plus exactement en 1822, Jean Baptiste Fourier d'une manière expérimentale, a repris l'analyse du phénomène et établit la loi fondamentale de la conduction qui porte son nom. Elle s'appelle aussi « **le flux surfacique est proportionnel au gradient de température** » [2]

$$\vec{\phi} = -\lambda \overrightarrow{\text{grad}} T$$

$$\overrightarrow{\text{grad}} T = \begin{pmatrix} \frac{\partial T}{\partial x} \\ \frac{\partial T}{\partial y} \\ \frac{\partial T}{\partial z} \end{pmatrix}$$

$$\overrightarrow{\text{grad}} T = \begin{pmatrix} \frac{\partial T}{\partial r} \\ \frac{\partial T}{\partial \theta} \\ \frac{\partial T}{\partial z} \end{pmatrix}$$

$$\overrightarrow{\text{grad}} T = \begin{pmatrix} \frac{\partial T}{\partial r} \\ \frac{\partial T}{\partial \theta} \\ \frac{\partial T}{\partial \varphi} \end{pmatrix}$$

λ : est la conductivité thermique ($W/m^{\circ}C$; $J/s^{\circ}Cm$; $kcal/h^{\circ}Cm$) est une propriété du matériau.

3. Les différents modes de transfert thermique :

Avant d'introduire la notion de transfert thermique, il est primordial de définir la chaleur car elle entretient souvent des ambiguïtés et des confusions notamment avec la température. Cependant cette dernière représente un paramètre d'état thermodynamique intensif d'un système traduisant à l'échelle macroscopique l'état énergétique de la matière à l'échelle microscopique qui montre si un système est en équilibre thermique avec un autre système. Tant dit que la chaleur est aussi appelé transfert thermique est l'un des modes d'échanges d'énergie thermique entre deux systèmes, c'est une notion fondamentale de la thermodynamique qui est définie comme étant un transfert d'énergie microscopique désordonné. Cela correspond en réalité à un transfert d'agitation thermique entre particules au gré des chocs aléatoire qui se produisent à l'échelle microscopique.

Dans un échangeur de chaleur, cette chaleur est transférée par conduction et/ou convection au sein de chaque fluide et par conduction au sein du matériau qui les sépare. Il peut également y avoir transfert par rayonnement si le niveau des températures dépasse les 100°C. Les échanges sont représentés comme suit :

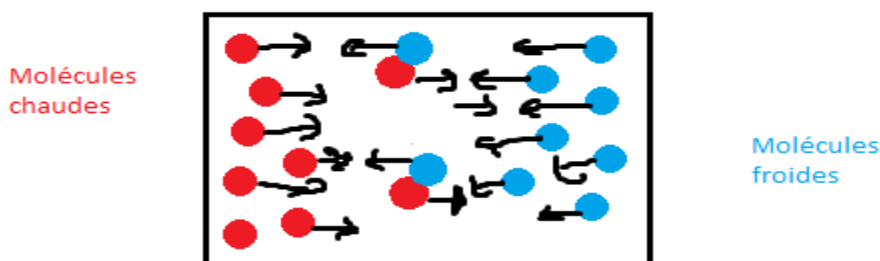
1.1. La conduction :

Ce mode de transfert de chaleur se retrouve dans tous les composants "solides" d'une transmission, c'est le plus simple. Il correspond au transfert de chaleur dans un solide d'un point chaud vers un point froid.

Dans un solide la conduction est due à la vibration des atomes autour de leurs positions d'équilibre qui permet la transmission de proche en proche. Pour les gaz c'est le résultat de la diffusion moléculaire. Par contre dans les liquides et les solides-diélectrique c'est dû aux zones élastiques [1].

C'est un échange d'énergie qui se produit au sein d'un même système sans déplacement de matière, ce qui veut dire que la conduction à lieu dans un corps ou bien entre deux corps qui sont en contact. Il apparait sous l'influence d'un gradient de température. C'est un mode qui est spécifié pour les solides et une faible transmission dans les liquides et gaz.

Au niveau moléculaire c'est l'énergie cinétique des molécules qui est responsable du transfert par conduction.



Ce sont les collisions aléatoires entre ses molécules qui font que l'énergie cinétique se transforme en chaleur. Cette dernière se propage à l'intérieur du corps par deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou les molécules et une transmission par les électrons libres. Considérons l'exemple suivant : imaginons une barre en métal chauffée à une de ses extrémités laquelle était initialement à température ambiante. La chaleur

reçue par cette extrémité de la barre se propagera tout le long de celle-ci. Ceci induira une augmentation de température sur toute la longueur de la barre.

Le processus de la condition est essentiellement régi par :

- La loi de Fourier
- La loi de conservation d'énergie (premier principe de la thermodynamique)

1.1.1. Résistance thermique et le flux de chaleur lors de la conduction:

La résistance thermique de conduction, aussi appelée résistance thermique de conductivité d'un élément, sa résistance s'exprime au passage d'un flux de conduction thermique.

Considérons le problème simple de conduction dans un mur **Fig. (I.1)** de conductivité λ constante et d'épaisseur e . A travers le mur, la température varie de T_0 (température de la paroi gauche) à T_e (température de la paroi droite).

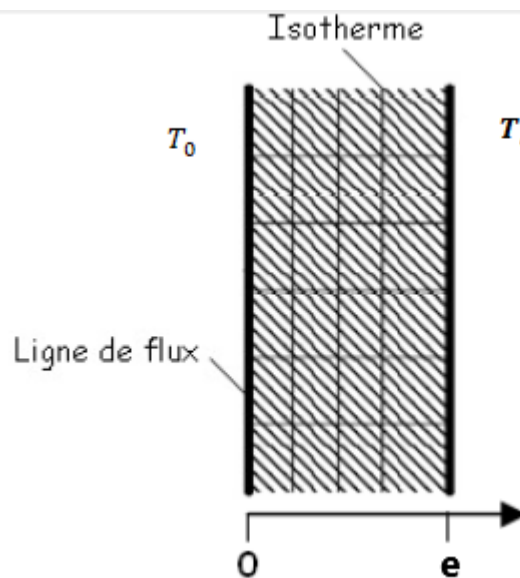


Fig. (I.1): Schématisation du mur monocouche.

La résistance thermique de conduction s'exprime en fonction du flux de chaleur entre deux surfaces isothermes et les températures de ces deux surfaces isothermes [1].

$$R_{cd} = \frac{(T_0 - T_e)}{\phi} \quad (\text{I.1})$$

- T_0 et T_e sont les températures des deux isothermes exprimées en Kelvins.
- ϕ est le flux de chaleur entre les deux isothermes, en Watts (**W**).
- R_{cd} est la résistance thermique de conduction en Kelvins par Watts (**k.W⁻¹**)

En fonction de la résistance thermique de conduction le flux de chaleur s'exprime de la sorte :

$$\phi = \frac{(T_0 - T_e)}{R_{cd}} \quad (\text{I.2})$$

Ainsi, pour une même différence de température plus la résistance thermique est forte moins la quantité de chaleur traversant le corps est forte. Un isolant thermique est donc un corps qui possède une résistance thermique de conduction importante.

La résistance thermique est définie par rapport à des surfaces isothermes. La géométrie de ces surfaces dépend de la géométrie de l'objet dans lequel la conduction thermique se produit. Différents cas particuliers usuels peuvent être décrits.

➤ **Surface plane :**

Les isothermes sont des surfaces planes et parallèles, par exemple le cas d'un mur monocouche **Fig. (I.1)**. La résistance thermique de conduction R_{pla} en Kelvins par Watts (K.W^{-1}), et d'épaisseur e en mètres (**m**), et de surface latérale de conduction S en mètres carrés (m^2), et de conductivité thermique λ en Watts par mètre-Kelvin ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$), Vaut :

$$R_{pla} = \frac{e}{\lambda.S} \quad (\text{I.3})$$

On définit la conductance par :

$$\frac{\lambda.S}{e}$$

Pour un mur multicouche :

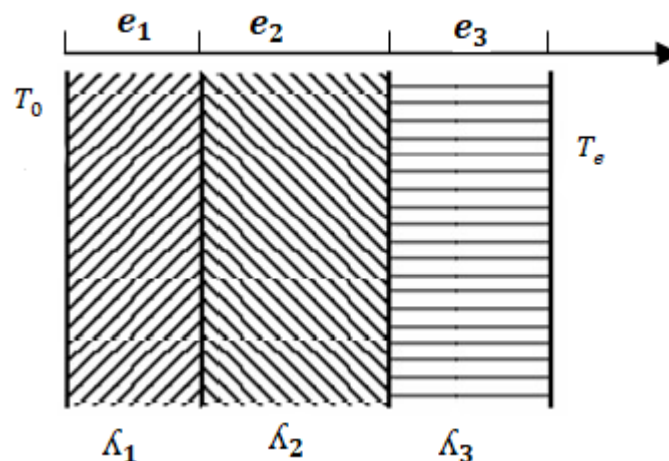


Fig. (I.2) : Schématisation du mur multicouches.

Les résistances thermiques s'expriment par:

$$R_i = \frac{e_i}{\lambda_i S_i} \quad (\text{I.4})$$

Et on définit la quantité de chaleur traversant le mur (**Fig.1.2**) par:

$$\phi = \frac{(T_0 - T_e)}{\sum R_i} \quad (\text{I.5})$$

Cette formule de résistance thermique néglige les effets de bord en supposant que les dimensions (longueur, largeur) du mur sont très grandes devant son épaisseur ($L \gg e$ et $l \gg e$). On suppose aussi que les matériaux constituant le mur sont isotropes, c'est-à-dire que leur comportement thermique est le même quelle que soit la direction. Le mur peut être constitué de différents matériaux isotropes (ou considérés comme tels), par exemple un mur en brique recouvert d'un enduit à l'extérieur et d'un isolant à l'intérieur. Donc on trouve la relation de la résistance thermique surfacique comme suit :

$$R_{pla} = \frac{e}{\lambda} \quad (\text{I.6})$$

Et R_{pla} dans ce cas est exprimée en mètres carrés-Kelvins par Watts ($\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$)

➤ Surface cylindrique :

Si les isothermes sont des cylindres concentriques, c'est par exemple le cas d'un tuyau, d'une canalisation, etc. La résistance thermique de conduction R d'un élément cylindrique de longueur L (m), de rayon interne R_1 et externe R_2 en mètres (m). La relation de la résistance thermique devient :

$$R_{cyl} = \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{2\pi r \lambda L} = \frac{1}{2\pi \lambda L} \left(\ln \left(\frac{R_2}{R_1} \right) \right) \quad (\text{I.7})$$

➤ Surface sphérique :

Si les isothermes sont des sphères concentriques, de rayon interne R_1 et externe R_2 , la relation de la résistance devient alors :

$$R_{sph} = \frac{1}{4\pi \lambda} \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right) \quad (\text{I.8})$$

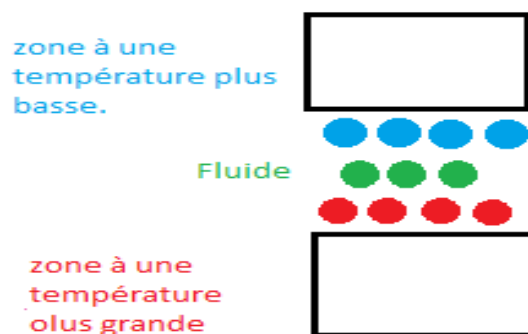
1.2. La convection :

La convection est une autre forme d'échange thermique qui s'effectue essentiellement entre les fluides (gaz et liquide) et les solides.

Elle peut aussi apparaître entre des couches de fluide ayant des températures différentes ou entre un courant de fluide en écoulement en long d'une surface solide, qui a une autre température que le fluide lui-même. Elle est aussi accompagnée par la conduction dans une épaisseur mince de fluide adhérent à la surface solide, et la chute de température est importante à l'intérieur de ce solide. [2]

C'est l'échange d'énergie sous forme de chaleur entre un fluide en mouvement et la surface d'un corps solide avec des températures différentes.

Considérons un fluide entre deux zones de température différentes comme il est illustré ci-dessous :



Les particules en contact avec la surface chaude sont chauffées par conduction. Le fluide chaud est composé de molécules qui ont une énergie cinétique plus importante donc, par conséquent il est moins dense (sa masse volumique diminue) que les particules qui sont en contact avec la surface froide lesquelles ont une énergie cinétique moins importante (leur masse volumique augmente). Comme la masse volumique des particules chaudes va diminuer, elles auront tendance à s'élever, contrairement aux particules froides sont poussées par les particules chaudes vers le bas en créant un mouvement de convection.



C'est la variation de la masse volumique qui engendre la circulation des particules, il existe deux types de convection :

- La convection forcée.
- La convection naturelle.

a) La convection forcée :

Le processus de cette convection est le même que celui de la convection naturelle. La différence est que le mouvement du fluide est induit par une cause indépendante du gradient de température (pompe, ventilateur, ..., etc.).

Donc si ce mouvement résulte d'une action mécanique (pompe, ventilateur, mise en pression, etc....), la convection est forcée. [1]

b) La convection naturelle :

Le fluide est mis en mouvement sous le seul effet des différences de masse volumique résultant de la différence de température aux frontières. La distribution de température engendre son propre mouvement en créant des forces d'Archimède rotationnelles, et un champ de force extérieur (la pesanteur).

Compte tenue du lien entre le transfert de masse et le transfert de chaleur, il est nécessaire de considérer la nature du régime d'écoulement (turbulent ou laminaire).

La quantité de chaleur $\delta\Phi$ qui traverse une surface pendant un intervalle de temps dt , peut s'écrire :

$$\delta\Phi = h(T_p - T_\infty) dS$$

Quelque soit le type de convection et le régime d'écoulement du fluide, cette relation est dite relation de Newton. Dans tout cas de résolution d'un problème de convection le coefficient convectif (h) reste à déterminer, il dépend de nombreux paramètres: caractéristiques du fluide, nature de l'écoulement, la température et la forme de la surface d'échange [1], [2]

1.2.1. La résistance thermique de la convection :

Contrairement à la résistance thermique de conduction, celle-ci ne dépend pas de l'épaisseur de la paroi considérée. Que le mur fasse 10 cm ou 1 m ne change donc rien.

La résistance thermique de convection dépend uniquement de la surface (rugosité, superficie, orientation) et du fluide (température, masse volumique, capacité thermique massique, vitesse) [3]

Donc l'expression mathématique de la convection est :

$$R_{cv} = \frac{1}{hS} \quad (I.9)$$

- h est le coefficient de convection thermique ou coefficient d'échanges superficiels en Watts par mètre carré-Kelvin ($W.m^{-2}K^{-1}$).
- S est la surface de convection en mètres carrés (m^2).
- R_{cv} est la résistance de convection en Kelvins par Watts ($K.W^{-1}$).

➤ **surface plane :** (pour un mur) $R_{cv_{plan}} = \frac{1}{h(L.l)}$

➤ **surface cylindrique :** (pour un cylindre creux) $R_{cv_{cyl}} = \frac{1}{h(2\pi rL)}$

➤ **surface sphérique :** (pour une sphère creuse) $R_{cv_{sph}} = \frac{1}{h(4\pi r^2)}$

1.2.2. Le flux thermique à travers d'une surface plane :

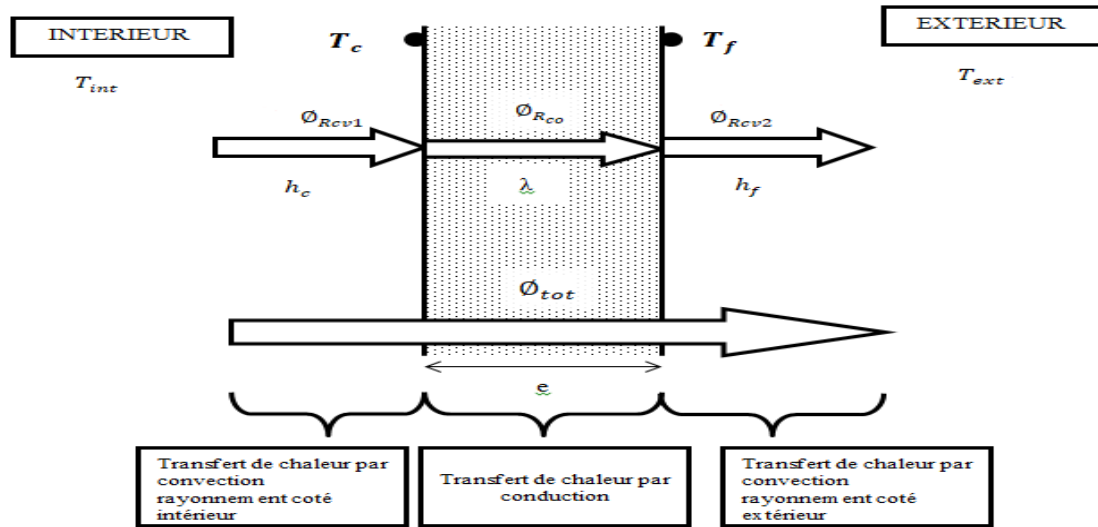


Fig. (I.3) : Schématisation d'un mur qui subit la convection.

Les définitions qui suivent décrivent un transfert thermique à travers une paroi (un mur par exemple Fig. (I.3)) homogène et isotrope, de surface S , d'épaisseur e et de conductivité thermique λ constante, séparant deux milieux fluides en mouvement. La chaleur est transférée entre le milieu chaud de température T_c et le milieu froid de température T_f , à travers la paroi.

On suppose que ces températures et les coefficients de convection thermique h_c et h_f afférents aux fluides sont constants et uniforme par rapport aux surfaces de contact [2].

- La convection dans le fluide chaud est régie par un coefficient de convection thermique $h_c(\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1})$ qui permet de définir une résistance thermique de convection en (K.W^{-1}) :

$$R_{cv1} = \frac{1}{h_c S_c} = \frac{1}{h_c (L.l)} \quad (\text{I.10})$$

Et donc le flux :

$$\Phi_{Rcv1} = \frac{(\Delta T)}{R_{cv1}} = \frac{(\Delta T)}{1/h_c S_c} = h_c S_c (\Delta T) \quad (\text{I.11})$$

- La convection dans le fluide froid est régie par un coefficient de convection thermique $h_f(\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1})$ qui permet de définir une résistance thermique de convection en (K.W^{-1}) :

$$R_{cv2} = \frac{1}{h_f S_f} = \frac{1}{h_f (L.l)} \quad (\text{I.12})$$

Et donc le flux :

$$\Phi_{Rcv2} = h_f S_f (\Delta T) \quad (\text{I.13})$$

- La conduction à travers la paroi solide d'épaisseur e est régie par la conductivité thermique λ ($\text{W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$) : qui permet de définir une résistance thermique de conduction (K.W^{-1}) :

$$R_{co} = \frac{e}{\lambda S_p} \quad (\text{I.14})$$

Et donc le flux :

$$\Phi_{R_{co}} = \frac{(\Delta T)}{e/\lambda S_p} \quad (\text{I.15})$$

Donc le flux thermique à travers une surface d'échange plane exprimé en Watts, s'obtient par la formule :

$$\Phi_{tot} = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c S_c} + \frac{1}{h_f S_f} + \frac{e}{\lambda S_p}} \quad (\text{I.16})$$

Avec : $S = S_c = S_f = S_p = (L \cdot l)$

1.2.3. Flux thermique a travers d'une surface cylindrique (cylindre creux) :

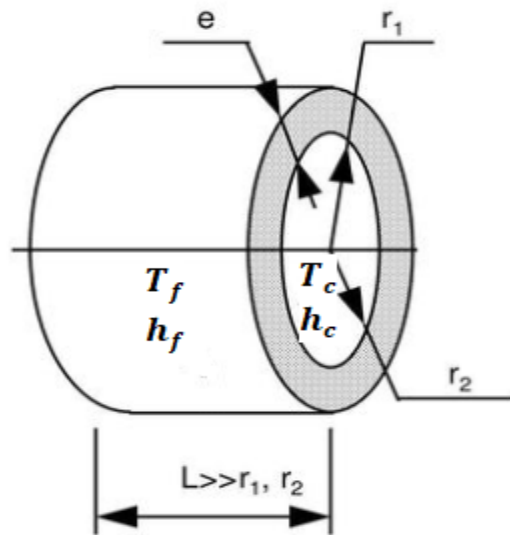


Fig. (I.4) : Schématisation d'un cylindre qui subit la convection.

Les définitions qui suivent décrivent un transfert thermique à travers un cylindre creux homogène et isotrope **Fig. (I.4)**, d'un rayon interne r_1 et externe r_2 , et de longueur L de surface S , d'épaisseur e et de conductivité thermique λ constante, séparant deux milieux fluides en mouvement. La chaleur est transférée entre le milieu chaud de température T_c et le milieu froid de température T_f , à travers la paroi.

- La résistance thermique de la convection interne :

$$R_{cv1_{cyl}} = \frac{1}{h_c S_c} = \frac{1}{h_c (2\pi r_1 L)} \quad (\text{I.17})$$

Et le flux de chaleur de cette convection s'exprime comme suit :

$$\Phi_{R_{cv1_{cyl}}} = \frac{\Delta T}{R_{cv1_{cyl}}} = h_c S_c (\Delta T) \quad (\text{I.18})$$

- La résistance thermique de la convection externe :

$$R_{cv2_{cyl}} = \frac{1}{h_f S_f} = \frac{1}{h_f (2\pi r_2 L)} \quad (I.19)$$

Et le flux de chaleur de cette convection s'exprime comme suit :

$$\phi_{R_{cv2_{cyl}}} = \frac{\Delta T}{R_{cv2_{cyl}}} = h_f S_f (\Delta T) \quad (I.20)$$

- La résistance thermique de la conduction de la paroi :

$$R_{co_{cyl}} = \frac{1}{2\pi\lambda} \left(\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) \right) \quad (I.21)$$

D'où le flux de chaleur de cette conduction s'exprime comme suit :

$$\phi_{R_{co_{cyl}}} = \frac{\Delta T}{R_{co_{cyl}}} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi\lambda} \left(\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) \right)} \quad (I.22)$$

Donc le flux thermique à travers une surface d'échange cylindrique exprimé en Watts, s'obtient par la formule :

$$\phi_{tot} = \frac{\Delta T}{R_{cv1_{cyl}} + R_{cv2_{cyl}} + R_{co_{cyl}}} \quad (I.23)$$

$$\phi_{tot} = \frac{T_c - T_f}{\frac{1}{h_c (2\pi r_1 L)} + \frac{1}{h_f (2\pi r_2 L)} + \frac{1}{2\pi\lambda} \left(\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) \right)} \quad (I.24)$$

Donc en général le flux thermique de la convection s'exprime par l'expression suivante :

$$\phi = h_s (T_c - T_f) \quad (I.25)$$

1.2.4. Les couches limites (Principe des couches limites) :

Pour étudier des écoulements au voisinage des parois, c'est à dire dans les zones dites de couches limites, il est strictement nécessaire pour la détermination des échanges de chaleur par convection entre un solide et le fluide qui l'entoure. Dans ce qui suit, nous nous limitons, à expliquer les couches limites thermiques et dynamiques.

Le terme de la couche limite a été introduit par **Prandtl 1904**.

1.2.4.1. Couche limite dynamique :

Pour introduire le concept de la couche limite, on considère l'écoulement sur une plaque plane.

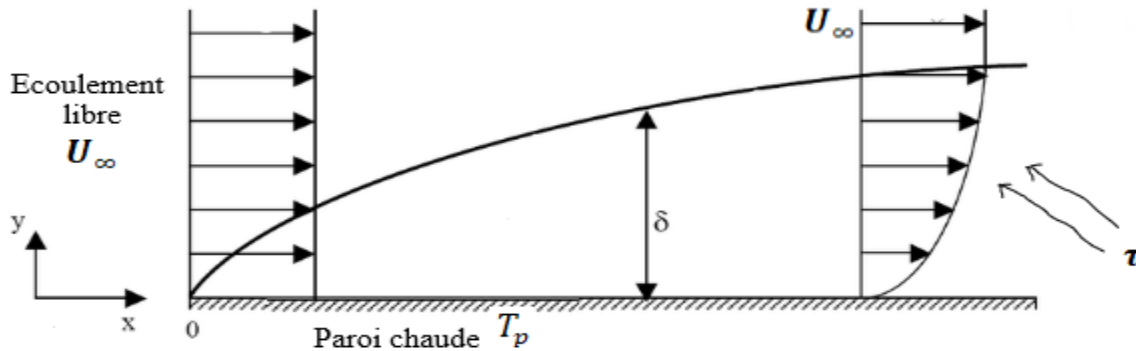


Fig. (I.5) : Schématisation de couche limite dynamique.

Quand les particules fluides sont en contact avec la surface de la plaque, elles ont une vitesse nulle (Condition d'adhérence à la paroi). Ces particules agissent donc pour retarder le mouvement des particules dans la couche fluide voisine, qui agissent à leur tour pour retarder le mouvement des particules de la couche suivante, et ainsi de suite jusqu'à une distance $y=\delta$ de la surface, où l'effet devient négligeable.

Ce retard du mouvement fluide est associé avec les contraintes de cisaillement τ qui agissent dans les plans parallèle aux vitesses. En s'éloignant de la plaque (suivant la direction y) la composante de la vitesse U augmente jusqu'à approcher la valeur U_∞ de l'écoulement libre en dehors de la couche limite.

La couche limite dynamique est due au phénomène de diffusion de quantité de mouvement par frottement visqueux : le champ de vitesse est perturbé par la proximité de la paroi, au voisinage immédiat de laquelle la vitesse s'annule tandis que loin l'écoulement n'est pas perturbé.

La quantité δ est appelée épaisseur de la couche limite dynamique. Elle est définie comme la valeur de y telle que : $U(\delta) = 0.99U_\infty$

La couche limite dynamique se développe chaque fois qu'il y'a écoulement d'un fluide sur une surface, et elle est d'une importance fondamentale pour les problèmes impliquant des transports convectifs. En MDF son importance dans les problèmes d'ingénieur provient de sa relation avec les contraintes de cisaillement τ_{px} et donc avec les effets de frottement. Pour les écoulements externes (autour d'un cylindre, sur une plaque.....), elle donne une base pour déterminer le coefficient de frottement local :

$$C_{fx} = \frac{\tau_{px}}{\frac{\rho U_\infty^2}{2}} \quad (I.26)$$

Avec :

$$\tau_{px} = \mu \left. \frac{dU}{dy} \right|_{y=0} \quad (I.27)$$

1.2.4.2. Couche limite thermique :

Une couche limite thermique se développe chaque fois qu'il y'a une différence de température entre la surface et le fluide environnant.

Considérons un écoulement sur une plaque plane isotherme. Au point d'attaque, le profil de température est uniforme avec $T(y) = T_\infty$. Cependant les particules fluides qui viennent en contact avec la plaque atteignent l'équilibre thermique à la température de la surface de la

plaque. En retour, ces particules échangent de l'énergie avec les particules fluides de la couche fluide avoisinante et des gradients de températures se développent dans le fluide.

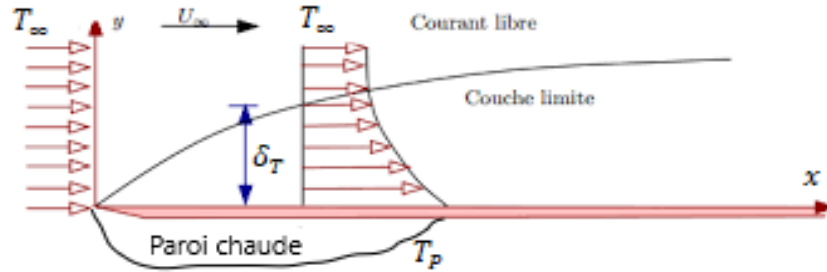


Fig. (I.6) : Schématisation de couche limite thermique.

La région du fluide où un gradient de température existe est la couche limite thermique et son épaisseur δ_T est définie comme la valeur de y pour laquelle le rapport :

$$(T_p - T / T_p - T_\infty) = 0.99.$$

Il faut noter qu'avec l'accroissement de la distance du bord d'attaque, les effets de transfert de chaleur pénètrent de plus en plus dans le milieu libre et l'épaisseur de la couche limite croît.

La relation entre les conditions de cette couche thermique et le coefficient de transfert h , peut se démontrer comme suit :

- A n'importe quelle distance (x) du bord d'attaque, la densité de flux locale peut être obtenue en appliquant la loi de Fourier au fluide à ($y=0$) :

$$q = -\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (\text{I.28})$$

Cette expression est valable car à la paroi il n'y a pas de mouvement de fluide ($U=0$) et le transfert de chaleur se fait seulement par conduction.

D'autre part, d'après la loi de Newton :

$$q = h(T_p - T_\infty) \quad (\text{I.29})$$

Donc :

$$h = \frac{-\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}}{(T_p - T_\infty)} \quad (\text{I.30})$$

1.2.4.3. Signification des couches limites :

La couche limite dynamique est d'étendue $\delta(x)$ et elle est caractérisée par des gradients de vitesse et des contraintes de cisaillement.

La couche limite thermique est d'étendue $\delta_T(x)$ et elle est caractérisée par des gradients de température et un transfert thermique.

Chaque fois il y a écoulement d'un fluide sur une surface il va exister une couche limite dynamique et donc frottement à la paroi. Cependant, une couche limite thermique et donc un échange de chaleur par convection, ne peut exister que s'il y a une différence entre la température du fluide libre et de la paroi.

$\delta(x)$ Et $\delta_T(x)$ peuvent être voisines ou très différentes suivant la valeur du nombre de Prandtl :

$$Pr = \frac{\mu/\rho}{\kappa/\rho c_p} \quad (\text{I.33})$$

1.2.4.4. Écoulement laminaire et turbulent :

Compte tenue du lien entre le transfert de masse et le transfert de chaleur, il est nécessaire de considérer la nature du régime d'écoulement (turbulent ou laminaire).

Une première étape importante dans l'étude de n'importe quel problème de la convection est la détermination si la couche limite est laminaire ou turbulente C_f et h dépendent fortement de ces conditions.

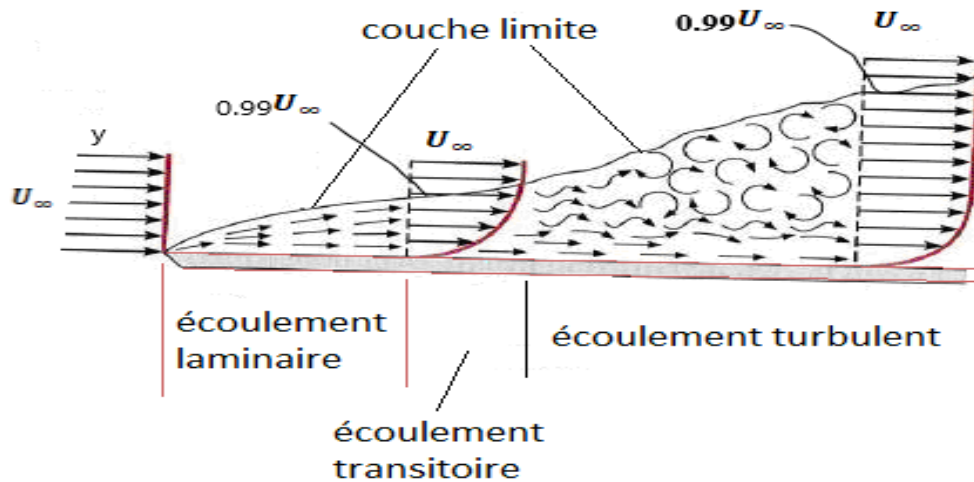


Fig. (I.7) : Schématisation des zones d'écoulements laminaires, transitoire et turbulentes.

Dans la couche limite laminaire le mouvement du fluide est ordonné et il est possible d'identifier les lignes de courant sur lesquelles les particules fluides se déplacent.

Au contraire, le mouvement du fluide dans la couche limite turbulente est fortement irrégulier et il est caractérisé par des fluctuations de vitesse. Ces fluctuations améliorent le transfert de quantité de mouvement et d'énergie, et donc augmentent le frottement à la paroi et les flux de chaleur transmis par la convection. À cause du mélange du fluide résultant des fluctuations d'épaisseur de la couche limite turbulente est plus grande et les profils de vitesse et de température dans ces couches sont plats qu'un écoulement laminaire.

La couche limite est initialement laminaire, mais à une certaine distance du bord d'attaque, la transition à l'écoulement turbulent commence à se développer dans la zone de transition, et la couche limite peut devenir éventuellement complètement turbulente. La transition de turbulence est accompagnée par un accroissement significatif de l'épaisseur de la couche limite, les contraintes de cisaillement à la paroi et le coefficient de convection.

En étudiant le comportement des couches limites, il est fréquemment raisonnable d'assumer que la transition commence à une position x_c . Cette position est déterminée par le nombre de Reynolds :

$$Re_x = \frac{u_{\infty} x}{\nu} \quad (\text{I.31})$$

Où x est la distance du bord d'attaque.

La valeur caractéristique de R_{ex} souvent utilisée pour les écoulements externes est $R_{ex} = 5 \cdot 10^5$.

1.2.4.5. Couche limite dans une conduite :

Lorsqu'un fluide rentre dans une conduite avec une vitesse uniforme, le fluide qui se trouve près de la paroi est pratiquement au repos. A une faible distance de l'entrée il se forme le long de la paroi une couche limite laminaire, si la turbulence du courant fluide qui pénètre dans la conduite est importante, la couche limite devient rapidement turbulente.

Dans tout les cas de figure, que la couche limite soit laminaire ou turbulente elle va occuper entièrement la conduite.

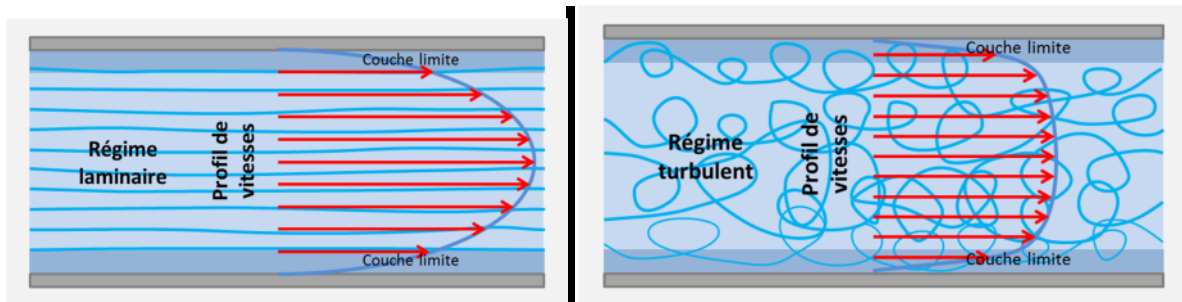


Fig. (I.8) : Ecoulement laminaire.

Fig. (I.9) : Ecoulement pleinement turbulent.

Profil de vitesse dans une conduite :

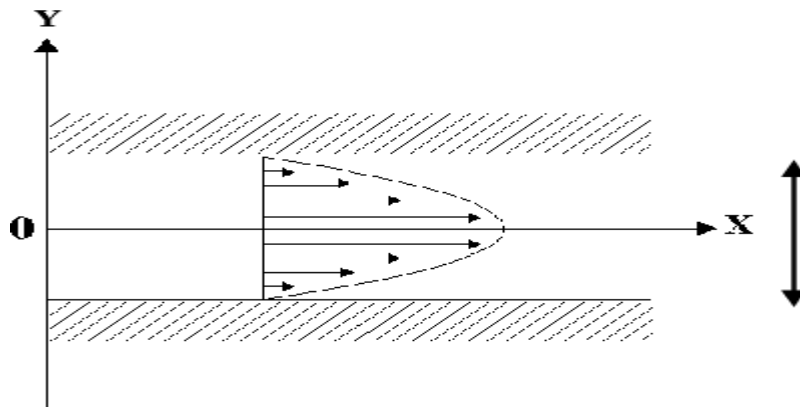


Fig. (I.10) : Schématisation d'un profil de vitesse dans une conduite.

L'évolution de la couche limite thermique dans un fluide chauffé ou refroidi à l'intérieur d'une conduite est qualitativement semblable à celle de la couche limite hydrodynamique.

A l'entrée de la conduite la température est généralement uniforme dans toute la section mais en s'éloignant le liquide s'écoule le long de la conduite. La couche limite chauffée ou refroidie augmente en épaisseur jusqu'à ce que la chaleur soit transmise vers ou à partir du fluide situé au centre de la conduite au-delà de ce point le profil de température ne subit aucune modification :

$$h = \frac{-\lambda \frac{\partial y}{\partial x} \big|_{y=0}}{(T_p - T_\infty)} \quad (\text{I.32})$$

Cette équation montre que le coefficient d'échange dépend du lieu. Quand la couche limite augmente en épaisseur le gradient de température diminue et le coefficient augmente.

En écoulement laminaire, les effets d'entrée peuvent être appréciable jusqu'à une distance $L=50D$

En écoulement turbulent, les effets d'entrée disparaissent au bout d'une distance $L=10D$

On peut évaluer le coefficient d'échange de chaleur par convection h par les méthodes suivantes :

- ❖ Analyse dimensionnelle combinée avec l'exponentiel.
- ❖ Les solutions mathématiques exactes des équations de la couche limite.
- ❖ Les études approchées de la couche limite par des méthodes finis.

On peut former les groupements suivant : [dans une plaque on prend L (longueur) au lieu de D (diamètre).]

➤ Nombre de Reynolds : $Re = \frac{U \cdot D}{\nu}$ (I.33)

➤ Nombre de Prandtl : $Pr = \frac{\rho U_m D}{\mu} = \frac{\mu c_p}{\lambda}$ (I.34)

➤ Nombre de Nusselt : $Nu = \frac{hD}{\lambda}$ (I.35)

Après avoir déterminé ces groupements adimensionnels on les relie par des fonctions classiques. La fonction est rarement linéaire c'est pour ça on se sert de fonction potentielle.

$$Nu = A \cdot Re^a \cdot Pr^b \quad (I.36)$$

Où A , a , b se déterminent par expérience.

1.2.5. Calcule des coefficients de transfert de chaleur :

1.2.5.1. Convection naturelle :

Le moteur de la convection est la différence de température qui peut exister entre une surface et un fluide.

Les nombres adimensionnels qui caractérisent la convection naturelle (libre) sont :

- ❖ Le nombre de Prandtl, qui exprime le rapport de la diffusivité de la quantité de mouvement du fluide sur la diffusivité thermique.
- ❖ Le nombre de Grashof, qui exprime le rapport entre la poussée d'Archimède et les forces de viscosité.
- ❖ Il existe un nombre adimensionnels qui regroupe ces deux premiers et qui s'appelle le nombre de Rayleigh :

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (I.37)$$

- ❖ Enfin, le nombre de Nusselt qui exprime le rapport entre l'échange par conduction à la paroi sur l'échange par convection dans la couche limite. Où h est le coefficient de transfert par convection est donc égal :

$$h = \frac{\lambda Nu}{L} \quad (I.38)$$

$$Nu = a(Ra)^n \quad (I.39)$$

La convection forcée est négligeable si: $Gr/Pr^2 > 100$

$$Nu = a(Gr \cdot Pr)^n \quad (I.40)$$

Avec : $Gr = \frac{\beta g \Delta T \rho^2 L^3}{\mu^2} \quad (I.41)$

ET

$$Gr = \frac{\beta g \Delta T L^3}{\nu^2} = \left(\frac{U_0 L}{\nu} \right) \dots \text{(Nombre de Grashof)}$$

- **g** - accélération de la pesanteur
- **β** - coefficient de dilatation
- **ΔT** - différence de température
- **L** - longueur caractéristique
- **ρ** - Masse volumique du fluide
- **U₀** - vitesse caractéristique
- **ν** - viscosité cinématique
- **μ** - viscosité dynamique

Si la convection est laminaire **Gr Pr** < **10⁹** et donc **n** = **1/4**

Si la convection est turbulente **Gr Pr** > **10⁹** et donc **n** = **1/3**

Exemple : plaque plane verticale ou horizontale de longueur **L** et de température uniforme.

Si la convection est laminaire :

$$Nu = 0.53(GrPr)^{1/4} \quad (I.42)$$

Si la convection est turbulente :

$$Nu = 0.104(GrPr)^{1/3} \quad (I.43)$$

1.2.5.2. Convection forcé :

En l'absence de convection naturelle, le coefficient d'échange **h** par convection est indépendant de la différence de température de la paroi et du fluide (**T_m - T**) mais il dépend des six grandeurs suivantes:

- **V_m** vitesse moyenne du fluide (**W.m⁻².K**).
- **ρ** masse volumique du fluide (**J.Kg⁻¹.K⁻¹**).
- **μ** viscosité dynamique du fluide (**Pa.s**).
- **λ** conductivité thermique du fluide (**W.m⁻¹.k⁻¹**).
- **D** dimension caractéristique de la surface d'échange (**m**).

A partir de ces grandeurs, on définit les nombres sans dimension suivant:

- ❖ Nombre de Nusselt.
- ❖ Nombre de Reynolds.
- ❖ Nombre de Prandtl.

Avec :

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

Les travaux expérimentaux étudiant le transfert de chaleur par convection dans une situation donnée fournissent leurs résultats sous forme de corrélations mathématiques pour la convection forcée.

Re le nombre de Reynolds caractérise le régime d'écoulement du fluide.

Si **2000 < Re < 3000**, l'écoulement est intermédiaire.

Si **Re > 3000**, l'écoulement est turbulent.

Exemple: plaque verticale, oblique ou horizontale

Il existe généralement deux expressions dans la littérature:

$$Nu = \frac{2}{3} Re^{0.5} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (I.44)$$

$$Nu = \frac{0.036 Re^{0.5} Pr^{\frac{1}{3}}}{1 + 0.83(Pr^{\frac{1}{3}} - 1)} \quad (I.45)$$

[1] [4] et [5]

1.2.5.3. Corrélations usuelles en convection forcée :

En convection forcée, nous reprenons les corrélations donnés dans la littérature pour un écoulement turbulent à l'intérieur des tubes [1]

En régime turbulent :

- COLBURN, pour $\frac{L}{D} > 60$; $0.7 \leq Pr \leq 100$; $10^4 < Re_d < 1,2 * 10^5$

$$Nu = 0.023 Pr^{1/3} Re_D^{0.8} \quad (I.46)$$

Les propriétés du fluide sont évaluées à la température de film (T_f).

- SEIDER et TATE, $L/D > 60$ pour les fluides dont les propriétés varient beaucoup avec T (huiles, etc....)

$$Nu = 0.023 Pr^{1/3} Re_D^{0.8} \left(\frac{\mu_a}{\mu_b} \right)^{0.14} \quad (I.47)$$

Les propriétés du fluide, sauf μ_p qui est évaluée à la température moyenne de la masse de fluide traversant la section droite.

- MAC-ADAMS (régime d'entrée des tubes)

$$Nu = 0.023 Pr^{1/3} Re_D^{4/5} \left(\frac{\mu_a}{\mu_p} \right)^{0.14} \left[1 + \left(\frac{D}{L} \right)^{0.7} \right] \quad (I.48)$$

Propriétés évaluées à T_a (sauf μ_p)

En régime laminaire :

- HAUSEN

$$Nu_L = 3.66 + \frac{0.0668(Re Pr \frac{D}{L})}{1 + 0.04(Re Pr \frac{D}{L})} \left(\frac{\mu_a}{\mu_b} \right)^{0.14} \quad (I.49)$$

Propriétés du fluide (sauf μ_p) évaluées à T_p .

- SIEDER et TATE, pour $Re Pr D/L > 10$

$$Nu_L = 1.86(Re.Pr)^{1/3} \left(\frac{D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_a}{\mu_b} \right)^{0.14} \quad (I.50)$$

Propriétés (sauf μ_p) évaluées à T_a . Nombre de NUSSELT défini avec $\Delta T = T_p - T_a$.

- Pour les gaz ($Pr=0.7$) :

KAYS, pour $Re Pr D/L < 100$:

$$Nu = 3.66 + \frac{0.104(Re Pr \frac{D}{L})}{1 + 0.016(Re Pr \frac{D}{L})^{0.8}} \quad (I.51)$$

Pour $Re Pr D/L > 1000$: on applique les résultats de la couche laminaire sur plaque plane, en remarquant d'ailleurs que, lorsque $L \rightarrow \infty$ et $D/L \rightarrow 0$, la formule de **KAYS** tend vers la valeur asymptotique théorique de Nu en laminaire, soit **3,66**.

Les propriétés sont évaluées à la température moyenne T_a [1].

Dans les formes géométriques complexes, on peut utiliser les ouvrages suivant : ROHSENOW, MAC-ADAMS ET KREITH. [1]

1.3. Equations de conservation :

1.3.1. Equation de conservation de la masse (continuité) :

L'équation de continuité traduit le principe de conservation de la masse, elle peut être décrite sous plusieurs formes différentes : locale conservative (dérivée en temps normale), locale non conservative (la dérivée en temps suit la particule dans son mouvement), ou intégrale. Suivant les problèmes posés, c'est l'une ou l'autre de ces équations qui pourra être retenue, toutes étant équivalentes.

Pour un fluide d'un volume de contrôle dV mobile dans l'espace d'une masse élémentaire δm l'équation de la continuité peut être énoncée comme suit :

$$\frac{d(\delta m)}{dt} = \frac{d(\rho \times dV)}{dt} = 0 \quad (\text{I.52})$$

ρ : La masse volumique du fluide.

Que l'on peut aussi écrire :

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \left[\frac{1}{dV} \frac{d(dV)}{dt} \right] = 0 \quad (\text{I.53})$$

Qui est égale à :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{v}) = 0 \quad (\text{I.54})$$

Cette écriture est la plus générale et la plus répandue.

- Si l'écoulement est permanent, l'équation de continuité se réduit à : $\text{div}(\rho \vec{v}) = 0$
- Si le fluide est incompressible et l'écoulement permanent, la masse volumique est constante on a : $\text{div} \vec{v} = 0$

1.3.2. Equation de quantité de mouvement :

Pour un fluide incompressible visqueux, l'équation de Navier Stokes, c'est-à-dire une masse volumique constante dans l'espace et le temps qui se traduit mathématiquement par $\text{div} \vec{v} = 0$. Elle s'écrit :

$$\frac{D\vec{v}}{Dt} = \frac{d\vec{v}}{dt} + \vec{v} \overrightarrow{\text{grad}} \vec{v} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \overrightarrow{\text{grad}} P + \nu \Delta \vec{v} \quad (\text{I.55})$$

Avec :

- $\vec{F}$: la force de volume.
- ν : la viscosité cinématique.

1.3.3. Equation de l'énergie :

L'équation d'énergie s'écrit :

$$\rho C \frac{dT}{dt} = \text{div}(\overrightarrow{k \text{ grad} T}) + \mu''' - p \text{div} \vec{v} + \mu \phi \quad (\text{I.56})$$

$$\rho C \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C \vec{v} \cdot \overrightarrow{\text{grad} T} = \text{div}(\overrightarrow{k \text{ grad} T}) + \mu''' - p \text{div} \vec{v} + \mu \phi \quad (\text{I.57})$$

Avec :

- $\rho C \vec{v} \cdot \overrightarrow{\text{grad} T}$: Terme de convection.
- $\text{div}(\overrightarrow{k \text{ grad} T})$: Terme de conduction.
- μ''' : Terme source de chaleur.
- $\mu \phi$: La dissipation visqueuse.

Avec :

$$\phi = 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2. \quad (\text{I.58})$$

2. Le rayonnement :

Les molécules sont composées de particules d'électrons et de protons permettent l'accélération de ces molécules que l'on appelle rayonnement électromagnétique ayant à l'origine l'agitation atomique à la surface du corps.

Le mécanisme de rayonnement est créé par l'émission et l'absorption des ondes électromagnétique porteuse d'énergie rayonnante et par la transmission de celle-ci en chaleur avec le changement d'état énergétique (énergie interne) des corps qui la retienne [1].

Les corps émettent de l'énergie par leur surface, sous forme d'un rayonnement d'ondes électromagnétiques, et ce d'autant plus que leur température est élevé. Inversement, soumis à un rayonnement, ils en absorbent une partie qui se transforme en chaleur.

Le rayonnement est un processus physique de transmission de la chaleur sans support matériel. Ainsi, entre deux corps, l'un chaud, l'autre froid, mis en vis-à-vis (même séparés par du vide), une transmission de chaleur s'effectue par rayonnement du corps chaud vers le corps froid : le corps chaud émet un flux ϕ_1 et absorbe une partie du flux ϕ_2 émis par le corps froid. Comme $\phi_1 > \phi_2$, le bilan du flux est tel que le corps chaud cède de l'énergie au corps froid. A l'inverse, le bilan du flux peut être retrouvé sur le corps froid qui émet moins d'énergie qu'il n'en absorbe.

On définit:

Coefficient d'absorption :

$$\alpha = \frac{\phi_{\text{absorbé}}}{\phi_{\text{incident}}} \quad (\text{I.59})$$

Coefficient d'émission :

$$\varepsilon = \frac{\phi_{\text{émis}}}{\phi_{\text{incident}}} \quad (\text{I.60})$$

Coefficient de réflexion :

$$\rho = \frac{\phi_{\text{réfléchi}}}{\phi_{\text{incident}}} \quad (\text{I.61})$$

La conservation d'énergie implique :

$$\alpha + \varepsilon + \rho = 1 \quad (\text{I.62})$$

2.1. Puissance échangée entre deux corps :

Entre deux corps noirs, l'un chaud (température T_1), l'autre froid (température T_2), en vis-à-vis total (c'est à dire que tout le flux émis par l'un des corps est reçu par l'autre), et le flux net échangé s'écrit :

$$\phi_{\text{net}} = \text{flux émis} - \text{flux absorbé} = S\sigma(T_1^4 - T_2^4) \quad (\text{I.63})$$

σ : Constante de Stéfan-Boltzmann, $\sigma = 5.67.10^{-8}(\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-4})$

Si les deux corps ne sont pas en vis-à-vis total, le flux net échangé entre deux corps s'écrit:

$$\phi_{\text{net}} = S_1 F_{12} \sigma(T_1^4 - T_2^4) \quad (\text{I.64})$$

T : Température de la surface (K).

$F_{1,2}$: Facteur de forme entre les surfaces S_1 et S_2 .

S : Aire de la surface (m^2)

ϕ_{net} : Flux de rayonnement à grande longueur d'onde entre les surfaces S_1 et S_2 (W).

Où F_{12} est un nombre appelé facteur de forme qui fait intervenir la géométrie considérée et les émissivités des deux corps.

L'évaluation des facteurs de forme ou facteur d'angle, liés aux transferts de chaleur par rayonnement, entre deux surfaces. F_{ij} (Facteur de forme) est une quantité purement géométrique, qui ne dépend ni de la nature ni de la température des deux surfaces. On peut aussi interpréter F_{ij} comme étant la probabilité pour qu'un rayon issu de S_i soit intercepté par S_j . Pour plusieurs surfaces on définit le facteur de forme général entre deux surfaces S_i et S_j :

$$\phi_{ij} = S_i F_{ij} \sigma(T_i^4 - T_j^4) = S_j F_{ji} \sigma(T_j^4 - T_i^4) \quad (\text{I.65})$$

ϕ_{ij} : Flux de rayonnement à grande longueur d'onde entre les surfaces i et j . Si le coefficient d'émission ε du corps est différent du facteur F_{ij} , on peut admettre que:

$$F_{ij} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_i} - 1 + \frac{1}{F_{ij}} + \frac{S_i}{S_j} \left(\frac{1}{\varepsilon_i} \right) - 1} \quad (\text{I.66})$$

Les échanges par rayonnement entre deux surfaces quelconques d'un habitat mettent en jeu deux facteurs différents :

- L'angle sous lequel chaque surface est vue par l'autre.
- Leurs caractéristiques d'émission et d'absorption.

2.2. Facteur de forme géométrique, exemples simples :

Le facteur de forme géométrique ne dépend que de la géométrie et de la disposition relative des surfaces S_i .

$$S_i F_{ij} = S_j F_{ji} \quad (\text{I.67})$$

$$\sum_{j=1}^n F_{ij} = 1 \quad (\text{I.68})$$

n : Le nombre de surfaces entourées par la surface i .

Ces deux relations sont utiles pour la détermination des facteurs de formes de plusieurs surfaces.

Si les surfaces S_i et S_j sont planes, subséquemment elles ne peuvent pas rayonner vers elles mêmes puisqu'elles ne sont pas convexes.

2.3. Facteur de forme entre deux surfaces rectangulaires (ou carrées) planes et parallèles :

Facteur de forme entre deux surfaces rectangulaires (ou carrées) planes et parallèles, centrées et de mêmes dimensions. $x = x' = y = y'$: Rectangles de mêmes dimensions.

$$F_{12} = \frac{1}{2\pi x^2} [F(2x, 2x) - F(2x, 0) - F(0, 2x)] \quad (\text{I.69})$$

Nous avons représenté sur la **Fig. (I.11)** quelques courbes donnant les facteurs de forme de deux surfaces rectangulaires égales parallèles et opposées représentatives de la formule précédente [6] et [7].

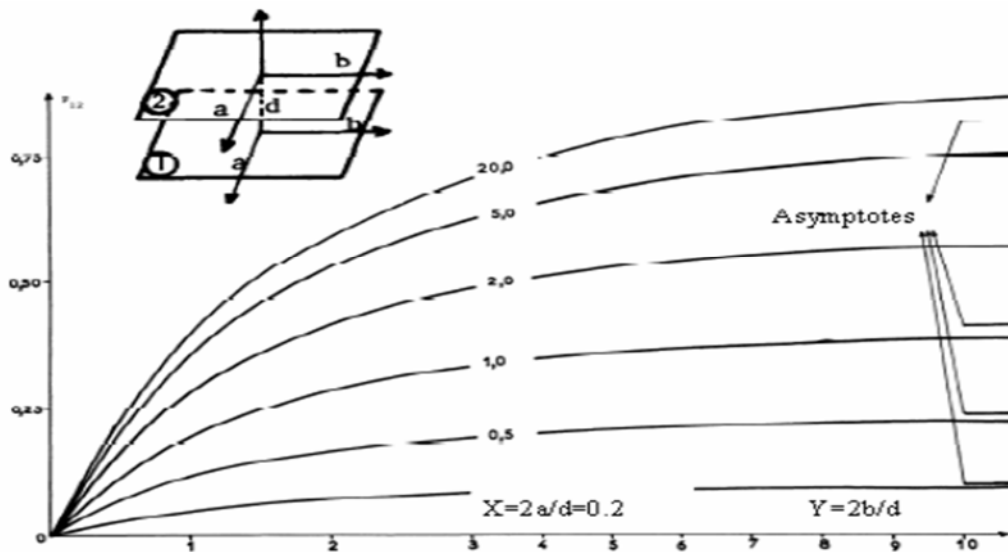


Fig. (I.11) : Facteurs de forme de deux surfaces rectangulaires et parallèles de mêmes dimensions.

2.4. Facteur de forme entre deux surfaces adjacentes perpendiculaires :

Le facteur de forme de 1 vers 2 est calculé à partir de la figure suivante :

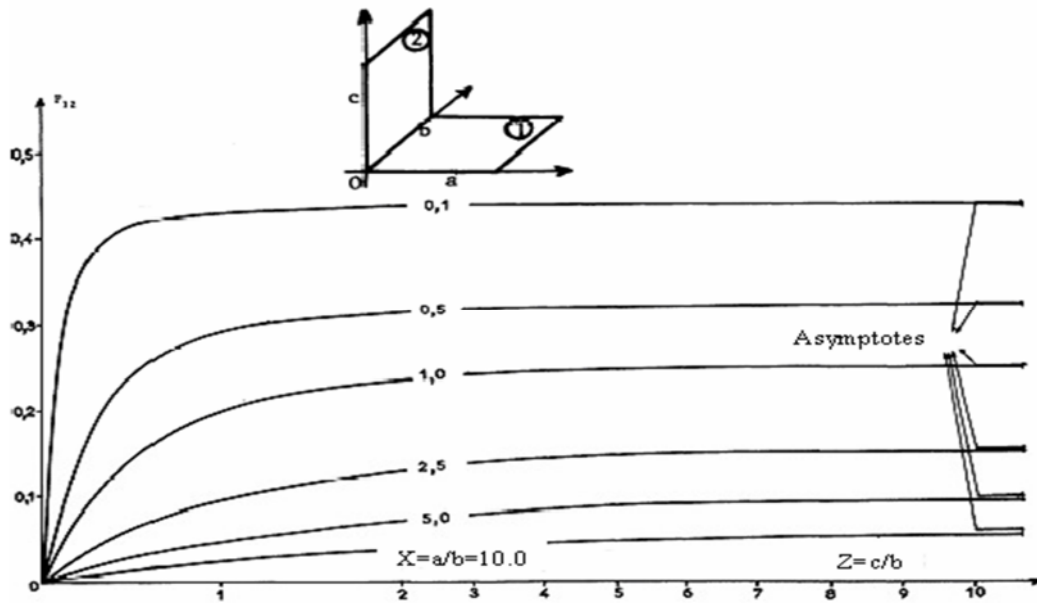


Fig. (I.12) : Facteurs de forme de surfaces rectangulaires.

Ainsi que nous l'indiquons que les solutions proposées ici permettent de résoudre sans approximation les cas pratiques les plus courants [6], [7].

3. Transfert thermique lors du changement de phase :

Même si le mécanisme du phénomène est différent pour chaque cas, tous les modes de transfert thermique ont la même conséquence : la variation de la température dans le corps concerné. Parfois cette variation peut conduire à un changement de phase (vaporisation, condensation, solidification, fusion). Dans cette situation, la chaleur latente (chaleur nécessaire à l'unité de masse d'une substance pour passer d'un état physique à l'autre, dans certaines conditions de pression et de température). Joue le rôle d'une source de chaleur (positive ou négative) supplémentaire qui agrandit la complexité de processus de transfert thermique. Il faut noter que, pendant le changement de phase, l'intensité du transfert est beaucoup plus grande et ceci explique l'utilisation de ces phénomènes dans de nombreuses applications pratiques utilisant des technologies modernes, caractérisées par des densités de flux thermique élevées.

3.1. Phénomène de la condensation:

La condensation apparaît dans un espace où la température de la vapeur baisse sous sa valeur de saturation. Le processus de condensation de surface se produit au contact entre la vapeur et une surface froide. Son importance pratique est liée tant au besoin d'obtention de la phase liquide d'une substance qu'à la réalisation d'un transfert thermique d'une intensité élevée.

La condensation joue un rôle déterminant dans les installations motrices à vapeur, les installations frigorifiques, chauffage ou de conditionnement de l'air et aussi dans de nombreux processus naturels. La condensation de la vapeur sur une paroi refroidie donne naissance à deux types de phénomènes. Le premier cas le condensat recouvre la surface sous forme d'un film continu (condensation en film). Dans le second cas les gouttelettes liquide se forment sur la surface (condensation en gouttes).

Les appareils industriels sont dimensionnés en admettant une condensation en film. L'échange thermique lors de la condensation en gouttes est plus élevé que celui pour la condensation en film, mais la condensation en gouttes est difficile à maintenir sur un long terme.

Elle résulte en effet de la non-mouillabilité du solide par le film de condensat à cause de la présence des molécules organiques sur la surface. Le dépôt d'une fine couche de matière plastique (téflon) est parfois utilisé pour développer la condensation en gouttes. Actuellement, il n'y a pas de méthode d'analyse théorique fiable pour traiter la condensation directe et seuls les résultats d'essais sur des revêtements spécifiques sont utilisés pour déterminer l'échange thermique.

3.1.1. Condensation en film sur une paroi :

En négligeant la sous refroidissement du film liquide sur la paroi, le flux de chaleur à évacuer de la surface pour condenser une masse m de vapeur pure, saturée, sèche est :

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot L_v \quad (\text{I.70})$$

Avec : L_v étant la chaleur latente de changement de phase

En notant par e_x l'épaisseur du film liquide à l'abscisse x du sommet de la paroi, ρ_l sa masse volumique et $\bar{v}$ sa vitesse moyenne d'écoulement, l'expression du débit massique de liquide s'écoulant le long de la paroi en supposant égale à l'unité de la largeur de la paroi est :

$$\dot{m} = \rho_l (e_x \cdot 1) \cdot \bar{v} \quad (\text{I.71})$$

D'après la relation de Newton, le flux de chaleur Φ s'exprime aussi par :

$$\dot{Q} = h \cdot S_x \cdot (T_l - T_p) \quad (\text{I.72})$$

Avec : T_l température du condensat.

Alors on obtient :

$$\dot{Q} = h \cdot S_x \cdot (T_l - T_p) = \rho_l (e_x \cdot 1) \cdot \bar{v} \cdot L_v \quad (\text{I.73})$$

Ainsi que l'évaluation du flux de chaleur transmis à la paroi nécessite la connaissance de la vitesse moyenne $\bar{v}$ du condensat durant son écoulement et de l'épaisseur du film à une distance x du sommet de la paroi où l'expression du coefficient d'échange de chaleur moyen par convection est h .

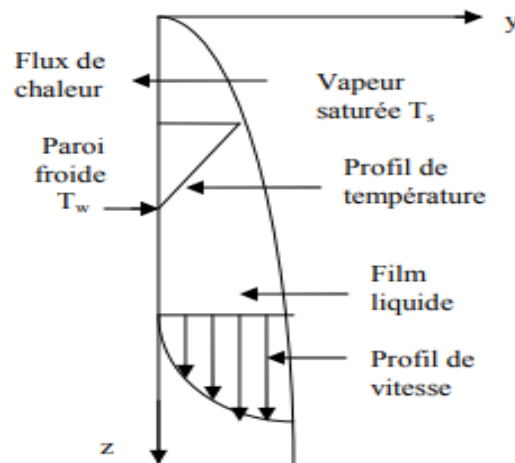


Fig. (I.13) : Condensation en film sur une plaque plane verticale. Modèle de Nusselt.

3.1.2. Equation de Nusselt en régime laminaire :

L'établissement de l'équation de Nusselt est basé sur les hypothèses simplificatrices suivantes :

- La vapeur est pure, saturée, au repos à la température T_s .
- La température de la paroi T_p est constante sur toute la surface.
- Le film liquide s'écoule vers le bas sous l'effet de la pesanteur et son épaisseur reste suffisamment faible pour que le régime d'écoulement dans le film soit laminaire.
- Lors de la condensation, la vapeur libère sa chaleur latente de vaporisation qui se transmet à la paroi par conduction à travers le film et l'on admet que la répartition de température dans le film est linéaire.
- La température du liquide près de la paroi est considérée égale à celle de la paroi.
- A la surface du film, en regard de la vapeur, la température est égale à celle de saturation.
- Les propriétés physiques du condensat sont supposées constantes et le processus stationnaire.
- Les forces d'inertie et l'interaction entre la surface du film et la vapeur sont négligées.
- Le sous-refroidissement du liquide est négligé.

Les restrictions étant énumérées, considérons une paroi plane de longueur L , à la température T_p , faisant un angle θ par rapport à l'horizontale.

* Pour une plaque de longueur L , le coefficient d'échange moyen $\bar{h}$ est :

$$\bar{h} = 0,943 \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) \lambda_\lambda^3 g L \sin \theta}{L \mu_\lambda (T_s - T_p)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (\text{I.74})$$

* Pour un tube horizontal de diamètre D , le coefficient d'échange moyen $\bar{h}$ est :

$$\bar{h} = 0,725 \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) \lambda_\lambda^3 g L}{D \mu_\lambda (T_s - T_p)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (\text{I.75})$$

Si la condensation se produit sur N tubes disposés de sorte que le condensat formé sur un tube s'écoule directement sur le tube qui se retrouve au-dessus, le coefficient d'échange pour ce système peut être évalué de cette manière :

$$\bar{h} = 0,725 \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) \lambda_\lambda^3 g L}{N D \mu_\lambda (T_s - T_p)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (\text{I.76})$$

* Pour une sphère de diamètre D , le coefficient d'échange devient :

$$\bar{h} = 0,815 \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) \lambda_\lambda^3 g L}{N D \mu_\lambda (T_s - T_p)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (\text{I.77})$$

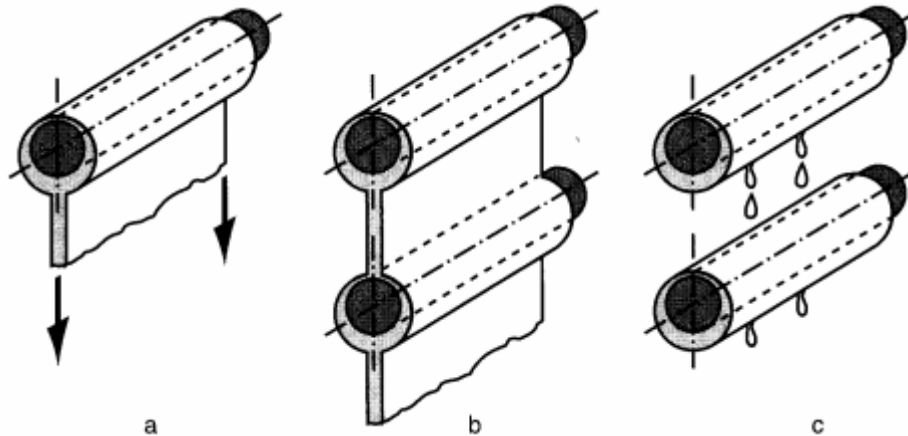


Fig. (I.14) : condensation en film : a) sur un tube horizontal ; b) sur une rangée de tubes avec continuité du film entre les nappes ; c) avec écoulement en gouttes.

3.1.3. Condensation à l'intérieur d'un tube horizontal :

- **Aux débits élevés :** la vapeur se condense sur la paroi du tube en formant un écoulement annulaire, par suite de la vapeur élevée de la vitesse de la vapeur, des gouttelettes sont arrachées du film de condensat et entraînent dans le cœur de l'écoulement. Lorsqu'on s'éloigne de l'entrée du tube, la condensation entraîne une diminution de la vitesse de la vapeur et du cisaillement à la surface du film de condensat, cela entraîne l'arrêt de l'arrachement et entraînement de gouttelettes et l'augmentation du rôle de la gravité qui conduit à un épaississement du film liquide dans la partie inférieure du tube. Plus, en aval, l'écoulement annulaire se transforme en écoulement intermittent à poches de vapeur et bouchons de liquide et finalement le condensat emplit complètement le tube.
- **Aux faibles débits :** l'écoulement annulaire dispersé qui se transforme à l'entrée du tube se stratifie et le condensat s'écoule par effet de gradient hydraulique si le tube n'est pas en charge à son extrémité aval. Dans le cas contraire, le condensat s'accumule dans le tube et s'écoule périodiquement sous forme de bouchons de liquide expulsés du tube par la pression de la vapeur.

➤ Coefficient d'échange de chaleur en écoulement stratifié :

Le coefficient d'échange de chaleur moyenné sur la circonférence du tube peut être calculé à l'aide de la relation suivante :

$$\bar{h} = \Omega \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) \lambda_\lambda^3 g Lv}{D \mu_\lambda (T_s - T_p)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (\text{I.78})$$

D'après Jaster et Kosky, Ω est donné par :

$$\Omega = 0,728 \left[1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{\frac{2}{3}} \right]^{-\frac{3}{4}} \quad (\text{I.79})$$

Où x est le titre massique de la vapeur, c'est le rapport du débit-masse de la vapeur au débit-masse total du mélange vapeur-condensat.

3.2. Ebullition :

L'ébullition est un phénomène de transfert de chaleur convectif, qui se produit lors de la vaporisation d'un liquide en contact direct avec une surface solide. La condition d'apparition de ce phénomène est que la température de la surface soit plus grande que la température de saturation d'un liquide considéré correspondant à la pression du système. L'ébullition est caractérisée par une complexité plus grande que la convection monophasique, compte tenu du nombre et de la variété des paramètres impliqués. Ainsi, on doit considérer :

- La propriété thermo-physique des deux phases (liquide et vapeur) ;
- Les grandeurs caractéristiques au changement de phase (tension superficielle, chaleur latente de vaporisation)
- La caractéristique de la surface de transfert de chaleur.

L'ébullition est un changement de phase liquide → gaz qui se produit à une interface solide-liquide. Elle peut se manifester sous deux aspects :

- Pour des flux modérés, l'ébullition est « *nucléée* ». Le processus se caractérise par la Formation de bulles de vapeur qui grossissent, puis se détachent de la surface et sont Remplacées par du liquide. Leur dynamique est conditionnée en particulier par la tension Superficielle de ce liquide.
- A partir d'un « *flux critique* » ϕ_c , la formation de vapeur est suffisamment rapide pour qu'un film de vapeur sépare en permanence la paroi du liquide : c'est « *l'ébullition en film* ».

Ce flux critique dépend lui aussi de la tension superficielle; il est approché par l'expression en (W/m^2):

$$\phi \approx cte \times \rho_v^{0.5} L_v (\sigma \rho_l g)^{0.25} \quad (I.80)$$

$$\text{Avec :} \quad cte = 0,13 + 4 \mu_l \left(\frac{\rho_l \sigma^3}{g} \right)^{-0.2} \quad (I.81)$$

L'ébullition nucléée constitue en principe le régime le plus favorable, du fait que les mouvements engendrés par les bulles provoquent un brassage du liquide et un accroissement du coefficient d'échange. Au contraire, dans l'ébullition en film, la couche de vapeur est à l'origine d'une résistance thermique supplémentaire, qui peut en outre entraîner une surchauffe de la paroi.

3.2.1. Ébullition en film à l'extérieur d'un tube horizontal :

Lorsque l'on considère un tube isolé, il existe une ressemblance assez marquée entre l'ébullition en film et la condensation, ce qui se traduit par une expression du coefficient d'échange moyenne de $\bar{h}$ sur la paroi est en effet approchée par :

$$\bar{h} = 0,62 \left[\frac{\rho_v \lambda_v^3 g L_v}{D \nu_v (T_p - T_v)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (\text{I.82})$$

Par contre, lorsque l'échangeur comporte des rangées verticales de tubes, les deux situations ne sont plus du tout comparables, car les bulles de vapeur qui proviennent des tubes inférieurs provoquent une agitation du liquide, ce qui a plutôt tendance à augmenter un peu le coefficient d'échange à la paroi des tubes supérieurs. Le phénomène est d'ailleurs sensiblement plus marqué en ébullition nucléée, quand les flux sont modérés.

3.2.2. Ébullition nucléée à l'intérieur d'un tube horizontal :

Une analyse de nombreux résultats expérimentaux a permis à Dembi, Dhar et Arona de proposer une corrélation pour l'ébullition nucléée de réfrigérants en conduite horizontale ; cette corrélation est adaptée ici pour fournir directement le flux à la paroi :

$$\phi = \left\{ 23400 (T_v - T_v) \frac{\lambda_l}{D} \right\}^{2,78} \left(\frac{1}{\rho_v L_v w} \right)^{1,78} \left(\frac{gd}{L_v} \right)^{0,75} \left(\frac{G^2 d}{\sigma \rho_l} \right)^{0,39} \quad (\text{I.83})$$

Où $w = 0,36.10^{-3} (p_{\text{critique}} / p)^{1,4}$ représente la vitesse de formation des bulles, G étant la vitesse massique du mélange.

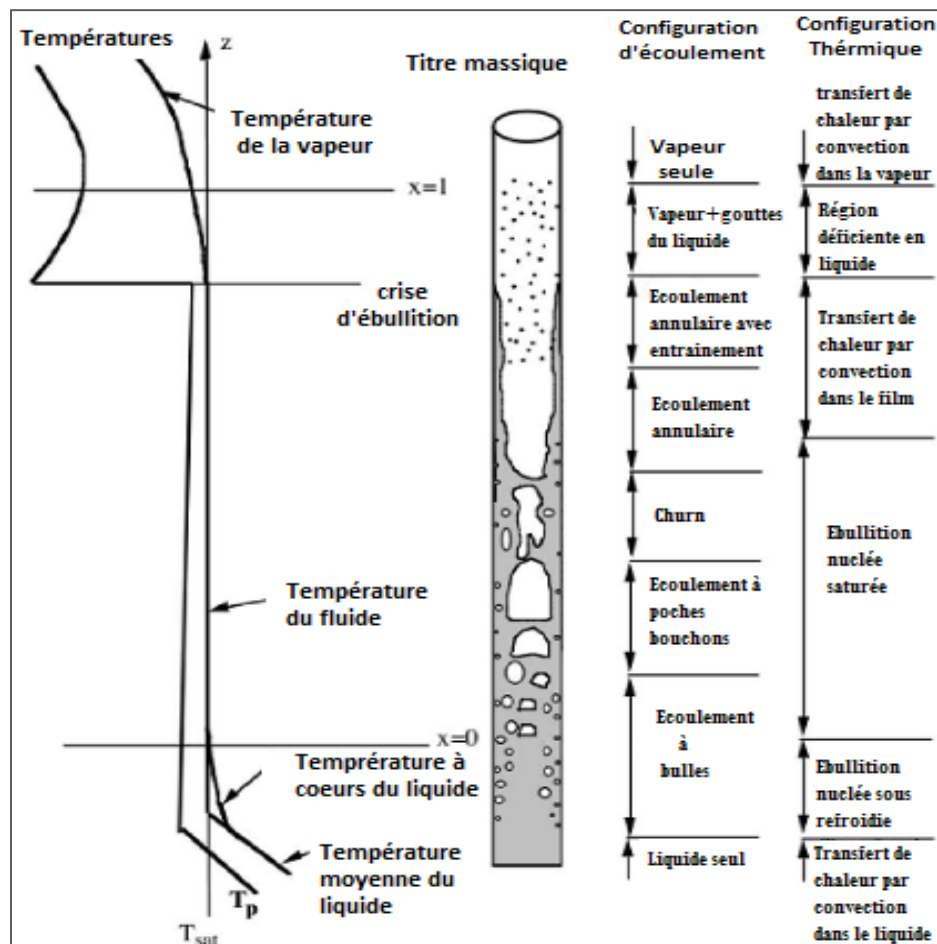


Fig. (I.15) : Configurations d'écoulement à l'intérieur d'un tube vertical.

3.3. L'évaporation (transmission de chaleur à l'évaporation) :

L'amélioration de l'efficacité énergétique des machines thermiques est un point clé qui permet d'assurer une forte progression dans la résolution des problèmes liés à la consommation énergétique et à la protection de l'environnement. C'est dans cette optique, que l'étude de l'évaporation est devenue très essentielle dans les domaines industriel et résidentiel. La conception d'échangeurs de chaleur compacts et efficaces pour les pompes à chaleur tout en respectant l'environnement, nécessite une connaissance des phénomènes de transfert thermique locaux. Cette présente étude concerne la caractérisation des performances thermiques de l'évaporation à l'intérieur d'un tube lisse appliqué dans des échangeurs coaxiaux soumis à diverses conditions expérimentales. Malgré la complexité des phénomènes de transfert de masse et de chaleur pour les écoulements diphasiques, leur analyse physique permet de mieux dimensionner les composants et contribuer à un futur plus propre.

Plusieurs études ont été menées sur l'évaporation de divers fluides frigorigènes purs ou des mélanges. L'évaporation dépend des paramètres physiques tels que le débit massique du fluide caloporteur, les propriétés du réfrigérant, la géométrie du tube, etc.

3.3.1. Echange thermique dans l'évaporateur :

L'évaporateur est un échangeur de chaleur dans lequel circule d'un côté le fluide frigorigène provenant du détendeur, de l'autre côté le fluide extérieur (en général, l'air ou l'eau). A basse pression, la température d'équilibre du liquide et de la vapeur du fluide frigorigène est faible ; en conséquence, ce dernier entre en ébullition dans l'évaporateur en absorbant la chaleur fournie par le fluide extérieur. La température d'évaporation doit donc rester inférieure à la température de fluide extérieur. L'évaporateur est rempli par un mélange de liquide / vapeur. Ce mélange est d'autant plus riche en vapeur que l'on s'éloigne du point d'entrée de l'évaporateur. En effet, le titre de vapeur (dont la valeur x à l'injection de l'évaporateur dépend de la nature de fluide frigorigène et de la température de la et pression en aval de détendeur) voit sa valeur augmenter pendant la progression de mélange **liquide/ vapeur** dans l'évaporateur pour devenir égale à l'unité à la sortie de ce dernier.

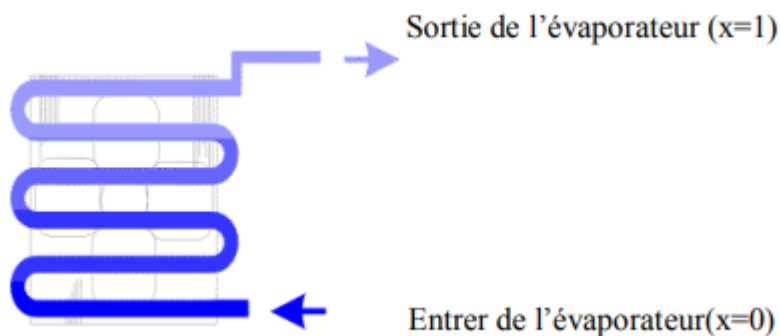


Fig. (I.16) : Evolution du titre de vapeur à l'intérieur de l'évaporateur.

3.3.2. Thermodynamique du phénomène :

Le phénomène d'évaporation est, par définition, le processus lent de changement de phase entre la phase liquide et la phase gazeuse d'un liquide à une température inférieure à la température d'ébullition à la pression à laquelle est soumis le fluide. Le processus d'évaporation prend toujours place à une température inférieure à la température d'ébullition du liquide.

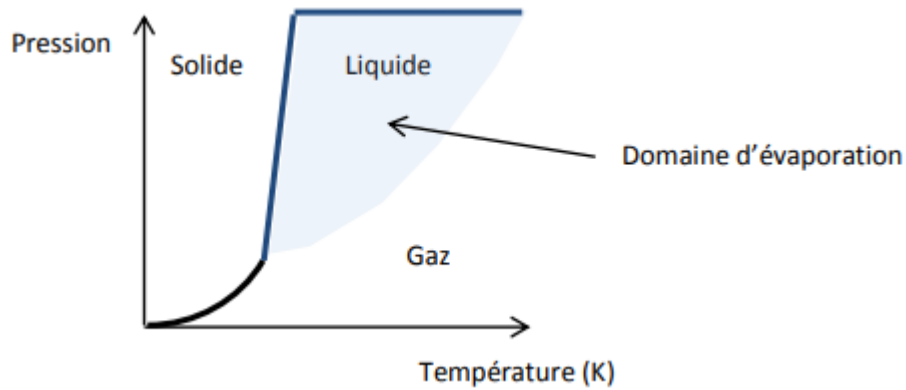


Fig. (I.17) : Diagramme de phase Pression Température.

4. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté plusieurs notions de base sur les transferts thermiques, les phénomènes de transfert de chaleur, ont une importance décisive pour l'étude et le fonctionnement des appareils tels que : les générateurs de vapeur, les condenseurs, ou les échangeurs de chaleur en général.

Le but recherché c'est de démontrer toutes les lois fondamentales des échanges thermiques (conduction, convection libre et forcée, le rayonnement, et les transferts avec changement de phase), tels que : les résistances, les flux de chaleur, les vitesses d'écoulements, les coefficients d'échanges de chaleur, etc. afin de bien comprendre et appréhender les phénomènes de ces transferts thermiques dans un condenseur d'un climatiseur split système.

1. Introduction :

Un échangeur de chaleur est un appareil destiné à transmettre la chaleur d'un fluide à un autre, il est indispensable dans toute maîtrise de l'énergie. Dans la plupart des cas, les deux fluides ne sont pas en contact, et le transfert s'effectue à travers une surface d'échange. Au sein de la paroi séparatrice, le mécanisme de transmission de la chaleur est la conduction, et, sur chacune des deux surfaces de contact avec les fluides, ce sont presque toujours les phénomènes de convection qui prédominent. Dans de nombreux cas, les fluides restent monophasiques, qu'ils soient gazeux ou liquides. Dans les échangeurs les plus courants, les deux fluides sont séparés par une paroi dans laquelle les échanges se font par conduction. La transmission fluide-paroi relève essentiellement de la convection. Dans ce chapitre nous allons aborder les différents types d'échangeurs ainsi que les échanges thermiques de ce dernier et d'une manière détaillée toutes les relations concernant les calculs dans les échangeurs que ce soit à contre ou à co-courant ou bien à courant croisé.

2. Principe général :

Le principe le plus général consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduites qui les mettent en contact thermique. De manière générale, les deux fluides sont mis en contact thermique à travers une paroi qui est le plus souvent métallique ce qui favorise les échanges de chaleur. En général c'est le fluide chaud qui cède de la chaleur à un fluide froid. Les deux fluides échangent de la chaleur à travers la paroi d'où le nom de l'appareil. Le principal problème consiste à définir une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée. On vient de le dire, la quantité de chaleur transférée dépend de la surface d'échange entre les deux fluides mais aussi de nombreux autres paramètres ce qui rend une étude précise de ces appareils assez complexe.

Les flux de chaleurs transférées vont aussi dépendre :

- des températures d'entrée
- des caractéristiques thermiques des fluides (chaleurs spécifiques, conductivité thermique)
- des coefficients d'échange par convection.

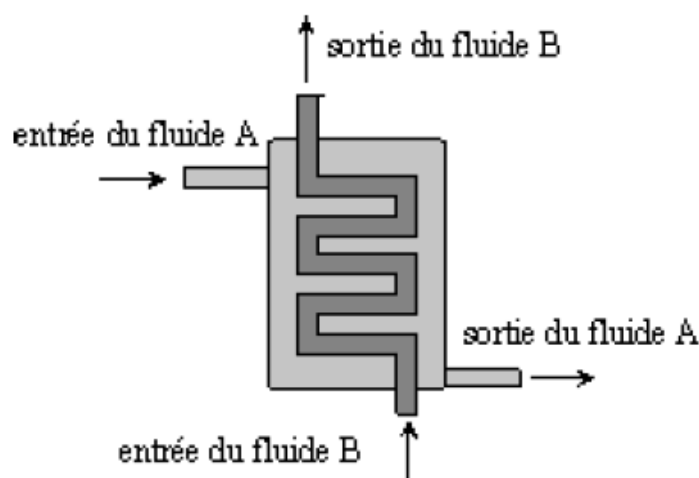


Fig. (II.1) : Echangeur à tube et calandre.

3. Configuration géométriques des échangeurs :

Il existe plusieurs types d'échangeurs et cela selon des critères de classement.

3.1. Echangeurs tubulaires coaxiaux (simple) :

Un des fluides circule dans l'espace annulaire entre les deux tubes tandis que l'autre circule dans le tube central. Pour cette configuration, deux types de fonctionnement sont distingués : les deux fluides circulent dans le même sens ou en sens opposé. Le premier est un échangeur Co-courant (ou courant-parallèle). Dans le deuxième cas, c'est un échangeur contre-courant. Ce type d'échangeur est souvent rencontré dans l'industrie frigorifique en particulier pour les condenseurs à eau ou dans les groupes de production d'eau glacée.

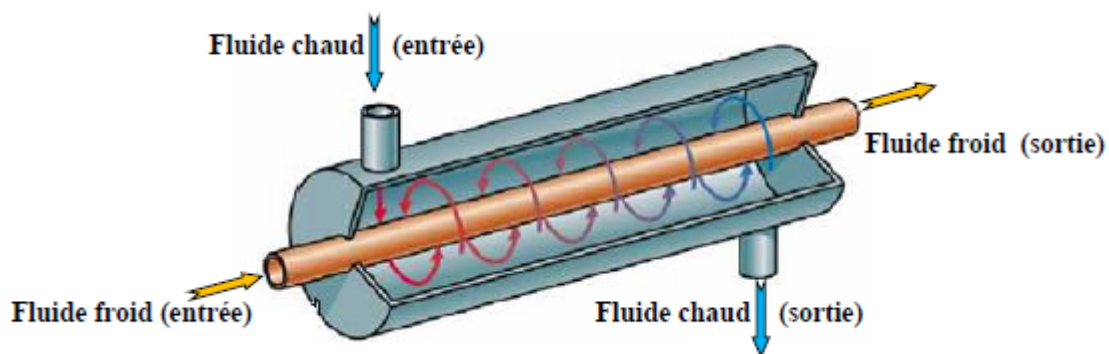


Fig. (II.2): Echangeur tubulaire simple.

C'est le plus simple échangeur que l'on puisse concevoir, mais il est difficile avec ce type d'échangeur d'obtenir des surfaces d'échange importantes sans aboutir à des appareils très encombrants. Pour cela on a besoin de trouver d'autres géométries d'échange.

3.2. Echangeur tubes/Calandre (à faisceaux complexes) :

Dans ce type d'échangeur, l'un des fluides circule dans la calandre autour des tubes qui le franchissent tandis que l'autre fluide circule à l'intérieur des tubes. Souvent, il est constitué d'un faisceau de tubes traversant un réservoir de manière longitudinale, appelé échangeur multitubulaire. La circulation du fluide à travers les tubes est forcée par l'emplacement des parois, de manière à ce qu'il effectue un ou plusieurs allers-retours.

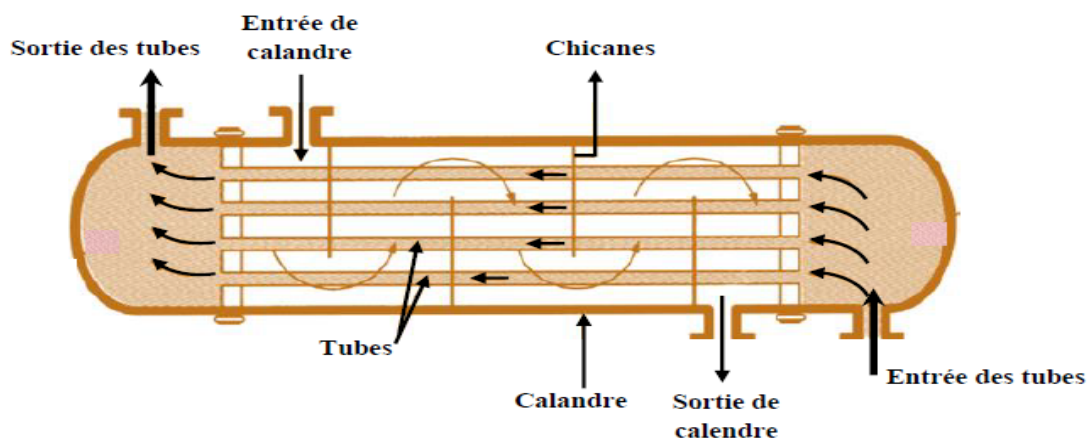


Fig. (II.3): principe d'un échangeur de chaleur tubes/calandre.

Le principe est schématisé dans la **Fig. (II.3)**. Ces échangeurs sont constitués soit d'un tube unique (serpentin), soit d'un faisceau de tubes branchés en parallèle enfermés dans une enveloppe appelée calandre.

L'emplacement des chicanes dans la calandre augmente la turbulence et l'efficacité de l'échange. Généralement, le rôle des chicanes peut être résumé en deux points :

1. Augmenter la rigidité du faisceau, pour éviter des phénomènes de vibration
2. Augmenter la vitesse du fluide.

Le passage du fluide chaud dans les tubes métallique (acier, cuivre, inox, etc.) minimise les pertes de chaleur.

3.3. Echangeur 1-2 :

Ce type est le plus simple échangeur à faisceau : le fluide qui circule dans la calandre effectue une seule passe tandis que le fluide coté tubes effectue **2** (ou **2n**) passes. Pour l'échangeur présenté dans la **fig.(II.4)** le fluide effectue une seule passe côté calandre et dans les tubes.

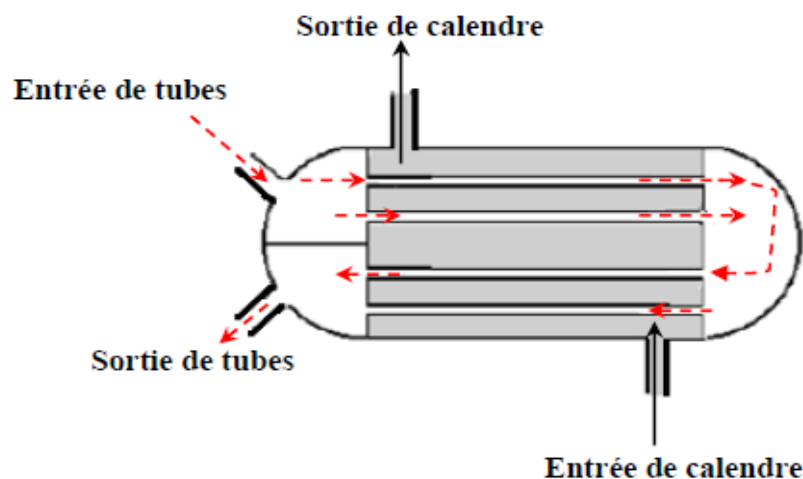


Fig. (II.4): Principe d'un échangeur de chaleur 1-2.

3.4. Echangeur 2-4 :

Lorsque l'échangeur 1-2 ne permet pas d'obtenir une efficacité supérieure à **0.75**, on essaie à se rapprocher plus de l'échangeur à contre-courant en effectuant **2** (ou plus) passes en calandre. L'échangeur 2-4 comporte une chicane longitudinale de sorte que le fluide en calandre effectue **2** passes. Le fluide dans le tube effectue **4** (ou **4n**) passes.

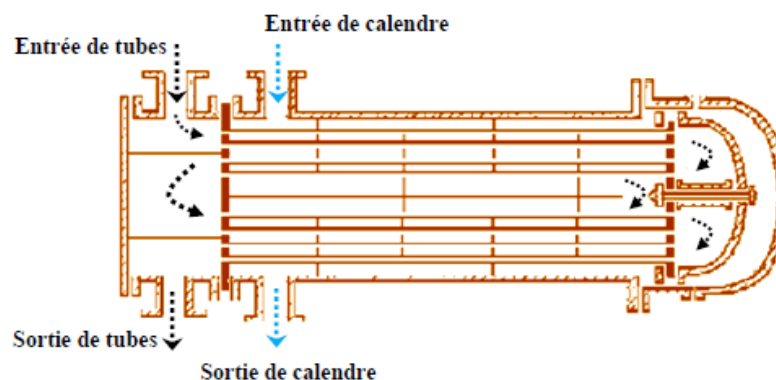


Fig. (II.5): Principe d'un échangeur de chaleur 2-4

3.5. Echangeur à courant croisés :

Dans ce type d'échangeurs, une circulation de l'un des fluides dans une série de tubes alors que l'autre circule perpendiculairement autour des tubes. Généralement, c'est le liquide qui circule dans les tubes et le gaz à l'entourage. Les tubes munis d'ailettes permettent un bon transfert de chaleur échangée en augmentant la surface d'échange. Le radiateur de refroidissement des véhicules à moteur est un exemple de cet échangeur.

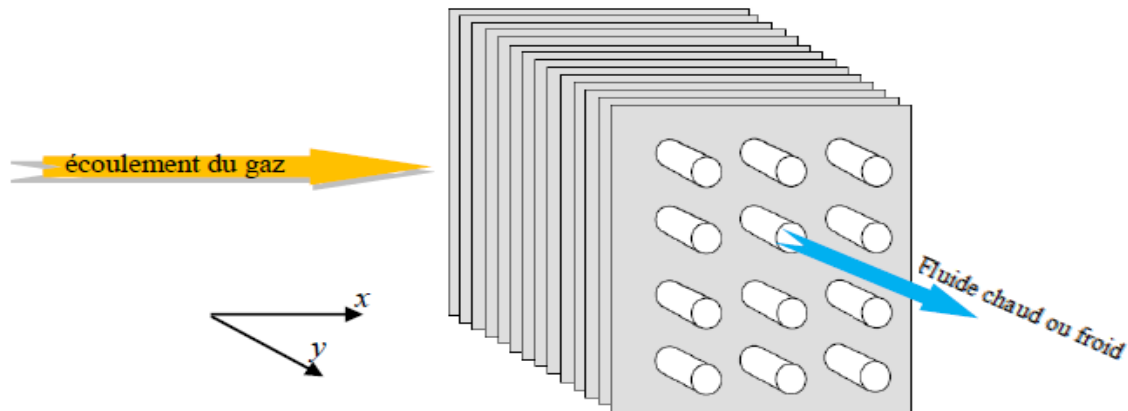


Fig. (II.6): Echangeurs à courants croisés, fluides non mixés.

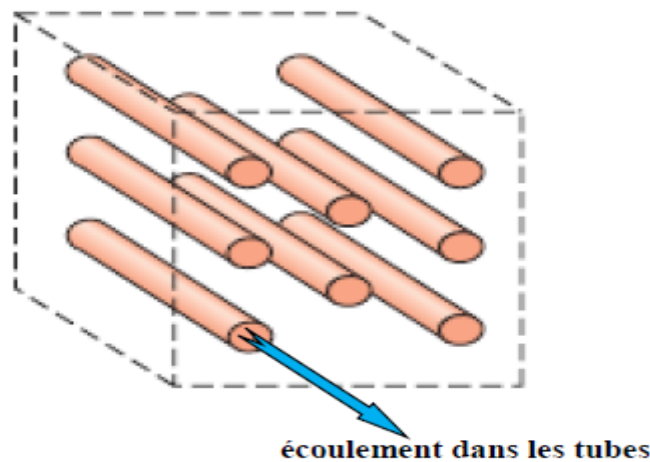


Fig. (II.7): Echangeur à courant croisés, un seul fluide mixé.

3.6 Échangeurs à tubes ailettes :

Les ailettes sont utilisées autour des tubes ou dans les tubes quand l'un des fluides dans l'échangeur s'avère nettement moins bon calo-vecteur que l'autre afin que la résistance thermique global ne soit pas due au fluide qui a le coefficient d'échange thermique faible. C'est le cas dans l'échangeur gaz-liquide, qui est appelé « batteries à ailettes ». Ces dernières sont constituées d'un faisceau de tubes répartis en rangs nappes où circule un fluide caloporteur d'un bon coefficient d'échange. Pour diminuer l'écart entre les résistances thermiques externes et internes il est nécessaire d'utiliser un ailetage externe des tubes car le fluide externe est un gaz.

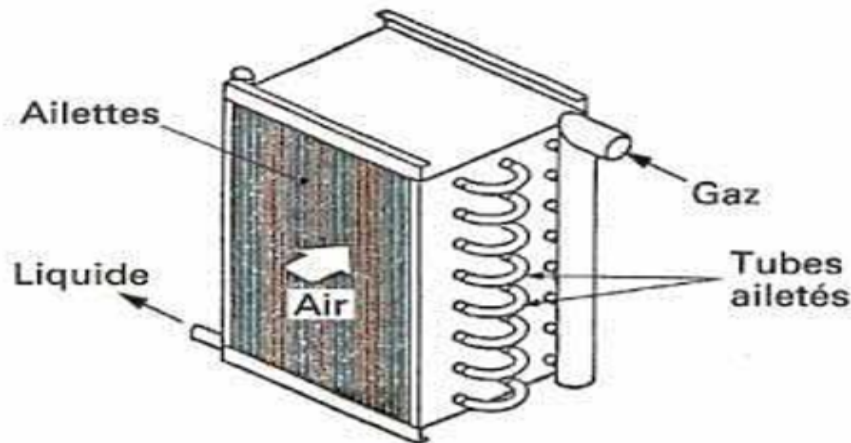


Fig. (II.8): échangeur de chaleur multitubulaire avec tubes à ailettes.

3.6. Echangeur à plaque :

L'échangeur à plaques est un type d'échangeur de chaleur qui connaît un usage croissant dans l'industrie. Il est composé d'un grand nombre de plaques disposées en forme de millefeuilles et séparées les unes des autres d'un petit espace (quelques millimètres) où circulent les fluides. Le périmètre des plaques est bordé d'un joint qui permet par compression de la structure d'éviter les fuites.

Les plaques ne sont pas plates, mais possèdent une surface ondulée selon un schéma bien précis afin de créer un flux turbulent synonyme d'un meilleur transfert de chaleur, mais permet également de canaliser les fluides se déplaçant à la surface vers les coins de la plaque. Le fluide se déplace, par exemple, du coin inférieur gauche vers le coin supérieur droit de la plaque, où un orifice lié à un tuyau lui permet de passer de l'autre côté de la plaque et de sauter une couche du millefeuille (un espace entre 2 plaques) avant de s'écouler à nouveau le long de la plaque suivante. Ainsi chaque fluide ne circule parallèlement à une plaque que tous les 2 espaces.

L'avantage de ce type d'échangeur est sa simplicité qui en fait un échangeur peu coûteux et facilement adaptable par ajout/retrait de plaques afin d'augmenter/réduire la surface d'échange en fonction des besoins (Attention : la surface ne peut être augmentée de manière infinie à cause de la perte de charge). La surface en contact avec l'extérieur est réduite au minimum, ce qui permet de limiter les pertes thermiques et l'étroitesse de l'espace où circulent les fluides ainsi que le profil des plaques assurent un flux turbulent qui permet un excellent transfert de chaleur.

Toutefois ces derniers paramètres entraînent une importante perte de charge qui limite le nombre de passage des fluides entre les plaques. Cette perte de charge ne peut être compensée par une pression d'entrée des fluides élevée ($< 2.5 \text{ MPa}$) car une trop grande pression causerait des fuites au travers des joints placés entre les plaques. La différence de températures entre les 2 fluides ne doit pas être trop grande également pour éviter une déformation des plaques par dilatation/contraction de ces dernières qui empêcherait les joints entre les plaques d'être parfaitement étanches.

La turbulence permet de réduire l'encrassement de la surface d'échange **de 10-25 %** par rapport à un échangeur à faisceau tubulaire. Comparativement à un échangeur à faisceau tubulaire la surface d'échange est inférieure de **50 %** pour le même transfert de chaleur.

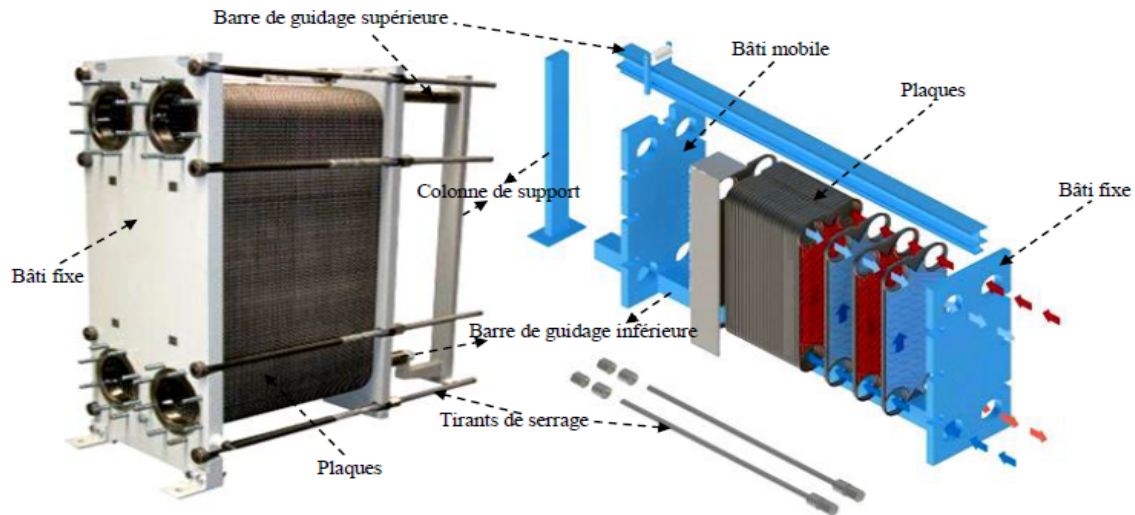


Fig. (II.9): Principe et constituant d'un échangeur de chaleur à plaque à joint.

On distingue deux catégories de ce type d'échangeur. Selon la géométrie du canal utilisé, les échangeurs à surface primaire et échangeurs à surface secondaire, comme suit :

A-Échangeur à surface primaire :

Ces échangeurs sont constitués de plaques corruguées, nervurées ou picotées. La construction des plaques est variée, mais elle a toujours un double rôle d'intensification du transfert de chaleur et de tenue à la pression par multiplication des points de contact.

Les applications sur cette catégorie d'échangeurs sont limitées par la pression maximale de service et celle différentielle entre les deux fluides ; la température maximale de service est limitée par la nature des joints.

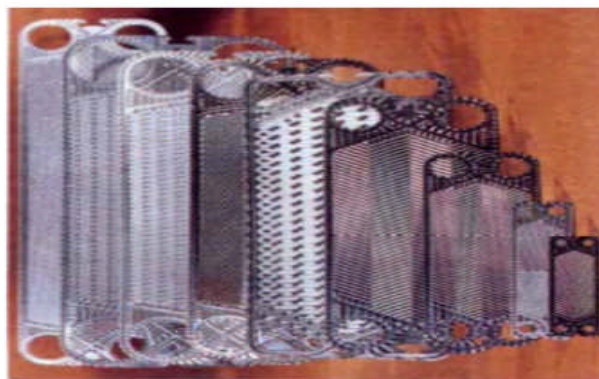


Fig. (II.10): Echangeur de chaleur à plaque à surface primaire.

On peut distinguer deux catégories d'échangeurs à plaque :

a-Échangeur à plaque et joints :

Ce sont des échangeurs composés d'un grand nombre de plaques métalliques minces conçues pour le transfert de chaleur d'un liquide à un autre. Un jeu de joints en caoutchouc sépare et étancheise les plaques minces pour avoir la distribution voulue des liquides sur les plaques. Un jeu de tirants est utilisé pour fournir les raccordements pour les liquides.

Grace à cet assemblage de blocs, on obtient le compromis recherché entre un bon coefficient de transfert et une perte de charge admissible. Malgré la forme des plaques leur role est d'assurer une bonne distribution du liquide et l'augmentation de la turbulence ainsi la surface d'échange.

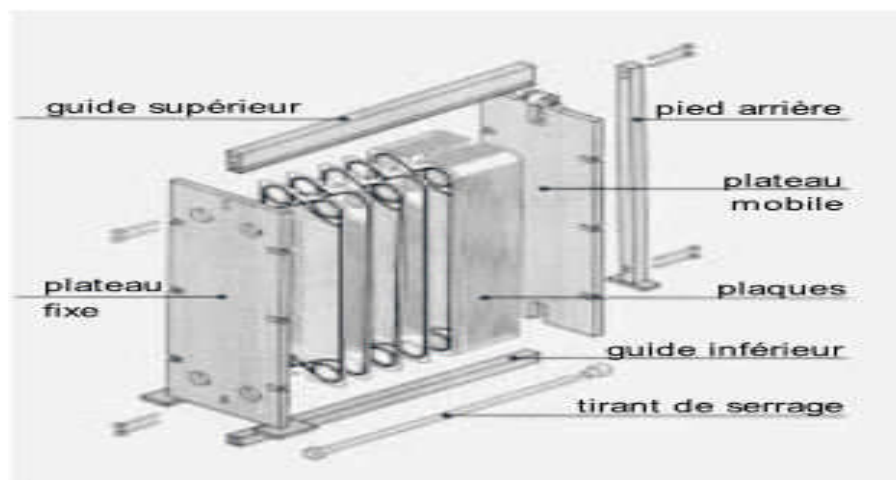


Fig. (II.11): échangeur de chaleur à plaques et joints.

b- Échangeurs à plaques soudées ou brasées :

Ils sont utilisés en récupérateurs de chaleur dans les domaines de l'industrie chimique, de la pétrochimie ainsi de dans d'autres domaines. Il en existe différents types et parmi eux:

- **Échangeur platulaire** : Il est constitué d'un assemblage de tôles planes embouties. Il peut fonctionner à des températures allant jusqu'à **600°C** de température et des pressions de **30 à 40 bars**.
- **Échangeur compabloc** : Il est constitué de plaques corruguées identiques à celles des échangeurs à plaque et joints, la circulation des fluides est à courant croisé. Il peut être utilisé jusqu'à des températures de **300°C** et des pressions de **40 bars**.
- **Échangeur packinox** : C'est un échangeur à plaque soudée de grandes dimension et ayant un nombre d'unités de transfert élevé. Il peut atteindre des températures de **600°C** et des pressions de **50 bars**.
- **Échangeur lamellaire** : C'est la variante de l'échangeur de type tubes et calandres. Leur faisceau est constitué de tubes aplatis ou lamelles. Les limites de fonctionnement de ce type d'échangeur sont de **350°C** en température et **25 bars** en pression.
- **Échangeur à spirale** : Un échangeur à spirales consiste en 2 plaques de métal enroulées de manière hélicoïdale pour former une paire de canaux en spirale. Le diamètre de l'échangeur

est relativement grand, avec une surface d'échange maximale d'environ **450 m²** pour un diamètre de **3 m**, ce qui le place dans la catégorie des échangeurs non-compacts. L'échange de chaleur n'est pas aussi bon que celui de l'échangeur à plaques, car la surface d'échange ne possède pas en règle générale de profil, mais pour une même capacité d'échange, un échangeur spiral nécessite **20 %** de moins de surface d'échange qu'un échangeur à faisceau tubulaire.

Il est utilisable pour les liquides visqueux ou pour les mélanges liquide-solide et possède une capacité autonettoyante garantissant un encrassement réduit par rapport à l'échangeur à faisceau tubulaire. Il ne peut travailler qu'avec des différences de températures et de pression limitées.

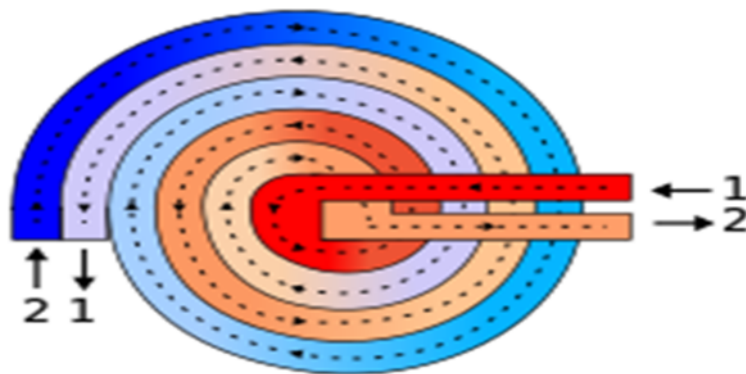


Fig. (II.12): Schéma d'un échangeur à spirale.

Avantages	inconvénients	Utilisation
Grande surface de contact Large passage Encombrement réduit Excellent condenseur Autonettoyant	Non démontable Ecarts de T limités	Eau/eau Vapeur/eau Eau surchauffée/eau

- **Échangeur brasé** : c'est en fait un échangeur plaques et à joints conventionnel, mais qui ne possède pas des joints d'étanchéité, ni tirants de serrage. Cet échangeur est petit de taille, en peut atteindre des pressions de **30 bars** et des températures de **225°C**.

B- Échangeur à surface secondaire:

Ils sont réalisés en aluminium ou en acier inoxydable, ils sont constitués par un empilage de tôles ondulées formant des ailettes séparées pas des tôles planes. Il existe deux modèles d'échangeurs selon le mode de fabrication et des matériaux utilisés :

a- Échangeurs à plaques serties:

Ils sont constitués des tôles planes parallèles entre lesquelles sont disposées des ailettes. Ils sont fabriqués en tôle légère (acier galvanisé, acier inoxydable, etc.). Les fluides empruntent un canal sur deux et la circulation peut être à contre-courant ou à courant croisé. Ils sont utilisés pour la récupération de l'air.

b- Échangeurs à plaques brasées:

Ils sont en aluminium brasé. Les fluides circulent dans des passages définis par deux tôles planes consécutives et fermés latéralement par des barres.

3.7. Échangeur de chaleur rotatif :

Excellente alternative aux échangeurs à plaques dans les sécheurs d'air comprimé, la colonne de Bouhy est en fait un échangeur à tête d'épingle auquel a été ajouté un séparateur air/eau centrifuge dans la partie inférieure. Le dispositif dispose de deux échangeurs coaxiaux, le premier servant à amener l'air en dessous de son point de rosée, le second servant à la fois à ramener l'air à une température convenant à son utilisation et surtout à augmenter l'efficacité du refroidissement. Ce type d'échangeur se caractérise par une très faible perte en charge.

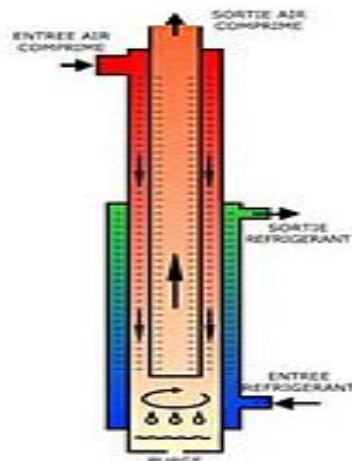


Fig. (II.13): colonne de Bouhy.

3.8. Échangeur à bloc :

L'échangeur à bloc est un type d'échangeur de chaleur réservé à des applications particulières. Il consiste en un bloc d'une matière thermiquement conductrice percé de multiples canaux dans lesquels circulent les 2 fluides. Le bloc est le plus souvent composé de graphite additionné parfois de polymères pour améliorer les propriétés mécaniques de l'échangeur. Le bloc est placé dans une structure qui assure la distribution des liquides dans les canaux.

Le bloc peut avoir différentes formes : cylindrique ou cubique. Il peut encore être composé d'un seul bloc ou de plusieurs parties empilées de manière à permettre les fluides de passer d'une partie à l'autre. L'intérêt de ce type d'échangeur de chaleur est principalement sa résistance chimique aux liquides corrosifs ainsi que sa capacité modulaire : le bloc peut facilement être remplacé en cas de fuites. Le fait que le rapport volume libre pour passage des

fluides/volume du bloc est très petit crée une grande inertie dans les cas de changements de température : le bloc agit comme un réservoir et peut lisser les différences de température.

Les blocs sont cependant fragiles tant aux chocs qu'aux grands écarts de température (problème de dilatation non-uniforme pouvant conduire à des fissurations du bloc). Le prix est relativement élevé par rapport aux autres types d'échangeurs et le transfert de chaleur est en général moyen : l'épaisseur de la paroi d'échange est plus grande que pour une surface d'échange en métal pour cause de fragilité, ce qui augmente la résistance au transfert

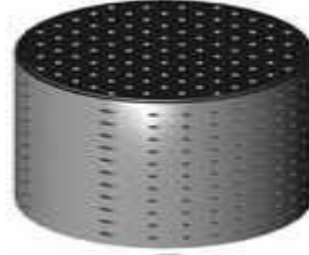
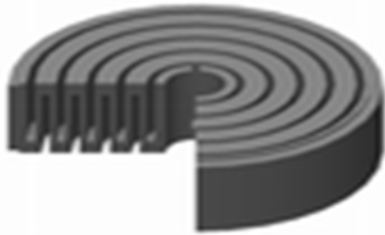


Fig. (II.14): schéma d'un échangeur à bloc complexe.

Fig. (II.15): Schéma d'un à bloc simple.

Avantages	Inconvénients	Utilisation
Bonne résistance chimique	Sensible aux grands écarts de T	Vapeur/eau
Inertie	Sensible aux chocs	Eau/eau
Peu de pertes thermiques	Coefficients de transfert moyen	Eau surchauffée/eau
Modulable	Prix	Liquides corrosifs

3.9. Autres types d'échangeurs :

Il existe d'autres échangeurs outre que ceux cités ci-dessus, représentés comme suit

a-Échangeur à caloducs :

Le caloduc est un super-conducteur de chaleur fonctionnant en cycle fermé selon le principe évaporation-condensation. Son intérêt provient de la valeur très élevée de la chaleur latente de changement de phase comparée à la chaleur spécifique.

Il est constitué d'une enceinte hermétiquement scellée, contenant un fluide frigorigène. Le choix du fluide caloporteur dépend de la température de travail prévue.

Le liquide s'évapore dans la zone chauffée (évaporateur) tandis que la vapeur se condense dans la zone refroidie (condenseur). La vapeur retourne vers l'évaporateur soit par des forces de gravité ou des forces de capillarité.

Généralement, ce sont des échangeurs à courant croisé (perpendiculaire). Ils sont caractérisés par leur faible masse, absence de pièce en mouvement et encombrement réduit. Les conduits d'air (repris et neuf) doivent être proches.

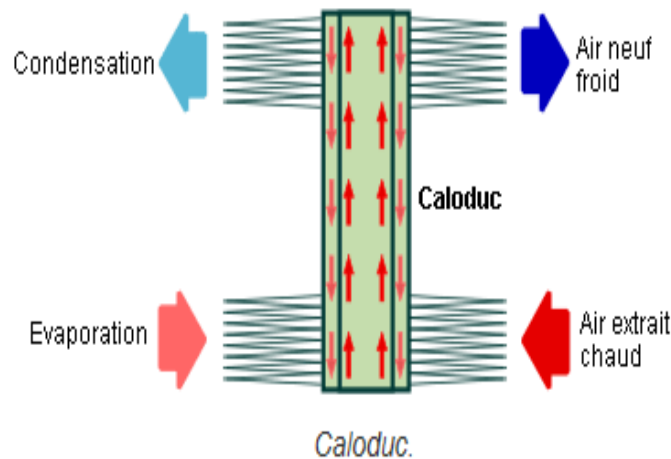


Fig. (II.16): échangeur de chaleur à caloduc.

b- Échangeurs à lit fluidisé:

C'est un ensemble de particules baignant dans un fluide en mouvement. Le fluide circulant entre les particules échange de la chaleur avec le lit fluidisé ainsi qu'avec la surface d'échange dans quelques cas.

On peut distinguer plusieurs conceptions de ces échangeurs comme : échangeur à lit mince ou épais, échangeur à un ou plusieurs étages, échangeur à lit fluidisé direct ou indirect et échangeur à lit inerte ou actif.

Ses principaux avantages sont :

- 1- Un bon transfert de chaleur entre gaz et particules.
- 2- Un coefficient d'échange thermique élevé entre le lit et les surfaces d'échange.
- 3- Une distribution uniforme de la température du lit.
- 4- Un effet d'auto-nettoyage des surfaces d'échange.

c- Échangeur de chaleur à contact direct :

Dans ces échangeurs, les deux fluides ne sont pas séparés par une paroi et entrent en contact direct, échangent de la chaleur et sont ensuite séparés. En raison de l'absence de paroi, des approches de température plus proches sont atteintes. Très souvent, dans le type à contact direct, le processus de transfert de chaleur s'accompagne également d'un transfert de masse.

Divers types d'échangeurs de chaleur à contact direct comprennent :

- **(a)** un échangeur de fluide non miscible.
- **(b)** un échangeur gaz-liquide.
- **(c)** un échangeur liquide-vapeur.

Les tours de refroidissement et les laveurs sont des exemples d'échangeurs de chaleur à contact direct.

4. Les condenseurs:

Le condenseur d'une machine frigorifique est essentiellement un échangeur de chaleur ; il s'apparente à ce titre à l'évaporateur. Leur but essentiel est d'assurer le passage du flux calorifique du fluide frigorigène au milieu ambiant extérieur (condenseur) ou bien du milieu extérieur à refroidir au fluide frigorigène (évaporateur). Le flux calorifique véhiculé par le fluide frigorigène sera finalement déversé par le condenseur soit dans l'eau, soit dans l'air constituant le milieu extérieur. Il est donc primordial que cet appareil possède un bon coefficient global de transmission thermique K afin que le passage du flux calorifique du fluide frigorigène au milieu extérieur se fasse pour une surface donnée de l'appareil avec une différence de température la plus faible possible.

Le rôle globale de condenseur vient d'être défini ci-dessus, afin de préciser les fonctions particulières entrant dans ce rôle, examinons dans quel état physique le fluide frigorigène entre, parcourt, puis, quitte le condenseur. A l'entrée de l'appareil (**Fig.II.17**) nous avons des vapeurs comprimées à la pression P et à la température T_2 . Ces vapeurs sont surchauffées, car leur température T_2 est supérieure à la température T_3 pour laquelle leur tension de vapeur saturante est P . A la sortie du condenseur, nous avons du liquide à la pression P et à la température T_3 , quelque fois même cette température peut atteindre la valeur T_4 inférieure à T_3 . [10]

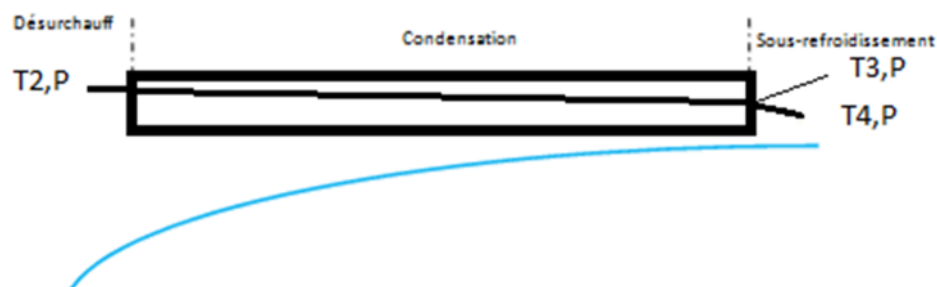


Fig. (II.17): distribution des températures dans un condenseur.

Ces considérations nous permettent de préciser les fonctions internes du condenseur qui sont au nombre de trois, à savoir trois zones :

- Zones 1 : Désurchauffer les vapeurs comprimées de la température T_2 à la température T_3 de condensation ;
- Zone 2 : Condenser les vapeurs désurchauffées à la température T_3 ;
- Zone 3 : sous-refroidir le liquide condensé de la température T_3 à la température T_4 .

4.1. Coefficient global de transmission :

Dans un échange thermique entre deux fluides circulant de part et d'autre d'une paroi, la résistance globale au passage du flux thermique est égale à la somme des résistances partielles offertes par les éléments constitutifs de la paroi et nous aurons :

$$R = r_1 + r_2 + r_3 + \dots r_n$$

Le coefficient global de transmission K (W/m^2) étant l'inverse de R soit :

$$K = \frac{1}{R}$$

Dans les conditions sus-indiquées si nous appelons :

- * h_{cf} : le coefficient de convection du fluide frigorigène (dans les conditions d'écoulement de ce fluide), en $\frac{W}{m^2.K}$.
- * h_{cm} : le coefficient de convection du médium de condensation (dans les conditions d'écoulement de ce fluide), en $\frac{W}{m^2.K}$.
- * e_1 : l'épaisseur du film d'huile, en mètre.
- * e_2 : l'épaisseur du tube constituant le condenseur, en mètre.
- * e_3 : l'épaisseur du tartre (ou de la poussière), en mètre.
- * $\lambda_1 \lambda_2 \lambda_3$: les coefficients de conductivité thermique des éléments correspondants, en $\frac{W}{m.K}$.

Nous avons dans chaque zone :

$$\frac{1}{K} = R = \frac{1}{h_{cf}} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} + \frac{1}{h_{cm}}$$

4.2. Les condenseurs à air :

L'air est un médium de condensation dont on peut disposer gratuitement et en quantité non limité ; il semble donc que c'est à lui qu'en premier l'on s'adressera pour assurer économiquement la condensation des vapeurs de fluide frigorigène.

Malheureusement, l'air a une très faible chaleur massique d'une part ($C_{pa} \approx \frac{1kJ}{kg} \text{ air sec}$), et d'autre part, le coefficient globale de transmission thermique entre une vapeur condensante et un gaz est également faible.

On retrouve deux types de condenseurs à air :

- A circulation d'air naturelle : ils ne sont utilisés que pour les installations de très faible puissance (armoires ménagers ou appareils similaires).
- A circulation d'air forcée : pour des puissances frigorifique supérieures à celles installées sur des armoires ou meubles ménagers il est indispensable d'utiliser des condenseurs à circulations d'air forcée afin que les appareils utilisés soit d'un encombrement compatible avec les puissances calorifiques à évacuer. [10]

4.3. Disposition et surface de condensation :

Le faisceau de condensation est constitué par un nombre de tubes ailetés, le sertissage des ailettes sur les tubes peuvent être réalisé par différents méthodes que nous étudierons au paragraphe suivant.

Compte tenu de la longueur du tube ailetés nécessaire pour réaliser la surface de condensation désirée, le condenseur pourra comporter plusieurs rangs en épaisseur (on ne dépasse pas en général six rangs) afin de conserver une section frontale compatible avec les dimensions du ou des ventilateurs assurant la circulation de l'air sur le faisceau de condensation. Éventuellement les rangs seront connectés en parallèle à des collecteurs d'entrée et de sortie afin de limiter les pertes de charge du fluide frigorigène. [10]

Un condenseur à air sera donc bien défini si, connaissant la nature du tube utilisé pour sa construction, nous précisons :

- La longueur du faisceau de condensation : L_a mètres.
- Le nombre de tubes en hauteur : n
- Le nombre de rangs en épaisseur : N **Fig. (II.18)**

Les tubes ailetés ont généralement un rapport $\frac{A_2}{A_1}$ voisin de **20**.

Avec :

- A_2 représente la surface secondaire (tubes+ ailettes).
- A_1 représente la surface intérieure du tube.

Pour déterminer la surface total de condenseur, il faut tenir compte de :

- De la surface de tube offerte à l'échange calorifique.
- Du double de la surface libre des ailettes, celles-ci offrant à l'air leurs deux surfaces latérales.

Dans les conditions de disposition de la **Fig. (II.18)**, la surface de condensation aurait pour valeur, si le tube utilisé présente par mètre une surface A_u m^2/m .

$$A = A_u L_a n N \quad (m^2)$$

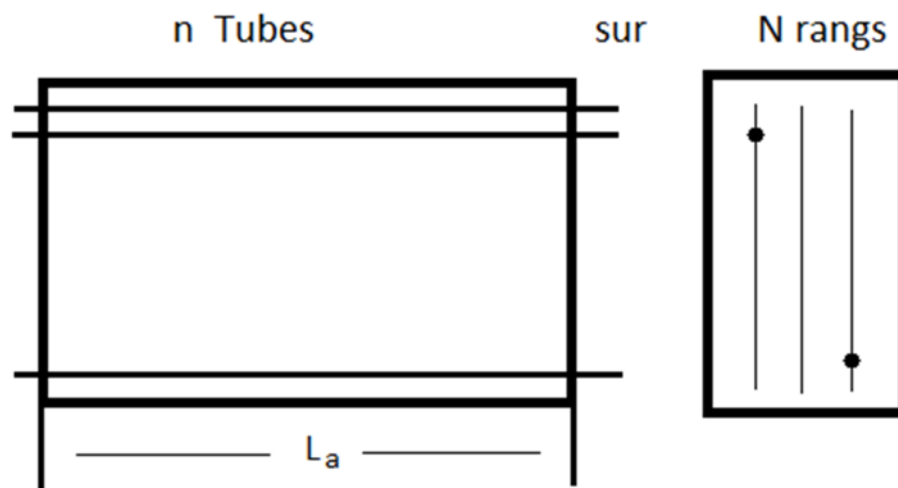


Fig. (II.18): Géométrie d'un condenseur à air.

→ **Remarque :**

En toute rigueur, à la surface ainsi calculée, il faudrait ajouter la surface des coudes de jonction des tubes. Ceux-ci n'étant pas intéressés par le flux d'air et leur surface étant faible, l'erreur de calcul est elle-même faible.

4.4. Classification des condenseurs :

L'absorption du flux calorifique dû à la désurchauffe, à la condensation et au sous-refroidissement du fluide frigorigène ne peut être réalisées par le médium de condensation que :

- Par élévation de sa température (absorption de chaleur sensible) ;
- Par changement partiel d'état physique (chaleur latente de vaporisation) ;

Ces deux procédés d'absorption de chaleur par un fluide nous permettent d'établir le tableau de classification des condenseurs. [10]

Tableau II.1 : classification des condenseurs

Condenseurs			
<u>à chaleur sensible</u>		<u>à chaleur latente</u>	
<u>à air</u>	<u>à eau</u>	<u>Atmosphérique</u>	<u>à évaporation forcée</u>
à circulation d'air naturelle.	à immersion	à calandre (multitubulaire verticaux)	Condenseurs évaporatifs
à circulation d'air forcée	à double tube et contre-courant	à ruissellement	
	à calandre (multitubulaire horizontaux)		

5. Les évaporateurs :

L'évaporateur est un échangeur de chaleur qui se trouve dans les machine frigorifique tel qu'un climatiseur ou d'une pompe a chaleur, il est la partie du circuit dans laquelle le fluide frigorigène absorbe de la chaleur au profit d'un fluide caloporteur.

En amont de l'évaporateur le détendeur du circuit frigorifique permet de décompresser le fluide frigorigène. Au cour du passage dans l'évaporateur, le fluide frigorigène passe de l'état liquide à l'état gazeux (évaporation).

Ce changement d'état produit un brusque refroidissement du fluide qui va se réchauffer tout au long du passage dans l'évaporateur en absorbant la chaleur du milieu à refroidir.

Comme le condenseur, l'évaporateur se présente sous forme d'un échangeur muni d'une multitude d'ailettes destinées à augmenter la surface d'échange thermique. [10]

5.1. Le rôle de l'évaporateur :

L'évaporateur doit assurer le passage du flux thermique provenant du milieu à refroidir au fluide frigorigène, celui-ci absorbe ce flux à température constante par libération de sa chaleur latente de vaporisation. L'absorption de ce flux thermique ne nécessite pas trois zones fonctionnelles (contrairement au condenseur) puisque le fluide est déjà détendu et à la température d'évaporation qui va être injecté a l'organe de détente.

5.2. Classifications des évaporateurs :

Les évaporateurs peuvent être classés selon leur but, comme suivant :

- Evaporateurs refroidisseurs de liquide.
- Evaporateurs refroidisseurs de gaz.
- Evaporateurs congélateurs.
- Evaporateurs spéciaux.

Cette répartition nous permet de dresser un tableau de classification suivant, qui nous servira de plan d'étude de ces appareils. [10].

Tableau II.2 : classification des évaporateurs.

Evaporateurs							
Refroidisseurs de liquides				Refroidisseurs de gaz		congélateurs	
A immersion	A ruissèlement	multitubulaires à calandre	spéciaux	Circulation forcée	Circulation naturelle	Fabrication de glace	cumulateurs de froid
à serpentins		Horizontaux	à enveloppe				
à grilles		verticaux	à tambours				
intensifs							

6. Calcul des échangeurs :

Pour le refroidissement ou le chauffage des fluides, certains procédés nécessitent l'utilisation des fluides caloporteurs ou frigoporteurs intermédiaires.

Les notations utilisées dans toute la suite sont rappelées ci-dessous :

- La surface d'échange (surface des plaques, surface intérieure des tubes concentrique...) : nommé S en m^2 .
- l'écart de température d'une part de la surface d'échange d'autre part, on utilise la moyenne logarithmique des écarts de température entre les extrémités de l'échangeur, notée ΔT ($^{\circ}C$).
- fluide chaud : indice c .
- fluide froid : indice f .
- entrée : e .
- sortie : s .
- surface total d'échange : Σ .
- coefficient local d'échange à travers la paroi : k .
- débit-masse : q_m .
- débit thermique unitaire $q_t = q_m C_p$ en (w/k).
- chaleur massique du fluide chaud C_{pc}
- chaleur massique du fluide froid C_{pf}

6.1. Distribution des températures dans un échangeur à Co-courant :

La figure suivante représente une coupe schématisée d'un échangeur Co-courant : [8]

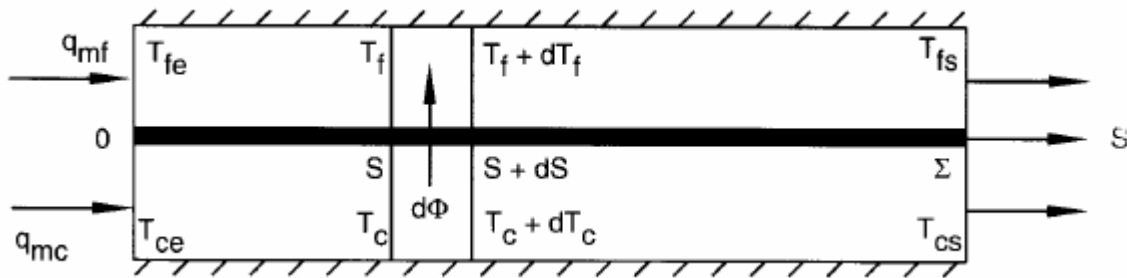


Fig. (II.19): Schéma d'un échangeur co-courant.

Considérons une tranche de l'échangeur correspondant à une surface d'échange dS . Dans cette tranche, le fluide chaud passe de la température T_c à $T_c + dT_c$ et le fluide froid de T_f à $T_f + dT_f$. Le flux $d\Phi$ transféré à travers dS est [8] :

$$d\Phi = k(T_c - T_f)dS \quad (\text{II.1})$$

D'autre part, $d\Phi$ est aussi la variation d'enthalpie de chaque écoulement (au signe près) entre S et $S + dS$, soit :

- Pour le fluide chaud ($dT_c < 0$) :

$$d\Phi = -q_{mc}C_{pc}dT_c \quad (\text{II.2})$$

- Pour le fluide froid ($dT_f > 0$) :

$$d\Phi = q_{mf}C_{pf}dT_f \quad (\text{II.3})$$

Il est commode d'introduire ici la notion de débit thermique unitaire q_t (ou débit de capacité calorifique) en (W/K):

$$q_t = q_m C_p \quad (\text{II.4})$$

Ce paramètre important représente la variation du débit d'énergie transportée par le fluide lorsque la température de celui-ci varie de un degré .

On obtient :

$$d\Phi = -q_{tc}dT_c = q_{tf}dT_f \quad (\text{II.5})$$

Et l'on voit dès à présent que la plus forte variation de température sera subie par le fluide qui a le plus petit débit thermique unitaire. On dit que ce fluide commande le transfert .

On tire :

$$\frac{dT_c}{T_c - T_f} = -\frac{k}{q_{tc}}dS \quad (\text{II.6})$$

$$\frac{dT_f}{T_c - T_f} = -\frac{k}{q_{tf}}dS \quad (\text{II.7})$$

Et en soustrayant :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = - \left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}} \right) k dS \quad (\text{II.8})$$

Adoptons l'hypothèse : $k = \text{cte}$ dans l'échangeur. Alors l'équation s'intègre immédiatement :

$$T_c - T_f = \exp \left\{ - \left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}} \right) k S \right\} \times \text{cte}$$

Pour $S = 0$, $T_c - T_f = T_{ce} - T_{fe}$, d'où :

$$\frac{T_c - T_f}{T_{ce} - T_{fe}} = \exp \left\{ - \left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}} \right) k S \right\} \quad (\text{II.9})$$

En particulier, à la sortie de l'échangeur, on a $T_c - T_f = T_{cs} - T_{fs}$ et $S = \Sigma$.

Surface totale d'échange, de sorte que :

$$\frac{T_c - T_f}{T_{ce} - T_{fe}} = \exp \left\{ - \left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}} \right) k \Sigma \right\} \quad (\text{II.10})$$

On voit donc, que l'écart de température $T_c - T_f$ est une fonction exponentielle décroissante de la surface d'échange S , et que $T_c - T_f \rightarrow 0$ quand $S \rightarrow \infty$, cette dernière propriété étant a priori évidente.

Examinons maintenant séparément les évolutions de T_c et T_f . De (II.6) et (II.9) on tire d'abord, en multipliant membre à membre :

$$\frac{T_c}{T_{ce} - T_{fe}} = - \frac{k}{q_{tc}} \exp \left\{ - \left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}} \right) k S \right\} dS \quad (\text{II.11})$$

$$\frac{T_c}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{q_{tf}}{q_{tc} + q_{tf}} \exp \left\{ - \left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}} \right) k S \right\} + \text{cte}$$

Pour $S = 0$, $T_c = T_{ce}$, d'où :

$$\text{cte} = \frac{T_{ce}}{T_{ce} - T_{fe}} - \frac{q_{tf}}{q_{tc} + q_{tf}}$$

Et en regroupant :

$$\frac{T_c - T_{ce}}{T_{ce} - T_{fe}} = - \frac{q_{tf}}{q_{tc} + q_{tf}} \left\{ 1 - \exp \left(- \left[\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}} \right] k S \right) \right\} \quad (\text{II.12})$$

La température du fluide chaud est donc une exponentielle décroissante de S .

On obtient de même, en partant de (II.7) et (II.9) :

$$\frac{T_f - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{q_{tc}}{q_{tc} + q_{tf}} \left\{ 1 - \exp \left(- \left[\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}} \right] k S \right) \right\} \quad (\text{II.13})$$

Les températures de sortie des deux fluides sont déterminées en faisant $S = \Sigma$ (surface d'échange) dans les relations (II.12) et (II.13) :

Si $S \rightarrow \infty$, d'après (II.9) les températures T_c et T_f tendent vers une même limite T_∞ qui a pour valeur, en la calculant par exemple avec (II.13) :

$$T_{\infty} = T_{fe} + \frac{q_{tc}}{q_{tc} + q_{tf}} (T_{ce} - T_{fe})$$

Soit :

$$T_{\infty} = \frac{q_{tc}T_{ce} + q_{tf}T_{fe}}{q_{tc} + q_{tf}} \quad (\text{II.14})$$

Cette expression représente la température de mélange des deux fluides : c'est celle que l'on obtiendrait en supprimant la paroi en mêlant des deux courants.

L'évolution de T_c et T_f est représenté sur la (fig. II.20) : la concavité de T_c est tournée vers le haut ($d^2T_c/ds^2 > 0$).

On notera que, le flux $d\Phi$ transféré à travers ds étant proportionnel à $T_c - T_f$, il est également proportionnel à l'aire hachurée sur la (fig. II.20). La puissance totale de l'échangeur est donc elle-même proportionnelle à l'aire délimitée par les deux courbes $T_c(S)$ et $T_f(S)$.

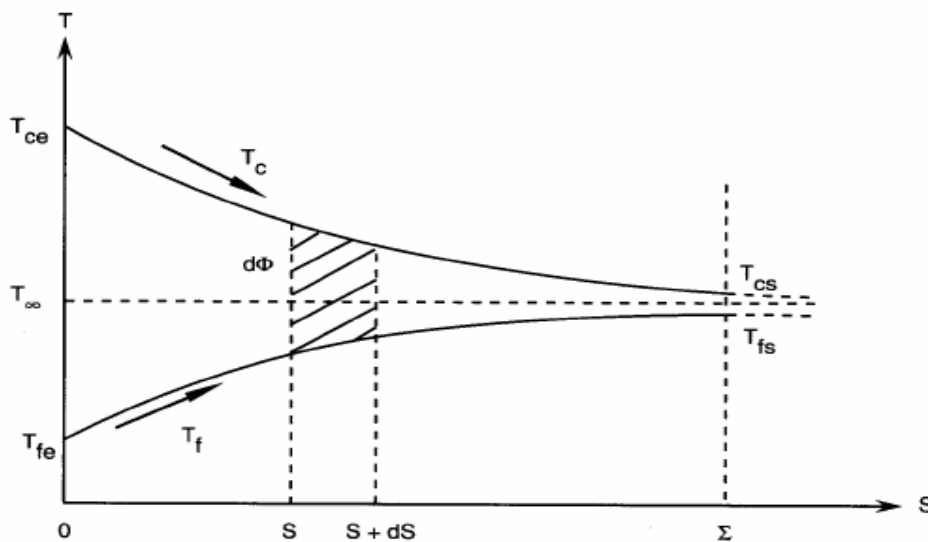


Fig. (II.20): Distribution des températures dans un échangeur co-courant.

6.2. Distribution des températures dans un échangeur à Contre-courant :

La figure suivante représente une coupe schématisée d'un échangeur Contre-courant [8] :

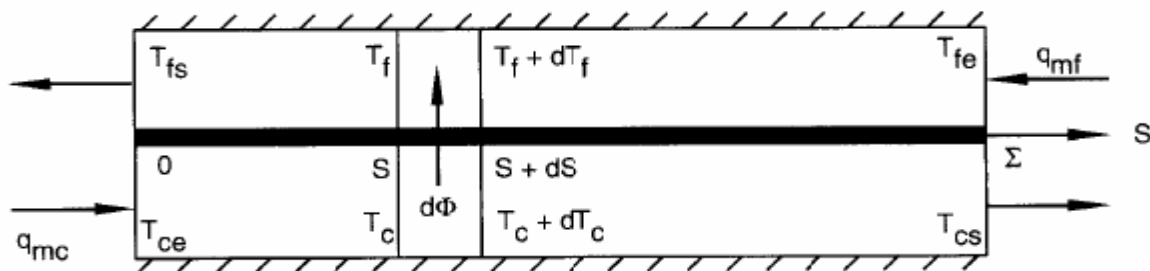


Fig. (II.21): Schéma d'un échangeur à contre-courant.

Le flux transférer à travers dS est :

$$d\phi = -q_{tc}dT_c = -q_{tf}dT_f \quad (\text{II.15})$$

$$d\phi = k(T_c - T_f)dS$$

Les principaux paramètres qui interviennent dans le calcul sont répertoriés sur la **Fig. (II.21)**, où l'on fixe l'origine $S = 0$ à l'entrée du fluide chaud.

On obtient finalement :

$$\frac{T_c - T_f}{T_{ce} - T_{fe}} = \exp \left\{ - \left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}} \right) kS \right\} \quad (\text{II.16})$$

$$\frac{T_c - T_{ce}}{T_{ce} - T_{fs}} = \frac{q_{tf}}{q_{tf} - q_{tc}} \left\{ \exp \left(- \left[\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}} \right] kS \right) - 1 \right\} \quad (\text{II.17})$$

$$\frac{T_f - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fs}} = \frac{q_{tc}}{q_{tf} - q_{tc}} \left\{ \exp \left(- \left[\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}} \right] kS \right) - 1 \right\} \quad (\text{II.18})$$

Contrairement au cas de l'échangeur Co-courant, il y a ici trois situations possibles :

Premièrement : $q_{tc} < q_{tf}$

- Le fluide chaud commande le transfert car il obtient le plus petit débit thermique unitaire.

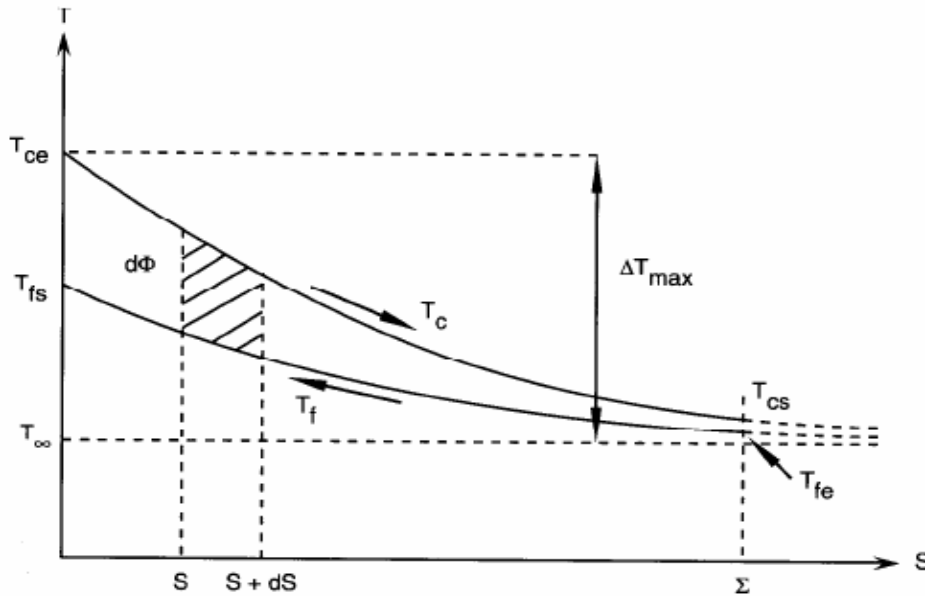


Fig. (II.22) : Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant lorsque le fluide chaud commande le transfert ($q_{tc} < q_{tf}$).

Lorsque $S \rightarrow \infty$, T_c et T_f tendent vers une valeur asymptotique commune T_∞ :

$$T_\infty = \frac{q_{tf}T_{fs} - q_{tc}T_{ce}}{q_{tf} - q_{tc}} < T_{fe} \text{ et } T_{cs} \quad (\text{II.20})$$

Si l'échangeur est infiniment long, la température de sortie du fluide chaud est égale à la température d'entrée du fluide froid.

Deuxièmement : $q_{tf} < q_{tc}$

- Le fluide froid commande le transfert puisque il a le plus petit débit thermique unitaire.

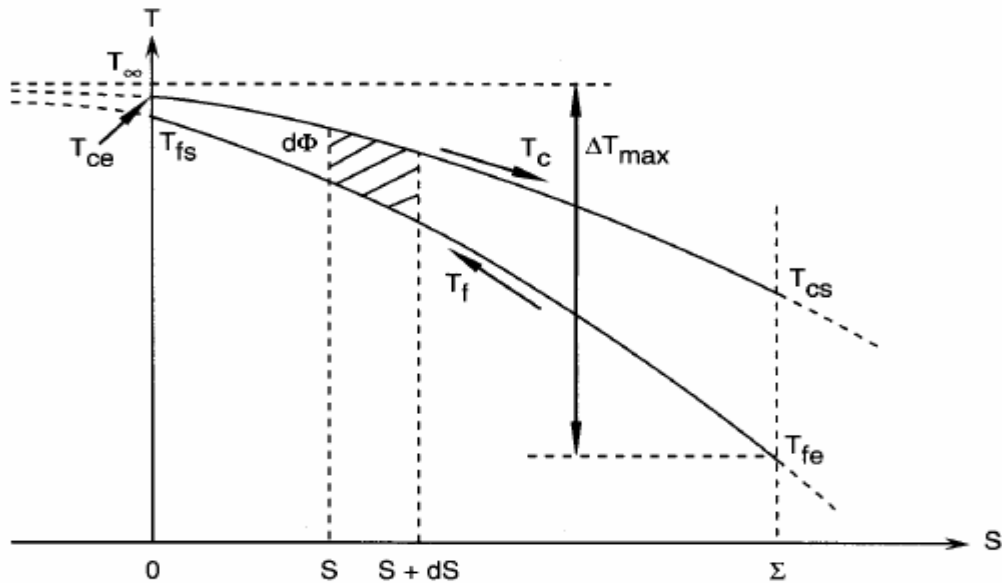


Fig. (II.23): Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant lorsque le fluide froid commande le transfert ($q_{tf} < q_{tc}$).

Lorsque $S \rightarrow \infty$, T_c et T_f tendent vers une limite commune T_∞ :

$$T_\infty = \frac{q_{tf} T_{fs} - q_{tc} T_{ce}}{q_{tf} - q_{tc}} < T_{ce} \text{ et } T_{fs}$$

Pour un l'échangeur est infiniment long, la température de sortie du fluide froid est égale à la température d'entrée du fluide chaud.

Troisièmement : $q_{tf} = q_{tc}$

- Les deux fluides ont le même débit thermique unitaire.

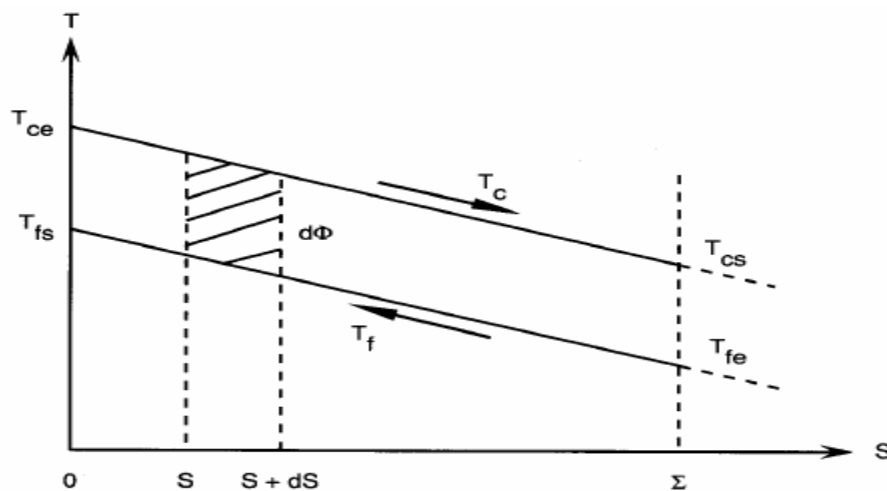


Fig. (II.24): Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant lorsque $q_{tf} = q_{tc}$.

$$T_c - T_f = T_{ce} - T_{fs} = \text{cst} \quad (\text{II.21})$$

$$\frac{T_c - T_f}{T_{ce} - T_{fe}} \approx \frac{q_{tf}}{q_{tf} - q_{tc}} \left(-\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}} \right) kS = -\frac{KS}{q_t} \quad (\text{II.22})$$

$$\frac{T_c - T_f}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{T_c - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = -\frac{KS}{q_t} \quad (\text{II.23})$$

La température T_c et T_f sont des fonctions linéaires de S , représentées par deux droites parallèles.

6.3. Échangeur à fluide isotherme :

Il arrive que l'un des fluides ait une température quasi-uniforme dans l'échangeur, et même qu'il impose cette température à la paroi si le coefficient d'échange est assez élevé. Cela se produit généralement lorsque le fluide subit un changement de phase, c'est-à-dire dans les condenseurs ou les évaporateurs. On a ainsi $T_c \cong \text{cte}$ dans un condenseur, et $T_f \cong \text{cte}$ dans un évaporateur. La distinction entre écoulements de type co-courant ou contre-courant n'a plus ici de raison d'être, car le sens de circulation du fluide non isotherme est maintenant sans importance [8].

Regardons par exemple le problème du condenseur. Partant des équations (II.1) et (II.5) qui expriment le flux échangé à travers un élément de surface dS , nous avons :

$$d\phi = k(T_c - T_f)dS = q_{tf}dT_f \quad (\text{II.24})$$

Et d'autre part, puisque $T_c \cong \text{cte}$ dans un condenseur, nous pouvons écrire :

$$dT_f = -d(T_c - T_f) \quad (\text{II.25})$$

$$\text{D'où : } \frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = -\frac{K}{q_{tf}} dS \quad (\text{II.26})$$

$$T_c - T_f = \exp\left(-\frac{K}{q_{tf}} S\right) \times \text{cte} \quad (\text{II.27})$$

Sachant que $T_f = T_{fe}$ pour $S = 0$, on obtient la distribution de température T_f Fig. (II.25):

$$\frac{T_f - T_{fe}}{T_c - T_{fe}} = 1 - \exp\left(-\frac{KS}{q_{tf}}\right) \quad (\text{II.28})$$

De même, dans un évaporateur, on a :

$$\frac{T_c - T_f}{T_{ce} - T_{fe}} = -\left\{1 - \exp\left(-\frac{KS}{q_{tc}}\right)\right\} \quad (\text{II.29})$$

D'un point de vue pratique, le rapprochement de (II.28) et de (II.13) ou II.18) montre que pour le condenseur, l'hypothèse $T_c \cong \text{cte}$ est équivalente à la condition $q_{tc} \rightarrow \infty$ (c'est-à-dire

en fait $q_{tc} \gg q_{tf}$; symétriquement, avec un évaporateur, $T_c \cong cte$ peut être remplacée par $q_{tf} \rightarrow \infty$.

On retrouve cette approximation dans d'autres applications, par exemple lorsqu'on calcule les déperditions thermiques dans une cheminée : dans la méthode recommandée par le Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (CSTB), on admet $q_{tf}(\text{air extérieur}) \gg q_{tc}(\text{fumées})$.

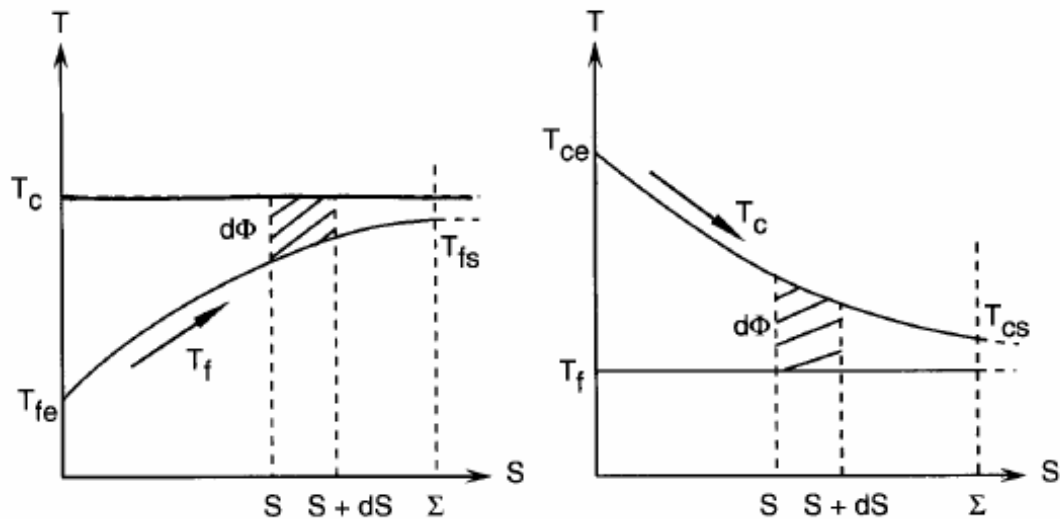


Fig. (II.25) : Distribution des températures dans un condenseur (à gauche) et dans un évaporateur (à droite)

6.4. Expression général :

Quel que soit le modèle d'échangeur considéré, le flux transféré localement à travers un élément dS de la surface d'échange est toujours (II.1) [8] :

$$d\phi = k(T_c - T_f)dS$$

Si l'échangeur est à courants parallèles, appelons « a » l'extrémité pour laquelle $S = 0$ et « b » l'extrémité où $S = \Sigma$ Fig. (II.26), ce qui permet de traiter simultanément les configurations co-courant et contre-courant. On notera :

- Pour $S = 0$: $T_c - T_f = \Delta T_a$
- Pour $S = \Sigma$: $T_c - T_f = \Delta T_b$

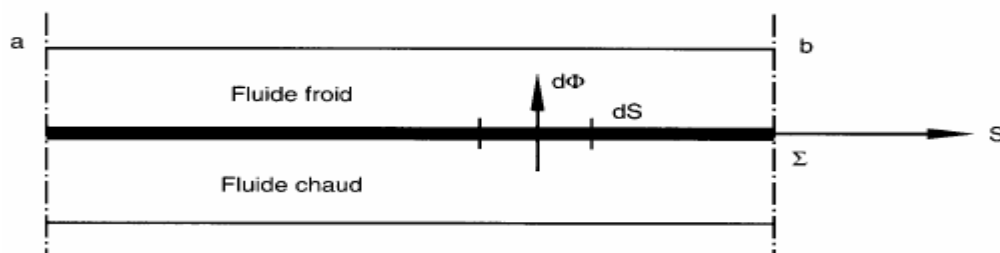


Fig. (II.26) : Schéma général d'un échangeur à courants parallèles.

Alors, d'après (II.9) et (II.16), on peut écrire dans tous les cas (avec + en co-courant et – en contre-courant) :

$$\frac{T_c - T_f}{\Delta T_a} = \exp \left\{ - \left(\frac{1}{q_{tc}} \pm \frac{1}{q_{tf}} \right) kS \right\} \quad (\text{II.30})$$

Et par conséquent :

$$d\phi = k\Delta T_a \exp \left\{ - \left(\frac{1}{q_{tc}} \pm \frac{1}{q_{tf}} \right) kS \right\} dS \quad (\text{II.31})$$

Rappelons que la solution (II.30) s'appuie sur l'hypothèse $K = cst$ dans l'échangeur. Alors, (II.31) s'intègre facilement pour donner la puissance globale de l'appareil :

$$\phi = k\Delta T_a \int_0^\Sigma \exp \left\{ - \left(\frac{1}{q_{tc}} \pm \frac{1}{q_{tf}} \right) kS \right\} dS$$

C'est-à-dire :

$$\phi = \Delta T_a \frac{1 - \exp \left\{ - \left(\frac{1}{q_{tc}} \pm \frac{1}{q_{tf}} \right) k\Sigma \right\}}{\frac{1}{q_{tc}} \pm \frac{1}{q_{tf}}} \quad (\text{II.32})$$

A l'extrémité « b », où $S = \Sigma$ et $T_c - T_f = \Delta T_b$, on a d'après (II.30) :

$$\frac{\Delta T_b}{\Delta T_a} = \exp \left\{ - \left(\frac{1}{q_{tc}} \pm \frac{1}{q_{tf}} \right) k\Sigma \right\} \quad (\text{II.33})$$

D'où :

$$\frac{1}{q_{tc}} \pm \frac{1}{q_{tf}} = - \frac{1}{K\Sigma} \ln \frac{\Delta T_b}{\Delta T_a} \quad (\text{II.34})$$

Reportons (II.33) et (II.34) dans (II.32) ; cela donne :

$$\phi = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\frac{1}{K\Sigma} \ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} \quad (\text{II.35})$$

6.5. Efficacité :

On peut aussi la nommée performance, qui est définie comme étant le rapport du flux réellement échangé sur le flux maximum échangeable, elle est prise entre 0 et 1, qui s'écrit comme suit [3]:

$$E = \frac{\Phi_{\text{réel}}}{\Phi_{\text{max}}} \quad (\text{II.23})$$

Où on peut distinguer deux catégories en fonction du débit de capacité thermique. Dans les deux catégories c'est le fluide dont le débit de capacité thermique est minimale qui gouverne l'échange de chaleur, ce qui donne :

- 1^{er} cas :

$$q_{mc} C_{pc} < q_{mf} C_{pf} \Rightarrow Q_{t \min} = q_{mc} C_{pc} ;$$

Flux réel : le fluide chaud se refroidit, ce qui donne : $\Phi_{\text{réel}} = q_{t \min} (T_{ce} - T_{cs})$.

Flux maximal est de : $\Phi_{\text{max}} = q_{t \min} (T_{ce} - T_{fe})$.

Donc, on aura :

$$E_c = \frac{q_{t \min}(T_{ce} - T_{cs})}{q_{t \min}(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})}. \quad (\text{II.24})$$

- 2^{ème} cas :

$$q_{mf}C_{pf} < q_{mc}C_{pc} \Rightarrow q_{t \min} = q_{mf}C_{pf} ;$$

Flux réel échangé par le fluide froid est de : $\Phi_{\text{réel}} = q_{t \min}(T_{fs} - T_{fe})$.

Flux maximal est de : $\Phi_{\text{max}} = q_{t \min}(T_{ce} - T_{fe})$.

Donc, on aura :

$$E_f = \frac{q_{t \min}(T_{fs} - T_{fe})}{q_{t \min}(T_{ce} - T_{fe})} = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})}. \quad (\text{II.25})$$

On a :

$$q_{mc}C_{pc}(T_{ce} - T_{cs}) = q_{mf}C_{pf}(T_{fs} - T_{fe})$$

$$\Rightarrow (T_{fs} - T_{fe}) = \frac{q_{mc}C_{pc}}{q_{mf}C_{pf}}(T_{ce} - T_{cs}) = R(T_{ce} - T_{cs}).$$

On remplace dans (II.25), on aura :

$$E_f = \frac{R(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} = R \cdot E_c. \quad (\text{II.26})$$

On a aussi : $E_c = r \cdot e_f$; avec $r = \frac{1}{R}$.

6.6. Méthode de la différence logarithmique des températures ΔTLM :

Elle représente l'écart de température logarithmique moyen, il est utilisé comme une des méthodes de dimensionnement des échangeurs [8] :

A- Cas d'un échangeur Co-courant :

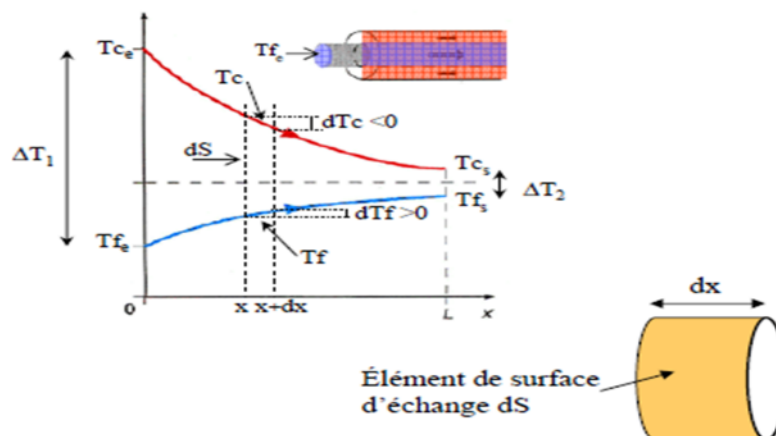


Fig. (II.27): évolution des températures dans un échangeur à Co-courant.

On a selon (II.8) et (II.4) :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{T_c - T_f} = - \left(\frac{1}{q_{mc} C_{pc}} + \frac{1}{q_{mf} C_{pf}} \right) k dS \quad (\text{II.27})$$

* Hypothèse : k est constant au long de l'échangeur,

Intégration de (II.27) entre $S = 0$ à S :

À l'entrée de l'échangeur ($x=0$) : $T_c - T_f = T_{ce} - T_{fe}$

À la sortie de l'échangeur ($x=L$) : $T_c - T_f = T_{cs} - T_{fs}$

$$\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} = - \left[\frac{1}{q_{mc} C_{pc}} + \frac{1}{q_{mf} C_{pf}} \right] KS \quad (\text{II.28})$$

On peut également exprimer le flux total échangé en fonction des températures d'entrée et de sortie des fluides; c'est faire le bilan Enthalpique global de chaque fluide, ce qui s'écrit :

$$\Phi = -q_{mc} C_{pc} (T_{cs} - T_{ce}) \text{ et } \Phi = q_{mf} C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}),$$

On obtient :

$$\begin{aligned} \ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}} &= -KS \left[\frac{1}{q_{mc} C_{pc}} + \frac{1}{q_{mf} C_{pf}} \right] = -\frac{US}{\Phi} [(T_{ce} - T_{cs}) + (T_{fs} - T_{cs})] \\ &= \frac{kS}{\Phi} [(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})] ; \end{aligned} \quad (\text{II.29})$$

Que l'on écrit généralement sous forme de :

$$\Phi_{co-c} = KS \frac{[(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})]}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fe}}} \quad (\text{II.30})$$

Avec :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\text{Log} \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})}} \quad (\text{II.31})$$

B- Les échangeurs à contre-courant:

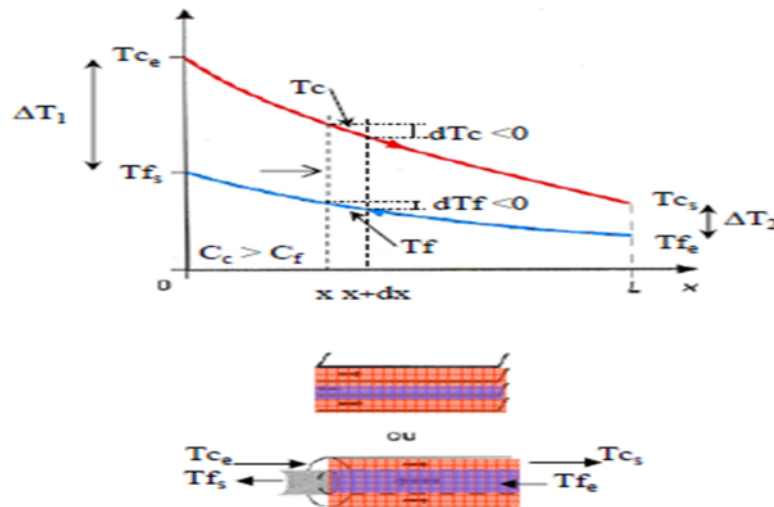


Fig. (II.28): évolution des températures dans un échangeur à Contre-courant.

La variation de température dT_f du fluide froid quand on augmente la surface d'échange de dS , devient négative. Dans ces conditions on obtient :

$$\begin{aligned} d\Phi &= (T_c - T_f)KdS \\ d\Phi &= -q_{mc}C_{pc} dT_c \\ d\Phi &= -q_{mf}C_{pf} dT_f \end{aligned}$$

En adoptant le même raisonnement que celui du Co-courant, on aboutit à :

$$\frac{d(T_c - T_f)}{(T_c - T_f)} = - \left(\frac{1}{q_{mc}C_{pc}} - \frac{1}{q_{mf}C_{pf}} \right) KdS \quad (II.32)$$

Après intégration sur $S = 0$ à S , l'équation devient :

$$\text{À l'entrée de l'échangeur (x=0) : } T_c - T_f = T_{ce} - T_{fe}$$

$$\text{À la sortie de l'échangeur (x=L) : } T_c - T_f = T_{cs} - T_{fs}$$

$$\ln \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fs}} = - \left[\frac{1}{q_{mc}C_{pc}} - \frac{1}{q_{mf}C_{pf}} \right] KS \quad (II.33)$$

Le bilan Enthalpique global de chaque fluide, s'écrit :

$$\Phi = -q_{mc}C_{pc}(T_{cs} - T_{ce}) \quad \text{Et} \quad \Phi = q_{mf}C_{pf}(T_{fs} - T_{fe}),$$

On obtient :

$$\begin{aligned} \text{Ln} \frac{T_{cs} - T_{fs}}{T_{ce} - T_{fs}} &= -KS \left[\frac{1}{q_{mc} C_{pc}} - \frac{1}{q_{mc} C_{pc}} \right] = -\frac{KS}{\Phi} [(T_{ce} - T_{cs}) - (T_{fs} - T_{cs})] \\ &= \frac{KS}{\Phi} [(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})], \end{aligned} \quad (\text{II.34})$$

Que l'on écrit sous forme :

$$\Phi_{c-c} = KS \frac{[(T_{cs} - T_{fe}) - (T_{ce} - T_{fs})]}{\ln \frac{T_{cs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fs}}}$$

Avec

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{cs} - T_{fs}) - (T_{ce} - T_{fe})}{\text{Log} \frac{(T_{cs} - T_{fs})}{(T_{ce} - T_{fe})}} \quad (\text{II.35})$$

- **Remarque** : La formulation est la même, que l'échangeur soit à courants parallèles ou à contre-courants.

$\Delta TLM_{c-c} > \Delta TLM_{co-c} \Rightarrow \Phi_{c-c} > \Phi_{co-c}$. Pour avoir le même flux, on doit avoir: $S_{co-c} > S_{c-c}$.

6.7. méthode de ϵ -NUT :

Dans ce chapitre, en calculant les écarts de température d'entrées et de sorties dans les échangeurs, les rapports $\frac{KS}{q_{tc}}$ et $\frac{KS}{q_{tf}}$ apparaissent. Ces nombres sont appelés nombres d'unités de transfert et noté NUT_c coté fluide chaud et NUT_f coté fluide froid.

Pour le fluide qui possède le plus petit débit thermique unitaire $q_{t \min}$, son nombre d'unité de transfert est noté NUT : $NUT = \frac{KS}{q_{t \min}}$. [8]

L'efficacité sera exprimée en fonction de NUT et R , pour le co-courant, le contre courant et d'autre configuration:

a) Les échangeurs à Co-courant [8]:

Partons de l'expression (II.32) du flux dans un échangeur à courant parallèle :

$$\Phi = \Delta T_a \frac{1 - \exp\left\{-\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right)k\Sigma\right\}}{\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}} \quad (\text{II.36})$$

Avec pour l'efficacité :

$$E = \frac{\Phi_{\text{réel}}}{q_{t \min} (T_{ce} - T_{fe})} \quad (\text{II.37})$$

D'où l'expression de l'efficacité :

$$E = \frac{1}{q_{t \min}} \frac{1 - \left(1 - \exp\left\{-\left(\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}\right)k\Sigma\right\}\right)}{\frac{1}{q_{tc}} + \frac{1}{q_{tf}}}. \quad (\text{II.38})$$

Que l'on peut écrire comme suit :

$$E = \frac{\left(1 - \exp\left\{-\left(\frac{1}{q_{tc}} \pm \frac{1}{q_{tf}}\right) k\Sigma\right\}\right)}{\frac{q_{t \min}}{q_{tc}} + \frac{q_{t \min}}{q_{tf}}} \quad (\text{II.39})$$

Comme : $R = \frac{q_{t \min}}{q_{t \max}}$ et $NUT = \frac{k\Sigma}{q_{t \min}}$,

On aura :

$$E = \frac{(1 - \exp(1+R)NUT)}{1+R} \quad (\text{II.40})$$

b) Les échangeurs à contre courant [8] :

Le point de départ est même que dans le précédent ; c'est la relation (II.32), mais avec:

- $\Delta T = T_{ce} - T_{fs}$ (dans la section d'abscisse $S=0$)
- Le signe $-$ dans les termes contenant $\pm$

Avec pour l'efficacité :

$$E = \frac{\Phi_{\text{réel}}}{q_{t \min}(T_{ce} - T_{fe})}$$

D'après l'expression (II.32), qui est :

$$\Phi = (T_{ce} - T_{fs}) \frac{1 - \exp\left\{-\left(\frac{1}{q_{tc}} \pm \frac{1}{q_{tf}}\right) k\Sigma\right\}}{\frac{1}{q_{tc}} \pm \frac{1}{q_{tf}}}$$

On aura :

$$E = \frac{1}{q_{t \min}} \frac{\left[1 - \exp\left\{-\left(\frac{1}{q_{tc}} - \frac{1}{q_{tf}}\right) k\Sigma\right\}\right]}{\left[\frac{1}{q_{tc}} - \frac{1}{q_{tf}} \exp\left\{-\left(\frac{1}{q_{tc}} - \frac{1}{q_{tf}}\right) k\Sigma\right\}\right]} \quad (\text{II.41})$$

Que l'on peut écrire aussi :

$$E = \frac{\left[1 - \exp\left\{-\frac{k\Sigma}{q_{t \min}} \left(\frac{q_{t \min}}{q_{tc}} - \frac{q_{t \min}}{q_{tf}}\right)\right\}\right]}{\left[\frac{q_{t \min}}{q_{tc}} - \frac{q_{t \min}}{q_{tf}} \exp\left\{-\frac{k\Sigma}{q_{t \min}} \left(\frac{q_{t \min}}{q_{tc}} - \frac{q_{t \min}}{q_{tf}}\right)\right\}\right]} \quad (\text{II.41})$$

Comme : $R = \frac{q_{t \min}}{q_{t \max}}$ et $NUT = \frac{k\Sigma}{q_{t \min}}$,

On aura :

$$E = \frac{1 - \exp[-(1-R)NUT]}{1 - R \exp[-(1-R)NUT]} \quad (\text{II.42})$$

c) Les échangeurs à courant croisé

Il existe aussi une relation entre l'efficacité et le nombre d'unité de transfert dans ces courants [9], pour les différents types :

Les deux fluides sont non brassés, on a :

$$E = 1 - \exp \left[\frac{\exp(-R NUT^{0.78}) - 1}{R NUT^{-0.22}} \right] \quad (\text{II.43})$$

Les deux fluides sont brassés, donne :

$$E = \left[\frac{1}{1 - \exp(NUT - 1)} + \frac{R}{1 - \exp(-R NUT)} - \frac{1}{NUT} \right]^{-1} \quad (\text{II.44})$$

Un fluide non brassé :

- Fluide commandant le transfert $q_{t \min}$ non brassé :

$$E = \frac{1}{R} \{ 1 - \exp[-R(1 - \exp(-NUT))] \} \quad (\text{II.45})$$

- Fluide commandant le transfert $q_{t \min}$ brassé :

$$E = 1 - \exp \left\{ - \left(\frac{1}{R} \right) - \exp[-R(1 - \exp(-NUT))] \right\} \quad (\text{II.46})$$

7. Conclusion :

Nous nous sommes limités dans ce chapitre à quelques notions de base sur les échangeurs, car ce sont des systèmes très complexes et leurs études se relèvent des plus compliquées. Le but recherché étant surtout de définir le fonctionnement général d'un échangeur et d'aborder en détail les échanges qui se font à l'intérieure, ainsi que tous les calculs nécessaires pour dimensionner un échangeur de chaleur.

1. Introduction :

Le but de ce travail étant l'étude d'une manière générale d'un climatiseur de type split système de puissance frigorifique 7100w/24000btu/h, et de puissance calorifique 7200w/25000btu/h et d'une manière plus détaillée son condenseur.

Le climatiseur est destiné à refroidir ou à chauffer une surface allons de $80m^2$ a $90m^2$ dans de bonnes conditions d'isolation, avec une différence de température aux alentours de $10^{\circ}C$ entre l'intérieur et l'extérieur de milieu à refroidir pour éviter un choc thermique en passant d'une zone a l'autre.

Dans ce chapitre, on tiendra à présenter le climatiseur en question, le rôle et l'emplacement de chaque composant ainsi que l'étude thermodynamique de cet appareil.

2. Description de l'appareil :

Les climatiseurs split système se composent de deux compartiments :

- L'unité intérieure qui comporte l'évaporateur.
- L'unité extérieure qui comporte le condenseur, le compresseur, le système de détente et une vanne a quatre voies.



Fig. (III.1) : Unité extérieure.



Fig. (III.2) : Unité intérieure.

Les deux unités sont liées par deux tubes de liaisons, dont un qui transporte le fréon utilisée R410A dans un état gazeux, et l'autre à l'état liquide.



Fig. (III.3) : Tubes de liaisons.

3. Le rôle et l'emplacement des composants :

Le système de production frigorifique par compression mécanique est constitué par quatre (4) éléments fondamentaux :

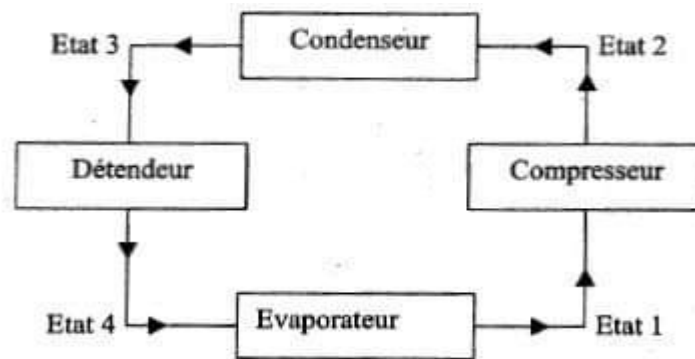


Fig. (III.4) : schéma des composants d'une pompe à chaleur.

➤ Le compresseur :

Dans la majorité des installations frigorifique, le compresseur est l'organe le plus compliqué et le plus délicat, il aspire les vapeurs froides provenant de l'évaporateur et restitue au refoulement des vapeurs comprimés et surchauffé.

Le fluide a subi une compression polytropique qui a eu pour effet d'élever la température du fluide refoulé.

Le principe de Mayer nous permet de calculer l'apport thermique lié à la compression de fluide. La valeur de se travail nous est donnée par kilogramme de fluide en circulation de l'installation par lecture direct d'un diagramme enthalpique. Sa valeur est égale a la différence des enthalpies entre l'état du fluide à la sortie du compresseur est son état a l'entrée.

$$w = (h_1 - h_2) \quad (\text{III.1})$$



Fig. (III.5) : Compresseur rotatif d'un climatiseur split système.

➤ **Le condenseur :**

Comme l'évaporateur, le condenseur est un échangeur thermique. Il permet la transformation des vapeurs surchauffées par le travail de compression en liquide sous-refroidi. Il est constitué d'un serpentín réparti en deux paliers intimement lié à des ailettes pour favoriser l'échange, le tout refroidi par un ventilateur, de l'eau perdue, de l'eau d'une tour de refroidissement.

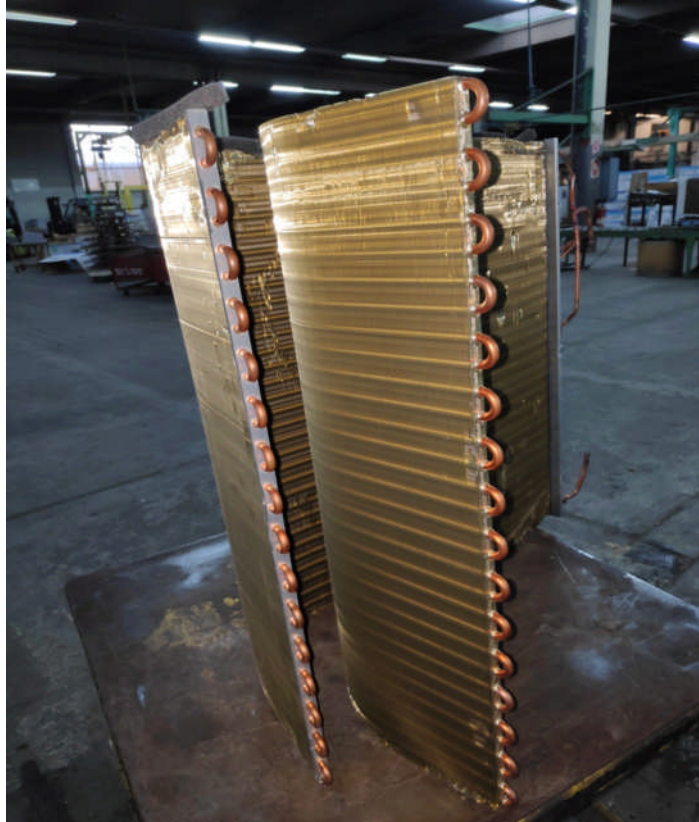


Fig. (III.6) : Condenseur d'un climatiseur split système.

Les vapeurs comprimés et à température élevée pénètrent dans le condenseur où, après avoir été désurchauffées jusqu'à la température correspondant à la tension de vapeur saturante des vapeurs refoulées, elles sont condensées à température constante.

La chaleur de désurchauffe et la chaleur et la chaleur latente de condensation sont enlevées par le médium de condensation (air ou eau). Si la température de ce médium est suffisamment basse, nous pouvons obtenir un sous-refroidissement du liquide.

La quantité de chaleur à évacuer au condenseur est égale à celle absorbée à l'évaporateur augmentée du travail de compression. Nous avons en effet, en application du principe de Mayer :

$$Q_c = Q_f + w \quad (\text{III.2})$$

Si nous rapportons cette quantité de chaleur à l'unité de masse du fluide en circulation dans l'installation, sa valeur déduite de l'examen de diagramme Enthalpique est :

$$q_c = h_3 - h_4 \quad (\text{III.3})$$

Finalement, le condenseur évacue une énorme quantité de chaleur, et cela grâce à l'échange de chaleur par conduction entre le fréon et la surface d'échange, qui se constitue des ailettes en position vertical sur les tubes qui les transpercent, aussi grâce à une convection forcée dû à la ventilation de l'air à la température ambiante verticalement sur les tubes ailettés (courant croisée). Voir **Fig. (III.1)**.

Donc le condenseur assure les trois opérations suivantes :

- ❖ La désurchauffe du frigorigène gazeux
- ❖ La condensation de la vapeur.
- ❖ Le sous refroidissement du frigorigène liquide.

Et pour assurer les trois opérations, le condenseur est divisé en trois échangeurs parallèles, autrement dit en trois zones (zone 1, zone2, zone 3), comme vous pouvez le voir sur la figure suivante :

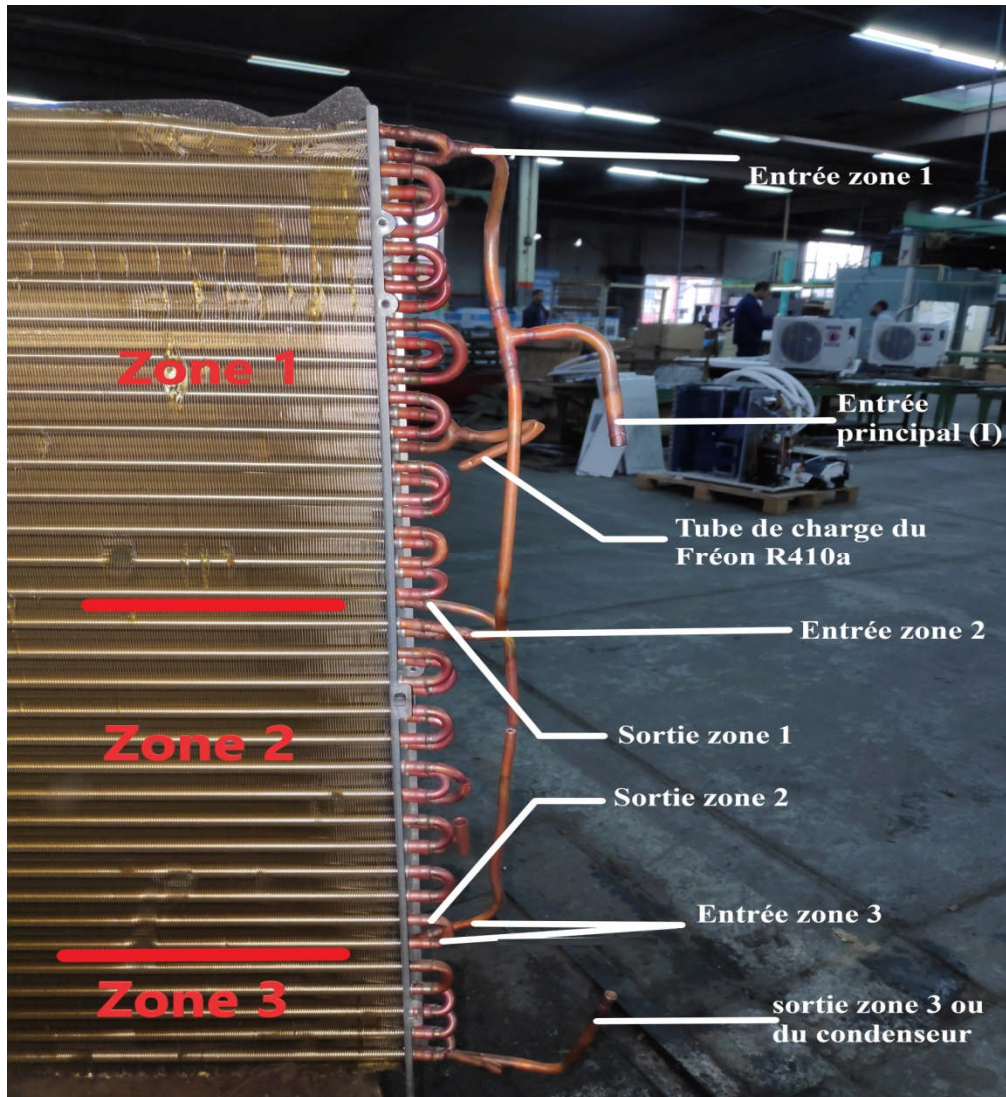


Fig. (III.7) : illustration tubes du condenseur d'un climatiseur split système.

Comme vous pouvez voir le fréon surchauffé rentre par **l'entrée principale (I)**, puis il sera réparti sur deux avec un raccord sous forme d'un **T**, afin de s'introduire dans les deux échangeurs (zone1 et zone2), ou le fréon sera désurchauffé jusqu'à la température de condensation.

Une fois condenser le fréon sort du premier et deuxième échangeur (zone 1 et 2) pour se retrouver dans le troisième échangeur (entrée zone 3), à la sortie de la zone 1 on utilise un tube qui est relié directement à l'entrée du troisième échangeur (zone 3) et retrouver en même temps le fréon qui sort du deuxième échangeur (sortie zone 2), afin d'assuré le sous refroidissement.

Une fois sous refroidi, le fréon sort du condenseur (sortie zone 3) en état liquide puis se dirigera vers le détendeur.

➤ **Détendeur :**

Le détendeur permet d'alimenter correctement l'évaporateur en fluide frigorigène en optimisant son remplissage en fonction des apports externes. Au passage de l'orifice calibré du détendeur, le liquide subit une chute de pression provoquant, d'une part, sa vaporisation partielle et, d'autre part, un refroidissement jusqu'à la température de vaporisation du liquide restant. La détente du fluide est une détente isenthalpique au cours de laquelle la quantité de chaleur totale contenue dans le liquide en amont du détendeur et dans le mélange liquide-vapeur en aval de l'orifice n'a pas varié ; il n'y a eu que transfert d'énergie et modification de l'état physique du fluide.

L'examen du diagramme enthalpique nous montre qu'il en est bien ainsi :

$$h_5 = h_6$$



Fig. (III.8) : Détendeur d'un climatiseur split système.

➤ **Evaporateur :**

Bien qu'il soit placé dans notre classification au quatrième rang, l'évaporateur est la source de production du froid, but final et principal de l'installation. Les évaporateurs sont des échangeurs thermiques au même titre que les condenseurs. Ils assurent le passage du flux calorifique du milieu à refroidir au fluide frigorigène, ce flux calorifique ayant pour effet de vaporiser le fluide frigorigène liquide contenu à l'intérieur de l'évaporateur. Le mélange liquide-vapeur détendu se vaporise totalement dans l'évaporateur par ébullition à la température correspondant à la tension de vapeur saturante du fluide, cette pression étant maintenue constante pendant toute l'ébullition par aspiration par le compresseur des vapeurs produites. La vaporisation du mélange liquide-vapeur absorbe par kilogramme de mélange la quantité de chaleur :

$$q_f = (h_7 - h_6) \quad (\text{III.3})$$



Fig. (III.9) : Evaporateur d'un climatiseur split système 24000btu/h.

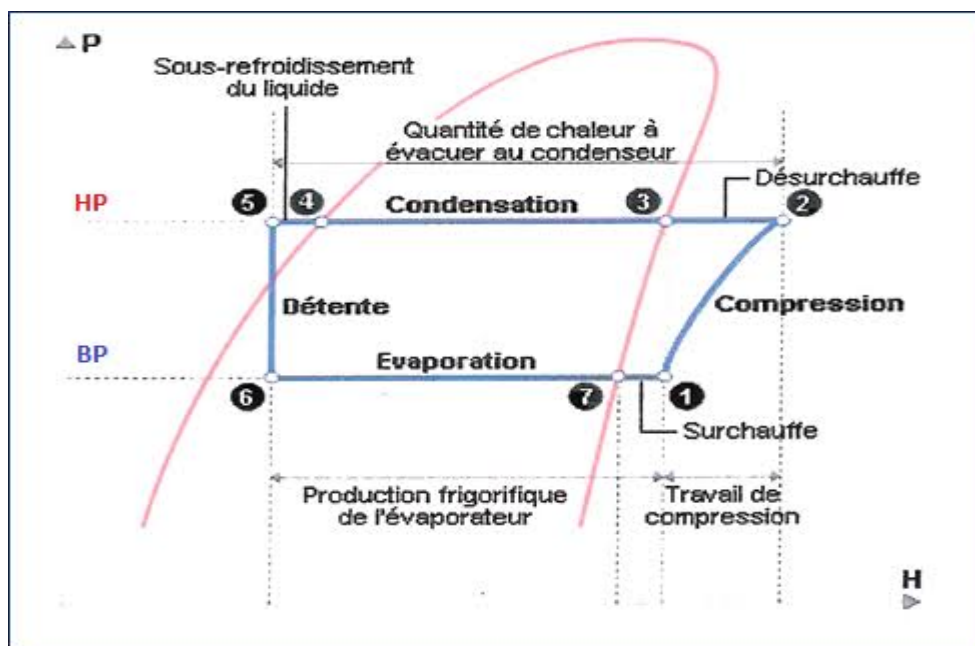


Fig. (III.10) : Cycle thermodynamique d'une pompe à chaleur.

En pratique, dans une machine frigorifique on retrouve aussi d'autres composants tels que :

- **La vanne d'inversion de cycle** : comme son nom l'indique, la vanne d'inversion de cycle permet de rendre réversible de circuit. Il y a donc un fonctionnement en mode chaud ou en mode froid. L'inversion de cycle permet aussi le dégivrage de l'unité extérieur en hiver. Il s'agit d'une vanne 4 voies qui relie l'aspiration et le refoulement du compresseur aux 2 échangeurs, l'évaporateur et le condenseur. Selon le mode, l'un est à l'unité extérieur tandis que l'autre à l'unité intérieure.



Fig. (III.11) : vanne 4 voies d'un climatiseur split système.

- **Le déshydrateur** : dans un circuit frigorifique parfaitement réalisé, donc parfaitement étanche et déshydraté, aucune trace d'humidité ne devrait apparaître. Le Déshydrateur est un petit cylindre en cuivre qui permet de séparer les gouttelettes du gaz réfrigérant (R410a) et donc de conserver notre circuit en filtrant les particules et en stoppant tout les corps étrangers qui seraient susceptible de gêner le fonctionnement des divers organes de notre appareil.



Fig. (III.12) : Déshydrateur d'un climatiseur split système.

Les caractéristiques géométriques du climatiseur sont données dans les tableaux suivants :

Tableau (III.1) : Caractéristiques dimensionnelles du condenseur

<u>Désignation</u>	<u>Grandeurs</u>	<u>Unités</u>
<u>Tubes en cuivres :</u>		
Diamètre extérieur : d_e	$7.35 \cdot 10^{-3}$	m
Diamètre intérieur : d_i	$5.75 \cdot 10^{-3}$	m
Epaisseur des tubes : e_t	$0.8 \cdot 10^{-3}$	m
Pas transversal : X_T	$13.55 \cdot 10^{-3}$	m
Pas longitudinal : X_L	$5 \cdot 10^{-3}$	m
Longueur des tubes : L_{cond}	$800 \cdot 10^{-3}$	m
Nombre de palier : N_p	2	
Surface extérieur d'un tube : $S_{t\ ext}$	$184.632 \cdot 10^{-4}$	m^2
Surface extérieur total des tubes : $S_{tT\ ext}$	1.182	m^2
Surface intérieur d'un tube : $S_{t\ int}$	$144.44 \cdot 10^{-4}$	m^2
Surface intérieur total des tubes : $S_{tT\ int}$	$92.44 \cdot 10^{-2}$	m^2
Nombre de tubes : N_T	64	
Nombre de rangs : N	2	
<u>Ailettes en Aluminium :</u>		
longueur des ailettes: H	0.672	m
Largeur des ailettes (épaisseur palier) : L_p	$12.70 \cdot 10^{-3}$	m
Nombre d'ailerres d'un palier : N_a	535	
Pas d'ailerres : P_a	$1.5 \cdot 10^{-3}$	m
Epaisseur d'ailerres : e_a	$0.18 \cdot 10^{-3}$	m
Surface d'une ailette : S_a	$71.774 \cdot 10^{-4}$	m^2
Surface total des ailettes : S_{aT}	15.36	m^2
Conductivité thermique de l'aillette : λ_a	238	$W/m^\circ C$
<u>Ventilateur :</u>		
Débit volumique d'air : $\dot{V}_a$	0.927	m^3/s
Puissance du moteur : P_m	68	W
Vitesse de rotation : N_r	880	tr/min
<u>Surface d'échange du condenseur : S_e</u>	16,3989	m^2

Tableau (III.2) : Caractéristiques dimensionnelles d'évaporateur.

Désignation	Grandeurs	Unités
<u>Tubes en cuivres :</u>		
Diamètre extérieur : d_e	$7.35 \cdot 10^{-3}$	m
Diamètre intérieur : d_i	$5.75 \cdot 10^{-3}$	m
Epaisseur des tubes : e_t	$0.8 \cdot 10^{-3}$	m
Pas transversal : X_T	$15 \cdot 10^{-3}$	m
Pas longitudinal : X_L	$6.65 \cdot 10^{-3}$	m
Longueur des tubes (longueur des échangeurs) : L_{evap}	0.87	m
Nombre d'échangeur : N_p	4	
Surface extérieur d'un tube : $S_{t\ ext}$	$200.787 \cdot 10^{-4}$	m^2
Surface extérieur total des tubes : $S_{tT\ ext}$	$803.15 \cdot 10^{-4}$	m^2
Surface intérieur d'un tube : $S_{t\ int}$	$157.079 \cdot 10^{-4}$	m^2
Surface intérieur total des tubes : $S_{tT\ int}$	0.63	m^2
Nombre de tubes : N_T	40	
Nombre de rangs : N	2	
<u>Ailettes en Aluminium :</u>		
Longueurs des ailettes (largeur des échangeurs) :	$(7.8\backslash 10.5\backslash 8.5\backslash 14.7) \cdot 10^{-2}$	m
Largeur des ailettes (épaisseur des échangeurs) : L_p	$2.55 \cdot 10^{-2}$	m
Nombre d'ailerres d'un échangeur : N_a	640	
Pas d'ailerres : P_a	$1.5 \cdot 10^{-3}$	m
Epaisseur d'ailerres : e_a	$0.18 \cdot 10^{-3}$	m
Surface total des ailettes : S_{aT}	11.53	m^2
Conductivité thermique de l'aillette : λ_a	238	$W/m^\circ C$
<u>Ventilateur :</u>		
Débit volumique d'air : $\dot{V}_a$	1200	m^3/h
Vitesse de rotation : N_r	1280	tr/min
<u>Surface d'échange d'évaporateur : S_e</u>	12.333	m^2

4. Le fluide frigorigène R410a :

Les fluides frigorigènes sont des produits chimiques avec les propriétés favorables à l'utilisation dans les machines frigorifiques. Ils sont capables de subir un changement d'état surtout entre l'état liquide et l'état vapeur. Donc sont des substances qui évoluent dans les circuits des machines frigorifique qui grâce a leur changement de phase assurent le transfert de chaleur de la source froide vers la source chaude.

Le R410a est un fluide frigorifique remplaçant le R22 selon le protocole de Montréal pour des applications de froid positif (au dessus de 0° C) comme la climatisation ou les sècheurs d'air comprimé.

Il est composé à 50% de R32 (difluorométhane) et à 50% de R125 (pentafluoroéthane). C'est un gaz à effet de serre puissant (PRG=2087.5) et il ne contribue pas à la destruction de la couche d'ozone stratosphérique.

Les propriétés physiques du R410a :

• Composition	: HFC-32 et FC-125
• Non chimique	: Difluorométhane et Pentafluoroéthane
• Formule moléculaire	: CH ₂ F ₂ et CHF ₂ CF ₃
• Poids des composants en %	: 50(±2)
• Pureté	: ≥99.5%
• Teneur en eau	: ≤0.001%
• Poids moléculaire (g/mol)	: 72.6
• Point d'ébullition (°C) à 101.3kpa	: ≤-51.6
• Température critique (°C)	: ≤72.5
• Pression critique (bar)	: ≤49.5
• Densité critique (kg/m ³)	: ≤552
• Densité du liquide à 25°C (kg/m ³)	: ≤1038
• Capacité calorifique du liquide à 25°C (Kj/Kg. °k)	: 1.67 à 1.84
• Capacité calorifique de la vapeur à 25°C (Kj/Kg. °k)	: 0.84
• Solubilité de l'eau dans le R-410a (%)	: 0.28
• Classification selon ASHRAE Safety Group	: A1
• Ininflammable	
• Non explosif	
• Non corrosif	
• Incolore	
• inodore	

5. Conclusion:

Dans ce chapitre, nous avons eu l'occasion de présenter le climatiseur split système avec ces différents éléments, et expliquer le fonctionnement et les conséquences de chaque élément sur l'appareil.

Encore, dans ce chapitre nous avons présenté les différentes méthodes de la production de froid pour refroidir un espace (maison, bureau,...). Ou l'inverse, avec la production de chaleur pour se réchauffer. Aussi une recherche sur les caractéristiques du fluide frigorigène utilisé dans le climatiseur en question.

Pendant notre stage à la société nationale ENIEM, nous avons mesuré sur un condenseur et un évaporateur d'un climatiseur 7100w/24000btu/h, avec un pied à coulisse, toutes les dimensions des éléments qui le forme (tubes, ailettes,...) qui vont nous permettre de faire notre étude sur ce climatiseur dans le prochain chapitre.

Introduction:

Le condenseur ou l'évaporateur d'une machine frigorifique sont essentiellement des échangeurs de chaleur. Nous pouvons les classer d'ailleurs tous les deux dans la rubrique échangeur thermique car leur but essentiel est d'assurer le passage du flux calorifique du fluide frigorigène au milieu extérieur (condenseur) ou bien du milieu à refroidir au fluide frigorigène (évaporateur). Dans le cas le plus particulier du condenseur, le flux calorifique véhiculé par le fluide frigorigène sera finalement déversé par le condenseur soit dans l'eau soit dans l'air constituant le milieu extérieur. Il est donc primordial que cette machine possède un bon coefficient global de transmission thermique K afin que le passage du flux calorifique du fluide frigorigène au milieu extérieur se fasse pour une surface donnée de cette machine avec une différence de température la plus faible possible.

IV-1 Etude du cycle parcouru par le R410A dans la machine:

Les caractéristiques thermodynamiques d'une machine frigorifique peuvent être classées en quatre catégories :

- a) Les caractéristiques thermiques à savoir :
 - Production frigorifique massique,
 - Production frigorifique volumique,
 - Débit-masse de fluide frigorigène,
 - Débit-volume de fluide frigorigène.
- b) Les caractéristiques géométriques du compresseur à savoir :
 - Volume balayé,
 - Volume géométrique,
 - Course,
 - Alésage,
 - Rendement volumétrique.
- c) Les caractéristiques mécaniques à savoir :
 - Travail du compresseur (travail de la compression isentropique),
 - Pression moyenne indiquée,
 - Puissance du compresseur.
- d) Les caractéristiques qualitatives, à savoir :
 - Taux de compression,
 - Rendement,
 - Coefficient de performance,
 - Degré de qualité.

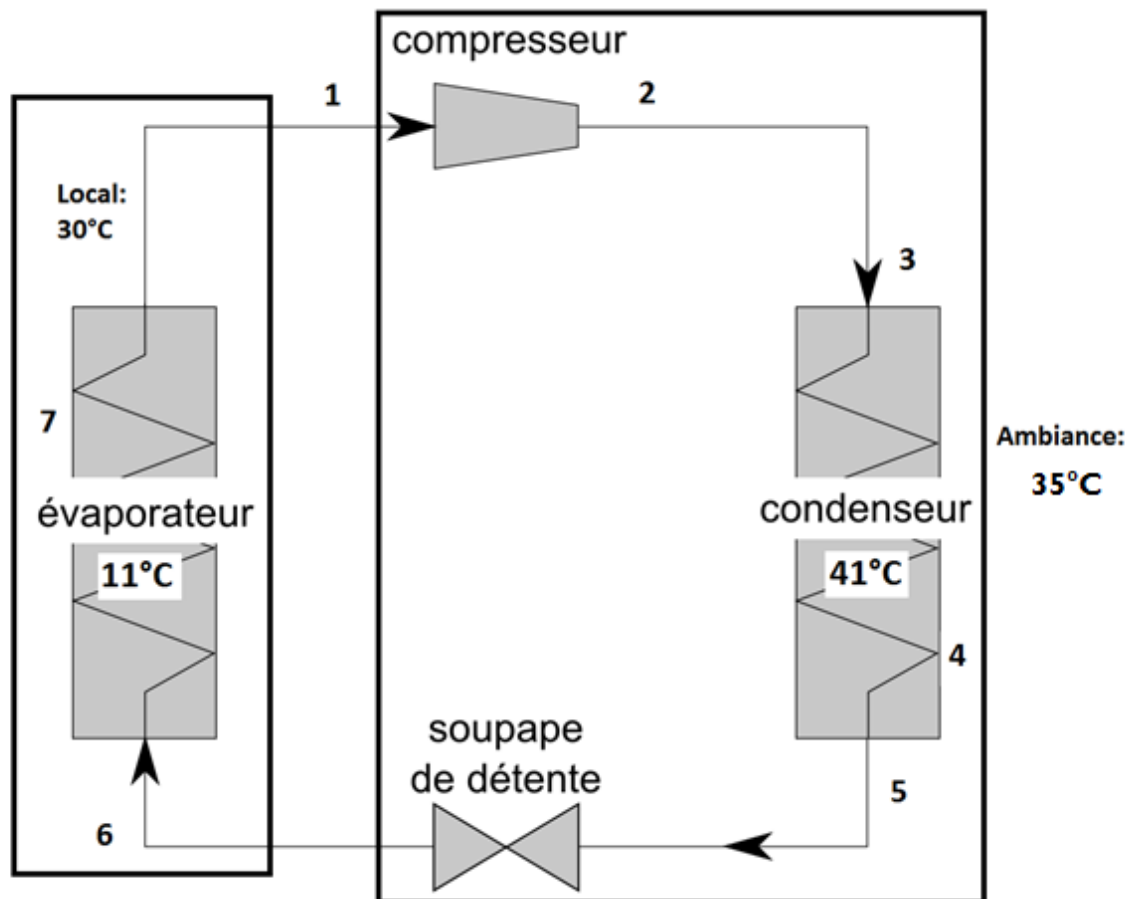


Fig. (IV.1) : Schéma de principe de la machine frigorifique fonctionnant du R410A.

- * Entrant dans le compresseur au point **1** à **13°C**, les vapeurs surchauffées comprimées en sont refoulées à la température de **55,89°C** la compression est supposée polytropique, la compression isentropique avec un rendement isentropique $\eta_i = 1$.
- * Entre **2** et **3**, les vapeurs de fluide frigorigène traversent la première partie du condenseur ou elles se désurchauffent de **55,89°C** à **41°C**, la condensation proprement dite s'effectue entre **3** et **4'**, et dans la dernière partie entre **4'** et **4**, le fluide subit un sous refroidissement de **02°C**.
- * Le fluide entre ensuite dans le détendeur en **4** à la température **38,88°C** pour ressortir en **5** à **11°C**, le fluide est donc dans un état hétérogène (liquide-vapeur) et pénètre dans l'évaporateur avec un titre de vapeur $x_e = 0,228$, le fluide subit une évaporation complète entre **5** et **6''** à **11°C** et la vapeur saturée subit une surchauffe de **2°C**, à la sortie de l'évaporateur le fluide est à **13°C** et prêt pour un autre cycle. (voir le diagramme P-H page 79).

Résumons à présent le paramètre thermodynamique des différents états de fluide frigorigène. Le traçage de diagramme de R410A nous donne ces résultats.

Tableau IV .1 paramètres thermodynamiques de différents points du cycle parcouru par le fluide frigorigène.

	Température (C°)	Pression (bar)	Volume Massique (dm ³ /Kg)	Enthalpie (kJ/Kg)	Entropie (kJ/Kg.k)
1	13	11,17	23,51	426,28	1,7965
2_s	55,89	24,78	11,11	447,76	1,7965
3	55,89	24,78	11,11	447,76	1,7965
4'	41	24,78	1,03	267,94	1,2265
4	38,88	24,78	1,02	264,19	1,2148
5	10,91	11,17	5,97	264,19	1,2257
6	11	11,17	23,14	423,94	1,7883
7	13	11,17	23,51	426,28	1,7965

IV-2 Bilan des énergies transmises dans le cycle

IV-2-1 Production frigorifique :

La production frigorifique massique nette par kilogramme de fluide frigorigène en circulation elle est égale à la différence des enthalpies du fluide frigorigène entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur.

$$q_{mn} = (h_1 - h_5). \quad (\text{IV.1})$$

Soit : $q_{mn} = 162,09 \text{ kJ/Kg}$

Production frigorifique volumique nette :

La production frigorifique volumique nette par mètre cube de fluide aspiré au compresseur est égale au rapport de la production frigorifique nette q_{mn} au volume massique des vapeurs à l'aspiration de compresseur :

$$q_{vn} = \frac{q_{mn}}{v_1} \quad (\text{IV.2})$$

Soit : $q_{vn} = 6,89 \times 10^{-3} \text{ kJ/m}^3$

Débit de masse :

Le débit de masse de fluide en circulation est égal au rapport de la puissance frigorifique Q_0 à la production massique nette q_{mn} .

$$q_m = \frac{Q_f}{q_{mn}} \quad (\text{IV.3})$$

Soit : $q_m = 43,805 \text{ g/s}$

Débit volume :

Le débit volume de fluide frigorigène à l'aspiration de compresseur, il est égale au produit de débit masse de fluide frigorigène en circulation par le volume massique des vapeurs à l'aspiration du compresseur.

$$q_{vl} = q_m \times V_1 \quad (\text{IV.4})$$

Soit : $q_{vl} = 1,029 \text{ dm}^3/\text{s}$

IV-2-2 Rendement et efficacité énergétique :

Afin de permettre le transport de chaleur de la source froide vers le puits, de l'énergie électrique doit être fourni au compresseur, mais aussi aux auxiliaires de circulation des fluides de la source froide et du puits (pompes, ventilateurs, turbines etc.). Le rendement énergétique global de la machine est exprimé par le rapport de la puissance utile à la puissance électrique totale absorbée par la machine. Ce rendement est dénommé COP (Coefficient Of Performance : coefficient de performance) en mode chaud, ou EER (Energy Efficiency Ratio : efficacité énergétique) en mode froid.

$$\text{COP} = \frac{\text{puissance calorifique}}{\text{puissance Electrique absorbée}}$$

$$\text{EER} = \frac{\text{puissance frigorifique}}{\text{puissance Electrique}}$$

La puissance électrique consommée estimée à :

Au compresseur : **950 W**

A la turbine : **45 W**

Au ventilateur : **68 W**

$$P_{\text{cons}} = 950 + 45 + 68 = \mathbf{1063 \text{ W}}$$

La puissance frigorifique : $Q_0 = \mathbf{7100 \text{ W}}$

La puissance calorifique : $Q_f = 7100 + 1063 = \mathbf{8163 \text{ W}}$

Enfin :

$$\text{COP}_{\text{theo}} = \mathbf{7,68}$$

$$\text{EER}_{\text{theo}} = \mathbf{6,68}$$

Pour les COP réels on évolue les COP réels à 50% des COP théoriques :

$$COP_{réel} = \frac{1}{2} COP_{theo}$$

$$COP_{réel} = \mathbf{3,84}$$

$$EER_{réel} = \frac{1}{2} EER_{theo}$$

$$EER_{réel} = \mathbf{3,34}$$

Le taux de compression de compresseur :

Le taux de compression est donné par le rapport de la pression à la sortie du compresseur P_2 sur la pression d'entrée P_1 du compresseur.

$$\tau = \frac{P_2}{P_1}$$

$$\tau = \frac{24,78}{11,17} = \mathbf{2,22}$$

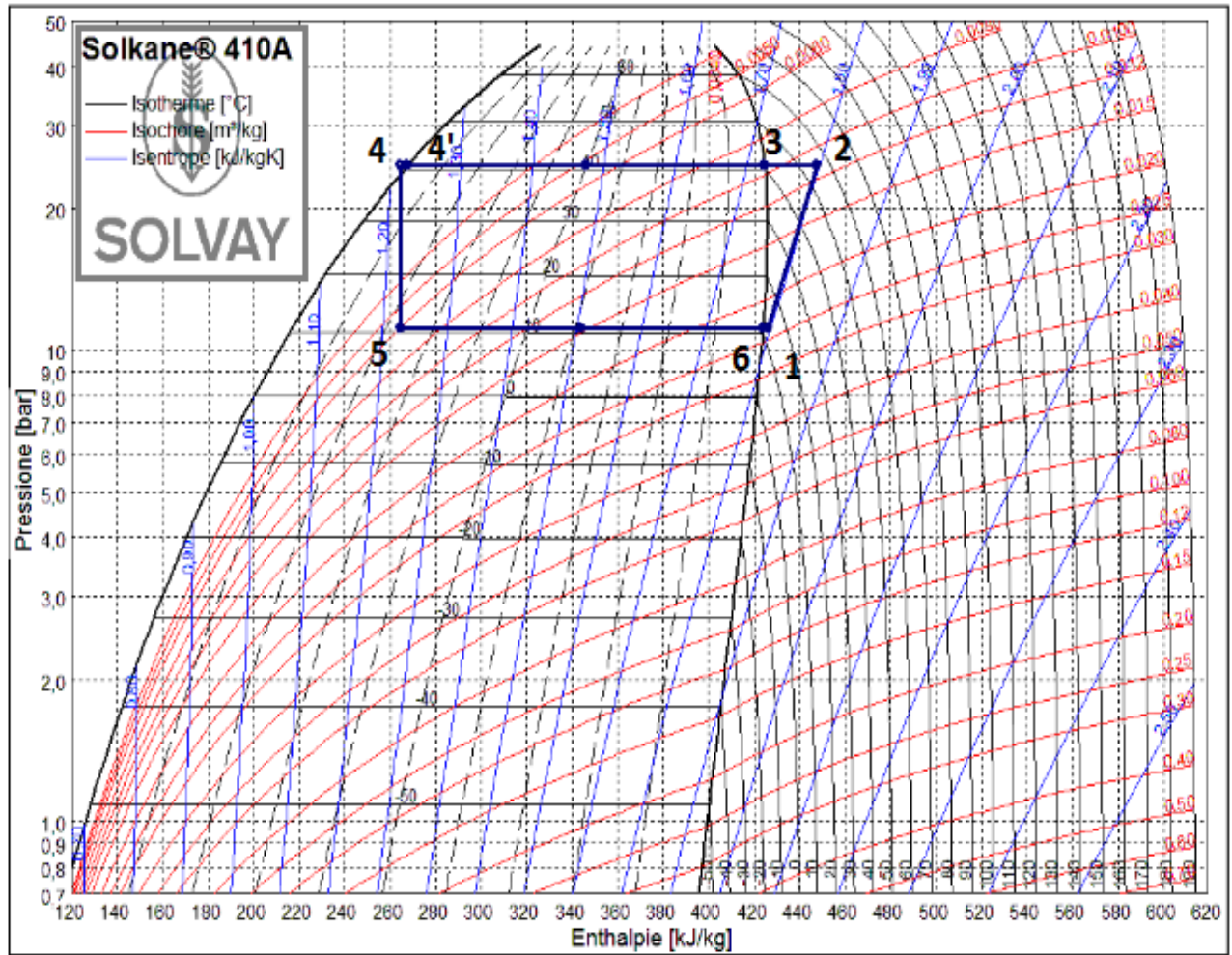


Fig. (IV.2) : Cycle de R410A dans le diagramme Enthalpique.

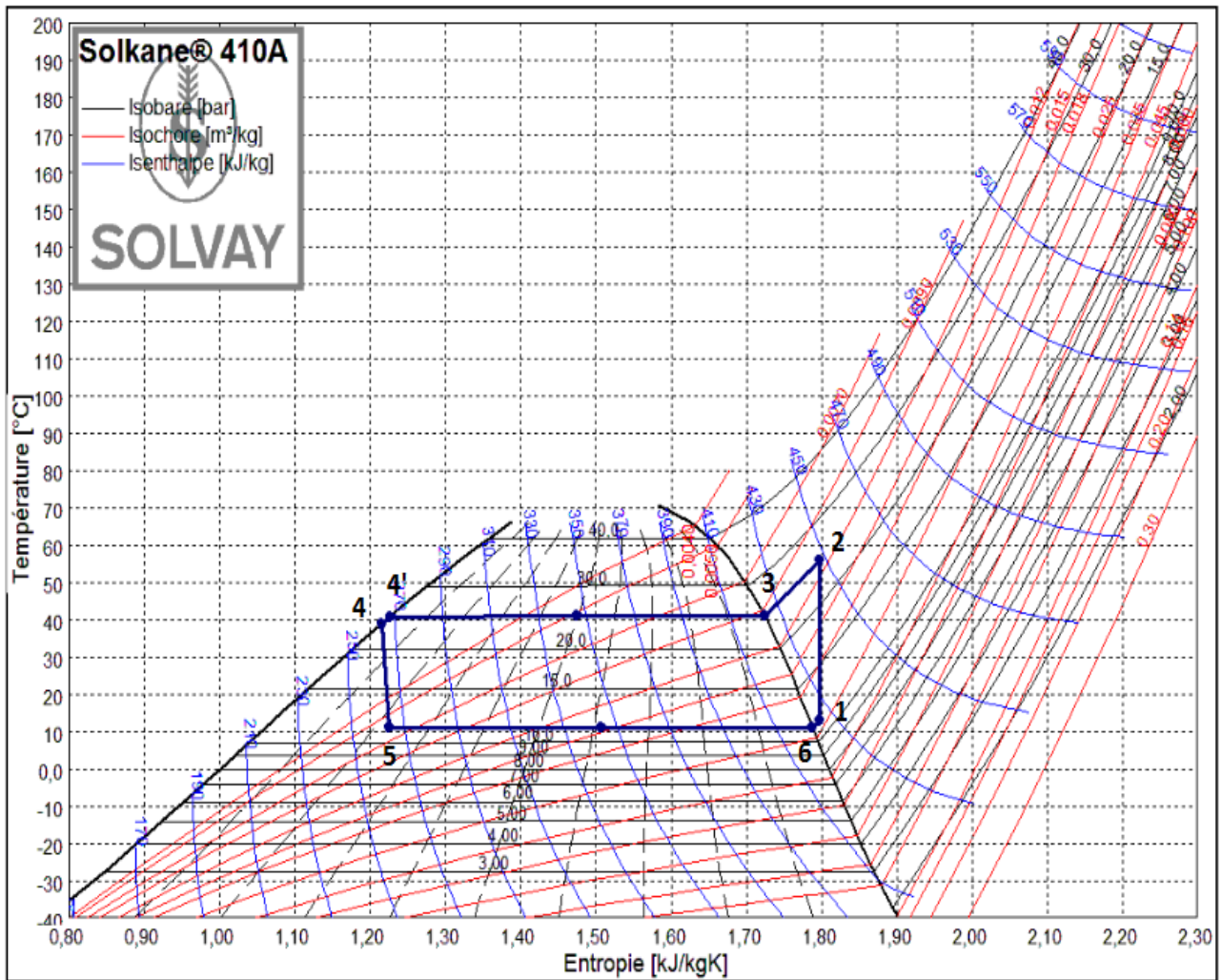


Fig. (IV.3) : Cycle de R410A dans le diagramme Entropique.

IV-3 Méthodes de calculs des surfaces d'échanges :

Le calcul d'un échangeur par la méthode de NUT revient à évaluer :

- Le nombre d'unité de transfert NUT ;
- Le coefficient d'échange K.

L'équation d'échange globale donne :

$$\text{NUT}(\dot{m}_a C_{pa})_{\min} = KS \quad (\text{IV.5})$$

$$S = \frac{\text{NUT}(\dot{m}_a C_{pa})_{\min}}{K} \quad (\text{IV.6})$$

La puissance thermique échangée entre le fluide frigorigène et le fluide caloporteur (Air) s'exprime par la relation suivante :

$$\dot{Q} = F K S \Delta T \quad (\text{IV.7})$$

F : Facteur de correction.

K : Représente le coefficient d'échange thermique global entre le fluide frigorigène et l'air traversant la batterie de l'échangeur, Rapporté à la surface extérieure, les résistances d'encrassement étant négligé.

Ce coefficient s'écrit :

$$K_{r.\text{des}} = \left[\frac{1}{h_{a.n}} + \frac{1}{h_{r.\text{des}} \frac{S_i}{S_e}} + \frac{e_t}{\lambda_t \frac{S_m}{S_e}} \right]^{-1} \quad (\text{IV.8})$$

Avec :

S_i : Surface intérieure d'un tube.

S_e : Surface extérieure d'un tube.

S_m : Surface moyenne logarithmique d'un tube

$$\text{Avec :} \quad S_i = \frac{\pi d_i^2}{4} \quad ; \quad S_e = \frac{\pi d_e^2}{4} \quad ; \quad S_{mL} = \frac{S_e - S_i}{\ln \frac{S_e}{S_i}}$$

IV-4 Détermination du coefficient d'échange convectif côté air :

Ce coefficient d'échange supposé identique pour les différentes zones du condenseur, peut s'exprimer par :

$$h_a = \frac{G_a C_{p_a}}{10,8 \left(\frac{G_a D_h}{\mu_a} \right)^{0,294} \left(\frac{\mu_a C_{p_a}}{\lambda_a} \right)^{0,66}} \quad (\text{IV.9})$$

Pour N rangé de tube Kays et London, cités par BLUNDELL proposent la relation suivante :

$$h_{a.n} = h_a \left(1 - \frac{0,80}{N} \right) \quad (\text{IV.10})$$

Les propriétés physiques de l'air sont évaluées à sa température moyenne T_m entre l'entrée et la sortie du condenseur, telle que :

$$T_m = \frac{T_{a.e.c} + T_{a.s.c}}{2} \quad (\text{IV.11})$$

Ainsi l'évaluation de h_a , nécessite celle de la température de l'air à la sortie de l'échangeur (celle d'entrée étant égale à la température extérieure) ainsi que celle de la vitesse massique.

IV-4-1 Evaluation de la température moyenne de l'air :

La température de sortie de l'air est évaluée à partir de l'expression du bilan thermique établi entre l'air et le fluide frigorigène. La puissance échangée entre l'air et le fluide frigorigène est la somme des puissances échangées dans les zones de désurchauffe, de condensation et de sous refroidissement.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_r (h_{r.e.des} - h_{r.s.des}) + \dot{m}_r L_{cd} + \dot{m}_r (h_{r.e.srf} - h_{r.s.srf}) \quad (\text{IV.12})$$

Où : $h_{r.e.des}$, $h_{r.s.des}$, $h_{r.e.srf}$ et $h_{r.s.srf}$ représentent respectivement les enthalpies du fluide frigorigène à l'entrée de la zone de désurchauffe, à la sortie de la zone de désurchauffe, à l'entrée de la zone de sous refroidissement et à la sortie de celle-ci.

$\dot{m}_r$: représente le débit massique de fluide frigorigène.

L_{cd} : représente la chaleur latente de condensation de fluide frigorigène.

$\dot{Q}_c$: représente la puissance échangée entre le fluide frigorigène et l'air.

Cette puissance est la même que celle récupérée par l'air à sa traversée du condenseur :

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_a C_{p_a} (T_{a.s.c} - T_{a.e.c}) \quad (\text{IV.13})$$

Avec :

- $T_{a.s.c}$ et $T_{a.e.c}$ sont respectivement les températures de l'air à l'entrée et à la sortie du condenseur.
- $\dot{m}_a$: représente le débit massique de l'air.
- C_{pa} : représente la chaleur spécifique de l'air à la pression atmosphérique.

La variation de la masse volumique de l'air durant cette transformation étant négligée, on déduit alors la température de l'air à la sortie de condenseur :

$$T_{a.s.c} = \frac{\dot{m}_r(h_{r.e.des} - h_{r.s.des}) + \dot{m}_r L_{cd} + \dot{m}_r(h_{r.e.srf} - h_{r.s.srf})}{\dot{m}_a C_{pa}} + T_{a.e.c} \quad (IV.14)$$

Application numérique :

Les valeurs des enthalpies massiques de frigorigène sont :

$$T_{r.e.des} = 328 \text{ K} \quad h_{r.e.des} = 447,76 \text{ KJ/kg} \quad h_{r.e.srf} = 267,94 \text{ KJ/kg}$$

$$T_{co} = 314 \text{ K} \quad h_{r.s.des} = 424,61 \text{ KJ/kg} \quad \dot{m}_r = 0,0438 \text{ kg/s}$$

$$L_{cd} = 156,45 \text{ KJ/kg} \quad \dot{m}_a = 1,069 \text{ kg/s} ,$$

$$\dot{v}_c = 0,933 \text{ m}^3/\text{s} \quad h_{r.s.srf} = 264,19 \text{ KJ/kg}$$

$$T_{a.s.c} = \frac{0,0438 \times [(447,76 - 424,61) + 156,45 + (267,94 - 264,19)] \times 10^3}{1,069 \times 1005} + 35$$

$$T_{a.s.c} = 42,47 \text{ °C}$$

$$T_m = \frac{35 + 42,47}{2} = 38,73 \text{ °C}$$

IV-4-2 Evaluation de la vitesse massique, G_a de l'air et du diamètre hydraulique de l'échangeur :

La vitesse massique :

A partir de l'expression de conservation de débit entre l'air soufflé sur la surface frontale de l'élément de l'échangeur et l'air traversant cet élément :

$$G_a = G_{fr} \frac{S_{fr}}{S_p} \quad (IV.15)$$

➔ S_p : Section de passage de l'air à travers l'élément considéré.

Avec :

$$S_p = (X_T - D) \times (P_a) \quad (IV.16)$$

→ S_{fr} : Section frontale de cet élément.

Avec :

$$S_{fr} = X_T P_a \quad (IV.17)$$

Application numérique :

$$S_p = (20.9 \times 10^{-3} - 7.35 \times 10^{-3}) \times (1.5 \times 10^{-3})$$

$$S_p = 2,178 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$S_{fr} = 20.9 \times 10^{-3} \times 1.5 \times 10^{-3}$$

$$S_{fr} = 3.135 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Calcul de la vitesse massique frontale G_{fr} :

$$G_{fr} = \rho_a \frac{\dot{v}_c}{S_h} \quad (IV.18)$$

Avec : S_h : Surface d'hélice du ventilateur.

d : Diamètre d'hélice. ($d = 490 \times 10^{-3} \text{ m}$)

$\dot{v}_c$: représente le débit volumique de l'air soufflé par le ventilateur sur le condenseur.

Application numérique :

$$S_h = \frac{\pi(490 \times 10^{-3})^2}{4}$$

$$S_h = 0.188 \text{ m}^2$$

$$G_{fr} = 1,145 \times \frac{0.933}{0.188}$$

$$G_{fr} = 5.682 \text{ Kg/ m}^2\text{s}$$

• **Finalement :**

$$G_a = 5.682 \times \frac{3.135 \times 10^{-5}}{2,178 \times 10^{-5}} = 8,179 \text{ Kg/ m}^2\text{s}$$

Calcul de diamètre hydraulique d_h :

Le diamètre hydraulique noté: d_h défini comme étant le rapport entre quatre fois le volume libre laissé à l'écoulement de l'air dans le condenseur (V_1) et la surface de frottement ou mouillé par le fluide, dans le volume libre ($S_{fr.c}$).

$$d_h = \frac{4V_1}{S_{fr.c}} \quad (IV.18)$$

Avec:

$$V_1 = V_c - (V_{T.c} + V_{ai.c}) \quad (IV.19)$$

$$S_{fr.c} = S_{T.c} + S_{ai.c} \quad (IV.20)$$

- V_c : Représente volume de condenseur.
- $V_{T.c}$: Représente volume des tubes ailetés.
- $V_{ai.c}$: Représente volume des ailettes.
- $S_{T.c}$: Représente la surface d'échange externe des tubes.
- $S_{ai.c}$: Représente la surface nette des ailettes.

Donc:

$$d_h = \frac{4(L_{ai}H_{ai}l_{ai} - (\pi\frac{d_e^2}{4}L_{ai}N_T + e_{ai}H_{ai}l_{ai}N_{ai}))}{\pi d_e L_{ai}N_T + 2(H_{ai}l_{ai} - N_T\pi\frac{d_e^2}{4})N_{ai}} \quad (IV.21)$$

$$d_h = 1.06 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Donc :

$$h_a = \frac{8,179 \times 1005}{10,8 \left(\frac{8,179 \times 1.06 \cdot 10^{-3}}{18,5 \times 10^{-6}} \right)^{0,294} \left(\frac{18,5 \times 10^{-6} \times 1005}{0,0263} \right)^{0,66}}$$

$$h_a = 156,90 \text{ W/m}^2\text{k}$$

Pour N rangées de tubes Kays et London, cités par BLUNDELL proposent la relation suivante :

$$h_n = h_a \times \left(1 - \frac{0,80}{N} \right)$$

Pour 2 rangé :

$$h_{a.n} = 242,0067 \times \left(1 - \frac{0,80}{2} \right)$$

$$h_{a,n} = 94,14 \text{ W/m}^2\text{k}$$

IV-5 Calcul des paramètres de la zone de désurchauffe :

IV-5-1 Détermination du coefficient d'échange convectif coté fluide frigorigène :

Le coefficient d'échange convectif coté fluide frigorigène est évalué par la relation empirique établie par Rohsnow W et Hartenette J reportée par Blundell reliant le module de Colburn au nombre de Reynolds. [1]

$$j_{r,des} = 0,023 Re_{r,des}^{-0,2} \quad (IV.22)$$

avec

$$j_{r,des} = St_{r,des} Pr_{r,des}^{0,66} \quad (IV.23)$$

L'expression du nombre de Staton est :

$$St_{r,des} = \frac{Nu}{Re_{r,des} h_{r,des}} = \frac{h_{r,des}}{G_{r,des} C_{pv}} \quad (IV.24)$$

Le nombre de Reynolds pour le R410A en zone de désurchauffe est :

$$Re_{des} = \frac{\dot{m}_r D_h}{S \mu_v} = \frac{G_{r,des} D_h}{\mu_v} \quad (IV.25)$$

$$Pr = \frac{\mu_v C_{pv}}{\lambda_v} \quad (IV.26)$$

L'expression du coefficient d'échange convectif côté réfrigérant dans la zone de désurchauffe s'écrit : [1]

$$h_{r,des} = \frac{0,023 G_{r,des} C_{pv}}{Re_{r,des}^{0,2} Pr_{r,des}^{0,66}} \quad (IV.27)$$

$$h_{r,des} = \frac{0,023 G_{r,des} C_{pv}}{\left(\frac{G_{r,des} D_h}{\mu_v}\right)^{0,2} \left(\frac{\mu_v C_{pv}}{\lambda_v}\right)^{0,66}} \quad (IV.28)$$

Application numérique :

Données SOLKANE à $T_m = 48^\circ\text{C}$:

$$\mu_v = 16,8689 \times 10^{-6} \text{ Pa.s}$$

$$C_{p_v} = 2,1331 \text{ KJ/Kg k}$$

$$\lambda_v = 0,0214 \text{ W/mk}$$

- Calcul de nombre de Reynolds dans la zone de désurchauffe :

$$R_{e.\text{des}} = \frac{0,0438 \times 4}{16,8689 \times 10^{-6} \times (5,75 \times 10^{-3}) \times \pi}$$

$$R_{e.\text{des}} = \mathbf{575241,017}$$

- Calcul de la vitesse massique du réfrigérant R410A dans la zone de désurchauffe :

$$G_{r.\text{des}} = \frac{575241,017 \times 16,8689 \times 10^{-6}}{5,75 \times 10^{-3}}$$

$$G_{r.\text{des}} = \mathbf{1687,5971 \text{ Kg/m}^2\text{s}}$$

- Calcul de nombre de Prandtl dans la zone de désurchauffe :

$$Pr = \frac{16,8689 \times 10^{-6} \times 2133,1}{0,0214}$$

$$Pr = \mathbf{1,681}$$

- Calcul de coefficient d'échange convectif côté réfrigérant dans la zone de désurchauffe :

$$h_{r.\text{des}} = \frac{0,023 \times 1687,597 \times 2133,1}{(575241,017)^{0,2} \times (1,681)^{0,66}}$$

$$h_{r.\text{des}} = \mathbf{4141,5521 \text{ W/m}^2\text{k}}$$

IV-5-2 Détermination de coefficient d'échange global dans la zone de désurchauffe :

Le régime d'écoulement est supposé permanent, les résistances d'encrassement étant négligées, la conservation de l'énergie qui stipule que la puissance thermique cédée par le

fluide est entièrement récupéré par l'air après son transfert à travers la paroi solide, permet la détermination de l'expression du coefficient global $K_{r.des}$. [1]

$$K_{r.des} = \left[\frac{1}{h_{a.n}} + \frac{1}{h_{r.des} \frac{S_i}{S_e}} + \frac{e_t}{\lambda_t \frac{S_m}{S_e}} \right]^{-1} \quad (IV.29)$$

Avec S_i : Surface intérieure d'un tube.

S_e : Surface extérieure d'un tube.

S_m : Surface moyenne logarithmique d'un tube.

λ_t Et e_t : représente respectivement la conductivité thermique et l'épaisseur du tube.

Application numérique :

- Calcul de différentes surfaces citées précédemment :

$$S_i = 2,5995 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$S_e = 4,241 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$S_m = \frac{S_e - S_i}{\ln \frac{S_e}{S_i}} \quad (IV.30)$$

$$S_m = \frac{4,241 \cdot 10^{-5} - 2,5995 \cdot 10^{-5}}{\ln \frac{4,241 \cdot 10^{-5}}{2,5995 \cdot 10^{-5}}}$$

$$S_m = 3,354 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

- Calcul de coefficient d'échange global dans la zone de désurchauffe :

$$K_{r.des} = \left[\frac{1}{94,14} + \frac{1}{4141,5521 \times 0,613} + \frac{0,8 \times 10^{-3}}{397 \times 0,791} \right]^{-1} \quad (IV.31)$$

$$K_{r.des} = 90,753 \text{ w/m}^2\text{k}$$

IV-6 Calcul des paramètres dans la zone de condensation :

IV-6-1 Détermination du coefficient d'échange convectif coté R410A dans la zone de condensation :

La méthode de calcul utilisée pour déterminer le coefficient d'échange convectif coté R410A, est la méthode locale. Elle consiste en une discrétisation de cette zone en pas de titre de

vapeur Δx pris à priori égal à 0,1. Pour chaque valeur de Δx correspondant un coefficient d'échange convectif local h_x , un coefficient global K_x et une surface d'échange ΔS_x pour le titre de vapeur x variant de 1, à 0 (entre l'entrée et la sortie de la zone de condensation).

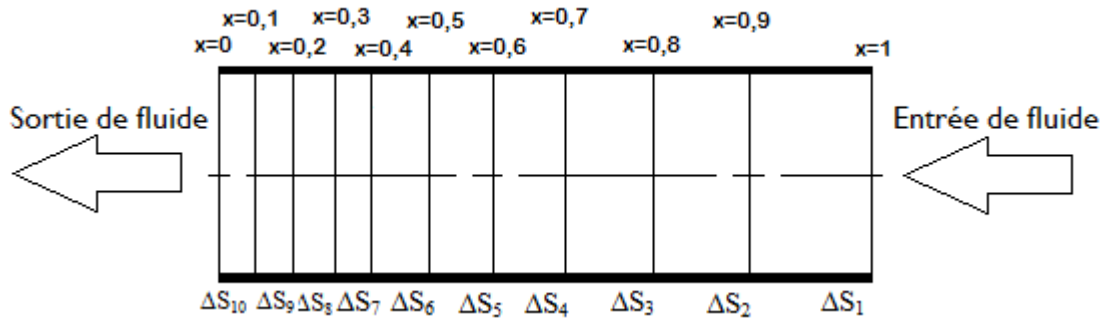


Fig. (IV.4) : La discrétisation de la zone de condensation en pas de titre de vapeur Δx .

Le coefficient d'échange convectif local h_x est déterminé à partir de la corrélation ; rapportée par AKERS. Reliant le nombre de Nusselt au nombre de Reynolds :

$$Nu = \frac{h_x d_i}{\lambda_x} = C Re_x^n Pr_x^{0,33} \quad (IV.32)$$

Avec :

♦ $C = 0,0265$; $n = 0,8$; pour $Re_x > 5 \cdot 10^4$ pour l'écoulement turbulent.

♦ $C = 5,03$; $n = 0,33$; pour $Re_x < 5 \cdot 10^4$ pour l'écoulement laminaire

Avec :

$$Re_x = \frac{d_i G_e}{\mu_x} \quad (IV.33)$$

$$Pr_x = \frac{\mu_x C_{p,x}}{\lambda_x} \quad (IV.34)$$

$$G_e = G \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \right] \quad (IV.35)$$

Avec :

$$G = \frac{\dot{m}_r}{S_p} \quad (IV.36)$$

D'où :

G : étant la vitesse massique du fluide frigorigène.

$\dot{m}_r$: étant le débit massique du fluide frigorigène.

S_p : étant la section de passage offerte au fluide frigorigène.

$$S_p = \frac{\pi d_i^2}{4} \quad (\text{IV.37})$$

L'expression du coefficient d'échange convectif dans chaque échangeur élémentaire :

$$h_x = C \left\{ G \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,5} \right] \frac{d_x}{\mu_x} \right\}^n \left(\frac{\mu_x C_{px}}{\lambda_x} \right)^{0,33} \frac{\lambda_x}{d_i} \quad (\text{IV.38})$$

IV6-2 Détermination du coefficient d'échange global correspondant à ΔS_x :

La relation donnant le coefficient d'échange global correspondant à l'élément de surface ΔS_x s'exprime : [désurchauffe]

$$K_x = \left[\frac{1}{h_{a.n}} + \frac{1}{h_{r.des} \frac{S_i}{S_e}} + \frac{e_t}{\lambda_t \frac{S_m}{S_e}} \right]^{-1} \quad (\text{IV.39})$$

Les valeurs numériques de coefficient d'échange convectif dans R410A h_x , de K_x , G_e , et Re_x relatives à chaque pas de titre de vapeur sont consignées dans le **Tableau (IV .2)** :

Avec :

$$Pr_x = \frac{\mu_x C_{px}}{\lambda_x}$$

$$Pr_x = 2,4973$$

Tableau (IV .2) : Différents paramètres de la zone de condensation.

Variation du titre de vapeur	Vitesse massique Elémentaire G_e Kg/m ² s	Re_x	h_x (W/m ² K)	K_x (W/m ² K)
01-0,9	5096,55	302426,98	11954,464	93,688
0,9-0,8	4755,66	282198,42	11310,384	93,662
0,8-0,7	4414,76	261969,86	10656,995	93,633
0,7-0,6	4073,87	241741,30	9993,425	93,600
0,6-0,5	3732,97	221512,74	9318,643	93,561
0,5-0,4	3392,08	201284,18	8631,403	93,515
0,4-0,3	3051,18	181055,62	7930,185	93,460
0,3-0,2	2710,29	160827,06	7213,084	93,393
0,2-0,1	2369,39	140598,50	6477,661	93,309
0,1-00	2028,50	120369,94	5720,686	93,200

IV-7 Calcul des paramètres de la zone de sous refroidissement :

Comme pour la zone de désurchauffe, le coefficient d'échange convectif dans cette zone est évalué à partir de la relation de COLBURN : [1]

$$h_{\text{rsf}} = \frac{0,023 G_{\text{rsf}} C_{p,\text{rsf}}}{\left(\frac{G_{\text{rsf}} d_h}{\mu_{\text{rsf}}}\right)^{0,2} \left(\frac{\mu_{\text{rsf}} C_{p,\text{rsf}}}{\lambda_{\text{rsf}}}\right)^{0,66}} \quad (\text{IV.40})$$

Les caractéristiques du fluide sont évaluées par les relations établies en, à la température moyenne, T_{mr} qui vaut :

$$T_{\text{mr}} = \frac{T_{\text{r.e.srf}} + T_{\text{r.s.srf}}}{2} \quad (\text{IV.41})$$

Application numérique :

- Calcul de la température moyenne du fréon dans la zone de sous-refroidissement :

$$T_{\text{mr}} = \frac{41 + 39}{2} = 40 \text{ °C}$$

➔ Données SOLKANE : à $T = 40 \text{ °C}$

$$C_{\text{srf}} = 2,0035 \text{ KJ/Kg. K}$$

$$\mu_{\text{v.srf}} = 9,83 \times 10^{-5} \text{ Pa.s}$$

$$\lambda_{\text{v}} = 0,07964 \text{ W/mK}$$

- Calcul de nombre de Reynolds dans la zone de sous refroidissement :

$$R_{\text{e.srf}} = \frac{\dot{m}_{\text{r}} D_h}{S \mu_{\text{srf}}} \quad (\text{IV.42})$$

$$R_{\text{e.srf}} = \frac{0,0438 \times 4}{9,83 \times 10^{-5} \times (5,75 \times 10^{-3}) \times \pi}$$

$$R_{\text{e.des}} = 98714,99$$

- Calcul de la vitesse massique du réfrigérant R410A dans la zone de sous refroidissement :

$$G_{rsf} = \frac{R_{e.srf} \times \mu_{srf}}{d_i} \quad (IV.43)$$

$$G_{rsf} = \frac{98714,99 \times 9,83 \times 10^{-5}}{5,75 \times 10^{-3}}$$

$$G_{rsf} = \mathbf{1687,597 \text{ Kg/m}^2\text{s}}$$

- Calcul de nombre de Prandtl dans la zone de sous-refroidissement :

$$Pr_{srf} = \frac{\mu_{srf} C_{p,srf}}{\lambda_x} \quad (IV.44)$$

$$Pr = \frac{9,83 \times 10^{-5} \times 2003,5}{0,07964}$$

$$Pr = \mathbf{2,473}$$

- Calcul de coefficient d'échange convectif côté réfrigérant dans la zone de désurchauffe :

$$h_{r.srf} = \frac{0,023 \times 1687,597 \times 2003,5}{(98714,99)^{0,2} \times (2,473)^{0,66}}$$

$$h_{r.srf} = \mathbf{4289,2503 \text{ W/m}^2\text{k}}$$

- Calcul de coefficient d'échange global dans la zone de sous-refroidissement :

$$K_{r.srf} = \left[\frac{1}{h_{a,n}} + \frac{1}{h_{r.srf} \frac{S_i}{S_e}} + \frac{e_t}{\lambda_t \frac{S_m}{S_e}} \right]^{-1} \quad (IV.45)$$

$$K_{r.srf} = \left[\frac{1}{94,14} + \frac{1}{4289,2503 \times 0,613} + \frac{0,8 \times 10^{-3}}{397 \times 0,791} \right]^{-1}$$

$$K_{r.srf} = \mathbf{90,865 \text{ w/m}^2\text{k}}$$

IV-8 Calcul des surfaces d'échanges pour les différentes zones dans le condenseur :

IV-8-1 Surface zone de désurchauffe:

Le calcul de la surface d'échange pour la zone de désurchauffe nécessite le calcul de l'efficacité de cette portion de l'échangeur et le nombre d'unité de transfert.

Sachant que la température du fluide frigorigène R410A n'est pas constante dans cette zone, et l'échangeur étant à courant croisés à fluide non brassé (air).

Donc l'efficacité de cette zone de notre échangeur E_E est exprimée en fonction de **NUT** sous forme d'une série dépendant du rapport $\frac{C_{min}}{C_{max}}$ à l'exception du cas où $\frac{C_{min}}{C_{max}} = 0$.

Pour C.J.BLUNDELL rapport une approximation donnant :

$$\mathbf{NUT = (1 - E_E)^{-0,38}} \quad (IV.46)$$

Et pour : $\frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 1$

$$NUT = -\ln(1 - E_E) \quad (IV.47)$$

Et pour des valeurs de $0 < \frac{C_{\min}}{C_{\max}} < 1$. Il sera procédé par interpolation linéaire. Donc :

$$E_E = \frac{C_r(T_{r.e.des} - T_{r.s.des})}{C_{\min}(T_{r.e.des} - T_{a.s.des})} \quad (IV.48)$$

$$E_E = \frac{(T_{r.e.des} - T_{r.s.des})}{(T_{r.e.des} - T_{a.s.des})} \quad (IV.49)$$

Et pour évalué la température de l'air à la sortie de la zone de désurchauffe on utilise le bilan thermique pour cette zone. Donc la quantité de chaleur cédée par le fluide frigorigène dans la zone de désurchauffe est transmise à l'air traversant cette zone ; ce que traduit la relation suivante :

$$\dot{m}_r(h_{r.e.des} - h_{r.s.des}) = \dot{m}_a C_{p_a}(T_{a.s.des} - T_{ext}) \quad (IV.50)$$

Avec:

- $h_{r.e.des}$ et $h_{r.s.des}$ sont respectivement les enthalpies du fluide frigorigène à l'entrée et à la sortie de la zone de désurchauffe.
- $T_{a.s.des}$ est la température de l'air à la sortie de la zone de désurchauffe.
- T_{ext} est la température de l'air à l'entrée.

Ainsi:

$$T_{a.s.des} = \frac{\dot{m}_r(h_{r.e.des} - h_{r.s.des})}{\dot{m}_a C_{p_a}} + T_{ext} \quad (IV.51)$$

D'où:

$$S_{r.des} = \frac{NUT C_{\min}}{K_{r.des}} \quad (IV.52)$$

Application numérique:

$$T_{a.s.des} = \frac{0.043805(447,76 - 424,61)}{1,069 \times 1,005} + 35 = \mathbf{35,95 \text{ k}}$$

$$C_r = \dot{m}_r C_{p_r} = 0.043805 \times 2725,6 = \mathbf{119,395 \text{ W/k.}}$$

$$C_a = \dot{m}_a C_{p_a} = 1,069 \times 1005 = \mathbf{1074,345 \text{ W/k.}}$$

Ce qui donne :

$$C_{\min} = C_r = 119,395 \text{ W/k.}$$

$$C_{\max} = C_a = 1074,345 \text{ W/k}$$

$$E_E = \frac{55,89 - 41}{55,89 - 35,95} = \mathbf{0,712}$$

$$R = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{119,395}{1074,345} = \mathbf{0,111}$$

$$\text{Pour } \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \mathbf{0} \quad \text{on a} \quad \text{NUT} = (1 - 0,712)^{-0,38} = \mathbf{1,605}$$

$$\text{Pour } \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \mathbf{1} \quad \text{on a} \quad \text{NUT} = -\ln(1 - 0,712) = \mathbf{1,245}$$

$$\text{Pour } R = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \mathbf{0,111}$$

$$\text{NUT} = \mathbf{1,5082} \text{ (par interpolation)}$$

$$S_{r.\text{des}} = \frac{1,5082 \times 119,395}{90,753} = \mathbf{1,984 \text{ m}^2}.$$

IV-8-2 Zone de condensation:

La surface d'échange relative à chaque pas est déterminée par la méthode de NUT, ce qui nécessite l'évaluation, pour chaque tronçon, l'efficacité et le nombre d'unité de transfert.

Cette surface d'échange élémentaire s'exprime par :

$$\Delta S_x = \frac{\text{NUT}_x C_{\min}}{K_x} \quad (\text{IV.53})$$

Où NUT_x représente le nombre d'unité de transfert de l'échangeur élémentaire.

La somme des différents éléments de surface ΔS_x , constitue la surface d'échange relative à la zone de condensation.

$$S_{\text{con}} = \sum_{x=0}^{x=1} \Delta S_x \quad (\text{IV.54})$$

Quant à l'évaluation de l'efficacité de la surface d'échange élémentaire, elle s'écrit :

$$E_E = \frac{\varnothing_{\text{réel}}}{\varnothing_{\text{max}}} = \frac{\dot{m}_a C_{p_a} (T_{a.s.cd} - T_{\text{ext}})}{\dot{m}_a C_{p_a} (T_{r.cd} - T_{\text{ext}})} \quad (\text{IV.55})$$

$$E_E = \frac{(T_{a.s.cd} - T_{\text{ext}})}{(T_{r.cd} - T_{\text{ext}})} \quad (\text{IV.56})$$

Avec:

- $T_{r.cd}$: étant la température de fluide frigorigène pendant la condensation.
- $T_{a.s.cd}$: étant la température de sortie de l'air du condenseur.

Pour évaluer la température de sortie de l'air dans les échangeurs élémentaire dans la zone de condensation on utilisera le bilan thermique.

La quantité de chaleur cédée par le fluide frigorigène dans la zone de condensation est transmise à l'air traversant cette zone, ce qui permet d'écrire la relation suivante :

$$(\dot{m}_r \Delta x) L_{cd} = \dot{m}_a C_{p_a} (T_{a.s.ech} - T_{ext}) \quad (IV.57)$$

- $T_{a.s.ech}$: étant la température de l'air à la sortie de l'échangeur élémentaire.

Ainsi l'expression de la température de l'air à la sortie de l'échangeur élémentaire dans la zone de condensation devient :

$$T_{a.s.ech} = \frac{(\dot{m}_r \Delta x) L_{cd}}{\dot{m}_a C_{p_a}} + T_{ext} \quad (IV.58)$$

Le condenseur utilisé est un échangeur compact avec écoulement à courant croisé. Sachant que l'écoulement de l'air est toujours parallèle aux ailettes et que la surface des ailettes est beaucoup plus importante que la surface créée par les tubes, donc l'échangeur peut être considéré comme étant à courant parallèle. Dans le cas d'un échangeur à courant parallèle :

L'expression de l'efficacité est :

$$E_{cd} = \frac{1 - \exp\left[\left(\frac{-k \Delta S_x}{C_{min}}\right)\left(1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right]}{1 + \frac{C_{min}}{C_{max}}} \quad (IV.59)$$

Comme le fluide subit un changement de phase, cette relation peut être approximée par :

$$E_{cd} = 1 - \exp\left(\frac{-k \Delta S_x}{C_{min}}\right) = 1 - \exp(-NUT) \quad (IV.60)$$

En résumé :

Pour tout échangeur élémentaire de la zone de condensation, le calcul de la surface d'échange s'effectue comme suit :

- Calcul des températures de sortie de l'air pour chaque échangeur élémentaire.
- Calcul de l'efficacité :

$$E_x = \frac{(T_{a.s.echx} - T_{ext})}{(T_{r.cd} - T_{ext})} \quad (IV.61)$$

➤ Calcul du NUT :

$$E_x = 1 - \exp(-NUT_x) \quad (IV.62)$$

➤ Le calcul de la surface d'échange de cette portion de la zone de condensation se fait alors comme suit :

$$\Delta S_x = \frac{NUT_x C_{min}}{K_x} \quad (IV.63)$$

Application numérique :

$$h_{a,n} = 94,14 \text{ W/m}^2\text{k.}$$

$$Pr_x^{0,33} = 1,3526$$

$$G = 1687,6 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

Les valeurs de la température de l'air à la sortie de l'échangeur élémentaire $T_{a.s.echx}$, de E_x , NUT_x et ΔS_x relatives à chaque pas de titre de vapeur sont consignées dans le tableau suivant :

Tableau (IV.3) : Différents paramètres de la zone de condensation.

riation du titre de vapeur	$T_{a.s.echx}$ (k)	E_x	NUT_x	ΔS_x
01-0,9	40,91	0,98	3,9120	3,730
0,9-0,8	40,80	0,97	3,5065	3,345
0,8-0,7	40,15	0,86	1,9661	1,879
0,7-0,6	39,51	0,75	1,3863	1,323
0,6-0,5	38,86	0,64	1,0216	0,976
0,5-0,4	38,22	0,54	0,7765	0,742
0,4-0,3	37,58	0,43	0,5621	0,537
0,3-0,2	36,93	0,32	0,3856	0,369
0,2-0,1	36,29	0,21	0,2357	0,226
0,1-00	35,64	0,11	0,1165	0,112

La surface d'échange totale relative à la zone de condensation est : $\Delta S_x = 13,236\text{m}^2$

IV-8-3 Zone de sous-refroidissement :

La détermination de la surface d'échange pour la zone de sous refroidissement se fera de la même manière que pour la zone de désurchauffe :

$$S_{r.des} = \frac{NUT C_{min}}{K_{r.des}} \quad (IV.64)$$

$$C_{min} = C_r = \dot{m}_r C_{p_r} \quad (IV.65)$$

$$C_{max} = C_a = \dot{m}_a C_{p_a} \quad (IV.66)$$

$$E_E = \frac{C_{min}(T_{r.e.srf} - T_{r.s.srf})}{C_{max}(T_{r.e.srf} - T_{a.s.srf})} = \frac{(T_{r.e.srf} - T_{r.s.srf})}{(T_{r.e.srf} - T_{a.s.srf})} \quad (IV.67)$$

Avec:

- $T_{a.s.srf}$: qui es la température de l'air à la sortie de la zone de sous refroidissement.

$$T_{a.s.srf} = \frac{\dot{m}_r(h_{r.e.srf} - h_{r.s.srf})}{\dot{m}_a C_{p_a}} + T_{ext} \quad (IV.68)$$

Application numérique :

$$T_{a.s.srf} = 35,15K, \quad K_{srf} = 90,865 \text{ W/m}^2k.$$

$$C_{min} = C_r = 0,043805 \times 2073,8 = 90,843 \text{ W/k.}$$

$$C_{max} = C_a = \dot{m}_a C_{p_a} = 1,069 \times 1005 = 1074,345 \text{ W/k.}$$

$$R = \frac{C_{min}}{C_{max}} = 0,0854$$

$$E_E = \frac{40,88 - 38,88}{40,88 - 35,15} = 0,350$$

$$\text{Pour } \frac{C_{min}}{C_{max}} = 0 \quad \text{on a} \quad NUT = (1 - 0,350)^{-0.38} = 1,178$$

$$\text{Pour } \frac{C_{min}}{C_{max}} = 1 \quad \text{on a} \quad NUT = -\ln(1 - 0,350) = 0,431$$

$$\text{Pour } R = \frac{C_{min}}{C_{max}} = 0,0846$$

$$NUT = 0,970 \text{ (par interpolation)}$$

$$S_{srf} = \frac{0,970 \times 90,843}{90,865} = 0,9698 \text{ m}^2.$$

Surface d'échange du condenseur :

La surface d'échange du condenseur est la somme des surfaces d'échanges relatives aux zones de désurchauffe, condensation et de sous refroidissement :

$$S_{ec} = S_{des} + S_{cd} + S_{srf} \quad (IV.69)$$

Application numérique :

$$S_{des} = 1,984 \text{ m}^2$$

$$S_{cd} = 13,236 \text{ m}^2$$

$$S_{srf} = 0,9698 \text{ m}^2$$

La surface d'échange totale du condenseur calculée est :

$$S_{ec} = 16,19 \text{ m}^2$$

Et la surface d'échange total du condenseur mesurée est

$$S_{ec.m} = 16,3989 \text{ m}^2$$

Remarque :

On remarque que les deux surfaces ne sont pas totalement égales, ceci est dû aux mesures faites par un pied à coulisse qui engendre une marge d'erreur qu'on appellera **e**.

Et il est égal à : **e = 0,0129**

Les puissances d'échange pour chaque zone sont :

$$\dot{Q}_{dés} = \dot{m}_r \Delta h_{r,dés} = \dot{m}_a C_{p_a} (\Delta T_{a,dés}) = 1014,09 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_r \Delta h_{r,cd} = \dot{m}_a C_{p_a} (\Delta T_{a,cd}) = 6862,93 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{srf} = \dot{m}_r \Delta h_{r,srf} = \dot{m}_a C_{p_a} (\Delta T_{a,srf}) = 164,29 \text{ W}$$

IV-9 Conclusion :

pour faire nos calculs sur le condenseur nous l'avons subdivisé en trois zones qui nécessite chacune une étude et attention particulière, nous avons utilisé trois méthode, surtout la zone de condensation qui est la zone la plus importantes, on a utilisé la méthode local en discrétisant cette zone en dix zones en fonction de titre de vapeur, ce qui nous donne des résultats acceptable en ce qui concerne la surface d'échange où l'échange de chaleur est plus important.

Perspectives : nous souhaitons pour les prochains travaux sur ce climatiseur que la surface d'échange de l'évaporateur soit faite pour compléter les calculs.

CONCLUSION GENERALE

L'étude faite dans le cadre de ce projet, nous a permis de connaître d'avantage l'unité et la place importante des machines frigorifique dans le domaine domestique et industriel. Un bon fonctionnement nécessite un dimensionnement adéquat. Il faut donc éviter un quelconque dysfonctionnement de l'un des ses organes, l'objectif souhaité étant de conditionner l'air ambiant.

Ce travail nous a permis de définir les surfaces d'échange théorique de chaque zone dans le condenseur à savoir la zone de désurchauffe, condensation et sous refroidissement, ainsi que, surface d'échange total du condenseur qui est de 16,19 m².

Les résultats obtenue nous mènent à conclure que la surface d'échange mesurée sur le condenseur est légèrement supérieure à la surface calculée cela est dû au manque de moyens de mesure, c'est-à-dire le programme de calcul peut être utilisé pour dimensionner de nouveau organe du climatiseur comme le l'évaporateur.

C'est ainsi que nous avons répondu au projet proposé par ENIEM : dimensionner les surfaces des différentes zones du condenseur qui est un point essentiel pour l'entreprise afin de pouvoir réaliser ce prototype dans ces ateliers au-lieu de les importés de la chine.

Nous souhaitons que notre travail servira de référence pour d'éventuels futurs travaux dans le domaine.

Propriétés physiques – SOLKANE® 410A

Formule chimique	[-]	CH ₂ F ₂ / CHF ₂ CF ₃
Poids moléculaire	[kg/kmol]	72.6
Point d'ébullition à 1.013 bar	[°C]	-51.4
Température critique	[°C]	71,4
Pression critique	[bar]	49,0
Viscosité du liquide saturé ²	[mPas]	0.200
Viscosité du liquide saturé ¹	[mPas]	0.122
Viscosité de la vapeur saturée ¹	[mPas]	0.0135
Conductivité thermique du liquide saturé ²	[W/(mK)]	0.108
Conductivité thermique du liquide saturé ¹	[W/(mK)]	0.087
Conductivité thermique de la vapeur saturée ¹	[W/(mK)]	0.0165
Chaleur massique spécifique du liquide saturé cp ¹	[kJ/(kgK)]	1.694
Chaleur massique spécifique de la vapeur saturée cp ¹	[kJ/(kgK)]	1.379
Ratio c _p /c _v (vapeur saturée) ¹	[-]	1.23
Densité du liquide saturé ¹	[kg/m ³]	1059
Densité de la vapeur saturée ¹	[kg/m ³]	65.93
Enthalpie d'évaporation ¹	[kJ/kg]	186.0
Limites d'inflammabilité dans l'air ³	[% par vol.]	aucune

Légende :

¹: t = 25°C

²: t = – 15°C

³: t = 25°C ; p = 1.013 bar

Annexe 2. Température d'entrée et de sortie du R410A.

Le tableau suivant nous montre les températures d'entrée et de sortie du R410A dans les deux échangeurs de chaleur. Elles sont fournies par le constructeur de la maison mère (une société chinoise).

MODEL		2018-DP-123	2018-DP-171	2018-DP-172	2018-DP-236
		CSH3-09QC	CSH3-12QC	CSH3-18QC	CSH3-24QC
		CSH-09QC0790B24A22	CSH-12QC0790B24A22	CSH-18QC1025A23A22	CSH-24QC1100A28A22
Évaporateur	Températures d'entrée	10°C	11°C	10°C	11°C
	Températures sortie de	12°C	13°C	11°C	13°C
Condenseur	Températures d'entrée	60°C	65°C	65°C	55°C
	Températures sortie de	38°C	39°C	38°C	39°C



Bibliographie:

- [1]: Livre : Initiation aux transferts thermiques. Auteur : J.F. SACADURA.
- [2] : Livre : Transfert thermique. Auteur : ANA-MARIA BIANCHI, YVES FAUTRELLE et JAQUELINE ETAY.
- [3] : Cours de l'IUT mesure physique d'Annecy. Chapitre 3 : la convection thermique. Page : 6 et 7.
- [4]: J.A. Duffie and W.A. Beckman, Solar Energy Thermal Processes. Second Edition. Wiley Interscience, New York, 1974.
- [5]: J.M. Chasseriaux, Convection Thermique ET Rayonnement Solaire. Ed. Dunod, 1984.
- [6]: Y. Jannot, Thermique Solaire. Cours et Exercices. Chapitre: l'Energie Solaire. Chapitre: Bibliographie: Facteurs de Forme Géométrique de Rayonnement, Octobre 2003.
- [7] : G. Ritoux, Evaluation Numérique des Facteurs de Forme, Revue Phys Appl. 17 (1982)
- [8] : Livre, collection technologique : échangeurs thermiques méthodes global de calcul. Auteur : Jacques Padet, professeur à l'Université de Reims.
- [9] : Les échangeurs de chaleur ; Ecole des mines DE NANCY, département EPT. Auteur : YVES JANNOT.
- [10] : P.J.RAPIN ; P.JAQUAUD PYC Installation frigorifique édition 1996.
- [11] : PIERRE CARMAULT : Transfert de chaleur par convection ESME-SUDRIA.
- [12] : G.RIGOT : Transmission et échangeurs de chaleurs. Les éditions parisiennes.
- [13] : Sadik Kakaç : Boiler, Evaporators & Condensers.
- [14] : Solkane 8.0.0 : Logiciel de calcul sur les fluides frigorigènes.