

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Amar Telidji de Laghouat

Faculté de Technologie

Spécialité : Génie MECANIQUE



Mémoire de MASTER

Domain : GENIE MECANIQUE

Filière : GENIE MECANIQUE

Option : ENERGIE RENOUVELABLE

Thème

**ETUDE D'UNE INSTALLATIONS
DE CLIMATISATION SOLAIRE**

Présenté par :

BOUCHEMAL ABDELMADGIDE

Proposé et dirigé par :

Pr. AOUISSI MOKHTAR . Enc

A. Medjelled Pr

A. Benchatti Ex

Année universitaire : 2023-2024



DEDICACEÀ

ma chère famille, pour leur soutien inconditionnel.

À mes amis, pour leur encouragement et leur camaraderie.

À mes professeurs et superviseurs, pour leurs conseils précieux et leur soutien

Et à tous ceux qui m'ont inspiré et guidé tout au long de ce voyage

A tous les étudiants de Génie Mécanique



REMERCIEMENTS

Louange à Dieu qui m'a permis d'accomplir ce travail. J'exprime également ma profonde gratitude à tous ceux qui m'ont aidés dans la réalisation de cette étude, en particulier à mon superviseur, M. Mokhtar Aouissi, qui m'a soutenus tout au long de cette période de travail, ainsi qu'à tous les professeurs du département. Je remercie également mes chers parents qui m'ont offert toutes les facilités nécessaires.

Sommaire

Introduction générale

Nomenclature Page

Chapitre I: Estimation du rayonnement solaire

I. 1. Introduction.....	01
I. 2. Données astronomiques.....	01
I. 2. 1. Déclinaison solaire	02
I. 2. 2. Angle horaire du soleil et angle horaire de coucher du soleil.....	02
I. 2. 3. Rayonnement extraterrestre et Coefficient de transmission	03
I. 3. Estimation du rayonnement solaire	03
I. 3. 1. Estimation du rayonnement solaire instantané reçu par une surface horizontale	04
I. 3. 1. 1. Estimation des moyennes mensuelles des rayonnements journaliers	05
I. 3. 1. 2. Passage des rayonnements journaliers aux valeurs instantanées	05
I. 3. 2. Estimation du rayonnement solaire instantané reçu par une surface inclinée	06
I. 3. 2. 1. Rayonnement direct sur une surface inclinée	07
I. 3. 2. 2. Rayonnement diffus sur une surface inclinée	07
I. 3. 2. 3. Rayonnement provenant de la réflexion	08
I. 4. Description d'algorithme de calcul	08

Chapitre II: Bilan thermique d'un bâtiment

I. Introduction.....	10
II. Principales caractéristiques des locaux.....	10

III. Les différentes charges du bilan thermique.....	10
1. Charges externes	10
1.1. Apport de chaleur par transmission à travers les parois.....	11
IV..1 . Les ponts thermiques.....	12
V. Exemple calcul bilan thermique en été.....	13

Chapitre III: La boucle solaire

III.1. La boucle solaire.....	20
III.1.1. Les capteurs solaires.....	20
III.1.2. Principe de fonctionnement.....	22
III.1.3. Les différents types des capteurs solaires.....	23
III.1.3.1. Capteurs plans vitrés	24
III.1.3.2. Capteurs plans sans vitrage.....	25
III.1.3.3. Capteurs sous vide.....	28
III.1.4. Étude des performances thermiques d'un capteur solaire plan.....	29
III.1.5. Concentrateur.....	30
III.1.6. Calcul du concentrateur.....	31

Chapitre IV : Machines frigorifiques à absorption

Introduction	36
IV.1. La boucle frigorifique.....	36
IV.1.1. Cycle de fonctionnement de la machine frigorifique à absorption liquide NH ₃ /H ₂ O.....	36
IV.1.2 Calcul des performances de la machine frigorifique à absorption liquide NH ₃ /H ₂ O.....	37
IV.1.2.1. Schéma de principe	38
IV.1.2.2. Principe de fonctionnement.....	38
IV.2. 3. Amélioration des performances de la machine frigorifique à absorption liquide NH ₃ /H ₂ O.....	45
IV.3. Machine frigorifique solaire à absorption liquide NH ₃ /H ₂ O.....	49
IV.3.1. Évaluation des performances d'une machine frigorifique solaire à absorption liquide NH ₃ /H ₂ O.....	49

IV.3.2. Évaluation des performances d'une machine frigorifique solaire à absorption liquide NH ₃ /H ₂ O avec échangeur intermédiaire.....	50
IV.4. Différentes configurations de la machine à absorption liquide.....	51
IV.4.1. Système à absorption à simple effet.....	51
IV.4.2. Transformateur de chaleur à absorption.....	52
IV.4.3. Cycles frigorifiques à plusieurs effets.....	52
IV.5. Avantages et inconvénients des machines frigorifiques à absorption.....	54
III.1.1. Cycle de fonctionnement de la machine frigorifique à absorption liquide NH ₃ /H ₂ O.....	55
III.2.2 Calcul des performances de la machine frigorifique à absorption liquide NH ₃ /H ₂ O.....	60

Liste de figures :

figures	Page
Le tableau I-1 illustre la sélection du jour spécifique du mois qui résume le mieux le concept de « jour moyen » au cours d'un mois donné	5
La figure I-1 illustre les éléments constitutifs de l'irradiance globale incidente sur un plan incliné.	7
<i>Figure 2.1: TRANSMISSION DE CHALEUR AU TRAVERS D'UNE PAROI</i>	13
Tableau 1 : Résistances thermiques d'échanges superficielles	15
Tableau.II.1. Composants et caractéristiques du plancher	16
Tableau.II.2. Composants et caractéristiques du mur	16
Tableau.II.3. composants et caractéristiques du plafond	16
Tableau III.1 : Propriétés de quelques couches sélectives	21
Figure III.3 : Schéma de principe d'un capteur solaire plan	22
Figure III.4 : Schéma d'un Capteur plan de type vitré.	25
Figure III.5 : Schéma de principe d'un capteur plan vitré	26

Figure III.6 : Capteurs plans sans vitrage	27
Figure III.7 : Capteur sous vide	28
Figure III.8 : Schéma de principe d'un capteur sous vide Image d'un concentrateur cylindro parabolique	30
Rayonnement direct : en W/m ²	30
Rayonnement diffus : en W/m ²	30
Rayonnement global : en W/m ²	31
La radiation absorbée : en W/m ²	31
La puissance utile : en W/m ²	31
La température de sortie dans le premier concentrateur (Ts1) : en °C	31
La température de sortie dans le deuxième concentrateur (Ts2) : en °C	32
FigureIV.1 : Structure d'une machine frigorifique à absorption	36
FigureIV.2 : Schéma de principe	37
FigureIV.3 : Diagramme thermodynamique du couple NH ₃ /H ₂ O.	40

FigureIV.4 : Construction du diagramme d'Oldham pour le couple NH3/H2O	41
TableauIV.1 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{NH3} = 0,3$	42
FigureIV.5 : La suite de construction du diagramme d'Oldham pour le couple NH3/H2O	42
TableauIV.2 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{NH3} = 0,1$	43
TableauIV.3 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{NH3} = 0,2$	43
TableauIV.4 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{NH3} = 0,4$	43
TableauIV.5 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{NH3} = 0,5$	43
TableauIV.6 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{NH3} = 0,6$	43
TableauIV.7 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{NH3} = 0,7$	44
TableauIV.8 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{NH3} = 0,8$	44
TableauIV.9 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{NH3} = 0,9$	44
IV.2.1.2. Tracé du cycle de la machine à absorption liquide NH3/H2O dans le diagramme d'Oldham absorption liquide NH3/H2O	45
absorption liquide NH3/H2O	45

FigureIV.7 : Représentation des points caractéristiques du cycle à absorption sur un diagramme d'Oldham couple NH ₃ /H ₂ O	49
TableauIV.11Résumé de quelques travaux de recherche portant sur les fluides de travail	51
FigureIV.9 : Cycle frigorifique à absorption à simple effet	52
FigureIV.11 : Cycle frigorifique à absorption à double effet opérant à trois niveaux de pression : haute, modérée et basse	52
FigureIV.12 : Cycle frigorifique à absorption à double effet opérant à deux niveaux	53
FigureIV.12 : Cycle frigorifique à absorption à double effet opérant à deux niveaux	54
Tableau IV.3 : principales propriétés des différents points du cycle de la machine à absorption liquide NH ₃ /H ₂ O	59
FigureIV.14 : Schéma représentatif d'un cycle d'une machine frigorifique à absorption liquide avec échangeur intermédiaire	62
TableauIV.4 : Principales propriétés des différents points du cycle de la machine à absorption liquide NH ₃ /H ₂ O avec échangeur intermédiaire.	63

NOMENCLATURE

Notation latine

A : Surface de Capteur (m^2)

B : Les courbes isobares « de bulle » dans la figure

COP : Coefficient de performance

C_p : Capacité calorifique spécifique du fluide caloporteur ($J/Kg.K$)

E : efficacité de l'changeur

Ex : Exergie

F_R : Facteur de conversion en chaleur du capteur.

F' : Facteur d'efficacité du capteur

h : enthalpie (kJ/kg)

h_w : coefficient de transfert de chaleur par convection dû au vent ($W/m^2.K$)

I : Rayonnement incident

I_0 : Constante solaire

I_G : Flux incident (W/m^2).

L : Latitude (ou l'épaisseur de l'isolant (m))

l : Longitude du lieu,

\dot{m} : débit massique (kg/s)

M : masse molaire (mol/kg)

P : Pression (atmosphère)

P^0 : Pression de saturation pure

P_C : Pression au condenseur (atm)

P_E : Pression de l'évaporateur (atm)

P_B : Pression au bouilleur (atm)

\dot{Q} : Puissance thermique (kW)

Q_A : Quantité de chaleur dégagée de réaction endothermique (Kj/Kg)

Q_C : Quantité de chaleur relative condenseur (Kj/Kg)

Q_E : Quantité de chaleur relative l'évaporateur (Kj/Kg)

Q_B : Quantité de chaleur relative le bouilleur (Kj/Kg)

Q_U : Puissance utile (W)

q_{km} : quantité de chaleur

S : Entropie (kJ/kg.K)

T : Température (°C)

T_a : Température ambiante (°C).

T_C : Température du condenseur (°C)

T_E : Température de l'évaporateur (°C)

T_B : Température du bouilleur (générateur) (°C)

U : Coefficient de perte global (W/m².K)

U_b : Coefficient des pertes vers l'arrière (ou conductance thermique vers l'arrière) du capteur (W/m².K).

U_c : Pertes par conduction (W/m².K).

U_t : Conductance thermique vers l'avant(W/m².K).

v : volume massique (m³/kg)

V : Vitesse du fluide (ou la vitesse du vent) (m/s)

\dot{W} : Puissance mécanique (kW) (ou travail des pompes)

W : Travail spécifique (kJ/kg) (ou l'entraxe (m).)

x : fraction molaire de NH_3 ou H_2O

X : Fractions massique de NH_3 ou H_2O

Notation grecque

ε : Efficacité frigorifique (le COP)

ρ : Masse volumique (kg/m^3)

β : Angle d'inclinaison du capteur sur le plan horizontal

λ : Longueur d'onde (ou la conductivité thermique ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)).

θ : L'angle que fait le normal de capteur avec la direction du soleil

Indices

a : ambiante

atm : atmosphère

A : Absorbeur

B : Bouilleur (ou Générateur)

C : Condenseur (ou Carnot)

CS : capteur solaire

E : Évaporateur

e : extérieur

ex : exergétique

f : frigorigène (ou frigorifique)

2f : machine frigorifique ditherme

3f : machine frigorifique tritherme

G : globale

i : intérieur (ou entrée, ou constituant)

liq : liquide

LiBr : Bromure de Lithium

m : moyenne

mélg : mélange

mot : moteur

r : refroidi (ou réfrigérant)

S : solution liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

vap : vapeur

1, 2, ... : sources de chaleur

Introduction générale :

Les énergies renouvelables sont devenues une alternative incontournable et durable dans notre ère car elles sont respectueuses de l'environnement par rapport aux sources d'énergie traditionnelles. Parmi ces énergies renouvelables, l'énergie solaire qui est devenue parmi les options les plus prometteuses et aussi parcequ' elle est disponible et abondante.

Le but de ce travail est d'étudier la possibilité d'exploiter l'énergie solaire et sa conversion pour produire du froid à partir d'une machine frigorifique à absorption, ce froid va être exploité pour refroidir l'air dans le but de climatiser une salle de lecture de 50 étudiants, ce qui nous mènent à essayer de faire les calculs d'une centrale solaire de climatisation destinée à au traitement de l'air d'une salle de lecture de (50 places pédagogique). Cette centrale se compose de :

- D'un champ de concentrateurs cylindro-parabolique qui chauffe de l'huile minérale jusqu' à une température supérieure à la température de fonctionnement de la machine frigorifique à absorption (température du bouilleur)
- Une machine frigorifique à absorption simple effet ayant comme fluide frigorigène une solution de (NH₃-H₂O)
- .Une mini centrale de traitement de l'air avant son soufflage dans la salle de lecture

Cette centrale fonctionne comme suit :

Conversion de l'énergie solaire incidente en chaleur

1. Chauffer l'huile minérale dans un circuit fermé jusqu'à la température de 139 °C.
2. Stocker la chaleur dans des bacs d'eau.

Conversion de la chaleur de l'huile minérale en froid par la machine frigorifique à absorption

1. Exploitation de l'énergie solaire captée par le champ de concentrateurs cylindro-parabolique pour bouillir la solution (NH₃-H₂O) c'est-à-dire échanger (dans un échangeur de chaleur Huile minérale/Solution NH₃-H₂O) la chaleur entre la solution (NH₃-H₂O) et l'huile, température de sortie de l'eau TS_(NH₃-H₂O) =125°C.
2. Traitement de l'air refroidissement de l'air destiné à la climatisation de la salle de lecture.

Il faut remarquer qu'on n'a pas traité dans ce travail l'humidification de l'air, car pour assurer les bonnes conditions de confort thermique du local considéré il faut prendre en considération tous les paramètres tel que la température de l'air, l'humidité l'air, la vitesse de soufflage de l'air ainsi que le degré de pureté l'air

Données du projet

Le site de Laghouat ville

Longitude = 2.8694

Latitude=33.97

La hauteur=767m

La salle a climatisation

Largeur = 5 m

Longueur =12 m

La hauteur = 3.5 m

La machine frigorifique

Le système solaire de conversion du rayonnement est un ensemble de concentrateurs solaires paraboliques

Les conditions de confort sont $\phi = 50 \%$, $T_{amb} = 22 \text{ C}^\circ$

A Partir de ces donnes on va essayer d'assurer ces conditions de confort thermique dans la salle de lecture pour le bien être des occupants.

La conversion du rayonnement solaire incident sur le concentrateur solaire parabolique en énergie thermique va servir à faire bouillir la solution $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ de la machine frigorifique à absorption, la quantité de froid produite va servir au traitement de l'air qui va être soufflé dans la salle de lecture dont le but d'assurer les Conditions de confort ($\phi=55$ et $T_{am}=22\text{C}^\circ$ à)

Chapitre I :
Estimation du rayonnement
solaire

I. 1. introduction :

Pour toute étude ou application de l'énergie solaire sur un site spécifique, il est essentiel d'avoir une idée claire sur le gisement solaire du site considéré, en générale, ceci est possible grâce aux stations météorologiques. Mais, dans la plupart du temps, il n'y a pas de mesures locales du rayonnement solaire. D'où il est essentiel d'utiliser des méthodes de calculs adéquates pour prédire les valeurs du rayonnement solaire incident sur la surface du capteur et de l'évaluer.

Dans notre travail, pour évaluer la performance solaire d'une machine frigorifique solaire à absorption (coefficient de performance solaire), il est nécessaire de connaître les données climatiques du site où la machine se trouve, notamment le rayonnement global chaque instant de la journée. Pour cette raison, nous avons jugé nécessaire de présenter dans ce chapitre l'une des méthodes qui existe dans la littérature pour estimer le rayonnement global instantané reçu par une surface inclinée.

Il est possible d'exploiter les équations qui régissent le rayonnement solaire incident sur une surface quelconque et d'en déduire un modèle mathématique qui peut servir à prédire les valeurs du rayonnement horaire global et diffus absorbé par une surface à chaque heure d'une journée d'ensoleillement moyen. Le rayonnement solaire global quotidien de cette journée est similaire à la moyenne mensuelle.

I. 2. Données astronomiques :

Avant de commencer à calculer le rayonnement solaire instantané, il est important de rappeler certains principes fondamentaux, tels que la définition de plusieurs données astronomiques qui seront évoquées à plusieurs reprises par la suite.

I. 2. 1. Déclinaison solaire:

La direction du soleil δ est définie par l'angle formé par la direction du soleil et le plan équatorial terrestre ; elle s'annule aux équinoxes d'automne et de printemps et elle devient maximale au solstice d'été ($\delta = +23^{\circ}27'$) et elle devient minimale au solstice d'hiver ($\delta = -23^{\circ}27'$)

la corrélation utilisée pour son calcul est celle de Cooper [1,2]

$$\delta = 23.45^{\circ} \sin \left[360 \frac{(284 + d)}{365} \right]$$

d désigne le numéro du jour de l'année le numéro du jour dans l'année, c'est-à-dire sa valeur numérique de 1 à 365

I. 2. 2. Angle d'élévation solaire et angle de déclinaison solaire :

Estimation du rayonnement solaire

L'angle horaire du Soleil représente la position angulaire du Soleil lorsqu'il se déplace autour de l'axe polaire sur sa trajectoire d'est en ouest par rapport au méridien local. À midi solaire, l'angle horaire est mesuré à zéro, devient négatif le matin, devient positif l'après-midi et augmente de 15° par heure (effectuant un cycle complet de 360° en 24 heures).

L'angle horaire est associé à l'heure solaire réelle (s_t) selon l'équation (3) :

$$\omega = 15(t_s - 12)$$

ω est indiqué en radians, tandis que s_t est représenté en heures.

L'angle horaire auquel le soleil se couche, noté Ω , est formellement exprimé comme la distance angulaire entre le méridien de l'observateur et la position du soleil au moment du coucher du soleil. Ce paramètre astronomique peut être représenté mathématiquement par l'équation [é]: $\cos \omega_x = -\tan \phi \tan \delta$

Le symbole δ représente la déclinaison solaire telle que définie par l'équation (I.1), tandis que ϕ indique la latitude de l'emplacement spécifique fourni par l'utilisateur.

I. 2. 3. Rayonnement extraterrestre et Coefficient de transmission :

Le rayonnement extraterrestre fait référence au rayonnement solaire qui existe au-delà de l'atmosphère terrestre. Le calcul de ce rayonnement pour un jour spécifique, noté « d », est déterminé par la formule fournie comme [3].

$$H_0 = \frac{86400G_x}{\pi} \left(1 + 0.033 \cos \left(2\pi \frac{d}{365}\right)\right) (\cos \phi \cos \delta \sin \omega_x + \omega_x \sin \phi \sin \delta)$$

Avec :

La constante solaire, notée G , est définie comme ayant une valeur de 1367 W/m^2

La corrélation entre le rayonnement terrestre et le rayonnement extraterrestre est appelée coefficient de transmission K_T , également appelé indice de clarté. La valeur moyenne de ce coefficient $t K$ sur une période d'un mois est spécifiée par [1] :

$$K_T = H/H_0$$

Avec :

La moyenne mensuelle du rayonnement solaire quotidien sur une surface horizontale est désignée par H , tandis que H_0 représente la moyenne mensuelle du rayonnement extraterrestre sur la même surface horizontale.

Les valeurs de $t K$ présentent des variations selon les lieux et les périodes, se situant généralement entre 0,3 (dans les zones ou les périodes caractérisées par de fortes précipitations) et 0,8 (dans les régions où le temps est sec et ensoleillé).

I. 3. Calcul du rayonnement solaire :

Le rayonnement solaire est un type de rayonnement thermique qui traverse l'espace sous forme d'ondes électromagnétiques. Il sert donc de source d'énergie quotidienne, avec des niveaux d'intensité variables en fonction de la situation géographique, de l'heure de la journée et de la saison.

Le rayonnement solaire qui atteint la surface de la Terre comprend deux composantes: le rayonnement direct et le rayonnement diffus, qui constituent ensemble le rayonnement global.

Le rayonnement solaire direct est caractérisé comme le rayonnement émis directement par le soleil, qui cesse complètement lorsque le soleil est obstrué par les nuages. À l'inverse, le rayonnement solaire diffus provient de la diffusion du rayonnement solaire par les nuages et les particules atmosphériques, ce qui le rend inefficace uniquement pendant la nuit.

I. 3.1. Calcul du rayonnement solaire immédiat capté par un plan horizontal :

Estimation du rayonnement solaire

La détermination de l'irradiance solaire sur une surface plane est réalisée grâce à une technique similaire à l'algorithme développé par S. A. Klein et J. C. Theilaker [4]. Ce calcul est effectué pour chaque heure d'une journée type, en supposant un rayonnement total quotidien constant équivalent à la valeur mensuelle moyenne.

En ce qui concerne la notion de journée moyenne, Liu et Jordan (5) ont suggéré de désigner le 16e jour de chaque mois, tandis que S. A. Klein (24) a démontré que l'approche optimale serait de sélectionner ce jour sur la base du tableau (I-1).

Estimation du rayonnement solaire

Mois	Numéro du jour dans le mois	Numéro du jour dans l'année
Janvier	17	17
Février	16	47
Mars	16	75
Avril	15	105
Mai	15	135
Juin	11	162
Juillet	17	198
Aout	16	228
Septembre	15	258
Octobre	15	288
Novembre	14	318
Décembre	10	344

Le tableau I-1 illustre la sélection du jour spécifique du mois qui résume le mieux le concept de « jour moyen » au cours d'un mois donné [6].

I. 3. 1. 1. Estimation des moyennes mensuelles des rayonnements journaliers (diffus et direct) :

En premier lieu, il convient de calculer la moyenne mensuelle du rayonnement solaire diffus quotidien \bar{H}_d à partir de la moyenne mensuelle du rayonnement solaire global quotidien \bar{H} en utilisant la corrélation de D. G. Erbs et al. [7] :

$$\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} = 1.391 - 3.560\bar{K}_t + 1.189\bar{K}_t^2 - 2.137\bar{K}_t^3 \text{ pour } \omega_s < 81.4^\circ$$

$$\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} = 1.311 - 3.022K_t + 3.427K_t^2 - 1.821K_t^3 \text{ pour } \omega_s > 81.4^\circ$$

Estimation du rayonnement solaire

Où, la moyenne mensuelle du rayonnement global quotidien est donnée par l'équation (I.5), en connaissant bien sûr la moyenne mensuelle du coefficient de transmission t_K . Si l'on connaît H et dH , il est facile de déduire la moyenne mensuelle du rayonnement solaire direct quotidien bH .

$$\bar{H} = \bar{H}_d + \bar{b}H$$

3. 1. 2. Passage des rayonnements journaliers aux valeurs instantanées :

Les valeurs instantanées du rayonnement solaire doivent être connues. Afin de les évaluer, nous faisons appel aux formules de Collares-Pereira et Rabl pour l'ensoleillement global [8] :

$$r_i = \frac{\pi}{24} (a + b \cos \omega) \frac{\cos \omega - \cos \omega_x}{\sin \omega - \omega \cos \omega_x}$$

Avec :

$$a = 0.409 + 0.501 \sin \left(\omega_x - \frac{\pi}{3} \right)$$

$$b = 0.66090 - 0.4767 \sin \left(\omega_x - \frac{\pi}{3} \right)$$

Le symbole « t_r » est utilisé pour indiquer le rapport entre la valeur horaire et la quantité quotidienne totale de rayonnement global. Dans le cas du rayonnement diffus, le rapport « d_r » représente la relation entre la valeur horaire et la quantité quotidienne totale de rayonnement diffus, qui est calculée à l'aide de la formule développée par Liu et Jordan [5].

$$r_d = \frac{\pi}{24} \frac{\cos \omega - \cos \omega_x}{\sin \omega - \omega \cos \omega_x}$$

Avec :

Compte tenu des valeurs de transmissivité atmosphérique (t_r) et de transmissivité extraterrestre (d_r), nous sommes en mesure de déduire le rayonnement total instantané (H) reçu sur une surface plane ainsi que ses composantes diffuse (D_h) et directe (B_h), pour chaque heure d'une journée normale.

$$\text{I. } H = r_d \bar{H}$$

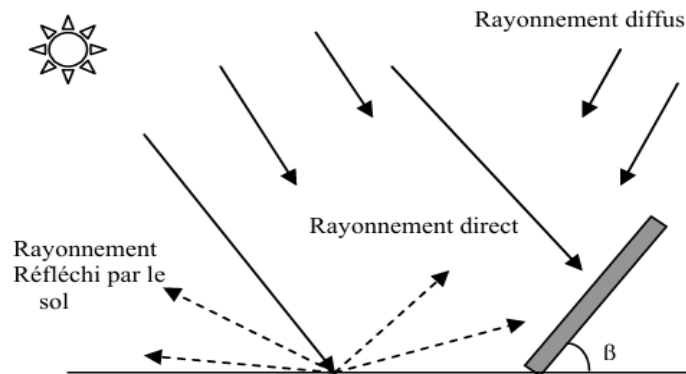
$$\text{II. } H_d = r_d \bar{H}_d$$

$$\text{III. } H_b = H - H_d$$

IV. 3. 2. Estimation du rayonnement solaire instantané reçu par une surface inclinée :

Dans de nombreux cas d'applications, le calcul de l'irradiance solaire sur des surfaces présentant des orientations variables est considéré comme essentiel. Ce type de surface est destinataire de :

- Le rayonnement direct est le principal objectif de l'énergie solaire. - Le rayonnement indirect est le résultat de la lumière solaire diffusée par l'atmosphère.
- Le rayonnement diffus réfléchi se produit lorsque la lumière du soleil rebondit sur les surfaces et est dirigée ailleurs. (Reportez-vous à la Figure (I-1) où β représente l'angle d'inclinaison.)



La figure I-1 illustre les éléments constitutifs de l'irradiance globale incidente sur un plan incliné.

I. 3. 2. 1. Rayonnement direct sur une surface inclinée :

Étant donné le rayonnement direct reçu sur une surface horizontale désignée par $b H$, le rayonnement direct reçu sur une surface inclinée désignée par $bi H$ peut être calculé à l'aide de la formule fournie [1, 9].

$$H_{bi} = R_b H_b$$

Estimation du rayonnement solaire

H signifie l'irradiance directe incidente sur une surface inclinée. Le symbole R représente le quotient de l'irradiance directe quotidienne sur une surface inclinée par rapport à celle sur une surface horizontale. Cela peut être exprimé mathématiquement comme le montrent les équations [3, 9] :

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_{\text{h}}}$$

Avec :

θ représente l'angle de zénith, il est donné par l'équation suivante [3]

$$\cos \theta = \cos(\phi - \beta)\cos \delta\cos \omega + \sin(\phi - \beta)\sin \delta$$

Le symbole θ indique l'angle d'incidence, qui signifie la séparation angulaire entre un rayon provenant directement du Soleil et la perpendiculaire à la surface illuminée. Lorsque l'on considère une surface orientée vers le sud, cet angle peut être exprimé comme indiqué dans l'équation [3].

$$\cos \theta = \cos(\phi - \beta)\cos \delta\cos \omega + \sin(\phi - \beta)\sin \delta$$

I. 3. 2. 2. Rayonnement diffus sur une surface inclinée :

En supposant une isotropie du rayonnement diffus, caractérisée par une distribution uniforme dans le ciel, son amplitude est déterminée par :

$$H_d = H_d F_d$$

Avec :

H représente le rayonnement diffusé incident sur une surface inclinée. Le paramètre d F signifie le facteur lié à l'angle entre le plan incliné et le ciel, tel que défini par [20] :

$$F_d = \frac{1}{2}(1 + \cos \beta)$$

Ce qui donne :

$$F_d = \frac{1}{2}(1 + \cos \beta)$$

1. 3. 2. 3. Rayonnement provenant de la réflexion :

Le rayonnement émis par la surface de la Terre, souvent significativement inférieur au rayonnement diffusé provenant de l'atmosphère, est quantifié par l'équation suivante [20] :

$$H_{\phi} = \frac{H_d}{2} (1 + \cos \beta)$$

Avec :

H : désigne l'irradiance solaire captée par un plan incliné en raison de l'irradiance réfléchi par la surface de la Terre

ρ représente le coefficient de réflexion de la lumière diffuse du sol (aussi appelé albédo du sol). Sa valeur est fixée par 0,2 [3,9].

F : représente le facteur d'inclinaison du rayonnement réfléchi.

Si le ciel est clair, il est donné par [3]:

$$F_r = 0$$

Si le ciel est couvert, il est donné par [20]:

$$F_r = \frac{1}{2} (1 - \cos \beta)$$

Connaissant maintenant les trois composants du rayonnement solaire sur une surface inclinée H_{di} , H_{bi} et H_r . Donc, le rayonnement solaire global instantané sur une surface inclinée G est donné par :

$$G = H_{di} + H_{bi} + H_r$$

G : rayonnement global instantané sur une surface inclinée.

I. 4. Description de l'algorithme de calcul :

Nous avons établi un code de calcul qui a pour but de déterminer le rayonnement solaire global instantané reçu par une surface inclinée pour une journée moyenne. Ce code de calcul est basé sur

Estimation du rayonnement solaire

l'enchaînement des équations précédentes, dont l'algorithme est résumé comme suit : - Entrée des coordonnées géographiques du site où l'on veut calculer le rayonnement solaire, telles que sa latitude et longitude.

- Entrée des données concernant la journée moyenne (tableau I-1).
- Détermination des données astronomiques telles que: la déclinaison solaire, l'angle horaire du soleil, l'angle horaire de coucher du soleil, le rayonnement extraterrestre et le coefficient de transmission mensuelle.
- Calcul de la moyenne mensuelle du rayonnement solaire journalier \overline{H} sur une surface horizontale.
- Estimation des moyennes mensuelles des rayonnements journaliers (diffus $\overline{H_d}$ et direct $\overline{H_b}$) sur une surface horizontale.

Passage des rayonnements journaliers aux valeurs instantanées via les formules de Collares- Pereira et Rabl [8], Liu et Jordan [5] (calcul de H , H_d et H_b sur une surface horizontale).

Estimation des rayonnements solaires instantanés reçus par une surface

inclinée (rayonnement direct H_{bi} , rayonnement diffus H_{di} et rayonnement provenant de la réflexion sur le sol

H_r). - Somme des rayonnements H_{bi} , H_{di} et H_r pour obtenir le rayonnement solaire global instantané G sur une surface inclinée.

ChapterII :
Bilan thermique

Bilan thermique d'un bâtiment

Introduction :

Grâce au calcul d'un bilan thermique, il est possible de déterminer avec précision la quantité d'énergie nécessaire pour chauffer et refroidir un local.

- Pour répondre aux besoins de confort d'utilisation
- Garantir la préservation des édifices.

Ce calcul est essentiel non seulement pour le prix de l'installation, mais également pour son fonctionnement. Il existe de nombreux éléments à prendre en considération dans ce calcul, tels que la nature, l'exposition, la surface des murs, des parois vitrées, des plafonds et des sols. Ces éléments seront multipliés par des coefficients variables en fonction de l'altitude, du rayonnement solaire et de la localisation géographique

Il est important de prendre en considération d'autres facteurs tels que le renouvellement d'air naturel ou mécanique, les différents ponts thermiques ainsi que les éléments qui contribueront à l'équilibre du calcul, tels que l'éclairage, l'occupation humaine, les appareils ménagers, etc.

I. Principales caractéristiques des locaux :

Des données précises et détaillées sont fournies par les plans d'architectes, les détails de la structure interne de l'immeuble, les croquis à mains levées, et parfois même les photographies des endroits critiques, afin de créer un bilan thermique.

En général, on prend également en considération les éléments suivants :

- Orientation du local (en fonction des points cardinaux, de la direction du vent dominant, des locaux voisins, etc....).
- Les différents types de locaux comprennent des bureaux, des hôpitaux et des grandes surfaces.
- La taille du local comprend la hauteur sous plafond, la surface, la colonne et la poutre.
- Les matériaux utilisés dans la construction, la nature des matériaux, l'épaisseur des murs, des toits, du plafond, des cloisons et leur position.
- D'autres facteurs externes tels que la teinte des murs et du toit, la nature de la ventilation, les locaux voisins sont-ils conditionnés ou non, la température des locaux non conditionnés, etc.

Bilan thermique d'un bâtiment

II. Les différentes charges du bilan thermique :

Il est primordial de prévoir un bilan thermique qui inclura à la fois des charges externes et internes dans les conditions de base établies.

1. Charges externes :

Les charges externes qui interviennent dans le calcul d'un bilan thermique sont :

- Apport de chaleur par transmission à travers les parois
- Ponts thermiques
- Apport de chaleur par rayonnement solaire
- Apport de chaleur par renouvellement d'air²
- Apport de chaleur par infiltration d'air

1.1. Apport de chaleur par transmission à travers les parois :

Dès qu'il existe une différence de température entre points d'un même corps ; un flux de chaleur s'établit du point chaud vers le point froid ; ces échanges par les parois extérieures (mur et toiture) ou les parois intérieures (cloisons), sont calculées à l'heure où ils atteignent leurs maximums . Dans la pratique, les déperditions à travers les parois pour un bilan d'hiver, sont déterminées dans les conditions les plus défavorables, donc on ne tient pas compte de l'ensoleillement et on applique la relation suivante :

$$Q_s = K \cdot A \cdot (T_e - T_i)$$

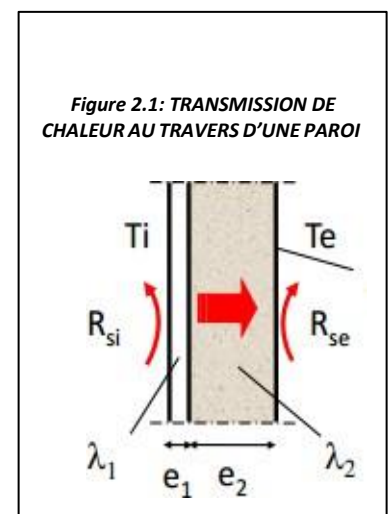
Avec :

Q_s : Déperdition par les parois en W.

T_i : Température de l'air intérieur en °C.

T_e : Température de l'air extérieur en °C.

K : Conductance globale de la paroi en $W/m^2°C$



Bilan thermique d'un bâtiment

Aussi appelé coefficient de transmission surfacique, chaque type de paroi admet un coefficient de transmission surfacique de chaleur K. Ce coefficient traduit l'aptitude de la paroi à transmettre la chaleur de l'extérieur à l'intérieur des chambres à climatiser par convection et par conduction.

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

Avec : R : Résistance thermique globale de la paroi en m².K/W

$$R = \frac{1}{h_i} + \sum_i \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}$$

Avec :

$\sum_i \frac{e_i}{\lambda_i}$: Somme des rapports des différentes e/λ des différentes couches de la paroi.

$\frac{1}{h_i}$: Résistance thermique d'échanges superficiels intérieurs (m².K/W).




$\frac{1}{h_e}$: Résistance thermique d'échanges superficiels extérieurs (m².K/W).

e : épaisseur du matériaux en mètre (m).

λ : conductivité thermique du matériaux en watt par mètre et par kelvin (W/m.°C)

Tableau 1 : Résistances thermiques d'échanges superficielles

Bilan thermique d'un bâtiment

Position de la paroi	Angle formé avec le plan horizontal	Sens de flux	Paroi en contact avec					
			<ul style="list-style-type: none"> • L'extérieur • Un passage couvert • Un local couvert 			<ul style="list-style-type: none"> • Un local chauffé ou non • Un comble • Un vide sanitaire 		
			$\frac{1}{h_i}$	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i}$	$\frac{1}{h_i}$	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i}$
Verticale	>60°		0,11	0,06	0,17	0,11	0,11	0,22
Horizontale	<60°		0,09	0,05	0,14	0,09	0,09	0,18
			0,17	0,05	0,22	0,17	0,17	0,34

II.1. Les ponts thermiques :

Un pont thermique est donc créé s'il y a un changement de la géométrie de l'enveloppe ou bien il y a un changement de matériaux et ou de résistance thermique, en hiver lorsque le froid extérieur est rapidement transmis à l'intérieur du logement, la vapeur d'eau se condense sur ces points plus froids ce qui peut engendrer la formation des traces noires et de moisissures. Il existe trois principaux types de ponts thermiques :

- Les ponts thermiques linéaires, liés à la jonction de deux parois. Exemple, la jonction entre plancher et mur extérieur et entre mur extérieur et mur de refend.
- Les ponts thermiques ponctuels, liés à la jonction de trois parois. Exemple, un angle entre un plancher et deux murs
- Les ponts thermiques structurels, liés à la technique de mise en œuvre d'un isolant. En effet, une paroi étant constituée de plusieurs éléments assemblés entre eux par collage, vissage ou assemblage mécanique, la mise au point de cet assemblage peut être à l'origine d'un pont thermique

II Exemple calcul bilan thermique en été :

Notre salle d'étude se compose d'un couloir, d'une salle et un hall où il contient 2 portes et quatre fenêtres contenant 5 murs portant les mêmes spécifications et différent dans l'espace et le plafond et Plancher contient

Bilan thermique d'un bâtiment

également cinq ordinateurs et neuf m'environ 50 étudiants
 En été, la température de la chaise monte jusqu'à 42 ° C, où nous refroidissons la salle et gardons à 24 ° C.

Tableau.II.1. Composants et caractéristiques du plancher

Composants	Epaisseur [cm]	Conductivité thermique λ [W/m. °C]
Gravillons de Protection	7	1.28
Feutre bitumé	20	0.073
Mortei	1.5	

Tableau.II.2. Composants et caractéristiques du mur

Composants	Epaisseur [cm]	Conductivité thermique λ [W/m. °C]
Enduit ciment	1.5	0.046
Hourdis	20	0.073
Mortei	1.5	0.35

Tableau.II.3. composants et caractéristiques du plafond

Composants	Epaisseur [cm]	Conductivité thermique λ [W/m. °C]
Bitume	0.151	0.5
Enduit ciment	0.175	0.35
Mortei	0.35	2.5
Béton	7	1.28
Hourdis	20	0.073
Mortei	1,5	0.35

$$\text{Mur1 : } Q = Ks \Delta t$$

Bilan thermique d'un bâtiment

$$\Delta t = 42 - 24 = 18 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$S = L \cdot l$$

$$R = \frac{1}{h_i} + \sum_i \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}$$

$$Q = 4.4645 \text{ KJ}$$

$$\text{Mur2 : } Q = Ks \Delta t$$

$$\Delta T2 = 30 - 24 = 6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$S = L \cdot l$$

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

$$R = \frac{1}{h_i} + \sum_i \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}$$

$$Q = 1.37$$

$$\text{Mur3 : } Q = Ks \Delta t$$

$$\Delta T3 = 30 - 24 = 6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$S = L \cdot l$$

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

$$R = \frac{1}{h_i} + \sum_i \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}$$

$$Q = 1.37 \text{ KJ Mur4 :}$$

$$: Q = Ks \Delta$$

Bilan thermique d'un bâtiment

$$\Delta T_3 = 42 - 32 = 10 \text{ °C}$$

$$S = L \cdot l$$

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

$$R = \frac{1}{h_i} + \sum_i \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}$$

$$Q = 1.939 \text{ KJ}$$

Plafond :

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

$$R = \frac{1}{h_i} + \sum_i \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}$$

$$Q = 35.568 \text{ KJ}$$

Plancher

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

$$R = \frac{1}{h_i} + \sum_i \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_e}$$

$$Q = 47.096 \text{ KJ}$$

$$\sum Q_i = Q_{\text{tot}} = Q_{\text{mur1}} + Q_{\text{mur2}} + Q_{\text{mur3}} + Q_{\text{mur4}} + Q_{\text{Plaf}} + Q_{\text{Plan}} + Q_{\text{vit}} + Q_{\text{por}} + Q_{\text{ord}} + Q_{\text{pers}} +$$

$$Q_{\text{imp}} \quad 4.4645 + 1.37 + 1.37 + 1.939 + 35.568 + 47.096 + 140 + 80 + 800 + 3500 + 72 = 4683.8075$$

$$Q_{\text{tot}} = 4683.8075 \text{ KJ}$$

Donc : la charge frigorifique de la salle est de $Q_{\text{tot}} = 4683.8075 \text{ KJ}$

ChapterIII :

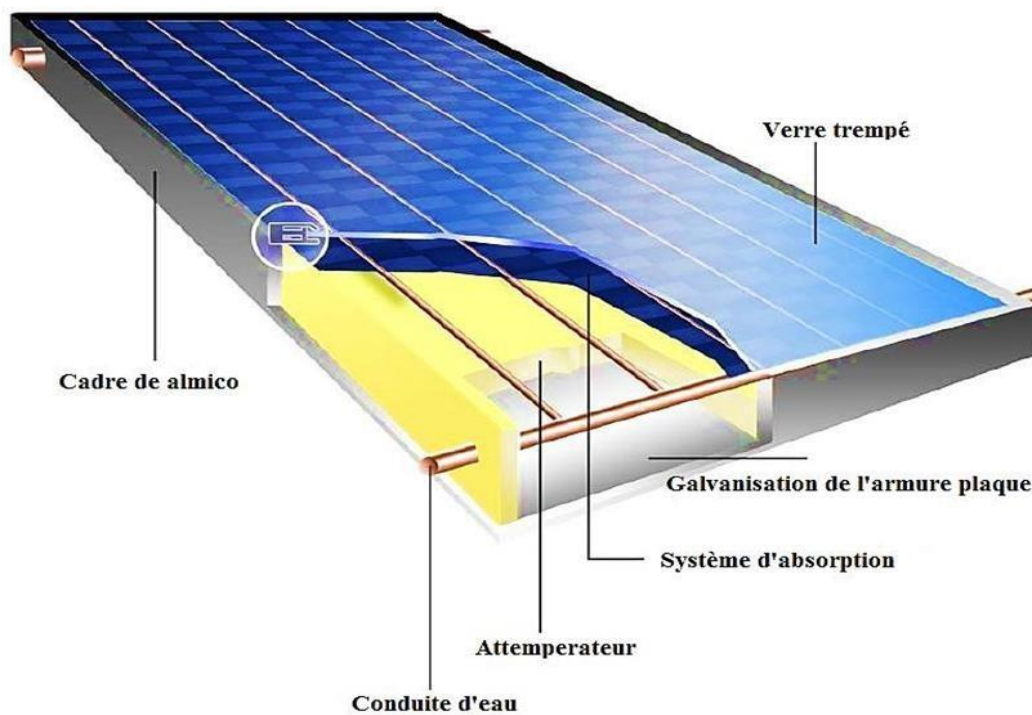
La boucle solaire

III.1. La boucle solaire :

Elle est constituée d'un capteur solaire thermique où un fluide caloporteur circule, d'un réservoir de stockage et d'un système de chauffage supplémentaire pour les journées de faible ensoleillement.

III.1.1. Les capteurs solaires :

Le vitrage, l'absorbeur, l'isolant, le fluide caloporteur et le boîtier ou support constituent un capteur solaire [10].



▪ Le vitrage (couvercle) :

Selon le degré de pureté, le verre permet de laisser passer entre 84 et 92% du rayonnement solaire (sous incidence normale). L'objectif de recouvrir l'absorbeur par une couverture transparente est de retenir les radiations infrarouges émises par celui-ci, tout en permettant une exposition maximale au rayonnement solaire. On peut choisir entre un vitrage simple ou double.

▪ L'absorbeur :

La boucle solaire

Il s'agit d'une surface couverte d'un réseau de tubes, couverte d'une peinture noire. Le rôle de l'absorbeur est de convertir le rayonnement qu'il reçoit en chaleur et de transmettre cette chaleur au fluide caloporteur. Les caractéristiques de cette surface noire doivent être les suivantes :

- ✓ Une conductivité et une diffusivité thermique optimales.
- ✓ Un facteur d'absorption à proximité maximale de l'unité
- ✓ Une solide résistance chimique à l'égard du liquide qui l'entoure.

L'absorbeur peut être :

- ✓ Le cuivre est considéré comme le meilleur car il est un excellent conducteur de chaleur.
- ✓ En acier : qui présente une conductivité thermique inférieure à celle du cuivre, mais a un coût inférieur.
- ✓ En aluminium, il est indispensable d'utiliser un fluide caloporteur spécifique afin de prévenir les problèmes de corrosion.

Il est recommandé de recouvrir la surface de l'absorbeur d'un revêtement sélectif ayant un facteur d'absorption le plus élevé et un facteur d'émission le plus faible (Tableau III.1).

Couches sélectives	Absorptivité	Emissivité	Commentaire
Noire de Zinc	0.9	0.1	-
Oxyde de cuivre Sur aluminium	0.93	0.11	-
Noir de cuivre sur Cuivre	0.85-0.94	0.08-0.12	-
Noir de chrome sur Nickel	0.92-0.94	0.012-0.7	Sable à haute température
Noie de nickel sur Nickel	0.93	0.06	Influencé par l'humidité aux températures élevées

Tableau III.1 : Propriétés de quelques couches sélectives

▪ L'isolant :

La boucle solaire

L'isolation joue un rôle crucial dans les applications thermiques de l'énergie solaire, non seulement pour les absorbeurs, où il est nécessaire de réduire les pertes, mais également pour préserver la chaleur des tuyaux chargés de transporter la chaleur.

On utilise différents isolants :

- ✓ La laine de verre, les cendres de végétaux, le bois sont des isolants minéraux.
- ✓ Les agents isolants organiques.
- ✓ Le polyuréthane en mousse

Le fluide caloporteur :

Le fluide caloporteur permet d'échanger la chaleur recueillie par l'absorbeur avec un fluide d'échange thermique connu sous le nom de fluide de travail.

Ces fluides caloporteurs sont fréquemment employés :

- ✓ L'air est gratuit, mais il a une capacité calorifique inférieure à celle de l'eau.
- ✓ L'eau présente les bénéfices suivants :

Une capacité calorifique massique élevée

Une faible viscosité par rapport aux huiles par exemple

Le boîtier :

Il renferme les composants mentionnés précédemment et dont les parois sont recouvertes d'une couche isolante visant à diminuer les pertes de chaleur vers l'arrière et les côtés du capteur. Il est nécessaire que celui-ci soit solide et résistant à la corrosion.

III.1.2. Principe de fonctionnement:

Les capteurs solaires thermiques ont pour fonction de convertir le rayonnement solaire qu'ils reçoivent en énergie calorifique utilisable, généralement via un fluide caloporteur (eau, air...).

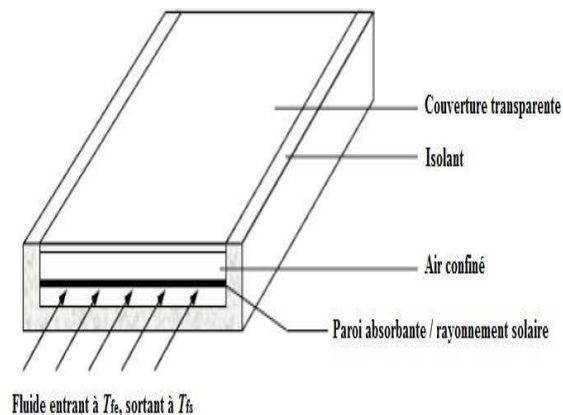


Figure III.3 : Schéma de principe d'un capteur solaire plan.

Le fonctionnement est assez simple : un liquide se déplace entre un capteur exposé au soleil et un ballon de stockage. Le liquide passe par un échangeur thermique dans le ballon et transmet sa chaleur au fluide de stockage.

Le serpentin de l'échangeur est immergé dans le ballon de stockage. Le dispositif est équipé d'éléments de régulation et de sécurité, ainsi qu'un circulateur, une pompe qui permet le déplacement du liquide. Lorsqu'il est nécessaire, une énergie d'appoint prend automatiquement le relais de l'énergie solaire.

III.1.3. Les différents types des capteurs solaires:

Non seulement il y a plusieurs façons de convertir l'énergie solaire, mais il y a aussi plusieurs techniques pour la capter.

Il existe principalement deux catégories de capteurs solaires :

a) Les capteurs photovoltaïques solaires :

Ils convertissent le rayonnement solaire incident en électricité. L'effet photovoltaïque se réfère à la transformation directe de l'énergie solaire en électricité

b) Les capteurs solaires thermiques:

Ils convertissent le rayonnement solaire incident en chaleur. Un capteur thermique solaire est un appareil qui a pour fonction d'absorber le rayonnement solaire et de transmettre la chaleur générée à un fluide caloporteur.

Ensuite, la chaleur générée par les capteurs peut être exploitée pour :

- Chauffer les espaces et assurer la distribution d'eau chaude sanitaire.
- Effectuer la croissance des plantes.
- Des grains et des fourrages sont séchés.
- La mise en marche de moteurs thermiques.
- Prendre en charge les machines de réfrigération.

Différents types de capteurs solaires thermiques sont disponibles :

- Plans vitrés capteurs
- Capteurs plans à l'écran transparent
- Capteurs à vide
- Capteurs intégrés solaires
- Capteurs solaires à concentration.
- Capteurs sans vitrage à plaque perforée
- Capteurs solaire à air

- Les casseroles solaires
- Capteurs solaires fonctionnant avec un flux de liquide
- Systèmes utilisant un réflecteur parabolique
- Réflecteurs cylindro-paraboliques
- Systèmes à tour de centrale

Dans ce chapitre, nous nous concentrerons sur l'analyse du capteur plan dont les températures sont en adéquation avec le fonctionnement de la machine frigorifique à absorption liquide.

III.1.3.1. Capteurs plans vitrés :

Les capteurs plans de types vitrés sont largement utilisés et ils sont disponibles sous différentes formes, telles que les capteurs à circulation de liquide et les capteurs à air. Ces capteurs sont plus adaptés aux applications à température modérée où la température souhaitée se situe entre 30 et 100 °C, et/ou aux applications qui requièrent de la chaleur pendant les mois d'hiver [11].

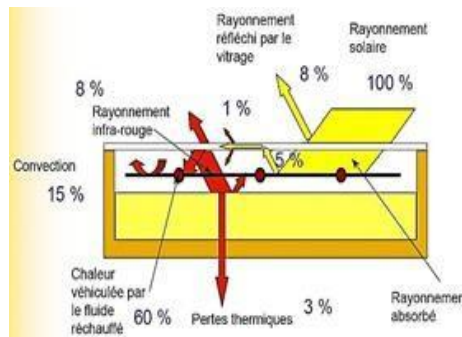


Figure III.4 : Schéma d'un Capteur plan de type vitré.

Dans cette forme de capteur, un absorbeur plan convertit efficacement les rayons solaires en chaleur. La plaque est placée entre un vitrage (vitre plane ou matériau transparent) et un panneau isolant afin de minimiser la perte de chaleur. Le vitrage est sélectionné de manière à ce que le rayon solaire puisse le traverser et atteindre l'absorbeur

Fonctionnement:

Il s'agit du processus connu sous le nom d'effet de serre. La lumière solaire (d'une longueur d'onde visible, $\sim 0.5 \mu\text{m}$) traverse la couverture transparente supérieure, qu'elle soit en verre ou en plastique, et touche l'absorbeur. Étant donné qu'il est noir, il absorbe la plupart de la lumière reçue et se réchauffe donc. Dans le domaine de la physique, tous les corps chauds rayonnent.

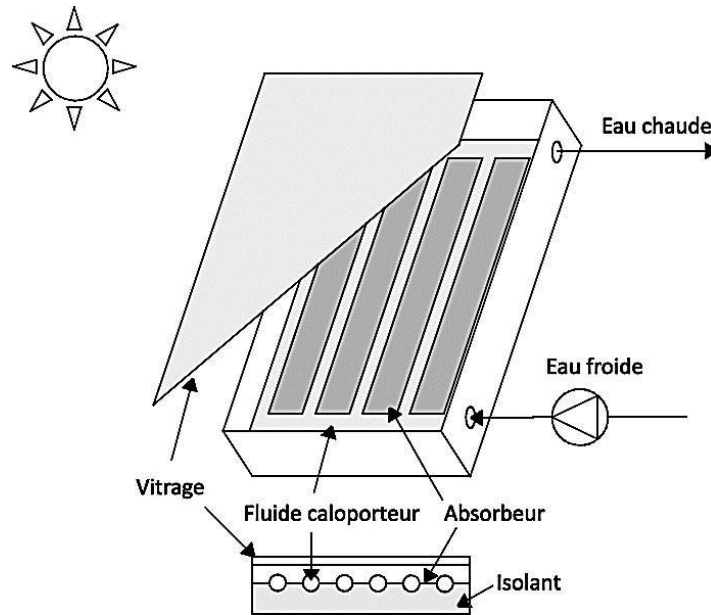


Figure III.5 : Schéma de principe d'un capteur plan vitré.

En règle générale, il se situe dans le domaine de l'infrarouge ($\sim 9\mu\text{m}$). Lorsqu'il s'agit de cette longueur d'onde, le verre est complètement transparent et reflète donc tout cet infrarouge. La chaleur demeure donc enfermée dans le capteur. La chaleur emprisonnée est transportée vers le consommateur par un liquide caloporteur qui circule dans les tubes du capteur.

Avantages:

- Le prix est avantageux.
- La fiabilité est essentielle
- Longue durée de vie.
- Économie d'énergie.
- Mise en place sur les toits.

Inconvénients:

- Il ne convient pas aux températures élevées
- L'absence de circulation du fluide caloporteur peut entraîner une augmentation significative de la température interne.

III.1.3.2. Capteurs plans sans vitrage:

Étant donné que ce capteur ne possède pas de couverture vitrée, il ne peut pas être utilisé à des températures élevées. Il est donc conseillé pour des températures de fonctionnement inférieures à 40°C , ce qui en fait le choix parfait pour le préchauffage de l'eau sanitaire et le chauffage d'une piscine.



Figure III.6 : Capteurs plans sans vitrage

Fonctionnement :

Ces capteurs se constituent d'un absorbeur inerte, non isolé et non vitré.

Étant donné qu'il est utilisé à une température proche de la température ambiante, il présente de faibles pertes thermiques et un bon rendement. C'est la raison pour laquelle le vitrage peut être omis [11].

Vers 1980, Energie Solaire SA a développé ce genre de capteur. Maintenant, il est également disponible chez tous les autres vendeurs de solaire. Sa structure est constituée d'une double tôle en acier inoxydable dont les formes carrées embouties garantissent une irrigation complète de la surface par le liquide caloporteur. Un revêtement absorbant sélectif est utilisé afin d'optimiser le rendement.

Ces capteurs ont la capacité de constituer eux-mêmes le toit ou la façade d'une maison. Un mélange antigel est utilisé comme liquide caloporteur pour le préchauffage de l'eau chaude sanitaire, avec un échangeur de chaleur. Ainsi, il n'y a pas besoin d'une vidange hivernale.

Avantages:

- Le prix le moins élevé de tous.
- La fiabilité.
- Plus de 20 ans d'existence.
- Très efficace pour des températures inférieures à 40°C.
- Il est possible que l'absorbeur soit lui-même le toit des bâtiments.
- Le capteur n'a qu'une épaisseur de 2,5 cm.
- Très sensible aux pays du Sud et méditerranéens.

Inconvénient:

- Seulement adapté à des températures basses, comme en Europe, uniquement pour le chauffage de l'eau sanitaire et le chauffage de piscine.

Rendement:

- Suite à des tests, il a été observé que les rendements satisfaisants à des températures basses diminuent considérablement avec la température. La température de service doit donc être aussi basse que possible, car en outre, les capteurs à basse température sont plus abordables que les autres.
- Finalement, lors de la sélection d'un capteur solaire, il est également important de comparer la durée de vie, ainsi que le prix d'achat et l'efficacité énergétique. Elle est principalement influencée par les matériaux utilisés, leur qualité et leur longévité.

III.1.3.3. Capteurs sous vide:

- Les capteurs sous vide sont l'un des types de capteurs solaires les plus performants et les plus onéreux. Étant donné qu'il utilise le vide comme isolation thermique, il présente un rendement exceptionnel à des températures élevées. Il est conseillé pour des températures de fonctionnement supérieures à 90°C, ce qui est adapté à la production d'eau chaude pour l'industrie ou à l'utilisation en régions extrêmement froides, en particulier en montagne. Il s'élève à près de deux fois le prix d'un capteur plan vitré [29].



Figure III.7 : Capteur sous vide.

Un absorbeur sélectif est utilisé dans les capteurs sous vide pour capter les rayons du soleil présents dans le tube sous vide. La chaleur qu'ils perdent est faible, même dans les régions froides.

Fonctionnement:

La boucle solaire

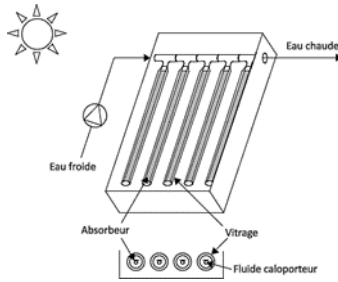


Figure III.8 : Schéma de principe d'un capteur sous vide.

Le capteur est constitué de plusieurs tubes en verre dans lesquels sont placés les absorbeurs. Ils sont montés en série. Les tubes sont mis dans un vide d'air qui permet de réduire les pertes thermiques par convection et par conduction

Avantages:

- ✓ Convient pour les hautes températures
- ✓ Très bon rendement même à des températures proches des 100°C.
- ✓ Il est facile à mettre en place, il suffit de placer deux barres de neige sur le toit.
- ✓ Le vide du capteur empêche la pollution et l'humidité de détériorer l'absorbeur

Inconvénients:

- ✓ Le temps de vie des tubes est restreint, car ils ne sont pas étanches à long terme.
- ✓ Prix plutôt élevé.
- ✓ Une intégration médiocre dans le paysage
- ✓ Les tuyaux sont vulnérables.

III.1.4. Étude des performances thermiques d'un capteur solaire plan :

Les pertes thermiques causées par la réflexion, la réémission de rayonnement, la convection et la conduction restreignent le rendement des capteurs (Figure III.10).

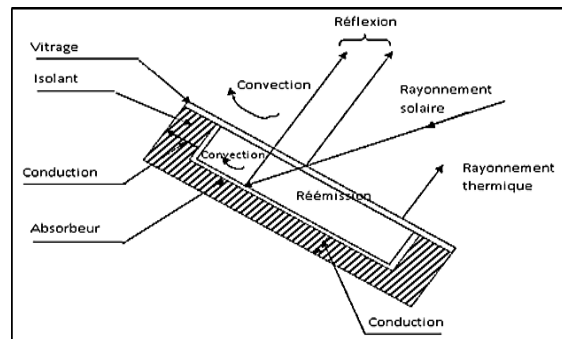


Figure III.10 : Mécanisme des pertes de chaleur

Évaluation des pertes :

Les pertes représentées par le coefficient de pertes vers l'avant U_t , vers l'arrière U_b et vers les côtés latéraux U_e sont équivalentes à l'énergie thermique disponible à partir d'un capteur solaire.

U_t : pertes par rayonnement et convection.

U_b : pertes par conduction.

U_e : pertes par conduction

III.15 Concentrateur :

Il est constitué d'un long miroir (généralement recouvert d'un plaquage en argent ou en aluminium poli), rectangulaire, en forme de cylindre parabolique, complété par un tube à double enveloppe sous vide (tube Dewar) qui court sur toute sa longueur le long de la droite focale.

Les rayons solaires sont reflétés par le miroir pour converger sur le tube Dewar. L'alignement des panneaux peut être :

- Statique selon un axe primaire nord-sud et pivotant dans le plan perpendiculaire correspondant, de façon à suivre un plan de la course elliptique du Soleil au cours de la journée.

Alignée selon un axe est-ouest. Dans ce cas l'efficacité du collecteur est diminuée en proportion du décalage angulaire conjugué, Dans cette configuration, on corrige l'orientation beaucoup plus occasionnellement, selon une cadence saisonnière et non pas quotidienne. Ce type de configuration ne produit son rendement optimal qu'aux dates d'équinoxe de printemps et d'automne, la déviance de focale s'accroissant progressivement dans l'intervalle, et variant également de manière constante au cours de la journée, avec un minima à l'heure du zénith

La boucle solaire



Image d'un concentrateur cylindro parabolique

III.1.6 Calcul du concentrateur :

Dans ce qui suit on va exploiter les résultats de calcul du rayonnement solaire incident sur une surface réfléchissante d'un concentrateur parabolique et ceci par tranche horaire du lever du soleil j'jusqu'à midi heure solaire vrai pour deux mois de l'année JANVIER et JUIN, nous allons travailler avec les résultats du mois de juin ou il fait chaud et nous aurons besoin de traiter l'air de la salle de lecture pour des condition de confort des occupant (lecteurs)

Rayonnement direct : en W/m² :

Tranche horaire	4-5	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12
Janvier	0	0	0	53.61	213.11	361.00	468.97	526.26
Juin	0	67.00	266.54	480.47	675.17	835.38	948.93	1008.7

Rayonnement diffus : en W/m² :

Tranche horaire	4-5	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12
Janvier	0	0	0	1.81	12.19	26.10	38.80	46.15
Juin	0	2.17	13.50	31.70	55.73	82.68	107.42	121.92

La boucle solaire

Rayonnement global : en W/m² :

Tranche horaire	4-5	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12
Janvier	0	0	0	55.41	225.29	387.11	507.77	572.41
Juin	0	69.17	280.03	512.17	730.89	918.07	1056.34	1130.61

La radiation absorbée : en W/m²

Dans ce tableau nous avons les résultats des radiations solaires absorbées par l'absorbeur du concentrateur solaire et ceci par tranche horaire des deux mois de l'année JANVIER et JUIN

Tranche horaire	4-5	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12
Janvier	0	0	0	34.04	138.43	237.86	312.00	351.71
Juin	0	42.50	172.06	314.70	449.09	564.11	649.07	694.70

La puissance utile : en W/m² :

Dans ce tableau nous avons les résultats des puissances utiles par tranche horaire des deux mois de l'année JANVIER et JUIN

Tranche horaire	4-5	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12
Janvier	-276	-276	-276	2124	9482	16491	21717	24516
Juin	-276	2720	11853	21907	31381	39489	45477	48694

La température de sortie dans le premier concentrateur (Ts1) : en °C :

Dans ce tableau nous avons les résultats des températures de sortie de l'huile minérale de l'absorbeur du concentrateur solaire et ceci par tranche horaire des deux mois de l'année JANVIER et JUIN

On remarque qu'on ne peut pas atteindre la température de fonctionnement de la machine frigorifique à absorption qui est de $T = 125^{\circ}\text{C}$ ce qui nous oblige à pousser les calculs avec un autre concentrateur mis en série ou sa température d'entre est la température de sortie du premier concentrateur

Tranche horaire	4-5	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12
Janvier	19.66	19.66	19.66	22.6061	31.6344	40.23	46.64	50.08
Juin	19.66	23.33	34.54	46.87	58.50	68.45	75.80	79.74

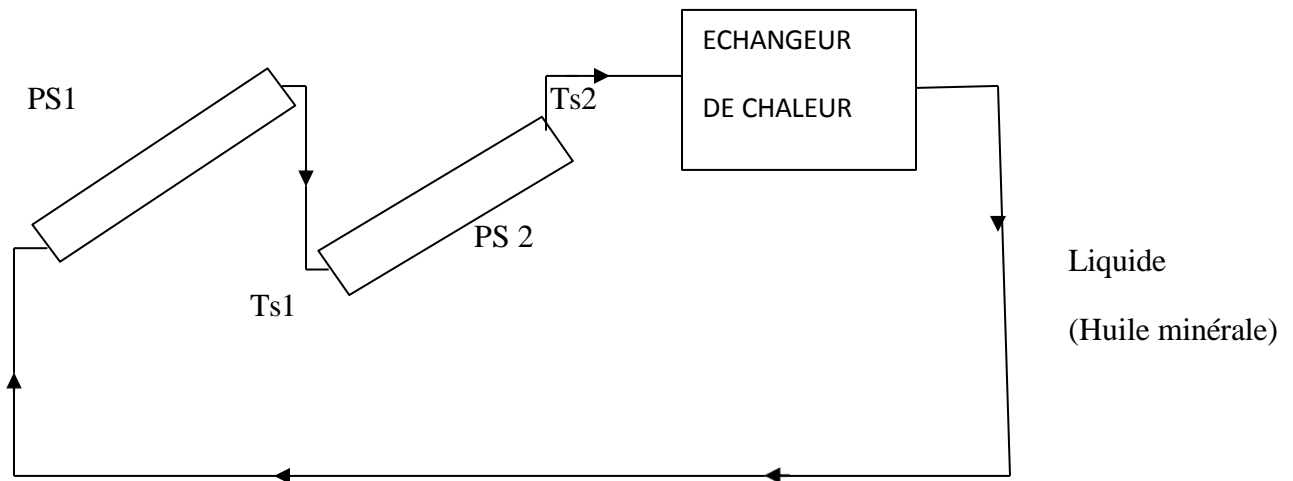
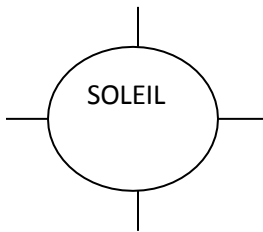
La boucle solaire

La température de sortie dans le deuxième concentrateur (Ts2) : en °C :

On remarque qu'on a atteint une température de sortie de l'huile minérale au niveau du deuxième concentrateur qui est de $T = 139^{\circ}\text{C}$ cette température peut faire fonctionner notre machine frigorifique à absorption qui est de $T = 125^{\circ}\text{C}$

S'il s'avère que la machine doit fonctionner plus des quatre tranches horaires (à cause de l'inertie thermique des matériaux de construction des parois de la salle de lecture) on doit ajouter un autre concentrateur solaire et munir notre installation d'un système de régulation qui assure les conditions de confort thermique

Tranche horaire	4-5	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12
Janvier	19.32	19.32	19.32	25.21	43.26	60.46	73.29	80.16
Juin	19.32	26.67	49.08	73.75	97.00	116.90	131.60	139.49



Vu que la machine frigorifique fonctionne à $T_b = 125^{\circ}\text{C}$ alors il faut que la température de sortie du fluide chaud du capteur solaire doit être supérieure à T_b , et puisqu'on ne peut atteindre cette température avec de l'eau comme fluide caloporteur du capteur pour raison de sécurité alors il est nécessaire de changer cette eau par de l'huile minérale qui peut atteindre de hautes températures donc on prend l'huile minérale.

La boucle solaire

CALCUL DE LA TEMPERATURE DE SORTIE DE L'HUILE MINARALE CHAUDE A LA SORTIE DU CAPTEUR SOLAIRE :

$$Q_{\text{NH}_3 \text{H}_2\text{O}} = m_{\text{NH}_3 \text{H}_2\text{O}} * C_p_{\text{NH}_3 \text{H}_2\text{O}} * \Delta T_{\text{NH}_3 \text{H}_2\text{O}}$$

$$Q_{\text{huile}} = m_{\text{huile}} * C_p_{\text{huile}} * \Delta T_{\text{huile}} =$$

$t_{e\text{HUILE}}$: Température d'entrée de l'huile chaude

$t_{s\text{HUILE}}$: Température de sortie de l'huile chaude

t_{ef} : Température d'entrée de la solution NH3 H2O froide

t_{sf} : Température de sortie de la solution NH3 H2O

cp_f : Chaleur spécifique à pression constante la solution NH3 H2O

cp_c : Chaleur spécifique à pression constante de l'huile chaude.

m_c : Le débit c

m_f : Le débit de l'huile chaude

$$\tau_\rho = \frac{1}{2} \left[\frac{1 - \rho_{\parallel}}{1 + \rho_{\parallel}} + \frac{1 - \rho_{\perp}}{1 + \rho_{\perp}} \right]$$

La température de sortie de l'huile chaude du concentrateur solaire

$$T_{S_f} = 79.74$$

Calcul du nombre de concentrateurs

Le débit élémentaire de l'huile minérale à l'entrée de la première rangée étant $m_i 0.25l/s$

le bilan énergétique de l'échangeur huile /eau

$$Q_{\text{NH}_3 \text{H}_2\text{O}} = m_{\text{NH}_3 \text{H}_2\text{O}} * C_p_{\text{NH}_3 \text{H}_2\text{O}} * \Delta T_{\text{NH}_3 \text{H}_2\text{O}}$$

$$Q_{\text{huile}} = m_{\text{huile}} * C_p_{\text{huile}} * \Delta T_{\text{huile}} =$$

$$Q_{\text{NH}_3 \text{H}_2\text{O}} = Q_{\text{huile}}$$

Donc :

$$m_{\text{NH}_3 \text{H}_2\text{O}} * C_p_{\text{NH}_3 \text{H}_2\text{O}} * \Delta T_{\text{NH}_3 \text{H}_2\text{O}} =$$

Donc le nombre de concentrateurs total est :

$$N_{\text{concentrateurs}} = 2 \text{ concentrateurs}$$

Calcul de la température de soufflage

$$\Delta t = t_{\text{amb}} - t_{\text{SOUFLAGE}}$$

Taux r_{air} = 8 Fois par heure : Taux de renouvellement d'air

$$t_{\text{aux}} \quad r_{cp} (t_{\text{amb}} - t_{\text{sag}}) =$$

$$Q - (t_{\text{aux}} \quad t_{\text{amb}}) = t_{\text{aux}} \quad t_{\text{SOUFLAGE}}$$

$$t_{\text{SOUFLAGE}} = t_{\text{aux}} \quad t_{\text{amb}} - Q t_{\text{aux}}$$

$$t_{\text{amb}} - \frac{Q}{t_{\text{aux}}}$$

$$= 42 - \frac{4683,8075}{240} = 42 - 19,515$$

$$= 22,48 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Donc la température de soufflage de l'air dans la salle de lecture est $T_{\text{soufflage}} = 22,48 \text{ } ^\circ\text{C}$ cette température assure les conditions de confort thermique requise

ChapterIV :

Machines frigorifiques à
absorption

Machine frigorifique à absorption

Introduction:

Grâce à la capacité de certains liquides (absorbant), les machines frigorifiques à absorption liquide fonctionnent en absorbant (réaction exothermique) et en désorbant (réaction endothermique) une vapeur (fluide frigorigène). Elles se servent aussi du fait que la Cette vapeur est soluble dans le liquide en fonction de la température et de la pression.

Ces machines utilisent donc comme fluide de fonctionnement un mélange binaire, dont l'un des éléments est beaucoup plus volatil que l'autre, et qui est le fluide frigorigène lui-même

On utilise principalement deux couples :

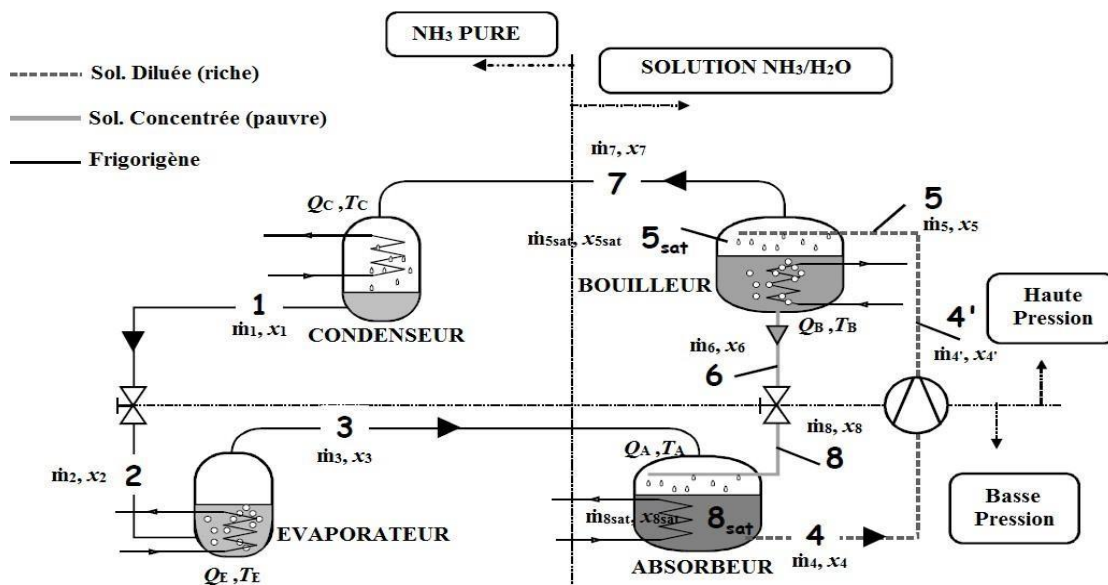
1. La combinaison d'eau et de bromure de Lithium (H₂O/LiBr) est le fluide frigorigène.
2. Le mélange d'ammoniac et d'eau (NH₃/H₂O) est le fluide frigorigène [12].

IV.1. Le cycle de base des machines à absorption liquide :

IV.1.1. Principe de l'absorption-désorption :

Dans une perspective schématique, une installation d'absorption liquide comprend les divers éléments illustrés dans la figureIV.1.

Un système à absorption se compose d'abord, tout comme les machines à compression de vapeur, d'un ensemble comportant un condenseur, un détendeur et un évaporateur, dans lequel seul le frigorigène pur passe. Ce groupe est relié à la partie "chimique" du processus, qui a pour fonction de changer l'état du frigorigène évaporé afin de le rendre condensable à la température ambiante



FigureIV.1 : Structure d'une machine frigorifique à absorption

Son mécanisme repose sur les caractéristiques des solutions binaires, telles que l'équilibre liquide/vapeur et divariant : à pression constante, la température de saturation varie en fonction de la composition de la

Machine frigorifique à absorption

solution liquide. Ce comportement est à l'origine du phénomène de glissement qui a été observé lors de l'utilisation de mélanges frigorigènes dans le secteur frigorifique.

Ce même comportement est exprimé de manière différente pour les systèmes à absorption : à pression constante, la composition de la solution change avec la température.

Effectivement, une élévation de la température entraîne une concentration de la solution, tandis que son diminution entraîne une dilution.

Par ailleurs, les deux composants des mélanges employés ont une volatilité si différente que la vapeur saturante est presque pure en composant volatil. Ainsi, les opérations isobares de concentration et de dilution entraînent la désorption et l'absorption d'une vapeur qui servira alors de frigorigène

Remarque : expression de la composition, convention.

Le génie chimique est historiquement responsable de l'étude des mélanges, qui représente habituellement l'état des solutions aqueuses en fonction de la concentration des composants dissous. Cela peut causer de la confusion dans les applications frigorifiques, car pour les deux mélanges actuellement utilisés en réfrigération, l'eau joue soit le rôle de fluide frigorigène (absorbeur) dans chacune des deux solutions ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$) ou ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$). Lorsqu'on élabore cette définition de la composition, on constate d'emblée que, pour le couple étudié, la désorption du frigorigène entraîne une augmentation du titre x_{LiBr} pour le mélange $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ et pour le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, une diminution du titre x_{NH_3} .

En revanche, l'absorption de fluide frigorigène entraînera une réduction de x_{LiBr} et une augmentation de x_{NH_3} respectivement. Ainsi, cette définition de la composition ne permet pas d'obtenir des expressions générales qui peuvent être utilisées pour l'analyse thermodynamique du cycle pour les deux couples.

Dans cette optique, deux accords sont encore envisageables :

- La composition de la solution peut être exprimée en utilisant le composant le plus volatil (fluide frigorigène).
- Prendre en compte le composant le moins volatil (sorbant) pour décrire la composition de la solution.

Malgré le fait que la machine exposée ici concerne le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, dont les caractéristiques thermodynamiques sont généralement accessibles en fonction de x_{NH_3} , la première convention semble bien plus appropriée pour le génie frigorifique et c'est celle que nous utiliserons.

Cependant, la description du cycle utilisera les deux méthodes pour préciser les diverses dénominations que nous avons sélectionnées :

- Un liquide dilué (sorbant) = un liquide riche (frigorigène).
- La solution concentrée (sorbant) est synonyme de solution faible (frigorigène).

IV.1.2. Machine à absorption utilisant $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$:

Machine frigorifique à absorption

Cette machine exploite le fait que l'eau à basse température a la capacité d'absorber l'ammoniac (1000 fois son volume à 0°C) et de libérer à 100°C la quasi-totalité du gaz absorbé [13]. Une fois que ces vapeurs d'ammoniac seront condensées, elles pourront nous permettre de produire le froid souhaité dans un évaporateur.

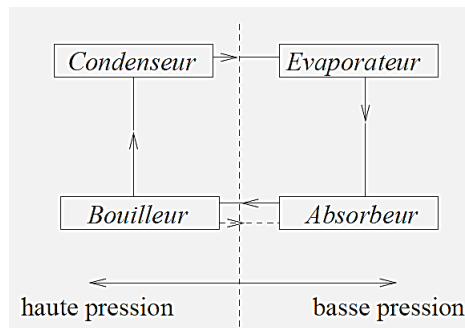
IV.1.2.1. Schéma de principe:

Les machines frigorifiques à absorption ont le même schéma de fonctionnement que les machines à compression mécanique :

- vaporisation à température faible,
- Condensation à température élevée.

La machine est constituée de 4 éléments (figure II.2) :

- | | |
|----------------|-----------------|
| 1 : Bouilleur | 3 : Evaporateur |
| 2 : Condenseur | 4 : Absorbeur |



FigureIV.2 : Schéma de principe

IV.1.2.2. Principe de fonctionnement:

Le bouilleur :

Selon la figure II.1, la solution diluée [riche en frigorigène] (point 5) est chauffée à une température T_B par la quantité de chaleur Q_B , ce qui entraîne la désorption d'une partie du frigorigène dissous dans la solution. La vapeur de frigorigène est ainsi produite par le bouilleur (point 7) et une solution concentrée [qui contient peu de frigorigène] (point 6). Selon la convention sélectionnée, cet organe réalise une concentration (trajet 5-6) du sorbant (xH_2O) ou une diminution du frigorigène (xNH_3).

Le condenseur :

Un élément similaire à celui des machines à compression de vapeur. La température de condensation et la pression dans l'ensemble bouilleur/condenseur sont déterminées par la température T_C du fluide caloporteur alimentant le condenseur. Pour que le frigorigène se condense, il est nécessaire de rejeter la chaleur de condensation Q_C à la température T_C . Le chemin 7-1 correspondant implique une période de désurchauffe, une phase de condensation et un éventuel refroidissement.

Machine frigorifique à absorption

Evaporateur :

Le liquide frigorigène subit un laminage à travers le détendeur (1-2) à la sortie du condenseur (point 1), puis s'évapore, ce qui entraîne l'effet frigorifique QE. La température d'évaporation et par conséquent la pression dans le système évaporateur/absorbeur sont établies en fonction de la température TE de la source froide (milieu à refroidir). Il est important de souligner la possibilité d'une surchauffe en sortie de cet échangeur.

L'absorbeur :

Le détendeur (point 8) permet à la vapeur de l'évaporateur de rencontrer la solution concentrée [pauvre] provenant du bouilleur. Cette solution l'absorbe, ce qui entraîne un enrichissement en frigorigène. Un fluide caloporteur évacue la chaleur QA produite par cette transformation exothermique à une température TA. À la sortie de l'absorbeur (point 4), une solution diluée [riche en frigorigène] est obtenue. Ainsi, ce composant agit en diluant (trajet 8-4) le sorbant (xH_2O) ou en enrichissant en frigorigène (xNH_3) en fonction de la convention sélectionnée.

La disparité de pression entre le dispositif absorbeur/évaporateur (BP) et le dispositif bouilleur/condenseur (HP) requiert également

- Il y a deux détendeurs présents, à savoir le circuit frigorigène (1-2) et la solution concentrée [pauvre] (6-8).
- Le circuit de la solution diluée [riche] est équipé d'une pompe (4- 4'). Il convient de souligner que le travail accompli par cette pompe est bien plus faible que celui d'un compresseur. Effectivement, dans les deux situations, l'objectif est de transférer la pression d'un fluide de PE à PC. Cependant, pour la pompe, il s'agit d'un liquide, tandis que pour le compresseur, il s'agit de vapeur. En raison de la forme du travail. $\int dP$ on en conclut que le travail de la pompe vaut environ $1/1000$ du travail du compresseur ($V \approx V_{vap} / 1000$)

IV.2. Diagrammes thermodynamiques :

Les systèmes d'absorption à couple frigorigène-absorbant sont des mélanges séotropes de substances dont les pressions de vapeur à une température spécifique sont très différentes. Le comportement d'un tel mélange tels que NH_3/H_2O est illustré dans la figure IV.3 [14], correspondant au diagramme traditionnel de température/concentration massique par rapport au frigorigène (NH_3).

La figure II.3 illustre également que pour chaque pression utilisée comme paramètre, la température fluctue pendant les variations d'état du mélange en question, ce qui est le cas. L'exemple des mélanges zéotropes. Il convient donc de prendre en compte deux courbes distinctes de température/composition du mélange.

Machine frigorifique à absorption

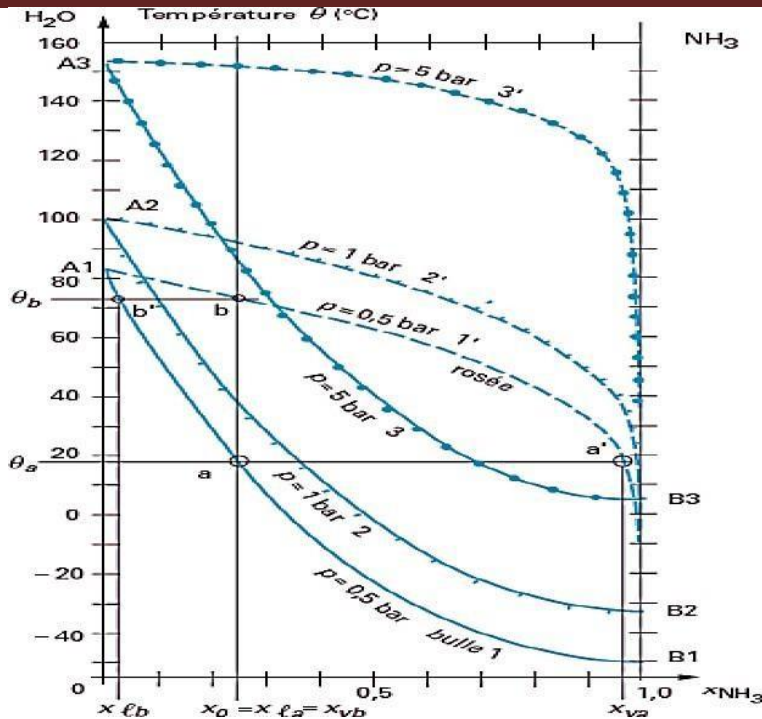


Figure IV.3 : Diagramme thermodynamique du couple NH₃/H₂O.

- La courbe de bulle représente la température d'ébullition du mélange liquide à partir de chaque teneur massique en ammoniac (point de bulle). Les trois courbes 1, 2 et 3 illustrent les pressions respectives de 0,5, 1 et 5 bars. Le domaine situé en dessous de la courbe de bulle est le domaine des mélanges liquides sous-refroidis pour chaque pression prise en compte.
- La courbe de rosée représente la température de condensation initiale du mélange gazeux pour chaque teneur massique en ammoniac (point de rosée).

Les courbes 1', 2' et 3' représentent les trois pressions mentionnées précédemment. Le domaine au-dessus de la courbe de rosée est le domaine des mélanges gazeux surchauffés pour chaque pression prise en compte. Les courbes de bulle et de rosée ne se coupent que sur les axes des mélanges zéotropes, ce qui correspond aux axes.

Dans les trois pressions étudiées, les cas de constituants purs sont illustrés par les points A1, A2 et A3 pour l'eau et B1, B2 et B3 pour l'ammoniac.

IV.2.1. Diagramme d'Oldham :

IV.2.1.1. Principe :

Le schéma d'Oldham est le modèle le plus couramment employé et le plus pratique pour étudier le cycle de la solution. Le schéma d'Oldham ($\ln(P) ; -1/T$) offre la possibilité de représenter en même temps : la pression P, la température T et la fraction molaire de la phase liquide en phase.

Machine frigorifique à absorption

Dans cette représentation, les isotitres sont très proches des droites (voir figureIV.4). La droite de 0% est l'équilibre entre le liquide et la vapeur de l'eau pure. La richesse est déterminée par l'isotitre en fonction de la teneur en ammoniac.

Points caractéristiques :

Étant bivalent, le système est entièrement défini en définissant la température et la pression.

Solution = liquide H₂O à 100 % :

$T = 100^{\circ}\text{C} \Rightarrow P_0 \text{ H}_2\text{O} = 1 \text{ atm}$

$T = 95^{\circ}\text{C} \Rightarrow P_0 \text{ H}_2\text{O} = 3,84 \text{ atm}$

Solution = liquide NH₃ à 100 % :

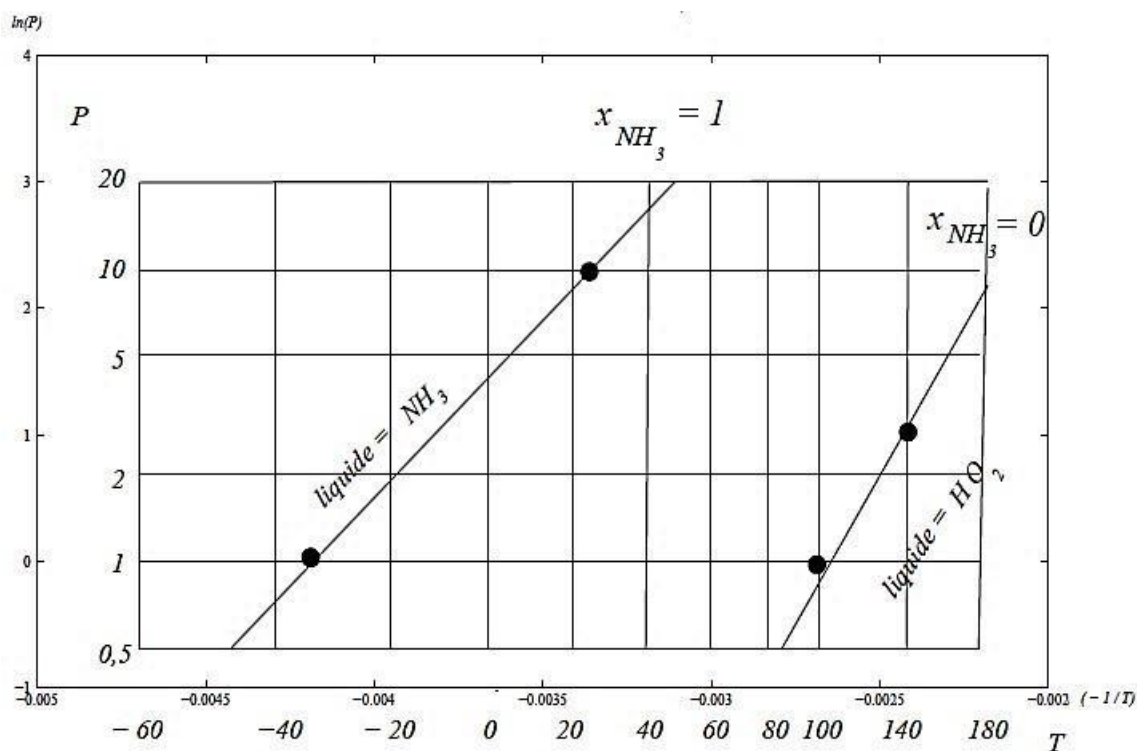
$T = -33^{\circ}\text{C} \Rightarrow P_0 \text{ NH}_3 = 1,03 \text{ atm}$

$T = 25^{\circ}\text{C} \Rightarrow P_0 \text{ NH}_3 = 10,3 \text{ atm}$

Les droites isotitriques sont construites :

Exemple : construisons la droite

Pour une solution liquide NH₃/H₂O à concentration molaire $x_{\text{NH}_3} = 0,3$, les pressions partielles $P_{\text{H}_2\text{O}}$ et P_{NH_3} sont exprimées par :



FigureIV.4 : Construction du diagramme d'Oldham pour le couple NH₃/H₂O

Machine frigorifique à absorption

Avec :

$P_0 \text{ H}_2\text{O}$ et $P_0 \text{ NH}_3$ sont respectivement les pressions de la vapeur H_2O et de NH_3 purs et $x_{\text{H}_2\text{O}}$ la concentration molaire en H_2O .

Les valeurs des pressions d'équilibre de la solution $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ pour une concentration molaire de 30% sont données dans le tableau IV.1 et sur la figure IV.5

T (°C)	0	20	40	80	100
$P_0 \text{ H}_2\text{O}$ (atm)	0,006	0,023	0,073	0,473	1
$P_{\text{H}_2\text{O}}$ (atm)	0,004	0,016	0,051	0,331	12,73
$P_0 \text{ NH}_3$ (atm)	4,29	8,57	15,54	41,3	62,5
P_{NH_3} (atm)	1,29	2,57	4,66	12,4	18,8
P (atm)	1,29	2,58	4,71	12,73	19,5

Tableau IV.1 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{\text{NH}_3} = 0,3$

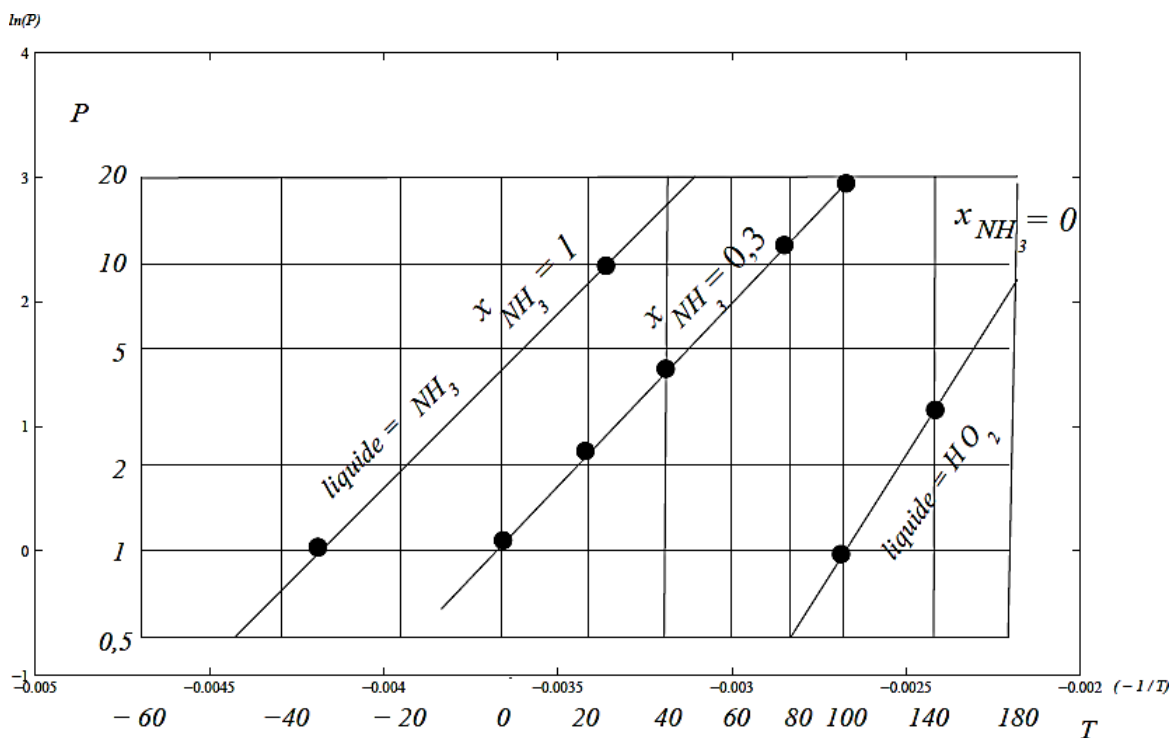


Figure IV.5 : La suite de construction du diagramme d'Oldham pour le couple $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

Les tableaux II.2 à II.9 ont été établis en utilisant le même raisonnement pour représenter les concentrations molaires 10, 20, 40, 50, 60, 70, 80 et 90%.

Grâce à cela, nous avons pu élaborer le schéma d'Oldham illustré dans la figure II.6.

Pour $x_{\text{NH}_3} = 0,1$

Machine frigorifique à absorption

T (c°)	0	20	40	80	100
P0 H2O (atm)	0,006	0,023	0,073	0,473	1
PH2O (atm)	0,005	0,021	0,066	0,426	0,9
P0 NH3 (atm)	4,29	8,57	15,54	41,3	62,5
PNH3 (atm)	0,429	0,857	1,554	4,13	6,25
P (atm)	0,43	0,87	1,62	4,55	7,15

TableauIV.2 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{NH3} = 0,1$

Pour $x_{NH3} = 0,2$

T (°C)	0	20	40	80	100
P0 H2O (atm)	0,006	0,023	0,073	0,473	1
PH2O (atm)	0,004	0,018	0,059	0,379	0,8
P0 NH3 (atm)	4,29	8,57	15,54	41,3	62,5
PNH3 (atm)	0,858	1,71	3,11	8,28	12,5
P (atm)	0,863	1,72	3,16	8,65	13,3

TableauIV.3 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{NH3} = 0,2$

Pour $x_{NH3} = 0,4$

T (°C)	0	20	40	80	100
P0 H2O (atm)	0,006	0,023	0,073	6,216	1
P0 H2O (atm)	0,003	0,013	0,0438	0,283	0,6
P0 NH3 (atm)	4,29	8,57	15,54	41,3	62,5
PNH3 (atm)	1,716	3,428	6,216	16,52	25
P (atm)	1,71	3,44	6,25	16,80	25,6

TableauIV.4 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{NH3} = 0,4$

Pour $x_{NH3} = 0,5$

T (°C)	0	20	40	80	100
P0 H2O (atm)	0,006	0,023	0,073	0,473	1
PH2O (atm)	0,003	0,011	0,036	0,236	0,5
P0 NH3 (atm)	4,29	8,57	15,54	41,3	62,5
PNH3 (atm)	2,145	4,285	7,77	20,65	31,25
P (atm)	2,14	4,29	7,80	20,88	31,75

TableauIV.5 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{NH3} = 0,5$

Pour $x_{NH3} = 0,6$

T (°C)	0	20	40	80	100
P°H2O (atm)	0,006	0,023	0,073	0,473	1
PH2O (atm)	0,002	0,009	0,029	0,189	0,4
P°H3O (atm)	4,29	8,57	15,54	41,3	62,5
PH3O (atm)	2,57	5,14	9,32	24,78	37,5
P(atm)	2,57	5,14	9,34	24,96	37,9

TableauIV.6 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{NH3} = 0,6$

Machine frigorifique à absorption

Pour $x_{NH3} = 0,7$

T (°C)	0	20	40	80	100
P_{H2O}^0 (atm)	0,006	0,023	0,073	0,473	1
P_{H2O} (atm)	0,001	0,007	0,022	0,142	0,3
P_{NH3}^0 (atm)	4,29	8,57	15,54	41,3	62,5
P_{NH3} (atm)	3,00	6,01	10,9	29,0	43,8
P (atm)	3,00	6,01	10,92	29,14	44,1

TableauIV.7 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{NH3} = 0,7$

Pour $x_{NH3} = 0,8$

T (°C)	0	20	40	80	100
P_{H2O}^0 (atm)	0,006	0,023	0,073	0,473	1
P_{H2O} (atm)	0,001	0,004	0,014	0,094	0,2
P_{NH3}^0 (atm)	4,29	8,57	15,54	41,3	62,5
P_{NH3} (atm)	3,432	6,856	12,432	33,04	50
P (atm)	3,43	6,86	12,44	33,13	50,2

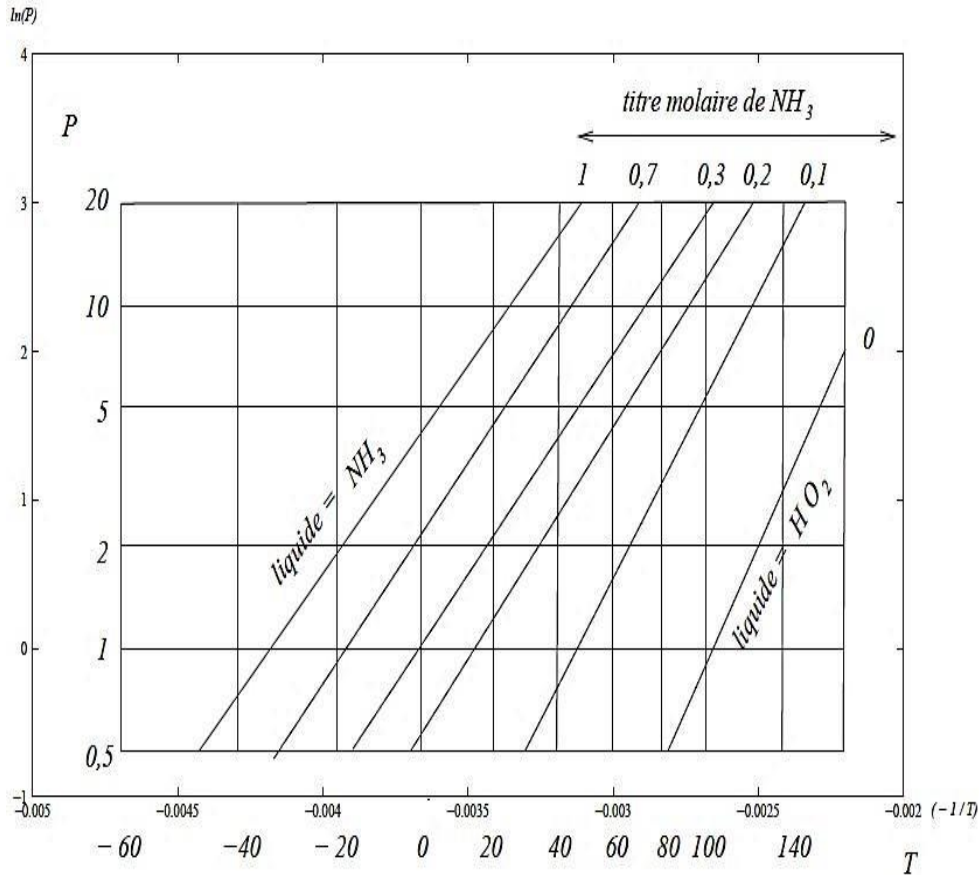
TableauIV.8 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{NH3} = 0,8$

Pour $x_{NH3} = 0,9$

T (°C)	0	20	40	80	100
P_{H2O}^0 (atm)	0,006	0,023	0,073	0,473	1
P_{H2O} (atm)	0,0006	0,0023	0,0073	0,0473	0,1
P_{NH3}^0 (atm)	4,29	8,57	15,54	41,3	62,5
P_{NH3} (atm)	3,861	7,713	13,986	37,17	56,25
P (atm)	3,86	7,71	13,99	37,21	56,35

TableauIV.9 : Les paramètres constructifs de la droite $x_{NH3} = 0,9$

Machine frigorifique à absorption



IV.2.1.2. Tracé du cycle de la machine à absorption liquide NH₃/H₂O dans le diagramme d'Oldham

Le cycle du couple NH₃/H₂O sera tracé dans le diagramme d'Oldham. Ce cycle utilise trois sources de chaleur différentes :

1. Le froid est généré par la source froide (température de l'évaporateur : T_E).
2. L'énergie thermique provient de la source chaude (température du bouilleur : T_B).
3. La température intermédiaire d'une source permet le rejet thermique (température de l'atmosphère T_{atm}).

Hypothèses initiales :

	T (°C)	P (atm)
Bouilleur	T _B = 130°C	P _B = 10,3 atm
Condenseur	T _C = 25°C	P _C = P _B
Evaporateur	T _E = -33°C	P _E = 1,03 atm
Absorbeur	T _A = 25°C	P _A = P _E = 1,03 atm

Tableau IV.10 : Les températures et les pressions de fonctionnement de la machine à absorption liquide NH₃/H₂O

Machine frigorifique à absorption

1. Bouilleur :

PB = 10,3 atm et TB = 130°C

P0 H2O = 2,70 atm

P0 NH3 = 108,980 atm

xH2O = 0,9306 xNH3 = 6,93

10-2 PH2O = 2,51 atm PNH3 = 7,48 atm

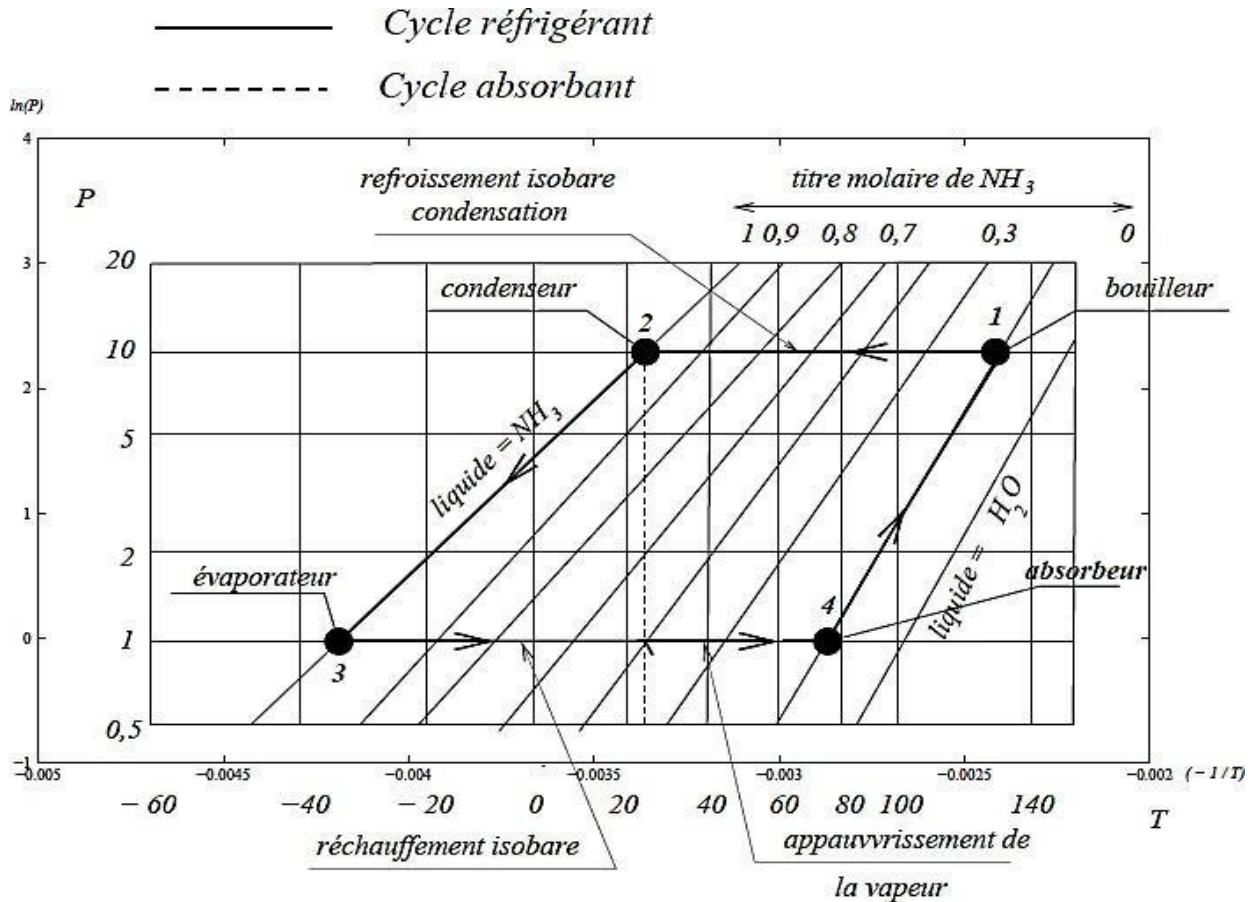
x' H2O = 0,251 x' NH3 = 0,748

2. Condenseur:

P0PC = 10,3 atm et TC = 25°C

P0H2O = 3,16.10⁻² atm

NH3 = 10,03 atm



FigureIV.7 : Représentation des points caractéristiques du cycle à absorption sur un diagramme d'Oldham couple NH₃/H₂O

Machine frigorifique à absorption

IV.2.2. Diagramme de Merkel:

Malgré la bonne représentation de l'installation par le diagramme d'Oldham, il ne permet ni l'analyse énergétique ni la dimensionnement de la machine. Il est nécessaire d'utiliser le diagramme de Merkel pour atteindre ces objectifs (concentration, enthalpie, figureIV.8). Il est De nos jours, il existe également des logiciels de calcul qui, en utilisant les équations d'état, fournissent les mêmes informations mais de manière plus rapide et plus fiable [15].

La machine à absorption peut être étudiée de manière exhaustive grâce au diagramme de Merkel, qui permet de décrire les bilans thermiques des différents appareils du circuit en utilisant la lecture directe des différences d'enthalpie [16]. L'axe abscis est représenté par les concentrations de la phase liquide, tandis que l'axe ordonnées est représenté par les enthalpies (figureIV.8).

Au niveau inférieur, il présente des réseaux d'isothermes et d'isobares, ainsi que des courbes de concentration égale de la phase vapeur en équilibre avec la phase liquide.

Dans la partie supérieure, des courbes de référence permettent de déterminer les caractéristiques de la phase vapeur en partant d'un point d'équilibre spécifique dans la partie inférieure [14].

Machine frigorifique à absorption

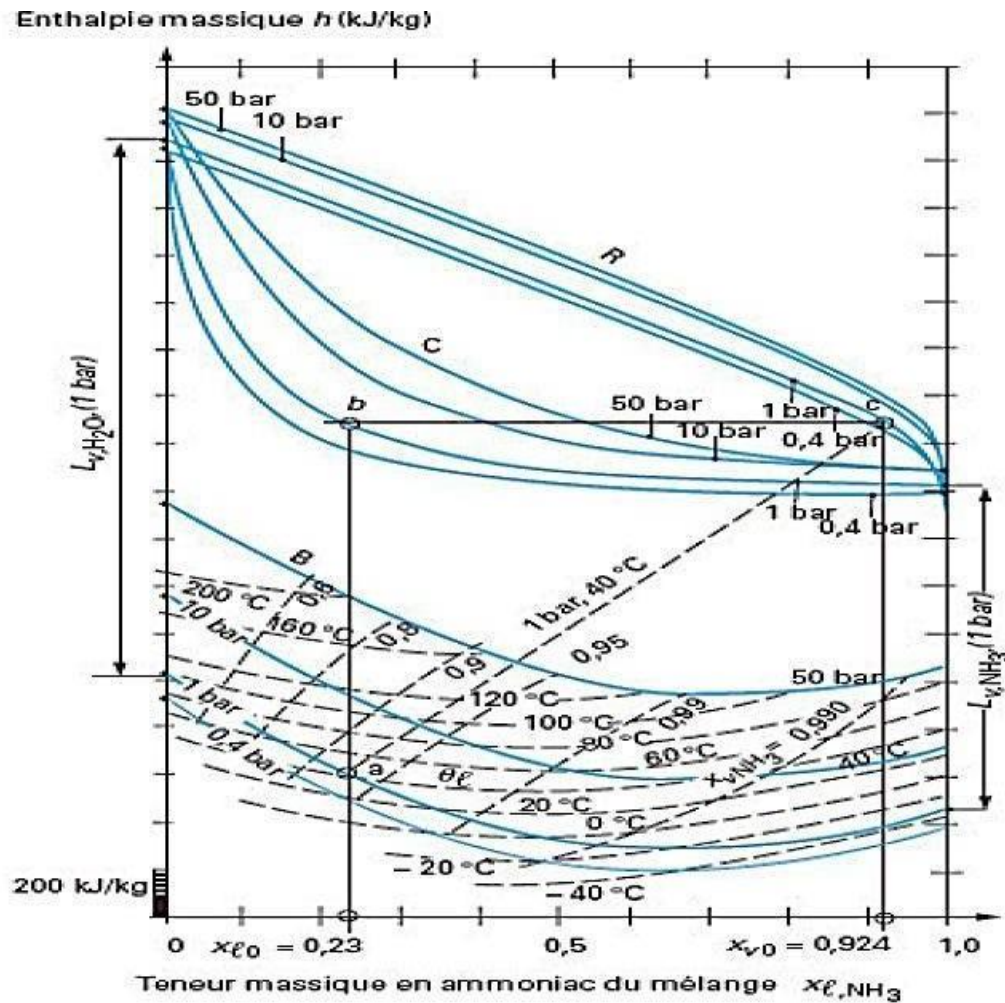


Figure II.8 : Diagramme de Merkel du couple NH_3/H_2O

- Les courbes isobares "de bulle" B, en forme de selle, montrent que le domaine des mélanges liquides sous refroidis pour la pression étudiée est inférieur à chacune d'elles.
- Les courbes isobares « de rosée », R, sont assez étendues et très proches les unes des autres, avec le domaine des mélanges gazeux surchauffés pour cette pression au-dessus de chacune d'elles.
- La construction de courbes isobares, C, permet de déterminer les compositions d'équilibre des phases liquide et vapeur présentes.
- Les isothermes des mélanges liquides, aussi appelés isothermes de selle.

Machine frigorifique à absorption

Auteurs	Année	Fluides de travail	Nature des données
Chang et al.	1968	eau/ LiBr	Expérimentale
Albertson&Krueger	1971	eau/ LiBr	Expérimentale
Modahl&Lynch	1971	eau/ LiBr	Expérimentale
Gupta& Sharma	1976	eau/LiBr	Théorique
Krueger	1977	LiBr-ZnBr ₂ / CH ₃ OH	Expérimentale
Iyoki&Uemura	1978	eau/ LiBr	Expérimentale
Mc Neely	1979	eau/ LiBr	Expérimentale
Ando &Taeshita	1784	DEGDME/R ₂₂	Expérimentale
Ziegler&Trepp	1984	NH ₃ /eau	Théorique
Agarwal&Bapat	1984	DMF/R ₂₂	Expérimentale
El-Sayed&Tribus	1985	NH ₃ /eau	Théorique

TableauIV.11 Résumé de quelques travaux de recherche portant sur les fluides de travail

IV.3. Fluides de travail utilisés dans les cycles à absorption et leurs spécificités :

IV.3.1. Fluides de travail utilisés dans les cycles à absorption

La performance d'un système à absorption est sensiblement dépendante des propriétés physico chimiques et thermodynamiques des fluides de travail utilisés [17-18].

Par conséquent la combinaison Réfrigérant/Absorbant doit satisfaire certaines caractéristiques [19] telles que :

- Une large différence entre la température d'ébullition du réfrigérant pur et celle de l'absorbant ;
- La concentration du réfrigérant dans le mélange doit être assez large que possible ;
- La chaleur de vaporisation du réfrigérant doit être élevée
- Les propriétés de transport (viscosité, conductivité thermique, coefficient de diffusion) doivent être favorables
- Le mélange doit être chimiquement stable, non toxique et non explosif. Il doit aussi
- Être non corrosif et moins coûteux

Plusieurs fluides de travail ont été suggérés dans la littérature, une investigation établie par Marcriss [16] sur les fluides a montré environ 40 réfrigérants et 200 absorbants potentiels, bien que les couples classique NH₃/H₂O

Machine frigorifique à absorption

et H₂O/LiBr restent les fluides les plus utilisés dont les propriétés sont identifiées, bien qu'ils présentent certains désavantages

Cependant la recherche de nouveaux fluides alternatifs et adéquats fait toujours l'objet de plusieurs travaux de recherche, comme illustré par le tableau IV.11 où quelques travaux de recherches sur les fluides de travail d'un système à absorption tirés de la littérature, sont présentés.

IV.3.2. Spécificités des couples utilisés :

NH₃/H₂O

- 1) Les concentrations sont généralement exprimées par rapport, au frigorigène (NH₃)
- 2) La vapeur issue du bouilleur contient un reliquat d'eau (□ quelques %) et nécessite donc la présence d'un organe supplémentaire appelé rectifieur. Chargé d'éliminer l'eau de cette vapeur avant son introduction dans le condenseur.
- 3) L'ammoniac constituant le fluide frigorigène, les niveaux de pression restent analogues à ceux rencontrés dans les machines à compression (jusqu'à -40°C environ). Actuellement, plusieurs installations fonctionnent à -20°C [20-21].

H₂O/LiBr

- 1) La vapeur issue du bouilleur est une vapeur pure (100% eau).
- 2) Le point triple de l'eau étant 0°C, les machines H₂O/LiBr ne permettent pas d'atteindre des températures négatives et trouvent leurs applications essentiellement dans la climatisation [22-23].
- 3) L'eau constituant ici le fluide frigorigène, on notera les faibles niveaux de pression atteints [24], niveaux auxquels le frigoriste est, malgré tout, peu habitué. A titre d'exemple l'eau s'évapore à 5°C sous une pression absolue d'environ 9 mbars et se condense à 35°C à environ 56 mbars. Ces réflexions attirent l'attention sur la qualité de l'étanchéité nécessaire lors de la conception de l'installation ainsi qu'à son maintien au cours de la vie de la machine. Il faut également prendre garde aux pertes de charge, puisque ces niveaux de pression conduisent à des débits volume gazeux très importants. Ils impliquent également un faible ΔP entre les parties basse pression et haute pression (quelques dizaines de mbars), de sorte que les deux détendeurs sont en général constitués simplement d'un tube dont la perte de charge provoque la détente souhaitée.
- 4) Lorsque la température augmente, la solubilité du sel (LiBr) dans l'eau diminue, ce qui peut provoquer sa cristallisation. De telles conditions sont à éviter afin de ne pas obstruer
- 5) les tuyauteries de l'installation ni d'endommager la ou les pompes de circulation. Les installations actuelles comportent généralement une ligne liquide supplémentaire (soit condenseur / absorbeur, soit

Machine frigorifique à absorption

évaporateur / absorbeur) qui permet d'alimenter l'absorbeur en eau pure et servir de dispositif de dilution d'urgence.

IV.4. Différentes configurations de la machine à absorption liquide :

La machine frigorifique à absorption a fait l'objet de plusieurs travaux de recherche dans le but d'améliorer son fonctionnement et d'accroître son efficacité [25]. Les travaux ont été principalement focalisés sur le développement du principe de fonctionnement ainsi que la recherche de nouveaux fluides adéquats. Par conséquent plusieurs configurations de pompe à chaleur ou de machine frigorifique à absorption liquide ont été proposées dans un nombre important de travaux de recherche.

Dans cette partie un aperçu général est présenté concernant les principales configurations de cette machine.

IV.4.1. Système à absorption à simple effet :

La figure II.9 montre le cycle frigorifique à absorption appelé aussi frigo pompe

Avec ses différentes parties comme le condenseur et l'absorbeur qui rejettent de la chaleur inutile dans l'environnement, le bouilleur (générateur) qui prélève une quantité de chaleur

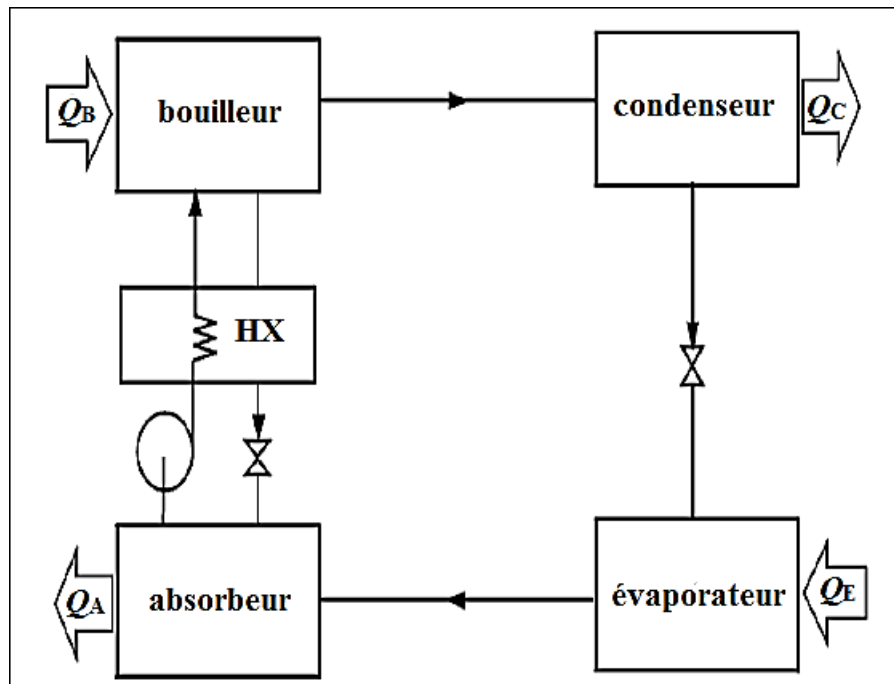


Figure IV.9 : Cycle frigorifique à absorption à simple effet d'une source à plus haute température et l'évaporateur qui pompe de la chaleur dans l'enceinte à refroidir, produisant ainsi une froideur utile. Ce cas correspond à la production du froid pour des usages divers comme la climatisation des bâtiments, la production de la glace, la conservation des aliments et leurs congélations rapides, etc.

Machine frigorifique à absorption

IV.4.2. Transformateur de chaleur à absorption :

La figure II.10 montre le cycle transformateur de chaleur où l'absorbeur produit de la chaleur utile et le condenseur rejette de la chaleur inutile dans l'environnement.

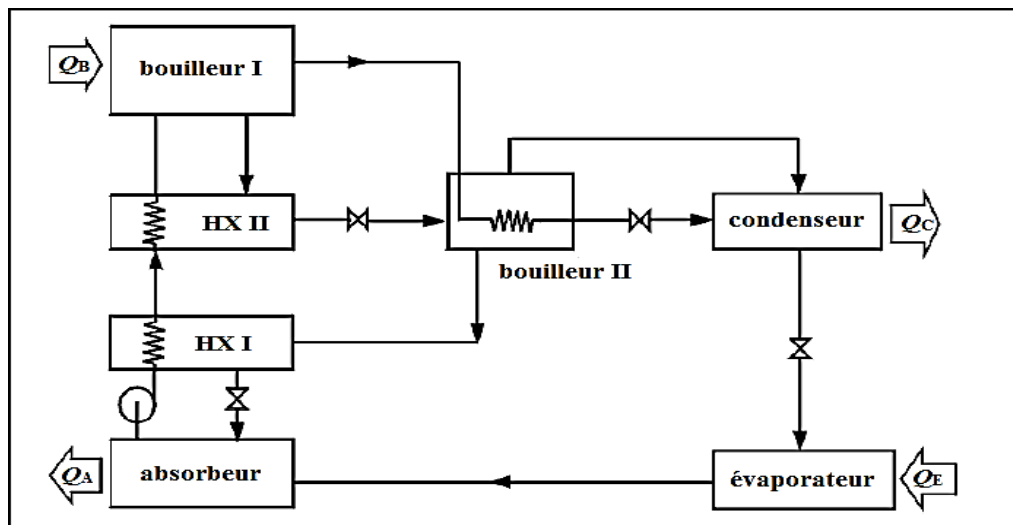
L'évaporateur et le bouilleur prélèvent de la chaleur d'une source peu onéreuse (ou gratuite) à température intermédiaire. Ce cas correspond à la revalorisation des effluents résiduels industriels à environ 60°C-80°C en vue d'obtenir des flux énergétiques de niveau beaucoup plus élevé directement utilisables dans les procédés.

A titre d'exemple, sur le plan domestique, le thermo transformateur de chaleur peut être utilisé pour le chauffage de bâtiments par prélèvement de la chaleur de l'environnement à environ 5°C

IV.4.3. Cycles frigorifiques à plusieurs effets :

L'objectif du cycle frigorifique à plusieurs effets est d'augmenter la performance du système à absorption, ou accroître leur domaine d'utilisation possible, en faisant usage de systèmes à étages, ou effets multiples. Les variantes possibles sont nombreuses surtout si l'intérêt porte sur la production simultanée de froid et de la chaleur (thermo frigo pompes à titre d'exemple). Le cycle frigorifique à absorption à double effet a été introduit durant la période allant de 1956 à 1958.

La figureIV.11 montre un tel cycle utilisant le système H₂O/LiBr où la vapeur du réfrigérant générée par le générateur à premier effet est condensée à haute pression dans le générateur à second effet [26]. Cependant la chaleur rejetée est utilisée pour produire une vapeur supplémentaire du réfrigérant à partir de la solution provenant du générateur à premier effet. (La chaleur issue de la condensation de la vapeur du réfrigérant est utilisée dans le bouilleur II). Si toute la vapeur du réfrigérant provenant du premier générateur se condense dans le second générateur, le COP du système devrait être deux fois celui du système à simple effet correspondant [27].



FigureIV.11 : Cycle frigorifique à absorption à double effet opérant à trois niveaux de pression : *haute, modérée et basse*

Machine frigorifique à absorption

IV. 1. La boucle frigorifique

La boucle frigorifique est composée de la machine frigorifique à absorption liquide qu'on a déjà introduit au chapitre II.

III.1.1. Cycle de fonctionnement de la machine frigorifique à absorption liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

Afin d'appliquer les principes de la thermodynamique au cycle de la machine tel que représenté dans la figure III.13, des simplifications sur le fonctionnement de celui-ci ont été envisagées en émettant certaines hypothèses de base telles que :

- Les températures dans les composants (bouilleur, condenseur, évaporateur et absorbeur) sont supposées uniformes sur tout le volume considéré ;
- La pression au niveau de l'évaporateur est égale à celle de l'absorbeur (perte de charge négligeable) ;
- pression au niveau du bouilleur est égale à celle du condenseur (perte de charge négligeable) ;
- La température au niveau du condenseur est égale à celle de l'absorbeur ;
- Les pressions haute et basse sont celles d'équilibre au bouilleur et à l'évaporateur respectivement ;
- Les détente sont isenthalpiques ;
- La solution riche en fluide frigorigène à la sortie de l'absorbeur est un liquide saturé à la température et la concentration de l'absorbeur. De même, la solution pauvre en fluide frigorigène quittant le bouilleur est à une concentration liée par une relation d'équilibre à la pression et la température du bouilleur ;
- Le frigorigène émis par l'évaporateur est à l'état de vapeur saturée à la température et la pression de l'évaporateur ;
- Le système est en régime permanent.

Les hypothèses citées précédemment permettent d'élaborer les équations de conservation de masse et d'énergie, qui sont le point de départ pour une analyse thermodynamique d'un cycle à absorption liquide. Les conditions de fonctionnement de la machine frigorifique à absorption liquide étudié dans ce mémoire **sont** :

Machine frigorifique à absorption

Puissance frigorifique $Q_E = 10\text{kW}$

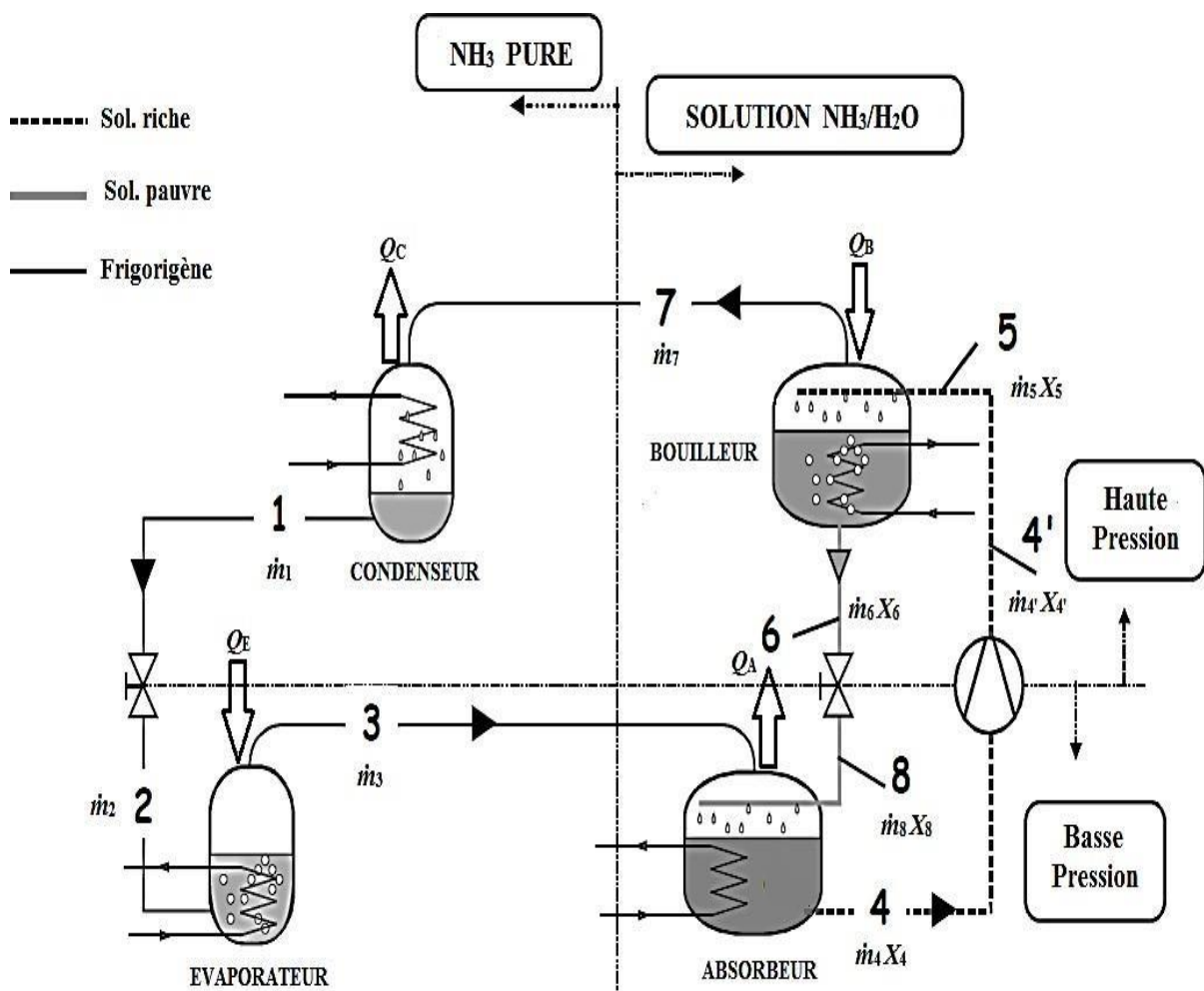
Evaporateur : $T_E = 5^\circ\text{C}$; $P_E = P_{\text{sat}}(T_E) = 5,1575 \text{ atm}$

Condenseur : $T_C = 35^\circ\text{C}$; $P_C = P_{\text{sat}}(T_C) = 13,508 \text{ atm}$

Absorbeur : $T_A = T_C = 35^\circ\text{C}$; $P_A = P_{\text{sat}}(T_A) = 5,1575 \text{ atm}$

Bouilleur : $T_B = 125^\circ\text{C}$; $P_B = P_{\text{sat}}(T_B) = 13,508 \text{ atm}$

Le cycle de fonctionnement de la machine frigorifique à absorption liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ est déterminé par les températures du bouilleur, du condenseur de l'absorbeur et de l'évaporateur ainsi que par le débit du frigorigène circulant dans l'évaporateur.



FigureIV.13 : Schéma représentatif d'un cycle d'une machine frigorifique à absorption liquide $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

Machine frigorifique à absorption

- **Bouilleur :**

Point 6 (solution pauvre) :

$$T_6 = T_B ; P_6 = P_B ; X_6 = X_S (T_B, P_B) ; h_6 = h_S (T_B, X_6)$$

- **Absorbeur :**

Point 4 (solution riche) :

$$T_4 = T_A ; P_4 = P_A ; X_4 = X_S (T_A, P_A) ; h_4 = h_S (T_A, X_4)$$

Le bilan massique sur la solution liquide au niveau du bouilleur donne :

$$X_5 = X_4 ; m_5 X_5 = X_6 m_6 \text{ et } m_5 = m_6 - m_1 \Rightarrow m_6 = m_5 + m_1$$

$$m_5 X_5 = (m_5 + m_1) X_6 \Rightarrow m_5 (X_5 - X_6) = m_1 X_6 \Rightarrow m_5 = \frac{X_6}{X_5 - X_6} m_1 = m_4$$

$$m_6 = m_5 + m_1 = m_1 \left(\frac{X_6}{X_5 - X_6} + 1 \right) = m_1 \frac{X_5}{X_5 - X_6}$$

L'état de la solution riche en sortie de la pompe (point 4') est donné par :

$$T_{4'} = T_4 = T_A ; P_{4'} = P_5 = P_B ; X_{4'} = X_4 ; m_{4'} = m_4 = m_5$$

$$v_{4'} = v_4 (T_A, X_4) ; h_{4'} = h_4 + (P_{4'} - P_4) v_{4'}$$

$v_{4'}$ → volume massique de la solution riche au point 4'

- **Détendeur de la solution NH₃/H₂O :**

Lors de son passage par le détendeur, la pression de la solution NH₃/H₂O liquide est réduite de la haute pression P_B à la basse pression P_E :

Point 8 (solution pauvre) :

$$P_8 = P_A ; X_8 = X_6 ; m_8 = m_6 ; h_8 = h_6 \text{ (détente isenthalpique)}$$

$$T_8 = f(X_8, h_8)$$

- **Condenser :**

Etat du fluide frigorigène à l'entrée du condenser est :

Machine frigorifique à absorption

Point 7 (frigorigène) :

$$P_7 = P_B ; T_7 = T_B ; h_7 = h_r(T_7, P_7)$$

Etat du fluide frigorigène à la sortie du condenser est :

Point 1 (frigorigène) :

$$P_1 = P_7 ; T_1 = T_C ; h_1 = h_r(T_1, P_7) ; m_1 = m_7$$

- **Détendeur du fluide frigorigène :**

A la sortie du détendeur (entrée de l'évaporateur), l'état du fluide frigorigène est donné par :

Point 2 (frigorigène) :

$$P_2 = P_E ; \dot{m}_2 = \dot{m}_1 ; h_2 = h_1 \quad (\text{détente isenthalpique})$$

- **Evaporateur :**

A la sortie de l'évaporateur, NH_3 est dans l'état du point 3:

Point 3 (frigorigène) :

$$P_3 = P_2 = P_E ; T_3 = T_E ; m_3 = m_2 ; h_3 = h_r(T_3, P_3)$$

Pour chacun des points du cycle correspondant à une solution liquide, les relations II.1 et II.2 du chapitre II ont été utilisées pour calculer les concentrations molaires x et la concentration massique X est déduite de la relation suivante :

Machine frigorifique à absorption

$$x_i M_i \qquad X_i = \frac{-2}{\sum_{i=1} x_i M_i} \qquad (III.8)$$

Où M_i est la masse molaire de chacun des constituants de la solution liquide. Par ailleurs, les enthalpies de la solution liquide (indice s) et du réfrigérant (indice r) ont été calculées à l'aide du logiciel REFPROP® [32].

Les calculs des principales propriétés des différents points du cycle sont rassemblés dans le tableau IV.3

Point du cycle	Nature du fluide	T (°C)	P (atm)	Débit (kg/s)	Concentration molaire x	Concentration massique X	h (kJ/kg)
Point 1	frigorigène	35	13,508	$9,080 \cdot 10^{-3}$	1	1	509,23
Point 2	frigorigène	5	5,1575	$9,080 \cdot 10^{-3}$	1	1	509,23
Point 3	frigorigène	5	5,1575	$9,080 \cdot 10^{-3}$	1	1	1610,05
Point 4	Solution riche	35	5,1575	$3,851 \cdot 10^{-3}$	0,379	0,366	84,555
Point 4'	Solution riche	35	13,508	$3,851 \cdot 10^{-3}$	0,379	0,366	85,537
Point 5	Solution riche	35	13,508	$3,851 \cdot 10^{-3}$	0,379	0,366	85,537
Point 6	Solution pauvre	125	13,508	$1,293 \cdot 10^{-2}$	0,115	0,109	251,29
Point 7	frigorigène	125	13,508	$9,080 \cdot 10^{-3}$	1	1	1878,7
Point 8	Solution pauvre	-	5,1575	$1,293 \cdot 10^{-2}$	0,115	0,109	251,29

Tableau IV.3 : principales propriétés des différents points du cycle de la machine à absorption liquide NH₃/H₂O

Machine frigorifique à absorption

III.2.2 Calcul des performances de la machine frigorifique à absorption liquide NH₃/H₂O

1) Débit du frigorigène :

Débit du frigorigène est $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_7$ donné par :

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}_E}{h_3 - h_2} = \frac{10}{1610,5 - 509,23} = 9,080.10^{-3} \text{ (kg/s)}$$

2) Puissance thermiques des différents échangeurs :

Bouilleur :

$$\begin{aligned}\dot{Q}_B &= \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_5 h_5 \\ &= 1,293.10^{-2}.251,29 + 9,080.10^{-3}.509,23 - 3,851.10^{-3}.85,537 \\ &= 7,543\text{kW}\end{aligned}$$

Absorbeur :

$$\begin{aligned}\dot{Q}_A &= \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_4 h_4 \\ &= 9,080.10^{-3}.1610,5 + 1,293.10^{-2}.251,29 - 3,851.10^{-3}.84,555 \\ &= 17,547\text{kW}\end{aligned}$$

Condenseur :

$$\begin{aligned}\dot{Q}_C &= \dot{m}_1 (h_7 - h_1) \\ &= 9,080.10^{-3} (1878,7 - 509,23) \\ &= 12,435\text{kW}\end{aligned}$$

3) Puissance mécanique de la pompe :

$$\begin{aligned}W &= \dot{m}_4 (P_4 - P_4') v_4 \\ &= 3,851.10^{-3} (13,508 - 5,1575) 1.161.10^{-3} \\ &= 3,782.10^{-3} \text{ kW}\end{aligned}$$

Machine frigorifique à absorption

4) calcul du coefficient de performance COP :

$$COP = \frac{Q_E}{Q_B + W} = \frac{m_3 \cdot (h_3 - h_2)}{m_6 h_6 + m_1 h_1 - m_5 h_5 + m_4 (P_{4'} - P_4) v_{4'}} \quad (\text{III.9})$$

D'où :

$$COP = \frac{9,080 \cdot 10^{-3} (1610,5 - 509,23)}{1,293 \cdot 10^{-2} \cdot 251,29 + 9,080 \cdot 10^{-3} \cdot 509,23 - 3,851 \cdot 10^{-3} \cdot 85,537 + 3,851 \cdot 10^{-3} (13,508 - 5,1575) 1,161 \cdot 10^{-3}}$$
$$= 1,325$$

Conclusion :

En conclusion, les températures de sortie de l'huile minérale de l'absorbeur du concentrateur solaire varient selon les heures du jour et les mois de l'année. Cependant, il est à noter que nous ne puissions pas atteindre la température de fonctionnement requise de la machine frigorifique à absorption, qui est de 125°C , avec un seul concentrateur solaire. Cela nous amène à envisager d'ajouter un autre concentrateur mis en série, où sa température d'entrée serait la température de sortie du premier concentrateur.

De plus, si l'on constate que la machine doit fonctionner pendant plus de quatre tranches horaires, en raison de l'inertie thermique des matériaux de construction des parois de la salle de lecture, nous devons envisager l'ajout d'un autre concentrateur solaire. Dans ce cas, il sera nécessaire de munir notre installation d'un système de régulation efficace qui assure les conditions de confort thermique requises.

Donc, pour garantir le bon fonctionnement de la machine frigorifique à absorption et assurer le confort thermique dans la salle de lecture, il est peut être nécessaire d'ajouter des concentrateurs solaires supplémentaires et de mettre en place un système de régulation adapté et un système de stockage. Cela permettra de répondre aux besoins énergétiques de manière efficace et durable.

Références bibliographiques :

Références bibliographiques :

- [1] R. Bernard, G. Menguy, M. Schwartz, Le rayonnement solaire, conversion thermique et application. Technique et Documentation, Paris, 1979.
- [2] Héliothermique: le gisement solaire méthodes et calculs, pierre Henri COMMUNAY, 2002.
- [3] J.M.chassériaux, Conversion thermique du rayonnement solaire, bordas Paris, 1984.
- [4] S. A. Klein and J. C. Theilaker, An algorithm for calculating monthly overage radiation on inclined surfaces, journal of solar energy engineering, Vol. 103, pp 29-33, 1981.
- [5] B. Liu et R.C. Jordan, The interrelationship and characteristic distribution of distribution of direct, diffuse and total solar radiation, Solar Energy, Vol. 4, pp 1-19, 1960.
- [6] S. A. Klein, calculation of monthly overage insolation on titled surfaces, solar energy, Vol. 19, pp 325-329, 1977.
- [7] D. G. Erbs, S. A. Klein and J. A. Duffie, estimation of the diffuse radiation fraction for hourly, daily and monthly overage global radiation, solar energy, 28(4), pp 293-304, 1982.
- [8] M. Collares-pereira and A. Rabl, The overage distribution of solar radiation correlations between daily and hourly insolation values, solar Energy, Vol. 22, pp 155, 1979.
- [9] A.A.SFEIR, G.GUARRACINO, Ingénierie des systèmes solaires, application à l'habitat. Technique et documentation, 1981.
- [10] Absorption Liquide - Machines trithermes (Site consulté en novembre 2001). Adresse URL : http://neveu.pierre.free.fr/enseignement/abs_liquide/cours.htm
- [11] PIERRE RAPIN, PATRICK JACQUARD Technologie des installations frigorifiques 8ème édition DUNDO -2004.
- [12] Duminil Maxime. Machines thermo-frigorifiques, systèmes à éjection et à absorption. Be 9 735, traité Génie énergétique, Techniques de l'Ingénieur. ~ 80 ~ Références bibliographiques [12] Jean Castaing-Lasvignottes. Aspects thermodynamiques et technico-économiques des systèmes à absorption liquide. Institut français du froid industriel, 2001. <http://jc.castaing.free.fr/jc.castaing@free.fr>
- [13] G. Feuerecker, J. Scharfe, I. Greiter, C. Frank and Georg Alefeld. Measurement of thermo-physical properties of aqueous at high temperatures and concentrations. AES, Vol 31, International Absorption Heat Pump Conference. ASME 1993.
- [14] Blanco P. Absorption heatpump performance for different types of solution, int J. of Refrig, 1984 vol.7, N°2, PP115-122.

Références bibliographiques :

- [15] Eisa, M.A.R et al. A study of the optimum interaction between the working fluid and absorbent in absorption heat pumps systems. Heat Recovery system & CHP, 1987 vol.7, N°2, pp.107-117.
- [16] Holmberg, Petal. Alternative working fluids in heat transformers. ASHRAE Trans, 1990 vol.96, pp.1582-1589.
- [17] Absorption ammoniac/eau : état de l'art. Hamid OUALI, Revue Générale du Froid, n° 996, pp 28-33, Aout-Septembre 1999.
- [18] Colibri-Stork ammonia absorption refrigeration and cooling Systems (Site consulté en novembre 2001). Adresse URL : <http://www.colibri-stork.nl/>
- [19] Mad l'Outil Froid, dossier spécial « Climatisation au gaz », n°17 Décembre 1999.
- [20] L'hypermarché Leclerc de Meaux : du chaud et du froid au gaz naturel. Chauffage, Ventilation, Conditionnement d'air, Septembre 1998.
- [21] J. Castaing-Lasvignottes P. Neveu et P. Bonnet, Un groupe refroidisseur de liquide à absorption à l'IFFI, Revue Générale du Froid, n°1005, pp 29-38 (2000).
- [22] Srihirin P, Aphornratana S, A review of absorption refrigeration technologies, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 5 (2001), 343–372.
- [23] Vliet GC, Law MB, Lithgow RA, Water-lithium bromide double-effect absorption cooling cycle analysis, ASHRAE Trans 1982; 88:811–22.
- [24] Kaushik SC, Chandra S. Computer modeling and parametric study of a double effect generation absorption refrigeration cycle. Energy Convers Mgmt 1985; 25(1): pp.9 14. ~ 81 ~ Références bibliographiques
- [25] Garimella S, Christensen RN. Cycle description and performance simulation of a gas fired hydronically coupled double-effect absorption heat pump system. ASE-Vol. 28, recent Research in Heat pump Design. ASME pub., 1992:7–14.
- [26] Devault RC, Marsala J. Ammonia-water triple-effect absorption cycle. ASHRAE Trans 1990; 96:676–82.
- [27] Grossman G, Zaltash A, Adcock PW, Devault RC. Simulating a 4-effect absorption chiller, ASHRAE J., Jun., 1995; pp.45–53.
- [28] Ziegler F, Kahn R, Summerer F, Alefeld G. Multi-effect absorption chillers. Int J Refrig. 1993;16(5):301–10.
- [29] KHADRAOUI, R. Modélisation de l'écoulement diphasique de l'ammoniac (R717) à travers un éjecteur d'une machine de climatisation tritherme. Mémoire de Magister : Université badji Mokhtar – Annaba, 2008.

Références bibliographiques :

[30] CHABBI ABDE ALLAH. Evaluation des performances du cycle d'une machine frigorifique solaire aejecto-compression fonctionnent au R141b. Mémoire de Master : Université badji Mokhtar – Annaba, 2012.

[31] B. J. HUANG, V. A. PETRENKO, I. YA. SAMOFATOV and N. A. SHCHETININA Solar Energy Vol. 71, No. 4, pp. 269–274, 2001 [32] Logiciel REFPROP®.