

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: Système énergétique et développement durable

Réf:.....

Mémoire de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du diplôme de:

MASTER

Thème

Etude d'un échangeur de chaleur destiné au rafraichissement des locaux par géothermie

Présenté par:

Zahia LOUAIL

Proposé et dirigé par:

Dr. Nora BOULTIF

Promotion : Juin 2017

Remerciement

Je remercie avant tout DIEU Allah tout puissant pour la volonté, la santé et la patience qu'il m'a donné afin de réaliser ce modeste travail.

A madame BOULTIF NORA, qu'elle soit remerciée d'abord pour avoir accepté de diriger ce travail, ensuite pour les précieux conseils qu'elle n'a cessé de me prodiguer tout au long de la réalisation de ce travail.

A Mr MOUMMI ABDELHAFID et Mr HASSINI MABROUK pour toutes aides et leurs précieux conseils

Je tiens également é remercier l'étudiants de doctorat Mr ABDELBASSIT et Mr MELHEGUAG MOHAMMED AMIN pour tous aides dans ce travail

Mes enseignants, amis et collègues de génie mécanique et de l'université de Biskra

Toutes les personnes que je ne peut citer qui m'ont aidé de près ou de loin, qu'ils trouvent tous ici, mes sincères remerciements et reconnaissances.

Je tiens à remercier mes proches. Merci et pardon à ma mère, mon père, mes sœurs pour les moments difficiles.

Enfin Je remercie les membres du Jury pour l'intérêt qu'ils ont bien voulu porter à ce modeste travail.

Sommaire

Dédicace	
Remerciement.....	i
Sommaire.....	ii
Liste des figures.....	vi
Liste des tableaux	viii
Nomenclature.....	ix

Introduction générale	1
------------------------------------	----------

Chapitre I :Etude théorique sur la géothermie et le rafraichissement

I.1. Introduction.....	5
I.2.La géothermie.....	5
I.2.1. Définition de la géothermie.....	5
I.2.2. Les différents types de géothermie.....	5
I.2.2.1. La géothermie haute énergie.....	5
I.2.2.2. La géothermie basse énergie.....	6
I.2.2.3. La géothermie très basse énergie.....	6
I.2.3. Les avantages et les inconvénients de la géothermie.....	7
I.2.3.1. Les avantages de la géothermie.....	7
I.2.3.2. Les inconvénients de la géothermie.....	7
I.2.4. Les procédés de la géothermie.....	8
I.2.4.1.Puits canadien.....	8
I.2.4.1.1. Définition.....	8
I.2.4.1.2. Principe de fonctionnement.....	8
I.2.4.2. Pompe à chaleur géothermique.....	9
I.2.4.2.1. Définition.....	9
I.2.4.2.2. Fonctionnement.....	9
I.3. Le rafraichissement des locaux	10
I.3.1.Définition.....	10
I.3.2. les différents types de rafraîchissement.....	10
I.3.2.1.Climatisation électrique avec condensation à eau/à air.....	10

I.3.2.2.Climatisation au gaz.....	11
I.3.2.3. Climatisation individuelle.....	11
I.3.2.4.Distribution et émission.....	11
I.3.2.4.1.Les systèmes de climatisation "tout air".....	12
I.3.2.4.1.1.Systèmes à débit constant.....	12
I.3.2.4.1.2.Systèmes à débit variable.....	12
I.3.2.4.2.Les systèmes de climatisation "tout eau".....	12
I.3.2.4.3.Les systèmes de climatisation mixtes à air et à eau.....	13
I.3.3. Stratégie à adopter lors de la conception d'un logement climatisé.....	13
I.3.4.Différentes techniques de rafraîchissement géothermique.....	13
I.3.4.1.Le puits provençal.....	13
I.3.4.2. Le pompe à chaleur.....	13
I.3.5. Avantages et inconvénients de rafraîchissement géothermique air/sol	14
I.3.5.1. Avantages.....	14
I.3.5.2. Inconvénients.....	15

Chapitre II : Généralités sur les échangeurs de chaleur

II.1. Introduction.....	17
II.2. l'échangeur de chaleur.....	17
II.2.1. types de contact	17
II.2.1.1. Échangeurs à contact direct	17
II.2.1.2. Échangeurs à contact indirect.....	17
II.2.2. Disposition des écoulements	18
II.2.3. Différents types d'échange	18
II.2.3.1. Echange sans changement de phase	18
II.2.3.2. Echange avec changement de phase	19
II.3. Critères de classement des échangeurs.....	19
II.4. Les différents types des échangeurs de chaleur.....	21
II.4.1. Echangeurs tubulaires et multitubulaires	21

II.4.2. Echangeur à plaques	23
II.4.2.1. Echangeurs à plaques et joints.....	23
II.4.2.2. Echangeurs à plaques soudées ou cassettes.....	24
II.4.3. Echangeurs de chaleurs spiralées.....	25
II.4.4. Aérothermes industriels (aéro-réfrigérants).....	26
II.4.5. Echangeurs thermiques à surface raclée.....	27
II.4.6. Echangeurs à tubes et ailettes.....	28
II.4.6.1. Les différents types des ailettes.....	28
II.4.6.1.1. Ailettes transversales.....	29
II.4.6.1.2. Ailettes longitudinales.....	32

Chapitre III : Dimensionnement d'un échangeur

III.1. Introduction.....	34
III.2. Le dimensionnement.....	34
III.3. Choix de la méthode de dimensionnement.....	34
III.3.1. Configuration d'écoulement étudiée.....	35
III.3.2. Hypothèses de calcul.....	35
III.3.3. Le déroulement de calcul.....	36
III.3.4. Calcul d'un échangeur à tubes à ailettes.....	38
III.3.4.1. Différence moyenne de température logarithmique.....	38
III.3.4.2. Calcul de facteur de correction F.....	38
III.3.4.3. Surface d'échange	38
III.3.4.4. Coefficient de d'échange de chaleur extérieur (coté air).....	42
III.3.4.5. Coefficient de d'échange de chaleur intérieur des tubes	42
III.3.4.6. Coefficient d'échange de chaleur global.....	43
III.3.4.7. Les apports calorifiques (Puissance thermique) échangée	43
III.3.4.8. L'organigramme du programme.....	46

Chapitre IV : Résultats et discussion

IV.1. Introduction.....	51
IV.2. Résultats, analyses et commentaires.....	51
IV.3. Les résultats de notre travail.....	53
IV.4. L'effet de la variation des matériaux des ailettes sur les dimensions de l'échangeur.....	53
Conclusion générale.....	57
Référence bibliographique.....	58
Annexe.....	60

Liste des figures

Figure I.1. La géothermie haute et moyenne énergie.....	5
Figure I.2. La géothermie basse énergie.....	6
Figure I.3. La géothermie très basse énergie.....	7
Figure I.4. Schéma simplifié d'un puits canadien.....	8
Figure I.5. Les trois principales composantes d'un système PCG.....	9
Figure I.6. Principe de fonctionnement d'une PAC.....	9
Figure I.7. Climatiseur réversible.....	14
Figure II.1. Disposition des écoulements.....	18
Figure. II.2. Echangeur à faisceaux et calandre 1-2 type AEL.....	21
Figure. II.3. Echangeur à faisceaux et calandre (multitubulaire) : type 1 passe côté calandre, 4 passes côté tubes (1-4 à faisceaux en U).....	22
Figure. II.4. Echangeur à faisceaux et calandre (multitubulaire) : type 1 passe côté calandre, 2 passes côté tubes (1-2 à faisceaux en U).....	22
Figure. II.5. Schéma représente les échangeurs à plaques et joints.....	24
Figure. II.6. Schéma représente un échangeur à plaques soudées ou cassettes.....	25
Figure. II.7. Les échangeurs de chaleur spiralée.....	26
Figure. II.8. Aéro-réfrigérant avec vue sur la ligne d'alimentation et bouchons de tube.....	27
Figure. II.9. Echangeurs thermiques à surface raclée.....	27
Figure. II.10. Echangeurs à tubes et ailettes.....	28
Figure. II. 11. Ailettes continues ou indépendantes pour tubes.....	29
Figure. II.12. Ailettes annulaires ou spiralées.....	30
Figure. II.13. Autres types d'ailettes transversales.....	31
Figure. II.14. Pas des tubes.....	31
Figure. II.15. Tubes avec différents types d'ailettes longitudinales.....	32
Figure. III.1. Ailette rectangulaire.....	41

Figure IV.1. Variation de la température de l'eau en fonction de la longueur du tube pour différents débits.....	52
Figure IV. 2. Schéma représente l'échangeur de chaleur tube à ailette en cuivre....	53

Liste des tableaux

Tableau I.1. Le tableau représenté les efficacités de chaque type d'équipement.....	11
Tableau III.1. Les différentes étapes de la méthode ΔT_{ML}	35
Tableau IV.1. Représenté les températures de jour (6 juillet 2016).....	51
Tableau IV.2. Représente notre travail pour le matériau cuivre.....	53
Tableau. IV.3. Les dimensions de l'échangeur pour des différents matériaux (Cuivre, aluminium, acier).....	54
Tableau IV.4. Représente les données de calcul des apports.....	55

Nomenclature

Symboles	Définition	Unité
A	Dimension de l'ailette	(m)
a	Constant	
B	Dimension de l'ailette	(m)
b	Constant	
Cp	Chaleur massique	(J/Kg.K)
di	Diamètre interne du tube	(m)
de	Diamètre externe du tube	(m)
Dh	Diamètre hydraulique	(m)
Dc	Diamètre ducaractéristique	(m)
e	Epaisseur de ailettes	(m)
F	Facteur de correction, facteur de rayonnement solaire	
j	Coefficient de Colburn	
H	Longueur d'un passage d'un tube	(J/kg)
h	Coefficient d'échange de chaleur par convection	(W/m ² .K)
K	Coefficient d'échange de chaleur global	(W/m ² .K)
L	Hauteur de l'échangeur à tube à ailettes	(m)
Lt	Longueur du tube	(m)
la	Longueur	(m)
m _{eau}	Débit massique de l'eau	(Kg/s)
m _{air}	Débit massique de l'air	(Kg/s)
N	Nombredesrangées	
Nu	Nombre de Nusselt	
N _{ail-m}	Nombre d'ailettes par mètre de longueur	
N _{tt}	Nombre total de tube	
P	Périmètre de contact fluide/paroi, puissance dégagé	(m)
Pr	Nombre de Prandtl	(m)
Pt	Pastransversaldetube	(m)
Pl	Paslongitudinaldetube	
Q	La puissance échangée	(W)

q_v	débit d'air extérieur de renouvellement	(m^3/h)
Re	Nombre de Reynolds	
\mathfrak{R}	Résistance thermique	(W / K)
R_{ex}	Rayon extérieur du tube	(m)
R_m	rayonnement solaire absorbé sur la surface du mur	W/m ²
S_{ech}	Surface d'échange	(m ²)
S	Section de passage du fluide	(m ²)
Sa	Ecartement entre les ailettes	(m)
Si	Surface intérieure de tube par mètre de longueur	(m ² /m)
Se	Surface extérieure de tube par mètre de longueur	(m ² /m)
S_{net-m}	Surface nette de tube par mètre de longueur	(m ² /m)
S_{ail-m}	Surface d'ailettes par mètre de longueur	(m ² /m)
S_{etr}	Surface étroite entre le tube et les ailettes	(m ² /m)
T	Température	(°C)
V_{air}	Vitesse étroite de l'air	(m/s)
V_{tube}	Volume de tube	(m ³)

Symbole	Définition	Unité
α	coefficient d'absorption de la paroi recevant le rayonnement	
μ	Viscosité dynamique	(Pas.s)
λ	Conductivité thermique	(W/m.K)
η	Efficacité	
ρ	Masse volumique	(kg/m ³)
ζ	Coefficient d'anisothermie	
Δ	Ecart	

Indice	Définition
ail	ailette
ae	Air entrée
as	Air sortie
ee	Eau entrée
es	Eau sortie
e	extérieur
i	intérieur
m	Moyen
p	paroi
t	tube

Introduction générale

A la suite du choc pétrolier 1973, le monde 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. [1]

Les énergies renouvelables ou spécialement le rafraichissement par géothermie, est une technique couramment utilisée dans notre région du SAHARA, les gens construisent leurs maisons sous-sol (les caves) pour rafraichir les habitats en été, et cette technique traditionnelle est développée avec des nouvelles méthodes qui permettent l'utilisation correcte de cette énergie dans des meilleures conditions dans la société moderne. [2]

Dans les installations du rafraichissement les échangeurs de chaleur sont des instruments clé, le principe de ces appareils thermiques est très simple, ils sont destinés à transférer de la chaleur entre des fluides de températures différentes, donc ils font appel aux mécanismes de transfert thermique.

Dans les applications industrielles dont les échangeurs de chaleur font partie (climatisation, chauffage, récupération de chaleur....), il existe plusieurs types d'appareils. Les plus utilisés sont ceux à faisceaux de tubes lisses ou de tubes à ailettes. [3]

Les échangeurs de chaleur sont des éléments très important dans les installations de rafraichissement, Ainsi le bon fonctionnement de ces installations dépend largement de la bonne étude, conception et réalisation de ces échangeurs thermiques. Autrement dit, un échangeur de chaleur bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé, augmente le bon rendement et permet un bénéfice d'énergie.

Sous l'axe d'étude concernant le rafraichissement par l'énergie géothermique, notre travail est consacré au dimensionnement d'un échangeur de chaleur de type tube à ailette destiné au rafraichissement des locaux par géothermie.

Notre travail est reparti en quatre chapitres :

Le premier chapitre est consacré à une étude théorique sur le rafraichissement et la géothermie (définition, les différents types et les procédés).

Le second chapitre est réservé à des généralités sur les échangeurs de chaleur.

Dans le troisième chapitre, nous avons présenté une étude de dimensionnement de l'échangeur de chaleur tube à ailettes. Pour cela un code de calcul a été élaboré avec un organigramme pour l'explication des étapes de calcul.

Les résultats obtenus sont présentées dans un quatrième chapitre.

Enfin, le mémoire est achevé par une conclusion générale sur le problème étudié et sur les perspectives de cette étude.

I.1 Introduction

Dans ce chapitre on donne la définition, les différents types et les procédés de géothermie et du rafraichissement.

I.2. La géothermie

I.2.1. Définition de la géothermie

La Géothermie, du grec Géo (La terre) et thermie (la chaleur), est la science qui étudie les phénomènes thermiques internes du globe terrestre et la technique qui vise à l'exploiter. Par extension, la géothermie désigne aussi l'énergie géothermique issue de l'énergie de la terre qui est convertie en chaleur. Pour capter l'énergie géothermique, on fait circuler un fluide dans les profondeurs de la Terre. Ce fluide peut être celui d'une nappe d'eau chaude captive naturelle, ou de l'eau injectée sous pression pour fracturer une roche chaude et imperméable. Dans les deux cas, le fluide se réchauffe et remonte chargé de calories (énergie thermique). Ces calories sont utilisées directement ou converties partiellement en électricité. [4]

I.2.2. Les différents types de géothermie

I.2.2.1. La géothermie haute énergie

La géothermie haute énergie, exploite les gisements de vapeur sèche ou humide (mélange eau et vapeur). Ces gisements se caractérisent par des températures supérieures à 150°C.

On rencontre cette géothermie haute énergie dans les régions volcaniques et sismiques (frontières de plaques) où le gradient géothermique est particulièrement élevé. La géothermie haute énergie est destinée principalement à la production d'électricité. [5]



Figure I.1. La géothermie haute et moyenne énergie [6]

I.2.2.2. La géothermie basse énergie

La géothermie basse énergie se caractérise par une température comprise entre 30°C et 150° C, elle est rencontrée à une profondeur moyenne de 1000 à 2500 m, dans les formations perméables remplies d'eau situées principalement dans les bassins sédimentaires de grandes dimensions.

Elle est destinée principalement au chauffage urbain et au chauffage des serres. [5]

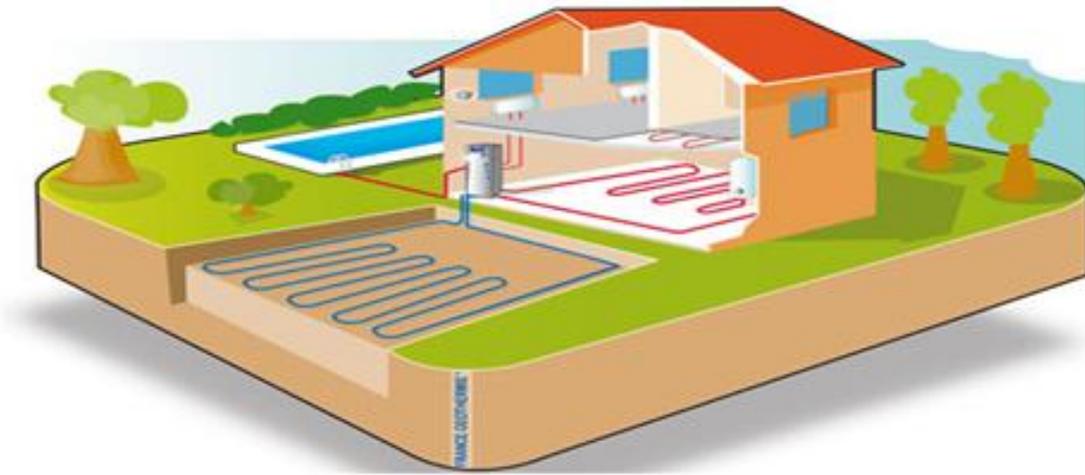


Figure I.2. La géothermie basse énergie.[6]

I.2.2.3. La géothermie très basse énergie

La géothermie très basse énergie est rencontrée à des faibles profondeurs (nappes phréatiques) ou la température est de l'ordre de 10 à 12°C.

Elle est utilisée pour le rafraîchissement, chauffage des bâtiments à travers les puits canadiens. [5]



Figure I.3.La géothermie très basse énergie [6]

I.2.3. Les avantages et les inconvénients de la géothermie

I.2.3.1. Les avantages de la géothermie

- C'est une énergie fiable et stable dans le temps, car elle ne dépend pas des conditions atmosphériques ou conditions climatiques.
- La géothermie est une énergie renouvelable et propre (pas de déchets à stocker, très peu d'émissions de CO₂).
- La géothermie à très basse énergie est disponible dans tous les sous-sols de la planète.[7]

I.2.3.2. Les inconvénients de la géothermie

- L'eau géothermique est souvent très salée, très chargée en sels minéraux : jusqu'à trois fois plus que l'eau de mer.
- Elle ne peut alors être utilisée qu'à travers un circuit parallèle de l'eau douce, les deux n'étant jamais en contact : il y a perte de rendement.
- Les eaux géothermales sont presque toujours corrosives. Cette corrosion augmente le coût de maintenance.
- Il y a risque de pollution quand l'eau extraite contient des métaux lourds, ce qui nécessite de la réinjecter dans le sous-sol.
- Si l'énergie prélevée est gratuite, les coûts d'investissement et de maintenance sont en revanche très élevés.[7]

I.2.4. Les procédés de la géothermie

I.2.4.1 Puits canadien

I.2.4.1.1. Définition

Egalement appelé puits provençal, le puits canadien permet une gestion passive de la température d'un bâtiment tout au long de l'année. Excellente alternative à la climatisation mécanique en été, il permet aussi de préchauffer l'air neuf en hiver. Pour cela il utilise le potentiel thermique du sol dont la température à 2m de profondeur est d'environ 5°C l'hiver et 13° l'été. [8]

I.2.4.1.2. Principe de fonctionnement

Le principe est simple : l'air extérieur circule, grâce à un ventilateur, dans des canalisations enterrées avant d'être insufflé dans le bâtiment. En saison froide, l'air extérieur se réchauffe au contact du sol pour atteindre une température de 2 à 5°C limitant ainsi les besoins de chauffage du bâtiment, tandis qu'en été l'air extérieur profite de la fraîcheur du sol pour baisser en température et arriver dans le bâtiment entre 15 et 20°C.

Cette technique est notamment intéressante dans des régions où le climat présente des températures estivales supérieures à 30°C. Consommant très peu d'énergie car seul le système de ventilation consomme de l'électricité, il demande très peu d'entretien. Son prix, peu élevé, dépend essentiellement du coût de terrassement, c'est pourquoi cette installation est peu conseillée en rénovation.[8]

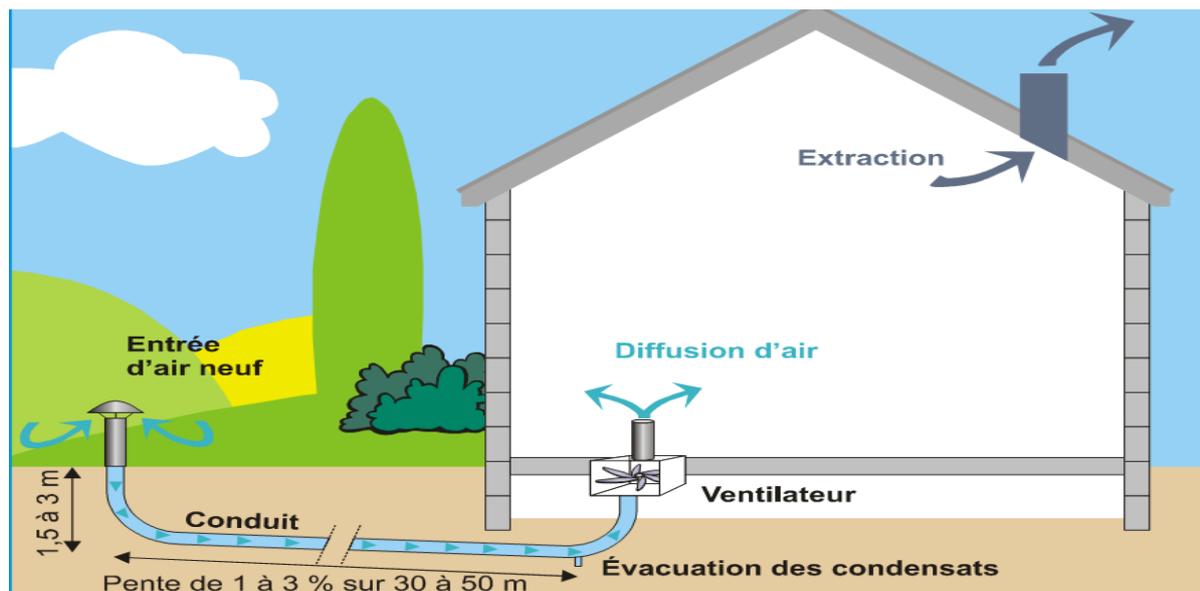


Figure I.4. Schéma simplifié d'un puits canadien. [7]

I.2.4.2. Pompe à chaleur géothermique

I.2.4.2.1. Définition

La pompe à chaleur est un appareil capable de transférer de l'énergie d'un milieu « Froid » vers un milieu « Chaud ».

Concrètement, cela consiste à prélever des calories du milieu naturel (air, sol ou eau) pour les injecter à l'intérieur du bâtiment que l'on souhaite chauffer. Même « froids », l'air, le sol et l'eau renferment de la chaleur qu'il est possible d'extraire moyennant une dépense énergétique initiale.[7]

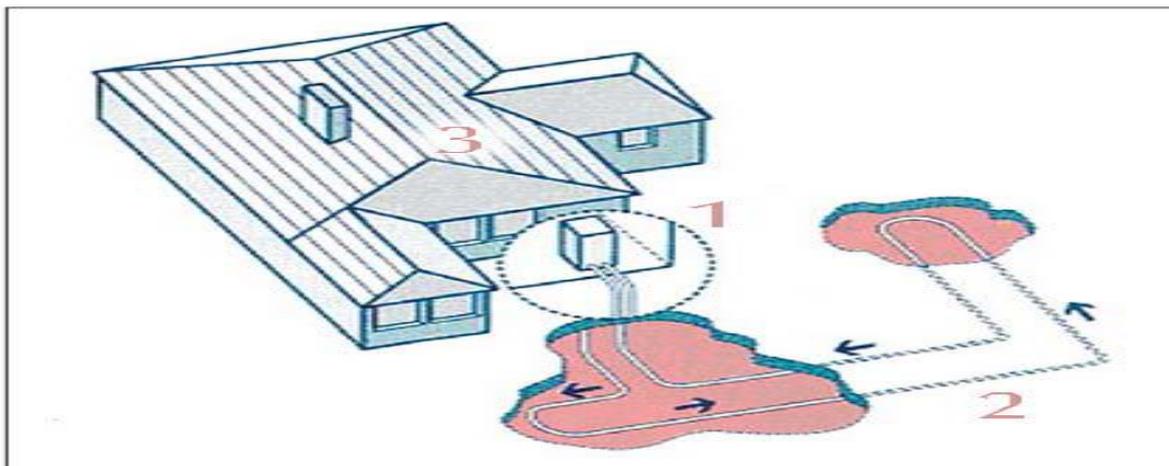


Figure I.5. Les trois principales composantes d'un système PCG. [7]

- (1) Pompe à chaleur.
- (2) Echangeur de chaleur avec le sol.
- (3) Système de distribution intérieur de chaleur et de froid.

I.2.4.2.2. Fonctionnement

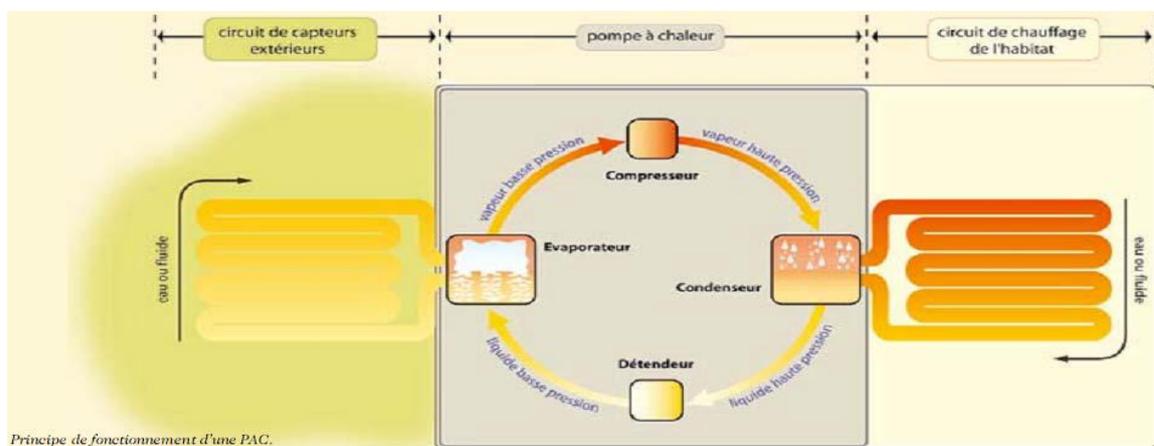


Figure I.6. Principe de fonctionnement d'une PAC.[7]

De gauche à droite sur le schéma :

- La chaleur prélevée dans le milieu naturel est captée par le fluide caloporteur au niveau de l'évaporateur.
- Le fluide change d'état et se transforme en vapeur.
- Le compresseur comprime cette vapeur, augmentant ainsi sa température.
- Au niveau du condenseur, la vapeur, en se condensant, transmet sa chaleur au milieu à chauffer. La température du fluide s'abaisse alors dans le détendeur, le rendant prêt pour un nouveau cycle.

Le principe est similaire à celui du réfrigérateur: la chaleur est extraite du compartiment interne du réfrigérateur, d'où l'apparition de froid. La chaleur produite est évacuée par la grille derrière l'appareil et chauffe... la cuisine.[7]

I.3.Le rafraîchissement des locaux

I.3.1.Définition

Le terme climatisation tend à disparaître du langage technique spécialisé. Le rafraîchissement est le traitement simplifié appliqué à l'air ambiant, dans le but d'obtenir un abaissement de température de quelques degrés, le but est d'apporter en été une impression de fraîcheur. Seule la température est prise en compte.[9]

I.3.2. les différents types de rafraîchissement

I.3.2.1.Climatisation électrique avec condensation à eau/à air

La majorité des systèmes de production de froid (groupes frigorifiques) fonctionnent à l'électricité. Le transfert d'énergie se fait sur une boucle d'eau froide vers le milieu extérieur. Pour évacuer la chaleur absorbée dans la zone climatisée, on peut soit utiliser l'air extérieur (condensation à air), soit utiliser de l'eau (condensation à eau). Les deux technologies présentent des efficacités différentes. De plus, suivant la nature du compresseur (à vis, à piston ou centrifuge), les groupes ont des performances différentes : [10]

Tableau I.1.Le tableau représenté les efficacités de chaque type d'équipement [10]

Type d'équipement	Condensation	Efficacité frigorifique
Groupe de production d'eau glacée à piston	Air	2,8
	Eau	3,6
Groupe de production d'eau glacée à vis	Air	3,5
	Eau	4,6
Groupe de production d'eau glacée centrifuge	Air	3,0
	Eau	4,2

I.3.2.2.Climatisation au gaz

La climatisation au gaz naturel est un cycle à absorption, où le fluide frigorigène est entraîné par une solution qui est capable de l'absorber à l'état gazeux. L'ébullition est obtenue grâce à un brûleur au gaz naturel. [10]

I.3.2.3.Climatisation individuelle

Les climatiseurs individuels sont destinés pour le rafraîchissement des locaux divisibles. Généralement, ces dispositifs fonctionnent en circulation d'air total sans apport d'air neuf. Elles sont préférées en petits lieux de travail et de la simplicité de l'installation et du fonctionnement.

I.3.2.4.Climatisation centralisée

Ce paragraphe s'intéresse aux systèmes de climatisation centralisée, électrique ou au gaz. En fonction de critères de base (type de traitement d'air, transfert de l'énergie), on peut adopter la classification suivante :

- Les systèmes de rafraîchissement "tout air",
- Les systèmes de rafraîchissement "tout eau",
- Les systèmes de rafraîchissement mixtes, à air et à eau.[10]

I.3.2.4.1.Les systèmes de climatisation "tout air"

Dans ces installations sont traités avec l'air dans une centrale puis distribué à travers le système de conduits de ventilation.

I.3.2.4.1.1.Systèmes à débit constant

On distingue les systèmes unizones et les systèmes multizones. Pour le premier, la distribution de l'air à un ou plusieurs locaux dépendant des caractéristiques similaires. Pour le second, on peut avoir des batteries de réchauffage par zone ou des registres de mélange terminaux.

I.3.2.4.1.2.Systèmes à débit variable

Dans les installations précédentes, le débit d'air était constant et la température de l'air soufflé dans les locaux était variable. Ici, c'est le débit d'air qui change et la température qui est constante.

En définitive, les systèmes à air sont plutôt adaptés au traitement des grands volumes "monozones":centres commerciaux, auditoriums, salles polyvalentes. La distribution multizone pose des problèmes de régulation terminale.[10]

➤ Complément sur la diffusion d'air

La diffusion de l'air dans les locaux doit toujours être optimisée afin d'être efficace et confortable. Différentes techniques sont envisageables suivant les usages (froid seul, froid et chaud) et les configurations de locaux. Dans les locaux de grand volume ou de grande hauteur, la diffusion d'air par déplacement (soufflage d'air frais à faible vitesse, en partie basse) permet à la fois des économies d'énergie (on ne traite que la zone d'occupation) et une meilleure efficacité de ventilation (entraînement des polluants vers le haut) ; elle limite également les risques de courants d'air (en raison des faibles vitesses de soufflage).[10]

I.3.2.4.2.Les systèmes de climatisation "tout eau"

Ces systèmes sont caractérisés par le fait que les apports en air par zone ou locaux assurent uniquement une fonction hygiénique, et n'assurent pas de fonction énergétique. La production d'eau glacée est centralisée et dessert des réseaux de distribution hydraulique, l'émission de froid étant assurée par des unités terminales fonctionnant sur un régime d'eau glacée 7 - 12°C. De par ces températures réfrigérées, une certaine déshumidification de l'air traité se produit au passage dans les unités terminales. Ce qui nécessite en conséquence de sur dimensionner la production frigorifique, et de prévoir un réseau de drains d'évacuation des condensats.[10]

I.3.2.4.3. Les systèmes de climatisation mixtes à air et à eau

Une alternative aux ventilo-convecteurs consiste à prévoir des émetteurs froids capables de travailler à des températures d'eau plus élevées (15 -18°C au lieu de 7-12°C), sans ventilateur de brassage, et sans condensation d'air humide. Il peut s'agir par exemple d'émetteurs surfaciques (planchers ou plafonds). Malheureusement, la puissance frigorifique est le plus souvent limitée, ce qui oblige de traiter partiellement les apports thermiques au niveau du traitement d'air, d'où le concept de systèmes mixtes à air et à eau.[10]

I.3.3. Stratégie à adopter lors de la conception d'un logement climatisé

- Limiter les apports solaires des façades et optimiser les surfaces vitrées.
- Prévoir des systèmes d'ombrage fixes et mobiles en utilisant des vitrages appropriés. - Isoler le logement: toiture et façades principales.
- Veiller à la qualité de l'étanchéité des menuiseries.
- Compartimenter le logement (compartiment jour, compartiment nuit, compartiment utilité).

I.3.4. Différentes techniques de rafraîchissement géothermique

Les différentes techniques utilisées pour rafraîchir une pièce à l'aide du sous-sol sont:

I.3.4.1. Le puits provençal

Le principe : Il s'agit de capter de manière passive l'énergie géothermique grâce à la ventilation mécanique contrôlée (VMC). L'air aspiré par la VMC sera prélevé à l'extérieur, de préférence au nord et à l'ombre, transitera par un tuyau placé à 1 à 2 m de profondeur, cet air sera refroidi et envoyé dans l'habitation. Ceci aura pour effet de diminuer la température ambiante.[9]

I.3.4.2. Le pompe à chaleur

Aujourd'hui, il existe des pompes à chaleur dites réversibles qui permettent, outre le chauffage en hiver, de rafraîchir les pièces en été.

Dans le système réversible, le cycle peut être inversé grâce à l'utilisation d'une vanne spécifique (vanne à quatre voies): l'évaporateur devient condenseur et le condenseur devient évaporateur.[9]

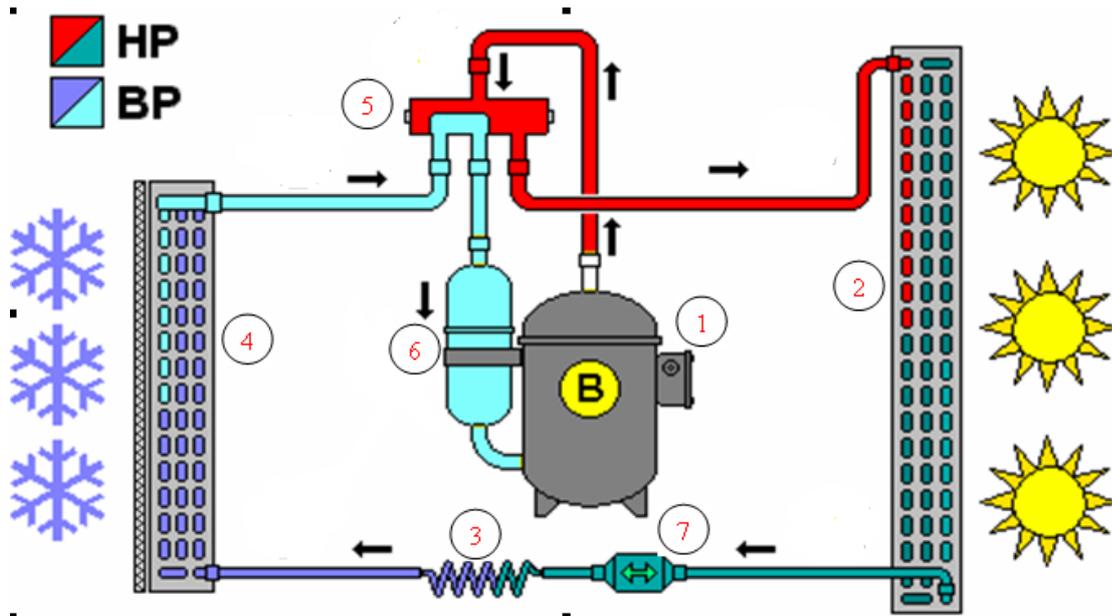


Figure I.7.Climatiseur réversible.[9]

La légende:

- 1 : compresseur 2 : condenseur 3 : tube capillaire 4 : évaporateur 5 : vanne à 4 voies
6 : bouteille anticoups de liquide 7 : filtre déshydrateur

I.3.5. Avantages et inconvénients du rafraîchissement géothermique air/sol

I.3.5.1. Avantages

- C'est un système économique, le coût d'exploitation est plus faible.
- Le coût de la consommation d'énergie est fortement réduit.
- L'énergie n'est payée qu'après avoir été consommée,
- Entretien réduit et coût d'utilisation réduit,
- Utilise de l'énergie 100% gratuite
- Facile d'utilisation
- L'énergie géothermique n'est pas liée à la politique pétrolière.
- À dimension humaine, l'énergie géothermique est inépuisable.
- Durabilité: inépuisable à l'échelle humaine, sa gestion est de type renouvelable
- Plus autonome vis-à-vis des énergies traditionnelles
- C'est un système confortable et écologique
- Pas de combustion, Pas d'odeur, Pas de cheminée, Pas de pollution de l'environnement, Pas de stockage (citernes, cuves...) et Faible niveau sonore
- Elles n'utilisent pas de combustion pour chauffer et Pas de fumée

- Propreté : pas de déchets et ni d'émission de gaz à effet de serre
- Apport de chaleur et de rafraîchissement sans fluide frigorigène
- Apport d'air neuf filtré
- Réduction des gaz à effet de serre
- Utiliser de l'énergie 100% naturelle
- Disponibilité : 24 heures par jour et 365 jours par an
- Universalité : utilisable dans tous les pays et sous tous les climats [9]

I.3.5.2. Inconvénients

- L'investissement de départ est très élevé.
- C'est une énergie qui se transporte difficilement, elle doit donc être utilisée sur place.
- Assèchements estivaux. [9]

II.1.Introduction

Les échangeurs de chaleur sont des appareils thermiques de grande importance dans les installations thermiques et énergétiques ils sont présent dans plusieurs domaines (production d'énergie, les industries alimentaires, secteur résidentiel...etc.) Ils sont caractérisés par une grande diversité géométrique (tubulaires à plaques à ailettes ...etc.).

Le domaine des échangeurs de chaleur peut être considéré comme une synthèse des domaines suivants : Transfert thermique, Mécanique des fluides, Encrassement ... etc.

II.2.l'échangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur est un appareil qui permet le transfert de chaleur entre deux fluides ou plus. Le plus souvent sans se mélanger, ce transfert s'effectue par l'intermédiaire d'une paroi solide (plane ou tubulaire). La transmission de chaleur se fait du fluide chaud vers le fluide froid.

II.2.1. types de contact

II.2.1.1. Échangeurs à contact direct

Le type le plus simple comprend un récipient (ou canalisation) dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale tel que les réchauffeurs d'eau (injection de vapeur d'eau sous pression), les réchauffeurs industriels et les condenseurs à injection (centrale thermique)... etc.

II.2.1.2. Échangeurs à contact indirect

Les deux fluides, désignés par 1 et 2, s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi ou cloison, à faible inertie thermique. La chaleur que le fluide 1 cède à la paroi, par convection le long de la surface de contact, traverse l'épaisseur de la paroi par conduction et est cédé au fluide 2 par convection le long de l'autre face.

Les processus de transfert présentent une réciprocity: convection (1) conduction (paroi), convection (2).le flux de chaleur échangé s'exprime par le produit d'une conductance globale constante le long de l'échangeur, et de la différence entre les températures moyennes T_1 et T_2 des fluides. [11]

II.2.2. Disposition des écoulements

Il y a trois dispositions plus rencontrées dans les échangeurs de chaleur selon la circulation des fluides (figure II-1)

- Si les vecteurs de vitesses des deux fluides sont de même sens les écoulements sont « co-courants ».
- S'ils sont de sens contraire, les écoulements sont « à contre-courant ».
- Si les vecteurs vitesses de deux fluides sont en moyenne perpendiculaire l'un à l'autre; il s'agit cette fois de « courant croisés ». [12]

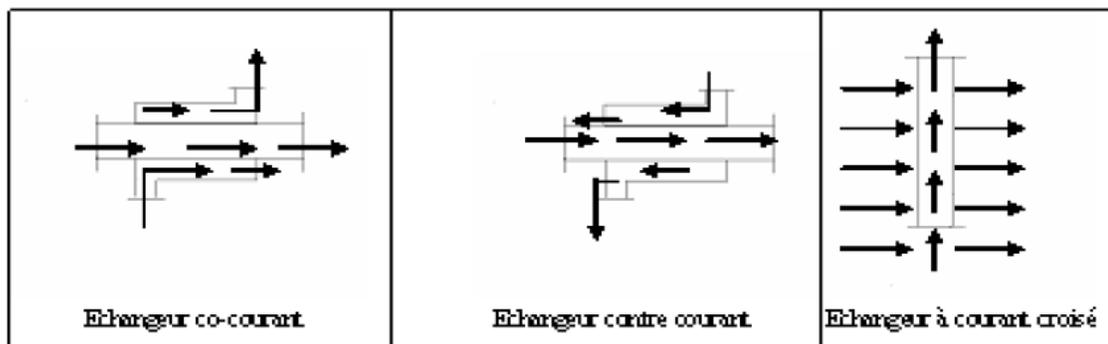


Figure II.1. Disposition des écoulements.

II.2.3. Différents types d'échange

Les échangeurs de chaleur sont **diphasiques** ou **monophasique**.

II.2.3.1. Echange sans changement de phase

Les échangeurs de chaleur sans changement de phase correspondent aux échangeurs dans lesquels l'un des fluides se refroidit pour réchauffer le deuxième fluide sans qu'il y ait changement de phase. Les températures des fluides sont donc variables, tout le long de l'échangeur. Parmi ces échangeurs on cite les échangeurs : (liquide –liquide, gaz -liquide et gaz -gaz...).

II.2.3.2. Echange avec changement de phase

Les échanges avec changement de phase sont caractérisés par trois cas différents:

- l'un des fluides se condense alors que l'autre se vaporise. Ces échangeurs sont rencontrés dans les machines frigorifiques installées en cascade. Ces sont **les évaporateurs - condenseurs**.
- le fluide secondaire se vaporise en recevant de la chaleur du fluide primaire, lequel ne subit pas de changement d'état. Ils sont appelés **évaporateurs**.
- le fluide primaire se condense en cédant sa chaleur latente au fluide secondaire plus froid, lequel ne subit pas de transformation d'état .A titre d'exemple; ce cas est rencontré dans **les condenseurs** des machines frigorifiques. [13]

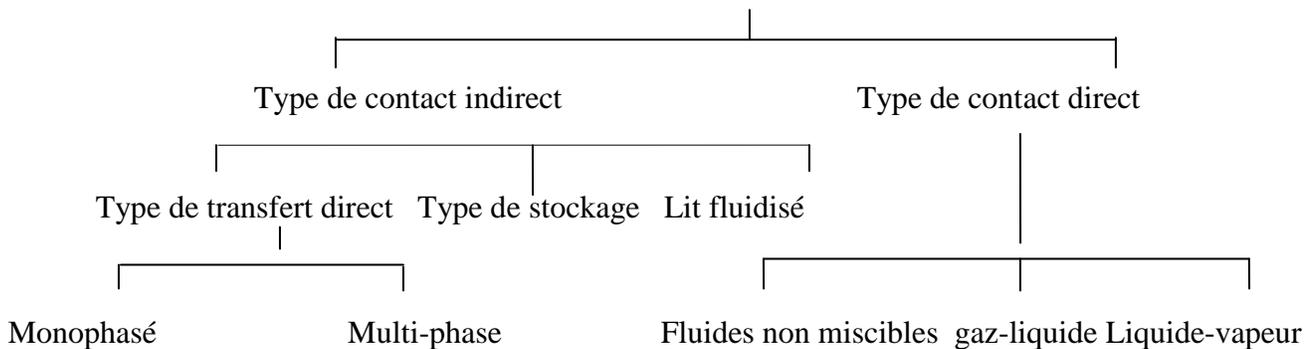
II.3.Critères de classement des échangeurs

Les échangeurs de chaleur peuvent être classés selon le processus de transfert, la construction, l'arrangement de flux, la compacité de surface, le nombre de fluides et les mécanismes de transfert de chaleur. [14]

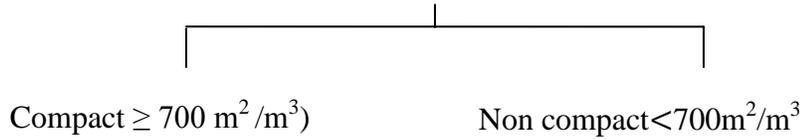
Classement selon le nombre de fluides



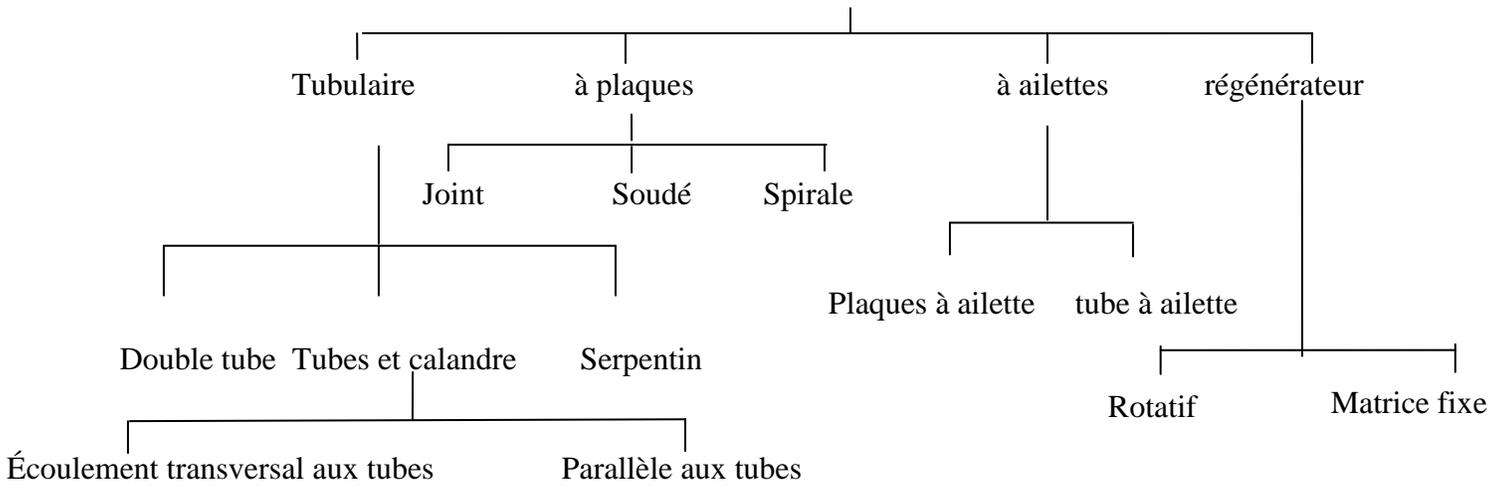
Classification selon le processus de transfert



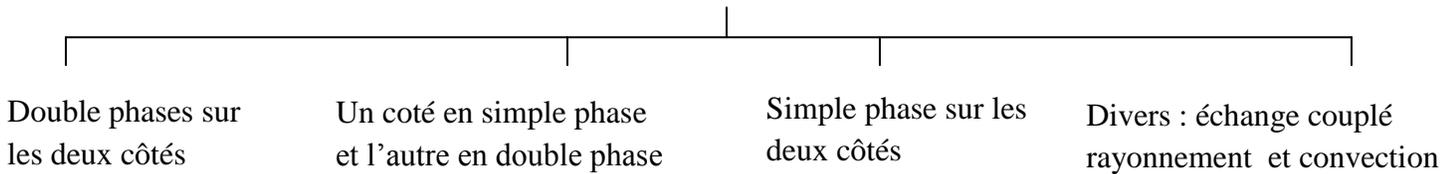
Classement selon la compacité de surface

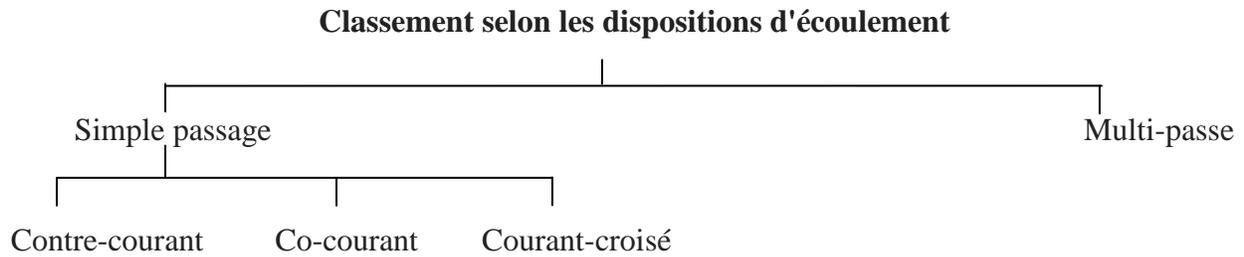


Classement Selon la construction



Classement selon les mécanismes de transfert de chaleur





II.4. Les différents types des échangeurs de chaleur

II.4.1. Echangeurs tubulaires et multitubulaires

La majorité des échangeurs de chaleur utilisés dans l'industrie chimique et pétrolière sont de forme tubulaire. Dans leur plus simple configuration, ils sont constitués de deux tubes coaxiaux raccordés à leurs extrémités par des coudes. Cependant, pour les cas courants, ils sont construits de plusieurs tubes réunis sous forme d'un faisceau, d'où l'appellation échangeurs à faisceaux tubulaires ou d'échangeurs à tubes et calandre.



Figure. II.2. Echangeur à faisceaux et calandre 1-2 type AEL [6]

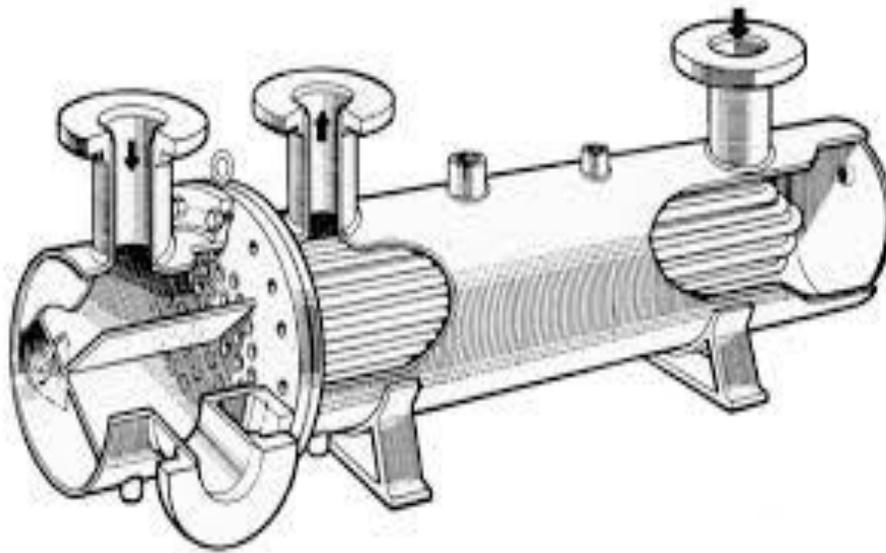


Figure. II.3. Echangeur à faisceaux et calandre (multitubulaire) : type 1 passe côté calandre, 4 passes côté tubes (1-4 à faisceaux en U). [6]

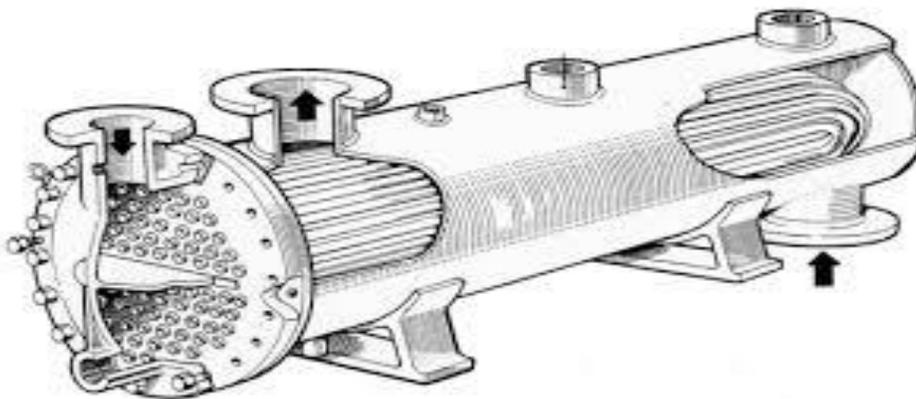


Figure. II.4. Echangeur à faisceaux et calandre (multitubulaire) : type 1 passe côté calandre, 2 passes côté tubes (1-2 à faisceaux en U). [6]

Ces appareils présentent des avantages et inconvénients suivants :

Les avantages :

- Facilités de démontage et d'entretien.
- Possibilité de fonctionner à contre-courant pur, ce qui permet d'obtenir de bons rendements.

- Convenance aux produits impropres, agressifs ou incrustants.
- Fonctionnement à des températures et des pressions élevées.

Les inconvénients :

- Risque de fuites aux raccords.
- Flexion du tube intérieur si la longueur est importante.
- Comparativement aux autres types d'échangeurs, surface d'échange faible par rapport au volume global de l'appareil en raison du rayon minimal des coudes reliant les longueurs droites des tubes. [15]

II.4.2. Echangeur à plaques

Les échangeurs à plaques sont constitués par un empilement de plaques écartées les unes des autres par des entretoises pour former un ensemble de conduits plats. Un fluide circule dans les conduits pairs, l'autre dans les conduits impairs.

On peut distinguer principalement deux types d'échangeurs à plaques : ceux à plaques et joints et ceux à plaques soudées (ou cassettes).

II.4.2.1. Echangeurs à plaques et joints

Ils sont constitués d'un grand nombre de plaques de métal minces, particulièrement conçues pour transférer la chaleur d'un liquide à un autre. Ces plaques de métal minces sont séparées et étanchées par un jeu des joints en caoutchouc qui fournit la distribution désirable des liquides sur le paquet de plaques. Le paquet de plaques est installé dans un encadrement, qui fournit les raccords pour les liquides et la compression appropriée des plaques et qui se fait au moyen d'un jeu de tirants. [15]

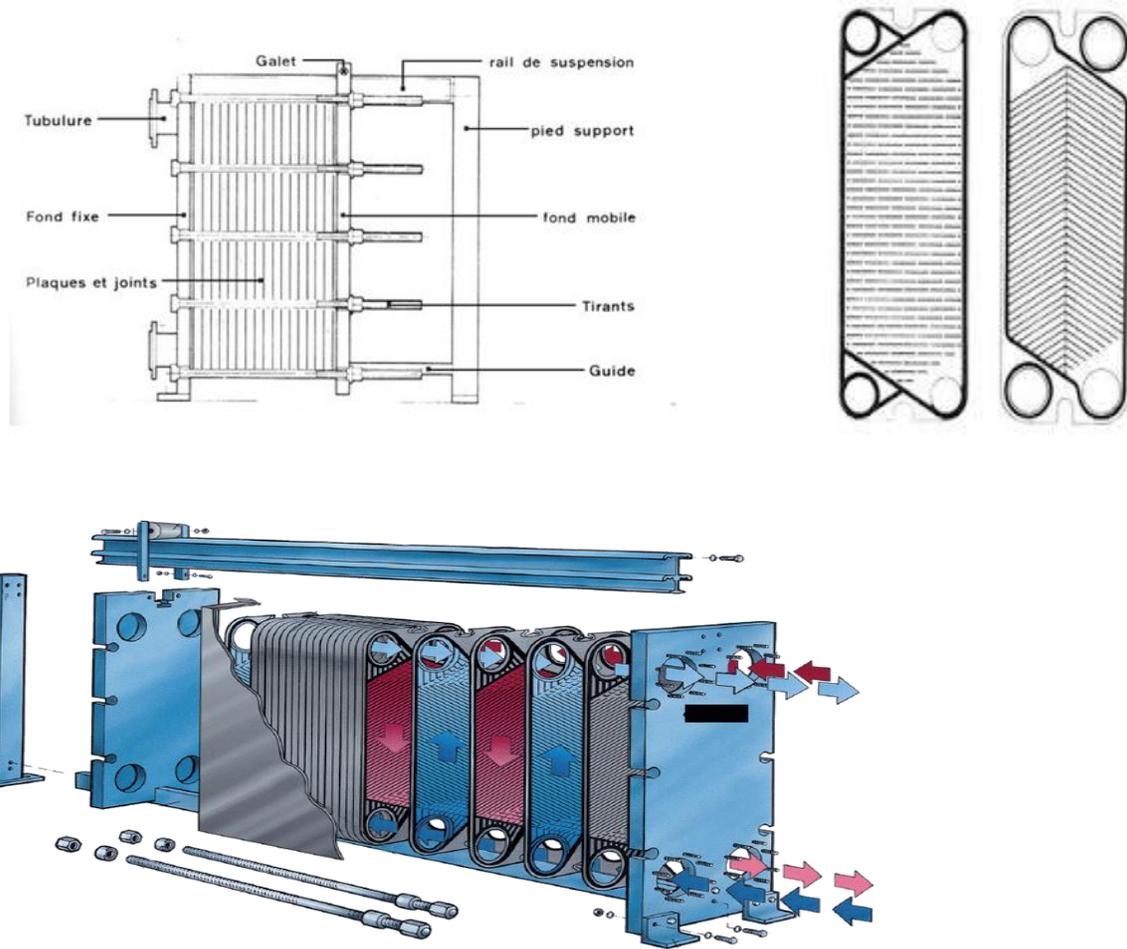


Figure. II.5. les échangeurs à plaques et joints. [6]

II.4.2.2. Echangeurs à plaques soudées ou cassettes

Contrairement aux échangeurs à plaques et joints, ces appareils ne possèdent ni bâti, ni tirant, les plaques étant assemblées entre elles par des brasures en inox. Les fluides circulent à contre-courant et le transfert thermique se fait par convection au travers des plaques. Généralement, toute la matière de l'échangeur à plaques brasées participe à l'échange de chaleur, ce qui en fait une technologie très compacte et très simple à installer. Ces échangeurs sont utilisés lorsqu'un haut coefficient d'échange est recherché en priorité (fluides propres, ne provoquant pas de problèmes d'encrassement). Exemples : eau déminéralisée, ammoniaque, industrie pharmaceutique et chimique fine (où une grande résistance à la corrosion est demandée), industrie alimentaire. [15]



Figure. II.6.échangeur à plaques soudées ou cassettes [6]

II.4.3. Echangeurs de chaleurs spiralées

Ils présentent des caractéristiques d'échange thermique et de gestion des fluides idéales pour un large éventail d'applications industrielles dites « difficiles ». Ces échangeurs de chaleurs sont adaptés aux produits visqueux et aux produits contenant des particules solides susceptibles de causer un encrassement ou une corrosion importants sur d'autres types d'échangeurs de chaleur. [15]

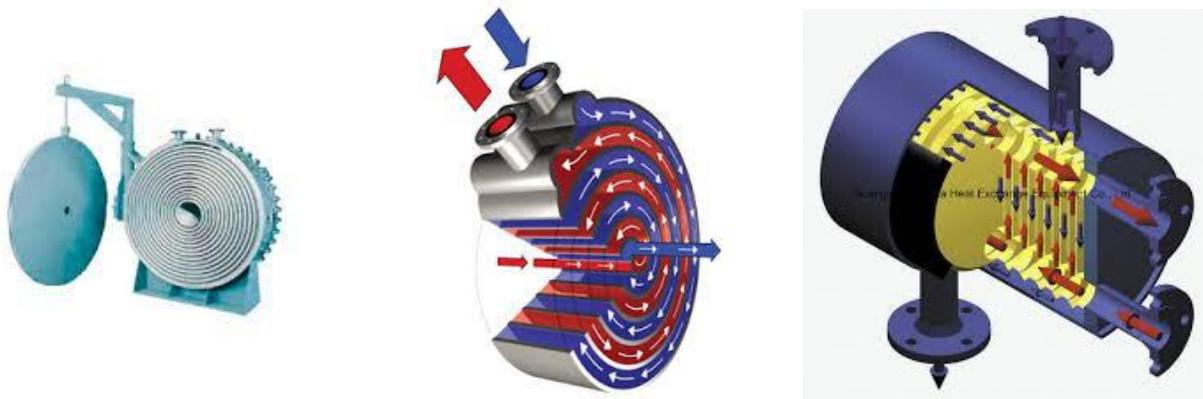


Figure. II.7. Les échangeurs de chaleur spiralée. [6]

II.4.4. Aérothermes industriels (aéro-réfrigérants)

L'aérotherme est un échangeur de chaleur composé d'une surface d'échange et d'un moyen de ventilation. Le fluide à refroidir s'écoule dans des tubes et l'air extérieur passe autour des tubes munis d'ailettes pour augmenter le coefficient d'échange thermique. Par exemple, la surface d'échange peut être composée de tubes en cuivre et d'ailettes en aluminium, avec des groupes moteurs-ventilateurs pour assurer la circulation de l'air et l'évacuation de la chaleur. Cet appareil est généralement utilisé pour refroidir les liquides s'écoulant à des débits importants par l'air ambiant (eau, gaz, glycolée, huile, fuel...) et aussi pour condenser et refroidir les gaz (gaz frigorigènes : R22, R134a, R404A, R407C, R410A, R717(NH3), R5022, etc.). A une petite taille, la configuration des aéro-réfrigérants rejoint celle des échangeurs à tubes et ailettes utilisés pour le refroidissement de moteurs thermiques (radiateurs) et autres (climatiseurs, congélateurs...). [15]



Figure. II.8. Aéro-réfrigérant avec vue sur la ligne d'alimentation et bouchons de tube. [6]

II.4.5. Echangeurs thermiques à surface raclée

Ce sont des échangeurs dans lesquels un rotor avec racleurs renouvelle les produits sur la surface d'échange. Ils sont adaptés au chauffage et au refroidissement des produits alimentaires thermosensibles ou visqueux. Ils sont habituellement destinés à la production de boissons et de produits alimentaires présentant une forte viscosité ou contenant des particules de types différents. [15]

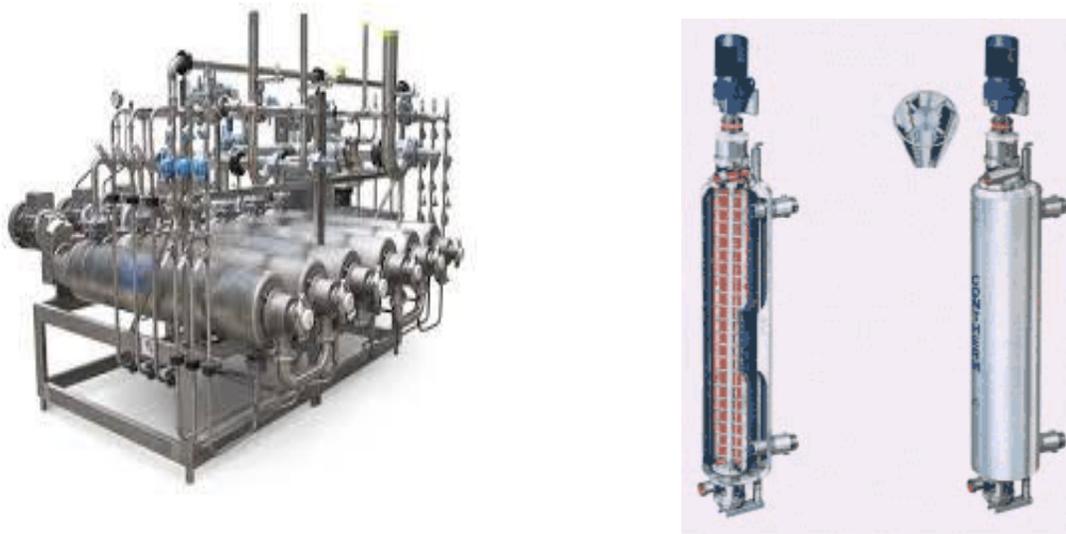


Figure. II.9.Echangeurs thermiques à surface raclée. [6]

II.4.6. Echangeurs à tubes et ailettes

Lorsque l'un des fluides transitant dans l'échangeur s'avère nettement moins bon caloporteur que l'autre, l'utilisation d'ailettes s'impose autour des tubes ou quelquefois dans les tubes afin que la résistance thermique globale ne soit pas principalement due au fluide ayant le plus petit coefficient d'échange thermique. C'est le cas de échangeurs gaz-liquide et liquide-gaz utilisés dans la récupération thermique sur les fumées ou les gaz chauds ou dans les différents systèmes thermodynamiques tels que pompes à chaleur ou groupes de réfrigération ; en génie climatique, ces échangeurs sont appelés batteries à ailettes. Les batteries à ailettes sont constituées d'un faisceau de tubes, répartis en rangs ou nappes, dans lesquels circule un fluide caloporteur ayant un bon coefficient d'échange. Le fluide extérieur étant un gaz (air généralement) nécessite un ailettage externe des tubes pour diminuer l'écart entre les résistances thermiques externes et internes.[16]

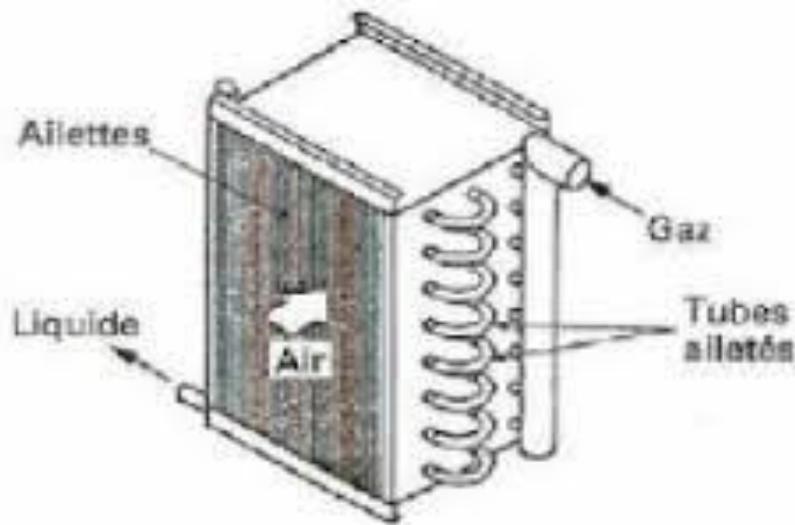


Figure. II.10.Echangeurs à tubes et ailettes [16]

II.4.6.1. Les différents types des ailettes

En ce qui concerne les types des ailettes qui sont des lames métalliques de différentes formes, dans les batteries de tubes à ailettes, elles sont fixées sur des conduits circulaires. Elles permettent d'augmenter l'échange thermique entre un corps solide et le milieu environnant en faisant augmenter la surface d'échange.

Dans la conception des échangeurs de chaleur industriels à faisceaux de tubes à ailettes indépendantes, on distingue deux catégories essentielles d'ailettes : ailettes transversales et longitudinales.[17]

I.4.6.1.1. Ailettes transversales

On ne considère que les ailettes extérieures aux tubes ; elles peuvent être continues ou indépendantes. [17]

➤ 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. [17]

➤ Les ailettes indépendantes

Sont traversées par un seul tube. Elles peuvent être pleines ou segmentées.

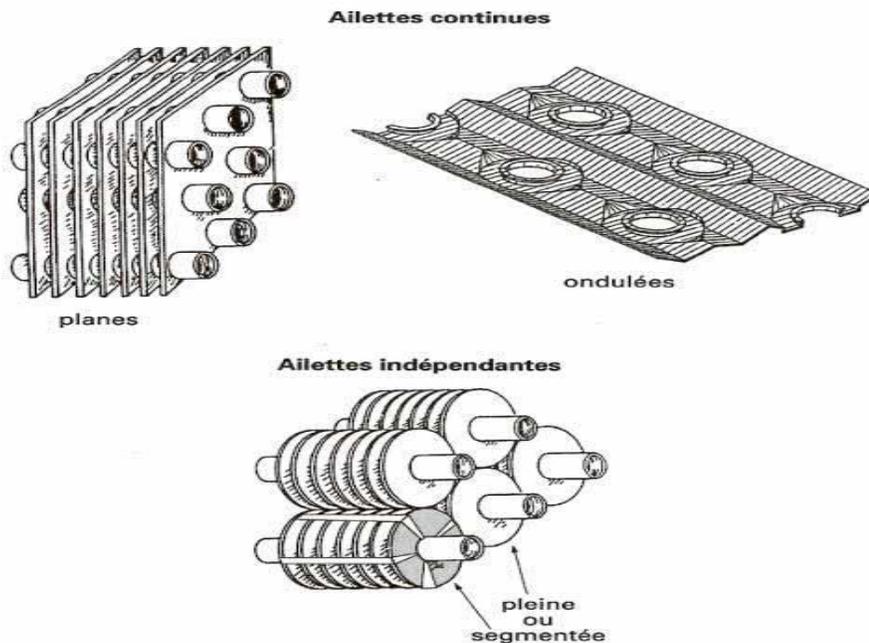


Figure. II. 11. Ailettes continues et indépendantes pour tubes [16]

Les ailettes indépendantes peuvent être de différentes formes :

- ailettes annulaires, en principe des ailettes pleines (**figure II.12a**) ;
- ailette hélicoïdale (spiralee) (**Figure II.12b**), 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. [17]

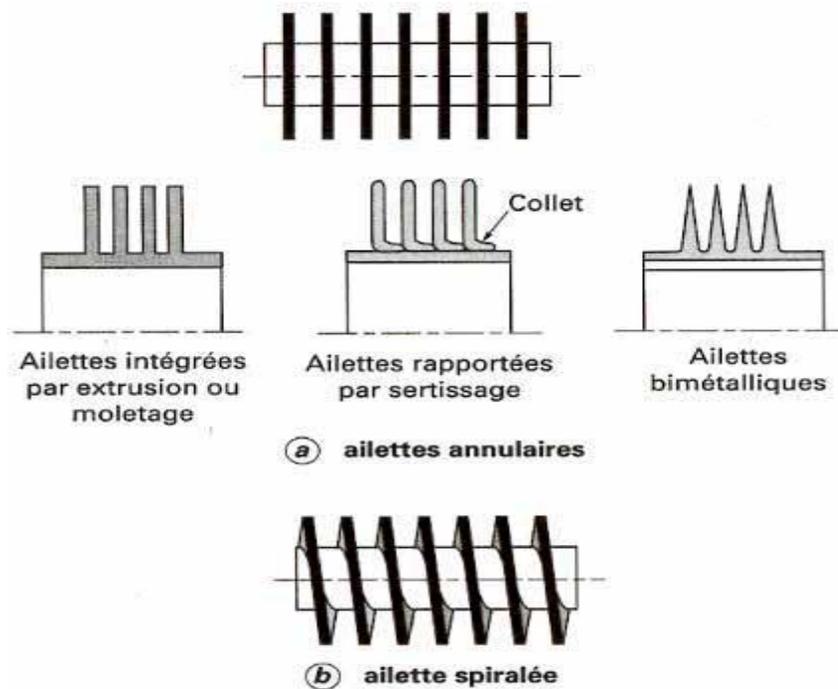


Figure. II.12. Ailettes annulaires ou spiralées [16]

➤ **Autres types d'ailettes transversales**

On peut observer sur la (**Figure II.13**) quelques autres types d'ailettes fréquemment utilisés. De nombreux constructeurs utilisent des ailettes qui leur sont spécifiques. [17]

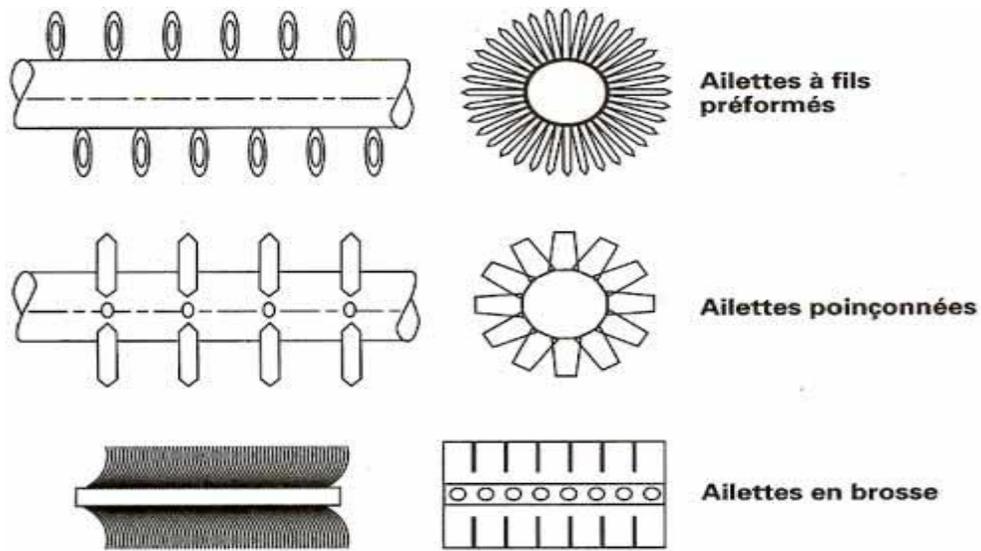


Figure. II.13. Autres types d'ailettes transversales. [16]

Les assemblages usuels des tubes à ailettes transversales sont soit en quinconce (pas triangulaire), soit en ligne (pas carré) (**Figure II.14**).

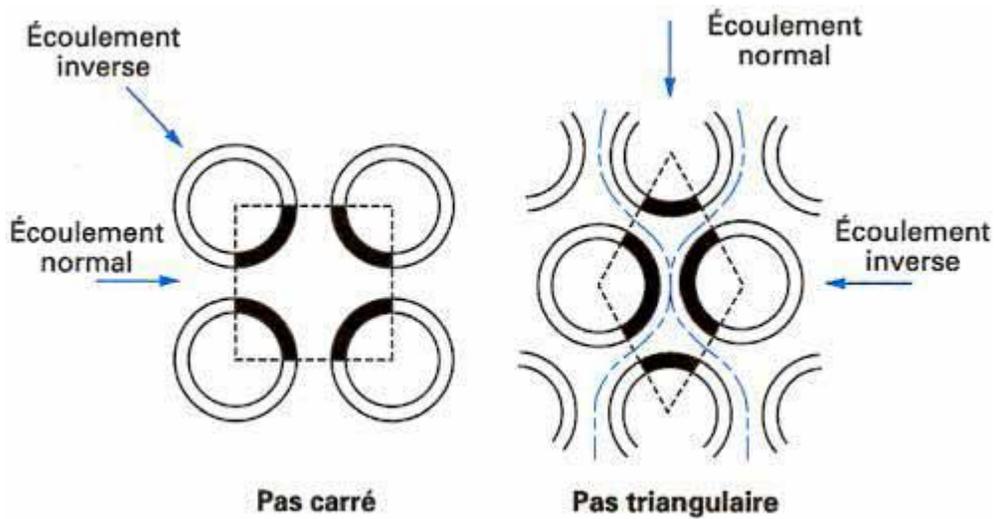


Figure. II.14. Pas des tubes [16]

II.4.6.1.2. Ailettes longitudinales

Les ailettes sont disposées suivant l'axe des tubes (**Figure II.15**) ; elles peuvent être situées à l'intérieur ou à l'extérieur des tubes. Pour améliorer le transfert de chaleur, elles sont quelquefois localement torsadées.[17]

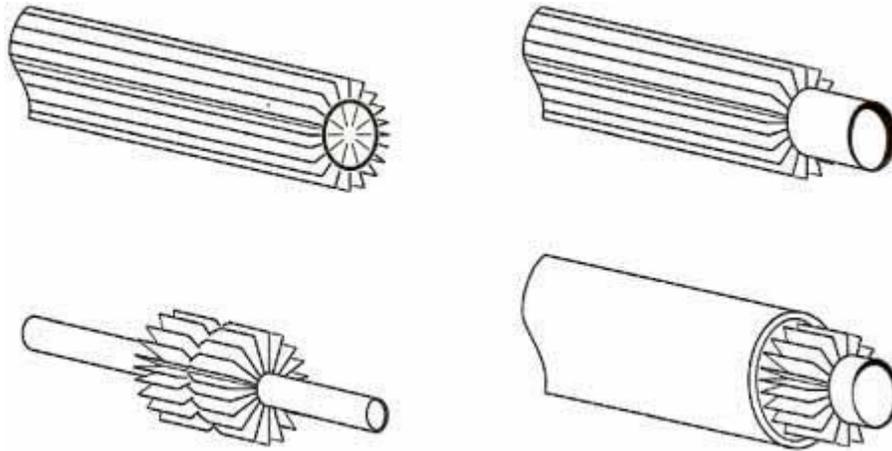


Figure. II.15. Tubes avec différents types d'ailettes longitudinales [17]

III.1. Introduction

Ce chapitre a pour but d'établir les formules mathématiques permettant le dimensionnement d'un échangeur de chaleur à tube à ailettes, c'est-à-dire calculer la surface d'échange requise afin qu'une quantité de chaleur déterminée soit échangée.

III.2. Le dimensionnement

Le dimensionnement d'échangeur 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 et des configurations d'écoulement.

III.3. Choix de la méthode de dimensionnement

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

- Méthode du nombre d'unité de transfert : NUT, appelée méthode de l'efficacité.
- Méthode de la différence moyenne logarithmique : ΔTML .

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.

L'efficacité d'un échangeur de chaleur est définie comme étant le rapport du flux de chaleur réel d'un échangeur donné au flux maximum possible :

$$\varepsilon = \frac{Q_{réel}}{Q_{max}}$$



La deuxième méthode permet de déterminer la surface d'échange (S), connaissant la puissance échangée et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides, c'est-à-dire on recherche la géométrie (conception) de l'échangeur. [18]

Dans notre cas nous avons utilisé la deuxième méthode qui est destinée au dimensionnement d'un appareil qui n'existe pas encore.

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

Tableau III.1. Les différentes étapes de la méthode ΔT_{ML} . [18]

Méthode de la différence moyenne logarithmique : ΔT_{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
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.

III.3.1. Configuration d'écoulement étudiée

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

III.3.2. 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.
- Les débits massiques des deux fluides sont constants.
- Les chaleurs spécifiques des deux fluides sont constantes.

- 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 /m² K].
- Conduction à travers la paroi : Conductivité thermique λ [W/m.K].
- Convection forcé fluide-paroi (interne) : Coefficient de convection interne h_i [W/m².K].

III.3.3. Le déroulement de calcul

- **Les données :**

- **Données géométriques**
 - Diamètre intérieur du tube : d_i [m]
 - Diamètre extérieur du tube : 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]
 - Nombre de rang : N

- **Données thermiques**
 - Température d'entrée de l'air : T_{ae} [°C]
 - Température de sortie de l'air : T_{as} [°C]
 - Température d'entrée de l'eau : T_{ee} [°C]
 - Température de sortie de l'eau : T_{es} [°C]
 - débit massique de l'eau : \dot{m}_{eau} [kg/s]

- **Nature du matériau du tube et des ailettes.**
 - Conductivité thermique du tubes : λ_t [W /m.K]
 - Conductivité thermique des ailettes : λ_{ail} [W /m.K]

➤ **Les propriétés thermo-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 : μ_{air} [kg/m.s]
- Conductivité thermique de l'air : λ_{air} [W/m.K]
- Masse volumique de l'air : ρ_{air} [kg/m³]
- Nombre adimensionnel de Prandtl pour l'air : Pr_{air}

➤ **Les propriétés thermo-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 : μ_{eau} [kg/m.s]
- Conductivité thermique de l'eau : λ_{eau} [W/m.K]
- Masse volumique de l'eau : ρ_{eau} [kg/m³]
- Nombre adimensionnel de Prandtl pour l'eau : Pr_{eau}

➤ **Résultats à rechercher**

- Puissance thermique échangée : Q [W]
- Débit massique de l'air : \dot{m}_{air} [kg/s]
- Différence moyenne de température logarithmique : ΔT_{ML} [°C]
- Coefficient d'échange par convection extérieur : h_e [W/m².K]
- Coefficient d'échange par convection intérieur : h_i [W/m².K]
- Coefficient d'échange global de transfert de chaleur : K [W/m².K]
- Surface d'échange : S_{ech} [m²]
- Longueur total du tube : L_t [m]
- Nombre total des tubes : N_t
- Nombre des ailettes : N_{ail}
- Volume du tube: V_{tube} [m³]
- Profondeur d'échangeur tubes à ailettes : L [m]
- Hauteur de l'échangeur tube à ailettes : l [m]

II.3.4. Calcul d'un échangeur à tubes à ailettes

III.3.4.1. Différence moyen de température logarithmique : ΔT_{ML} [°C]

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln \frac{\Delta T_s}{\Delta T_e}} \quad (\text{III.1})$$

III.3.4.2. Calcul de facteur de correction F

$$F = \frac{\Delta T_{ml} - \Delta T_s}{\Delta T_e - \Delta T_s} \quad (\text{III.2})$$

III.3.4.3. Surface d'échange : S_{ech} [m²]

$$S_{ech} = \frac{\Phi}{K \cdot F \cdot \Delta T_{ml}} \quad (\text{III.3})$$

K : Coefficient global de transfert de chaleur [W/m² K].

➤ **Surface extérieure du tube par mètre de longueur : S_e [m²/m]**

$$S_e = \pi \times d_e \quad (\text{III.4})$$

d_e : Diamètre extérieur du tube [m].

➤ **Surface intérieure du tube par mètre de longueur : S_i [m²/m]**

$$S_i = \pi \times d_i \quad (\text{III.5})$$

d_i : Diamètre intérieur du tube [m].

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

$$N_{ail-m} = \frac{1}{S_a + e} \quad (\text{III.6})$$

S_a : Ecartement entre les ailettes [m].

e : Epaisseur d'ailettes [m].

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

$$N_{ail} = H \times N_{ail-m} \quad (\text{III.7})$$

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

- **Surface nette du tube par mètre de longueur :** S_{net} [m²/m]

$$S_{net-m} = S_e \times (1 - e \times N_{ail-m}) \quad (\text{III.8})$$

- **Surface d'ailettes par mètre de longueur :** S_{ail-m} [m²/m]

$$S_{ail-m} = 2 N_{ail-m} \left(4 \times P_t \times P_l - \frac{\pi d_e^2}{4} \right) \quad (\text{III.9})$$

P_t : Pas transversal de tube [m].

P_l : Pas longitudinal de tube [m]

- **Surface d'échange total de l'échangeur à tube à ailettes par mètre de longueur :**
 S_{tot-m} [m²/m]

$$S_{tot-m} = S_{net-m} + S_{ail-m} \quad (\text{III.10})$$

- **Longueur total du tube :** L [m]

$$L_t = \frac{S_{ech}}{S_{tot-m}} \quad (\text{III.11})$$

- **Volume du tube :** V_{tube} [m³]

$$V_{tube} = \pi d_i^2 L_t \quad (\text{III.12})$$

- **Nombre total de tube :** N_{tt} [tube]

$$N_{tt} = \frac{L_t}{L} \quad (\text{III.13})$$

- **Profondeur de l'échangeur à tube à ailettes :** L [m]

$$L = P_t \times N_{tt} \quad (\text{III.14})$$

- **Hauteur de l'échangeur à tube à ailettes :** l [m]

$$l = P_l \times N_{tt} \quad (\text{III.15})$$

- **Surface étroite entre le tube et les ailettes :** $S_{étr}$ [m²]

$$S_{étr} = L \times H - N_{ail} \times e \times L - N_{tt} \times d_e (H - e \times N_{ail}) \quad (\text{III.16})$$

L: Profondeur de l'échangeur à tube à ailettes [m].

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

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

$$V_{air} = \frac{\dot{m}}{\rho \times S_{étr}} \quad (\text{III.17})$$

ρ : Masse volumique de l'air [kg/m³].

- **Efficacité des ailettes**

Dans cette étude On a choisi des ailettes rectangulaires. L'efficacité de ce type d'ailetteest calculée comme suit :[20]

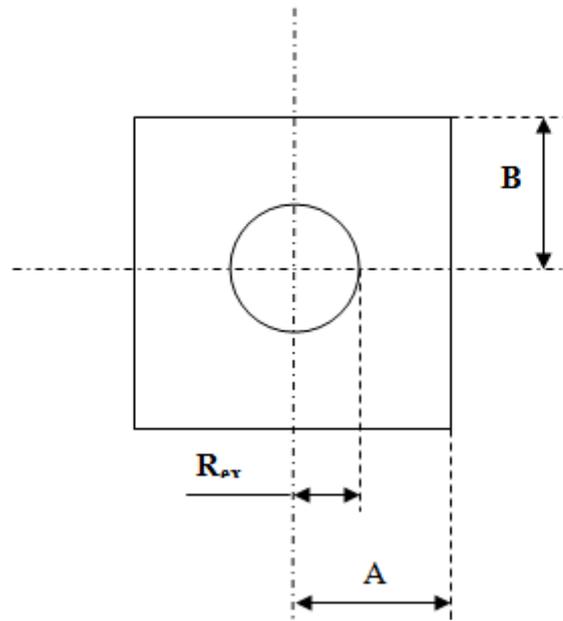


Figure.III.1. Ailette rectangulaire.

$$a = \frac{B}{A} \geq L \quad (\text{III.18})$$

$$b = 1.28 \times \frac{A}{R_{ex}} \times \sqrt{a - 0.2} \quad (\text{III.19})$$

$$la = R_{ex} \times (b - 1) \quad (\text{III.20})$$

$$\zeta = \sqrt{2 \times \frac{h_e}{\lambda a \cdot e}} \quad (\text{III.21})$$

$$\eta_{ail} = \frac{\tanh[\zeta \times la \times (1 + 0.35 \times Ln b)]}{\zeta \times la \times (1 + 0.35 \times Ln b)} \quad (\text{III.22})$$

➤ **Efficacité de la surface ailetée**

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

$$\eta g = 1 - (1 - \eta_{ail}) \times \frac{S_{ail-m}}{S_{tot-m}} \quad (\text{III.23})$$

III.3.4.4. Coefficient de d'échange de chaleur extérieur (coté air) : h_e [W/m² K]

Le coefficient de transfert thermique extérieur est calculer à partir la corrélation de Wang (2000) suivante et pour le nombre de tube $N=1$: [21]

$$h_e = j \times \rho_{air} \times C_{p_{air}} \times V_{air} \times Pr^{-2/3} \quad (III.24)$$

$$j = 0.108 \times Re^{-0.29} \times \left(\frac{P_t}{P_i}\right)^{P1} \times \left(\frac{Sa}{D_c}\right)^{-1.084} \times \left(\frac{Sa}{D_h}\right)^{-0.786} \times \left(\frac{Sa}{P_i}\right)^{P2} \quad (III.25)$$

$$P1 = 1.9 - 0.23 \times \ln(Re_{Dc}) \quad (III.26)$$

$$P2 = -0.236 + 0.126 \times \ln(Re_{Dc}) \quad (III.27)$$

$$Re_{Dc} = \frac{V_{air} \cdot D_c \cdot \rho_{air}}{\mu_{air}} \quad (III.28)$$

Avec :

$D_c = d_e$

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].

III.3.4.5. Coefficient de d'échange de chaleur intérieur des tubes

Le calcul du coefficient d'échange du fluide circulant à l'intérieur des tubes par convection forcée en régime turbulent peut être déterminé par : [22]

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad (III.29)$$

$$Re = \frac{V_{eau} \times D_h \times \rho_{eau}}{\mu_{eau}} \quad (III.30)$$

$$D_h = \frac{4S}{P} \quad (\text{III.31})$$

Avec :

Re : Nombre adimensionnel de Reynolds.

Pr: Nombre adimensionnel de Prandtl pour l'eau.

D_h : Diamètre hydraulique [m].

S : Section de passage du fluide [m²].

P : Périmètre de contact fluide/paroi [m].

V : Vitesse de l'eau dans un tube [m/s].

μ : Viscosité dynamique de l'eau [kg/m.s].

$$hi = \frac{Nu \times \lambda_{eau}}{D_h} \quad (\text{III.32})$$

III.3.4.6. Coefficient d'échange de chaleur global

Le coefficient d'échange de chaleur global en (W.m⁻².K⁻¹) est calculé suivant l'équation : [18]

$$K = \left[\left(\frac{1}{hi} + Ri \right) \times \frac{Se}{Si} + \left(Rp \times \frac{Se}{Sm} \right) + \left(\frac{1}{he \times \eta g} + Re \right) \right]^{-1} \quad (\text{III.33})$$

Avec :

λ_t : Conductivité thermique de tube [W /m.K].

$\mathfrak{R}i$: La résistance d'encrassement intérieur [W / K].

$\mathfrak{R}e$: La résistance d'encrassement extérieur [W / K].

III.3.4.7. Les apports calorifiques d'un local : $\Phi[w]$

➤ Apports par parois Q_1

• Dimensions du bureau

- Longueur : m

- Largeur : m

- Hauteur : m

- Volume : m³

On pourra utiliser la formule : [19]

$$Q_1 = K \times S \times \Delta T \quad (\text{III.34})$$

Avec :

Q_1 : puissance surfacique transmise (W)

K : coefficient de transmission surfacique (W/m².K)

S : surface intérieur (m²)

ΔT : écart de température de part et d'autre de la paroi (K)

- **Détermination du coefficient K**

$$K = 1 / R_T \quad (\text{III.35})$$

$$R_T = 1 / h_e + \Sigma(e / \lambda) + 1 / h_i \quad (\text{III.36})$$

Avec :

R_T : résistance thermique (m².K/W)

h_e : coefficient de convection extérieur de paroi (W/m².K)

h_i : coefficient de convection intérieur de paroi (W/m².K)

e : épaisseur de paroi (m)

λ : coefficient de conduction thermique (W /m.K)

- **Apports par le service Q_2**

- a. Apports par les personnes Q_p**

$$Q_p = P_p \times n \quad (\text{III.37})$$

P_p : puissance dégagée par une personne (W)

n : nombre de personne(s)

b. Apports par l'éclairage Q_e

Il constitue une source de chaleur et dépend du type de lampe, nous avons choisi Lampe incandescente [19]

$$Q_e = P_e \quad (\text{III.38})$$

P_e : puissance installée (W)

c. Apports par le renouvellement d'air

$$Q_a = q_v \times (T_{ext} - T_{int}) \times 0.33 \quad (\text{III.39})$$

Avec :

q_v : débit d'air extérieur de renouvellement [m^3/h]

T_{ext} : température extérieur de bureau

T_{int} : température intérieur de bureau.

d. Apports divers (outillage, manutention, etc....)

Les apports de ces machines et appareillages est sa puissance installée [19]

$$Q_o = P_I \quad (\text{III.40})$$

P_I : puissance installée (W)

$$Q_2 = Q_p + Q_a + Q_e + Q_o \quad (\text{III.41})$$

➤ **Apports par l'équipement Q_3**

a. Apports par la ventilation Q_v

$$Q_v = P_v \quad (\text{III.42})$$

P_v : puissance de ventilation (W)

$$Q_3 = Q_v \quad (\text{III.43})$$

➤ **Apport de chaleur par rayonnement solaire à travers les parois Q_4**

$$Q_4 = \alpha \times F \times S \times R_m \quad (\text{III.44})$$

Avec

α = coefficient d'absorption de la paroi recevant le rayonnement

S = surface de la paroi en m^2

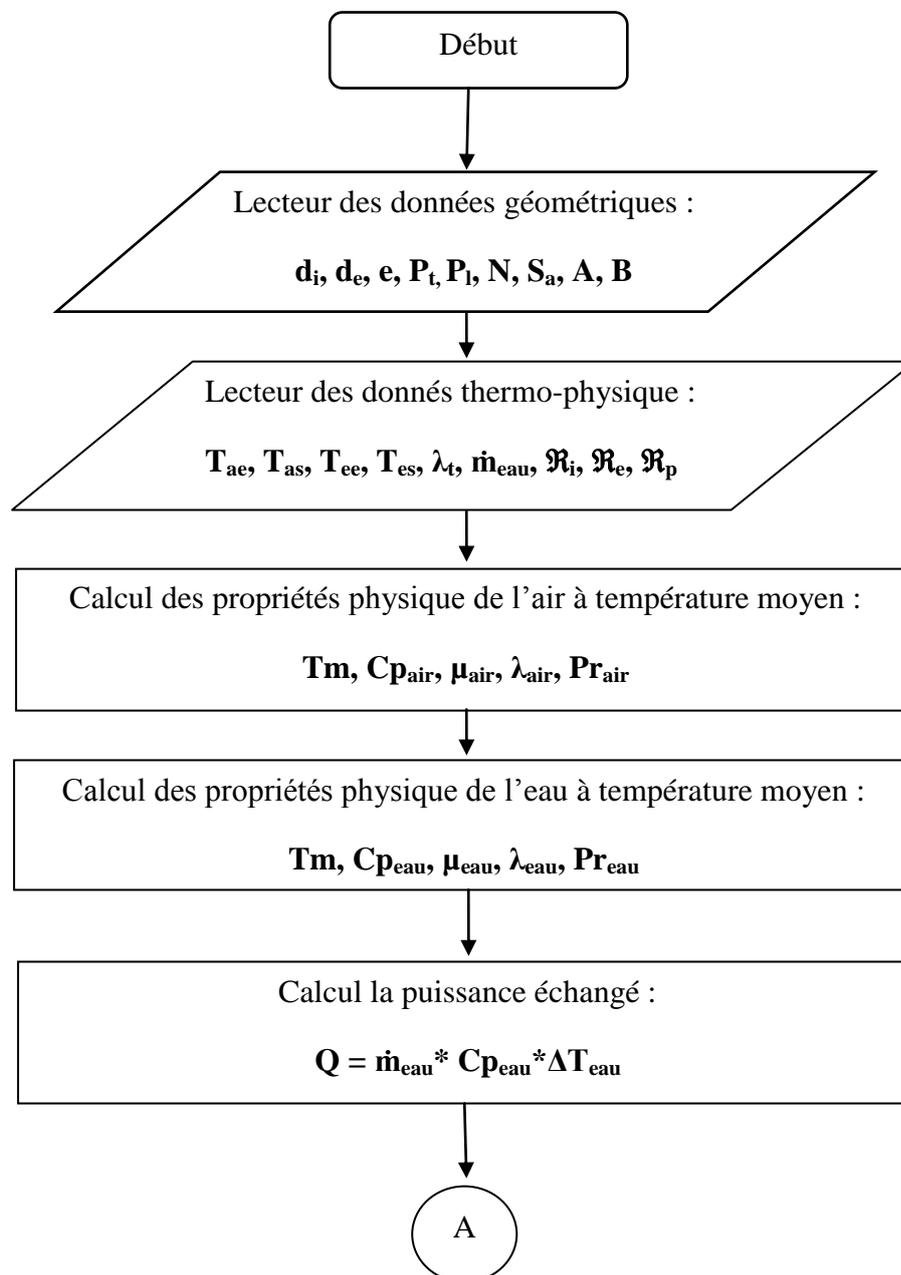
F = facteur de rayonnement solaire

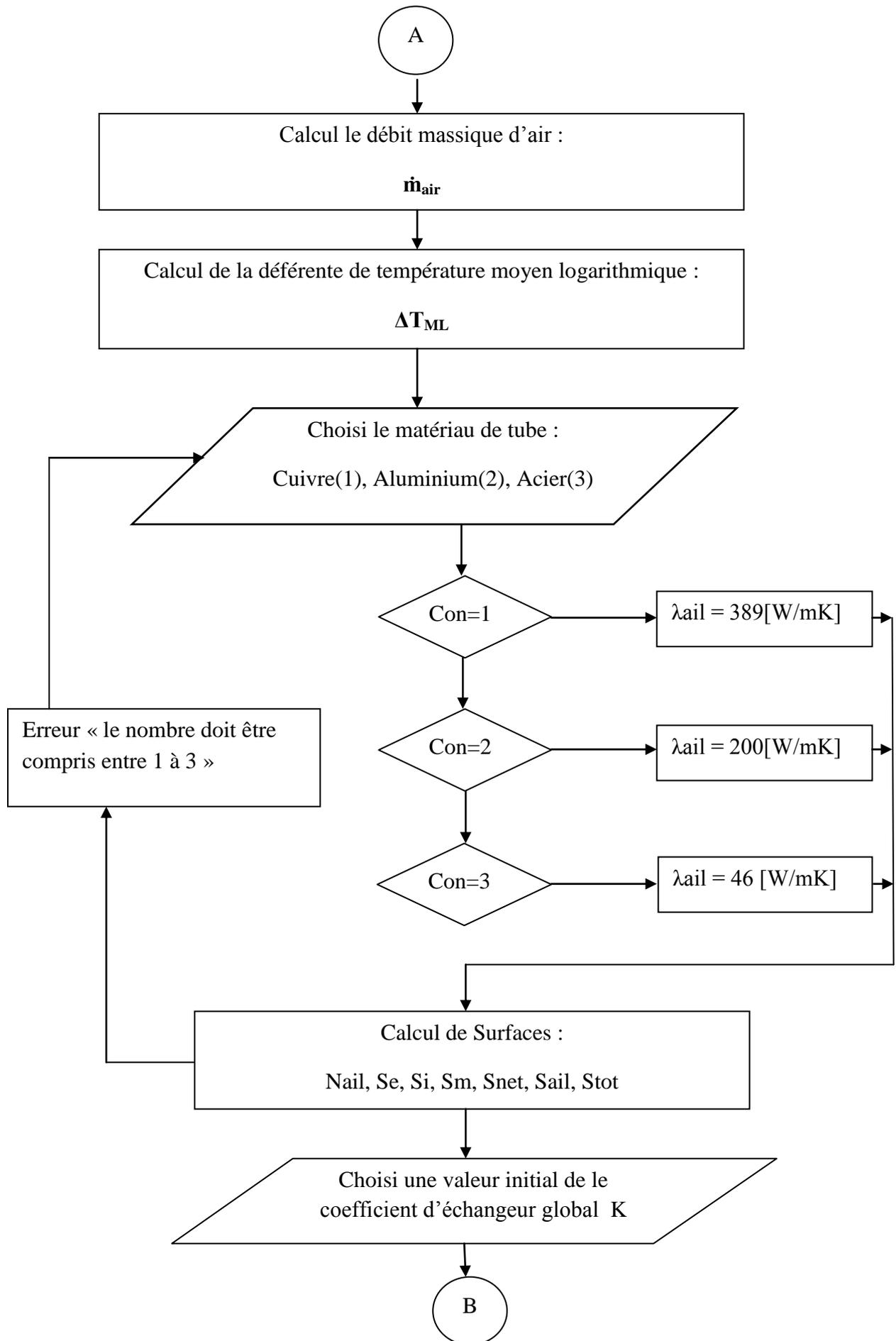
R_m = rayonnement solaire absorbé sur la surface du mur en W/m^2

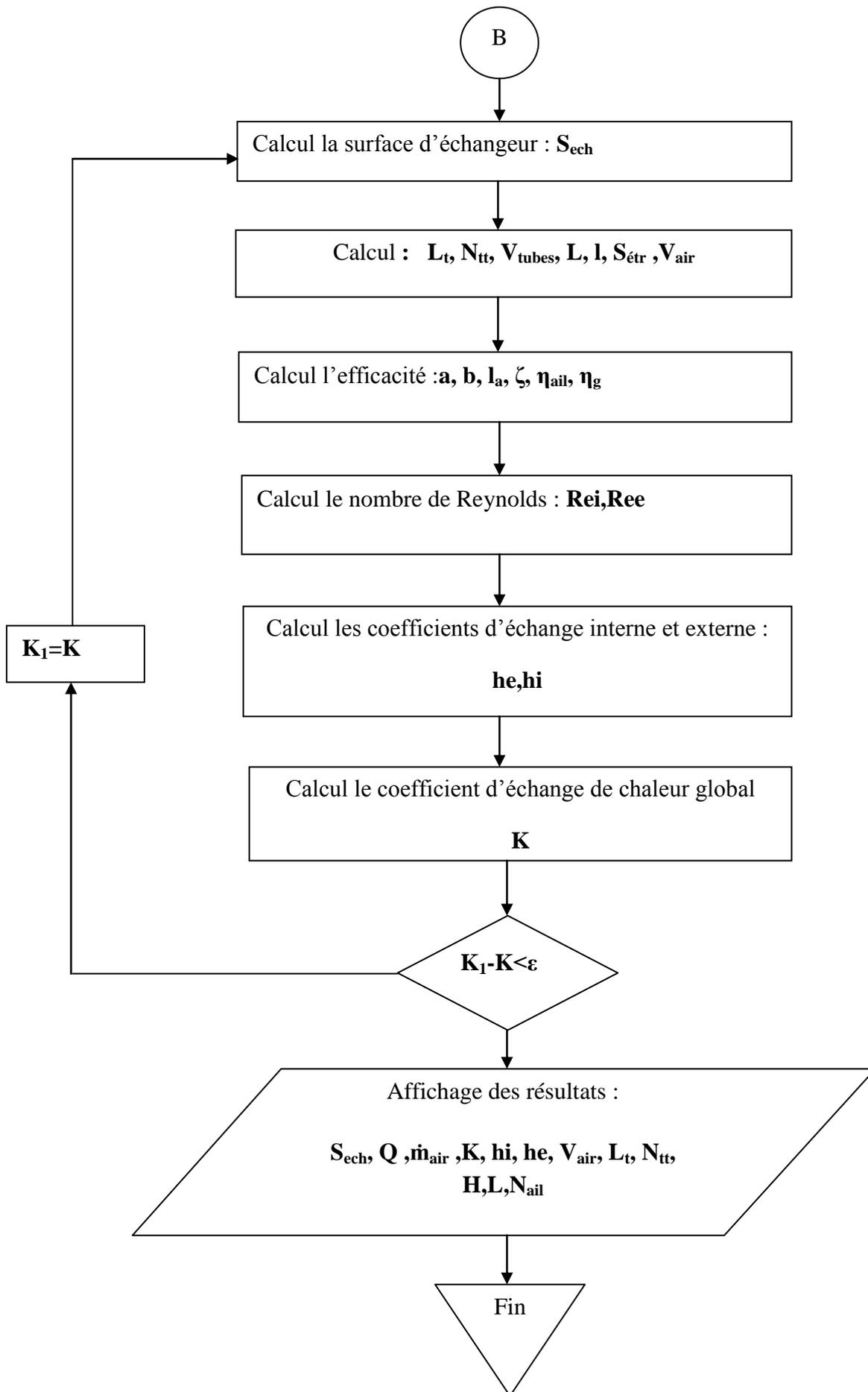
➤ **Apports total Q_T**

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \quad (\text{III.45})$$

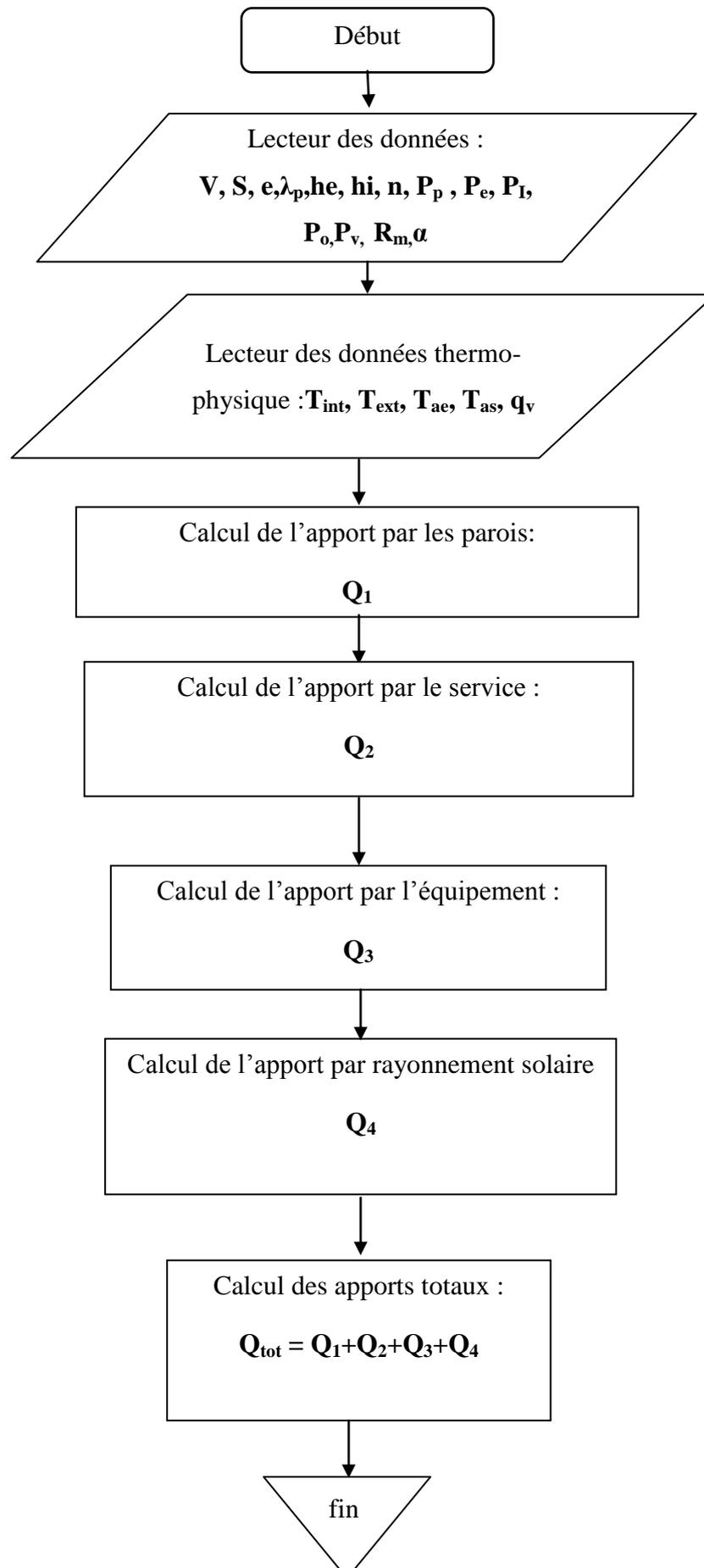
III.3.4.8. L'organigramme du programme de dimensionnement de l'échangeur







Organigramme du programme qui calcul les apports calorifiques



IV.1.Introduction

Nous avons réalisé un programme Matlab pour : dimensionner l'échangeur de chaleur tube à ailettes, examiner L'effet de la variation des matériaux des ailettes sur les dimensions de l'échangeur, ces résultats sont donnés sous formes des schémas en Solidworks.

IV.2. Résultats, analyses et commentaires

➤ Données de l'échangeur

- Diamètre extérieur de tube : 0,015 m
- Diamètre intérieur de tube : 0,013 m
- Epaisseur d'ailette : 4.10^{-4} m
- Pas transversal entre tubes : 0.031 m
- Pas longitudinal entre tubes : 0.027 m
- Nombre de rang : 1
- Les ailettes sont choisies en (cuivre, aluminium, acier)
- Conductivité thermique de tube : 389W/m.K
- Température d'entrée d'air : 38°C (la température moyenne du jour (6 Juillet 2016). [23]

Tableau IV.1.Les températures du jour (6 juillet2016) [23]

Heure(h)	00	01	02	03	04	05	06	07	08	9	10	11
Température (°C)	35	35	36,7	35	35	34 ,1	33	33	33	34	36	37,7

12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
39	41	42,5	44	45	44 ,5	44	44	42,8	42	40	38,5

- Température de sortie d'air : 27°C(la température de confort elle varie entre 24,5 et 28°C). [24]

Les températures d'entrée et de sortie de l'eau sont déterminées à partir des résultats de l'étude menée par CHAMLAL Islam (2016) sur la partie enterrée de cette installation de rafraîchissement. Selon cette étude l'auteur a conclu que la longueur optimale est de 150m pour un débit de 0.12kg/s, dans cette étude qui est une continuité de l'étude précédente on a choisi ce débit. Donc de le (Figure IV.1) et pour un débit de 0.12 kg/s les températures d'entrée et de sortie de l'eau sont :

- Température d'entrée d'eau : 23°C
- Température de sortie d'eau : 35°C

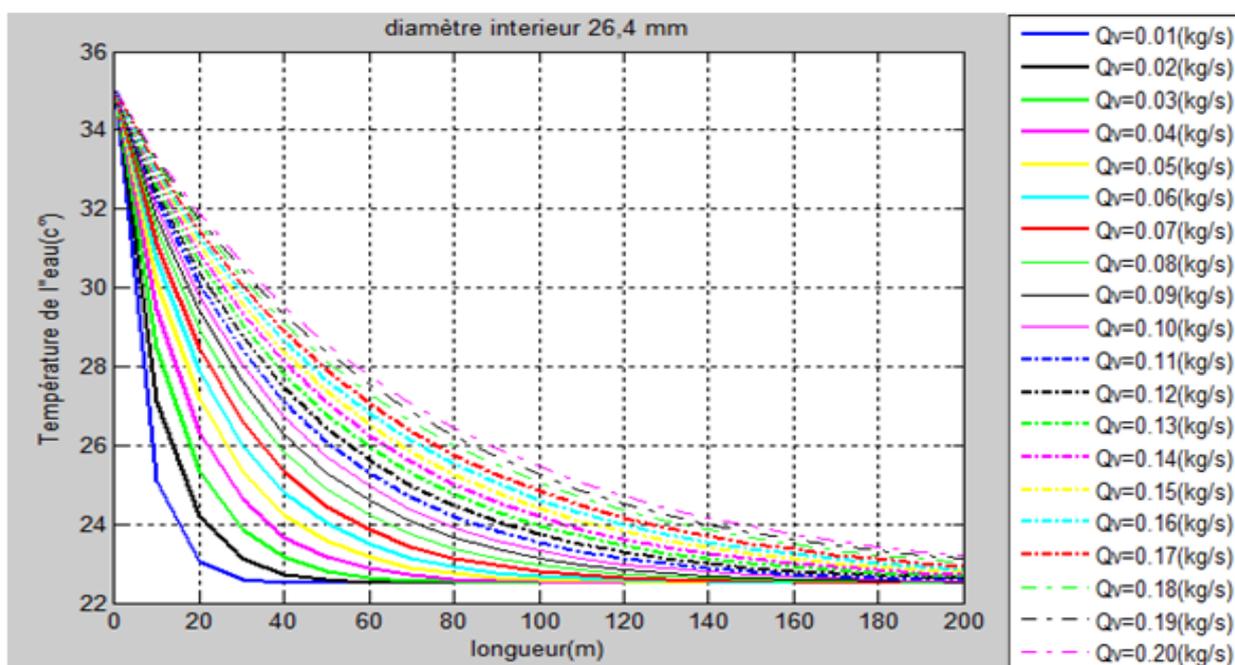


Figure IV.1. Variation de la température de l'eau en fonction de la longueur du tube pour différents débits. [25]

IV.3. Les résultats de notre travail

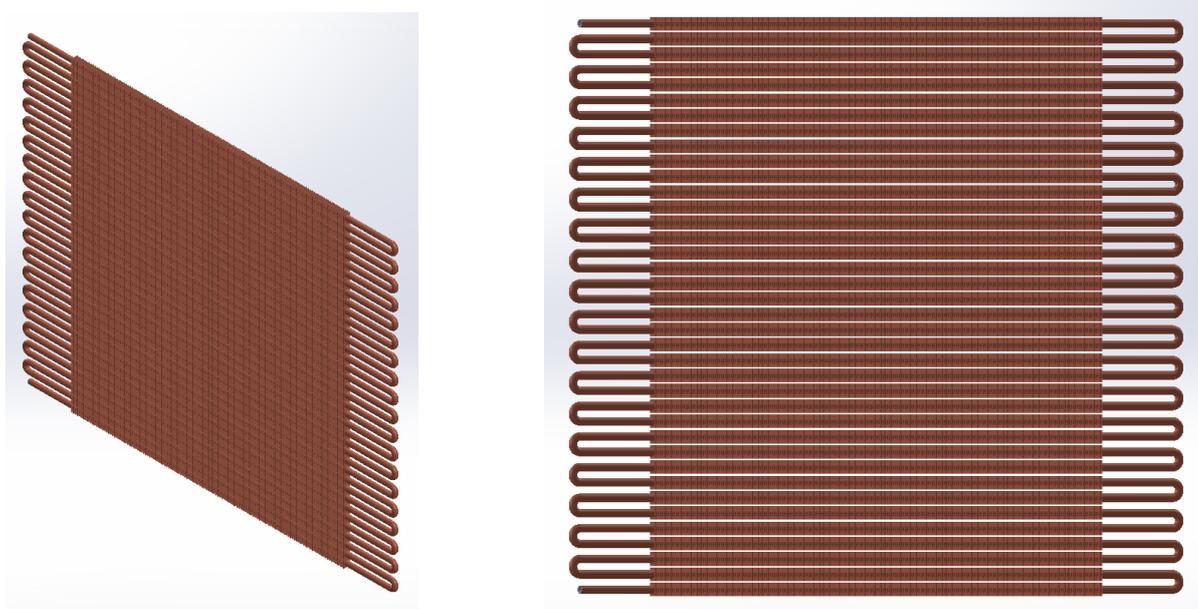


Figure IV. 2. Schéma représente l'échangeur de chaleur tube à ailettes en cuivre

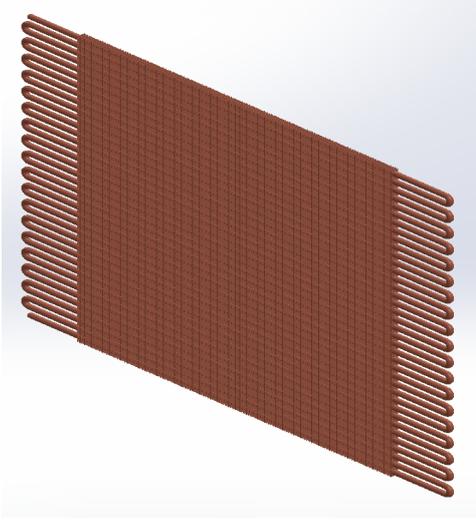
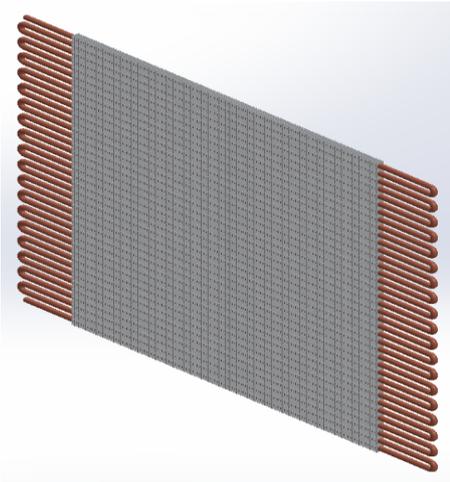
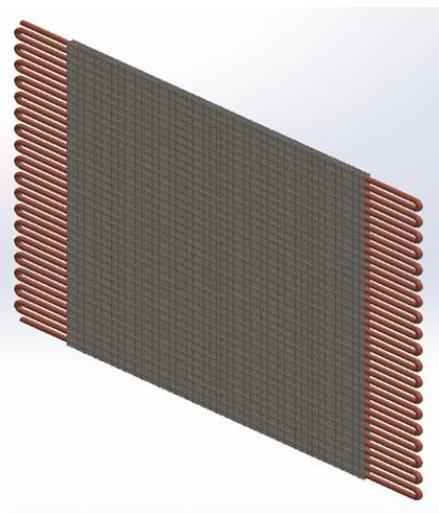
Tableau IV.2. Représente notre travail pour le matériau cuivre

	Les résultats
Surface d'échange	54.63m ²
Le coefficient d'échange global	45.8W/m ² °C
Longueur de tube	36.80m
Nombre des ailettes	8363
Espacement entre les ailettes	0.004mm

IV.4. L'effet de la variation des matériaux des ailettes sur les dimensions de l'échangeur

Le programme est exécuté pour les trois matériaux différents (cuivre, aluminium et acier) pour examiner l'effet de la variation du matériau de l'ailette sur les dimensions de l'échangeur, les résultats obtenus sont regroupés dans le tableau suivant :

Tableau. IV.3. Les dimensions de l'échangeur pour des différents matériaux (Cuivre, aluminium, acier)

Matériau	Schéma	Dimensions
<p>Cuivre $\lambda=389$</p>		<p>Surface d'échange : 54.63 m²</p> <p>Longueur de tube : 36.80 m</p> <p>Nombre des ailettes : 8363</p>
<p>Aluminium $\lambda=200$</p>		<p>Surface d'échange : 55.43 m²</p> <p>Longueur de tube : 37.34 m</p> <p>Nombre des ailettes : 8488</p>
<p>Acier $\lambda=46$</p>		<p>Surface d'échange : 61.18 m²</p> <p>Longueur de tube : 41.21 m</p> <p>Nombre des ailettes : 9368</p>

Selon les résultats mentionner dans le tableau(IV.4) on remarque que le cuivre est le meilleur matériau qui donne la surface d'échange la plus compacte pour réaliser cet échangeur.

Application de cet échangeur de chaleur

Cet échangeur de chaleur tube à ailettes est utilisé pour le rafraichissement d'un bureau dont les dimensions sont :

Longueur 4m

Largeur 4m

Hauteur 3m

Le bureau est occupé par 3 personnes, il est équipé par :

- 3ordinateurs
- Une imprimante
- Une photocopieuse
- Un fax
- L'éclairage est assuré par deux lampes.

➤ Les données pour le calcul des apports calorifiques

Tableau IV.4. Les données pour le calcul des apports calorifiques [19]

he (coefficient d'échange externe de paroi) en $[W/m^2 \cdot ^\circ C]$	Murs (9, 9, 9,16.7), plafonds(20) Planchers (5.9)
hi (coefficient d'échange interne de paroi) en $[W/m^2 \cdot ^\circ C]$	Murs (9, 9, 9,9), plafonds(20) Planchers (5.9)
e (épaisseur de paroi) en [m]	Murs (0.2), plafonds (0.1) Planchers (0.05)
λ (conductivité de paroi) en $[W/m.k]$	Murs (0.85), plafonds (1.1) Planchers (1.15)
ΔT (écart de température) en $[^\circ C]$	6
S (surface) en $[m^2]$	9
N	3 personnes, 3 ordinateurs

q_v (débit de l'air) en [m^3/h]	18
α (coefficient d'absorption de la paroi)	0.4
F (facteur de rayonnement solaire)	0.05
R_m (rayonnement solaire absorbé sur la surface du mur) en [W/m^2]	306
P (Puissance) en [W]	Personne (67 W) Appareillages électriques [ordinateur (400 W), photocopieuse (750 W), imprimante (52 W), fax (62W)]. ventilation (250 W) lampe d'éclairage (65 W)

Après l'exécution du deuxième programme pour les données précédentes, le programme calcul les apports calorifiques et affiche une valeur de puissance

$$(Q_T) = 5456.62W.$$

On comparant cette puissance avec la puissance de rafraîchissement de notre échangeur de chaleur :

$$Q_{ech} = \dot{m}_{eau} . C_{p_{eau}} \Delta T_{eau}$$

$$Q_{ech} = 6019.2 \text{ W}$$

On conclusion la puissance de l'échangeur thermique dimensionner est supérieur à celle des apports calorifiques donc cet échangeur fonctionne avec un bon rendement dans ces conditions.

Conclusion générale

Les échangeurs de chaleur (tube à ailettes) sont d'une importance primordiale dans le domaine industriel et résidentiel notamment dans les installations de rafraîchissement. Leurs technologies, Leurs conceptions, et leurs développements influent directement sur leurs performances.

Notre travail est concentré sur l'étude d'un échangeur de chaleur destiné au rafraîchissement des locaux par géothermie.

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

Nos résultats sont donnés sous forme des schémas en Solidworks. Elles sont très encourageantes et très motivantes.

L'échangeur tube à ailettes peut être fabriqué en plusieurs matériaux mais nous remarquons que le cuivre est le bon choix qui donne la surface d'échangeur la plus acceptable.

Références bibliographiques

[1] : AMMARI, « Echangeurs de chaleur liés au système de refroidissement solaire à adsorption : Dimensionnement d'un aérorefrigérant », mémoire de Master, Université de Biskra, (2013).

[2] : AD, Salah Eddine, « Dimensionnement d'un échangeur air/sol enterré destiné au rafraîchissement de l'air », mémoire de Master, Université de Biskra, (2014).

[3] : BENMACHICHE, A., « Estimation du coefficient d'échange thermique local sur des ailettes circulaires planes d'un tube d'échangeur de chaleur à faisceau aligné ou quinconce », thèse de Doctorat, Université de Biskra, (2012).

[4] : AHMOUDA, Y, « Etude numérique des phénomènes d'écoulement et d'échanges thermiques dans un échangeur air/sol enterré de forme U », mémoire de Magister, Université de Biskra, (2014).

[5] : OUALI, S, « Etude géothermique du sud l'Algérie », mémoire de Magister, Université de Boumerdes, (2006).

[6] : Site web (Google image)

- <https://encryptedtbn0.gstatic.com/images> (Janvier 2017)

- <http://www.planete-energies.com/images> (Janvier 2017)

[7] : BELLOUFI, Y, « Modélisation d'un échangeur air/sol dont le but de rafraîchissement des locaux », mémoire de Master, Université de Biskra, (2012)

[8] : « Le puits canadien », Dossier technique (Agence Locale de l'Energie de l'Agglomération Tyonnaise).

[9] : BENFATEH, H, « Etude du Rafraîchissement par la Géothermie, Application à l'Habitat », Ingénieur d'état, Université de Biskra, (2009).

[10] : Document « Systèmes de rafraîchissement ».

[11] : MOUSSA, M, J. Marie Pierre Cornet, « échangeur de chaleur tubulaire et échangeur à surface raclée, Jean Casting Lasvinottes, (2002).

[12] : PADET, J, « Echangeur thermique : méthodes globales de calcul avec 11 problèmes résolus », Masson, Paris (1994).

Références bibliographiques

[13] : MERMIZ, A, « Différent type d'échangeur » Mini projet 1^{ère} poste graduation. Université Mentouri Constantine (2006).

[14] : KREITH, F., BOEHM, R.F., et al. « Heat and Mass Transfer » Mechanical Engineering Handbook, (1999).

[15] : BENNAJAH, M, CHAOUNI, N, « Echangeurs de chaleur: Technologie, calcul et design », Edition Technip, Paris; France, (2014).

[16] : BONTEMPS, A, et al, « Echangeurs de chaleur (description des échangeurs) », Techniques de l'ingénieur.

[17] : MOUMMI, A, cour « échangeurs de chaleur », Université de Biskra.

[18] : BOUGRIOU, C, « Calcul et technologie des échangeur de chaleur », Note de cour Université de Batna, (2000).

[19] : livre « Efficacité énergétique de la climatisation en région tropicale » tome 1 : conception des nouveaux bâtiments, Institut de l'énergie et de l'environnement de la Francophonie

[20] : BELKACEMI, Z, « Modélisation et étude de la faisabilité d'un réfrigérateur solaire à adsorption », thèse de Magistère, Université de Batna, (2007).

[21] : WANG, C, et al, « Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation », (2000).

[22] : Document « Convection », BRAU, J, INSA de Lyon, (2006).

[23] : <https://www.infoclimat.fr> .

[24] : CHARLES, K, et al, « Qualité de l'air intérieur et confort thermique dans les bureaux à aire ouverte ».

[25] : CHEMLAL, I, « Etude d'un échangeur de chaleur (Eau-Sol) enterré destiné au rafraichissement de l'air », mémoire de Master, Université de Biskra, (2016)

[26] : JANNOT, Y., " Transfert thermiques", cours de transfert thermique, Ecole des Mines Nancy (2012)

Annexes

A. Propriétés thermo-physiques de l'eau

Propriétés de l'eau à saturation						
θ	ρ	c_p	λ	$10^4 \cdot \mu$	$10^7 \cdot a$	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'eau [26]

- **Corrélations entre 0 et 100 °C**

- $\rho = -0.00380 \cdot T^2 - 0.05050 + 1002.6$ Kg/m^3
- $\lambda = -9.87 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 2.238 \cdot 10^{-3} \cdot T + 0.5536$ $\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{C}$
- $\mu = 10^{-4} \cdot [(17.9 - 0.0737 \cdot T + 0.0003354 \cdot T^2) / (1 + 0.03032 \cdot T + 8.765 \cdot 10^{-5} \cdot T^2)]$
Pa.s
- $\text{Pr} = (13.06 + 1.387 \cdot T - 0.0037 \cdot T^2) / (1 + 0.12407 \cdot T + 0.005297 \cdot T^2)$

B. Propriétés thermo-physiques de l'air

θ	ρ	c_p	λ	$10^5 \cdot \mu$	$10^5 \cdot a$	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	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'air [26]

- **Corrélations entre 0 et 100 °C**

- $\rho = 353 / (T+273) \quad \text{Kg/m}^3$
- $\lambda = 7.57 \cdot 10^{-5} \cdot T + 0.0242 \quad \text{W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$
- $\mu = 10^{-5} (0.0046 \cdot T + 1.7176) \quad \text{Pa}\cdot\text{s}$
- $\text{Pr} = -2.54 \cdot 10^{-4} \cdot T + 0.7147$

Etude d'un échangeur de chaleur destiné au rafraichissement des locaux par géothermie

Résumé

L'objectif de ce travail est le dimensionnement d'un échangeur de chaleur destiné au rafraichissement des locaux par géothermie, nous avons choisi de travailler sur un échangeur tube à ailettes. Un code de calcul en MATLAB a été établi pour le dimensionnement de cet appareil, les résultats de cette étude sont très acceptables.

Les mots clés : dimensionnement, système de rafraichissement par géothermie, échangeur de chaleur à tube à ailettes.

Abstract

The objective of this work is the sizing of a heat exchanger intended for refreshing the premises by geothermal, we chose to work on a finned tube exchanger. A MATLAB calculation code has been established for the sizing of this apparatus, the results of this study are very acceptable.

Key words: dimensioning, geothermal refreshment system, finned tube heat exchanger.

ملخص

خلال هذا العمل قمنا بدراسة مبادل حراري لتلطيف الأقاليم بالطاقة الحرارية الجوفية ، و قد اخترنا مبادل حراري من نوع أنبوب و زعانف، كما أنجزنا برنامج حساب و ضبط أبعاد هذا الجهاز من اجل الحصول على المساحة التبادل اللازمة و المثلى. و النتائج التي تحصلنا عليها أعطت قيم جد ايجابية .

الكلمات المفتاحية: ضبط الأبعاد، نظام التلطيف بالطاقة الأرضية الحرارية، مبادل حراري من نوع أنبوب و زعانف