Sommaire

INTRODUCTION GENERALE **2**

Chapitre I : Contexte générale et gisement solaire

I.1. INTRODUCTION **6**

I.2. CONTEXTE GENERALE **6**

I.2.1. LA CONSOMMATION ENERGETIQUE 7
I.2.2. LA PRODUCTION DE CO_2 8
I.2.3. ÉMISSIONS DES GAZ A EFFET DE SERRE (GES) 9
I.2.4. L'AUGMENTATION DE TEMPERATURE AMBIANTE 11

I.3. L'ENERGIE SOLAIRE **12**

I.3.1. ASPECTS GEOMETRIQUES DE L'ENERGIE SOLAIRE 12
I.3.2. ASPECTS ENERGETIQUES DE L'ENERGIE SOLAIRE 16

I.4. CLIMAT D'ALGERIE **21**

CONCLUSION **23**

BIBLIOGRAPHIE **24**

Chapitre II : Etat de l'art des capteurs solaires et modélisation

II.1. INTRODUCTION **27**

II.2. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT **27**

II.3. PERFORMANCE D'UN CAPTEUR SOLAIRE THERMIQUE **27**

II.4. CLASSIFICATION DES CAPTEURS SOLAIRES THERMIQUES **29**

II.4.1. LES CAPTEURS PLANS 29
II.4.2. LES CAPTEURS SOLAIRES A CONCENTRATION 34

II.5. ADAPTATION AVEC LES SYSTEMES FRIGORIFIQUES **37**

II.6. LE STOCKAGE DE L'ENERGIE SOLAIRE **38**

II.6.1. LE STOCKAGE PAR CHALEUR SENSIBLE 38
II.6.2. LE STOCKAGE PAR CHALEUR LATENTE 39

II.7. SIMULATION DYNAMIQUE D'UN CAPTEUR CYLINDRO-PARABOLIQUE **39**

II.7.1. INTRODUCTION 39
II.7.2. LES HYPOTHESES 40
II.7.3. DESCRIPTION GEOMETRIQUE DE CAPTEUR CYLINDRO-PARABOLIQUE 40
II.7.4. LE BILAN ENERGETIQUE DU CAPTEUR 41
II.7.5. PARAMETRES DE SIMULATION 52

CONCLUSION **56**

BIBLIOGRAPHIE **57**

Chapitre III : Climatisation solaire-Simulation d'une installation à absorption

III.1. INTRODUCTION 61

III.2. LA CLIMATISATION SOLAIRE 61

III.2.1. L'AVANTAGE DES SYSTEMES DE RAFRAICHISSEMENT SOLAIRE 61
III.2.2. DESCRIPTION DES TECHNOLOGIES DE CLIMATISATION SOLAIRE 62
III.2.3. EXISTENCE DANS LE MARCHE 63

III.3. LES DIFFERENTES TECHNOLOGIES 64

III.3.1. MACHINE A COMPRESSION DE VAPEUR 64
III.3.2. COUPLAGE D'UNE MACHINE A EFFET PELTIER AVEC PV 67
III.3.3. MACHINE A EJECTION COUPLE AVEC CAPTEUR THERMIQUE 69
III.3.4. COUPLAGE D'UNE MACHINE A ADSORPTION AVEC PT 72
III.3.5. COUPLAGE D'UNE MACHINE DESSICCANTE AVEC PT 76
III.3.6. COUPLAGE D'UNE MACHINE A ABSORPTION AVEC PT 79

III.4. COMPARAISON ENTRE LES SYSTEMES DE PRODUCTION DE FROID 86

III.5. SIMULATION D'UNE INSTALLATION A ABSORPTION 87

III.5.1. PRESENTATION DE L'INSTALLATION 87
III.5.2. HYPOTHESES 87
III.5.3. MODELISATION 88
III.5.4. RESULTATS ET DISCUSSIONS 89

CONCLUSION 95

BIBLIOGRAPHE 96

Chapitre IV : Simulation dynamique d'un Bâtiment avec TRNSYS

IV.1. INTRODUCTION 101

IV.2. LA SIMULATION THERMIQUE DYNAMIQUE (STD) 101

IV.2.1. L'OBJECTIF DE STD 101
IV.2.2. LE MOYEN DE STD 102
IV.2.3. L'ENVIRONNEMENT TRNSYS 104

IV.3. EMPLACEMENT GEOGRAPHIQUE 106

IV.4. DESCRIPTION STRUCTURELLE DU BATIMENT 107

IV.4.1. COMPOSANT DE LA STRUCTURE 108
IV.4.2. COMPORTEMENT DU SYSTEME 109
IV.4.2.1. Le confort thermique 109
IV.4.2.2. Application au Bloc de bureaux 112

CONCLUSION 124

BIBLIOGRAPHIQUE 125

CONCLUSION GENERALE 127

BIBLIOGRAPHIQUE **130**

Annexe : Propriété thermodynamique du réfrigérant et de la solution

1. LE COUPLE $NH3 - H2O$ **136**

A. LE REFRIGERANT 137
B. LA SOLUTION 138

2. LE COUPLE $\mathrm{H2O} - \mathrm{LiBr}$ **140**

A. LE REFRIGERANT 140
B. LA SOLUTION 141

Liste des figures :

Chapitre I :

Figure I-01 : Historique et prévisions de la consommation énergétique par région (J.P.Praene 2007). 7
Figure I-02 : Evolution entre 1971 à 2007 de l'approvisionnement en énergie primaire de total du monde par le carburant. 7
Figure I-03 : Consommation annuelle moyenne des appareils électroménagers en 1996. 8
Figure I-04 : Emissions de CO2 de la combustion de combustible fossile. 9
Figure I-05 : Emissions de CO2 par population pour les régions principales du monde en 2007. 9
Figure I-06 : La température globale depuis 1850. 11
Figure I-07 : Schématisation des mouvements de la Terre autour du Soleil. 13
Figure I-08 : Mouvement apparent du Soleil observé d'un point de latitude L et repérage de la position du Soleil. 13
Figure I-09 : Décalage horaire par rapport au méridien de Greenwich (A)-Equation du temps ET et déclinaison δ en fonction du jour de l'année (B) 15
Figure I-10 : Dimensionnement soleil-terre. 17
Figure I-11 : La part de solaire par rapport aux autres sources d'énergie (V.Quaschning 2005). 18
Figure I-12 : Irradiation globale moyenne mondiale (K.Heinloth 2006) 19
Figure I-13 : Les rayonnements solaires direct et diffuse. 20
Figure I-14 : Cartographie de l'irradiation globale simulée par ciel moyen (A.Mefti et al. 1999). 21

Chapitre II :

Figure II-01 : Bilan thermique d'un capteur 28
Figure II-02 : Quelque type du capteur plan. 30
Figure II-03 : Les types du capteur à concentration. 34
Figure II-04 : Vue générale d'un capteur CPC. 36
Figure II-05 : Comparaissent entre les capteurs thermiques 37
Figure II-06 : Dimensionnement d'un capteur cylindro-parabolique. 40
Figure II-07 : Le bilan énergétique dans le capteur. 42
Figure II-08 : Schéma électrique équivalent du problème 42
Figure II-09 : Condition de simulation de 1er Juin 53
Figure II-10 : Variation de la température au niveau des nœuds en fonction du temps. 54

Chapitre III :

Figure III-01 : Adéquation entre la présence du soleil et le besoin en climatisation pour un bureau à Madrid 62
Figure III-02 : Schéma énergétique des machines frigorifiques solaires 62
Figure III-03 : Installations de climatisation solaire par type (W.Sparber et al 2009) 63
Figure III-04 : Tableau des différentes technologies de production de froid à partir de l'énergie solaire 64
Figure III-05 : Installation et diagramme TS de la machine a compression de vapeur. 65
Figure III-06 : Schéma d'une machine frigorifique photovoltaïque 66
Figure III-07 : Machine frigorifique couple à cycle de Rankine. 67
Figure III-08 : Représentation schématique d'un élément Peltier (Duminil 1995) 68

Figure III-09 : Système à éjection (M.Duminil 2002). 70
Figure III-10 : Schéma de fonctionnement d'une machine à adsorption. 72
Figure III-11 : Cycle parfait dans un diagramme isostère sans échange thermique interne 76
Figure III-12 : Principe de fonctionnement d'une machine frigorifique à dessiccant. 77
Figure III-13 : Description schématique du cycle à absorption à simple étage....80
Figure III-14 : Diagramme d'Oldham pour le couple NH3-H2O. 81
Figure III-15 : Diagramme de Merkel....82
Figure III-16 : Machine à absorption à deux étages (J.C.Lasvignottes 2001). 83
Figure III-17 : Principe d'un ensemble GAX....84
Figure III-18 : Installation frigorifique à absorption. 87
Figure III-19 : Variation du COP et du facteur de circulation f_r en fonction des Températures d'absorption et de génération 89
Figure III-20 : Variation du COP et du facteur de circulation f_r en fonction des Températures d'absorption et de génération 91
Figure III-21: Variation du COP et du facteur de circulation f_r en fonction des températures d'évaporation et de génération 92
Figure III-22 : Variation de COP et du facteur de circulation f_r en fonction des températures de condensation et de génération 93
Figure III-23 : Variation de COP en fonction de l'efficacité de l'échangeur et de la température de génération....94

Chapitre IV :

Figure IV-01 : Configuration et composant de TRNSYS. 104
Figure IV-02 : Localisation du site de Tlemcen....107
Figure IV-03 : Plan de la structure étudiée. 108
Figure IV-04 : L'interaction thermique entre le corps humain et son environnement. 109
Figure IV-05 : Echelle de Fanger pour les niveaux de sensation. 111
Figure IV-06 : Evolution annuelle de l'indice PDD pour les 6 zones. 114
Figure IV-07 : Evolution annuelle de l'indice PMV pour les 6 zones....115
Figure IV-08 : Périodes de la charge de refroidissement et d'ensoleillement. 115
Figure IV-09 : L'installation solaire de climatisation....116
Figure IV-10 : Comparaison entre les trois capteurs choisis (Plan à 3 vitres, sou vide et à concentration cylindro-parabolique)....120
Figure IV-11 : Comparaison entre les types de machines à absorption. 122

Annexe :

Figure A.01 : Diagramme de Mollier pour le NH_3....130
Figure A.02 : Diagramme d'Oldham pour le couple NH_3/H_2O 131
Figure A.03 : Diagramme de Merkel du NH_3/H_2O 132
Figure A.04 : Diagramme de Mollier pour le H_2O....134
Figure A.05 : Diagramme d'Oldham pour le couple H_2O/LiBr....135
Figure A.06 : Diagramme de Merkel du couple H_2O/LiBr. 136

Liste des Tableaux :

Chapitre II :

Tableau II-01 : Taux de concentration et température du différent capteur (L.House 2009).....29
Tableau II-02 : Les énergies stockées dans chaque nœud.....44
Tableau II-03 : Corrélations empiriques de la température du ciel. 47
Tableau II-04 : Corrélation empirique de l'émissivité de ciel (p_v en $[mbar]$). 47
Tableau II-05 : Corrélations de calcul du coefficient de transfert avec l'atmosphère. 47
Tableau II-06 : Paramètres de simulation.....52

Chapitre III :

Tableau III-01 : Couples réfrigérant-absorbant pour les installations d'absorption 86
Tableau III-02 : Comparaison entre les installations de production de froid 87

Annexe :

Tableau A.01 : Les constantes des équations (A.01), (A.02) et (A.03) 131
Tableau A.02 : Les constantes de l'équation (A.08). 133
Tableau A.03 : Les constantes des équations (A.15) et (A.16).....134
Tableau A.04 : Les constantes des équations (A.15) et (A.16).....135
Tableau A.05 : Les constantes de l'équation (A.19). 136

Nomenclature :

Symbole	Description	Unit
A_c	la surface du capteur	m^2
A_p	La surface de l'absorbeur	m^2
A_{pi}	La surface interne de tube absorbant	m^2
A_r	La surface de réflecteur	m^2
A_{ve}	La surface externe de tube de verre	m^2
A_{vi}	La surface interne de tube de verre	m^2
a	L'ouverture de capteur	m
a_z	L'azimut	degré
C	Le coefficient de concentration	----
COP	Le coefficient de performance	----
C_d	Le décalage horaire	heure
C_{max}	Le coefficient de concentration maximal	----
C_f	Chaleur spécifique de fluide	$kJ/kg.K$
C_p	Chaleur spécifique d'absorbeur	$kJ/kg.K$
C_r	Chaleur spécifique de réflecteur	$kJ/kg.K$
C_v	Chaleur spécifique de verre	$kJ/kg.K$
D	L'éclairement solaire diffus	W/m^2
D_p	Le diamètre moyenne de tube absorbant	m
D_{pi}	Le diamètre intérieur de tube absorbant	m
D_{pe}	Le diamètre extérieur de tube absorbant	m
D_{TS}	La distance terre-soleil	UA
D_v	Le diamètre moyenne de tube du verre	m
D_{vi}	Le diamètre intérieur de tube du verre	m
D_{ve}	Le diamètre extérieur de tube du verre	m
d_j	La durée du jour	heure
ET	L'équation du temps	min
e_r	L'épaisseur de réflecteur	m
e	L'épaisseur entre le verre et l'absorbeur	m
$\acute{F}$	Le facteur d'efficacité du capteur	----
FTL	Le facteur de trouble de Linke	----
F_R	Le facteur de dissipation de chaleur.	----
F_{vp}	Le facteur de forme entre le tube absorbant et le tube de verre	----
F_{vr}	Le facteur de forme entre le réflecteur et le tube de verre	----
f	La longueur focale	m
f_r	Le taux de circulation	----
G	Les flux de l'énergie solaire incident sur la surface du capteur	W/m^2
G_t	Le rayonnement global	W/m^2
H	L'énergie solaire reçoit par la terre	W/m^2
H_0	Le constant solaire (1 370 W/m^2)	W/m^2
h_{ciel-v}	Le coefficient de transfert par rayonnement entre le verre et le ciel	$W/m^2.K$
h_{ciel-r}	Le coefficient de transfert par rayonnement entre le réflecteur et le ciel	$W/m^2.K$
h_d	Le coefficient de transfert par conduction entre le verre et l'absorber	$W/m^2.K$
h_i	L'enthalpie de fluide au point i	J/kg
h_{p-v}	Le coefficient de transfert par rayonnement entre le verre et l'absorber	$W/m^2.K$
h_{p-f}	Le coefficient de transfert par conduction entre le verre et l'absorber	$W/m^2.K$
h_s	La hauteur du soleil	degré
h_{r-v}	Le coefficient de transfert par rayonnement entre le verre et le réflecteur	$W/m^2.K$
h_w	Le coefficient de transfert thermique par le vent	$W/m^2.K$
h_{w-r}	Le coefficient de transfert par convection entre le réflecteur et l'atmosphère	$W/m^2.K$
h_{w-v}	Le coefficient de transfert par rayonnement entre le verre et l'atmosphère	$W/m^2.K$
$K_{\tau\alpha}$	L'angle d'incidence modifiée	----

Rapport-gratuit.com

I	*Le rayonnement direct reçu par une surface orientée en permanence vers le Soleil*	W/m^2
$ICOP$	*Le coefficient de performance idéale (de Carne)*	----
I_s	*L'intensité de courant*	A
L	*L'épaisseur de l'isolation*	m
Lo	*Longitude de lieu considéré*	*degré*
Lo_{ref}	*Longitude de référence*	*degré*
L_s	Coefficient de Seebeck	V/K
L_t	*Latitude de lieu considéré*	*degré*
l	*La longueur de capteur*	m
M_f	*La masse de fluide dans l'absorbeur*	kg
M_p	*La masse de tube absorbant*	kg
M_r	*La masse de réflecteur*	kg
M_v	*La masse de verre*	kg
$\dot{m}$ ou $\dot{m}_f$	*Le débit massique de fluide caloporteur*	kg/s
$\dot{m}_f$	*Le débit massique de réfrigérant*	kg/s
$\dot{m}_M$	*Le débit massique de boucle motrice*	kg/s
$\dot{m}_p$	*Le débit massique de solution pauvre*	kg/s
$\dot{m}_r$	*Le débit massique de solution riche*	kg/s
$\dot{m}_T$	*Le débit massique total de solution*	kg/s
N	*le nombre de couverture de verre.*	----
N_u	*Le nombre de Nusselt*	----
n	*Le nombre de jour de l'année*	*jours*
PMV	*Vote moyen prévisible*	----
PPD	*Pourcentage prévu de mécontent*	----
P_c	*La pression de condensation*	Pa
P_F	*La puissance frigorifique*	W
P_g	*La pression de génération*	Pa
P_H	*La chaleur cédée*	W
P_r	*Le nombre de Prandtl*	----
P_v	*La pression de l'évaporation*	Pa
Q_a	*La puissance thermique a l'absorbeur*	W
Q_{at}	*L'énergie thermique transmise entre le réflecteur et l'atmosphère*	W
Q_c	*La puissance thermique au condenseur*	W
Q_{ciel-r}	*L'énergie thermique transmise entre le réflecteur et le ciel*	W
Q_{ciel-v}	*L'énergie thermique transmise entre le verre et le ciel*	W
Q_{f-p}	*L'énergie thermique transmise entre le tube absorbant et le fluide caloporteur*	W
Q_g	*La puissance thermique au bouilleur*	W
Q_{p-v}	*L'énergie thermique transmise entre le tube absorbante et le verre*	W
Q_{r-v}	*L'énergie thermique transmise entre le réflecteur et le verre*	W
Q_{sr}	*L'énergie thermique stockée dans le réflecteur*	W
Q_{sv}	*L'énergie thermique stockée dans le verre*	W
Q_{sp}	*L'énergie thermique stockée dans le tube absorbante*	W
Q_{sf}	*L'énergie thermique stockée dans le fluide.*	W
Q_u	*L'énergie thermique utile*	W
Q_{v-a}	*L'énergie thermique transmise entre le verre et l'atmosphère*	W
Q_v	*La puissance thermique à l'évaporateur*	W
R	*La distance terre soleil*	m
R_a	*le nombre de Rayleigh*	----
R_e	*Le nombre de Reynolds*	----
R_r	*Coefficient de réflexion de réflecteur*	----
r	*Le rayon de soleil*	m
r_r	*Le rayon d'ouverture du capteur*	m
S	*Le rayonnement direct*	W/m^2
SS	*La durée d'ensoleillement*	*heure*
SS_0	*La durée maximale d'ensoleillement*	*heure*

TCF	*L'heure civile du fuseau horaire*	*heure*
TL	*Le temps légal*	*heure*
TS	*Le temps soleil*	*heure*
TS_l	*L'heure solaire au lever*	*heure*
TU	*Le temps solaire du méridien de Greenwich*	*heure*
T_a	*La température ambiante*	K
$\bar{T}_a$	*La température d'absorption*	K
$\bar{T}_c$	*La température de condenseur*	K
T_{ciel}	*La température de ciel*	K
T_e ou $T_{Entrée}$	*La température du fluide caloporteur à l'entre du capteur*	K
T_{ext}	*La température extérieure*	K
T_f	*La température moyenne du fluide caloporteur*	K
$\bar{T}_g$	*La température de bouilleur*	K
T_i	*La température initiale*	K
T_j	*La température de fluide au point j*	K
T_m	*La température moyenne du capteur*	K
T_p	*La température moyenne de la plaque absorbant*	K
T_r	*La température moyenne du réflecteur*	K
T_{ro}	*La température de rosé*	K
T_s ou T_{Sortie}	*La température du fluide caloporteur à la sortie du capteur*	K
T_v	*La température moyenne du verre*	K
$\bar{T}_v$	*La température de l'évaporateur*	K
t	*Le Temps*	s
U	*La tension de courant*	V
U_b	*Le coefficient de déperditions thermiques à travers l'isolation*	$W/m^2.K$
U_e	*Le coefficient de déperditions thermiques au bord*	$W/m^2.K$
U_j	*Le taux d'entraînement de l'éjecteur*	----
U_{jop}	*Le taux d'entraînement optimal de l'éjecteur*	----
U_t	*Le coefficient de déperditions thermiques au rayonnement et convection*	$W/m^2.K$
U_L	*Le coefficient de déperditions thermiques du capteur*	$W/m^2.K$
V	*La vitesse de vent*	m/s
W_p	*Le travail de la pompe*	W
x_i	*Le titre au point i*	----
α_p ou α	*Coefficient d'absorption d'absorbeur*	----
α_v	*Coefficient d'absorption de verre*	----
β	*Le facteur optique de capteur*	----
β_c	*L'inclinaison du capteur*	*degré*
γ	*Le rapport des chaleurs spécifiques de l'air*	----
δ	*L'angle de dispersion du rayon solaire*	*degré*
δ_m	*Le diamètre moléculaire de gaz*	cm
δ_p	*L'épaisseur de la plaque absorbant.*	m
ε_{ciel}	*l'émissivité du ciel*	----
ε_p	*Emissivité d'absorbeur*	----
ε_r	*Emissivité de réflecteur*	----
ε_v	*Emissivité de verre*	----
η	*Le rendement.*	----
η_{max}	*Le rendement maximal*	----
θ	*L'angle d'incident*	*degré*
θ_s	*Le demi angle de sous-tendu par le soleil*	*degré*
ϑ	*Le libre parcours moyen d'un gaz à basse pression*	m
κ	*L'albédo du sol avoisinant*	-----
λ	*Conductivité thermique d'isolation*	$W/m.K$
λ_f	*Conductivité thermique de fluide*	$W/m.K$
λ_p	*Conductivité thermique de la plaque absorbant*	$W/m.K$

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

μ	*Viscosité dynamique de fluide*	$N.s/m^2$
ϖ	*le coefficient de trouble atmosphérique*	-----
ρ_f	*Masse volumique de fluide*	kg/m^3
ρ_p	*Masse volumique d'absorbeur*	kg/m^3
ρ_r	*Masse volumique de réflecteur*	kg/m^3
ρ_v	*Masse volumique de verre*	kg/m^3
σ	*la constante de Stefan-Boltzmann* (5,669. 10^{-8} $W/m^2.K$)	$W/m^2.K$
τ_v *ou* τ	*Coefficient de transmission de verre*	----
υ	*La viscosité cinématique*	m^2/s
φ	*Le taux d'ensoleillement*	-----
ϕ_r	*L'ange d'ouverture de capteur*	*degré*
ω	*L'angle horaire*	*degré*
ω_c	*L'angle horaire au coucher*	*degré*
ω_l	*L'angle horaire au lever*	*degré*

Introduction générale

Introduction générale :

La diminution des réserves de combustible fossile ainsi que les dommages irréversibles causés par la combustion de ceux-ci est un des plus grands problèmes planétaires actuels. L'augmentation de la teneur en CO_2 de l'atmosphère est à la base du réchauffement global de la planète qui a déjà commencé à causer des préjudices irrévocables sur notre environnement. La meilleure manière de réduire l'impact des nuisances environnementales dues à la combustion des énergies fossiles est de limiter celle-ci en diminuant au maximum nos consommations d'énergie.

Grâce au soleil, d'énormes quantités d'énergies atteignent la surface de la Terre après avoir parcouru une distance d'environ 150 *millions de kilomètres. Avec une puissance moyenne d'environ* 1000 W/m^2, *cette énergie solaire est* 10 000 *fois supérieure à la demande énergétique globale de la population et ce pour les* 5 *milliards d'années à venir (A.Beckman et al. 1980).*

Les bâtiments représentent l'un des secteurs les plus consommateurs d'énergie dans les sociétés industrialisées. En Europe environ 40% *de l'énergie primaire est consommée par les bâtiments. Qu'ils soient à usage commercial, industriel ou privé, ils utilisent de l'énergie pour différentes applications comme le chauffage, la production d'eau chaude sanitaire, la climatisation, l'éclairage et tous les équipements utilisant de l'électricité (R.Cheilan 2004).*

Il devient impératif de développer des solutions alternatives mettant en valeur les différentes formes des énergies renouvelables, en particulier le solaire thermique. L'idée de la production du froid avec l'énergie solaire qui réchauffe la Terre peut paraître ridicule mais fonctionne bel et bien. Plusieurs travaux de recherche sont lancés dans le monde entier pour développer cette technologie d'avenir qui pourrait remplacer avantageusement les systèmes de climatisation traditionnels très énergivores.

L'objectif de ce travail est de présenter une simulation d'une installation de rafraichissement solaire à absorption dans le but d'optimisation de ses performances. L'application sera faite sur le bloc de bureaux pour enseignants. La première phase concerne la modélisation des capteurs à concentration type cylindro-parabolique. La deuxième phase porte sur le développement d'un modèle de machine à absorption pour les deux types de couple réfrigérant.

Nous avons articulé l'exposé de nos travaux autour de quatre parties :

Le premier chapitre comprend une présentation sur la consommation énergétique mondiale toujours à la hausse qui a des retombées indésirables sur l'environnement : Dégagement des gaz à effet de serre, l'épuisement des ressources énergétiques mondiales, etc. Aussi, ce chapitre comprend

une présentation de la solution alternative représentée par l'énergie solaire et son abondance en Algérie.

Le deuxième chapitre explique les méthodes d'exploitation de l'énergie solaire et présenteles types de capteurs solaires les plus utilisés actuellement, leurs performances et leurs adaptation avec les installations de climatisation solaire. Le chapitre porte aussi sur la modélisation d'un capteur à concentration de type cylindro-parabolique.

Le troisième chapitre couvre une synthèse sur les types des machines tri-terme utilisées dans la climatisation solaire et le développement de modèles de machines à absorption utilisant les deux couples réfrigérants.

Le dernier chapitre est dédié à la simulation dynamique du bâtiment dans la région de Tlemcen utilisant une installation de climatisation solaire.

Une conclusion générale est donnée à la fin du document

Chapitre I

Chapitre I

Contexte générale et gisement solaire

Sommaire

I.1. INTRODUCTION : 6

I.2. CONTEXTE GENERALE : 6

I.2.1. LA CONSOMMATION ENERGETIQUE : 7
I.2.2. LA PRODUCTION DE CO2: 8
I.2.3. ÉMISSIONS DES GAZ A EFFET DE SERRE (GES) 9
I.2.4. L'AUGMENTATION DE TEMPERATURE AMBIANTE : 11

I.3. L'ENERGIE SOLAIRE : 12

I.3.1. ASPECTS GEOMETRIQUES DE L'ENERGIE SOLAIRE : 12
I.3.2. ASPECTS ENERGETIQUES DE L'ENERGIE SOLAIRE :.....16

I.4. CLIMAT D'ALGERIE : 21

CONCLUSION : 23

BIBLIOGRAPHIE : 24

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

I.1. Introduction :

De nos jours, l'utilisation rationnelle des ressources énergétiques est placée au centre de nos préoccupations. Le recours aux sources d'énergies renouvelables comme l'énergie solaire, le vent, la géothermie sont des alternatives très intéressantes pour répondre à nos besoins énergétiques.

L'utilisation de l'énergie solaire dans les pays ensoleillés est un moyen efficace pour pallier au manque d'énergie surtout dans les zones rurales où il est parfois difficile et coûteux de les alimenter avec le réseau électrique conventionnel.

La possibilité de production de froid à partir de l'énergie solaire a été initié par les développements technologiques dans la filière solaire. Les recherches dans ce domaine sont motivées par les besoins de climatisation pour le confort thermique dans les bâtiments. La croissance de cette demande, en particulier dans les régions chaudes imposent de s'orienter vers de nouvelles solutions.

I.2. Contexte générale :

La consommation mondiale de l'énergie sans cesse croissante, l'épuisement annoncé des ressources d'énergie fossile et le réchauffement climatique de la planète ont conduit les différents pays à promouvoir les politiques de développement durable et de protection de l'environnement. 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 c'est manifesté principalement à travers la pollution et le réchauffement global de la terre du aux gaz à effet de serre. 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 et de développer d'autres alternatives mettant en valeur les différentes formes des énergies renouvelables.

Les énergies renouvelables ont connu une première phase de développement à l'occasion des chocs pétroliers de 1973 et 1978, puis une période de repli après le contre-choc de 1986, avant de retrouver un second souffle en 1998 à la suite de la signature du protocole de Kyoto, protocole qui prévoit notamment une baisse de 5.2% des émissions de gaz à effet de serre des pays riche sur la période 2002-2012 par rapport à 1990 (B.S.Mohammed 2009).

La situation géographique de l'Algérie favorise le développement et l'épanouissement de l'utilisation de l'énergie solaire. En effet, vu l'importance de l'intensité du rayonnement reçu ainsi que la durée de l'ensoleillement qui dépasse les dix heures par jour pendant plusieurs mois, notre pays peut couvrir certains de ses besoins en énergie solaire, ces avantages pourraient être profitables

dans les régions les plus reculées surtout dans les applications de la climatisation où la consommation de l'énergie électrique est très importante.

I.2.1. la consommation énergétique :

Les estimations de la consommation énergétique mondiale de 2003 à 2030 font état d'une augmentation de l'ordre de 71%. Comme le montre la figure I-01, le profil général de cette évolution est le même quelque soit la région du globe observée. On note une reprise très sensible de l'augmentation de cette consommation après une phase de latence entre 2002 et 2003.

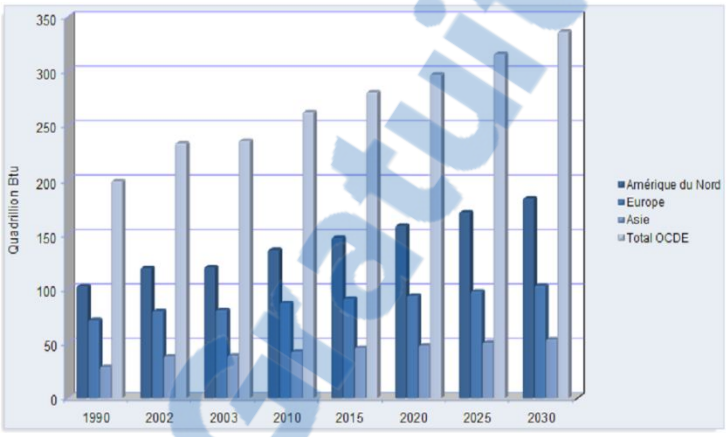


Figure I-01 : *Historique et prévisions de la consommation énergétique par région* (J.P.Praene 2007).

La figure I-02 met en exergue le fait que la plupart de nos besoins énergétiques seront, à moyen terme, toujours couverts par les énergies fossiles. L'utilisation des énergies fossiles est importante. A l'heure actuelle, les ressources fossiles sont encore abondantes. Mais Il est aujourd'hui plus clair que jamais, que nos ressources en énergies fossiles s'épuisent à une vitesse incroyable. Pour le cas du charbon, si l'on maintient le niveau actuel de la consommation mondiale, on disposerait, d'un délai de 180 ans de consommation avant épuisement total.

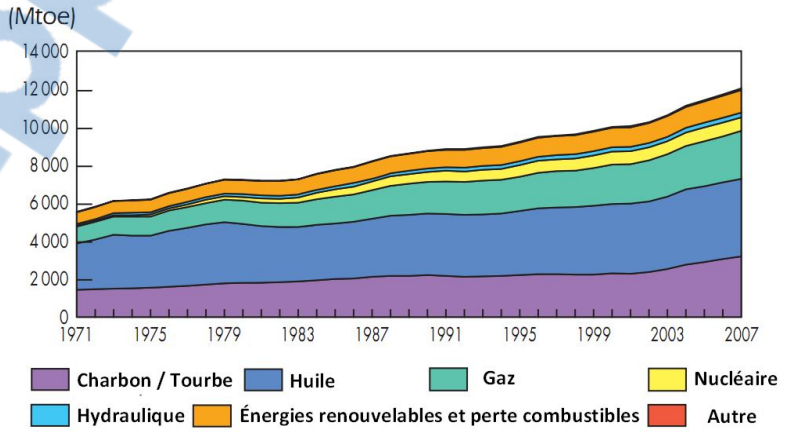


Figure I-02: *Evolution entre 1971 à 2007 de l'approvisionnement en énergie primaire de total du monde par le carburant (TPES : Total Primary Energy Supply) (IEA(2) 2009).*

Rapport-Gratuit.com

*En 1994, l'ADEME (l'**A**gence **D**e l'**E**nvironnement et de la **M**aîtrise de l'**E**nergie) et EDF (**E**lectricité **D**e **F**rance) ont lancé la première grande campagne de mesure française, et même européenne, sur la consommation des appareils électroménagers. Puis d'autres campagnes très variées ont été menées, permettant de connaître de manière très fine la consommation de l'ensemble des usages. Ces différentes campagnes ont permis d'établir en 1996 un premier classement de consommation des différents usages* (ENERTECH 2008) *(figure I-03).*

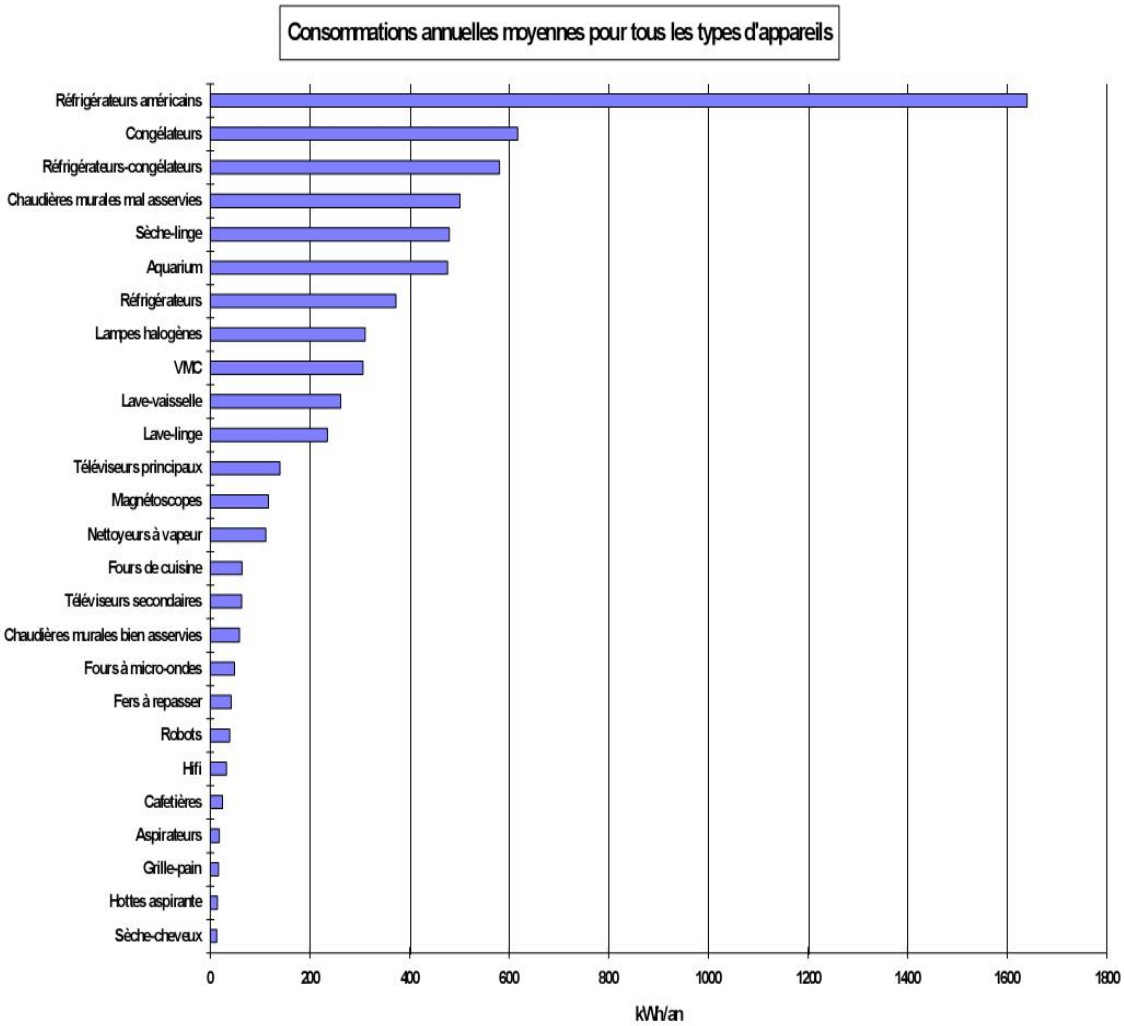


Figure I-03: *Consommation annuelle moyenne des appareils électroménagers en 1996.*

I.2.2. la production de CO2:

La stabilité et le développement économiques dans le monde exigent l'énergie. En dépit de la croissance de l'énergie d'origine non-fossile (telle que nucléaire et l'hydro-électricité) considérée comme non émettant, les combustibles fossiles ont maintenu leurs parts de l'approvisionnement en énergie du monde, relativement sans changement dans les 35 dernières années. (IEA(1) 2009).

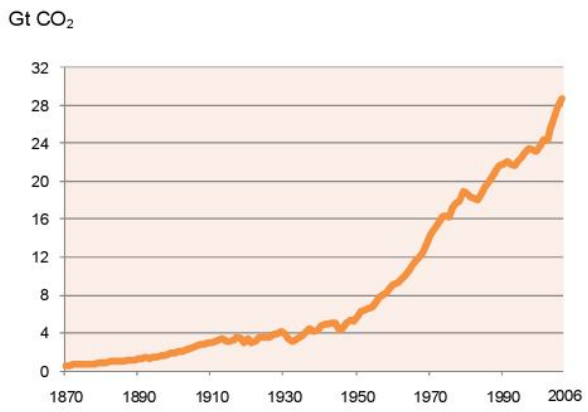


Figure I-04 : *Emissions de CO_2 de la combustion de combustible fossile* (IEA(1) 2009).

La demande énergétique croissante dans le monde joue clairement un rôle principal dans les tendances à la hausse observée dans des émissions du CO_2 (Figure I-04). Depuis la révolution industrielle, les émissions de la combustion de carburants ont considérablement augmenté à 29 Gt de CO_2en 2007 (IEA(1) 2009).

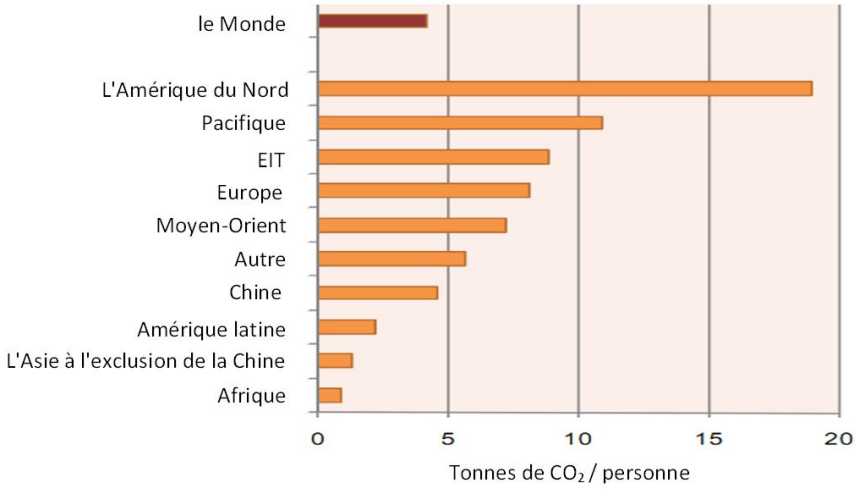


Figure I-05 : *Emissions de CO2 par population pour les régions principales du monde en 2007* (IEA(1) 2009).

Les émissions de CO_2 ont augmentés de 0,9 Gt de CO_2 entre 2006 et 2007, principalement en raison d'une augmentation de la demande de charbon des pays en voie de développement. Ceci a représenté un taux de croissance de 3% dans les émissions CO_2. Cependant, comme avec TPES (Total Primary Energy Supply), les indicateurs ont montré quels émissions étaient ralenties en 2008 et ont diminué en 2009 en raison de la crise économique globale (IEA(1) 2009).

I.2.3. Émissions des gaz à effet de serre (GES)

Les diverses tensions sur les différents marchés internationaux de l'énergie, nous ont orienté beaucoup plus rapidement vers d'autres sources renouvelables. En effet, l'envolée des cours du

Rapport gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

pétrole et du gaz naturel met en évidence une trop grande part de ces ressources dans notre bilan énergétique primaire. Les énergies renouvelables ont connu une première phase de développement après les chocs pétroliers de 1973 et puis 1978, puis une période de repli après le contre-choc de 1986, avant de retrouver un second souffle en 1998 à la suite de la signature du protocole de Kyoto, protocole qui prévoit notamment une baisse de 5.2% des émissions des gaz à effet de serre des pays riche sur la période 2002-2012 par rapport à 1990.

Dans ce qui suit, on présente les principaux gaz à effet de serre (A.Legendre 2009) *:*

Le dioxyde de carbone ou gaz carbonique (CO_2) *: Il y a bien sûr des émissions naturelles : la respiration des plantes ou des animaux, la putréfaction, les incendies naturels, etc. Mais le CO_2 est responsable d'environ 55% de l'effet de serre anthropique. Le CO_2 venant des activités humaines provient pour l'essentiel de la combustion des énergies fossiles (charbon, pétrole, gaz), de certaines industries (production de ciment, etc.), et pour une part non négligeable de la déforestation, notamment en zone tropicale. Actuellement, le développement de l'habitat et des transports contribue de plus en plus aux émissions de CO_2.*

Le méthane (CH_4) : *Engendre environ 15% de l'effet de serre anthropique. Une partie des émissions est d'origine naturelle (zone humide naturelle, fermentation entérique). Mais plus de la moitié des émissions sont liées à l'activité humaine : l'agriculture (rizières inondées), l'extraction du gaz naturel ou les prairies.*

Le protoxyde d'azote ou oxyde nitreux (N_20) : *Provoque environ 5% de l'effet de serre anthropique. Les principales sources humaines d'émission sont : l'agriculture (engrais azotés), la combustion de biomasse, les activités industrielles. Il faut signaler aussi que les marges d'erreur dans la quantification des émissions de N_2O sont élevées car de nombreux phénomènes restent inexpliqués.*

Les halocarbures, et autres gaz artificiels fluorés (HFC, PFC, SF6) : *Ils sont en quasi-totalité issus des activités humaines, car ils sont synthétiques et n'existent pas à l'état naturel. On les retrouve dans les systèmes de réfrigération et de climatisation (ils sont émis dans l'atmosphère par fuites ou mise en décharge des appareils), dans les aérosols (les célèbres CFC aujourd'hui réglementés), la fabrication de mousses isolantes, ou dans les applications électriques (transformateurs, ordinateurs, téléphones portables...). Ils participent à 15 % de l'effet de serre additionnel. Malgré le fait qu'ils représentent moins de 0,000 001% de tous les GES, ils représentent un danger majeur du fait qu'ils peuvent rester jusqu'à 50000 ans dans l'atmosphère.*

La vapeur d'eau (H_20) : *Elle représente 70 % des émissions des GES. En plus elle a une faible durée de vie dans l'atmosphère qui ne dépasse pas une dizaine de jours, ce qui lui confère des effets locaux de courte durée (formation de brouillards ou de nuages bas). La quasi-totalité de ses émissions*

vient du cycle de l'eau (d'origine naturelle). Et donc si l'on se limite à l'effet de serre d'origine humaine, appelé parfois effet de serre "additionnel" ou anthropique, l'influence de la vapeur d'eau sur le climat est négligeable.

L'ozone (O_3) troposphérique : *Il engendre environ 10% de l'effet de serre anthropique, naturellement présent dans l'atmosphère. Selon l'endroit où il se trouve, il est avantageux : dans la stratosphère, il arrête les ultraviolets et il est indésirable : dans la troposphère, il représente un polluant local.*

I.2.4. L'augmentation de température ambiante :

Basé sur l'administration océanique et atmosphérique nationale (NOAA) et les disques nationaux du centre de calculs de climat des Etats-Unis, l'élévation des températures de surface globales depuis 1900 est 0.66°C, une fois calculée comme tendance linéaire. L'année 2005 était notable pour sa chaleur globale, sur la surface et dans toute la troposphère. Globalement, les températures de surface sont demeurées au-dessus de la moyenne en chacun des 12 mois et ont atteint une valeur élevée record pendant l'année. Cette chaleur anormale fait partie d'une tendance de chauffage à long terme, approximativement de 0.7°C par siècle depuis 1900 et d'un taux d'augmentation presque trois fois aussi grandes depuis 1976 (K.Soteris 2009).

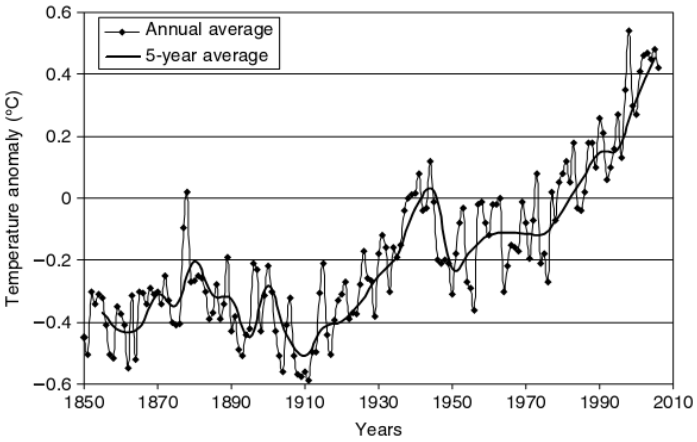


Figure I-06 : *La température globale depuis 1850 (K.Soteris 2009).*

D'une façon générale, la température de surface en 2005 était la plus chaude depuis le commencement d'observations conformées de la température en 1880. La majorité des 10 années les plus chaudes principales se sont produites dans la décennie passée, et l'année 2005 continue une tendance à la hausse marquée dans la température globalement ramenée à une moyenne depuis le milieu des années 70. La température globale de 1850 jusqu'à 2006 est montrée sur la figure I-06.

Comme on le constate, la tendance à la hausse est plus sérieuse à partir des années 70 (K.Soteris 2009).

D'un point de vue régional, les températures ramenées à une moyenne annuelle et mensuelle étaient au-dessus de la normale (température de saison) à travers la majeure partie du monde. L'Australie a éprouvé ses années les plus chaudes sur le disque comme son avril plus chaud. Pour la Russie et le Mexique, l'année 2005 était la deuxième année la plus chaude sur le disque.

I.3. L'énergie solaire :

Développer une alternative aux énergies « épuisables » comme le gaz ou le pétrole est un enjeu majeur du XXIe siècle. Eau, soleil, vent, végétaux, marées, chaleur de la terre peuvent fournir de l'énergie. Une énergie propre qui favorise un développement durable, gratuite et non polluante.

L'énergie solaire est à l'origine des toutes formes d'énergie dans la terre. Elle est donc à l'origine de richesses énergétiques telles que le charbon, le pétrole et le gaz. Ainsi que le cycle de l'eau, de vent et des saisons. L'énergie solaire est utilisée depuis de nombreux siècles, de façon plus ou moins indirecte pour, par exemple, chauffer.

Le rayonnement solaire est un rayonnement thermique qui se propage sous la forme d'ondes électromagnétiques. Il produit à la lisière, mais en dehors de l'atmosphère terrestre, un éclairement énergétique à peu près constant et égal à 1 370 W/m^2, appelé de ce fait : constante solaire H_0.

Pour atteindre chaque point de la surface éclairable du globe terrestre, les rayons solaires traversent l'atmosphère qui dissipe une partie de l'énergie provenant du soleil par :

- ✓ *Diffusion moléculaire (en particulier pour les radiations U.V).*
- ✓ *Réflexion diffuse sur les aérosols atmosphériques (gouttelettes d'eau, poussières…).*
- ✓ *Absorption sélective par les gaz de l'atmosphère.*

L'atténuation correspondante du rayonnement solaire dépend de l'épaisseur de l'atmosphère traversée, celle-ci dépendant à son tour de la latitude du lieu considéré et du temps. Cette caractéristique nous conduisant a étudie l'énergie solaire sur deux axe, l'aspect géométrique et énergétique.

I.3.1. Aspects géométriques de l'énergie solaire :

I.3.1.1. Mouvement de la Terre :

La trajectoire de la Terre autour du Soleil est une ellipse dont le Soleil est l'un des foyers. Le plan de cette ellipse est appelé l'écliptique à une distance moyenne de 149 675 106 km. La distance terre- soleil (en UA) varie quotidiennement selon la relation suivant (M.Rachid 2005)*:*

$$D_{TS}(n) = 1 - 0{,}017.\cos\left(\frac{360.(n-2)}{365}\right) \qquad (I.01)$$

Pour $D_{TS} = 1\ UA$ *donc* $H = H_0$ *alors* $1\ UA \approx 150\ million\ km.$

La Terre tourne également sur elle-même autour d'un axe appelé l'axe des pôles. Le plan perpendiculaire à l'axe des pôles et passant par le centre de la Terre est appelé l'équateur. L'axe des pôles n'est pas perpendiculaire à l'écliptique : l'équateur et l'écliptique font entre eux un angle appelé inclinaison, et qui vaut 23°27'. Les mouvements de la Terre autour de son axe et autour du Soleil sont schématisés sur la figure I-7.

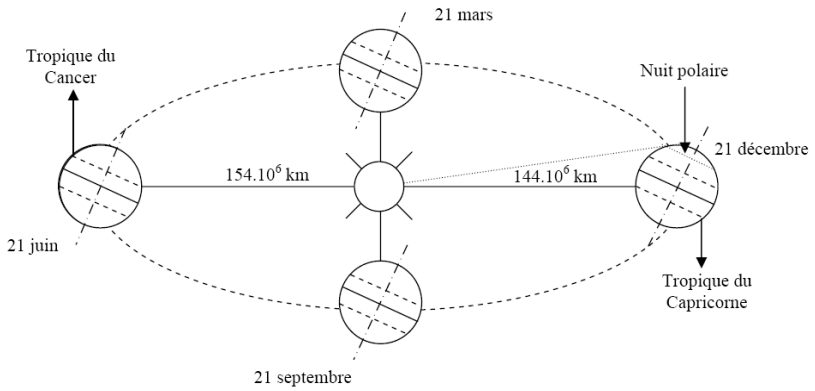


Figure I-07 : *Schématisation des mouvements de la Terre autour du Soleil.*

On appelle déclinaison δ l'angle formé par la direction du Soleil avec le plan équatorial. Elle varie au cours de l'année entre -23,45° et +23,45°. Elle est nulle aux équinoxes (21 mars et 21 septembre), maximale au solstice d'été (21 juin) et minimale au solstice d'hiver (21 décembre). La valeur de la déclinaison peut être calculée par la relation (A.Beckman et al. 1980)*:*

$$\delta = 23{,}45.\sin[0{,}98^{\circ}.(n + 284)] \qquad (I.02)$$

I.3.1.2. <u>Mouvement apparent du soleil</u>

Le mouvement apparent du Soleil vu par un observateur fixe en un point de latitude L au nord de l'équateur est représenté sur la figure I-8. Au midi solaire, l'angle que fait la direction du Soleil avec la verticale du lieu est égal à $(L_t - \delta)$.

La durée du jour est de 12h aux équinoxes, elle est inférieure à 12h entre le 21 septembre et le 21 mars, supérieure à 12h entre le 21 mars et le 21 septembre.

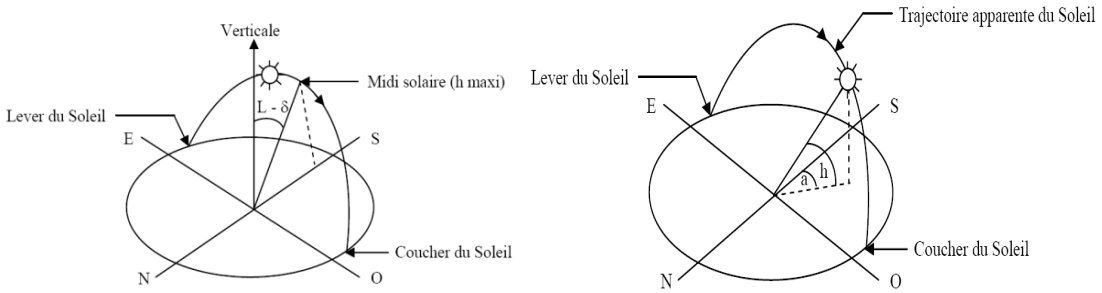


Figure I-08 *: Mouvement apparent du Soleil observé d'un point de latitude L et repérage de la position du Soleil.*

Le repérage du soleil s'effectue par l'intermédiaire de deux angles :

- *L'azimut a_z: c'est l'angle que fait la direction de la projection du Soleil sur le plan horizontal avec la direction Sud, cet angle étant orienté positivement vers l'Ouest.*
- *La hauteur h_s du Soleil : c'est l'angle que fait la direction du Soleil avec sa projection sur un plan horizontal.*

La latitude L et la date n servent à déterminer la trajectoire du Soleil dans le ciel et l'heure TS donne la position instantanée sur cette trajectoire.

On définit le jour comme le temps mis par la Terre pour effectuer un tour sur elle-même. Un jour a été divisé en 24h et on a défini l'heure solaire TS en fixant $TS = 12h$ lorsque la hauteur du Soleil est maximale (le Soleil est à son « zénith »).

On définit également l'angle horaire ω par (A.Beckman et al. 1980)*:*

$$\omega = 15^{\circ}.(TS - 12) \tag{I.03}$$

ω : est compté positivement l'après-midi.

La hauteur h_s du Soleil peut alors se déduire de la relation (A.Beckman et al. 1980) *:*

$$sin(h_s) = sin(L_t).sin(\delta) + cos(L_t).cos(\delta).cos(\omega) \tag{I.04}$$

Et l'azimut a_z par la relation (A.Beckman et al. 1980)*:*

$$sin(a_z) = \frac{cos(\delta).sin(\omega)}{cos(h_s)} \tag{I.05}$$

Des diagrammes solaires peuvent également permettre une détermination rapide, en un lieu de latitude L donnée, des valeurs de a_z et h pour chaque heure (solaire) de la journée et chaque mois de l'année.

I.3.1.3. Heures et temps :

- ***Durée du jour :***

Le module ω_l de l'angle horaire au lever du Soleil s'obtient en écrivant $sin(h) = 0$ dans la formule (I.04), ce qui conduit à (A.Beckman et al. 1980)*:*

$$cos(\omega_l) = -tan(L_t).tan(\delta) \tag{I.06}$$

L'heure solaire au lever du Soleil a donc pour valeur:

$$TS_l = 12 - \frac{\omega_l}{15} \tag{I.07}$$

L'angle horaire ω_c au coucher du Soleil est l'opposé de l'angle horaire à son lever, nous avons donc $\omega_c = -\omega_l$ et la durée du jour d_j vaut :

$$d_j = 2.\frac{\omega_l}{15} \quad (I.08)$$

➢ ***Relation entre temps légal et temps solaire :***

Les relations qui se rapportent au mouvement du soleil utilisent le temps solaire TS qui diffère généralement du temps légal TL (heure des montres) du lieu considéré. Cette différence est liée à :

- ✓ *La différence (fixée par chaque pays) entre l'heure légale TL et l'heure civile du fuseau horaire TCF dans lequel il se trouve* (A.Beckman et al. 1980) *:*

$$C_d = TL - TCF \quad (I.09)$$

L'heure civile TCF du fuseau horaire est égale au temps universel TU (temps solaire du méridien de Greenwich) augmenté de la valeur du décalage horaire que l'on trouvera sur la figure I-9A, pour l'Algérie C_d = 1 (C.Michel 1985)

- ✓ *La variation de la vitesse de la Terre sur sa trajectoire autour du Soleil qui introduit un terme correctif appelé équation du temps et noté ET* (A.Beckman et al. 1980)*:*

$$ET = -[0{,}0002 - 0{,}4797.cos(\acute{\omega}.n) + 3{,}2265.cos(2.\acute{\omega}.n) + 0{,}00903.cos(3.\acute{\omega}.n) + 7{,}3509.sin(\acute{\omega}.n) + 9{,}3912.sin(2.\acute{\omega}.n) + 0{,}3361.sin(3.\acute{\omega}.n)] \quad (I.10)$$

Ou $\acute{\omega}$ = 0,984 et ET : Equation du temps (terme correctif) en min ;

- ✓ *La différence de longitude $(l_0 - l_{ref})$ entre le lieu considéré et le lieu servant de référence au temps légal (en général le centre du fus eau).*

Le temps solaire TS se calcule finalement par la formule :

$$TS = TL - C_d + \frac{ET}{60} + \frac{(l_0 - l_{ref})}{15} \quad (I.11)$$

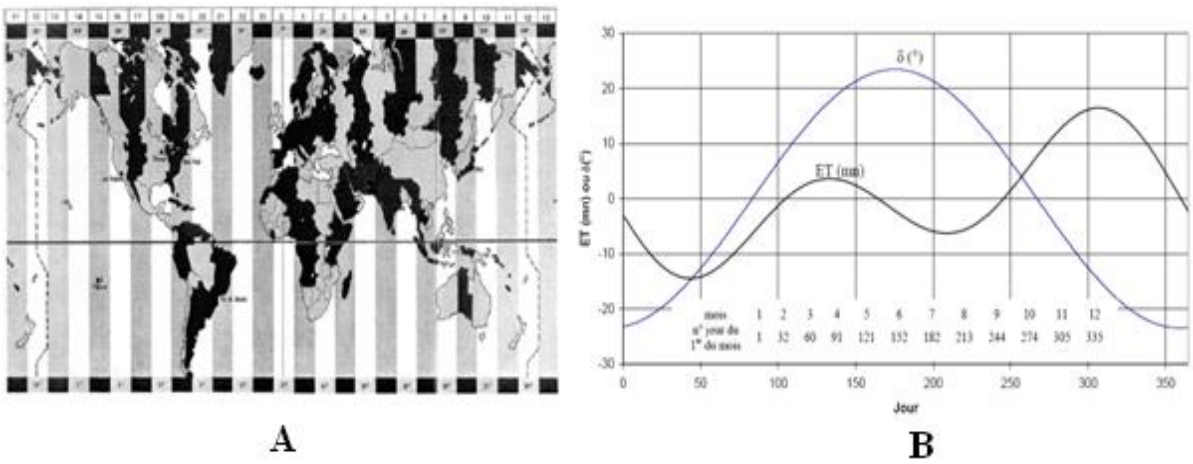


Figure I-09 : *Décalage horaire par rapport au méridien de Greenwich (A) -Equation du temps ET et déclinaison δ en fonction du jour de l'année (B).*

La correction maximale due à l'équation du temps est de l'ordre de 16 mn, on peut ne pas en tenir compte en première approximation. On trouvera les variations annuelles de la déclinaison et de l'équation du temps sur la figure I-09B.

I.3.1.4. Durée et taux d'ensoleillement :

- *Durée d'ensoleillement :*

Selon les conditions atmosphériques, le ciel peut être plus ou moins couvert de nuages au cours d'une journée. Ceux-ci occultent le Soleil, totalement ou partiellement, empêchant ainsi le rayonnement d'atteindre directement le sol. On dit que la nébulosité est plus ou moins importante selon qu'il y a beaucoup ou peu de nuages.

On appelle durée effective d'ensoleillement ou insolation SS*, le temps pendant lequel, au cours d'une journée, le rayonnement solaire direct a atteint le sol du lieu considéré. On appelle rayonnement direct, le rayonnement qui atteint la surface terrestre sans avoir subi de déviation depuis son émission par le Soleil.*

- *Taux d'ensoleillement :*

Par ciel clair sans nuages, le sol reçoit le rayonnement solaire direct pendant toute la durée du jour, ou plus précisément pendant la durée maximale d'ensoleillement SS_0*. On appelle taux d'ensoleillement ou taux d'insolation le rapport entre la durée effective et la durée maximale d'ensoleillement* (A.Beckman et al. 1980)*:*

$$\varphi = \frac{SS}{SS_0} \qquad \text{(I.12)}$$

La durée maximale d'ensoleillement SS_0 *pour un site dégagé peut être prise égale à la durée du jour.*

I.3.2. Aspects énergétiques de l'énergie solaire :

I.3.2.1. Le solaire :

Le soleil est une sphère de matière gazeuse, composée d'Hydrogène et d'Hélium, dont le diamètre atteint environ 1,4 million de km (figure I-10) et la température excède $20.10^6 K$ *(réaction de fusion). Cette énergie est absorbée par une zone recouvrant le cœur du soleil et riche en ions* (M.Rachid 2005).

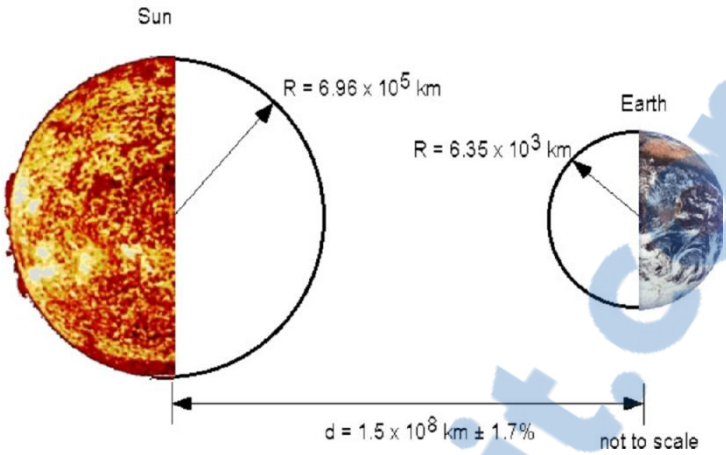


Figure I-10 : *Dimensionnement soleil-terre.*

La chaleur est transférée par convection à la photosphère qui est à T=5672±50 °C. La puissance totale émise est de l'ordre de 9,5 x 1025 W. Le rayonnement du soleil est composé d'un paquet d'ondes électromagnétiques.

La puissance du rayonnement solaire est évaluée plus exactement par la relation :

$$H = H_0.\left(1 + 0{,}034.\cos\left(\frac{360.(n-2)}{365}\right)\right) \qquad (I.13)$$

Avec $H_0 = 1367\ W/m^2$*: est la constante solaire.*

La puissance du rayonnement solaire est atténuée à la surface de la terre pour les raisons suivantes :

- ✓ *Effets atmosphériques (absorption, piégeage, réflexion,...).*
- ✓ *Variations locales dans l'atmosphère (vapeur d'eau, pollution, ...).*
- ✓ *Direct et Diffus.*
- ✓ *Recouvrement.*

Le rayonnement solaire est la lumière qui provient du soleil sous forme d'ondes électromagnétiques dont 98% d'énergie est comprise entre λ *= 0,25µm et* λ *= 4µm, le reste représente 1% au-dessus et 1% au-dessous de cet intervalle.*

La répartition d'énergie en fonction de la longueur d'onde est :

- *Pour 0,25 µm <λ< 0,4µm : c'est le domaine de l'ultraviolet (invisible), il représente 7 % de l'énergie totale émise par le soleil.*
- *Pour 0,4 µm <λ< 0,8µm :c'est le domaine du visible, il représente 47,5 % de l'énergie totale émise par le soleil.*
- *Pour 0,8 µm <λ< 4 µm : c'est le domaine de l'infrarouge (invisible), il représente 45,5 % de l'énergie totale émise par le soleil.*

Rapport-Gratuit.com

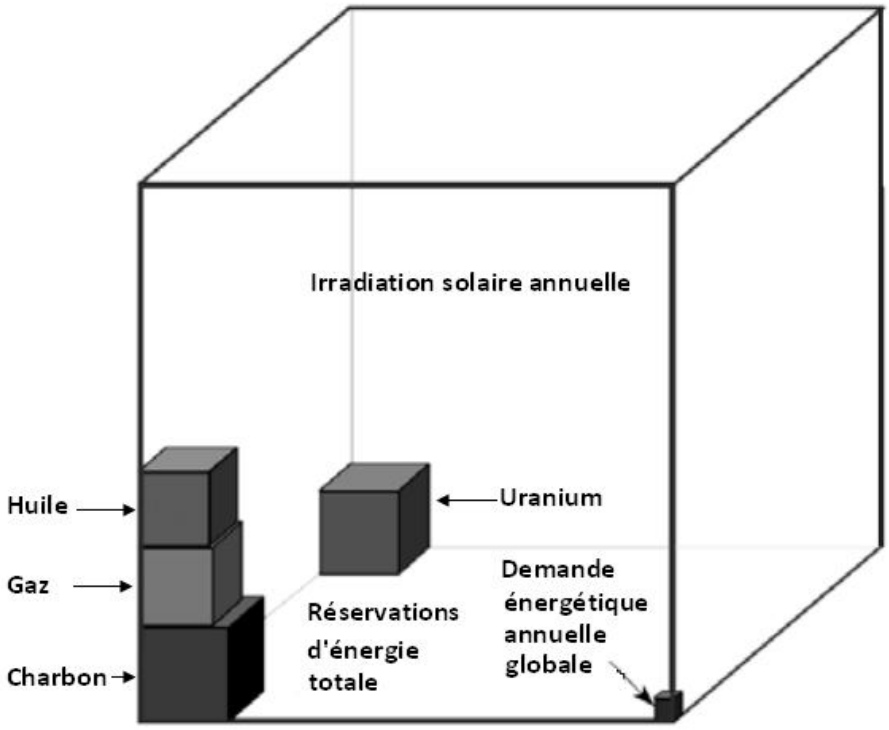


Figure I-11: *La part de solaire par rapport aux autres sources d'énergie (V.Quaschning 2005).*

Le rayonnement solaire est assimilable à celui d'un corps noir à la température T = 2800K dans l'intervalle du spectre [0,25 µm - 4µm].

Le soleil est un énorme réacteur thermonucléaire, où l'hydrogène fusionne en hélium. L'énergie qu'il envoie dans toutes les directions est à la fois énorme (environ 10 000 fois les besoins terrestres) (figure I-11), mais malheureusement assez diluée, puisque la puissance maximale reçue à l'extérieur de l'atmosphère sur une surface de un mètre carré perpendiculaire à la direction du rayonnement est au maximum d'environ 1350 W (cette valeur est légèrement supérieure en hiver car la distance Terre-Soleil est minimale à ce moment-là)

Pour récupérer une quantité d'énergie importante, il faut donc nécessairement augmenter la surface qui intercepte le flux solaire. Concentrer le rayonnement solaire n'augmente pas la puissance ou l'énergie récupérée, mais fait augmenter seulement la valeur de la température.

I.3.2.2. Rayonnement solaire au sol

La valeur de l'irradiation globale annuelle sur un plan horizontal dépend fortement de la latitude comme le montre la carte de l'ensoleillement sur la figure I-12. Il présente l'irradiation solaire mondiale moyenne entre Juin 1983 et Juin 1991 en $[kWh/m^2.jour]$.

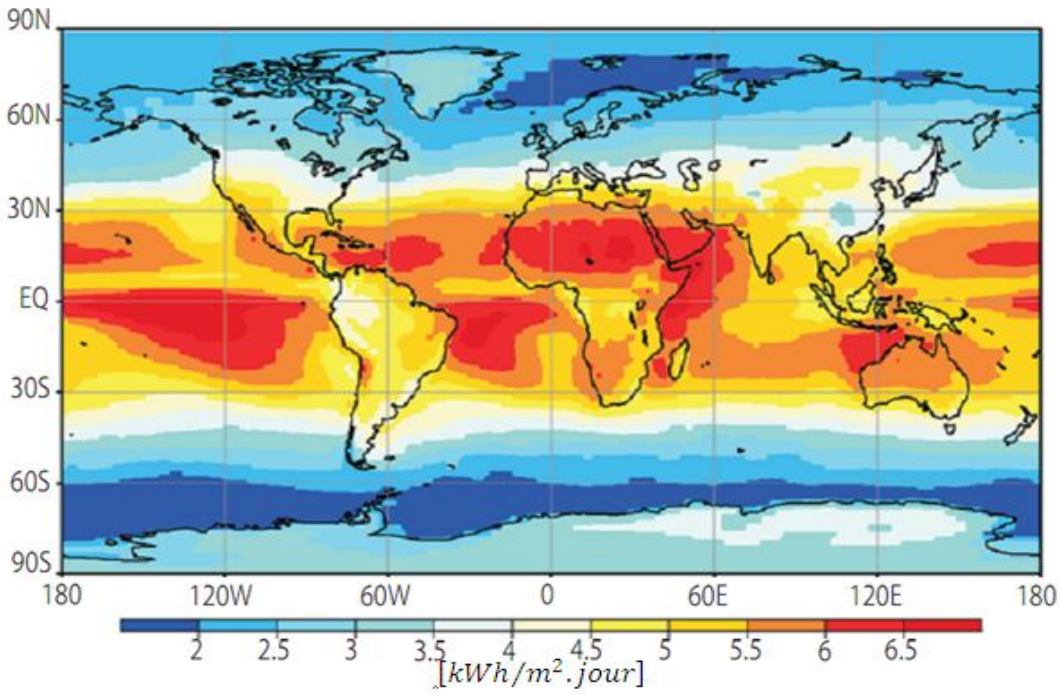


Figure I-12: *Irradiation globale moyenne mondiale* (K.Heinloth 2006).

La valeur du flux est élevée et sa valeur minimale est relativement importante en zone tropicale ce qui permet d'envisager des systèmes solaires autonomes sans stockage d'énergie sur une longue période. En dehors de la zone tropicale, les écarts de la valeur de l'irradiation entre le mois le plus ensoleillé et le mois le moins ensoleillé sont importants et il faudra prévoir soit un stockage d'énergie soit une énergie d'appoint pour couvrir un besoin énergétique donné (séchage de produits, production d'eau chaude sanitaire. pompage d'eau....).

I.3.2.3. Rayonnement solaire sur un plan quelconque

La fraction du rayonnement total G *en*$[W/m^2]$ *sur une surface inclinée par un angle* β_c $[degré]$*est donnée comme suit* (A.Beckman et al. 1980) *:*

$$G = R_b.S + R_{dc}.D + R_{ds}.G_t \qquad (I.14)$$

Avec :

$$R_b = \frac{cos(\theta)}{sin(h_s)} \qquad R_{dc} \approx \frac{1 + cos(\beta_c)}{2} \qquad R_{ds} = \kappa.\frac{1 - cos(\beta_c)}{2}$$

h_s *: est l'hauteur solaire calculer par l'équation (I-04)*

κ *: L'albédo du sol avoisinant, pour Tlemcen* $\kappa = 0.2$ (C.Michel 1985).

θ *: Angle d'incidence* (A.Beckman et al. 1980)*:*

$$cos(\theta) = sin(\delta).sin(L_t).cos(\beta_c) - sin(\delta).cos(L_t).sin(\beta_c).cos(\gamma) + cos(\delta).cos(L_t).cos(\omega) + cos(\delta).sin(L_t).sin(\beta_c).cos(\gamma).cos(\omega) + cos(\delta).sin(\beta_c).sin(\gamma).sin(\omega) \qquad (I.15)$$

γ*: Azimut de surface.*

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

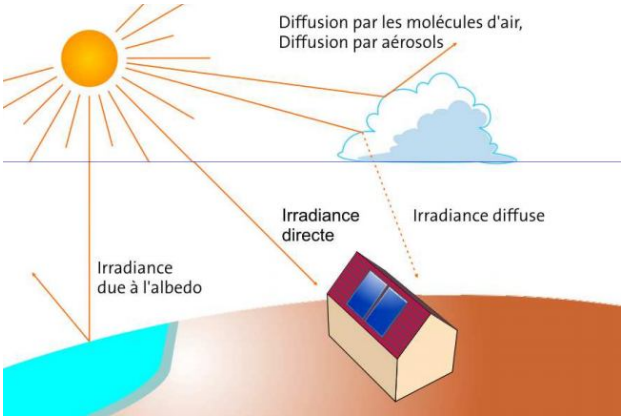


Figure I-13 : *Les rayonnements solaires direct et diffuse.*

- ✓ ***Rayonnement direct*** S ***:***

Le rayonnement direct $S\,[W/m^2]$ *est celui qui traverse l'atmosphère sans subir de modifications. L'éclairement solaire direct sur un plan horizontal peut être déterminé à partir de l'équation suivante:*

$$S = I.sin(h_s) \tag{I.16}$$

Avec $I\,[W/m^2]$ *le rayonnement direct reçu par une surface orientée en permanence vers le Soleil. Nous désignerons par :*

$$I = 1370.exp\left[\frac{-FTL}{0{,}9 + 9{,}4.sin(h_s)}\right] \tag{I.17}$$

Où FTL *est le facteur de trouble de Linke calculable par* (A.Beckman et al. 1980)*:*

$$FTL = 2{,}4 + 14{,}6.\varpi + 0{,}4.(1 + 2.\varpi).log(p_v) \tag{I.18}$$

ϖ*: est le coefficient de trouble atmosphérique que l'on peut prendre égal à :*

- *zone rurale :* $\varpi = 0{,}05$
- *zone urbaine :* $\varpi = 0{,}10$
- *industrielle ou polluée :* $\varpi = 0{,}20$

p_v *: pression de vapeur dans l'air en* $mmHg$.

- ✓ ***Rayonnement diffus*** D*:*

Le rayonnement diffus est la part du rayonnement solaire diffusé par les particules solides ou liquides en suspension dans l'atmosphère. Il n'a pas de direction privilégiée.

L'éclairement solaire diffus $D\,[W/m^2]$ *sur un plan horizontal peut être déterminé par utilisation de la corrélation suivante en l'absence de toute mesure :*

$$D = 54{,}8.\sqrt{sin(h_s)}.\left[FTL - 0{,}5 - \sqrt{sin(h_s)}\right] \tag{I.19}$$

- ✓ ***Rayonnement global*** G_t *:*

Le rayonnement global $G_t\,[W/m^2]$*est la somme du rayonnement direct et diffus.*

$$G_t = D + S \tag{I.20}$$

I.4. Climat d'Algérie :

L'Algérie, est située au nord d'Afrique, sur la côte méditerranéenne. Avec une superficie de 2 381 741 km², c'est le plus grand pays bordant la Méditerranée et le deuxième plus étendu d'Afrique et du monde arabe après le Soudan. Il partage des frontières terrestres au nord-est avec la Tunisie, à l'est avec la Libye, au sud avec le Niger et le Mali, au sud-ouest avec la Mauritanie et le territoire non autonome du Sahara occidental, et enfin à l'ouest avec le Maroc.

Le Nord de l'Algérie tire la clémence de ses hivers et la douceur de ses étés de sa position privilégiée. Son climat méditerranéen (Aux limites subtropicales des latitudes moyennes, il y a des zones dans lesquelles le climat est caractérisé par des hivers pluvieux et doux, et des étés chauds et secs. Ce type de régime climatique, connu comme le climat Méditerranéen se caractérise par la présence de la chaîne montagneuse de l'atlas tellien sur son flanc sud et de la mer méditerranée au nord dont les eaux restent plus aux moins chaudes toute l'année.

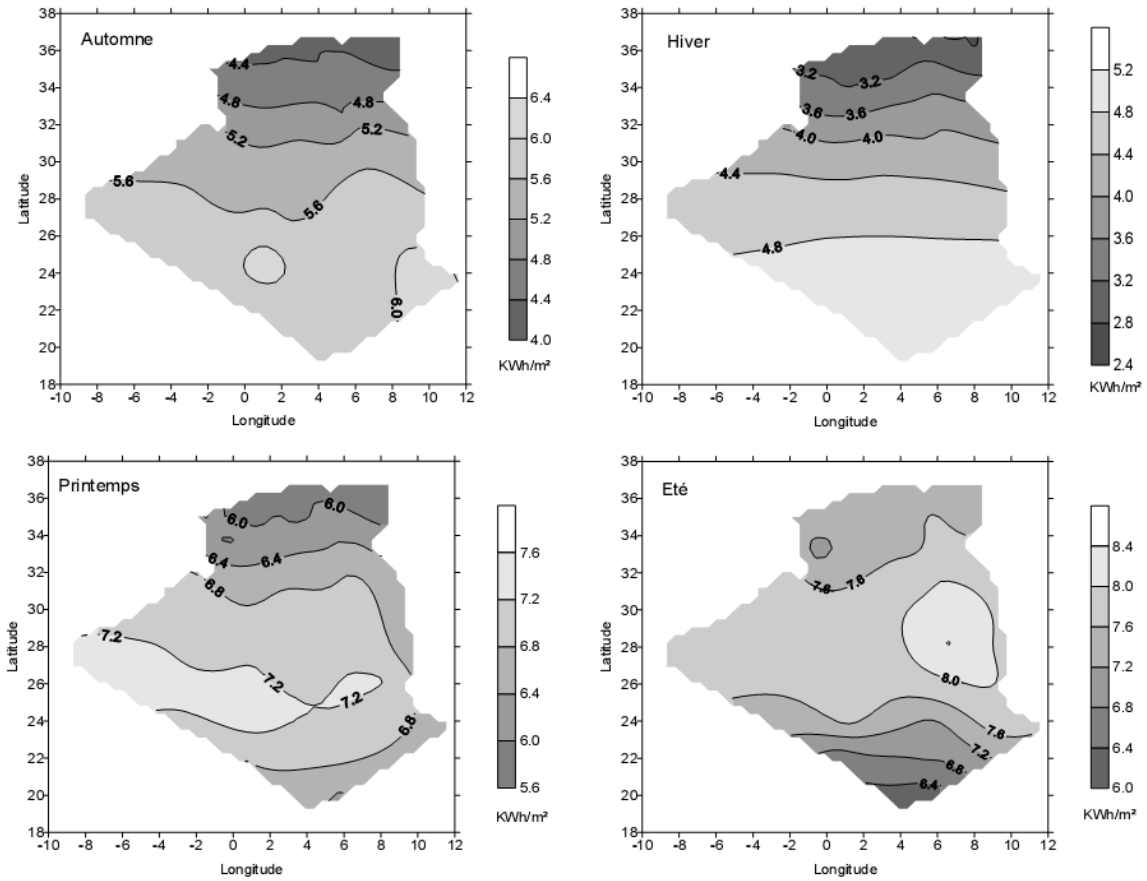


Figure I-14 : *Cartographie de l'irradiation globale simulée par ciel moyen (A.Mefti et al. 1999).*

L'atlas tellien, une chaîne de montagne qui s'étend parallèlement à la mer méditerranée, du Maroc à la Tunisie, protège la région du littoral côtier des remontées d'air sec et chaud du Sahara.

L'air saharien arrive parfois à traverser ces montagnes pour s'étendre vers le littoral. Subissant l'effet de fœhn, cet air s'assèche et se réchauffe sous le vent engendrant les canicules les plus sévères. Des canicules que la proximité de la mer dissipe difficilement par le phénomène de la brise.

Les précipitations sur l'ensemble du territoire se présentent d'une manière assez diverse, d'une part par leurs causes et d'autre part par les quantités recueillies. Elles diminuent d'Est en Ouest et du Nord au Sud.

L'Algérie de par sa situation géographique, constitue sur le globe terrestre une zone particulièrement bien ensoleillée. Aussi les moyennes annuelles d'ensoleillement varient entre 2600 h/an *dans le Nord à* 3500 h/an *dans le Sud.*

A.Mefti a été étudié la variation de l'ensoleillement au cours du temps et de la position dans l'Algérie et après la simulation de l'irradiation globale par ciel moyen, il conclue l'existence des cinq zones homogènes comme cela est indiqué sur la figure I-14. Aussi, à partir de l'analyse globale des cartes, il constate que le potentiel énergétique de l'Algérie est très important. En moyenne annuelle, il dépasse les 5 kWh/m²/jour au nord pour atteindre les 7 kWh/m²/jour (A.Mefti et al. 1999).

Eu égard à la superficie du territoire algérien (2.500.000 km²), le réseau de mesure de paramètres radiométriques est peu dense. En effet, sur les cinquante quatre stations qui mesurent la durée d'insolation, seules sept assurent la mesure des composantes globale et diffuse du rayonnement solaire reçu sur plan horizontal. Ainsi, des modèles ou des techniques de reconstitution du rayonnement solaire à partir de la durée d'insolation ou autres paramètres météorologiques sont utilisés.

Conclusion :

L'énergie a toujours constitué un enjeu vital pour l'homme et les sociétés humaines. Les comportements humains sont fortement induits par sa disponibilité ou sa non-disponibilité, son abondance ou sa pénurie. De ces comportements vont découler de nouveaux enjeux, en particulier pour l'environnement et les équilibres socio-économiques. La prise de conscience de l'importance de ces enjeux (réchauffement climatique, épuisement des ressources, augmentation des coûts de la santé, etc.) devrait, nous l'espérons, permettre de tendre vers une utilisation plus rationnelle de l'énergie, une optimisation des processus énergétiques que nous mettons en œuvre tous les jours.

L'augmentation brutale du prix du pétrole survenue en 1973 a conduit une première fois l'homme à s'intéresser à des sources d'énergie renouvelables au premier rang desquelles l'énergie solaire. Les principales caractéristiques de l'énergie solaire ayant suscité l'intérêt qu'on lui a porté à l'époque étaient sa gratuité, sa disponibilité sur une grande partie du globe terrestre et l'absence de risque d'épuisement connu par les sources d'énergie fossile.

Bibliographie :

(A.Beckman et al. 1980) *A.Beckman et al. « Solar engineering of Thermal Processes ». Madison,Wisconsin: John Wiley & Sons, INC., 1980.*

(A.Legendre 2009) *A.Legendre. « L'homme est-il responsable du réchauffement climatique? ». France: EDP Sciences, 2009.*

(A.Mefti et al. 1999) *A.Mefti et al. «Estimation et Cartographie de la Composante Globale du Rayonnement Solaire». Rev.Energy.Renouvlable, 1999: 219-224.*

(B.S.Mohammed 2009) *B.S.Mohammed. « Modélisation du comportement thermique de quelques dispositifs solaire ». Thèse de doctorat, Tlemcen: Université Abou Bakr Belkaid, 2009.*

(C.Michel 1985) *C.Michel. « Atlas solaire de l'Algerie ». Alerie: EPAU, 1985.*

(ENERTECH 2008) *ENERTECH. « Campagne de mesures des appareils de production de froid et des appareils de lavage dans 100 logements ». Rapport final de projet AEE2008, France: ADEME / EDF / ENERTECH, 2008.*

(IEA(1) 2009) *IEA(1). « CO2 emissions from fuel compustion ». France : Highlights, 2009.*

(IEA(2) 2009) *IEA(2). « Key world energy statistics ». France: Stedi media, 2009.*

(J.P.Praene 2007) *J.P.Praene. « Intégration et modélisation dynamique de composants d'un systéme de rafraichissement solar a absorption couplé au batiment ». Thèse de doctorat, Reunion: Université de la Reunion, 2007.*

(K.Heinloth 2006) *K.Heinloth. « Energy technologies : Renewable energy ». USA: Springer, 2006.*

(K.Soteris 2009) *K.Soteris. « Solar Energy Engineering ». USA: ELSEVIER, 2009.*

(M.Rachid 2005) *M.Rachid. « Application de L'Energie Photovoltaique au Pompage Hydrolique sur les Site de Tlemcen et de Bouzareah ». Thèse de Magister, Tlemcen: Université Abou Bekr Belkaïd, 2005.*

(V.Quaschning 2005) *V.Quaschning. « Understanding Renewable Energy Systems ». London: EARTHSCAN, 2005.*

Chapitre II

Chapitre II

Etat de l'art des capteurs solaires et modélisation

Sommaire

II.1. INTRODUCTION : 27

II.2. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT : 27

II.3. PERFORMANCE D'UN CAPTEUR SOLAIRE THERMIQUE : 27

II.4. CLASSIFICATION DES CAPTEURS SOLAIRES THERMIQUES : 29

II.4.1. LES CAPTEURS PLANS :.....29
II.4.2. LES CAPTEURS SOLAIRES A CONCENTRATION 34

II.5. ADAPTATION AVEC LES SYSTEMES FRIGORIFIQUES : 37

II.6. LE STOCKAGE DE L'ENERGIE SOLAIRE : 38

II.6.1. LE STOCKAGE PAR CHALEUR SENSIBLE :.....38
II.6.2. LE STOCKAGE PAR CHALEUR LATENTE : 39

II.7. SIMULATION DYNAMIQUE D'UN CAPTEUR CYLINDRO-PARABOLIQUE : 39

II.7.1. INTRODUCTION :.....39
II.7.2. LES HYPOTHESES : 40
II.7.3. DESCRIPTION GEOMETRIQUE DE CAPTEUR CYLINDRO-PARABOLIQUE : 40
II.7.4. LE BILAN ENERGETIQUE DU CAPTEUR : 41
II.7.5. PARAMETRES DE SIMULATION : 52

CONCLUSION : 56

BIBLIOGRAPHIE : 57

II.1. Introduction :

Le rafraichissement solaire se différencie de la production d'eau chaude par le niveau élevé de température à laquelle la chaleur utile doit être fournie. Pour les groupes de froid à sorption (absorption et adsorption), la température utile dépasse généralement 80°C; les valeurs les plus basses étant d'environ 50°C. Pour les systèmes à dessiccation, la température de fonctionnement va de 55°C à 90°C. Compte tenu des débits élevés nécessaires pour alimenter le système, une stratification du volume de stockage de l'eau chaude est difficile et la température de retour dans le capteur est donc relativement élevée, elle aussi. Ceci induit une limitation dans le choix du type de capteur. En conséquence, les capteurs solaires plans et les capteurs à air sont bien adaptés pour les systèmes à dessiccation.

Lorsque l'on utilise un groupe de froid à adsorption, l'utilisation de capteurs plans sélectifs est limitée aux régions à fort ensoleillement. Dans les régions moins ensoleillées, ou pour les groupes de froid nécessitant des températures de fonctionnement plus élevées comme les machines à absorption simple effet, des capteurs à hautes performances doivent être utilisés. Si on se limite aux capteurs fixes, des températures encore plus élevées peuvent être obtenues grâce à des capteurs sous vide à concentration optique. Il peut s'agir d'une option intéressante pour les systèmes utilisant des groupes de froid à absorption haute performance.

II.2. Principe de fonctionnement :

Le capteur solaire thermique est un dispositif conçu pour recueillir l'énergie provenant du soleil sous forme de chaleur (rayonnement) et la transmettre à un fluide caloporteur.

La chaleur est récupérée grâce à un fluide (eau + antigel ou air) caloporteur, qui s'échauffe en circulant dans un absorbeur placé sous un vitrage. Celui-ci laisse pénétrer la lumière solaire et minimise les pertes par rayonnement infrarouge de l'absorbeur en utilisant l'effet de serre. Ce vitrage permet en outre de limiter les échanges de chaleur avec l'atmosphère.

Le capteur solaire sera d'autant plus performant que le revêtement de l'absorbeur aura un coefficient d'absorption élevé et un coefficient d'émission faible. Les matériaux qui présentent ces caractéristiques sont dits "sélectifs".

II.3. Performance d'un capteur solaire thermique :

La puissance utile Q_u que l'on peut récupérer d'un capteur solaire dépend de nombreux paramètres, à savoir les paramètres extérieurs :

G : La puissance solaire incidente sur le plan du capteur (W/m²).

T_m: La température moyenne du capteur (approximée à la moyenne entre les températures d'entrée et de sortie de capteur) (en °C).

T_{ext} : La température extérieure (en °C).

Et des paramètres définissant le capteur :

β: Le facteur optique du capteur, qui est le rapport entre l'ensoleillement absorbé par l'absorbeur et l'ensoleillement incident sur le vitrage. Ce facteur optique est le produit du facteur de transmission du vitrage τ par le coefficient d'absorption de l'absorbeur α .

U_L : Le coefficient de déperditions thermiques du capteur en $[W/m^2.K]$.

A_c : le surface du capteur en $[m^2]$.

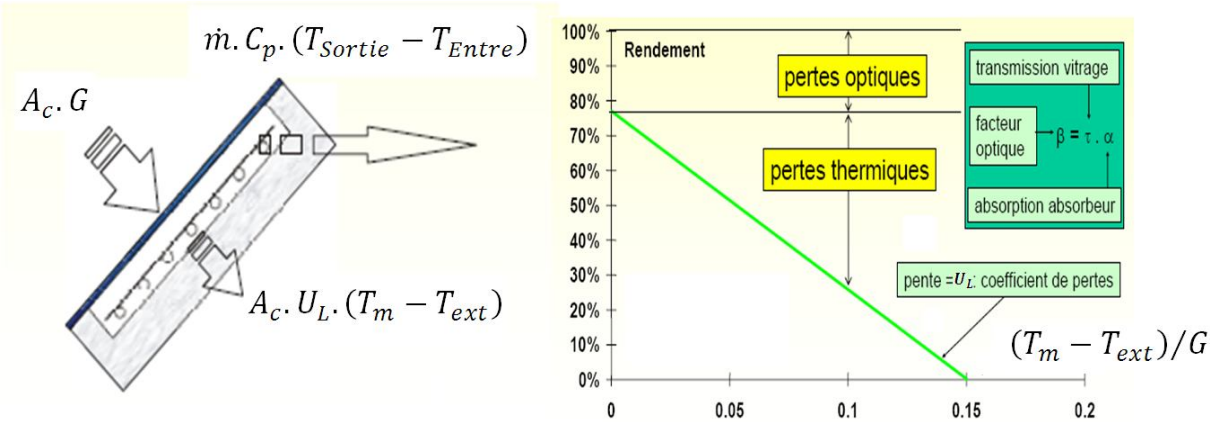


Figure II-01 : *Bilan thermique d'un capteur.*

A partir de bilan énergétique indique dans la figure II-1, on a :

$$\alpha.\tau.A_c.G = A_c.U_L.(T_m - T_{ext}) + \dot{m}.C_f.(T_{Sortie} - T_{Entrée}) \qquad \text{(II-01)}$$

Le rendement est :

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c.G} = \frac{\dot{m}.C_f.(T_{Sortie} - T_{Entrée})}{A_c.G} = \frac{\alpha.\tau.G - U_L.(T_m - T_{ext})}{G} \qquad \text{(II-02)}$$

D'où,

$$\eta = \alpha.\tau - \frac{U_L.(T_m - T_{ext})}{G} \qquad \text{(II-03)}$$

Ou bien,

$$\eta = \beta - U_L.\frac{(T_m - T_{ext})}{G} \qquad \text{(II-04)}$$

L'énergie utile est donc égale à la partie de l'énergie incidente traversant le vitrage moins les déperditions thermiques (proportionnelle à l'écart de température entre le capteur et l'ambiance).

D'autres méthodes peuvent être utilisées : Cooper et Dunkle (1981) proposent une dépendance linéaire entre la température et le coefficient de perte totale (A.Beckman et al. 1980) *:*

$$U_L = a + b.\frac{T_m - T_{ext}}{G} \qquad \text{(II-05)}$$

Et l'efficacité instantanée du collecteur comme ajustement de second ordre en fonction de la température :

$$\eta = \beta - a.\frac{(T_m - T_{ext})}{G} - b.\left(\frac{(T_m - T_{ext})}{G}\right)^2 \qquad \text{(II-06)}$$

Le deuxième aspect important de l'essai du collecteur est la détermination des effets de l'angle d'incidence du rayonnement incident. La dépendance de $(\tau\alpha)$ *par rapport à l'angle d'incidence du rayonnement varie d'un collecteur à un autre, les méthodes standards d'essai incluent l'évaluation expérimentale de cet effet.*

II.4. Classification des capteurs solaires thermiques :

Un panneau solaire est un dispositif destiné à récupérer le maximum du rayonnement solaire pour le convertir en énergie thermique. Il existe plusieurs types de capteurs solaires qu'il nous pouvons utiliser dans notre application, mais Leur choix dépend de la température désirée de la fluide caloporteur et des conditions climatiques pendant la période d'utilisation du système. Les technologies les plus courantes sont présentées dont le tableau II-01.

Type de collecteur	Ranger de température	Taux de concentration
Capteur plan (à air et à eau)	30 - 80	1
Capteur à vide	50 - 200	1
Capteur a parabole composé CPC	60 - 240	1 - 5
Capteur Fresnel	60 - 300	10 - 40
Capteur cylindro-parabolique	60 - 250	15 - 45
Capteur cylindrique	60 - 300	10 - 50
Capteur parabolique	100 - 500	100 - 1 000
Centrales solaires à tour	150 - 2 000	100 - 1 500

Tableau II-01 : *Taux de concentration et température du différent capteur (L.House 2009)***.**

Donc, il existe deux grandes familles de capteurs solaires thermiques, les capteurs plan qu'il est exploité directement les rayonnent solaire, et les capteurs a concentration qu'il utiliser un réflecteur pour concentré les rayonnements solaire.

II.4.1.Les capteurs plans :

Les capteurs plans peuvent assurer des températures variant de 30°C à 150°C et ne nécessitent ni concentration du rayonnement incident, ni un suivi du soleil. Le niveau relativement bas de la température du capteur plan est dû à la réémission par rayonnement du récepteur, et les pertes de chaleur périphérie du capteur.

Il existe trois types de capteurs solaires plans qui peuvent être utilisés dans le cadre du rafraîchissement solaire : les capteurs à air, à eau et sous vide.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

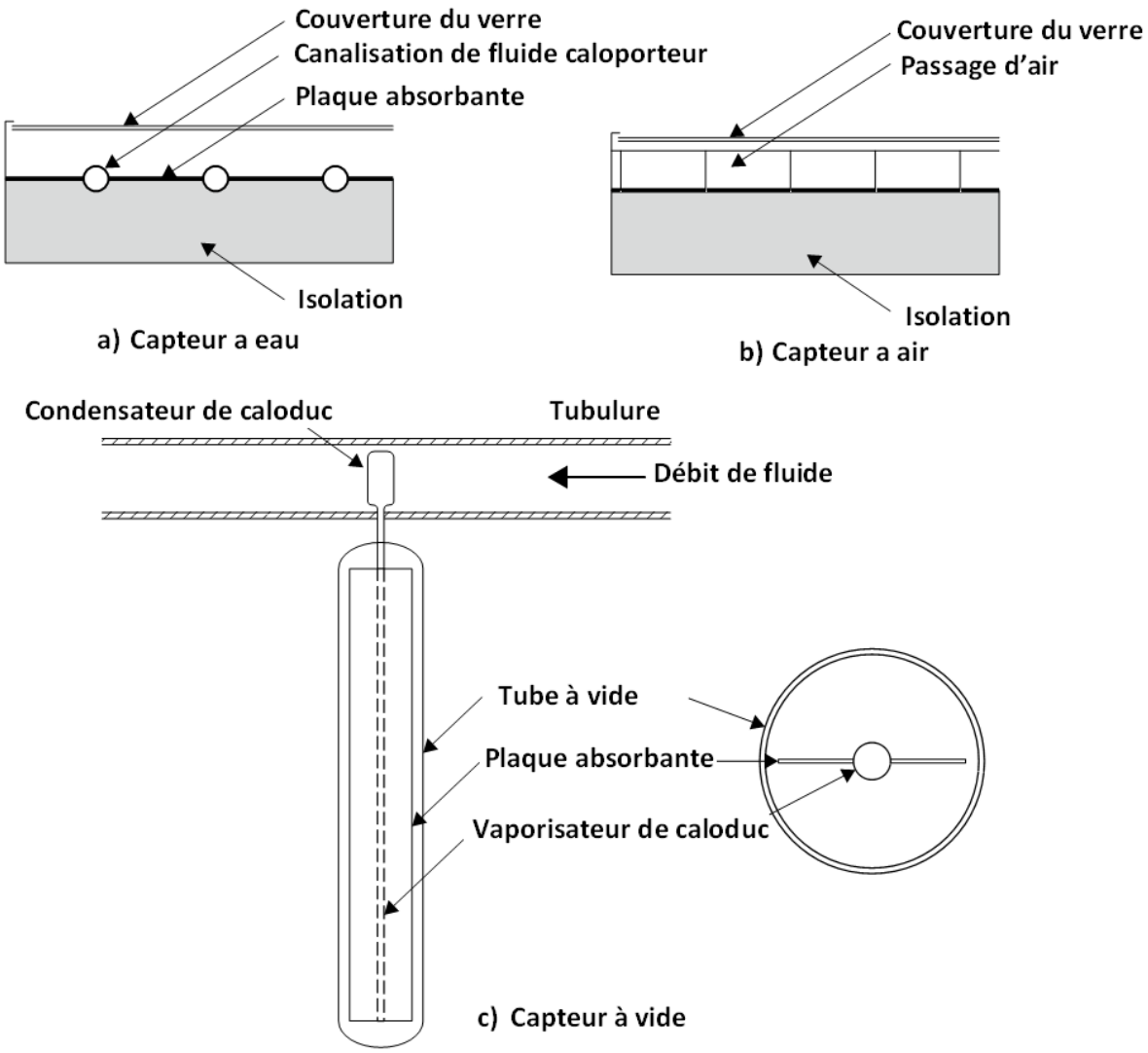


Figure II-02 : *Quelque type du capteur plan (K.Soteris 2009).*

II.4.1.1. Les types de capteurs plans

✓ **Capteurs plan à air (SAC)**

Ils sont utilisés pour le chauffage direct de l'air, généralement pour le préchauffage de l'air neuf. Ils sont utilisés lorsque la température désirée n'est pas très haute (<70°C), car le rendement baisse fortement avec la hausse de la température de l'air caloporteur. L'avantage de ces capteurs est leur faible coût ainsi que la faible complexité d'installation. Des ailettes sont dessinées dans l'absorbeur pour augmenter le coefficient d'échange convectif entre le fluide caloporteur (l'air) et l'absorbeur. La figure II-02b présente les différents composants d'un capteur a air à une seule couverture du verre.

- ✓ **Capteur plan à eau (FPC)**

Le capteur plan à eau est constitué d'une plaque de verre sous laquelle est situé des tuyaux contenant l'eau et de l'antigel. Ce tuyau repose sur une plaque isolante (isolation thermique) peinte en noir afin d'avoir une absorption de l'énergie solaire maximale. En effet, la couleur noire est la couleur qui absorbe le plus l'énergie solaire (le blanc étant celui qui l'absorbe le moins).

Le principe de ce capteur est bien connu par les agriculteurs : c'est le principe de l'effet de serre. Ils s'en servent pour cultiver des plantes sous serres dans les régions froides.

Le capteur plan fonctionne donc comme une serre : le rayonnement solaire traverse le vitrage, il est absorbé par le revêtement noir qui s'échauffe, transmet sa chaleur au fluide (eau et antigel) et rayonne dans l'infrarouge (l'IR est piégé par le verre). L'antigel est utilisé pour éviter le gel de l'eau pendant l'hiver.

Ces capteurs permettent de chauffer un liquide caloporteur (généralement un mélange eau-glycol). Ils sont utilisés généralement pour la production d'eau chaude sanitaire. Un absorbeur sélectif, ainsi qu'une vitre en verre technique permettent de garder un bon rendement avec des températures de l'ordre de 80°C

- ✓ **Capteur sous vide :**

Ces capteurs diffèrent dans leur conception car ils sont composés de plusieurs tubes en verre dans lesquels règne un vide poussé, limitant les échanges convectifs entre l'absorbeur (placé à l'intérieur du tube) et le verre. On distingue plusieurs types de capteurs sous vide.

- ***Circulation directe (EDF)**: Le fluide caloporteur passe successivement dans chaque tube pour y être chauffé. Le principe est simple, mais la fabrication est difficile à cause des liaisons verre/métal nécessaires pour la circulation du fluide caloporteur.*
- ***Capteur à caloduc (EHP):** Le liquide à l'intérieur du tube est vaporisé et se condense dans un condenseur et relâche ainsi l'énergie de condensation à un fluide caloporteur circulant au sommet des tubes. Cette conception permet le remplacement aisé d'un tube, car le circuit du tube et le circuit du champ de capteurs n'est pas connecté.*
- ***Capteur de type "Sydney" (à effet « Thermos ») (SYC):** Ils sont réalisés avec deux tubes de verre l'un dans l'autre (obturés aux extrémités par deux soudures verre/verre) et entre lesquels on fait le vide après avoir déposé un absorbeur sélectif concentrique sur la paroi extérieure du tube intérieur. On place ensuite au centre des deux tubes, un tube de cuivre creux en U qui permet l'échange de chaleur, soit directement, soit par le biais d'un caloduc. Cette conception permet d'avoir une soudure verre/verre beaucoup plus sûre que les soudures métal/verre dans d'autres technologies. Cette technologie a été largement reprise en Chine, où 65% du marché des chauffe-eau solaires utilisent ces capteurs sous vide (J.P.Praene 2007).*

- ***Capteur à tube sous vide "Schott":*** *Le tube sous vide fabriqué par l'entreprise Schott-Rohrglas en Allemagne utilise le principe "thermos" avec plusieurs perfections techniques. D'abord, une partie de la paroi intérieure du tube extérieur est un réflecteur cylindrique et ensuite, le tube intérieur sert comme absorbeur aussi bien qu'échangeur de chaleur avec le fluide caloporteur. L'utilisation des métaux est réduite à des traitements de surface du tube et les différentes pièces du collecteur.*

La conception des capteurs sous vide les rend plus efficaces pour capter le rayonnement diffus du soleil, et leur rendement diminue peu lorsque la température du fluide augmente. Et cela grâce à la très bonne isolation thermique obtenue par le vide poussé (<10^{-4}torr). Des réflecteurs peuvent être installés sous les tubes afin de réfléchir le rayonnement lumineux sur les faces intérieures.

II.4.1.2. Modélisation des capteurs plans

La modélisation d'un capteur solaire passe par un bilan énergétique qui exprime la répartition de l'énergie solaire incidente entre l'énergie utile, les pertes thermiques et les pertes optiques.

$$Q_u = A_c.\left(G - U_L.(T_m - T_a)\right) \qquad \text{(II-07)}$$

Le rayonnement solaire absorbé par un collecteur par unité de surface G est égal à la différence entre l'extrémité de rayonnement solaire d'incident et les pertes optiques. U_L est le coefficient de pertes optique calculer selon l'équation suivante :

$$U_L = U_t + U_e + U_b \qquad \text{(II-08)}$$

Une équation empirique de calcul de U_t développée par Klein en 1979 sur la base de procédure de Hottel and Woertz en 1942 et de Klein en 1975 (sous la condition de $T_a < T_m < 200°C$) (A.Beckman et al. 1980) *:*

$$U_t = \left\{\frac{N}{\frac{C}{T_m}.\left[\frac{T_m - T_a}{N + f}\right]^e} + \frac{1}{h_w}\right\}^{-1} + \frac{\sigma.(T_m^2 + T_a^2).(T_m + T_a)}{\left(\varepsilon_p + 0{,}00591.N.h_w\right)^{-1} + \frac{2.N + f - 1 + 0{,}133.\varepsilon_p}{\varepsilon_v} - N} \qquad \text{(II-09)}$$

Où,

$$f = \left(1 + 0{,}089.h_w - 0{,}1166\, h_w.\varepsilon_p\right).(1 + 0{,}07866.N) \qquad \text{(II-10)}$$

N : le nombre de couverture de verre.

h_w : le coefficient de transfert thermique par convection avec l'atmosphère (leur équation se trouve dans le tableau II-5).

Et

$$C = 520.\left(1 - 0{,}000051.{\beta_c}^2\right) \qquad \text{(II-11)}$$

β_c est l'inclinaison du capteur, on utilise $\beta_c = 70°$ lorsque $\beta_c > 70°$,

Et :

$$e = 0{,}430.\left(1 - \frac{100}{T_m}\right) \quad \text{(II-12)}$$

Tabor en 1958 recommande l'isolation de bord de l'épaisseur à peu près identique en tant qu'isolation inférieure, et donne l'équation suivante (A.Beckman et al. 1980) *:*

$$U_e = \frac{(U.A)_{edge}}{A_c} \quad \text{(II-13)}$$

Et :

$$U_b = \frac{\lambda}{L} \quad \text{(II-14)}$$

Estimation de T_m du fluide :

$$T_m = T_i + \frac{Q_u}{F_R.U_L}.\left(1 - \frac{F_R}{\acute{F}}\right) \quad \text{(II-15)}$$

Avec :

$$F_R = \frac{N.\dot{m}.C_f}{A_c.U_L}.\left[1 - exp\left(-\frac{A_c.U_L.F'}{N.\dot{m}.C_f}\right)\right] \quad \text{(II-16)}$$

F_R : facteur de dissipation de chaleur.

$\acute{F}$: facteur d'efficacité du capteur, elle diffère d'un capteur a un autre. Une formule est donné pour un capteur a eau d'une diamètre des tube intérieure D_i, espace entre les tube W, (A.Beckman et al. 1980) :

$$F' = \frac{1/U_L}{\left[\frac{1}{h_f.\pi.D_i} + \frac{1}{\lambda_p} + \frac{1}{((W - D_i).F + D_i).U_L}\right]} \quad \text{(II-17)}$$

Et :

$$F = \frac{\tanh(m.(W - D_i)/2)}{m.(W - D_i)/2} \quad \text{(II-18)}$$

La valeur de m calcule par l'équation suivante :

$$m = \frac{U_L}{\delta_p.\lambda_p} \quad \text{(II-19)}$$

δ_p : est l'épaisseur du plaque absorbant.

Pour les capteurs plans, une expression générale a été proposée par Souka et Safwat (1966) pour la dépendance angulaire de $K_{\tau\alpha}$ pour des collecteurs avec des couvertures plates (A.Beckman et al. 1980) *:*

$$K_{\tau\alpha}(\theta) = 1 + b_0.\left(\frac{1}{cos(\theta)} - 1\right) \quad \text{(II-20)}$$

b_0 : Constante appelée le coefficient de modificateur d'angle d'incidence nombre négatif.

II.4.2.Les capteurs solaires à concentration

Pour atteindre des températures élevées (supérieures à 120°C), il est nécessaire de concentrer les rayons solaires par des jeux appropriés d'éléments réfléchissants (miroirs) ou de lentilles. La contrainte principale, outre le coût des dispositifs plus élevé que celui des capteurs plans, est le système de poursuite destiné à suivre le soleil dans sa course.

Le flux solaire reçu par le capteur est d'abord réfléchi sur les miroirs du concentrateur, puis il traverse généralement un vitrage destiné à isoler thermiquement le foyer où il est absorbé par une surface appropriée. La réflexion, la transmission à travers le vitrage, et l'absorption se traduisent par des pertes optiques, caractérisées globalement par une efficacité. Dans les capteurs à concentration élevée, seule la composante directe du rayonnement solaire peut être dirigée vers le foyer, la composante diffuse ne pouvant être concentrée.

L'absorbeur s'échauffe et perd de la chaleur vers l'extérieur sous forme essentiellement de rayonnement et de convection. Cette perte peut être caractérisée par un coefficient de pertes thermiques U. Un fluide caloporteur refroidit l'absorbeur en emportant la chaleur utile qui est ensuite convertie ou transférée pour différents usages.

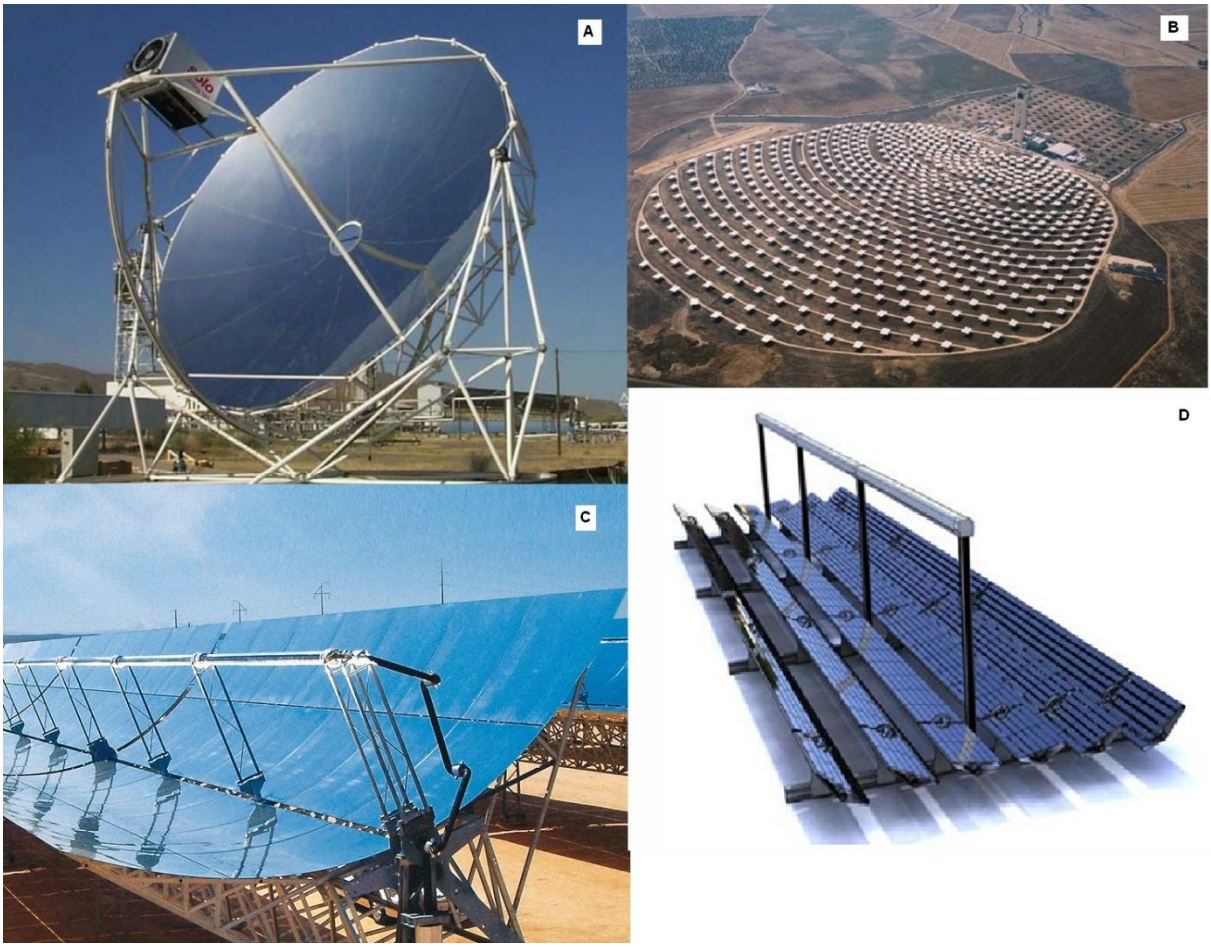


Figure II-03 : *Les types du capteur à concentration.*

II.4.2.1. Les capteurs paraboliques et sphériques:

Le concentrateur parabolique ou sphérique est aussi appelé assiette (Figure II-03A). Les rayonnements solaires réfléchis par le miroir parabolique convergent vers un seul point, le foyer de la parabole. Le système doit être orienté à tout instant vers le soleil, ce qui implique une motorisation précise selon deux axes. Le facteur de concentration moyen dépasse le millier, ce qui permet de porter le fluide à très haute température, au-delà de 700 °C (K.Heinloth 2006).

Il existe plusieurs modèles de ces assiettes, de 50 à 100 m^2, bien adaptées à des puissances modestes (5 à 25 kW électriques). La concentration maximale de ce capteur est C^*_{max} = 46 165 *et le rendement maximal est* η_{max} = 25 %.

II.4.2.2. Les centrales solaires à tour :

Sont considérées comme hautement prometteuses bien qu'elles souffrent d'une moins longue expérience que la technologie des miroirs cylindro-paraboliques. Une tour de 40 étages soutient un capteur dominé par un champ équipé de centaines de miroirs héliostats (miroirs orienteurs), des miroirs qui suivent chacun le soleil (figure II-03B). Comme pour les miroirs cylindro-paraboliques, un liquide transporte l'énergie vers la centrale énergétique. La tour solaire nécessite moins de tuyaux sur le terrain, mais elle souffre du grand nombre d'héliostats équipés de suiveurs complexes à deux axes. Les tours solaires sont entrées dans le domaine commercial en avril 2007 avec le lancement de la centrale Abengoa de 10 mégawatts, PS10, à Sanlúcar près de Séville en Espagne. Abengoa Solar et BrightSource Energy (Californie) développent des tours (K.Heinloth 2006).

II.4.2.3. Les captures cylindro-paraboliques :

La technologie des capteurs cylindro-paraboliques est actuellement la plus éprouvée des techniques de concentration solaire. De nombreuses installations ont déjà été testées et commercialisées, dont certaines dans les années 80. Il est composé d'un réflecteur parabolique (miroir), d'une structure métallique, d'un tube récepteur et du système de poursuite solaire (figure II-03C).

Aussi appelés concentrateurs linéaires à auges, ces miroirs de section parabolique concentrent les rayons du soleil vers une ligne focale. Le récepteur est un tube placé sur ce foyer linéaire, au-dessus de l'auge, et dans lequel circule un fluide caloporteur.

Avantage de ces miroirs paraboliques, le suivi du soleil est simplifié : il s'effectue sur un seul axe au lieu de deux pour les héliostats. Les concentrateurs sont généralement orienté nord-sud et pivotent d'est en ouest pour suivre la course du soleil (K.Heinloth 2006). *La concentration maximale de ce capteur est* C^*_{max} = 215 *et le rendement maximal est* η_{max} = 50 % .

II.4.2.4. Les captures solaires type Fresnel :

Un facteur de coût important dans la technologie des collecteurs cylindro-paraboliques et la mise à forme du verre pour obtenir la forme parabolique requise. Afin de diminuer ce coût, plusieurs groupes de recherche travaillent sur des prototypes de collecteurs de Fresnel à focalisation linéaire. L'idée est d'approximer la forme parabolique du collecteur par une succession de miroirs plans, comme indiqué sur la figure II-04D.

Un premier étage de réflecteur est installé sur le sol. Le rayonnement est réfléchi au foyer de la parabole approximée par le jeu de miroirs. Un deuxième étage de réflecteurs redirige le rayonnement vers le tube récepteur (K.Heinloth 2006).

Ce second étage de réflecteurs, en plus de réfléchir le rayonnement, joue aussi le rôle d'isolant pour le tube récepteur. Il est en effet recouvert d'une importante couche d'isolation en sa partie supérieure. Les principaux avantages de cette technologie par rapport aux concentrateurs traditionnels sont :

- *Coût inférieur des miroirs.*
- *Pas de vide à l'intérieur du tube récepteur, ce qui facilite sa conception et sa durabilité.*
- *Les contraintes mécaniques dues à la poussée du vent sont réduites par la disposition plane des miroirs.*

II.4.2.5. Les capteurs à parabole composé (CPC)

La figure II-05 représente un capteur à concentration parabolique CPC (Compound parabolic collector).

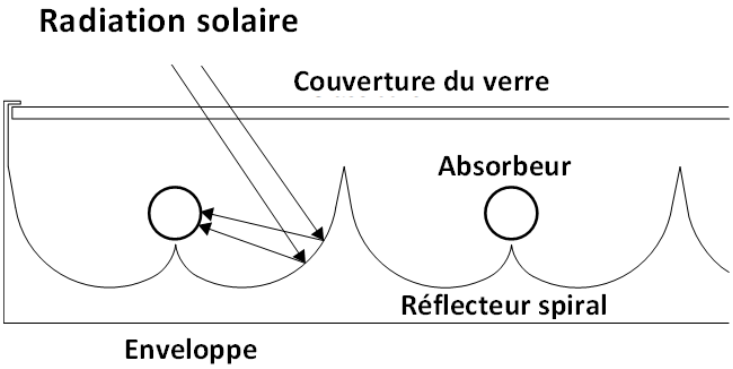


Figure II-04 : *Vue générale d'un capteur CPC (K.Soteris 2009).*

Ces capteurs sont du même type que les capteurs plans, mais ils concentrent les rayons du soleil sur les absorbeurs à l'aide de réflecteurs disposés en sous face. Ces capteurs sont très efficaces lorsque l'ensoleillement direct est très fort, mais perdent rapidement en efficacité lors des ensoleillements moindres, ou lorsque le fluide monte en température. Ils sont généralement prévus pour la production d'eau chaude.

II.5. Adaptation avec les systèmes frigorifiques :

Les modèles de capteurs sur le marché sont nombreux. Ainsi, pour notre application, un vaste choix de modèle est disponible. En général, deux conditions vont orienter l'achat d'un type plutôt qu'un autre : D'une part, le coût du m² de capteur, ses performances, mais également la surface disponible pour l'installation d'un champ des capteurs. D'autre part, le niveau de température souhaité constitue le second critère de choix.

Le rafraîchissement solaire se différencie de la production d'eau chaude par le niveau élevé de température à laquelle la chaleur utile doit être fournie. Pour les groupes de froid à sorption (absorption et adsorption), la température utile dépasse généralement 80°C ; les valeurs les plus basses étant d'environ 50°C. Pour les systèmes à dessiccation, la température de fonctionnement va de 55°C à 90°C (M.Delorme et al. 2004)*. Compte-tenu des débits élevés nécessaires pour alimenter le système, une stratification du volume de stockage de l'eau chaude est difficile et la température de retour dans le capteur est donc relativement élevée, elle aussi. Ceci induit une limitation dans le choix du type de capteur.*

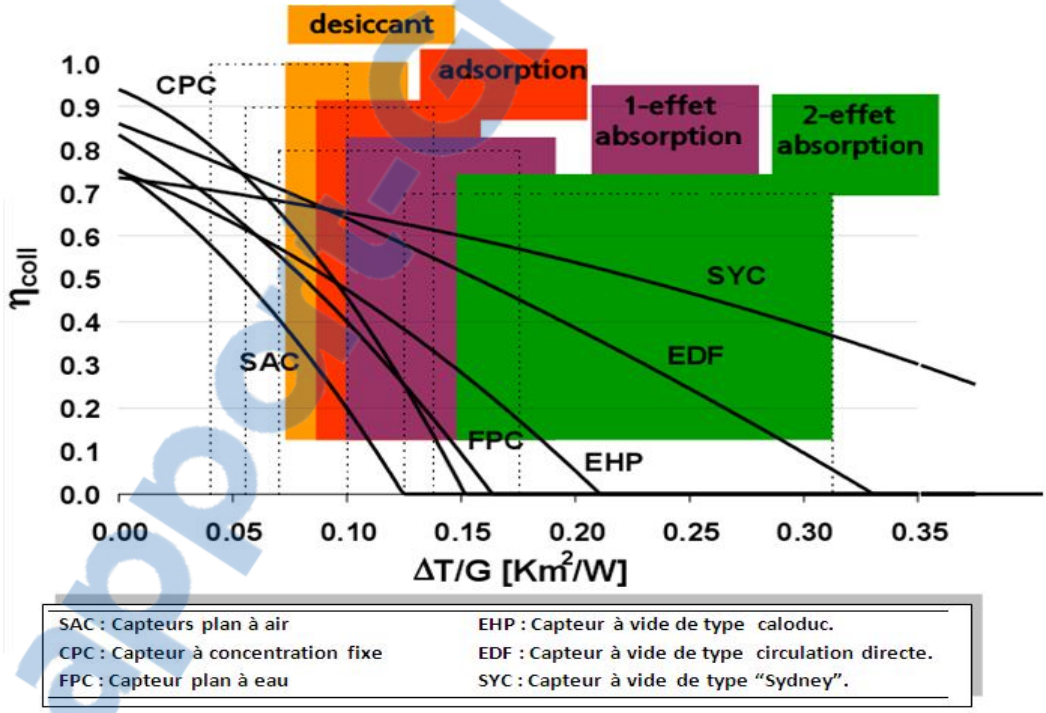


Figure II-05 : *Conparisent entre les capteur thermique.*

Une large variété de capteurs solaires thermiques est disponible et beaucoup parmi eux sont utilisables pour des systèmes de climatisation solaire. Cependant, le type approprié de capteurs dépend de la technologie de production de froid sélectionnée et des conditions du site, c'est à dire principalement de l'ensoleillement. Les principaux types de capteurs stationnaires sont montrés dans la figure II-05.

II.6. Le stockage de l'énergie solaire :

Le stockage de l'énergie est l'action qui consiste à placer une quantité d'énergie en un lieu donné pour permettre son utilisation ultérieure. Par extension, le terme "stockage d'énergie" est souvent employé pour désigner le stockage de matière qui contient cette énergie.

Le stockage de l'énergie captée permet de pallier le caractère discontinu de l'énergie solaire. L'accumulation de l'énergie dans le stockage se traduit par une élévation de sa température.

Pour apprécier l'efficacité d'un système de stockage, il faut rappeler que le rendement d'un capteur dépend essentiellement de la température moyenne du fluide qui le traverse, donc de la température du fluide au retour du stockage. L'une de caractéristiques essentielles de l'aptitude à l'emploi du stockage sera de fournir, à l'entrée des capteurs, un fluide dont la température sera la plus basse possible.

Le transfert de chaleur des capteurs vers le ballon s'effectue de deux façons différentes :

- *par circulation forcée avec une pompe commandée par un dispositif de régulation,*
- *par circulation naturelle ou thermosiphon.*

Les systèmes fonctionnant par thermosiphon présentent l'avantage par rapport aux systèmes habituels avec circulateur de ne nécessiter aucun dispositif de régulation des apports solaires, ni des pompes de mise en circulation du fluide caloporteur. Cependant, dans les faits, les installations en thermosiphon ne concernent généralement que certaines fabrications de chauffe-eau individuels et restent l'exception pour les installations collectives.

En raison des problèmes hydrauliques posés par les champs de capteurs de grandes dimensions, et des contraintes architecturales posées par la disposition des capteurs sous le stockage, la circulation du fluide caloporteur par thermosiphon est, sauf cas particulier, mal adaptée aux installations collectives.

Le stockage de chaleur peut être réalisé à travers deux phénomènes différents associés aux matériaux qui assurent le stockage. On parle alors de stockage par chaleur sensible et de stockage par chaleur latente.

II.6.1. Le stockage par chaleur sensible :

Dans le stockage par chaleur sensible, l'énergie est stockée sous la forme d'une élévation de température du matériau de stockage. La quantité d'énergie stockée est alors directement proportionnelle au volume, à l'élévation de température et à la capacité calorifique du matériau de stockage. Ce type de stockage n'est limité que par la différence de température disponible, les déperditions thermiques du stockage (liées à son isolation thermique).

Quelques exemples de stockage de chaleur sensible :

- *Dans les systèmes de chauffage domestiques, on utilise parfois la grande inertie thermique de certains matériaux (briques, huile) pour restituer lentement la chaleur accumulée au cours de*

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

périodes où la chaleur a été produite ou captée. Mais le plus souvent, le stockage est assuré par un ballon d'eau chaude isolé.

- *Dans les fours à feu de bois, en brique et terre réfractaire, la capacité de la voûte du four à emmagasiner la chaleur est utilisée pour la cuisson d'objets (poterie, émaux, etc.) ou de plats (pain, pizza, etc.).*

II.6.2.Le stockage par chaleur latente :

Dans le stockage par chaleur latente, l'énergie est stockée sous la forme d'un changement d'état du matériau de stockage (fusion ou vaporisation). L'énergie stockée dépend alors de la chaleur latente et de la quantité du matériau de stockage qui change d'état. Contrairement au stockage sensible, ce type de stockage peut être efficace pour des différences de températures très faibles. Dans le cas du changement de phase solide/liquide, et pour une quantité d'énergie stockée et un matériau de stockage donnés, le stockage latent nécessite moins de volume que le stockage par chaleur sensible du fait que la chaleur latente est généralement beaucoup plus élevée que la capacité calorifique.

Quelques exemples de stockage de chaleur latente :

- *Des matériaux à changement de phase (MCP) sont actuellement étudiés pour améliorer l'inertie thermique des parois des bâtiments.*
- *Les pompes à chaleur, notamment les réfrigérateurs, congélateurs et climatiseurs, utilisent des fluides changeant de phase comme caloporteurs. Ceux-ci ne stockent pas proprement parler de la chaleur, mais l'emmagasine uniquement le temps du transport.*

II.7. Simulation dynamique d'un capteur cylindro-parabolique :

II.7.1.Introduction :

Dans les réfrigérateurs solaires, les capteurs à concentration jouent le rôle de la source chaude de la machine. Ils comportent : une enveloppe isolante, un tube focal absorbant, une surface réfléchissante cylindro-parabolique ainsi qu'une ou plusieurs vitres protégeant le capteur des fuites thermiques liées à la température ambiante. Pour la réfrigération, la concentration dans le but d'atteindre une température suffisamment élevée au générateur, assurant ainsi la dissociation du couple contenu dans le générateur et libérant le frigorigène en phase gazeuse. L'avantage de ce type de capteur est d'atteindre les grandes températures avec des petites surfaces contrairement au capteur plan, l'inconvénient est qu'ils reviennent très chers.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

II.7.2.Les hypothèses :

1. *Le transfert de chaleur entre la vitre et l'absorbeur est dû uniquement au rayonnement et à la conduction à cause du vide (la pression moins que* $10^{-4}\ mm\ Hg$ *(S.DODEH et al., 1998)) et donc la convection est négligeable.*
2. *Le fluide caloporteur est incompressible et sans changement de phase.*
3. *Le tube absorbant coïncide avec le foyer de la parabole.*
4. *La température est uniforme en chaque nœud.*
5. *La vitre est considérée comme opaque aux irradiations infrarouges.*
6. *Les variations temporelles dans l'épaisseur de l'absorbeur et la vitre sont négligeables.*
7. *Le flux solaire au niveau de l'absorbeur est uniformément réparti.*

II.7.3.Description géométrique de capteur cylindro-parabolique :

Dans certaines applications de thermique solaire, nous avons besoin de températures élevées qui ne peuvent être produites par le capteur plan (simple ou sous vide). Dans ces cas, on utilise des capteurs à concentration qui peuvent générer des températures suffisamment élevées.

Le capteur cylindro-parabolique se présente comme un module ayant un réflecteur de forme parabolique de disposition cylindrique. Selon l'équation suivant (A.Beckman et al. 1980) :

$$y^2 = 4.f.x \qquad \text{(II-21)}$$

Cette géométrie lui permet de focaliser l'énergie solaire incidente selon une génératrice linéaire où est placé un tube absorbeur dans le quel circule un fluide caloporteur. L'énergie thermique reçue au point focal est absorbée par un tuyau métallique à l'intérieur d'un tube en verre sous vide.

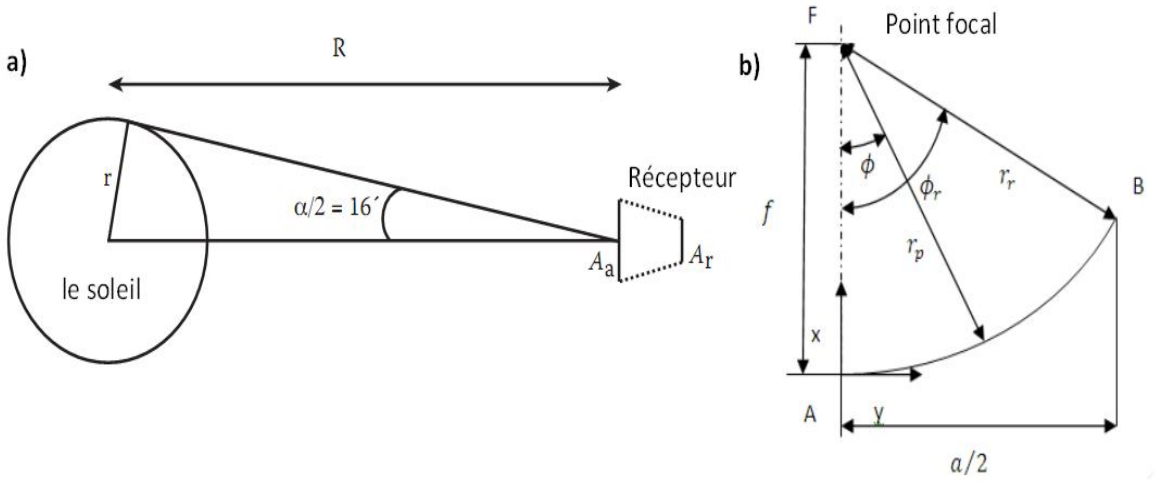


Figure II-06 : *Dimensionnement d'un capteur cylindro-parabolique.*

Le coefficient de concentration est l'un des paramètres principaux de l'augmentation de température de sortie d'un capteur. Il représente la radiation concentrée sur l'absorbeur par rapport au rayonnement frappant la surface de l'absorbeur sans concentration. Cette valeur dépend

directement de la géométrie du capteur. On peut la calculer par le rapport de la surface de réflecteur sur la surface de l'absorbeur :

$$C = \frac{A_r}{A_p} \tag{II-22}$$

La valeur maximale de la concentration circulaire de l'énergie solaire et :

$$C_{max} = \left(\frac{R}{r}\right)^2 = \left(\frac{1}{\sin(\theta_S)}\right)^2 \tag{II-23}$$

La valeur maximale de la concentration linaire de l'énergie solaire et :

$$C_{max} = \frac{R}{r} = \frac{1}{\sin(\theta_S)} \tag{II-24}$$

Les paramètres R, r et θ_s sont respectivement la distance terre soleil, le rayon de soleil, le demi angle de sous-tendu par le soleil (figure II-06a). Pour trouver le coefficient de concentration réel de capteur, on divise la surface de réflecteur qu'on calcule à l'aide de l'équation suivante (R.Foster 2010) :

$$A_r = l.\left[\left(\frac{a}{2}.\sqrt{\left(\frac{4.h}{a}\right)^2 + 1}\right) + 2.f.\log\left(\frac{4.h}{a} + \sqrt{\left(\frac{4.h}{a}\right)^2 + 1}\right)\right] \tag{II-25}$$

Avec :

$$h = \frac{a^2}{16.f} \tag{II-26}$$

a et f sont respectivement l'ouverture et la distance focale du capteur en $[m]$ (figure II-06b).

Sur la surface de l'absorbeur :

$$A_p = l.\pi.D_p \tag{II-27}$$

La valeur optimale du diamètre de tube absorbeur est (A.Beckman et al. 1980):

$$D_p = 2.r_r.sin(0.267 + \delta/2) = a.\frac{\sin(0.267 + \delta/2)}{\sin(\phi_r)} \tag{II-28}$$

Avec δ : Angle de dispersion du rayon solaire.

Et ϕ_r est l'ange d'ouverture de capteur :

$$\phi_r = \tan^{-1}\left(\frac{8.(f/a)}{16.(f/a)^2 - 1}\right) = \sin^{-1}\left(\frac{a}{2.r_r}\right) \tag{II-29}$$

r_r : le rayon d'ouverture du capteur en $[m]$

II.7.4.Le bilan énergétique du capteur :

Le bilan énergétique dans ce point regroupe l'énergie stockée, l'énergie entrant et l'énergie sortant. L'énergie stockée est généralement égale à la différence entre l'énergie entrant et l'énergie sortant.

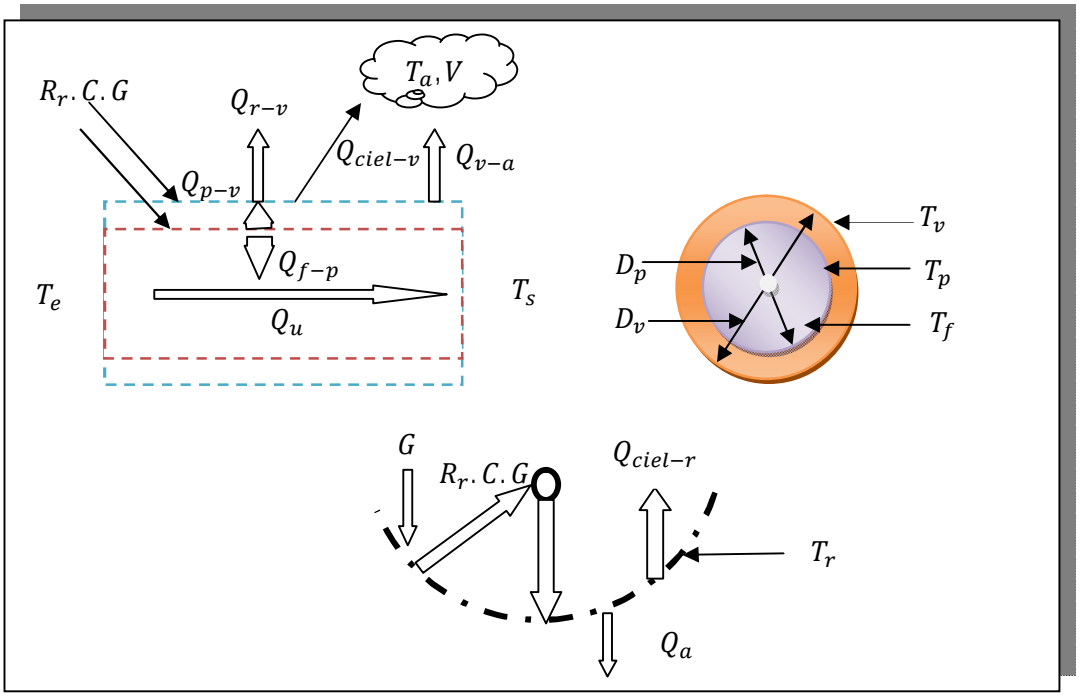


Figure II-07: *Le bilan énergétique dans le capteur.*

II.7.4.1. Le bilan dans les nœuds :

Dans la modélisation dynamique, on tient en compte l'énergie stockée dans certains niveaux. Ces niveaux sont considérés comme des nœuds à une température uniforme. Cette méthode consiste à discrétiser un système en plusieurs sous-systèmes.

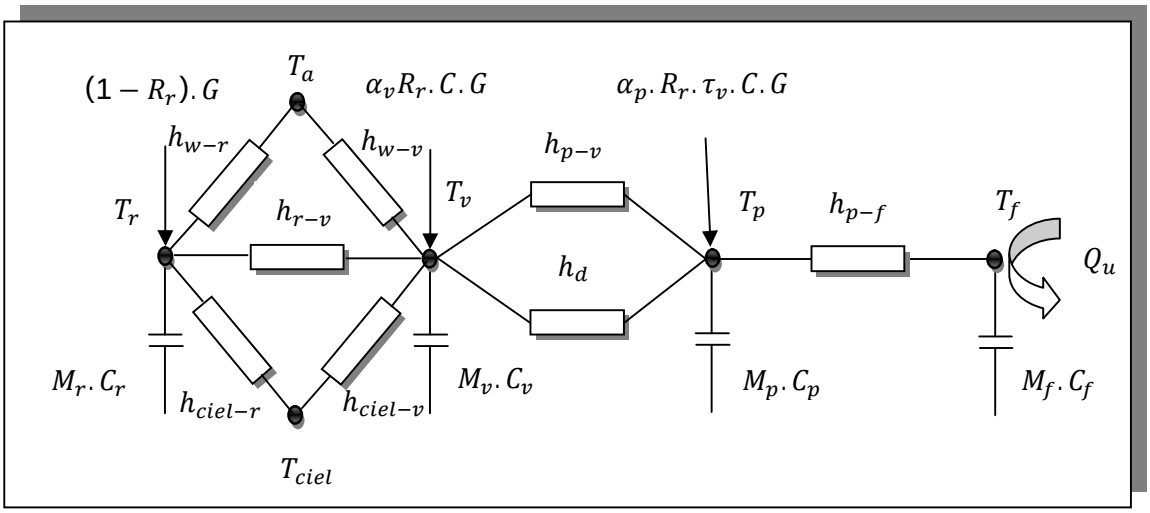


Figure II-08 : *Schéma électrique équivalent du problème.*

B.Perers proposent une équation dynamique pour les collecteurs solaires, basée sur l'équation de Hottel modifiée (B.Perers et al., 2002). Cette modification tient en compte les facteurs temporels du vent et la radiation avec le ciel. L'équation se présente comme suit :

$$Q_u = \acute{F}(\tau\alpha)_{en}.G - A_1.(T_m - T_a) - A_2.(T_m - T_a)^2 - A_3.V.(T_m - T_a) + A_4.(E_L - \sigma T_a^4) - A_5.\frac{dT_m}{dt} - A_6.V.G \quad \text{(II-30)}$$

Où A_1, A_2, A_3, A_4 A_5 et A_6 se sont des constantes dépend de la nature de chaque capteur et leur dimension caractéristique, et V la vitesse de vent, T_m la température moyen de capteur, E_L les rayonnent soleil avec grand longueur d'onde.

Cette équation ne donne pas des résultats précis. D'une part, elle utilise des constantes qu'on ne connait pas leurs valeurs en fonction des caractéristiques de capteur et du fluide caloporteur. Et d'autre part, elle propose des relations linéaires en fonction de la température.

Pour toutes ces raisons nous avons choisi d'établir les bilans énergétiques sur les nœuds du capteur. Dans notre étude, on propose 4 nœuds, le réflecteur, la vitre, l'absorbeur et le fluide caloporteur. On utilise l'analogie électrique comme le montre la figure II-09.

II.7.4.2. L'énergie stockée dans les nœuds :

Chaque nœud stocke une quantité de chaleur qui dépend de la capacité du matériel utilisé à stocker l'énergie thermique et de la variation de la température au cours du temps. Le tableau II-01 donne les différentes quantités de l'énergie dans les nœuds correspondants :

Les nœuds	L'énergie stockée	
Le réflecteur	$Q_{sr} = M_r.C_r.\frac{dT_r}{dt}$	(II-31)
	Avec : $M_r = l.e_r.\left[\left(\frac{a}{2}.\sqrt{\left(\frac{4.h}{a}\right)^2 + 1}\right) + 2.f.\log\left(\frac{4.h}{a} + \sqrt{\left(\frac{4.h}{a}\right)^2 + 1}\right)\right].\rho_r$	(II-32)
	Et : $h = \frac{a^2}{16.f}$	
Le verre	$Q_{sv} = M_v.C_v.\frac{dT_v}{dt}$	(II-33)
	Avec : $M_v = V_v.\rho_v = l.\pi.\frac{(D_{ve} + D_{vi}).(D_{ve} - D_{vi})}{4}\rho_v$	(II-34)
L'absorbeur	$Q_{sp} = M_p.C_p.\frac{dT_p}{dt}$	(II-35)
	Avec : $M_p = V_p.\rho_p = l.\pi.\frac{(D_{pe} + D_{pi}).(D_{pe} - D_{pi})}{4}\rho_p$	(II-36)
	$Q_{sf} = M_f.C_f.\frac{dT_f}{dt}$	(II-37)

Le fluide caloporteur	*Avec :* $$M_f = V_f.\rho_f = l.\pi.\frac{{D_{pi}}^2}{2}\rho_f \quad \text{(II-38)}$$

Tableau II-02 *: Les énergies stockées dans chaque nœud.*

II.7.4.3. L'énergie transférée entre les nœuds :

Les énergies entrants et sortants sont généralement par rayonnement ou par convection (parfois la convection entre l'absorbeur et le vitrage est assimilée à une conduction à couse de l'immobilité des molécules). Les quantités de chaleur échangées entre les nœuds s'écrivent sous la forme :

$$Q_{ij} = A_{ij}.h_{ij}.(T_i - T_j) \quad \text{(II-39)}$$

Ceci nécessite la détermination des coefficients de transfert de chaleur entre deux nœuds adjacents.

a) Le coefficient de transfert entre le réflecteur et le verre :

Le transfert de chaleur entre le réflecteur et le verre se fait généralement uniquement par rayonnement, le coefficient de transfert est donné par (A.Beckman et al. 1980):

$$h_{r-v} = \frac{\sigma.(T_v^2 + T_r^2).(T_v + T_r)}{\frac{1-\varepsilon_v}{\varepsilon_v} + \frac{1}{F_{rv}} + \frac{(1+\varepsilon_r)A_r}{\varepsilon_r.A_{ve}}}. \quad \text{(II-40)}$$

Le coefficient de forme se calcule avec l'équation suivante (M.F.Modest 2003):

$$F_{rv} = \frac{[(W_1 + W_2)^2 + 4]^{1/2} - [(W_2 + W_1)^2 + 4]^{1/2}}{2.W_1} \quad \text{(II-41)}$$

Avec :

$$W_1 = \frac{D_{ve}}{f} \qquad et \qquad W_2 = \frac{a}{f} \quad \text{(II-42)}$$

b) Le coefficient de transfert entre le verre et l'absorbeur :

On a deux types de transfert de chaleur, le premier se fait par convection (plusieurs chercheurs le considèrent nul (K.Heinloth 2006)*) et le deuxième par rayonnement.*

✓ **Le coefficient de transfert par convection :**

Razel en 1979 a étudié le coefficient de transfert thermique entre deux cylindres à faible pression (pression inférieure à la pression atmosphérique) et propose l'équation suivante (Ratzel et al., 1979) :

$$h_d = \frac{2.k_{air}}{D_{vi}.\log(D_{vi}/D_{pe}) + 2.\varphi.\vartheta.[\log(D_{vi}/D_{pe}) + 1]} \quad \text{(II-43)}$$

Avec :

k_{air} : est la conductivité thermique de l'air à conduction standard, exprimée en $[W/m.K]$.

φ : représente le coefficient de saut de température sur les deux surfaces. Dushman en 1962 (G.Gong et al., 2010) a donné l'équation suivante pour calculer φ pour n'importe quel gaz se trouvant entre le tube et le vitrage :

$$\varphi = \frac{2 - C}{C} . \left[\frac{9.\gamma - 5}{2.(\gamma + 1)}\right] \quad \text{(II-44)}$$

C est le coefficient de logement entre les surfaces et le gaz. Il est égal à l'unité sauf pour les surfaces extrêmement propres (S.D.Odeh 1998) et γ est le rapport des chaleurs spécifiques de l'air égal à 1.4 à 300K et 1.37 à 600K.

ϑ : Le libre parcours moyen d'un gaz à basse pression donné par l'équation (Ratzel et al., 1979) :

$$\vartheta = 2.331 \times 10^{-20} \times \frac{T_m}{P_v . {\delta_m}^2} \quad \text{(II-45)}$$

Dans cette équation, on utilise une pression P_v exprimée en $[torr]$ ($1\ torr = 1\ mmHg$) entre 10^{-4} et 10^{-1}, δ_m est le diamètre moléculaire de gaz, il est égal à $2.32 \times 10^{-8} cm$ pour l'air et T_m représente la température moyenne entre celles du verre et de l'absorbeur en $[K]$:

$$T_m = \frac{T_v + T_p}{2} \quad \text{(II-46)}$$

Une autre équation plus simple qui permet de calculer la convection naturelle entre la vitre et l'absorbeur (Latif, 2006) :

$$h_d = \frac{2.k_{eff}}{D_{vi}.\log(D_{vi}/D_{pe})} \quad \text{(II-47)}$$

Cette méthode considère la convection naturelle entre la vitre et l'absorbeur comme une conduction (immobilité de matière). k_{eff} est le coefficient de conduction effective, calculé par l'équation suivante :

$$k_{eff} = 0.386.k_{air}.\left(\frac{Pr}{0.861 + Pr}.\ddot{D}.R_a\right)^{0.25} \quad \text{(II-48)}$$

Avec :

$$\ddot{D} = \frac{\left[\log(D_{vi}/D_{pe})\right]^4}{\left(0.5.(D_{vi} - D_{pe})\right)^3.\left({D_{vi}}^{-3/5} + {D_{pe}}^{-3/5}\right)^5} \quad \text{(II-49)}$$

Et R_a est le nombre de Rayleigh :

$$R_a = \frac{g.\acute{\beta}.P_r}{v^2}.(T_p - T_v).l^3 \quad \text{(II-50)}$$

- ✓ **Le coefficient de transfert par rayonnement :**

Le coefficient de transfert thermique par rayonnement entre deux surfaces est donné par (A.Beckman et al., 1980) :

$$h_{p-v} = \frac{\sigma.\left(T_v^2 + T_p^2\right).\left(T_v + T_p\right)}{\frac{1-\varepsilon_v}{\varepsilon_v} + \frac{1}{F_{vp}} + \frac{\left(1+\varepsilon_p\right)A_{vi}}{\varepsilon_p.A_{pe}}} \quad \text{(II-51)}$$

F_{12} C'est le facteur de forme géométrique de rayonnement. Pour notre cas, on applique le facteur pour lequel on a deux cylindres coaxiaux (M.F.Modest 2003):

$$F_{vp} = \frac{1}{X}.\left(1 - \frac{1}{\pi}.\left(\cos^{-1}\left(\frac{B}{A}\right) - \frac{1}{2Y}.\left(C.\cos^{-1}\left(\frac{B}{X.A}\right) + B.\cos^{-1}\left(\frac{1}{X}\right) - \frac{\pi.A}{2}\right)\right)\right) \quad \text{(II-52)}$$

Avec :

$$X = \frac{D_{vi}}{D_{pe}} \quad Y = \frac{2.l}{D_{pe}} \quad A = Y^2 + X^2 - 1 \quad B = Y^2 - X^2 + 1 \quad \text{(II-53)}$$

Et :

$$C = \sqrt{(A+2)^2 - (2.X)^2} \quad \text{(II-54)}$$

c) Le coefficient de transfert entre l'absorbeur et le fluide :

Pour calculer le coefficient de transfert thermique h_{p-f}, on utilise la formule de Chilton-Colburn en régime turbulent ($10^4 < R_e < 10^6$) *pour tube lisse* (J.P.Holman 1986) *:*

$$N_u = 0.125.(0.790.\log(R_e) - 1.64)^{-2}.R_e.P_r^{0.34} \quad \text{(II-55)}$$

Pour l'écoulement interne avec un régime laminaire, on utilise l'équation d'Edwards et al. (1979) (J.P.Holman 1986) *:*

$$N_u = 3.66 + \frac{0.0668.\left(D_{pi}/l\right).R_e.P_r}{1 + 0.04.\left[\left(D_{pi}/l\right).R_e.P_r\right]^{0.67}} \quad \text{(II-56)}$$

II.7.4.4. <u>L'énergie transférée entre le capteur et l'environnement :</u>

d) L'énergie transférée entre le ciel et le capteur :

Ce type de transfert thermique se fait par rayonnement, il est conditionné par la différence entre la température du ciel et la température de nœud étudié. Dans notre cas, deux nœuds sont concernés par ce transfert, le verre et le réflecteur :

$$h_{ciel-v} = \sigma.\varepsilon_v.(T_{ciel} + T_v).\left({T_{ciel}}^2 + {T_v}^2\right) \quad \text{(II-57)}$$

$$h_{ciel-r} = \sigma.\varepsilon_r.(T_{ciel} + T_r).\left({T_{ciel}}^2 + {T_r}^2\right) \quad \text{(II-58)}$$

L'atmosphère est essentiellement transparente dans la région de longueur d'ondes de 8 à 14μm. Mais en dehors de cette fenêtre, l'atmosphère est une bande absorbante couvrant une grande partie du spectre infrarouge.

Plusieurs chercheur sont étudié la valeur de la température de ciel, et ils ont établi des corrélations empiriques reliant la température de ciel parfois uniquement avec la température atmosphérique et parfois avec la pression de vapeur, ou encore avec deux paramètres : la température de rosé et la température ambiante. Le tableau suivant présente quelques corrélations :

Equation	Référence	
$T_{ciel} = T_a - 12$	(S.Souad 2010)	(II-59)
$T_{ciel} = T_a - 6$	(C.K.Hsieh 1981)	(II-60)
$T_{ciel} = 0.0552 \times {T_a}^{1.5}$	(A.Belghit et al. 1997)	(II-61)
$T_{ciel} = 0.037536 \times {T_a}^{1.5} + 0.32 \times T_a$	(M.K.Fuentes 1987)	(II-62)
$T_{ciel} = {\varepsilon_{ciel}}^{0.25}.T_a$	(M.Martin et al. 1984)	(II-63)
$T_{ciel} = T_a \times \left(0.8 + \frac{T_{ro} - 273}{250}\right)^{0.25}$	(U.Eicker 2003)	(II-64)
$T_{ciel} = T_a.[0.711 + 5.6 \times 10^{-3}.T_{ro} + 7.3 \times 10^{-5}.{T_{ro}}^2 + 1.3 \times 10^{-2}.\cos(15.t)]^{0.25}$	(A.Beckman et al., 1980)	(II-65)

***Tableau II-03**: Corrélations empiriques de la température du ciel.*

Avec :

T_a : La température ambiante.

T_{ro} : La température de rosé.

t : désigne l'heure en prenant l'origine à minuit.

Pour utilisé l'équation (II-63), il faut calculer l'émissivité du ciel, il existe plusieurs corrélations. Kedhari en 1999 définit l'émissivité du ciel comme étant une fonction de la température de rosée (J.P.Praene 2007). Le tableau suivant présente quelques corrélations qui permettent de déterminer l'émissivité du ciel :

Equation	**Référence**	
$\varepsilon_{ciel} = 0.564 + 0.059.\sqrt{p_v}$	(M.Martin et al. 1984)	(II-66)
$\varepsilon_{ciel} = 0.741 + 0.0062.T_r$	(P.Berdahl et al. 1982)	(II-67)
$\varepsilon_{ciel} = 0.770 + 0.0038.T_r$	(X.Berger et al. 1984)	(II-68)
$\varepsilon_{ciel} = 0.711 + 0.0056.T_r + 0.000073.{T_r}^2$	(S.D.Odeh 1998)	(II-69)
$\varepsilon_{ciel} = 1 - 0.261.exp(-7.77 \times 10^{-4}.T_a^2)$	(Y.Jannot 2007)	(II-70)

***Tableau II-04 :** Corrélation empirique de l'émissivité de ciel (p_v en $[mbar]$).*

Dans notre cas, on a utilisé la formule de (Y.Jannot 2007) pour l'émissivité de ciel et Martin and Berdahl, 1984 pour le calcul de la température de ciel. Ceci pour des raisons de simplicité et d'adaptation avec le code de simulation dynamique des bâtiments TRNSYS.

e) L'énergie transférée entre l'atmosphère et le capteur :

Ce type de transfert se fait par convection. On trouve plusieurs études sur la détermination de la valeur du coefficient de transfert thermique avec l'atmosphère et presque toutes les corrélations posent le vent comme le facteur principal dans ce transfert. Dans le tableau suivant, on trouve quelques résultats de certaines recherches et leurs conditions d'application :

Equation	**Condition**	**Référence**	
$h = 5.7 + 3.8.V$	✓ Non applicable à moins que la surface du capteur inferieur que 0.5 m^2 (A.Beckman et al.	(W.Zambrano et al. 1984)	(II-71)

	1980).		
$h = 2.8 + 3.0.V$	✓ Non applicable à moins que la surface du capteur inferieur que 0.5 m^2 (A.Beckman et al. 1980).	(J.H.Watmuff et al. 1977)	(II-72)
$h = 4.214 + 3.575.V$		(U.Eicker 2003)	(II-73)
$h = max\left[5, \frac{8.6.V^{0.6}}{L^{0.4}}\right]$	✓ Les capteurs encastrés	(A.Beckman et al., 1980)	(II-74)
$h = \frac{8.6.V^{0.6}}{L^{0.4}}$	✓ Convection forcée	(S.Kalogirou 2009)	(II-75)
$h = \frac{4.V^{0.58}}{D^{0.42}}$	✓ Autour d'un tube.	(N.Naeeni et al. 2007)	(II-76)
$Nu = 0.86.Re^{1/2}.Pr^{1/3}$	✓ Plan rectangulaire ✓ $2 \times 10^4 < Re < 9 \times 10^4$	(D.Njomo 1998)	(II-77)
$N_u = C_1.R_a{}^{C_2}$	✓ Convection naturelle ✓ Plan horizontale Pour $10^4 < R_a < 3 \times 10^7$ • $C_1 = 0.76$ • $C_2 = 0.25$ Pour $10^7 < R_a < 3 \times 10^{10}$ • $C_1 = 0.15$ • $C_2 = 0.34$	(A.Beckman et al. 1980)	(II-78)
$N_u = C_1.R_a{}^{C_2}$	✓ Convection naturelle ✓ Cylindre horizontale Pour $10^4 < R_a < 3 \times 10^9$ • $C_1 = 0.59$ • $C_2 = 0.25$ Pour $10^9 < R_a < 3 \times 10^{12}$ • $C_1 = 0.13$ • $C_2 = 0.34$	(J.P.Holman 1986)	(II-79)
$N_u = C_1.R_e{}^{C_2}$	✓ Autour d'un cylindre. Pour $40 < R_e < 4\,000$ • $C_1 = 0.615$ • $C_2 = 0.466$ Pour $4\,000 < R_e < 40\,000$ • $C_1 = 0.174$ • $C_2 = 0.618$ Pour $40\,000 < R_e < 400\,000$ • $C_1 = 0.0239$ • $C_2 = 0.8050$	(A.Thomas et al. 1994)	(II-80)
$N_u = C_1.R_e{}^{C_2} + C_3$	✓ un écoulement d'air outre d'un tube simple Pour $10^{-1} < R_e < 10^3$ • $C_1 = 0.54$ • $C_2 = 0.52$ • $C_3 = 0.40$ Pour $10^3 < R_e < 5 \times 10^4$ • $C_1 = 0.30$	(S.Kalogirou, 2009)	(II-81)

	• C_2 = 0.60 • C_3 = 0		

Tableau II-05 : *Corrélations de calcul du coefficient de transfert avec l'atmosphère.*

Dons notre étude, nous avons choisi la corrélation qui donne le coefficient de transfert thermique pour le verre qui tient compte de la géomètre du tube :

$$h_{w-v} = \frac{4.V^{0.58}}{D^{0.42}} \quad \text{(II-82)}$$

Et pour le réflecteur, la corrélation de Mitchell (S.Kalogirou 2009) *:*

$$h_{w-r} = \frac{8.6.V^{0.6}}{l^{0.4}} \quad \text{(II-83)}$$

II.7.4.5. L'énergie utile, sortie de capteur :

L'énergie utile est la quantité de chaleur transmise au fluide caloporteur le long du capteur. Elle dépend des caractéristiques du fluide, sa capacité de transporter la chaleur et son débit massique :

$$Q_u = \dot{m}_f.C_f.(T_s - T_e) \quad \text{(II-84)}$$

La température du nœud du fluide est définie comme étant la moyenne arithmétique entre la température d'entrée et la température de sortie du fluide

$$T_f = \frac{T_s + T_e}{2} \quad \text{(II-85)}$$

Donc,

$$T_s = 2.T_f - T_e \quad \text{(II-86)}$$

D'où,

$$Q_u = \dot{m}_f.C_f.2.(T_f - T_e) \quad \text{(II-87)}$$

II.7.4.6. Les radiations incidentes :

Le rayon solaire G atteint la paroi sous un angle appelé angle d'incidence θ défini comme l'angle entre la normale à la paroi et le rayon solaire à l'instant considéré. Il est évalué à partir de l'inclinaison, l'orientation de la paroi et la direction du rayon solaire. Comme le rayonnement solaire arrive sur la terre sous forme d'un faisceau parallèle, une surface perpendiculaire à ces rayons intercepte la densité maximale d'énergie, inclinée à partir de cette position perpendiculaire, elle voit son éclairement diminuer.

La radiation solaire G frappe la surface du réflecteur qui réfléchie le maximum de cette énergie ver le type absorbant de la valeur de $R_r.C.G$. Cette valeur est divisé elle même sur les deux nœuds, la première c'est le verre qui absorbe une quantité $\alpha_v.R_r.C.G$ et transmet une quantité $\tau_v.R_r.C.G$ qui frappe le deuxième nœud. L'absorbeur qui est deuxième nœud absorbe à son tour une quantité de d'énergie $\tau_v.\alpha_p.R_r.C.G$.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Avec :

R_r *: coefficient de réflexion de réflecteur.*

α_v *et* α_p *: coefficient d'absorption du verre et de plaque absorbant respectivement.*

τ_v *: coefficient de transmission de verre.*

C : le coefficient de concentration du capteur.

La valeur du coefficient $\tau_v . \alpha_p$ *est variable en fonction de l'angle d'incidence* (P.H.Theunissn et al 1985). *Pour la correction de cette valeur, on utilise l'angle d'incidence modifié donné par la relation suivante :*

$$K_{\tau\alpha} = \frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_b} \qquad \text{(II-88)}$$

$(\tau\alpha)_b$ *: Le produit du coefficient d'absorption de l'absorbeur avec le coefficient de transmission du verre correspondant à une radiation solaire perpendiculaire.*

Gaul et Rabl en 1980 ont étudié le comportement du capteur cylindro-parabolique lorsqu'il reçoit les radiations solaires pour un angle d'incidence qui varie en fonction avec le temps. Expérimentalement, ils ont établi l'équation suivante (A.Beckman et al. 1980) *:*

$$K_{\tau\alpha}(\theta) = 1 - 6.74 \times 10^{-5}.\theta^2 + 1.64 \times 10^{-6}.\theta^3 - 2.51 \times 10^{-8}.\theta^4 \qquad \text{(II-89)}$$

Rabl en 1985 donne un autre exemple de corrélation qui prendre en compte les dimensions de capteur (A.Rabl et al. 1982) *:*

$$K_{\tau\alpha}(\theta) = 1 - \frac{f}{l}.\left(1 + \frac{a^2}{48.f^2}\right).\tan(\theta) \qquad \text{(II-90)}$$

Kalogirou en 1994 fait aussi une étude sur un capteur cylindo-parabolique et établi l'équation suivant (S.Kalogirou et al. 1994) *:*

$$K_{\tau\alpha}(\theta) = 1 - 3.84 \times 10^{-3}.\theta - 1.43 \times 10^{-4}.\theta^2 \qquad \text{(II-91)}$$

Dans notre simulation nous avons choisissant l'équation (II-90) pour notre simulation.

II.7.4.7. Le bilan final :

a) Le réflecteur :

Au niveau de réflecteur on a :

- ✓ Le rayonnement entre le verre et le réflecteur entrant dans le nœud.
- ✓ Le rayonnement solaire incident sur le réflecteur entrant dans le nœud.
- ✓ La réflexion du rayonnement solaire incident sur le réflecteur sortant du nœud.
- ✓ L'énergie stockée dans le réflecteur.
- ✓ Les pertes d'énergie avec l'atmosphère (par rayonnement et par convection).

Donc :

$$M_r.C_r.\frac{dT_r}{dt} = \left((1-R_r).G - h_{w-r}.(T_r - T_a) - h_{ciel-r}.(T_r - T_{ciel}) - h_{r-v}.(T_r - T_v)\right).A_r \quad \text{(II-92)}$$

b) Le verre :

Au niveau de verre on a :

- ✓ Un rayonnement entre le verre et le réflecteur sortant de ce nœud.
- ✓ Un rayonnement réfléchis du réflecteur entrant dans ce nœud.
- ✓ Une énergie stockée dans le verre.
- ✓ Les pertes d'énergie avec l'atmosphère par convection sortant de ce nœud.
- ✓ Les pertes d'énergie avec le ciel par rayonnement sortant de ce nœud.
- ✓ Une énergie transmise entre le verre et l'absorbeur par rayonnent et par convection entrant dans ce nœud.

Donc :

$$M_v.C_v.\frac{dT_v}{dt} = \alpha_v.R_r.G.A_r + h_{r-v}.(T_r - T_v).A_r - A_{ve}.\left(h_{w-v}.(T_v - T_a) + h_{ciel-v}.(T_v - T_{ciel})\right) + A_{vi}.\left(h_{p-v} + h_d\right).\left(T_p - T_v\right) \quad \text{(II-93)}$$

c) L'absorbeur :

Au niveau de l'absorbeur on a :

- ✓ Une énergie transmise entre le verre et l'absorbeur par le rayonnement et la convection sortant de ce nœud.
- ✓ Des rayonnements solaires réfléchis à partir de réflecteur entrant dans ce nœud.
- ✓ Une énergie transmise au fluide caloporteur sortant de ce nœud.
- ✓ Une énergie stockée dans l'absorbeur.

Donc :

$$M_p.C_p.\frac{dT_p}{dt} = \tau_v.\alpha_p.R_r.G.A_r - A_{pi}.h_{p-f}.\left(T_p - T_f\right) - A_{vi}.\left(h_{p-v} + h_d\right).\left(T_p - T_v\right) \quad \text{(II-94)}$$

d) Le fluide :

Au niveau de fluide on a :

- ✓ L'énergie transmise au fluide caloporteur entrant dans ce nœud.
- ✓ L'énergie transmise par le fluide en dehors du capteur (énergie utile).
- ✓ L'énergie stockée dans le fluide.

Donc :

$$M_f.C_f.\frac{dT_f}{dt} = A_{pi}.h_{p-f}.\left(T_p - T_f\right) - \dot{m}_f.C_f.2.\left(T_f - T_e\right) \quad \text{(II-95)}$$

II.7.5.Paramètres de simulation :

La programmation de ces équations a été faite par Matlab. Ces équations sont de types non unaires. Nous avons utilisé la méthode de Gauss pour résoudre ces équations. La méthode consiste à donner une valeur de la variable et recalculer cette variable avec l'équation et finalement on compare les deux valeurs. En fonction de la précision voulue, si la différence entre les deux valeurs calculée et proposée est inférieure à la précision fixée, on prend cette valeur sinon on prend la deuxième valeur et on reprend les calculs jus qu'à ce que la différence entre ces deux valeurs devienne inférieure à la précision.

Paramètre		**Valeur**	**Unité**
Masse volumique de réflecteur	ρ_r	2400	kg/m^3
Masse volumique de verre	ρ_v	2400	kg/m^3
Masse volumique d'absorbeur	ρ_p	7800	kg/m^3
Masse volumique de fluide	ρ_f	1000	kg/m^3
Chaleur spécifique de réflecteur	C_r	0.781	$kJ/kg.K$
Chaleur spécifique de verre	C_v	0.781	$kJ/kg.K$
Chaleur spécifique d'absorbeur	C_p	0.469	$kJ/kg.K$
Chaleur spécifique de fluide	C_f	4.180	$kJ/kg.K$
Emissivité de réflecteur	ε_r	0.9	----
Emissivité de verre	ε_v	0.83	----
Emissivité d'absorbeur	ε_p	0.83	----
Coefficient d'absorption de verre	α_v	0.01	----
Coefficient d'absorption d'absorbeur	α_p	0.9	----
Coefficient de réflexion de réflecteur	R_r	0.7	----
Coefficient de transmission de verre	τ_v	0.8	----
L'ouverture de capteur	a	1	m
La longueur focale	f	0.25	m
La longueur de capteur	l	12	m
L'épaisseur de réflecteur	e_r	0.005	m
L'épaisseur entre le verre et l'absorbeur	e	0.005	m
Viscosité dynamique de fluide	μ	$1.003.10^{-3}$	$N.s/m^2$
Conductivité thermique de fluide	λ_f	0.6	$W/m.K$
La pression entre le verre et l'absorbeur	P_v	100	Pa

Tableau II-06: *Paramètres de simulation.*

Les paramètres mentionnés dans le tableau II-06 représentent les caractéristiques thermophysiques et géométriques du capteur cylindro-parabolique. Dans l'étude, les paramètres du milieu extérieur sont considérés la première fois constants et la deuxième fois variables et ceci dans le but d'analyser le comportement du capteur cylindro-parabolique.

1. *Paramètres externes constantes : on utilise une température ambiante constante de valeur* T_a = 20 °C , *l'irradiation solaire incidente sur la surface* G = 2000 $kJ/h.m^2$, *vitesse de vent* V = 0.1 m/s *et l'angle d'incident égale a 0 degré. Le fluide caloporteur*

est l'eau de débit 0.01 kg/s *et de température* 20 °C. *La température initiale de tous les nœuds est* T_i = 20 °C

2. *Paramètres externes variables : Pour cette simulation, on utilise les conditions climatiques de premier Juin pour revoir l'influence des conduisons réel sur le capteur a concentration. Les paramètres de 1er Juin mentionnées dans la figure II-09 (a- les radiations solaires, b- la vitesse du vent, c- la température ambiant, d- l'angle d'incident). le fluide est entre dans le capteur avec les mêmes conditions de celle a paramètre constante.*

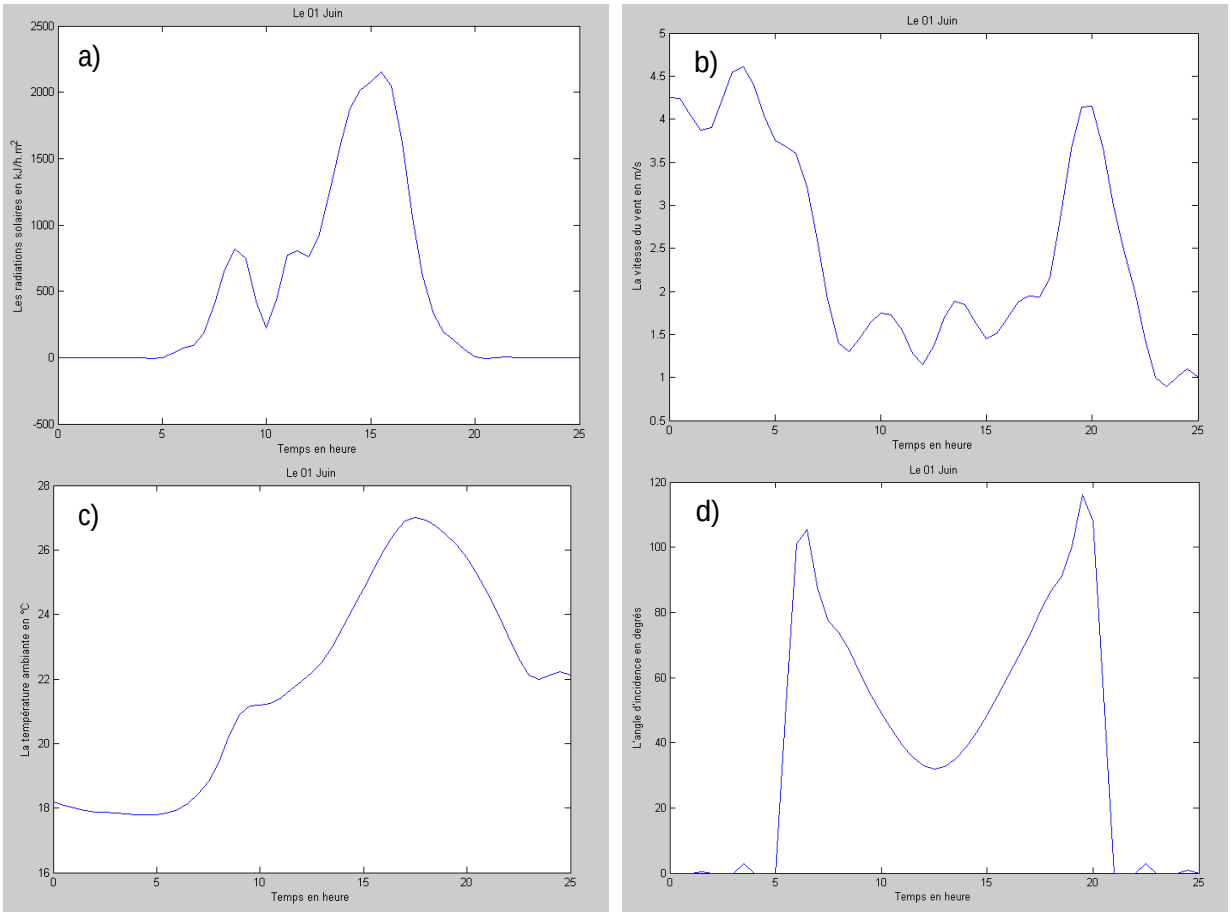


Figure II-09 : *Condition de simulation (a)radiation solaire, b) vitesse de vent, c)Température ambiant, d) angle d'incident).*

✓ Les températures des nœuds :

Dans les différentes figures présentées ci-contre, pour les conditions climatiques constantes (figure II.10a) et les conditions climatiques variables (figure II.10b), la température de l'absorbeur est la plus grande par rapport aux autres températures. Viennent après les températures du fluide caloporteur, du verre et enfin celle du réflecteur. Ceci est expliqué par sa position au point focal du

capteur qui accumule toute l'énergie solaire concentré d'une part, et par le fait que l'absorbeur possède un coefficient d'absorption plus élevé d'autre part.

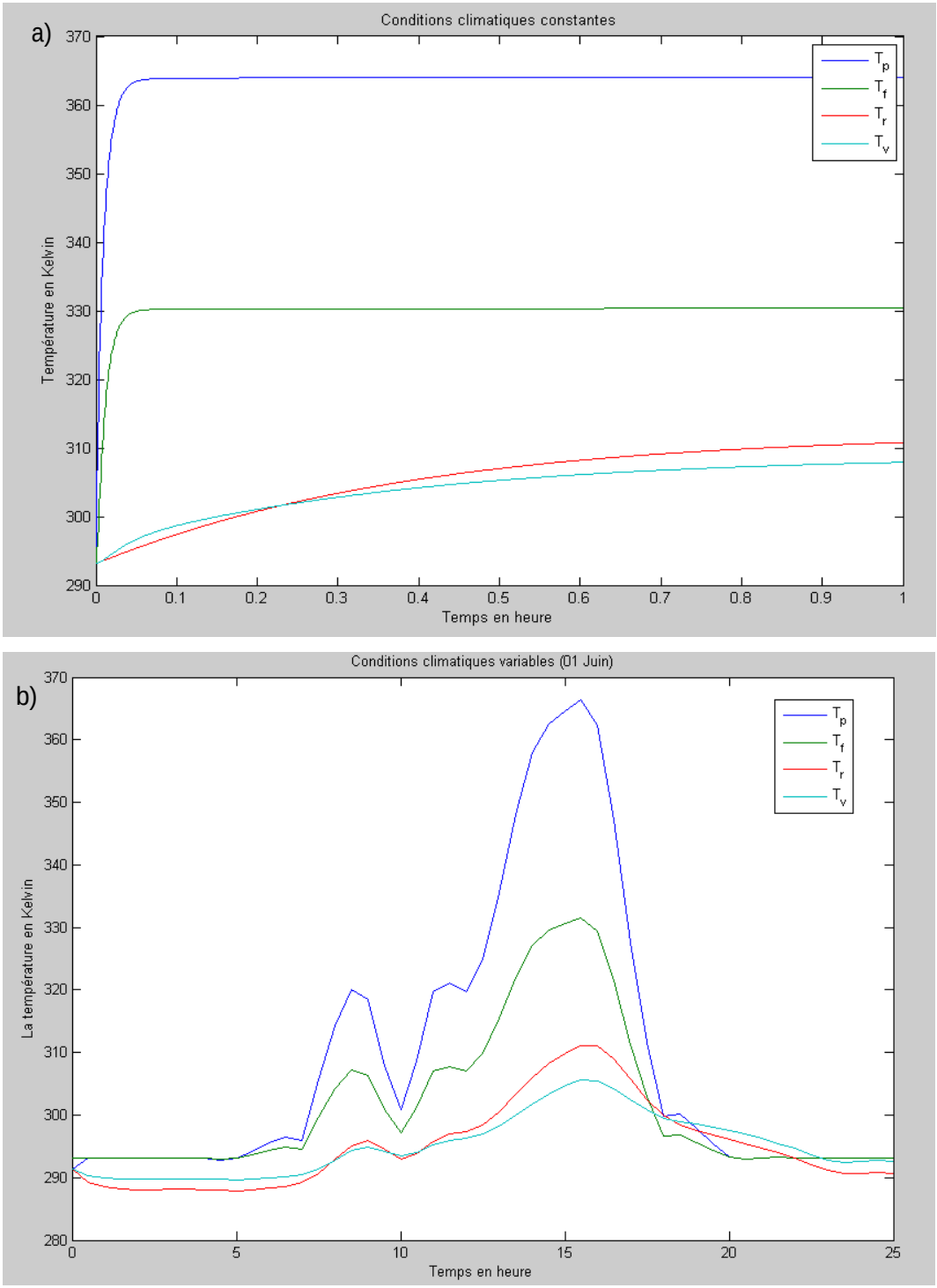


Figure II-10 : *Variation de la température au niveau des nœuds en fonction du temps.*

Dans le cas des conditions climatiques constantes, on remarque que toutes les températures des nœuds convergents vers des températures constantes après un temps suffisamment important (à peu près 0.05 heures pour l'absorbeur et le fluide et 1 heure pour le verre et le réflecteur). Pour le cas des conditions climatiques variables, l'élévation de la température des différents nœuds n'est

observée qu'après environ 7 heures du matin, pour ensuite prendre une valeur maximale aux alentours de 15 heures du soir.

Conclusion :

Dans ce chapitre, l'étude portait sur l'analyse des différents systèmes de captation solaire, les différents capteurs plans ainsi que les différents capteurs à concentration. La comparaison entre ces types montre que les capteurs plans sont utilisés lorsque la température désirée n'est pas très haute (<70°C pour le capteur à air et au voisinage de 100 °C pour les capteurs à eau). Cependant, leurs rendements baissent fortement avec la hausse de la température du fluide caloporteur. Ils présentent l'avantage de coût faible. Les capteurs sous vide présentent la difficulté dans la fabrication, leur rendement diminue peu lorsque la température du fluide augmente, et cela grâce à la très bonne isolation thermique obtenue par le vide poussé.

Pour atteindre des températures élevées (supérieures à 120°C), il est nécessaire de concentrer les rayons solaires. Le capteur cylindro-parabolique est souhaitable pour obtenir des températures plus de 100 °C. Sa géométrie lui permet de focaliser l'énergie solaire incidente, selon une génératrice linéaire où est placé un tube absorbeur dans le quel circule un fluide caloporteur. La contrainte principale, outre le coût des dispositifs plus élevé que celui des capteurs plans, est le système de poursuite destiné à suivre le soleil dans sa course.

Dans ce chapitre, nous avons étudié la modélisation mathématique suivie par une simulation dynamique d'un capteur cylindro-parabolique. Les bilans thermiques dans le capteur a permis de dégager un ensemble d'équations résolus par Matlab. La simulation a été faite pour deux types de conditions climatiques : Les conditions climatiques constantes et ensuite variables pour une journée typique. On obtient, comme résultat de simulation :

- ✓ *La variation de la température des quatre nœuds choisis en fonction du temps pour les deux types de conditions posées.*
- ✓ *La température de l'absorbeur est la plus grande par rapport aux autres températures.*
- ✓ *En plus de l'influence de la radiation solaire, la vitesse du vent et l'angle d'incidence influent aussi sur les températures des éléments du capteur.*

Bibliographie :

(A.Beckman et al. 1980) A.Beckman et al. «Solar engineering of Thermal Processes.» Madison,Wisconsin: JOHN WILEY & SONS, INC., 1980.

(A.Belghit et al. 1997) A.Belghit et al. «Etude numérique d'un séchoir solaire fonctionnant en convection forcée.» Rev Gén Therm, 1997: 837-850.

(A.Rabl et al. 1982) A.Rabl et al. «Optimization of parabolic Trough solar collector.» Solar Energy, 1982: 407-417.

(A.Thomas et al. 1994) A.Thomas et al. «Design data for the computation of thermal loss in the receiver of a parabolic trough contcentrator.» Energy Convers Mgmt, 1994: 555-568.

(B.Perers et al. 2002) B.Perers et al. «A Solar Collector Model for TRNSYS Simulation and System Testing.» Sweden: IEA Solar Heating & Cooling Programme, 2002.

(C.K.Hsieh 1981) C.K.Hsieh. «Thermal analysis of CPC collectors.» Solar energy, 1981: 19-29.

(D.Njomo 1998) D.Njomo. «Etude théorique du comportement thermique d'un capteur solaire plan à air à couverture combinée plastique-vitre.» Rev. Gén. Therm, 1998: 973-980.

(G.Gong et al. 2010) G.Gong et al. «An optimized model and test of the China's first high temperature parabolic solar receiver.» Solar energy, 2010: 2230-2245.

(J.H.Watmuff et al. 1977) J.H.Watmuff et al. «Solar and wind induced external coefficients for solar collectors.» Bulletin de Comples, 1977: 2.

(J.P.Holman 1986) J.P.Holman. «Heat transfer.» Singapora: McGraw-Hill, 1986.

(J.P.Praene 2007) J.P.Praene. «Intégration et modélisation dynamique de composants d'un systéme de rafraichissement solar a absorption couplé au batiment.» Reunion: Université de la Reunion, 2007.

(K.Heinloth 2006) K.Heinloth. «Energy technologies : Renewable energy.» USA: Springer, 2006.

(K.Soteris 2009) K.Soteris. «Solar Energy Engineering. » USA: ELSEVIER, 2009.

(L.House 2009) L.House. «Renewable energy focus focus handbook. » USA: AP, 2009.

(Latif 2006) Latif. «Heat Convection. » New York: Springer, 2006.

(M.Delorme et al. 2004) M.Delorme et al. «La climatisation solaire. Guide, » Lyon: Phonalpénergie-Environnement, 2004.

(M.F.Modest 2003) M.F.Modest. «Radiative Heat Transfert. » USA: Elsevier, 2003.

Rapport-Gratuit.com

(M.K.Fuentes 1987) M.K.Fuentes. «A simplified thermal model for flat-plate phtovoltaic arrays. » Repot SAND85-0330-UC-63, Albuquerque: Sandia, 1987.

(M.Martin et al. 1984) M.Martin et al. «Emissivity of clear skies.» Solar Energy, 1984: 663-664.

(N.Naeeni et al. 2007) N.Naeeni et al. «Analyse of wind flow around a parabolic collector (2) heat transfer from receiver tube.» Renewable Energy, 2007: 1259-1272.

(P.Berdahl et al. 1982) P.Berdahl et al. «The thermal radiance of clear skies.» Solar ENERGY, 1982: 299-314.

(P.H.Theunissn et al 1985) P.H.Theunissn et al. «Solar Transmittance Characteristics of Evacuated Tubular Collectors with Diffuse Back Reflectors.» Solar energy, 1985: 311-320.

(R.Foster 2010) R.Foster. «Solar energy : Renewable energy and the environment. » USA: CRC, 2010.

(Ratzel et al. 1979) Ratzel et al. «Techniques for reducing thermal conduction and natural convection heat losses in annulus receiver geometries.» J.Heat Transfer, 1979: 108-113.

(S.D.Odeh 1998) S.D.Odeh. «Modelling of parabolic trough direct steam generation solar collectors.» Solar energy, 1998: 395-406.

(S.Kalogirou et al. 1994) S.Kalogirou et al. «Design and performance characteristics of a parabolic-trough solar collector system.» Applied Energy, 1994: 341-354.

(S.Kalogirou 2009) S.Kalogirou. «Solar Energy Engineering.» USA: Elsevier, 2009

(S.Souad 2010) S.Souad. «Effet des parametres operationnels sur les performances d'un capteur solaire plan». Thèse de Magistère, Algire-Constantine: Université Mantouri , 2010.

(U.Eicker 2003) U.Eicker. «Solar Technologies for Buildings.» Stuttgart: WILEY, 2003

(W.Zambrano et al. 1984) W.Zambrano et al. «Design, construction and testing of a chimney that reduces dangerous temperatures in a radiative convective.» Solar Energy, 1984: 581-584.

(X.Berger et al. 1984) X.Berger et al. «About the equivalent radiative temperature for clear skies.» Solar Energy, 1984: 725-733.

(Y.Jannot 2007) Y.Jannot. «Thermique Solaire. » Paris, 2007.

Chapitre III

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Chapitre III

Climatisation solaire – Simulation d'une installation à absorption

Sommaire

III.1. INTRODUCTION : 61

III.2. LA CLIMATISATION SOLAIRE : 61

III.2.1. L'AVANTAGE DES SYSTEMES DE RAFRAICHISSEMENT SOLAIRE : 61
III.2.2. DESCRIPTION DES TECHNOLOGIES DE CLIMATISATION SOLAIRE.....62
III.2.3. EXISTENCE DANS LE MARCHE :.....63

III.3. LES DIFFERENTES TECHNOLOGIES : 64

III.3.1. MACHINE A COMPRESSION DE VAPEUR :.....64
III.3.2. COUPLAGE D'UNE MACHINE A EFFET PELTIER AVEC PV : 67
III.3.3. MACHINE A EJECTION COUPLE AVEC CAPTEUR THERMIQUE : 69
III.3.4. COUPLAGE D'UNE MACHINE A ADSORPTION AVEC PT : 72
III.3.5. COUPLAGE D'UNE MACHINE DESSICCANTE AVEC PT : 76
III.3.6. COUPLAGE D'UNE MACHINE A ABSORPTION AVEC PT : 79

III.4. COMPARAISON ENTRE LES SYSTEMES DE PRODUCTION DE FROID.....86

III.5. SIMULATION D'UNE INSTALLATION A ABSORPTION :.....87

III.5.1. PRESENTATION DE L'INSTALLATION :.....87
III.5.2. HYPOTHESES : 87
III.5.3. MODELISATION : 88
III.5.4. RESULTATS ET DISCUSSIONS :.....89

CONCLUSION.....95

BIBLIOGRAPHE : 96

III.1. Introduction :

La climatisation solaire désigne l'ensemble des techniques de climatisation utilisant l'énergie solaire comme source énergétique primaire. La climatisation solaire est une application relativement nouvelle de la technologie éprouvée de réfrigération thermique et solaire. Si elle semble paradoxale, la climatisation solaire présente un potentiel élevé puisque la demande de climatisation correspond bien à l'accessibilité des ressources solaires.

La climatisation solaire représente un gisement de projets prometteur et un vrai besoin de réponses existe aux questions posées par cette technologie face au développement important des autres technologies solaires.

Cependant, les techniques de froid solaire sont encore au stade de la démonstration du fait de la complexité de la mise en œuvre, essentiellement au niveau de l'optimisation des composants et du système global. De plus, les technologies existantes ne sont pas encore compétitives du point de vue économique comparées aux systèmes classiques utilisant l'électricité.

III.2. La climatisation solaire :

III.2.1. L'avantage des systèmes de rafraîchissement solaire :

Lorsque, malgré une utilisation optimale des techniques passives, un système de climatisation s'avère nécessaire, le rafraîchissement solaire peut être une solution intéressante. En effet, durant l'été, la demande électrique croît fortement du fait d'un usage intensif des systèmes de climatisation d'où, des pics de consommation à l'origine de la plupart des problèmes d'approvisionnement. La pénurie est encore plus grande les années sèches où les centrales hydroélectriques sont incapables de couvrir une partie de ces pics pour certaines régions du monde. Dans ce contexte, l'utilisation de l'énergie solaire pour le rafraîchissement est un concept séduisant, puisque les besoins en froid coïncident la plupart du temps avec la disponibilité du rayonnement solaire (figure III.1).

Les systèmes de rafraîchissement solaire ont l'avantage de supprimer la plupart des nuisances d'une climatisation classique

- *La consommation d'électricité peut être jusqu'à 20 fois inférieure à celle d'un système classique à compression ;*
- *Les fluides frigorigènes employés sont inoffensifs puisqu'il s'agit d'eau et de solutions salines ;*
- *la nuisance sonore du compresseur est supprimée. Ces systèmes peuvent être utilisés aussi bien seuls qu'en complément de systèmes classiques de conditionnement d'air. L'objectif principal étant d'utiliser ces technologies « émission zéro » pour réduire la consommation énergétique et les émissions de CO_2.*

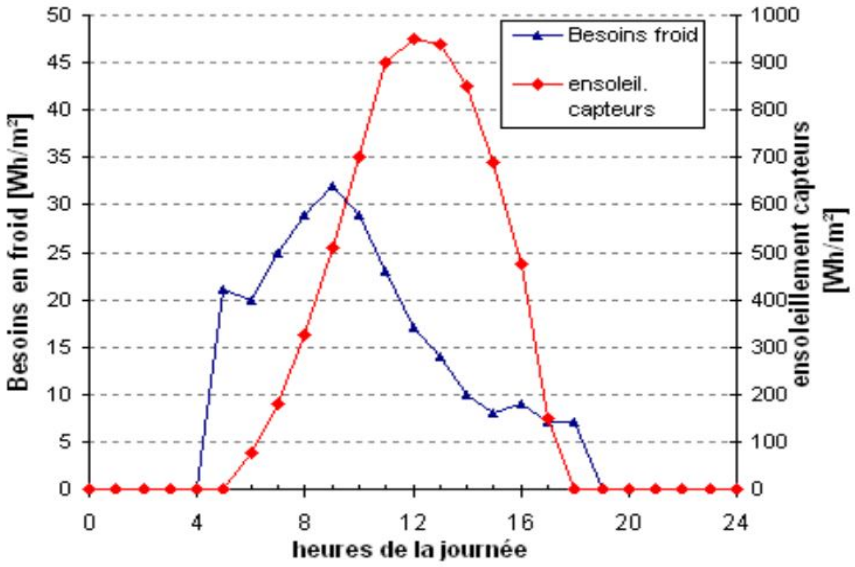


Figure III-01 : *Adéquation entre la présence du soleil et le besoin en climatisation pour un bureau à Madrid* (T.Vitte 2007)

III.2.2. Description des technologies de climatisation solaire

Un processus de production de froid signifie naturellement une absorption de la chaleur. Elle requiert, dans le cas où on veut descendre en deçà d'un seuil, la mise en œuvre d'un phénomène endothermique s'effectuant à des températures plus basses que la température que doit atteindre le corps à refroidir.

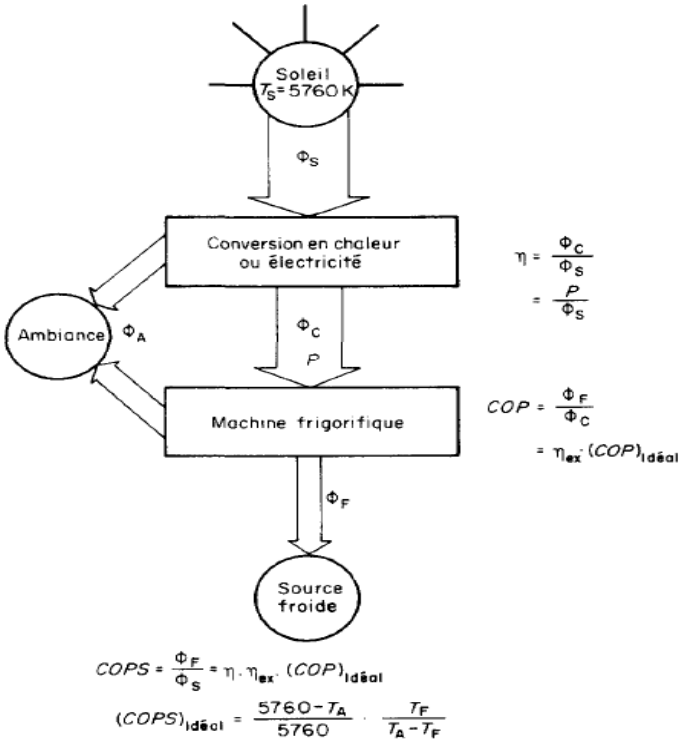


Figure III-02 : *Schéma énergétique des machines frigorifiques solaires.*

L'énergie solaire, qui est de la chaleur à très haute température (5760 K), doit d'abord être convertie, de façon contrôlée, en électricité ou en chaleur. Les machines frigorifiques classiques doivent être ensuite adaptées et intégrées aux équipements correspondants pour former des installations solaires de réfrigération et de conditionnement. La figure III-2 schématise l'évolution de l'énergie depuis le soleil jusqu'à l'utilisation et définit les paramètres caractéristiques globaux de chaque étape. Ces installations doivent en outre répondre aux contraintes d'environnement et d'utilisation. Le caractère essentiellement variable de l'énergie solaire implique d'abord que les machines solaires doivent être adaptées à un fonctionnement perpétuellement transitoire ou intermittent. L'absence d'environnement technique ou logistique suffisant impose en outre une très grande fiabilité.

III.2.3. Existence dans le marché :

Dans le cadre du projet international soutenu par l'AIE (Agence internationale de l'Energie), une liste des installations de moyenne et grande taille a été établie. Cette liste fait état de 81installations, 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.

Comme le montre la figure III-03, 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.

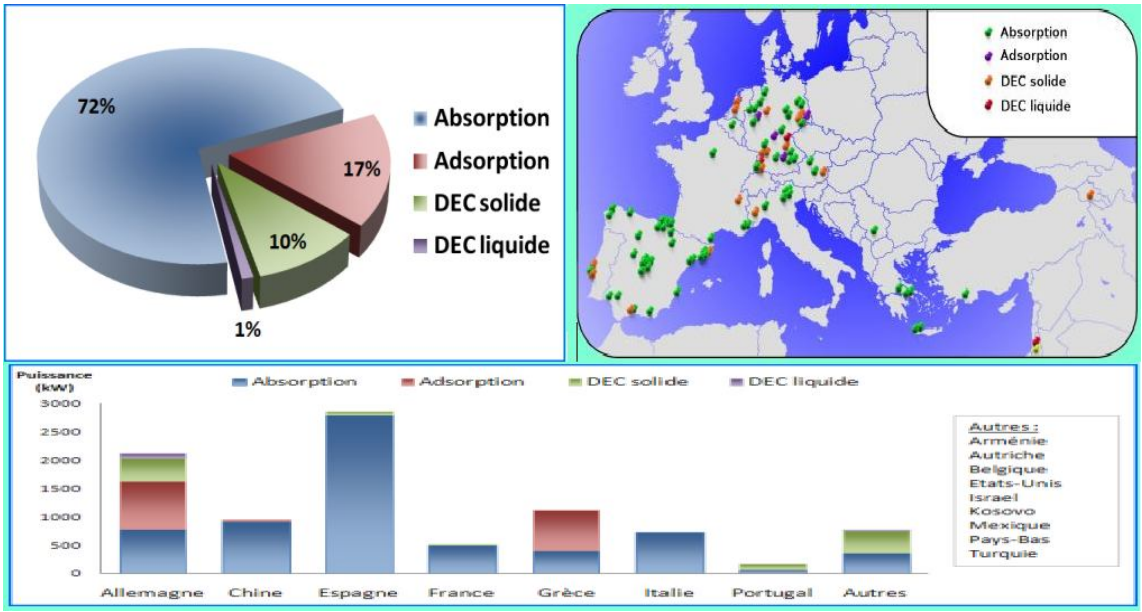


Figure III-03 : *Installations de climatisation solaire par type (W.Sparber et al 2009).*

Sur les 9 MW de puissance de froid étudiée, 31% se situe sur des installations espagnoles, suit ensuite l'Allemagne avec 23% de la puissance installée, puis la Grèce et la Chine avec 12% et 10% respectivement (W.Sparber et al 2009).

III.3. Les différentes technologies :

Nous distinguerons trois grandes classes de systèmes frigorifiques :

Ceux qui consomment l'énergie mécanique pour fonctionner : Les systèmes mécano-frigorifiques, ceux qui consomment de l'énergie électrique pour fonctionner : Les systèmes électro-frigorifiques, et ceux qui consomment essentiellement de l'énergie thermique : Les systèmes thermo-frigorifiques.

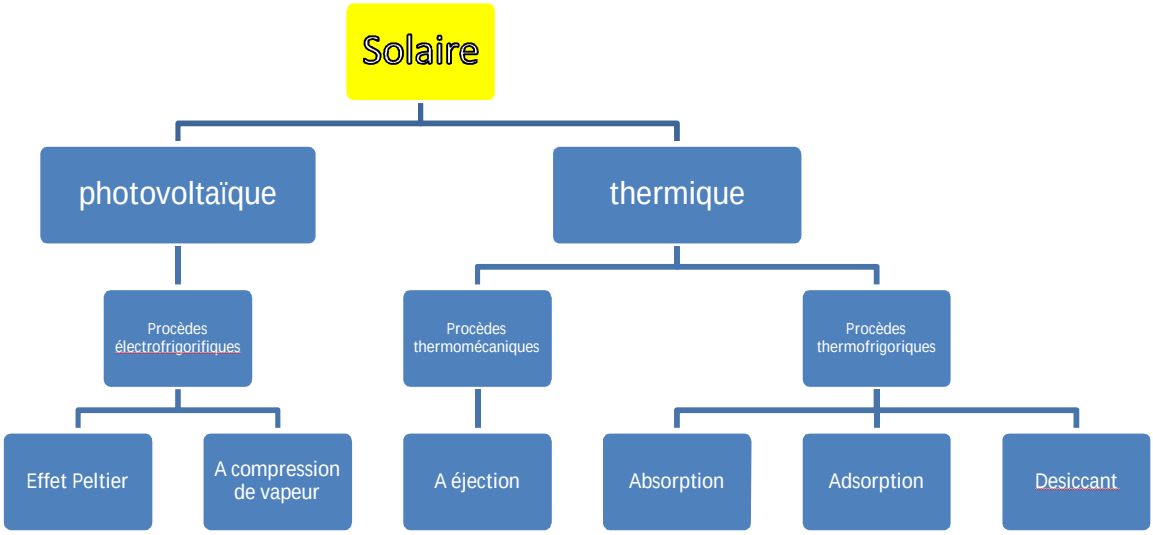


Figure III-04 : *Tableau des différentes technologies de production de froid à partir de l'énergie solaire.*

Il existe plusieurs voies d'utilisation de l'énergie solaire pour produire du froid. La première est basée sur l'emploi de l'électricité, la deuxième sur l'utilisation d'un procédé thermomécanique, enfin la troisième sur des cycles basés sur la sorption d'un gaz (Figure III-04).

III.3.1. Machine à compression de vapeur :

III.3.1.1. Historique :

Une première description du cycle a été donnée en 1805 par l'américain Oliver Evans (1755-1819). Mais c'est à l'américain Jacob Perkins (1766-1849), qui travaillait en Angleterre que nous devons le premier brevet, et un premier modèle fonctionnant à l'éther éthylique (1835). Les premières machines à compression qui eurent un succès industriel sont le fait d'un écossais émigré en Australie, James Harrison (1816-1893) (brevets en 1855-56-57). Les machines étaient fabriquées en Angleterre, elles pouvaient produire de la glace ou refroidir des saumures, liquides frigoporteurs. Le frigorigène était toujours l'éther éthylique.

III.3.1.2. Principe de fonctionnement :

Le fluide frigorifique de la machine frigorifique à compression de vapeur (figure III-5), subit les transformations suivantes (on suppose que les pertes de charge sont nulles dans le circuit) :

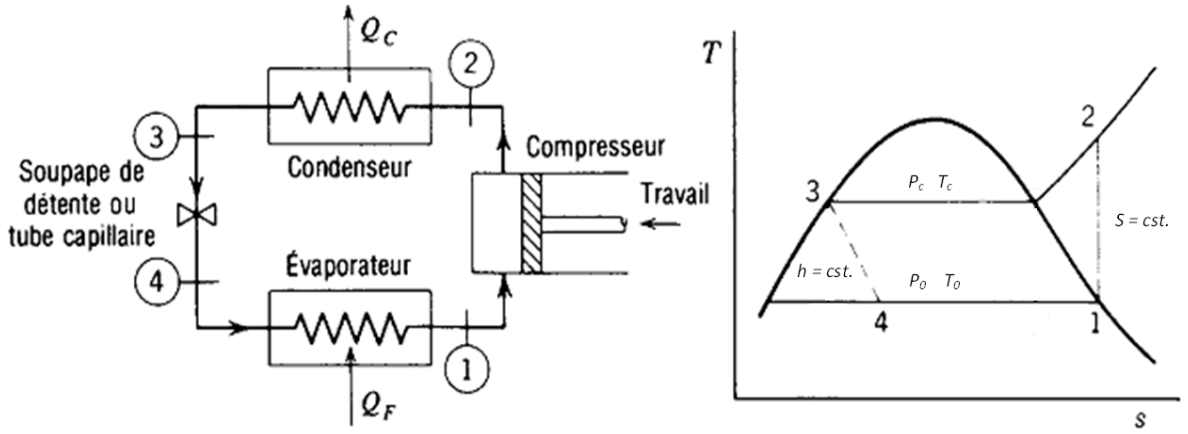


Figure III-05 : *Installation et diagramme T-S de la machine a compression de vapeur.*

- *Entre les points 1 et 2, la vapeur du frigorigène est comprimée de P_0 à P_c. Dans le cas d'une compression parfaite (isentropique), c'est-à-dire adiabatique (sans échange de chaleur avec l'extérieur) et réversible (sans intervention de phénomènes dissipatifs), la transformation suivrait l'isentrope $S = cst$ pour arriver au point 2;*
- *Entre les points 2 et 3, la vapeur du frigorigène est désurchauffée de T_2 à T_c, puis condensée à la température constante T_c pour atteindre le point 3;*
- *Entre les points 3 et 4, le liquide frigorigène se détend en n'échangeant, avec le milieu extérieur, ni énergie mécanique (le détendeur est un robinet et non un moteur) ni chaleur (la surface thermique du détendeur est négligeable). L'enthalpie du frigorigène reste constante, la détente est isenthalpique. En se refroidissant de T_c à T_0, une partie de la masse du liquide se vaporise. A la fin de la détente, le titre en vapeur du mélange liquide-vapeur devient x_4;*
- *La vaporisation du fluide frigorigène se déroule entre les points 4 et 1. Le mélange cède de la chaleur à température constante T_0.*

III.3.1.3. Couplage d'une machine à compression avec PV :

La Figure III-6 montre le schéma d'une machine frigorifique classique à compression alimentée par un générateur d'électricité photovoltaïque. En l'absence d'onduleur, l'entrainement du compresseur doit être assuré par un moteur à courant continu plus couteux. Un onduleur, surtout de faible puissance, a cependant toujours un rendement médiocre, 70 à 80% dans les meilleurs cas.

Le caractère intermittent du rayonnement solaire impose un stockage, soit d'électricité par batterie, soit un stockage sous forme de froid, soit sous forme de fluide frigorigène sous pression. Vu le cout des batteries et de leur entretien, le stockage par batterie est limité aux faibles puissances.

La durée du stockage à prévoir dépend de l'utilisation et du climat, variant de quelques jours à une dizaine de jours pour la conservation des vaccins et médicaments.

Ces armoires frigorifiques de petite capacité (environ 150 l) destinées aux besoins domestiques ou à ceux des dispensaires de campagne, constituent aujourd'hui l'essentiel du marché des frigos solaires photovoltaïques, la valeur des produits conservés et la faible puissance installée garantissant la rentabilité.

Vu le cout élevé des modules photovoltaïques, des efforts importants ont été faits pour diminuer au maximum l'énergie électrique journalière nécessaire. Une isolation soignée, d'une épaisseur de 8 à 12 cm, permet de réduire les pertes à vide en dessous de 30 W, une fraction significative de celles-ci étant alors due aux inévitables ouvertures de portes. Le cycle frigorifique peut aussi être modifié pour porter le COP de sa valeur habituelle voisine de 1 à plus de 1,5.

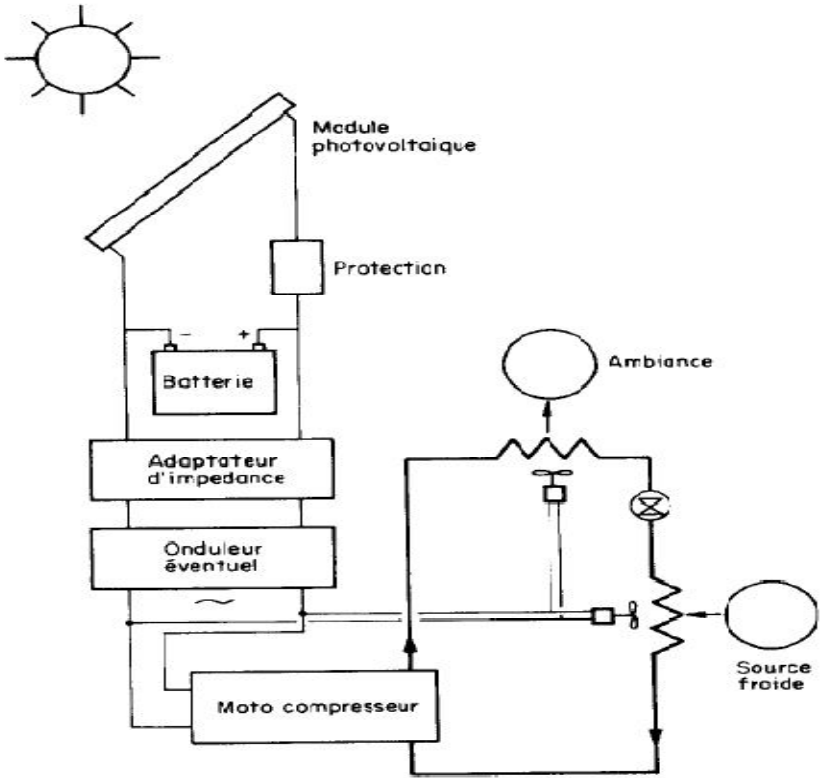


Figure III-06 : *Schéma d'une machine frigorifique photovoltaïque.*

Le résultat net est que la consommation d'une armoire frigorifique solaire de 150 l produisant 1 kg de glace par jour a été ramenée, dans une ambiance tropicale à 43 °C, autour de 750 Wh/jour, soit trois à quatre fois moins qu'un équipement classique.

Avec des COP de la machine frigorifique variant de 0,8 à 1,5 et des panneaux photovoltaïques au silicium de 13% de rendement, le COP_S oscille donc de 0,10 à 0,20.

Pour les installations moyennes nécessitant une énergie de plus de 50 kWh/jour, l'installation d'un groupe Diesel électrogène ou une extension de réseau est plus avantageuse mais moins fiable.

III.3.1.4. Couplage d'une machine à compression avec moteur thermique:

La première classe comprend des machines telle que celle de la figure III.7 dans lesquelles, un moteur thermique, utilisant les capteurs et l'ambiance comme sources, entraine une machine frigorifique à compression classique.

Une simple juxtaposition cumule les pertes des deux machines en y ajoutant des problèmes de vibration, d'étanchéité et de régulation. Il faut intégrer les machines motrice et réceptrice et réaliser le transfert d'énergie de façon simple et fiable. Les diverses voies possibles ont été expérimentées sur des prototypes de puissance moyenne. Les rendements exergétiques obtenus varient de 20 à 25%,

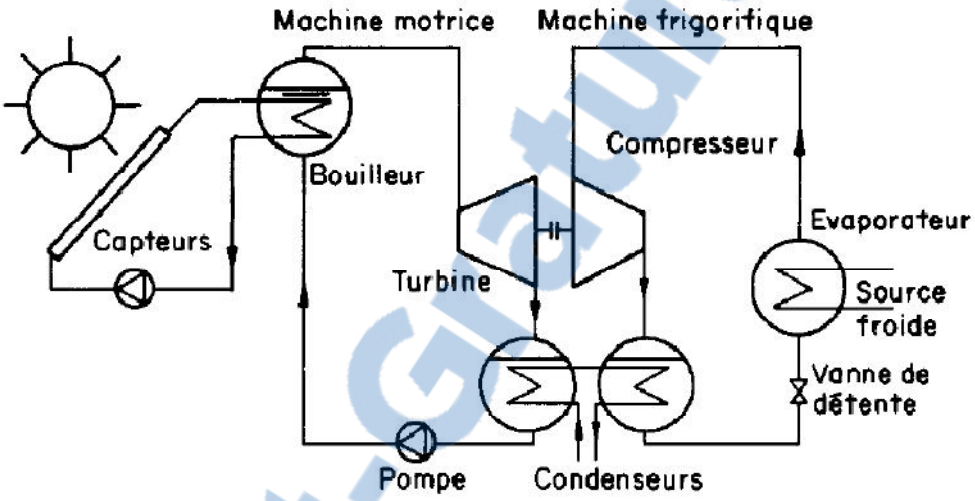


Figure III-07 : *Machine frigorifique couple à cycle de Rankine.*

Vu le caractère intermittent et variable de l'énergie solaire, un bon fonctionnement à charge partielle et des possibilités de démarrage et d'arrêt spontanés constituent des atouts majeurs en réfrigération solaire.

Enfin, les machines à double cycle de Rankine peuvent fonctionner dans une très large gamme de températures en particulier, avec de la chaleur à basse température fournie par des collecteurs plans.

III.3.2. Couplage d'une machine à effet Peltier avec PV :

III.3.2.1. Historique :

Il est notoire qu'en présence de deux fils métalliques de nature différente soudés ensemble à l'étain, une tension thermoélectrique naît entre les deux points de soudure lorsque ces derniers sont soumis à des différences de température (Seebeck 1822)(A.Reinhart 2000). Il existe un effet inverse à ce phénomène, Le français Jean Charles Peltier (1785-1845) découvrit, en 1834, que le passage d'un courant continu dans une jonction de deux métaux différents provoque, selon le sens du courant un dégagement ou une absorption de chaleur à cette jonction. Longtemps simple curiosité scientifique, la thermoélectricité se développa au fil des années 1940 à 60 avec les connaissances sur les semi-

conducteurs. Les espoirs qu'elle a fait naître furent cependant assez vite déçus et les utilisations actuelles sont marginales.

III.3.2.2. Principe de fonctionnement :

Les métaux conducteurs développent une faible force thermoélectrique. C'est pour cette raison que l'effet Peltier n'a pas trouvé d'application dans le domaine de la production du froid, jusqu'à l'apparition ces dernières années de dispositifs à semi-conducteurs. Ces matériaux semi-conducteurs de types p et n sont reliés à un élément Peltier par un pont de cuivre (figure III-08). Montés en série, ces éléments constituent une batterie Peltier se présentant comme un bloc. Sa structure est telle que l'ensemble des ponts de cuivre froids forme le côté endothermique et l'ensemble des ponts de cuivre chauds le côté exothermique du bloc.

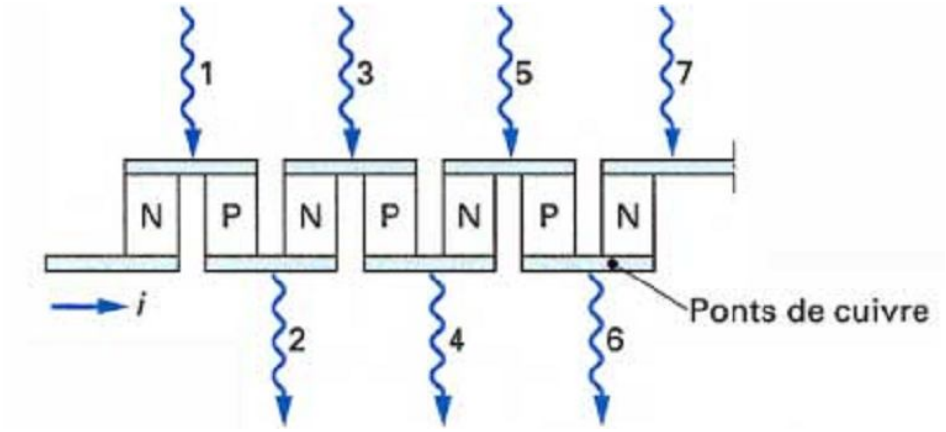


Figure III-08 : *Représentation schématique d'un élément Peltier (Duminil 1995).*

III.3.2.3. Modélisation :

La puissance thermique du côté chaud P_H est égale la puissance frigorifique P_F générée à laquelle s'ajoute la puissance fournie qui dépend de la tension de courant U et de son intensité I_s comme suit:

$$P_H = P_F + U.I_s \qquad \text{(III-01)}$$

De plus selon Seebeck:

$$U = L_s.\Delta t \qquad \text{(III-02)}$$

Avec L_s : Coefficient de Seebeck

Δt : Différence de température entre les côtés chaud et froid.

Les dispositifs de refroidissement ou les pompes à chaleur réalisés à partir de ces blocs avec une puissance absorbée d'environ 1 kW voient leur cout d'exploitation encore inférieur à celui des dispositifs classiques à compression et à absorption. Leur point fort est l'absence de pièces mobiles et de fluides tels que fluide frigorigène, absorbant, etc. Lorsque la tension continue est produite à partir d'une tension alternative au moyen d'un redresseur sec, par exemple des cellules de silicium, la

puissance frigorifique (ou thermique dans le cas de la pompe à chaleur) peut alors se régler de manière très précise en continu.

L'application dans le domaine de la climatisation se limite à des cas particuliers, notamment dans les sous-marins atomiques, en bénéficient également les petits réfrigérateurs ou glacières, les appareils ou les composants électriques.

III.3.3. Machine à éjection couplé avec capteur thermique :

III.3.3.1. Historique :

Le système thermo-frigorifique a été introduit dans les travaux de l'ingénieur français Maurice Leblanc (1857-1923) sur les cycles à eau : En 1903 avec un brevet sur l'éjecteur de vapeur d'eau et en 1908 avec un brevet d'une machine frigorifique à éjection de vapeur d'eau. Ce système est peu utilisé car les problèmes qu'il pose sont plus des problèmes de mécanique des fluides que des problèmes de thermodynamique. Un éjecteur performant est difficile à réaliser, surtout lorsque les débits volumiques de vapeur à déplacer ne sont pas très importants. C'est encore l'eau qui représente le frigorigène le mieux adapté à ce système (M.Duminil 2002).

III.3.3.2. Principe de fonctionnement :

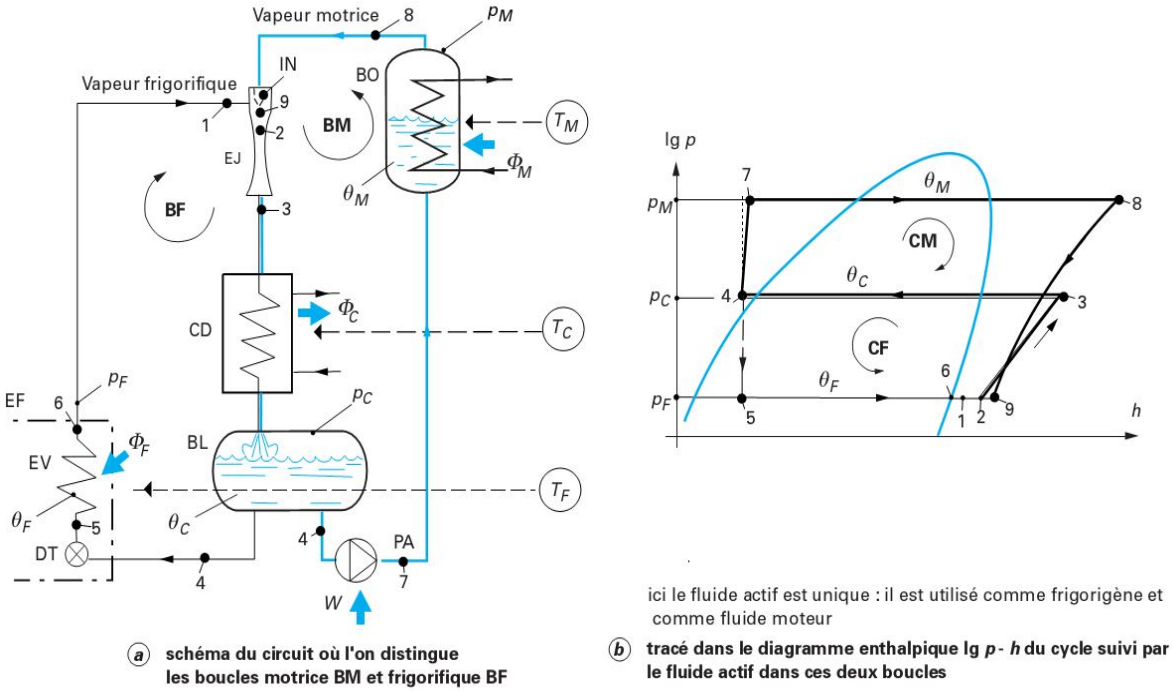
L'abaissement de la température de l'eau, qui se vaporise sous basse pression est obtenue en aspirant la vapeur formée au moyen d'un éjecteur, ou trompe, alimenté par un jet de vapeur vive provenant d'une chaudière. L'éjecteur est une tuyère d'abord convergente – l'accroissement de la vitesse du jet diminue la pression ce qui permet l'aspiration voulue – puis lentement divergente. L'augmentation progressive de la section offerte à la vapeur ralentit sa vitesse et la pression remonte.

La figure III-9a représente schématiquement le circuit du système à éjection le plus simple à un seul étage d'éjecteur. Il est formé de deux boucles :

1) ***La « boucle frigorifique » BF** parcourue par le fluide frigorigène et comportant :*
   - *L'éjecteur EJ qui aspire la vapeur issue de l'évaporateur EV et la comprime avant son introduction dans le condenseur CD,*
   - *Le condenseur CD qui liquéfie la vapeur du frigorigène,*
   - *La bouteille de liquide BL qui représente la réserve de liquide frigorigène,*
   - *Le détendeur DT qui règle l'apport de liquide frigorigène dans l'évaporateur,*
   - *L'évaporateur EV où s'effectue la production de froid par vaporisation du liquide frigorigène. Cet échangeur thermique est placé dans l'enceinte à refroidir EF ;*
2) ***La « boucle motrice » BM** parcourue par le fluide moteur actif et comportant :*
   - *L'éjecteur où l'énergie cinétique du jet de vapeur du fluide actif, qui pénètre dans l'éjecteur par l'injecteur IN, sert à assurer la circulation du frigorigène dans la boucle frigorifique BF,*
   - *Le condenseur CD qui liquéfie la vapeur du fluide actif sortant de l'éjecteur,*

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

- *la bouteille de liquide BL, la réserve de fluide actif liquide,*
- *la pompe PA qui alimente le bouilleur en liquide à vaporiser,*
- *le bouilleur BO « chaudière » qui reçoit l'énergie thermique alimentant la machine. Sous l'action du chauffage, le liquide se vaporise et la vapeur formée se surchauffe avant de pénétrer dans l'injecteur de l'éjecteur.*



(a) schéma du circuit où l'on distingue les boucles motrice BM et frigorifique BF

(b) tracé dans le diagramme enthalpique lg *p* - *h* du cycle suivi par le fluide actif dans ces deux boucles

Figure III-09 : *Système à éjection (M.Duminil 2002).*

Comme on le voit sur la figure, il apparaît clairement que les deux boucles ne sont pas séparables. Le système en question est bien intégré ou non dissociable : l'éjecteur, qui joue ici un double rôle (à la fois « moteur thermique » pour la boucle motrice et « compresseur » pour la boucle frigorifique), le condenseur et la bouteille de liquide sont communs aux deux boucles. Ici, c'est la même substance qui est utilisée comme frigorigène et comme fluide moteur, et il en est généralement ainsi.

La figure III-09b représente le tracé dans le diagramme enthalpique $log(p) - h$ *de l'ensemble des cycles combinés frigorifique et moteur. On remarque que le cycle total est la superposition :*

- ✓ *Du cycle frigorifique CF*$(1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 5 \rightarrow 6 \rightarrow 1)$*, décritdans le sens inverse des aiguilles d'une montre (cycle consommateur d'énergie mécanique);*
- ✓ *Du cycle moteur CM* $(2 \rightarrow 3 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 7 \rightarrow 8 \rightarrow 9 \rightarrow 2)$*, décrit dans le sens des aiguilles d'une montre (cycle producteur d'énergie mécanique).*

III.3.3.3. Modalisation :

Dans ce type de machines frigorifiques, le compresseur mécanique est remplacé par un éjecteur. Il est composé d'une chambre de mélange où arrive la vapeur motrice à travers une tuyère et la vapeur aspirée mais aussi d'un diffuseur où le mélange se comprime et est éjecté vers le condenseur. L'efficacité frigorifique COP est définie par :

$$COP = \frac{Q_v}{Q_g + W_p} \quad \text{(III-03)}$$

Les puissances Q_v , Q_g et W_p sont respectivement les puissances thermiques à l'évaporateur et au bouilleur et la puissance mécanique de la pompe. On peut écrire :

$$COP = U_j \frac{(h_1 - h_5)}{(h_8 - h_7) + (h_7 - h_4)} \quad \text{(III-04)}$$

Le taux d'entraînement de l'éjecteur U_j et calculer par l'équation suivant :

$$U_j = \frac{m_f}{m_M} \quad \text{(III-05)}$$

m_f et m_M sont les débit massique dans les deux boucle frigorifique et motrice. La valeur optimale du taux d'entrainement de l'éjecteur et calculer par (B.Batoul 2009) *:*

$$U_{jop} = 3.32.\left(\frac{1}{\tau}.\left(1 - \frac{1.21}{\zeta}\right)\right)^{2.12} \quad \text{(III-06)}$$

Avec : τ est le taux de compression de la partie génératrice :

$$\tau = \frac{P_g}{P_c} \quad \text{(III-07)}$$

P_g et P_c sont respectivement les pression en bouilleur et en condenseur.

Et est ζ : le rapport moteur de l'éjecteur.

$$\xi = \frac{P_c}{P_v} \quad \text{(III-08)}$$

P_v : est la pression a l'évaporateur.

La simulation d'une installation à éjection couplé au capteur solaire est l'un des plus important sujet de travail actuellement dans le monde.

H.Vidal et al est fait une simulation dynamique sur l'installation à éjection utilisé l'énergie solaire comme troisième source (au bouilleur) à l'aide d'un capteur plan incliné de 22° à l'horizontale. Cet système est simulée avec TRNSYS qu'il a utilise un programme de l'installation à éjection a une fluide de travail R141b programmé dans EES (Engineering Equation Solver) et couple a l'aide de composant TYPE66 (dans TRNSYS). Les conditions climatique proposé est de Florianópolis au Brésil. Cette étude est faite pour but d'optimisé les taille des composant de l'installation et les résulta trouvé pour une puissance frigorifique de 10.5 kW *il besoin une surface du captation de 80 m^2 (capteur*

plan), un volume de réservoir de stockage de 4 m^3*, un taux de circulation de 8 et une fraction solaire de 0.42* (H.vidal et al 2006).

Par contre, H.K.Ersoy et al sont étudiée la même installation avec un capteur à vide et sans l'utilisation de réservoir de stockage. Ils on proposé 4 site de paramètre climatique dans la Turkey (Antalya, Aydin, Konya et Urfa) et ils utilisent le R123 comme fluide frigorifique. Cette étude est faite pour le but de comparé la fiabilité de système dans défirent site. les température des trois source est fixais (la température de générateur $\bar{T}_g$ *= 85°C , la température de condenceur* $\bar{T}_c$ *= 30°C et la température d'évaporateur* $\bar{T}_v$ *= 10 °C) . Le site le plus adaptable au système est Aydin avec un coefficient de performance de 0.197 et une puissance frigorifique de 178.26* W/m^2 *d'une surface de 21* m^2 (H.K.Ersoy et al 2007).

III.3.4. Couplage d'une machine à adsorption avec PT :

III.3.4.1. Principe de fonctionnement :

Les machines à adsorption apparurent plus tardivement, essentiellement dans la première moitié du 20ème siècle. Leur fonctionnement, basé sur les effets thermiques qui accompagnent la sorption ou la désorption physique d'un gaz sur un solide (systèmes à adsorption) ou bien la formation (ou la décomposition) de composés chimiques avec un gaz frigorigène (systèmes thermochimiques) est naturellement discontinu. Encore peu utilisés, ils font l'objet, actuellement, de nombreuses recherches.

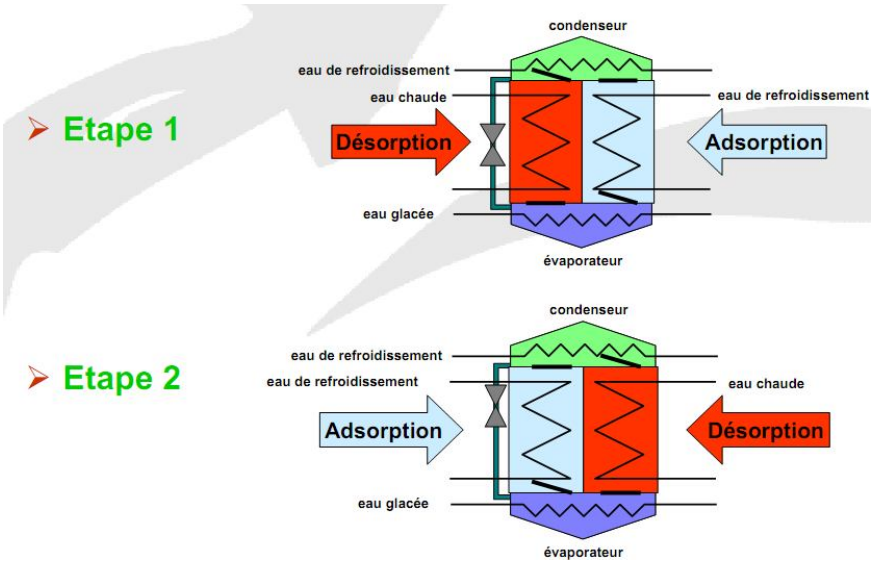


Figure III-10 : *Schéma de fonctionnement d'une machine à adsorption.*

Une machine frigorifique à adsorption comporte quatre chambres sous vide, à savoir l'évaporateur, le condenseur, l'adsorbeur (capteur) et le désorbeur (bouilleur). Le bouilleur et le capteur comprennent également une fine couche d'adsorbant (10 mm) appliquée sur des rondelles d'aluminium, lesquelles sont assemblées concentriquement et brasées sur des tubes en cuivre. Un circuit de retour amène le fluide frigorigène collecté du condenseur à l'évaporateur par phénomène

hydrostatique. A l'exception des soupapes, la machine frigorifique à adsorption est dépourvue d'éléments mobiles. Chacune des quatre chambres est parcourue par un échangeur thermique en cuivre dont le rôle est d'apporter et d'évacuer la chaleur.

III.3.4.2. Types d'adsorption :

L'étude du phénomène d'adsorption montre que la nature de celle-ci varie selon les situations étudiées. Généralement, on distingue deux types d'adsorption qui différent par leur nature de fixation et par les énergies mises en jeu (Pierrès 2005) *:*

- ✓ *Adsorption physique (physi-sorption) :*

Dans le cas de l'adsorption physique, la fixation des molécules d'adsorbat sur la surface d'adsorbant se fait essentiellement par les forces de liaisons faibles du type Van Der Walls. Elle se produit sans modification de structure moléculaire, mettant en jeu une chaleur d'adsorption assez faible (de l'ordre de 5 à 25 KJ/mole), parfaitement réversible et qui est en outre favorisée par une basse température.

- ✓ *Adsorption chimique (chimi-sorption):*

Dans le cas de l'adsorption chimique, le processus résulte d'une réaction chimique avec formation des liens chimiques entre les molécules d'adsorbat et la surface de l'adsorbant, donnant naissance à des forces de liaisons très importantes (c'est pourquoi le phénomène est appelé chimi-sorption). La chaleur d'adsorption mise en jeu est en général assez grande, dépassant les 80 KJ/mole. L'adsorption chimique est souvent irréversible (ou difficilement réversible) et favorisée par une haute température.

III.3.4.3. Le couple absorbant-adsorbant adsorbant :

Choix du fluide de travail :

Pour les systèmes de production de froid par adsorption ou réaction chimique, un nombre important de couples peut être choisi. Les couples possibles peuvent être classés en fonction du gaz choisi. Dans le domaine de la production de froid par sorption, les fluides frigorigènes les plus utilisés sont le méthanol, l'eau et l'ammoniac :

- ➢ ***Le méthanol (CH_3OH)*** *est un gaz envisageable qui est adsorbé par le charbon actif* (I.I. El-Sharkawy et al 2009). *De nombreuses fois, Il a été étudié et utilisé au cours des dernières années. Cependant, la décomposition du méthanol à des températures supérieures à 150°C impose une prise de précautions pour son utilisation dans des applications solaires (Eric J Hu 1998).*
- ➢ ***L'eau*** *présente l'avantage d'être stable sur une large gamme de température et de pression, d'avoir une grande enthalpie de vaporisation, d'être abondante et neutre vis-à-vis de l'environnement et non toxique. Cependant, les pressions opératoires sont très faibles, donc*

sa mise en œuvre nécessite des technologies de vide. De plus, sa température de solidification ne permet pas de l'utiliser pour des applications à très basses températures.

- ***L'ammoniac** a été couramment utilisé à la fois pour des procédés de chauffage comme pour la production de froid. Ce fluide est stable sur une large gamme de température et de pression, il présente une enthalpie de vaporisation élevée et son point de congélation vaut 77°C. De plus, il est relativement abondant et donc de coût limité. Cependant, à haute température, la pression de l'ammoniac est élevée, et ce fluide est volatil, toxique et corrosif (AUBURTIN et al 1999). En absorption et adsorption, les couples eau-ammoniac et charbon actif-ammoniac ont été utilisés fréquemment pour des applications basses température (Z Tamainot-Telto et al 1997). Dans les procédés à sorption chimique, l'ammoniac a également été largement étudié et expérimenté, en particulier avec des sels réactifs de type chlorures.*
- ***La méthylamine (CH3NH2)**, fluide dérivé de l'ammoniac, réagit également avec des sels de type chlorures, comme le $CaCl_2$ ou le LiCl et présente l'intérêt de permettre des pressions de travail moins élevées que l'ammoniac (environ 6 bar à 40°C par exemple contre 16 bar pour l'ammoniac). Cependant, au cours des dernières années, on ne note pas de développement de procédés de sorption utilisant la méthylamine comme fluide de travail.*

Choix du sorbant :

Les critères de choix du couple mis enjeu pour une application donnée sont les suivants :

- ☒ *Les conditions d'équilibre du couple considéré, déterminées par l'équation d'équilibre thermodynamique ou les isostères de sorption,*
- ☒ *La densité énergétique (une importante enthalpie de changement de phase pour ce fluide),*
- ☒ *La stabilité chimique et mécanique, puisque les systèmes sont amenés à fonctionner sur un grand nombre de cycles,*
- ☒ *la toxicité, la corrosivité, l'explosivité et l'inflammabilité,*
- ☒ *le coût des composés,*
- ☒ *l'impact environnemental.*

III.3.4.4. Modélisation :

La modélisation des cycles à adsorption solide nécessite une bonne modélisation du phénomène d'adsorption. Donc, il est essentiel de maîtriser des informations concernant l'équilibre, ce dernier nécessite un choix convenable de modèle d'adsorption (isotherme d'adsorption) qui peut décrire correctement les propriétés d'adsorption du couple utilisé.

L'équation théorique de base est celle donnée par Dubinin–Astakhov (E.Anyanwu et al 2007) qui reliée la concentration x avec la pression P et la température T de solution :

$$x(P,T) = \rho_r(T).W_0.exp\left(-D\left[T.ln\left(\frac{P_s(T)}{P}\right)\right]^n\right) \quad \text{(III-09)}$$

Avec : ρ_r *et* P_s *sont respectivement la masse volumique et la pression de saturation de réfrigérant,* W_0 *: La quantité maximal de réfrigérant absorbé par l'absorbeur. Et* D *et n sont des constants dépend de couple réfrigérant choisi.*

Dans la même cadre, l'équation de Dubinin-Radushkevich (M.F.Rudenko et al 2006) *représente la même importance :*

$$W^* = \frac{x(P,T)}{\rho(T)} = W_0.exp\left(-D.T^2.\left[\log\left(\frac{P_S}{P}\right)\right]\right) \quad \text{(III-10)}$$

La valeur des constantes dépend de couple utilisé par exemple : Pour le couple ammoniaque/ACF (L.Vasiliev et al 2001) :

$$W_0 = 0{,}491 \qquad et \qquad D = 8{,}56.10^{-6} \quad et \quad n = 2$$

Une autre formule spécifique pour le couple carbone actif/méthanol (E.Anyanwu et al 2007) :

$$\log(P) = C - \frac{M}{T} \quad \text{(III-11)}$$

Avec :

$$\begin{aligned} M = {} & 5490.09 - 57.92.\cos(1.2.x) - 7.42.\cos(2.4x) - 13.33.\cos(3.6.x) \\ & - 5.58.\cos(4.8.x) + 286.53.\sin(1.2x) - 17.76.\sin(2.4x) \\ & - 17.5.\sin(3.6.x) - 11.98.\sin(4.8.x) \end{aligned} \quad \text{(III-12)}$$

Et :

$$\begin{aligned} C &= 21{,}14 - 0{,}000119.(x - 202{,}5)^2 \quad si \quad 80 < x \leq 170 \\ C &= 20{,}54 - 0{,}000216.(x - 202{,}5)^2 \quad si \quad 170 < x \leq 290 \end{aligned} \quad \text{(III-13)}$$

III.3.4.5. Le diagramme isostère:

La figure III-11 décrit le cycle parfait de La machine frigorifique à adsorption sans échange de chaleur interne sous forme de diagramme isostère (les isostères sont des lignes à charge constante). Les isostères représentent les états de charge croissants de gauche à droite. Le système adsorbeur/désorbeur est à deux degrés de liberté: la pression et la température de consigne fixent la charge x*. A gauche, le champ des isostères est limité par l'état de fluide frigorigène pur. Les états de l'évaporateur (1) et du condenseur (2) figurent sur cette ligne isostère où* $x = 1$*. L'adsorption (3) de la vapeur de fluide frigorigène se produit à une pression d'évaporation* P_0 *et une température d'eau de refroidissement*T_c*. L'adsorbat chargé est alors chauffé jusqu'à la pression de condensation* P_c *(4).*

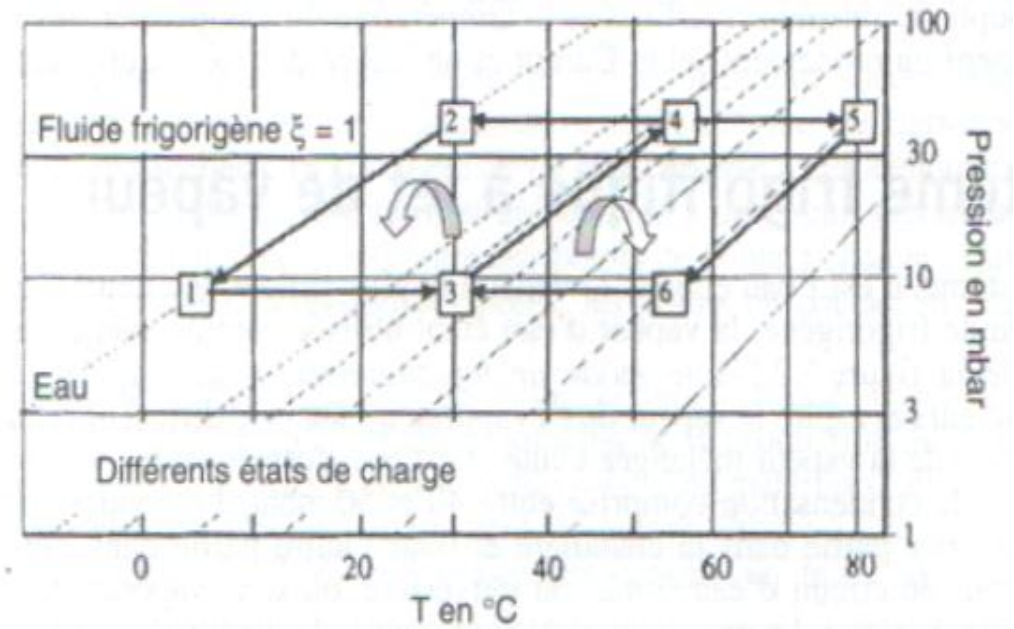


Figure III-11 : *Cycle parfait dans un diagramme isostère sans échange thermique interne (A.Reinhart 2000).*

La soupape s'ouvre et le fluide frigorigène est désorbé puis condensé (2) tandis que l'adsorbant atteint la température de fin de désorption T_h(5). La soupape se referme et l'adsorbant est refroidi avec une concentration constante pour se retrouver à la pression de l'évaporateur P_0 (6). La soupape située entre l'adsorbeur et l'évaporateur s'ouvre, permettant de capter le réfrigérant s'évaporant jusqu'à la température de fin d'adsorption T_{ad} (3). La différence entre charge minimale (fin de désorption) et charge maximale (fin d'adsorption) est importante, le débit de fluide frigorigène moyen, augmente avec la température d'adsorption et la température de désorption respectivement décroissante et croissante. La différence de charge augmente également avec une durée de cycle plus longue, c'est-à-dire la durée du processus de charge et de décharge. Toutefois, la puissance frigorifique moyenne diminue en raison de la caractéristique de saturation du processus d'adsorption.

III.3.5. Couplage d'une machine Dessiccante avec PT :

III.3.5.1. Principe de fonctionnement:

Les systèmes dessiccants sont utilisés pour produire directement de l'air frais, et non pas pour refroidir l'eau de la boucle de refroidissement comme dans le cas des machines citées précédemment. Ainsi, ils ne peuvent être utilisés que dans le cas où la climatisation du local se fait grâce à un système à air basé sur une centrale de traitement d'air (CTA).

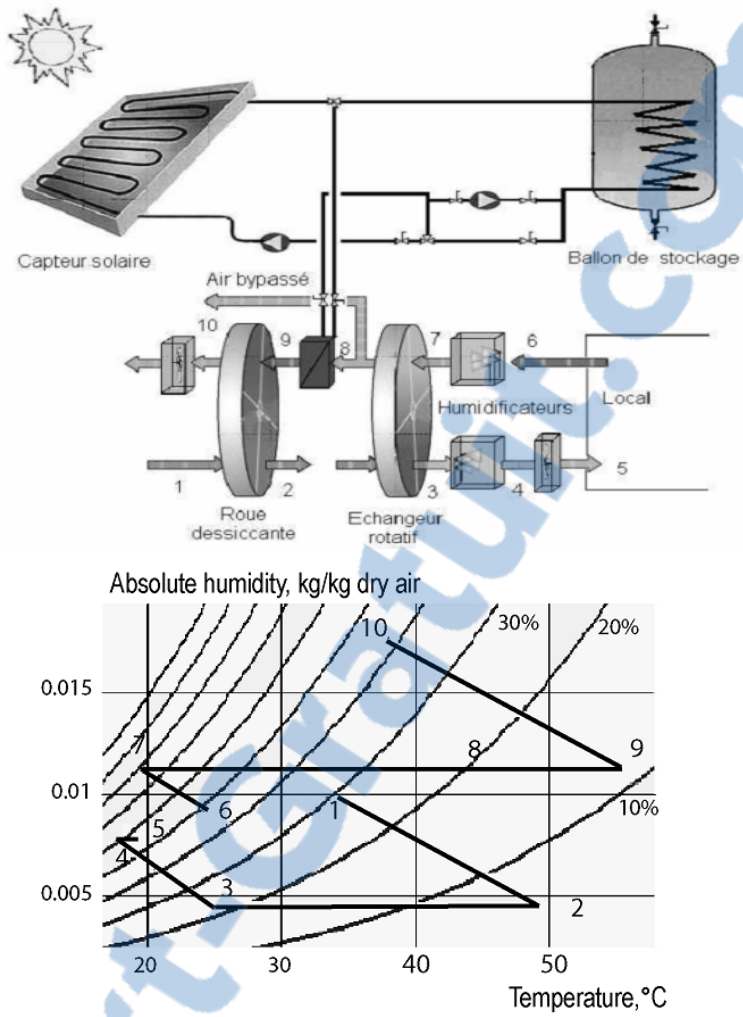


Figure III-12 : *Principe de fonctionnement d'une machine frigorifique à dessiccant.*

Le dessiccant est donc un cycle ouvert, qui s'appuie principalement sur l'utilisation de l'eau et de son potentiel de changement de phase pour refroidir l'air soufflé dans un local. Pour maximiser l'effet de la chaleur latente de vaporisation de l'eau, le flux d'air ventilé est tout d'abord desséché dans une roue à dessiccation (roue composée d'une matrice circulaire de fibre de verre ou d'aluminium sur laquelle est déposé le matériau dessicatif) ou dans un lit dans lequel est vaporisée une solution dessiccante, puis refroidi dans un échangeur, et enfin humidifié adiabatiquement dans un laveur d'air (figure III-12). Le fonctionnement d'un tel système nécessite un flux d'air de régénération qui permet de refroidir l'air du processus dans l'échangeur, puis de régénérer le matériau dessiccatif après avoir été réchauffé par la source chaude du système. La température de régénération nécessaire peut varier de 50 à 80°C. Le COP_{th} *est d'environ 0.5. 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 rafraichissement simple.*

III.3.5.2. Le couple Absorbant-adsorbant dessicants :

Les matériaux dessicants peuvent être des liquides ou des solides. Les absorbants sont liquides et les adsorbants sont solides.

a) Les absorbants :

Dans un déshumidificateur à absorption l'air entre en contact avec une solution liquide dessicante. Le liquide a une pression de vapeur plus faible que l'eau à la même température.

Cette faible pression attire la vapeur d'eau de l'air qui est déshumidifié. La pression de vapeur d'une solution liquide est proportionnelle à sa température et inversement proportionnelle à sa concentration.

Le Chlorure de Lithium a une très grande affinité pour l'eau. Chaque molécule peut capter deux molécules d'eau, même dans l'état sec. Pour plus de deux molécules d'eau par molécule de chlorure de lithium, le matériau devient liquide et continue à absorber de l'eau. Si la solution est en équilibre avec l'air à une humidité relative de 90%, près de 26 molécules d'eau sont attachées à une molécule de chlorure de lithium (C.Maalouf 2006).

b) Les adsorbants :

Les adsorbants sont des solides avec une énorme surface interne par unité de masse. Ils ont généralement des surfaces spécifiques supérieures à 100 m^2/g, atteignant même quelques milliers de m^2/g. Les adsorbants attirent l'eau à cause d'un champ électrique à leur surface. Quand la totalité de la surface est couverte de molécules, l'adsorbant peut également capter de l'eau parce que la vapeur se condense dans la première couche et remplit les capillarités du matériau. Comparés aux absorbants, la capacité des adsorbants de capter de l'eau est faible. Par exemple, la zéolite synthétique peut adsorber 17% de sa masse en eau quand l'air se trouve à 21°C et à une humidité relative de 20%. Par contre le chlorure de lithium peut absorber 130% de sa masse dans les mêmes conditions. Mais les adsorbants solides ont d'autres caractéristiques favorables, ils peuvent être fabriqués avec des tolérances précises et avec des diamètres de pores contrôlés.

La molécule d'eau a un diamètre effectif de 3,2 Angström. Ainsi, un matériau de pores de diamètre 4 Angström adsorbe l'eau et laisse intacte les molécules de diamètre supérieur. Cette caractéristique a une grande application industrielle. Dans ce qui suit, nous allons présenter les adsorbants industriels les plus courants : Les charbons actifs, les zéolites, les gels de silice et les alumines activées. Les zéolites se distinguent des trois autres types par leurs structures cristallines conduisant à des micropores réguliers de tailles uniformes (ils sont aussi appelés tamis moléculaires) (C.Maalouf 2006).

- ✓ **Les charbons actifs :** *Les charbons actifs sont de loin les adsorbants les plus fabriqués et utilisés en industrie. Ils peuvent être obtenus à partir d'un grand nombre de matériaux*

carbonés (bois, charbon, noix de coco, résidus pétroliers, etc.), par des processus de carbonisation suivis de processus d'activation dûment contrôlés. Ils sont fréquemment utilisés pour la récupération des vapeurs de solvant et d'hydrocarbures, la décoloration de sucres, etc.

- ✓ **Les zéolites :** *Les zéolites sont des alumino-silicates cristallins et poreux, résultant des enchaînements de tétraèdres de SiO_4 et AlO_4. De nombreuses structures différentes de zéolites existent selon la manière dont sont arrangés ces tétraèdres et selon le rapport Si/Al. Deux des zéolites les plus courantes sont les zéolites A et X. Le rapport Si/Al dans les zéolites est toujours supérieur à 1, mais n'a pas de limite supérieure. En règle générale, une zéolite riche en aluminium a une grande affinité pour l'eau et d'autres molécules polaires. Par contre, une zéolite pauvre en aluminium est plutôt hydrophobe et adsorbe de préférence les hydrocarbures.*
- ✓ **Les gels de silice :** *Les gels de silice (SiO_2 .nH2O) peuvent être obtenus par précipitation de silice en faisant réagir une solution de silicate de sodium avec un acide minéral (sulfurique ou chlorhydrique). Le gel obtenu est ensuite lavé, séché et activé. La structure des pores est créée par l'agglomération des particules sensiblement sphériques de dimension à peu près uniforme comprise entre 2 et 20 nanomètre. Ces gels adsorbent de préférence les molécules polaires comme l'eau et l'alcool.*
- ✓ **Les alumines activées :** Elles sont obtenues par déshydratation thermique du tri hydrate d'alumine. Comme les gels de silice, les alumines activées sont très hydrophiles et sont couramment utilisés pour le séchage.

III.3.6. Couplage d'une machine à absorption avec PT :

III.3.6.1. Historique :

Ferdinand Carré (1859) a exploité la découverte de l'ammoniac par J. Priestly (1774) et sa propriété de condensation par Faraday (1824) afin d'introduire cet élément comme fluide frigorigène dans la machine à absorption (J.C.Lasvignottes 2001).

Les systèmes à absorption discontinus, bien qu'apparus très tôt, (appareils à refroidir les carafes d'eau d'Edmond Carré - 1866) ne se développèrent guère (A.Reinhart 2000). Ferdinand Carré, (1824-1900) est le véritable père du cycle frigorifique à absorption continue et le promoteur du couple performant frigorigène : ammoniac/eau. Ce couple est toujours utilisé dans des machines à absorption actuelles, notamment pour la production de froid à des températures inférieures à 0 °C. Ces machines furent presque immédiatement opérationnelles. Leur étude thermodynamique ne débuta qu'en 1913 avec l'allemand Edmund Altenkirch et se poursuivit durant la première moitié du 20ème siècle. Il faut aussi citer les travaux de l'italien Guido Maïuri sur ces machines et ceux des suédois Von Platen et Munters sur le cycle à absorption-diffusion pour les réfrigérateurs à absorption

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

sans pompe (1920). Les années 40 ont vu apparaître, aux Etats-Unis (dès 1938), la machine à absorption eau-bromure de lithium, où l'eau est le frigorigène. Cette adaptation du cycle de Carré est depuis largement utilisée en climatisation (M.Duminil 2002).

III.3.6.2. Principe de fonctionnement :

Une machine à absorption est composée de quatre réservoirs dans lesquels une phase liquide et une phase vapeur sont en équilibre, maintenus à des températures fixes par contact avec des sources de chaleur :

- *le bouilleur à la température T_c de la source chaude et à haute pression ;*
- *le condenseur à la température $T_0 = T_M$ de la source gratuite et à haute pression ;*
- *l'évaporateur à la température T_f de la source froide et à basse pression ;*
- *l'absorbeur à la température $T_0 = T_M$ de la source gratuite et à basse pression.*

Une pompe sert à comprimer le liquide prélevé dans l'absorbeur, alors que le liquide sortant du condenseur est détendu à basse pression au moyen d'une vanne.

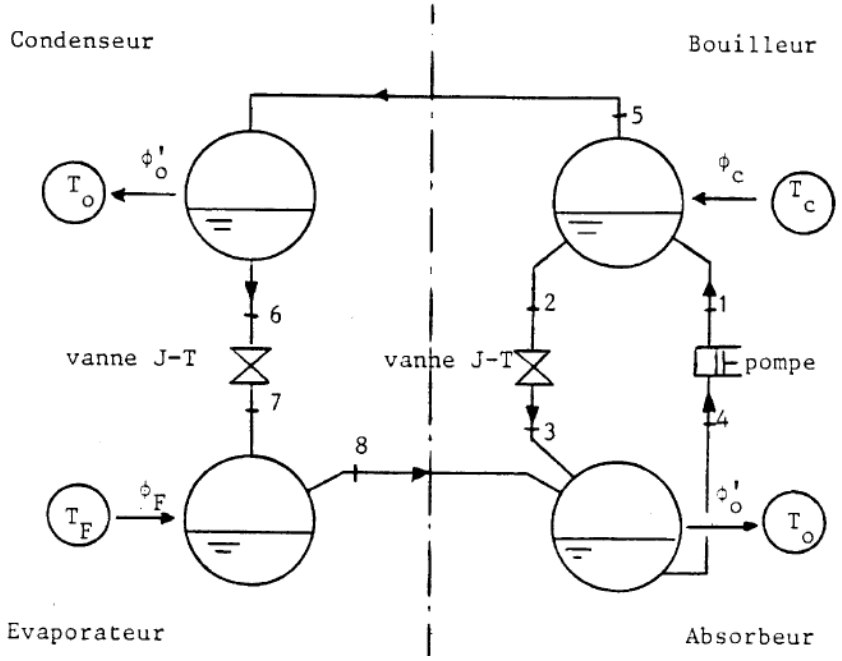


Figure III-13 : *Description schématique du cycle à absorption à simple étage.*

La machine comprend deux parties principales :

1. *un compresseur chimique, formé de l'ensemble bouilleur-absorbeur, dont le but est de fournir au point 5 un réfrigérant à haute pression, et d'aspirer ce même réfrigérant à basse température au point 8.*
2. *un ensemble condenseur-vanne-évaporateur identique à celui des machines à compression.*

Le compresseur chimique fonctionne en utilisant comme fluide actif un mélange comprenant un réfrigérant volatil (Ex : ammoniaque) et un solvant peu volatil (Ex : eau).

III.3.6.3. Modélisation :

☒ ***Diagramme d'Oldham***

Les évolutions d'une solution binaire sont accompagnées d'échange de chaleur dont l'intensité dépend de trois paramètres fondamentaux la pression P, la température T et le titre x.

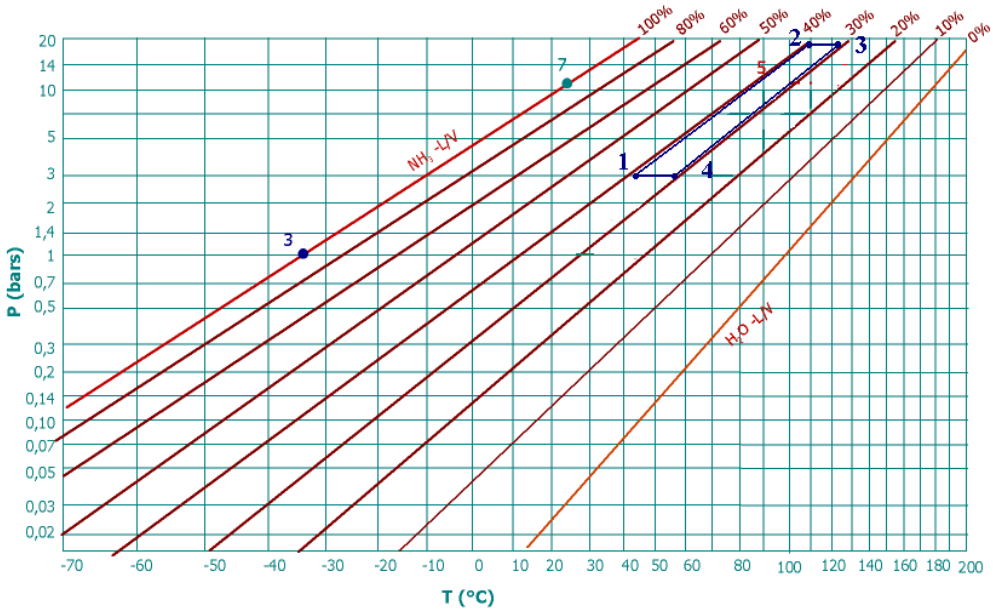


Figure III-14 : *Diagramme d'Oldham pour le couple NH3-H2O.*

Les propriétés de solution binaire ont été étudiées par divers chercheurs et sont concrétisées par différents diagrammes pour le calcul des installations à absorption. Parmi ceux-ci, celui d'Oldham est l'un des plus simples qui permet une bonne représentation des installations, c'est un diagramme [Ln(p), - 1/T].

Pour un titre donné x, il est possible de lier les valeurs de P et de T par une relation générale du type (U.Eicker 2003) :

$$\log_{10}(P) = A - \frac{B}{T} \qquad \text{(III.14)}$$

Où les termes A et B sont fonction du titre x, tout en étant différents selon qu'il s'agit de la phase vapeur. Le choix de ces échelles est basé sur la constatation que les lignes d'égale concentration sont alors des droites, ce qui simplifie grandement leur tracé, puisqu'elles sont déterminées par deux points. Cependant, ce diagramme ne permet ni l'étude énergétique, ni le dimensionnement de la machine.

☒ ***Le diagramme de Merkel :***

Il permet une étude complète de la machine à absorption, car en plus des informations données par le diagramme de Oldham, il renseigne, ce qui est fondamental pour les calculs, sur l'enthalpie de la solution liquide (ou absorbant) et de la vapeur du soluté (ou absorbât).

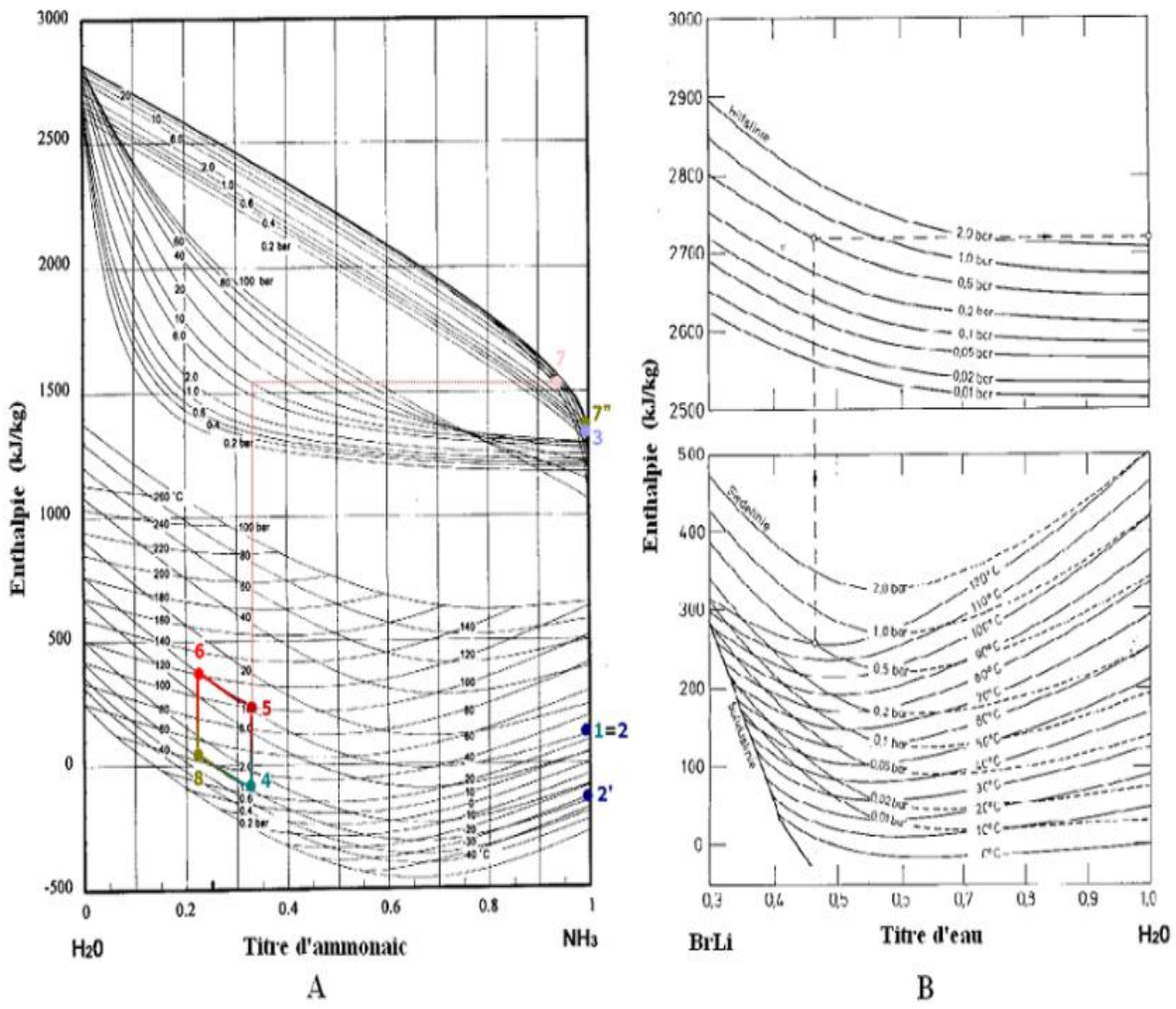


Figure III-15 : *Diagramme de Merkel.*

C'est un diagramme $h = f(x, T)$ ou $h = f(x, P)$ paramétré en pression et température pour la solution, en pression pour la vapeur. Il permet de connaître la teneur du mélange vapeur en équilibre avec la solution, en pression ainsi que les enthalpies de chaque point. On prêtera attention aux conventions choisies dans la représentation de ces diagrammes. En effet, on remarque que dans ces diagrammes, on adopte la teneur en eau comme représentation de la concentration (figure III.15 B), la teneur en ammoniac comme représentation de la concentration (figure III.15 A).

III.3.6.4. <u>Cycle à deux étages (double effet) :</u>

Cette machine fonctionne avec deux désorbeurs et deux condenseurs, suivant trois niveaux de pression. La figure III-16 représente le cycle de la solution dans un diagramme d'Oldham et donne une représentation schématique de l'installation.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

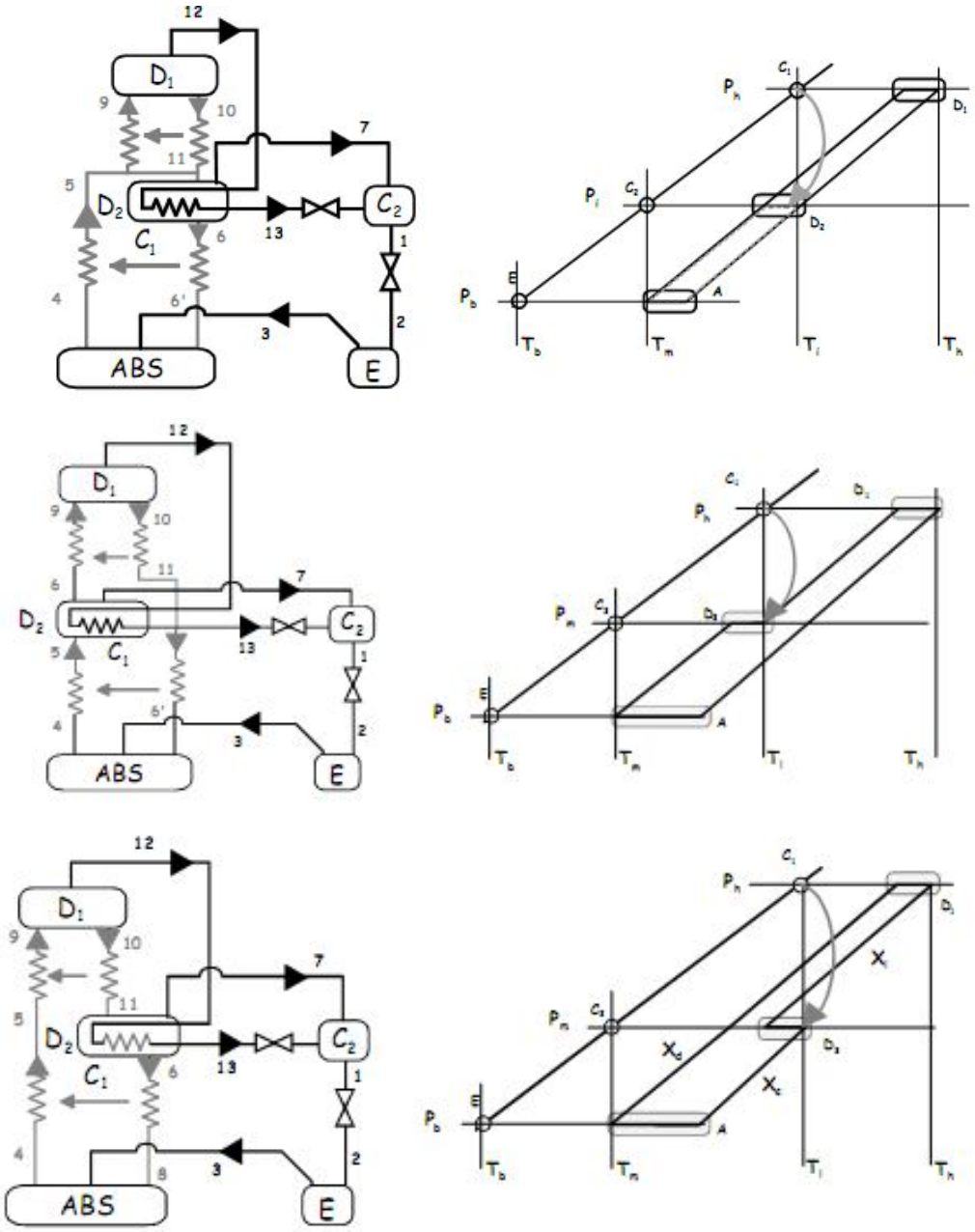


Figure III-16 : *Machine à absorption à deux étages (J.C.Lasvignottes 2001).*

La partie de la machine qui fonctionne entre les pressions Pb et P1 (évaporateur, condenseur C1, absorbeur et désorbeur D1) a un fonctionnement analogue à la machine simple effet décrite précédemment. La différence porte sur les transformations que va subir la solution intermédiaire (titre xi) sortant du désorbeur D1. Au lieu d'être détendue et réinjectée dans l'absorbeur, elle subit une nouvelle augmentation de pression par l'intermédiaire d'une pompe, puis est introduite dans un deuxième désorbeur (D2), fonctionnant à une pression plus élevée P2. Le niveau de pression est choisi de façon à ce que la température de condensation du frigorigène soit légèrement supérieure à la température de la solution intermédiaire qui sort du premier désorbeur D1. Ainsi, c'est la chaleur de condensation produite dans le condenseur C2 qui va chauffer le désorbeur D1. Pour l'utilisateur, seul

le désorbeur D2 consomme de la chaleur avec l'extérieur. La production de froid due au frigorigène désorbé par D1 est donc gratuite.

En théorie, ce procédé permet l'obtention d'un COP deux fois supérieur à celui d'une machine simple effet. Par exemple, pour une climatisation à 7°C, ce système amènerait un COP voisin de 1,5/1,6. Cependant, la présence de deux pompes ainsi que, les irréversibilités dues aux transferts thermiques entre le désorbeur D1 et le condenseur C2, et dans les échangeurs de chaleur font que les machines actuellement commercialisées fonctionnent avec des COP ne dépassant pas l'unité (0,8 à 1) (J.C.Lasvignottes 2001).

III.3.6.5. Cycle GAX :

Le cycle GAX (Generator/Absorber/heateXchanger) est un procédé fonctionnant sous deux niveaux de pression d'une manière analogue à la machine à simple effet. L'originalité provient de la mise en œuvre de l'absorbeur et du désorbeur qui sont reliés en partie par un échangeur de chaleur. La figure III.17 donne le principe de ce désorbeur/absorbeur/échangeur et la représentation du cycle sur le diagramme d'Oldham. Cette représentation montre qu'une partie de la chaleur nécessaire à la désorption de frigorigène est fournie par l'absorbeur. De plus, ce procédé limite la quantité de chaleur à évacuer au niveau de l'absorbeur, puisqu'une partie de celle-ci est réintroduite dans la machine.

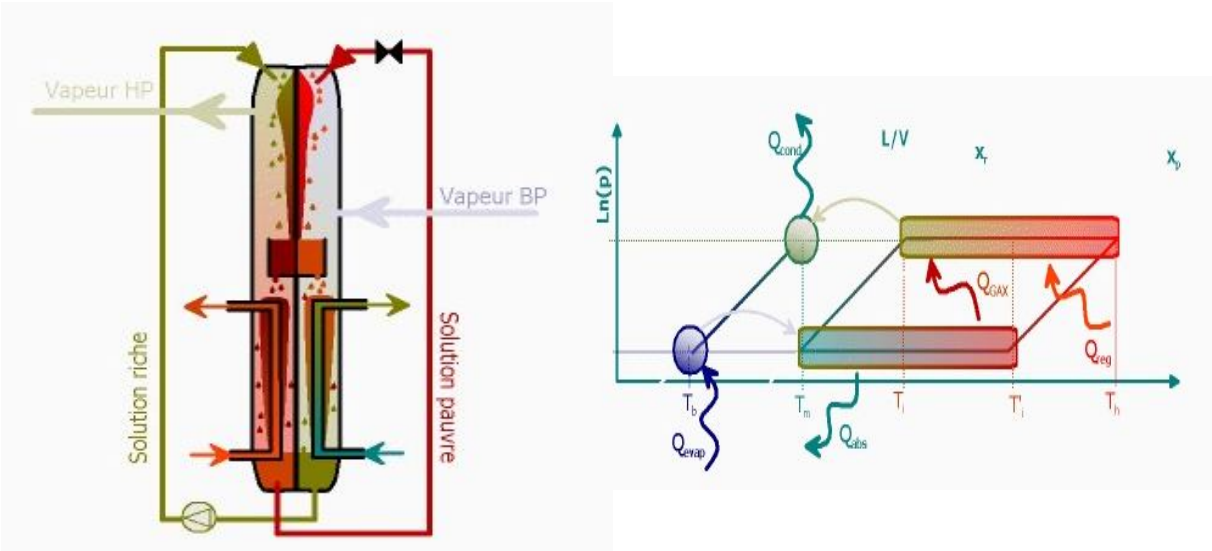


Figure III-17 : *Principe d'un ensemble GAX.*

Les COP théoriques sont ici aussi supérieurs à l'unité, mais pour les mêmes raisons que pour la machine à deux étages les COP réels restent au voisinage de l'unité.

III.3.6.6. Mélanges pour une machine à absorption

Bien que, théoriquement, il n'y ait aucune impossibilité d'utiliser des mélanges d'ordre supérieur, on se limite pratiquement aux mélanges binaires qui sont donc une combinaison d'un fluide frigorigène et d'un agent d'absorption.

Le choix du fluide interne d'une machine à absorption est d'abord dicté par le cycle choisi et l'application à laquelle la machine est destinée. Il faut ensuite tenir compte des réglementations concernant les fluides frigorigènes qui sont de plus en plus contraignantes.

A l'heure actuelle, les couples ammoniac/eau et eau/bromure de lithium sont les seuls utilisés dans les machines commercialisées.

Les deux substances fluides frigorigène-agent absorbant qui doivent former le couple binaire ou solution dans les cycles frigorifiques à absorption doivent avoir les caractéristiques suivantes (K.Sahraoui 2007)*:*

1) *Absence de phase solide ;*
2) *L'agent absorbant doit avoir une grande affinité pour le fluide frigorigène ;*
3) *Le fluide frigorigène doit être plus volatile que l'agent absorbant ;*
4) *La pression de travail doit être modéré ;*
5) *Une bonne stabilité chimique;*
6) *L'absence de corrosion ;*
7) *Une sécurité, non toxique, non inflammable;*
8) *Une faible viscosité et conductivité thermique élevée;*
9) *Une grande chaleur latente du fluide frigorigène est désirable.*

Le tableau suivant donne quelques couples utilisés :

Le réfrigérant	L'absorbeur	Référence
NH_3	$CaCl_2$	(O.C.Iloeje 1985) (P.Worsoe-Schmidt 1979)
	$SrCl_2$	(A.Eehard et al, 1997)
	H_2O	(F.Gutiérrez 1988)
H_2O	Sels	(ASHRAE 2009)
	Halogénures d'alcali	
	$LiBr$	
	$LiClO_3$	
	$CaCl_2$	
	$ZnCl_2$	
	$ZnBr$	
	Nitrates d'alcali	
	Sulfocyanates d'alcali	
	Bases	
	Hydroxydes d'alcali	
	Acides	
	H_2SO_4	
	H_3PO_4	
$TFE\ (organique)$	$E181$	
	DMF	
	Pyrolidone	
SO_4	Dissolvants organiques	

$R21$	DMF	(S.Kumar et al., 1990)
	$DMETEG$	
$R22$	DMF	
	$DMETEG$	
$R134a$	$DMEU$	(I.Borde et al, 1995)
	MCL	
	$DMETEG$	

Tableau III-01 : *Couples réfrigérant-absorbant pour les installations d'absorption.*

III.4. 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	✓ 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.	✓ Vibrations et bruits. ✓ Compresseur trop coûteux en énergie électrique. ✓ Réfrigérants nocifs pour l'environnement.
Dessicant	✓ 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.	✓ 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	✓ Requiert peu de maintenance. ✓ Apport de l'énergie de régénération à partir de capteurs solaires thermiques. ✓ Possibilité d'atteindre de basses températures. ✓ Le réfrigérant (eau) non nocif. ✓ Longue durée de vie. ✓ Possibilité de stockage de froid.	✓ Rejets à haute température dans l'atmosphère. ✓ 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	✓ Pas de vibrations, silence de fonctionnement. ✓ Grande robustesse, car pratiquement pas de pièces tournantes.	✓ Faible COP. ✓ Plage réduite de variation de la température de l'eau refroidie. ✓ Encombrement important. ✓ Coût élevé d'investissement.

✓ Faible coût de fonctionnement	✓ Temps de réponse long.
✓ Disponibilité du matériel.	✓ Pas de froid négatif avec l'eau.
✓ Source de chaleur possible à partir de capteurs solaires thermiques.	✓ Risque de cristallisation du LiBr.

Tableau III-02 : *Comparaison entre les installations de production de froid.*

III.5. Simulation d'une installation à absorption :

III.5.1. Présentation de l'installation :

Les machines frigorifiques à absorption liquide fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides d'absorber (réaction exothermique) et de désorber (réaction endothermique) une vapeur. Elles utilisent également le fait que la solubilité de cette vapeur dans le liquide dépend de la température et de la pression. Ainsi, ces machines utilisent comme fluide de travail un mélange binaire, dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre, et constitue le fluide frigorigène.

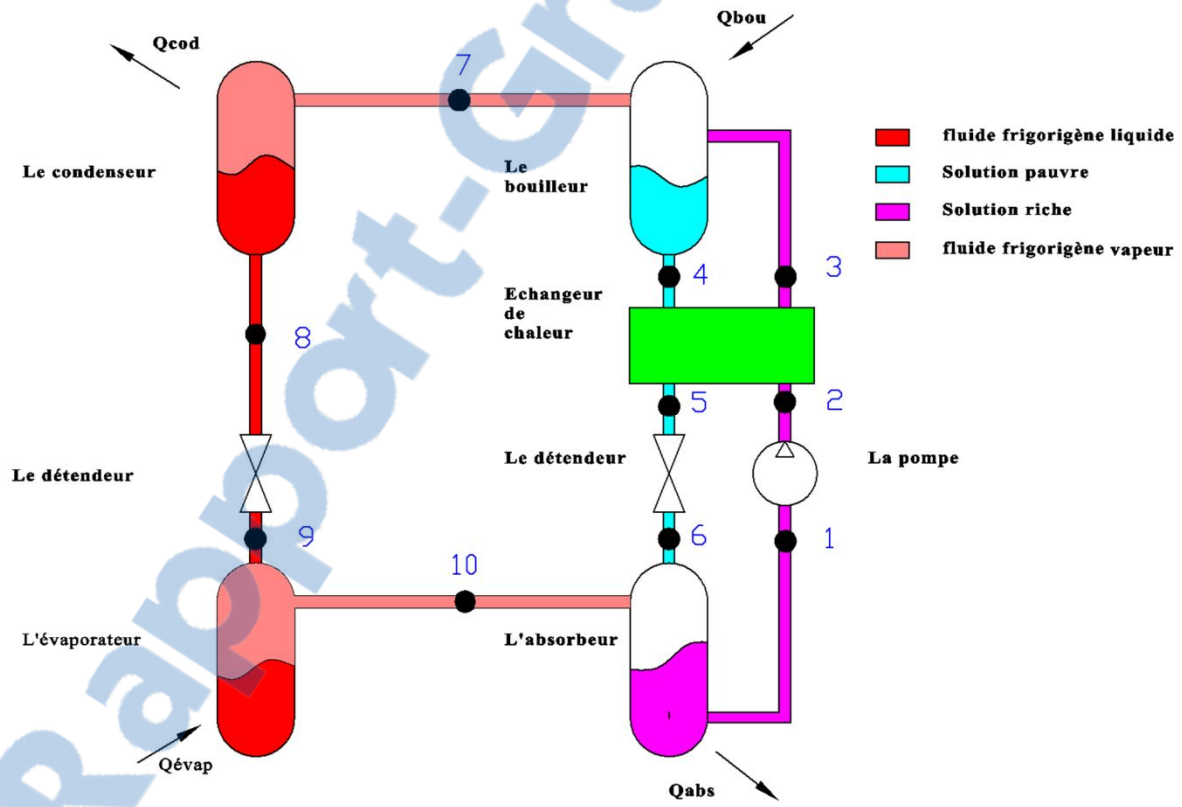


Figure III-18 : *Installation frigorifique à absorption.*

L'installation comprend un évaporateur, un absorbeur, un générateur de vapeur, un condenseur, un échangeur interne, deux détendeurs et une pompe comme le montre la figure III.18.

III.5.2. Hypothèses :

Lors de la simulation, on adopte les hypothèses suivantes :

Rapport-Gratuit.com

- ✓ *Le fluide frigorigène sorte du condenseur à l'état du liquide saturer.*
- ✓ *Le fluide frigorigène sorte de l'évaporateur à l'état de vapeur saturée.*
- ✓ *Les pertes thermiques dans l'échangeur sont négligeables.*
- ✓ *Les pertes de charge dans les échangeurs sont négligeables.*
- ✓ *La solution est en état de saturation.*
- ✓ *Les détentes sont isenthalpiques.*
- ✓ *Pas de perte au niveau de la pompe.*

III.5.3. Modélisation :

En fait le bilan énergétique dans chaque élément (S.Q.Abu-Ein 2009) :

Condenseur $$Q_c = \dot{m}_f.(h_8 - h_7) \quad \text{(III-15)}$$

Evaporateur $$Q_e = \dot{m}_f.(h_{10} - h_9) \quad \text{(III-16)}$$

Générateur $$Q_g = \dot{m}_f.h_7 - \dot{m}_r.h_3 + \dot{m}_p.h_4 \quad \text{(III-17)}$$

Absorbeur $$Q_a = \dot{m}_r.h_1 - \dot{m}_f.h_{10} - \dot{m}_p.h_6 \quad \text{(III-18)}$$

Détendeur 1 $$h_5 = h_6 \quad \text{(III-19)}$$

Détendeur 2 $$h_8 = h_9 \quad \text{(III-20)}$$

Pompe $$W_p = m_r.(h_1 - h_2) \quad \text{(III-21)}$$

Echangeur $$E = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} = \frac{T_3 - T_2}{T_4 - T_2} \quad \text{(III-22)}$$

Le coefficient de performance (S.Q.Abu-Ein 2009) :

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} \quad \text{(III-23)}$$

Le coefficient de performance idéal (R.Tozer et al 1998) :

$$ICOP = \frac{\bar{T}_g - \bar{T}_c}{\bar{T}_g}.\frac{\bar{T}_e}{\bar{T}_a - \bar{T}_e}.\frac{\bar{T}_a}{\bar{T}_c} \quad \text{(III-24)}$$

Le rendement (S.Q.Abu-Ein 2009):

$$\eta = \frac{COP}{ICOP} \quad \text{(III-25)}$$

Les bilans massiques :

Au niveau de l'absorbeur (S.Q.Abu-Ein 2009) :

Masse globale $$m_f = m_r - m_p \quad \text{(III-26)}$$

Masse du fluide frigorigène $$m_f.x_7 = m_r.x_3 - m_p.x_4 \quad \text{(III-27)}$$

De (8) et (9) :

$$m_f.x_7 = m_r.x_3 - (m_r - m_f).x_4 \quad \text{(III-28)}$$

On définit le coefficient de circulation comme suit (S.Q.Abu-Ein 2009):

$$f_r = \frac{m_r}{m_f} = \frac{x_7 - x_4}{x_3 - x_4} \quad \text{(III-29)}$$

Le titre (ou concentration) est défini par :

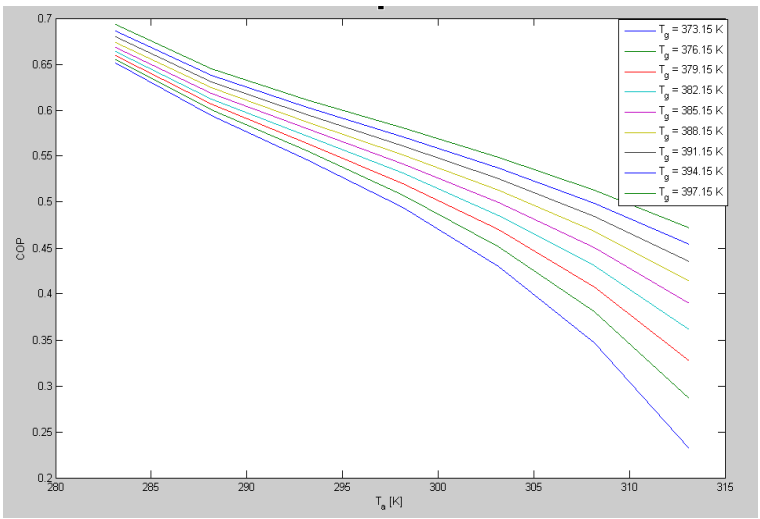
$$x_i = \left(\frac{m_f}{m_T}\right)_i \qquad \text{(III-30)}$$

Toutes les équations reliant d'une part, les enthalpies et la pression de réfrigérant avec la température et d'autre part, les enthalpies et la pression de la solution avec la température et la pression sont regroupées dans l'annexe.

III.5.4. Résultats et discussions :

✓ L'influence de la température de l'absorbeur :

Dans cet exemple, on prend une machine à absorption à simple étage utilisant le couple binaire NH_3/H_2O avec un échangeur interne entre la solution diluée sortant de l'absorbeur et la solution concentrée sortant du générateur dont l'efficacité est égale à l'unité. La température au niveau de l'évaporateur ainsi que celle du condenseur sont constantes ($\bar{T}_v$ = 5°C et $\bar{T}_c$ = 50 °C). On fait varier les températures du désorbeur et de l'absorbeur.



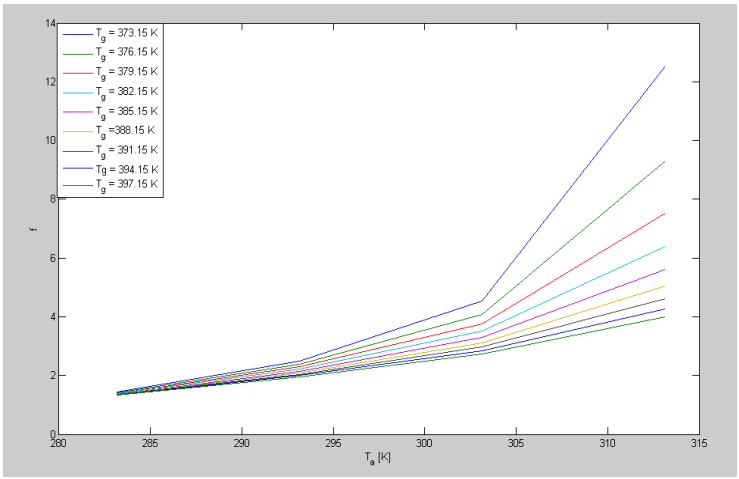


Figure III-19: *Variation du COP et du facteur de circulation f_r en fonction des Températures d'absorption et de génération avec E = 1 , $\bar{T}_v$ = 5°C et $\bar{T}_c$ = 50 °C*

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

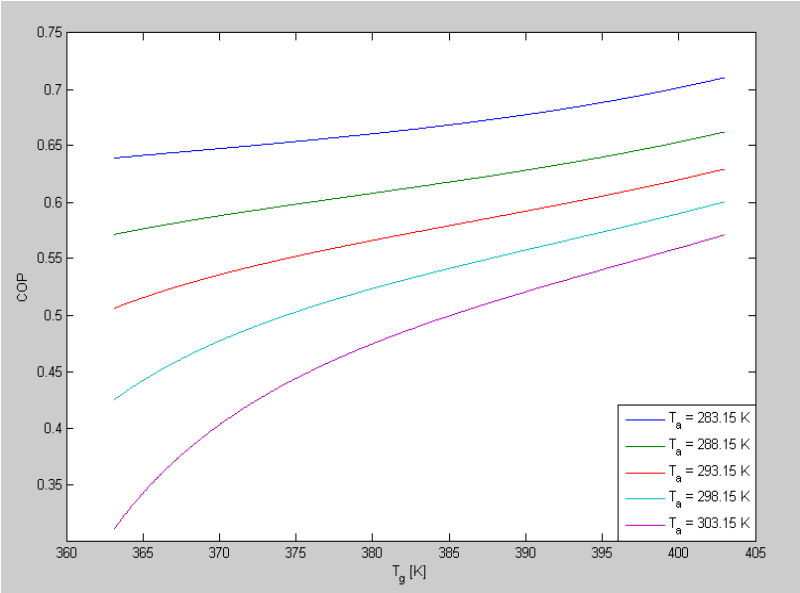
Dans la figure III.19, on représente la variation de la valeur du coefficient de performance COP et du taux de circulation f_r en fonction de la température d'absorption et de génération. L'interprétation de ces figures fait ressortir que le coefficient de performance diminue avec l'augmentation de la température de l'absorbeur quelle que soit la température du générateur. Pour une température fixe de l'absorbeur, le COP augmente avec l'augmentation de la température du générateur.

La figure III.19 montre aussi que, la diminution de la température de l'absorbeur et l'augmentation de la température du générateur permettent la diminution du taux de circulation f_r. Pour des températures du générateur élevées et des températures d'absorption basses, le facteur de circulation est très limité et est pratiquement constant.

Sur le diagramme d'Oldham on remarque que, à pression constante, l'augmentation de la température limite le phénomène de l'absorption et donc, diminue la capacité d'absorption du réfrigérant (ceci correspond à une augmentation de la concentration en LiBr/solution). La diminution de la quantité du réfrigérant influe directement sur la puissance frigorifique qui, à son tour influe sur le COP.

- ✓ Influence de la température du générateur :

Pour les mêmes conditions que l'exemple précédant, on représente la variation du COP et du facteur de circulation de l'installation à absorption en fonction des températures de l'absorbeur et du générateur.



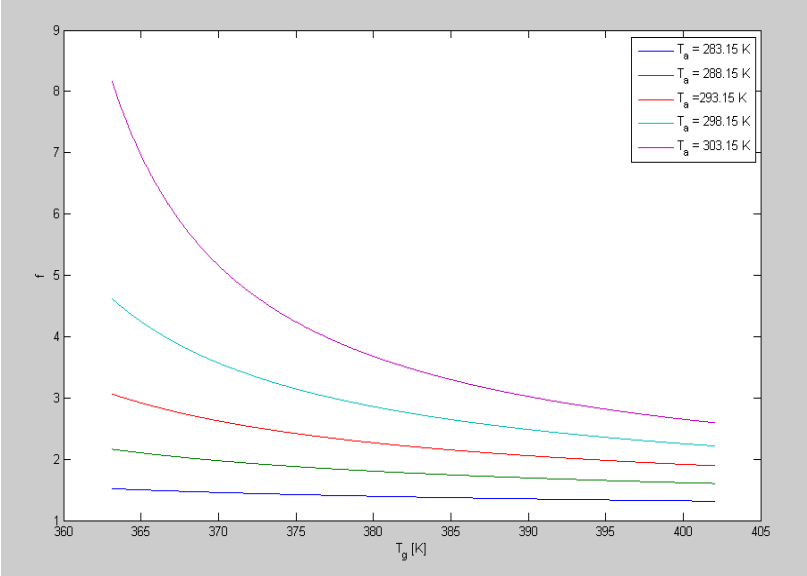


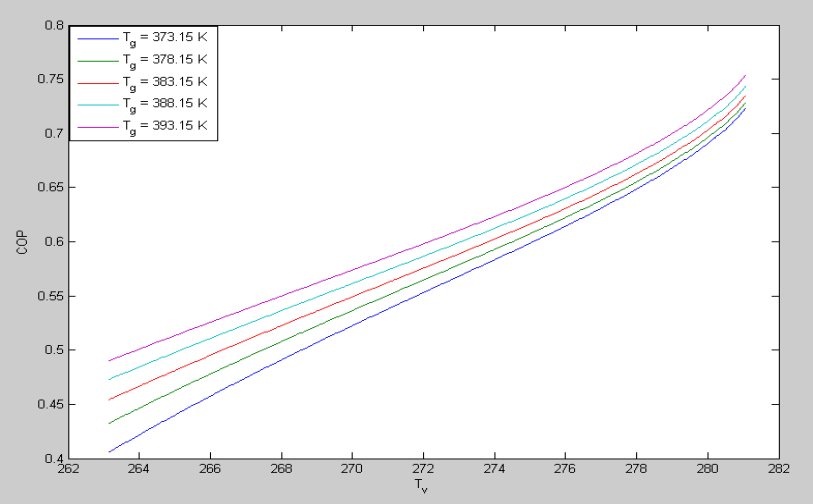
Figure III- 20 : *Variation du COP et du facteur de circulation f_r en fonction des Températures d'absorption et de génération avec E = 1, $\bar{T}_v$ = 5°C , $\bar{T}_c$ = 50°C .*

La lecture des figures III-20 montre que le COP augmente avec l'augmentation de la température du générateur quelques soit la température de l'absorption. Cette augmentation est plus importante pour les températures élevées du générateur et lorsque les températures de l'absorbeur sont basses. Cette augmentation brusque est due à la vitesse de vaporisation importante lorsque la solution entre dans le générateur, et lorsque la température augmente la vaporisation reste à peu près la même. Cette quantité de réfrigérant permet la constance de la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur, et par conséquent une valeur pratiquement constante du coefficient de performance.

Aussi, ces figures montent que l'augmentation de la température du bouilleur et la diminution de la température de l'absorbeur permettent la réduction du taux de circulation.

- ✓ L'influence de la température d'évaporation :

Dans cet exemple, on prend la même installation avec une température de l'absorbeur égale à $\bar{T}_a$ = 10°C et une température de condensation égale à $\bar{T}_c$ = 50°C. Les deux températures sont gardées constantes dans la simulation. L'efficacité de l'échangeur est toujours gardée égale à l'unité. On analyse la variation du COP et du facteur en fonction des températures d'évaporation et de génération.



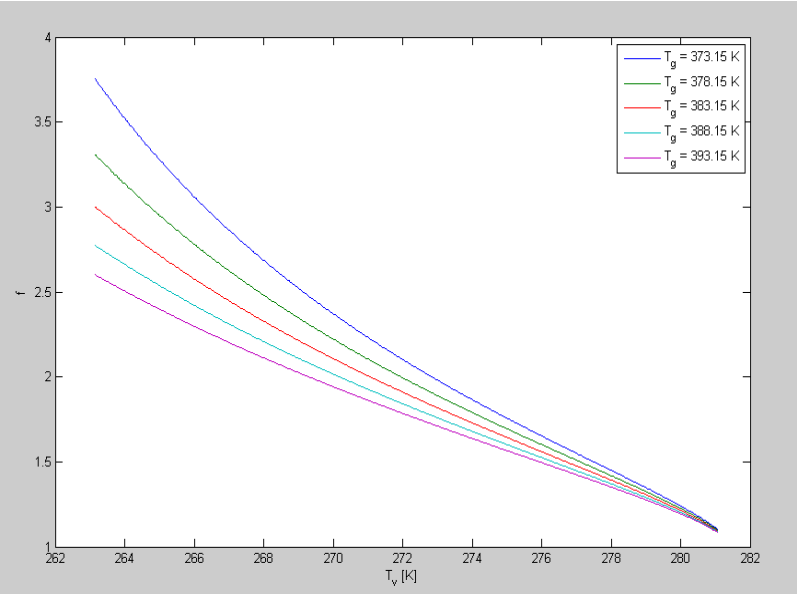


Figure III-21 *: Variation du COP et du facteur f_r en fonction des températures d'évaporation et de génération (E = 1, $\overline{T}_a$ = 10°C , $\overline{T}_c$ = 50°C).*

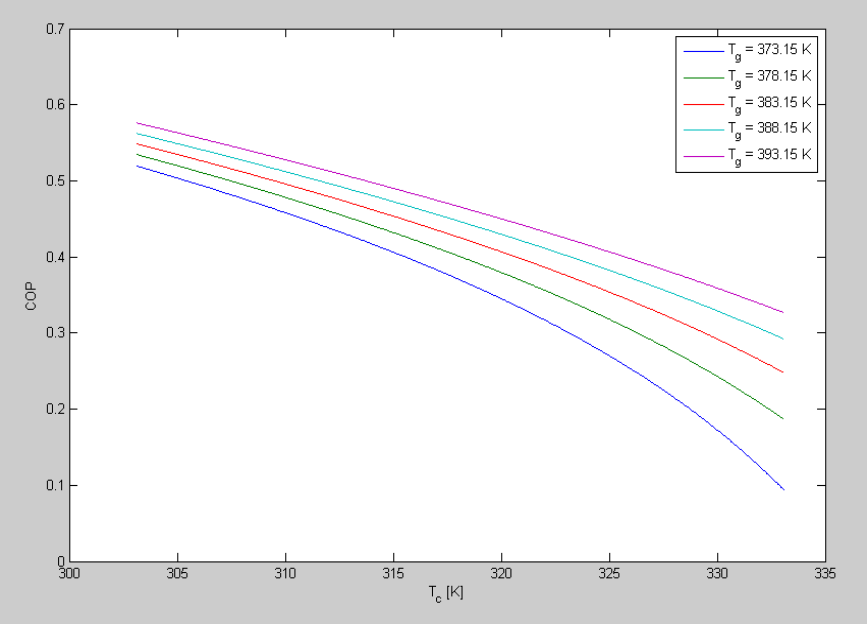
L'interprétation des figures III-21 montre ce qui suit :

L'augmentation du coefficient de performance avec l'augmentation de la température d'évaporation quelques soit la température du générateur. Ceci est expliqué par le fait que lorsque la température d'évaporation augmente, le besoin en froid diminue ce qui conduit à une consommation moindre et donc à une efficacité supérieure.

La diminution du facteur de circulation avec l'augmentation de la température d'évaporation montré sur le schéma peut être expliqué de la façon suivante : L'augmentation de la température d'évaporation conduit à une augmentation de la basse pression, et donc à une augmentation du titre de la solution riche (le débit du réfrigérant augmente). Ce qui provoque la dégradation le facteur de circulation (par définition).

✓ L'influence de la température de condensation :

Dans cette application, on conserve les valeurs des températures d'évaporation et d'absorption constantes (respectivement $\bar{T}_v = -15°C$ et $\bar{T}_a = 10°C$) et on maintient une valeur constante de l'efficacité de l'échangeur ($E = 1$).On fait varier les températures du générateur et de condensation.



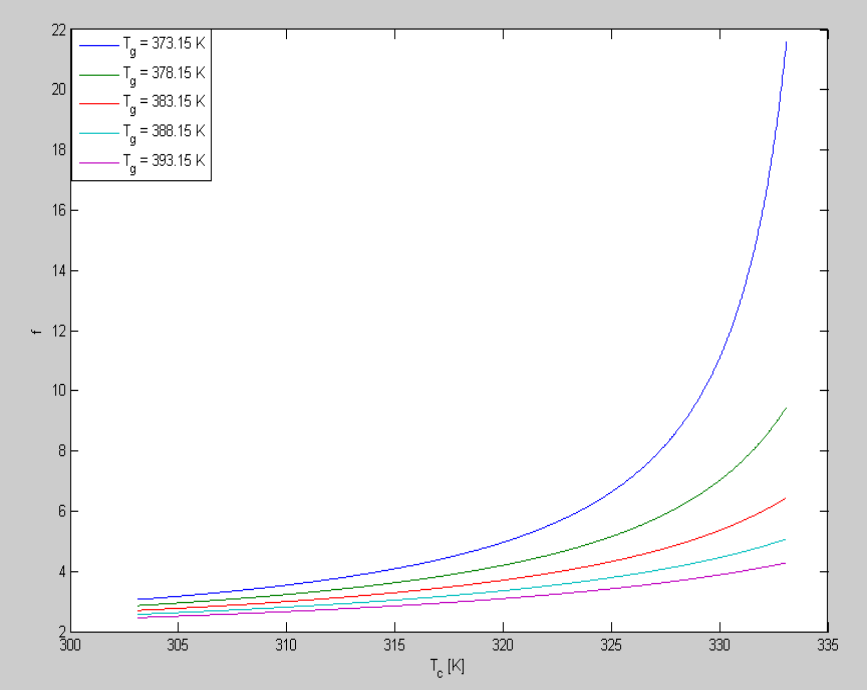


Figure III-22 *: Variation de COP et du facteur f_r en fonction des températures de condensation et de génération ($E = 1$, $\bar{T}_v = -15°C$ et $\bar{T}_a = 10°C$).*

La figure III-22 montre que la variation du coefficient de performance est fonction décroissante avec l'augmentation de la température de condensation. Par contre, la variation du facteur de circulation est une fonction croissante de la température de condensation. Cette diminution du COP est expliquée par la difficulté de génération du vapeur dans le générateur à cause de l'augmentation de la pression. Et donc, pour conserver la valeur du COP, il faut augmenter aussi la valeur de la température du générateur. La figure montre aussi que l'augmentation de la température de condensation conduit à une augmentation du facteur de circulation et plus la valeur du générateur est basse plus la croissance du facteur est importante. En effet, l'augmentation de la température de condensation conduit à une pression de condensation plus élevée. Sur le diagramme d'Oldham, à une température du générateur constante $(\bar{T}_g = cst)$, lorsque la haute pression augmente, la valeur du titre de la solution pauvre augmente, ce qui signifie que le réfrigérant se vaporise à des petites quantités et provoque la croissance de la valeur du taux de circulation.

- ✓ L'influence de l'échangeur interne :

L'exemple suivant sert à analyser le COP en fonction de l'efficacité de l'échangeur interne. On conserve les valeurs des 3 températures (la température de condensation $\bar{T}_c$ = 50°C, la température d'évaporation $\bar{T}_v$ = −5°C et la température d'absorption $\bar{T}_a$ = 10°C).

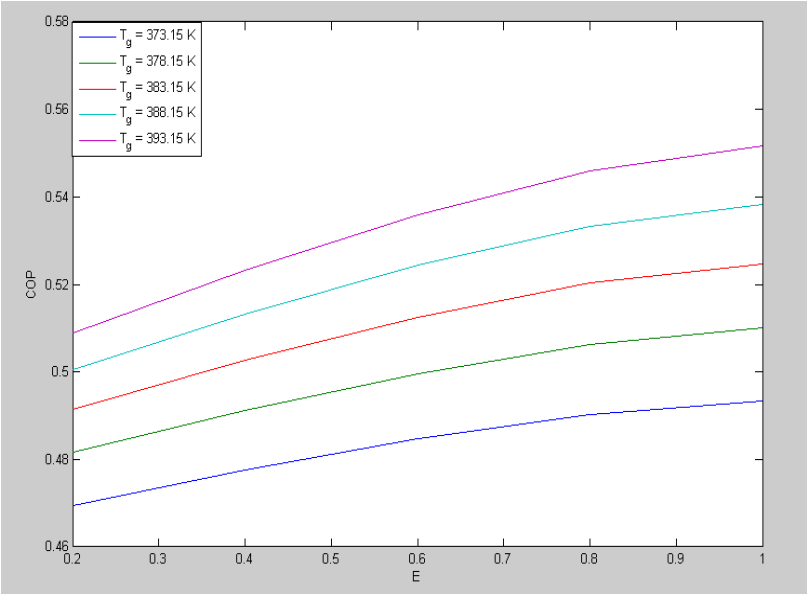


Figure III-23 : *Variation de COP en fonction de l'efficacité de l'échangeur et de la température de génération ($\bar{T}_a$ = 10°C , $\bar{T}_v$ = −5°C , $\bar{T}_c$ = 50°C) .*

Comme le montre la figure III-23, le COP est une fonction croissante de l'efficacité de l'échangeur interne. L'efficacité de l'échangeur est la quantité de chaleur récupérée par l'échangeur pour améliorer la vaporisation dans le générateur et donc, économiser la chaleur dans le générateur, ce qui conduit à l'augmentation du COP.

Conclusion

Dans le présent chapitre, une présentation détaillée de la climatisation solaire et les différentes technologies utilisées ont été présentées. Nous avons donné aussi une comparaison détaillée dans laquelle nous avons résumé toutes ces technologies avec leurs avantages et inconvénients. Cependant, l'effort technique pour l'implantation d'une installation de rafraîchissement solaire est plus élevé que pour un système conventionnel. 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).

La machine à absorption reste le meilleur modèle de production de froid qui, couplé au panneau solaire thermique donnera des résultats meilleures : Absence de vibrations, silence de fonctionnement, grande robustesse (pratiquement pas de pièces tournantes), faible coût de fonctionnement et aussi disponible, et ceci malgré son faible COP. L'analyse de l'influence des différents paramètres sur les performances de la machine à absorption montre que le COP est un critère parmi d'autres. Il existe d'autres paramètres qui influencent les performances de l'équipement, à savoir les températures des différents organes qui composent la machines.

Bibliographe :

(A.Eehard et al 1997) A.Eehard et al, . «Test and simulation of a solar powered absorption cooling machine.» *Solar energy*, 1997: 155-162.

(A.Reinhart 2000) A.Reinhart. «*Technique du froid.*» Lindau: 1633-1654, 2000.

(ASHRAE 2009) ASHRAE. «*Handbook of fundamentals*» . USA: Atlanta, 2009.

(AUBURTIN et al 1999) AUBURTIN et al. «*Toxicité aiguë de l'ammoniac*». INERIS, Paris: Worms and CIE, 1999.

(B.Batoul 2009) B.Batoul. «*Etude thermodynamique des mélanges des fluides frigorigènes et leur utilisation dans les machines trithermes.*» Mémoire de magister, Constantine: Université Mentouri, 2009.

(C.Maalouf 2006) C.Maalouf. «*Etude du potentiel de rafraichissement d'un système évaporatif à désorption avec régénération solaire.*» France: Université de la Rochelle, 2006.

(Duminil 1995) Duminil, Maxime. «Machine à compression mécanique.» *Techniques d'ingénieur, traité Génie énergétique, B 9 730*, 1995: 1-60.

(E.Anyanwu et al 2007) E.Anyanwu et al. «Transient analysis and performance prediction of a solid adsorption solar refrigerator.» *Applied Thermal Engineering*, 2007: 2514-2523.

(Eric J Hu 1998) Eric J Hu. «A study of thermal decomposition of methanolnext term in solar powered adsorption previous termrefrigerationnext term systems.» *Solar Energy*, 1998: 325-329.

(F.Gutiérrez 1988) F.Gutiérrez. «Behavior of household absorption-diffusion refrigerator adapted to autonomous solar operation.» *Solar Energy*, 1988: 17-23.

(H.K.Ersoy et al 2007) H.K.Ersoy et al. «Performance of a solar ejector cooling system in the southern region of Turkey.» *Applied Energy*, 2007: 971-983.

(H.vidal et al 2006) H.vidal et al. «Modelling and hourly simulation of a ejector cooling system.» *Applied Thermal Engineering*, 2006: 663-672.

(I.Borde et al 1995) I.Borde et al, . «Absorption system based on the refrigerant R134a.» *J.of Refrigiration*, 1995: 387-394.

(I.I. El-Sharkawy et al 2009) I.I. El-Sharkawy et al. «Study on adsorption of methanol onto carbon based adsorbents.» *International Journal of Refrigeration*, 2009: 1579-1586.

(J.C.Lasvignottes 2001) J.C.Lasvignottes. «*Aspects thermodynamiques et technico*

économiques des systémes à absorption liquide.» France: Institut Francais du Froid Industriel, 2001.

(K.Sahraoui 2007) K.Sahraoui. «*Simulation des cycles de machines frigorifiques à absorption.*» Mémoire de magister , Tiaret: Université Ibn Khaldoun Tiaret, 2007.

(L.Vasiliev et al 2001) L.Vasiliev et al. «Solar-Gas Solid Sorption Refrigerator.» *Adsorption* , 2001: 149-161.

(M.Duminil 2002) M.Duminil. «Machines thermofrigorifiques-Systéme à éjection et à absorption.» *Techniques de l'Ingénieur*, 2002: 1-24.

(M.F.Rudenko et al 2006) M.F.Rudenko et al. «Development and study of efficiency of ecologically safe solar adsorption refrigerating unit.» *Chemical and Petroleum Engineering*, 2006: 445-450.

(O.C.Iloeje 1985) O.C.Iloeje. «Design construction and test of a solar powered solid absorption refrigerator.» *Solar energy*, 1985: 447-455.

(P.Worsoe-Schmidt 1979) P.Worsoe-Schmidt. «A solar-powered solid-absorption refrigeration system.» *International Jornal of Refrigeration*, 1979: 75-84.

(Pierrès 2005) N. Le Pierrès. «*Procédé solaire de production de froid basse température (-28 °C) par sorption solide-gaz.*» Thèse de doctorat, France: Univercité de Perpignan, 2005.

(R.Tozer et al 1998) R.Tozer et al. «Heat powered refrigeration cycles.» *Applied Thermal Engineering*, 1998: 731-743.

(S.Kumar et al. 1990) S.Kumar et al. «Comparison of various working pairs for absorption refrigeration systems: Application of R21 and R22 as refrigerants.» *J.of Refrigération*, 1990: 304-310.

(S.Q.Abu-Ein 2009) S.Q.Abu-Ein. «Performance analysis of solar powered absorption refrigeration system.» *Heat Mass Transfer*, 2009.

(T.Vitte 2007) T.Vitte. «*Le froid solaire par dessiccation appliqué au batiment : Proposition d'une stratégie de régulation du système*» . Thèse de doctorat, Lion: L'institut national des sciences appliquées de Lyon, 2007.

(U.Eicker 2003) U.Eicker. «*Solar Technologies for Builings.*» Stuttgart: John Wiley, 2003.

(W.Sparber et al 2009) W.Sparber et al. «State of the art on existing solar heating and cooling systems.» *Task38.Solar Air Conditioning and refrigeration*,

Rapport-Gratuit.com

Nouvomber 2009: 1-19.

(Z Tamainot-Telto et al 1997) Z Tamainot-Telto et al. «Adsorption refrigerator using monolithic carbon-ammonia pair.» *International Journal of Refrigeration*, 1997: 146-155.

Chapitre IV

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Chapitre IV

Simulation Dynamique d'un Bâtiment avec TRNSYS

Sommaire

IV.1. INTRODUCTION : 101

IV.2. LA SIMULATION THERMIQUE DYNAMIQUE (STD) : 101

IV.2.1. L'OBJECTIF DE STD : 101
IV.2.2. LE MOYEN DE STD : 102
IV.2.3. L'ENVIRONNEMENT TRNSYS : 103

IV.3. EMPLACEMENT GEOGRAPHIQUE : 106

IV.4. DESCRIPTION STRUCTURELLE DU BATIMENT : 107

IV.4.1. COMPOSANT DE LA STRUCTURE : 108
IV.4.2. COMPORTEMENT DU SYSTEME : 109
IV.4.2.1. Le confort thermique : 109
IV.4.2.2. Application au Bloc de bureaux : 112

CONCLUSION : 124

BIBLIOGRAPHIQUE 125

IV.1. Introduction :

La gestion énergétique du bâtiment constitue un enjeu majeur, afin d'une part de tenir les engagements nationaux pris pour la réduction des émissions de CO2 et des gaz à effet de serre, et d'autre part d'aller vers une optimisation de la consommation énergétique tout en améliorant leur confort et leur qualité d'utilisation.

L'outil de Simulation Thermique Dynamique (STD) permet de modéliser les bâtiments et de mesurer l'impact de chaque paramètre de la construction sur le niveau de performance énergétique du bâti. Des filières de formation sont en train de se mettre en place intégrant la manipulation de cet outil devenant indispensable à tout bureau d'étude thermique ou même cabinet d'architecture. Il est dorénavant indispensable pour concevoir des bâtiments neufs ou les rénover en haute performance énergétique.

A la fin des années 80, deux types d'outils existaient pour étudier la performance thermique des bâtiments : les méthodes simplifiées (bilans mensuels comme celui de la réglementation thermique 1988), et les outils détaillés (TRNSYS, DOE2, ESP…)(T. Salomon et al 2005).

Dans ce chapitre, on utilisera un logiciel de simulation STD (TRNSYS 17) pour étudier le comportement d'une installation à climatisation solaire couplée à un Bâtiment dans la wilaya de Tlemcen. Cet outil est utilisé pour des simulations de bâtiments de taille plus importante, et permet la prise en compte plus fine des phénomènes physiques et des systèmes annexes du bâtiment.

IV.2. La Simulation Thermique Dynamique (STD) :

La STD est un outil puissant permettant d'obtenir des résultats reflétant les consommations réelles du bâtiment. En effet, de nombreux paramètres influent sur le comportement thermique du bâtiment (caractéristiques de l'enveloppe, gestion de la ventilation, du chauffage, occupation, météo, etc.) et obligent à réaliser une simulation précise, avec un pas de temps horaire prenant ainsi en compte l'inertie thermique du bâtiment.

Cette description précise des phénomènes physiques permet l'optimisation des bâtiments entre les objectifs souvent contradictoires de réduction des consommations de chauffage et limitation de l'inconfort estival.

IV.2.1. L'objectif de STD :

La simulation thermique dynamique est un outil très puissant pour autant que les calculs soient réalisés avec rigueur et dans un but précis, ceci afin de s'affranchir de la masse imposante des résultats obtenus. Nous listons ici les principaux résultats pouvant être attendus de l'utilisation pertinente de TRNSYS :

- *Consolidation des consommations énergétiques pour l'existant.*
- *Prévision des consommations énergétiques en phase de conception.*
- *Evaluation / comparaison de l'impact des diverses variantes envisagées sur :*
  - *Le confort d'été.*
  - *Les consommations énergétiques.*
- *Dimensionnement au plus fin de la puissance des moyens de production (chaud et froid).*
- *Evaluation des systèmes de production d'énergie renouvelable.*

IV.2.2. Le moyen de STD :

Il existe plusieurs logiciels de Simulation Thermique Dynamique, le marché des logiciels est fort vaste et il est donc impossible de les citer de façon exhaustive. On cite alors :

A. ***CoDyBa :*** *(Comportement Dynamique des Bâtiments). Ce logiciel a pour objet la détermination des flux thermiques d'un bâtiment. Il s'adresse aux bureaux d'études et aux organismes d'enseignement et de recherche. Il permet d'estimer les puissances instantanées de chauffage ou de refroidissement nécessaires pour maintenir une consigne donnée, ou de calculer les températures lorsque le système de chauffage ou de refroidissement est insuffisant. Le traitement de l'humidité est identique.*

   CoDyBa existe au CETHIL depuis 1985. En s'appuyant sur les algorithmes existants, une refonte complète de l'existant a été entreprise en 1999 par Jean NOËL avec l'appui de Jean-Jacques ROUX. Les développements effectués de 1999 à 2003 ont débouché sur la version V6.3, diffusée auprès d'une trentaine d'utilisateurs. La version définitive V6.4 sera diffusée sous peu (J.Noel et al 2005).

B. ***PLEIADES + COMFIE :*** *L'ensemble logiciel PLEIADES + COMFIE permet la conception de projets bioclimatiques en régime dynamique, l'analyse des performances et des ambiances, la formation et l'enseignement sur le comportement thermique de l'habitat.*

   Conçu par une équipe réunissant thermiciens, architectes et informaticiens, PLEIADES + COMFIE est particulièrement adapté à la conception solaire bioclimatique et l'étude de bâtiments où la qualité thermique et environnementale des ambiances doit être particulièrement prise en compte.

   L'environnement PLEIADES a été conçu et développé par Gefosat puis IZUBA énergie depuis début 2001 (T. Salomon et al 2005)avec le soutien de l'ADEME. PLEIADES + COMFIE ont notamment été utilisés dans le cadre du programme européen SOLMI (THERMIE) et de l'action ALTENER "Développement de la simulation des ambiances pour l'architecture solaire bioclimatique". Pleiades+COMFIE est un ensemble logiciel de simulation thermique

dynamique de bâtiment (T. Salomon et al 2005), *il peut être utilisé pour la conception bioclimatique, l'analyse du confort thermique, etc. Il est composé de plusieurs modules :*

- *Comfie : Le noyau de calcul.*
- *Pleiades : Est l'interface de saisie des bibliothèques, de gestion du bâtiment, de calcul et d'analyse de résultats.*
- *Alcyone : Est l'interface de saisie et d'affichage du bâtiment.*

C. ***DOE-2 :*** *est largement utilisé et accepté comme programme freeware d'analyse énergétique du bâtiment. Il ne peut prédire la consommation d'énergie et de coût pour tous les types de bâtiments. DOE-2 utilise une description de l'agencement du bâtiment, constructions, les horaires de fonctionnement, les systèmes de climatisation (éclairage, climatisation, etc.) et les taux utilitaires fournis par l'utilisateur. Avec les données météorologiques, il permet d'effectuer une simulation horaire de l'immeuble et d'estimer des factures de services publics. La "plaine" DOE-2 programme est une "fenêtre DOS" ou "lots" de programmes qui nécessite une expérience importante pour apprendre à utiliser efficacement tout en offrant aux chercheurs et experts une grande souplesse. eQuest est une application complète de Windows interactive du programme DOE-2 avec des assistants et des affichages graphiques d'aide à l'utilisation de DOE-2* (J.J.Hirsch et al 2008).

D. ***TRNSYS*** *: (TRaNsient SYstem Simultation program), est un environnement complet de simulation des systèmes énergétiques pour des applications diverses développé par le laboratoire d'énergie solaire (Solar Energy Laboratory : SEL) de l'Université de Madison-Wisconsin. L'environnement TRNSYS permet de simuler un grand nombre de système énergétique. Ces systèmes s'étendent d'une simple installation de chauffe-eau solaire à un système plus complet intégrant des bâtiments, des composants thermodynamiques etc. Il est possible d'intégrer un ensemble de gestion et contrôle du bâtiment. La philosophie de l'outil TRNSYS se base sur une approche systémique des problèmes que l'on cherche à modéliser. C'est une approche de type boîtes noires, avec les éléments que l'on retrouve de façon générale, entrées-sorties-paramètres structurels et fonctionnels* (SEL 2004).

Cependant, ce sont des modèles physiques qui modélisent les composants. Chaque élément est paramétré, assemblé permettant ainsi la modélisation des couplages dans un système énergétique. Cela afin de rendre compte de la réalité d'un problème plus complexe.

IV.2.3. L'environnement TRNSYS :

TRNSYS est un environnement de modélisation utilisé principalement dans le domaine de la thermique du bâtiment. Il permet de modéliser en régime dynamique des températures d'un bâtiment

et les systèmes de chauffage, conditionnement d'air et ventilation associés. Pour le chercheur, son intérêt principal est sa modularité et son ouverture. Il est en effet possible dans cet environnement.

- *De développer ses propres modèles (Type) en langage Fortran ou C.*
- *D'utiliser les nombreux modèles existants dans la bibliothèque standard, mis à la disposition de la communauté scientifique.*

Ce programme est développé par le Solar Energy Laboratory de l'université du Wisconsin-Madison. L'interface utilisateur (Studio) est réalisée par le CSTB (the Building Technical and Scientific Centre). La société Transolar propose de nombreux types permettant d'enrichir la bibliothèque.

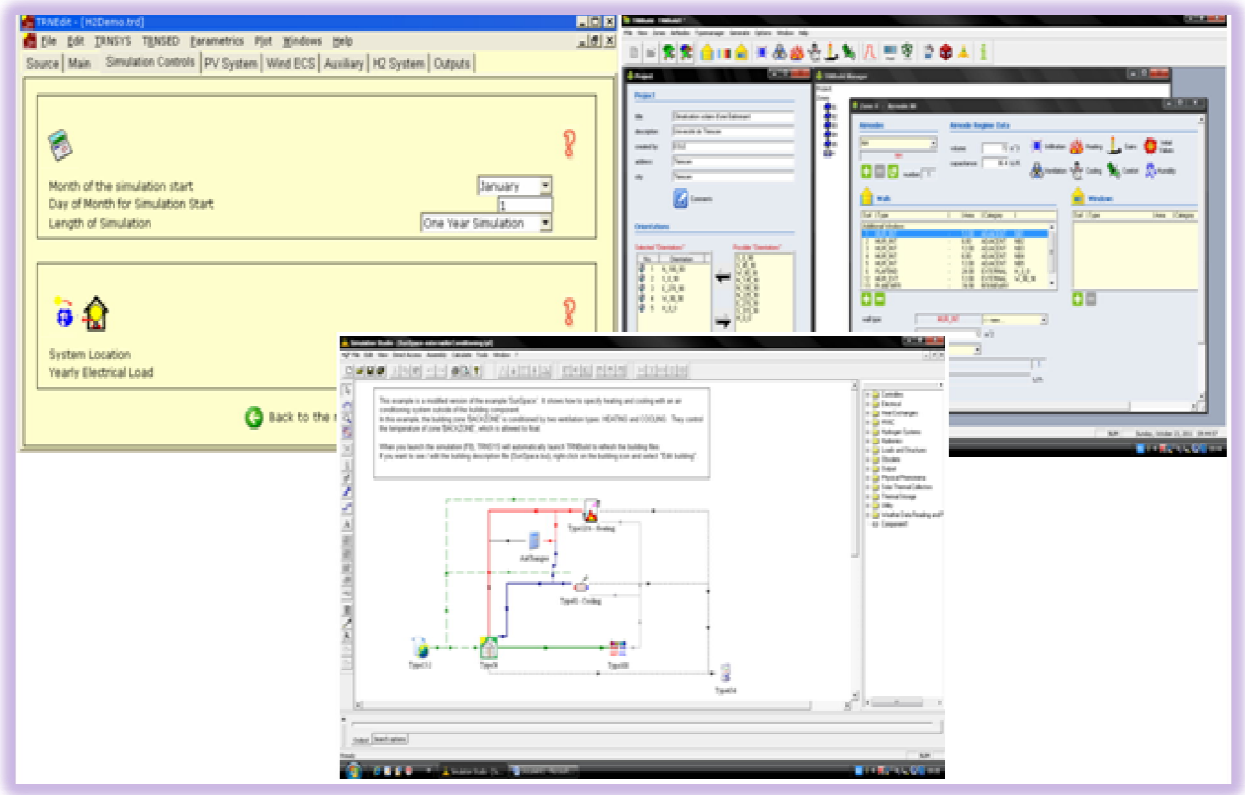


Figure IV-01 : *Configuration et composant de TRNSYS.*

Disponible dans le commerce depuis 1975, TRNSYS est un outil flexible conçu pour simuler la performance transitoire de systèmes d'énergie thermique. On trouve l'origine de TRNSYS dans un projet conjoint entre l'université du Wisconsin – Solar Energy Laboratory et l'université du Colorado – Solar Energy Applications Laboratory. Dans les années 1970, une maison a été construite dans le Colorado pour étudier les nouvelles technologies de l'énergie solaire. L'Université du Wisconsin a contribué par la rédaction d'un programme Fortran pour prédire l'utilisation de l'énergie dans le bâtiment. Par la suite, l'université du Wisconsin a développé une méthode de description de chaque composante du système et de l'énergie. N'importe qui, avec un compilateur Fortran, peut utiliser

l'élément de base pour modéliser de nouvelles technologies et de les intégrer rapidement dans la bibliothèque de TRNSYS. Décrire un système énergétique complexe dans TRNSYS a été réduit à un processus de sélection des composants et le système d'accrochage entre eux (SEL 2004).

Plus de 25 ans plus tard, TRNSYS est un outil de simulation énergétique de grande qualité en vertu de développement continu par une équipe conjointe composée de la Solar Energy Laboratory (SEL) de l'université de Wisconsin - Madison, Le Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (CSTB) à Sophia Antipolis, la Transsolar Energie technik GmbH à Stuttgart en Allemagne et Thermal Energy Systems Specialists (TESS), à Madison, Wisconsin. TRNSYS bénéficie actuellement d'une interface graphique, une bibliothèque de 80 composants standards, à laquelle s'ajoutent des bibliothèques offrant plus de 300 autres éléments, issues d'une vaste communauté d'utilisateurs en France, en Allemagne, l'Espagne, la Suède, le Luxembourg, les États-Unis et le Japon. TRNSYS comporte plusieurs composant, les parties principales sont généralement 4 parties :

1. ***TRNSYS Simulation studio :***

TRNSYS Simulation Studio est un progiciel de simulation complet contenant plusieurs outils, de programmes de moteurs de simulation et des programmes de connexion graphique pour comploter et un tableur. Il est un outil intégré qui peut être utilisée dans la conception d'un projet pour sa simulation.

Le studio de simulation comprend également un gestionnaire de sortie où vous contrôlez les variables qui sont intégrées, imprimées et / ou tracées, et un gestionnaire de log /erreur qui vous permet d'étudier en détail ce qui s'est passé lors d'une simulation.

2. ***TRNBuild :***

TRNBuild est une interface pour créer et éditer l'ensemble des informations non exigées par la géométrie du modèle de construction TRNSYS. TRNBuild permet une certaine souplesse à l'utilisateur étendue dans l'édition des propriétés des matériaux des murs et couches, de créer des profils de ventilation et d'infiltration, l'ajout des gains en définissant des plafonds ou planchers radiants et les occupants pour le calcul de confort.

Cette composante modélise le comportement thermique d'un bâtiment divisé en différentes zones thermiques. Afin d'utiliser ce composant, un prétraitement séparé doit d'abord être exécutée. Le programme lit dans TRNBUILD et traite un fichier contenant la description du bâtiment et génère deux fichiers qui seront utilisés par le composant type 56 pendant la simulation TRNSYS. Le fichier contenant la description du bâtiment traitée par TRNBuild peut être généré par l'utilisateur avec n'importe quel éditeur de texte ou avec le programme TRNBuild interactif.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

3. *TRNEdit :*

Historiquement, le fichier texte d'entrée TRNSYS a été généré manuellement. L'ajout de la Simulation Studio dans le milieu des années 1990 a considérablement réduit le besoin d'édition manuelle. Toutefois, l'environnement TRNSYS comprend toujours TRNEdit, un éditeur de texte complet pour l'écriture et l'affichage d'entrée TRNSYS et des fichiers de sortie et pour la course paramétrique de la simulation TRNSYS. TRNEdit sert aussi d'éditeur pour générer manuellement autonome distribuable simulations TRNSYS appelés applications TRNSED.

4. *TRNSED :*

TRNSED permet aux utilisateurs de développer des interfaces graphiques personnalisées pour des applications spécifiques et ensuite de distribuer ces applications aux non-utilisateurs de TRNSYS. Ces applications TRNSED permettent aux non-utilisateurs TRNSYS de modifier les paramètres du système et de simulation sans avoir à apprendre les subtilités de l'Environnement toute TRNSYS. Pour obtenir certaines des applications à base de TRNSYS, TRNSED que Tess a développé, s'il vous plaît visiter le site Web de projets TESS.

IV.3. Emplacement géographique :

La Wilaya de Tlemcen est située au Nord-Ouest de l'Algérie occidentale, Tlemcen est à 3°38 de longitude ouest et à 34°53 de latitude nord, et elle se trouve à 600m d'altitude. Tlemcen a une superficie de 9020 km^2, limitée géographiquement au Nord par la mer méditerranée, au Nord-est par la Wilaya de Ain-Témouchent, à l'Est par la Wilaya de Sidi Bel-Abbes, à l'Ouest par le Maroc et au Sud par la Wilaya de Naâma. La proximité de la mer a atténué les influences arides du continent et donne à la région un climat tempéré, méditerranéen qui a pour effet d'atténuer les influences desséchantes du continent.

Figure IV-02 : *Localisation du site de Tlemcen.*

Le climat de Tlemcen de type méditerranéen, est caractérisé par deux saisons :

- ✓ *Une saison humide : qui s'étend d'Octobre à Mai avec des précipitations irrégulières et irrégulièrement réparties sur le territoire de la Wilaya dans l'espace et dans le temps. Si la moyenne de la pluviométrique de la Wilaya se situe autour de 400 mm, ce chiffre peut atteindre 850 mm dans les Monts de Tlemcen et moins de 300 mm au Sud de Sebdou. La température moyenne pour cette saison oscille généralement autour de 10° avec une température minimale absolue pouvant aller jusqu'à moins 6°. Les hivers sont donc assez rigoureux avec vent, neige et gel.*
- ✓ *Une saison sèche : elle va du mois de Juin au mois de Septembre. La température moyenne de cette saison oscille autour de 26° avec un maximum pouvant atteindre 40°. La température moyenne annuelle est de 18°. La situation géographique et les différences d'altitudes rendent le climat plus complexe.*

Les données climatiques (fichiers météo) utilisées dans cette simulation proviennent de Météonorme.

IV.4. Description structurelle du bâtiment :

La structure que nous allons étudier est un ensemble de bureau pour enseignants composé 5 bureaux et un hall. Le hall a une superficie de $6 \times 4m$ *et chaque bureau possède une surface de* $4 \times 3m$*, la hauteur est égale à* $3m$*. La figure IV-03 représente le plan de cette structure avec orientation.*

Rapport-Gratuit.com

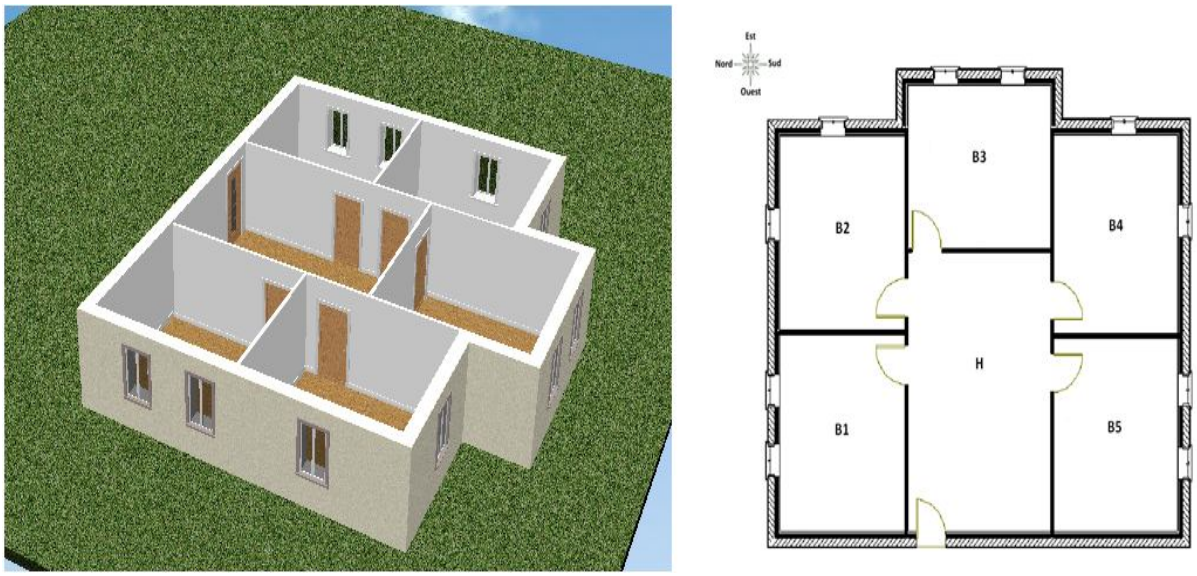


Figure IV-03 : *Plan de la structure étudiée.*

IV.4.1. 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.

Ce bloc est composé de 4 types de mur :

- ***Mur intérieur :*** *Constitué d'une couche en brique argile d'épaisseur 15 cm centré entre deux couches de mortier d'épaisseur 1 cm.*
- ***Mur extérieur :*** *Composé de 5 couches : Deux couches en mortier de 1,5 cm d'épaisseur chacune se trouvant à l'intérieur et à l'extérieur du mur. Entre ces deux couches en mortier, nous avons deux parois en briques argile d'épaisseur 10 cm chacune contenant entre-elles une couche d'air de 7 cm d'épaisseur.*
- ***Plafond*** *: Composé de trois couches, l'extérieur est en béton lourd d'épaisseur 12 cm, ensuite, une couche de 12 cm d'épaisseur en hourdi et enfin, l'intérieur est constitué d'une mince couche en mortier de 1.5 cm d'épaisseur.*
- ***Plancher*** *: Composé de trois couches constituées de carrelage, de mortier et de béton lourd d'épaisseurs respectivement, 2 cm, 3 cm et 12 cm.*

Chaque bureau est fréquenté par deux personnes (travaux légers) avec 2 microordinateurs de 230W chacun et une lampe de 5 W/m^2. Les fenêtres des bureaux ont une surface de un mètre carré chacune et les portes ont deux mètre carré de surface chacune. Ce paragraphe nous a permis de présenter les paramètres structurels de notre bâtiment à travers sa géométrie et ses composants. Ces

paramètres feront l'objet d'hypothèses de simulations pour permettre leur intégration dans la modélisation du comportement dynamique du bâtiment.

IV.4.2. Comportement du système :

Nous avons simulé, dans un premier temps, le comportement thermique de notre bâtiment sur toute une année afin d'observer les périodes correspondant aux besoins en rafraîchissement. Nous avons évalué sur une année complète le niveau de confort à l'intérieur des bureaux.

IV.4.2.1. Le confort thermique :

Le maintien de la température interne du corps humain autour de 37°C nécessite un équilibre thermique avec son environnement (C.Victor 2000). *Pour cela, la chaleur produite à l'intérieur du corps humain et véhiculée à sa surface cutanée doit être compensée par des déperditions de chaleur dans l'environnement. Les fluctuations dans les conditions externes et internes impliquent un état d'équilibre dynamique, l'homéostasie. Si la chaleur produite dans le corps dépasse celle perdue à l'environnement, le corps se réchauffe et sa température interne s'élève et dans le cas inverse il se refroidit avec un abaissement de sa température interne.*

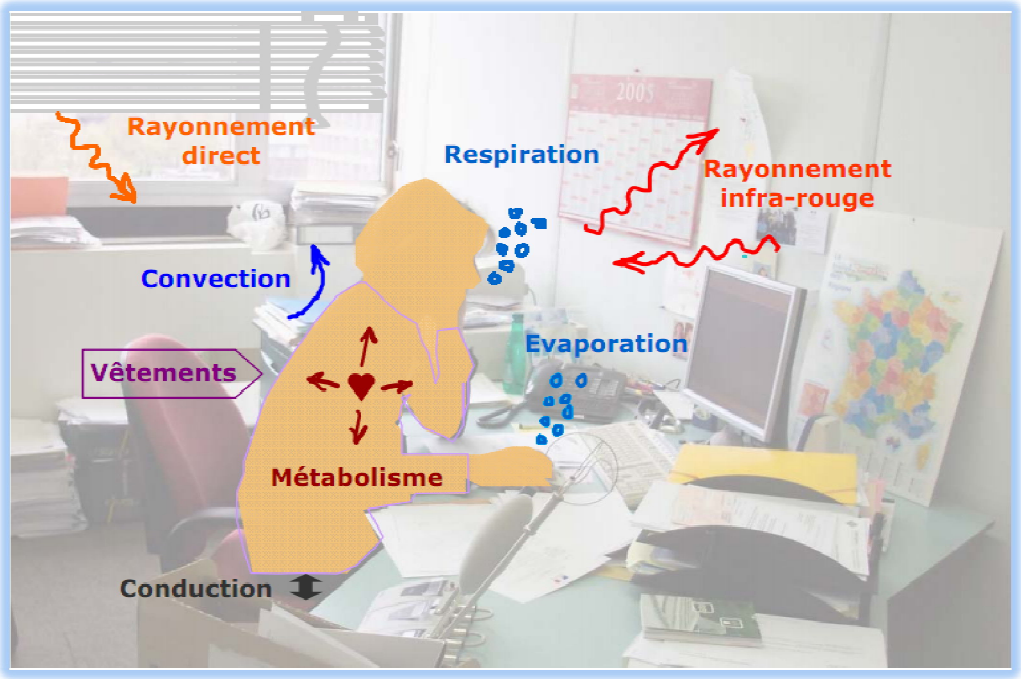


Figure IV-04 : *L'interaction thermique entre le corps humain et son environnement.*

La régulation physique de la température du corps s'effectue suivant différents modes, principalement par convection, rayonnement et évaporation, et dans une moindre mesure par conduction, respiration et sécrétion.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

La perte de chaleur est de l'ordre de 120 W dans des conditions de température de 18-30°C, pour un individu au repos, en air calme, et peut aller jusqu'à 500 W dans des conditions d'activité physique soutenue (ASHRAE 1997).

La notion de confort est intimement liée à des adaptations ponctuelles de la régulation corporelle, à la fois globale et locale (des extrémités du corps). La perception du froid et du chaud dépend de nombreux paramètres : le sexe, l'âge, la constitution, la santé, la nourriture, les vêtements, l'activité auxquels s'ajoutent encore des paramètres psychologiques, et même socioculturels (abstraction faite de ceux liés à l'environnement).

Il est toutefois possible de caractériser des zones moyennes de confort (définies de manière statistique), sachant que les paramètres d'ambiance les plus déterminants sont :

- *la température de l'air (et les gradients verticaux et horizontaux de température),*
- *la température des parois (et les asymétries de rayonnement des parois froides/chaudes) ainsi que le rayonnement solaire transmis à travers les parois vitrées,*
- *l'humidité,*
- *les mouvements de l'air ambiant (à travers les vitesses d'air).*

Ces quatre données sont à considérer pour un individu moyen normalement habillé, avec un type d'activité donné (qu'il faut donc préalablement définir). Bien entendu, d'autres facteurs sont susceptibles de caractériser une ambiance donnée : le bruit, l'éclairage, la pureté de l'air, les odeurs.

Contrairement aux idées reçues, le confort thermique n'est pas qu'une question de température mais également d'humidité relative. Le corps humain éprouve la même sensation avec une température de 22°C et 80% d'humidité qu'avec une température de 27°C et 25% d'humidité. De même, on peut se trouver en plein soleil à la montagne et être confortable alors que la température n'est que de 12°C. Le confort thermique est le bon compromis entre la température ambiante, l'intervalle d'humidité, le rayonnement des parois et l'absence de courants d'air (ASHRAE 1997).

Or actuellement, le confort thermique est le sujet de deux approches différentes et chacune trouve son domaine d'application selon le contexte climatique et le mode de fonctionnement du bâtiment.

1. Approche rationnelle :

Avec la première approche, le confort thermique est défini comme la satisfaction exprimée quant à l'ambiance thermique. Il est déterminé à travers deux indices :

- *le PMV (**Predicted Mean Vote**), qui prévoit le niveau moyen de sensation thermique d'un groupe de personnes. Le PMV est basé sur un bilan thermique du corps humain, et peut être déterminé en connaissant les 4 paramètres de l'ambiance thermique (température d'air, température moyenne de rayonnement, humidité et vitesse d'air), l'activité et la vêture des individus. Sur l'échelle de -3 à + 3 (qui sera définie par la suite), le confort optimal correspond à un PMV nul. Mais généralement, on accepte une marge de -1 à +1* (J.P.Praene 2007).
- *le PPD (**Predicted Percentage of Dissatisfied**), qui établit une prévision quantitative du nombre de personnes insatisfaites. Pour assurer le confort thermique, il est recommandé que le PPD soit inférieur à 10%* (J.P.Praene 2007).

La relation entre ces deux paramètres est exprimée de la manière suivante (C.Victor 2000)*:*

$$PPD = 1 - 0{,}95 * \exp\left(-0.03353 * PMV^4 - 0.2179 * PMV^2\right) \qquad \text{(IV-01)}$$

A cause des différences physiologiques, il s'avère impossible de satisfaire tout le monde en réunissant des conditions "idéales". Par contre, il est possible de créer un environnement dans lequel le pourcentage de personnes satisfaites est maximum.

L'échelle du PMV qui donne le niveau de confort est présenté comme suit par Fanger (ISO 7730 1994)*:*

-3	très froid	insatisfait parce que trop froid
-2	froid	
-1	frais	satisfait
0	confortable	
1	tiède	
2	chaud	insatisfait parce que trop chaud
3	très chaud	

Figure IV-05 : *Echelle de Fanger pour les niveaux de sensation.*

Cette approche fait l'objet de la norme ISO 7730 (ISO 7730 1994)*. Elle a été validée, par des enquêtes, pour les bâtiments équipés d'un système de HVAC et pour différentes régions climatiques. Par contre, elle surestime la sensation de chaleur dans les bâtiments non climatisés pour les régions chaudes, ce qui pourra induire une utilisation non consciente de la climatisation active avec les conséquences néfastes sur la consommation énergétique.*

2. Approche adaptative :

La deuxième approche, appelée approche adaptative, est basée sur les résultats d'enquêtes de confort thermique in situ. Ces résultats ont montré que, pour des bâtiments à ventilation naturelle,

la zone de confort thermique, déterminée par le PMV, pouvait être agrandie. Les conditions de confort mesurées étaient proches de celles ressenties par les occupants, et étroitement liées à la température extérieure. Ces résultats ont ainsi permis de faire l'hypothèse d'adaptation qui considère des ajustements comportementaux, et qui dépend des attentes et de l'habitation des occupants.

Pour caractériser le degré de liberté dont dispose l'occupant pour s'adapter ou adapter l'ambiance à sa convenance, la notion «opportunité d'adaptation» a été développé. Elle dépend des caractéristiques du bâtiment ainsi que du contexte social.

Cette approche a été formulée par une relation qui donne la température de confort en fonction de la température extérieure. Cette relation a été déterminée par régression à partir des résultats des enquêtes menées in situ dans différentes régions climatiques. Pour prendre en compte la dépendance de la température de confort avec les variations quotidiennes de la température extérieure, une moyenne pondérée de celle-ci sur une séquence de plusieurs jours est utilisée (B.Moujalled et al 2005).

Cette approche permet, pour atteindre un confort thermique, de considérer tout d' abord les interactions possibles entre l'occupant et le bâtiment, avant de faire appel à des techniques consommatrices d'énergie telles que, par exemple, la climatisation active.

IV.4.2.2. Application au Bloc de bureaux :

Le bloc de bureaux est décomposé en six zones, les cinq premières zone sont un volume de $4 \times 3 \times 3m$ *chacune et la dernière zone a un volume de* $6 \times 4 \times 3m$. *Nous utilisons le TRNbuild pour crier le fichier *.bui qui donne la description du bloc. Ce fichier sera utilisé comme un fichier externe pour le type 56.*

Afin de définir le bloc de bureaux, on introduit toutes ses caractéristiques dans TRNBuild. Cette interface permet de décrire tous les composants d'un bâtiment multizones utilisant le Type 56. En effet, nous spécifions la composition des murs, leurs orientations respectives, les surfaces vitrées et les types de vitrages utilisés. Il est nécessaire aussi de définir les conditions initiales de la zone étudiée (la température intérieure et l'humidité relative), les paramètres de contrôle du chauffage et du rafraîchissement ainsi que les apports gratuits.

Les caractéristiques des murs, fenêtres, portes, planchers et plafonds (dimensions, matériaux, orientation, etc.) dans chaque zone ont été obtenues à partir des dessins d'architecture. Le modèle de bâtiments multizones par le logiciel TRNSYS permet à l'utilisateur de construire des types de murs à partir de couches, dans lequel chaque couche est un matériau unique.

Les propriétés thermophysiques de chaque couche (conductivité thermique, densité, chaleur spécifique, épaisseur, etc.) sont entrées par l'utilisateur ou choisis à partir d'une bibliothèque existante.

A. Comportement du bâtiment :

Avant de choisir le type de l'installation de climatisation, on procède à une étude sur le comportement thermique du bâtiment pour déterminer les périodes de climatisation, ainsi que le type de climatisation (Chauffage ou rafraichissement) et la puissance de climatisation nécessaire.

Dans le studio de simulation du TRNSYS (Simulation studio), on utilisera les trois éléments suivants :

- ✓ *Type 59 : Bâtiment à multizone avec l'utilisation du fichier *.bui construit dans TRNbuild.*
- ✓ *Type 15 : Les donnes climatiques de la région.*
- ✓ *Type 65 : Un simulateur de graphe en temps réel.*

La simulation se fait sur une période d'une année avec un pas de temps de 1 heure. Pour le confort, on choisit la température 20 °C *comme température de consigne. Les personnes occupantes les zones correspondantes, et classées dans la catégorie des travaux légers correspondent à un degré d'activité égal à 1.2. Aussi, on choisit comme vêtements pour les personnes occupants des locaux le costume typique d'affaires, ce qui donne un coefficient ensemble d'habillement égal à 1.*

1. PPD (**Predicted Percentage of Dissatisfied**) *:*

La figure IV-6 montre la variation du PPD dans chaque zone en fonction du temps pendant une année. Cette variation peut être décomposée en cinq régions : La première, allant de janvier à mars correspond à une grande valeur de PPD ce que signifié l'inconfort, la deuxième allant du mois d'avril à la mi-juin correspond au confort thermique, la troisième allant de juin à aout correspond à l'état d'inconfort, la quatrième zone qui va du mois de septembre à octobre représente un état de confort et enfin, la cinquième zone allant du mois de novembre à décembre représente une période d'inconfort.

Le coefficient PPD est important pour découvrir les périodes dans lesquelles l'utilisation de la climatisation est nécessaire et les périodes de confort, mais il ne donne pas le type de climatisation qu'on doit assurer.

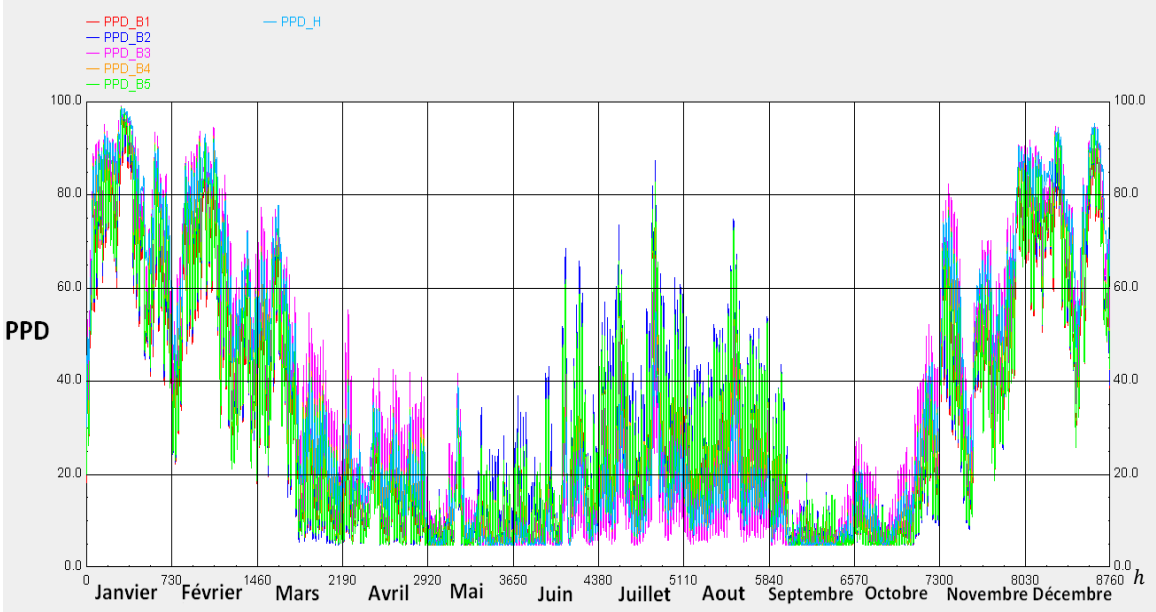


Figure IV-06 : *Evolution annuelle de l'indice PDD pour les 6 zones.*

2. *PMV (Predicted Mean Vote) :*

La figure VI-7 représente la variation du coefficient PMV en fonction du temps dans chaque zone du bloc de bureaux. La région de confort se situe entre -1 et +1 dans l'échelle de Fanger (ISO 7730 1994)*, plus de la valeur +1 représente le besoin de rafraichissement, et mois de la valeur -1 représente le besoin de chauffage.*

Les représentations actuelles du confort thermique s'appuient sur des approches analytiques et statiques des conditions de confort pour l'occupant. Elles simplifient empiriquement la complexité pluridisciplinaire de la notion de confort, et négligent les interactions possibles entre l'occupant et son cadre bâti.

La lecture de la figure IV-07 permet de déterminer :

- ✓ *La période de juin à aout où l'utilisation du rafraichissement est nécessaire ;*
- ✓ *Les deux périodes de janvier à mars et de novembre à décembre où, l'utilisation de chauffage est nécessaire pour assurer le confort thermique.*

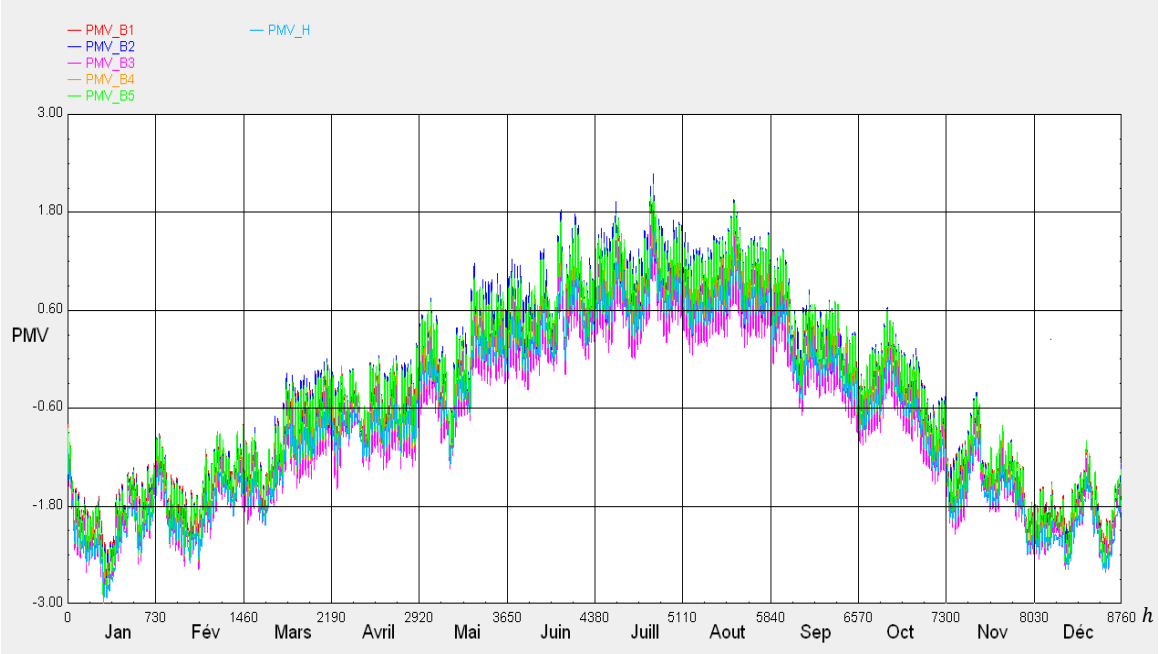


Figure IV-07 : *Evolution annuelle de l'indice PMV pour les 6 zones.*

3. Puissance de climatisation et énergie solaire :

L'une des caractéristiques les plus intéressantes de la climatisation solaire et l'un de ses avantages principal est l'adéquation d'un point de vue temporel entre le besoin en froid et l'apport solaire. Ceci se vérifie aussi bien annuellement, que quotidiennement lors de la période estivale. Comme on peut le voir sur la figure IV-08, l'adéquation journalière à Tlemcen est presque parfaite pendant les 5 jours choisis (du 15/08 au 19/08).

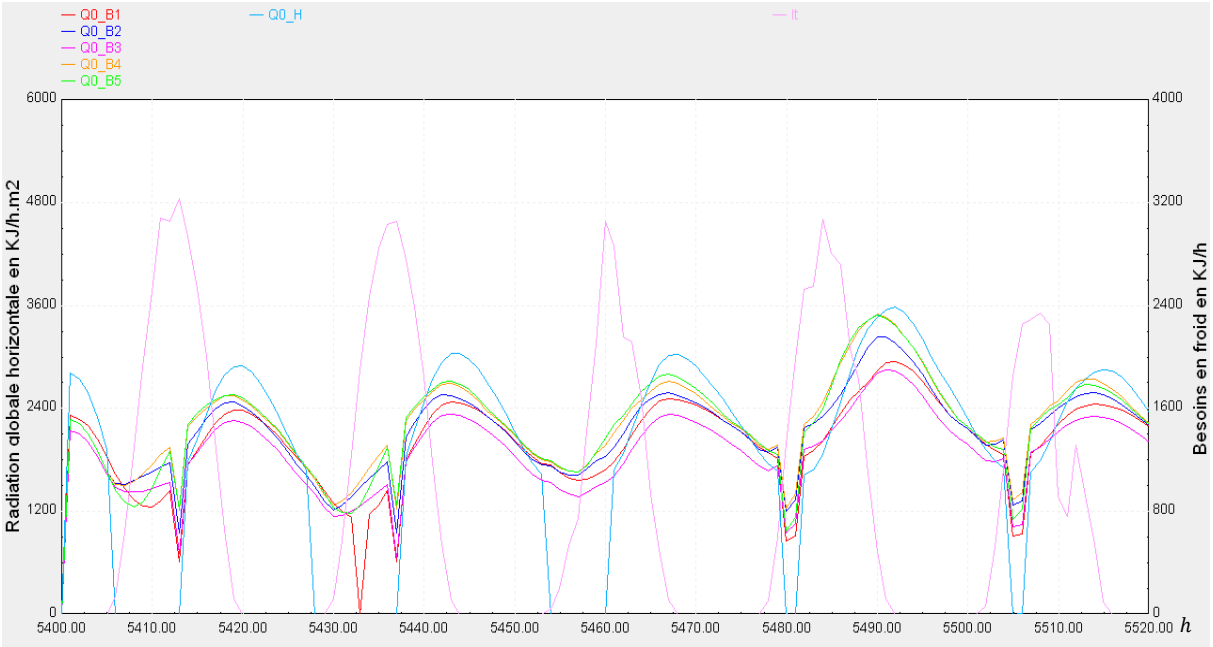


Figure IV-08 : *Périodes de la charge de refroidissement et d'ensoleillement.*

Cette adéquation entre le besoin en froid et l'apport solaire est globalement très excellente, moyennant parfois un léger décalage de quelques heures, en fonction de la zone climatique, entre l'ensoleillement maximum et le pic de chaleur, donc de demande de froid.

B. Comportement de la machine de climatisation :

La plate forme TRNSYS 17 a été l'environnement final de simulation. Cela nous a permis d'intégrer les composants ou logiciels programmés dans d'autres langages. La simulation de l'installation est structurée de trois parties principales :

- *La boucle de production de chaleur.*
- *La production de froid.*
- *Le couplage avec le bâtiment.*

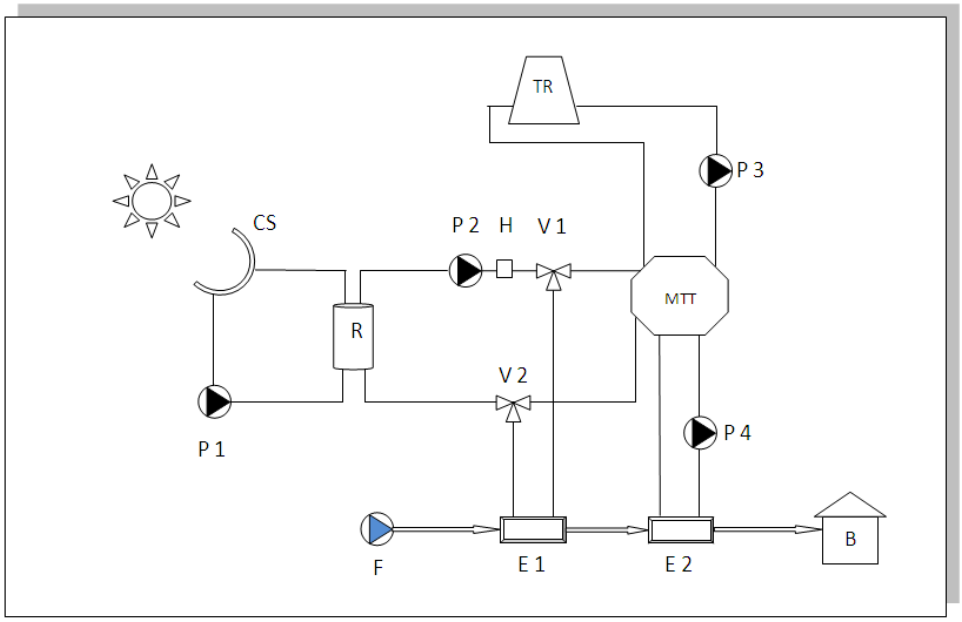


Figure IV-09 : *L'installation solaire de climatisation.*

L'installation choisie fait l'objet d'étude de chauffage comme de rafraichissement. Dans la boucle de production de chaleur, la circulation du fluide caloporteur est assurée par une pompe P1 entre le capteur CS qui joue le rôle de convertisseur d'énergie solaire en énergie thermique et réservoir de stockage R, ce qui constitue le circuit primaire ou boucle de production de chaleur (figure IV-09).

Une deuxième boucle dans laquelle la chaleur est transportée du réservoir R vers le côté chaud de la machine à absorption MTT dans le cas du rafraichissement ou vers l'échangeur de chaleur E1 dans le cas du chauffage. Le changement de la circulation du fluide entre les circuits de rafraichissement et de chauffage est assuré par un déverseur V1 et un mixeur V2. Dans cette boucle, il y a deux éléments principaux, la pompe P2 qui assure la circulation du fluide caloporteur (circuit

secondaire), et le chauffage auxiliaire H pour l'appoint lorsque le capteur ne peut pas atteindre la température désirée.

L'installation de climatisation choisie dans cette étude comporte aussi une boucle de condensation comprenant une pompe P3 et une tour de refroidissement TR. Et aussi un autre boucle, qui permet de couplé l'installation avec le bâtiment, elle comporte un échangeur E2 qu'il attaché avec la coté froid de la machine a absorption et il refroidir l'air de ventilation du bâtiment.

Avant de présenter les résultats de la simulation, il est nécessaire de rappeler les principaux modèles et valeurs prises par défaut pour les différents composants :

- ✓ *Type 56 : Bâtiment multizone.*
- ✓ *Type 114 : Pompe à vitesse constante.*
- ✓ *Type 111a : Ventilateur à vitesse variable.*
- ✓ *Type 60k : Ballon de stockage à coefficient de perte de chaleur uniforme.*
- ✓ *Type 51b : Tour de refroidissement.*
- ✓ *Type 6 : Chauffage auxiliaire.*
- ✓ *Type 2d : Contrôleur différentiel.*
- ✓ *Type 5b : Echangeur de chaleur à contre-courant.*
- ✓ *Type 11f : Déverseur de débit.*
- ✓ *Type 11d : Mixeur de débit.*
- ✓ *Type 25c : Imprimante des valeurs sur un fichier *.txt*

Un contrôleur qui actionne le circulateur (pompe P1) uniquement lorsque l'énergie solaire est assez intense pour maintenir un niveau de température supérieur à celui du réservoir de stockage de l'eau chaude. Dans les simulations suivantes, on fixe les valeurs des températures des zones à 20 °C *pour le rafraichissement et* 18 °C *pour le chauffage et on fait varier les valeurs des éléments suivants :*

- ✓ *La surface de capteur.*
- ✓ *Le type de capteur (plans et à concentration).*
- ✓ *Le type de machine à absorption.*
- ✓ *Les journées de la simulation (en choisissant trois pour l'été et trois pour l'hiver).*

Les capteurs plans à eau et sous vide se trouvent dans la bibliothèque de TRNSYS sous le nom de Type 73 et Type 71 respectivement. Le capteur à concentration cylindro-parabolique qui a fait l'objet de l'étude du chapitre II a été intégré dans TRNSYS sous le nom Type 240 et sa programmation a été faite en langage Fortran.

Rapport-Gratuit.com

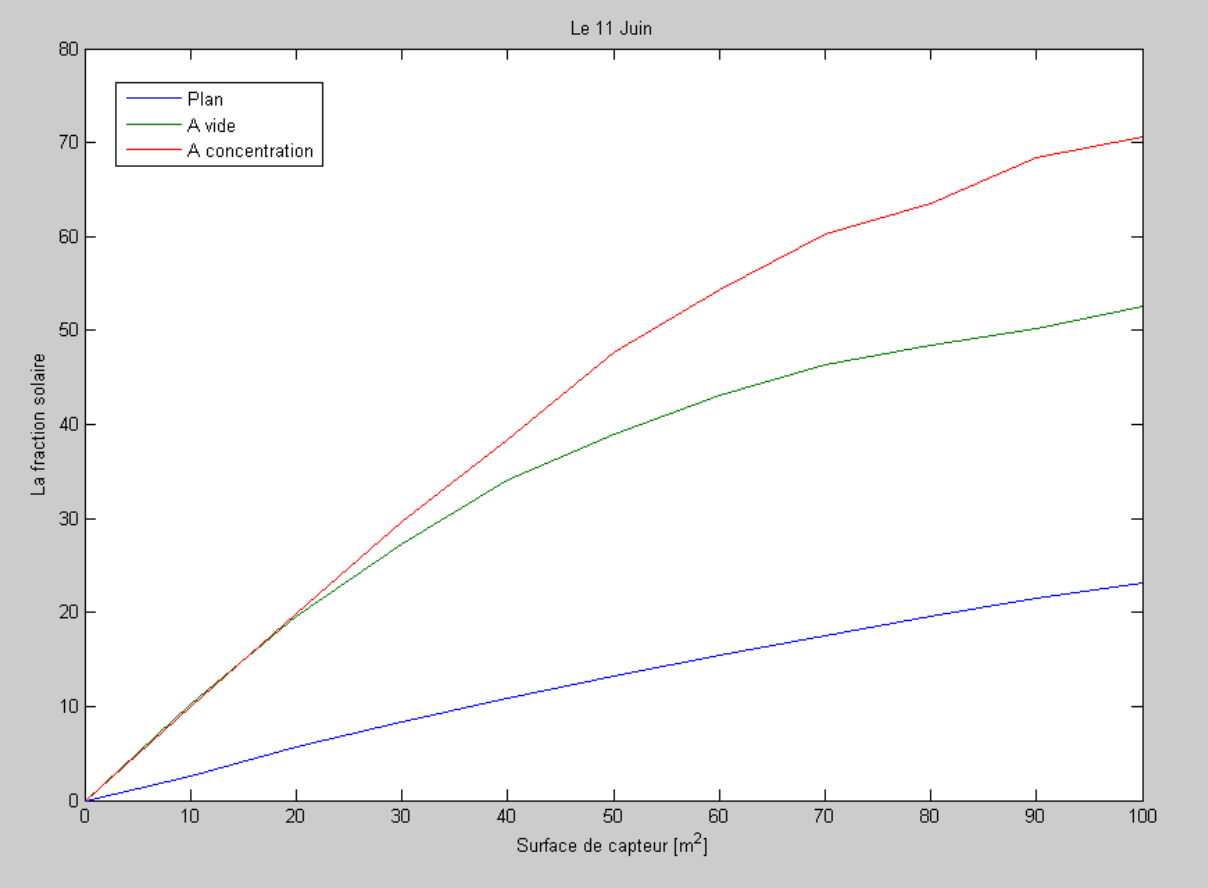
Dans le simulateur TRNSYS, la machine à absorption se trouve sous le nom Type107. La documentation fournie avec le logiciel TRNSYS indique que cette machine est à simple effet et travaille avec une base de données normalisée (trouvé dans le fichier externe de cet type), mais ne donne aucune information sur le couple réfrigérant. A cet effet, le chapitre III a été dédié à la modélisation et simulation d'une machine à absorption, programmée en langage Fortran sur la base des équations mathématiques présentées dans le même chapitre. Ce programme concerne les deux couples réfrigérants : Le couple LiBr-H_2O présenté sous le nom Type211 et le couple H_2O-NH_3 sous le nom Type 210.

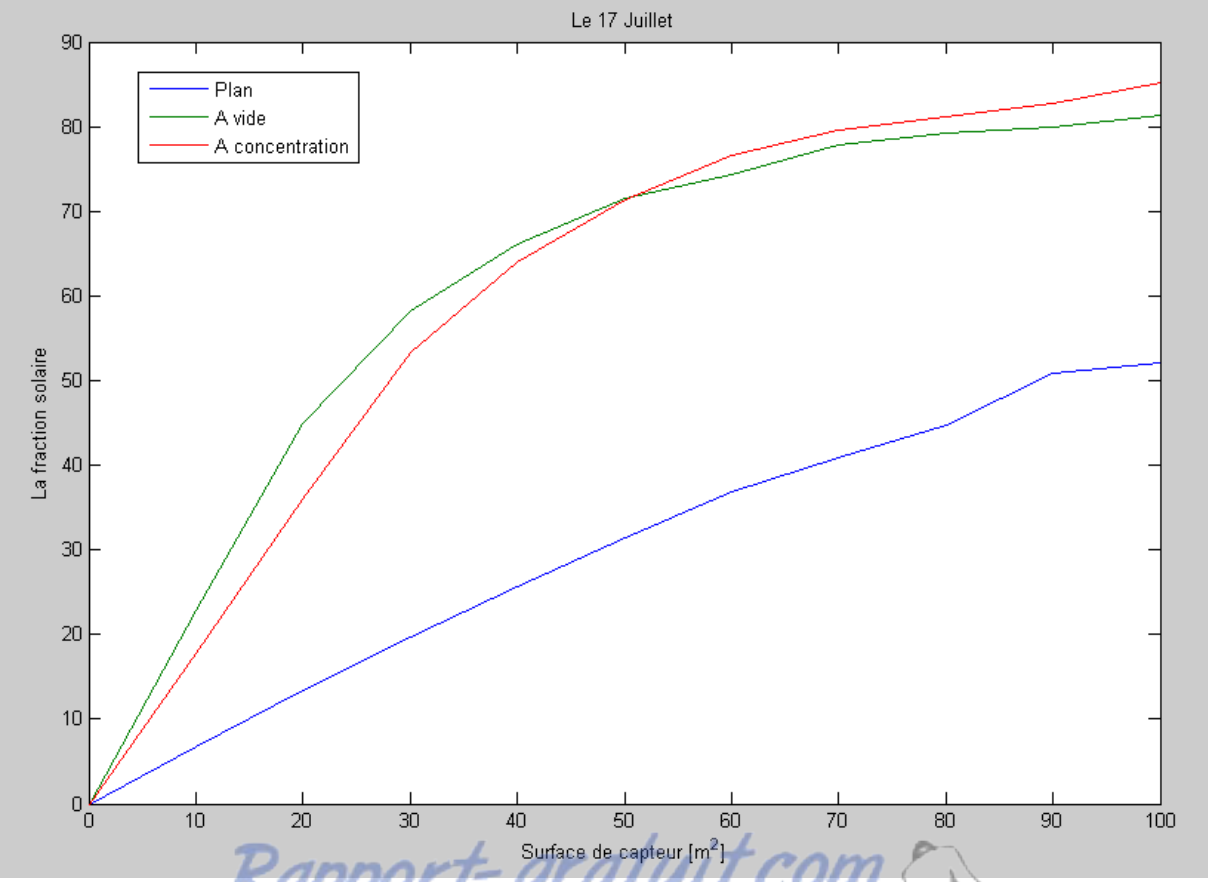
1. Comportement du capteur :

Dans cette partie de l'étude, on procède aux simulations qui nous permettront d'étudier l'efficacité énergétique de quelques capteurs afin de déterminer la solution la plus optimale du point de vue énergétique. La comparaison des fractions solaires des capteurs entre elles en fonction de la surface permettra de choisir les capteurs nécessaires pour l'installation de climatisation solaire, et donc d'optimiser leur surface.

La fraction solaire est un coefficient important dans les installations solaires, il représente la part d'énergie solaire gratuite dans la consommation d'énergie globale d'une installation de climatisation. Dans notre cas, la fraction solaire est égale au rapport de l'énergie thermique gagnée par le capteur sur la somme de cette énergie et l'énergie fournie par le chauffage auxiliaire.

La figure VI-10 représente les résultats de plusieurs simulations effectuées sur TRNSYS. Dans chaque simulation, en fonction de la surface du capteur, on calcule l'énergie gagnée par le capteur et aussi l'énergie fournie par le chauffage auxiliaire pendant trois journées typiques, on calcule ensuite la fraction solaire correspond à cette surface et ceci pour la même machine à absorption Type 210.





Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

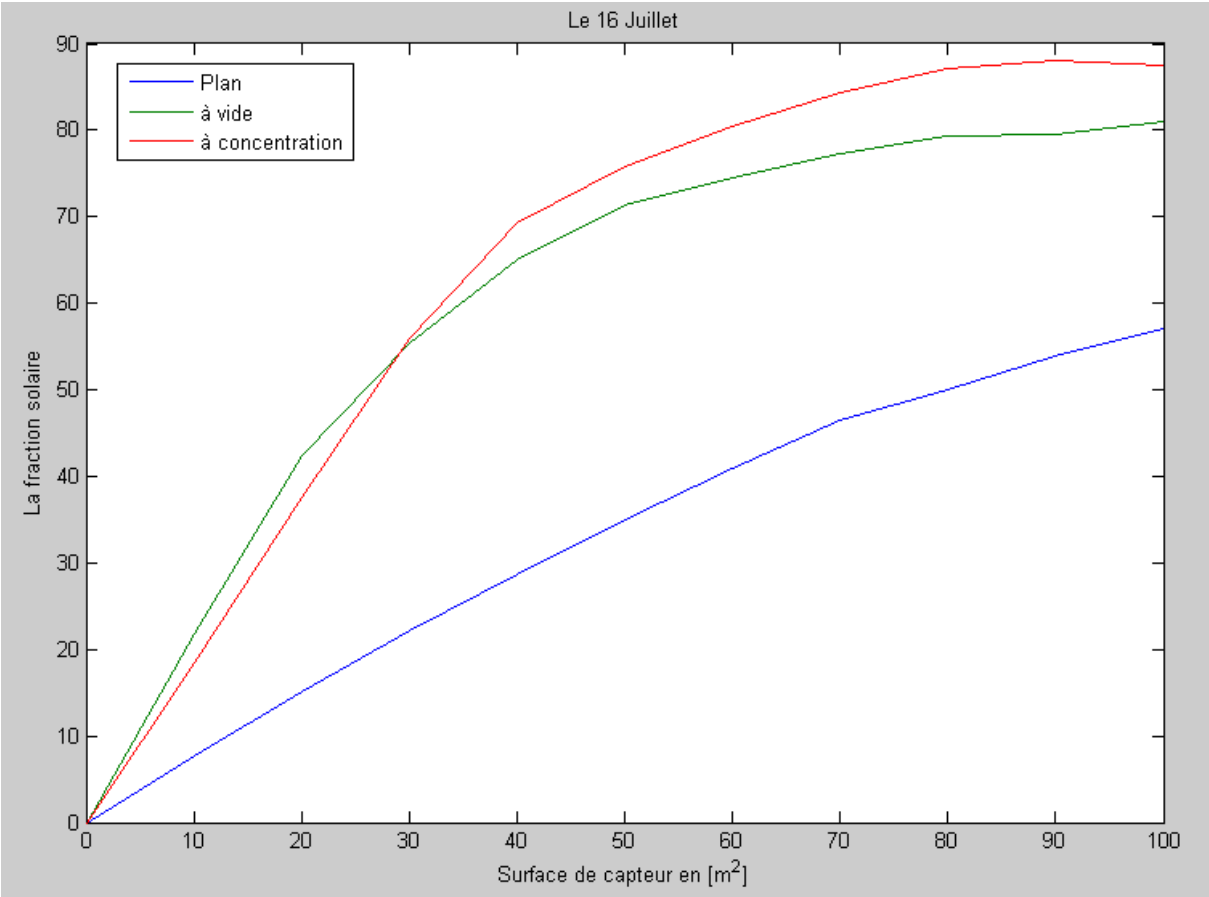


Figure IV-10 : *Comparaison entre les trois capteurs choisis*
(Plan à 3 vitres, sou vide et à concentration cylindro-parabolique)

Les figures VI-10 montrent que le capteur plan a toujours la plus faible fraction solaire par rapport aux deux autres capteurs quelque soit la surface du capteur. Pour les deux autres capteurs, la préférence dépend des conditions climatiques et de la surface. Pour les petites surfaces, on préfère le capteur sous vide. Mais lorsqu'on veut utiliser des surfaces plus importantes, le capteur à concentration reste le plus fiable.

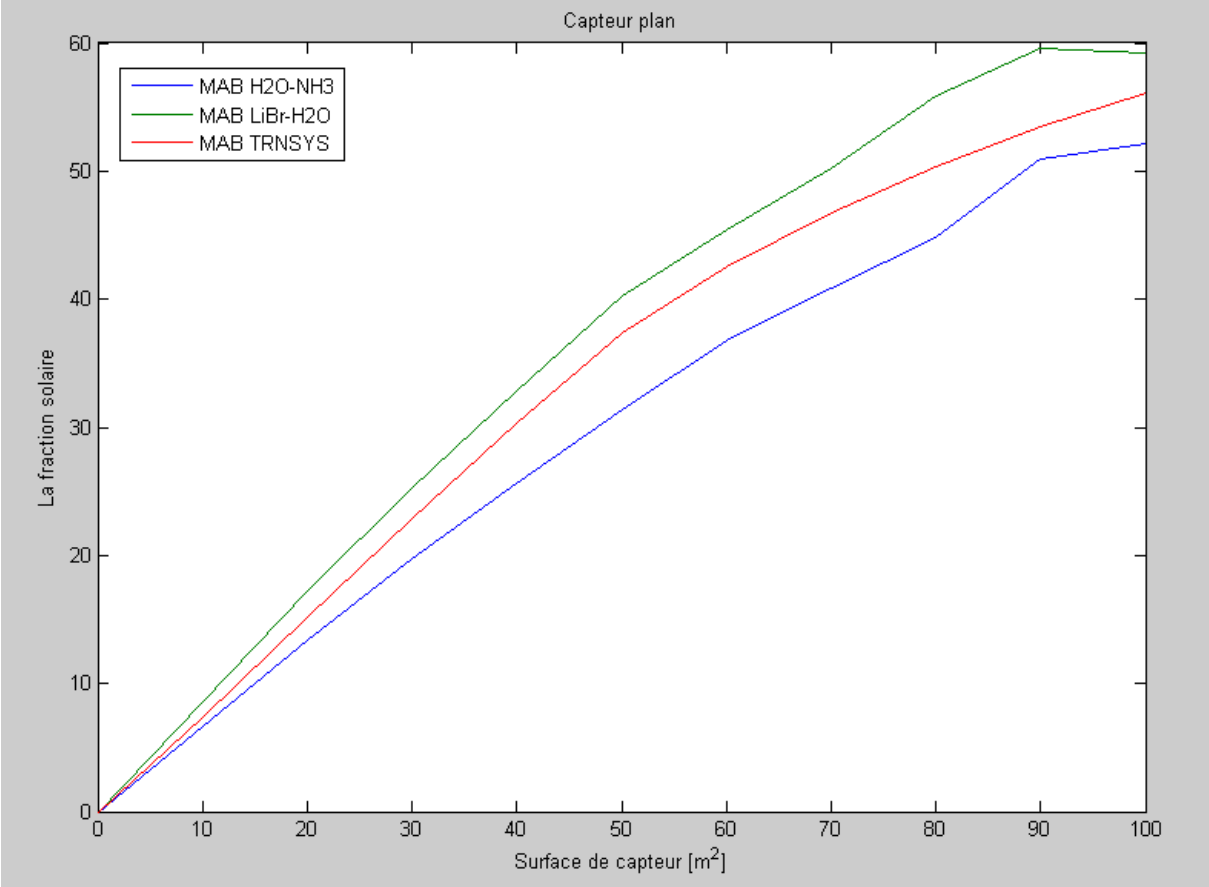
2. Comportement de la machines à absorption :

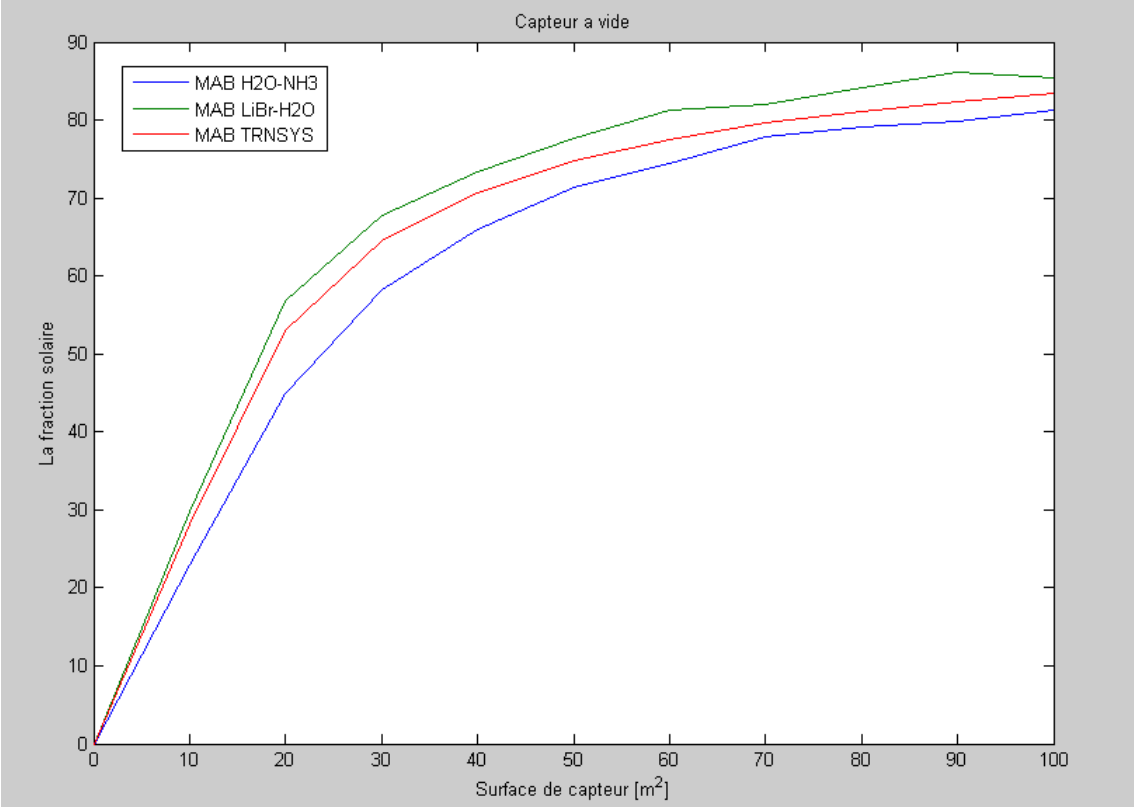
Les machines frigorifiques à absorption liquide fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides, d'absorber (réaction exothermique) et de désorber (réaction endothermique) une vapeur. Elles utilisent également le fait que la solubilité de cette vapeur dans le liquide dépend de la température et de la pression. Ainsi, ces machines utilisent comme fluide de travail un mélange binaire, dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre, et constitue le fluide frigorigène.

Dans cette simulation, nous allons étudier l'effet du couple réfrigérant utilisé dans la machine à absorption sur la consommation énergétique.

La première remarque faite lors de la simulation : Le travail de la pompe est plus important dans le cas du couple H_2O-NH_3 (150 MJ/h) comparativement à celui du couple LiBr-H_2O (20 MJ/h). Cela est dû aux caractéristiques du fluide réfrigérant (point d'ébullition, chaleur latente, etc.).

La figure IV-11 représente la variation de la fraction solaire en fonction de la surface du capteur pour chaque type de machines à absorption pour une même journée (17 Juillet).





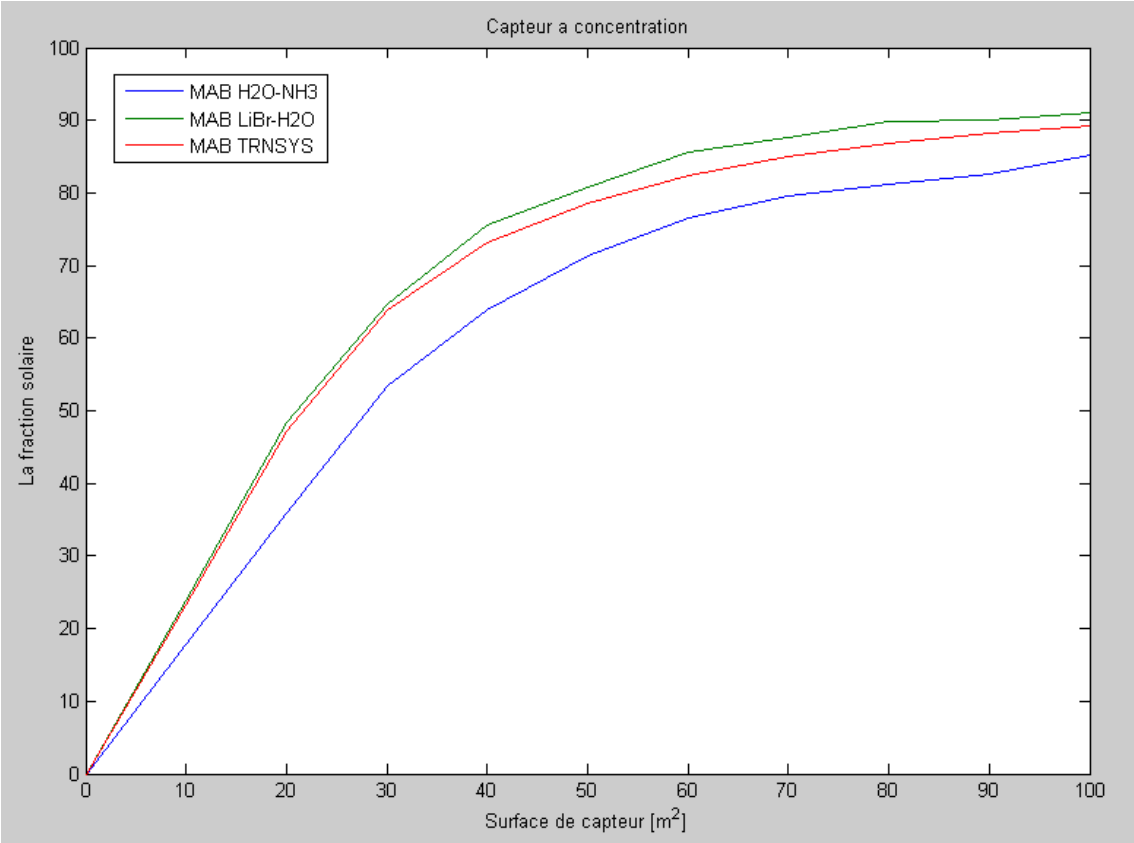


Figure IV-11 : *Comparaison entre les types de machines à absorption.*

L'interprétation de la figure IV-11 montre que pour tous les capteurs étudiés, la machine à absorption utilisant le couple binaire LiBr-H_2O est la plus économique par rapport aux autres machines dans le domaine de la climatisation. Par exemple lorsque on accepte une fraction solaire de 30 % pour un capteur plan, Nous avons besoin une surface de 50 m^2 *pour la machine a H_2O-NH_3. Par contre, pour la même fraction on a besoin uniquement d'une surface de* 35 m^2*de capteur plan.*

Conclusion :

Les outils de simulation thermique permettent d'évaluer les besoins énergétiques et le niveau de confort thermique des bâtiments de manière plus détaillée que les méthodes simplifiées basées sur des bilans mensuels. Cette étude a été réalisée avec l'environnement de simulation TRNSYS 17, utilisant le modèle multizone (type 56).

Après avoir présenté le bâtiment de l'étude et son comportement sans climatisation, l'analyse du PPD nous a permis de découvrir les périodes dans lesquelles l'utilisation de la climatisation est nécessaire et les périodes de confort. Cependant, le PPD ne donne pas le type de climatisation qu'on doit assurer. Par contre, l'analyse du PMV a permis de déterminer les périodes de chauffage et de rafraichissement solaire : La période de juin à aout où l'utilisation du rafraichissement est nécessaire et les deux périodes de janvier à mars et de novembre à décembre où, l'utilisation de chauffage est nécessaire pour assurer le confort thermique.

Il faut signaler aussi que l'analyse a permis aussi de montrer la bonne adéquation entre le besoin en froid et l'apport solaire, moyennant parfois un léger décalage de quelques heures, en fonction de la zone climatique, entre l'ensoleillement maximum et le pic de chaleur, donc de demande de froid.

Concernant l'étude de l'installation de climatisation, les résultats de simulation ont montré que le capteur plan a toujours la plus faible fraction solaire par rapport aux deux autres capteurs quelque soit la surface du capteur. Pour le capteur à concentration étudié, le choix se fait en fonction des conditions climatiques et de la surface de captation : Pour les petites surfaces, on préfère le capteur sous vide, mais lorsqu'on veut utiliser des surfaces plus importantes, le capteur à concentration reste le plus fiable. Pour tous les capteurs étudiés, la machine à absorption utilisant le couple binaire LiBr-H2O est la plus économique par rapport aux autres machines dans le domaine de la climatisation.

Bibliographique

(ASHRAE 1997) ASHRAE, «Handbook. ASHRAE Handbook of Fundamentals. Chapter 8 : Thermal Confort.» ASHRAE Atlanta, 1997

(B.Moujalled et al 2005) B.Moujalled et al. «Contrainte du confort d'été lors de la rehabitation d'un lycee.» Madrid, Espagne, 2005.

(C.Victor 2000) C.Victor. «Confort thermique.» Technique d'ingéneur. Strasbourg, 2000.

(ISO 7730 1994) ISO 7730. «Ambiances thermiques modérées – Détermination des indices PMV et PPD e». Paris, 1994.

(J.J.Hirsch et al 2008) J.J.Hirsch et al. «Building Energy Use and Cost Analysis Program Volume 2r : Dictionary-Refrigeration Simulation.» USA. Springer. 2008.

(J.Noel et al 2005) .Noel et al. «Presentation et Perspectives du logiciel CODYBA.» Journée thématique SFT-IBPSA, 2005.

(J.P.Praene 2007) J.P.Praene. «Intégration et modélisation dynamique de composants d'un systéme de rafraichissement solar a absorption couplé au batiment.» Reunion: Université de la Reunion, 2007.

(SEL 2004) SEL. «TRNSYS help.» Madison, 2004.

(T. Salomon et al 2005) T. Salomon et al. «Outil de Simulation Thermique Du Batiment, COMFIE». Paris, 2005.

Conclusion générale

Conclusion générale :

Le but de ce travail était de présenter la mise en place de la simulation d'une installation de rafraichissement solaire. Cette installation de rafraichissement solaire a été simulée avec les composants existants dans la bibliothèque du code de calcul TRNSYS et les composants développées dans ce mémoire de magister.

Dans ce travail, un ensemble de taches ont été exécutées et de conclusions tirées:

La modélisation mathématique suivie par une simulation dynamique d'un capteur cylindro-parabolique. Les bilans thermiques dans le capteur ont permis de dégager un ensemble d'équations résolus par Matlab.

La simulation a été faite pour deux types de conditions climatiques : Les conditions climatiques constantes et ensuite variables pour une journée typique.

On obtient, comme résultat, la variation de la température des quatre nœuds choisis en fonction du temps pour les deux types de conditions posées.

- ✓ *La température de l'absorbeur est la plus grande par rapport aux autres températures.*
- ✓ *En plus de l'influence de la radiation solaire, la vitesse du vent et l'angle d'incidence influent aussi sur les températures des éléments du capteur.*

Une présentation détaillée de la climatisation solaire et les différentes technologies utilisées ont été présentées. Nous avons donné aussi une comparaison détaillée dans laquelle nous avons résumé toutes ces technologies avec leurs avantages et inconvénients. Cependant, l'effort technique pour l'implantation d'une installation de rafraîchissement solaire est plus élevé que pour un système conventionnel. 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).

Le développement d'un modèle de machine à absorption pour les deux types de couple réfrigérant LiBr/H_2O et NH_3/H_2O. Après analyse de l'influence des différentes températures de fonctionnement sur le COP de l'installation, nous avons tiré les conclusions suivantes :

- ✓ *Toute augmentation de la température de générateur ou d'évaporateur provoque une augmentation du COP.*

- ✓ *Et toute augmentation de la température de condensation ou d'absorption provoque une diminution du COP.*
- ✓ *La machine à absorption reste le meilleur modèle de production de froid qui, couplé au panneau solaire thermique donne des résultats meilleures : Absence de vibrations, silence de fonctionnement, grande robustesse (pratiquement pas de pièces tournantes), faible coût de fonctionnement et aussi disponible, et ceci malgré son faible COP.*
- ✓ *Aussi, l'analyse de l'influence des différents paramètres sur les performances de la machine à absorption montre que le COP est un critère parmi d'autres. Il existe d'autres paramètres qui influencent les performances de l'équipement, à savoir les températures des différents organes qui composent la machine.*

L'étude de simulation a été réalisée avec l'environnement de simulation TRNSYS 17, utilisant le modèle multizone (type 56) pour un bloc de bureaux enseignants. La simulation a permis de faire les conclusions suivantes :

- ✓ *L'analyse du PPD permet de découvrir les périodes dans lesquelles l'utilisation de la climatisation est nécessaire et les périodes de confort. Cependant, il ne donne pas le type de climatisation qu'on doit assurer. Par contre, l'analyse du PMV a permis de déterminer les périodes de chauffage et de rafraichissement solaire : La période de juin à aout où l'utilisation du rafraichissement est nécessaire et les deux périodes de janvier à mars et de novembre à décembre où, l'utilisation de chauffage est nécessaire pour assurer le confort thermique.*
- ✓ *Il faut signaler aussi que l'analyse a permis aussi de montrer la bonne adéquation entre le besoin en froid et l'apport solaire, moyennant parfois un léger décalage de quelques heures, en fonction de la zone climatique, entre l'ensoleillement maximum et le pic de chaleur, donc de demande de froid.*
- ✓ *Le capteur plan a toujours la plus faible fraction solaire par rapport aux deux autres capteurs quelque soit la surface du capteur. Pour le capteur à concentration étudié, le choix se fait en fonction des conditions climatiques et de la surface de captation : Pour les petites surfaces, on préfère le capteur sous vide, mais lorsqu'on veut utiliser des surfaces plus importantes, le capteur à concentration reste le plus fiable.*
- ✓ *Pour tous les capteurs étudiés, la machine à absorption utilisant le couple binaire LiBr-H2O est la plus économique par rapport aux autres machines dans le domaine de la climatisation.*
- ✓ *La machine à absorption utilisant le couple réfrigérant LiBr-H_2O est meilleure que celle utilisant le couple H_2O-NH_3 du point de vue consommation d'énergie et surface de capteur.*

Perspectives

Il sera intéressant par la suite de ce travail de mettre 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.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Bibliographique :

(A.Beckman et al. 1980) A.Beckman et al. « Solar engineering of Thermal Processes ». Madison,Wisconsin: John Wiley & Sons, INC., 1980.

(A.Belghit et al. 1997) A.Belghit et al. «Etude numérique d'un séchoir solaire fonctionnant en convection forcée.» Rev Gén Therm, 1997: 837-850.

(A.Eehard et al 1997) A.Eehard et al, . «Test and simulation of a solar powered absorption cooling machine.» Solar energy, 1997: 155-162.

(A.Legendre 2009) A.Legendre. « L'homme est-il responsable du réchauffement climatique? ». France: EDP Sciences, 2009.

(A.Mefti et al. 1999) A.Mefti et al. «Estimation et Cartographie de la Composante Globale du Rayonnement Solaire». Rev.Energy.Renouvlable, 1999: 219-224.

(A.Rabl et al. 1982) A.Rabl et al. «Optimization of parabolic Trough solar collector.» Solar Energy, 1982: 407-417.

(A.Reinhart 2000) A.Reinhart. «Technique du froid.» Lindau: 1633-1654, 2000.

(ASHRAE 2009) ASHRAE. «Handbook of fundamentals» . USA: Atlanta, 2009.

(ASHRAE 1997) ASHRAE, «Handbook. ASHRAE Handbook of Fundamentals. Chapter 8 : Thermal Confort». ASHRAE Atlanta, 1997

(A.Thomas et al. 1994) A.Thomas et al. «Design data for the computation of thermal loss in the receiver of a parabolic trough contcentrator.» Energy Convers Mgmt, 1994: 555-568.

(AUBURTIN et al 1999) AUBURTIN et al. «Toxicité aiguë de l'ammoniac». INERIS, Paris: Worms and CIE, 1999.

(B.Batoul 2009) B.Batoul. «Etude thermodynamique des mélanges des fluides frigorigènes et leur utilisation dans les machines trithermes.» Mémoire de magister, Constantine: Université Mentouri, 2009.

(B.Moujalled et al 2005) B.Moujalled et al. «Contrainte du confort d'été lors de la rehabitation d'un lycee ». Madrid, Espagne, 2005.

(B.Perers et al. 2002) B.Perers et al. «A Solar Collector Model for TRNSYS Simulation and System Testing». Sweden: IEA Solar Heating & Cooling Programme, 2002.

(B.S.Mohammed 2009) B.S.Mohammed. « Modélisation du comportement thermique de quelques dispositifs solaire ». Thèse de doctorat, Tlemcen: Université Abou Bakr Belkaid, 2009.

(C.K.Hsieh 1981) C.K.Hsieh. «Thermal analysis of CPC collectors.» Solar energy, 1981: 19-29.

(C.Maalouf 2006) C.Maalouf. «Etude du potentiel de rafraichissement d'un système évaporatif à désorption avec régénération solaire. » France: Université de la Rochelle, 2006.

(C.Michel 1985) C.Michel. « Atlas solaire de l'Algerie ». Alerie: EPAU, 1985.

(C.Victor 2000) C.Victor. «Confort thermique». Technique d'ingéneur .Strasbourg, 2000.

(D.Njomo 1998) D.Njomo. «Etude théorique du comportement thermique d'un capteur solaire plan à air à couverture combinée plastique-vitre.» Rev. Gén. Therm, 1998: 973-980.

(Duminil 1995) Duminil, Maxime. «Machine à compression mécanique.» Techniques d'ingénieur, traité Génie énergétique, B 9 730, 1995: 1-60.

(E.Anyanwu et al 2007) E.Anyanwu et al. «Transient analysis and performance prediction of a solid adsorption solar refrigerator.» Applied Thermal Engineering, 2007: 2514-2523.

(ENERTECH 2008) ENERTECH. « Campagne de mesures des appareils de production de froid et des appareils de lavage dans 100 logements ». Rapport final de projet AEE2008, France: ADEME / EDF / ENERTECH, 2008.

(Eric J Hu 1998) Eric J Hu. «A study of thermal de composition of methanol in solar powered adsorption refrigeration systems.» Solar Energy, 1998: 325-329.

(F.Gutiérrez 1988) F.Gutiérrez. «Behavior of household absorption-diffusion refrigerator adapted to autonomous solar operation.» Solar Energy, 1988: 17-23.

(G.Gong et al. 2010) G.Gong et al. «An optimized model and test of the China's first high temperature parabolic solar receiver.» Solar energy, 2010: 2230-2245.

(H.K.Ersoy et al 2007) H.K.Ersoy et al. «Performance of a solar ejector cooling system in the southern region of Turkey.» Applied Energy, 2007: 971-983.

(H.vidal et al 2006) H.vidal et al. «Modelling and hourly simulation of a ejector cooling system.» Applied Thermal Engineering, 2006: 663-672.

(I.Borde et al 1995) I.Borde et al, . «Absorption system based on the refrigerant R134a.»

J.of Refrigiration, 1995: 387-394.

(IEA(1) 2009) IEA(1). « CO2 emissions from fuel compustion ». France : Highlights, 2009.

(IEA(2) 2009) IEA(2). « Key world energy statistics ». France: Stedi media, 2009.

(I.I. El-Sharkawy et al 2009) I.I. El-Sharkawy et al. «Study on adsorption of methanol onto carbon based adsorbents.» International Journal of Refrigeration, 2009: 1579-1586.

(ISO 7730 1994) ISO 7730. «Ambiances thermiques modérées – Détermination des indices PMV et PPD e ». Paris, 1994.

(J.C.Lasvignottes 2001) J.C.Lasvignottes. «Aspects thermodynamiques et technico économiques des systémes à absorption liquide. » France: Institut Francais du Froid Industriel, 2001.

(J.H.Watmuff et al. 1977) J.H.Watmuff et al. «Solar and wind induced external coefficients for solar collectors.» Bulletin de Comples, 1977: 2.

(J.J.Hirsch et al 2008) J.J.Hirsch et al. «Building Energy Use and Cost Analysis Program Volume 2r : Dictionary-Refrigeration Simulation». USA. Springer 2008.

(J.Noel et al 2005) J.Noel et al. «Presentation et Perspectives du logiciel CODYBA.» Journée thématique SFT-IBPSA, 2005.

(J.P.Holman 1986) J.P.Holman. «Heat transfer». Singapora: McGraw-Hill, 1986.

(J.P.Praene 2007) J.P.Praene. «Intégration et modélisation dynamique de composants d'un systéme de rafraichissement solar a absorption couplé au batiment.» Reunion: Université de la Reunion, 2007.

(K.Heinloth 2006) K.Heinloth. «Energy technologies : Renewable energy». USA: Springer, 2006.

(K.Sahraoui 2007) K.Sahraoui. «Simulation des cycles de machines frigorifiques à absorption.» Mémoire de magister , Tiaret: Université Ibn Khaldoun Tiaret, 2007.

(K.Soteris 2009) K.Soteris. « Solar Energy Engineering ». USA: ELSEVIER, 2009.

(Latif 2006) Latif. «Heat Convection». New York: Springer, 2006.

(L.House 2009) L.House. «Renewable energy focus focus handbook». USA: AP, 2009.

(L.Vasiliev et al 2001) L.Vasiliev et al. «Solar-Gas Solid Sorption Refrigerator.» Adsorption , 2001: 149-161.

(M.Duminil 2002) M.Duminil. «Machines thermofrigorifiques-Systéme à éjection et à absorption.» Techniques de l'Ingénieur, 2002: 1-24.

(M.F.Rudenko et al 2006) M.F.Rudenko et al. «Development and study of efficiency of ecologically safe solar adsorption refrigerating unit.» Chemical and Petroleum Engineering, 2006: 445-450.

(M.Rachid 2005) M.Rachid. « Application de L'Energie Photovoltaique au Pompage Hydrolique sur les Site de Tlemcen et de Bouzareah ». Thèse de Magister, Tlemcen: Université Abou Bekr Belkaïd, 2005.

(N.Naeeni et al. 2007) N.Naeeni et al. «Analyse of wind flow around a parabolic collector (2) heat transfer from receiver tube.» Renewable Energy, 2007: 1259-1272.

(O.C.Iloeje 1985) O.C.Iloeje. «Design construction and test of a solar powered solid absorption refrigerator.» Solar energy, 1985: 447-455.

(P.Berdahl et al. 1982) P.Berdahl et al. «The thermal radiance of clear skies.» Solar ENERGY, 1982: 299-314.

(P.H.Theunissn et al 1985) P.H.Theunissn et al, . «Solar Transmittance Characteristics of Evacuated Tubular Collectors with Diffuse Back Reflectors.» Solar energy, 1985: 311-320.

(P.Worsoe-Schmidt 1979) P.Worsoe-Schmidt. «A solar-powered solid-absorption refrigeration system.» International Jornal of Refrigeration, 1979: 75-84.

(Pierrès 2005) N. Le Pierrès. «Procédé solaire de production de froid basse température (-28 °C) par sorption solide-gaz.» Thèse de doctorat, France: Univercité de Perpignan, 2005.

(M.Delorme et al. 2004) M.Delorme et al. «La climatisation solaire». Guide, Lyon: Phonalpénergie-Environnement, 2004.

(M.F.Modest 2003) M.F.Modest. «Radiative Heat Transfert. USA: Elsevier, 2003.

(M.K.Fuentes 1987) M.K.Fuentes. «A simplified thermal model for flat-plate phtovoltaic arrays». Repot SAND85-0330-UC-63, Albuquerque: Sandia, 1987.

(M.Martin et al. 1984) M.Martin et al. «Emissivity of clear skies.» Solar Energy, 1984: 663-664.

(Ratzel et al. 1979) Ratzel et al. «Techniques for reducing thermal conduction and natural convection heat losses in annulus receiver geometries.» J.Heat Transfer, 1979: 108-113.

(R.Cheilan 2004) R.Cheilan. «La climatisation solaire». Mémoire de Magistère, Saint-

Etienne, France : ENISE, 2004.

(R.Foster 2010) R.Foster. «Solar energy : Renewable energy and the environment». USA: CRC, 2010.

(R.Tozer et al 1998) R.Tozer et al. «Heat powered refrigeration cycles.» Applied Thermal Engineering, 1998: 731-743.

(S.D.Odeh 1998) S.D.Odeh. «Modelling of parabolic trough direct steam generation solar collectors.» Solar energy, 1998: 395-406.

(SEL 2004) SEL. «TRNSYS help». Madison, 2004.

(S.Kalogirou et al. 1994) S.Kalogirou et al. «Design and performance characteristics of a parabolic-trough solar collector system.» Applied Energy, 1994: 341-354.

(S.Kalogirou 2009) S.Kalogirou. «Solar Energy Engineering». USA: Elsevier, 2009

(S.Kumar et al. 1990) S.Kumar et al. «Comparison of various working pairs for absorption refrigeration systems: Application of R21 and R22 as refrigerants.» J.of Refrigération, 1990: 304-310.

(S.Q.Abu-Ein 2009) S.Q.Abu-Ein. «Performance analysis of solar powered absorption refrigeration system.» Heat Mass Transfer, 2009.

(S.Souad 2010) S.Souad. «Effet des parametres operationnels sur les performances d'un capteur solaire plan» . Thèse de Magistère, Algire-Constantine: Université Mantouri , 2010.

(T. Salomon et al 2005) T. Salomon et al. «Outil de Simulation Thermique Du Batiment», COMFIE. Paris, 2005.

(T.Vitte 2007) T.Vitte. «Le froid solaire par dessiccation appliqué au batiment : Proposition d'une stratégie de régulation du système» . Thèse de doctorrat, Lion: L'institut national des sciences appliquées de Lyon, 2007.

(U.Eicker 2003) U.Eicker. «Solar Technologies for Builings.» Stuttgart: John Wiley, 2003.

(V.Quaschning 2005) V.Quaschning. « Understanding Renewable Energy Systems ». London: EARTHSCAN, 2005.

(W.Sparber et al 2009) W.Sparber et al. «State of the art on existing solar heating and cooling systems.» Task38.Solar Air Conditioning and refrigeration, Nouvomber 2009: 1-19.

(W.Zambrano et al. 1984) W.Zambrano et al. «Design, construction and testing of a chimney

that reduces dangerous temperatures in a radiative convective.» Solar Energy, 1984: 581-584.

(X.Berger et al. 1984) X.Berger et al. «About the equivalent radiative temperature for clear skies.» Solar Energy, 1984: 725-733.

(Y.Jannot 2007) Y.Jannot. «Thermique Solaire». Paris, 2007.

(Z Tamainot-Telto et al 1997) Z Tamainot-Telto et al. «Adsorption refrigerator using monolithic carbon-ammonia pair.» International Journal of Refrigeration, 1997: 146-155.

Annexe

Propriétés thermodynamiques du réfrigérant et de la solution

Sommaire

1. **Le couple $NH3 - H2O$** 137
   - A. **Le réfrigérant :** 137
     - ✓ La pression de saturation : 137
     - ✓ L'enthalpie de liquide saturé : 137
     - ✓ L'enthalpie de vapeur saturée : 137
     - ✓ L'enthalpie de vapeur surchauffée : 138
   - B. **La solution :** 138
     - ✓ La pression de saturation 138
     - ✓ L'enthalpie de solution : 139
2. **Le couple $\mathrm{H2O} - \mathrm{LiBr}$** 140
   - A. **Le réfrigérant :** 140
     - ✓ La pression de saturation : 140
     - ✓ L'enthalpie de liquide saturé : 140
     - ✓ L'enthalpie de vapeur saturée : 140
     - ✓ L'enthalpie de vapeur surchauffée : 140
   - B. **La solution :** 141
     - ✓ La pression de saturation : 141
     - ✓ L'enthalpie de solution : 142

Rapport-Gratuit.com

1. Le couple NH_3/H_2O

A. Le réfrigérant :

- ✓ *La pression de saturation P en $[kPa]$ en fonction de la température de saturation T en $[K]$ pour le réfrigérant NH_3 (J.M.Abdulateef 2007) :*

$$P(T) = 10^3 . \sum_{i=0}^{6} a_i . (T - 273.15)^i \qquad (A.01)$$

- ✓ *L'enthalpie du liquide saturé h_l en $[kJ/kg]$ en fonction de la température de saturation T en $[K]$ calculer par (J.M.Abdulateef 2007):*

$$h_l(T) = \sum_{i=0}^{6} b_i . (T - 273.15)^i \qquad (A.02)$$

- ✓ *L'enthalpie de vapeur saturée h_v en $[kJ/kg]$ en fonction de la température de saturation T en $[K]$ calculer par (J.M.Abdulateef 2007):*

$$h_v(T) = \sum_{i=0}^{6} c_i . (T - 273.15)^i \qquad (A.03)$$

Les constantes a_i, b_i et c_i se présenté dans le tableau A-1.

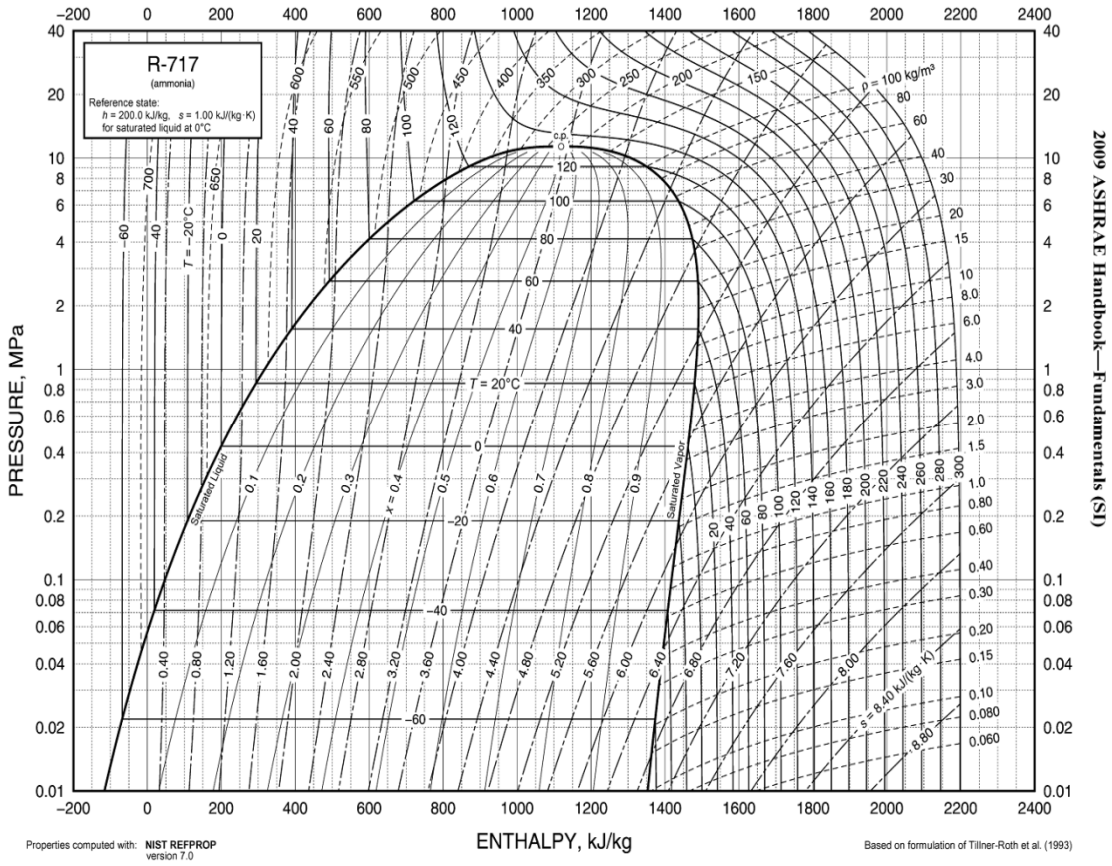


Figure A.01 : Diagramme de Mollier pour le NH_3.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Avec :

i	a_i	b_i	c_i
0	4.2871×10^{-1}	1.9879×10^{2}	1.4633×10^{1}
1	1.6001×10^{-2}	4.4644×10^{0}	1.2839×10^{0}
2	2.3652×10^{-4}	6.2790×10^{-3}	-1.1501×10^{-2}
3	1.6132×10^{-6}	1.4591×10^{-4}	-2.1523×10^{-4}
4	2.4303×10^{-9}	-1.5262×10^{-6}	1.9055×10^{-6}
5	-1.2494×10^{-11}	-1.8069×10^{-8}	2.5608×10^{-8}
6	1.2741×10^{-13}	1.9054×10^{-10}	-2.5908×10^{-10}

Tableau A.01 : Les constantes des équations (A.01), (A.02) et (A.03).

- ✓ *L'enthalpie de vapeur surchauffé h_{sur} en $[kJ/kg]$ en fonction de la pression P en $[kPa]$ la température T en $[K]$ et l'enthalpie de vapeur saturé en $[kJ/kg]$ est calculer par l'équation suivante :*

$$h_{sur} = h_v + \frac{P}{1\,000} \times \left(2.99448 \times \left(\frac{T}{100}\right)^2 - 3 \times 265.127 \times \left(\frac{T}{100}\right)^{-2}\right) \qquad \text{(A.04)}$$

B. La solution :

- ✓ *La pression de saturation P en $[Pa]$ de la solution NH_3/H_2O a la température T en $[K]$ et au titre de solution x (entre 1 et 0) (U.Eicker 2003) calculer par l'équation suivant :*

$$\log_{10}(P) = A - \frac{B}{T} \qquad \text{(A.05)}$$

Avec :

$$A = 10.44 - 1.767.x + 0.9823.x^2 + 0.3627.x^3 \qquad \text{(A.06)}$$

$$B = 2013.8 - 2155.7.x + 1540.9.x^2 - 194.7.x^3 \qquad \text{(A.07)}$$

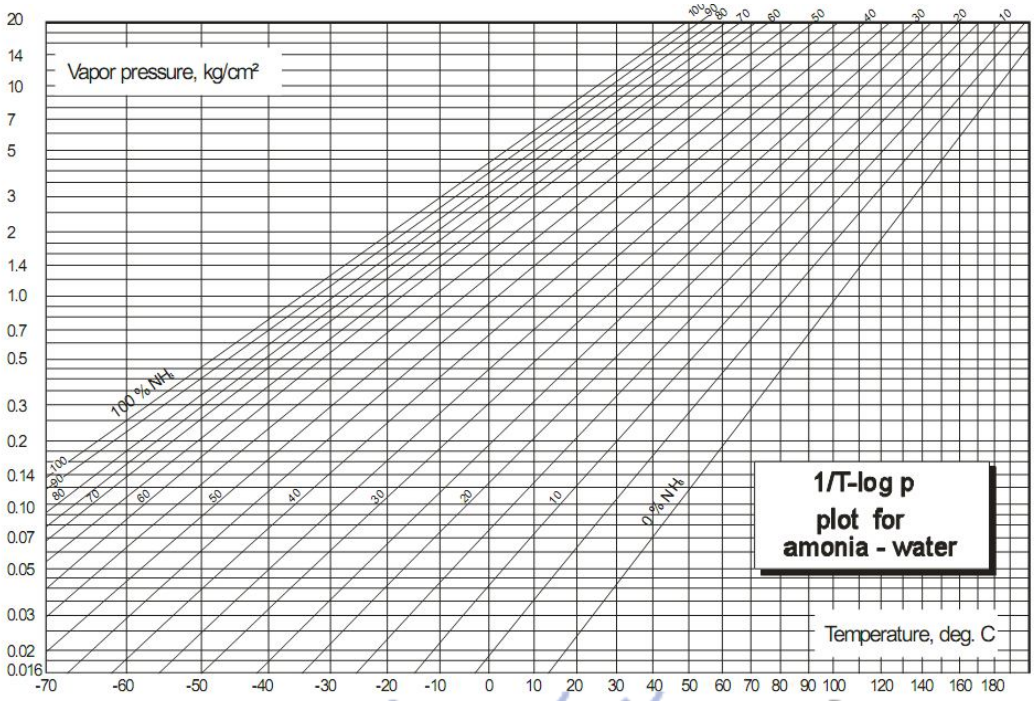


Figure A.02 : Diagramme d'Oldham pour le couple NH_3/H_2O.

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

- ✓ *L'enthalpie h_s en $[kJ/kg]$ de la solution NH3/H2O en fonction de la température de solution T en $[K]$ et le titre x (entre 1 et 0) (J.M.Abdulateef 2007) calculer par l'équation suivant :*

$$h_s = 100.\sum_{i=1}^{16} a_i \cdot \left(\frac{T}{273.15} - 1\right)^{m_i} . \bar{X}^{n_i} \qquad (A.08)$$

Avec $\bar{X}$ est la fraction molaire :

$$\bar{X} = \frac{18.015.x}{18.015.x + 17.03.(1-x)} \qquad (A.09)$$

Les constantes a_i, m_i et n_i se présenté dans le tableau A-2.

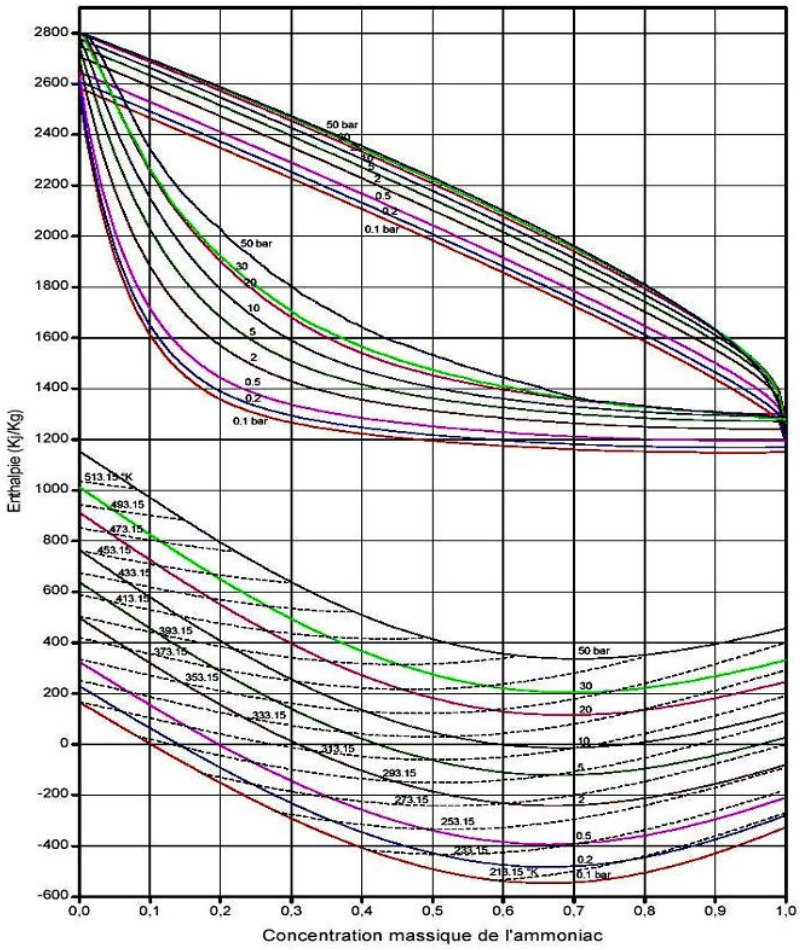


Figure A.03 : Diagramme de Merkel du NH_3/H_2O.

a_i	m_i	n_i
$a_1 = -7.61080$	$m_1 = 0$	$n_1 = 1$
$a_2 = 2.56905 \times 10^1$	$m_2 = 0$	$n_2 = 4$
$a_3 = -2.47092 \times 10^2$	$m_3 = 0$	$n_3 = 8$
$a_4 = 3.25952 \times 10^2$	$m_4 = 0$	$n_4 = 9$
$a_5 = -1.58854 \times 10^2$	$m_5 = 0$	$n_5 = 12$
$a_6 = 6.19084 \times 10^1$	$m_6 = 0$	$n_6 = 14$
$a_7 = 1.14314 \times 10^1$	$m_7 = 1$	$n_7 = 0$
$a_8 = 1.18157$	$m_8 = 1$	$n_8 = 1$

a_9 = 2.84179	m_9 = 2	n_9 = 1
a_{10} = 7.41609	m_{10} = 3	n_{10} = 3
a_{11} = 8.91844 × 10^2	m_{11} = 5	n_{11} = 3
a_{12} = −1.61309 × 10^3	m_{12} = 5	n_{12} = 4
a_{13} = 6.22106 × 10^2	m_{13} = 5	n_{13} = 5
a_{14} = −2.07588 × 10^2	m_{14} = 6	n_{14} = 2
a_{15} = −6.87393	m_{15} = 6	n_{15} = 4
a_{16} = 3.50716	m_{16} = 8	n_{16} = 0

Tableau A.02 : Les constantes de l'équation (A.08).

2. Le couple H_2O/LiBr :

A. Le réfrigérant :

- ✓ *La pression de saturation P en $[kPa]$ en fonction de la température de saturation T en $[K]$ pour le réfrigérant H_2O (ASHRAE 2009) :*

$$\log_{10}(P) = 7.05 - \frac{1\,596.49}{T} - \frac{104\,095.5}{T^2} \qquad (A.10)$$

- ✓ *L'enthalpie du liquide saturé h_l en $[kJ/kg]$ en fonction de la température de saturation T en $[K]$ calculer par (C.M.Lamine 2010):*

$$h_l(T) = 4.19.T \qquad (A.11)$$

- ✓ *L'enthalpie de vapeur saturée h_v en $[kJ/kg]$ en fonction de la température de saturation T en $[K]$ calculer par (C.M.Lamine 2010):*

$$h_v(T) = 2500.559 + 1.88060937.T - 0.00125397.T^2 \qquad (A.12)$$

- ✓ *L'enthalpie de vapeur surchauffée h_{sur} en $[kJ/kg]$ est calculée par l'équation suivante (J.C.Lasvignottes 2001):*

$$h_{sur} = h_v + Cp.(T_* - T_{**}) \qquad (A.13)$$

Avec :

h_v : L'enthalpie de vapeur saturé a la pression P en $[kJ/kg]$.

T_* : La température de vapeur surchauffée en $[K]$.

T_{**} : La température de saturation à la pression P en $[K]$.

Cp : La Capacité calorifique de la vapeur surchauffée en fonction de la pression P en $[MPa]$, la température de saturation T_{**} et la température de surchauffe T_* en $[kJ/kg.K]$.

La capacité calorifique peut être calculée par l'équation suivante :

$$Cp = A_1 + A_2.(T_* + T_{**}) + A_3.\frac{1 - exp\left(\frac{T_{**}-T_*}{A_0}\right)}{T_* - T_{**}} \qquad (A.14)$$

Les valeurs des constantes A_0, A_1et A_2 sont données par les expressions suivantes :

$$A_i = \sum_{n=0}^{j} A_{i,n}.P^n \qquad (A.15)$$

Et pour A_3 :

$$A_3 = \sum_{n=0}^{j} A_{3,n} \cdot T_{**}{}^{n} \qquad (A.16)$$

Les constantes $A_{i,n}$ se présenté dans le tableau A-3

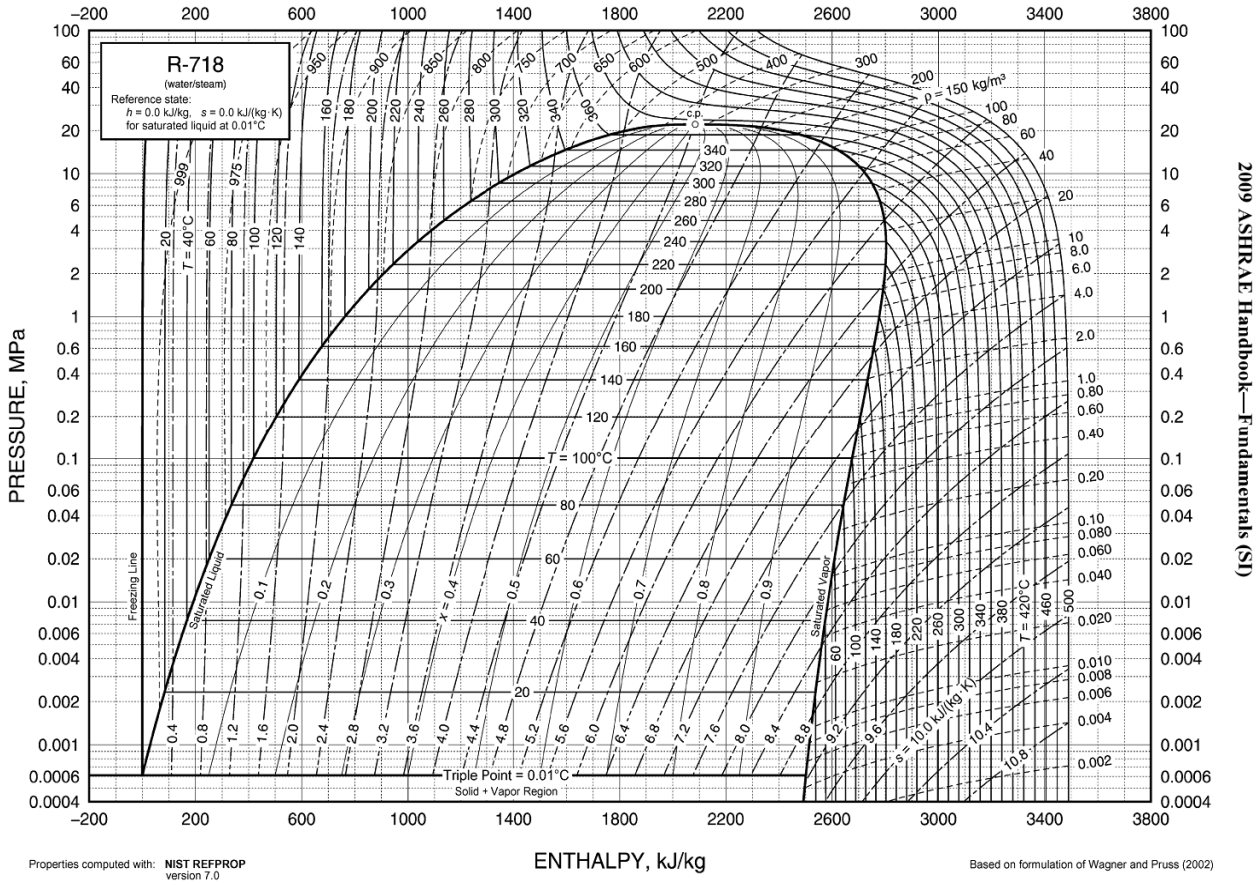


Figure A.04 : Diagramme de Mollier pour le H_2O.

$A_{i,j}$	$i = 0$	$i = 1$	$i = 2$	$i = 3$
$j = 0$	2 041.210	1.610693	3.383117×10^{-4}	1 707.820
$j = 1$	−40.40021	5.472051×10^{-2}	-1.975736×10^{-5}	−16.994196
$j = 2$	−0.480950	7.517537×10^{-4}	-2.874090×10^{-7}	6.2746295×10^{-2}
$j = 3$	0.0	0.0	0.0	$-1.0284259 \times 10^{-4}$
$j = 4$	0.0	0.0	0.0	6.4561298×10^{-8}

Tableau A.03 : Les constantes des équations (A.15) et (A.16).

B. La solution :

✓ *La pression de saturation :*

Pour ce couple, l'ASHRAE propose les équations (A.17) et (A.18), établies en généralisant au mélange la loi de tension saturante du réfrigérant (l'eau), dans laquelle la température de l'eau T en $[K]$ est remplacée par une fonction linéaire de la température de la solution $\acute{T}$ en $[K]$. La pression P,

exprimée à partir du logarithme décimal, est exprimée en $[kPa]$, *et* X *la fraction massique du mélange en LiBr (ASHRAE 2009):*

$$\log_{10}(P) = C + \frac{D}{\acute{T}} + \frac{E}{\acute{T}^2} \qquad (A.17)$$

Avec :

$$\acute{T} = \frac{(T - 273.15) - \sum_0^3 B_n . X^n}{\sum_0^3 A_n . X^n} + 273.15 \qquad (A.18)$$

Les constantes A_i, B_i, C, D *et* E *se présenté dans le tableau A-4 :*

$448.15 > T > 278.15$ $[K]$ $0.45 > X > 0.70$		
$A_0 = -2.007\,55$	$B_0 = 124.937$	$C = 7.05$
$A_1 = 0.169\,76$	$B_1 = -7.716\,49$	$D = -1\,596.49$
$A_2 = -3.133\,362 \times 10^{-3}$	$B_2 = 0.152\,286$	$E = -104\,095.5$
$A_3 = 1.976\,68 \times 10^{-5}$	$B_3 = -7.950\,90 \times 10^{-4}$	

Tableau A.04 : Les constantes des équations (A.15) et (A.16).

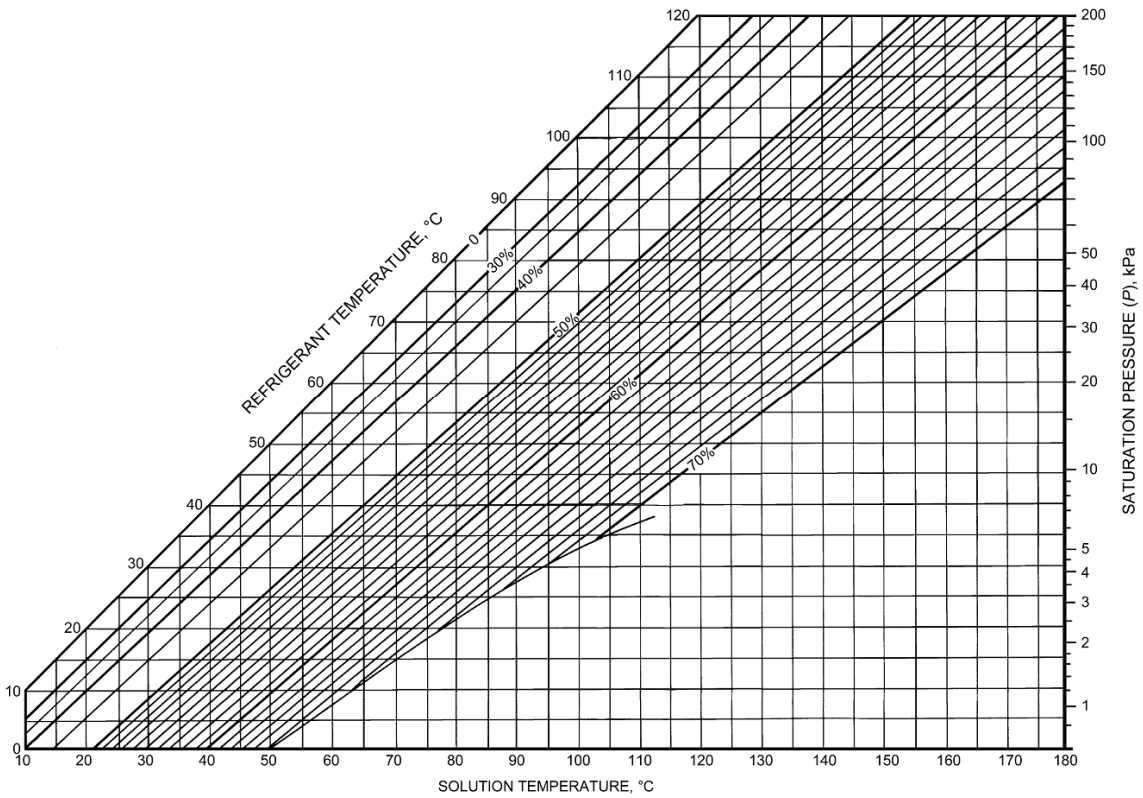


Figure A.05 : Diagramme d'Oldham pour le couple H_2O/LiBr.

- ✓ *L'enthalpie* h_s *en* $[kJ/kg]$ *de la solution* H_2O*/LiBr en fonction de la température de solution* T *en* $[K]$ *et le titre* x *(entre 1 et 0) calculer par l'équation suivant (ASHRAE 2009):*

$$h_l(T, X) = \sum_{n=0}^{4} A_n . X^n + T . \sum_{n=0}^{4} B_n . X^n + T^2 . \sum_{n=0}^{4} C_n . X^n \qquad (A.19)$$

Les constantes A_n, B_n et C_n se présenté dans le tableau A-5 :

$A_0 = -2024.33$	$B_0 = 18.2829$	$C_0 = -3.7008214 \times 10^{-2}$
$A_1 = 163.309$	$B_1 = -1.1691757$	$C_1 = 2.8877666 \times 10^{-3}$
$A_2 = -4.88161$	$B_2 = 3.248041 \times 10^{-2}$	$C_2 = -8.1313015 \times 10^{-5}$
$A_3 = 6.302948 \times 10^{-2}$	$B_3 = -4.034184 \times 10^{-4}$	$C_3 = 9.9116628 \times 10^{-7}$
$A_4 = -2.913705 \times 10^{-4}$	$B_4 = 1.8520569 \times 10^{-6}$	$C_4 = -4.4441207 \times 10^{-9}$

Tableau A.05 : Les constantes de l'équation (A.19).

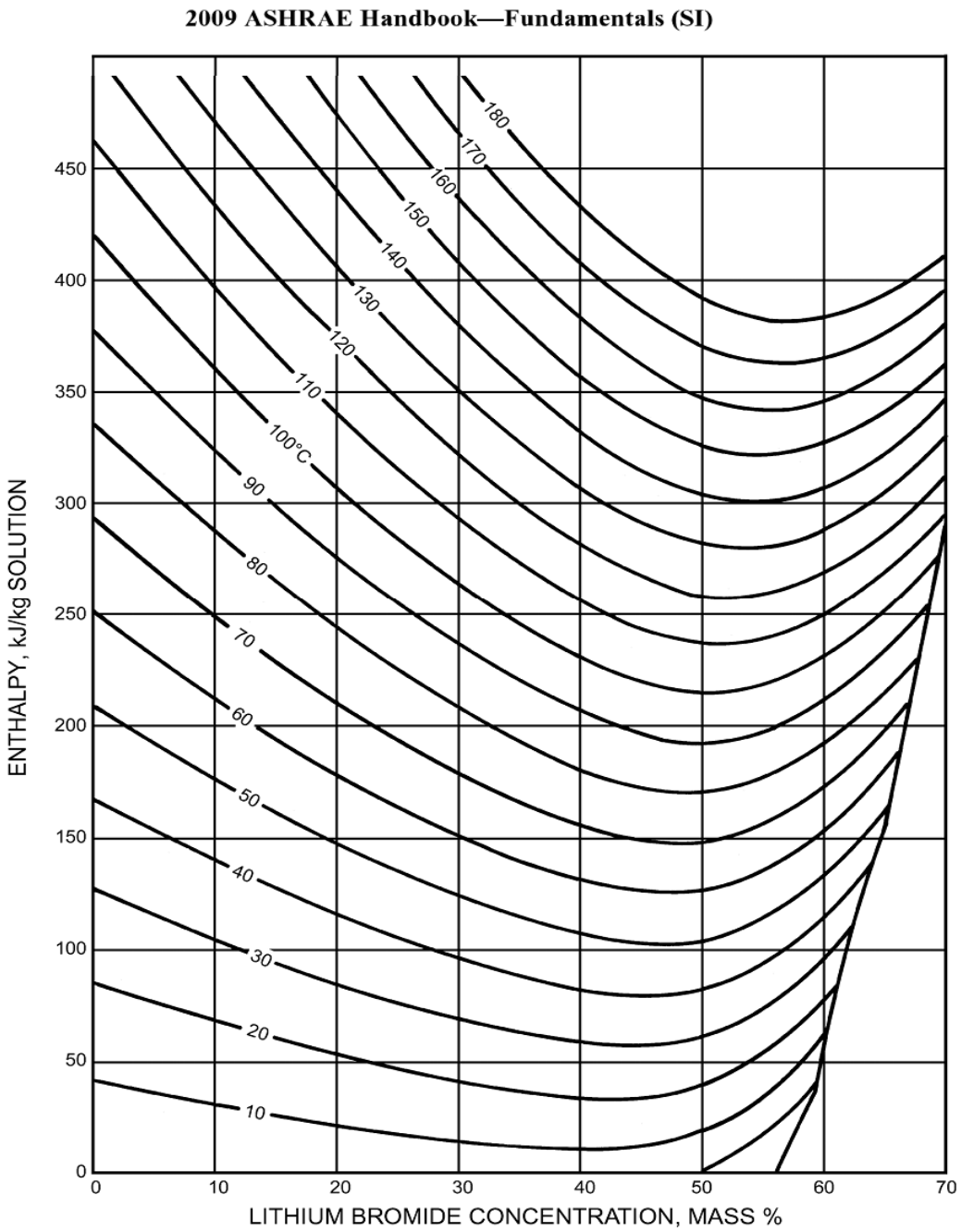


Figure A.06 : Diagramme de Merkel du couple H_2O/LiBr**.**

Bibliographe :

(ASHRAE 2009) *ASHRAE. «Handbook of Fundamentals : Thermophysical properties of refrigérants». USA: SI Edition, 2009*

(C.M.Lamine 2010) *C.M.Lamine. « Simulation et étude comparée de cycle à absorption LiBr/H2O a usage de froid,cas de l'unité de production de detergent Hankel». Thése de Magister, Constantine: Université Mentouri, 2010.*

(J.C.Lasvignottes 2001) *J.C.Lasvignottes. «Aspects thermodynamique et techico-économiques des systèmes à absorption liquide.» Instut Francais du Frois Industriel, 2001: 1-51.*

(J.M.Abdulateef 2007) *J.M.Abdulateef. «Solar Absorption Refrigeration System Using New Working Fluid Pairs.» International journal of energy , 2007: 82-87.*

(U.Eicker 2003) *U.Eicker, «Solar Technologies for Buildings». Stuttgart: WILEY, 2003.*

Résumé :

Le but de ce travail était de présenter la mise en place de la simulation d'une installation de rafraichissement solaire. Cette installation de rafraichissement solaire a été simulée avec les composants existants dans la bibliothèque du code de calcul TRNSYS et les composants développées dans ce mémoire de magister.

Une modélisation mathématique suivie par une simulation dynamique d'un capteur cylindro-parabolique et aussi, un autre développement d'un modèle de machine à absorption pour les deux types de couple réfrigérant LiBr/H2O et NH3/H2O a été faite,

L'étude de simulation a été réalisée avec l'environnement de simulation TRNSYS 17, utilisant le modèle multizone (type 56) pour un bloc de bureaux enseignants.

Mot-clé : *absorption, simulation dynamique, froid, climatisation, solaire.*

Abstract:

The goal of this work was to present the installation of the simulation of a solar installation of cooling. This installation of solar cooling was simulated with the existing components in the library of the computer code TRNSYS and the components developed in this memory of magister.

A mathematical modeling followed by a dynamic simulation of a cylindro-parabolic sensor and also, another development of a model of machine with absorption for the two types of couple cooling LiBr/H_2O and NH_3/H_2O was made,

The study of simulation was carried out with the environment of simulation TRNSYS 17, using the model multizone (Type 56) for a teaching desk pad.

Keywords: *Absorption, dynamic simulation, Cooling, Refrigeration, Solar.*

ملخص:

الهدف من هذه الدراسة هو محاكاة إمكانية انجاز دارة تبريد بالطاقة الشمسية, هذه الدارة أنشئت في برنامج المحاكاة الديناميكي TRNSYS باستعمال مكتبة المعدات الموجودة في هذا البرنامج وباستعمال التجهيزات المبرمجة في هذه المذكرة.

وقد قمنا بانجاز تحليل رياضي للاقط شمسي من النوع المقعر الاسطواني, بالإضافة إلى تحليل أخر لجهاز تبريد ثلاثي المنبع الحراري من الانحلالي لزوجين من محاليل التبريد LiBr/H_2O و NH_3/H_2O

المحاكاة أنجزت باستعمال البرنامج TRNSYS17 وكعنصر أساسي في هذه العملية استعملنا متعدد الغرق (Type56) كمبنى لعدة مكاتب.

كلمت البحث: الامتصاص, المحاكاة الديناميكية, التبريد, التكيف, الشمس.

Rapport-Gratuit.com