

**CHAPITRE III : MODELISATION THERMIQUE D'UNMACHINES  
FRIGORIFIQUESOLAIREA ABSORPTION**

---

---

**III.1. INTRODUCTION**

Dans ce chapitre nous avons modélisé thermiquement du capteur solaire à air et analyse thermodynamique du machine frigorifique à absorption fonctionnant avec le couple (H<sub>2</sub>O-LiBr), et décrit les divers équations pour le calcul des propriétés thermodynamiques, ont présenté la méthode de nodale et de Runge Kutta pour résolution cette équations.

**III.2. DESCRIPTION DE PROBLEME**

Le principe de notre travail, est de savoirprévision de divers comportement thermique de la machine frigorifique solaire à absorption pour atteindre de meilleures performances, et comment exploiter l'énergie solaire, par utilisation de capteur solaire à air en génération de puissance thermique nécessaire pour bon fonctionnement de cette machine.

**III.3. MODELISATION THERMIQUE DU CAPTEUR SOLAIRE**

**III.3.1. Hypothèses simplificatrices**

Pour simplifier l'étude des transferts de chaleurs dans le capteur solaire à air, on utilise la méthode d'analyse dite méthode globale, d'où on suppose que :

- Les caractéristiques des matériaux sont constantes et indépendantes des conditions météorologiques.
- La température de la vitre et de l'absorbeur et du ciel est considérée uniforme.
- La construction du capteur uniforme.
- Régime instationnaire.
- La vitesse d'écoulement et la distribution de la température sont unidimensionnelles.

---

### III.4. MODELISATION DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE A ABSORPTION

#### III.4.1. Hypothèses simplificatrices sur la machine frigorifique à absorption

Pour l'application des principes de la thermodynamique sur un cycle réel, on utilise les conditions et les hypothèses suivantes [38].

- Le système fonctionne en régime dynamique instationnaire.
- Les températures dans les échangeurs (générateur, condenseur, évaporateur et absorbeur) sont supposées uniformes sur tout le volume considéré.
- La solution riche en fluide frigorigène à la sortie de l'absorbeur est un liquide saturé à la température et la concentration dans l'absorbeur.
- la solution pauvre en fluide frigorigène quittant le générateur est à une concentration liée par une relation d'équilibre à la pression et à la température du générateur.
- Le fluide frigorigène sortant du condenseur est pris comme étant liquide saturé à la température et la pression correspondante.
- Le frigorigène, à la sortie de l'évaporateur, est à l'état de vapeur saturée à la température et à la basse pression de l'évaporateur.
- Les détente sont supposées isenthalpiques.
- Les pertes de charge sont négligeables au niveau de tous les organes de la machine frigorifique solaire à absorption.
- Les variations de l'énergie cinétique et de l'énergie potentielle sont négligeables au niveau de tous les organes de la machine frigorifique solaire à absorption.
- Au niveau de la pompe est la transformation isentropique (sans pertes thermiques).

La machine à absorption comporte trois échangeurs de chaleur, et leurs descriptions sont essentielles pour savoir exactement l'évolution des températures :

On suppose qu'ils fonctionnent au mode co-courant et qu'il n'y a pas de pertes thermiques, c'est-à-dire que la surface de séparation est la seule surface d'échange et que la quantité de chaleur perdue par le fluide chaud et intégralement gagnée par le fluide froid.

1. Le condenseur dont le but est d'assurer la transformation d'eau vapeur à liquide, par transfert de chaleur de vapeur d'eau pur au milieu ambiant.
2. L'évaporateur dont le rôle est d'assurer la transformation d'eau liquide à vapeur, le transfert de chaleur du milieu à refroidir à l'eau.
3. Le troisième c'est l'absorbeur, qui est isentropique.

Dans ce chapitre on effectue une analyse thermodynamique d'une machine à absorption à simple effet, utilisant le couple (H<sub>2</sub>O/LiBr) l'eau comme fluide de fonctionnement ; cette machine est similaire à celle représenté dans la figure (III.1).

La performance d'une machine à absorption dépend des propriétés chimiques etthermodynamique des fluides utilisés.

Les mélanges (absorbant/réfrigérant) doivent avoir est une bonne miscibilité dans laplage des températures de fonctionnement du cycle ; être stables chimiquement, nontoxique, et non explosifs.

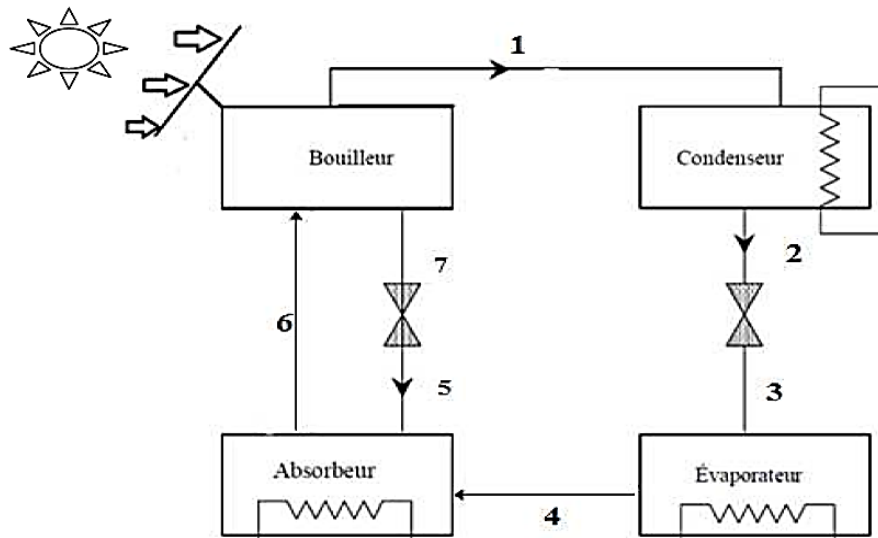


Figure III.1. Machine frigorifique solaire à absorption à simple effet [39]

Ce chapitre décrit les équations nécessaires pour le calcul des propriétés thermodynamiques et physiques de la solution binaire composée de l'eau et du bromure de lithium.

Coefficient de performance frigorifique de la machine à absorption solaire

Le coefficient de performance (COP) est défini par le rapport de la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur sur la quantité de chaleur fournit au générateur plus le travail de la pompe de solution [40].

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} \tag{III.1}$$

D'où :

$Q_e$  : quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur

$Q_g$  : la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur

Coefficient de performance solaire (globale) de la machine à absorption solaire avec le capteur solaire à air

$$COP_s = COP \cdot \eta_{cs} \tag{III.2}$$

### III.5. MODELISATION DE L'ECLAIREMENT SOLAIRE

#### III.5.1. L'éclairement solaire global

Le rayonnement solaire incident  $I_t$  dépend de plusieurs grandeurs astronomiques fixant le lieu et la position par rapport au soleil. On propose de calculer les flux solaires global, direct et diffus, incident sur un plan horizontal et à tout instant.

Le rayonnement solaire direct est donné comme suit :

$$I_D = I \cdot \sin(hs) \tag{III.3}$$

$I$  : est le rayonnement solaire directe parallèle au rayon solaire donné par la formule [4]

$$I = I_0 \cdot a \cdot \exp\left(\frac{-b}{\sin(hs)}\right) \tag{III.4}$$

a Et b : les coefficients de trouble atmosphériques, sont données dans le tableau suivant.

**Tableau3. 1** : Coefficients de trouble atmosphérique [41].

Coefficients de Trouble	Conditions normales	Ciel pur	Zone industrielle
A	0,88	0,87	0,91
b	0,26	0,17	0,43

Pour notre étude nous avons choisi les valeurs correspondantes au ciel pur.

$hS$  : Hauteur du soleil donné comme suit [42] :

$$\sin(hs) = \cos(\phi) \cdot \cos(\omega) \cdot \cos(\delta) + \sin(\phi) \cdot \sin(\delta) \tag{III.5}$$

$\phi$  : Latitude du lieu en degré :

$\omega$  : Angle horaire en degré ( $\omega = 0$  au niveau solaire vraie,  $\omega < 0$  le matin et  $\omega > 0$  l'après midi)

$$\omega = (TSV - 12).15 \quad (III.6)$$

$\delta$ : Déclinaison du Soleil en degré

$$\delta = 23,25 \cdot \sin\left(\frac{360}{365}\right) \cdot (284 + n) \quad (III.7)$$

$n$  : Nombre de Jours à partir du premier Janvier.

Le rayonnement solaire diffus du ciel est donné par l'expression suivante [41] :

$$I_{dc} = I_0 \cdot \sin(hs) \cdot (0,271 - 0,2939 \cdot a \cdot \exp\left(\frac{-b}{\sin(hs)}\right)) \quad (III.8)$$

Avec,  $I_0$  qui est le rayonnement extraterrestre, donné par la formule suivante [43] :

$$I_0 = 1367 \cdot (1 + 0,034 \cdot \cos(0,986 \cdot n - 2)) \quad (III.9)$$

L'expression du rayonnement solaire reçu par une surface (A) d'orientation quelconque,  $\alpha$  par rapport au sud et d'inclinaison  $\beta$  par rapport à l'horizontale fait intervenir les facteurs de correction suivants [45]:

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\sin(hs)} \quad (III.10)$$

$$R_c = \frac{1 + \cos \beta}{\sin(hs)} \quad (III.11)$$

$$R_s = \frac{1 - \cos \beta}{2} \quad (III.12)$$

L'expression du rayonnement diffus du sol est donnée comme suit [41] :

$$I_{ds} = (I_d + I \cdot \sin(hs)) \cdot alb \cdot R_s \quad (III.13)$$

alb : Albédo du sol.

L'angle d'incidence est donné par l'expression suivante [45] :

$$\cos \theta = \sin(hs) \cdot \cos \beta + \cos(hs) \cdot \sin \beta \cdot \cos(\alpha_s - \alpha) \quad (III.14)$$

$\alpha_s$  : Angle azimutal du Soleil en degré.

$\alpha$  : Angle azimutal du capteur, en degré.

Le rayonnement global incident sur une surface inclinée s'écrit comme suit [44] :

$$I_t = I_D \cdot R_b + I_{dc} \cdot R_c + I_{ds} \quad (III.15)$$

**III.3.2. Description de méthode de résolution**

**Analyse par méthode de nodale**

La modélisation est basée sur l'utilisation la méthode nodale [46,47]. La démarche consiste à découper le système en un certain nombre de volumes élémentaires supposés isothermes.

Les échanges de flux entre les nœuds des systèmes discrets s'effectuent à travers des composants représentés par des connexions thermiques : conductance thermique, sources de chaleur et température imposée.

Tableau (III.1) : expression des conductances et des flux de chaleur avec schéma.

Expression des conductances et des flux	Schemas
conduction $G_{ij} = \frac{\lambda_{ij} \cdot A_{ij}}{e_{ij}}$ $\Phi = G_{ij} \cdot (T_i - T_j)$	
Convection $G_{ij} = h_{ij} \cdot A_{ij}$ $\Phi = G_{ij} \cdot (T_i - T_j)$	
Écoulement fluidique $G_{ij} = \dot{m} \cdot C_p$ $\Phi = G_{ij} \cdot (T_i - T_j)$	
Rayonnement $G_{ij} = h_{ij} \cdot A_{ij}$ $\Phi = G_{ij} \cdot (T_i - T_j)$	

Avec :

$G_{ij}$ : La conductance thermique.

$A_{ij}$ : Surface d'échange thermique.

$\Phi_{ij}$ : Le flux de chaleur.

$\lambda_{ij}$ : Conductivité thermique des substances.

$h_{ij}$ : Coefficient d'échange thermique.

$e_{ij}$ : Épaisseur de la substance.

$T_i$  et  $T_j$ : Les températures dans les nœuds  $i$  et  $j$ .

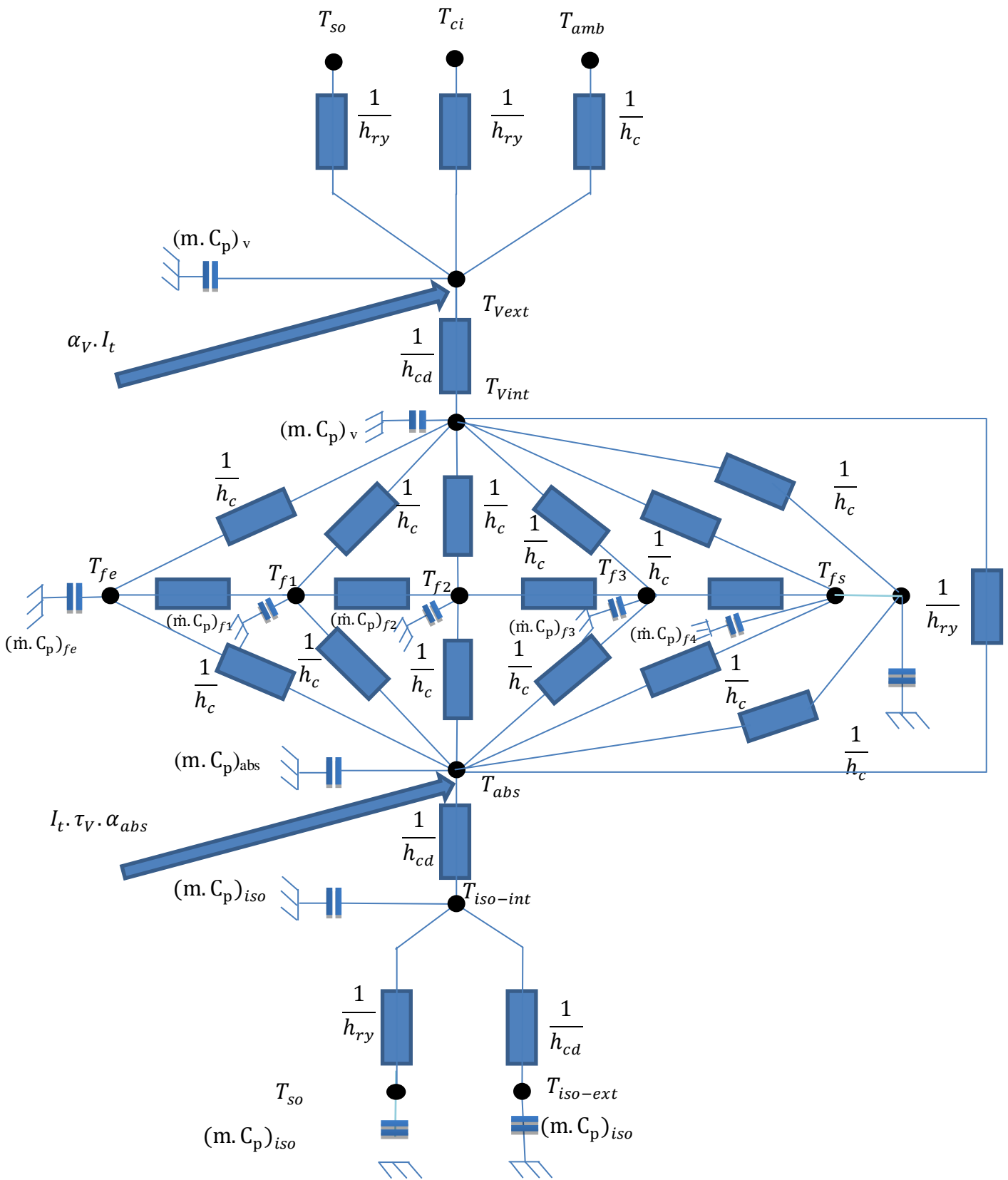


Figure III.2. Schéma thermoélectrique de capteur solaire à air.

III.3.3. Différents Equations de fonctionnement du capteur solaire à air

Les équations de bilan thermique des divers composants du capteur solaire à air (vitre, fluide caloporteur, absorbeur, isolant) sont :

Au niveau de la vitre

❖ Vitre externe

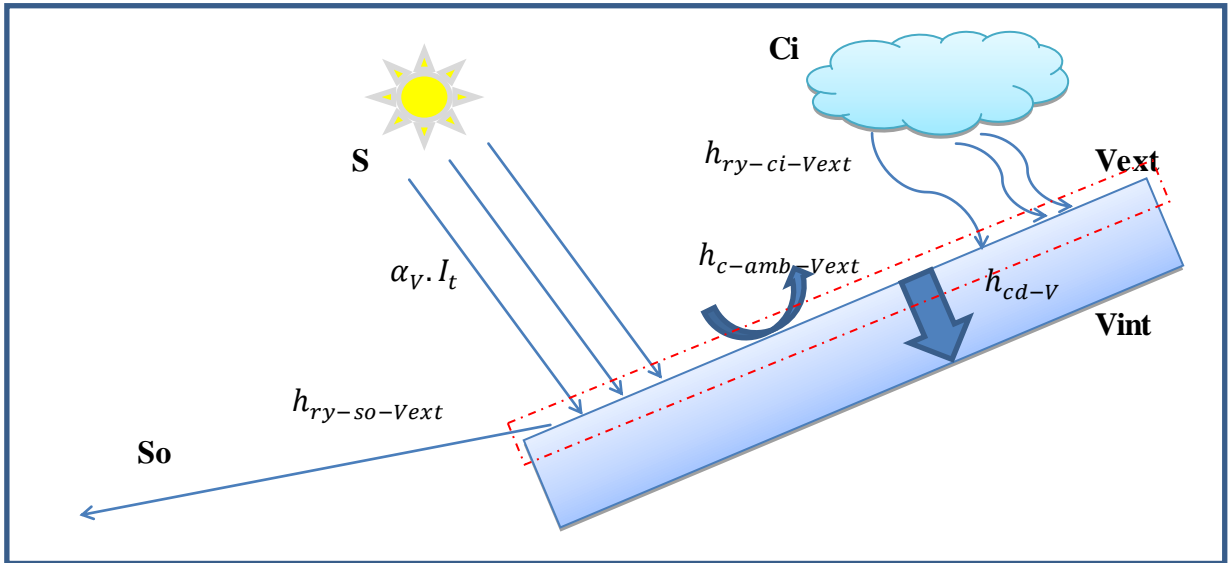


Figure III.3. L'échange de chaleur avec la coté extérieur de la vitre.

$$\left( m.C_p \cdot \frac{dT}{dt} \right)_{Vext} = \alpha_v \cdot I_t \cdot A_v + h_{ry-ci-vext} \cdot A_v \cdot (T_{ci} - T_{Vext}) + h_{ry-so-vext} \cdot A_v \cdot (T_{so} - T_{Vext}) + h_{c-amb-vext} \cdot A_v \cdot (T_{amb} - T_{Vext}) + h_{cd-v} \cdot A_v \cdot (T_{Vint} - T_{Vext}) \tag{III.16}$$

❖ Vitre interne

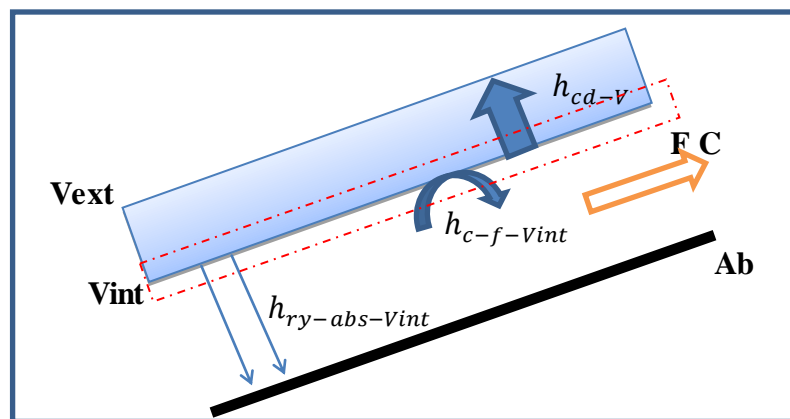


Figure III.4. L'échange de chaleur avec la coté intérieur de la vitre.



$$\left( \dot{m} \cdot C_p \cdot \frac{dT}{dt} \right)_{Vint} = h_{ry-abs-Vint} \cdot A_v \cdot (T_{abs} - T_{Vint}) + h_{c-f-Vint} \cdot A_v \cdot (T_f - T_{Vint}) + h_{cd-v} \cdot A_v \cdot (T_{Vext} - T_{Vint}) \quad (III.17)$$

**Au niveau de fluide caloporteur**

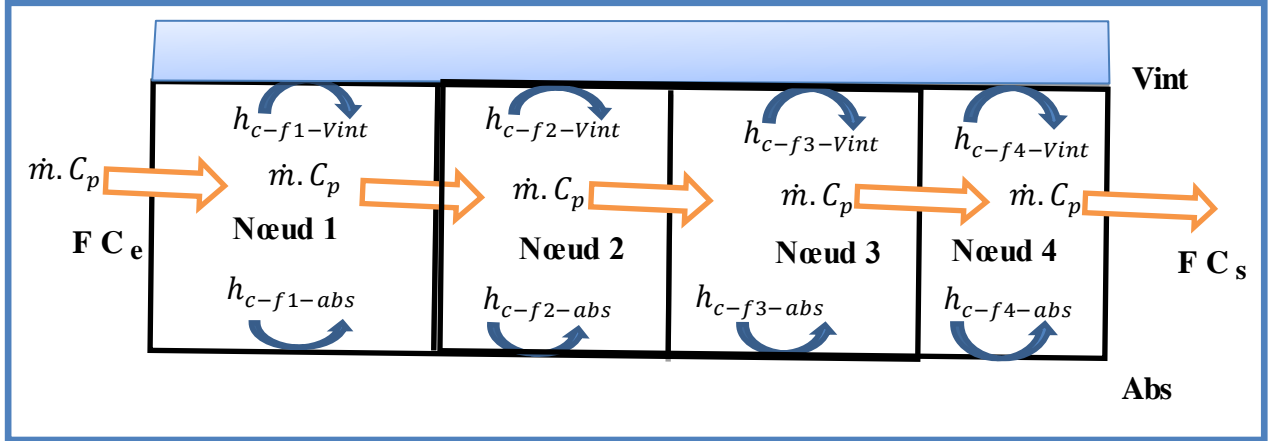


Figure III.5. Figure L'échange de chaleur avec le fluide caloporteur.

❖ **Fluide pour le nœud 1**

$$\left( \dot{m} \cdot C_p \cdot \frac{dT}{dt} \right)_{fl} = h_{c-fl-Vint} \cdot \left( \frac{A_v}{4} \right) \cdot (T_{Vint} - T_{fl}) + h_{c-fl-abs} \cdot \left( \frac{A_v}{4} \right) \cdot (T_{abs} - T_{fl}) + \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{fe} - T_{fl}) \quad (III.18)$$

❖ **Fluide pour le nœud 2**

$$\left( \dot{m} \cdot C_p \cdot \frac{dT}{dt} \right)_{f2} = h_{c-f2-Vint} \cdot \left( \frac{A_v}{4} \right) \cdot (T_{Vint} - T_{f2}) + h_{c-f2-abs} \cdot \left( \frac{A_v}{4} \right) \cdot (T_{abs} - T_{f2}) + \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{fl} - T_{f2}) \quad (III.19)$$

❖ **Fluide pour le nœud 3**

$$\left( \dot{m} \cdot C_p \cdot \frac{dT}{dt} \right)_{f3} = h_{c-f3-Vint} \cdot \left( \frac{A_v}{4} \right) \cdot (T_{Vint} - T_{f3}) + h_{c-f3-abs} \cdot \left( \frac{A_v}{4} \right) \cdot (T_{abs} - T_{f3}) + \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{f2} - T_{f3}) \quad (III.20)$$

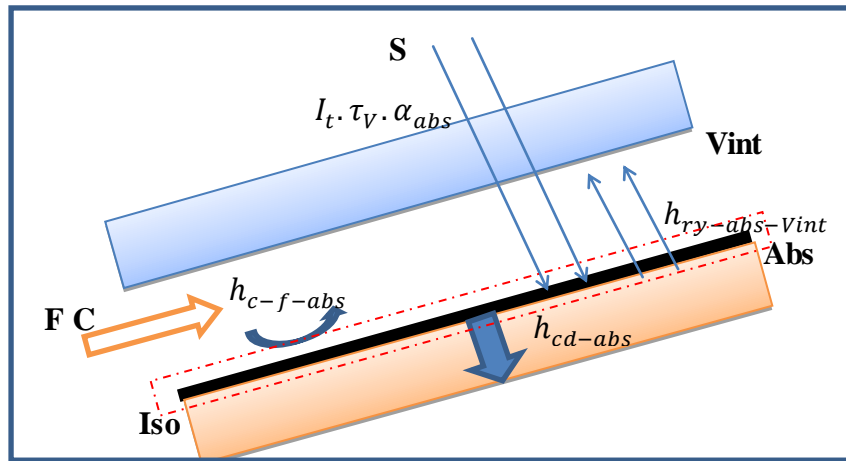
❖ **Fluide pour le nœud 3**

$$\left( \dot{m} \cdot C_p \cdot \frac{dT}{dt} \right)_{f4} = h_{c-f4-vint} \cdot \left( \frac{A_v}{4} \right) \cdot (T_{vint} - T_{f4}) + h_{c-f4-abs} \cdot \left( \frac{A_v}{4} \right) \cdot (T_{abs} - T_{f4}) + \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{f3} - T_{f4}) \quad (III.21)$$

❖ **Fluide sortie**

$$\left( \dot{m} \cdot C_p \cdot \frac{dT}{dt} \right)_{fs} = h_{c-fs-vint} \cdot \left( \frac{A_v}{4} \right) \cdot (T_{fs} - T_{vint}) + h_{c-fs-abs} \cdot \left( \frac{A_v}{4} \right) \cdot (T_{abs} - T_{fs}) + \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{f4} - T_{fs}) \quad (III.22)$$

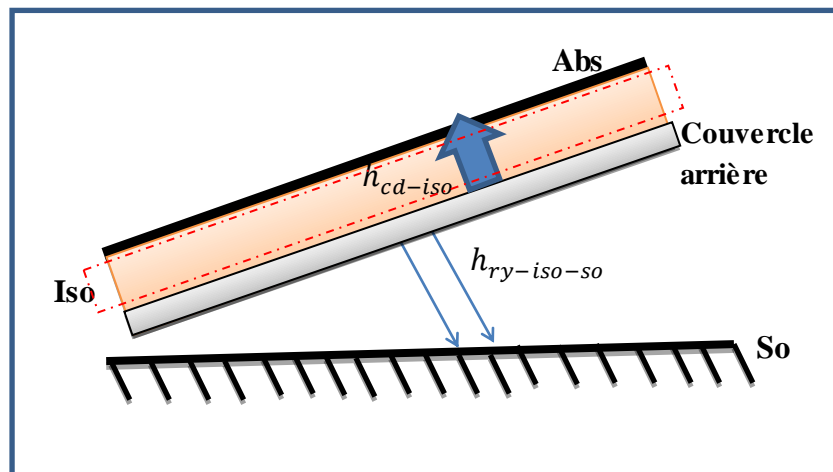
**Au niveau absorbeur**



**Figure III.6.** L'échange de chaleur avec l'absorbeur.

$$\left( m \cdot c_p \cdot \frac{dT}{dt} \right)_{abs} = h_{ry-abs-vint} \cdot A_{abs} \cdot (T_{vint} - T_{abs}) + h_{c-f-abs} \cdot A_{abs} \cdot (T_f - T_{abs}) + h_{cd-abs} \cdot A_{abs} \cdot (T_{iso} - T_{abs}) + I_t \cdot \tau_v \cdot \alpha_{abs} \quad (III.23)$$

**Au niveau isolant**



**Figure III.7.** L'échange de chaleur avec l'isolant.

$$\left( m \cdot C_p \cdot \frac{dT}{dt} \right)_{iso} = h_{ry-iso-so} \cdot A_{iso} \cdot (T_{so} - T_{iso}) + h_{cd-iso} \cdot A_{iso} \cdot (T_{iso-ext} - T_{iso-int}) + h_{cd-abs} \cdot A_{iso} \cdot (T_{abs} - T_{iso-ext}) \quad (III.24)$$

### III.3.4. Rendements d'un capteur solaire

La performance thermique d'un capteur plan est de déterminer son rendement instantané, est défini comme étant le rapport de la puissance thermique utile récupérée par le fluide caloporteur ( $P_u$ ) et la puissance solaire arrivant sur le plan incliné du capteur.

Selon, la norme C.E.C stipule que l'étude la plus significative des performances thermiques d'un capteur plan est de déterminer son rendement instantané donné par la relation suivante [48] :

$$\eta = \frac{P_u}{I_t \cdot A_c} = \frac{\dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{fs} - T_{fe})}{I_t \cdot A_c} \quad (III.25)$$

Avec :

$P_u$  : La puissance utile récupérée par le fluide caloporteur en [W].

$\eta$  : Rendement instantané du capteur plan.

$\tau_v$  : Coefficient de transmission de la vitre.

$\dot{m}$  : Débit massique [kg/s].

$\alpha$  : Coefficient d'absorption.

$I_t$  : L'éclairement solaire total [ $W/m^2$ ].

$A$  : Surface en [ $m^2$ ].

$m$  : Masse [kg].

$C_p$  : Capacité calorifique [ $J/(kg \cdot ^\circ C)$ ].

$h_c$  : Coefficient d'échange convectif, [ $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ].

$h_{cd}$  : Coefficient d'échange conductif, [ $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ].

$h_{ry}$  : Coefficient d'échange radiatif [ $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ ]

$T$  : Température [ $^\circ C$ ].

### III.6. MODELISATION DES COEFFICIENTS DE TRASFERT DE CHALEURE

#### III.4.1. Transfert thermique par convection

##### ❖ Entre l'ambiante et le vitre externe

Effet du vent : utilise la relation de Hottel et Woertz Pour déterminer le coefficient de convection, Coefficient d'échange convectif, entre l'ambiante et le vitre externeon :

$$h_{c-amb-vext} = 5,67 + 3,86.V_{vent} \quad (III.26)$$

$V_{vent}$  : est la vitesse du vent exprimée en [m/s],

La vitesse  $V_{ext}$  du vent est prise égale à  $2 m.s^{-1}$ . Dans tous nos calculs. C'est une valeur moyenne observée sur le site de Ghardaïa. Latitude  $32.38^\circ$ , longitude  $3.81^\circ$ , albédo 0.34, altitude 450m) pour le mois de juin.

Pour déterminer les coefficients d'échanges thermiques convectifs, dans le cas des conduites rectangulaires, on utilise les corrélations de Sieder-Tate et Hausen. Elles dépendent du régime d'écoulement, caractérisé par la valeur du nombre de Reynolds.

Introduisons le nombre adimensionnel de Graetz, défini par [49] :

Coefficient d'échange thermique convectif.

$$h_{cv} = \frac{Nu.\lambda_f}{Dh} \quad (III.27)$$

Nombre de Graetz

$$Gz = Re.Pr.\frac{Dh}{L} \quad (III.28)$$

Avec :

Nombre Reynolds

$$Re = \frac{\rho_v.V_f.Dh}{\mu_f} \quad (III.29)$$

Nombre Prandtl

$$Pr = \frac{\mu_f.Cp_f}{\lambda_f} \quad (III.30)$$

$Dh$ : Diamètre hydraulique est donné par la formule

$$Dh = \frac{4.A_{pass}}{Pm} \quad (III.31)$$

$A_{pass}$ : Section de passage en [m<sup>2</sup>].

$Pm$ : Périmètre mouillé en [m].

**Régime laminaire** :  $Re < 2100$

Si  $Gz < 100$

$$Nu = 3,66 + \frac{0,085.Gz}{1 + 0,047.Gz^{2/3}} \quad (III.32)$$

Si  $Gz > 100$

$$Nu = 1,86.Gz^{1/3} + 0,87.(1 + 0,015.Gz^{1/3}) \quad (III.33)$$

**Régime transitoire** :  $2100 < Re < 10000$

$$Nu = 0,116.(Re^{2/3} - 125).Pr^{1/3} .(1 + \left(\frac{Dh}{L}\right)^{2/3}) \quad (III.34)$$

**Régime turbulent** :  $Re > 10000$

$$Nu = 0,027.Re^{0,8} .Pr^{0,33} \quad (III.35)$$

Toutes ces corrélations font intervenir par l'intermédiaire de nombres adimensionnels (Nu, Re, Pr, Gz), les propriétés physiques de l'air, qui doivent être calculées en tenant compte de la température de l'air à l'entrée du capteur solaire [49].

### III.4.2. Les coefficients d'échange par rayonnement

#### ❖ Entre la face extérieure de la vitre du capteur et le ciel

$$h_{ry-ci-vert} = \sigma . \epsilon_v . \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right) . (T_{ci} + T_{vert}) . (T_{ci}^2 + T_{vert}^2) \quad (III.36)$$

La température de la voûte céleste est donnée par la formule de Swinbank [50] :

$$T_{ci} = 0,0552.T_{amb}^{1,5} \quad (III.37)$$

$T_{amb}$  : Température de l'ambiante en [°C].

❖ Entre la face intérieure de la vitre et l'absorbeur [50]

$$h_{ry-abs-vint} = \left( \frac{\sigma \cdot (T_{abs} + T_{vint}) \cdot (T_{abs}^2 + T_{vint}^2)}{\frac{1}{\epsilon_v} + \frac{1}{\epsilon_{abs}} - 1} \right) \quad (III.38)$$

❖ Entre la vitre externe et le sol

$$h_{ry-so-vest} = \sigma \cdot \epsilon_v \cdot \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \cdot (T_{so} + T_{vest}) \cdot (T_{so}^2 + T_{vest}^2) \quad (III.39)$$

❖ Entre l'isolant et le sol

$$h_{ry-iso-so} = \sigma \cdot \epsilon_{iso} \cdot \left( \frac{1 + \cos(\pi - \beta)}{2} \right) \cdot (T_{iso} + T_{so}) \cdot (T_{iso}^2 + T_{so}^2) \quad (III.40)$$

### III.4.3. Les coefficients de transfert de chaleur par conduction [51]

❖ Coefficient d'échange conductif, de la vitre

$$h_{cd-v} = \frac{\lambda_v}{e_v} \quad (III.41)$$

❖ Coefficient d'échange conductif de l'isolant

$$h_{cd-iso} = \frac{\lambda_{iso}}{e_{iso}} \quad (III.42)$$

## III.7. ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU MACHINE FRIGORIFIQUE SOLAIRE A ABSORPTION

### Bilant énergétique

A partir de 1<sup>er</sup> principe de la thermodynamique

▪ Au niveau le désorbeur

$$Q_b = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_r \cdot h_5 + \dot{m}_p \cdot h_6 \quad (IV.43)$$

$h_1$  : L'enthalpie à la sorte de bouiller var le condenseur

$h_5$  : L'enthalpie à la sorte de bouiller

$h_6$  : L'enthalpie à l'entrée de bouiller

$$T_b = 90 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_r - \dot{m}_p = 0 \quad (\text{IV.44})$$

$$\dot{m}_p = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_6 - (h_5 - h_6) \cdot X_p) / (X_p - X_r) \quad (\text{IV.45})$$

$$\dot{m}_r = \dot{m}_p - \dot{m}_1 \quad (\text{IV.46})$$

$\dot{m}_1$  : débite massique de la vapeur d'eau  $[Kg/s]$

$\dot{m}_p$  : débite massique de la solution pauvre  $[Kg/s]$

$\dot{m}_r$  : Débite massique de la solution riche  $[Kg/s]$

**Au niveau d'absorbeur : transformation isobare**

$$Q_{abso} = \dot{m}_1 \cdot (h_4 - h_5 - (h_5 - h_6) \cdot X_r) / (X_p - X_r) \quad (\text{IV.47})$$

$h_6$  : L'enthalpie à la sorte de L'absorbeur

$h_5$  : L'enthalpie à l'entrée de L'absorbeur

-La température de sorte :

$$T_a - T_{abso} = (4 \text{ à } 6) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (\text{IV.48})$$

-La température de l'entre :

$$T_{abso} = T_a - (4 \text{ à } 8) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (\text{IV.49})$$

$$T_{abso} = 36 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

-Calcul du débit d'eau :

$$\dot{m}_1 = Q_{abo} / (C_p \cdot (T_{absoe} - T_{absos})) \quad (\text{IV.50})$$

❖ **Au niveau condenseur : transformation isobare**

$$Q_{cond} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_2) \quad (\text{IV.51})$$

$\dot{m}_1$  : le débit de vapeur d'eau

$h_1$  : L'enthalpie massique à l'entrée du condenseur

$h_2$  : L'enthalpie massique à la sortie du condenseur

-La température de sorte :

$$T_{conds} = T_{conds} - (3 \text{ à } 6) \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (\text{IV.52})$$

-La température de l'entre :

$$T_{conds} - T_{conde} = (4 \text{ à } 8) \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (\text{IV.53})$$

$T_{conds}$  : Température de sorte de condenseur [°C]

$T_{conde}$  : Température d'entre de condenseur [°C]

$T_{cond}$  : Température de condensation de la vapeur d'eau [°C]

$$T_{conds} = 40 - 4 = 36 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (\text{IV.54})$$

$$T_{conde} = 36 - 5 = 31 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (\text{IV.55})$$

-la température moyenne :

$$T_{mc} = (T_{cs} + T_{ce}) / 2 \quad (\text{IV.56})$$

$$T_m = 33.5 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (\text{IV.56})$$

$$T_{Cond} = 40 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (\text{IV.56})$$

$T_{Cond}$  : la température de condenseur

-Calcul du débit d'eau :

$$\dot{m}_1 = Q_c / (C_p \cdot (T_{conde} - T_{conds})) \quad (\text{IV.57})$$

❖ **Au niveau évaporateur** : Transformation isobare

$$Q_{ev} = \dot{m}_1 \cdot (h_4 - h_3) \quad (\text{IV.58})$$

$h_4$  : L'enthalpie à la sorte de l'évaporateur

$h_3$  : L'enthalpie à l'entrée de l'évaporateur

La température de sorte :

$$T_{evs} = T_{ev} + (2 \text{ à } 4) \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (\text{IV.59})$$

La température de l'entre :

$$T_{eve} = T_{ev} - (3 \text{ à } 6) \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (\text{IV.60})$$

$T_{evs}$  : Température de sorte de l'évaporateur

$T_{eve}$  : Température d'entre de l'évaporateur

$$T_{ev} = 10 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (\text{IV.60})$$

$T_{ev}$  : Température d'évaporateur [°C]



❖ **Au niveau des détendeurs** : transformation isenthalpiques

Le réfrigérant condensé s'écoule dans cet appareil où il subit une détente isenthalpique supposée parfaite. Cette hypothèse donne :

$$h_2 = h_3$$

$h_3$  : L'enthalpie à la sortie de détendeur

$h_2$  : L'enthalpie à l'entrée de détendeur

$X_p$  : Concentration de l'eau dans la solution pauvre, en [%]

$X_r$  : Concentration de l'eau dans la solution riche, en [%]

$H_i$  : l'enthalpie , en [J/Kg]

$\dot{\Phi}_i$  : la puissance thermique , en [w]

Avec  $i$  : b, abso, év, cond

$\dot{W}$  : travail de la pompe, en [w]

$\dot{m}_r$  : débit massique de solution diluée , en [Kg/s]

$\dot{m}_1$  : débit massique de frégorigene , en [Kg/s]

$\dot{m}_p$  : débit massique de concentrée , en [Kg/s]

$h_j$  : l'enthalpie de l'entrée , en [J/Kg]

Avec  $j$ : 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7.

### III.8. RESOLUTION NUMERIQUE DES EQUATIONS

La résolution des équations, nécessite la connaissance des différents paramètres et des coefficients intervenants, à cet effet et pour des raisons de clarté de la rédaction nous donnons brièvement la méthode de Runge-Kutta 4. de leur détermination et leur expression.

#### III.7.1. Méthode de Runge Kutta

Les méthodes de Runge-Kutta sont des méthodes numériques d'approximation de la résolution des équations différentielles. Elles ont été ainsi nommées en l'honneur des mathématiciens Carl Runge et Martin Wilhem Kutta qui élaborèrent cette méthode en 1901.

La méthode de Runge-Kutta d'ordre 4 (RK4) est très couramment utilisée pour la résolution des équations différentielles ordinaires (EDO), et très stable pour les fonctions courantes de la physique [52].

La méthode de RK4 est dérivée de la méthode d'Euler.

La méthode de Runge-Kutta d'ordre 4 définit par deux suites,  $h$  étant le pas de discrétisation en  $x$  :

- Une première suite qui permet de définir les valeurs de  $X$

$$\text{Terme initial : } X_0 \tag{III.61}$$

$$\text{Relation de récurrence } X_{i+1} = X_{i+h} \tag{III.62}$$

Une deuxième qui permet d'évaluer les valeurs de  $Y$

$$\text{Terme initial : } Y_0 \tag{III.63}$$

$$\text{Relation de récurrence : } Y_{i+1} = Y_i + 1/6(K_1 + 2K_2 + 2K_3 + K_4) \tag{III.64}$$

Dans notre cas appliqué à un system de 4 équations différentielles

$$\left\{ \begin{array}{l} T_v^{i+1} = T_v^i + \frac{1}{6}(K_{1v} + 2K_{2v} + 2K_{3v} + K_{4v}) \\ T_p^{i+1} = T_p^i + \frac{1}{6}(K_{1p} + 2K_{2p} + 2K_{3p} + K_{4p}) \\ T_{f1}^{i+1} = T_{f1}^i + \frac{1}{6}(K_{1f1} + 2K_{2f1} + 2K_{3f1} + K_{4f1}) \\ T_{f2}^{i+1} = T_{f2}^i + \frac{1}{6}(K_{1f2} + 2K_{2f2} + 2K_{3f2} + K_{4f2}) \\ T_{f3}^{i+1} = T_{f3}^i + \frac{1}{6}(K_{1f3} + 2K_{2f3} + 2K_{3f3} + K_{4f3}) \\ T_{f4}^{i+1} = T_{f4}^i + \frac{1}{6}(K_{1f4} + 2K_{2f4} + 2K_{3f4} + K_{4f4}) \\ T_{is}^{i+1} = T_{is}^i + \frac{1}{6}(K_{1is} + 2K_{2is} + 2K_{3is} + K_{4is}) \end{array} \right. \tag{III.65}$$

Avec les  $k$  définit comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{1v} = \Delta t \cdot f_v(t, T_v^t) \\ K_{2v} = \Delta t \cdot f_v(t + \frac{\Delta t}{2}, T_v^t + \frac{K_{1v}}{2}) \\ K_{3v} = \Delta t \cdot f_v(t + \frac{\Delta t}{2}, T_v^t + \frac{K_{2v}}{2}) \\ K_{4v} = \Delta t \cdot f_v(t + \Delta t, T_v^t + K_{3v}) \end{array} \right. \tag{III.66}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{1f1} = \Delta t \cdot f_{f1}(t_i, T_{f1}^i) \\ K_{2f1} = \Delta t \cdot f_{f1}(t_i + \frac{\Delta t}{2}, T_{f1}^i + \frac{K_{1f1}}{2}) \\ K_{3f1} = \Delta t \cdot f_{f1}(t_i + \frac{\Delta t}{2}, T_{f1}^i + \frac{K_{2f1}}{2}) \\ K_{4f1} = \Delta t \cdot f_{f1}(t_i + \Delta t, T_{f1}^i + K_{3f1}) \end{array} \right. \quad (\text{III.67})$$

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{1f2} = \Delta t \cdot f_{f2}(t_i, T_{f2}^i) \\ K_{2f2} = \Delta t \cdot f_{f2}(t_i + \frac{\Delta t}{2}, T_{f2}^i + \frac{K_{1f2}}{2}) \\ K_{3f2} = \Delta t \cdot f_{f2}(t_i + \frac{\Delta t}{2}, T_{f2}^i + \frac{K_{2f2}}{2}) \\ K_{4f2} = \Delta t \cdot f_{f2}(t_i + \Delta t, T_{f2}^i + K_{3f2}) \end{array} \right. \quad (\text{III.68})$$

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{1f3} = \Delta t \cdot f_{f3}(t_i, T_{f3}^i) \\ K_{2f3} = \Delta t \cdot f_{f3}(t_i + \frac{\Delta t}{2}, T_{f3}^i + \frac{K_{1f3}}{2}) \\ K_{3f3} = \Delta t \cdot f_{f3}(t_i + \frac{\Delta t}{2}, T_{f3}^i + \frac{K_{2f3}}{2}) \\ K_{4f3} = \Delta t \cdot f_{f3}(t_i + \Delta t, T_{f3}^i + K_{3f3}) \end{array} \right. \quad (\text{III.69})$$

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{1f4} = \Delta t \cdot f_{f4}(t_i, T_{f4}^i) \\ K_{2f4} = \Delta t \cdot f_{f4}(t_i + \frac{\Delta t}{2}, T_{f4}^i + \frac{K_{1f4}}{2}) \\ K_{3f4} = \Delta t \cdot f_{f4}(t_i + \frac{\Delta t}{2}, T_{f4}^i + \frac{K_{2f4}}{2}) \\ K_{4f4} = \Delta t \cdot f_{f4}(t_i + \Delta t, T_{f4}^i + K_{3f4}) \end{array} \right. \quad (\text{III.70})$$

$$\left\{ \begin{array}{l} K_{1p} = \Delta t \cdot f_p(t_i, T_p^i) \\ K_{2p} = \Delta t \cdot f_p(t_i + \frac{\Delta t}{2}, T_p^i + \frac{K_{1p}}{2}) \\ K_{3p} = \Delta t \cdot f_p(t_i + \frac{\Delta t}{2}, T_p^i + \frac{K_{2p}}{2}) \\ K_{4p} = \Delta t \cdot f_p(t_i + \Delta t, T_p^i + K_{3p}) \end{array} \right. \quad (\text{III.71})$$

$$\begin{cases} K_{1is} = \Delta t \cdot f_{is}(t_t, T_{is}^t) \\ K_{2is} = \Delta t \cdot f_{is}(t_t + \frac{\Delta t}{2}, T_{is}^t + \frac{K_{1is}}{2}) \\ K_{3is} = \Delta t \cdot f_{is}(t_t + \frac{\Delta t}{2}, T_{is}^t + \frac{K_{2is}}{2}) \\ K_{4is} = \Delta t \cdot f_{is}(t_t + \Delta t, T_{is}^t + K_{3is}) \end{cases} \quad (III.72)$$

Avec les fonctions f sont défini comme suit :

$$\begin{cases} \frac{\partial T_v}{\partial t} = f_v(t, T_v, T_p) \\ \frac{\partial T_p}{\partial t} = f_p(t, T_v, T_p, T_f) \\ \frac{\partial T_f}{\partial t} = f_f(t, T_p, T_f, T_{ff}, T_{fi}) \\ \frac{\partial T_{is}}{\partial t} = f_{is}(t, T_{is}, T_{ff}, T_{fi}) \end{cases} \quad (III.73)$$

### III.9. CONCLUSION

Dans ce chapitre, nous avons premièrement déterminé la position du soleil par rapport à la terre puis modélisé le capteur solaire et la machine frigorifique à absorption, nous avons développé hypothèses contribué à faciliter l'étude de la chaleur à travers l'étude de l'échange de chaleur dans les divers composants de la machine appliquant les lois de la thermodynamique et des lois spéciales capteur solaire. Puis extrait tous les équations usagers, à résoudre ces équations par méthode Runge Kutta ,très couramment utilisée pour la résolution des équations différentielles ordinaires, et très stable pour les fonctions courantes de la physique, par le principe d'approximation des solutions des équations différentielles et méthode Nodal, Qui nous montrent la relation entre le flux de chaleur et la conductance , cela est en préparation pour la prochaine partie des résultats obtenus dans cette partie.