

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université de Biskra

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique

Filière : Génie Mécanique

Option: Systèmes Energétiques Et Développement Durable

Réf:.....

**Mémoire de Fin d'Etudes**

**En vue de l'obtention du diplôme de:**

**MASTER**

*Thème*

**Echangeurs de chaleur liés au système de  
refroidissement solaire à adsorption :  
Dimensionnement d'un aéroréfrigérant**

Présenté par :

Ettahir AMMARI

Proposé et dirigé par :

M<sup>me</sup>. Nora BOULTIF

Promotion : Juin 2013

# Dédicaces

*Je dédie ce modeste travail à :*

*Mes chers parents pour leur soutien et leur  
encouragement durant toute ma carrière d'étude*

*Mes frères,*

*Toute ma grande famille,*

*A tous les étudiants de Génie Mécanique,*

*Ainsi qu'à tous mes amis et tous qui me  
connaissent.*

# Remerciements

*Je dois tout d'abord remercier le bon Dieu, pour m'avoir donné la santé, la force et la patience pour accomplir ce travail.*

*Le moment est venu d'exprimer toute ma reconnaissance à mon Encadreur Madame **N. BOULTIF** Maître assistante à l'Université de Mohamed Khider, Biskra, de m'avoir fait confiance et puis pour sa disponibilité, sa patience, son suivi constant de ce travail.*

*Je tiens très sincèrement à remercier Monsieur **A. BENCHABANE**, Maître de Conférences à l'Université de Mohamed Khider, Biskra, pour ses conseils précieux durant le mémoire, et pour toute l'aide qu'il m'a apportée, et de m'avoir fait l'honneur de présider le jury.*

*Je remercie également Monsieur **K. AOUES**, Maître de Conférences à l'Université de Mohamed Khider, Biskra, qui m'a fait l'honneur de participer au jury.*

*J'adresse mes plus sincères remerciements à toute ma famille et mes amis, et tous les collègues.*

*Finalement je tiens à remercier chaleureusement tous les enseignants du département de génie mécanique, et tous qui ont participé de près ou de loin pour accomplir ce travail.*

# Sommaire

<b>DEDICACE</b> .....	I
<b>REMERCIEMENTS</b> .....	II
<b>SOMMAIRE</b> .....	III
<b>LISTE DES FIGURES</b> .....	VI
<b>LISTE DES TABLEAUX</b> .....	VIII
<b>NOMENCLATURE</b> .....	IX
<b>INTRODUCTION GENERALE</b> .....	1
 <b>CHAPITRE I : TECHNOLOGIES DU FROID SOLAIRE PAR SORPTION</b>	
1 Technologie de réfrigération solaire.....	3
1.1 Réfrigération solaire par sorption.....	4
1.1.1 Procédé par absorption.....	5
1.1.1.1 Principe de fonctionnement de la machine frigorifique absorption.....	5
1.1.2 Procédés par adsorption et par chimisorption (réaction chimique).....	6
2 Cycles idéaux de la machine frigorifique solaire à adsorption.....	8
2.1 Cycle à simple effet.....	8
2.2 Cycle à double effet.....	10
3 Les machines frigorifiques solaire à adsorption.....	12
3.1 Machine fonctionne selon le cycle simple effet.....	12
3.1.1 Machine avec un seul lit.....	12
3.1.2 Machine avec deux lits (Chiller).....	12
3.2 Machine fonctionne selon le cycle double effet.....	14
3.2.1 L'adsorbeur.....	15
3.2.2 Le condenseur.....	17
3.2.3 L'évaporateur.....	17
4 Bibliographie.....	18

**CHAPITRE II : DESCRIPTION DE L'INSTALLATION FRIGORIFIQUE SOLAIRE A ADSORPTION ET L'ELEMENT A DIMENSIONNER**

1	Description de l'installation frigorifique solaire à adsorption.....	20
1.1	Définitions.....	21
1.1.1	COP thermique de la machine de production de froid.....	21
1.1.2	COP électrique de la machine de production de froid.....	22
2	Machine à adsorption (chiller).....	22
3	Circuit HT (Capteurs solaire).....	25
3.1	Capteurs solaires plans.....	25
3.2	Capteurs solaires sous vide.....	27
3.3	Capteurs solaires CPC (Compound Parabolic Concentrator).....	28
4	Circuit BT (Ventilo-convecteurs).....	28
5	Circuit MT (Système de refroidissement).....	29
5.1	Différents types de systèmes de refroidissement.....	30
5.1.1	Classification selon le mode d'échange.....	30
5.1.1.1	Les systèmes de refroidissement par voie humide ou évaporatif (avec dispersion d'eau) .....	30
5.1.1.2	Les systèmes de refroidissement par voie sèche et humide (avec et sans dispersion d'eau).....	32
5.1.1.3	Les systèmes de refroidissement utilisant l'air sec.....	34
5.1.2	Classification selon leur mode de tirage (circulation de l'air).....	37
5.1.3	Classification selon les trajectoires de l'air et de l'eau.....	38
5.2	Comparaison entre le système de refroidissement sec et humide.....	38
6	Aéroréfrigérant direct sec.....	39
6.1	Bancs d'aéroréfrigérants.....	40
6.2	Système de ventilation.....	40
6.3	Échangeur à ailettes.....	41
6.3	Choix de l'échangeur à ailettes.....	42
7	Bibliographie.....	43

**CHAPITRE III : RAPPELS ET GENERALITES SUR LES ECHANGEURS DE CHALEUR**

1	Généralités sur les batteries à ailettes.....	46
1.1	Description et utilisation des batteries à ailettes.....	46
1.2	Disposition des tubes.....	47
1.3	Organisation de l'écoulement.....	48
1.4	Les différentes configurations d'écoulements.....	49
1.5	Généralités sur les ailettes.....	49
1.5.1	Différents types d'ailettes.....	49

1.5.1.1	Ailettes continues.....	50
1.5.1.2	Ailettes indépendantes.....	51
2	Transfert de chaleur dans un échangeur à ailettes.....	53
2.1	Corrélations donnant le coefficient d'échange de chaleur à l'intérieur des tubes.....	53
2.2	Corrélations donnant le coefficient d'échange de chaleur à l'extérieur des tubes.....	55
2.2.1	Batteries d'ailettes planes et lisses.....	56
2.2.2	Batteries d'ailettes planes déformées.....	59
3	Bibliographie.....	60

#### **CHAPITRE IV : DIMENSIONNEMENT DE L'ÉCHANGEUR**

1	Choix de la méthode de dimensionnement.....	62
2	Caractéristiques géométriques de l'échangeur.....	63
3	Configuration d'écoulement étudiée .....	64
4	Hypothèses de calcul.....	64
5	Le déroulement de calcul.....	65
6	Calcul de batterie à ailettes .....	67
7	L'organigramme du programme (PDA_RSB 01).....	74
8	Bibliographie.....	77

#### **CHAPITRE V : RESULTATS ET DISCUSSION**

1	Validation du code numérique.....	78
2	Résultats, analyses et commentaires.....	79
2.1	Données de l'échangeur.....	79
2.2	Influence de la conductivité thermique .....	80
2.3	Influence du débit d'air.....	81
2.4	Influence de la température d'entrée d'air.....	81
2.5	Influence de l'écartement des ailettes.....	81
2.6	Influence de l'épaisseur de l'ailette.....	81
2.7	Influence du nombre de rangées.....	82
2.8	Profils de température des deux fluides (air, eau).....	82
2.9	Surface d'échange nécessaire pour une journée type dans la région de Biskra..	82
3	Les courbes .....	83
4	Bibliographie.....	90

<b>CONCLUSION GENERALE.....</b>	<b>91</b>
---------------------------------	-----------

Annexe.....	92
-------------	----

# Liste des figures

Figure I.1	Organigramme des techniques de froid solaire.....	3
Figure I.2	Système de réfrigération par sorption .....	4
Figure I.3	Schéma de fonctionnement du cycle absorption simple effet.....	6
Figure I.4	Fonctionnement de système par adsorption et par sorption chimique.....	7
Figure I.5	Trajet thermodynamique d'un cycle frigorifique théorique simple effet dans un diagramme de Clapeyron.....	8
Figure I.6	Diagramme de Clapeyron du cycle idéal de machine frigorifique à deux adsorburs avec processus de récupération de masse et de chaleur.....	11
Figure I.7	Processus de récupération de masse et de chaleur entre les deux adsorburs.....	11
Figure I.8	Fonctionnement de système de la Machine frigorifique solaire à adsorption avec cycle simple effet.....	12
Figure I.9	Processus de travail du refroidisseur d'adsorption en deux lits.....	13
Figure I.10	Refroidisseur d'adsorption utilise le couple silicagel-eau.....	14
Figure I.11	Processus d'adsorption/désorption.....	15
Figure I.12	Schéma de principe et image vrai de l'adsorbur.....	16
Figure I.13	Schéma de l'unité de transfert de chaleur et de masse de condenseur et d'évaporateur.....	17
Figure II.1	Schéma descriptif de l'installation frigorifique solaire à adsorption.....	21
Figure II.2	Photo de la Machine Sortech ACS 08.....	23
Figure II.3	Performances données par l'entreprise Sortech pour différentes température de groupe MT.....	24
Figure II.4	Capteur solaire thermique plan.....	25
Figure II.5	Principe de fonctionnement d'un capteur solaire thermique plan.....	26
Figure II.6	Capteur solaire thermique sous vide.....	27
Figure II.7	Coupe schématique des deux principaux types de capteurs plans à concentration.....	28
Figure II.8	Image du ventilo-convecteur.....	29
Figure II.9	Principe de fonctionnement du système de refroidissement par tour ouverte où l'eau dispersée provient directement du circuit à refroidir.....	31
Figure II.10	Principe de fonctionnement du système de refroidissement par tour aéroréfrigérante à circuit ouvert avec échangeur intermédiaire accolé.....	31
Figure II.11	Principe de fonctionnement du système de refroidissement par tour aéroréfrigérante fermée avec échangeur tubulaire.....	31
Figure II.12	Principe de fonctionnement du système de refroidissement par tour aéroréfrigérante hybride ouverte avec échangeur tubulaire.....	32
Figure II.13	Principe de fonctionnement du système de refroidissement par tour aéroréfrigérante hybride fermée (échangeur intérieur ou échangeur accolé).....	33
Figure II.14	Image et schéma de principe de fonctionnement du système de refroidissement par aéroréfrigérant adiabatique.....	33

## Liste des figures

Figure II.15	Image et schéma de principe d'un système de Pré-humidification (dits Pré refroidisseur).....	34
Figure II.16	Image et schéma de principe de fonctionnement du système système de refroidissement par aëroréfrigérant sec.....	35
Figure II.17	Image et schéma de principe de fonctionnement du système de refroidissement par aëroréfrigérant en V sec.....	35
Figure II.18	Principe de fonctionnement du système de refroidissement par aëroréfrigérant sec, plus système de pulvérisation adiabatique.....	36
Figure II.19	Différentes configurations de baies aëroréfrigérantes.....	36
Figure II.20	Schéma de principe du système de refroidissement à tirage naturel.....	37
Figure II.21	Schéma de principe du système de refroidissement à tirage induit (a) et à tirage forcé (b).....	37
Figure II.22	Schéma de principe d'échange selon la trajectoire de l'air et de l'eau dans un système de refroidissement.....	38
Figure II.23	Image d'un élément aëroréfrigérant.....	39
Figure II.24	Schéma de bancs d'aëroréfrigérants.....	40
Figure II.25	Ventilateur axial.....	41
Figure II.26	Echangeur batterie à ailettes utilisé dans les aëroréfrigérants.....	42
Figure III.1	Ailettes rectangulaire.....	46
Figure III.2	Ailettes circulaires indépendantes.....	46
Figure III.3	Modèle de l'écoulement du fluide extérieur dans le faisceau de tubes.....	47
Figure III.4	Arrangement des tubes.....	47
Figure III.5	Organisation de l'écoulement dans un échangeur de chaleur.....	48
Figure III.6	Types de connexions entre nappes.....	48
Figure III.7	Configuration de l'écoulement de l'eau.....	49
Figure III.8	Ailettes continues ou indépendantes pour tubes.....	50
Figure III.9	Détail d'une ailette persiennée.....	50
Figure III.10	Ailettes indépendantes.....	51
Figure III.11	Ailettes annulaires ou spiralées.....	52
Figure III.12	Exemple d'une ailette longitudinale.....	52
Figure III.13	Type de liaisons entre les ailettes et le tube.....	57
Figure III.14	Écoulement d'air dans les ailettes.....	59
Figure IV.1	Dimensions de l'échangeur.....	63
Figure V.1	Variation de la surface d'échange en fonction de la conductivité thermique de l'ailette.....	83
Figure V.2	Variation de la surface d'échange en fonction de la conductivité thermique du tube..	83
Figure V.3	Variation des températures de sortie de l'air en fonction du débit d'air.....	83
Figure V.4	Variation de la surface d'échange en fonction du débit d'air.....	84
Figure V.5	Variation des pertes de charge coté eau en fonction du débit d'eau à $S_{\text{échange}} =$	



	287m <sup>2</sup> .....	84
Figure V.6	Variation des pertes de charge coté air en fonction du débit d'air à $S_{\text{échange}} = 287 \text{ m}^2$ .	84
Figure V.7	Variation de la surface d'échange en fonction de la température d'entrée de l'air.....	85
Figure V.8	Variation des coefficients d'échange de chaleur en fonction de la température d'entrée de l'air.....	85
Figure V.9	Variation du coefficient d'échange extérieur en fonction de l'écartement des ailettes.....	85
Figure V.10	Variation de la surface d'échange fonction de l'écartement des ailettes.....	86
Figure V.11	Variation des pertes de charge coté air en fonction de l'écartement des ailettes.....	86
Figure V.12	Variation du coefficient d'échange extérieur en fonction de l'épaisseur de l'ailette...	86
Figure V.13	Variation de la surface d'échange fonction de l'épaisseur de l'ailette.....	87
Figure V.14	Variation du coefficient d'échange intérieur en fonction de l'épaisseur de l'ailette....	87
Figure V.15	Variation du volume des tubes en fonction de l'épaisseur de l'ailette.....	87
Figure V.16	Variation des coefficients d'échange de chaleur en fonction du nombre de rangées...	88
Figure V.17	Variation de la surface d'échange fonction du nombre de rangées.....	88
Figure V.18	Variation des pertes de charge coté air en fonction du nombre de rangées.....	88
Figure V.19	Profils de température de deux fluides à : $N=10$ , $S_{\text{échange}} = 287 \text{ m}^2$ .....	89
Figure V.20	Evolution du rayonnement solaire incident et de la température ambiante durant la journée du 08/06/2008 .....	89
Figure V.21	Evolution de la surface d'échange nécessaire durant la journée du 08/06/2008.....	89

## Liste des tables

Tableau I.1	Paramètre de conception de refroidisseur à adsorption utilisée le couple silicagel-eau.....	15
Tableau II.1	Caractéristiques techniques SORTECH ACS 08.....	23
Tableau III.1	Corrélation donnant le coefficient de transfert par convection à l'intérieur des tubes pour le régime laminaire.....	53
Tableau III.2	Corrélation donnant le coefficient de transfert par convection à l'intérieur des tubes pour le régime turbulent.....	54
Tableau IV.1	Les différentes étapes de la méthode $\Delta TML$ .....	63
Tableau IV.2	Dimensions géométriques d'un échangeur à tubes et ailettes.....	64
Tableau V.1	Paramètres de l'échangeur.....	78
Tableau V.2	Résultats et comparaison.....	79
Tableau V.3	Les dimensions du condenseur pour des matériaux différents.....	80

# Nomenclature

$C_p$	Chaleur massique	(J/Kg.K)
$D$	Diamètre	(m)
$d_i$	Diamètre interne du tube	(m)
$d_e$	Diamètre externe du tube	(m)
$D_h$	Diamètre hydraulique	(m)
$D_c$	Diamètre du collet	(m)
$F$	Facteur de correction	
$f$	Coefficient de frottement	
$j$	Coefficient de Colburn	
$H$	Longueur d'un passage d'un tube	(J/kg)
$h$	Coefficient d'échange de chaleur par convection	(W/m <sup>2</sup> .K)
$K$	Coefficient d'échange de chaleur global	(W/m <sup>2</sup> .K)
$L$	Profondeur de la batterie à ailettes	(m)
$l$	Hauteur de la batterie à ailettes	(m)
$L_t$	Longueur du tube	(m)
$L_{carac}$	Longueur caractéristique de l'ailette	(m)
$m$	Coefficient	
$\dot{m}$	Débit massique	(Kg/s)
$\dot{m}_{eau}$	Débit massique de l'eau	(Kg/s)
$\dot{m}_{air}$	Débit massique de l'air	(Kg/s)
$N$	Nombre des rangées	
$Nu$	Nombre de Nusselt	
$N_{ail-m}$	Nombre d'ailettes par mètre de longueur	
$N_{ail}$	Nombre total d'ailettes	
$N_{t-r}$	Nombre des tubes par rangée	
$N_{tt}$	Nombre total des tubes	
$P$	Périmètre de contact fluide/paroi	(m)
$Pr$	Nombre de Prandtl	
$P_t$	Pas transversal des tubes	
$P_l$	Pas longitudinal des tubes	
$\Delta P_i$	Pertes de charge à l'intérieur du tube	(Pa)
$\Delta P_e$	Pertes de charge à l'extérieur du tube	(Pa)
$Q$	Energie thermique	(kWh)
$Re$	Nombre de Reynolds	
$\mathfrak{R}$	Résistance thermique	(W / K)
$R_{ext}$	Rayon extérieur du tube	(m)
$R_{eq}$	Rayon caractéristique d'ailette circulaire	(m)
$S_{ech}$	Surface d'échange	(m <sup>2</sup> )
$S_p$	Section de passage du fluide	(m <sup>2</sup> )
$S_a$	Ecartement entre les ailettes	(m)
$S_i$	Surface intérieure des tubes par mètre de longueur	(m <sup>2</sup> /m)

## Nomenclature

---

$S_e$	Surface extérieure des tubes par mètre de longueur	(m <sup>2</sup> /m)
$S_{net-m}$	Surface nette des tubes par mètre de longueur	(m <sup>2</sup> /m)
$S_{ail-m}$	Surface d'ailettes par mètre de longueur	(m <sup>2</sup> /m)
$S_{tot-m}$	Surface d'échange total des tubes à ailettes par mètre de longueur	(m <sup>2</sup> /m)
$S_{étr}$	Surface étroite entre les tubes et les ailettes	(m <sup>2</sup> /m)
T	Température	(°C)
$V_{air}$	Vitesse étroite de l'air	(m/s)
$V_{eau}$	Vitesse de l'eau dans un tube	(m/s)
$V_{tubes}$	Volume des tubes	(m <sup>3</sup> )
W	Energie électrique	(kWh)

### Symbole grecques

$\nu$	Viscosité cinématique	(m <sup>2</sup> /s)
$\Phi$	Flux de chaleur	(W)
$\Lambda$	Conductivité thermique	(k.s)
$\mu$	Viscosité dynamique	(Pa.s)
$\eta_{ail}$	Efficacité de l'ailette	
$\eta_g$	Efficacité globale de la surface ailetée	
P	Masse volumique	(kg/m <sup>3</sup> )
$\Omega$	Coefficient de Darcy	
$\varpi$	Coefficient correctif de viscosité dynamique	
$\xi$	coefficient de perte de charge singulière	(m <sup>-1</sup> )
$\Delta$	Ecart	

### Indices-Abréviations

ail	ailette
Ae	entrée de l'aire
As	sortie de l'air
Ee	entrée de l'eau
Es	sortie de l'eau
e	extérieur
H	hydraulique
I	intérieur
m	moyenne
p	paroi
t	tube
tot	total
COP	coefficient de performance
SDR	système de refroidissement

# Introduction générale

A la suite du choc pétrolier 1973, le monde occidental a brusquement pris conscience de sa dépendance vis-à-vis du pétrole et des ressources non renouvelables ; il en est résulté de nouvelles politiques énergétiques, résolument orientées vers le développement de différentes sources d'énergies renouvelables. L'énergie solaire dans les pays chauds est une ressource à ne pas négliger car son exploitation peut devenir un facteur important de leur développement. La plupart des pays à climat méditerranéen ou tempéré bénéficient d'une irradiation solaire appréciable au cours de l'année. Particulièrement, L'Algérie est dotée d'un potentiel solaire important. L'énergie reçue quotidiennement sur une surface horizontale de  $1 \text{ m}^2$  est de l'ordre de 5 Kwh sur la majeure partie du territoire national. Il est donc important d'exploiter ce gisement, gratuit et non polluant, dans le domaine de la production de froid, notamment dans les zones rurales isolées où le réseau électrique conventionnel fait défaut, les machines de réfrigération solaire à adsorption semblent une voie prometteuse pour l'amélioration des conditions de vie dans ces zones du point de vue environnemental et économique.

Plusieurs travaux dans le domaine de la réfrigération par adsorption ont été effectués, à base de ces dernier, d'autres recherches ce font toujours pour développer et enrichir ce domaine, on peut illustrer en donnant l'exemple du modèle de la machine Sortech ACS 08 produite et commercialisée en 2008 par l'entreprise Almande Sortech AG, cette machine de notre choix à une puissance frigorifique nominale de 8 kW, elle sert à la climatisation des habitations et des micro-entreprises.

L'installation frigorifique est l'ensemble des composants avec lesquels une machine de production de froid fonctionne, elle englobe les systèmes d'échange de chaleur, les différentes sources d'énergie...etc.

L'objectif de notre travail est le dimensionnement d'un échangeur de chaleur qui est un sujet d'une très grande importance. Ce travail fait partie d'un projet de recherche « Production du froid solaire par sorption. Développement d'un premier prototype à Biskra »

Le principe des échangeurs thermiques est simple, ce sont des appareils destinés à transférer de la chaleur entre deux fluides à des températures différentes donc elle font appel essentiellement aux mécanismes de transfert thermiques ; leurs technologies, leurs

conceptions et leurs développements influent directement sur la performance d'une installation frigorifique ou autre installation utilisant ces échangeurs.

L'échangeur de chaleur à dimensionner est une batterie à ailettes air-eau d'un aérorefrigérant, qui sert à refroidir l'installation frigorifique sans changement de phase.

Notre travail est reparti en cinq chapitres, dont le premier est une introduction à la technologie de réfrigération solaire par sorption et aussi une synthèse bibliographique sur l'utilisation du phénomène d'adsorption dans les machines frigorifiques.

Le second chapitre est consacré à la description de l'installation frigorifique à adsorption, et à une explication détaillée de l'installation de climatisation et des systèmes de refroidissements.

Dans le troisième chapitre on donne des généralités sur les échangeurs de chaleur à ailettes, leurs calculs, les nouvelles corrélations publiées après l'an 2000 utilisées pour ce type d'échangeurs.

Dans le quatrième chapitre on présente la méthode de dimensionnement d'un échangeur tubes à ailettes.

Un dernier chapitre traitant les résultats numériques et leur validation.

Enfin une conclusion générale sur le problème étudié et sur les perspectives de cette étude.

## **Bibliographie**

Citherlet, S., C. Hildbrand, J. Bony, A. Kleijer, M. Bunea, S. Eicher, "Analyse des performances de la climatisation solaire par adsorption et potentiel pour la Suisse", Rapport final, Projet SOLCOOL HEIG-VD, pp 218, janvier (2011).

Hildbrand, C., O. Cherbuin, J. Mayor, P. Dind, "La réfrigération solaire à adsorption", Revue générale du froid & conditionnement d'air, pp 1-7 (2005)

Nesba, A., H. Hassen, "contribution à la réalisation machine frigorifique à adsorption", Thèse d'ingénieur, Université Mohamed Kheider Biskra, pp. 74 (2011).

Tourèche, S., "Etude et analyse paramétrique des échangeurs de chaleur dans une machine tritherme –cas du condenseur–", Thèse de Magistère, Université de Mentouri Costantine, pp.125 (2008).

# Chapitre I : Technologies du froid solaire par sorption

Avant d'entamer notre travail on débute par cette partie qui est une préface sur les techniques de la production du froid à partir de l'énergie solaire, en se basant sur les systèmes de réfrigération à adsorption.

## 1 Technologie de réfrigération solaire

Il existe plusieurs voies d'utilisation de l'énergie solaire pour produire le froid. On peut les répertorier dans deux types de procédés principaux : i) le premier est basé sur l'emploi de l'électricité en utilisant des panneaux photovoltaïques, ii) le deuxième est basé sur l'emploi des panneaux photo-thermiques. Les techniques utilisées sont listées dans la figure (I.1)

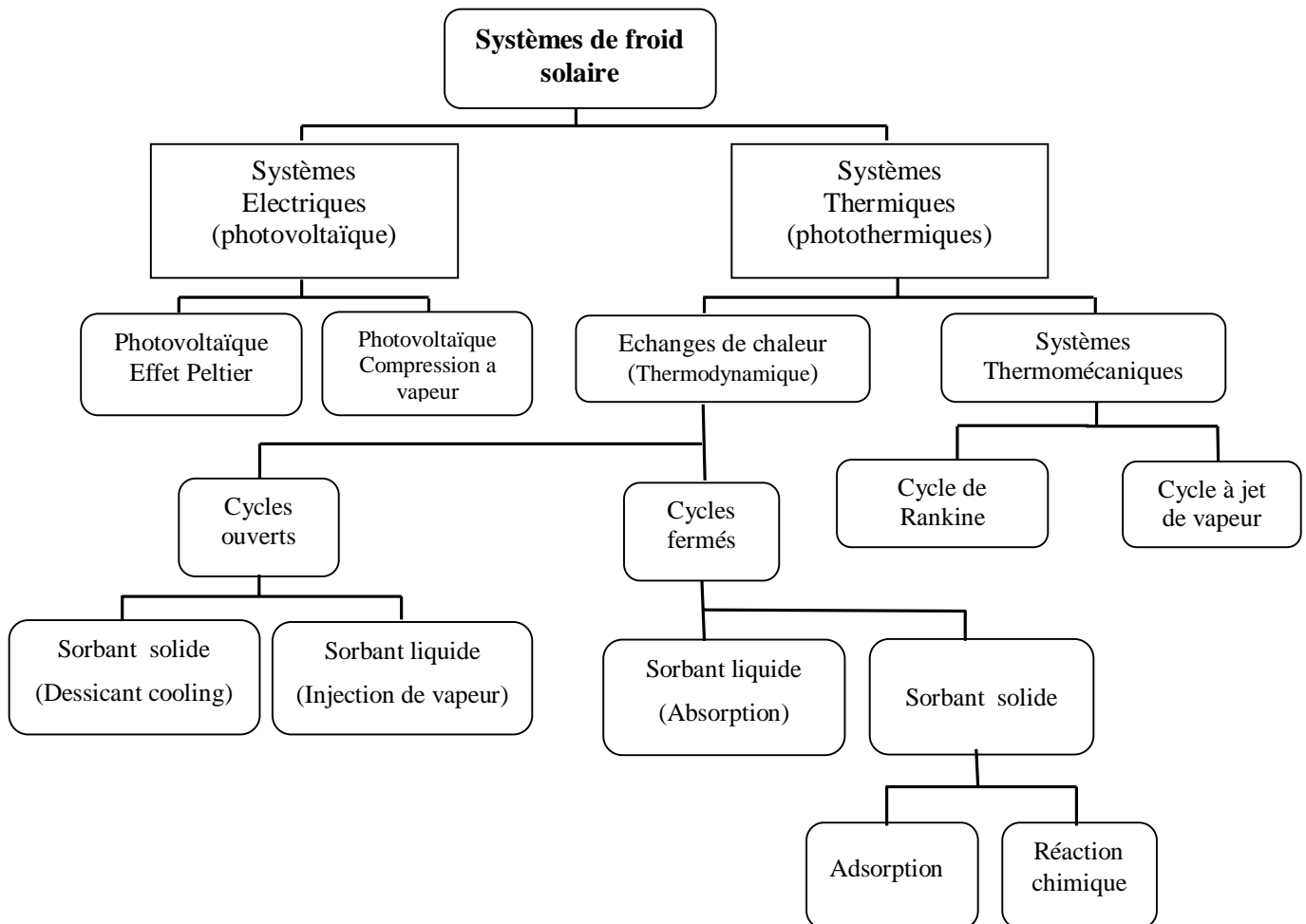


Figure I.1 : Organigramme des techniques de froid solaire [Le Pierres N (2005)].

## 1.1 Réfrigération solaire par sorption

Les systèmes existants de production de froid utilisant l'énergie solaire thermique sont basés sur trois phénomènes de sorption, le procédé par absorption liquide-gaz, procédé par adsorption solide-gaz et le procédé par réaction chimique. Ces phénomènes utilisent l'attraction physique ou chimique entre un couple de substances dont le but de produire le froid. Une sorption a une capacité unique de transformer l'énergie thermique directement en puissance de refroidissement. La substance à plus faible température d'ébullition est appelée le sorbat et l'autre est appelée le sorbant, le sorbat joue le rôle du fluide frigorigène.

La figure (I.2) montre un schéma d'un système fermé de sorption, le processus de la sorption est désigné par "l'absorbeur" et le processus de désorption est désigné par la composante "générateur". Nous appelons ainsi l'ensemble de ces deux composantes un lit d'adsorbant, le générateur reçoit la chaleur  $Q_g$  du panneau solaire pour générer le sorbat, ce dernier a été auparavant absorbé en tant que fluide frigorigène dans l'absorbeur. La vapeur réfrigérante produite dans le processus de génération se condense dans le condenseur en rejetant la quantité de chaleur de condensation à l'air ambiant  $Q_c$ . Dans l'évaporateur, le réfrigérant liquéfié dans le condenseur s'évapore en absorbant la quantité de chaleur  $Q_e$  de l'espace à refroidir. Par la suite, le sorbat, initialement généré dans le générateur est absorbé comme vapeur frigorigène sortant de l'évaporateur, en rejetant la quantité de chaleur de sorption  $Q_a$  vers le milieu ambiant [Kim et Infante Ferreira (2008)].

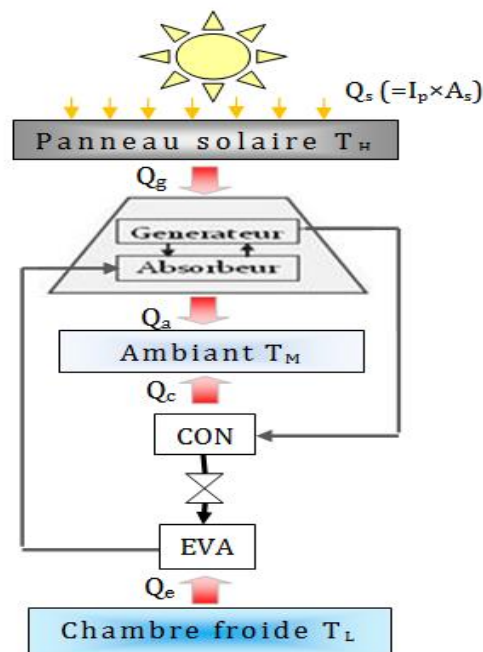


Figure I.2 : Système de réfrigération par sorption [Kim et Infante Ferreira (2008)].

Dans les machines de réfrigération par sorption le rendement de refroidissement est souvent défini par [Kim et Infante Ferreira (2008)] :

$$\eta_{heat\_cool} = \frac{Q_e}{Q_g + W_{el}} \quad (I.1)$$

Où  $W_{el}$  est le travail électrique. Ce rendement, également appelée COP

### 1.1.1 Procédé par absorption

La réfrigération par absorption a été la plus fréquemment adoptée pour les systèmes solaires de réfrigération. Il ne nécessite que très peu ou pas de puissance électrique et pour la même capacité les dimensions physiques d'une machine à absorption sont plus petites que celles d'une machines a adsorption en raison du fort coefficient de transfert thermique de l'absorbant. La technologie actuelle peut fournir diverses machines à absorption avec des COP allant de 0,3 à 1,2. Le choix d'une machine frigorifique à absorption est principalement lié aux performances du capteur solaire à utiliser.

Le cycle à absorption fonctionne de la même manière que le cycle à compression. Seul le compresseur mécanique est remplacé par un compresseur thermochimique, contenant un mélange de deux constituants : le réfrigérant qui va circuler dans l'ensemble condenseur-évaporateur et un solvant qui interagit très fortement avec le réfrigérant. Cette interaction est la cause du phénomène d'absorption du réfrigérant dans le solvant avec lequel il forme une solution liquide.

#### 1.1.1.1 Principe de fonctionnement de la machine frigorifique absorption

La méthode de réfrigération par absorption utilise un cycle purement thermique qui repose sur des différences d'affinités entre deux corps, suivant leurs conditions thermodynamiques : pression, température, concentration. L'absorption est l'affinité entre deux fluides (liquide - liquide ou liquide - vapeur). Le fluide de travail du système est une solution contenant un fluide de réfrigération (un réfrigérant) et un absorbant qui ont l'un pour l'autre une forte affinité.

La solution saline (figure I.3) à faible concentration d'absorbant est chauffée dans le désorbeur (ou générateur) grâce à la chaleur motrice et libéré de l'eau sous forme gazeuse, qui va se condenser dans le condenseur la solution saline est ainsi concentrée. Le réfrigérant se vaporise dans l'évaporateur et est absorbée par la solution concentrée dans l'absorbeur.



L'absorption est un phénomène exothermique, qui est défavorisée par une haute température. C'est pourquoi un dispositif (généralement une tour de refroidissement humide) est utilisé pour évacuer la chaleur générée dans l'absorbeur et dans le condenseur. Un échangeur de chaleur entre l'absorbeur et le désorbeur existe afin de préchauffer la solution froide venant de l'absorbeur et refroidir la solution en sortie de générateur. Le cycle de la machine à absorption est basé sur le fait que la température d'ébullition d'un mélange est plus haute que celle d'un liquide pur [Nesba et Guiren (2011)].

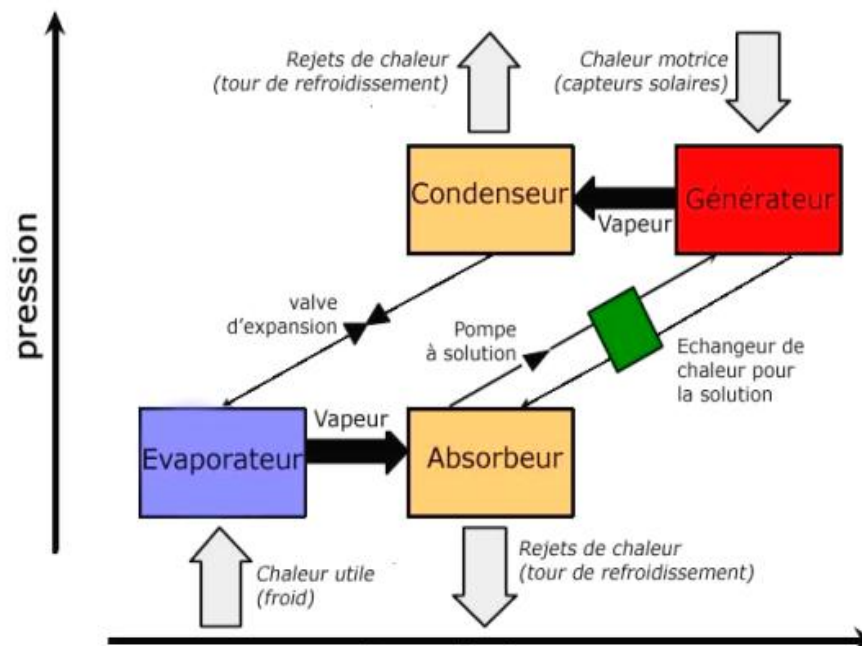


Figure I.3 : Schéma de fonctionnement du cycle absorption simple effet [Delmore, (2002)]

### 1.1.2 Procédés par adsorption et par chimisorption (réaction chimique)

L'adsorption est un phénomène résultant de l'interaction entre un solide (sorbant) et un gaz (fluide frigorigène) basé sur un processus de réaction physique ou chimique.

Les procédés par adsorption ou par réaction chimique solide-gaz sont des procédés où les deux phases (adsorption) et (désorption) du dipôle sont séparées temporellement. Ceci est dû au fait que l'on ne peut transporter le milieu sorbant solide de la même façon que le sorbant liquide circule dans les systèmes à absorption [Anyanwu (2003, 2004)].

La différence principale entre ces deux procédés réside dans le type de liaison entre le sorbant et le fluide (sorbant) : pour l'adsorption, les molécules de fluide adsorbées à la surface du

sorbant sont liées par des liaisons faibles de type Van der Waals [Dieng et Wang (2001)] alors que la sorption chimique implique des liaisons plus fortes, de type liaisons ioniques ou covalentes, avec transformation de la structure chimique des molécules de sorbant [Sumathy et al (2003)].

Pour les procédés d'une réaction chimique renversible, l'état du sorbant est caractérisé par un avancement  $X$ , défini comme le taux de chargement du sorbant en gaz de travail.  $X$  varie entre 0 (sorbant complètement déchargé) et 1 (sorbant saturé en gaz de travail) [Le Pierres (2005)].

Les enthalpies d'adsorption sont de l'ordre de 800 à 6000 kJ/kg de gaz en fonction des couples considérés et de 30 à 100% plus importantes que les enthalpies de changement de phase du fluide de travail. Ces enthalpies d'adsorption dépendent majoritairement des propriétés de surface des adsorbants, comme la surface spécifique, la taille et le volume des micropores [Sumathy et al (2003)].

Pour les systèmes à réaction chimique, les enthalpies de réaction sont de l'ordre de 1600 à 4000 kJ/kg de gaz en fonction des couples considérés [Dellero (1997) ; Lahmidi (2005)] soit de 30 à 300% plus importantes que les enthalpies de changement de phase du fluide considéré.

Le système de base de production de froid par adsorption ou réaction chimique présente généralement trois enceintes (figure I.4) :

- un réacteur ou adsorbeur contenant le sorbant solide  $S$  qui est successivement chauffé à  $T_h$  et refroidi à  $T_m$  afin de libérer ou absorber le gaz  $G$ .
- un condenseur dans lequel le fluide  $G$  se condense à la température  $T_m$ , libérant  $\Delta H_{\text{cond}}$ .
- et un évaporateur dans lequel le fluide  $G$  s'évapore en absorbant la chaleur  $\Delta H_{\text{ev}}$  à  $T_b$ .

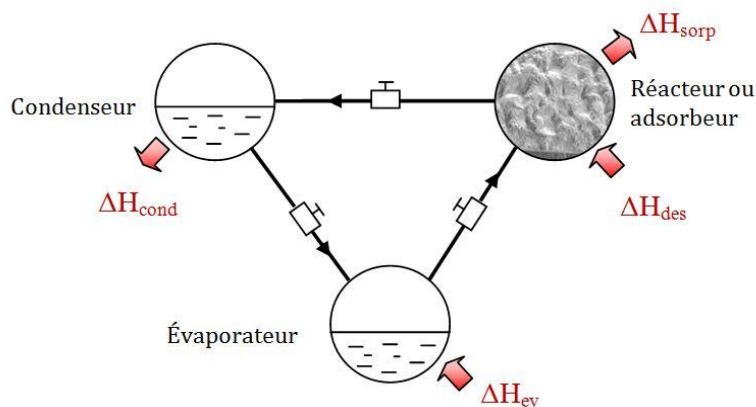


Figure I.4 : Fonctionnement de système par adsorption et par sorption chimique [Le Pierres N (2005)]

Ces trois enceintes sont parfois reliées par des vannes afin de maîtriser les phases de fonctionnement du procédé. Le système peut également fonctionner sans vanne ni pompe et présente alors l'intérêt de ne comporter aucun organe mobile. Il peut donc avoir un fonctionnement silencieux, et plus robuste que les systèmes à absorption. Les deux phases (adsorption) et (désorption) ont ici lieu successivement et ce procédé fonctionne donc de façon discontinue, ce qui impose le cyclage d'une masse thermique importante, diminuant le COP du système. Par ailleurs, un stockage frigorifique est nécessaire afin de pallier à cet inconvénient, un procédé couplant deux systèmes en opposition de phase peut aussi être utilisé pour produire du froid en continu lorsque la source de chaleur à  $T_h$  est disponible en continu [Le Pierres N (2005)].

## 2 Cycles idéaux de la machine frigorifique solaire à adsorption

### 2.1 Cycle à simple effet

La machine frigorifique à adsorption fonctionne par cycle. La figure (I.5) représente le trajet thermodynamique de base d'une telle machine dans le diagramme de Clapeyron ( $\ln P, -1/T$ ).

Ce cycle dit idéal, représente l'évolution de l'état de mélange adsorbant/adsorbat contenu dans l'adsorbeur. Chaque cycle comprend deux phases principales régissant le fonctionnement : une phase de chauffage du mélange adsorbant/adsorbat et une autre de refroidissement du même mélange [Chekirou (2008)].

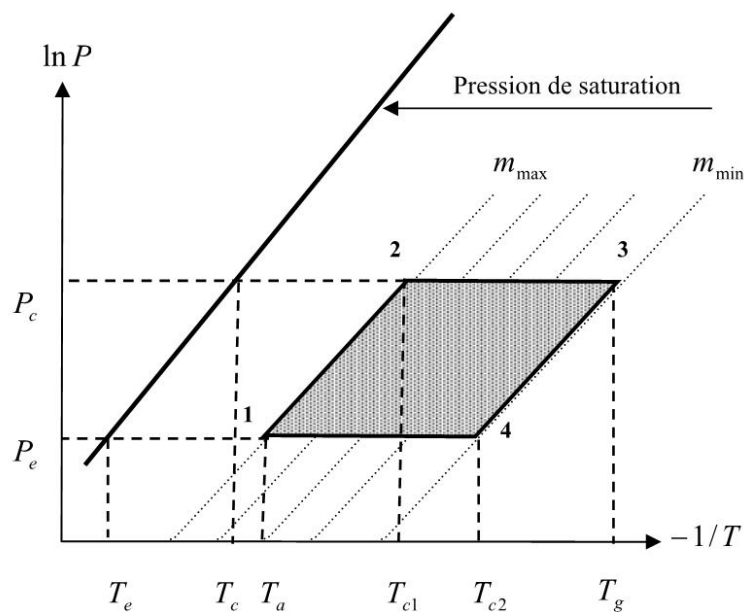


Figure I.5 : Trajet thermodynamique d'un cycle frigorifique théorique simple effet, dans un diagramme de Clapeyron [Chekirou (2008)].

➤ **Phase de chauffage**

***Phase de chauffage isostérique (1→2)***

Au début du cycle (point 1), le mélange adsorbant/adsorbat est à sa température minimale  $T_a$  (température d'adsorption) et à la pression  $P_e$  (pression d'évaporation) ; à ce moment, l'adsorbeur est isolé. Sous l'effet de chauffage, la pression et la température du mélange augmentent, tandis que la masse totale du réfrigérant adsorbée reste constante le long de la transformation (1→2) et égale à  $m_{max}$ . Cette phase de pressurisation s'achève dès que la pression devient égale à celle qui règne dans le condenseur  $P_c$  (point 2). La température atteinte est dite température seuil de désorption  $T_{c1}$  [Chekirou (2008)].

***Phase de désorption - condensation (2→3)***

Cette phase commence lorsque la pression du mélange dans l'adsorbeur atteint la pression de condensation  $P_c$  (pression de saturation correspondante à la température de condensation), l'adsorbeur est mis en communication avec le condenseur et la désorption du frigorigène commence, qui se condense dans le condenseur par la suite. L'adsorbeur est alors en haute pression et suit l'isobare imposée par le condenseur. Tout en continuant le chauffage, la température du mélange dans l'adsorbeur augmente jusqu'à la température maximale,  $T_g$  (température de régénération) au point 3, fixée pour le cycle correspondant. Cette phase est généralement appelée génération car c'est celle qui rend l'adsorbeur propice à une nouvelle phase de production frigorifique [Chekirou (2008)].

➤ **Phase de refroidissement**

***Phase de refroidissement isostérique (3→4)***

Par opposition à la première phase, le refroidissement du mélange adsorbant/adsorbat commence au point 3, où la température et la pression diminuent jusqu'à ce que la pression devienne égale à celle qui règne dans l'évaporateur. La température atteinte est dite température seuil d'adsorption  $T_{c2}$  (point 4). La masse totale du fluide adsorbée reste constante dans cette phase et est égale à  $m_{min}$  [Chekirou (2008)].

***Phase d'adsorption - évaporation (4→1)***

Cette phase est la phase motrice du cycle, pendant laquelle le froid est produit. Au point 4, commence l'évaporation du réfrigérant en produisant le froid dans l'évaporateur. La vapeur

produite s'adsorbe de nouveau dans l'adsorbeur, jusqu'à ce que la température du mélange adsorbant/adsorbat devienne minimale  $T_a$ , fixée pour le cycle correspondant. Durant la transformation (4→1), le système suit l'isobare imposée par l'évaporateur, correspondant à la pression de saturation du réfrigérant à la température d'évaporation. A ce moment, la machine est prête pour un nouveau cycle. Le cycle thermodynamique est totalement défini par les quatre températures de fonctionnement :

$T_a$  : Température minimale atteinte par le mélange adsorbant/adsorbat (température d'adsorption).

$T_g$  : Température maximale atteinte par le mélange adsorbant/adsorbat (température de régénération).

$T_c$  : Température de condensation.

$T_e$  : Température d'évaporation.

La conception et les choix technologiques des machines frigorifiques à adsorption sont guidés par la volonté d'une optimisation de ce quadruplet de température. Vu l'alternance des phases (désorption-condensation et évaporation-adsorption), l'évaporation n'a lieu que pendant une partie du cycle, c'est pourquoi ce cycle est appelé intermittent. Cette intermittence est synchronisée avec celle de la source énergétique solaire [Chekirou (2008)].

## 2.2 Cycle à double effet

On sait bien qu'un refroidisseur à adsorption se compose d'un (ou de plusieurs) adsorbeur(s) contenant l'adsorbant (échangeur de chaleur), relié alternativement à un condenseur et à un évaporateur (figure I.6-A). Chacun est couplé à une boucle thermique chaude ou froide.

Le transfert de chaleur s'effectue à partir des fluides Caloporteurs. Nous avons vu qu'au cours d'un cycle intermittent la production du froid est discontinue. Donc l'emploi de deux adsorbeurs, permet une production quasi continue de froid. Pour augmenter le COP, une astuce consiste à récupérer, en fin de chauffage une partie de chaleur de l'adsorbeur le plus chaud pour la transférer vers l'adsorbeur le plus froid (figure I.7-A). L'adsorbeur est donc pré chauffé gratuitement. La quantité de chaleur  $Q_{reg}$ , apportée par la source chaude haute température est diminuée d'autant, et le COP est augmenté [Zanife (1991)].

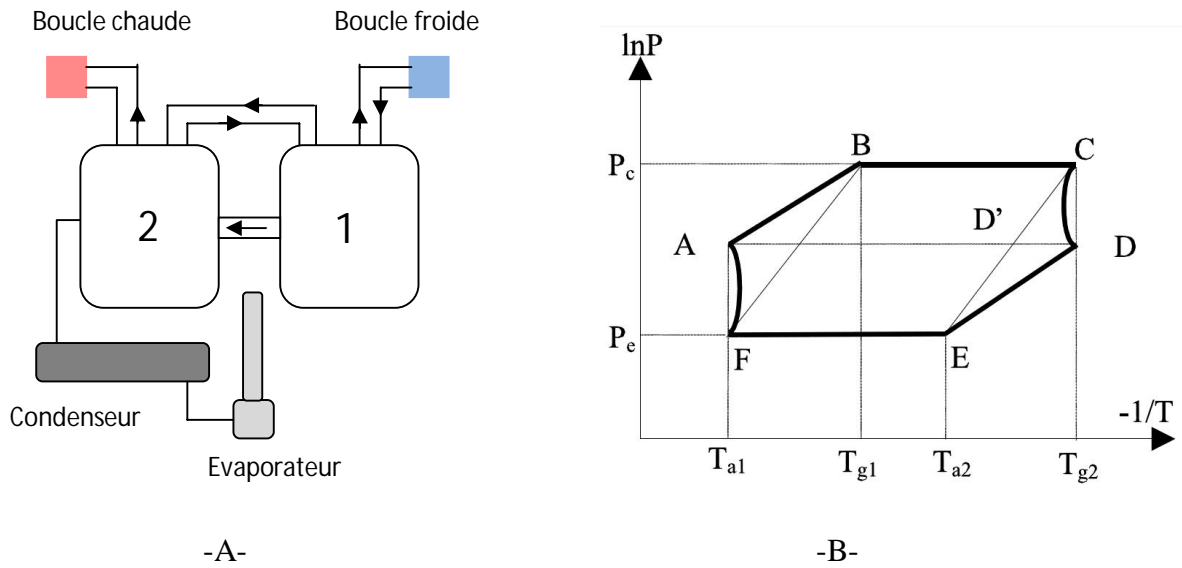


Figure I.6 : Diagramme de Clapeyron du cycle idéal de machine frigorifique à deux adsorbeurs avec processus de récupération de masse et de chaleur [Zanife (1991), Liu et al (2005)].

Une autre astuce, pour augmenter le COP consiste en une récupération de masse en fin de phase de chauffage (figure I.7-B).

L'adsorbeur 1, le plus chaud, est à la pression la plus élevée du cycle  $P(T_{\text{cond}})$ , Tandis que l'adsorbeur 2, le plus froid, est à la pression la plus basse du cycle  $P(T_{\text{ev}})$ .

L'ouverture d'une vanne entre les deux adsorbeurs permet un transfert de masse d'un adsorbeur vers l'autre.

L'adsorbeur 1 à haute pression cède de la vapeur à l'adsorbeur 2 à basse pression qui la récupère. L'adsorbeur 1 qui était en phase de désorption se vide d'avantage, tandis que l'adsorbeur 2, qui était en phase d'adsorption se remplit d'avantage.

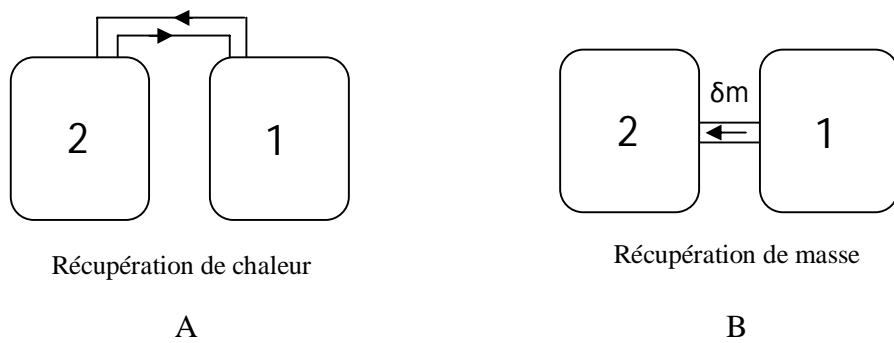


Figure I.7 : Processus de récupération de masse et de chaleur entre les deux adsorbeurs [Zanife (1991)].

### 3 Les machines frigorifiques solaire à adsorption

#### 3.1 Machine fonctionne selon le cycle simple effet

##### 3.1.1 Machine avec un seul lit

Dans une machine solaire à adsorption simple effet avec un seul lit, l'énergie solaire peut être directement absorbée par le réacteur situé à l'intérieur d'un capteur solaire [El Almers, (2002)]. Le rôle du convertisseur de l'énergie solaire est de convertir le rayonnement électromagnétique en chaleur qui est transférée à l'adsorbant durant la journée, et de dissiper durant la nuit l'énergie thermique libérée par le système. Le convertisseur se présente en fait sous l'aspect d'un capteur solaire, plan légèrement modifié (Figure I.8).

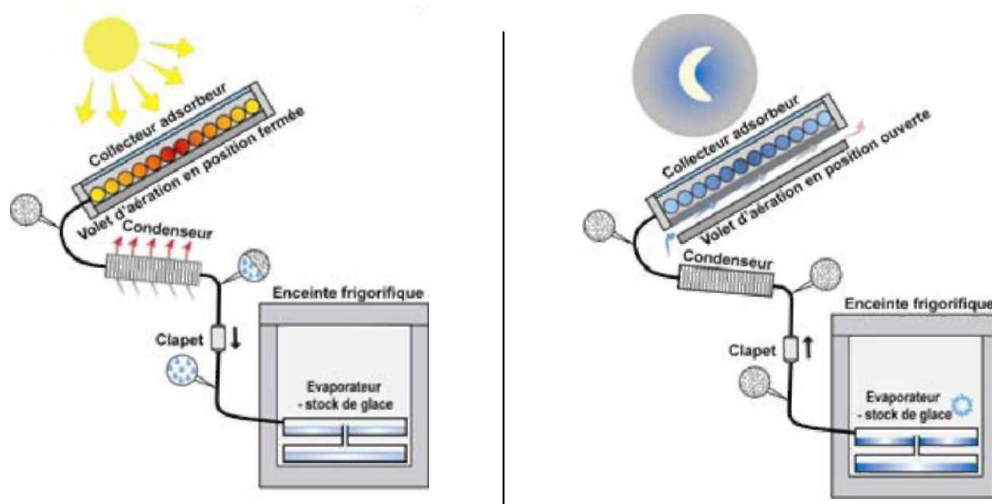


Figure I.8 : Fonctionnement de système de la Machine frigorifique solaire à adsorption avec cycle simple effet [fan et al, (2007)].

##### 3.1.2 Machine avec deux lits (Chiller)

Un nouveau refroidisseur à simple effet, à adsorption utilise le couple silicagel-eau avec une capacité de 8 kW, a été développé par SorTech (2008) pour la réfrigération solaire, ce dernier a une conception compact (figure I.9).

Le refroidisseur a une conception compacte, qui est basée sur le développement d'une nouvelle technologie de revêtement de SorTech AG et est actuellement intégrée dans le Chilli. Le système est développé pour les bâtiments résidentiels et de bureaux ainsi que d'autres applications de refroidissement. Les premières expériences des systèmes de refroidissement solaires installés ont montré que les refroidisseurs fonctionnent très bien [Jakob, (2008)].

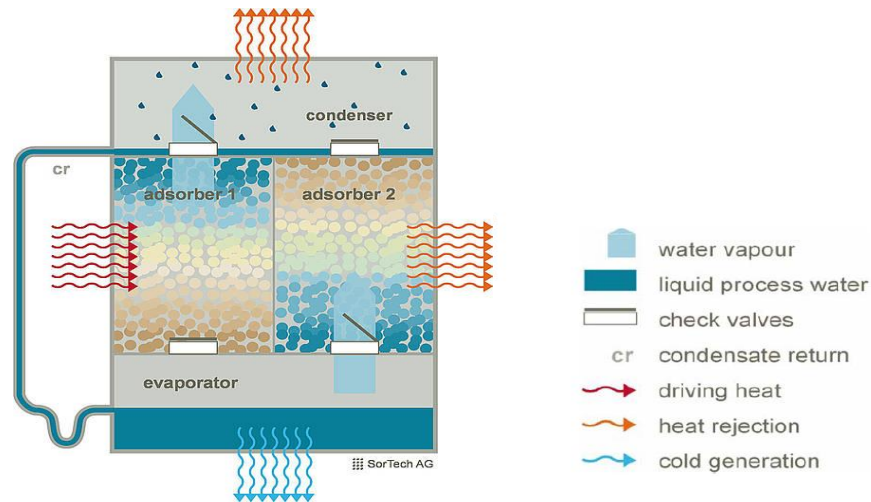


Figure I.9 : Processus de travail du refroidisseur d'adsorption en deux lits [Jakob (2008)].

- **Principe de fonctionnement du système**

Le procédé de base de production de froid est la compression d'un fluide frigorigène ce qui provoque l'évaporation du liquide à des basse températures et pressions, et de condensation de la vapeur à des températures et des pressions plus élevées. Au lieu de la compression mécanique comme dans les équipements électriques des climatiseurs, les refroidisseurs utilisent l'énergie thermique pour la compression du fluide. Le principe de base de la compression thermique est l'absorption ou adsorption du réfrigérant dans un matériau liquide ou solide, Alors que les refroidisseurs à absorption utilisent le liquide lithium-bromure et dans les refroidisseurs à adsorption des adsorbants solides comme le gel de silice ou les zéolithes sont utilisés. Dans les deux machines, le réfrigérant est l'eau, ce qui entraîne que la tâche technique de la machine doit être exploitée à des pressions très faibles dans une enceinte de confinement étanche au vide [Jakob (2008)].

***Etape 1 : Désorption – séchage de l'adsorbant***

L'adsorbant est séché par apport de chaleur. La vapeur libérée, s'écoule dans le condenseur et liquéfié là-bas sous l'émission de chaleur. Lorsque la matière est sèche l'apport de chaleur dans l'adsorbant est arrêté et la soupape supérieure se ferme.

***Etape 2 : Adsorption –la vapeur de réfrigérant est adsorbée à la surface de l'adsorbant***

Après une phase de refroidissement, la réaction inverse et l'évaporation du liquide sont démarrées. La vanne inférieure liée à l'évaporateur s'ouvre et l'adsorbant sec aspire la



vapeur d'eau. Dans l'évaporateur, l'eau s'évapore et génère le froid, qui peut être utilisé pour la climatisation. Durant l'adsorption il y a un dégagement de chaleur.

### **Etape 3 : Retour de condensat**

Dans une dernière étape, le condensat liquide est renvoyé à l'évaporateur et le circuit se ferme. Afin de réaliser une production continuée de froid, deux adsorbeur en combinaison, pendant que le premier désorbe, l'autre génère le froid par adsorption.

### **3.2 Machine fonctionne selon le cycle double effet**

Un refroidisseur à deux lits fonctionne selon le cycle double effet, avec les processus de récupération de chaleur et de masse.

Nous présentons dans la figure (I.10) une photo de refroidisseur à adsorption utilise le silicagel-eau comme couple de fonctionnement est réalisé par (Lu et Wang et al) dans la ville de Dezhou (Latitude 37,45°) en Chine.

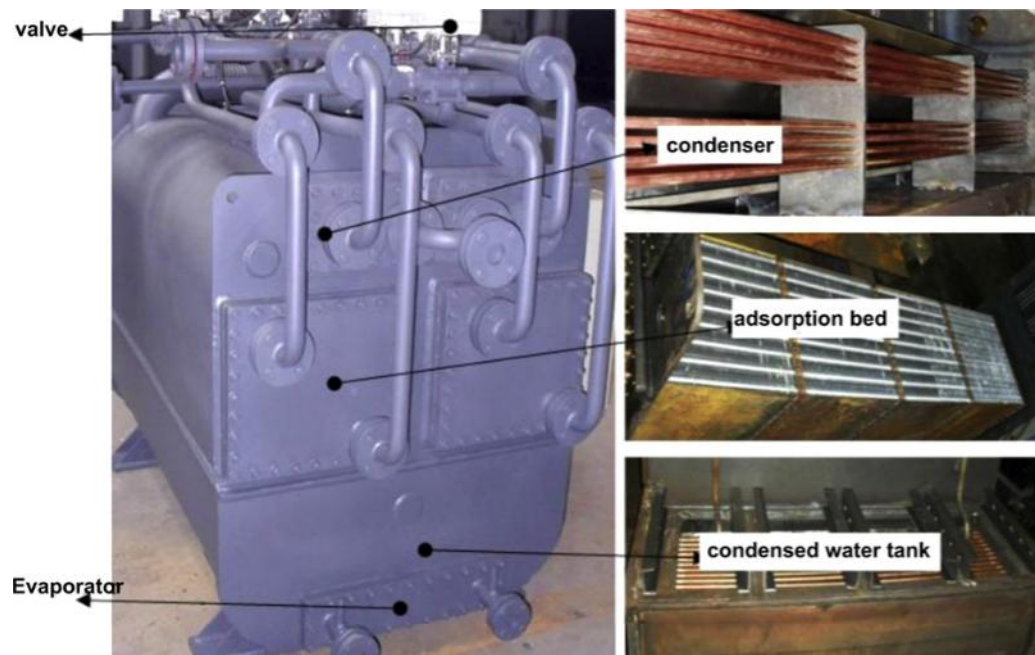


Figure I.10 : Refroidisseur d'adsorption utilise le couple silicagel-eau [Lu, wang et al, (2013)]

Dans ce cas, le chiller utilisée pour la climatisation, peut fournir de l'eau glacée dans un circuit lié à un espace qu'on veut climatiser à une température de 15°C à partir de 9h30min jusqu'au 17h00min avec une température d'eau chaude de 85°C, et le COP solaire moyen du système est de 0,16.

Le tableau ci-dessous représente les paramètres de conception de ce refroidisseur.

	Eau d'échauffement		Eau de refroidissement		Eau à refroidi		Puissance de refroidissement	COP
	Entrée	sortie	Entrée	sortie	Entrée	sortie		
Valeur	85	80	30	35	20	15	15	0.5
Unité	°C	°C	°C	°C	°C	°C	KW	/

Tableau I.1 : Paramètres de conception de refroidisseur à adsorption utilisée le couple silicagel-eau [Lu, wang et al, (2013)].

La figure (I.11) représente le processus d'adsorption/désorption.

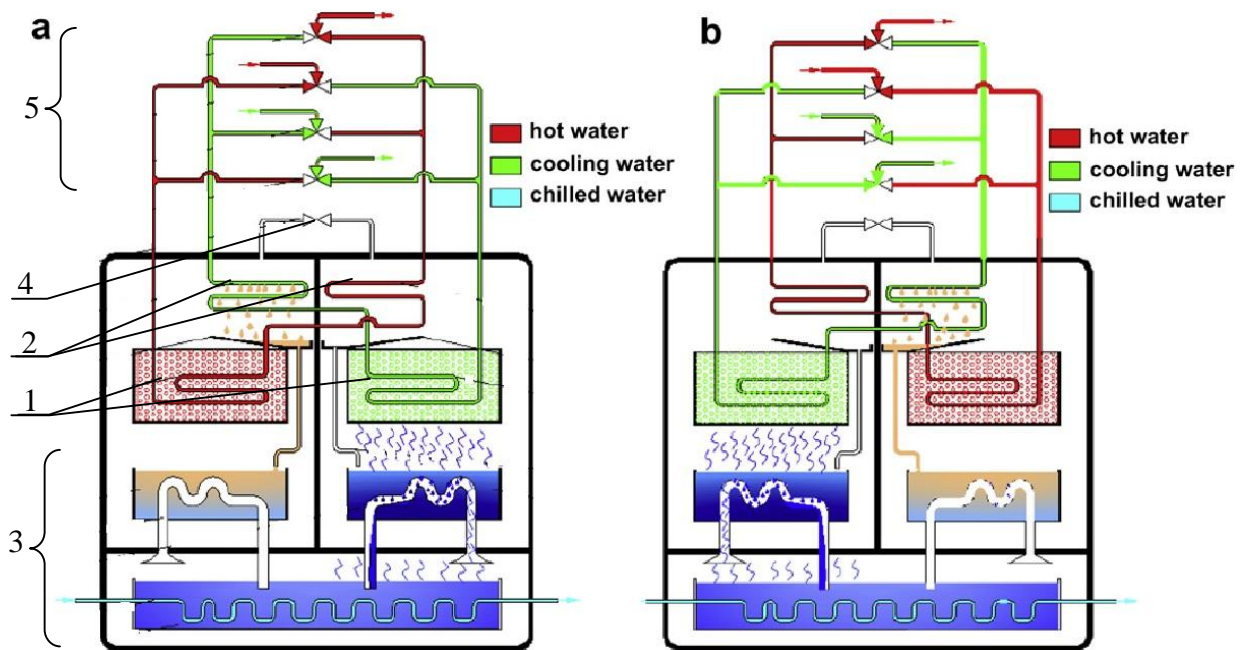


Figure I.11 : Processus d'adsorption/désorption [Lu, wang et al, (2013)].

- 1- Adsorbent 1 et 2
- 2- Condenseur 1 et 2
- 3- Evaporateur
- 4- Vanne de récupération de masse
- 5- Les vannes d'eau

Nous montrons ci-dessous les composantes de base de ce refroidisseur :

### 3.2.1 L'adsorbent

C'est un élément essentiel de la machine, contient l'adsorbant. L'effet de la désorption de l'adsorbant joue le rôle d'un compresseur dans le système frigorifique classique à compression de vapeur.

La figure (I.12) montre le schéma de principe de l'unité de transfert de chaleur et de masse et l'image du vrai adsorbent prototype développé dans l'université Jiaotong de Shanghai (china)

Afin d'augmenter le transfert de chaleur et de masse sur les adsorbents. L'aileron plat de l'échangeur de chaleur est utilisé dans ce système, entre deux feuilles de voie d'eau, il y a deux feuilles pour insérer l'adsorbant de silicagel. Les ailerons du rectangle dans les deux canaux sont perforés pour réaliser commodément le transfert de la chaleur et de la masse.

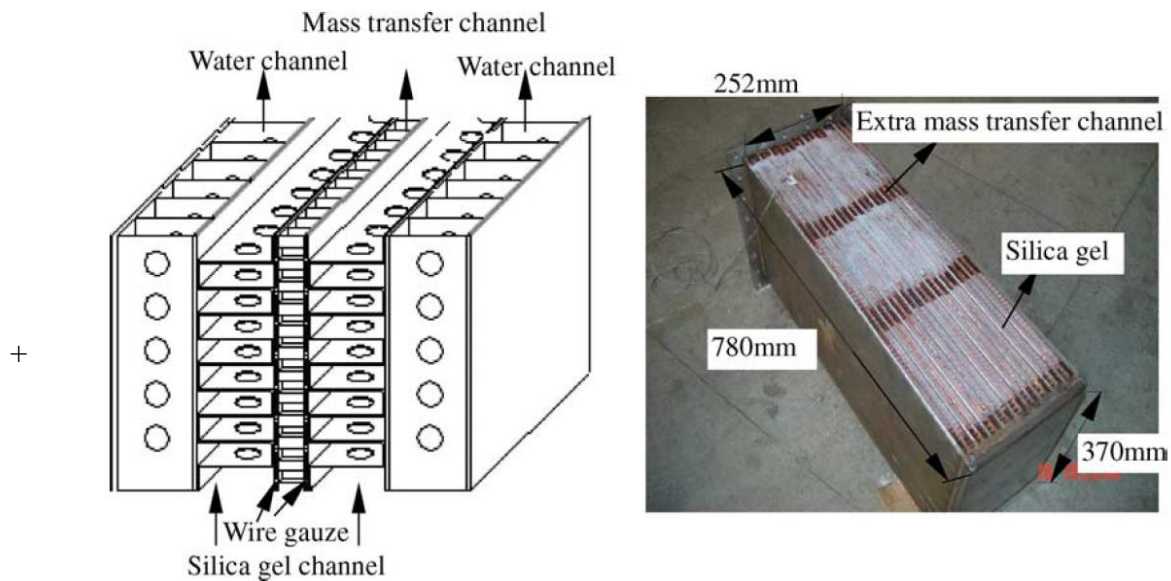


Figure I.12 : Schéma de principe et image vraie de l'adsorbent [Liu et al (2005)].

Entre deux couches de canal de silicagel, le canal de transfert de masse est aménagé dedans, la grille de fil (maille 50) est employée pour isoler le silicagel du canal réfrigérant.

Et agit toujours en tant que canal de transfert de masse pour l'eau réfrigérante. Neuf unités de transfert de la chaleur et de la masse sont formées en tant qu'un adsorbent. Les dimensions de l'adsorbent sont de 780 mmX252 mmX370 mm et la surface de transfert de chaleur global sont de 34.05 m<sup>2</sup> (superficie globale équivalente d'aileron).

Le silicagel de micropore est choisi pour ce système et le diamètre moyen est de 0.5 à 1 mm. Quatre courts segments (chacun environ 50 mm de longueur) de l'adsorbent sont laissés non remplis pour agir en tant que canal supplémentaire de transfert de masse et là sont environ 26.4 kg de silicagel sont contenus dans un adsorbent [Liu et al, (2005)].

### 3.2.2 Le Condenseur

Un échangeur de chaleur servant à condenser l'adsorbant désorbé dans l'adsorbent (Figure I.13-A).

### 3.2.3 L'évaporateur

Un échangeur de chaleur qui présente la partie utile du réfrigérateur. Il contient l'adsorbant sous forme liquide ou solide (Figure I.13-B).

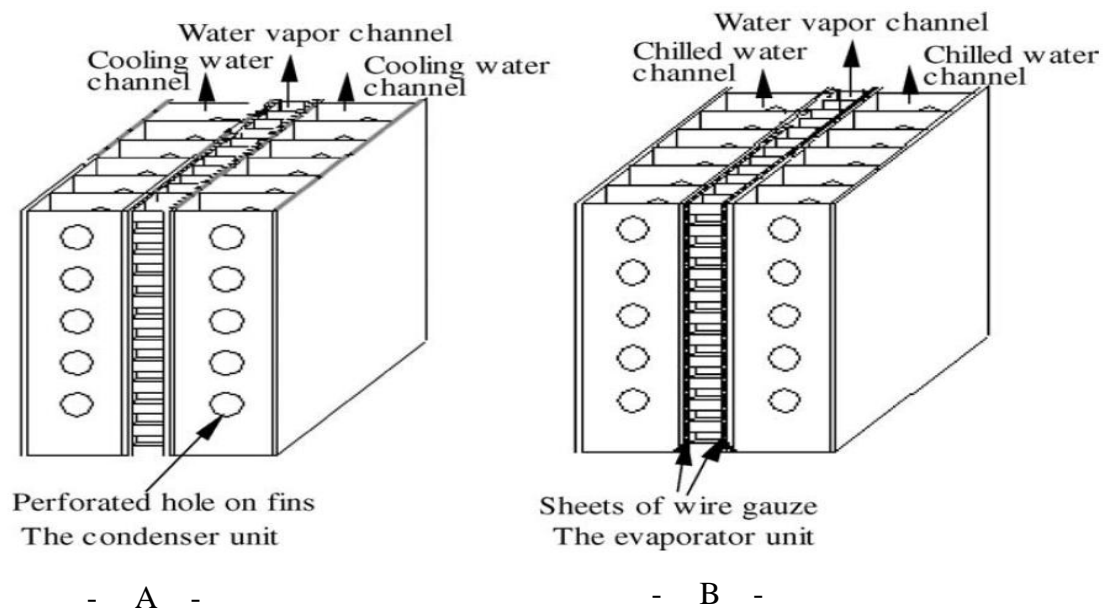


Figure I.13 : Schéma de l'unité de transfert de chaleur et de masse de condenseur et d'évaporateur [Liu et al, (2005)].

Le condenseur et l'évaporateur sont également munis d'aileton plat pour les échangeurs de chaleur. Leur configuration est de même modèle sauf que la gaze de fil est employée entre la voie d'eau et le canal de vapeur dans l'évaporateur. Dans le condenseur, la vapeur d'eau désorbé du lit adsorbent et condensé par l'eau froide d'une tour de refroidissement. L'évaporateur est particulièrement conçu pour accélérer l'évaporation de l'eau. Le canal de vapeur d'eau (réfrigérant) se compose de cinq feuilles de gaze de fil 200, grille fixée au mur adjacent de la voie d'eau glacée. La gaze de fil agit en tant que mèche pour que l'eau reste en contact avec les ailettes pour s'évaporer.

Le condenseur et l'évaporateur se composent de 18 unités de transfert de la chaleur et de la masse, respectivement et la surface de transfert de chaleur globale est de  $4.975 \text{ m}^2$  (la surface équivalente d'aileton). Les dimensions sont comme suit  $760 \text{ mm} \times 128 \text{ mm} \times 100 \text{ mm}$  [Liu et al, (2005)].

## **4 Bibliographie**

- Anyanwu, E. E., "Review of solid adsorption solar refrigerator I: An overview of the refrigeration cycle", *Energy Conversion and Management* 44, 301-312 (2003).
- Anyanwu, E. E., N. V. Ogueke, "Thermodynamic design procedure for solid adsorption solar refrigerator", *Renewable Energy* 30, 81-96 (2004).
- Chekirou, W., "Etude et Analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption", Thèse de doctorat, Université Mentouri, pp. 187 (2008).
- Delmore M., "promotion solar air conditioning: technical overview of active techniques", ALTENER project number 4.1030/Z/, pp. 2-121 (2002).
- Dellero, S., V. Goetz, B. Spinner, "A new analytical model for solid-gas thermochemical reactors based on thermophysical properties of the reactive médium", *Chemical Engineering and Processing*, 36, 29-43, (1997).
- El Almers, A., " étude du transfert de chaleur et de masse dans un lit fixe de charbon actif réagissant par adsorption avec l'ammoniac – application à la modélisation d'une machine frigorifique solaire", Thèse de Doctorat, Tetouan (2002).
- Fan, Y., L. Luo, B. Souyri, "Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 11, 1758-1775 (2007).
- Jakob, U., "Development and investigation of a compact silica gel/water adsorption chiller integrated in solar cooling systems", VII Minsk International Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources", Minsk, Belarus, September 8–11 (2008).
- Kim, D. S., C. A. Infante Ferreira, "Solar refrigeration options - a state-of-the-art review", *International Journal of Refrigeration* 31, pp. 3-15 (2008).
- Le Pierres, N., "Procédé solaire de production de froid basse température (-28 °C) par sorption solide – gaz." Thèse de Doctorat énergétique et génie de procédés, Université de Perpignan ; pp.1-208 (2005).
- Li. M, R.Z. Wang, Y.X. Xu, J.Y. Wu, and Dieng. AO, "Experimental study on dynamic performance analysis of a flatplate solar solid-adsorption refrigeration for ice maker." *Renewable Energy* 27, 11–21 (2001).

- Liu, Y. L., R. Z. Wang, Z. Z. Xia, "Experimental study on a continuous adsorption water chiller with novel design", *International Journal of Refrigeration* 28, 218-230 (2005).
- Lu, Z.S., R.Z. wang, Z.Z. Xia, X.R. lu, C.B. Yang, Y.C. Ma, G.B. Ma," Study of a novel solar adsorption cooling system and a solar absorption cooling system with new CPC collectors", *International Journal of Refrigeration* 50, 299-306 (2013)
- Nesba, A., H. Hassen, "contribution à la réalisation machine frigorifique à adsorption",Thèse d'ingénieur,Université Mohamed Kheider Biskra (2011).
- Zanife. T. "Etude d'une Pompe à chaleur de 230 kW et d'une machine frigorifique à adsorption solide", Thèse de l'université de Paris VI (1991).

# Chapitre II : Description de l'installation frigorifique solaire à adsorption et l'élément à dimensionner

Dans ce chapitre, nous allons décrire l'installation frigorifique (installation de climatisation) à étudiée. On donnant les principaux éléments de cette installation, les définitions nécessaires pour mieux comprendre le phénomène, ainsi que les différents types de système de refroidissement.

## 1 Description de l'installation frigorifique solaire à adsorption

Les machines frigorifiques solaire à adsorption peuvent être caractérisées par trois températures :

- Une température haute  $T_h$  correspondante à la chaleur motrice fournie au système.
- Une température basse  $T_b$  correspondante à celle de la "production de froid.
- Une température intermédiaire  $T_m$  au niveau de laquelle la quantité de chaleur prélevée sur l'eau glacée et la chaleur motrice doivent être évacuée.

L'installation "standard" généralement se compose des éléments représentés dans La figure (II.1) à savoir :

- Machine à adsorption (chiller).
- Installation solaire (avec cuve de stockage), appelé circuit HT.
- Système de distribution de froid (ventilo-convecteur lié au l'espace que nous voulons refroidie), appelé circuit BT.
- Circuit de refroidissement (refroidisseur de retour), le plus souvent au moyen d'une tour de refroidissement, appelé circuit MT.

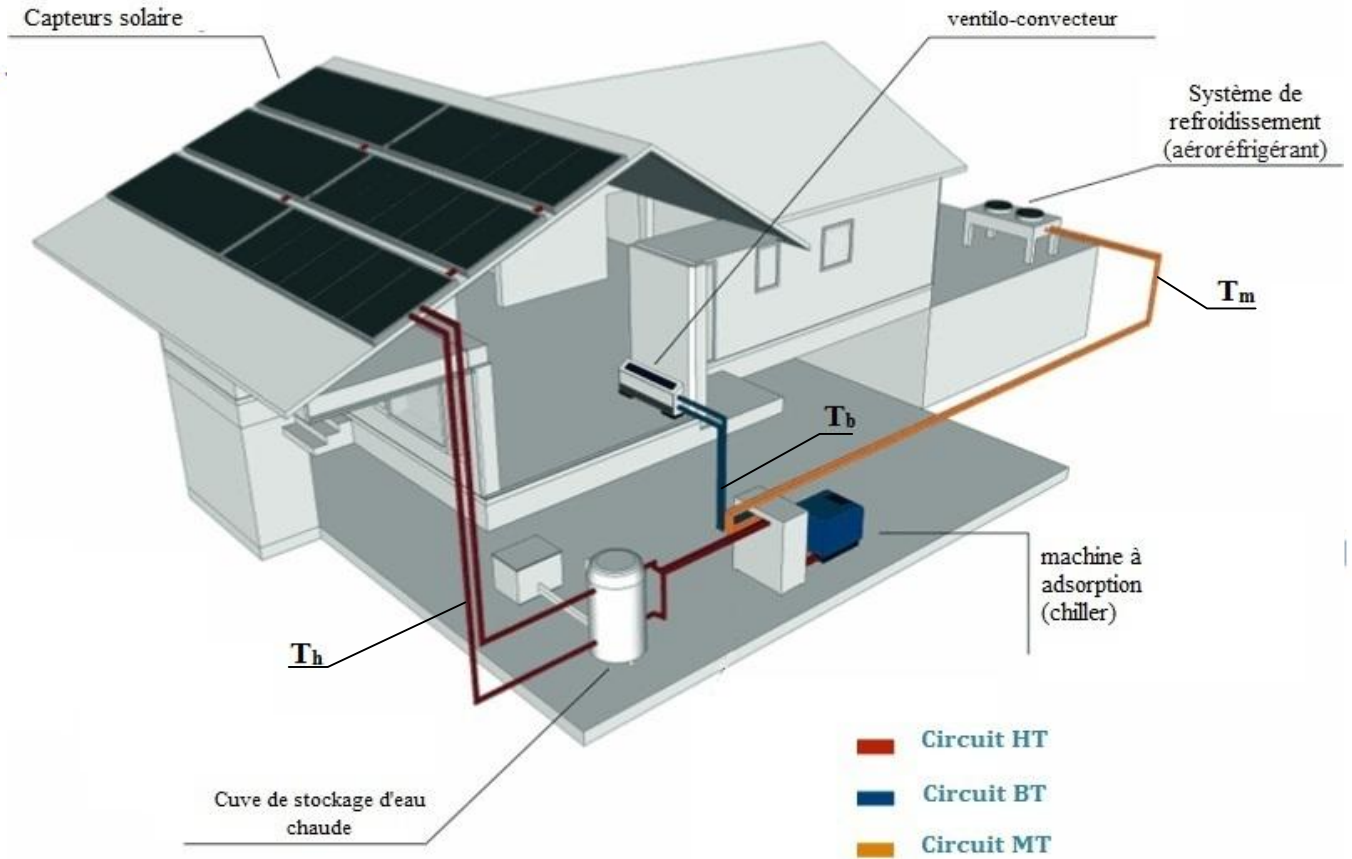


Figure II.1 : Schéma descriptif de l'installation frigorifique solaire à adsorption.

## 1.1 Définitions

Pour bien comprendre l'analyse des modulations périodique du système, quelques définitions sont mentionnées dans ce chapitre.

### 1.1.1 COP thermique de la machine de production de froid

Le coefficient de performance de la production de froid par la machine thermique, noté COP dans ce rapport, est calculé uniquement avec l'énergie froide (BT) fournie par la machine divisée par l'énergie chaude (HT) fournie à la machine [Citherlet et al (2011)].

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{BT}}}{Q_{\text{HT}}} \quad (\text{II. 1})$$

$Q_{\text{BT}}$  : Energie thermique fournie par la machine pour le refroidissement [kWh].

$Q_{\text{HT}}$  : Energie thermique fournie à la machine par le circuit chaud (solaire) [kWh].



### 1.1.2 COP électrique de la machine de production de froid

Le coefficient de performance électrique ( $COP_{\text{électrique}}$ ) est le rapport entre l'énergie froide (BT) produite par la machine et la consommation électrique de l'ensemble des composants faisant fonctionner l'installation de production de froid (recooler, circulateurs (HT, MT, LT, solaire) et machine) [Citherlet et al (2011)].

$$COP_{\text{électrique}} = \frac{Q_{BT}}{W_{\text{élec-chiller}} + W_{\text{élec-recooler}} + W_{\text{élec-circulateurs}}} \quad (II.2)$$

$Q_{BT}$  : Energie thermique fournie par la machine pour le refroidissement [kWh].

$W_{\text{élec-chiller}}$  : Energie électrique consommée par le chiller.

$W_{\text{élec-recooler}}$  : Energie électrique consommée par les ventilateurs du système de refroidissement.

$W_{\text{élec-circulateurs}}$  : Energie électrique consommée par circulateurs des circuits HT, MT et BT.

## 2 Machine à adsorption (chiller)

Le chiller est l'élément essentiel de l'installation, il est responsable de la production du froid, l'objectif est de fournir l'eau glacée, dans un circuit lié à des ventilo-convecteurs de l'espace que nous voulons refroidie.

Dans cette étude, nous avons choisi une machine de climatisation solaire à adsorption qui a été commercialisée depuis 2008 par l'entreprise allemande SORTECH.

La machine SORTECH ACS 08 (figure II.2), est une machine frigorifique à adsorption fonctionnant avec le couple silicagel-eau. Cette machine ayant une puissance frigorifique nominale de 8 kW [Citherlet et al (2011)].



Figure II.2 : Photo de la Machine SorTech ACS 08 [Jakob (2012)].

Les caractéristiques techniques de cette machine sont indiquées dans le tableau (II.1).

Performance	ACS 08
Puissance froid max.	11 kW
$COP_{therm, max.}$	0.65
Puissance froid, nominal	8 kW
$COP_{therm, nominal}$	0.60
Consommation électrique	7W
Plage de fonctionnement	
Circuit eau froide	6-20 °C
Circuit refroidissement	22-37 °C
Alimentation eau chaude	55-95 °C
Puissance froid	5-11 kW

Tableau II.1 : Caractéristiques techniques SORTECH ACS 08 [Citherlet et al (2011)].

Le graphique de la figure (II.3) donne le COP fourni par le fabricant en fonction de la puissance froide moyennée sur plusieurs cycles fournie par la machine et en fonction de température de groupe MT.

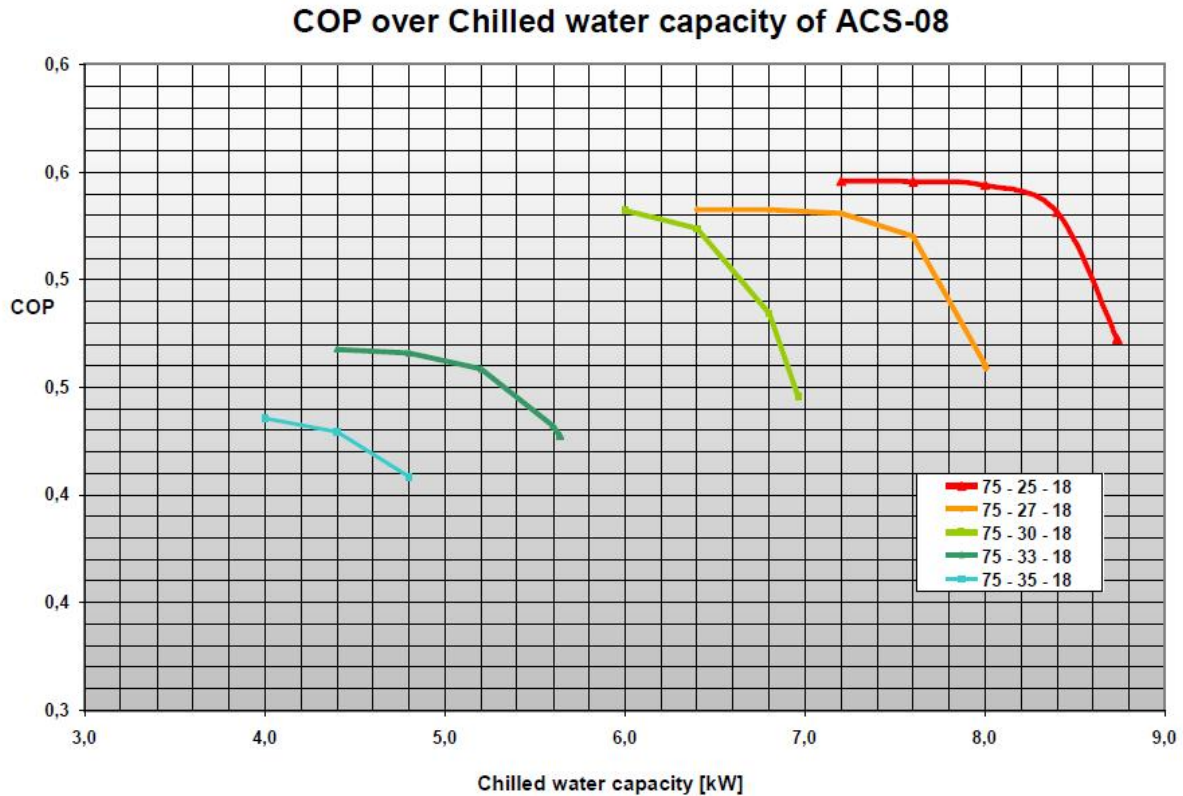


Figure II.3 : Performances données par l'entreprise Sortech pour différentes température de groupe MT [Jakob (2008)].

Les températures d'entrées dans la machine Sortech ACS 08 de chaque groupe (65°C pour le circuit HT et 18°C pour le circuit BT) ont été fixées afin de reproduire les conditions d'utilisation indiquées dans la figure (II.3). La température d'entrée du circuit MT a été modifiée entre 25°C et 35°C par paliers successifs pour essayer de retrouver les résultats indiqués dans la figure (II.3). Chaque série de mesures s'est faite sur une durée d'au moins 3 cycles complets de la machine. Le COP a été défini en rapportant l'énergie chaude fournie à la machine à l'énergie froide produite durant toute la période de mesures. La puissance moyenne froide étant calculée en divisant l'énergie froide produite par le temps de l'essai [Jakob (2008)].

### 3 Circuit HT (Capteurs solaire)

Comme nous venons de le voir, les machines frigorifiques à adsorption nécessitent une source de chaleur permettant de régénérer l'adsorbant dans les chambres d'adsorption. Cette chaleur est généralement fournie par une chaudière au fioul, au gaz, un réseau de chaleur, une centrale de cogénération et elle peut donc l'être également par des capteurs solaires thermiques. La température de l'eau fournissant la chaleur de régénération est généralement comprise entre 55°C et 85°C.

Il existe toute une gamme de capteurs solaires qui permettent de répondre à différentes nécessités. Dans notre cas, il faut choisir le type de capteur qui donne le niveau de température exigé pour le fonctionnement de l'installation. Bien que, plus le niveau de température est élevé, plus les technologies mises en œuvre sont évoluées et plus le coût de production est élevé.

#### 3.1 Capteurs solaires plans

Ce type de capteur se présente sous forme de boîtes de différentes dimensions. Les surfaces mises en œuvre vont de quelques mètres carrés pour les chauffe-eau solaires individuels à plusieurs centaines de mètres carrés pour les installations collectives [André et Thomas, (2008)].

La figure (II.4) schématise un capteur solaire plan type.

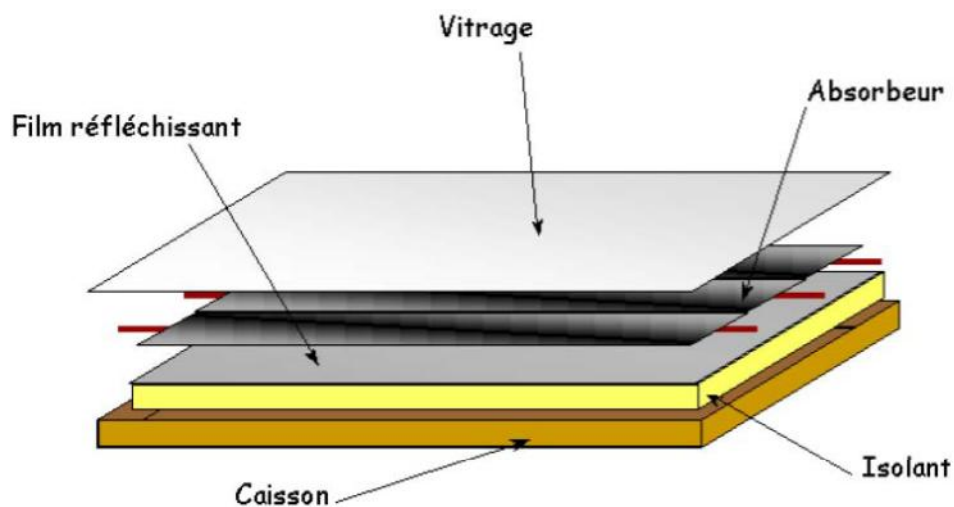


Figure II.4 : Capteur solaire thermique plan [André et Thomas, (2008)].

Pour améliorer le rendement des capteurs, les absorbeurs sont recouverts d'un revêtement sélectif. Ces revêtements sont de couleur noire afin d'absorber le rayonnement solaire au maximum (coefficient d'absorption proche de 1) et leur état de surface est tel qu'ils piègent les rayonnements infrarouges qui sont émis lors de réchauffement. Le coefficient d'émissivité est alors beaucoup plus faible que pour une peinture noire classique, et le rendement du capteur est nettement meilleur.

Ainsi, le vitrage a pour fonction de laisser passer le maximum du rayonnement solaire et d'éviter les déperditions de chaleur vers l'extérieur lors de la montée en température de l'absorbeur. Le verre reste le matériau de prédilection. On utilise aussi des verres polis ou prismes qui réfléchissent moins les rayonnements dont les angles d'incidences sont supérieurs à  $35^\circ$ .

Pour comprendre mieux ce genre de collecteur, on a schématisé sur la figure (II.5) le fonctionnement d'un capteur solaire thermique plan. Une partie du rayonnement qui arrive sur le vitrage traverse celui-ci pour atteindre l'absorbeur. Ce dernier s'échauffe et transmet la chaleur au fluide caloporteur qui circule dans les tubes. Comme tout corps qui s'échauffe, l'absorbeur émet un rayonnement (en grande partie dans les infrarouges) qui est d'une part absorbé par le vitrage, d'autre part réfléchi par le film placé sur l'isolant.

L'isolant a pour fonction de limiter les déperditions thermiques avec l'extérieur. En effet, le maximum d'énergie doit être transmis au fluide, il faut donc limiter les pertes avec l'environnement proche [André et Thomas, (2008)].

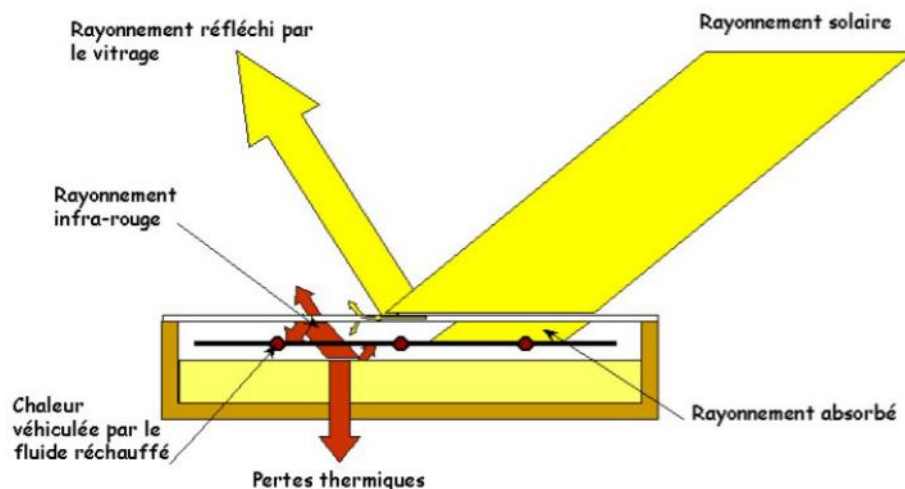


Figure II.5 : Principe de fonctionnement d'un capteur solaire thermique plan  
[André et Thomas, (2008)].

Les capteurs plans ont un principe de fonctionnement basé sur une méthode simple de conversion de l'énergie solaire incidente, en énergie thermique directement utilisable. Par conséquent, leur domaine d'application est très restreint, ils présentent en outre un certain nombre d'inconvénients (comme les pertes de chaleur), ce qui a poussé les spécialistes et particulièrement les constructeurs à concevoir d'autres modèles de configuration plus rentables, qui utilisent le principe de concentration ou d'utiliser des tubes sous vides [Hamani, Moumami et al, (2006)].

### 3.2 Capteurs solaires sous vide

Un capteur solaire "sous vide" est composé d'une série de tubes transparents en verre de 5 à 15 cm de diamètre. Dans chaque tube il y a un absorbeur pour capter le rayonnement solaire et un échangeur pour permettre le transfert de l'énergie thermique (figure II.6). Les tubes sont mis sous vide pour éviter les déperditions thermiques convectives de l'absorbeur. De plus, l'absorbeur reçoit un traitement sélectif pour empêcher le rayonnement.

La conception de l'absorbeur et les tuyaux de circulation du fluide caloporteur sont comme un capteur plan. Le rendement est généralement meilleur que celui d'un capteur plan, surtout à des températures élevées ( $>50^{\circ}\text{C}$ ) [André et Thomas, (2008)].

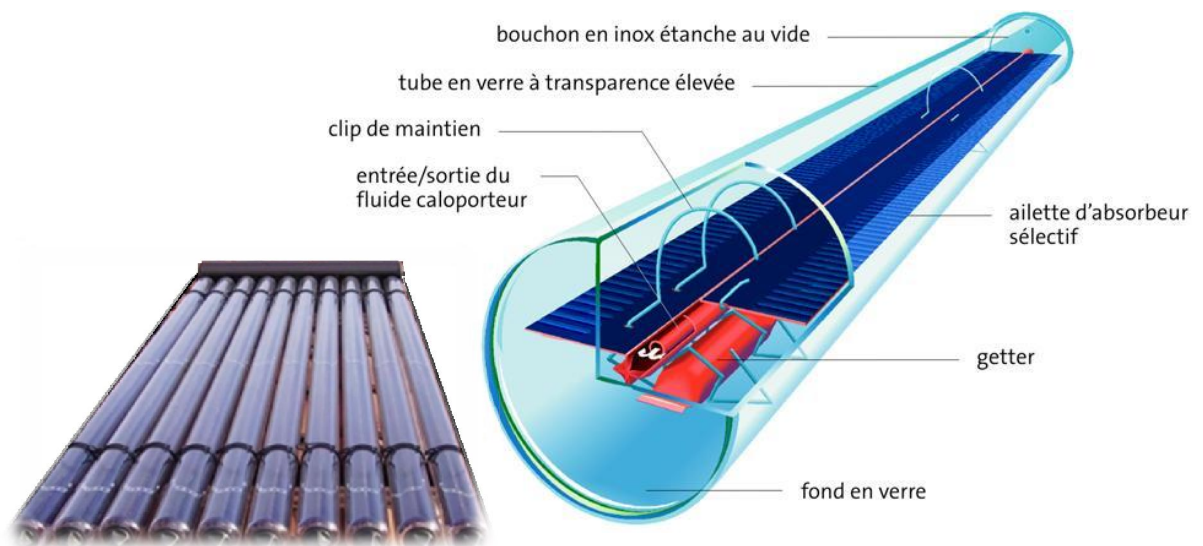


Figure II.6 : Capteur solaire thermique sous vide [GUIDEnR (29/02/2013)].

### 3.3 Capteurs solaires CPC (Compound Parabolic Concentrator)

Une autre innovation a été apportée au capteur plan par quelques marques suite au développement des capteurs à concentration et à l'observation de leurs performances. Elle consiste en l'utilisation de réflecteurs à composés paraboliques (CPC, Compound Parabolic Concentrator) possédant un important angle d'admission, afin d'orienter l'énergie solaire vers l'absorbeur.

L'importance de cet angle permet d'éviter l'utilisation d'un système de pointeur solaire et ainsi d'avoir un capteur fixe [Guillaume, (2011)].

La figure (II.7) présente les deux principaux types de capteurs, c'est-à-dire pour un capteur vitré dans le cas de (B) et un capteur à tube sous vide dans le cas (A). Cette technologie permet de concentrer plus de rayonnement solaire sur un même absorbeur en utilisant le rayonnement arrivant sur les surfaces séparant les absorbeurs et ainsi de réduire le nombre d'absorbeurs, d'améliorer le rendement et de réduire le coût [Guillaume, (2011)].

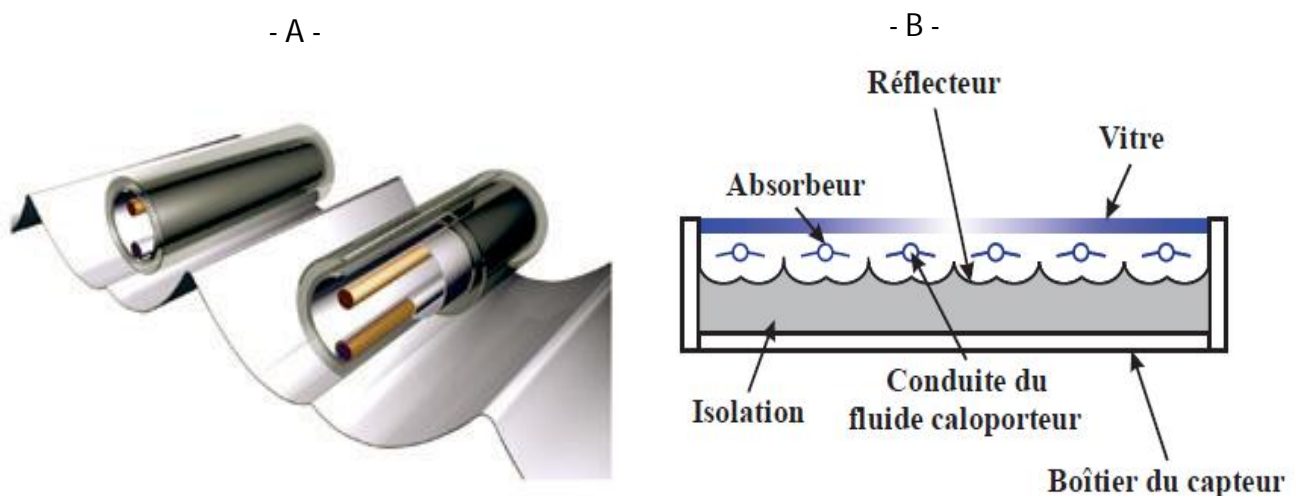


Figure II.7 : Coupe schématique des deux principaux types de capteurs plans à concentration [Guillaume, (2011)].

### 4 Circuit BT (Ventilo-convecteurs)

Le ventilo-convecteur est un appareil terminal, l'émetteur de froid raccordé à un circuit d'eau glacé (figure II.8). L'eau glacée produite par le refroidisseur à adsorption circule dans un réseau de canalisations isolées qui alimentent les ventilo-convecteurs de la chambre de climatisation [Djebiret, (2013)].

L'air repris est filtré puis traverse une ou deux batteries à eau ou électrique avant d'être envoyé dans la pièce. Le ventilo-convecteur peut être placé au sol, fixé au mur ou au plafond ou intégré dans le plafond.



Figure II.8 : Image du ventilo-convecteur [EMAT (03/03/2013)].

## **5 Circuit MT (Système de refroidissement)**

Les systèmes de refroidissement sont fondés sur les principes de la thermodynamique. Ils facilitent les échanges de chaleur entre le fluide de procédé et le réfrigérant ainsi que le rejet de la chaleur non récupérable dans l'environnement. Les systèmes de refroidissement peuvent être classés selon leur conception et le type de réfrigérant utilisé: eau ou air ou une combinaison des deux [Putois (2012)].

Les échangeurs de chaleur améliorent l'échange de chaleur entre le fluide de procédé et le réfrigérant. Le réfrigérant transporte la chaleur dans le milieu ambiant. Dans les systèmes en circuit ouvert, le réfrigérant est en contact avec le milieu ambiant. Dans les systèmes en circuit fermé, le réfrigérant ou le fluide de procédé circule dans des tubes ou des serpentins et il n'est pas en contact direct avec l'environnement.

Les systèmes à une passe sont généralement utilisés dans des installations de grande capacité localisées sur des sites disposant de sources d'eau de refroidissement et d'eaux de surface suffisantes. En l'absence de source d'eau sûre, on utilise des systèmes de refroidissement forcés (tours de refroidissement, également appelées aéroréfrigérants). Nous allons voir cet élément en détail dans la suite du chapitre [EC (2001)].



## 5.1 Différents types de systèmes de refroidissement

La fonction assurée par le système de refroidissement est celle d'un échangeur. La partie essentielle est donc le système d'échange thermique inséré le plus souvent dans un circuit d'eau et un circuit d'air. La façon de mettre l'eau en contact direct ou indirect avec l'air, le mode et les systèmes d'échanges mises en œuvre permettent une première classification.

Les trajectoires relatives de l'air et de l'eau (contre-courant ou courant croisé), en particulier dans les systèmes d'échange, conduisent à une deuxième classification. Une troisième classification décrit le mode de mise en mouvement de l'air appelé tirage (ventilation naturelle ou tirage forcé).

La classification selon le mode d'échange est la plus importante car elle permet de connaître le fonctionnement de systèmes de refroidissement. Les autres donnent uniquement de plus amples détails sur la circulation des fluides [Mureau, Merchat (2001)].

### 5.1.1 Classification selon le mode d'échange

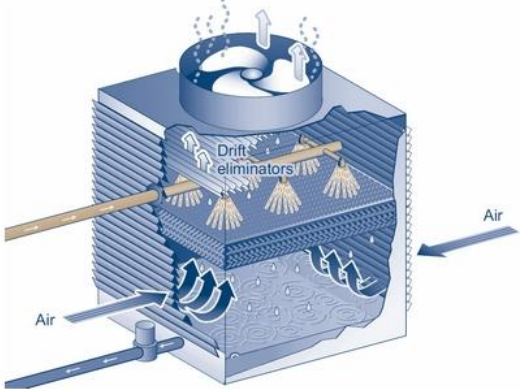
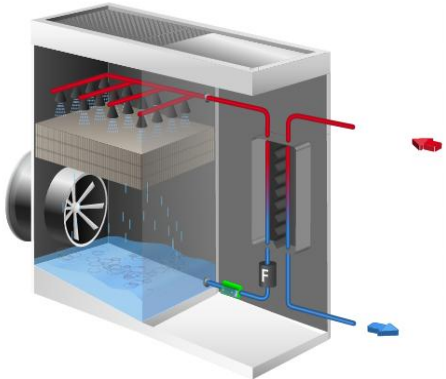
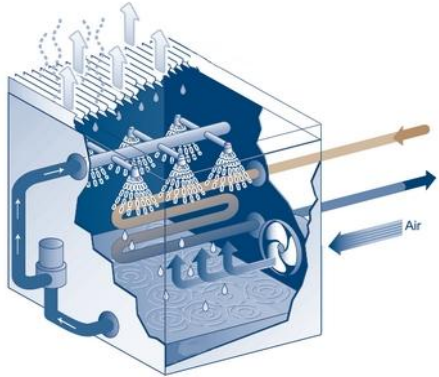
Il y a deux types de bases : les systèmes de refroidissement par voie humide et Les systèmes de refroidissement par voie sèche. De nombreuses solutions mixtes existent mélangeant parties sèche et humide.

#### 5.1.1.1 Les systèmes de refroidissement par voie humide ou évaporatif (avec dispersion d'eau)

- **Tour ouverte** : l'eau du circuit à refroidir est directement dispersée sur le corps d'échange de la tour de refroidissement (figure II.9). Une partie de l'eau s'évapore pour assurer le refroidissement de l'eau, l'autre partie est récupérée dans le bassin de rétention, puis retourne vers le procédé à refroidir [Hantz (2005)].
- **Tour ouverte + échangeur accolé** : un échangeur intermédiaire est disposé entre le circuit à refroidir et le circuit de la tour, l'échangeur est accolé physiquement à la tour équipée d'un corps d'échange (figure II.10). Le fonctionnement de la tour est identique à celui d'une tour ouverte avec un circuit d'eau indépendant [Hantz (2005)].
- **Tour fermée (avec échangeur tubulaire intérieur à la tour)** : Dans une tour fermée, le fluide du procédé à refroidir circule dans un échangeur tubulaire (figure II.11). Il n'y a donc plus de contact direct entre le fluide du circuit primaire et l'air. Le refroidissement est assuré

par évaporation d'une partie de l'eau dispersée du circuit tour, provenant du bassin de rétention et complétée par l'appoint en eau. La puissance disponible avec ces tours fermées est légèrement inférieure à celle d'une tour ouverte, mais il est tout de même possible d'atteindre 25°C en régime été (32°C, HR 30%) pour la température du fluide à refroidir. Ces performances ne sont possibles qu'en sur dimensionnant la tour de refroidissement, comparativement à une tour ouverte (augmentation nette du débit d'air et de la taille) [EC (2001)].

- la température de retour du fluide peut donc être comprise entre 25 et 50°C,
- les puissances thermiques évacuées varient de quelques centaines de kW.

<p>Figure II.9 : Principe de fonctionnement du système de refroidissement par tour ouverte où l'eau dispersée provient directement du circuit à refroidir [ozone-service (25/03/2013)].</p>	
<p>Figure II.10 : Principe de fonctionnement du système de refroidissement par tour aéroréfrigérante à circuit ouvert avec échangeur intermédiaire accolé [JACIR (15/03/2013)].</p>	
<p>Figure II.11 : Principe de fonctionnement du système de refroidissement par tour aéroréfrigérante fermée avec échangeur tubulaire [ozone-service (25/03/2013)].</p>	

### 5.1.1.2 Les systèmes de refroidissement par voie sèche et humide (avec et sans dispersion d'eau)

- **Tour hybride ouverte** : ce type de tour est constitué d'une batterie sèche et d'un corps d'échange sur lequel l'eau du procédé ruisselle (figure II.12), le fluide à refroidir circule en premier lieu dans une batterie sèche située au sommet de la tour de refroidissement. Si le refroidissement en mode sec n'est pas suffisant, le fluide est alors dispersé sur un corps d'échange, s'évapore en partie puis retourne à la température désirée vers le procédé [JACIR (15/03/2013)].

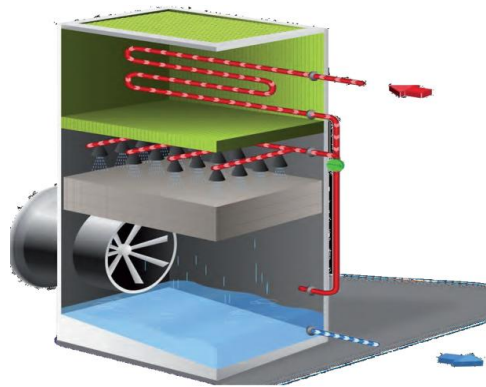


Figure II.12 : Principe de fonctionnement du système de refroidissement par tour aéroréfrigérante hybride ouverte avec échangeur tubulaire [JACIR (15/03/2013)].

- **Tour hybride fermée** : ce type de tour est constituée d'une batterie sèche et d'un échangeur extérieur accolé avec une surface de ruissellement de l'eau ou un échangeur tubulaire interne à la tour (figure II.13) [Hantz (2005)].

Deux cas peuvent donc se présenter :

- le fluide à refroidir circule dans la batterie sèche, puis dans un échangeur à plaques intermédiaires accolé à la tour de refroidissement. L'autre circuit de cet échangeur à plaques est parcouru par de l'eau dispersée si nécessaire sur le corps d'échange de la tour.
- le fluide à refroidir circule dans une batterie sèche située au sommet de la tour, puis circule si nécessaire dans un échangeur tubulaire interne à la tour sur lequel l'eau du circuit tour est dispersée.

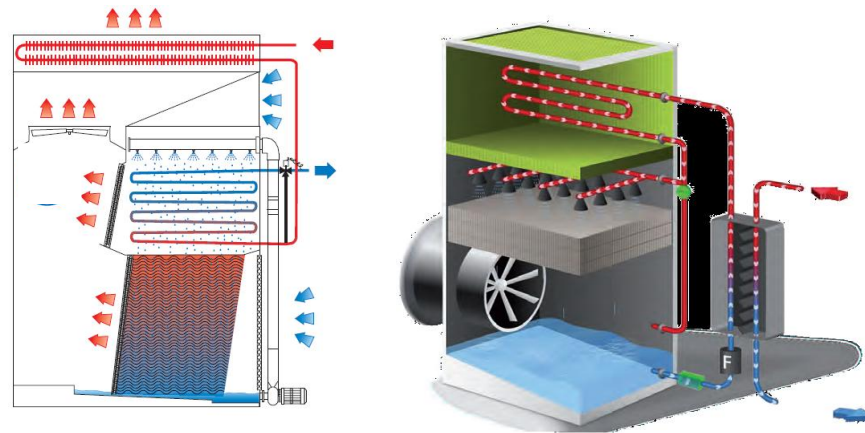


Figure II.13 : Principe de fonctionnement du système de refroidissement par tour aérorefrigérante hybride fermée (échangeur intérieur ou échangeur accolé) [JACIR (15/03/2013)].

- **Aérorefrigérant adiabatique**

Le refroidisseur adiabatique est en fait un aérorefrigérant équipé de batteries à ailettes en V et d'un équipement complémentaire de pré-refroidissement adiabatique. Ce pré-refroidissement se fait sans aucune formation d'aérosols et/ou de gouttelettes, l'air est en effet préalablement refroidi d'une manière simplement adiabatique avant l'échange sur la batterie sèche [XPAIR (25/03/2013)].

Le Principe de fonctionnement indiqué sur la figure (II.14).

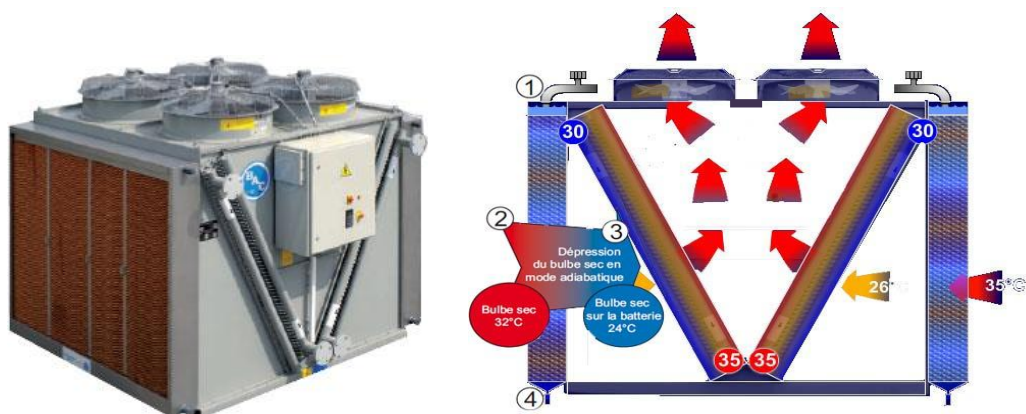


Figure II.14 : Image [XPAIR (25/03/2013)] et schéma de principe de fonctionnement du système de refroidissement par aérorefrigérant adiabatique.

Dans les températures les plus extrêmes, une distribution d'eau est amenée depuis le sommet de l'appareil d'une manière gravitaire sans pompe supplémentaire. Cette distribution permet ainsi littéralement un mouillage total de la surface d'humidification (1).

L'air est guidé au travers de la surface d'échange (2); grâce au phénomène d'évaporation de l'eau, l'air est ainsi humidifié et refroidi à une température simplement supérieure de (2) à (3) degrés à celle du bulbe humide (3). Cet abaissement très important de la température de l'air de refroidissement entraîne un accroissement substantiel de la capacité de refroidissement à sec.

Le système de Pré-humidification (figure II.15) Média de refroidissement évaporatif en cellulose imprégnée avec cannelures de différents angles enchâssé dans un cadre boulonné est construit en Acier Inoxydable, et comprend une rampe de distribution d'eau, hors du flux d'air ainsi qu'un bac incliné pour son évacuation vers les rejets (3). L'eau est en partie évaporée, la quantité supplémentaire d'eau restante est utilisée afin de nettoyer la surface d'échange, évitant ainsi l'accroche des débris et minéraux résultants de l'évaporation [XPAIR (25/03/2013)].

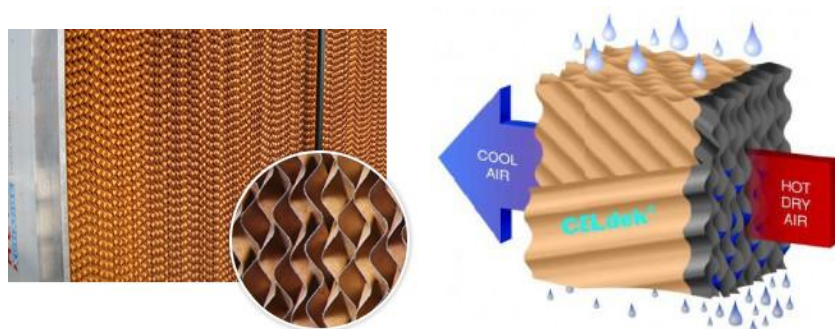


Figure II.15 : Image et schéma de principe d'un système de Pré-humidification (dits Pré-refroidisseur) [XPAIR (25/03/2013)].

### 5.1.1.3 Les systèmes de refroidissement utilisant l'air sec

Le refroidissement sec utilise l'air ambiant pour refroidir un fluide caloporteur pouvant être gazeux ou liquide. Ce mode de refroidissement est souvent utilisé lorsque le médium ne doit être refroidi que de quelques degrés en deçà de la température ambiante.

Les applications types sont le refroidissement des compresseurs à air comprimé, les climatiseurs d'installations climatisées, etc.

- **Aéroréfrigérant sec** : le fluide à refroidir circule dans les tubes d'un échangeur à ailettes et est refroidi par l'air mis en mouvement par des ventilateurs et traversant cet échangeur, l'échange se faisant à courant croisé. Ce type de système ne fonctionne qu'en mode sec. Il ne permet donc pas d'obtenir des températures de refroidissement aussi basses qu'avec un refroidissement évaporatif.

Ces systèmes s'appliquent principalement dans le domaine de la climatisation en tertiaire, pour des puissances relativement faibles, mais peuvent également être utilisés en applications industrielles de puissances inférieures à 2 MW [EC (2001)].

Le principe d'un tel système de refroidissement sec est schématisé sur la figure suivante :

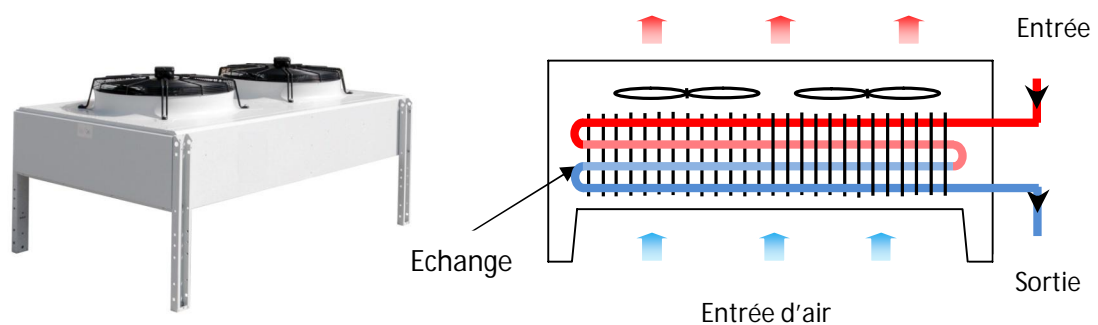


Figure II.16 : Image et schéma de principe de fonctionnement du système système de refroidissement par aéroréfrigérant sec.

- **Aéroréfrigérant sec en V** : une autre forme de l'aéroréfrigérant sec fonctionne sur le même principe est constituée de batterie à ailettes en V, semblable à la première que nous avons vue d'une manière adiabatique (figure II.17).

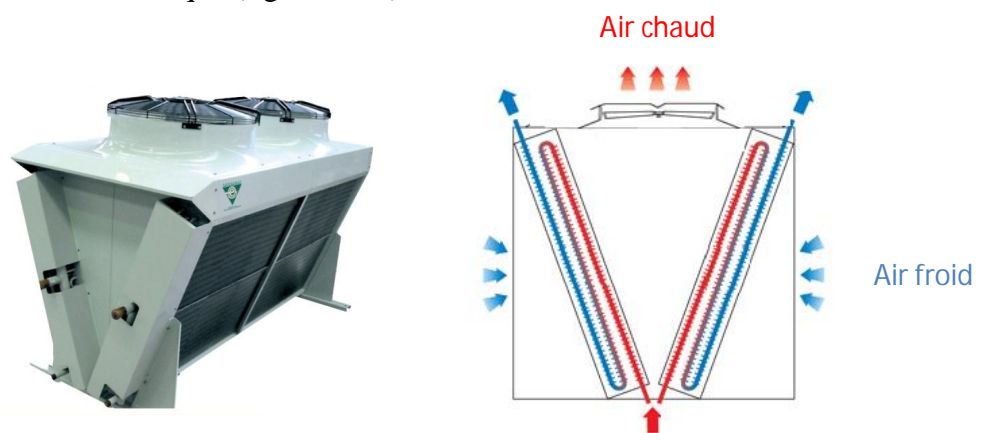


Figure II.17 : Image [Baltimore (03/03/2013)] et schéma de principe de fonctionnement du système de refroidissement par aéroréfrigérant en V sec.

Ce système peut être transformé en un système hybride, dans le cas de température ambiante élevée ou à température de l'eau refroidie augmente encore il ajoute installation simple dits système de pulvérisation adiabatique comme le montre la figure (II.18).

Le refroidissement adiabatique permet d'améliorer les performances thermiques des aéroréfrigérants par une réduction de la température effective d'entrée d'air. Cette réduction de température est obtenue par brumisation d'eau à l'entrée d'air grâce à des séries de rampes de brumisation placées devant les batteries d'échange. La transformation adiabatique est réalisée par l'évaporation d'eau brumisée contre le flux d'air à l'entrée [VAN SPALL ASSOCIATES (05/03/2013)].

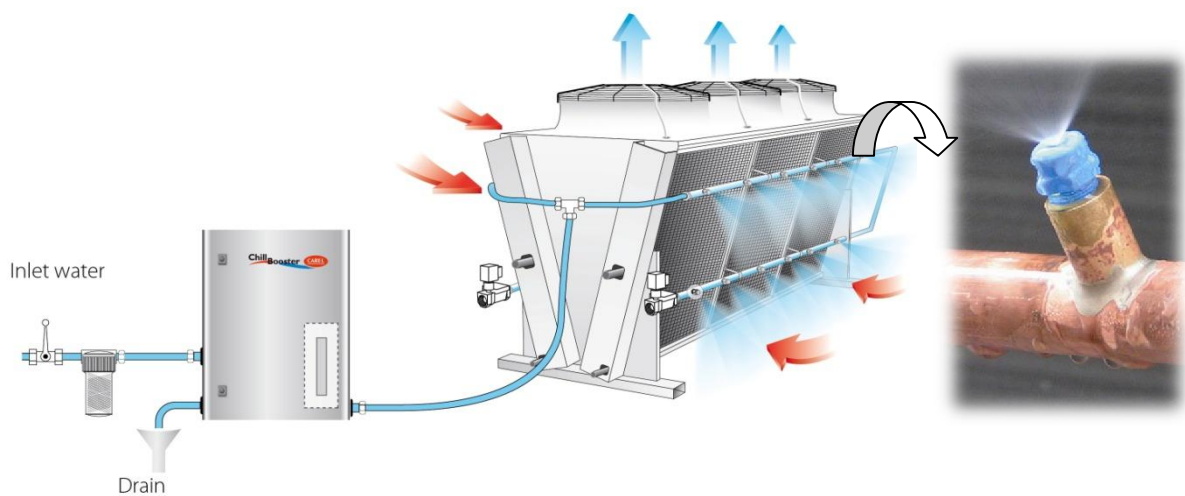


Figure II.18 : Principe de fonctionnement du système de refroidissement par aéroréfrigérant sec, plus système de pulvérisation adiabatique [Carcabin 05/03/2013].

Afin de s'adapter aux contraintes d'encombrement du client ou afin de mieux s'intégrer sur un site existant, plusieurs configurations peuvent être envisagées pour une baie aéroréfrigérante (figure II.19).

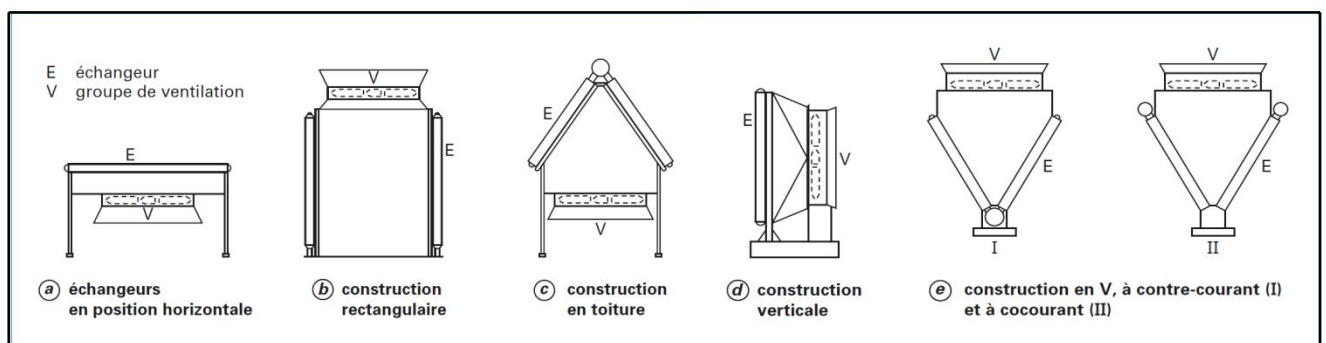


Figure II.19 : Différentes configurations de baies aéroréfrigérantes [Feidt, (2010)].

### 5.1.2 Classification selon leur mode de tirage (circulation de l'air)

Selon le mode de tirage, il existe deux types de systèmes de refroidissement.

- **Fonctionnement à tirage naturel** : comme représentés dans la (figure II.20), l'air s'élève par différence de masse volumique (effet cheminée) [Mureau, Merchat (2001)].

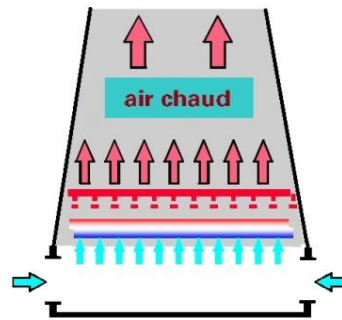


Figure II.20 : Schéma de principe du système de refroidissement à tirage naturel.

- **Fonctionnement à tirage induit (aspirant) ou fonctionnement à tirage forcé (soufflant)** : l'air est mis en mouvement par un ventilateur pour créer le débit d'air (figure II.21). Un grand nombre de types de ventilateurs sont utilisés dans ce type de système de refroidissement (quelles soient par voie sèche, humide ou hybride). Selon les besoins, les ventilateurs ont des diamètres, des tailles de lames et des positions différentes (radiales ou axiales). De plus, leur fonctionnement à une vitesse ou à plusieurs vitesses confère une grande flexibilité. Le choix du type de ventilateur affecteront la consommation énergétique, En fonction de la façon dont le débit d'air est créé, il faut distinguer les tours à tirage forcé et les tours à tirage induit [EC (2001)].

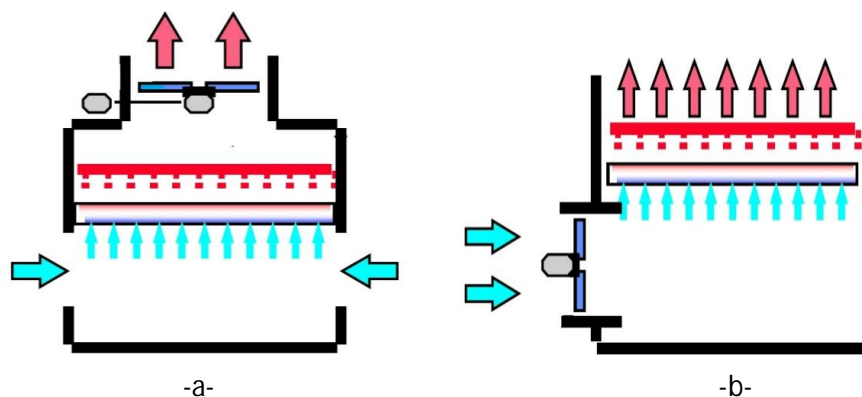
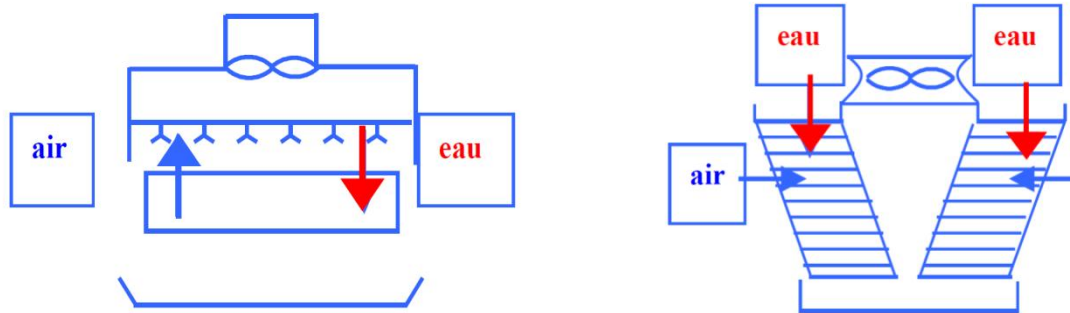


Figure II.21 : Schéma de principe du système de refroidissement à tirage induit (a) et à tirage forcé (b).



### 5.1.3 Classification selon les trajectoires de l'air et de l'eau

Le circuit de refroidissement est considéré à contre-courant (air à contre-courant avec l'eau) ou à courant croisés (air circulant horizontalement, eau tombant à la verticale) voir la figure (II.22) avec comme variantes des panachages entre ces deux modes d'écoulement [Mureau, Merchat (2001)].



Principe de l'échange à contre-courant

Principe de l'échange à courant croisé

Figure II.22 : Schéma de principe d'échange selon la trajectoire de l'air et de l'eau dans un système de refroidissement [Mureau, Merchat (2001)].

## 5.2 Comparaison entre le système de refroidissement sec et humide

A l'exception du système de refroidissement sec, tous les autres types de systèmes de refroidissement possèdent un système de distribution d'eau pouvant être à l'origine d'émissions de vapeur et de fines gouttelettes d'eau à l'atmosphère, potentiellement dangereuses pour l'homme si elles sont contaminées [Merchat (2005)].

Cependant ces SDR sec sont beaucoup moins efficaces :

- Leur rendement énergétique est bien plus faible que celui des SDR humides (environ deux fois plus faible).
- Elles sont inopérantes lorsque la température extérieure dépasse un certain seuil (de l'ordre de 35°C), ce qui est problématique en été pour les installations de climatisation.
- Elles présentent des contraintes mécaniques de fonctionnement des groupes frigorifiques plus importantes, avec la possibilité d'émission de fluide frigorigène à l'atmosphère.

- Elles nécessitent un débit d'air 3 fois plus important, entraînant des nuisances sonores non négligeables.

## 6 Aéroréfrigérant direct sec

Dans cette application dite directe, le puits froid échange directement avec le fluide à refroidir sans utilisation d'un circuit avec fluide caloporteur intermédiaire. De plus, la réfrigération est qualifiée de sèche car le fluide à refroidir ne peut être mis en contact avec le fluide de refroidissement à cause de sa pression, sa toxicité ou son impact sur l'environnement par exemple. Il est important de noter que les appareils de réfrigération atmosphérique fonctionnent en général en circuit ouvert compte tenu du fait que l'air chaud est rejeté après échange directement dans l'atmosphère et n'est pas recyclé [Feidt, (2010)].

### État de la technique

Un aéroréfrigérant est constituée essentiellement (figure II.23) :

- Echangeur de chaleur à ailettes
- Groupes de ventilation.
- Châssis et les éléments de support.



Figure II.23 : Image d'un élément aéroréfrigérant

## 6.1 Bancs d'aéroréfrigérants

Les aéroréfrigérants directs secs, sont des appareils de capacité moyenne ou importante caractérisés principalement par leur encombrement qui nécessite une mise en place sur site des différents éléments livrés démontés. Les aéroréfrigérants peuvent être constitués d'une seule unité pour les débits d'air faibles et moyens et de plusieurs unités accolées pour les gros débits d'air.

Le regroupement de plusieurs aéroréfrigérants accolés est appelé banc (figure II.24). Des appareils destinés à plusieurs cas de fonctionnement ou différents services peuvent être installés sur un même banc [Feidt, (2010)].

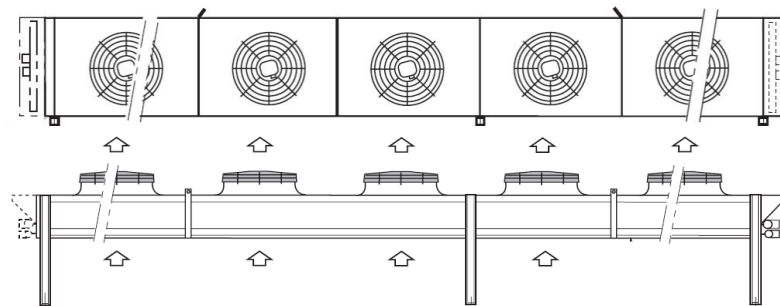


Figure II.24 : Schéma de bancs d'aéroréfrigérants [Feidt, (2010)].

## 6.2 Système de ventilation

Deux grands principes de circulation d'air sont applicables dans les aéroréfrigérants à convection forcée sont :

- le tirage forcé : ventilateur soufflant l'air vers le faisceau de tubes.
- le tirage induit : ventilateur aspirant l'air à travers le faisceau de tubes.

Mais dans le cas d'un aéroréfrigérant de moyenne et petite capacité, généralement utilisant le deuxième principe à tirage induit [Feidt, (2010)].

Le système à tirage induit par rapport à l'autre système possède les principaux avantages suivants :

- meilleure répartition d'air à travers les faisceaux.
- meilleur contrôle du procédé.
- protection par le caisson des faisceaux de l'environnement extérieur (vent, soleil, pluie...).

Dans la figure (II.25) nous avons donné un exemple de ventilateur utilisé dans ces appareils, le ventilateur axial intégrant un moteur à entraînement direct exceptionnellement compact et doté d'une grille de ventilateur, est doté d'une turbine et d'un moteur et forme un ensemble équilibré d'un seul tenant par équilibrage dynamique monoplan. Le ventilateur et le moteur permet des démarrages fréquents et des températures ambiantes de  $-30^{\circ}$  à  $50^{\circ}\text{C}$  [Baltimore (03/03/2013)].



Figure II.25 : Ventilateur axial [Baltimore (03/03/2013)].

### **6.3 Échangeur à ailettes**

L'échangeur à ailettes est le cœur de tous ensemble aëroréfrigérant et comprend essentiellement (figure II.26) :

- des tubes ailettés d'échange.
- des collecteurs avec tubulures.
- un châssis constitué de deux longerons et des traverses internes.

L'échangeur constituent les éléments échangeurs où le refroidissement du fluide va s'effectuer, et en complément des faisceaux principaux, l'aëroréfrigérant peut comporter des équipements auxiliaires participant à l'échange tels que les persiennes qui permettent de moduler le débit d'entrée ou de sortie d'air afin de garantir une température constante de refroidissement du fluide ou d'éviter le tirage naturel lors de l'arrêt de l'appareil [Feidt, (2010)].

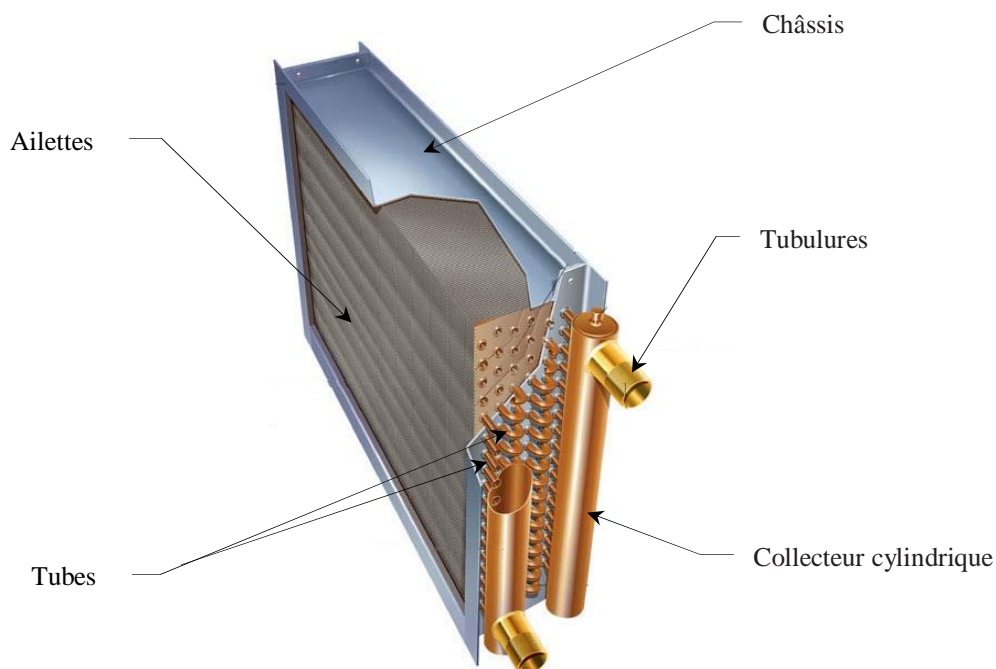


Figure II.26 : Echangeur batterie à ailettes utilisé dans les aéroréfrigérants [armstrong (05/03/2013)].

### 6.3 Choix de l'échangeur à ailettes

Chaque dimensionnement d'aéroréfrigérant se caractérise par un choix de tube et de surface ailetté. Une étude particulière est menée pour chaque appareil en fonction des besoins thermiques et de l'encombrement souhaité.

Le choix de batteries de tubes ailetés est donc conseillé. Deux grandes familles existent :

- échangeurs à tubes et ailettes individuelles où chaque tube possède sa « propre » ailette.
- échangeurs à tubes et ailettes continues. Le liquide circulant dans les tubes qui peuvent avoir différentes formes (plats, ovales, ronds...). Le gaz, pour sa part, traverse les rangs de tubes (alignés ou quinconcés) dans des canaux délimités par les ailettes parallèles.

## **7 Bibliographie**

- André, P., S. Thomas, " Les systèmes solaires thermiques. Energie renouvelable, quelle technologie pour quel usage ? ", Université de Liège, Département des Sciences et Gestion de l'Environnement (2008).
- Citherlet, S., C. Hildbrand, J. Bony, A. Kleijer, M. Bunea, S. Eicher, "Analyse des performances de la climatisation solaire par adsorption et potentiel pour la Suisse", Rapport final, Projet SOLCOOL HEIG-VD, pp 218, janvier (2011).
- Djebiret, M., A. "Etude de faisabilité d'un climatiseur solaire adapté à la région de Biskra" Thèse de Magistère, Université Mohamed Kheider Biskra (2013).
- EC, Commission Européenne, "Systèmes de refroidissement industriels", Document de référence sur les meilleures techniques disponibles, Direction Générale CCR, Centre Commun De Recherche, Institut de prospective technologique, pp 1-295 Décembre (2001).
- Feidt, R., "Réfrigérants atmosphériques-Aéroréfrigérants directs secs", Technique de l'ingénieur Editions T.I. BE8930, pp 1-29 (2010).
- Jakob, U., "Development and investigation of a compact silica gel/water adsorption chiller integrated in solar cooling systems", VII Minsk International Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources", Minsk, Belarus, pp 8–11 September (2008).
- Jakob, U., "Technological solutions and advantages of combining sorption cooling with a district heating network or cogeneration units" Annual Conference of Euroheat & Power and of the RHC-Platform 2012, Scandic Copenhagen, Denmark, 26-03-(2012)
- Hantz, D., " Les différents procédés de refroidissement d'eau dans les installations industrielles et tertiaires", Guide Technique, Centre technique des industries aérauliques et thermiques CETIAT, pp 1-55 (2005).
- Hamani, N., A. Moumami N. Moumami, A. Saadi, Z. Moklitari, "Simulation de la température de sortie de l'eau dans un capteur solaire cylindro-parabolique dans le site de Biskra", Revue des Energies Renouvelables 10(2), 215-223 (2006).
- Guillaume, A., "Modélisation, simulation dynamique, validation expérimentale et optimisation énergétique d'une unité de rafraîchissement solaire par absorption", Thèse de Doctorat, Université de Pau et des Pays de l'Adour (2011).

- Merchat, M., " Guide de formation à la gestion du risque de prolifération des légionelles dans les installations de refroidissement par dispersion d'eau dans un flux d'air", Climespace - Ministère de l'Ecologie et du Développement Durable (2005).
- Mureau, M., M. Merchat, "Guide des bonnes pratiques - Legionella et tours aéroréfrigérantes", Ministère de l'Aménagement du Territoire et de L'environnement Française, pp 1-56 Juin (2001).
- Putois, T., " Etude du traitement de désinfection des eaux de refroidissement par le couplage H<sub>2</sub>O<sub>2</sub>/UV : Application à une tour aéroréfrigérante", thèse de Doctorat, Université de Grenoble (2012).
- ARMSTRONG, URL : <http://www.armstronginternational.com/heating-cooling-coils-plate-fin>, "intelligent system solutions", consulté le 05/03/2013.
- Baltimore Aircoil company, URL : <http://www.baltimoreaircoil.eu/fr/produits/d%C3%A9tails-de-construction-DFCH>, "Refroidissement aéroréfrigérant et adiabatique", consulté le 05/03/2013.
- Carcabin, URL : <http://www.carcabin.com/carel-chillbooster-pictures/>, consulté le 05/03/2013.
- EMAT la performance énergétique au service du chauffage de grands volumes, URL : <http://www.emat-sas.fr/ventilo-convecteurs-aqualix-2-produit.htm>, "Ventilo-convecteurs", consulté le 03/03/2013.
- JACIR cooling towers, URL: [http://www.jacir.fr/fr/produits/3\\_tour\\_refroidissement\\_hybride/6tour\\_hybride\\_fermee/](http://www.jacir.fr/fr/produits/3_tour_refroidissement_hybride/6tour_hybride_fermee/), "Tour de refroidissement", consulté le 15/03/2013.
- GUIDEnR Solaire Thermique, l'information solaire thermique, URL: [http://www.solairethermique.guidenr.fr/I\\_capteur-solaire-thermique-sous-vide.php](http://www.solairethermique.guidenr.fr/I_capteur-solaire-thermique-sous-vide.php), "Les capteurs sous vide ", consulté le 29/02/2013.
- OZONE-SERVICE, URL : <http://www.ozone-service.fr/pageatour.html>, "Solutions de recyclage et de désinfection d'eau", consulté le 25/03/2013.
- VAN SPALL ASSOCIATES, "Dry Coolers et condenseurs adiabatiques", Guide Technique, URL : <http://www.vanspall.co.uk>, consulté le 05/03/2013
- XPAIR, URL: [http://produits.xpair.com/fiche/drycooler\\_adiabatique\\_dfcv\\_ad.htm](http://produits.xpair.com/fiche/drycooler_adiabatique_dfcv_ad.htm), "Le portail expert de la performance énergétique", consulté le 25/03/2013.

## **Chapitre III: Rappels et généralités sur les échangeurs de chaleur**

Un échangeur de chaleur est une unité permettant un transfert thermique entre deux fluides à températures différentes, généralement séparés par une paroi solide. Ces appareils se retrouvent dans de nombreux processus industriels tels que les transports en général, l'électronique ou encore le conditionnement d'air. En bref dans tous les systèmes nécessitant, soit le refroidissement, soit le chauffage ou le maintien à température d'une autre unité.

Les échangeurs de chaleur sont classés par leurs types de construction et par leur arrangement de la distribution des écoulements selon le nombre de fois où un fluide échange avec l'autre, dans quelle direction ils se croisent etc., un échangeur peut être dit à co-courant, contre-courant, courant croisé etc. Il existe plusieurs catégories d'échangeurs : les échangeurs à plaques, à tubes coaxiaux, les échangeurs à ailettes etc. Nous n'exposons ici que le refroidissement par eau, air circulant dans un faisceau tubes-aillettes. Les ailettes étant des surfaces étendues permettant d'augmenter l'échange de chaleur entre les deux guides.

La conception et le dimensionnement d'un échangeur de chaleur déterminées par un certain nombre de propriétés thermodynamiques et thermocinétiques et la procédure de calcul nécessite l'utilisation de corrélations pour les calculs thermiques. Dans ce chapitre, nous allons présenter les différentes méthodes de dimensionnement d'un échangeur de chaleur et nous donnerons les principales corrélations utilisées pour le calcul des coefficients de transfert de chaleur.



## 1 Généralités sur les batteries à ailettes

On appelle batterie à ailettes rectangulaires continues un réalisé avec un faisceau de tubes sur lesquels sont implantées des ailettes dont la particularité est que chacune d'entre elles est commune à l'ensemble des tubes du faisceau (figure III.1). Ce type de batteries est à opposer avec des tubes munis d'ailettes indépendantes qui peuvent être circulaires, rectangulaires, voir (figure III.2).

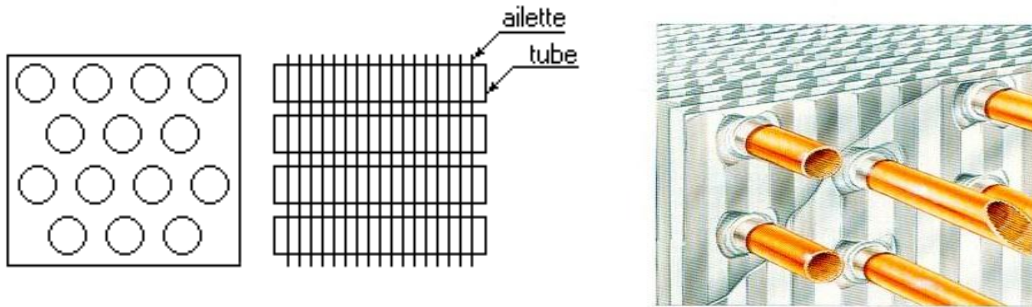


Figure III.1 : Ailettes rectangulaire [Hellopro (14/04/2013)]

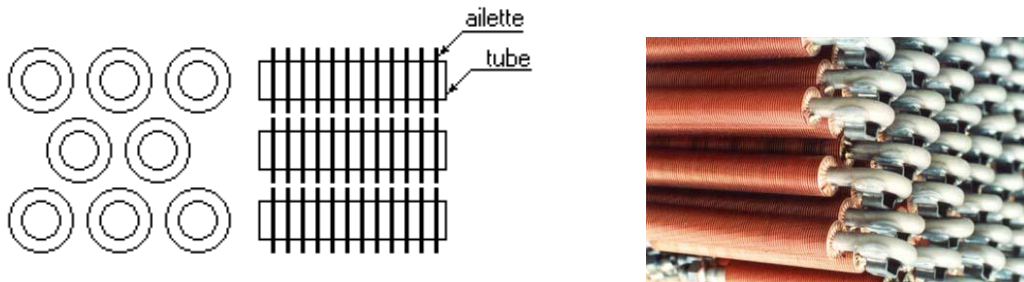


Figure III.2 : Ailettes circulaires indépendantes [Hellopro (14/04/2013)]

### 1.1 Description et utilisation des batteries à ailettes

Les batteries à ailettes sont des échangeurs utilisés couramment en climatisation et en conditionnement d'air. Elles sont constituées d'un faisceau de tubes reliés entre eux par des coudes pour former des circuits. Les tubes peuvent être arrangés en ligne ou en quinconce et disposés sur des nappes (ou rangs) voir figure (III.3).

Le fluide, circulant autour des ailettes, est généralement de l'air comme notre cas ou un mélange gazeux dans le cas général, comprenant des vapeurs condensables, par exemple des fumées de combustion (cas des récupérateurs). La condensation de la vapeur peut se faire sur

toute la surface du tube avec ailettes. Une partie de l'ailette peut rester sèche lors de la condensation de la vapeur. [Benchabane (2001)].

A l'intérieur des tubes circule un fluide de refroidissement qui peut être de l'eau comme le cas d'un aéroréfrigérant.

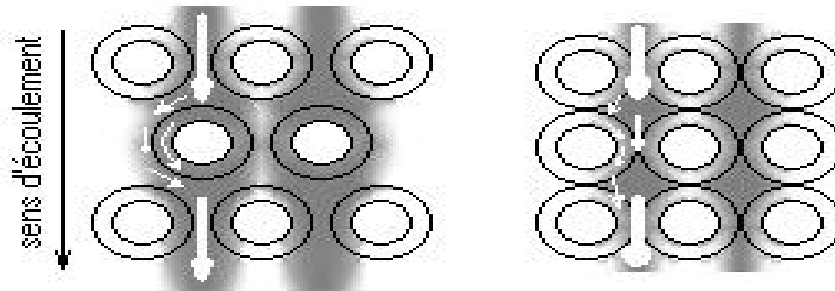


Figure III.3 : Modèle de l'écoulement du fluide extérieur dans le faisceau de tubes [Benchabane (2001)].

## 1.2 Disposition des tubes

Deux dispositions sont généralement adoptées voir figure (III.4).

Les tubes sont en ligne, ce qui signifie qu'en les regardant en bout, leurs axes sont disposés suivant un pas carré. Les tubes sont en quinconce, ce qui signifie qu'en les regardant en bout, le pas est triangulaire. Cette dernière disposition est favorable à un meilleur échange thermique, mais elle entraîne des pertes de pression plus élevées au passage de l'air [Soltani (1998)].

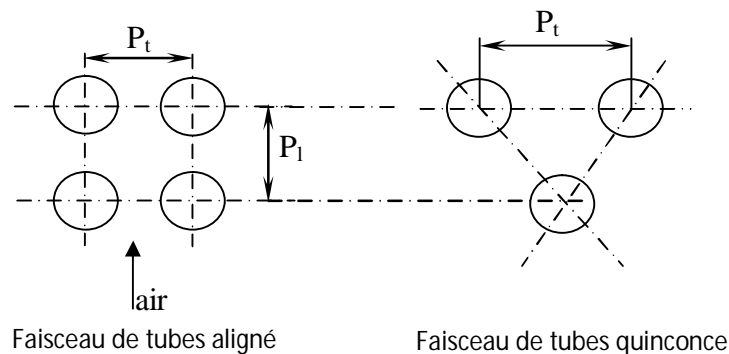


Figure III.4 : Arrangement des tubes

### 1.3 Organisation de l'écoulement

Dans la disposition la plus classique, les tubes de la première nappe sont alimentés en parallèle par un collecteur, puis cette nappe et toutes les autres sont reliées en série à la suivante ce qui signifie que chaque tube d'une nappe est relié à son homologue dans la nappe suivante par un coude jusqu'à la dernière nappe où l'on se raccorde sur la collection de sortie (figure.III.5)

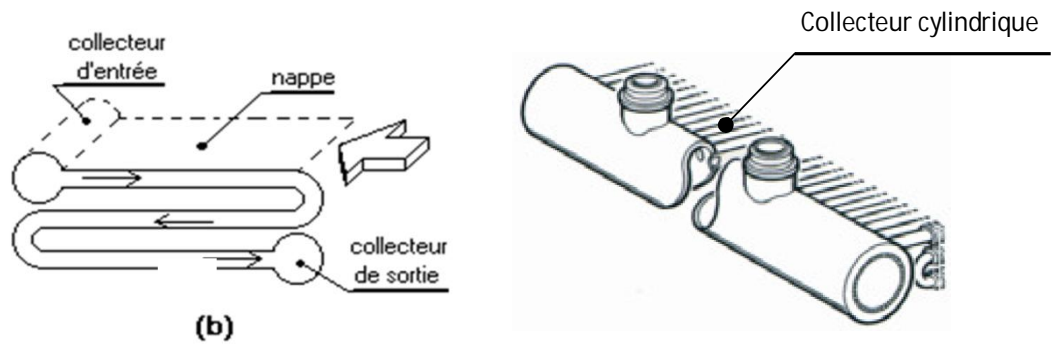


Figure III.5 : Organisation de l'écoulement dans un échangeur de chaleur  
[Benchabane (2001), Feidt (2010)]

A l'intérieur d'une nappe, les connexions entre tubes peuvent être très différentes, tous en parallèle, tous en série ou en série parallèle de deux, trois ou n tubes.

De même les nappes peuvent être toutes en série, en parallèle ou en série parallèle, ...etc.

L'écoulement du fluide est toujours dans le même sens, il n'y a pas possibilité de retour en arrière [Benchabane (2001)].

Nous appellerons "circuit" un ensemble d'une ou plusieurs nappes en parallèle lui-même en série avec un autre ensemble de même type (figure III.6).

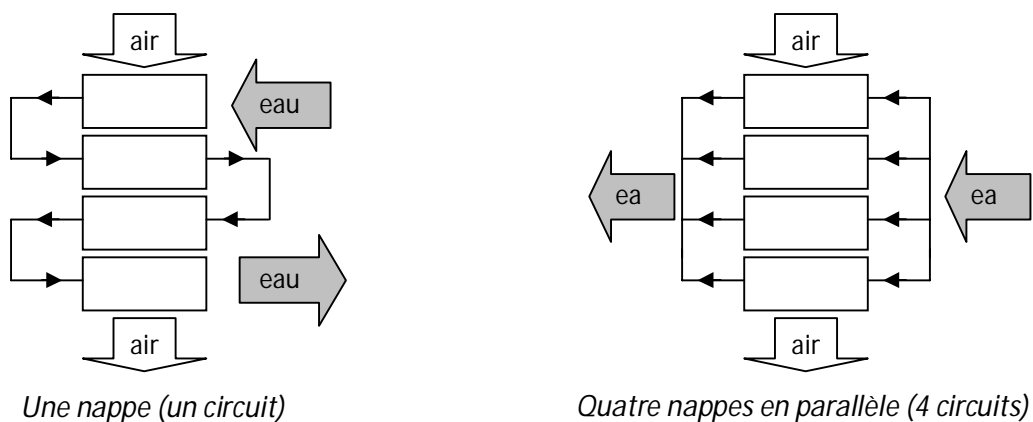


Figure III.6 : Types de connexions entre nappes [Benchabane (2001)].

#### 1.4 Les différentes configurations d'écoulements

Le plus souvent il ya trois configurations d'écoulement, voir figure (III.7).

Dans un échangeur de moins cinq croisements, on applique autant de fois le calcul du croisement simple. Dans le cas contraire, on applique les expressions des échangeurs méthodiques (croisé contre-courant) ou anti-méthodiques (croisé co-courant) [Bougriou (2000)].

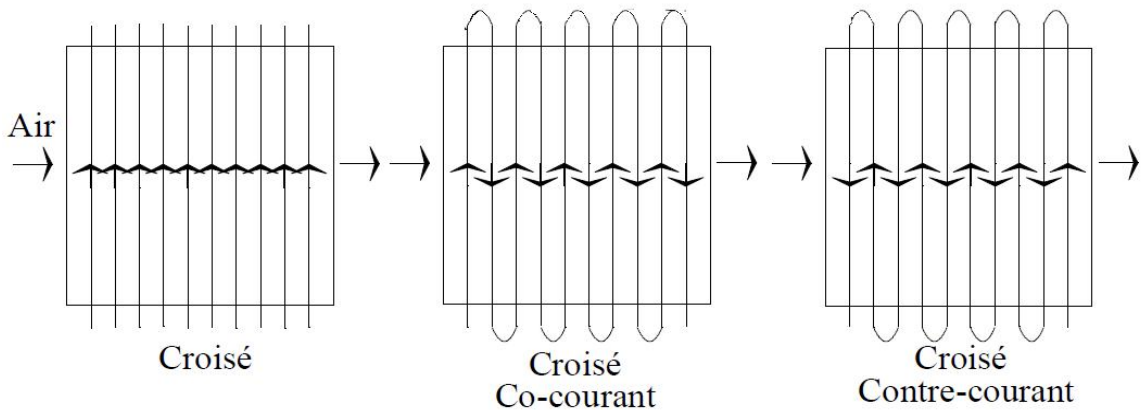


Figure III.7 : Configuration de l'écoulement de l'eau [Bougriou (2002)].

#### 1.5 Généralités sur les ailettes

Afin d'équilibrer les résistances thermiques externes et internes, on augmente la surface d'échange extérieur. Ces ailettes peuvent être plates ou plus souvent ondulées ou gaufrées afin d'améliorer le coefficient d'échange extérieur.

L'ailette est un dispositif qui permet de créer des perturbations et de la turbulence au niveau de l'écoulement du fluide entourant l'ailette (elle permet d'augmenter le niveau de la turbulence dans la couche limite), mais surtout la surface d'échange de chaleur, donc le transfert thermique. Elle est utilisée, en particulier dans les échangeurs industriels, les radiateurs de véhicules, de chauffage central, et le refroidissement des composantes électroniques, ...etc. [Soltani (1998)].

##### 1.5.1 Différents types d'ailettes

Les différents types d'ailettes sont regroupés dans deux grandes parties :

- Ailettes continues.
- Ailettes indépendantes.

Les ailettes continues sont souvent utilisées dans les échangeurs de chaleur employés dans l'habitat, tandis que les échangeurs de chaleur industriels ont plutôt des ailettes indépendantes.

Dans chacune de ces parties, on distingue plusieurs catégories d'ailettes entrant dans la conception des échangeurs de chaleur industriels [Soltani (1998)].

### 1.5.1.1 Ailettes continues

Les ailettes continues sont traversées par plusieurs tubes, de forme généralement rectangulaire, elles sont souvent fabriquées par emboutissage puis fixées par dilatation des tubes. Un collet fixe l'écartement entre les ailettes, elles peuvent être planes ou ondulées. L'ondulation provoque une perturbation de l'écoulement qui améliore l'échange thermique.

Les trois principaux types d'ailettes sont les ailettes planes et lisses, les ailettes corruguées (ondulées) et les ailettes persiennes voir figure (III.8.9) [Berrada, Marvillet (2007)].

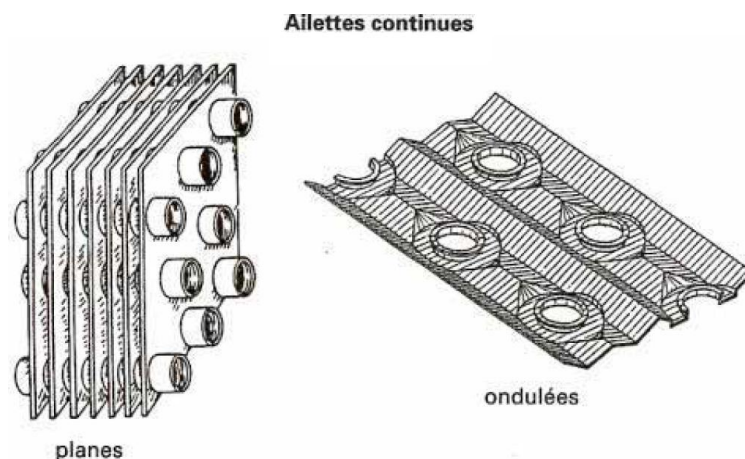


Figure III.8 : Ailettes continues ou indépendantes pour tubes [Bontemps, Garrigue et al (1995)].

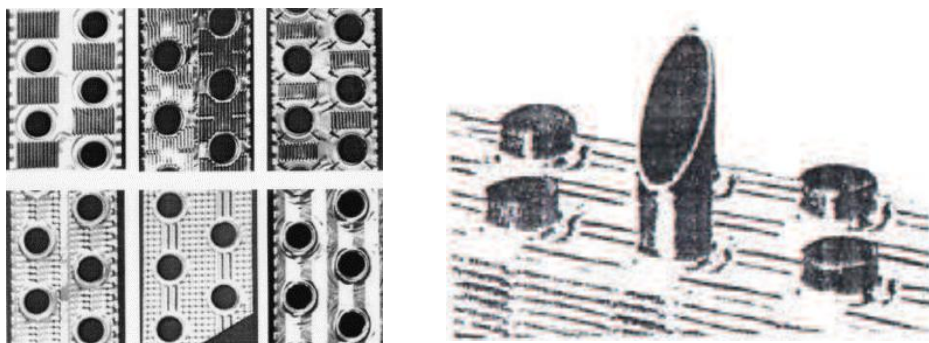


Figure III.9 : Détail d'une ailette persiennée [Bontemps, Garrigue et al (1995)].

- **Les ailettes planes et lisses** constituent les géométries les plus couramment utilisées grâce à leur simplicité. Leur pas d'ailette est généralement compris entre 1 et 8.7 mm, les tubes qui les traversent ont des diamètres variant entre 6 et 13 mm. Les vitesses d'écoulement d'air sont comprises, pour la majeure partie des échangeurs, entre 0 et 16.3 m/s [Hugo (2012)].
- **Les ailettes corruguées** sont caractérisées par des ondulations régulières qui permettent une augmentation significative du coefficient d'échange de chaleur. Ces ailettes sont, de nos jours, couramment utilisées et font l'objet de nombreuses publications sur l'évaluation expérimentale de leurs performances thermo aérauliques. Cependant, elles accroissent les pertes de charge [Berrada, Marvillet (2007)].
- **Les ailettes persiennées** ont des géométries très complexes mais permettent un gain bien plus significatif sur le coefficient d'échange. Elles sont cependant pénalisantes en termes de perte de charge et sont sujettes à l'encrassement. Il n'existe que très peu de travaux publiés sur les ailettes persiennées malgré leur large utilisation, notamment dans les radiateurs automobiles du fait de leur complexité [Hugo (2012)].

#### 1.5.1.2 Ailettes indépendantes

Les ailettes indépendantes sont traversées par un seul tube (figure III.10). Elles peuvent être pleines ou segmentées.

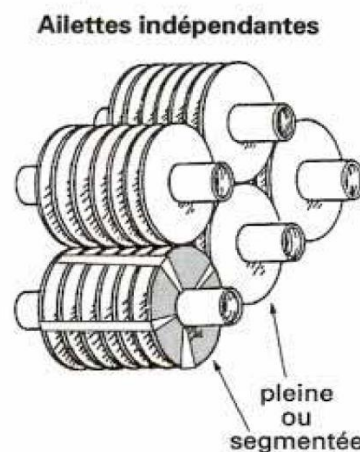


Figure III.10 : Ailettes indépendantes [Bontemps, Garrigue et al (1995)].

Les ailettes indépendantes peuvent être de différentes sortes :

• **Ailettes transversales**

Ailettes transversales peuvent être constituées de différents types :

- ailettes annulaires, en principe des ailettes pleines (figure III.11.a).
- ailette hélicoïdale (spiralée) (figure III.11.b), pleine ou segmentée, bien adaptée aux grandes longueurs de tubes. Elle est généralement obtenue par enroulement d'un ruban serti ou soudé sur le tube. Si la hauteur de l'ailette est grande devant le rayon du tube, l'ailette est segmentée [Bontemps, Garrigue et al (1995)].

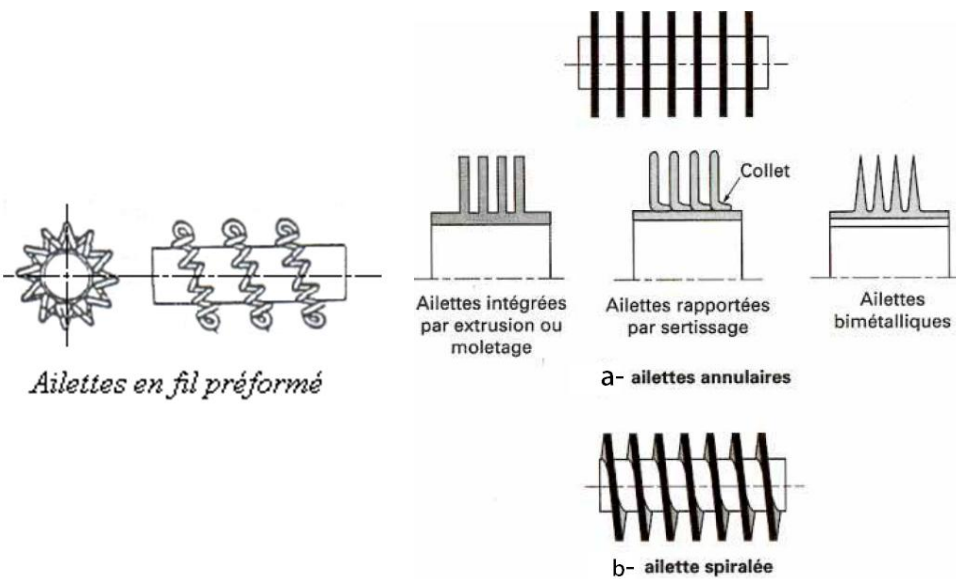


Figure III.11 : Ailettes annulaires ou spiralées [Bontemps, Garrigue et al (1995)].

• **Ailettes longitudinales**

Les ailettes sont disposées suivant l'axe des tubes (figure III.12); elles peuvent être situées à l'intérieur ou à l'extérieur des tubes. Pour améliorer le transfert de chaleur, elles sont quelques fois localement torsadées.

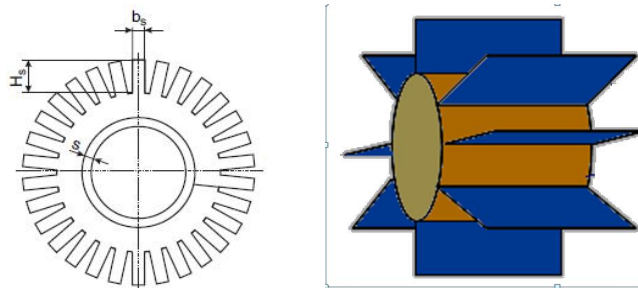


Figure III.12 : exemple d'une ailette longitudinale [Debendra, (2010)]

## 2 Transfert de chaleur dans un échangeur à ailettes

### 2.1 Corrélations donnant le coefficient d'échange de chaleur à l'intérieur des tubes

De nombreux travaux expérimentaux ont été effectués pour la détermination du coefficient d'échange thermique, dont l'évaluation théorique n'a pu être effectuée que dans des cas simple expérimentalement, leurs déterminations a été (faite pour des conditions particulières de géométrie, de débit, de flux ou de température).

Le coefficient d'échange de chaleur interne est donné par :

$$h_i = \frac{Nu \lambda_f}{D_i} \quad (\text{III. 1})$$

Nous avons rassemblé les corrélations définissant le transfert de chaleur par convection à l'intérieur des tubes pour le régime laminaire et pour le régime turbulent dans les tableaux (III.1) (III.2).

N°	Auteurs	Equation	Conditions d'utilisation	Réf
(III. 2)	<b>HANSEN</b>	$Nu = \left\{ 3.66 + \frac{0.0668Gz}{1 + 0.04 + Gz^{2/3}} \right\} \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14}$	Gz = Pr Re D/L Gz < 100 (D/L) ≤ 0.03 Re	[Ozisik (1977)]
(III. 3)	<b>HUG</b>	$Nu = 1.62 (Re \cdot Pr \cdot D / L)^{1/3}$	-	[Lecoq (1975)]
(III. 4)	<b>SEIDER-TATE</b>	$Nu = 1.86 (Gz^{1/3}) \left( \mu / \mu_p \right)^{0.14}$	Gz < 100 μ/μ <sub>p</sub> ≤ 10 (L/D) < 0.3Re	[Incropera (1985)]
(III. 5)	<b>LABUNETSOV</b>	$Nu = 0.15 \cdot Re^{0.33} \cdot Pr^{0.43} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_p} \right)^{0.25}$	Gr.Pr < 8.10 <sup>5</sup> L/D < 50	[Tourèche (2008)]
		$Nu = 0.15 \cdot Re^{0.33} \cdot Pr^{0.43} \cdot Gr^{.1} \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_p} \right)^{0.25}$	Gr.Pr > 8.10 <sup>5</sup> L/D > 50	
(III. 6)	<b>SEIDER-TATE</b>	$Nu = 1.86 \frac{(Re \cdot Pr)^{1/3}}{(L/D)^{1/3}} \left( \mu_e / \mu_p \right)^{0.14}$	Re < 2100	[Bouchama (2003)]

Tableau III.1 : Corrélation donnant le coefficient de transfert par convection à l'intérieur des tubes pour le régime laminaire.



N°	Auteurs	Equation	Conditions d'utilisation	Réf
(III. 7)	<b>GNIELINSKI</b>	$Nu = \frac{\Omega}{8} \cdot \frac{(Re-10^3) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{\Omega}{8}\right)^{0.5} (Pr^{2/3} - 1)} \left[ 1 + \left(\frac{d_i}{L}\right)^{2/3} \right]$	0.06 < Pr < 2000 2300 < Re < 10 <sup>6</sup> 0 < (d <sub>int</sub> / L) < 1	[Fallahsohi (2011)]
(III. 8)	<b>NUSSELT</b>	$Nu = 0.036 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.33} \left(\frac{D}{L}\right)^{0.055}$	10 < L/D < 400	[Ozisik (1977)]
(III. 9)	<b>MC ADAMS</b>	$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n \left[ 1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{0.7} \right]$	-	[MC adams (1994)]
(III. 10)	<b>COLBURN</b>	$Nu = 0.26 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{1/3}$	200 < Re < 32000 Disposition des tubes en lignes	[Ozisik (1977)]
		$Nu = 0.33 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{1/3}$	200 < Re < 32000 Disposition des tubes en quinconces	
(III. 11)	<b>SEIDER et TATE</b>	$Nu = 0.027 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0.14}$	0.7 < Pr < 16700 Re > 10000 L/D > 60	[Wuithier (1972)]
(III. 12)	<b>SLEICHER et ROUSE</b>	$Nu = 5 + 0.015 \cdot Re^{0.85} \cdot Pr_p^{0.93}$	0.1 < Pr < 10 <sup>5</sup> 10 <sup>4</sup> < Re < 10 <sup>6</sup>	[Gosse (1981)]
		$Nu = 4.8 + 0.0156 Re^{0.85} \cdot Pr^{0.93}$	Pr < 0.1 T <sub>p</sub> = cet	
		$Nu = 6.3 + 0.0167 Re^{0.85} \cdot Pr^{0.93}$	Pr < 0.1 q <sub>r</sub> = cte	
(III. 13)	<b>LABUNETSOV</b>	$Nu = 0.021 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)^{0.25} \cdot \varepsilon$	L / D > 50	[Ozisik (1977)]
(III. 14)	<b>WHUITHIER</b>	$h = \frac{900(1.352 + 0.02T)\mu^{0.8}}{d_i^{0.2}}$	-	[Gosse (1981)]

Tableau III.2 : Corrélation donnant le coefficient de transfert par convection à l'intérieur des tubes pour le régime turbulent.

**GNIELINSKI** propose une corrélation utilisable pour le régime de transition et pour le régime turbulent en tenant compte de la longueur d'établissement de l'écoulement, et n'est utilisable que si les conditions suivantes sont respectées :

$$\begin{cases} 0.06 < Pr < 2000 \\ 2300 < Re < 10^6 \\ 0 < d_{\text{int}} / L < 1 \end{cases}$$

La corrélation s'exprime par la relation :

$$Nu = \frac{\Omega}{8} \cdot \frac{(Re \cdot 10)^3 \cdot Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{\Omega}{8}\right)^{0.5} (Pr^{2/3} - 1)} \left[ 1 + \left(\frac{d_{\text{int}}}{L}\right)^{2/3} \right] \quad (\text{III. 15})$$

Où

$\Omega$  : Coefficient de Darcy.

$L$  : longueur du tube [m].

Cette corrélation décrit la grande majorité des résultats expérimentaux dans une fourchette de 20 %. Elle peut être simplifiée de manière à obtenir les deux lois empiriques suivantes [Fallahsohi (2011)] :

Pour  $0.6 < Pr < 1.5$

$$Nu = 0.0214(Re^{0.8} - 100)Pr^{0.4} \left[ 1 + \left(\frac{d_{\text{int}}}{L}\right)^{2/3} \right] \quad (\text{III. 16})$$

Pour  $1.5 < Pr < 500$

$$Nu = 0.012(Re^{0.87} - 280)Pr^{0.4} \left[ 1 + \left(\frac{d_{\text{int}}}{L}\right)^{2/3} \right] \quad (\text{III. 17})$$

## 2.2 Corrélations donnant le coefficient d'échange de chaleur à l'extérieur des tubes

Pour les échangeurs classiques, ils existent de nombreux abaques donnant des corrélations avec les régimes d'écoulement et les géométries étudiées. Cependant, dans le cas d'échangeurs innovants, ces abaques n'existent pas ou ne sont pas divulgués par les industriels. Il est donc nécessaire de déterminer pour chaque nouvelle configuration l'évolution du coefficient d'échange en fonction des conditions d'écoulement. Ces dernières sont usuellement données en facteur de Colburn « j » en fonction du nombre de Reynolds [Hugo (2012)].

$$j = S_t Pr^{2/3} \quad (\text{III. 18})$$

$S_t$  étant le nombre de Stanton, et  $Pr$  le nombre de Prandtl de l'air,  $V_{air}$  étant la vitesse débitante dans la plus petite section de l'échangeur (en général entre deux tubes).

$$Pr = C_{p-air} \frac{\mu}{\lambda} \quad (III. 19)$$

$$h_e = S_t \rho_{air} C_{p-air} V_{air} \quad (III. 20)$$

$$h_e = j \rho_{air} C_{p-air} V_{air} Pr^{-2/3} \quad (III. 21)$$

Pour les faisceaux tubes-ailettes à tubes circulaires, les corrélations sont généralement de la forme :

$$j = \alpha Re^a \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^b \left(\frac{S_a}{D_e}\right)^c \quad (III. 22)$$

Avec :

$$Re = \frac{\rho_{air} V_{air} D_e}{\mu} \quad (III. 23)$$

$P_t$ ,  $P_l$  : pas transverse et longitudinal de la maille de tube  $D_e$  : Diamètre externe des tubes,  $S_a$  : pas d'ailette,  $\alpha$ ,  $a$ ,  $b$ ,  $c$  étant des coefficients d'ajustement.

### 2.2.1 Batteries d'ailettes planes et lisses

(McQuiston 1978) est le premier à proposer une corrélation du coefficient de Colburn basée sur ses propres travaux et sur l'étude expérimentale de (Rich 1973; Rich 1975). Cette corrélation est basée sur le nombre de Reynolds, calculé à partir des diamètres externes des tubes et du rapport  $r$  de la surface totale d'échange des tubes en absence d'ailette. Cette corrélation est valable pour des nombres de Reynolds compris entre 100 et 4000, c'est-à-dire pour des vitesses débitantes maximales (dans la plus petite section) d'air comprises entre 0.5 et 5.9 m/s pour les expériences de McQuiston, et des vitesses comprises entre 0.95 et 21 m/s pour Rich. Les essais ont généralement été effectués sur 4 rangées de tubes de diamètre compris entre 9.96 mm et 13.3 mm. Les pas longitudinaux et transversaux des tubes étaient compris entre 23.3 et 31.8 mm, le pas d'ailette entre 1.78 et 6.35 mm.

$$j = 0.0014 + 0.2618 Re_{De}^{-0.4} r^{-0.15} \quad (III. 24)$$

(ElMahdy et Briggs 1979) ont montré que le coefficient d'échange de chaleur diminue avec le pas d'ailettes, pour des pas d'ailettes compris entre 1.75 et 3.81 mm et des vitesses comprises

entre 0.8 et 4.5 m/s. Ils établissent la corrélation suivante déterminant le coefficient de Colburn en fonction du nombre de Reynolds calculé par rapport au diamètre hydraulique  $D_h$  (tenant compte du pas d'ailette).

$$j = 0.11Re_{D_h}^{-0.39} \quad (III. 25)$$

(Canton et Fornasieri 1983) ont montré que le coefficient d'échange de chaleur ne dépend que de deux paramètres géométriques, le nombre  $N$  de rangée de tubes et le pas longitudinal.

(Gray et Webb 1986) proposent une corrélation tenant compte de divers paramètres géométriques tels que le diamètre externe des tubes, les pas transverse et longitudinal, le pas d'ailette et les dimensions du collet serrant l'ailette sur le tube (figure III.13). Ces travaux ont été menés pour des caractéristiques géométriques proches des échangeurs Mota et pour des vitesses d'air comprises entre 0 et 10 m/s. Ils donnent les expressions suivantes pour 4 rangées de tubes et pour plus de 4 rangées respectivement :

$$j_4 = 0.14Re_{D_e}^{-0.328} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{-0.502} \left(\frac{S_a}{D_c}\right)^{0.0312} \quad (III. 26)$$

$$\frac{j_4}{j_N} = 0.991 \left[ 2.24Re_{D_c}^{-0.092} \left(\frac{N}{4}\right)^{-0.031} \right]^{0.607(4-N)} \quad (III. 27)$$

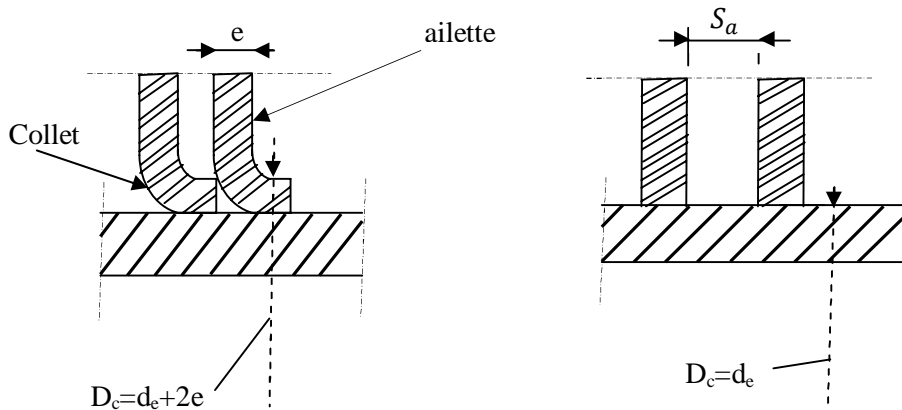


Figure III.13 : Type de liaisons entre les ailettes et le tube.

Enfin, (Wang 1997) propose une correction à la corrélation de Webb & Gray pour les petits diamètres de tubes :

$$j_4 = 0.35 \text{Re}_{\text{De}}^{-0.328} \left(\frac{P_t}{P_1}\right)^{-0.502} \left(\frac{S_a}{D_c}\right)^{0.0312} \left(\frac{P_1}{D_c}\right)^{-1.28} \quad (\text{III. 28})$$

Wang (2000) propose une corrélation du coefficient de frottement  $f$  et de Colburn à partir des données expérimentales et des différents modèles exprimés par McQuiston (1978), Gray & Webb (1986), Seshimo & Fuji (1991) avec un écart de moins de 34% :

$$f = 0.026 \text{Re}_{\text{Dc}}^{F1} \left(\frac{P_t}{P_1}\right)^{F2} \left(\frac{S_a}{D_c}\right)^{F3} \quad (\text{III. 29})$$

$F1, F2, F3$  étant des fonctions des différents paramètres géométriques.

$$F1 = -0.764 + 0.739 \left(\frac{P_t}{P_1}\right) + 0.177 \left(\frac{S_a}{D_c}\right) - \frac{0.00758}{N} \quad (\text{III. 30})$$

$$F2 = -15.689 - \frac{64.021}{\ln(\text{Re}_{\text{Dc}})} \quad (\text{III. 31})$$

$$F3 = -1.696 - \frac{15.695}{\ln(\text{Re}_{\text{Dc}})} \quad (\text{III. 32})$$

Pour le coefficient de Colburn, il propose la relation suivante valable pour  $N \geq 2$  et  $200 < \text{Re}_{\text{Dc}} < 10000$  :

$$j = 0.086 \text{Re}_{\text{Dc}}^{j3} n^{j4} \left(\frac{S_a}{D_c}\right)^{j5} \left(\frac{S_a}{D_h}\right)^{j6} \left(\frac{S_a}{P_t}\right)^{-0.93} \quad (\text{III. 33})$$

$$j_3 = -0.361 - \frac{0.042 N}{\ln(\text{Re}_{\text{Dc}})} + 0.158 \ln \left[ N \left(\frac{S_a}{D_c}\right)^{0.41} \right] \quad (\text{III. 34})$$

$$j_4 = -1.224 - \frac{0.076 \left(\frac{P_t}{D_h}\right)^{1.42}}{\ln(\text{Re}_{\text{Dc}})} \quad (\text{III. 35})$$

$$j_5 = -0.083 + \frac{0.076 N}{\ln(\text{Re}_{\text{Dc}})} \quad (\text{III. 36})$$

$$j_6 = -5.735 + 1.21 \ln \left(\frac{\text{Re}_{\text{Dc}}}{N}\right) \quad (\text{III. 37})$$

Ces principales corrélations du coefficient de Colburn en fonction de paramètres géométriques. Tout d'abord, le coefficient d'échange croît de moins en moins avec

l'augmentation de la vitesse de l'écoulement. Ensuite il augmente avec le rapport du pas longitudinal au pas transverse. D'un point de vue plus pratique, le coefficient d'échange augmentera avec la diminution du pas transversal. En revanche, il diminue avec l'augmentation du pas longitudinal. Enfin, le coefficient d'échange croît avec le pas d'ailettes. Cela veut dire que si l'on augmente la surface d'échange en diminuant le pas d'ailettes, le produit KS n'en sera pas augmenté d'autant. Enfin, le coefficient d'échange est plus important avec des tubes de plus grand diamètre. Cependant plus les tubes sont petits, plus la surface d'échange est importante pour une même section de passage de l'eau. Il y a comme pour le pas d'ailettes, un compromis à trouver [Hugo (2012)].

Avec  $e$  : l'épaisseur de l'ailette,  $d_e$  : le diamètre externe des tubes, et  $D_h$  : le diamètre hydraulique défini par [Fallahsohi (2011)] :

$$D_h = \frac{4 S_a L}{2(S_a + L)} \quad (\text{III. 38})$$

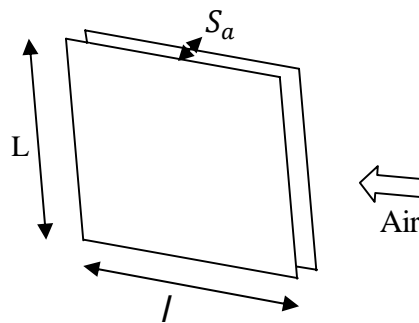


Figure III.14 : Écoulement d'air dans les ailettes

### 2.2.2 Batteries d'ailettes planes déformées

Il y a deux études principales publiées sur les ailettes corruguées à partir de bases de données expérimentales. Contrairement aux batteries d'ailettes lisses, les ailettes déformées ont des points de fonctionnement très différents. En effet, les essais ont été menés sur des batteries d'ailettes qui ont des paramètres géométriques très différents mis à part le pas d'ailettes qui varie généralement entre 1 et 4 mm. Le nombre de tubes n'excède pas plus de quatre rangées (à cause de la perte de charge), les diamètres de tubes et les pas transverses et longitudinaux des études présentées ne correspondent pas aux gammes d'échangeurs à ailettes lisses [Hugo (2012)].

### **3 Bibliographie**

- Berrada, N., C. Marvillet, "Synthèse bibliographique sur les transferts de chaleur et les pertes de pression dans les batteries à ailettes lisses ou corruguées continues", Grenoble, Greth (2007).
- Benchabane, A., "Modélisation du fonctionnement d'un radiateur pour MCI", These de Magister, Université de Mentouri Costantine (2001).
- Bouchama, A., "Refroidissement en cascade par flash détente de moélisation par contraintes et aides à la décision", Thèse de Doctorat, spécialité : Mécanique, ENSAM Centre de Bordeaux, Décembre (2003).
- Bougriou, C., "Etude du Récupérateur de Chaleur Croisé à Tubes à Ailette", Rev. Energ. Ren. Vol. 5, pp 59-74 (2002)
- Bougriou, C., " Calcul et technologie des échangeurs de chaleur", Note de cour Université de Batna, pp 1-143 (2000).
- Bontemps, A., A. Garrigue, et al "Echangeurs de Chaleur - Intensification des échanges thermiques", Techniques de l'Ingénieur b2341, pp 1-23 (1995).
- Canton, P., E. Fornasieri, "About the thermal transmittance on the air-side of finned coils." condizionamento dell'aria, Riscaldamento, Refrigerazione 9, (1983).
- Debendra, K., D. R. Strandberg, "Finned tube performance evaluation with nanofluids and conventional heat transfer fluids ", International Journal of Thermal Sciences 49, pp. 580–588 (2010).
- ElMahdy and Briggs "Finned tube heat exchangers correlation of dry surface data." ASHRAE Trans. 85: 2693-2700 (1979).
- Fallahsohi, H., "Modélisation dynamique des échangeurs diphasiques, appliquée aux groupes frigorifiques contrôlés par une commande avancée", Thèse de Doctorat, L'institut national des sciences appliquées de Lyon, pp 189 (2011).
- Feidt, R., "Réfrigérants atmosphériques-Aéroréfrigérants directs secs", Technique de l'ingénieur Editions T.I. BE8940 (2010).
- Gosse. J., guide technique de thermique, Dunod Paris (1981).

- Gray, D. L., R. L. Webb, Heat transfer and friction correlations for plate finnedtube heat exchangers having plain fins. 8th International Heat Transfer Conference, (1986).
- Hugo, J. M., "Transferts dans les milieux cellulaires à forte porosité-Application à l'optimisation structurale des échangeurs à ailettes", These de Doctorat, Spécialité Mécanique & Energétique Université D'aix-Marseille, pp 1-274 (2012).
- Incropera, F.P., D.P. dewitt "Fundamentals of heat and mass Transfer" Second edition; John wiley and sons N.Y (1985).
- Lecoq, P., "Ecoulements diphasiques. Mécanique des fluids appliqués", cours de l'école national des ponts et chaussées sous la direction de M.HUG Edition Eyrolles Paris (1975).
- McAdams, W. H., "Transmission de la chaleur", traduit par A. Beautifils Dunod Paris (1964).
- McQuiston, F. C., "Correlation of heat, mass and momentum transfer coefficients for plate-fin-tube heat transfer surface." ASHRAE Trans, pp 294-308 (1978).
- Ozisik, M. N., "Basic Heat Transfer", Mcgraw Hill Book Company, N.Y (1977).
- Rich, D. G., "The effect of fin spacing on heat transfer and friction performance of multirow, smooth plate fin-and-tube heat exchangers" ASHRAE Trans. 79: 135-145 (1973).
- Soltani, N., "simulation numerique d'une batterie à ailettes fonctionnant en régimes sec et humide", Thèse de Magistère, Université de batna, pp 1-74 (1998)
- Tourèche, S., "Etude et analyse paramétrique des échangeurs de chaleur dans une machine tritherme –cas du condenseur–", Thèse de Magistère, Université de Mentouri Costantine, Juin (2008).
- Wang, C. T., R. N. Horne, "Boiling flow in a horizontal fracture." Geothermics 29: 759-772 (2000).
- Wang, C. Y., "A fixed-grid numerical algorithm for two-phase flow and heat transfer in porous media." Num. Heat Transfer B 31: 85-105 (1997).
- Wuithier, P., "Raffinage et genie chimique "Appareils tubulaires d'échange" de chaleur", vol 2 Deuxieme edition tecnip Paris (1972).
- Hellopro, URL : <http://www.hellopro.fr/echangeurs-thermiques-2001970-fr-rubrique.html>, "échangeurs thermiques", consulté le 14/04/2013.



# Chapitre IV : Dimensionnement de l'échangeur

Le dimensionnement des échangeurs de chaleur c'est un problème très complexe. Sa complexité vient de plusieurs facteurs qui sont :

- La grande diversité des appareils (échangeurs tabulaires, à plaques, etc.)
- la variété des régimes d'écoulement : simple phase en régime laminaire ou turbulent, avec ou sans effet de convection naturelle, diphasique en évaporation ou en condensation, condensation avec ou sans incondensables, mélanges de fluides, etc.
- Le nombre important des configurations d'écoulement, pouvant aller bien au-delà de deux fluides dans le cas d'un échangeur compact, par exemple.

Le plus souvent, l'énergéticien n'a pas à concevoir ces échangeurs, il se contente de les sélectionner. On part de la connaissance des puissances nécessaires et on sélectionne les composants d'après les documentations fournies par le constructeur.

La conception d'un échangeur de chaleur peut être divisée essentiellement en trois parties: (1) l'analyse ou calcul thermique et géométrique, (2) la conception préliminaire mécanique et (3) la conception finale aux fins de fabrication [Litouche (2010)].

La première partie est celle qui nous concernera tout le long de ce chapitre. Son but est de calculer la surface d'échange requise afin qu'une quantité de chaleur déterminée soit échangée.

## 1 Choix de la méthode de dimensionnement

L'étude d'un échangeur peut se faire selon deux méthodes différentes :

- 1- Méthode du nombre d'unité de transfert : NUT, appelée méthode de l'efficacité.
- 2- Méthode de la différence moyenne logarithmique :  $\Delta T_{ML}$ .

La première méthode est utilisée pour simuler un échangeur existant, dont on connaît les températures d'entrée des deux fluides et on recherche les températures de sortie.

En général, dans notre cas on va utiliser la deuxième méthode qui est destinée au dimensionnement d'un appareil qui n'existe pas encore, cela en connaissant les quatre températures des fluides (entrée et sortie de l'échangeur), c'est-à-dire on recherche la géométrie (conception) de l'échangeur.

La démarche de calcul de la méthode est donnée dans le tableau (IV.1) :

Méthode de la différence moyenne logarithmique : $\Delta T_{ML}$	
1	Evaluer le coefficient d'échange global K pour une géométrie fictive
2	Calcul de la différence de température moyenne logarithmique
3	Calcul du coefficient de collection F
4	Calcul de la surface d'échange $S = \varphi / K \cdot F \cdot \Delta T_{ML}$
5	Calcul du nouveau coefficient d'échange global réaliste, en tenant compte de l'encrassement de part et d'autre des tubes
6	Ce nouveau coefficient est comparé avec l'ancien (précédent). Si l'écart est énorme (exemple 1 %), on doit refaire les calculs avec le nouveau coefficient d'échange global. Il peut y avoir trois itérations successives, cela dépend de la précision des calculs souhaités.

Tableau IV.1 : Les différentes étapes de la méthode  $\Delta T_{ML}$  [Bougriou (2000)].

## 2 Caractéristiques géométriques de l'échangeur

L'échangeur sous forme d'une batterie à ailettes (figure IV.1) peut avoir plusieurs rangées, plusieurs passes par rangées et un nombre de tubes différents par passe. Le nombre total de tubes restant constant d'une rangée à une autre.

Le tableau (IV.2) reprend les différentes dimensions géométriques qui définissent un échangeur à tubes et ailettes.

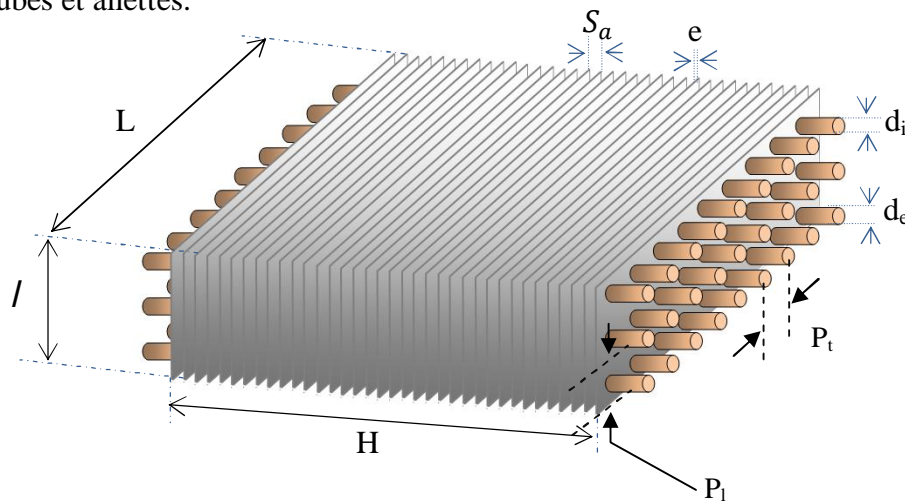


Figure IV.1 : Dimensions de l'échangeur

Dimension	Nom
Longueur	H
Hauteur de la batterie à ailettes	/
Profondeur de la batterie à ailettes	L
Diamètre intérieur des tubes	$d_i$
Diamètre extérieur des tubes	$d_e$
Epaisseur des ailettes	e
Espacement des ailettes	$S_a$
Pas longitudinal	$P_l$
Pas transversal	$P_t$
Nombre de rangées de tubes	N
Nombre de tubes	$N_{tt}$
Nombre d'ailettes	$N_{ail}$

Tableau IV.2 : Dimensions géométriques d'un échangeur à tubes et ailettes

### 3 Configuration d'écoulement étudiée

La configuration de l'écoulement étudié est courant croisé où le fluide extérieur est l'air qui arrive avec une vitesse  $V_{air}$  sur la paroi des tubes par tirage forcé, les tubes sont arrangés en quiconque ou aligné. Et à l'intérieur des tubes, l'eau s'écoule avec vitesse  $V_f$ .

Notre échangeur présente plus de 4 rangs de tubes, et ainsi il est possible de le considérer comme un échangeur contre-courant pur.

### 4 Hypothèses de calcul

Pour le calcul des échangeurs à air on a considéré les hypothèses suivantes :

- Régime de fonctionnement stationnaire.
- Le coefficient global d'échange de chaleur est constant.
- La température d'un fluide est constante dans une section transversale.
- Les débits massiques des deux fluides sont constants.
- Les chaleurs spécifiques des deux fluides sont constantes.
- Les caractéristiques physiques des matériaux sont constantes tout le long de l'échangeur.

- Section de passage est constante.
- Les profils des vitesses sont invariables.
- Le transfert de chaleur entre les deux fluides se fait par :
  - ✓ Convection forcé fluide-paroi (externe) : Coefficient de convection externe  $h_e$  [ $W/m^2 K$ ].
  - ✓ Conduction à travers la paroi : Conductivité thermique  $\lambda$  [ $W/m.K$ ].
  - ✓ Convection forcé fluide-paroi (interne) : Coefficient de convection interne  $h_i$  [ $W/m^2.K$ ]

## 5 Le déroulement de calcul

### ❖ Données

#### Données géométriques :

- Diamètre intérieur des tubes :  $d_i$  [m]
- Diamètre extérieur des tubes :  $d_e$  [m]
- Pas transversal des tubes :  $P_t$  [m]
- Pas longitudinal des tubes :  $P_l$  [m]
- Ecartement des ailettes :  $S_a$  [m]
- Epaisseur de l'ailette :  $e$  [m]
- Longueur de passage :  $H$  [m]
- Nombre de rang :  $N$

#### Données thermo physiques

- Température d'entrée de l'aire :  $T_{ae}$  [ $^{\circ}C$ ]
- Température d'entrée de l'eau :  $T_{ee}$  [ $^{\circ}C$ ]
- Température de sortie de l'eau :  $T_{es}$  [ $^{\circ}C$ ]
- débit massique de l'air :  $\dot{m}_{air}$  [kg/s]
- débit massique de l'eau :  $\dot{m}_{eau}$  [kg/s]
- Nature du matériau des tubes et des ailettes.
- Conductivité thermique des tubes :  $\lambda_t$  [ $W /m.K$ ]
- Conductivité thermique des ailettes :  $\lambda_{ail}$  [ $W /m.K$ ]
- La résistance d'encrassement intérieur :  $\mathfrak{R}_i$  [ $W / K$ ]
- La résistance d'encrassement extérieur :  $\mathfrak{R}_e$  [ $W / K$ ]

### **Les propriétés physiques de l'air**

Elles sont évaluées à la température moyenne de l'air  $T_{m-air}$  : (voir l'annexe)

- Chaleur spécifique de l'air :  $C_{p-air}$  [J/kg.K]
- Viscosité dynamique de l'air :  $\mu_{air}$  [kg/m.s]
- Conductivité thermique de l'air :  $\lambda_{air}$  [W/m.K]
- Masse volumique de l'air :  $\rho_{air}$  [kg/m<sup>3</sup>]
- Nombre adimensionnel de Prandtl pour l'air :  $Pr_{air}$

### **Les propriétés physiques de l'eau**

Elles sont évaluées à la température moyenne de l'eau  $T_{m-eau}$  : (voir l'annexe)

- Chaleur spécifique de l'eau :  $C_{p-eau}$  [J/kg.K]
- Viscosité dynamique de l'eau :  $\mu_{eau}$  [kg/m.s]
- Conductivité thermique de l'eau :  $\lambda_{eau}$  [W/m.K]
- Masse volumique de l'eau :  $\rho_{eau}$  [kg/m<sup>3</sup>]
- Nombre adimensionnel de Prandtl pour l'air :  $Pr_{eau}$

### **❖ Résultats à rechercher :**

- Puissance thermique échangée :  $Q$  [W]
- Température de sortie de l'air :  $T_{as}$  [°C]
- Différence moyen de température logarithmique :  $\Delta T_{ML}$  [°C]
- Coefficient d'échange par convection extérieur :  $h_e$  [W/m<sup>2</sup>.K]
- Coefficient d'échange par convection intérieur :  $h_i$  [W/m<sup>2</sup>.K]
- Coefficient global de transfert de chaleur :  $K$  [W/m<sup>2</sup>.K]
- Surface d'échange :  $S_{ech}$  [m<sup>2</sup>]
- Longueur total des tubes :  $L_t$  [m]
- Nombre total des tubes :  $N_t$
- Nombre des tubes par rangée :  $N_{t-r}$
- Nombre des ailettes :  $N_{ail}$
- Volume des tubes:  $V_{tubes}$  [m<sup>3</sup>]
- Profondeur de la batterie à ailettes :  $L$  [m]
- Hauteur de la batterie à ailettes :  $l$  [m]
- Pertes de charge à l'intérieur des tubes :  $\Delta Pi$  [Pa]

- Pertes de charge à l'extérieur des tubes :  $\Delta P_e$  [Pa]

## 6 Calcul de batterie à ailettes

- **Puissance thermique échangée :  $\phi$  [w]**

$$\phi = \dot{m}_{\text{eau}} C_{p_{\text{eau}}} (T_{ee} - T_{es}) \quad (\text{IV. 1})$$

- **Température de sortie de l'air :  $T_{as}$  [°C]**

La température sortie de l'air est calculer à partir le bilan d'énergie :

$$\dot{m}_{\text{eau}} C_{p_{\text{eau}}} (T_{ee} - T_{es}) = \dot{m}_{\text{air}} C_{p_{\text{air}}} (T_{as} - T_{ae}) \quad (\text{IV. 2})$$

$$T_{as} = \frac{\phi}{\dot{m}_{\text{air}} C_{p_{\text{air}}}} + T_{ae} \quad (\text{IV. 3})$$

$\dot{m}_{\text{eau}} C_{p_{\text{eau}}}$  : Débit calorifique du fluide chaud.

$\dot{m}_{\text{air}} C_{p_{\text{air}}}$  : Débit calorifique du fluide froid.

- **Différence moyen de température logarithmique :  $\Delta T_{ML}$  [°C]**

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{ae} - T_{es}) - (T_{as} - T_{ee})}{\ln \frac{(T_{ae} - T_{es})}{(T_{as} - T_{ee})}} \quad (\text{IV. 4})$$

- **surface d'échange :  $S_{ech}$  [m<sup>2</sup>]**

$$S_{ech} = \frac{\phi}{K \cdot \Delta T_{ML}} \quad (\text{IV. 5})$$

$K$  : Coefficient global de transfert de chaleur [W/m<sup>2</sup> K].

- **Surface extérieure des tubes par mètre de longueur :  $S_e$  [m<sup>2</sup>/m]**

$$S_e = \pi d_e \quad (\text{IV. 6})$$

$d_e$  : Diamètre extérieur des tubes [m].

- **Surface intérieure des tubes par mètre de longueur :  $S_i$  [m<sup>2</sup>/m]**

$$S_i = \pi d_i \quad (\text{IV. 7})$$

$d_i$  : Diamètre intérieur des tubes [m].

- **Nombre d'ailettes par mètre de longueur :**  $N_{\text{ail-m}}$  [ailettes/m]

$$N_{\text{ail-m}} = \frac{1}{S_a + e} \quad (\text{IV. 8})$$

$S_a$  : Ecartement des ailettes [m].

$e$  : Epaisseur d'ailettes [m].

- **Nombre total d'ailettes :**  $N_{\text{ail}}$  [ailettes]

$$N_{\text{ail}} = H \cdot N_{\text{ail-m}} \quad (\text{IV. 9})$$

$H$  : Longueur d'un passage d'un tube [m].

- **Surface nette des tubes par mètre de longueur :**  $S_{\text{net}}$  [ $\text{m}^2/\text{m}$ ]

$$S_{\text{net-m}} = S_e (1 - e N_{\text{ail-m}}) \quad (\text{IV. 10})$$

- **Surface d'ailettes par mètre de longueur :**  $S_{\text{ail-m}}$  [ $\text{m}^2/\text{m}$ ]

$$S_{\text{ail-m}} = 2 N_{\text{ail-m}} \left( P_t \cdot P_l - \frac{\pi d_e^2}{4} \right) \quad (\text{IV. 11})$$

$P_t$  : Pas transversal des tubes [m].

$P_l$  : Pas longitudinal des tubes [m].

- **Surface d'échange total des tubes à ailettes par mètre de longueur :**  $S_{\text{tot-m}}$  [ $\text{m}^2/\text{m}$ ]

$$S_{\text{tot-m}} = S_{\text{net-m}} + S_{\text{ail-m}} \quad (\text{IV. 12})$$

- **Longueur total des tubes :**  $L$  [m]

$$L_t = \frac{S_{\text{ech}}}{S_{\text{tot-m}}} \quad (\text{IV. 13})$$

- **Volume des tubes :**  $V_{\text{tubes}}$  [ $\text{m}^3$ ]

$$V_{\text{tubes}} = \pi d_i^2 L_t \quad (\text{IV. 14})$$

- **Nombre total des tubes :**  $N_{\text{tt}}$  [tube]

$$N_{\text{tt}} = \frac{L_t}{H} \quad (\text{IV. 15})$$

- **Nombre des tubes par rangée :**  $N_{\text{t-r}}$  [tube]

$$N_{\text{t-r}} = \frac{N_{\text{tt}}}{N} \quad (\text{IV. 16})$$

$N$  : Nombre de rangées.

- **Profondeur de la batterie à ailettes : L [m]**

$$L = P_t \cdot N_{t-r} \quad (IV. 17)$$

- **Hauteur de la batterie à ailettes : l [m]**

$$l = P_l \cdot N \quad (IV. 18)$$

- **Surface étroite entre les tubes et les ailettes :  $S_{étr}$  [m<sup>2</sup>] [Fallahsohi (2011)]**

$$S_{étr} = L \cdot H - N_{ail} \cdot e \cdot L - N_{t-r} \cdot d_e (H - e \cdot N_{ail}) \quad (IV. 19)$$

L : Profondeur de la batterie à ailettes [m].

H : Longueur d'un passage d'un tube [m].

- **Vitesse étroite de l'air :  $V_{air}$  [m/s]**

$$V_{air} = \frac{\dot{m}_{air}}{\rho_{air} S_{étr}} \quad (IV. 20)$$

$\rho_{air}$  : Masse volumique de l'air [kg/m<sup>3</sup>].

- **Efficacité des ailettes**

L'efficacité de l'ailette est le rapport entre le flux réellement échangé et le flux maximum transférable si toute l'ailette est à la température de la paroi du tube.

$$\eta_{ail} = \frac{\text{flux réel échangé en } W}{\text{flux maximum transférable en } W} \quad (IV. 21)$$

L'efficacité d'une ailette est comprise entre 0 et 1. Pour une ailette rectangulaire l'efficacité est définie par la relation :

$$\eta_{ail} = \frac{\tanh(m L_{carac})}{m L_{carac}} \quad (IV. 22)$$

Avec

$$m^2 = \frac{2h_e}{\lambda_{ail} e} \quad (IV. 23)$$

$L_{carac}$  : Longueur caractéristique de l'ailette [m].

$\lambda_{ail}$  : Conductivité des ailettes [w.m<sup>-1</sup>.k<sup>-1</sup>].

m : Coefficient [m<sup>-2</sup>]



L'équation (IV.24) déterminée par Schmidt [Kuehn (2005)] permet de calculer la longueur caractéristique en fonction des dimensions géométriques de l'ailette.

$$L_{\text{carac}} = (R_{\text{eq}} - R_{\text{ext}}) \left( 1 + 0.35 \ln \left( \frac{R_{\text{eq}}}{R_{\text{ext}}} \right) \right) \quad (\text{IV. 24})$$

Avec

$$R_{\text{ext}} = \frac{d_e}{2} \quad (\text{IV. 25})$$

Alors que  $R_{\text{eq}}$  calculé à partir de la géométrie du faisceau :

- Pour les faisceaux en ligne :

$$R_{\text{eq}} = 1.28 X_M \left( \frac{X_L}{X_M} - 0.2 \right)^{0.5} \quad (\text{IV. 26})$$

- Et pour les faisceaux en quinconce :

$$R_{\text{eq}} = 1.27 X_M \left( \frac{X_L}{X_M} - 0.3 \right)^{0.5} \quad (\text{IV. 27})$$

Avec

$$X_M = \frac{P_t}{2} \quad (\text{IV. 28})$$

$$X_L = \sqrt{\left( \frac{P_t}{2} \right)^2 + \frac{P_1^2}{2}} \quad (\text{IV. 29})$$

#### ➤ Efficacité de la surface ailetée

L'efficacité globale de la surface de tube ailetée est donnée par :

$$\eta_g = 1 - (1 - \eta_{\text{ail}}) \frac{S_{\text{ail-m}}}{S_{\text{tot-m}}} \quad (\text{IV. 30})$$

#### ➤ Coefficient de d'échange de chaleur extérieur (coté air) : $h_e$ [W/m<sup>2</sup> K]

Le coefficient de transfert thermique extérieur est calculer à partir la corrélation de Wang (2000) suivante :

$$h_e = j \rho_{\text{air}} C_{p-\text{air}} V_{\text{air}} Pr_{\text{air}}^{-2/3} \quad (\text{IV. 31})$$

$$j = 0.086 Re_{D_c}^{j^3} N^{j^4} \left( \frac{S_a}{D_c} \right)^{j^5} \left( \frac{S_a}{D_h} \right)^{j^6} \left( \frac{S_a}{P_t} \right)^{-0.93} \quad (\text{IV. 32})$$

Les coefficients :  $j_3, j_4, j_5, j_6$  et le diamètre hydraulique  $D_h$  déterminé à partir les relations (III. 34), (III. 35), (III. 36), (III. 37), (III. 38) respectivement.

Avec

$$Re_{Dc} = \frac{V_{air} D_c \rho_{air}}{\mu_{air}} \quad (IV. 33)$$

$D_c = d_e$

$J$  : Coefficient de Colburn.

$Pr_{air}$  : Nombre adimensionnel de Prandtl pour l'air.

$Re_{Dc}$  : Nombre adimensionnel de Reynolds.

$C_{p-air}$  : Chaleur spécifique de l'air [J/kg.K].

$V_{air}$  : Vitesse étroite de l'air [m/s].

$\mu_{air}$  : Viscosité dynamique de l'air : [kg/m.s]

➤ **Coefficient d'échange de chaleur intérieur :  $h_i$  [W/m<sup>2</sup> K] [Fallahsohi (2011)]**

Le coefficient de transfert thermique intérieur est calculer à partir la corrélation de Gnielinski simplifiée de manière à obtenir les deux lois empiriques suivantes :

Pour  $0.6 < Pr < 1.5$

$$Nu = 0.0214(Re^{0.8} - 100)Pr_{eau}^{0.4} \left[ 1 + \left( \frac{d_i}{L_t} \right)^{2/3} \right] \quad (IV. 34)$$

Pour  $1.5 < Pr < 500$

$$Nu = 0.012(Re^{0.87} - 280)Pr_{eau}^{0.4} \left[ 1 + \left( \frac{d_i}{L_t} \right)^{2/3} \right] \quad (IV. 35)$$

Cette corrélation valable pour :

$$\begin{cases} 0.06 < Pr < 2000 \\ 2300 < Re < 10^6 \\ 0 < d_i / L_t < 1 \end{cases}$$

$$Re = \frac{V_{eau} D_h \rho_{eau}}{\mu_{eau}} \quad (IV. 36)$$

$$D_h = 4 \frac{S_p}{p} \quad (IV. 37)$$

$$Re = 4 \frac{\dot{m}_{eau}}{\pi d_i \mu_{eau}} \quad (IV. 38)$$

Avec

- Re : Nombre adimensionnel de Reynolds.
- Pr<sub>air</sub> : Nombre adimensionnel de Prandtl pour l'eau.
- D<sub>h</sub> : Diamètre hydraulique [m].
- S<sub>p</sub> : Section de passage du fluide [m<sup>2</sup>].
- P : Périmètre de contact fluide/paroi [m].
- V<sub>eau</sub> : Vitesse de l'eau dans un tube [m/s].
- ρ<sub>eau</sub> : Masse volumique de l'eau [kg/m<sup>3</sup>].
- m<sub>eau</sub> : Débit massique de l'eau [kg/s].
- μ<sub>eau</sub> : Viscosité dynamique de l'eau [kg/m.s].

➤ **Coefficient d'échange de chaleur global** : [Bougriou (2002)]

Le coefficient d'échange de chaleur global en (W.m<sup>-2</sup>.K<sup>-1</sup>) est calculé suivant l'équation suivante :

$$K = \left[ \left( \frac{1}{h_i} + \mathfrak{R}_i \right) \frac{S_e}{S_i} + \frac{S_e}{2 \pi \lambda_t} \ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{\eta_g h_e} + \mathfrak{R}_e \right]^{-1} \quad (\text{IV. 39})$$

- λ<sub>t</sub> : Conductivité thermique des tubes [W /m.K].
- ℞<sub>i</sub> : La résistance d'encrassement intérieur [W / K].
- ℞<sub>e</sub> : La résistance d'encrassement extérieur [W / K].

➤ **Pertes de charge à l'intérieur des tubes** [Benchabane (2001)]

Dans un échangeur, la perte de charge dans les tubes est égale à la somme des pertes dues à l'entrée et à la sortie de l'échangeur, régulière (droite) et singulière (coude etc.).

Elle est donnée par :

$$\Delta P_i = \Delta P_e + \Delta P_r + \Delta P_p \quad (\text{IV. 78})$$

La perte de charge due à l'entrée et à la sortie de l'échangeur est donnée par :

$$\Delta P_e = \frac{3}{4} \rho_{\text{eau}} V_{\text{eau}}^2 \quad (\text{IV. 79})$$

Celle due aux frottements le long de l'échangeur est :

$$\Delta P_r = \frac{\Omega L_t}{2 \bar{\omega}} \rho_{\text{eau}} V_{\text{eau}}^2 \quad (\text{IV. 80})$$

- Pour  $2100 \leq Re \leq 10^5$ , on applique la formule de BLASIUS

$$\Omega = 0.3164 Re^{-0.25} \quad (\text{IV. 81})$$

- Pour  $10^5 \leq Re \leq 10^6$ , on applique la formule de HERMAN

$$\Omega = 0.0054 + 0.3964 Re^{-0.3} \quad (IV. 82)$$

Le coefficient de correction de viscosité  $\bar{\omega}$  est donné pour le régime turbulent par :

$$\bar{\omega} = \left( \frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (IV. 83)$$

La perte de charge due aux changements de direction est :

$$\Delta P_p = \xi \frac{\rho_{eau} V_{eau}^2 N_{tt}}{4} \quad (IV. 84)$$

Où  $\xi$  est le coefficient de pertes de charge régulière, il est exprimé par :

$$\xi = \sin^2 \frac{\theta}{2} + 2 \sin^4 \frac{\theta}{2} \quad (IV. 85)$$

Avec

$\theta$  : Angle entre le sens d'écoulement initial et final.

➤ **Pertes de charge à l'extérieur des tubes** [Fallahsohi (2011)]

Dans un échangeur à ailettes l'air circule entre les ailettes et autour des tubes. On va donc estimer la perte de charge engendrée par une décomposition de deux pertes : une partie liée à une perte de pression due aux ailettes et une autre liée à une perte de pression par circulation autour des tubes.

$$\Delta P_e = \Delta P_{tubes} + \Delta P_{ailettes} \quad (IV. 86)$$

- circulation autour des tubes :

$$\Delta P_{tubes} = f_{tubes} N \frac{\rho_{air} V_{air}^2}{2} \quad (IV. 87)$$

$$f_{tubes} = \frac{2.17}{\left( \frac{P_t}{d_e} \right)^{1.08}} - \frac{0.174 \ln Re}{\left( \frac{P_t}{d_e} \right)^{1.24}} \quad (IV. 88)$$

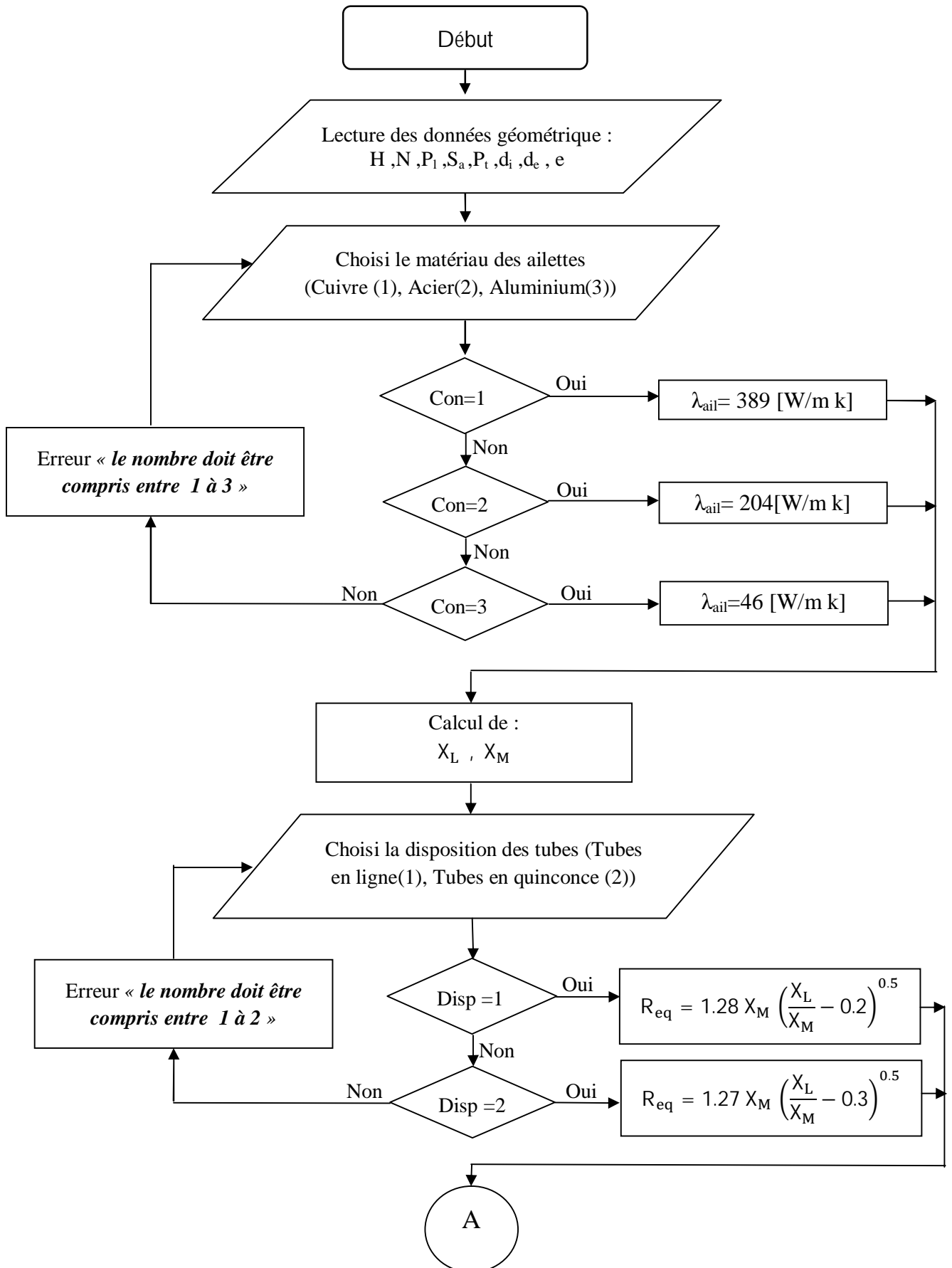
- Perte de charge due aux ailettes :

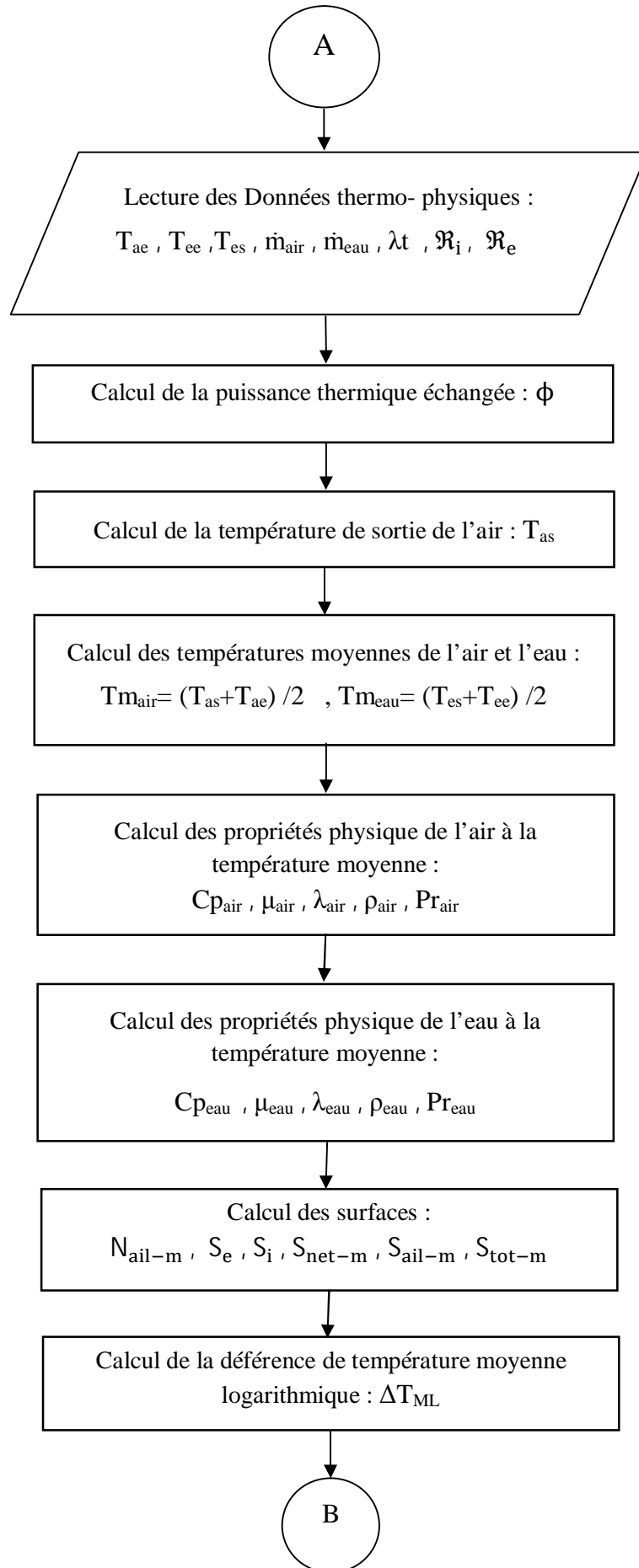
$$\Delta P_{ailettes} = f_{ailettes} A \frac{\rho_{air} V_{air}^2}{2} \quad (IV. 89)$$

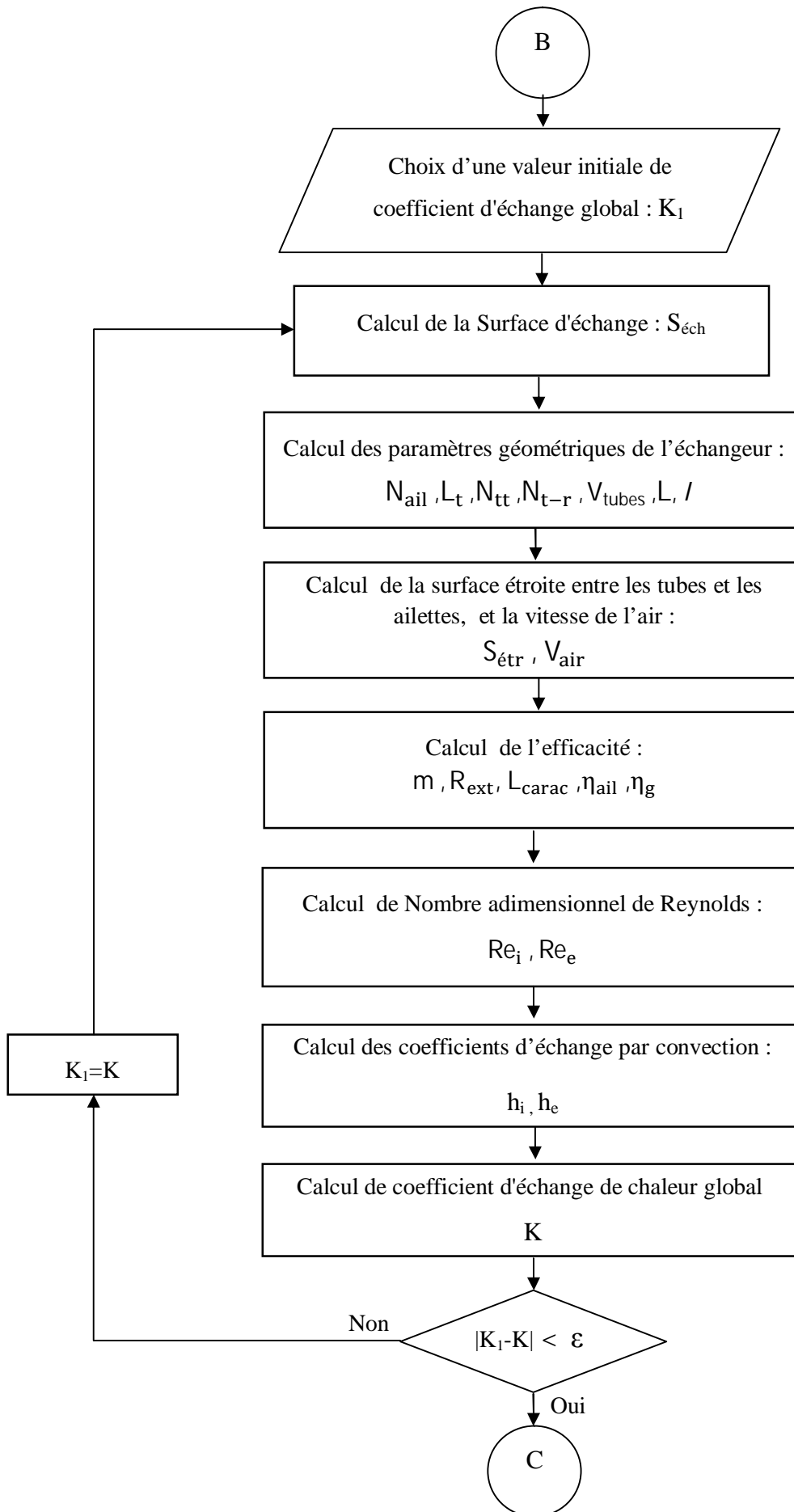
$$f_{ailettes} = 0.026 Re^{F1} \left( \frac{P_t}{P_l} \right)^{F2} \left( \frac{S_a}{D_c} \right)^{F3} \quad (IV. 90)$$

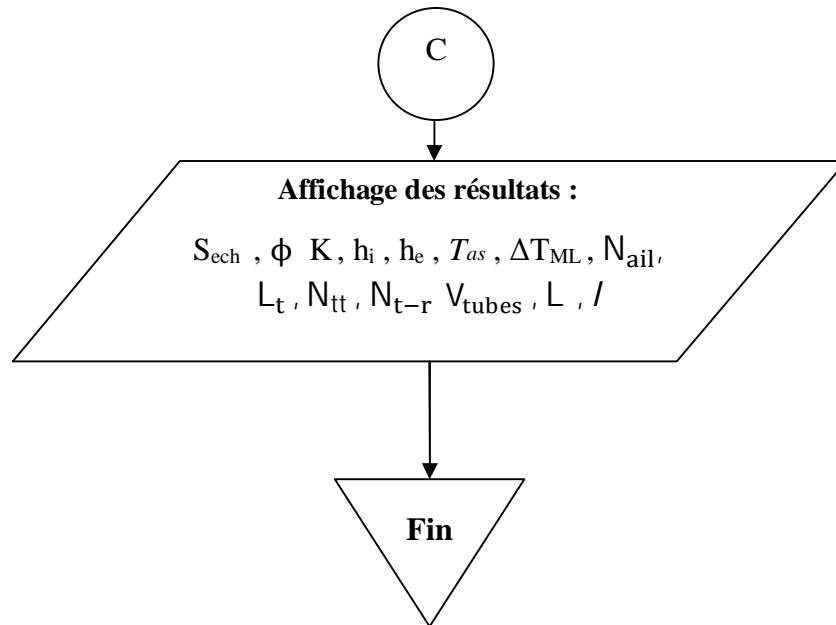
Les coefficients :  $F1, F2, F3$  déterminé à partir les relations (III. 30), (III. 31), (III. 32) respectivement.

7 L'organigramme du programme (PDA\_RSB 01)









## 8 Bibliographie

- Bougriou, C., "Etude du Récupérateur de Chaleur Croisé à Tubes à Ailette", Rev. Energ. Ren. Vol. 5, pp 59-74 (2002)
- Bougriou, C., " Calcul et technologie des échangeurs de chaleur", Note de cour Université de Batna, pp 1-143 (2000).
- Benchabane, A., "Modélisation du fonctionnement d'un radiateur pour MCI", These de Magister, Université de Mentouri Costantine (2001).
- Fallahsohi, H., "Modélisation dynamique des échangeurs diphasiques, appliquée aux groupes frigorifiques contrôlés par une commande avancée", These de Doctorat, L'institut national des sciences appliquées de Lyon, pp 189 (2011).
- Kuehn, T. H., R.J. Couvillion, J.W. Coleman et al, "ASHRAE Handbook-Fundamentals". I-P Edition. CD-ROM. (2005)
- Litouche, B., "contribution a l'étude d'un évaporateur à ailette" Thèse de Magistère, Université de Mentouri Costantine (2010).
- Wang, C. T., R. N. Horne, "Boiling flow in a horizontal fracture." Geothermics 29: 759-772 (2000).



# Chapitre V : Résultats et discussion

Un programme numérique en Matlab est réalisé « **PDA\_RSB 01** » pour :

- Dimensionner l'échangeur de chaleur "batterie à ailettes".
- Examiner les effets des caractéristiques géométriques et dynamiques sur la surface d'échange et les pertes de charge.
- Déterminer les profils de température.

Dans ce chapitre on s'intéresse à valider le code numérique et on donne les résultats qui nous paraissent les plus importants.

## 1 Validation du code numérique

Pour valider le code numérique, nous avons comparé nos résultats avec ceux de (S.Citherlet) pour les mêmes paramètres géométriques et thermophysiques voir tableau (V.1)

Nature du fluide		éthylène glycol 34 Vol. %
Matériau des ailettes		Aluminium
Matériau des tubes		Cuivre
Température d'entrée de l'air	[°C]	32
Température d'entrée du fluide	[°C]	41
Température de sortie du fluide	[°C]	34
Débit volumique d'air :	[m <sup>3</sup> /h]	12900
Débit volumique du fluide	[m <sup>3</sup> /h]	3.19
Puissance thermique échangée	[KW]	24
Pas d'ailettes	[m]	2.40
Nombre de rangées de tubes		10

Tableau V.1 : Paramètres de l'échangeur [Citherlet (2011)]

Les résultats obtenus tableau (V.2) montrent une grande concordance entre nos résultats et ceux de (S.Citherlet). On peut conclure que le code numérique a donné de très bons résultats, acceptables et très encourageants.

		S. Citherlet et al	Notre code (PDA_RSB 01)
Surface d'échange	[m <sup>2</sup> ]	270.6	271.43
Coefficient d'échange de chaleur global	[W/m <sup>2</sup> .K]	28.6	34.65
Perte de charge	[bar]	0.30	0.49
Volume des tubes	[litre]	37	36.67
Longueur de la batterie	[m]	2	2
Largeur de la batterie	[m]	1.160	1.009

Tableau V.2 : résultats et comparaison

## 2 Résultats, analyses et commentaires

Les courbes représentées ci-dessous ont été calculées pour les données suivantes :

### 2.1 Données de l'échangeur

Diamètre extérieur des tubes : 0,011 m

Diamètre intérieur des tubes : 0,009 m

Epaisseur d'ailette :  $4 \cdot 10^{-4}$  m

Pas transversal entre tubes : 0.035 m

Pas longitudinal entre tubes : 0.020 m

Pas entre ailettes : 0.0024 m

Langueur des tubes : 2 m

Nombre de rang : 10

Les tubes sont disposés en quinconces

Conductivité thermique des tubes : 389 W/m.K

Conductivité thermique des ailettes : 204 W/m.K

Résistance d'encrassement coté eau :  $2 \cdot 10^{-4}$  m<sup>2</sup> K/W

Température d'entrée d'air : 33°C

Température d'entrée d'eau : 40.5°C

Température de sortie d'eau : 35°C

Débit d'air : 4.5 Kg/s

Débit d'eau : 0.9308 Kg/s

## 2.2 Influence de la conductivité thermique

Le programme est exécuté pour trois matériaux différents (acier, cuivre et aluminium) les résultats obtenus sont regroupés dans le tableau (V.3).

On remarque que l'aluminium présente le meilleur choix (compacité, cout).


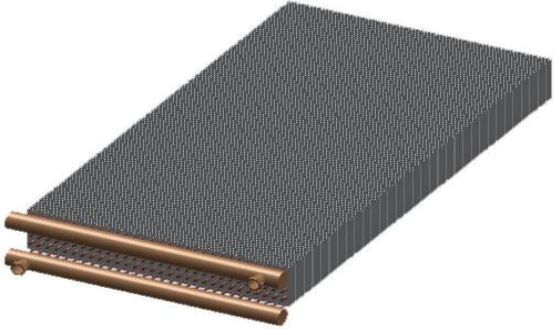
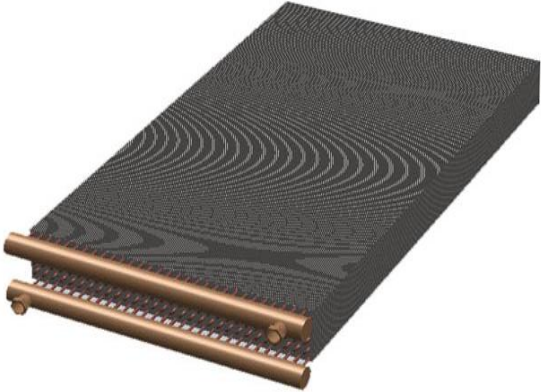
Matériau	Schéma	Dimensions
<p><b>Cuivre</b></p> <p><math>\lambda=389</math></p>		<p>Surface d'échange : 262 m<sup>2</sup></p> <p>Longueur de la batterie : 1.9 m</p> <p>Largeur de la batterie : 1.02 m</p> <p>Nombres des ailettes : 678</p> <p>Volume des tubes : 35.5 L</p> <p>Nombre des tubes par rangée : 29</p>
<p><b>Aluminium</b></p> <p><math>\lambda=200</math></p>		<p>Surface d'échange : 287.8 m<sup>2</sup></p> <p>Longueur de la batterie : 2 m</p> <p>Largeur de la batterie : 1.09 m</p> <p>Nombres des ailettes : 714</p> <p>Volume des tubes : 39 L</p> <p>Nombre des tubes par rangée : 31</p>
<p><b>Acier</b></p> <p><math>\lambda=46</math></p>		<p>Surface d'échange : 441 m<sup>2</sup></p> <p>Longueur de la batterie : 2.5 m</p> <p>Largeur de la batterie : 1.31 m</p> <p>Nombres des ailettes : 898</p> <p>Volume des tubes : 59 L</p> <p>Nombre des tubes par rangée : 37</p>

Tableau V.3 : Les dimensions du condenseur pour des matériaux différents (cuivre, aluminium, acier)

Les figures (V.1 et V.2) représentent la variation de la surface d'échange en fonction de la variation de la conductivité thermique du tube et de l'ailette.

Les résultats montrent que l'augmentation de la conductivité thermique entraîne une diminution de la surface d'échange et cela est expliqué par l'accroissement du coefficient d'échange global.

### **2.3 Influence du débit d'air**

La variation des températures de sortie et la variation de la surface d'échange en fonction du débit d'air sont représentées sur les figures (V.3 et V.4) on constate une diminution de température de sortie de l'air et de la surface d'échange de l'échangeur de chaleur lors de l'augmentation du débit d'air.

Par contre les figures (V.5 et V.6) montrent que les pertes de charges augmentent avec l'accroissement des débits d'air et d'eau.

### **2.4 Influence de la température d'entrée d'air**

Sur les figures (V.7 et V.8) on remarque que l'augmentation de la température d'entrée de l'air induit une augmentation de la surface d'échange, et une diminution des coefficients d'échange extérieur et global de l'échangeur.

### **2.5 Influence de l'écartement des ailettes**

Les figures (V.9, V.10) illustrent la variation du coefficient d'échange extérieur et la surface d'échange en fonction de l'écartement des ailettes, on remarque une valeur spécifique de l'écartement des ailettes (2.4mm) qui offre une surface d'échange minimale. Cette valeur est identique à celle donnée dans la littérature [Baltimore (15/04/2013)].

Selon la figure (V.11) il paraît clairement que les pertes de charge côté air diminuent en fonction de l'écartement des ailettes, cela est dû à la diminution de la vitesse d'écoulement de l'air.

### **2.6 Influence de l'épaisseur de l'ailette**

Les figures (V.12, V.13, V.14 et V.15) sont une représentation de la variation des coefficients d'échange intérieur et extérieur, la surface d'échange et le volume des tubes en fonction de l'épaisseur de l'ailette. On constate que la surface d'échange décroît avec l'augmentation de l'épaisseur de l'ailette mais cette augmentation entraîne un accroissement du volume des

tubes et ceci représente un inconvénient qu'il faut éviter par un choix adéquat d'une épaisseur optimale de 0.4mm. En effet cette valeur est la plus utilisée dans ce type d'échangeur de chaleur.

## **2.7 Influence du nombre de rangées**

Si on augmente le nombre de rangées la surface d'échange diminue parce le coefficient d'échange global croit comme le montre les figures (V.16 et V.17).

Sur figure (V.18) les pertes de charge augmentent avec l'accroissement du nombre de rangées mais cette augmentation n'est pas importante.

## **2.8 Profils de température des deux fluides (air, eau)**

On représente sur la figure (V.19) la variation de température des deux fluides tout le long de la batterie à ailettes pour une surface d'échange de  $287\text{m}^2$  et un nombre de rangées  $N=10$ .

## **2.9 Surface d'échange nécessaire pour une journée type dans la région de Biskra**

Pour obtenir la surface d'échange de l'échangeur de chaleur qui est utilisée dans un aérorefrigerant dans la région de Biskra, on a choisi le jour de 08/06/2008 et on a exécuté le programme selon les températures de ce jour.

On remarque qu'à 15h30min et pour une température de  $33^\circ\text{C}$  la surface d'échange atteint sa valeur maximale de ( $287\text{m}^2$ ) voir figures (V.20 et V.21)

Cette surface est proche que celle utilisé par (S.Citherlet et al) qui est  $270\text{ m}^2$  à une température maximale de  $32^\circ\text{C}$ .

### 3 Les courbes

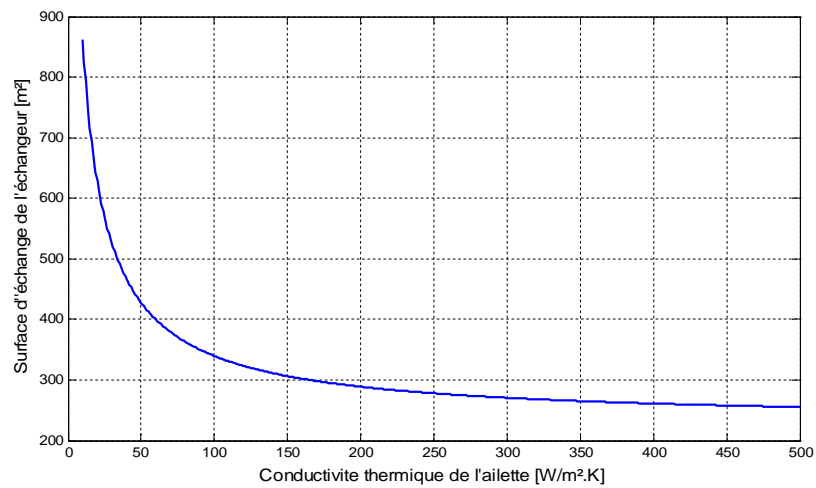


Figure V.1 : Variation de la surface d'échange en fonction de la conductivité thermique de l'ailette

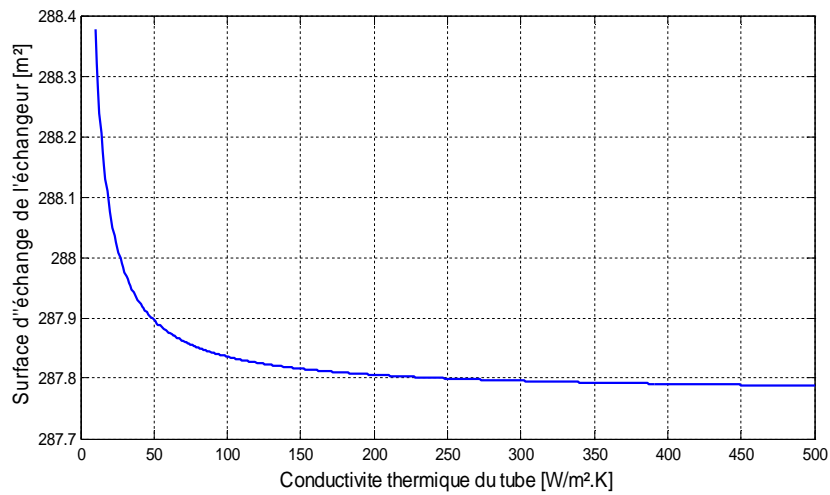


Figure V.2 : Variation de la surface d'échange en fonction de la conductivité thermique du tube

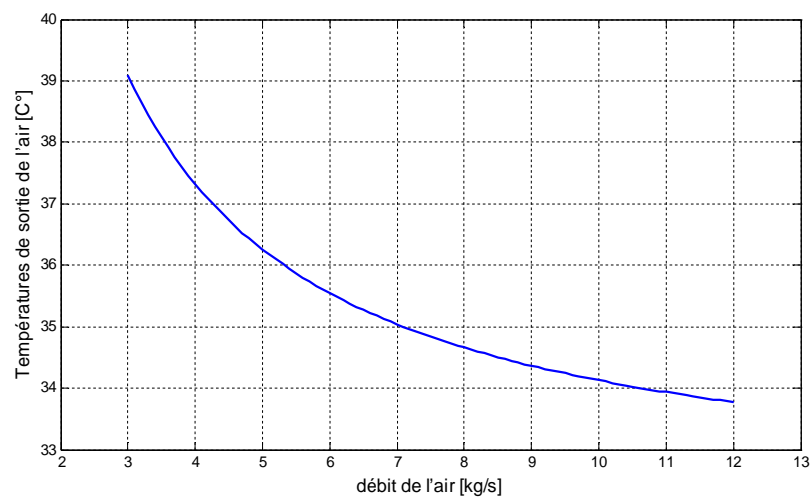


Figure V.3 : Variation des températures de sortie de l'air en fonction du débit d'air

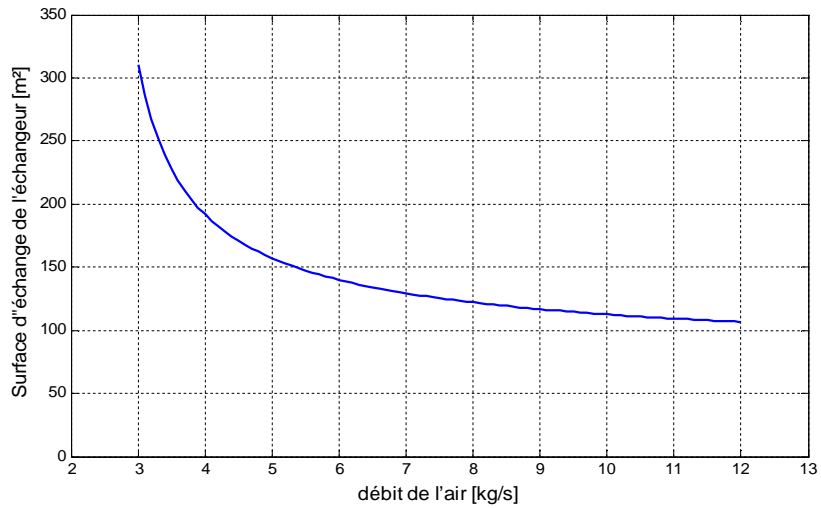


Figure V.4 : Variation de la surface d'échange en fonction du débit d'air

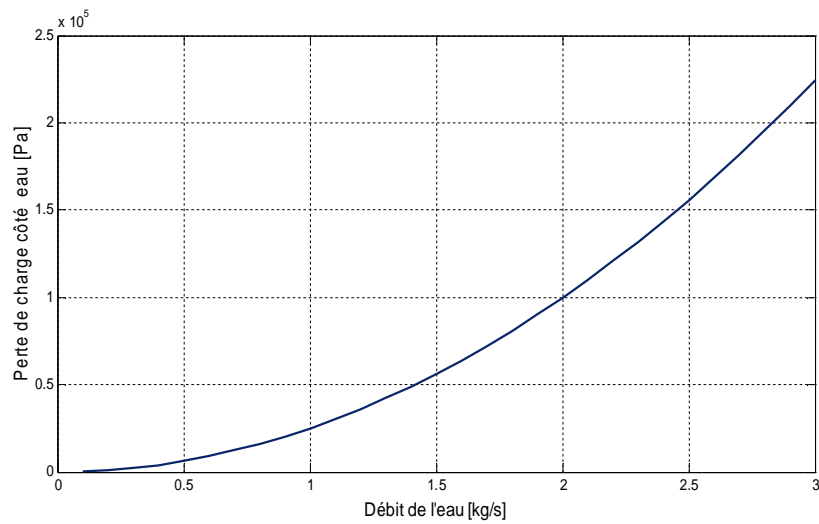


Figure V.5 : Variation des pertes de charge coté eau en fonction du débit d'eau à  $S_{\text{échange}} = 287 \text{ m}^2$

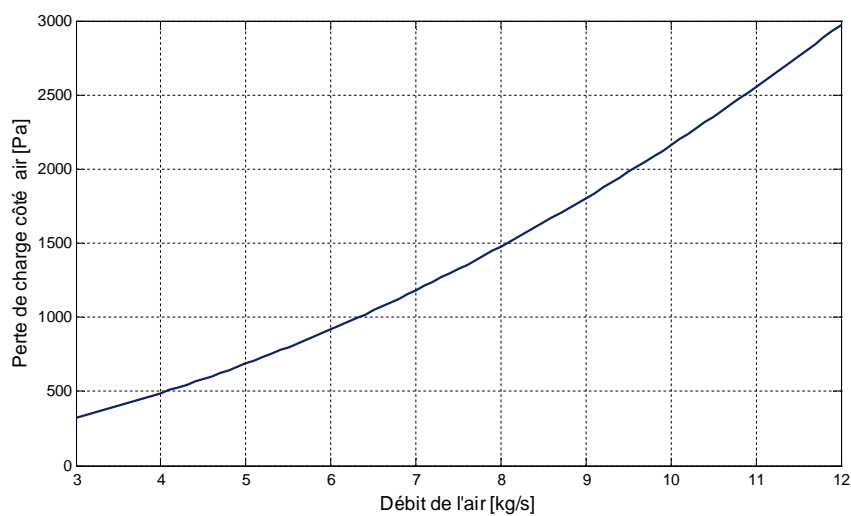


Figure V.6 : Variation des pertes de charge coté air en fonction du débit d'air à  $S_{\text{échange}} = 287 \text{ m}^2$

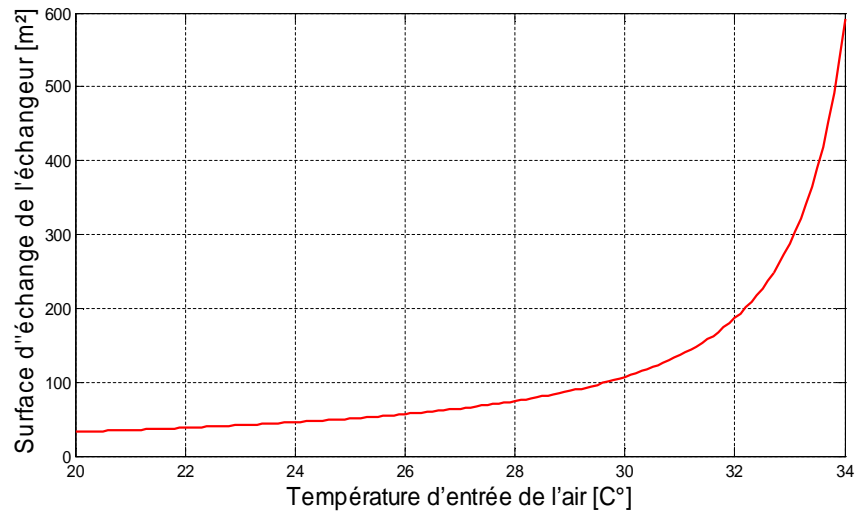


Figure V.7 : Variation de la surface d'échange en fonction de la température d'entrée de l'air

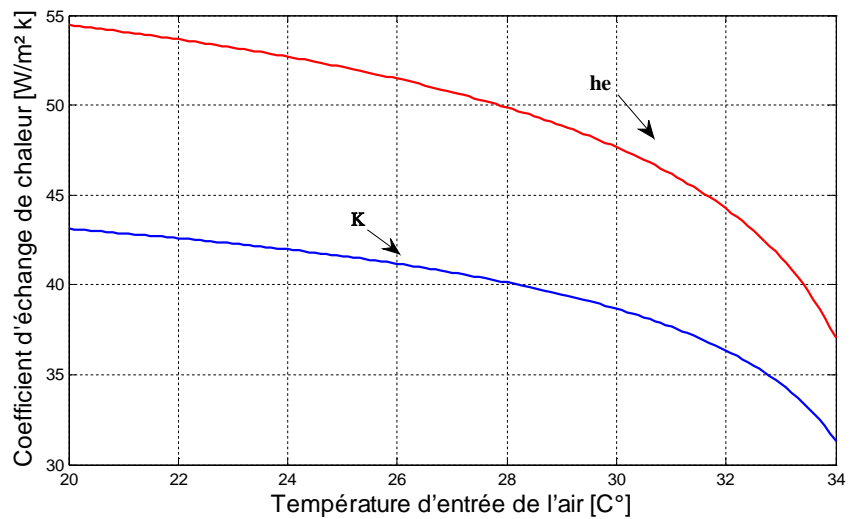


Figure V.8 : Variation des coefficients d'échange de chaleur en fonction de la température d'entrée de l'air

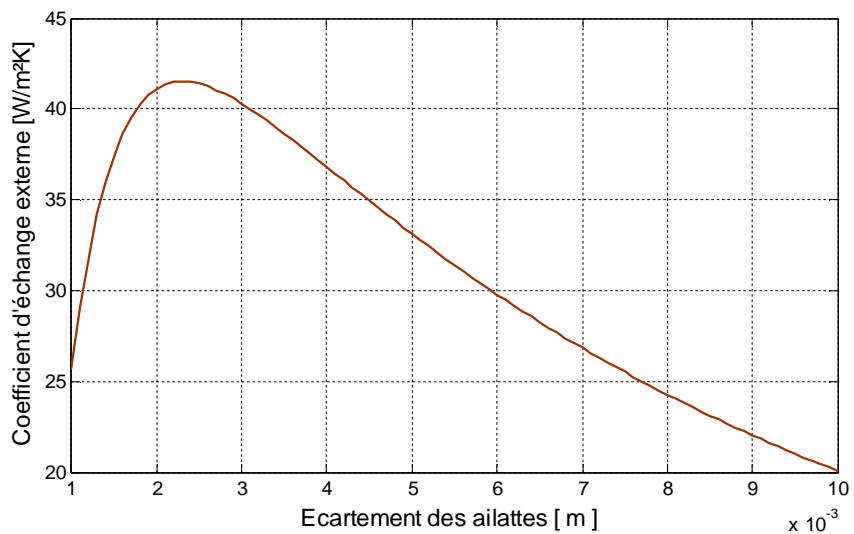


Figure V.9 : Variation du coefficient d'échange extérieur en fonction de l'écartement des ailettes



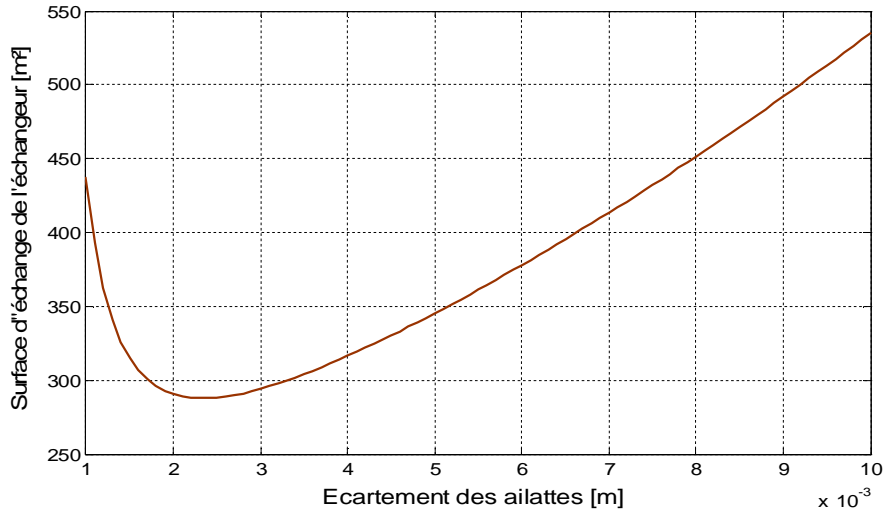


Figure V.10 : Variation de la surface d'échange fonction de l'écartement des ailettes

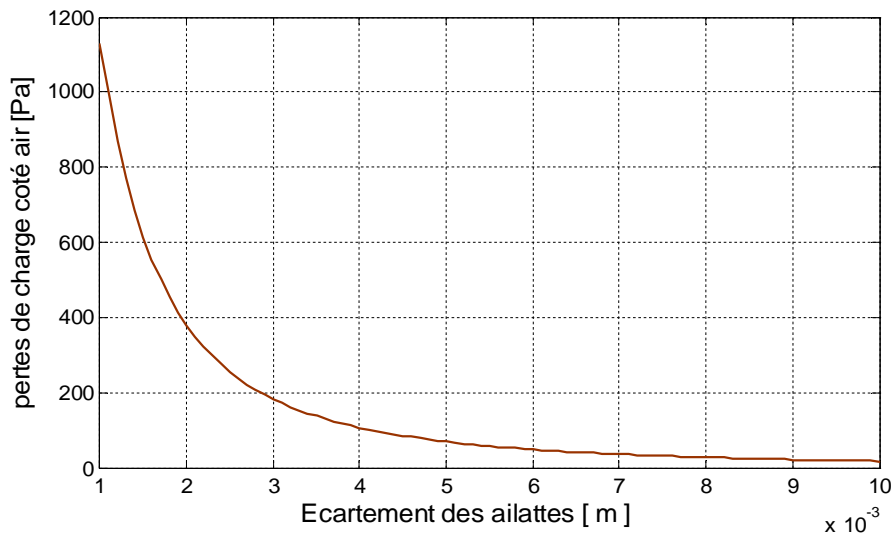


Figure V.11 : Variation des pertes de charge coté air en fonction de l'écartement des ailettes

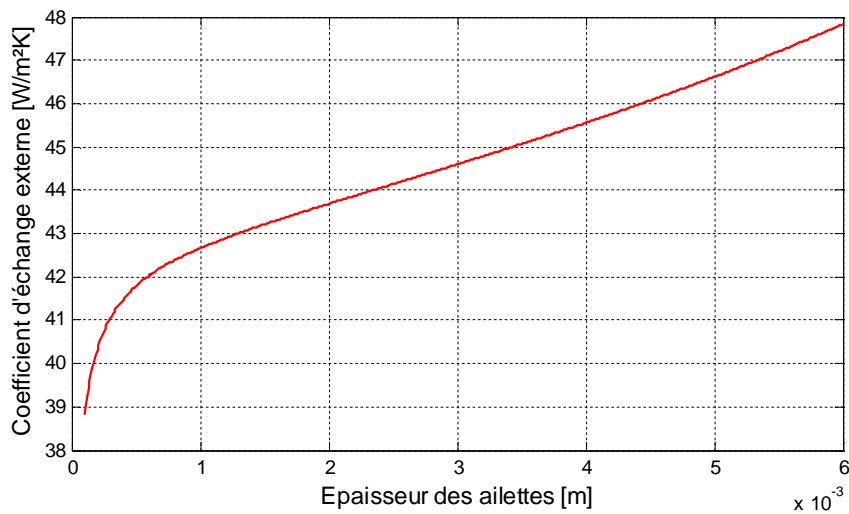


Figure V.12 : Variation du coefficient d'échange extérieur en fonction de l'épaisseur de l'ailette

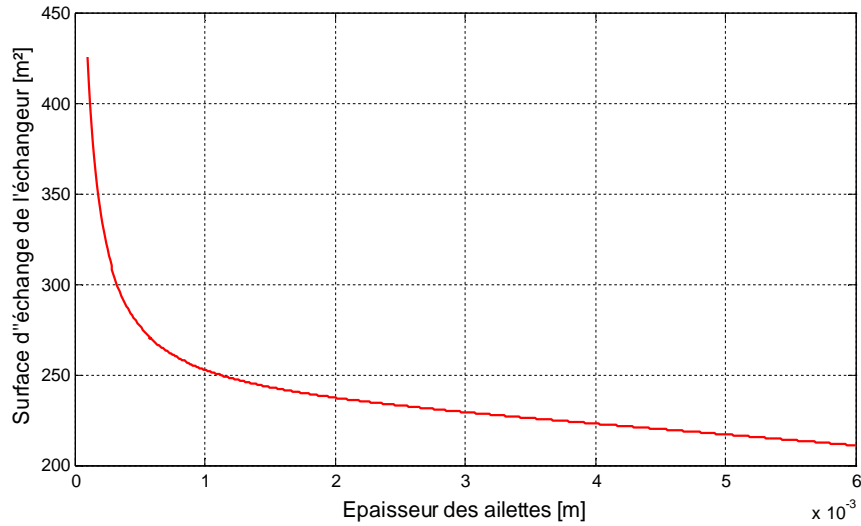


Figure V.13 : Variation de la surface d'échange fonction de l'épaisseur de l'ailette

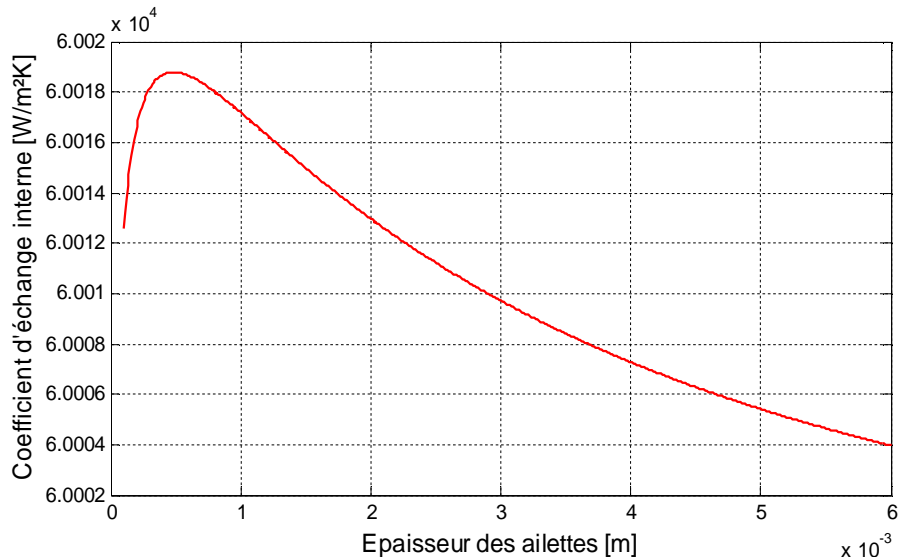


Figure V.14 : Variation du coefficient d'échange intérieur en fonction de l'épaisseur de l'ailette

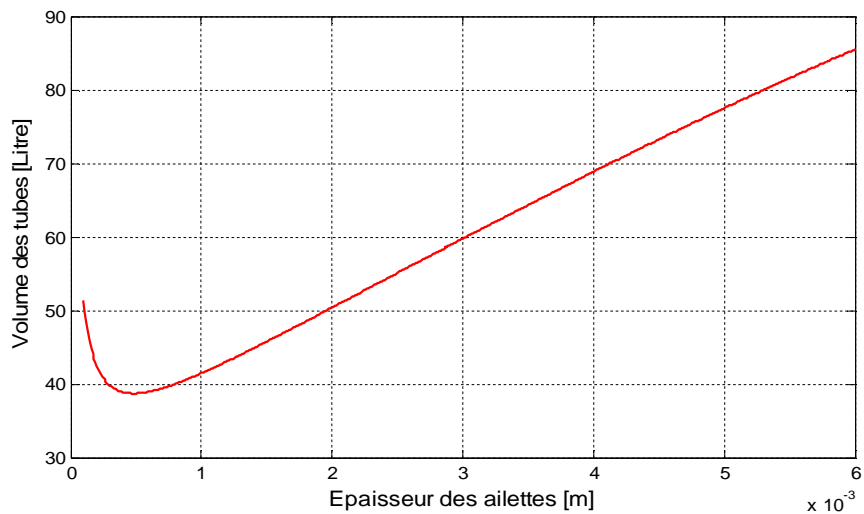


Figure V.15 : Variation du volume des tubes en fonction de l'épaisseur de l'ailette

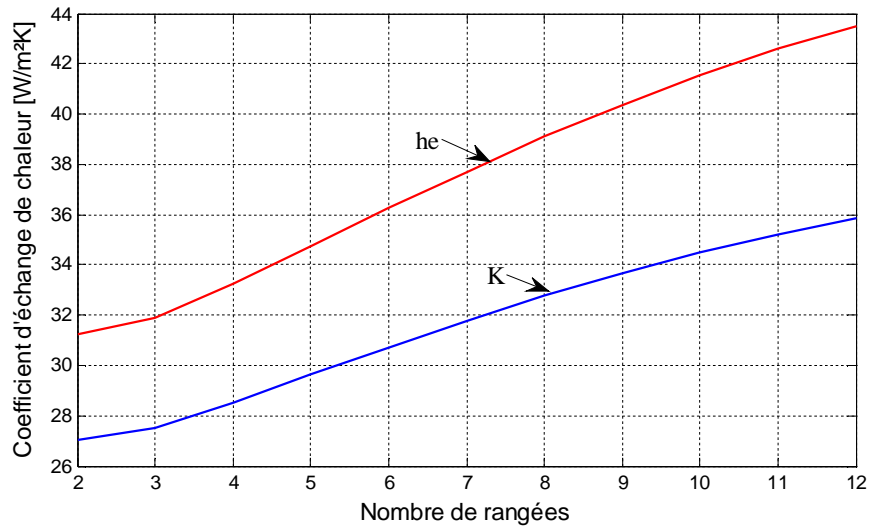


Figure V.16 : Variation des coefficients d'échange de chaleur en fonction du nombre de rangées



Figure V.17 : Variation de la surface d'échange fonction du nombre de rangées

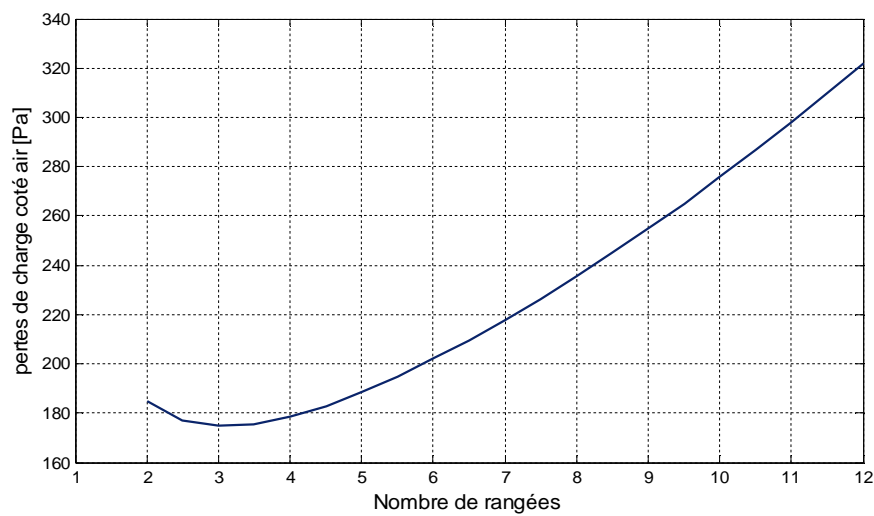


Figure V.18 : Variation des pertes de charge coté air en fonction du nombre de rangées

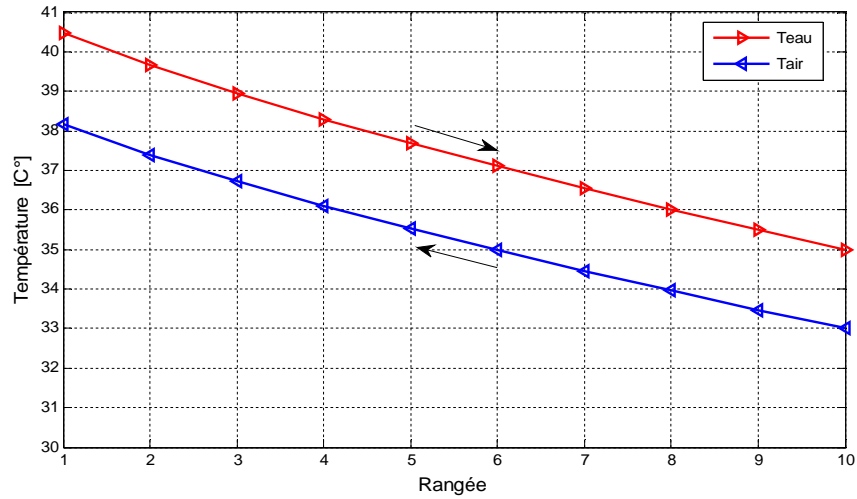


Figure V.19 : Profils de température de deux fluides à :  $N=10$ ,  $S_{\text{échange}} = 287 \text{ m}^2$

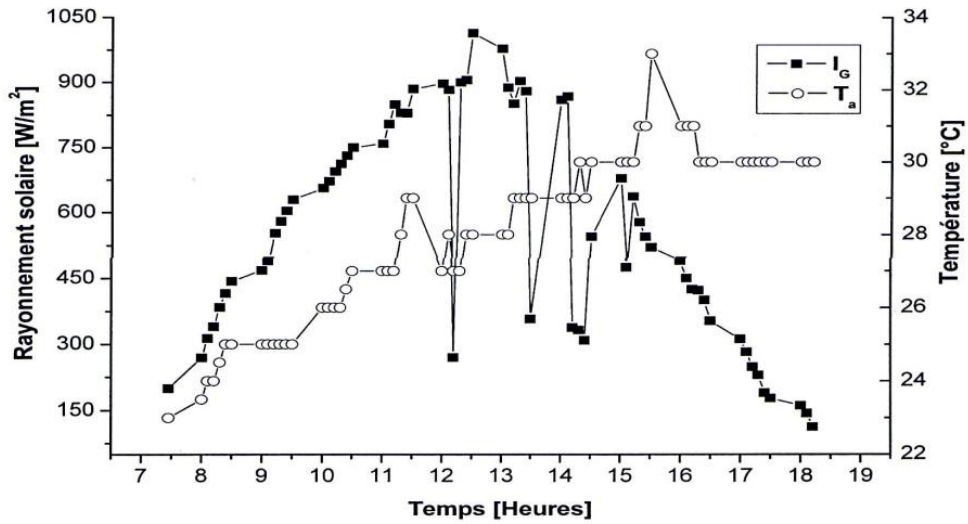


Figure V.20 : Evolution du rayonnement solaire incident et de la température ambiante durant la journée du 08/06/2008 [Aoues (2012)]

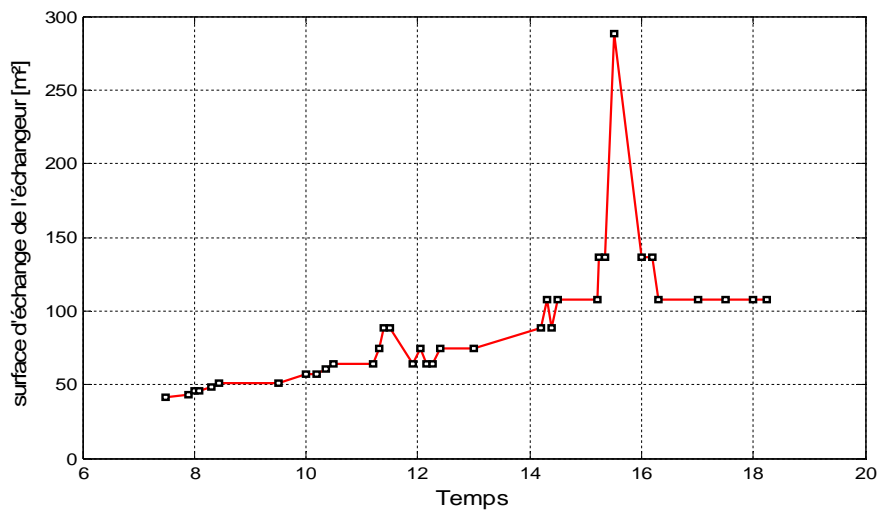


Figure V.21 : Evolution de la surface d'échange nécessaire durant la journée du 08/06/2008

## 4 Bibliographie

Aoues, K., "étude théorique et expérimentale de l'écoulement de l'air entre deux plans parallèles avec une surface chauffée", thèse de Doctorat, Université de Biskra, pp 153 (2012).

Baltimore Aircoil company, URL : <http://www.baltimoreaircoil.eu/fr/produits/d%C3%A9tails-de-construction-DFCH>, "Refroidissement aéroréfrigérant et adiabatique", consulté le 15/04/2013.

Citherlet, S., C. Hildbrand, J. Bony, A. Kleijer, M. Bunea, S. Eicher, "Analyse des performances de la climatisation solaire par adsorption et potentiel pour la Suisse", Rapport final, Projet SOLCOOL HEIG-VD, pp 218, janvier (2011).

# Conclusion générale

Notre travail est concentré sur le dimensionnement d'un aéroréfrigérant du type batterie à ailettes.

Le but de ce travail est de réaliser un code numérique en MATLAB qui sert à dimensionner cet échangeur de chaleur.

La validation du code numérique a donnée des résultats très encourageants.

Une étude paramétrique est faite pour montrer l'influence des paramètres (conductivité thermique  $\lambda$ , débit de l'air, la température de l'air, l'écartement et l'épaisseur de l'ailette) on à remarquer que :

- La surface d'échange optimale est obtenue avec les valeurs de l'écartement et l'épaisseur de l'ailette de 2.4mm et 0.4mm respectivement et cela est conforme avec la littérature.
- Un débit d'air de 4.5kg/s présente un choix idéal car il permet de donner la puissance désirée.
- Par comparaison des trois matériaux suivants aluminium, acier et cuivre l'aluminium est opté comme meilleure solution.

Dans le cas où la température de l'air dépasse 33°C la surface d'échange augmente énormément ce qui mène à l'intervention du système d'humidification par pulvérisation pour diminuer la température de l'entrée d'air.

Cette étude représente un noyau pour d'autre études futures sur les systèmes de refroidissement plus complexe (systèmes de refroidissement par voie humide), ainsi que l'utilisation des ailettes déformées (ondulées, persiennées...etc.).

# Annexes

## A. Propriétés thermo-physiques de l'air

$\theta$	$\rho$	$c_p$	$\lambda$	$10^4 \cdot \mu$	$10^7 \cdot a$	Pr
$^{\circ}\text{C}$	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot^{\circ}\text{C}^{-1}$	$\text{Pa}\cdot\text{s}^{-1}$	$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$	
0	1002	4218	0,552	17,90	1,31	13,06
20	1001	4182	0,597	10,10	1,43	7,02
40	995	4178	0,628	6,55	1,51	4,34
60	985	4184	0,651	4,71	1,55	3,02
80	974	4196	0,668	3,55	1,64	2,22
100	960	4216	0,680	2,82	1,68	1,74
120	945	4250	0,685	2,33	1,71	1,45
140	928	4283	0,684	1,99	1,72	1,24
160	910	4342	0,680	1,73	1,73	1,10
180	889	4417	0,675	1,54	1,72	1,00
200	867	4505	0,665	1,39	1,71	0,94
220	842	4610	0,652	1,26	1,68	0,89
240	816	4756	0,635	1,17	1,64	0,88
260	786	4949	0,611	1,08	1,58	0,87
280	753	5208	0,580	1,02	1,48	0,91
300	714	5728	0,540	0,96	1,32	1,02

Propriétés thermo- physiques de l'air [Jannot, (2012)]

- **Corrélations entre 0 et 100 °C**

- $\rho = \frac{353}{T+273}$   $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
- $\lambda = 7,57 \cdot 10^{-5}T + 0.0242$   $\text{Wm}^{-1}\text{C}^{-1}$
- $\mu = 10^{-5}(0.0046T + 1,7176)$   $\text{Pa}\cdot\text{s}$
- $\text{Pr} = -2.54 \cdot 10^{-4} T + 0.7147$

## B. Propriétés thermo- physiques de l'eau

$\theta$	$\rho$	$c_p$	$\lambda$	$10^5 \cdot \mu$	$10^5 \cdot a$	Pr
°C	kg.m <sup>-3</sup>	J.kg <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup>	W.m <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup>	Pa.s <sup>-1</sup>	m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup>	
0	1,292	1006	0,0242	1,72	1,86	0,72
20	1,204	1006	0,0257	1,81	2,12	0,71
40	1,127	1007	0,0272	1,90	2,40	0,70
60	1,059	1008	0,0287	1,99	2,69	0,70
80	0,999	1010	0,0302	2,09	3,00	0,70
100	0,946	1012	0,0318	2,18	3,32	0,69
120	0,898	1014	0,0333	2,27	3,66	0,69
140	0,854	1016	0,0345	2,34	3,98	0,69
160	0,815	1019	0,0359	2,42	4,32	0,69
180	0,779	1022	0,0372	2,50	4,67	0,69
200	0,746	1025	0,0386	2,57	5,05	0,68
220	0,700	1028	0,0399	2,64	5,43	0,68
240	0,688	1032	0,0412	2,72	5,80	0,68
260	0,662	1036	0,0425	2,79	6,20	0,68
280	0,638	1040	0,0437	2,86	6,59	0,68
300	0,616	1045	0,0450	2,93	6,99	0,68

Propriétés thermo-physiques de l'eau [Jannot, (2012)]

### • Corrélations entre 0 et 100 °C

- $\rho = -0.00380 T^2 - 0.050 T + 1002.6$  kg.m<sup>-3</sup>
- $\lambda = -9.87 \cdot 10^{-6} T^2 + 2.238 \cdot 10^{-3} T + 0.5536$  Wm<sup>-1</sup>°C<sup>-1</sup>
- $\mu = 10^{-4} \frac{17.9 - 0.07377 T + 0.0003354 T^2}{1 + 0.03032 T + 8.765 \cdot 10^{-5} T^2}$  Pa.s
- $Pr = \frac{13.06 + 1.387 T - 0.0037 T^2}{1 + 0.12407 T + 0.005297 T^2}$

## 4 Bibliographie

Jannot, Y., " Transfert thermiques", cours de transfert thermique, Ecole des Mines Nancy, pp 161 (2012)



## **Echangeurs de chaleur liés au système de refroidissement solaire à adsorption : Dimensionnement d'un aéroréfrigérant**

**Résumé :** L'objectif de ce travail est le dimensionnement d'un système de refroidissement d'une installation frigorifique solaire à adsorption. Après une analyse bibliographique concluante, nous avons choisi de travailler sur un aéroréfrigérant sec de type batterie à ailettes. Un code de calcul en MATLAB a été élaboré pour dimensionner l'échangeur de chaleur. Nous avons également comparé les résultats obtenus par ce code avec des travaux expérimentaux récents obtenus de la littérature. Après la validation expérimentale du code, une étude de faisabilité de l'aéroréfrigérant dans la région de Biskra.

**Les mots clés :** dimensionnement, aéroréfrigérant sec, système de refroidissement solaire à adsorption, batterie à ailettes.

### **المبادلات الحرارية المتعلقة بنظام تبريد شمسي بالإمتزاز : ضبط أبعاد مبرد هوائي**

**ملخص :** خلال هذا العمل قمنا بدراسة مبادل حراري من نوع بطارية ذات زعانف لمبرد هوائي متصل بجهاز تبريد يعمل بالطاقة الشمسية يركز على عملية الإمتزاز, وقد أنجزنا برنامج لحساب وضبط أبعاد هذا المبادل الحراري ولرؤية تأثير مختلف المتغيرات من اجل الحصول على مساحة التبادل اللازمة و المثلى, وكذلك دراسة جدوى استعمال أنظمة التبريد الجافة في منطقة بسكرة, وقد قمنا بالتحقق ومن مقارنة النتائج التي المتحصل عليها التي أعطت قيم إيجابية وجد مشجعة من أجل مواصلة العمل في هذا المجال.

**الكلمات المفتاحية :** ضبط الأبعاد, المبرد الهوائي الجاف, نظام التبريد الشمسي بالإمتزاز, بطارية ذات زعانف.