

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE ABOU BEKR BELKAID-TLEMCEEN-
FACULTE DES SCIENCES
DEPARTEMENT DE PHYSIQUE
UNITE DE RECHERCHE MATERIAUX ET ENERGIES RENOUVELABLES



MEMOIRE

*Pour l'obtention du diplôme de **Magister**
Option : **Energies renouvelables***

*Présenté par
Mr AMZIANE Mohamed Amziane
Thème :*

**ETUDE COMPARATIVE ENTRE LES SYSTÈMES DE
CLIMATISATION CLASSIQUES ET SOLAIRES
APPLICATION A LA CLIMATISATION D'UN IMMEUBLE**

Devant le jury composé de :

Président	Pr B. BENYOUCEF	(Univ. Tlemcen)
Examineur	Pr N.E. BIBI TRIKI	(Univ. Tlemcen)
Examineur	MCA A.N. KORTI	(Univ. Tlemcen)
Examineur	Pr. KH. RAHMOUN	(Univ. Tlemcen)
Encadreur	MCA. R. SAIM	(Univ. Tlemcen)
Co-Encadreur	MAA. A. ALIANE	(Univ. Tlemcen)

ANNEE UNIVERSITAIRE: 2013-2014

Remerciements

Le présent travail a été effectué à l'université de Tlemcen, faculté de technologie département de génie Mécanique.

Un grand merci au bon Dieu de m'avoir guidé vers le bon chemin de la lumière et du savoir.

Je tiens à remercier vivement mes directeurs de recherche, monsieur R.Saim et monsieur A. ALIANE, pour leur suivi, leur assistance et leurs conseils précieux le long de ma formation. Leurs compétences ainsi que leurs expériences dans le domaine m'ont été d'une grande utilité.

J'exprime ma reconnaissance à tous les membres de jury d'avoir accepté de lire ce manuscrit et d'apporter les critiques nécessaires à la mise en forme finale de cette thèse.

Je tiens également à exprimer ma profonde gratitude à mes parents pour leur sacrifice et soutien inestimables durant toutes mes études.

Enfin, mes remerciements vont aussi à tous mes collègues de magister, comme je remercie tous ceux qui ont aidés de près ou de loin, à la réalisation de ce travail

Dédicaces

Je dédie ce travail à mes très chers parents, votre courage, vos sacrifices ont été pour moi le meilleur soutien durant ce long parcours, veuillez trouver dans ce travail une grande reconnaissance pour ce que vous avez entrepris à mon égard, et un fruit de toutes vos prières et vos efforts.

A mes chers frères et sœurs.

A tous mes amis.

A tous mes collègues.

Résumé :

La grande partie de l'énergie consommée provient des combustibles fossiles dont l'utilisation massive peut conduire à l'épuisement de ces réserves et menace réellement l'environnement.

Le but de ce travail est de présenter la mise en place de la simulation et de comparer entre une installation de climatisation solaire et une installation de climatisation classique. Ces installations de rafraichissement sont simulées avec les composants existants dans la bibliothèque du code de calcul TRNSYS .

Dans ce travail on a évoqué les inconvénients des systèmes classiques et leur impacts négatifs sur l'environnement. nous avons rendu compte de la non durabilité des énergies fossiles, d'où la nécessité de chercher d'autres sources d'énergie. les recherches ont montré que l'énergie solaire est une bonne solution qui peut remplacer les énergies fossiles.

Summary:

Much of the energy comes from fossil fuels whose use can lead to massive depletion of these reserves and actually threatens the environment.

The aim of this work is to present the implementation of the simulation and compare a solar air conditioning and installation of conventional air conditioning. These facilities are simulated cooling with existing components in the library code TRNSYS calculation.

In this work we discussed the disadvantages of conventional systems and their negative impacts on the environment. we made counted the unsustainability of fossil fuels, hence the necessity to seek alternative energy sources. research has shown that solar energy is a good solution that can replace fossil fuels.

ملخص

الكثير من الطاقة المستهلكة تأتي من المحروقات الأحفورية التي استخدامها المفرط يمكن أن يؤدي إلى استنزاف هذه الاحتياطيات و تهدد البيئة فعليا.

الهدف من هذا العمل هو تقديم تنفيذ المحاكاة ومقارنة بين تجهيزات تكييف الهواء بالطاقة الشمسية و تجهيزات تكييف الهواء التقليدية. تجهيزات التبريد هذه خضعت للمحاكاة مع المكونات الموجودة في مكتبة برمجة الحساب TRNSYS.

في هذا العمل ناقشنا عيوب النظم التقليدية وآثارها السلبية على البيئة. التي قطعناها على أنفسنا عد استدامة الوقود الأحفوري، وبالتالي ضرورة البحث عن مصادر بديلة للطاقة. وقد أظهرت الأبحاث أن الطاقة الشمسية هي الحل الجيدة التي يمكن أن تحل محل الوقود الأحفوري.

Nomenclature :

Nomenclature	Désignation	Unité
\dot{Q}	puissance thermique	KW h
BP	basse pression	KPa
COP	coefficient de performance	-
C_p	Chaleur massique à pression constante	J/Kg °
D	densité	g/L
Eff	efficacité de l'échangeur de solution	-
FR	taux de circulation	-
G	Les flux de l'énergie solaire incident	W/m ²
GRS	Garantie de Résultats Solaires	-
h	enthalpie	KJ/Kg
HP	haute pression	KPa
L	chaleur latente	KJ/Kg
V	volume	m ³
m , M, \dot{m}	débit	Kg/s
P	pression	kpa
Q, \dot{Q}	énergie thermique	KW
S	entropique	KJ/Kg°
T	température	°C,K
W	travail	KW
X	titre du frigorigène ou de l'absorbant dans la solution	%
X	plage de dégazage	-

Liste des symboles :

Symbole	Désignation
Δ	écart
β	coefficient pertes de charges
ζ	rendement exergetique
η	efficacité de système, rendement
v	volume spécifique
f	taux de couverture solaire
ρ	la masse volumique
τ	taux

Liste des indices :

Indices	Désignation
a	absorbeur
ad	adsorbeur
b	Basse, balayé
c	condenseur, Carnot, concentré, cooling, critique ,compresseur
ch	chaude
co	Condenser
d	dilué
e	évaporateur
ent	entrée
eq	équilibre
ev	évaporateur
f	frigorigène
g ,ge	Générateur, global
h	haute
is	Isentropique
J	Junction
liq	liquide
N	Negative

p	Pompe
P	Positive
r	refroidissement
sor	sortie
surch	surchauffé
tou	tour de refroidissement
v	vaporisation
vap	vapeur
<i>n</i>	coefficient d'évolution polytropique

Liste des abréviations :

Abréviation	Designation
AIE	l'agence internationale de l'énergie
ASA	Agence Spatiale Allemande
CFC	chlorofluorocarbure
COP	coefficient de performance
CSTB	Centre Scientifique et Technique du Bâtimen
CVC	Chauffage, ventilation et climatisation
DRC	delai de récupération de l'investissement
ECS	Eau chaude sanitaire
EX	échangeur
FR	taux de circulation (Le débit spécifique de solution)
GES	Gaz à effet de serre
HC	hydrocarbure
HCFC	hydrochlorofluorocarbure
HFC	hydrofluorocarbure
INES	Institut National de l'Energie Solaire, Bourget du Lac, France
ISC	installations solaires collectives
ISO	International Standard Organization
LiBr	Symbole chimique du bromure de lithium ou

	«Lithium Bromide » en anglais
PAC	Pompe a chaleur
PV	photovoltaïques
SSC	Système solaire combiné ou « Solar Combisystem » en anglais
TEP	Tonne équivalent pétrole
TRNSYS	TRaNsient SYstems Simulation
<i>GWP</i>	le potentiel d'échauffement de la planète
<i>TEWI</i>	Total Equivalent Warming Impact

Liste des Tableaux :

Tableau I.1. Durée de séjour approximative dans l'atmosphère des gaz à effet de serre. [26].....	12
Tableau I.2 : le potentiel solaire en Algérie.	25
Tableau II.1 : caractéristiques des installations a absorption.	38
Tableau II.2 : Domene débilisations des installations a absorption.	39
Tableau II.3 : caractéristiques de ces équipements a adsorption.....	42
Tableau II.4 : Domaine d'utilisation des machin a adsorption.....	42
Tableau II.5 : avantages et inconvénients d'un cycle de "Dessicant Cooling"	46
Tableau II.6 : Les caractéristiques de ces équipements sont les suivantes	46
Tableau II.7 : domaine d'utilisation d'un cycle de "Dessicant Cooling"	47
Tableau II.8: Avantages et inconvénients des technologies de climatisation solaire commercialement disponibles	48
Tableau III .1: les principaux HFC.....	79
Tableau III .2. Les HFC et Les HCFC.....	85
Tableau III .3. Mélanges de HFC	86
Tableau III .4. Hydrocarbures	87
Tableau III .5. Fluides inorganiques.....	87
Tableau III .6 : Demande totale de fluides frigorigènes calculée en 2010.....	88
Tableau III.7 : Comparaison entre les installations de production de froid.	91
Tableau .IV.1 : illustration des composants des murs de la structure	96
Tableau .IV.2 : Cous de fonctionnement pour les dus système.	112

Liste des figures :

Figure I.1 - Répartition de la consommation finale par produit Energétique en 2007. [1].....	5
Figure I.2 : Consommation finale de l'Algérie par secteur d'activité en 2007.[25] ..	5
Figure I.3 : Répartition de la consommation finale par produit Energétique du secteur résidentiel.	6
Figure I.4 : Répartition de la Consommation du secteur tertiaire par types d'énergie.	7
Figure I.5 : historique de consommation électrique 1963-2007. [44]	8
Figure I.6 : Température moyenne de surface entre 1856 et 2005[12].	9
Figure I.7 : Représentation des phénomènes d'échanges radiatifs dans l'atmosphère. [18].....	10
Figure I.8 : Evolution des émissions de GES 2000-2009. [10].....	12
Figure I.9 : Croissance du marché mondial de la climatisation par région. [15]	13
Figure I.10 : Répartition de la par de la climatisation tertiaire et résidentiel dans le monde. [15].....	13
Figure I.11 : Évolution annuelle du nombre des équipements à absorptions installées en Chine. [11]	14
Figure I.12 : Distribution mondiale de la puissance frigorifique assistée par l'énergie solaire [18].	15
Figure I.13 : Installations de climatisation solaire de 6 pays européens entre 1999 et 2000[05].....	16
Figure I.14 : répartition des Installations de climatisation solaire par type. [18].....	17
Figure I.15 : Schématisation du principe de refroidissement par effet Peltier. [43]	19
Figure I.16: Schéma d'une machine frigorifique à compression.	20
Figure I.17: Schéma d'une machine frigorifique à gaz.....	21
Figure I.18: Cycle d'une machin à gaz sur le diagramme (T, S).	21
Figure I.19: Schéma d'un groupe à absorption. [31]	22
Figure I.20 : Schéma d'un groupe à adsorption. [31]	23
Figure I.21 : Schéma de l'installation et évolution de l'air dans le diagramme humide. [31].....	23

Figure I.22 : Carte du monde de l'ensoleillement moyen annuel. [47].....	24
Figure I.23 : Irradiation globale journalière reçue sur plan horizontale au mois de juillet.[18]	25
Figure I.24 : Enssoleillement global et besoin en froid annuel.....	26
Figure I.25 : Différentes technologies de production de froid à partir de l'énergie solaire. [47].....	27
Figure II.1 : Cycle à simple effet avec échangeur de solution (EX) qui permet de réduire la chaleur fournie au générateur.	32
Figure II.2 : Cycle à absorption à double effet (Ecoulement en série fonctionnant à 3 niveaux de pression).	33
Figure II.3: fonctionnements d'un évaporateur.	34
Figure II.4: fonctionnements d'un system à absorption.	35
Figure II.5: Diagramme d'Oldham du couple Eau/ Bromure de Lithium (LiBr). [39]	37
Figure II.6 : Schéma de principe d'une machine à adsorption.	40
Figure II.7 : Diagramme d'Oldham de l'adsorption. [53]	40
Figure II.8: Système à humidification directe avec l'évolution correspondante de l'air sur le diagramme de l'air humide. [34]	44
Figure II.9 : Système à humidification indirecte avec l'évolution de l'air sur le diagramme de l'air humide. [34]	44
Figure II.10 : Schéma du principe d'un cycle de "Dessicant Cooling"	45
Figure II.11 : Schéma de principe de fonctionnement d'une cellule photovoltaïque.	52
Figure II.12 : Historique du marché mondial en puissance cumulée.[82]	53
Figure II.13 ; Évolution des surfaces installées dans l'Union européenne depuis 1994 (en m ²).[82].....	53
Figure II.14 : Historique du marché mondial en puissance cumulée en MW.[83] .	54
Figure II. 15 : Schéma d'un capteur plan classique à circulation de liquide.	55
Figure II .16 : Tube sous vide à circulation directe.....	56
Figure II.17 : Schéma de fonctionnement du capteur sous vide à caloduc[27]	56
Figure II.18 : Concentrateur cylindro-parabolique.....	58

Figure II.19 : Concentrateur parabolique.	59
Figure II.20: Système de centrale à tour.....	59
Figure II.21 : Comparaison entre les systèmes de refroidissement à absorption et ceux à compression mécanique	61
Figure II.22 : Diagramme de Dühring pour les cycles frigorifiques à compression mécanique et à compression chimique.	61
Figure II.23: machine à absorption à simple effet	65
Figure III.1 : Cycle idéal de Carnot en diagramme (T, s).	74
Figure III.3 : cycle thermodynamique diagramme (P, h).	74
Figure III.2 :cycle thermodynamique Diagramme (T, S).....	74
Figure III.4: Efficacités de Carnot en fonction des températures des sources.	76
Figure III.5 : Evolution du COP idéal de carnot en fonction des différentes températures de sources et puits (en mode froid à gauche et en mode chaude à droite).....	76
Figure IV.1: Plan du bâtiment.	95
Figure IV.2: Température ambiante pour la région de Tlemcen.	98
Figure IV. 3: Puissance thermique de refroidissement requise pour le bâtiment individuel dans la région.	99
Figure IV.4: Besoins énergétiques mensuel de bâtiment individuel dans la région de Tlemcen.	99
Figure IV.5: Evolution annuelle de l'indice PMV pour les 6 zones.....	100
Figure IV.6 : Evolution annuelle de l'indice PDD pour les 6 zones.....	100
Figure IV.7 :L'évolution des radiations solaires et besoins en froid	101
Figure IV.8 : L'évolution des radiations solaires et besoins en froid	102
Figure IV.9 : Système de climatisation solaire.....	102
Figure IV.10 : température d'air à l'intérieur des locaux.....	103
Figure IV.11. Fonctionnement de l'installation ou mode de chauffage et de refroidissement	103
Figure IV.12 : Températures E/S des trois circuits de la machine	104
Figure IV.13 Variation des températures de circuit solaire.....	105
Figure IV.14 : Variation d'énergie d'appoint en fonction des radiations	106

Figure IV.15 : Variation mensuel des énergies fournies par le capteur solaire et le système d'appoint.....	106
Figure IV.16: Variation mensuel de la fraction solaire.....	107
Figure IV.17 : Influence de la surface de captation sur les performances de l'installation (mois de juillet, $V = 0,5 \text{ m}^3$).....	108
Figure IV.18 Influence de la surface de captation sur la fraction solaire.....	108
Figure IV.19 : Influence du volume de stockage sur la fraction solaire (mois de juillet, $S=70 \text{ m}^2$).....	109
Figure IV.20 : Système de climatisation classique.....	110
Figure IV.21 : La variation de la consommation électrique et la puissance produit par l'installation de climatisation classique.....	110
Figure IV.22 comparaisent entre la consommation de l'énergie de l'installation solaire et cel de l'installation a compression.....	111
Figure IV.23: Comparaison de la consommation de l'énergie primaire entre une installation solaire et une installation a compression.	112

Sommaire

Introduction générale :.....	1
I.1. Introduction :.....	4
I.2. La consommation mondial :.....	4
I.3. La consommation d'énergie en Algérie :.....	4
I.3.1. Consommation finale par produit Energétique :.....	4
I.3.2. Répartitions de la consommation d'énergie par secteur :	5
I.3.3. Consommation du secteur résidentiel :	6
I.3.4. Consommation du secteur tertiaire par types d'énergie :	6
I.3.5. Évolution de la consommation électrique en Algérie :.....	7
I.3.6. Le prix des principales énergies :.....	8
I.4. Réchauffement de la planète :.....	9
I.5. Effet de serre :	10
I.6. Les accords de Kyoto :.....	11
I.7. Bilan des d'émissions des gaz à effet de serre en Algérie :.....	11
I.8. Situation mondiale du marché de la climatisation :	12
I.8.1. Marché mondiale de la climatisation classique :	12
I.8.2. Marche des équipements d'absorption :	14
I.8.3. Le marche de la climatisation solaire :.....	15
I.8.4. Revue des installations de climatisation solaire en Europe :	16
I.8.5. Installations de climatisation solaire dans le monde :.....	17
I.9. Différentes méthodes de production du froid :	18
I.9. 1. Mélanges réfrigérants :.....	18
I.9. 2. Détente d'un gaz parfait :.....	18
a- Détente avec production du travail extérieur :	18

b- Détente sans production de travail extérieur :.....	18
I.9. 3. Évaporation d'un liquide pur :	18
I.9. 4. Réfrigération thermoélectrique :	19
I.10. Machines frigorifiques :	19
I.10. 1. Machines à compression :	20
A. Machines à changement de phase :	20
B. Machines à cycle de Joule :	21
I.10. 2 Machines à énergie thermique :	22
A. Machine à absorption :	22
B. Machines à adsorption :	23
C. Dessiccation solide :	23
I.11. Le potentiel solaire :.....	24
I.12. Ensoleillement global et besoin en froid annuel :	26
I.13. Conclusion :	29
II.1. Introduction :.....	30
II.2. Système à absorption :	30
II.2. 1. Machines à absorption :	30
II.2. 2. Différentes machines à absorption :	31
A. Machines à simple effet :.....	31
B. Machine à double effet :	32
II.2.3. Principe de fonctionnement :	33
II.2. 4. Les fluides utilisés :	36
II.2.5. Diagramme d'Oldham :	36
II.2. 6. Caractéristiques :.....	38
II.2. 7. Utilisation :	38

II.3. Machines à adsorptions :.....	39
II.3.1. Principe de fonctionnement :	39
II.3.2. Diagramme de Oldham :.....	40
II.3.3. Caractéristiques :.....	42
II.3 4. Utilisation :.....	42
II.4. Machines à dessiccation :	42
II.4.1. Principe de fonctionnement :	42
A) Les systèmes à évaporation directe :.....	43
B) Les systèmes à humidification indirecte :	44
II.4.2. Caractéristiques :.....	46
II.4.3. Utilisation :.....	47
II.5.Comparaison technico-économiques des Systems de climatisation solaire :....	47
II.6. Avantage des climatisations solaire :.....	49
II.7. Le marché des system solaire :	51
II.7.1. Marché mondial des systèmes solaire thermique :	52
II.7.2 Marché mondial du solaire photovoltaïque :	54
II.8.Types des capteurs solaires thermiques :.....	54
II.8.1. Capteur plan vitré :	55
II.8.2. Capteurs plans sous vide (ou caloduc) :	55
A) Le capteur à tube sous vide à circulation directe :	55
B) Le capteur à tube sous vide à "Caloduc" :.....	56
II.8.3. Capteurs solaires à concentration :	57
A.) Concentrateurs cylindro-paraboliques :	57
B) Concentrateurs paraboliques :	58
C) Système de centrale à tour (héliostat) :	59

II.9. Comparaison entre la machine frigorifique à absorption et celle à compresseur mécanique :.....	60
II.10. Intérêt de la production de froid par absorption :	62
II.11. Avantages et inconvénient de la réfrigération par absorption :	62
A) Avantages :	62
b) Inconvénients :	63
II.12. Les couples classiques utilisés dans l'absorption :.....	63
II.13. Analyse thermodynamique:	64
II.13.1. Bilan massique :.....	65
II.13.2. bilan enthalpique :.....	66
II.13.3. Débit spécifique de solution (Taux De Circulation) :.....	66
II.13.4. La plage de dégazage :.....	66
II.13.5. Détermination du coefficient de performance COP :	67
II.13.6. Le coefficient de performance de Carnot (COPC) :.....	67
II.13.7. L'efficacité du système (η) :.....	67
II.13.8. Le rendement exégétique (ζ) :.....	68
II.14. Conclusion :	68
III.1.Introduction :	69
III.2. Principe de fonctionnement d'un système de climatisation classique :	69
III.3. Composant d'un system de climatisation classique :	70
III.3.1 Un condenseur :.....	70
III.3.2 Un évaporateur :	70
III.3.3 Un compresseur :.....	71
III.3.4. Un détendeur :	71
III.4. Analyse thermodynamique system de climatisation a compression :.....	72
III.4.1. La puissance absorbée :.....	72

III.4.2. Le rendement volumétrique :.....	72
III.4.3 Le rendement isentropique :	73
III.4.4. Le rendement global ou effectif :	73
III.5. Analyse de Cycle idéal théorique :.....	73
III .6. Coefficient de Performance idéal ($COP_{\text{idéal}}$) d'une machine frigorifique :....	75
III .6.1. Coefficient de Performance d'une machine frigorifique :.....	75
III .6.2. Coefficient de Performance d'une pompe à chaleur :	76
III .6.3. Coefficient de Performance d'un thermofrigopompes :.....	77
III 7. Analyse exégétique :.....	77
III 7.1. Rendement exégétique d'une machine frigorifique :	77
III 7.2. Rendement exégétique d'une pompe à chaleur :	77
III 7.3. Rendement exégétique d'un thermofrigopompes :	77
III .8. Les fluides frigorigènes :	78
III .8.1. Codification des fluides :.....	80
III .8.2. Classification des fluides frigorigènes :	80
a) Corps purs halogenes :	80
b) Mélanges azéotropiques et zéotropique :	81
C) Hydrocarbures :	81
D) Les composes inorganiques :.....	82
III .8.3. Critères de sélection des fluides frigorigènes :.....	82
III .8.3.1. Les anciennes règles :	82
III .8.3.2. Les nouvelles règles de sélection :	83
A) ODP (Ozone Depletion Potential) :.....	83
B) Le GWP (global warming potential) :.....	84
III .8.4.Le protocole de Montréal :	87

III .8.5. Analyse du marché des fluides frigorigènes 2010 :	88
III.9. Impacts environnementaux de la climatisation	88
III.10. Comparaison entre les systèmes de production de froid :	90
III .11. Conclusion :	92
IV.1. Introduction	93
IV.2. Aperçu sur TRNSYS	93
IV.2. 1.Les entrées « inputs » :	93
IV.2. 2. Traitement de données :	94
IV.2. 3. Les sorties « outputs » :	94
IV. 3. Description structurelle du bâtiment	94
IV.3.1. Plan du bâtiment.....	94
IV.3 .2. Composant de la structure :	95
IV.4. Estimation des charges thermiques du bâtiment	97
IV.5.Besoins énergétiques mensuel de bâtiment.....	98
IV.6.Les indicateurs du confort thermique.....	99
IV.7. L'énergie solaire et besoins de confort :	101
IV.7.1. L'énergie solaire et besoins en froid :	101
IV.7.2. L'énergie solaire et besoins en chaleur :	101
IV.8. Simulation de l'installation de climatisation solaire à absorption :	102
IV.9. Le signal de fonctionnement de l'installation :	103
IV.10.Températures E/S des trois circuits de la machine :	104
IV.11. Variation des températures de circuit solaire :	105
IV.12 .Variation d'énergie d'appoint en fonction des radiations :	105
IV.13. Variation mensuel des énergies fournies par le capteur solaire et le système d'appoint :	106
IV.14. La fraction solaire :	107

IV.15. Influence de la surface des capteurs solaires :	108
IV.16. La variation de ballon de stockage :	109
IV.17. Installation de climatisation classique :	109
IV.18. Comparaison de la consommation des deux installations solaires et classiques :	111
IV.19. Coût de fonctionnement :	112
IV.18. Conclusion :	113
Conclusion générale :	113

Introduction

générale

Introduction générale :

La grande partie de l'énergie consommée provient des combustibles fossiles (pétrole, gaz naturel, charbon, ...etc.) dont l'utilisation massive peut conduire à l'épuisement de ces réserves et menace réellement l'environnement. Cette menace s'est manifestée principalement à travers la pollution et le réchauffement global de la terre par effet de serre. En effet, la grande préoccupation du monde actuel est d'atténuer cette pollution en essayant d'adapter les sources d'énergie classiques à des critères très sévères.

En 2007, le secteur du bâtiment est le plus grand consommateur d'énergie avec 41% de la consommation nationale, devant le transport (33%), et (19%) pour l'industrie. Le tiers de cette énergie a été utilisée pour le chauffage et la climatisation ainsi que la production d'eau chaude sanitaire.[1]

La réduction de l'énergie nécessaire à cette situation ainsi que la réduction des émissions de GES passent alors inévitablement par une utilisation des énergies renouvelables qui, contrairement aux combustibles fossiles, ne libèrent pas de dioxyde de carbone.

Le secteur du bâtiment en Algérie émet 19% des rejets de CO₂ dans l'atmosphère, contre 25% ailleurs. Ce secteur représente un potentiel énorme d'efficacité énergétique et de réduction des gaz à effet de serres.

La demande de rafraîchissement et de climatisation dans les bâtiments est toujours en forte augmentation. Pour donner exemple : les ventes en 2008 de climatiseurs électriques de petite taille (5 kW froid) ont été proches de 28 millions d'unités dans le monde , il n'est donc pas étonnant que dans certaines zones , le pic de demande sur le réseau électrique ait lieu en été et causé par les appareils de climatisation électriques.

Aujourd'hui pour climatiser les batiments on a principalement recours aux appareils a compression mecanique bien qu'il existe des machines de grandes puissances utilisant des cycles a compression très performants on peut considérer que pour les climatiseurs standards on produit de 3KWh froid par KWh électrique ,

par conséquent environ 1KWh d'énergie primaire est nécessaire pour 1kwh utile de froid.

Les pics de consommation estivaux coïncident en général avec un fort ensoleillement qui pourrait être utilisé pour fournir de l'énergie à des processus thermiques. Cependant, l'application de l'énergie solaire à cette technologie est récente et rend complexe le processus. La climatisation /chauffage solaire a été mise en œuvre sur quelques centaines d'installations seulement jusque à présent dans le monde. Il devient pressant de réduire les dépenses énergétiques dans les bâtiments afin de parvenir à respecter les exigences de réduction des émissions de GES dans le cadre du protocole de Kyoto.

Actuellement, la technologie nous offre une variété de moyens permettant d'obtenir le froid. Le choix d'un système particulier passe par l'étude d'un ensemble de critères aboutissant au choix du système le plus adapté à l'application envisagée.

Cette étude a pour objectif d'étude comparative entre les systèmes de climatisation classique à compression de vapeur et un système solaire thermique à absorption, et de présenter une simulation dynamique dans le but d'optimiser les performances de l'installation solaire. L'application sera faite sur un local multizone.

Dans la première partie de cette étude bibliographique, nous abordons la consommation énergétique et les différents processus physiques et chimiques susceptibles d'être utilisés pour l'obtention du froid, de façon à mieux cerner les spécialités attachées aux machines à absorption, sur lesquelles a été centré le travail de recherche rapporté ici.

Le deuxième chapitre explique les différentes méthodes thermiques de production de froid avec l'exploitation de l'énergie solaire et présente les types de capteurs solaires les plus utilisés actuellement, leurs performances et leur adaptation avec les installations de climatisation solaire.

Dans le troisième chapitre nous abordons les installations à compressions de vapeur ainsi les fluides frigorigènes utilisés et leur impact sur l'environnement.

Le dernier chapitre est dédié à la simulation dynamique d'une installation de climatisation solaire à absorption d'un bâtiment.

Chapitre

1

I.1. Introduction :

Aujourd'hui, la thématique de l'efficacité énergétique, notamment dans le secteur du bâtiment, dispose d'une réelle opportunité de développement dans le monde.

Le bâtiment devient soudainement un enjeu central de deux défis planétaires majeurs: le changement climatique et l'approvisionnement énergétique.

Le secteur du bâtiment en Algérie (le résidentiel et le tertiaire) consomme plus de 41% du total de l'énergie, contre 46%[2] en Europe, et émet 19% des rejets de CO₂ dans l'atmosphère, contre 25% ailleurs. Ce secteur représente un potentiel énorme d'efficacité énergétique et de réduction des gaz à effet de serres.

I.2. La consommation mondiale :

De plus, la croissance mondiale de la demande en électricité s'accélère (+3,5%/an actuellement contre +2,7%/an lors de la précédente décennie 1990-2000), l'agence internationale de l'énergie (AIE) estimait la part de l'électricité dans la consommation finale mondiale d'énergie à 16%. Pourtant, la production de cette forme d'énergie mobilise annuellement près de 39% des ressources énergétiques primaires d'origine non renouvelable et est à l'origine de 37% des émissions anthropiques de CO₂. Le fort différentiel entre mobilisation des ressources primaires et consommation finale s'explique principalement par le rendement médiocre des centrales thermiques (32% en moyenne mondiale, tous types de centrales confondus) auquel s'ajoutent les pertes en ligne ainsi qu'aux différents stades de transformation de la tension jusqu'à l'utilisateur final (ces pertes sont de l'ordre de 12% en France¹). [1] [2]

I.3. La consommation d'énergie en Algérie :

I.3.1. Consommation finale par produit Energétique :

En Algérie, le pétrole (les produits pétroliers) est la principale source d'énergie consommée. Les produits pétroliers constituent 48 % de la consommation finale. Autour de 29 %, le gaz naturel représente la deuxième source d'énergie

finale consommée, alors que la part de l'électricité est de 12 %. Les produits solides tel que le bois et le charbon restent négligeables. [3]

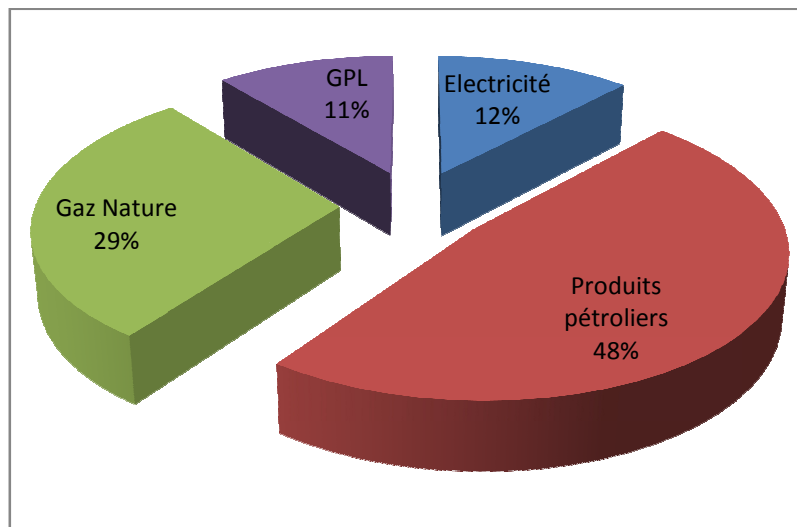


Figure I.1 - Répartition de la consommation finale par produit Energétique en 2007.

[1]

I.3.2. Répartitions de la consommation d'énergie par secteur :

D'après les données de l'année 2007, issues du ministère de l'énergie et des mines, la consommation énergétique finale nationale a atteint 20 millions de TEP (en moyenne 0,581 TEP/hab) avec un taux de croissance moyen annuel de l'ordre de 6,32%.

D'après la figure ci-dessous, le secteur résidentiel et tertiaire consomme lui seul 41% de l'énergie finale nationale, suivi par les transports avec un taux de 33%.

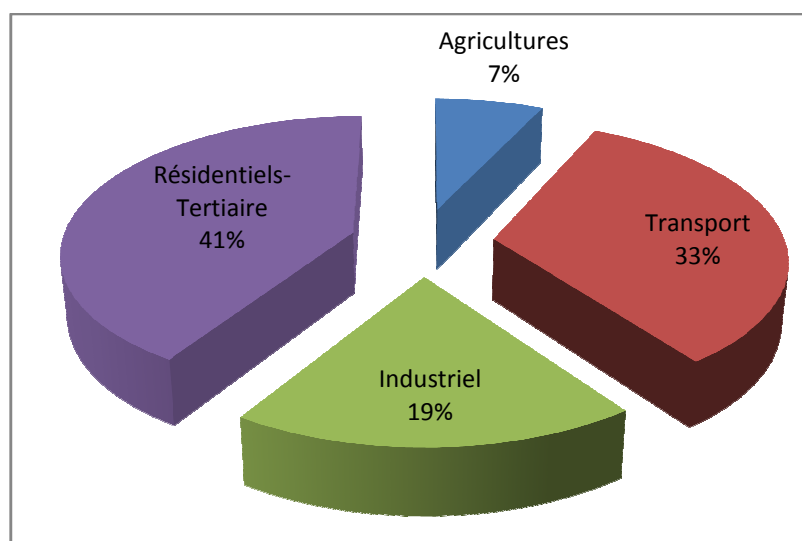


Figure I.2 : Consommation finale de l'Algérie par secteur d'activité en 2007.[25]

I.3.3. Consommation du secteur résidentiel :

La consommation finale du secteur résidentiel a atteint 6,5 millions de TEP, La consommation électrique du secteur résidentiel a atteint 770 KTEP. Elle représente 33% de la consommation totale d'électricité. Il a atteint 436 KTEP en produits gazeux soit 70% de la consommation totale des produits gazeux, Il représente, de ce fait, le premier secteur grand consommateur d'énergie électrique au niveau national.

On note une croissance significative des consommations qui est de 67,97 % sur la période 2000-2009, qui s'explique notamment par la conjonction et la combinaison de plusieurs facteurs, surtout l'introduction de nouveaux usages dans les foyers; la généralisation des multi équipements en climatisation, TV, l'ordinateur, l'apparition des sèche-linge, le micro onde et l'apparition du phénomène de non-cohabitation.

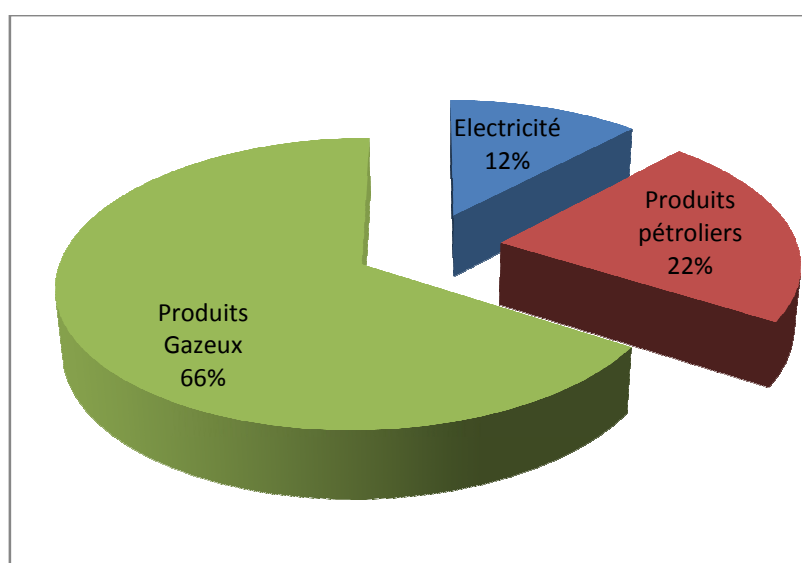


Figure I.3 : Répartition de la consommation finale par produit Energétique du secteur résidentiel.

I.3.4. Consommation du secteur tertiaire par types d'énergie :

La consommation énergétique du secteur tertiaire a atteint 1,2 million de TEP Par branche d'activité, cette consommation se répartie comme suit :

Commerce : 39%, Administration centrale : 19%, Tourisme : 8%, Santé : 12%, Education : 8% Eclairage public : 5%, Autres : 5% .

Entre 2000 et 2007, la consommation finale du secteur a progressé annuellement de 6,7%. Ce sont l'électricité et les produits gazeux qui ont contribué à cette évolution avec des parts respectives de 53% et 36%. Une forte demande d'électricité est à prévoir en raison des perspectives de développement de ce secteur.

En ce qui concerne l'analyse de la consommation d'électricité par usages, l'éclairage et le froid totalisent 90%. Le chauffage et la cuisson représentent 60% de la consommation du gaz naturel.

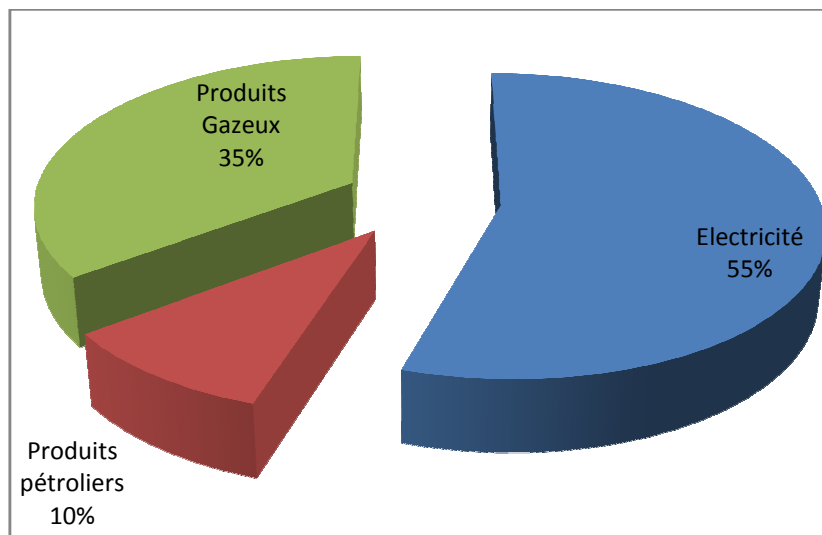


Figure I.4 : Répartition de la Consommation du secteur tertiaire par types d'énergie.

I.3.5. Évolution de la consommation électrique en Algérie :

Cette domination de la consommation électrique et gaz par le bâtiment, oblige l'empreinte d'une bonne stratégie politique de gestion des énergies, par les acteurs de ce secteur, car elle peut induire un gain énergétique assez-conséquent, en optant l'approche bioclimatique dans la conception, la réalisation et enfin la gestion.

Nous penchons beaucoup plus dans notre recherche, sur la consommation électrique qui ne cesse augmenter d'année en année, dans ce secteur sensible. La figure 5 ci-dessous, est la preuve, car dans les quarantaines d'années marquées sur le schéma, la consommation a été multipliée par six.

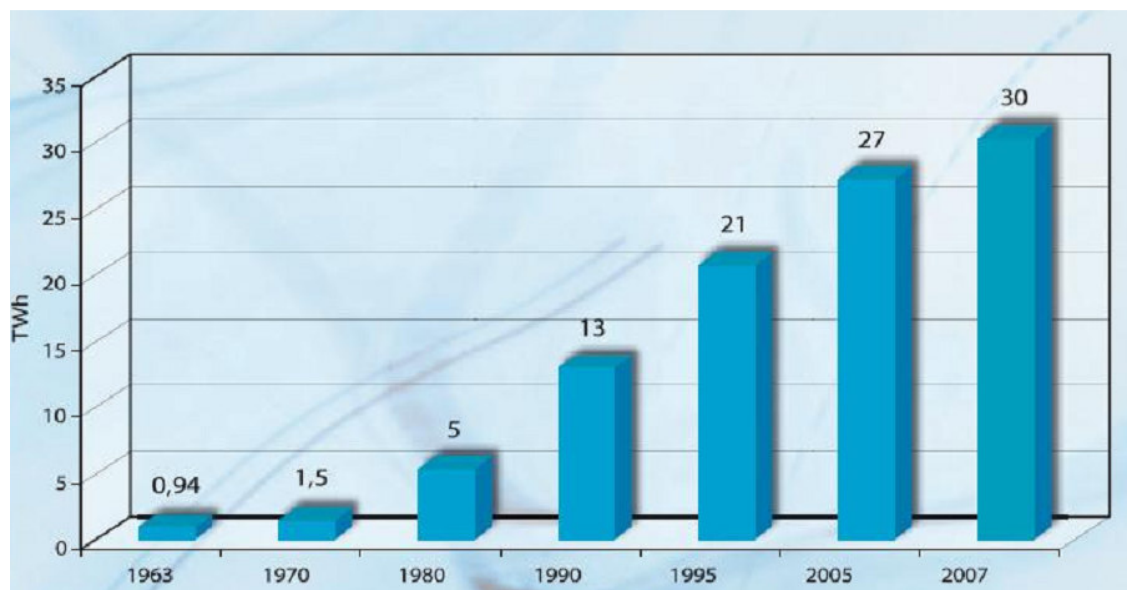


Figure I.5 : historique de consommation électrique 1963-2007. [44]

I.3.6. Le prix des principales énergies :

Le prix des principales énergies utilisées en Algérie est en perpétuelle hausse et constitue une grande contrainte dans le budget des familles algériennes. La facture d'énergie pèse de plus en plus lourd et incite certains ménages modestes à diminuer les heures de chauffage en hiver et les heures de rafraîchissement artificiel en été. Elle constitue 10% à 20% des revenus annuels d'un ménage moyen.

Au fil des ans les factures sont là pour démontrer que le prix de l'électricité et du gaz n'a pas cessé d'augmenter, notamment au cours de ces dix dernières années où l'on a vu le prix unitaire de l'électricité passer de 0,728 DA en mai 1994 à 1,713 DA en mai 2004. Idem pour le gaz passant de 0,069 DA à 0,159 DA sur la même période de temps de dix ans.

Depuis mai 2005, voulant moduler son augmentation, la Sonelgaz a établi un prix unitaire de l'électricité de 1,617 DA pour une première tranche et de 3,799 DA pour la deuxième tranche, alors que pour le gaz, respectivement de 0,153 DA et 0,295 DA. On constate que le prix des énergies continue d'augmenter régulièrement et constitue une contrainte supplémentaire à surmonter pour assurer un minimum de confort hivernal et estival.

I.4. Réchauffement de la planète :

Les termes « réchauffement de la planète » ou « effet de serre » sont traditionnellement utilisés pour décrire l'augmentation de la température moyenne à la surface de la planète au fil du temps. Il est estimé que le climat de la Terre s'est réchauffé entre 0,6 et 0,9 degrés Celsius au cours du siècle dernier. Les scientifiques ont conclu que « la majeure partie de l'augmentation observée des températures, ramenée à une moyenne mondiale, depuis le milieu du 20ème siècle est due à l'accroissement de la concentration des gaz à effet de serre ».

Les principaux gaz à effet de serre d'origine anthropique sont ceux relevant du protocole de Kyoto : le dioxyde de carbone (CO_2), le méthane (CH_4), le protoxyde d'azote (N_2O) et les gaz à effet de serre fluorés d'origine anthropique. Les substances appauvrissant la couche d'ozone, réglementées dans le cadre du Protocole de Montréal, telles que les chlorofluorocarbones (CFC), les hydrochlorofluorocarbones (HCFC) ainsi que les halons, sont elles aussi d'importants gaz à effet de serre.

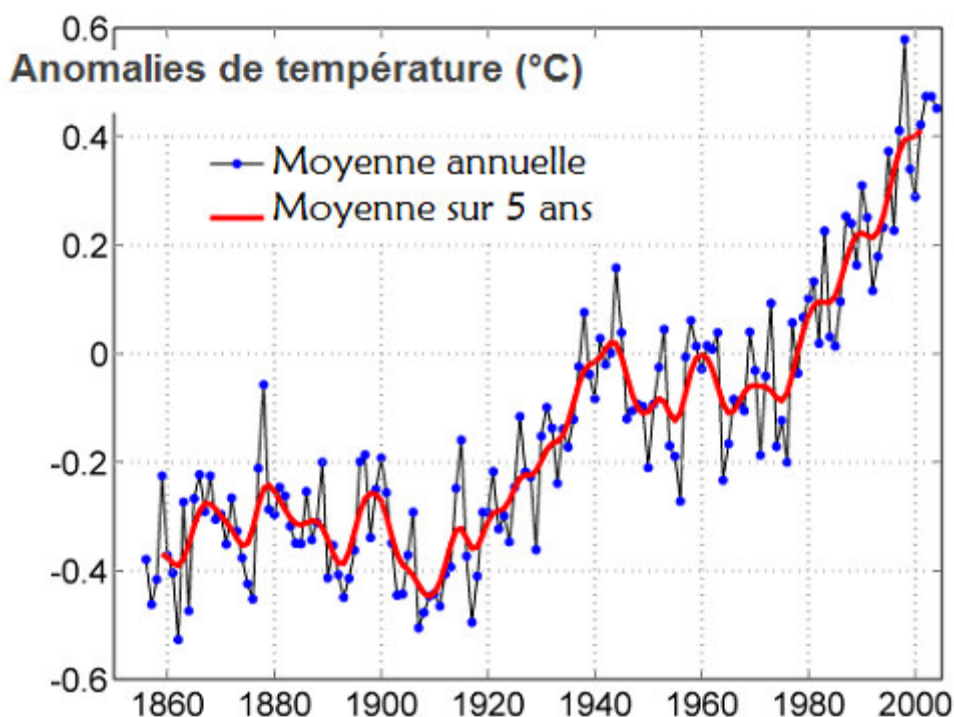


Figure I.6 : Température moyenne de surface de la terre entre 1856 et 2005[12].

I.5. Effet de serre :

La température de la terre est maintenue par un équilibre radiatif entre l'effet réchauffant provenant du rayonnement solaire, l'effet refroidissant des rayons infrarouges émis par la surface chaude de la terre et l'enveloppe atmosphérique (Figure I.7). La terre est essentiellement chauffée par le rayonnement solaire. Une grande partie de cette énergie est absorbée par les différents composants de notre planète (sol, océans, atmosphère) puis transformée en chaleur. Cette chaleur permet à la terre d'émettre des infrarouges, interceptés à 90% par les gaz à effet de serre. L'énergie interceptée va chauffer de nouveau l'atmosphère, réchauffement qui va engendrer des infrarouges ; infrarouges qui vont de nouveau retourner au sol. Le sol reçoit donc deux fois de l'énergie: une fois par le rayonnement solaire et une fois par le rayonnement de l'atmosphère, d'où l'élévation de sa température. Sans cet effet de serre naturel, la température moyenne à la surface du globe terrestre serait de -18°C contre $+15^{\circ}\text{C}$ actuellement.

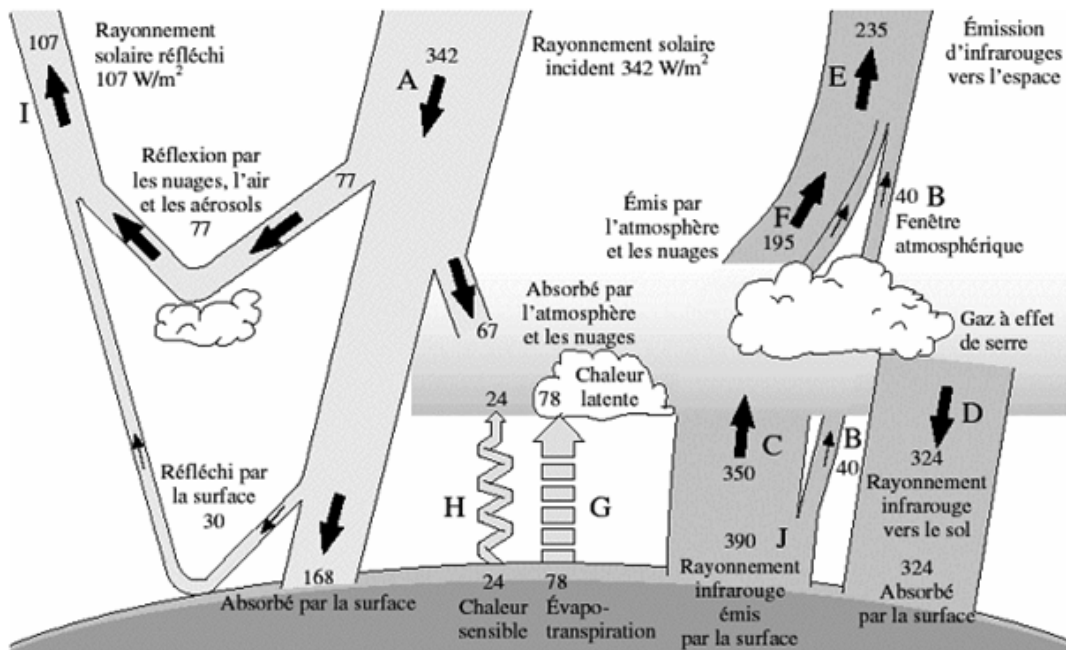


Figure I.7 : Représentation des phénomènes d'échanges radiatifs dans l'atmosphère.

[18]

I.6. Les accords de Kyoto :

Les engagements de Kyoto ont été pris pour apporter un début de solution au problème, les organisations internationales se mobilisent, et le protocole de Kyoto rentre réellement en vigueur en 2005 où le seuil de ratification des pays signataires est atteint. Selon les accords de Kyoto, à l'horizon 2012, 150 pays devraient réduire leurs émissions globales de gaz à effet de serre d'au moins 5% par rapport au niveau enregistré en 1990. [8]

Fin 2007, la conférence de Bali lance les négociations sur un accord qui succèderait au protocole de Kyoto, en 2012. L'objectif principal est de rallier les principaux émetteurs de CO₂ (Chine, Etats-Unis, Australie, Inde...) aux nouvelles négociations qui devraient durer deux ans. [9]

I.7. Bilan des d'émissions des gaz à effet de serre en Algérie :

Le CO₂ est le principal gaz à effet de serre puisqu'il représente plus de 80% des émissions totales. En 2007, Les émissions dues à la combustion de l'énergie s'élèvent à 46 Millions de Tonnes de CO₂ ; Soit 3, 235 TCO₂ /TEP

Le secteur des transports est le premier responsable à hauteur de 52 % des rejets de gaz à effet de serre, liés à l'utilisation massive de produits pétroliers, notamment le gasoil. A hauteur de 20 %, le secteur résidentiel occupe le second poste le plus émetteur des rejets nationaux ; l'utilisation du gaz naturel par les ménages étant à l'origine d'une grande partie de ces émissions. Le secteur de l'industrie est un émetteur également important de 17 % dans le bilan des émissions de GES, les fortes consommations de gaz naturel étant à l'origine d'une grande partie de ces rejets. Tandis que les secteurs faiblement consommateurs d'énergie se trouvent être également les secteurs les moins émetteurs en GES notamment l'agriculture et le tertiaire.

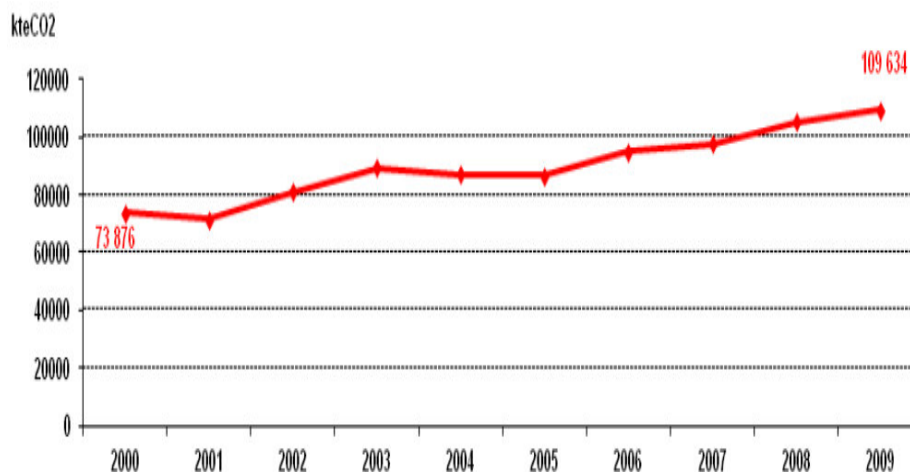


Figure I.8 : Evolution des émissions de GES 2000-2009. [10]

Les chiffres d'émission de CO₂ de l'électricité d'origine fossile est entre 400 g et plus de 800 g par kWh selon les technologies, sans même compter les émissions liées à l'installation initiale des centrales électriques. En Algérie la valeur moyenné est de 608 g/KWh [10]. La durée de vie de certains gaz à effet de serre dans l'atmosphère est considérable (Tab. I.1), notamment le gaz carbonique, le méthane et le peroxyde d'azote.

Gaz carbonique	CO ₂ 100 ans
Méthane CH ₄	12 ans
Peroxyde d'azote N ₂ O	120 ans
Halo carbures Cn halp	Jusqu'à 50000 ans

Tableau I.1. Durée de séjour approximative dans l'atmosphère des gaz à effet de serre. [26]

I.8. Situation mondiale du marché de la climatisation :

I.8.1. Marché mondiale de la climatisation classique :

Depuis une quinzaine d'années, les exigences des occupants de bâtiments tertiaires ou d'habitations ont sensiblement changé. On observe en effet une demande de confort de plus en plus rigoureux.

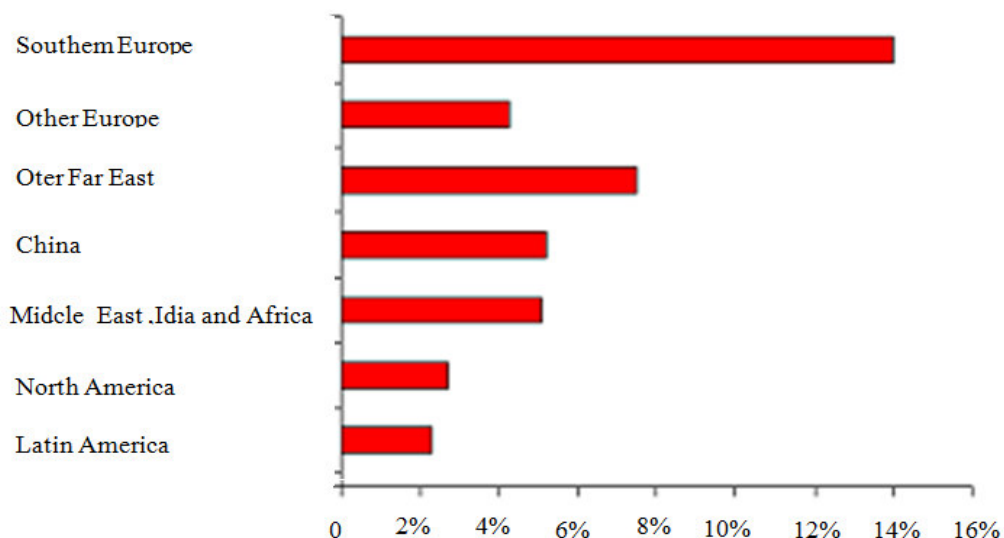


Figure I.9 : Croissance du marché mondial de la climatisation par région. [15]

Les perspectives de croissance des marchés de la climatisation sont importantes pour les années à venir. En effet, le marché mondial de la climatisation représente actuellement 34 milliards de dollars US et progresse d'environ 4 % par an. Les régions ont des perspectives de croissance inégales (Figure I.10) mais l'Europe et l'Est asiatique ont des taux de croissance élevés. Les consommateurs d'Europe du sud ont réalisé que la climatisation est un confort abordable, aussi, les marchés sont en forte progression mais de plus en plus dominés par les acteurs de l'est asiatique.

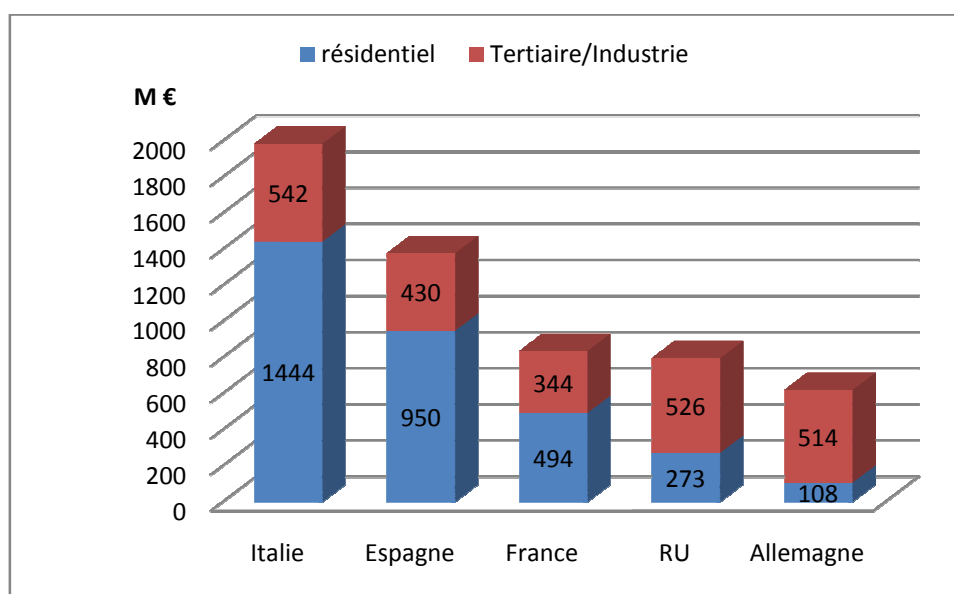


Figure I.10 : Répartition de la par de la climatisation tertiaire et résidentiel dans le monde. [15]

I.8.2. Marche des équipements d'absorption :

L'un des principaux avantages des équipements à absorption se trouve dans leur capacité d'opération sans produire aucun type de vibration ni de bruit, et de là, la possibilité de leur utilisation dans des hôtels, des hôpitaux, etc.

Aux Etats-Unis et dans les pays européens, la demande de ces équipements est plutôt faible. Au Japon, par contre, les équipements à absorption ont été largement utilisés ; leur utilisation a atteint, en 1985, 80% du marché (refroidisseur d'eau de grande puissance). [11]

Dans d'autres pays, comme la Chine, la Corée ou l'Inde, la demande de tels équipements grandit actuellement de manière extraordinaire tant pour les applications domestiques qu'industrielles. Sur la figure I.11, on montre l'évolution de la production annuelle de refroidisseur d'eau par absorption en Chine entre 1988 et 1997.

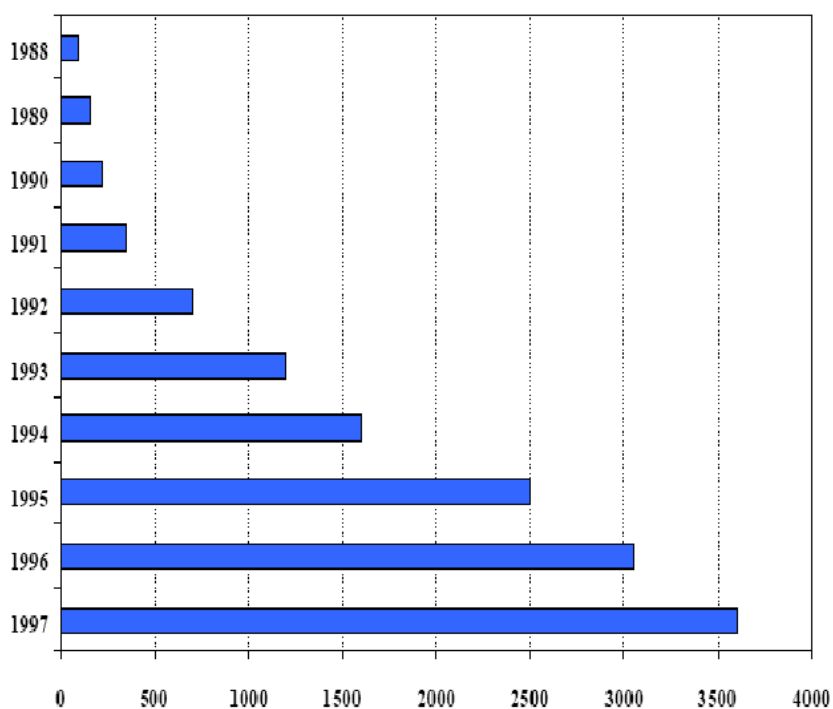


Figure I.11 : Évolution annuelle du nombre des équipements à absorptions installés en Chine. [11]

La croissance de la demande dans ce pays comparée aux pays européens est principalement due à son infrastructure électrique déficiente et à la disponibilité de gaz à des prix très abordables.

I.8.3. Le marché de la climatisation solaire :

Aujourd'hui, la gamme de puissances disponibles pour ces machines s'élargit avec les petites puissances pour lesquelles de réelles opportunités s'offrent dans de nombreux secteurs du bâtiment (individuels, petits résidentiels et tertiaires).

Le coût d'investissement¹ d'une machine à absorption de petite puissance peut actuellement paraître élevé par rapport au choix limité des fabricants et des puissances disponibles. Des études comparatives des coûts totaux (d'investissement, de maintenance et d'exploitation) des solutions doivent être réalisées afin d'effectuer les meilleurs choix pour les maîtres d'ouvrages et la clientèle. [13]

En 2007, une enquête mondiale sur les systèmes de refroidissement assistés par l'énergie solaire a révélé la domination de la technique du refroidissement par absorption sur le marché.

La Figure I.12 montre la part de chaque technologie: absorption, adsorption, froid par dessiccation solide et froid par dessiccation liquide.

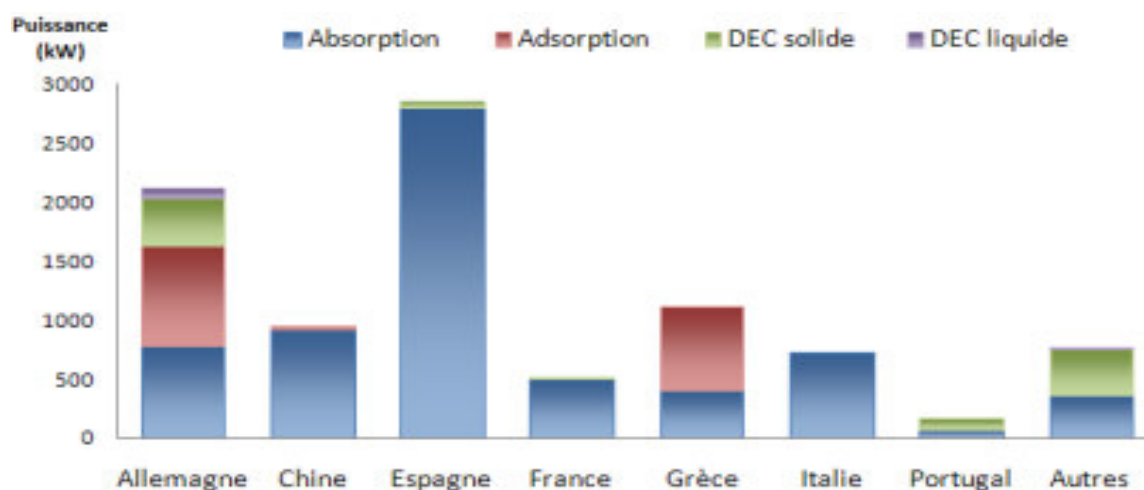


Figure I.12 : Distribution mondiale de la puissance frigorifique assistée par l'énergie solaire [18].

¹ Prix moyen d'un climatiseur électrique de 4.5 kW_{ref} est de 2000€ ; pour une machine frigorifique à absorption de la même puissance le prix s'élève à 9500€

I.8.4. Revue des installations de climatisation solaire en Europe :

Plusieurs recensements des installations solaires ont été effectués depuis 2000. En avril 2007 et lors d'un atelier parallèle à une réunion de l'AIE (agence internationale de l'énergie), on a annoncé le total de 120 installations de climatisation solaire en Europe (toutes tailles, toutes technologies tous statuts confondus).

Plus d'une cinquantaine de ces installations sont destinées aux bâtiments tertiaires ; la plupart ont le plus souvent le statut de projet pilote, voire de prototypes et seulement quelques-unes sont des installations commerciales

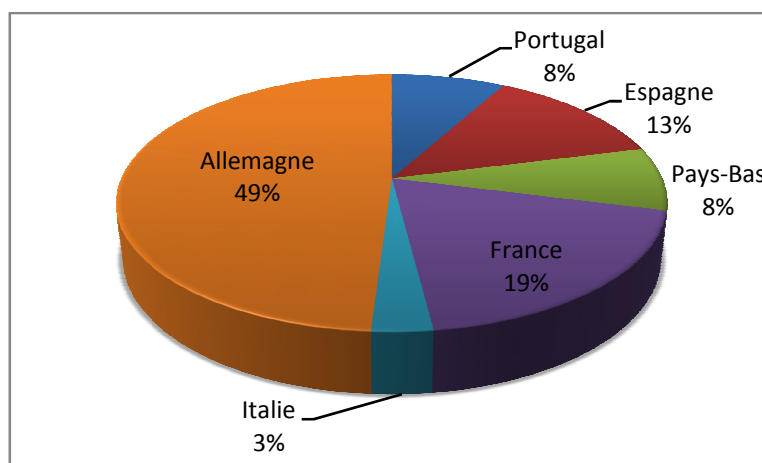


Figure I.13 : Installations de climatisation solaire de 6 pays européens entre 1999 et 2000[05].

Il subsiste encore des verrous technologiques et financiers à la diffusion de la technologie de rafraîchissement ou de climatisation solaire. Le recensement mentionné a référencé 36 installations se trouvant toutes dans six pays européens dont la répartition est montrée dans la Figure I.13.

Dix sept installations de climatisation à absorption en France recensées en 2000, seulement deux sont toujours en fonctionnement, dont les caves viticoles de Banyuls [66] (fonctionnement continu depuis 1991) et les bureaux du CSTB (Centre Scientifique et Technique du Bâtiment) à Sophia Antipolis (fonctionnement saisonnier) ; les autres ont toutes été rapidement arrêtées après leur mise en fonctionnement dans les années 80 (la période de fonctionnement la plus longue a été

de 5 ans). Cette situation est due, en grande partie, aux défaillances techniques rencontrées à cause de la régulation ou des composants mal dimensionnés.

Des nouvelles installations de climatisation solaire à absorption ont vu le jour en France dont deux installations en Guadeloupe et pour le hall d'essais du CSTB à Sophia Antipolis. Ces installations ont été mises en œuvre dans le cadre du projet européen SOLARCLIM 2000 en 2003 et une troisième installation à l'Institut National de l'Énergie Solaire (INES) à Chambéry en 2009. [12]

I.8.5. Installations de climatisation solaire dans le monde :

Des statistiques au niveau mondial sur les installations de production de froid solaire nous informent de l'existence d'environ quatre-vingt installations de ce type [18]. La plupart en Europe. 60% de ces systèmes sont utilisées dans des bureaux, 10% dans des usines, 15% dans des centres éducatifs ou de recherche, et 6% dans des hôtels ; le pourcentage restant se répartit entre hôpitaux, cantines, centres sportifs, etc.

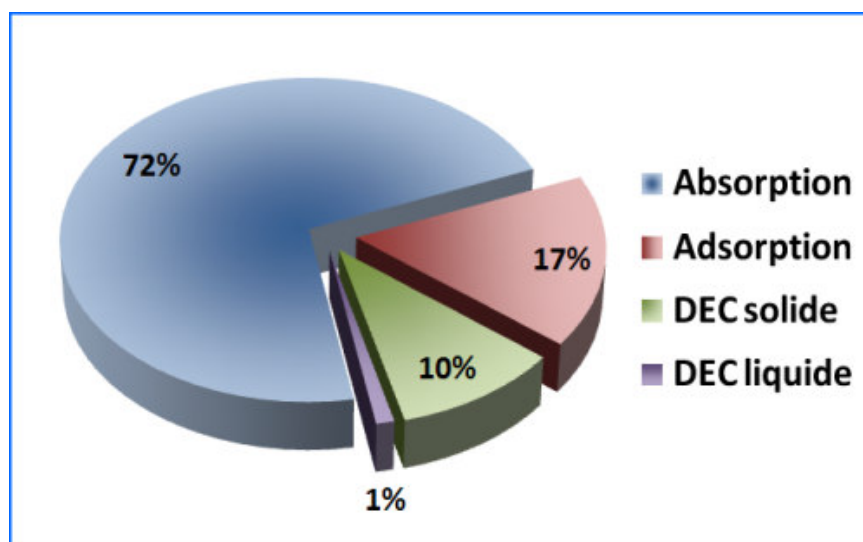


Figure I.14 : répartition des Installations de climatisation solaire par type. [18]

Avec 72% de la puissance installée, la technologie d'absorption est largement majoritaire, suit ensuite la technologie d'adsorption et de dessiccation solide, avec respectivement 17% et 10% de la puissance installée. Enfin, la dessiccation liquide est encore quasiment inexistante avec 1% de la puissance installée. 53% des

installations emploient des capteurs solaires plans, 37% des capteurs sous vide et seulement 10% des capteurs paraboliques et des capteurs à air.

I.9. Différentes méthodes de production du froid :

I.9. 1. Mélanges réfrigérants :

La dissolution de certains solides ou liquides dans un solvant absorbe une quantité de calories équivalente à sa chaleur latente de fusion. Par exemple le mélange de Calcium avec la neige diminue la température de congélation de la solution obtenue de 0°C à -5°C. [14]

I.9. 2. Détente d'un gaz parfait :

Dans ce cas, le froid est produit par l'abaissement des températures d'un gaz soumis à une détente avec ou sans production de travail extérieur.

a- Détente avec production du travail extérieur :

Les gaz, en se détendant fournissent de l'énergie mécanique aux dépens de la chaleur qu'ils contiennent. Donc, suite à cette détente, la température diminue ce qui se traduit par une production de froid. Ce principe est appliqué dans les machines frigorifiques utilisées pour la liquéfaction des gaz difficilement liquéfiables tels que l'air ou ses composants.

b- Détente sans production de travail extérieur :

La détente s'effectue à partir du travail interne pris sur l'énergie interne. Si un gaz parfait peut se détendre librement sans fournir de l'énergie mécanique, sa température ne varie pas, mais en pratique on peut observer une légère variation des températures intermoléculaires; c'est l'effet de Joule-Thomson.

I.9. 3. Évaporation d'un liquide pur :

C'est le procédé le plus utilisé pour la production du froid, il consiste à utiliser un gaz liquéfié qui s'évapore en absorbant la chaleur de la substance à refroidir.

Cette substance lui cède une certaine quantité de chaleur correspondante à la chaleur latente d'évaporation du liquide.

Le procédé de production du froid, le plus fréquemment utilisé et basé sur ce principe, est celui où le fluide employé n'entre pas en contact directe avec la substance à refroidir et dans lequel le gaz est totalement recyclé.

Ce procédé donne lieu à deux types de machines frigorifiques:

- machines à compression mécanique.
- Machines à compression thermique.

I.9. 4. Réfrigération thermoélectrique :

Ce type de réfrigération repose sur l'effet Peltier. Ce procédé consiste à faire passer un courant dans un sens donné, dans une jonction, entre deux surfaces conductrices de nature différentes (métaux ou semi-conducteur). Il en résulte un refroidissement dans l'une des parties de la jonction. C'est un moyen très simple, de faible rendement, utilisé notamment à bord des véhicules spatiaux et dans les petits réfrigérateurs de laboratoires.[21]

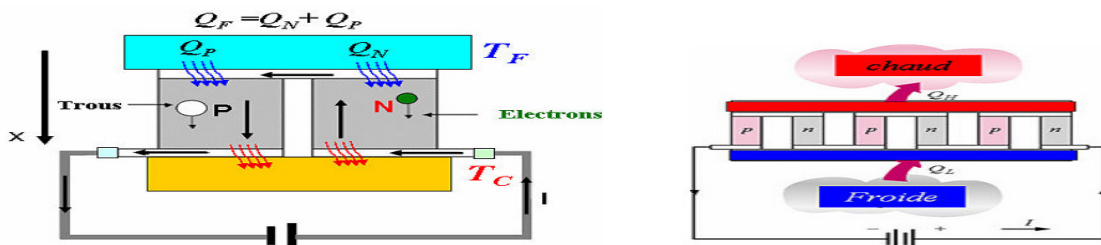


Figure I.15 : Schématisation du principe de refroidissement par effet Peltier. [43]

I.10. Machines frigorifiques :

Si les systèmes de production du froid sont actuellement nombreux et variés, alors le principe reste toujours le même, il s'agit d'extraire une quantité de chaleur Q_1 d'une source dite source utile à un niveau de température T_1 et injecter une quantité Q_2 à un autre niveau de température T_2 . [15]

Si T_1 est inférieure à celle de la source gratuite disponible (à température T_2), d'après le deuxième principe, un tel transfert reste impossible, l'apport d'une énergie est obligatoire.

Suivant la nature de cette énergie mise en jeu (chaleur, travail) on distingue deux grandes catégories de machines :

- Machines à compression mécanique qui utilisent le travail comme énergie, elles fonctionnent entre deux sources de chaleur. À titre d'exemple les machines à changement de phase ou les machines à gaz.
- Machines à énergie thermique qui nécessitent un apport de chaleur comme énergie à un niveau de température T_3 . Ces machines fonctionnent généralement entre trois sources de chaleur (machines trithermes), à titre d'exemple les machines à sorption.

I.10. 1. Machines à compression :

A. Machines à changement de phase :

Cette catégorie est la plus répandue, c'est d'ailleurs sur ce principe et avec le même cycle thermodynamique que fonctionnent la grande majorité des réfrigérateurs, des congélateurs mais aussi des climatiseurs individuels, des groupes frigorifiques de production d'eau glacée approvisionnant des batteries froide de centrales de traitement d'air, des pompes à chaleurs réversibles...

Le schéma de principe de ce type de machines est représenté à la figure (I.16).

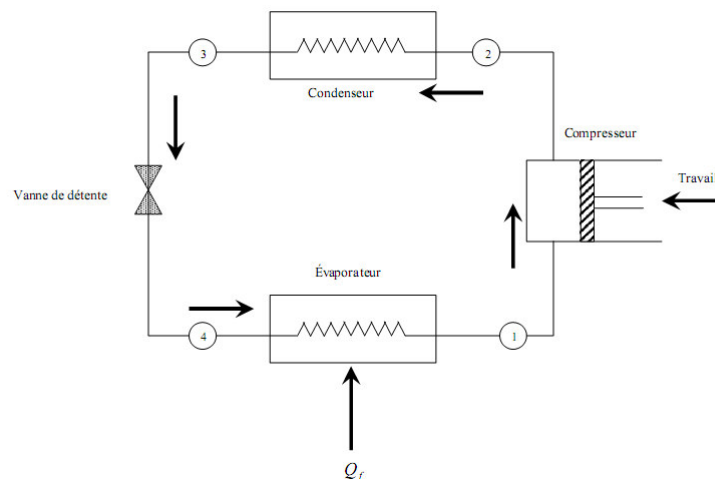


Figure I.16: Schéma d'une machine frigorifique à compression.

B. Machines à cycle de Joule :

Dans le cas le plus simple, ces machines comportent un compresseur entraîné par un moteur, il est souvent couplé à une turbine où on récupère une partie d'énergie résultante de la détente du fluide. Cette énergie est considérée comme auxiliaire pour l'entraînement du compresseur. Le schéma de la machine et son cycle associé sont représentés respectivement, dans les figures (I.17) et (I.18). Par rapport aux machines à compression de vapeur, le rendement est plus faible, mais elles permettent de descendre à la température de liquéfaction de l'air (-200 °C). Donc, ces machines ne peuvent concurrencer les machines à vapeur condensable. [22]

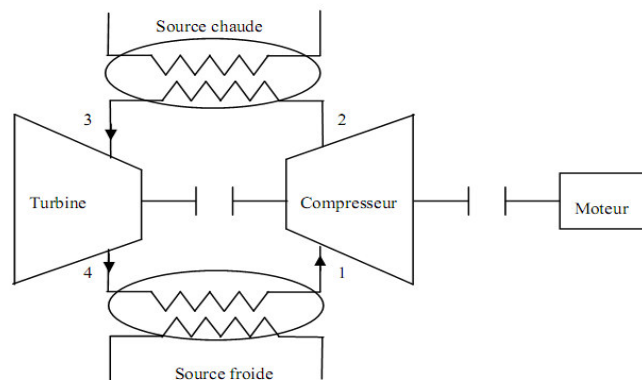


Figure I.17: Schéma d'une machine frigorifique à gaz.

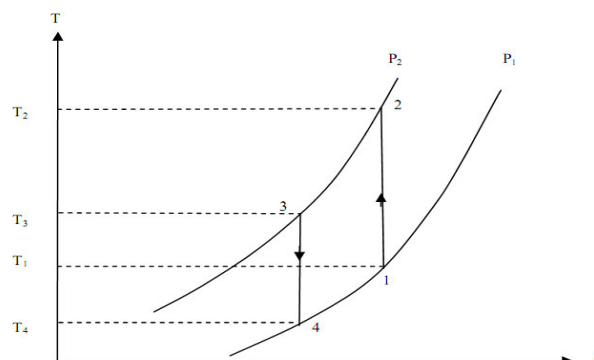


Figure I.18: Cycle d'une machine à gaz sur le diagramme (T, S).

I.10. 2 Machines à énergie thermique :

Ces machines sont les plus souvent rencontrées soit dans l'industrie soit dans les utilisations domestiques.[29]

La sorption est le phénomène physique par lequel une substance se fixe, ou est incorporée dans une autre substance, qui est dans un état physique différent. Nous étudierons plus précisément ce phénomène dans le deuxième chapitre. Les technologies utilisant ce phénomène physique sont à l'heure actuelle les seules techniques commercialement disponibles. Plusieurs publications établissent un état de l'art de ces technologies. [30]

A. Machine à absorption :

Le principe de fonctionnement d'une machine à absorption est le même que pour un système classique à compression, avec un fluide frigorigène qui se vaporise à basse température (production de froid) et se condense à plus haute température (rejet de chaleur). Le compresseur mécanique est remplacé par un compresseur thermochimique (desorbeur absorbeur) qui utilise un couple réfrigérant liquide absorbant (solution saline) et une source de chaleur motrice. Le schéma de principe de ce type de machines est représenté à la figure (I.19). [17] [31]

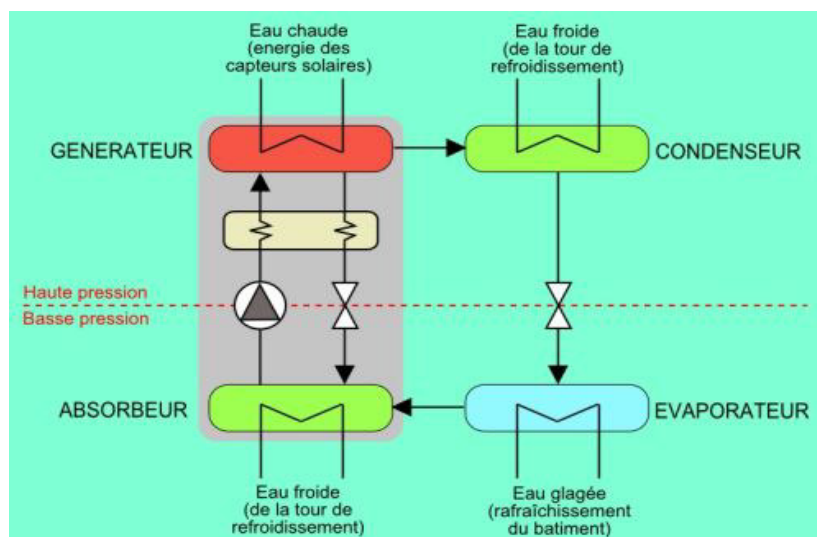


Figure I.19: Schéma d'un groupe à absorption. [31]

B. Machines à adsorption :

Le principe de fonctionnement d'une machine à adsorption est le même que pour un système à absorption, au lieu d'une solution liquide, un matériau solide (un adsorbant) est utilisé. [16]

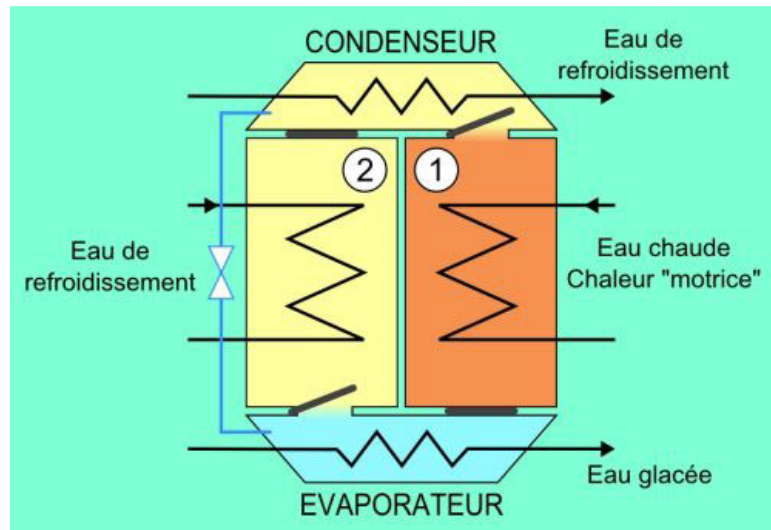


Figure I.20 : Schéma d'un groupe à adsorption. [31]

C. Dessiccation solide :

Les systèmes de refroidissement par dessiccation sont des systèmes à cycle ouvert utilisant le réfrigérant en contact direct avec l'air. Le cycle de refroidissement est constitué d'une combinaison de refroidissement par évaporation et de déshumidification de l'air grâce à un matériau dessiccatif. Le seul réfrigérant pouvant être utilisé est l'eau car il sera en contact avec l'air fourni au bâtiment.

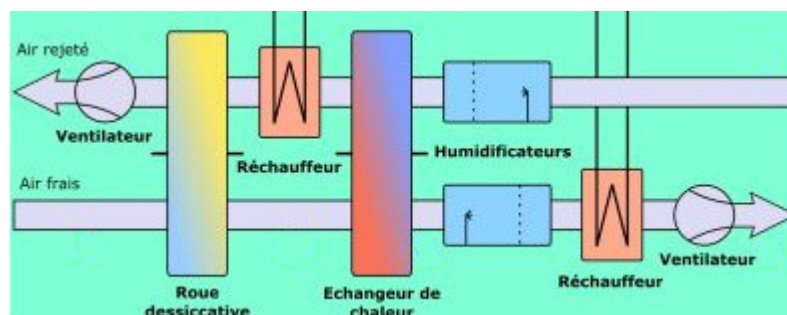


Figure I.21 : Schéma de l'installation et évolution de l'air dans le diagramme humide. [31]

I.11. Le potentiel solaire :

Suite à une évaluation par satellites, l'Agence Spatiale Allemande (ASA) a conclu, que l'Algérie dispose d'un des plus grands gisements solaires au monde, la durée d'insolation sur la quasi-totalité du territoire national dépasse les 2000 heures annuellement et atteint les 3900 heures (hauts plateaux et Sahara) en moyenne 9 à 11 heures par jour et très peu de nuages. L'énergie reçue quotidiennement sur une surface horizontale de 1 m² est de l'ordre de 5 kWh sur la majeure partie du territoire national, soit près de 1700 kWh/m²/an au Nord et 2263 kWh/m²/an au sud du pays. [46]

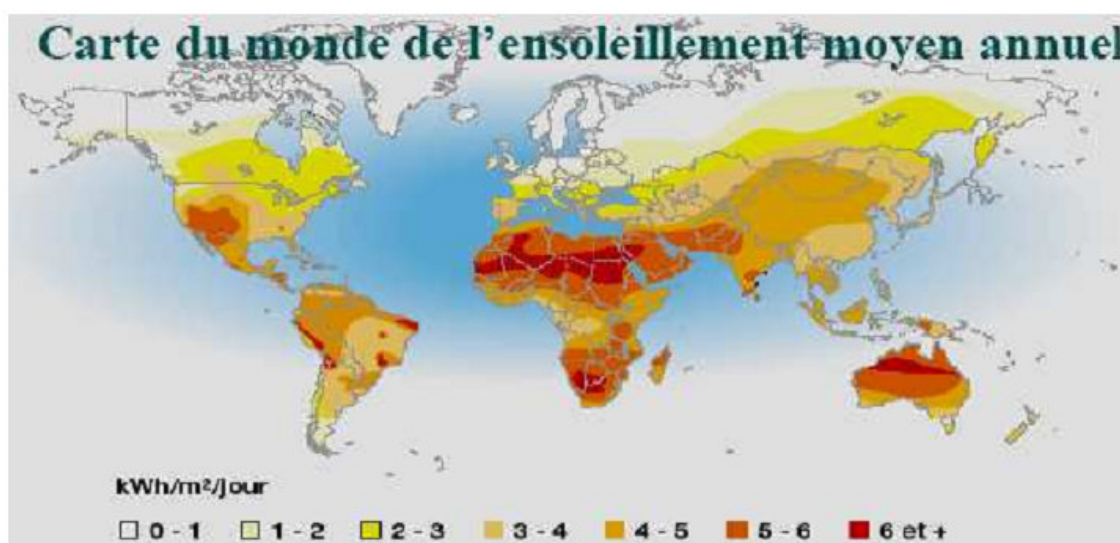


Figure I.22 : Carte du monde de l'enseillement moyen annuel. [47]

Avec une superficie de 2.381.741 km² Avec un territoire composé de 86% de désert saharien, l'Algérie est le pays le plus vaste du côté de la méditerranée. En effet, l'Algérie est l'un des pays de la méditerranée qui dispose d'un potentiel énergétique solaire très élevé elle reçoit l'équivalent de 300 milliards de Tep par an en énergie solaire. Soit 169.000 TWh/an pour le solaire thermique, 13,9 TWh/an pour le solaire photovoltaïque. Le potentiel solaire algérien est l'équivalent de 10 grands gisements de gaz naturel qui auraient été découverts à Hassi R'Mel. La répartition du potentiel solaire par région climatique au niveau du territoire algérien est représentée dans le tableau I.2 selon l'enseillement reçu annuellement:

Régions	Régions côtières	Hauts plateaux	Sahara
Superficie (%)	4	10	86
Durée moyenne d'ensoleillement (h/an)	2650	3000	3500
Energie moyenne reçue (kWh/m ² /an)	1700	1900	2650

Tableau I.2 : le potentiel solaire en Algérie.

Cette richesse d'énergies renouvelables, donne à notre pays une longévité de consommation énergétique propre, dont le solaire prend la part du lion, la figure I.23 illustrent cette quantité énergétique au mois de juillet.

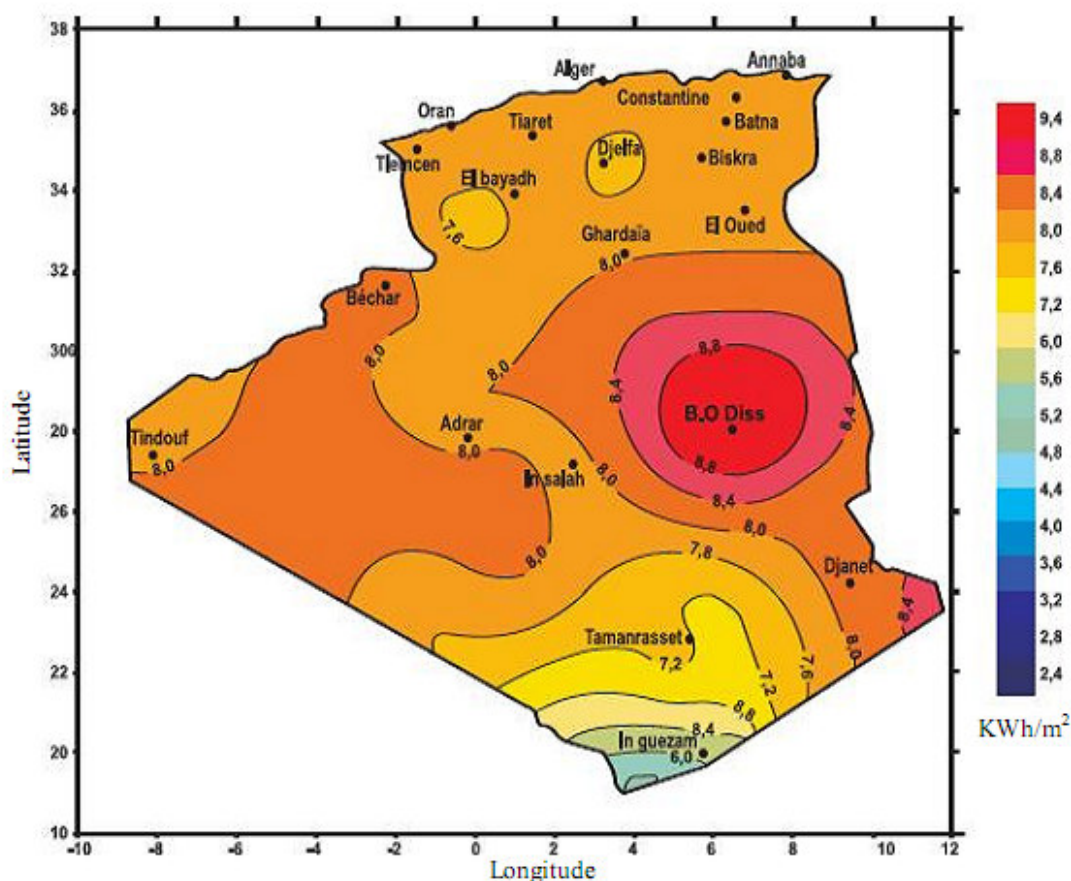


Figure I.23 : Irradiation globale journalière reçue sur plan horizontal au mois de juillet.[18]

I.12. Ensoleillement global et besoin en froid annuel :

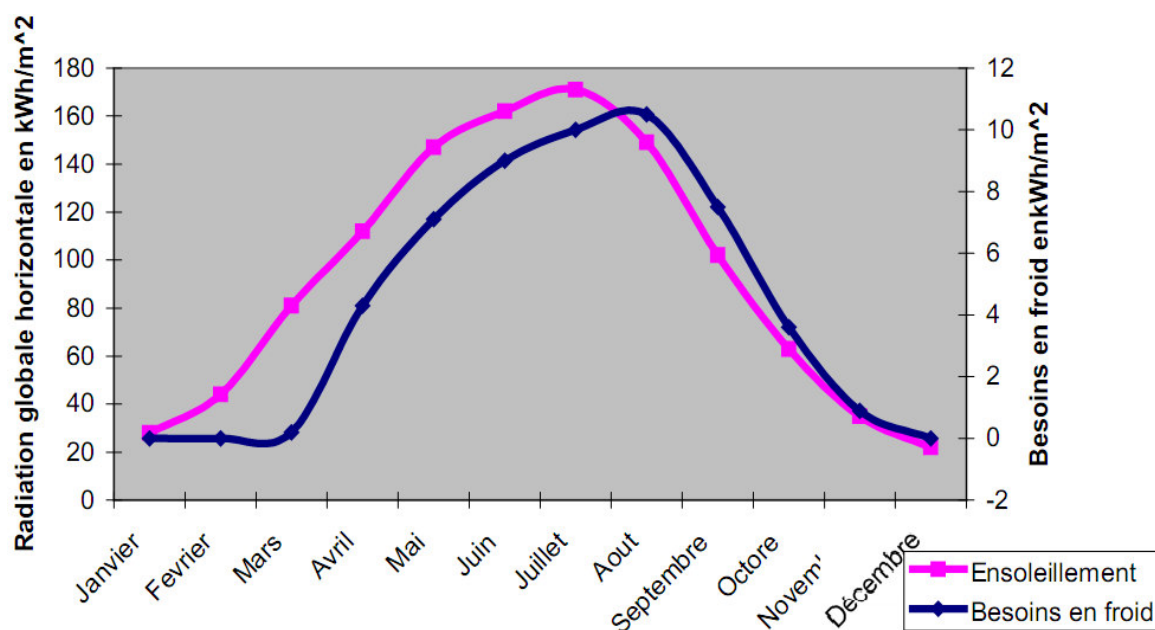


Figure I.24 : Ensoleillement global et besoin en froid annuel.

Cette idée d'adéquation entre ensoleillement et utilisation de cette énergie solaire est très importante et c'est d'ailleurs l'un des problèmes majeurs des applications classiques et éprouvées de l'énergie solaire qu'elle soit convertie en énergie électrique ou calorifique.

En effet, lorsque l'on utilise par exemple, des panneaux solaires thermiques afin d'assurer le chauffage, il est évident que l'adéquation entre l'ensoleillement et le besoin de chauffage au niveau annuel est très mauvais. On peut faire la même remarque au niveau de la production d'eau chaude sanitaire (ECS) et dans ce cas là quant à l'adéquation quotidienne. Il n'est en effet pas évident du tout que l'utilisation maximum d'ECS soit en corrélation avec l'ensoleillement maximum. On retrouve exactement le même type de problématique au niveau de la production d'électricité à l'aide des panneaux photovoltaïques (PV).

D'un point de vue théorique et fondamental, il existe de très nombreuses manières de produire du froid avec l'énergie solaire. Le schéma ci-dessous, non exhaustif réunit tout de même une grande partie de celles ci.

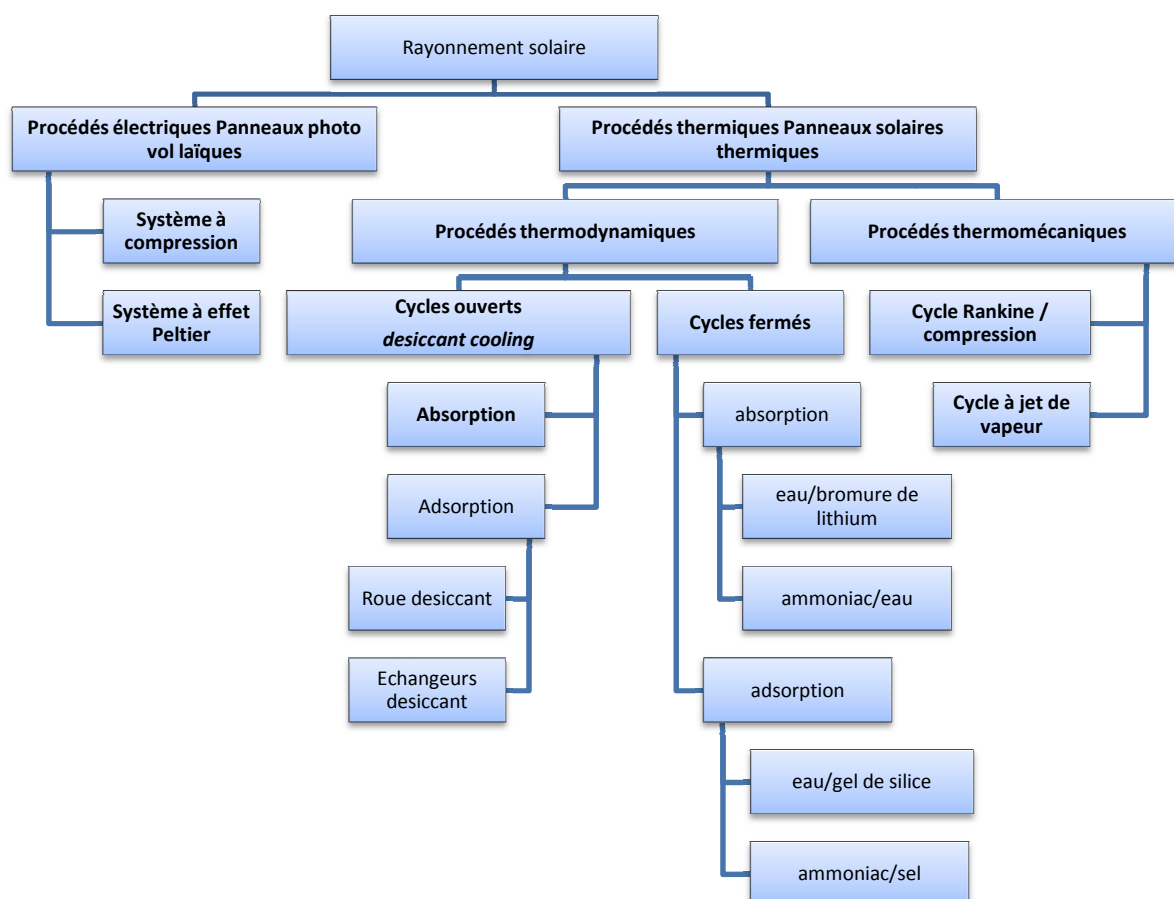


Figure I.25 : Différentes technologies de production de froid à partir de l'énergie solaire. [47]

Le rayonnement solaire peut être exploité directement de 2 manières. Soit en le convertissant en énergie électrique, soit en énergie thermique. On voit d'ailleurs dans l'organigramme précédent que cette remarque correspond au premier niveau de distinction technologique. On peut se demander a priori, pourquoi tenter de « faire du froid avec du chaud » (branche solaire thermique) et devoir utiliser des procédés thermodynamiques et thermomécaniques complexes alors que l'on pourrait tout simplement « faire du froid avec de l'électricité » (branche solaire photovoltaïque) comme on sait le faire et comme on le fait depuis que l'on a découvert l'électricité (cycle à compression mécanique).

Cependant, dans les pays ayant un réseau électrique étendu, il est beaucoup plus intéressant d'injecter l'électricité produite par des panneaux PV sur le réseau

que d'utiliser cette électricité via des batteries exclusivement pour la consommation par climatisation conventionnelle (à compression mécanique). De plus, lorsqu'il existe, comme en Allemagne par exemple, une politique incitative à la vente du kWh sur le réseau (prix de vente du kWh produit par le particulier plus élevé que le prix qu'il l'achète à la compagnie électrique) l'intérêt économique est certain.

Cependant, on peut tout de même se demander s'il vaut mieux utiliser une climatisation solaire s'appuyant sur un procédé thermodynamique nécessitant un apport de chaleur donc des panneaux solaires thermiques ou alors installer une centrale photovoltaïque, vendre l'électricité produite sur le réseau et utiliser une climatisation conventionnelle. Il faudrait pour répondre à cette question réaliser une comparaison économique mais aussi énergétique des 2 solutions. Cependant, même si avec la solution PV, on utilise une énergie d'origine renouvelable, il subsiste toujours le problème de l'utilisation de fluides frigorigènes HCFC. En effet, comme nous le verrons, la climatisation solaire thermique (par opposition à photovoltaïques) n'utilisent pas de tels fluides. L'intérêt d'utiliser du PV et une climatisation conventionnelle est donc beaucoup moindre. Il n'existe d'ailleurs pas d'application pour des climatisations. Il pourrait tout de même y en avoir en sites isolés (pas de réseau électrique).

Nous allons donc traiter de la climatisation solaire nécessitant un apport calorifique à son fonctionnement et utilisant donc des capteurs solaires thermiques. C'est elle qui présente l'intérêt environnemental le plus important et dont le développement est le plus notable aujourd'hui.

I.13. Conclusion :

Dans un contexte mondial où l'on note une demande excessive de l'électricité, 40% du budget énergétique est absorbé par les bâtiments commerciaux et résidentiels. La recherche du confort thermique induit un accroissement des besoins électriques dûs à une utilisation majoritaire des climatiseurs à compression mécanique. Les systèmes à absorption constituent une alternative intéressante dans la mesure où l'apport de chaleur nécessaire peut provenir du soleil. Il existe par ailleurs un phasage quasi-parfait entre le besoin de production de froid et la disponibilité du rayonnement solaire.

Chapitre

II

II.1. Introduction :

La possibilité de produire du froid par utilisation directe de l'énergie primaire, notamment celle du gaz naturel, a donné toutes leurs places aux machines à absorption dans le domaine de froid et de la climatisation. Ces machines, qui offrent l'avantage de ne pas comprendre de machines tournantes à l'exception d'une pompe sont les seules, parmi ce type de machines, ayant atteint le développement industriel. En effet, le regain d'intérêt enregistré ces dernières années par rapport à ces systèmes « connus depuis plus d'un siècle » est impressionnant ; il est lié non seulement à la diversification des énergies primaires, comme nous venons de le souligner, mais également à cause de leur caractère écologique car n'utilisant pas de fluides nocifs pour l'environnement au souhait de beaucoup de pays de trouver une solution aux problèmes de surcharge des réseaux électriques durant les saisons chaudes, problème engendré par la climatisation à compression. D'autres qualités ont contribué au développement de ces machines comme la longévité, la fiabilité et le bas niveau sonore.

II.2. Système à absorption :

II.2. 1. Machines à absorption :

La technologie retenue pour la production de froid est basée sur le principe de l'absorption. Ce principe n'est pas nouveau : il a été découvert au XVIII^{ème} siècle et un Français a construit la première machine à absorption vers 1850 [41]. Le grand public connaît d'ailleurs cette technique qui est exploitée depuis longtemps sur le marché des loisirs : réfrigérateurs pour voilier et caravanes, par exemple.

Sur le plan industriel, l'absorption a connu un large développement après la Seconde Guerre mondiale. Elle est utilisée en particulier aux Etats-Unis et au Japon où le pourcentage atteint 60 % en grand tertiaire. La technologie n'est donc pas récente et elle a fait ses preuves dans bien d'autres pays.

Les couples les plus utilisés sont par ordre d'importance: NH₃/H₂O et H₂O/LiBr
40ou H₂O/LiCl.

En effet, pour des températures d'évaporation inférieures à 0°C, il y a un risque d'obstruction des circuits de la machine par cristallisation du sorbat[43].

Vu l'importance de la gamme de température à couvrir (-10 °C à -30 °C), le premier couple est le plus important, mais les pressions résultantes sont élevées (10 à 20 bar). Tandis que pour le deuxième et le troisième couple, la température se situe vers +5 °C, donc l'utilisation des machines correspondantes est limitée dans les applications de conditionnement d'air[56].

Généralement, le rendement dans le cas d'une machine à absorption est plus faible que celui des machines à compression mécanique.

En effet, dans le cas d'une machine à compression, le coefficient de performance thermique d'une telle machine peut atteindre la valeur de 3, voire plus. Tandis que, dans le cas d'une machine à absorption, ce coefficient tourne autour de 0.7, pour les installations à simple effet jusqu'à 1.4 pour les installations à double effet. [57]

Le fait que les machines à absorption fonctionnent à l'aide d'un apport de chaleur, elles deviennent plus compétitives dans certaines applications. Actuellement, elles font l'objet de recherches [58] soit dans le but d'améliorer le rendement soit dans le but de les adapter à de nouvelles sources d'énergie à basses températures.

II.2. 2. Différentes machines à absorption :

A. Machines à simple effet :

Le système à absorption à simple effet est le plus utilisé à cause de sa simplicité, la figure I.1 montre le schéma du principe d'une machine fonctionnant avec le couple H₂O/LiBr. Dans le cas où on utilise un absorbant volatil comme NH₃ dans le couple NH₃/H₂O, l'installation aurait besoin d'une colonne de rectification qui a pour rôle de purifier le réfrigérant avant de l'introduire dans le condenseur.

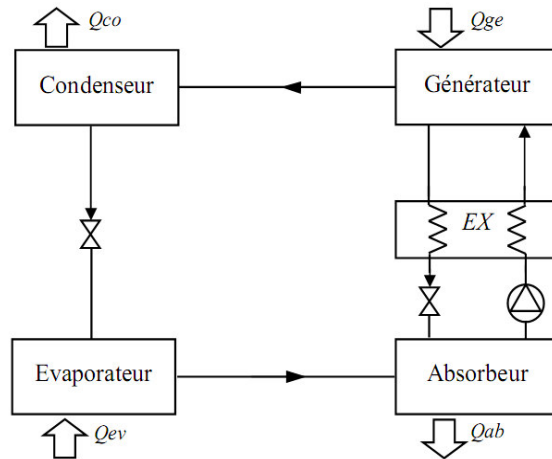


Figure II.1 : Cycle à simple effet avec échangeur de solution (EX) qui permet de réduire la chaleur fournie au générateur.

En général, un échangeur thermique est utilisé entre le générateur et l'absorbeur qui préchauffe la solution riche en utilisant la chaleur dégagée par la solution pauvre d'où le nom « échangeur de solution ». Son intérêt est d'augmenter le COP. Des études expérimentales ont montré qu'un échangeur de solution devrait faire partie de toute installation puisqu'il permet d'augmenter le COP d'environ 60 %. [42]

B. Machine à double effet :

Le cycle à absorption à double effet a été introduit entre 1956 et 1958 [22], la figure II.2 montre un tel système fonctionnant avec H₂O/LiBr.

Le générateur à haute pression est chauffé par une source de chaleur extérieure, les vapeurs frigorigènes produites sont ensuite utilisées comme source d'énergie au générateur basse pression ce qui permet la séparation d'avantage du frigorigène. Ce cycle fonctionne à trois niveaux de pression. La pression dans le 1er générateur peut être très importante ce qui nécessite des températures élevées pour permettre la séparation et, en plus, il y a risque de dépassement de la plage de solubilité du mélange utilisé donc il faut choisir correctement le fluide de travail. Ce problème ne se pose pas dans le cas du bromure de lithium.

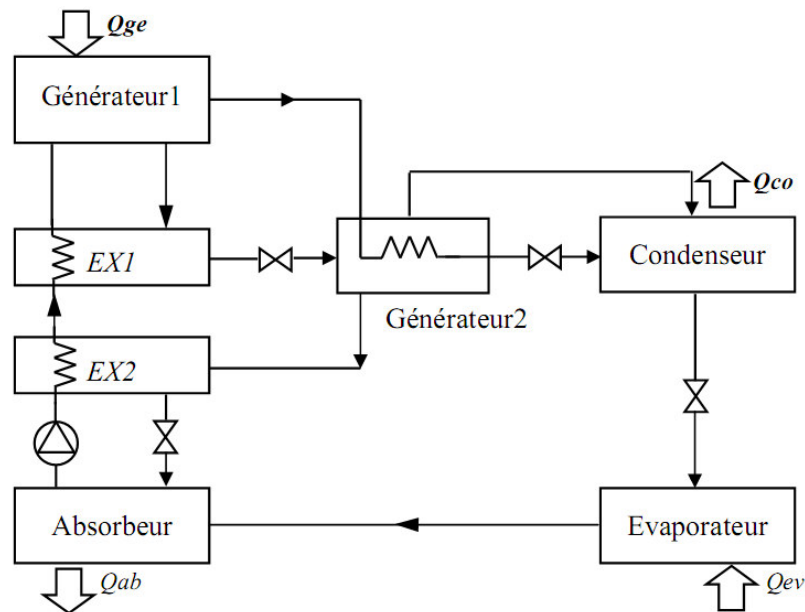


Figure II.2 : Cycle à absorption à double effet (Ecoulement en série fonctionnant à 3 niveaux de pression).

COP_{th} compris entre 1 et 1,2 avec des températures de génération demandées de l'ordre de $130^{\circ}C$ à $160^{\circ}C$, c'est-à-dire nécessitant des capteurs à concentration suivant le rayonnement solaire.

L'utilisation de ces machines double effet avec l'énergie solaire reste une application possible et intéressante en termes d'efficacité [33] mais marginale (2 opérations recensées [34]) en raison des températures de fonctionnement demandées.

II.2.3. Principe de fonctionnement :

La machine frigorifique à absorption se divise en quatre composants principaux :

- l'évaporateur,
- l'absorbeur,
- le concentrateur,
- le condenseur.

Dans l'évaporateur (point 1), le réfrigérant (ici de l'eau) est pulvérisé dans une ambiance à très faible pression. L'évaporateur est parcouru par un circuit à eau.

En s'évaporant, le réfrigérant soustrait sa chaleur à cette eau qui est ainsi refroidie. Une partie du réfrigérant pulvérisée ne s'évapore pas et tombe dans le fond de l'évaporateur où elle est pompée pour être à nouveau pulvérisée.

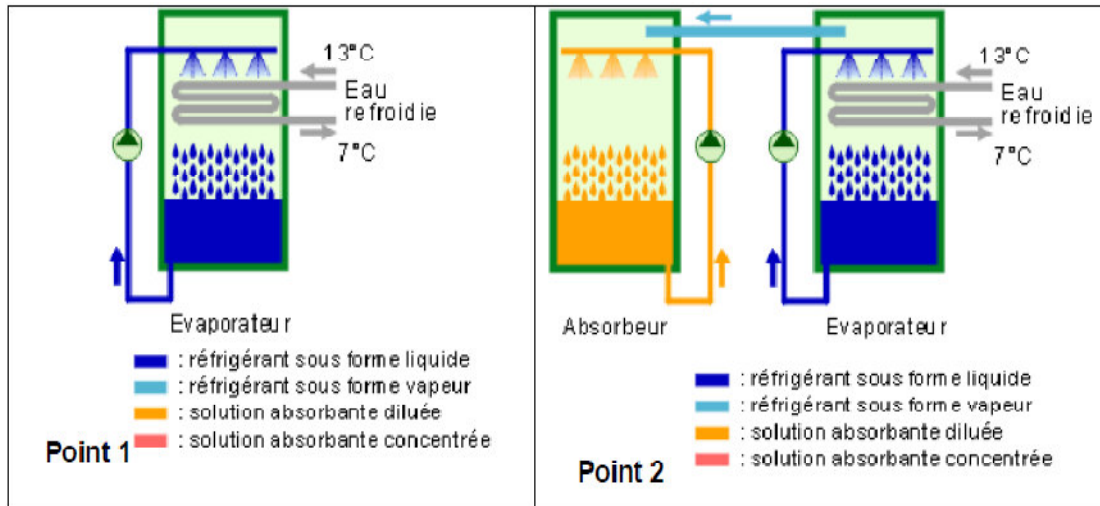


Figure II.3: fonctionnements d'un évaporateur.

La vapeur d'eau (point 2) créée dans l'évaporateur est amenée à l'absorbeur. Il contient la solution absorbante (LiBr) qui est continuellement pompée dans le fond du récipient pour y être pulvérisée. Le LiBr absorbe la vapeur d'eau hors de l'évaporateur et y maintient ainsi la basse pression nécessaire à la vaporisation du réfrigérant.

Au fur et à mesure qu'elle absorbe la vapeur d'eau (point 3), la solution absorbante est de plus en plus diluée. Elle finira par être saturée et ne plus rien pouvoir absorber. La solution est donc régénérée dans le concentrateur. Elle est réchauffée, par une batterie à eau chaude (environ 85°C) et une partie de l'eau s'évapore. La solution régénérée retourne à l'absorbeur.

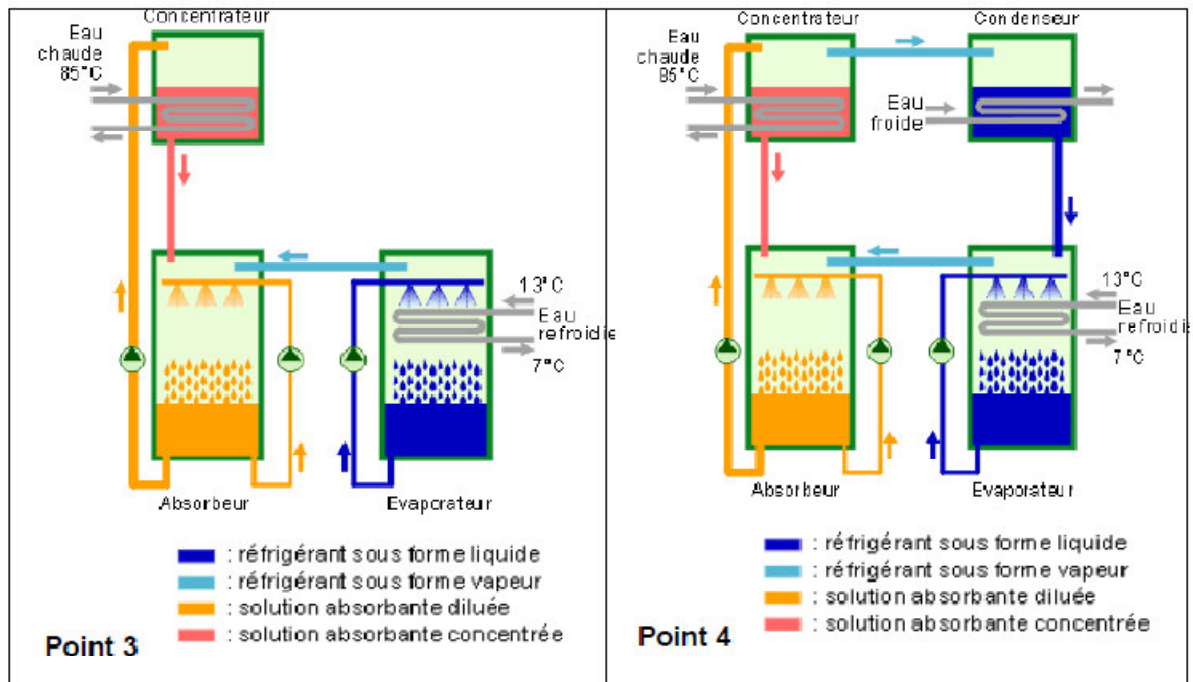


Figure II.4: fonctionnements d'un system à absorption.

Enfin (point 4), la vapeur d'eau extraite du concentrateur est amenée dans le condenseur, où elle est refroidie par une circulation d'eau froide. L'eau condensée retourne à l'évaporateur.

Deux compléments au système augmentent son efficacité :

Une circulation d'eau froide dans l'absorbeur. Le phénomène d'absorption génère de la chaleur.

La circulation d'eau froide dans le fluide absorbant évite sa montée en température, ce qui diminuerait son efficacité.

Remarque : l'eau de refroidissement de l'absorbeur peut ensuite passer dans la batterie de refroidissement du condenseur.

Un échangeur de chaleur sur le circuit du fluide absorbant.

Le fluide chaud sortant du concentrateur qui retourne à l'absorbeur préchauffe le fluide qui va vers le concentrateur, économisant ainsi une partie de l'énergie nécessaire pour chauffer le fluide à régénérer.

II.2. 4. Les fluides utilisés :

La performance d'une machine à absorption dépend des propriétés chimiques et thermodynamique des fluides utilisés. [38]

L'exigence fondamentale que doivent avoir les mélanges (absorbant/réfrigérant) est une bonne miscibilité dans la plage des températures de fonctionnement du cycle.

Les mélanges doivent également être stables chimiquement, non toxique, et non explosifs. [49]

En plus de ces recommandations, les caractéristiques suivantes sont souhaitées :

- Un grand écart de températures d'ébullition entre le frigorigène et l'absorbant supérieure à 200 K pour permettre une séparation facile.
- Le réfrigérant doit avoir une chaleur latente de vaporisation élevée ainsi qu'une haute concentration dans l'absorbant pour maintenir un taux de circulation entre le générateur et l'absorbeur le plus bas possible.
- Propriétés thermo physiques favorables : conductivité thermique élevée, faible densité et basse viscosité pour augmenter le transfert et réduire la pression de fonctionnement.
- Le réfrigérant et l'absorbant doivent être non - corrosif, inoffensif pour l'environnement et à prix abordable.
- Une bonne miscibilité à l'équilibre dans les conditions de fonctionnement de l'absorbeur ainsi qu'une pression de vapeur assez basse.
- Température de congélation de l'absorbant inférieure à la température la plus basse du cycle.

II.2.5. Diagramme d'Oldham :

Ce diagramme est le plus utilisé et le plus pratique pour une étude d'une machine à absorption ; l'axe des abscisses est gradué en $(-1/T)$ et l'axe des ordonnées en $(\ln(p))$.

La figure II.3, montre un tel diagramme qui ressemble beaucoup au diagramme d'Oldham du couple ammoniac-eau. Néanmoins certaines différences apparaissent :

- Seule figure, à gauche, la pression de vapeur du frigorigène, l'eau en l'occurrence. La courbe de sel absorbant, le bromure de lithium, ne figure pas à droite ;
- On voit apparaître, en bas et à droite deux courbes de cristallisation de deux hydrate différents : $\text{LiBr} \cdot \text{H}_2\text{O}$ et $\text{LiBr} \cdot 2 \text{H}_2\text{O}$; à partir de ces courbe, vers le bas et la droite, la phase solide apparaissant, les mélanges ne sont plus utilisables dans le système frigorifique ;
- Il n'y a pas de courbes correspondant aux teneurs de la phase gazeuse. Celle-ci est toujours constituée d'eau pure.

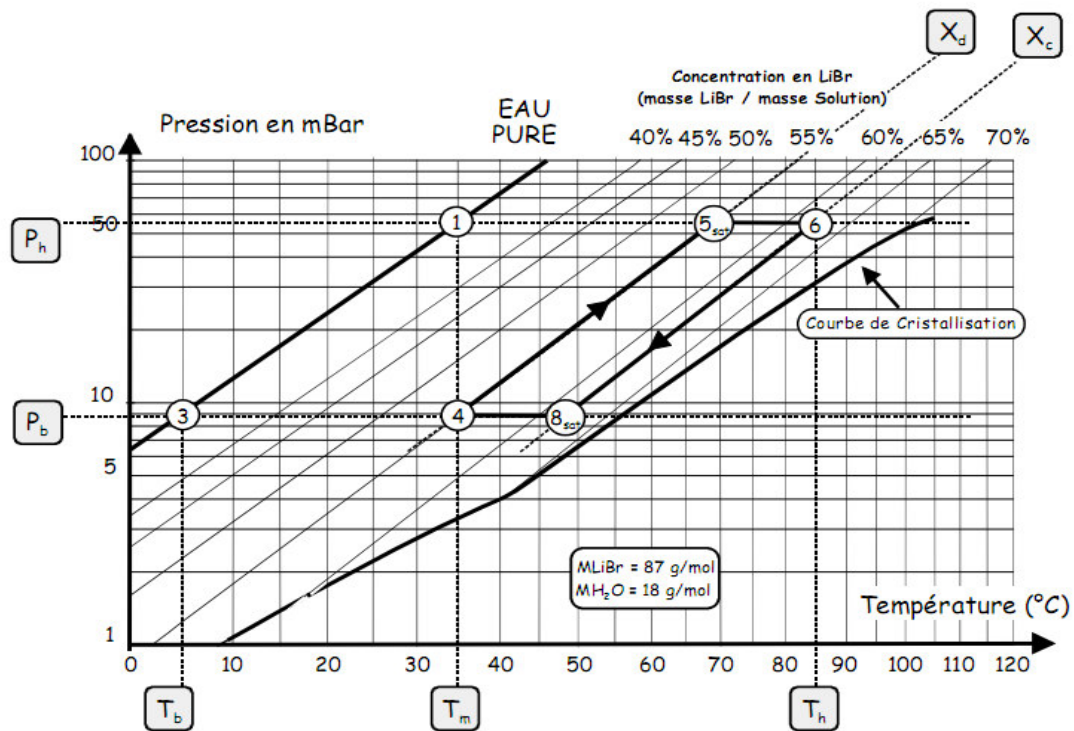


Figure II.5: Diagramme d'Oldham du couple Eau/ Bromure de Lithium (LiBr). [39]

II.2. 6. Caractéristiques :

Les caractéristiques de ces équipements sont les suivantes [42]:

	Absorption simple effet	Absorption double effet
Source chaude	Eau chaude 70 /80 °C	Eau surchauffée 150°C
COP	0,6 – 0,7	1,1 – 1,2
Gamme de puissance (MW)	0,1 – 5,8	0,1 – 5,3
Surface m ² /KW	0,1 – 0,03	0,1 – 0,03
Poids Kg/KW	8,5 - 22	8,5 - 22

Tableau II.1 : caractéristiques des installations à absorption.

Les machines à triple effet existent et sont viables techniquement cependant leur coût d'investissement ne les rend pas encore commercialisables. Elles fonctionnent avec une température en entrée de 180°C et ont un COP voisin de 1,5.

Les solutions décentralisées de production de froid par absorption sur réseau de chaleur devraient majoritairement conduire à de l'absorption simple du fait d'un niveau de température moins élevé de la source chaude. Une production centralisée permettrait plus facilement l'utilisation d'absorbeur double effet avec un meilleur rendement.

II.2. 7. Utilisation :

L'eau chaude fournie par un réseau de chaleur en été avoisinant les 90°C, seules les machines simple effet pourront être utilisées dans le cas de la climatisation.

Puissance	Utilisation
35 KW à 150 KW	Solution en pied de bâtiment
150KW à 300KW	Solution en pied de bâtiment, besoins plus importants
300KW à 500KW	Solution décentralisée avec mini réseau de froid (plusieurs bâtiments)
> 500KW	Solution décentralisée avec mini réseau de froid, besoins plus important.

Tableau II.2 : Domene débilisations des installations a absorption.

II.3. Machines à adsorptions :

II.3.1. Principe de fonctionnement :

Les systèmes disponibles sur le marché utilisent l'eau comme réfrigérant et le silica-gel comme adsorbant. La machine comprend deux compartiments remplis d'adsorbant, un évaporateur et un condenseur. L'adsorbant du premier compartiment est régénéré par chauffage (phénomène de désorption), la vapeur d'eau ainsi générée étant envoyée dans le condenseur où elle se condense. L'eau liquide, via une vanne de détente, est envoyée à basse pression dans l'évaporateur où elle s'évapore (phase de « production de froid »).

L'adsorbant du compartiment 2 maintient la basse pression en adsorbant cette vapeur d'eau. Ce compartiment doit être refroidi pour entretenir le processus d'adsorption. Lorsque la «production de froid» diminue (saturation de l'adsorbant en vapeur d'eau), les fonctions des deux compartiments sont permutées par ouverture et fermeture de clapets. Actuellement, seuls quelques fabricants asiatiques proposent ce type de machines à adsorption.

Dans ce type de machine, le sorbant est solide et ne peut pas être déplacé. Dès lors, il n'y a pas de pompe de circulation de sorbant et les consommations électriques de la machine sont réduites par rapport à une machine à absorption.

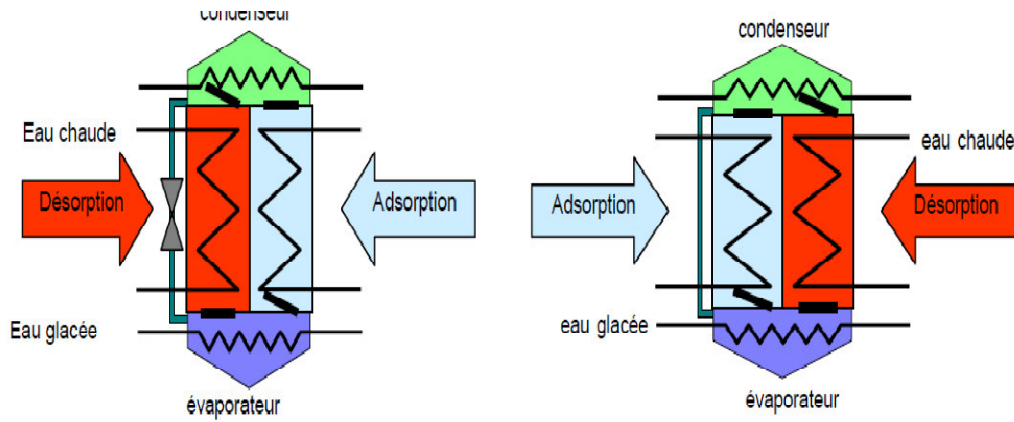


Figure II.6 : Schéma de principe d'une machine à adsorption.

La modélisation du cycle de base de la machine frigorifique à adsorption a fait l'objet de nombreuses études tant théoriques qu'expérimentales en particulier les travaux de: E. Passos et al. [48], R. E. Critoph [49], Hu. Jing [50], Y. Teng et al. [51], G. Cacciola et G. Restuccia [52]

II.3.2. Diagramme de Oldham :

C'est le diagramme le plus utilisé et le plus pratique pour une étude du cycle de l'adsorbant. Il donne la teneur de l'adsorbant en fluide frigorigère (isostères) en fonction de la température et de la pression.

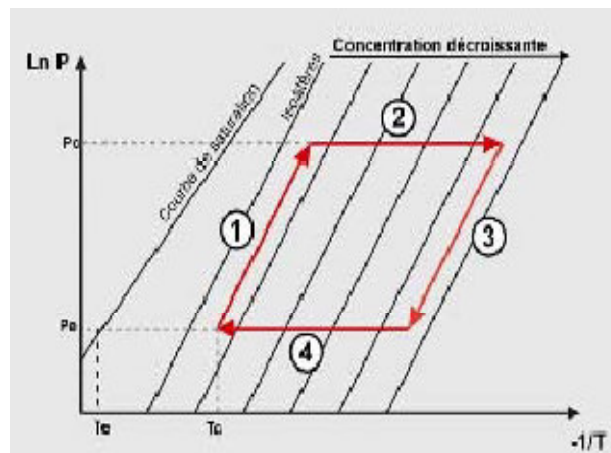


Figure II.7 : Diagramme d'Oldham de l'adsorption. [53]

➤ ETAPE 1 : Chauffage et compression thermique

La chambre d'adsorption droite (dont l'adsorbant est saturé de vapeur de fluide frigorigène) est isolée et reçoit de la chaleur. La température de l'adsorbant augmente ainsi que sa pression.

➤ ETAPE 2 : Chauffage et désorption + Condensation

La chambre d'adsorption droite continue de recevoir de la chaleur tout en étant connecté au condenseur. La température de l'adsorbant continue d'augmenter ce qui induit la désorption de la vapeur. Cette vapeur désorbée à Haute Pression est liquéfiée dans le condenseur grâce à la circulation d'une eau de refroidissement ($\approx 30^{\circ}\text{C}$) qui correspond à la Source Chaude.

➤ ETAPE 3 : Refroidissement et baisse de pression

La chambre d'adsorption gauche (sans vapeur de fluide frigorigène) est isolée et refroidie par l'eau de refroidissement. La température de l'adsorbant diminue ce qui induit une baisse de pression. Équivalent de la détente pour les machines frigorifiques traditionnelles.

➤ ETAPE 4 : Refroidissement et adsorption + Evaporation

La chambre d'adsorption gauche continue de libérer de la chaleur tout en étant connectée à l'évaporateur ce qui y impose sa basse pression. La température de l'adsorbant continue de diminuer, ce qui induit l'adsorption de la vapeur (qui est exothermique). Cette vapeur adsorbée provient de la vaporisation effectuée dans l'évaporateur. La chaleur de vaporisation est prélevée à la Source Froide (ici, l'eau à refroidir).

II.3.3. Caractéristiques :

Les caractéristiques de ces équipements sont les suivantes :

	Adsorption
Source chaude	Eau chaude 55 /70 °C
COP	0,55 – 0,65
Gamme de puissance (KW)	50 – 430
Surface m ² /KW	Taille élevée
Poids Kg/KW	Poids élevée

Tableau II.3 : caractéristiques de ces équipements a adsorption.

II.3 4. Utilisation :

Puissance	utilisation
50 KW à 150 KW	Solution en pied de bâtiment
150KW à 300KW	Solution en pied de bâtiment, besoins plus importants
300KW à 450KW	Solution décentralisée avec mini réseau de froid (plusieurs bâtiments)

Tableau II.4 : Domaine d'utilisation des machin a adsorption.

II.4. Machines à dessiccation :

II.4.1. Principe de fonctionnement :

Alors que les systèmes précédents produisent de l'eau froide qui est fournie aux systèmes de climatisation, les systèmes évaporatifs à dessiccation produisent directement de l'air conditionné. Un système à dessiccation est une combinaison de techniques de rafraîchissement évaporatif et de déshumidification par dessicant

(solide ou liquide). Les systèmes liquides (peu commercialisés et utilisés dans ce cas) utilisent la technologie de l'absorbeur- régénérateur qui injecte le liquide sous forme de gouttelettes directement dans l'air de soufflage. Les technologies solides (plus répandus) utilisent en général la roue à dessiccation .

La température de régénération nécessaire peut varier de 50 à 80°C. Le COPth est d'environ 0.5 [34]. La puissance de refroidissement est limitée par le débit de renouvellement d'air. Ce système doit donc être utilisé pour des bâtiments où les besoins sont restreints, ou pour une application de rafraîchissement simple. Dans ce qui suit, on présentera les différentes technologies dessicantes utilisées ou en cours de développement.

De nouveaux types d'échangeurs [36], ainsi que la technologie à sorbant liquide [37] sont actuellement en cours de développement.

L'élément de base d'un système à dessiccation est un système de rafraîchissement évaporatif auquel sont ajoutés des composants supplémentaires pour élargir la bande d'utilisation du système selon les différentes conditions climatiques extérieures. On distingue deux systèmes :

A) Les systèmes à évaporation directe :

Les systèmes à évaporation directe dans lesquels l'air non saturé est en contact direct avec de l'eau (systèmes à pads ou à buses). Ainsi, l'eau s'évapore et puise sa chaleur latente dans l'air qui voit sa température sèche décroître et son humidité augmenter tout en conservant une enthalpie quasiment constante (figure II.8). La température minimale qui peut être atteinte est la température humide de l'air entrant.

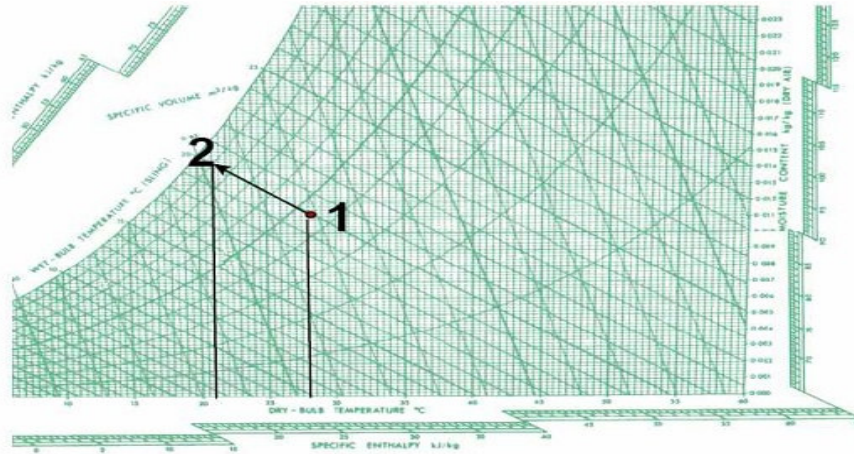


Figure II.8: Système à humidification directe avec l'évolution correspondante de l'air sur le diagramme de l'air humide. [34]

B) Les systèmes à humidification indirecte :

Les systèmes à humidification indirecte dans lesquels l'air soufflé est séparé de l'air repris qui est refroidi par humidification. Dans ce cas, l'air soufflé est refroidi par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur (échangeur à plaques, à tubes et rotatif) (figure II.9). Sur le diagramme psychrométrique, son évolution se fait à humidité absolue constante.

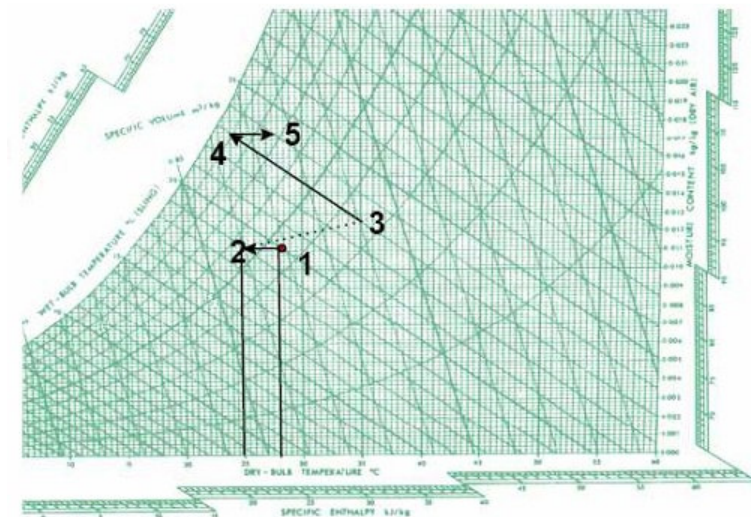


Figure II.9 : Système à humidification indirecte avec l'évolution de l'air sur le diagramme de l'air humide. [34]

L'efficacité d'un système évaporatif est le rapport entre la variation réelle de température et la variation théorique maximale que la température sèche peut subir.

Dans ce dernier cas, la température de sortie sera égale à la température humide de l'air entrant. L'efficacité d'un système évaporatif direct est de l'ordre de 90% alors que celle d'un système évaporatif indirect varie entre 70% et 80% (CAMARGO et al., 2003)

Pour les régions humides, les systèmes d'humidification ont une faible efficacité car la température humide de l'air extérieur est élevée. Pour cela on leur ajoute une roue dessiccante pour déshumidifier l'air extérieur.

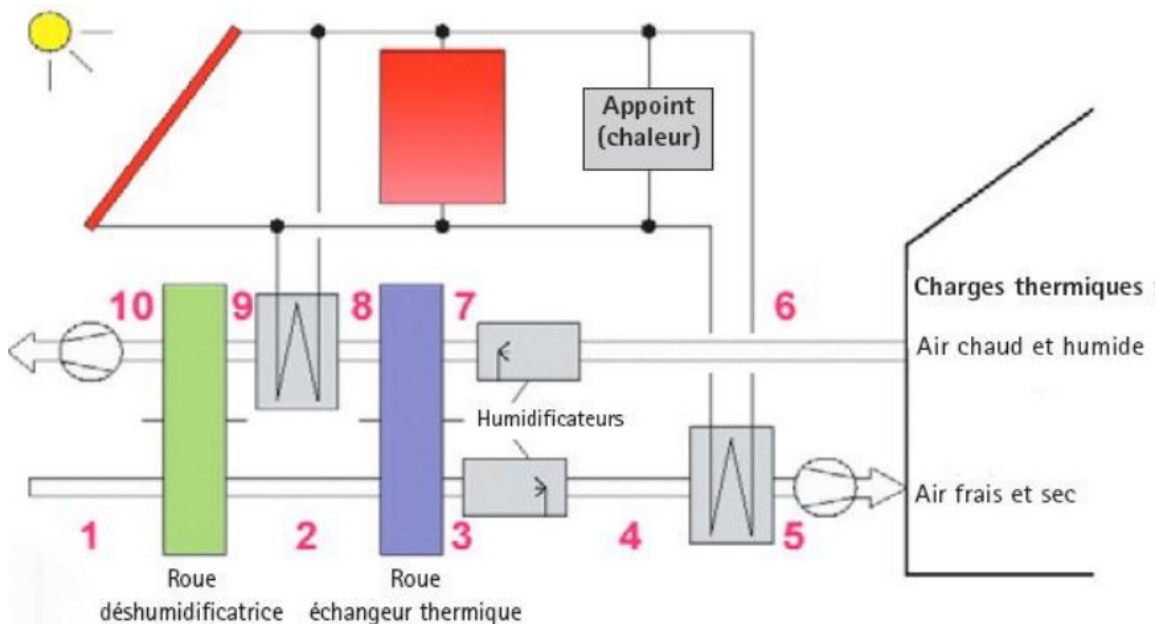


Figure II.10 : Schéma du principe d'un cycle de "Dessicant Cooling"

Plusieurs paramètres ont une influence significative sur les performances de déshumidification des roues dessiccantes. [54]

- ❖ La température et l'humidité de l'air entrant
- ❖ La vitesse de rotation de la roue
- ❖ La vitesse de passage de l'air dans la roue
- ❖ La température de l'air de régénération
- ❖ Le débit d'air de régénération

Enfin le recours à ces systèmes présente plusieurs avantages et inconvénients que nous avons classé dans le Tableau II.5.

Avantages	Inconvénient
L'eau tient le rôle de réfrigérant	Maintenance de la roue à dessiccation
Contrôle indépendant de la température et de l'humidité	Nécessité d'un déshumidificateur
Intégration possible avec un système de ventilation et de chauffage	Technologie non utilisable en région humide
La régénération peut se faire grâce à des capteurs solaires thermiques	Pas de protection contre une éventuelle contamination
Les rejets de chaleur dans l'environnement sont faibles	Non adapté à des petites applications

Tableau II.5 : avantages et inconvénients d'un cycle de "Dessicant Cooling".

II.4.2. Caractéristiques :

Les caractéristiques de ces équipements sont les suivantes. [55]

	Adsorption
Source chaude	Eau chaude 45 /90 °C
COP	Env 1
Gamme de puissance (KW)	5 - 350
Surface m ² /KW	Taille élevée liée à la circulation de l'air
Poids Kg/KW	Poids plus faible

Tableau II.6 : Les caractéristiques de ces équipements sont les suivantes

II.4.3. Utilisation :

puissance	utilisation
5 KW à 50 KW	Petites installation
50KW à 150KW	Solution en pied de bâtiment
150KW à 350KW	Solution en pied de bâtiment, besoins plus importants (volume très important)

Tableau II.7 : domaine d'utilisation d'un cycle de "Dessicant Cooling".

II.5. Comparaison technico-économiques des Systems de climatisation solaire :

Trois techniques solaires sont aujourd'hui commercialement disponibles. Il est donc intéressant de les comparer, et de voir les avantages et les inconvénients propres à chaque technologie. Il ne s'agit pas de définir de manière définitive un positionnement des solutions, mais plutôt d'avoir des outils permettant de comparer les résultats de ces systèmes afin de voir les conditions les plus favorables à leur implantation respectives.

La comparaison s'effectue sur des considérations technologiques, ainsi qu'avec des indicateurs de performances énergétiques. Le Tableau II.8 indique les avantages et les inconvénients au niveau technologique, de manière purement qualitative.

technologie	Avantages	Inconvénients
Absorption	Technique de climatisation solaire majoritaire et reconnue Coefficient de performance thermique élevé	Tour de refroidissement nécessaire Température de régénération élevée Risques de cristallisation

	<p>Consommation électrique 20 fois inférieure à celle du compresseur remplacé</p> <p>Fluide frigorigène inoffensif (eau), sel absorbant présent à l'état naturel et sans impact environnementa</p> <p>Nuisance sonore du compresseur supprimée</p>	<p>Appoint nécessaire pour garantir une température de consigne</p> <p>appoint possible au gaz</p>
Adsorption	<p>Température de régénération moyenne</p> <p>Simplicité et robustesse</p>	<p>Tour de refroidissement nécessaire</p> <p>Caractère cyclique déstabilisateur</p> <p>Volume des machines</p>
Desiccant cooling	<p>Coûts d'investissement faibles</p> <p>Composants connus et largement utilisés</p> <p>Température de régénération faible</p>	<p>Système tout air neuf non adapté à tous les bâtiments</p> <p>Maintenance soignée obligatoire</p> <p>Peu performant dans les climats chauds et humides</p> <p>Non adapté à des petites applications</p> <p>Risque de contamination</p>

Tableau II.8: Avantages et inconvénients des technologies de climatisation solaire commercialement disponibles

II.6. Avantage des climatisations solaire :

➤ Respect de l'environnement

Absence de CFC, HCFC et HFC : Les machines de production de froid par absorption ne contiennent ni CFC (chlorofluorocarbures), ni HCFC (hydrochlorofluorocarbures), ni HFC (hydrofluorocarbures), dont les effets néfastes sur l'environnement sont démontrés et qui font l'objet d'une réglementation sévère visant à en interdire progressivement l'usage.

- Depuis le 1er janvier 2001, l'utilisation des CFC est interdite
- Depuis juillet 1999, il y a obligation de détenir un certificat d'étanchéité des installations de réfrigération et de climatisation de plus de 2 kg de fluide HCFC.
- De plus, pour les nouveaux équipements, l'utilisation des HCFC est interdite :
- depuis le 1er janvier 2001 pour tous les groupes frigorifiques de capacité nominale supérieure à 100 kW (mode froid uniquement) ;
- depuis le 1er juillet 2002 pour tous les groupes frigorifiques neufs de capacité nominale inférieure à 100 kW (mode froid uniquement);
- à partir du 1er janvier 2004 pour tous les groupes frigorifiques neufs pouvant fonctionner en mode pompe à chaleur ou réversible (quelle que soit la capacité nominale).

La maintenance d'équipement existant avec du HCFC neuf sera autorisée jusqu'au 1er janvier 2010.

Enfin, l'utilisation des HCFC recyclés en vue d'effectuer la maintenance sera interdite à compter du 1er janvier 2015.

Les fluides frigorigènes utilisés (l'ammoniac et l'eau) dans les machines à absorption sont sans effet sur l'environnement. Concernant l'ammoniac, et du fait de l'évolution des contraintes réglementaires qui frappent les CFC, HCFC, son utilisation s'étend. Son intérêt supplémentaire est d'être le fluide qui permet de produire des températures négatives en utilisant le principe de l'absorption.

➤ Niveau sonore réduit

Le fonctionnement d'un groupe à absorption est très silencieux, ce qui permet d'installer les groupes dans des locaux sensibles (centres culturels, hôpitaux, hôtels, commerces) où les nuisances sonores sont à proscrire.

Le niveau sonore d'un groupe à absorption en fonctionnement est sensiblement équivalent à celui d'une chaudière. En effet, à l'exception du ventilateur (cas des machines refroidies par air), du brûleur et de la pompe de solution (et de la pompe de réfrigérant sur certaines machines), il n'y a pas de pièces mécaniques en mouvement.

➤ Fiabilité et durée de vie

L'absence de vibrations sur les machines à absorption, due au très faible nombre de pièces mécaniques (les seules pièces en mouvement sont celles de la pompe de solution et du ventilateur du brûleur), renforce leur fiabilité et leur longévité. La durée de vie d'un groupe à absorption est supérieure à vingt ans.

➤ Souplesse

Le régime de fonctionnement peut être adapté précisément aux besoins de chaud et de froid grâce au système de stockage et au système d'alimentation (électriques ou gaz).

On constate que la performance des groupes reste bonne même à faible charge.

➤ Simplicité d'installation

Le matériel est compact, pré-assemblé, câblé et testé en usine. Les machines de petite et moyenne puissance (inférieure ou égale à 350 kWf) peuvent être installées à l'extérieur des bâtiments (gamme compacte).

➤ Simplicité d'exploitation

Les opérations de maintenance sont simples et toujours précisées par le constructeur ou le distributeur. Elles portent essentiellement et par ordre d'importance, sur les points suivants :

- contrôle de la tour de refroidissement et du traitement d'eau,
- contrôle du vide et évacuation des incondensables,
- contrôle du brûleur,

- contrôles des paramètres de fonctionnement machine (internes et externes), des équipements électriques et électroniques,

➤ Le coût d'exploitation :

Le fonctionnement d'un groupe à absorption n'implique pas d'augmentation de puissance électrique, car l'énergie motrice de l'installation provient directement de l'énergie solaire gratuite, donc pas de changement de tarification afférente.

II.7. Le marché des system solaire :

Après la crise pétrolière dans les années 70, le monde commence à concentrer ses efforts pour réduire sa dépendance en énergies non renouvelables en provenance des sources fossiles qui se concentrent dans des régions géographiques spécifiques dans le monde. Or, dans ces dernières décennies, la motivation change à cause de l'urgence environnementale et par les soucis écologiques.

Deux types de capteurs solaires existent actuellement sur le marché:

- Les capteurs solaires thermiques : nous les aborderons dans la suite de ce chapitre.
- Les cellules photovoltaïques : Il s'agit de la conversion directe de la lumière du rayonnement solaire incident en énergie électrique. Les particules de lumière viennent heurter les électrons sur le matériau semi-conducteur (en général du silicium) de la photopile et lui communiquent leur énergie, cf. Figure II.11. Le silicium traité a, ici, la fonction d'une diode et ainsi oriente la circulation de tous les électrons dans le même sens. Une tension apparaît donc en présence de lumière aux bornes de la photopile. Le premier cas de génération d'électricité photovoltaïque a été effectué en 1954.

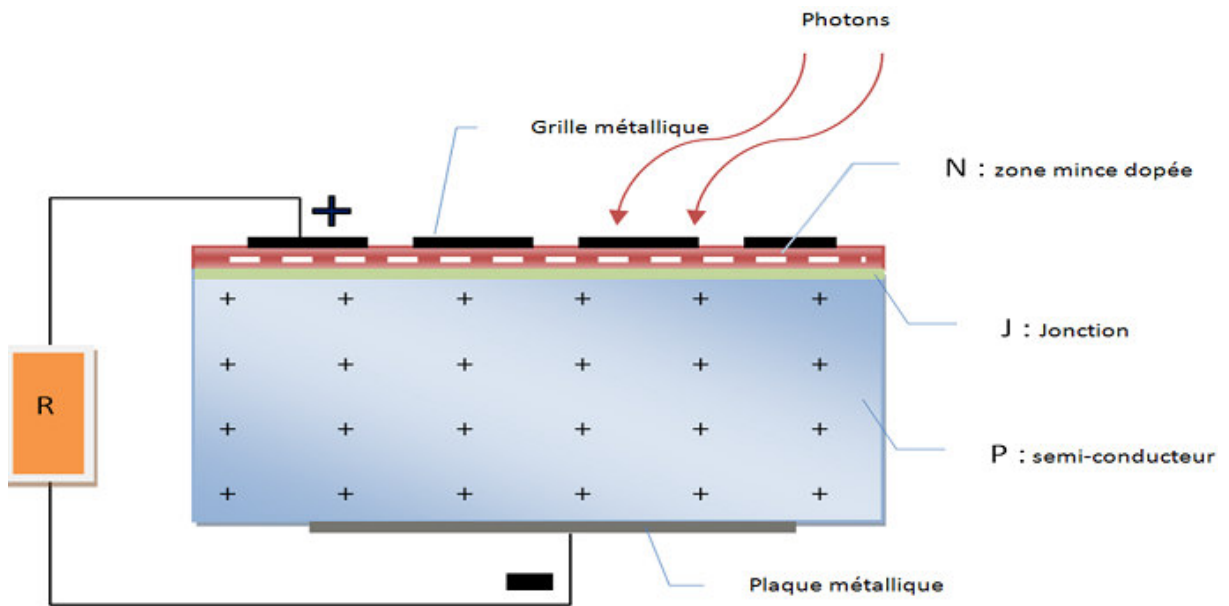


Figure II.11 : Schéma de principe de fonctionnement d'une cellule photovoltaïque.

Pour la production de froid, les photopiles peuvent être couplées à des systèmes à compression mécanique, Richard, 1982. [56], Badescu V, 1997[57], A. Cherif 2002[58]. Nos travaux se sont orientés en direction des systèmes à absorption. [55] J. Castro, C. Oleit, H

II.7.1. Marché mondial des systèmes solaire thermique :

Entre 1999 et 2006, le marché du solaire thermique a connu une croissance moyenne de 14 %. Fin 2008, le parc mondial d'installations solaire thermique est estimé à 169 GW, soit 241 millions de m². La Chine est largement en tête des pays producteurs de chaleur d'origine solaire avec 65 GW de puissance installée en 2006.

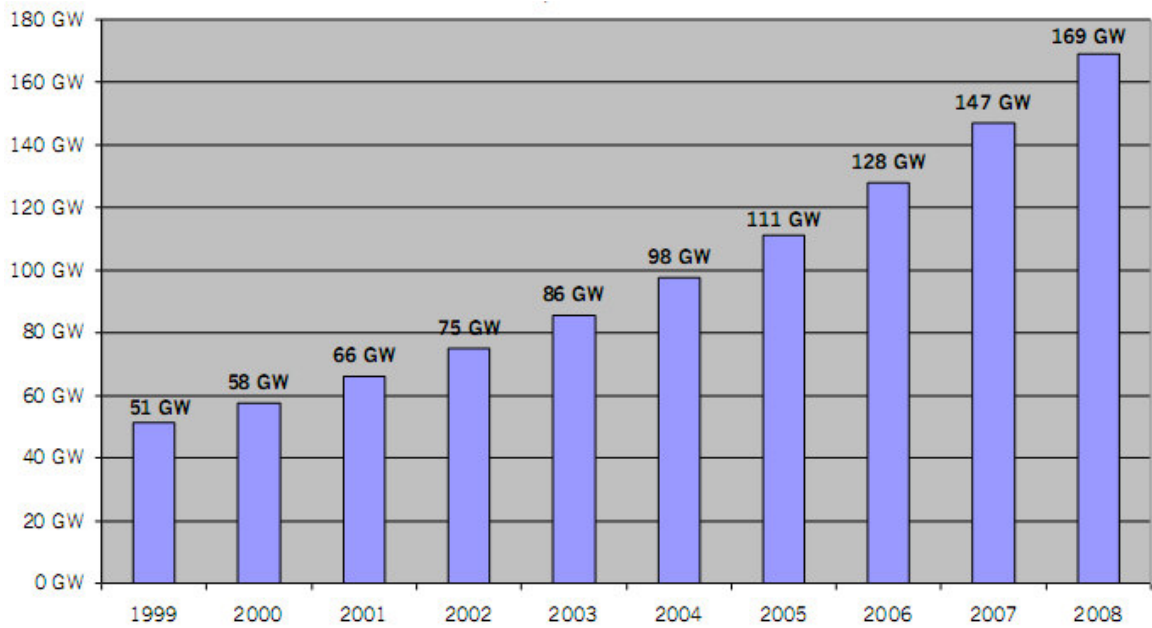


Figure II.12 : Historique du marché mondial en puissance cumulée.[82]

Le marché européen reste très largement dominé par la technologie des capteurs plans vitrés, qui représentent 86 % du marché européen, contre 9,8 % pour les capteurs à tube sous vide et 3,6 % pour les capteurs non vitrés.

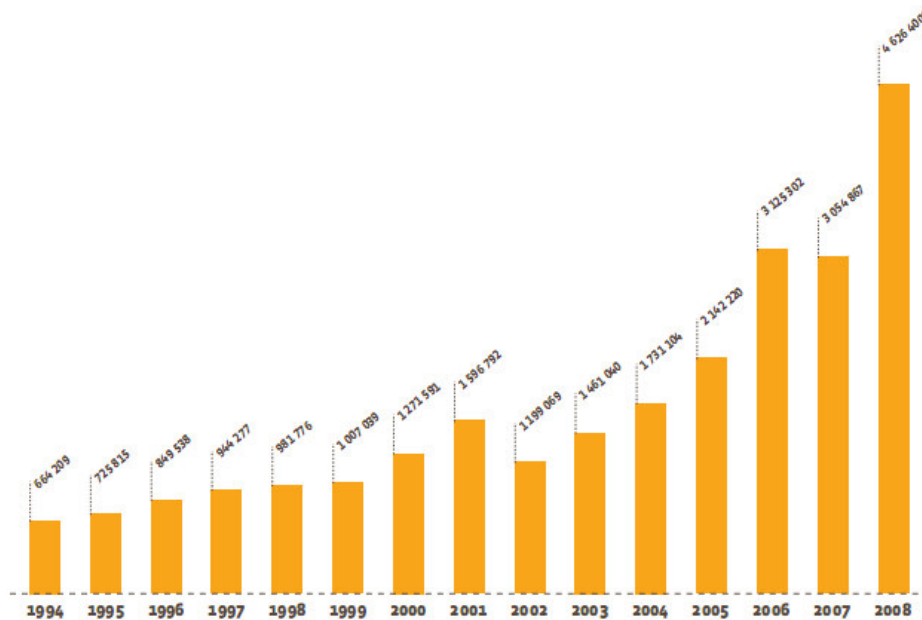


Figure II.13 ; Évolution des surfaces installées dans l'Union européenne depuis 1994 (en m²).[82]

II.7.2 Marché mondial du solaire photovoltaïque :

Le marché du solaire photovoltaïque est en pleine expansion depuis ces dernières années et les prévisions confirment cette tendance pour les prochaines années. Fin 2009, le marché atteint les 23 GWc.

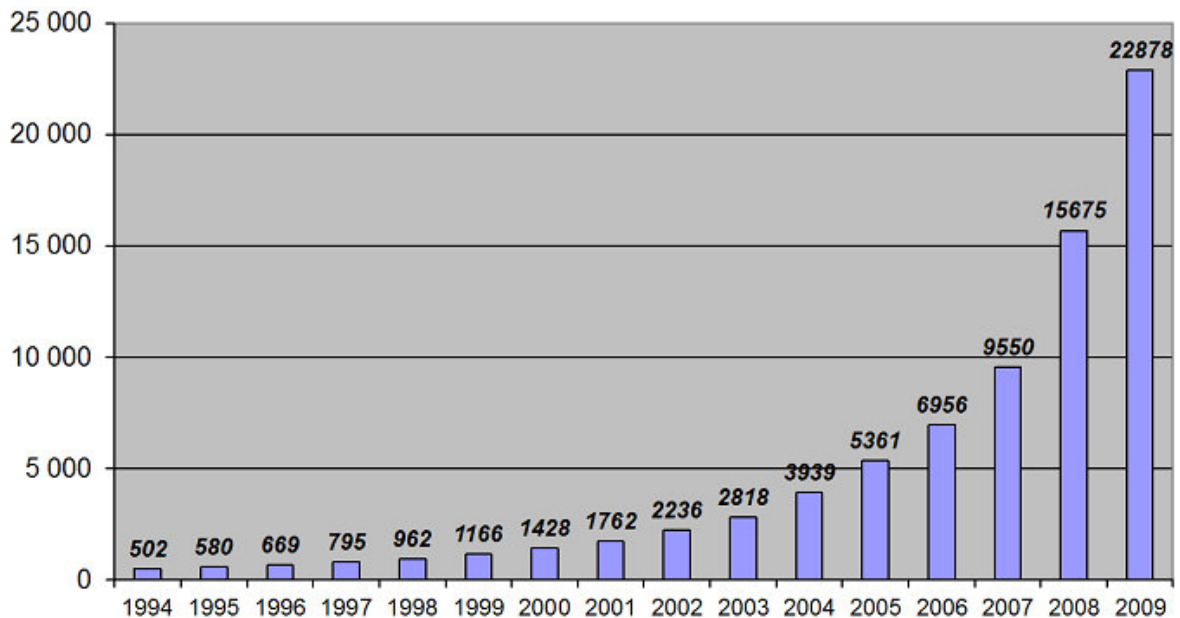


Figure II.14 : Historique du marché mondial en puissance cumulée en MW.[83]

L'Europe est très bien placée en termes de puissance cumulée des centrales photovoltaïques : le parc fin 2008 cumulait environ 9,5 GW de puissance, à la fin de 2009 le parc atteint 16 GW soit un quasi-doublage de la puissance installée en une seule année.

En 2007, L'Allemagne qui totalisait près de 80% de la puissance européenne a été rattrapée, en 2008 par l'Espagne qui avec un programme (aujourd'hui terminé) de centrale au sol représente 35 % de la puissance installée (l'Allemagne ne représentant « plus que » 56%)

II.8.Types des capteurs solaires thermiques :

Il existe toute une gamme de capteurs solaires qui permettent de répondre aux différents besoins. Il faut choisir le type de capteurs qui correspond le mieux au niveau de température à laquelle on désire « travailler ». Bien entendu, plus le niveau de température est élevé, plus les technologies mises en œuvre sont évoluées et plus les coûts de production sont élevés.

II.8.1. Capteur plan vitré :

C'est le capteur solaire le plus couramment utilisé. Il comprend un absorbeur plan qui transforme, de façon efficace, les rayons solaires en chaleur. Afin de réduire au minimum la perte de chaleur, la plaque est située entre un vitrage (vitre plane ou matériau transparent) et un panneau isolant. Le vitrage est choisi de telle sorte qu'une quantité maximale de rayons solaires le traversent et atteignent l'absorbeur, (figure II.15). La plupart des capteurs plans vitrés permettent des gains de température allant jusqu'à 70°C par rapport à la température ambiante et sont de ce fait parfaitement adaptés à la production d'ECS.

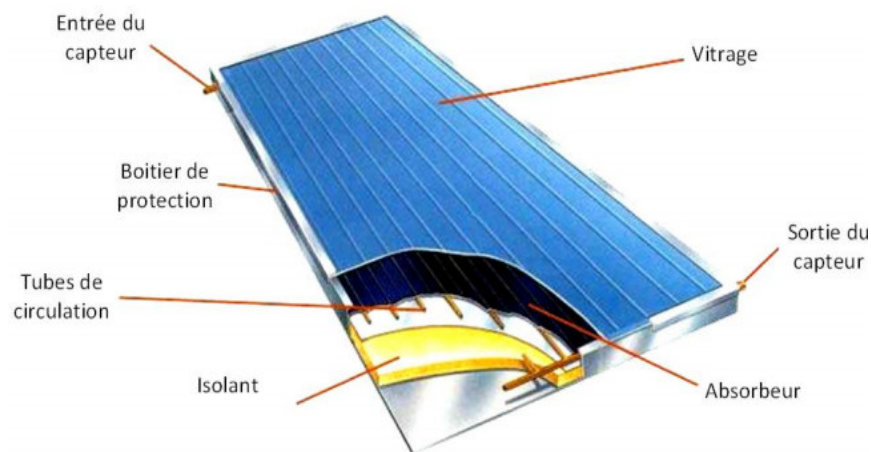


Figure II. 15 : Schéma d'un capteur plan classique à circulation de liquide.

II.8.2. Capteurs plans sous vide (ou caloduc) :

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. Les tubes sont mis sous vide pour éviter les déperditions thermiques convectives de l'absorbeur et l'absorbeur reçoit un traitement sélectif pour empêcher le rayonnement.

En distingue deux type de se capteur sous vide :

A) Le capteur à tube sous vide à circulation directe :

Comme son nom l'indique, c'est le même fluide qui passe dans le tube sous vide et qui va jusque dans l'échangeur du ballon de stockage.

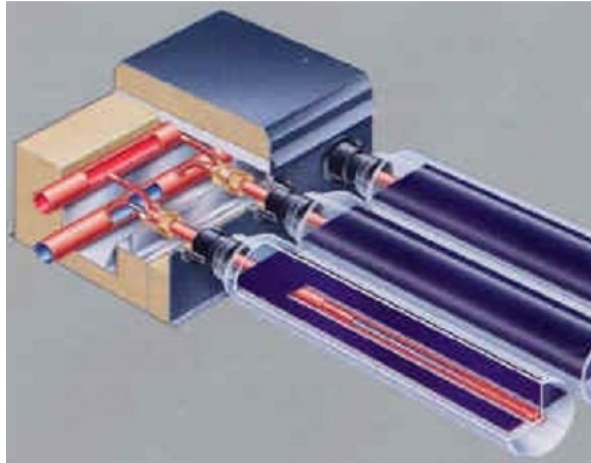
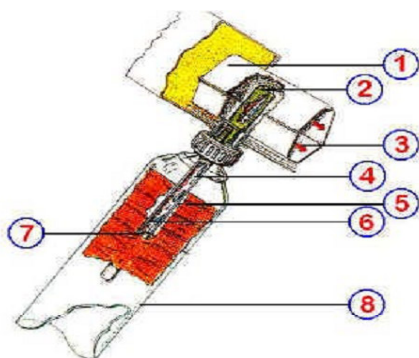


Figure II .16 : Tube sous vide à circulation directe.

B) Le capteur à tube sous vide à "Caloduc" :

La différence avec le capteur à circulation directe est que l'échange de chaleur a lieu suivant un mécanisme naturel d'évaporation et de condensation d'un fluide. Cet instrument d'échange thermique est appelé un caloduc. Le caloduc est en contact avec l'absorbeur, il permet de transmettre la chaleur captée hors du tube pour chauffer un fluide dans le collecteur. Il y a toujours une liaison verre/métal hermétique entre le tube sous vide et le passage du caloduc, mais la liaison entre le tube et le collecteur est à sec. Ainsi, les tubes peuvent être fixés au collecteur après son installation et dans le pire des cas, un tube cassé peut être remplacé sans déposer le restant du capteur. Par contre, les tubes doivent être inclinés afin de permettre la thermo circulation du fluide dans le caloduc.



1. Collecteur isolé à l'intérieur de l'enveloppe de protection
2. Condenseur du caloduc
3. Circulation de l'eau dans le collecteur
4. Tube acier étanche
5. Absorbeur
6. Liquide descendant
7. Vapeur montante
8. Tube de verre sous-vide

Figure II.17 : Schéma de fonctionnement du capteur sous vide à caloduc[27]

Les capteurs sous vide sont parmi les plus efficaces et les plus coûteux, compte tenu des températures (80°C -95°C) requises pour la bonne marche d'une machine à absorption.

II.8.3. Capteurs solaires à concentration :

Quand les températures plus élevées sont exigées, des capteurs solaires à concentration sont utilisés. Ils utilisent l'énergie solaire arrivant sur une grande surface réfléchissante, et réfléchie sur une plus petite surface avant qu'elle ne soit convertie en chaleur qui entraînerait des températures plus élevées. La plupart des collecteurs à concentration peuvent seulement concentrer le rayonnement solaire parallèle venant directement à partir du disque du soleil (rayonnement direct), donc ils doivent suivre le mouvement apparent du soleil. On constate de manière évidente que leur utilisation restera très limitée. [59][60]

Les trois systèmes à concentration les plus importants pour l'application à grande échelle de l'énergie solaire sont :

A.) Concentrateurs cylindro-paraboliques :

Les réflecteurs cylindro-paraboliques sont des systèmes en forme de « U ». Ils concentrent les rayons du soleil sur un tube récepteur situé le long de la ligne focale du réflecteur. Parfois un tube en verre transparent entoure le tube récepteur afin de réduire les pertes de chaleur. Ces concentrateurs utilisent souvent un système de pointeur solaire à simple axe ou à double axe. Les températures du récepteur peuvent atteindre 400°C. [61]



Figure II.18 : Concentrateur cylindro-parabolique.

B) Concentrateurs paraboliques :

Les capteurs paraboliques fonctionnent d'une manière autonome. Ils suivent le soleil sur 2 axes afin de concentrer le rayonnement solaire sur le foyer de la parabole réfléchissante. Le rapport de concentration est souvent supérieur à 2000 avec une température de 750°C. [63]

Ces capteurs utilisent des surfaces réfléchissantes paraboliques pour concentrer les rayons solaires dans le foyer où se trouve le récepteur (absorbeurs) qui capte la chaleur solaire ainsi concentrée. Naturellement ces concentrateurs doivent suivre le mouvement du soleil. Les systèmes à réflecteur parabolique peuvent atteindre des températures plus élevées (jusqu'à 1500°) sur le récepteur.

Les rendements de conversion de capteur sont voisins de 70 % en régime nominal. [62]



Figure II.19 : Concentrateur parabolique.

C) Système de centrale à tour (héliostat) :

Un héliostat utilise un ensemble de pointeurs solaire à double axe qui dirige l'énergie du soleil vers un grand absorbeur situé dans une tour. Ces capteurs possèdent un ensemble de grands miroirs qui suit le mouvement du soleil. Les miroirs concentrent les rayons du soleil sur le récepteur en haut de la grande tour. Un ordinateur garde les miroirs alignés afin que les rayons du soleil, qui sont réfléchis, visent toujours le récepteur, où la température peut dépasser 1000 °C.

[63],[64].



Figure II.20: Système de centrale à tour.

Les avantages de la concentration:

- La diminution de la surface de l'absorbeur se traduit par une baisse des pertes thermiques qui sont proportionnelles à la surface,
- Les rendements sont par conséquent plus élevés,
- Les températures obtenues varient d'une certaine de °C à plus de 4000°C en fonction du taux de concentration.

Les inconvénients de la concentration:

Seul le rayonnement direct est utilisé,

- Les pertes optiques peuvent être importantes, car elles sont dues aux phénomènes de réflexion ou de réfraction, et aux caractéristiques géométriques du système,
- Les pertes thermique sont importantes à cause du niveau de température plus élevé de l'absorbeur,
- Ces capteurs nécessitent un entretien régulier afin de conserver la qualité optique des miroirs soumis aux poussières et à la corrosion de l'environnement.

Les capteurs à concentration sont également intéressants pour la climatisation solaire même s'ils sont plus onéreux et plus difficiles à maîtriser techniquement.

II.9. Comparaison entre la machine frigorifique à absorption et celle à compresseur mécanique :

Le principe du schéma technique d'une machine frigorifique à absorption ressemble en grande partie à celui d'une machine à compression mécanique ; on y trouve un condenseur, un évaporateur et un détendeur (Figure II.21).

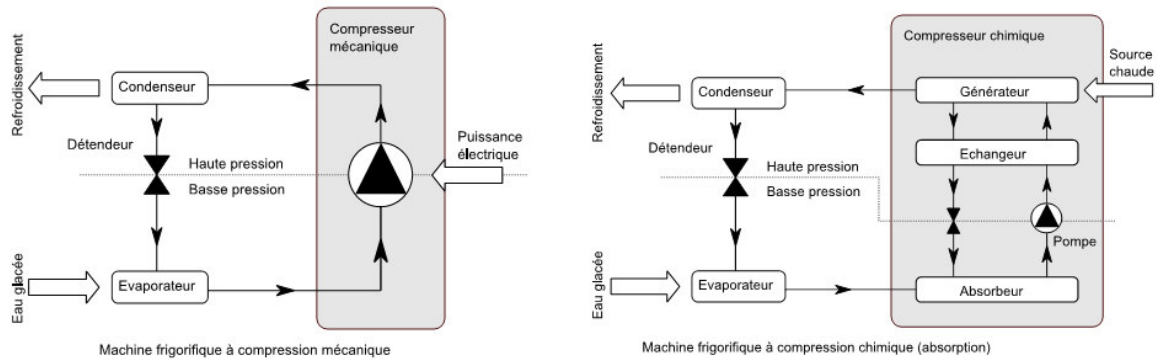


Figure II.21 : Comparaison entre les systèmes de refroidissement à absorption et ceux à compression mécanique

D'un point de vue d'ensemble, les deux systèmes (Figure II.21) apparaissent identiques sauf pour la section compression qui est représentée par un rectangle gris; un compresseur chimique remplace ainsi le compresseur mécanique à moteur électrique. À la différence de ce dernier, le cycle de compression chimique emploie un couple frigorigène-absorbant comme une solution saline concentré de sels de bromure de lithium (LiBr) et d'eau (H₂O), ou de l'eau (H₂O) et de l'ammoniaque (NH₃). Toutefois, le cycle de compression chimique est maintenu obligatoirement sous vide ; certaines machines peuvent avoir une pompe qui permet de faire un tirage au vide permanent ce qui entraîne une augmentation de la consommation électrique totale de la machine.

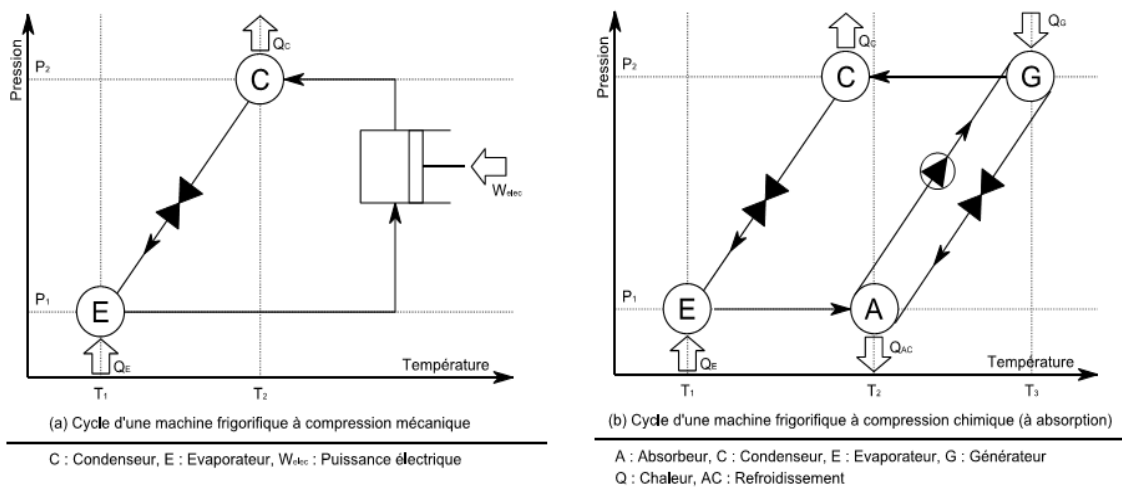


Figure II.22 : Diagramme de Dühring pour les cycles frigorifiques à compression mécanique et à compression chimique.

Le diagramme de Dühring (Figure II.22) est un outil pratique pour connaître le comportement d'une solution sous différentes conditions d'un processus sous vide. Sur ce diagramme on peut constater que le cycle à compression mécanique a deux niveaux distincts de température (T_1, T_2); le cycle de la compression chimique a cependant un niveau supplémentaire de température (T_1, T_2, T_3). Sous cet angle, le premier se fait appeler un générateur hermodynamique ditherme et le deuxième un générateur thermodynamique tritherme.

II.10. Intérêt de la production de froid par absorption :

Le COP donne une idée de l'efficacité énergétique d'un cycle frigorifique. Celui d'une machine frigorifique à absorption à simple effet se situe entre 0,7 et 1,0. Mais contrairement à une machine frigorifique à compression mécanique, une machine à absorption peut être alimentée en énergie qui pourrait provenir d'une source inépuisable, gratuite et constamment renouvelable comme le solaire par exemple. Ce qui fait d'elle une offre sérieuse, d'autant de plus qu'elle n'utilise aucun fluide nocif que les réglementations internationales interdisent progressivement comme les chlorofluorocarbures (CFC).

Aujourd'hui, la gamme de puissances disponibles pour ces machines s'élargit avec les petites puissances pour lesquelles de réelles opportunités s'offrent dans de nombreux secteurs du bâtiment (individuels, petits résidentiels et tertiaires).

II.11. Avantages et inconvénient de la réfrigération par absorption :

A) Avantages :

- Pas de fluide frigoporteur nocif pour l'environnement.
- Pas de compression mécanique (et peu de pièces en mouvement) donc limitation du bruit et des vibrations.
- Maintenance simplifiée,
- Coût énergétique intéressant par rapport à l'électricité (à peu près équivalent en été mais nettement moins en hiver).

- Fiabilité et durée de vie (les machines à absorption ont une durée de vie estimée de 25 à 30 ans, ce qui est largement supérieur à la durée de vie des machines à compression mécanique)
- Le poids et l'encombrement limités.

b) Inconvénients :

- son coefficient de performance est variable.
- Problèmes de production pour les températures en dessous de 0°C.
- Le liquide absorbant utilisé peut se cristalliser et rendre le circuit non opérationnel.

II.12. Les couples classiques utilisés dans l'absorption :

Durant toute l'histoire de l'absorption plusieurs couples ont été mis à l'épreuve. Une étude faite par Marcriss [65] montre qu'il y a plus de 40 composés réfrigérants et 200 absorbants disponibles. Cependant, les fluides les plus utilisés sont: (NH₃/ H₂O) et (H₂O/ LiBr).

Ces deux couples ont fourni pendant plusieurs années les meilleures performances comparées aux autres.

En effet, Depuis l'invention du système à absorption, le couple (NH₃/H₂O) a été largement utilisé dans les procédés de l'absorption, les fluides NH₃ et H₂O sont tout deux très stables dans un large intervalle de température et de pression.

Le frigorigène NH₃ présente une grande chaleur latente et peut être utilisé pour extraire de la chaleur à des températures très basses allant jusqu'à -77 °C à la pression atmosphérique.

Cependant ce couple est volatil donc il y a une nécessité d'avoir une rectification des vapeurs du réfrigèrent. En plus, il présente des pressions de travail assez élevés et donc nécessite des installations complexes est coûteuses.

Malgré les avantages de ce couple, il reste à craindre à cause de sa toxicité et de sa corrosivité envers le cuivre et ses alliages.

L'usage du (H₂O / LiBr) dans les systèmes à absorption a commencé en 1930 [66]. Deux aspects remarquables de ce couple sont la non - volatilité de l'absorbant

LiBr (le besoin d'une colonne de rectification est éliminé) et aussi la grande chaleur latente de vaporisation d'eau (utilisé dans ce cas comme réfrigérant). Cependant, l'utilisation de l'eau comme réfrigérant exige de travailler en dépression à des températures inférieures de 0°C et nécessite donc des installations spéciales.

La solution H₂O-LiBr est corrosive. Et, à hautes concentrations, la cristallisation de l'eau peut se produire.

II.13. Analyse thermodynamique:

Dans ce chapitre nous allons effectuer une analyse thermodynamique d'une machine à absorption à simple effet avec un échangeur de solution, utilisant le couple (H₂O/LiBr) comme fluide de fonctionnement.

Pour l'application des principes de la thermodynamique sur un cycle réel, on utilise les conditions et les hypothèses de bases suivantes.

- ❖ Les températures dans les échangeurs (générateur, condenseur, évaporateur et absorbeur) sont supposées uniformes sur tout le volume considéré.
- ❖ La solution riche en fluide frigorigène à la sortie de l'absorbeur est un liquide saturé à la température et la concentration dans l'absorbeur. De même, la solution pauvre en fluide frigorigène quittant le générateur est à une concentration liée par une relation d'équilibre à la pression et à la température du générateur.
- ❖ Le fluide frigorigène sortant du condenseur est pris comme étant liquide saturé à la température et la pression correspondante.
- ❖ Le frigorigène, à la sortie de l'évaporateur, est à l'état de vapeur saturée à la température et à la basse pression de l'évaporateur.
- ❖ Les détentes sont supposées isenthalpiques.
- ❖ Les échanges thermiques avec l'environnement et les pertes de charge sont supposés négligeables.

On va consacrer dans cette partie à la modélisation d'une machine à simple effet avec un échangeur de solution fonctionnant avec le couple (H₂O/LiBr)

La figure II.23 présente les éléments de base de cette machine.

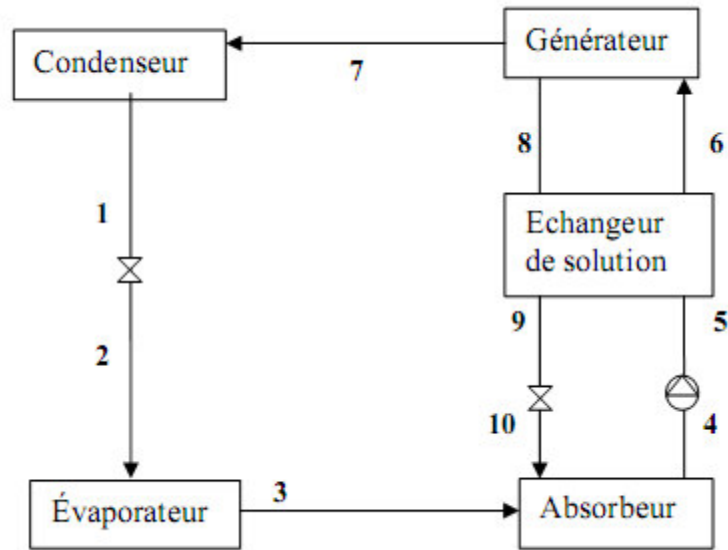


Figure II.23: machine à absorption à simple effet .

Soient m_f , m_a , m_g et X_f , X_d , X_c respectivement les débits massiques et les titres massiques du frigorigène, de la solution diluée de la solution concentrée.

Bien évidemment ces titres massiques du frigorigène sont reliés aux titres massiques d'absorbant par:

II.13.1. Bilan massique :

Au niveau de l'absorbeur, deux bilans massiques peuvent être effectués:

$$m_f + m_g - m_a = 0 \quad (\text{bilan global de la solution}) \quad (\text{II.1})$$

$$m_g X_c - m_a X_d = 0 \quad (\text{bilan du LiBr}) \quad (\text{II.2})$$

On en déduit une expression de m_g et de m_a en fonction de m_f et des différents titres en frigorigène.

$$m_a = m_f \frac{X_c}{X_c - X_d} \quad (\text{II.3})$$

$$m_g = m_f \frac{X_d}{X_c - X_d} \quad (\text{II.4})$$

II.13.2. bilan enthalpique :

On effectue le bilan enthalpique sur chaque composant échangeant de la chaleur ou du travail avec le milieu extérieur:

On a

$$Q_a + Q_c = Q_e + Q_g \quad (\text{II.5})$$

$$\text{Condenseur} : Q_c = m_f (h_1 - h_7) = M_c C_p (T_{c,sor} - T_{c,ent}) \quad (\text{II.6})$$

$$\text{Evaporateur} : Q_e = m_f (h_3 - h_2) = M_r C_p (T_{r,sor} - T_{r,ent}) \quad (\text{II.7})$$

$$\text{Générateur} : Q_g = m_f h_7 + m_g h_8 - m_a h_6 = M_{ch} L_v \quad (\text{II.8})$$

$$\text{Adsorbeur} : Q_a = m_a h_4 - m_f h_3 - m_g h_{10} = M_c C_p (T_{r,sor} - T_{a,ent}) \quad (\text{II.9})$$

$$\text{Pompe} : W_p = m_a (h_5 - h_4) \quad (\text{II.10})$$

On détermine aussi:

II.13.3. Débit spécifique de solution (Taux De Circulation) :

Le débit spécifique de solution (FR), qui est le rapport des flux massiques de la solution riche (m_a) refoulée par la pompe et de vapeur (m_f) désorbée au générateur [67], s'écrit:

$$FR = \frac{m_a}{m_f} = \frac{X_c}{X_c - X_d} \quad (\text{II.11})$$

D'où :

X_c : le titre de la solution concentrée quittant le générateur pour rejoindre l'absorbeur.

X_d : le titre du mélange binaire riche en fluide frigorigène quittant l'absorbeur pour rejoindre le générateur.

II.13.4. La plage de dégazage :

La différence ($X_c - X_d$) est appelée la plage de dégazage ou la note (ΔX)

$$\Delta X = X_c - X_d \quad (\text{II.12})$$

On utilisant les équations précédentes, on peut exprimer le coefficient de performance (COP)

II.13.5. Détermination du coefficient de performance COP :

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} = \frac{m_f (h_3 - h_2)}{m_f h_7 + m_g h_8 - m_a h_6 = M_{ch} L_v + m_a (h_5 - h_4 - h_6)} \quad (\text{II.13})$$

$$COP = \frac{m_f (h_3 - h_2)}{m_f \left(h_7 + \left(\frac{X_d}{X_c - X_d} h_8 \right) + \left(\frac{X_c}{X_c - X_d} (h_5 - h_4 - h_6) \right) \right)} \quad (\text{II.14})$$

$$COP = \frac{\Delta X (h_3 - h_2)}{\Delta X h_7 + (X_d h_8) + (X_c (h_5 - h_4 - h_6))} \quad (\text{II.15})$$

II.13.6. Le coefficient de performance de Carnot (COP_c) :

Pour une machine de Carnot tritherme l'expression du coefficient de performance est donnée par la formule suivante : [68]

$$COP_c = \frac{Q_e}{Q_g} = \left(\frac{T_g - T_a}{T_g} \right) \left(\frac{T_e}{T_c - T_e} \right) \quad (\text{II.16})$$

Le coefficient de performance de Carnot (COP_c) est le maximum coefficient de performance possible pour un système à absorption.

II.13.7. L'efficacité du système (η) :

L'efficacité du système (η) est défini comme étant le rapport du coefficient de performance (COP) sur le coefficient de performance de Carnot (COP_c). [69]

$$\eta = \frac{COP}{COP_c} \quad (\text{II.17})$$

II.13.8. Le rendement exégétique (ζ) :

Le rendement exégétique peut être évalué par:[70]

$$\zeta = \frac{Q_e \left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right)}{Q_g \left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) + W_p} \quad (\text{II.18})$$

D'où :

T_0 : la température de référence (c'est la température de l'eau à la pression atmosphérique); $T_0 = 25^\circ\text{C}$.

II.14. Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons fait une présentation détaillée des différents systèmes de climatisation solaire (absorption, adsorption et cycles ouverts refroidissement à disséquant) ainsi qu'une comparaison de ces technologies avec leurs avantages et inconvénients.

Nous avons aussi traité les différents types des capteurs solaires thermiques et leurs caractéristiques afin de fournir l'apport calorifique nécessaire ou fonctionnement de ces installations.

Chapitre

III

III.1.Introduction :

Les cycles frigorifiques ont évolué grâce aux découvertes successives des inventeurs et des thermodynamiciens. Après la seconde guerre mondiale, les systèmes à absorption fonctionnant avec de l'ammoniac envahissent le marché des grosses installations de l'industrie agroalimentaire. Mais dans de nombreux domaines utilisant de petites unités de froid comme la réfrigération domestique ou commercial, le cycle frigorifique à compression de vapeur s'impose de façon éclatante grâce à sa fiabilité.

III.2. Principe de fonctionnement d'un système de climatisation classique :

Le froid artificiel consiste à transférer au moyen d'un fluide dit frigorigène de la chaleur d'un évaporateur situé à l'intérieur d'un local vers un condenseur situé à l'extérieur de ce local. Ce transfert de chaleur permet d'abaisser la température du local, qu'il s'agisse d'un réfrigérateur ménager, d'un congélateur industriel, de la climatisation d'une maison, d'un immeuble ou d'une voiture.

L'électricité consommée ne sert pas à produire du froid, mais à compresser et mettre en mouvement le fluide frigorigène, brasser l'air de la pièce à climatiser et ventiler pour refroidir le condensateur extérieur. Elle permet le transfert de chaleur.

Le système reste sensiblement le même. Seule la taille des installations et les températures de fonctionnement diffèrent.

Au cours de son évolution dans le circuit frigorifique, le fluide frigorigène change de phase : son évaporation s'effectue avec absorption de la chaleur, sa condensation avec dégagement de la chaleur. C'est grâce à ce changement d'état que la chaleur sera transportée d'un point à un autre. Un climatiseur se compose donc de 4 éléments de base :

III.3. Composant d'un system de climatisation classique :

III.3.1 Un condenseur :

Le condenseur est un échangeur de chaleur dans lequel le fluide frigorigène passe progressivement de l'état gazeux à l'état liquide. Le fluide frigorigène transfère son énergie à un fluide secondaire dit « source chaude » à une température inférieure de quelques degrés à la température de condensation. La puissance calorifique transmise peut s'écrire selon l'équation (III.1) du point de vue du réfrigérant, d'après les coordonnées des points 1 et 2 du diagramme de Mollier (figure III.2) et selon l'équation (III.2) du point de vue du fluide de la source chaude.

$$\dot{Q}_2 = m \cdot (h_3 - h_4) \quad (\text{III .1})$$

$$\dot{Q}_2 = m \cdot C_p \Delta T_c \quad (\text{III .2})$$

La transformation correspondant à la condensation sur le diagramme de Mollier représente plus précisément un rejet de chaleur dans le condenseur composé d'une désurchauffe des vapeurs, suivie de la condensation à proprement parler et d'un sous-refroidissement.

Le sous-refroidissement doit être suffisant pour que tout le fluide soit en phase liquide à l'alimentation du détendeur.

III.3.2 Un évaporateur :

Dans l'évaporateur, le fluide frigorigène passe progressivement de l'état liquide à l'état gazeux en absorbant l'énergie d'un fluide secondaire dit « source froide ». De la même manière que pour le condenseur, la puissance échangée peut s'écrire de manière différente en considérant le réfrigérant ou le fluide source (équations (III.3) et (III.4)).

$$\dot{Q}_1 = m \cdot (h_2 - h_1) \quad (\text{III .3})$$

$$\dot{Q}_1 = m \cdot C_p \Delta T_c \quad (\text{III .4})$$

Les vapeurs subissent une légère surchauffe de quelques degrés afin d'assurer un fluide entièrement à l'état vapeur à l'entrée du compresseur.

III.3.3 Un compresseur :

Le compresseur est l'élément qui assure la circulation et l'augmentation de pression du fluide dans le circuit. Dans le cas de compresseurs volumétriques (compresseurs scroll, à piston, à membrane, à vis, à lobes, à palettes, à anneau liquide...), le fluide frigorigène sous forme gazeuse est confiné pendant un intervalle de temps dans un espace compris entre cette cloison mobile et une cloison fixe. Les deux cloisons se rapprochant, le volume de l'espace diminue et le fluide subit une augmentation de pression et de température. Dans le cas de compresseurs dynamiques (compresseurs axiaux et centrifuges), la pression augmente par un processus de transfert de la quantité de mouvement de la cloison mobile au fluide frigorigène. Les compresseurs sont classés en trois familles : hermétiques, semi-hermétiques et ouverts.

- Les compresseurs hermétiques, d'entretien difficile, sont utilisés dans les installations de faible puissance. Ils sont confinés dans une enceinte soudée contenant le réfrigérant et l'huile lubrifiante.
- Les compresseurs semi-hermétiques disposent d'une coque mobile boulonnée pour faciliter l'inspection et la maintenance.
- Les compresseurs ouverts se trouvent à l'extérieur du bloc du compresseur. L'arbre d'entraînement entre le moteur et le bloc compresseur est équipé d'un joint étanche.

III.3.4. Un détendeur :

L'objectif de ce composant est d'abord de provoquer une chute de pression entre la condensation et l'évaporation. Cette chute de pression est engendrée par un rétrécissement réglable ou non de la section de passage du fluide frigorigène.

Le détendeur est l'échangeur qui permet d'évacuer la chaleur prise à l'intérieur du réfrigérateur en la donnant à l'ambiance, le fluide passe de gaz à liquide, permettant

ainsi de recommencer l'opération et de maintenir une température constante à l'intérieur du réfrigérateur.

III.4. Analyse thermodynamique system de climatisation a compression :

III.4.1. La puissance absorbée :

Du point de vue thermodynamique, la puissance mise en jeu à la compression (équation III.5) est définie par le produit du débit massique de réfrigérant par la différence d'enthalpie entre les points 2 et 3 du diagramme de Mollier (figure III.2).

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) \quad (\text{III .5})$$

La puissance de compression s'exprime à partir du coefficient d'évolution polytropique n (pour une transformation avec échange thermique entre le fluide et son environnement).

$$\dot{w} = \frac{n}{n-1} BP \frac{\dot{m}}{\rho} \left[\left(\frac{HP}{BP} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (\text{III .6})$$

III.4.2. Le rendement volumétrique :

Pour les compresseurs à piston, un rendement volumétrique η_{vol} (équation III.7) peut être défini. Il dépend du rapport des pressions, d'un coefficient β lié aux pertes de charges à l'aspiration du compresseur et aux échanges thermiques avec l'extérieur et du taux d'espace mort τ_{cm} . Ce dernier paramètre est le rapport entre le volume de fluide aspiré et le volume de la chambre de compression dit « volume balayé ». Pour les autres types de compresseurs, le rendement volumétrique pourra être défini avec un taux d'espace mort fictif, obtenu par corrélation des résultats expérimentaux.

$$\eta_{vol} = 1 - \beta - \tau_{cm} \cdot \left(\frac{HP}{BP} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (\text{III .7})$$

Le débit massique de fluide frigorigène peut être calculé à partir de la masse volumique à l'aspiration, du rendement volumétrique et du volume balayé (équation III.8).

$$\dot{m} = \rho \cdot \eta_{vol} \cdot V_B \quad (\text{III .8})$$

III.4.3 Le rendement isentropique :

La compression engendre un frottement des molécules de fluide frigorigène et donc une création d'entropie. Un rendement isentropique (relatif à une évolution isentrope) tient compte de ce phénomène (équation III.19). h_{2-is} correspond à l'état du réfrigérant pour le point 2, en fin de compression sur le diagramme de Mollier (figure III.4), si la compression était isentropique [66].

$$\eta_{is} = \frac{(h_{2,is} - h_2)}{(h_3 - h_2)} \quad (\text{III .9})$$

Incluant le préchauffage dû aux pertes de transmission avec h_2 l'enthalpie à l'entrée du compresseur, h_3 l'enthalpie au refoulement du compresseur pour une compression réelle et $h_{2,is}$ l'enthalpie au refoulement du compresseur pour une compression isentropique.

III.4.4. Le rendement global ou effectif :

$$\eta_g = \frac{\dot{m} \cdot (h_{2,is} - h_2)}{W_{comp}} \quad (\text{III .10})$$

Caractérisant les pertes par rapport à la compression isentropique.

III.5. Analyse de Cycle idéal théorique :

Le cycle de Carnot est le cycle thermodynamique idéal, il est composé de 4 transformations réversibles. Ce cycle (Figure III.1) parcouru dans le sens des aiguilles d'une montre est un cycle moteur recevant de la chaleur Q_2 d'une source au niveau de température T_2 et produisant du travail W ; dans le sens inverse c'est un cycle récepteur extrayant de la chaleur Q_1 au niveau de température T_1 et transmettant de la chaleur au niveau T_2 en recevant du travail.

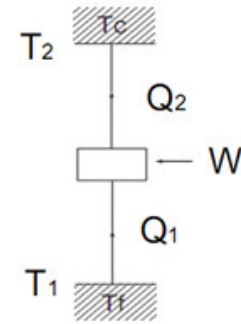
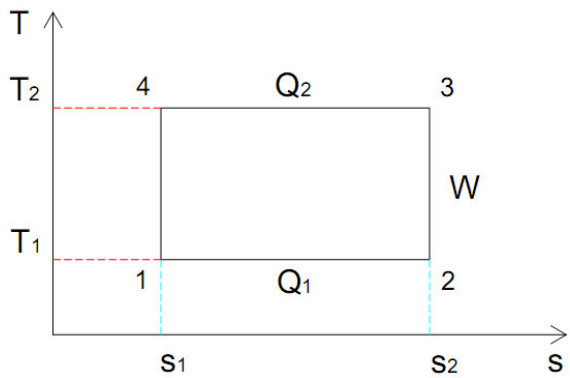


Figure III.1 : Cycle idéal de Carnot en diagramme (T, s).

Les schémas suivants permettent de suivre les différentes étapes du cycle thermodynamique

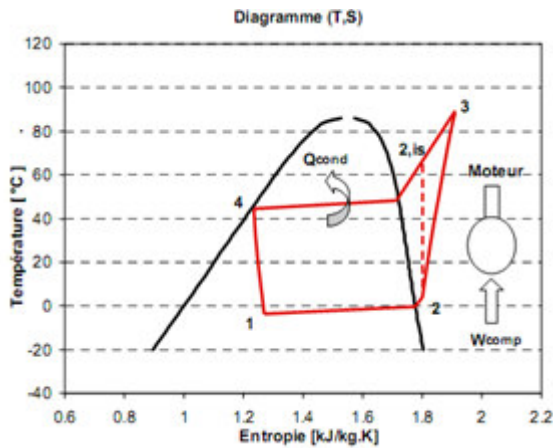


Figure III.2 : cycle thermodynamique
Diagramme (T, S).

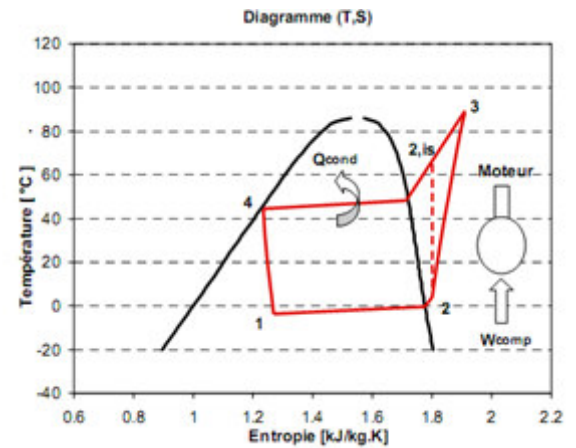


Figure III.3 : cycle thermodynamique
diagramme (P, h).

Les composants du cycle récepteur idéal sont :

- 1 – 2 : Échange de chaleur isotherme
- 2 – 3 : Compression isentropique
- 3 – 4 : Échange de chaleur isotherme
- 4 – 1 : Détente isentropique

III .6. Coefficient de Performance idéal ($COP_{idéal}$) d'une machine frigorifique :

Le Coefficient de Performance (COP) d'une machine frigorifique est le rapport entre la quantité d'énergie transférée par la machine et celle consommée par la même machine afin de réaliser ce transfert. Une machine frigorifique à compression mécanique générique a un COP caractéristique de 3,0 ou mieux. Malgré cette performance, le compresseur mécanique reste alors un consommateur mal adapté aux sources renouvelables comme le solaire. La puissance électrique consommée par ces appareils est considérée comme importante surtout quand il s'agit du rafraîchissement des espaces habitables et en conséquence des pics de consommation électrique peuvent toujours avoir lieu pendant les périodes estivales.

Le coefficient de performance idéal (COP_{carnot}) d'un système récepteur est défini comme suit :

$$COP_{idéal} = \frac{\text{effet utile}}{\text{travail consommé}} \quad (\text{III .11})$$

Les deux premiers principes de la thermodynamique s'écrivent pour ce système thermique échangeant entre une source à température T_2 et un puits à température T_1 :

$$\Delta S + \frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} = 0 \quad (\text{III .12})$$

$$W + Q_1 - Q_2 = 0 \quad (\text{III .13})$$

Or l'entropie ΔS est nul pour un cycle idéal, et par suite le deuxième principe peut s'écrire, pour un cycle idéal :

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad (\text{III .14})$$

III .6.1. Coefficient de Performance d'une machine frigorifique :

$$COP_{idéal\ froid} = \frac{Q_1}{W} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (\text{III .15})$$

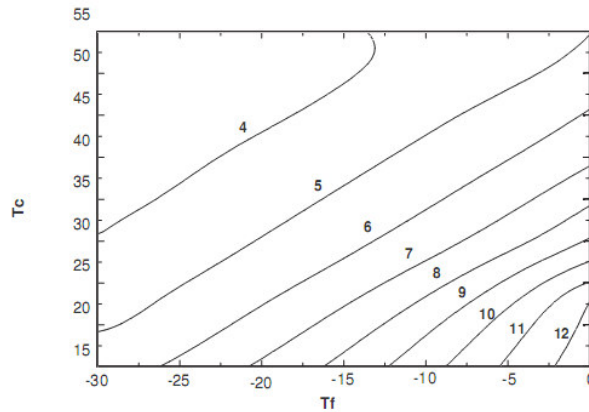


Figure III.4: Efficacités de Carnot en fonction des températures des sources.

III .6.2. Coefficient de Performance d’une pompe à chaleur :

$$COP_{idéal\ chaud} = \frac{Q_2}{W} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} \tag{III .16}$$

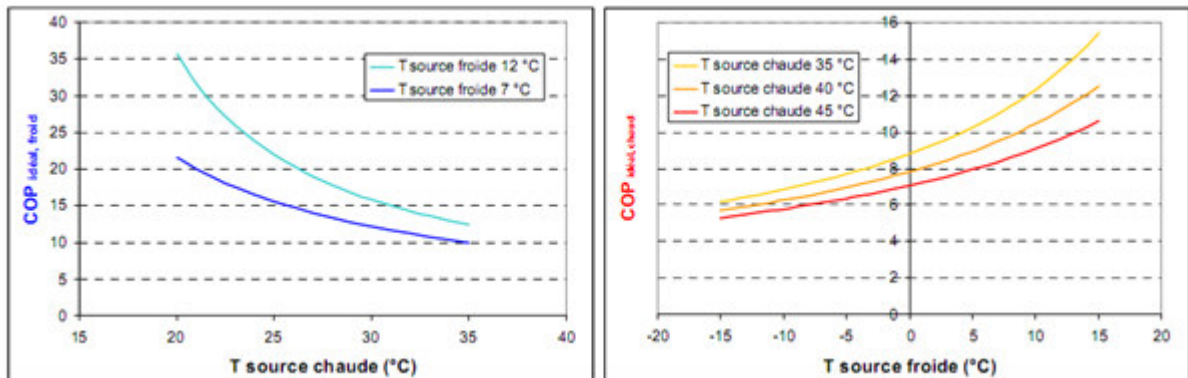


Figure III.5 : Evolution du COP idéal de carnot en fonction des différentes températures de sources et puits (en mode froid à gauche et en mode chaude à droite).

Le facteur de Carnot $(1 - T_0/T)$ dépend directement des températures des sources et des puits, cela est clairement décrit dans la Figure III.4. En effet, en mode froid, le rendement est exprimé en fonction de deux températures de puits 7 °C et 12 °C par rapport à une source dont la température varie entre 20 °C et 35 °C, en mode chaud, la température du puits varie de - 15 °C à + 15 °C pour trois températures de sources 35 °C, 40 °C et 45 °C.

III .6.3. Coefficient de Performance d'un thermofrigopompes :

$$COP_{idéal\ chaud+froid} = \frac{Q_1+Q_2}{W} = \frac{T_1+T_2}{T_2-T_1} \quad (III .17)$$

Dans le cas des thermofrigopompes, les productions simultanées de chaud et de froid peuvent être des puissances utiles. La machine doit satisfaire aux besoins d'une charge composée de deux contributions.

III 7. Analyse exégétique :

Ajouter des énergies ou des puissances calorifique et frigorifique est assez délicat du fait de leurs natures quelque peu différentes. La communauté scientifique préfère travailler avec l'exergie qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique idéalement récupérable. Les rendements exégétiques sont les rapports des exergies thermiques sur l'énergie mécanique (équations III.21) [72]. La température de référence T_0 choisie est celle de l'environnement extérieur, donc pour notre installation, celle de l'air extérieur. Sarkar et al. Utilisent la moyenne logarithmique pour évaluer la température des sources.

III 7.1. Rendement exégétique d'une machine frigorifique :

$$\eta_{exf} = \frac{Q_1}{W_{comp}} \left| 1 - \frac{T_0}{T_1} \right| \quad (III .18)$$

III 7.2. Rendement exégétique d'une pompe à chaleur :

$$\eta_{exc} = \frac{Q_2}{W_{comp}} \left| 1 - \frac{T_0}{T_2} \right| \quad (III .19)$$

III 7.3. Rendement exégétique d'un thermofrigopompes :

$$\eta_{exf+C} = \frac{Q_1}{W_{comp}} \left| 1 - \frac{T_0}{T_1} \right| + \frac{Q_2}{W_{comp}} \left| 1 - \frac{T_0}{T_2} \right| \quad (III .20)$$

On reconnaît dans cette expression celle du coefficient de performance frigorifique ($\frac{Q_1}{W}$) et celle du coefficient de performance du cycle de Carnot $1 - \frac{T_0}{T_1}$. On peut donc réécrire l'expression du rendement exergétique d'un cycle frigorifique ditherme sous la forme

$$\eta_{exf} = \frac{Q_1}{W_{comp}} \left| 1 - \frac{T_0}{T_1} \right| = \frac{COP}{COP_{Carnot}} \quad (\text{III .21})$$

Ce rendement exergetique est une valeur comprise entre 0 et 1 et représente la "qualité" thermodynamique du cycle thermodynamique.

III .8. Les fluides frigorigènes :

Le dioxyde de carbone (CO₂), le dioxyde de soufre (SO₂) et l'ammoniac NH₃ sont les premiers fluides naturels utilisés dans les machines à compression pour la production du froid. [81]

C'est dans les années 1930 que l'utilisation des composés chlorofluorocarbone dites les CFC ont été proposé par les chimistes comme fluides frigorigènes à cause de leur stabilité et leur aspect inoffensif.

Ainsi, dans les années 1980, la découverte que les CFC contribuent d'une façon importante dans l'appauvrissement de la couche d'ozone a entraîné leur élimination en mettant en évidence des mesures au niveau international (protocole de Montréal, 1988) afin de réglementer l'utilisation des gaz contribuant à appauvrir la couche d'ozone. [73]

Comme substituts aux CFC, les HCFC et Les HFC ont été proposés par les chimistes qui appartiennent à la même famille que les chlorofluorocarbures.

Les HFC sont les substituts des CFC et HCFC. Les plus couramment utilisés sont les suivants :

Nom	Formul
R23	CF₃H
R41	CFH₃
R125	C₂F₅H₃
R134a	C₂F₃H₃

R32	CF₂H₂
R134	C₂F₄H₂
R227	C₃F₇H
R125a	C₂F₂H₄
R236a	C₃F₆H₂

Tableau III .1: les principaux HFC.

Le R125 est le substitut du R502.

Le R23 est le substitut du R13.

Le R134a est le substitut du R12.

Cependant les HCFC contiennent au moins un hydrogène et les HFC ne contiennent plus le chlore.

Vis à vis à la couche d'ozone les HCFC ont un effet destructeur moins réduit que les CFC mais ils ont été pris par des mesures d'interdiction et ont été remplacés par d'autres fluides dont les HFC.

On conclut seuls les HFC sont inoffensifs pour la couche d'ozone cependant ils contribuent au réchauffement de la planète en renforçant l'effet de serre. A ce titre ils ont également fait l'objet d'une réglementation suite au protocole de Kyoto 1998.

Enfin malgré cet inconvénient, les HFC restent pour l'instant, avec les mélanges comme les fluides d'avenir.

L'eau peut être utilisée comme fluide frigorigène mais ses propriétés physiques ne sont pas toujours satisfaisantes, en particulier son point de fusion (273.16 K sous 1 atm). Le fluide frigorigène « parfait » devra présenter les qualités suivantes. [76,79]

III .8.1. Codification des fluides :

Les fluides frigorigènes sont identifiés par une numérotation qui est définie par la norme internationale ISO 812. Elle concerne aussi bien les halogènes que les fluides naturels.

Pour caractériser un fluide frigorigène on utilise une notation du type R_{XYZ} où R veut dire fluide frigorigène, X, Y, Z sont les chiffres caractéristiques de la composition et en fonction de cette notation, on peut donner la classification suivante des principaux fluides frigorigènes. [73]

Nomenclature des réfrigérants. [74]

R_{xvz}

X : nombre d'atomes de carbone-1 ($X=(nC-1)$, si $x=0$ ($nC=1$)- non indiqué).

Y : nombre d'atomes d'hydrogène+1 ($Y=(nH+1)$).

Z : nombre d'atomes de fluor ($Z=(nF)$).

Le nombre d'atomes de chlore ($nCl)=(2*nC+2)-(nH+nF)$.

Les indices *a, b, c, d, e*./différencient les isomères de position des dérivés du propane. La première lettre caractérise les groupements d'atomes sur le carbone central.

Il est adopté la convention suivante :

a pour -CCI;- , *b* pour -CC1F-, *c* pour -CF;- , *d* pour -CC1H-, *e* pour -CFH- et/pour -CI L-. La seconde lettre caractérise la symétrie du composé

III .8.2. Classification des fluides frigorigènes :

a) Corps purs halogenes :

Les principales familles des fluides utilisables sont les CFC, HCFC et HFC. [75]

- les CFC (chlorofluorocarbures comme le R11, R12 appelé encore fréon) ils sont dits fortement halogénés car ils contiennent du Cl et F.
- les HCFC (hydro-chlorofluorocarbures, comme le R22 ou R409) ils sont dits partiellement halogénés et contiennent moins de Cl et de F que les CFC.

- les HFC (hydro- fluorocarbures, comme le R134a, le R404) ils ne contiennent pas de Cl.
- Les corps halogénés sont utilisés à l'état pur ou en mélange zéotropique, azéotropique ou encore pseudo azéotropique. Ils assurent tous les niveaux de température des machines frigorifiques et des pompes de chaleur.

b) Mélanges azéotropiques et zéotropique :

Les mélanges sont définis par les numéros d'identification et la proportion en masse des fluides frigorigènes auxquels ils correspondent ; les fluides frigorigènes doivent être désignés dans l'ordre croissant de leur point d'ébullition normal.

Les mélanges zéotropiques se voient attribuer un numéro d'identification de la série 400. Ce numéro désigne les composants qui constituent le mélange mais pas leurs proportions. La lettre majuscule qui suit les chiffres caractérise les différences de proportion des fluides purs pour les mélanges contenant les mêmes composants. [81]

Les numéros sont chronologiques dans l'ordre d'acceptation du fluide frigorigène par l'ASHRAE.

Le R407A (R32/R125/R134a (20/40/40)), le R407B (R32/R125/R134a (10/70/20)), R407C (R32 R125 R134a (23/25/52)), R407D (R32/R125 R134a (15/15/70)), R407E (R32/R125/R134a (25/15/60))

Les mélanges azéotropiques se voient attribuer un numéro d'identification de la série 500.

Le R507 (R125 R143a (50/50))

C) Hydrocarbures :

Les composés organiques, qui contiennent du carbone et de l'hydrogène, les plus utilisés en production du froid sont les hydrocarbures. Néanmoins les hydrocarbures légers (jusqu'au propane inclus) sont classés avec les composés halogénés. C'est ainsi que le méthane (R50), l'éthane (R170) et le propane (R290) sont classés avec la règle valable pour les corps purs halogénés.

En revanche, le butane (R600) et isobutane (R600a) sont classés dans cette catégorie des 600. [78]

D) Les composés inorganiques :

C'est la série des R700, la règle de numérotation pour ces composés consiste à mettre la masse molaire. [77]

R717 ammoniac (NH_3) dont la masse molaire est de 17 g/mole

R718 l'eau (H_2O) dont la masse molaire est de 18 g/mole

R744 dioxyde de carbone (CO_2) dont la masse molaire est de 44 g/mole

III .8.3. Critères de sélection des fluides frigorigènes :

Les contraintes d'environnement ont conduit à des changements importants pour la sélection des fluides frigorigènes. C'est pour cela que les anciennes règles de sélection basées sur les contraintes thermodynamiques et techniques viennent s'ajouter aux nouvelles règlements basés sur les contraintes d'environnement. [72, 78, 79]

III .8.3.1. Les anciennes règles :

Les anciennes règles de sélection pour une bonne utilisation des fluides frigorigènes ont été basées sur des considérations thermodynamiques et techniques et qui se présentent comme suite :

- 1- une température critique élevée.
- 2- Des pressions d'utilisation comprises entre la pression atmosphérique et 20 à 25 atm pour des raisons techniques.
- 3- Faible rapport de compression, c'est à dire faible rapport entre les pressions de refoulement et d'aspiration.
- 4- Des COP et puissances frigorifiques volumiques élevés (chaleur latente de vaporisation élevée).
- 5- La sécurité (toxicité faible, non inflammable, non explosif).
- 6- Compatibilité avec l'huile de lubrification des compresseurs.

7- Sain pour l'environnement.

8- Faible volume massique de la vapeur saturée, rendant possible l'utilisation d'un compresseur et de tuyauteries de dimensions réduites

9- Etre d'un coût peu élevé et d'un approvisionnement facile.

10- Faibles GWP (global warming potential).

11- Stabilité aux températures du cycle

Sur la base des cinq premiers critères les CFC et HCFC étaient sélectionnés à l'exception de l'ammoniac qui réussissait à s'imposer malgré sa toxicité, grâce à son COP et sa production volumique élevée. Cependant ces règles ont été largement modifiées à cause des problèmes liés à l'environnement. Venant s'ajoutés à des critères prenant en considération les contraintes d'environnement.

III .8.3.2. Les nouvelles règles de sélection :

Deux contraintes d'environnement sont venues conditionner l'utilisation des fluides frigorigènes.

La première concerne la couche d'ozone et la deuxième concerne le réchauffement de la planète. [79]

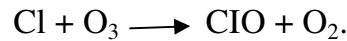
A) ODP (Ozone Depletion Potential) :

Les HCFC et CFC ont un impact non négligeable sur la couche d'ozone. La couche d'ozone est une mince bande de la stratosphère qui filtre les rayons provenant du soleil. Il y a 25 ans, Rowland et Molina ont montré que les émissions de composés chimiques contenant du chlore pouvaient détériorer la couche d'ozone stratosphérique. Les conséquences peuvent être terribles :

Augmentation des rayons ultraviolets engendrant un risque accru de cancer. Destruction de la flore. Risques de problèmes oculaires, etc.

La communauté scientifique a accusé les ChloroFluoroCarbures (CFC) d'être responsables de la destruction de la couche d'ozone. Ils pensent qu'ils se

décomposent avec les rayons ultraviolets pour former des atomes de chlore qui attaquent l'ozone selon la réaction :



De plus, le problème de l'effet de serre, entraînant un réchauffement de la planète et un bouleversement climatique, apparaît avec l'utilisation de ces gaz réfrigérants.

B) Le GWP (global warming potential) :

Le GWP est le potentiel d'échauffement de la planète, il donne la quantité de CO₂ qui aurait un effet équivalent sur l'effet de serre à l'émission d'un kg de fluide (à l'horizon de 100 ans). Pour les fluides halogénés la durée de vie est très longue et il faut intégrer son effet sur une durée longue. [80]

En effet celui-ci ne représente que l'effet direct sur l'effet de serre. A coté de cet effet direct il existe un effet indirect lié à la consommation énergétique.

Pour quantifier l'impact total sur l'effet de serre un indicateur a été introduit. Il s'agit du TEWI (Total Equivalent Warming Impact) qui s'écrit comme suite :

$$TEWI = GWP_{100}[M(1 - x) - M \cdot e \cdot N] + EAN$$

(III .22)

GWP100 : le potentiel d'échauffement de la planète à l'horizon de 100 ans pour le fluide considéré

M : la masse du fluide

x : fraction de fluide récupéré en fin de vie d'équipement

e : est le taux de fuite annuel de l'équipement

N : le temps d'utilisation en années

E : la consommation annuelle d'énergie de l'équipement en kWh

A : la quantité en kg de CO₂ émise pour produire 1 kWh d'énergie utilisée.

Le TEWI est donné en kg de CO₂ pour la durée de vie de l'équipement. Le coefficient A dépend de l'énergie utilisée ainsi du pays. Pour une machine à absorption fonctionnant au gaz naturel, il faut prendre A= 0.184.

Les HFC et Les HCFC

Réfrigérant	Formule	Masse molaire g/mol	Te (k)	Tc (k)	Pc (MPa)	ODP	GW P100 ans
HFC-32	CH ₂ F ₂	52.024	221.50	351.26	5.777	0	650
HFC-125	CHF ₂ CF ₃	120.022	224.66	339.17	3.618	0	2800
HFC-134a	CH ₂ FCF ₃	102.031	274.07	374.27	4.065	0	1300
HFC-143a	CH ₂ FCHF ₂	84.041	225.92	345.97	3.769	0	3800
HFC-152a	CH ₃ CHF ₂	66.051	249.10	386.41	4.512	0	140
HCFC-123	CHCL ₂ CF ₃	152.931	300.84	456.82	3.666	0.014	90
HCFC-124	CHCLFCF ₃	136.476	263.00	395.35	3.615	0.03	470

Tableau III .2. Les HFC et Les HCFC

Mélanges de HFC

Réfrigérant	Formule	Masse molaire g/mol	Te (C°)	Tc (C°)	Pc (MPa)	O DP	GWP100 ans
R-404A	R-125/143a/134a (44/52/4)	97.6	-46.6	72.1	3.74	0	3260
R-407A	R-32/125/134a (20/40/40)	90.11	-45.2	81.9	4.49	0	1770
R-407B	R-32/125/134a (10/70/20)	102.94	-46.8	74.4	4.08	0	2290
R-407C	R-32/125/134a (23/25/52)	86.20	-43.8	87.3	4.63	0	1530
R-407D	R-32/125/134a (5/15/80)	90.96	-39.4	91.6	4.48	0	1360
R-407E	R-32/125/134a (25/15/60)	83.78	-42.8	88.8	4.73	0	1360
R-410A	R-32/125 (50/50)	72.58	-51.6	72.5	4.95	0	1730
R-507A	R-125/143a (50/50)	98.86	-47.1	70.9	3.79	0	3300

Tableau III .3. Mélanges de HFC

Hydrocarbures

Réfrigérant	Formule	Masse molaire g/mol	Te (C°)	Tc (C°)	Pc (MPa)	O DP	GWP100 ans
Rc-270	CH ₂ CH ₂ CH ₂	42.08	-33.5	125.2	5.58	0	
R-290	CH ₃ CH ₂ CH ₃	44.10	-42.1	96.7	4.25	0	20
R-600	CH ₃ CH ₂ CH ₂ C H ₃	58.12	-0.5	152	3.80	0	20
R-600a	CH (CH ₃) ₂ CH ₃	58.12	-11.6	134.7	3.64	0	20

R-170	CH ₃ CH ₃	30.07	-88.6	32.2	4.87	0	20
R-1270	CH ₃ CHCH ₂	42.08	-47.7	92.4	4.57	0	--

Tableau III .4. Hydrocarbures

Fluides inorganiques

Réfrigérant	Formule	Masse molaire g/mol	Te (C°)	Tc (C°)	Pc (MP a)	O DP	GWP10 0 ans
R-718	H ₂ O	18.02	100	374.2	22.1	0	<1
R-744	CO ₂	44.01	-78.4	31.1	7.38	0	1
R-717	NH ₃	17.03	-13.3	132.3	11.3	0	<1

Tableau III .5. Fluides inorganiques

III .8.4.Le protocole de Montréal :

En 1987, le protocole de Montréal relatif à des substances qui appauvrissent la couche d'ozone a finalement été arrêté après une série de réunions et de négociations. Son objectif final est l'élimination des substances qui appauvrissent la couche d'ozone. Les signataires ont décrété l'arrêt des productions des CFC, HCFC et autres bromofluorocarbures avant le 31/12/1995 (pour l'union européenne, l'arrêt de la production a été fixé pour le 31/12/1994). De nos jours, seuls les HFC sont habilités : On les appelle les substituts des CFC et HCFC.

Le règlement (CE) n° 2037/2000 du parlement européen et du conseil du 29 juin 2000 relatif à des substances qui appauvrissent la couche d'ozone interdit désormais totalement l'utilisation des CFC et restreint sensiblement celle des HCFC. Concernant les CFC. Depuis le 1^{er} octobre 2000 la production et l'utilisation sont désormais interdites. Pour les HCFC la production sera interdite à partir du 1^{er} janvier 2015 et depuis 1997 la production est limitée.

III .8.5. Analyse du marché des fluides frigorigènes 2010 :

La demande totale est estimée à 10 224 t par RIEP en 2010. Elle est constituée à 80 % de HFC et de 15 % de HCFC. Bien qu'en baisse de 20 % par rapport à 2009, le besoin pour la maintenance des installations au HCFC-22 est encore estimé à 1 500 t environ en 2010. depuis le 1er janvier 2010, il ne peut désormais être assuré que par du fluide recyclé et récupéré d'une installation en fin de vie d'un même détenteur. Par ailleurs, on peut supposer qu'une partie du HCFC-22 acheté en 2009 est utilisé pour satisfaire cette demande

		Par fluide 2010	Sous Total 2010	TOTAL 2010
CFC	CFC- 11 CFC- 12 R-502	0 1 0	1	
HCFC	HCFC-22 R- 408A R-401A	1 487 47 15	1 549	
HFC	HFC-134a R- 404A R-507A R-407C R- 410A R- 417A&autres	3251 2608 119 868 812 565	8224	10224
Autres	R-600A R-717 R-744	0 428 22	450	

Tableau III .6 : Demande totale de fluides frigorigènes calculée en 2010.

La demande est dominée par celle du HFC-134a à 32 % qui, après une chute entre 2007 et 2009 est à nouveau en croissance.

III.9. Impacts environnementaux de la climatisation

Le 31 mars 2005, l'Alliance Froid Climatisation Environnement, instance professionnelle regroupant les métiers du froid et de la climatisation a réalisé une

communication sur une étude réalisée sur cette question. Sur la base des émissions en équivalent CO₂, cette étude situe les effets directs à savoir les fuites de fluides frigorigènes à 20 % des impacts environnementaux. Est ainsi remise en cause une idée répandue où les fuites ont un impact majeur. Ceci résulte notamment de la récupération des fluides en fin de vie et de qualité des installations.

Les effets indirects, à savoir la consommation d'énergie, représente 80 % des impacts.

Sur les bases suivantes :

- consommation annuelle du parc de logements climatisés (totalement ou partiellement)

estimé à 700 GWh

- émission de CO₂/KWh de 48 g (moyenne 2005 mentionné au rapport développement durable EDF) L'émission d'équivalent CO₂ correspondante s'établit à 34 300 T pour les effets indirects et à 43 000 T en totalité.

Pour prendre en compte cette hypothèse dans l'estimation des émissions maximales de gaz à effet de serre dues à la climatisation, des calculs théorique sont faites et ils sont basés sur une production d'électricité exclusivement au fioul (870 g de CO₂/KWh) ou au charbon (980 g de CO₂/KWh) Ceci donnerait entre 609 000T et 686 000T de CO₂ (ratios donnés par la mission interministériel de l'effet de serre).

C'est la question d'une augmentation même minime de la consommation d'électricité qui ressort ici, ainsi que le moment de cette sur consommation avec la contrainte propre à l'électricité qui est d'assurer en permanence un équilibre entre production et consommation

III.10. Comparaison entre les systèmes de production de froid :

Le tableau ci-dessous résume les avantages et les inconvénients de quelques systèmes de réfrigération

	Avantages	Inconvénients
Cycle à compression	<ul style="list-style-type: none"> *Très bon COP (2 – 4). *Encombrement réduit par kW de froid produit. *Mise en fonctionnement rapide. *Grande plage de variation de la température d'eau refroidie. *Rejet thermique limité. 	<ul style="list-style-type: none"> * Vibrations et bruits. * Compresseur trop coûteux en énergie électrique. * Réfrigérants nocifs pour l'environnement.
Dessicant	<ul style="list-style-type: none"> *L'eau tient le rôle de réfrigérant. *Contrôle indépendant de la température et de l'humidité. * Intégration possible avec un système de ventilation et de chauffage. *La régénération peut se faire grâce à des capteurs solaires thermiques. *Les rejets de chaleur dans l'environnement sont faibles 	<ul style="list-style-type: none"> *Maintenance de la roue à dessiccation. * Nécessité d'un déshumidificateur. *Technologie non utilisable en région humide. *Pas de protection contre une éventuelle contamination. * Non adapté à des petites applications.
Adsorption	<ul style="list-style-type: none"> *Requiert peu de maintenance. * Apport de l'énergie de 	<ul style="list-style-type: none"> *Rejets à haute température dans

	<p>régénération à partir de capteurs solaires thermiques.</p> <ul style="list-style-type: none"> * Possibilité d'atteindre de basses températures. *Le réfrigérant (eau) non nocif. *Longue durée de vie. *Possibilité de stockage de froid 	<p>l'atmosphère.</p> <ul style="list-style-type: none"> * Encombrement matériel. *Faible disponibilité sur le marché. * Grande sensibilité aux faibles températures en particulier à la chute de température durant la nuit. * Production de froid discontinue.
Absorption	<ul style="list-style-type: none"> *Pas de vibrations, silence de fonctionnement. * Grande robustesse, car pratiquement pas de pièces tournantes. *Faible coût de fonctionnement * Disponibilité du matériel. * Source de chaleur possible à partir de capteurs solaires thermiques 	<p>Faible COP. 05-07</p> <ul style="list-style-type: none"> *Plage réduite de variation de la température de l'eau refroidie. *Encombrement important. *Coût élevé d'investissement temps de réponse long. * Pas de froid négatif avec l'eau. *Risque de cristallisation du LiBr.

Tableau III.7 : Comparaison entre les installations de production de froid.

III .11. Conclusion :

L'évolution des machines frigorifiques et l'utilisation de la thermodynamique ont été très rapide depuis un siècle. Les usages se sont énormément diversifiés, les composants ont évolué, de nouveaux composants ont été développés si bien que les cycles frigorifiques sont aujourd'hui adaptables à un panel élargi de demandes en froid ou en chauffage. Les pompes à chaleur sur air ou géothermiques sont devenues des systèmes de chauffage tout à fait courants dans les habitations neuves.

Chapitre

IV

IV.1. Introduction

Les premières chapitres de ce travail ont consistées à étudier des systèmes solaires et les systèmes à compression mécanique de vapeur (système classique) et leur développement au cours du temps.

Parallèlement à cette étude bibliographique, nous nous sommes penché également sur la prise en main d'un outil de simulation modulaire TRNSYS qui va nous permettre d'utiliser des modèles de composants déjà validés de type boîte noire ou boîte grise.

IV.2. Aperçu sur TRNSYS

TRNSYS (TraNsient System Simulation program) [84] est un environnement complet de simulation des systèmes énergétiques. Ce logiciel fut initialement développé par les universités du Wisconsin et du Colorado afin de simuler des composants relatifs à l'utilisation de l'énergie solaire. L'outil est basé sur une approche systémique des problèmes que l'on cherche à modéliser. Les modèles sont couplés entre eux par les interconnexions entre les entrées et les sorties des modules (aussi appelés types). Une approche de type "boîtes noires" est utilisée, avec les éléments correspondants à un modèle regroupés sous formes d'entrées, de sorties ou de paramètres.

IV.2. 1. Les entrées « inputs » :

Ce sont les données à introduire avec un niveau de définition minimum, qui seront nécessaires et pourront être stockées selon l'ergonomie du logiciel dans des bibliothèques que le concepteur peut utiliser. Elles concernent l'environnement physique (climat, site), le bâtiment (l'enveloppe), les apports internes (occupants, éclairage, ..) et les équipements (ventilation, chauffage et système de refroidissement).

IV.2. 2. Traitement de données :

Le travail du logiciel consiste à structurer les données en fonction d'un « modèle de représentation du bâtiment » et de « modèles physico-mathématiques » des phénomènes physiques retenus, puis à produire des résultats.

IV.2. 3. Les sorties « outputs » :

C'est l'ensemble des informations fournies par le logiciel à l'issue d'une exécution.

Bien que l'application initiale de TRNSYS fût orientée vers les systèmes énergétiques solaires, le logiciel intègre aujourd'hui des types liés aux autres énergies renouvelables et aux calculs énergétiques des bâtiments.

IV. 3. Description structurelle du bâtiment

IV.3.1. Plan du bâtiment

Le bâtiment de référence utilisé dans le cas du logement individuel est représenté sur la Figure IV.1 . Ce logement correspond à un bâtiment collectif.

Il s'agit donc de deux logements représentatifs de la moyenne des appartements algériens en résidence principale. Chaque logement composé de quatre pièces principales (séjour, cuisine et deux chambres) dont la surface habitable est de 100 m². est constitué de : 2 chambre - cuisine - pièce de séjour - sanitaire - couloir. La Figure IV.1 montre la disposition des pièces dans l'habitat avec leurs dimensions.

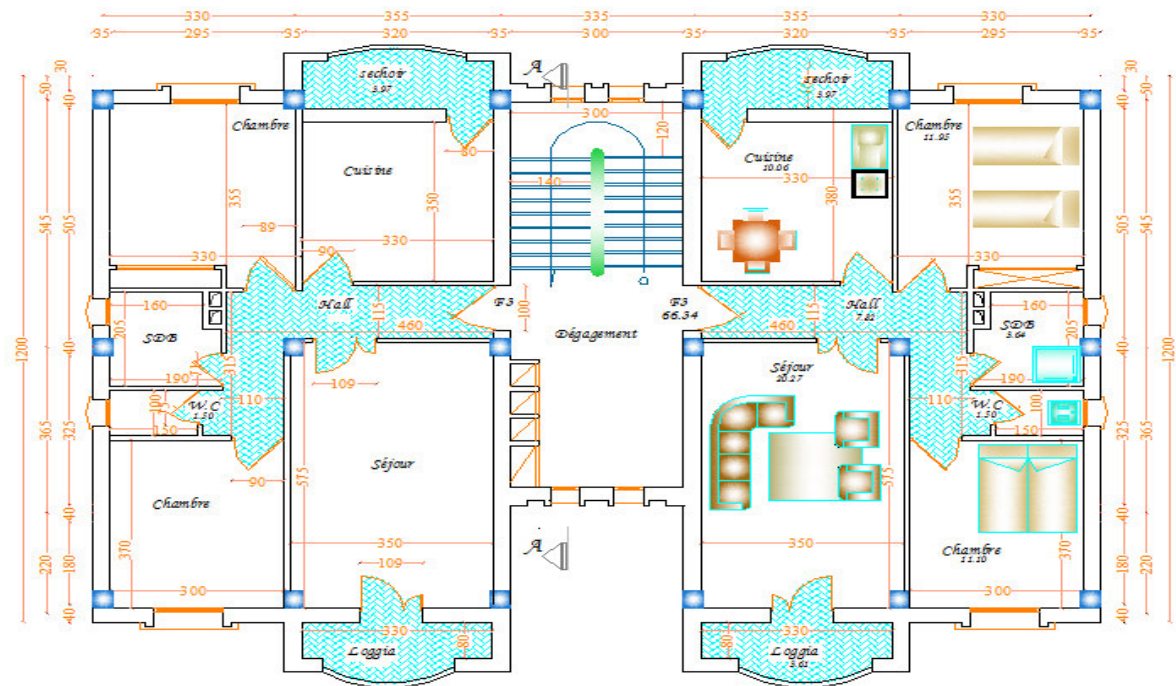


Figure IV.1: Plan du bâtiment.

IV.3 .2. Composant de la structure :

Le bilan énergétique du bâtiment est basé sur le fait que pratiquement toute l'énergie entrant dans un bâtiment finit par être transformée en chaleur. Étant donné qu'en moyenne, l'intérieur du bâtiment est à température constante, toute cette énergie finit par en sortir.

	N°	Constituant	Epaisseur e (m)	λ w/m°C	Murs
Murs extérieurs	1	Enduit en ciment	0,02	1,2	
	2	brique	0,10	0,48	
	3	Lame d'air	0,05	0,16	
	4	brique	0,10	0,48	
	5	plâtre	0,03	0,35	
Murs intérieurs	1	Plâtre	0,03	0,35	
	2	Brique	0,10	0,48	
	3	Enduit en ciment	0,02	1,2	
Plancher bas	1	Dalle de sol	0,01	1	
	2	Mortier de pose	0,02	1,4	
	3	Béton armé	0,04	1,3	
	4	Hourdis	0,16	0,69	
	5	Plâtre	0,03	0,35	
Plancher (la dalle)	1	Béton armé	0,04	1,3	
	2	Hourdis	0,16	0,69	
	3	Plâtre	0,03	0,35	

Tableau .IV.1 : illustration des composants des murs de la structure

IV.4. Estimation des charges thermiques du bâtiment

Lors de la conception du système de climatisation, on commence généralement par la détermination des pertes thermiques à travers l'enveloppe du bâtiment. Ces besoins énergétiques dépendent fortement des propriétés thermiques des matériaux de construction, de la géométrie du bâtiment, des gains gratuits et de l'usage.

La température de l'air reste l'indicateur principal de l'état du confort thermique dans un espace habitable. Il est possible donc de déterminer la quantité de chaleur à rajouter ou à retirer de l'air afin de garder la température de l'air autour d'une valeur de consigne. Les pertes ou les gains thermiques calculés de cette façon sont appelés les besoins thermiques du bâtiment [82].

La méthode de fonction de transfert (TFM8) est un moyen de calcul des charges thermiques recommandé par la société américaine des ingénieurs du chauffage, de la réfrigération et de la climatisation.

Le logiciel de simulation TRNSYS intègre un module de calcul thermique des bâtiments multizones (Type 56) qui utilise la méthode TFM. Il suffit d'introduire les éléments architecturaux dans l'interface graphique de ce module suivant le plan architectural présenté auparavant dans la Figure IV.1.

En général, l'implantation géographique constitue un facteur non-négligeable dans les études thermiques des bâtiments. Le bâtiment modélisé est situé dans la région de Tlemcen en Algérie.

Les gains, les pertes et les échanges avec les zones adjacentes peuvent être modélisés sous TRNSYS.

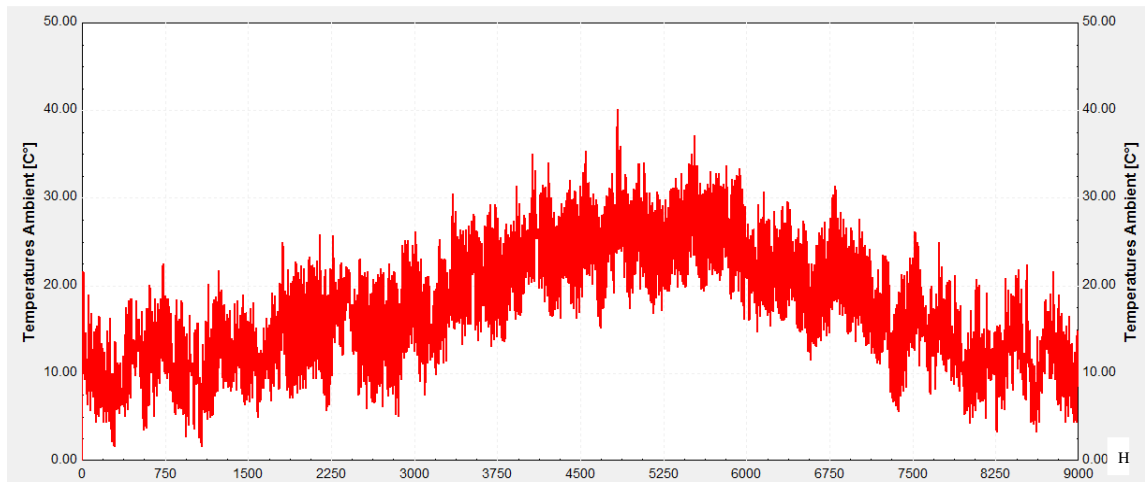


Figure IV.2: Température ambiante pour la région de Tlemcen.

La Figure IV.2 montre la variation de la température de l'air extérieur dans la région de Tlemcen.

Suivant la distribution de la température sur l'année, on attend donc que les besoins énergétiques du bâtiment en hiver soient plus importants qu'en été.

IV.5. Besoins énergétiques mensuel de bâtiment

L'estimation des besoins énergétiques du bâtiment se fait en fonction des températures de consigne suivant la saison. En période d'hiver un régime constant de chauffage à une température de consigne de 20 °C ; en période estivale, le régime de rafraîchissement prend le relais avec une température de consigne constante de 26 °C.

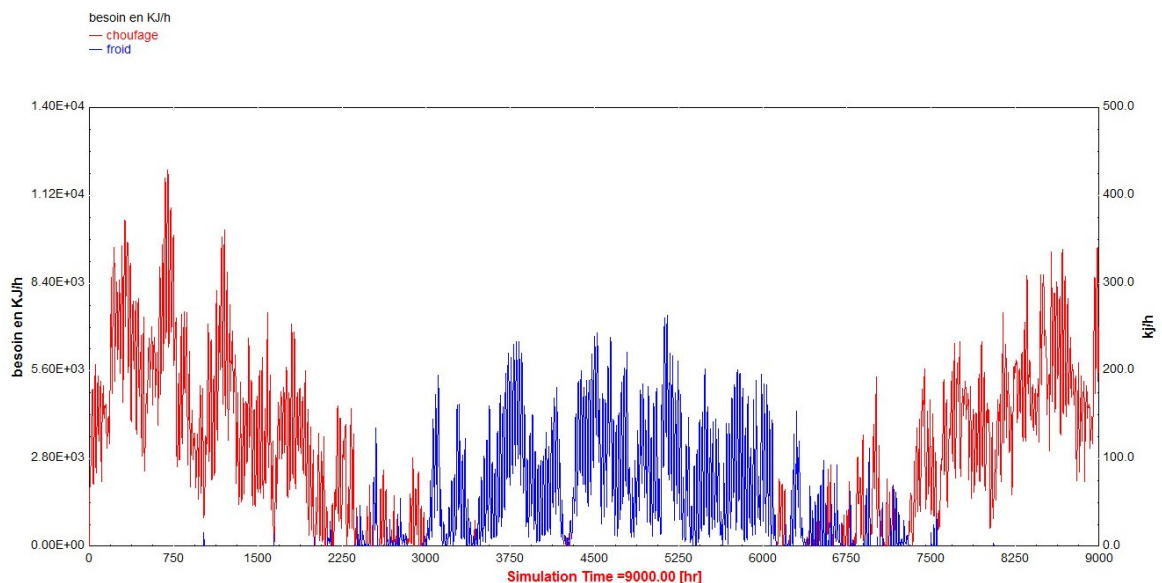


Figure IV. 3: Puissance thermique de refroidissement requise pour le bâtiment individuel dans la région.

D'après le profil des pics de puissance horaire, présenté dans la Figure IV. 3, la puissance de la machine frigorifique à absorption et de 80000 KJ/h, suffit largement à couvrir le besoin de refroidissement du bâtiment.

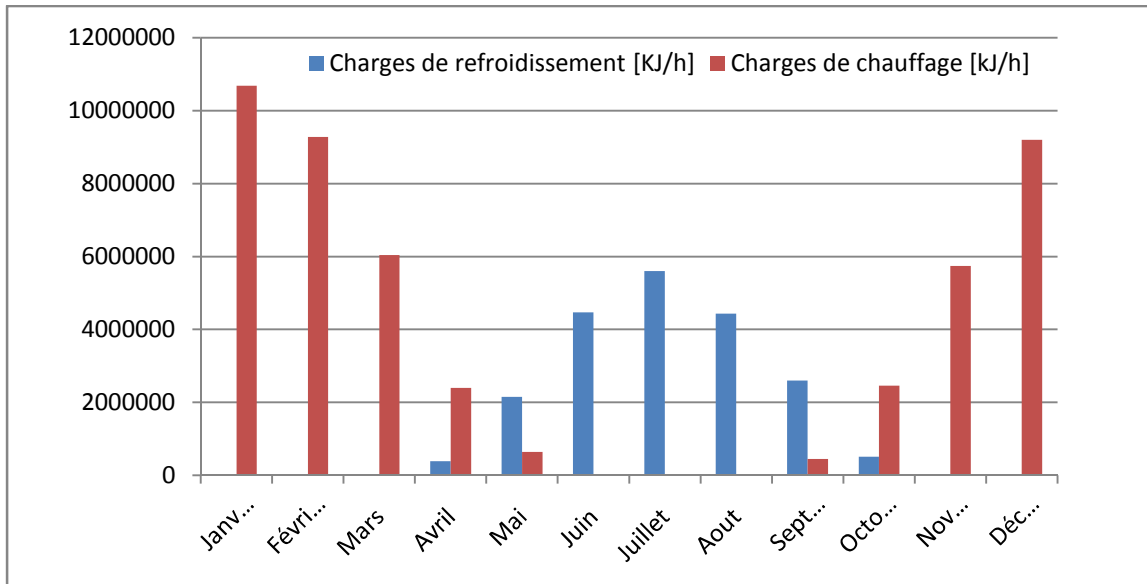


Figure IV.4: Besoins énergétiques mensuel de bâtiment individuel dans la région de Tlemcen.

IV.6. Les indicateurs du confort thermique

L'influence globale des paramètres de confort thermique peut être évaluée par l'indicateur du principal vote PMV (Vote moyen prévisible) prévu. Le PMV est un barème d'évaluation du confort thermique en intérieur. Les valeurs du PMV sont les suivantes : -3 (froid), -2 (froid modéré), -1 (peu froid), 0 (neutre), +1 (peu chaud), +2 (chaud modéré) et +3 (chaud). La valeur de 0 signifie un environnement neutre, Les valeurs positives sont présentes pour un environnement plus chaud et les valeurs négatives pour un environnement plus froid que le neutre. La valeur du PMV est établie par une expression mathématique ou basée sur des mesures de paramètres de confort et en considérant le niveau d'activité et les vêtements portés.

Le PMV peut être lié au pourcentage de personnes insatisfaites du confort dans une certaine pièce, ce paramètre est noté PPD[28]. La variation du coefficient PMV en fonction du temps et représenté dans la Figure IV.5.

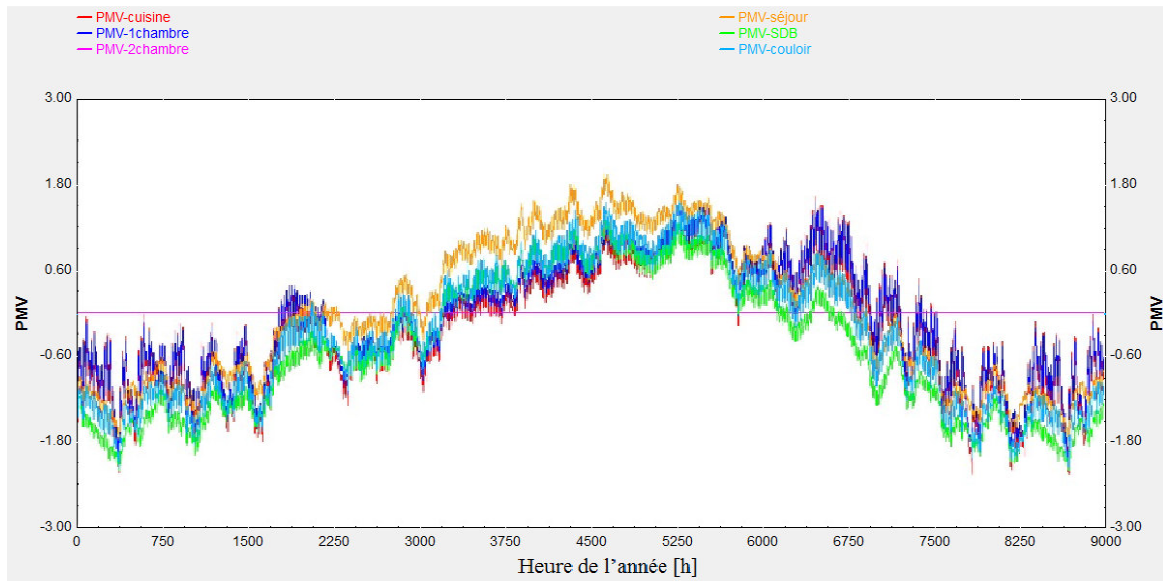


Figure IV.5: Evolution annuelle de l'indice PMV pour les 6 zones.

La demande concernant la température intérieure est définie par beaucoup de règles et de standards nationaux et internationaux. Le standard EN ISO 7730 définit un niveau comme acceptable si 80% des habitants sont satisfaits dans cet environnement.

La Figure IV.5 représente la variation du coefficient PMV en fonction du temps.

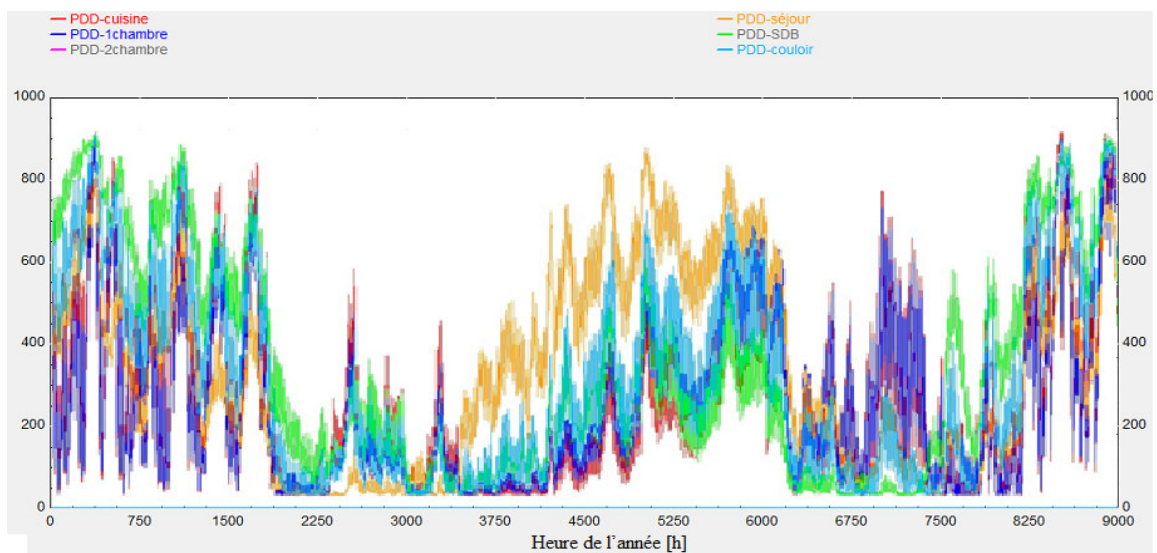


Figure IV.6 : Evolution annuelle de l'indice PDD pour les 6 zones.

l'indice PPD indique en pourcentage l'importance du nombre des insatisfaits, c'est-à-dire votant -3 ou $+3$ (au-delà, l'indice n'est plus utiliser) .

IV.7. L'énergie solaire et besoins de confort :

IV.7.1. L'énergie solaire et besoins en froid :

On remarque une adéquation d'un point de vue temporel entre le besoin en froid et l'apport solaire lors de la période estivale.

Comme on peut le voir sur la Figure IV.7, l'adéquation journalière à Tlemcen est presque parfaite pendant les 5 jours les plus chauds de l'année.

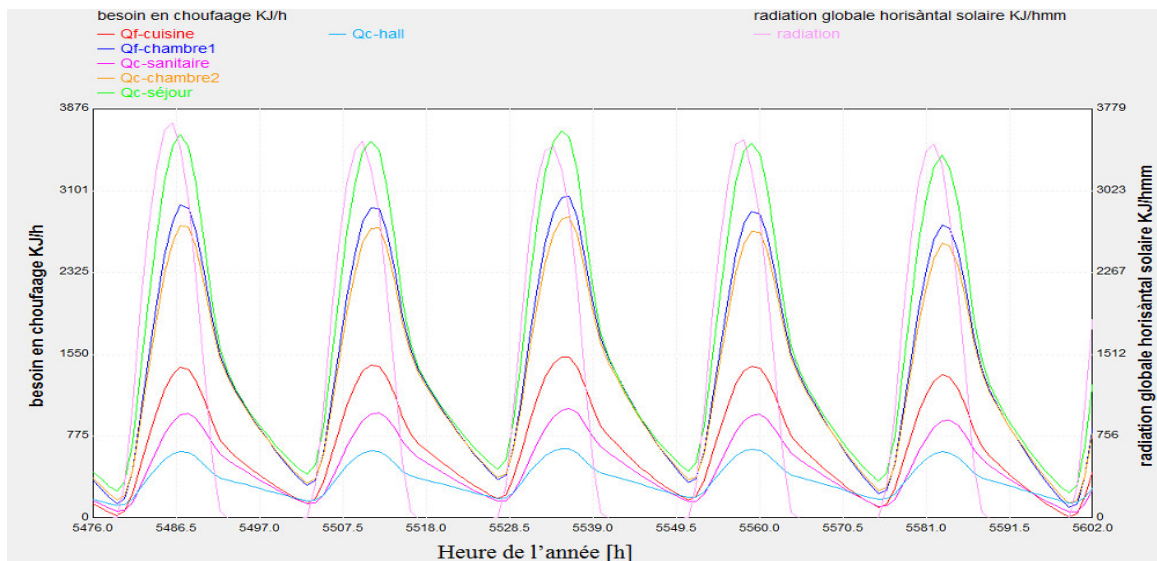


Figure IV.7 :L'évolution des radiations solaires et besoins en froid.

IV.7.2. L'énergie solaire et besoins en chaleur :

La Figure IV.8 montre qu'il y a un léger déphasage entre les radiations solaires et le besoin en chauffage. Durant la saison d'hiver, la demande excessive en chauffage correspond à la forte diminution des radiations solaires, les nuits se caractérisent par des demandes plus élevées à cause de l'absence totale des radiations. Malgré la faible quantité de radiation reçue, celle-ci reste exploitable pour subvenir, du moins en partie, aux besoins de chauffage, ce qui permettra d'amortir le coût de la consommation énergétique.

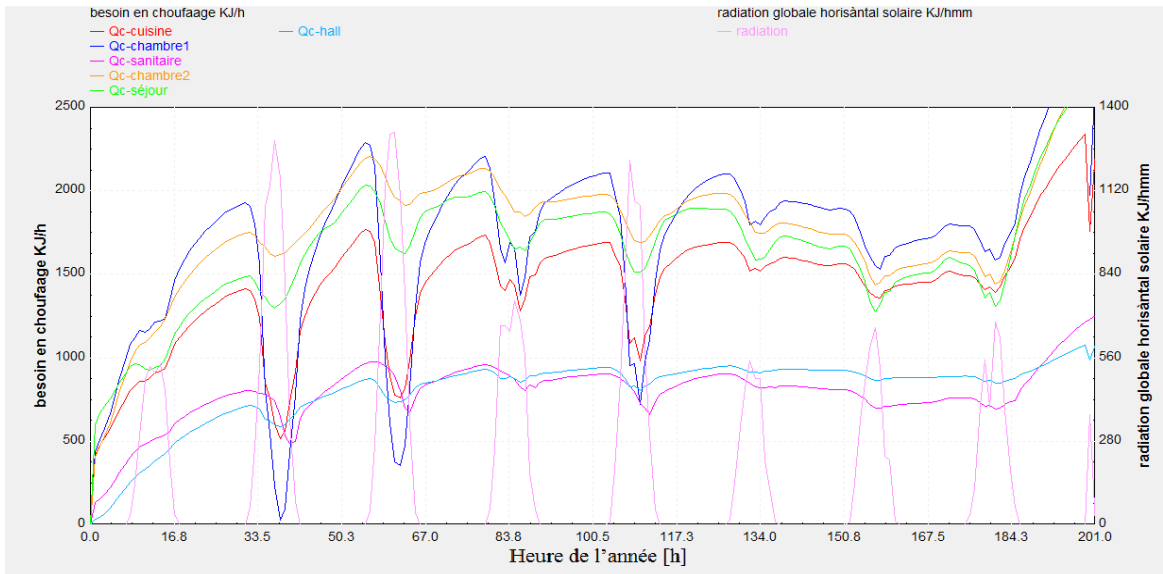


Figure IV.8 : L'évolution des radiations solaires et besoins en chauffage.

IV.8. Simulation de l'installation de climatisation solaire à absorption :

Il s'agit d'une installation de climatisation à absorption d'une puissance de 80000 KJ/h Type107 couplée à un système solaire composé d'un capteur solaire plan d'une surface de 70 m² Type1b, d'un ballon de stockage de 0.8 m³ Type60n et d'un régulateur TYPE 2b pour régler l'utilisation du capteur solaire et un oxelier d'appoinTYPE700.

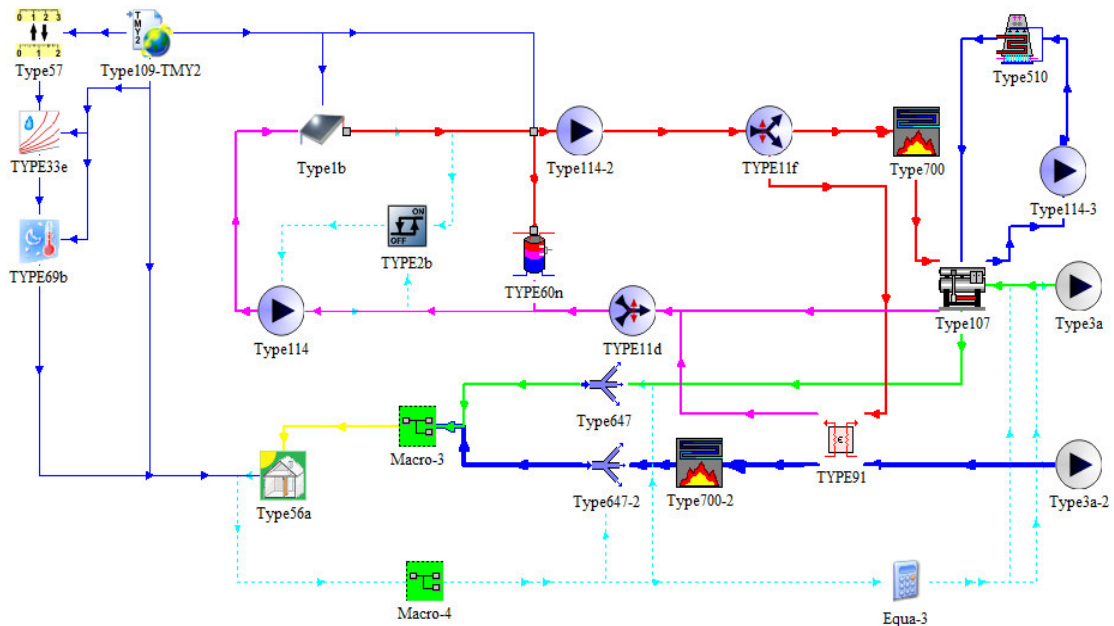


Figure IV.9 : Système de climatisation solaire

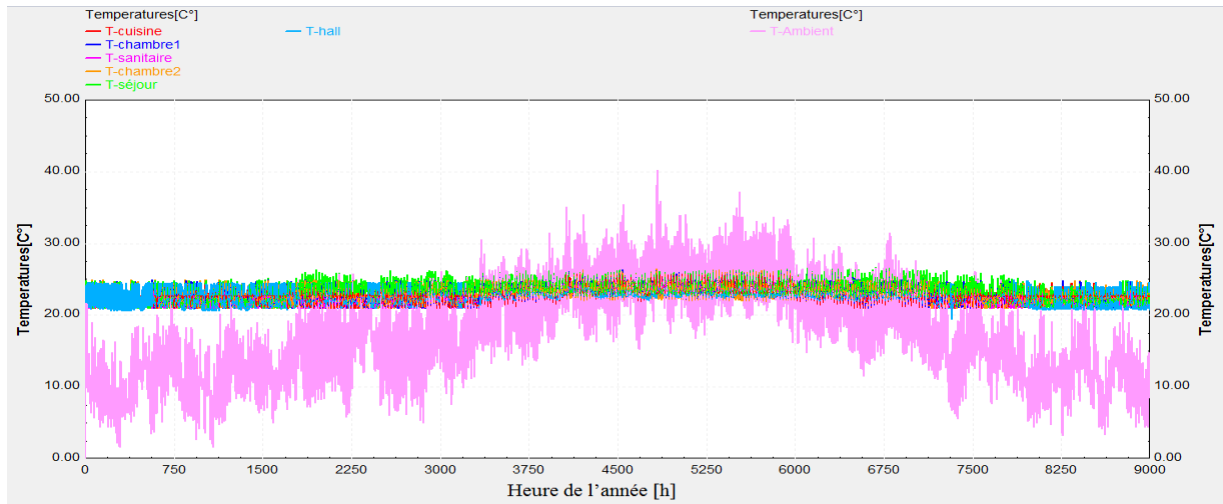


Figure IV.10 : température d'air à l'intérieur des locaux

Le profil de la température d'air à l'intérieur des locaux est présenté dans la Figure IV.10.

Nous pouvons constater que la température d'air ne dépasse pas les limites de consigne imposées précédemment (20°C en hiver et 26°C en été). Le système entre en mode refroidissement seulement entre début juin et fin septembre. En dehors de ces limites, le mode chauffage prend le dessus et la température ne dépasse pas la consigne (supérieure de 26°C pendant cette période).

IV.9. Le signal de fonctionnement de l'installation :

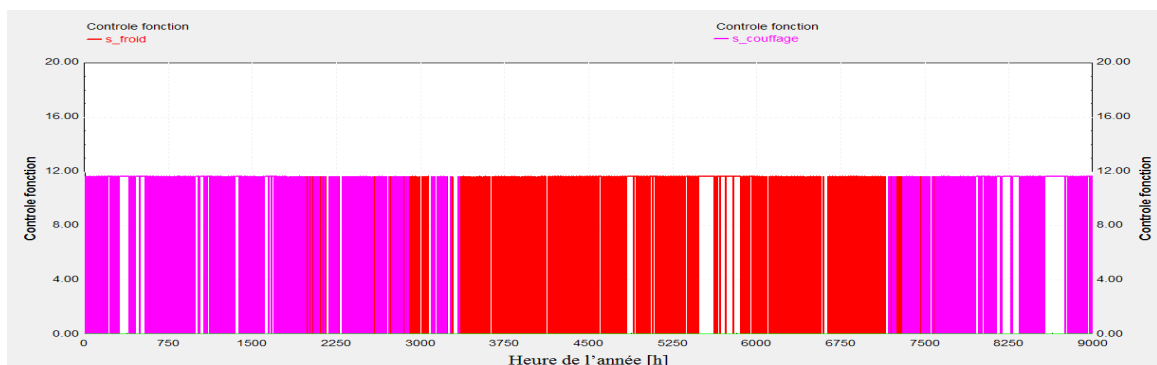


Figure IV.11. Fonctionnement de l'installation ou mode de chauffage et de refroidissement

Le signal de commande de la machine illustré dans La Figure IV.11 montre le fonctionnement de l'installation en mode de chauffage et ou mode de rafraichissement.

IV.10. Températures E/S des trois circuits de la machine :

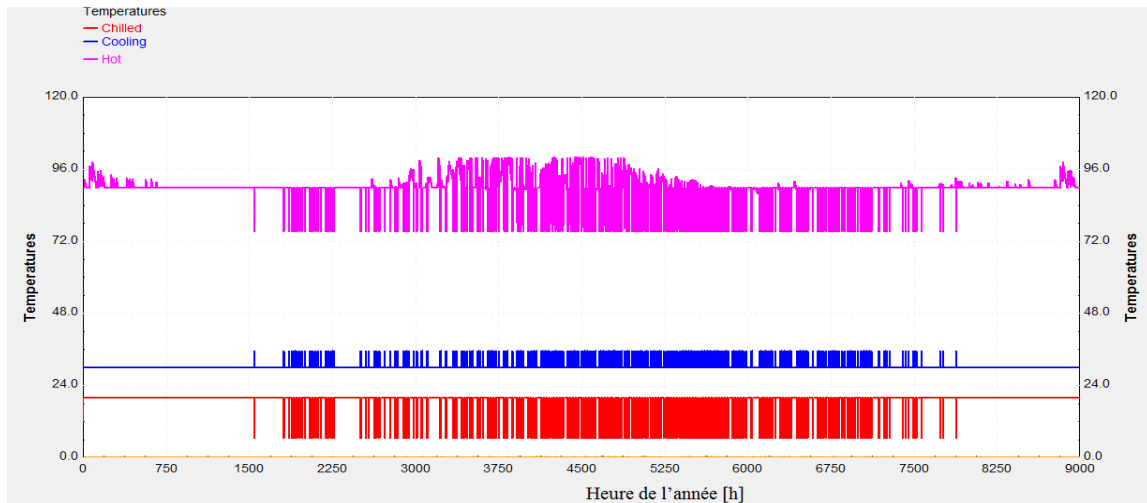


Figure IV.12 : Températures E/S des trois circuits de la machine

Côté machine frigorifique à absorption, la Figure IV.12 présente les températures de sortie et d'entrée des trois circuits principaux de la machine

La température de sortie de générateur (Hot) varie au cours de fonctionnement selon la température du fluide caloporteur provenant du ballon de stockage.

La température du circuit d'eau de refroidissement de la machine (cooling) augmente durant le fonctionnement car la quantité de chaleur évacuée par le condenseur augmente durant le fonctionnement.

Cependant la température d'air traitée (chilled) véhiculée aux différentes zones du local reste bien autour de 8 °C ce qui est suffisant pour le rafraîchissement.

IV.11. Variation des températures de circuit solaire :

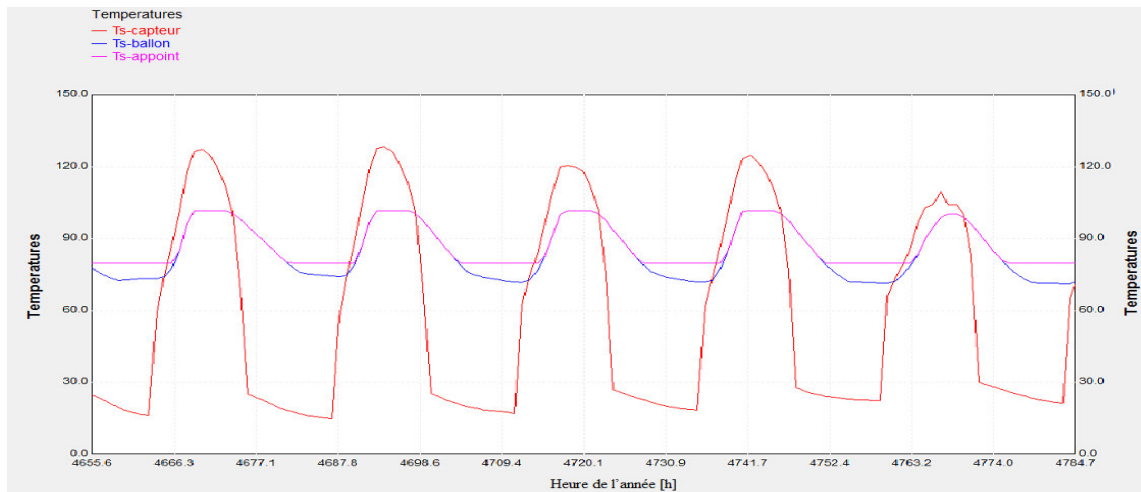


Figure IV.13 Variation des températures de circuit solaire

L'absence des radiations solaires nécessite un ballon de stockage afin de fournir instantanément du fluide chaud à la température requise au système; mais un volume de stockage thermique continuellement chauffé engendre cependant des pertes thermiques considérables vers l'ambiance. La Figure IV.13 montre la variation des températures des capteurs et de ballon de stockage

Cependant un système d'appoint intégré à la sortie du ballon solaire peuvent délivrer au fluide caloporteur la quantité de chaleur nécessaire afin d'augmenter sa température, au cas où cette dernière n'est pas suffisante comme le montre la figure IV.9. Les pertes thermiques inutiles du ballon sont ainsi diminuées fortement en évitant la recharge continue du ballon.

IV.12 .Variation d'énergie d'appoint en fonction des radiations :

La présence d'une source d'appoint en plus de la source solaire donne au système sa propriété multi-source. Nous avons trouvé que la prise en compte de l'énergie de cette source est importante vis-à-vis de la disponibilité non garantie (Figure IV.14) de la source solaire et vis-à-vis du coût de cette énergie (électrique, gaz, fioul) qui vient se rajouter au coût total d'exploitation du système

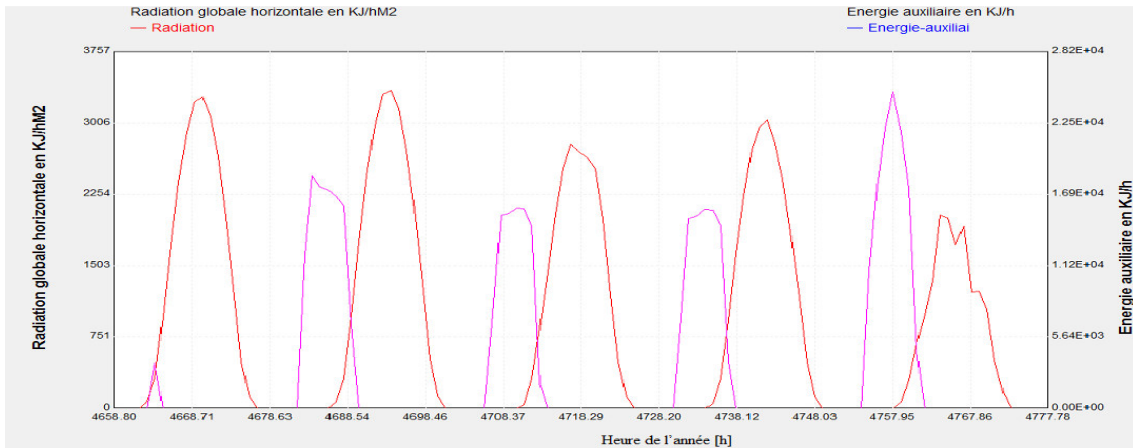


Figure IV.14 : Variation d'énergie d'appoint en fonction des radiations

IV.13. Variation mensuel des énergies fournies par le capteur solaire et le système d'appoint :

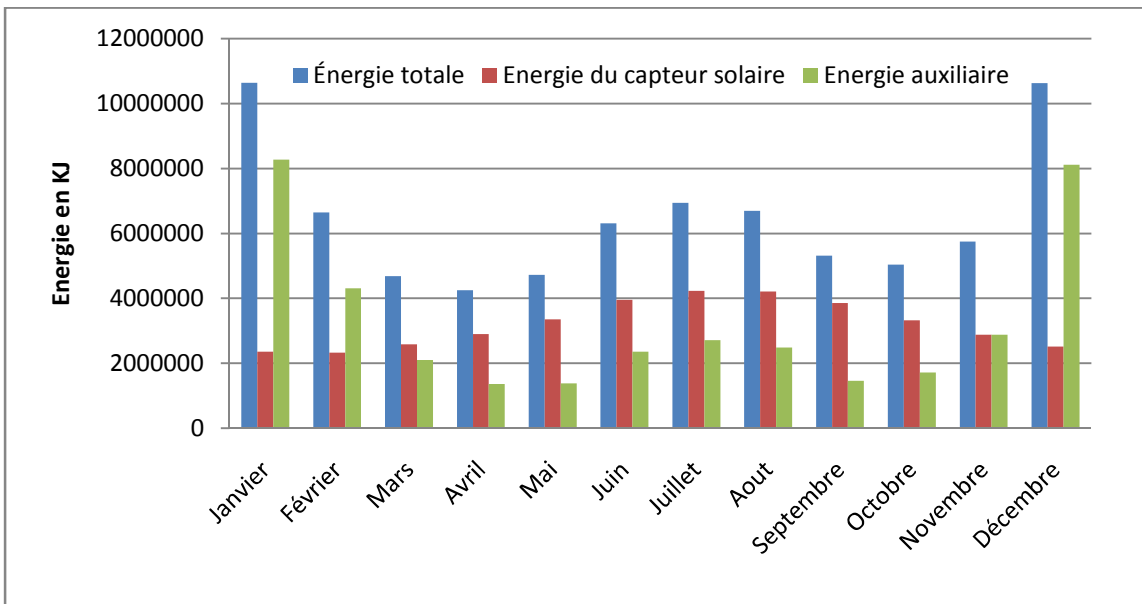


Figure IV.15 : Variation mensuel des énergies fournies par le capteur solaire et le système d'appoint

La Figure IV.15 montre la variation mensuelle des énergies fournies par le capteur solaire et le système d'appoint ainsi que l'énergie totale dépensée au système de climatisation. On constate que l'énergie d'appoint est plus importante en hiver où les radiations sont minimales et la durée de la journée est petite. En revanche, en été, l'énergie parvenue des captures solaires est plus importante que l'énergie d'appoint.

IV.14. La fraction solaire :

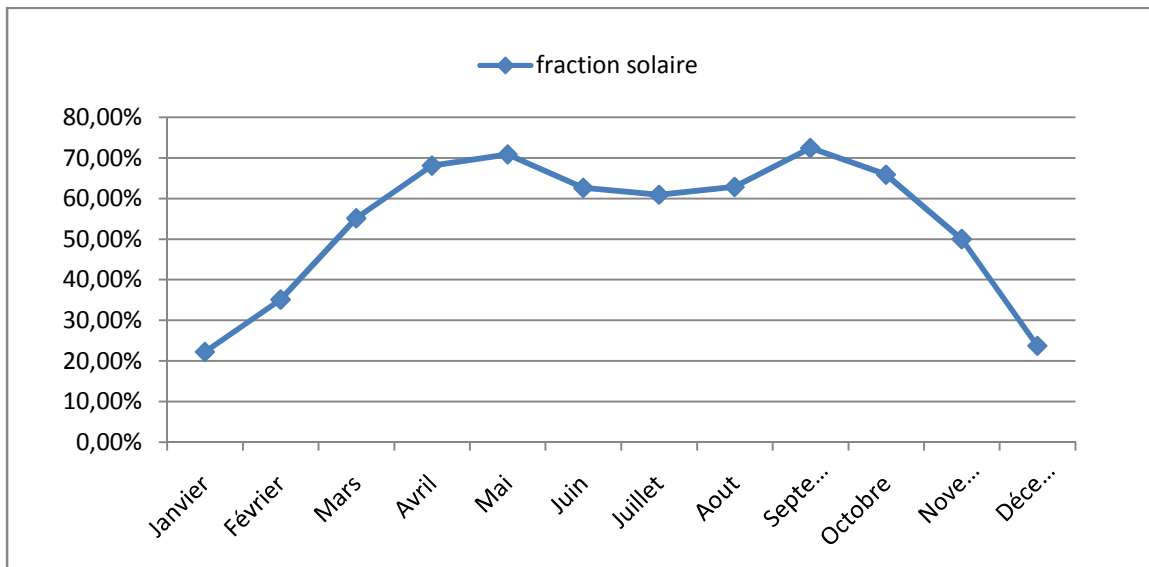


Figure IV.16: Variation mensuel de la fraction solaire

La Figure IV.16 illustre la variation de la fraction solaire pendant toute l'année. En remarque que la fraction solaire est considérable dans les mois d'avril, mai et septembre où les besoins sont moyens par contre dans le reste des mois la fraction solaire diminue à cause des forts besoins.

IV.15. Influence de la surface des capteurs solaires :

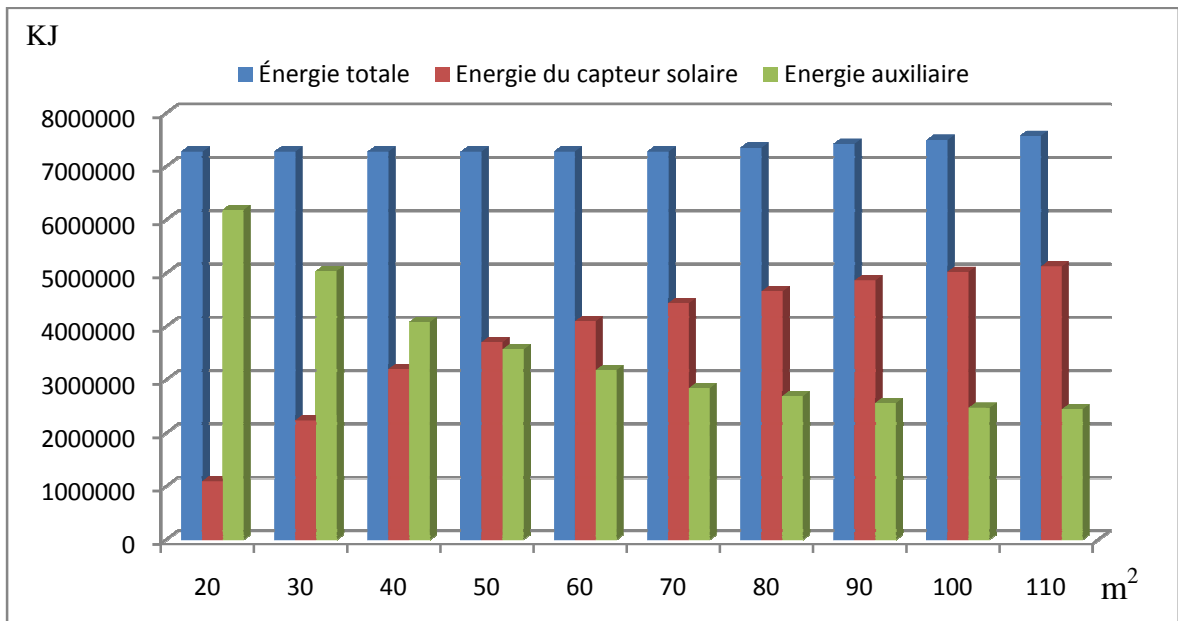


Figure IV.17 : Influence de la surface de captation sur les performances de l'installation (mois de juillet, $V = 0,5 \text{ m}^3$)

La Figure IV.17 illustre l'influence de la surface de captation sur les performances de l'installation pour le mois de juillet avec un volume de stockage de $0,5 \text{ m}^3$. On constate une diminution d'énergie d'appoint avec l'augmentation de la surface du capteur solaire et une augmentation légère de la consommation totale causée par la température élevée de stockage qui engendre des pertes dans le ballon de stockage.

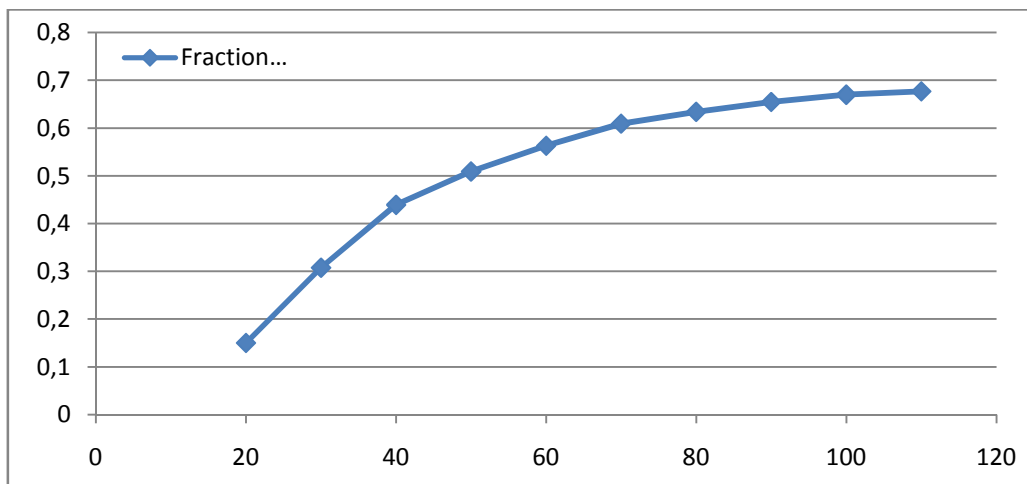


Figure IV.18 Influence de la surface de captation sur la fraction solaire

La figure ci-dessous montre que plus la surface des capteurs augmente plus la température du fluide caloporteur est élevée ce qui augmente la fraction solaire, mais en revanche le rendement du capteur diminue, aussi, le coût de l'investissement augmente.

IV.16. La variation de ballon de stockage :

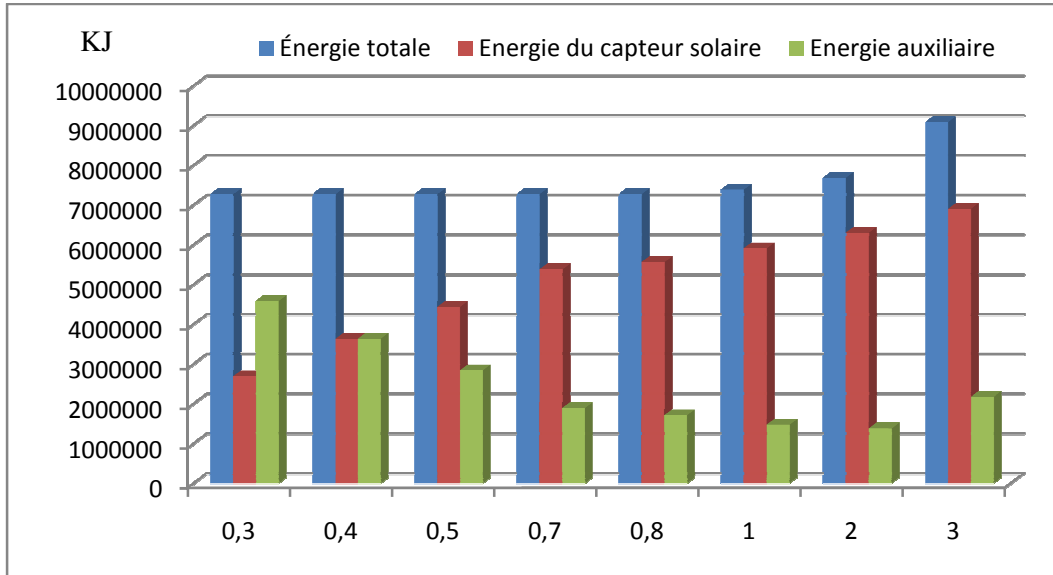


Figure IV.19 : Influence du volume de stockage sur la fraction solaire (mois de juillet, $S=70 \text{ m}^2$)

La recharge continue du ballon solaire permet de fournir instantanément du fluide chaud à la température requise au système et à la demande ; mais un volume de stockage thermiquement continuellement chauffé engendre cependant des pertes thermiques considérables vers l'ambiance.

IV.17. Installation de climatisation classique :

Les techniques de refroidissement à compression mécanique ont déjà fait leur preuve en ce qui concerne le rendement et la performance énergétique ; ces techniques sont bien connues depuis des années et aujourd'hui encore, elles sont toujours utilisées dans nos réfrigérateurs et dans nos climatiseurs.

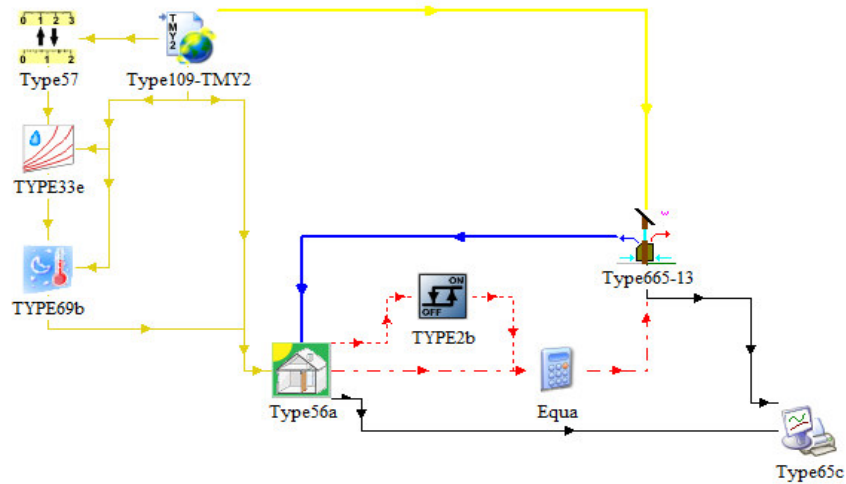


Figure IV.20 : Système de climatisation classique

Le Coefficient de Performance (COP) d'une machine frigorifique est le rapport entre la quantité d'énergie transférée par la machine et celle consommée par la même machine afin de réaliser ce transfert. Une machine frigorifique à compression mécanique a un COP caractéristique de 3,0 ou mieux.

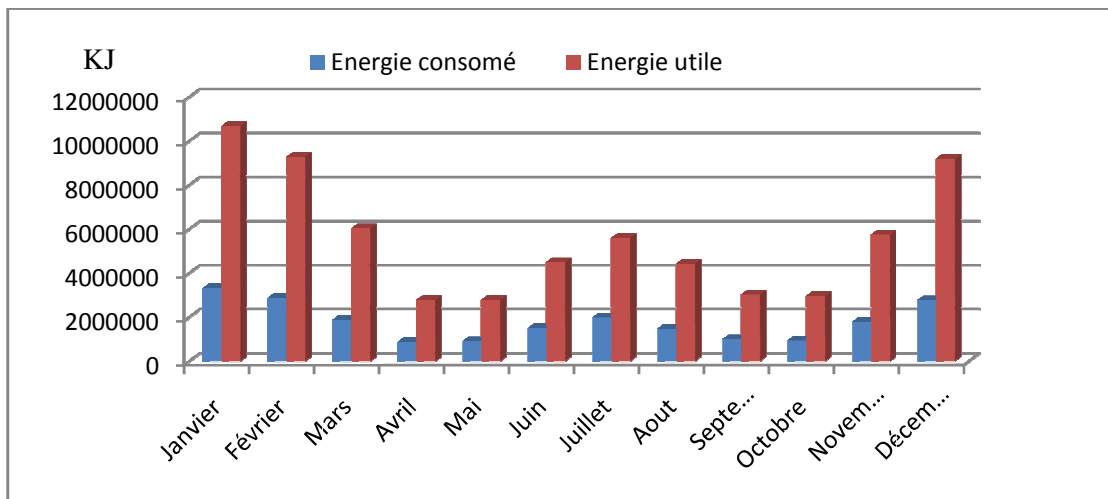


Figure IV.21 : La variation de la consommation électrique et la puissance produit par l'installation de climatisation classique.

La Figure IV.21 montre que le gain énergétique dans les machines de climatisation classiques à compression de vapeur tel que les split system est supérieur que la consommation électrique.

Malgré cette performance, le compresseur mécanique reste alors un consommateur mal adapté aux sources renouvelables comme le solaire. La puissance électrique consommée par ces appareils est considérée comme importante surtout quand il s'agit du rafraîchissement des espaces habitables et en conséquence des pics de consommation électrique peuvent toujours avoir lieu pendant les périodes estivales.

Dans le même temps, les préoccupations environnementales se renforcent de plus en plus en appuyant sur la nécessité de limiter des rejets de gaz à effet de serre, la réduction et l'élimination progressive des fluides frigorigènes nocifs employés dans les Pompes à Chaleur (PAC) à compression mécanique et notamment les chlorofluorocarbures (CFC). Les CFC sont responsables pour une bonne partie de la destruction de la couche d'ozone.

IV.18. Comparaison de la consommation des deux installations solaires et classiques :

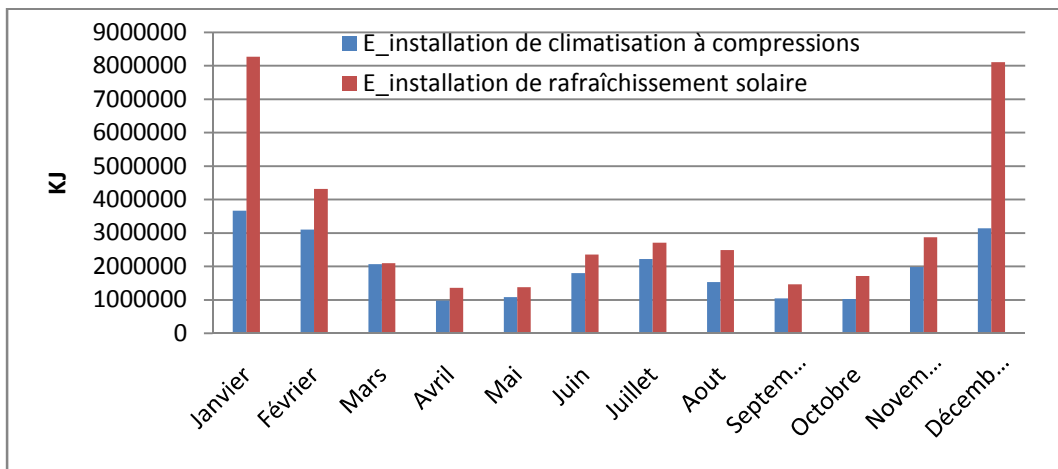


Figure IV.22 comparaisent entre la consommation de l'énergie de l'installation solaire et cel de l'installation a compression

La figure IV.22 montre qu'avec un COP de 3 pour les installations de climatisation à compression et un COP de 0.70 pour les installations de climatisation à absorption, la consommation de l'énergie est plus importante pour les installations à absorption, en revanche, la consommation de l'énergie primaire est plus importante dans les installations à compression que dans les installation solaires comme le montre la figure IV.23, ça s'explique par le fait que pour 1 kW de

froids produit par un system de climatisation classique correspond 3 kW d'énergie primaire, aussi, une part de l'énergie consommée par l'installations à absorption provient de l'énergie solaire.

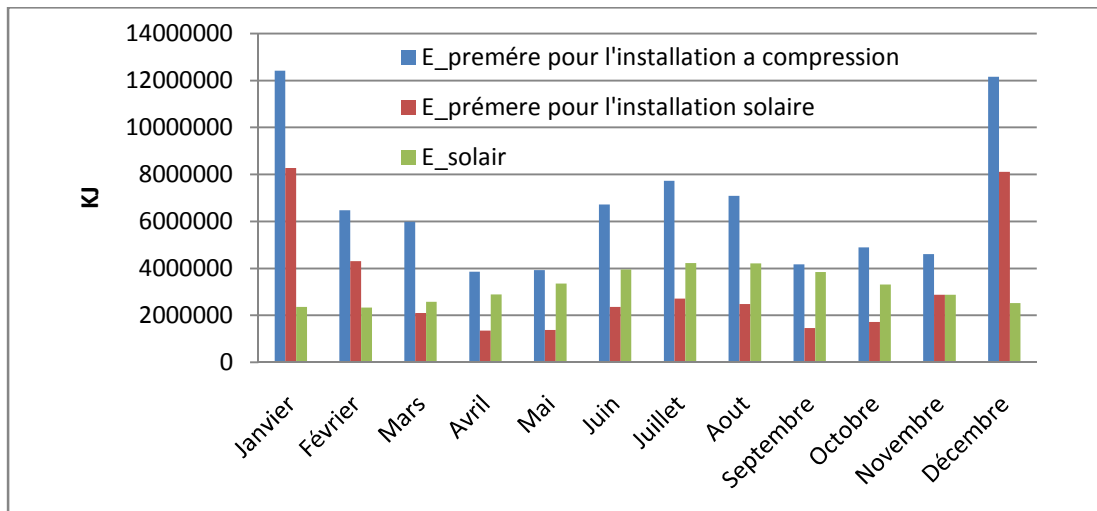


Figure IV.23: Comparaison de la consommation de l'énergie primaire entre une installation solaire et une installation à compression.

IV.19. Coût de fonctionnement :

trimestre	installation de rafraîchissement solaire [DA]	installation de climatisation à compressions [DA]
1 trimestre	1036,63025	15463,7511
2 trimestre	359,21848	5358,57909
3 trimestre	470,274984	7015,24515
4 trimestre	896,654803	13375,6918
Année	2762,77851	41213,2672

Tableau .IV.2 : Cous de fonctionnement pour les dus système.

L'énergie d'appoint du système à absorption est fournie par le gaz naturel moins cher par rapport à l'énergie électrique, le tableau suivant illustre le cout de fonctionnement des deux installations durant toute l'année. Malgré que les installations à absorption sont beaucoup plus économiques mais les installations à

compression restent les plus utilisées car ces dernières sont moins chères, de taille moindre et avec une grande facilité d'installation que les installations à absorption.

IV.18. Conclusion :

Ce chapitre nous a permis de mettre en œuvre les différents modèles permettant de simuler une installation de rafraîchissement solaire et une installation de climatisation à compressions sous l'environnement TRN SYS.

On a estimé la variation des besoins de chauffage et de climatisation et la disponibilité de rayonnement solaire. Ainsi le niveau de confort thermique des bâtiments de manière plus détaillée.

Nous nous sommes attachés dans une seconde partie à l'évaluation de l'impact des composants de notre installation sur les performances de la consommation et production frigorifique. Nous avons effectué plusieurs essais afin d'optimiser les différents composants de la production de chaleur. La configuration que nous avons retenue comme appropriée à notre installation est la suivante.

- Machine à absorption de 80000 KJ /h ;
- 70 m² de capteurs plan.
- Ballon de stockage de 0,7 m³

L'augmentation de la surface des capteurs solaires engendre une diminution de l'énergie d'appoint mais une augmentation de coût de l'installation d'une part et l'augmentation de volume de stockage conduit à l'augmentation des pertes thermiques.

En fin, une étude comparative des deux installations de climatisation a été présentée. Le système à compression a un bon rendement mais une consommation importante d'énergie électrique, en revanche la climatisation à absorption a une consommation modérée.

L'objectif des deux installations est de réaliser une température de confort comprise entre 20 et 26°C.

Conclusion
générale

Conclusion générale :

Le but de ce travail était de présenter la mise en place de la simulation et de comparer entre une installation de climatisation solaire et une installation de climatisation classique. Ces installations de rafraîchissement sont simulées avec les composants existants dans la bibliothèque du code de calcul TRNSYS .

Dans ce travail on a évoqué les inconvénients des systèmes classiques et leur impacts négatifs sur l'environnement. nous avons rendu compte de la non durabilité des énergies fossiles, d'où la nécessité de chercher d'autres sources d'énergie. les recherches ont montré que l'énergie solaire est une bonne solution qui peut remplacer les énergies fossiles.

Les différentes technologies de production de froid ont été présentées. Elles sont évaluées et comparées entre elles (pour les quatre technologies disponibles sur le marché « absorption, adsorption et à comprissions »). Il est démontré qu'il existe une adéquation entre l'énergie solaire et les besoins de rafraîchissement .c'est le moment où l'irradiation solaire est maximale que les besoins de froid sont plus importants donc des économies d'énergie primaire plus importantes. Cependant, l'effort technique pour l'implantation d'une installation de rafraîchissement solaire est plus élevé que pour un système classique à compression mécanique. Ceci provient à la fois de la mise en œuvre de la partie production d'énergie solaire (non incluse dans les éléments des installations classiques) et des besoins plus élevés en refroidissement du système liés à l'utilisation de groupes de froid à absorption (COP plus faible qu'un système classique).

Perspectives :

Il sera intéressant de poursuivre ce travail par la mise en place d'un prototype de climatisation solaire en site réel pour tester la climatisation et confirmer les résultats obtenus. Ce dispositif permettra aussi d'avoir des informations sur l'action du milieu extérieur sur le système.

Enfin, nous souhaitons que ce travail soit un outil de travail pour nos étudiants.

Bibliographies

Bibliographies

- [1] Ministère de l'énergie et des mines. 2009. Conférence sur la maîtrise de l'énergie et de l'environnement dans un contexte d'économie de marché.
- [2] Centre d'analyse stratégique Français « Choix Énergétique dans l'immobilier résidentiel » n°172, Avril 2010
- [3] A, Mefti; M, Y, Bouroubi; H, Mimouni. Évaluation du potentiel énergétique solaire, Bulletin des Énergies Renouvelables. (2002).
- [4] Mme NAIT Nadia, LA REHABILITATION ÉNERGETIQUE DANS LES LOGEMENTS COLLECTIFS EXISTANTS MEMOIRE Magistère 2011
- [5] Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Énergie (ADEME). Site web de l'ADEME. [En ligne] 2009. <http://www.ademe.fr>.
- [6] GIEC Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat, rapport d'évaluation n°4, 2007.
- [7] [En ligne] <http://www.ipcc.ch>
- [8] Lhomme J.C. « Op. Cit5 » 2008
- [9] Bulletin des énergies renouvelables semestriel n°11 Juin 2007. [En ligne] www.cder.dz
- [9] « Comprendre les enjeux de la rénovation thermique », Guide pratique de Rénovation thermique 2008. [En ligne] <http://www.batirenovation.com>
- [10] « Consommation énergétique finale de l'Algérie » Ministère de l'Énergie et des Mines. [En ligne] www.aprue.org.dz.
- [11] Miquel NOGUES AYMAMI. Développement d'une pompe à chaleur d'absorption à gaz avec des fluides organiques. 2001.

- [12] Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Énergie (ADEME). Site web de l'ADEME.
- [13] Sparber W., Napolitano A. et Melograno P. Overview on world wide installed solar cooling systems. 2007. International Conference Solar Air Conditioning
- [14] L. Krache, Contribution à l'étude théorique d'un réfrigérateur solaire à adsorption, thèse de Magister, Constantine, 1996
- [15] Zhi-Jiu Chen and Wei-han Lin, Dynamic simulation and optimal matching of a smallscale refrigeration system, Rev. Int. Froid, (2009)
- [16] CHEKIROU WASSILA etude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption. these DOCTORAT 2008
- [17] Xavie Plegzy la climatisation solaire mémoire 2005
- [18] Jean Marc Jancovtd L'avenir climatique: éditions du Seuil (2002).
- [19] Rémi CHEILAN climatisation solaire Rapport de Projet de fin d'Etudes juin 2004
- [20] Mouad DINY , etude du fonctionnement d'une machine frigorifique a adsorption modelisation des transferts de chaleur et de masse et optimisation du fonctionnement de la machine, 1996
- [21] R.BOUSSEHAIN, M.FEIDT, " Cycle optimizaion for adsorptian of réfrigération System wiih three heat réservoirs " Maihemaiische ModeJJierung KasseI₃ 1996,
- [22] A. EL Almers, 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, 2002
- [23] Perez-Blanco H. Absorption et pump performance for different types of solution.IntJRef1994;

[24] Holmberg P, Berntsson T . Alternative working fluids in heat trans formers.

ASHRAETrans2004.

[25] www.aprue.org.dz.

[26] <http://www.city-dz.com>

[27] OUTILS SOLAIRES, disponible sur: www.outilssolaires.com/premier/prin-sousvide.htm, consulté en décembre 2004.

[28] V. Candas, Confort Thermique, Techniques de l'ingénieur, traité Génie Energétique.

[29] FAN Y., LUO L., SOUYRI B., Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications. Renewable and sustainable energy reviews, 2007.

[30] HENNING H.M., Solar assisted air conditioning of buildings - an overview. Applied Thermal Engineering, 2007.

[31] DELORME Marc et al., Promoting solar air conditioning: Technical overview of active techniques, ALTENER Project , 2007

[32] BALARAS C.A., GROSSMAN G., HENNING H.-M., FERREIRA C.A.I., PODESSER E., WANG L., WIEMKEN E. Solar air conditioning in Europe – an overview, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2007,

[33] TIERNEY M.J. Options for solar-assisted refrigeration Trough collectors and double-effect chillers, Renewable Energy, 2007.

[34] LOKURLU A, MÜLLER G. Experiences with the worldwide first cooling system based on parabolic through collectos (SOLIPTM PTC 1800) combined with double effect chillers, in: 1st Internaional conference for solar air cooling, oct. 2005,

- [35] BALARAS C.A., GROSSMAN G., HENNING H.-M., FERREIRA C.A.I., PODESSER E., WANG L., WIEMKEN E. Solar air conditioning in Europe – an overview, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2007.
- [36] MOTTA M., HENNING H.-M., KALLWELLIS V., Performance Analysis of a novel desiccant and evaporative cooling cycle, in the International Conference on Heat Powered Cycles, Chypres, Octobre 2004
- [37] PIETRUSCHKA D., EICKER D., HUBER M., SCHUMACHER J. Small liquide sorption cooling for building ventilation system. in 1st International conference for solar air cooling, oct. 2005.
- [38] Sophia Antipolis APRUE Indicateurs de maîtrise de l'énergie dans les pays de la rive sud de la Méditerranée Rapport final de l'Algérie Décembre 2011
- [39] Michel PONS CNRS-LIMSI mémoire Licence Professionnelle Génie Civil et Construction option Génie Climatique 2007-2008
- [40] Park YM, Sonntag RE. Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures :a generalize dequation -of-state approach .ASHRAE Trans1990.
- [41] F. Yettou1, A. Gama, C. Hamouda et A. Malek, Revue des Energies Renouvelables (2008),
- [42]PIERRENEVEU Absorption liquide machine, <http://www.neveu.pierre.free.fr> (siteconsultéen novembre2008)
- [43] Farid ALLAB these pour obtenir le grade de docteur en Génie Electrique etude et conception d' un dispositif de refrigeration magnetique base sur l' effet magnetocalorique . Mai 2008
- [44][www.mem-Algeria.org /fr/ statistiques /bilan _Energetique_National_2009 edition _2010.pdf](http://www.mem-Algeria.org/fr/statistiques/bilan_Energetique_National_2009_edition_2010.pdf). 2010.
- [45] Programme indicatif des besoins en moyens de production d'électricité 2008
- [46] M, Capderou. Atlas solaire de l'Algérie, O.P.U, Alger. (2012).

- [47] A. Mefti; M. Y. Bouroubi; H. Mimouni. Evaluation du potentiel énergétique solaire, Bulletin des Energies Renouvelables, N°2, p 12, décembre. (2002).
- [48] E. Passos, F. Meunier, J. C. Gianola, Thermodynamic performance improvement of an intermittent solar-powered refrigeration cycle using adsorption of methanol on activated carbon 1996.
- [49] R. E. Critoph, Activated carbon adsorption cycles for refrigeration and heat pumping. Carbon., 27(1), pp 63-70, 1989.
- [50] Hu. Jing et R. H. B. Exell, Adsorptive properties of activated charcoal/methanol combination. Renewable Energy, 2003.
- [51] A. Mimet. Etude théorique et expérimentale d'une machine frigorifique à adsorption d'ammoniac sur charbon actif, thèse de doctorat. FPMS Mons, Belgique 1991
- [52] A. EL Almers, 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.
- [53] Yong Tae Kang, Atsushi Akisawa, And Takao Kashiwagi, Experimental correlation of combined heat and mass transfer for NH₃-H₂O falling film absorption, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 22, pp.250-262, 1999.
- [54] A. M. Selim and M. M. Elsayed, Performance of packed bed absorber for aqua ammonia absorption refrigeration system, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 22, pp.283-292, 1999.
- [55] J. Castro, C. Oleit, H. Schweiger and A. Oliva, Application of two-dimensional model for the study of water vapour absorption in falling films of LiBr aqueous solutions with the action of a surfactant, ECCOMAS 98, Published by John Wiley & Sons, Ltd, 1998.

- [56] Richard L., F. Carrasco, C.A. de Quadros, Review of photovoltaic-powered refrigeration for medicines in developing countries, Solar Cells, Volume 6, Issue 3, August 1982
- [57] Badescu V., Model for a solar-assisted climatization system, Energy, Volume 23, Issue 9, September 1998,
- [58] A. Cherif, A. Dhouib, Dynamic modelling and simulation of a photovoltaic refrigeration plant, Renewable Energy, May 2002.
- [59] Pierre GARCIA. Thèse : Outils d'évaluation technico-économique et d'aide à la conception des centrales solaires thermodynamiques du futur. Perpignan : France, 2007
- [60] M.Audibert , la concentration du rayonnement solaire. International centre for theoretical physics ' 3 séminaire sur l'énergie solaire , Septembre 1982.
- [61] Jacques Perebois, Energie solaires, perspectives économiques, Edition du centre National de la recherche scientifique ,1975 .
- [62] MURIEL TARDIEU Alaphilippe. Thèse : Recherche d'un nouveau procédé à la cogénération de petite puissance. 2007.
- [63] Paul De Neyer 'Energie solaire thermique, Guide des Energies Renouvelables, mai 2003.
- [64] Alain.Ferriere et Gilles Flamant, Captation, Transformation et conversion de l'énergie Solaire par la technologies à concentration. Thème, Solaire thermique 2002
- [65] Marcriss RA, Gutraj JM, Zawacki TS. Absorption fluid data survey: final report on worldwide data, 1988.
- [66] Park YM, Sonntag RE. Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures: a generalized equation-of-state approach. ASHRAE Trans 1990.

- [67] Muhsin Kilic, Omer Kaynakli. Theoretical Second law-based thermodynamic analysis of water-lithium bromide absorption refrigeration system. July 2004
- [68] M.A.R.Eisa, S.Devotta, F.A.Holland, Thermodynamic design data for absorption heat pump system operating on water- lithium bromide. Part I: Cooling, J.Appl. Energy 1986.
- [69] Omer Kaynakli, Muhsin Kilic. Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system. June 2006
- [70] Rabah Gomri. Second law comparison of single effect and double effect vapour absorption refrigeration systems. 2005
- [71] Meunier F., Rivet P., Terrier M.-F., Froid Industriel, Editions Dunod, 2005
- [72] Sarkar J., Bhattacharyya S., Ram Gopal M., Simulation of a Transcritical CO₂ Heat Pump Cycle for Simultaneous Cooling and Heating Applications, International Journal of Refrigeration, 2006
- [73] HAMDOUCHE KHIREDDINE , Modélisation des propriétés thermodynamiques Des fluides frigorigènes THESE Présentée pour l'obtention du diplôme de Magister En Génie Climatique 2009
- [74] Denis LEDUCQ Froid et Environnement, Cemagref 2009
- [75] Maxime Duminil, « théorie des machine frigorifique », Doc B 9730-5, technique de l'ingénieur, traité génie énergétique, pages 4,5
- [76] Ibrahima Boumaraf, André Lallemand, « modélisation d'une machine de climatisation tritherme à éjecto-compresseur utilisant un mélange binaire de fluides frigorigènes »
- [77] W.Maake, H.J.Eckert, Jean Louis Cauchepin, « le pohlmann manuel technique de froid », Tome I, édition PYC, 1993, pages
- [78] Christophe Coquelet, thèse de doctorat, « études des fluides frigorigènes. Mesures et modélisations » 2003, pages 23.

[79] P.J.Rapin, P.Jaccard, “ installation frigorifique”, édition PYC, 1996, Tome I.

[80] C.Clodic, Y.S.Chang.A.M.Pougin, 'évaluation des fluides frigorigènes à faible GWP pour le froid domestique et commercial, les transports réfrigérants et la climatisation automobile' Mai 1999.

[81] A. B. Carbon dioxide, new use for an old refrigerant. International Congress of Refrigeration, Washington, 2003, ICR 0021

[82] TRNSYS, site internet, [en ligne] disponible sur www.trnsys.com septembre 2007