

CARACTERISATION THEORIQUE DU CAPTEUR SOLAIRE PLAN

CARACTERISATION THEORIQUE DU CAPTEUR SOLAIRE PLAN

III-1/ Le modèle

Le capteur étudié est une enceinte parallélépipédique de longueur L et largeur l et de hauteur H . Il comporte un double vitrage transparent et est pourvu à l'arrière et sur les côtés d'un isolant. La surface utile de l'absorbeur est $S=L.l$

Le schéma de principe d'un capteur solaire plan est donné par la **figure III-1**

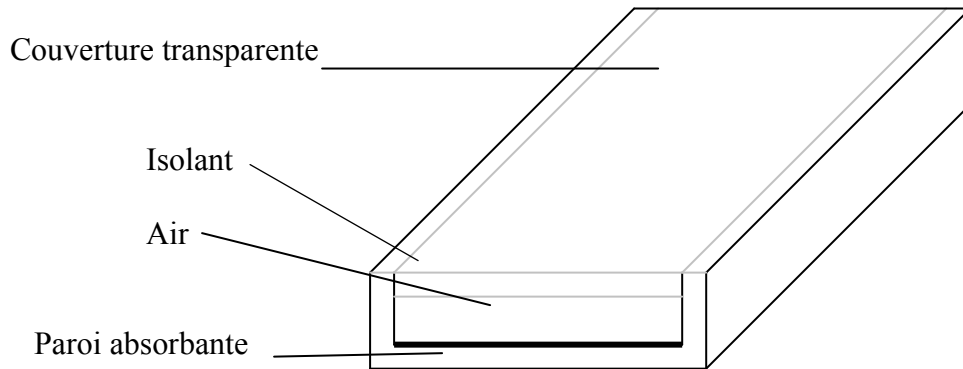


Figure III-1 : Schéma de principe d'un capteur solaire plan

Le rôle d'un capteur solaire thermique est de transformer le rayonnement solaire qu'il reçoit en énergie thermique utilisable, le plus souvent par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur (air, eau...).

La paroi absorbante peinte en noire s'échauffe sous l'effet de l'absorption du rayonnement solaire incident transmis par la couverture. L'air confiné entre l'absorbeur et la couverture récupère une partie de cette énergie absorbée par convection et subit une élévation de température. La couverture, en verre, transparente est utilisée pour principalement deux raisons :

- d'abord elle constitue l'isolation : en l'absence de la vitre, les pertes thermiques par convection et rayonnement de l'absorbeur sont importantes. Le rôle de la vitre est donc de limiter ces pertes.

L'espace optimal qu'il faut laisser entre la vitre et l'absorbeur est de 28 mm (en pratique entre 25 et 40mm) [9].

- La deuxième raison c'est de réaliser l'effet de serre : la vitre est transparente au rayonnement solaire et opaque au rayonnement émis par l'absorbeur. Ce rayonnement est absorbé par la vitre interne qui s'échauffe par conséquent et rayonne à son tour par toute sa surface (autant sur ses deux faces). Finalement la paroi absorbante recevra le rayonnement solaire incident augmenté d'une partie du rayonnement de la vitre interne.

III-2/ Etude du champ thermique dans le capteur

III-2-1/ Généralités

Dans le modèle adopté interviennent trois sortes d'échanges :

- Echange par rayonnement régi par la loi de **Stéfan-Boltzmann**

$$\varphi_r = \sigma T^4 \quad (\text{III-1})$$

σ : Constante de Stéfan-Boltzmann ($= 5,67.10^{-8}$)

φ_r : Quantité d'énergie rayonnée (en $\frac{W}{m^2}$)

- L'échange par conduction régi par la loi de Fourier

$$\varphi_c = -k \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{III-2})$$

φ_c : densité de flux de chaleur ($\frac{W}{m^2}$)

- L'échange par convection naturelle entre une surface et un fluide

$$\varphi_{cv} = h_c \cdot \Delta T \quad \left(\frac{W}{m^2} \right) \quad (\text{III-3})$$

Dans cette relation proposée par Isaac Newton h_c est le coefficient d'échange de chaleur par convection et s'exprime $W.m^{-2}.K^{-1}$ tandis que ΔT est l'écart de température entre le fluide loin de la surface et la surface elle-même. La détermination de coefficient est très importante et délicate.

III-2-2/ Bilans Energétiques

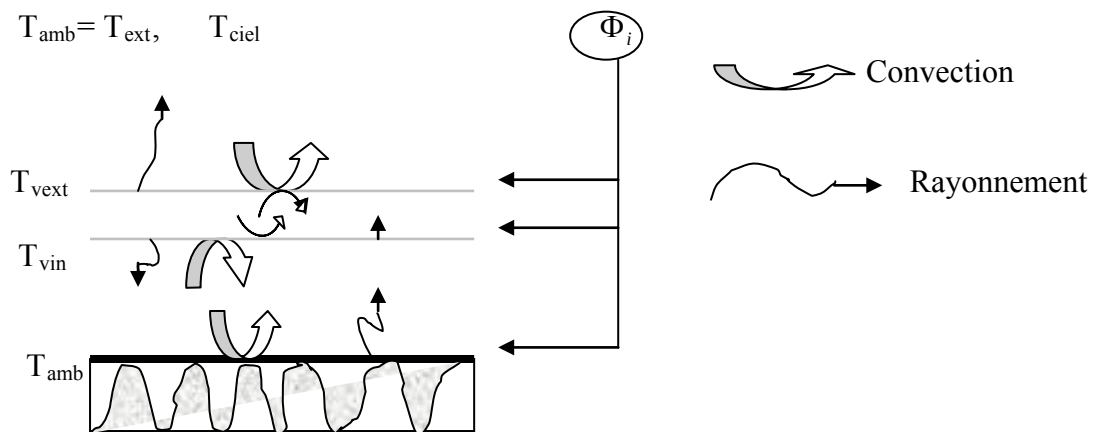


Figure III-2 : Echanges thermiques dans une section du capteur

2-2-1/ Bilan énergétique de la vitre externe

La vitre externe est soumise à l'effet du vent et à la convection naturelle due à la lame d'air entre elle et la vitre interne. Elle absorbe une partie du rayonnement solaire incident et rayonne vers le ciel.

La variation d'énergie interne est égale à la somme des quantités de chaleur échangées

$$\Delta U = \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 + \Phi_4 + \Phi_5 \quad (\text{III-4})$$

Avec

Φ_1 : Puissance solaire absorbée par la vitre externe

Φ_2 : Puissance rayonnée par la vitre externe vers le ciel

Φ_3 : Puissance thermique échangée par convection entre la vitre externe et l'extérieur

Φ_4 : Puissance thermique échangée par convection entre les deux couvertures

Φ_5 : Puissance échange par rayonnement entre les deux vitres

$$\Delta U = m_{\text{vex}} \cdot C_{\text{pvex}} \cdot \frac{\partial T_{\text{vex}}}{\partial t} \quad (\text{III-5})$$

$$\Phi_1 = \alpha_{\text{vex}} \cdot S \cdot \Phi_i \quad (\text{III-6})$$

$$\Phi_2 = \sigma \cdot S (\varepsilon_{\text{ciel}} T_{\text{ciel}}^4 - \varepsilon_{\text{vex}} T_{\text{vex}}^4) \quad (\text{III-7})$$

Si $T_{\text{vex}} - T_{\text{ciel}} \leq 100K$, on peut alors linéariser Φ_2 en fonction de $T_{\text{vex}} - T_{\text{ciel}}$

De ce fait Φ_2 devient :

$$\Phi_2 = h_{\text{rext}} \cdot S (T_{\text{ciel}} - T_{\text{vex}}) \quad (\text{III-8})$$

Avec $h_r = 4 \cdot \varepsilon_{\text{vex}} \cdot \sigma T_{\text{ciel}}^3$ est le coefficient d'échange par rayonnement [4/5]

La température du ciel peut être évaluée à partir de la température ambiante [4/10]

$$T_{\text{ciel}} = \varepsilon_{\text{ciel}}^{0,25} \cdot T_{\text{amb}} \quad (\text{III-9})$$

$\varepsilon_{\text{ciel}}$ représente l'émissivité du ciel donnée par **Clark et Allen**

Une autre relation de la température du ciel en fonction de celle ambiante est donnée par [1]

$$T_{\text{ciel}} = \sqrt[4]{1 - 0,261 \cdot \exp(-7,77 \cdot 10^{-4} \cdot (T_{\text{amb}} - 273)^2)} T_{\text{amb}} \quad (\text{III-10})$$

Une autre relation est tirée de

$$T_{\text{ciel}} = T_{\text{amb}} - 12 \quad (\text{III-11})$$

$$\Phi_3 = h_{cext} . S (T_{amb} - T_{vex}) \quad (III-12)$$

Le vent refroidit la vitre externe par convection. Le coefficient d'échange dû au vent est formulé différemment suivant les auteurs ; nous citons la corrélation de **Woertz et Hottel [1]**

$$h_{cext} = 5,67 + 3,86.V_v \quad (III-13)$$

Celle de Mac Adams [4] :

$$h_{cext} = 5,62 + 3,9.V_v \quad \text{si } V_v < 5 \text{ m/s} \quad (III-14)$$

$$h_{cext} = 7,2.V_v^{0,78} \quad \text{si } 5 < V_v < 30 \text{ m/s} \quad (III-15)$$

$$\Phi_4 = h_{cn1} . S (T_{vin} - T_{vex}) \quad (III-16)$$

Le coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'air intérieur entre les deux couvertures est déterminé à partir du nombre de **Nusselt**.

$$h_{cn1} = \frac{k_{f1} N_u}{e_{f1}} \quad (III-17)$$

L'étude de la convection dans les volumes limités a été faite par **Mac Adams**. Dans ce cas le nombre de **Nusselt** s'exprime en fonction du nombre de **Rayleigh**. On considère que le coefficient de convection entre les deux couvertures est la même que celui utilisé entre deux capteurs plans parallèles. Pour une surface verticale de dimension caractéristique L et d'épaisseur de la lame d'air e entre les deux surfaces, le nombre de **Nusselt** s'écrit [6]

$$N_u = \frac{C}{(L/e)^{1/9}} (G_r . P_r)^n \quad (III-18)$$

Les valeurs de C et n sont données suivant les cas par :

$$\diamond G_r < 2.10^3 \Rightarrow \frac{h_c . e}{k} = 1 \quad : \text{prédominance de la conduction} \quad (III-19)$$

$$\diamond 2,1.10^3 < G_r < 2.10^4 \quad \text{on a : } C = 0,2 \quad \text{et } n = 0,25 \quad (III-20)$$

$$\diamond 2,1.10^5 < G_r < 1,1.10^7 \quad \text{on a : } C = 0,07 \quad \text{et } n = 0,33 \quad (III-21)$$

$$\diamond 2.10^4 < G_r < 2,1.10^5 : \text{une interpolation est nécessaire} \quad (III-22)$$

$$\Phi_5 = h_{r,vinvex} . S (T_{vin} - T_{vex}) \quad (III-23)$$

Avec : $h_{r,vin-vex} = \sigma \cdot (T_{vin}^2 + T_{vex}^2) (T_{vin} + T_{vex})$ coefficient d'échange par rayonnement entre les deux vitres.

L'équation générale de la conservation de l'énergie au niveau de la couverture externe s'écrit finalement :

$$m_{vex} \cdot Cp_{vex} \cdot \frac{\partial T_{vex}}{\partial t} = \alpha_{vex} \cdot S \cdot \Phi_i + h_{ext} \cdot S (T_{ciel} - T_{vex}) + h_{r,vin-vex} \cdot S (T_{vin} - T_{vex}) + h_{ext} \cdot S (T_{amb} - T_{vex}) + h_{cnl} \cdot S (T_{vin} - T_{vex}) \quad (III-24)$$

2-2-2/ Bilan énergétique sur la vitre interne

La vitre interne absorbe une partie du rayonnement solaire transmis par la vitre externe. Elle échange de l'énergie par rayonnement à la fois avec la vitre externe et l'absorbeur. Elle échange également de la chaleur par convection naturelle à la fois avec l'air confiné entre elle et la vitre externe et l'air statique au dessus de l'absorbeur.

L'équation résultante du bilan énergétique est :

$$\Delta U_{vi} = \Phi_6 + \Phi_7 + \Phi_8 + \Phi_9 + \Phi_{10} \quad (III-25)$$

ΔU_{vi} : Puissance thermique moyenne contribuant à l'échauffement de la vitre interne

Φ_6 : Puissance absorbée par la vitre interne

Φ_7 : Flux de rayonnement entre la vitre interne et l'absorbeur

Φ_8 : Flux de rayonnement entre la vitre interne et la vitre externe

Φ_9 : Puissance due à l'échange convectif entre la vitre interne et la lame d'air statique au dessus de l'absorbeur

Φ_{10} : Puissance due à l'échange convectif entre la vitre interne et l'air entre les couvertures.

$$\Delta U_{vin} = m_{vin} \cdot Cp_{vin} \cdot \frac{\partial T_{vin}}{\partial t} \quad (III-26)$$

$$\Phi_6 = \tau_{vin} \cdot \alpha_{vin} \cdot S \cdot \Phi_i \quad (III-27)$$

$$\Phi_7 = h_{r,ab-vin} \cdot S (T_{ab} - T_{vin}) \quad (III-28)$$

Le coefficient d'échange par rayonnement entre l'absorbeur et la vitre interne $h_{r,ab-vin}$ selon C.COMBES [2] est de la forme :

$$h_{r,ab-vin} = \frac{\sigma(T_{ab} + T_{vin})(T_{ab}^2 + T_{vin}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{ab}} + \frac{1}{\varepsilon_{vin}} - 1} \quad (\text{III-29})$$

$$\Phi_8 = h_{r,vin-vex} \cdot S(T_{vex} - T_{vin}) \quad (\text{III-30})$$

$$\Phi_9 = h_{cn2} \cdot S(T_{ab} - T_{vin}) \quad (\text{III-31})$$

Avec h_{cn2} le coefficient d'échange convectif entre la vitre interne et l'absorbeur:

$$h_{cn2} = \frac{k_{f2} \cdot N_u}{e_{f2}} \quad (\text{III-32})$$

$$\Phi_{10} = h_{cn1} \cdot S(T_{vex} - T_{vin}) \quad (\text{III-33})$$

Finalement le bilan général donne :

$$m_{vin} \cdot Cp_{vin} \frac{\partial T_{vin}}{\partial t} = \tau_v \cdot \alpha_{vin} \cdot S \cdot \Phi_i + h_{r,ab-vin} \cdot S(T_{ab} - T_{vin}) + h_{r,vin-vex} \cdot S(T_{vex} - T_{vin}) + h_{cn1} \cdot S(T_{vex} - T_{vin}) + h_{cn2} \cdot S(T_{ab} - T_{vin}) \quad (\text{III-34})$$

2-2-3/ Bilan énergétique de l'absorbeur

Le rayonnement solaire transmis par la double couverture est absorbé par l'absorbeur. Il rayonne vers la vitre interne et échange par convection naturelle avec la lame d'air statique.

$$\Delta U_{ab} = \Phi_{11} + \Phi_{12} + \Phi_{13} \quad (\text{III-35})$$

ΔU_{ab} : Puissance thermique moyenne contribuant à chauffer l'absorbeur

Φ_{11} : Puissance absorbée par l'absorbeur

Φ_{13} : Flux de rayonnement entre l'absorbeur et la vitre interne

Φ_{12} : Flux dû à l'échange convectif entre l'absorbeur et la lame d'air statique.

$$\Delta U_{ab} = m_{ab} \cdot Cp_{ab} \frac{\partial T_{ab}}{\partial t} \quad (\text{III-36})$$

$$\Phi_{11} = \tau_v^2 \cdot \alpha_{ab} \cdot S\Phi_i \quad (\text{III-37})$$

$$\Phi_{12} = h_{r,ab-vin} \cdot S(T_{vin} - T_{ab}) \quad (\text{III-38})$$

$$\Phi_{13} = h_{cn2} \cdot S(T_{vin} - T_{ab}) \quad (\text{III-39})$$

Finalement le bilan énergétique donne :

$$m_{ab} \cdot Cp_{ab} \frac{\partial T_{ab}}{\partial t} = \tau_v^2 \cdot \alpha_{ab} \cdot S\Phi_i + h_{r,ab-vi} \cdot S(T_{vin} - T_{ab}) + h_{cn2} \cdot S(T_{vin} - T_{ab}) \quad (\text{III-40})$$

Finalement le bilan global pour tout le capteur est donné par le système **(III-41)** de trois équations **(III-24)**, **(III-34)** et **(III-40)**.

$$m_{vin} \cdot Cp_{vin} \frac{\partial T_{vin}}{\partial t} = \tau_v \cdot \alpha_{vin} \cdot S\Phi_i + h_{r,ab-vin} \cdot S(T_{ab} - T_{vin}) + h_{r,vin-vex} \cdot S(T_{vex} - T_{vin}) + h_{cn1} \cdot S(T_{vex} - T_{vin}) + h_{cn2} \cdot S(T_{ab} - T_{vin})$$

$$m_{vex} \cdot Cp_{vex} \frac{\partial T_{vex}}{\partial t} = \alpha_{vex} \cdot S\Phi_i + h_{r,ext} \cdot S(T_{ciel} - T_{vex}) + h_{r,vin-vex} \cdot S(T_{vin} - T_{vex}) + h_{cext} \cdot S(T_{amb} - T_{vex}) + h_{cn1} \cdot S(T_{vin} - T_{vex})$$

$$m_{ab} \cdot Cp_{ab} \frac{\partial T_{ab}}{\partial t} = \tau_v^2 \cdot \alpha_{ab} \cdot S\Phi_i + h_{r,ab-vi} \cdot S(T_{vin} - T_{ab}) + h_{cn2} \cdot S(T_{vin} - T_{ab}) \quad (\text{III-41})$$

III-3/ Résolution du problème par la méthode de discrétisations

La méthode de discrétisation consiste à écrire $\frac{\partial T}{\partial t}$ sous la forme $\frac{T^{n+1} - T^n}{\Delta t}$.

L'équation **(III-24)** devient :

$$\rho_{vex} \cdot e_{vex} \cdot S \cdot Cp_{vex} \frac{T_{vex}^{n+1} - T_{vex}^n}{\Delta t} = \alpha_{vex} \cdot S\Phi_i + h_{r,ext} \cdot S(T_{ciel}^n - T_{vex}^n) + h_{cext} \cdot S(T_{amb}^n - T_{vex}^n) + h_{r,vin,vex} \cdot S(T_{vin}^n - T_{vex}^n) + h_{cn1} \cdot S(T_{vin}^n - T_{vex}^n) \quad (\text{III-42})$$

D'où

$$T_{vex}^{n+1} = \left[1 - \frac{\Delta t}{\rho_{vex} e_{vex} Cp_{vex}} (hr_{vin,vex}^n + hr_{ext} + hc_{ext} + hcn_1^n) \right] T_{vex}^n + \frac{\Delta t}{\rho_{vex} e_{vex} Cp_{vex}} (hr_{vin,vex}^n + hcn_1^n) T_{vin}^n + \frac{\Delta t}{\rho_{vex} e_{vex} Cp_{vex}} (\alpha_{vex} \Phi_i^n + hr_{ext} T_{ciel} + hcn_1 T_{amb}) \quad (III-43)$$

De la même manière en discrétisant les équations (III-34) et (III-40) on obtient les équations (III-44) et (III-45).

$$T_{vin}^{n+1} = \left[1 - \frac{\Delta t}{\rho_{vin} e_{vin} Cp_{vin}} (hr_{ab,vin}^n + hr_{vin,vex}^n + hcn_1^n + hcn_2^n) \right] T_{vin}^n + \frac{\Delta t}{\rho_{vin} e_{vin} Cp_{vin}} (hr_{ab,vin}^n + hcn_2^n) T_{ab}^n + \frac{\Delta t}{\rho_{vin} e_{vin} Cp_{vin}} (hr_{vin,vex}^n + hcn_1^n) T_{vex}^n + \frac{\Delta t \tau_v \alpha_{vin}}{\rho_{vin} e_{vin} Cp_{vin}} \Phi_i^n \quad (III-44)$$

$$T_{ab}^{n+1} = \left[1 - \frac{\Delta t}{\rho_{ab} e_{ab} Cp_{ab}} (hr_{ab,vin}^n + hcn_2^n) \right] T_{ab}^n + \frac{\Delta t}{\rho_{ab} e_{ab} Cp_{ab}} (hr_{ab,vin}^n + hcn_2^n) T_{vin}^n + \frac{\Delta t \tau_v^2 \alpha_{ab}}{\rho_{ab} e_{ab} Cp_{ab}} \Phi_i^n \quad (III-45)$$

Chapitre IV

APPLICATION AU CAISSON

APPLICATION AU CAISSON

IV-1/ DESCRIPTION ET ETUDE DES SYSTEMES

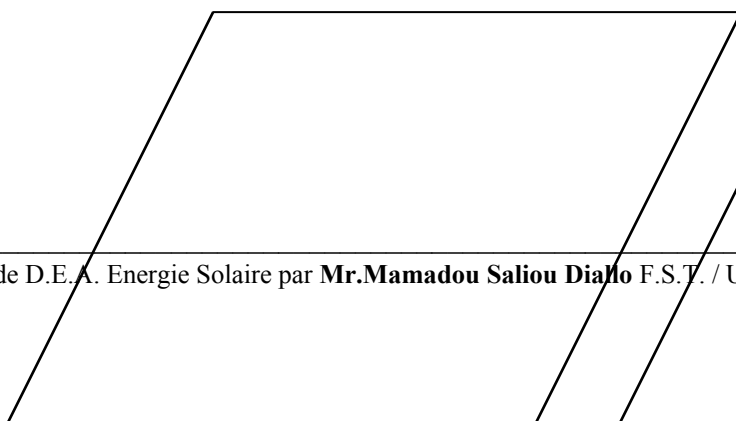
Le capteur est composé de quatre sous-ensembles suivants :

- Le coffre,
- Le bac intérieur,
- Le couvercle du coffre,
- L'isolation.

1-1/ Le coffre

Réalisé avec du bois contreplaqué d'épaisseur 1,9 cm, le coffre a la forme d'un parallélépipède droit **figureIV-1**.

EST



NORD

SUD

90

35

90

OUEST

FigureIV-1 : Schéma du caisson

1-2/ Le bac intérieur

Réalisé avec du bois contreplaqué d'épaisseur 1,5cm, le bac intérieur a la forme d'une pyramide tronquée et renversée **figure VI-2**. Les faces latérales sont recouvertes d'un mince film d'aluminium permettant de réfléchir les rayons solaires incidents transmis par la couverture vers une tôle peinte en noir mât reposant au fond du bac.

1-3/ Le couvercle

Il est composé d'une paroi externe en plexiglas de 0,3 cm d'épaisseur et d'une paroi interne en verre clair de 0,4 cm d'épaisseur, espacé de 1,5 cm. Cette disposition permet au système de résister aux chocs externes ainsi qu'aux températures internes relativement élevées, produites encours de fonctionnement.

Le double vitrage permet de limiter les pertes par convection.

1-4/ L'isolation

L'isolation est réalisée dans l'espace compris entre le bac intérieur et le coffre. Cet espace occupe un volume de $0,16 \text{ m}^3$.

L'isolant est en laine de verre.

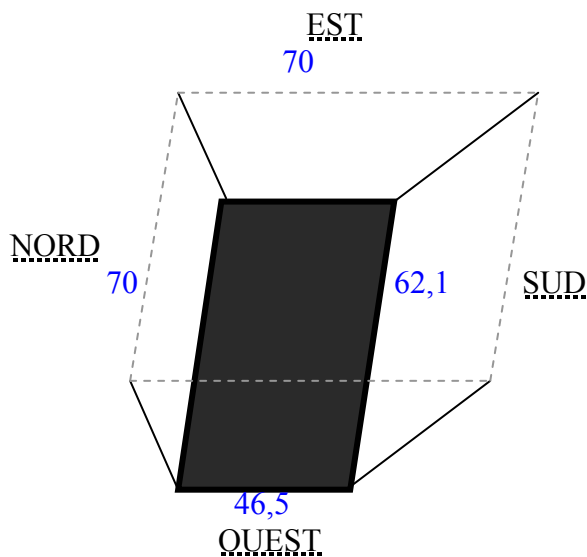


Figure IV-2 : Le bac intérieur

IV-2 / ETUDE DU CHAMP THERMIQUE DANS LE CAISSON

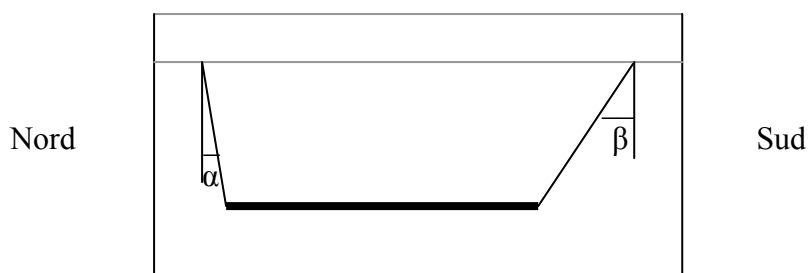
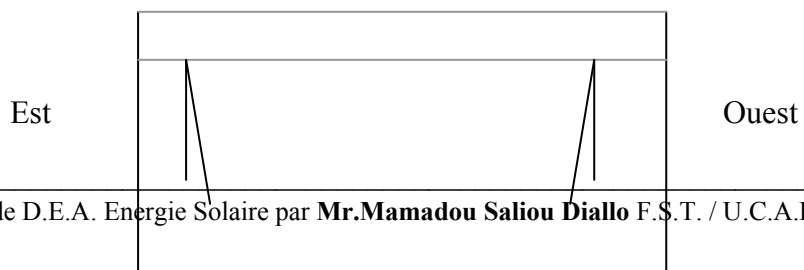


Figure IV-3.a : Coupe transversale Nord-Sud



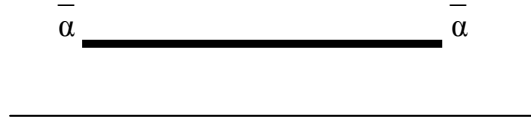


Figure IV-3.b : Coupe transversale Est-Ouest

2-1 / Bilan thermique de la couverture externe

La couverture externe est soumise à l'effet du vent, elle s'échauffe en absorbant le flux solaire incident et le flux solaire réfléchi par les parois latérales. Elle échange par rayonnement à la fois avec le ciel et la couverture interne et par convection avec l'air entre les deux couvertures.

L'équation globale du bilan s'écrit :

$$\frac{\partial T_{cext}}{\partial t} = \frac{\alpha_{cext} \Phi_i}{\rho_{cext} e_{cext} Cp_{cext}} + \frac{hr_{ext}(T_{ciel} - T_{cext})}{\rho_{cext} e_{cext} Cp_{cext}} + \frac{hcn_{ext}(T_{amb} - T_{cext})}{\rho_{cext} e_{cext} Cp_{cext}} + \frac{hcn_1(T_{cint} - T_{cext})}{\rho_{cext} e_{cext} Cp_{cext}} + \frac{hr_{cint-cext}(T_{cint} - T_{cext})}{\rho_{cext} e_{cext} Cp_{cext}} \quad (IV-1)$$

2-2 / Bilan thermique de la couverture interne

La couverture interne absorbe le flux solaire incident transmis par la couverture externe et le flux solaire réfléchi par les parois latérales. Elle échange par rayonnement à la fois avec la couverture externe et l'absorbeur et par convection naturelle avec l'air entre elle et la couverture externe et l'air confiné dans le caisson.

L'équation globale du bilan s'écrit :

$$\frac{\partial T_{cint}}{\partial t} = \frac{\tau_{cext} \alpha_{cint} \Phi_i}{\rho_{cint} e_{cint} Cp_{cint}} + \frac{4R_{al} \tau_{cint} \tau_{cext} \alpha_{cint}}{\rho_{cint} e_{cint} Cp_{cint}} + \frac{hr_{ab-cint}}{\rho_{cint} e_{cint} Cp_{cint}} (T_{ab} - T_{cint}) + \frac{hcn_2}{\rho_{cint} e_{cint} Cp_{cint}} (T_{ab} - T_{cint}) + \frac{hr_{cext-cint}}{\rho_{cint} e_{cint} Cp_{cint}} (T_{cext} - T_{cint}) + \frac{hcn_1}{\rho_{cint} e_{cint} Cp_{cint}} (T_{cext} - T_{cint}) \quad (IV-4)$$

2-3/ Bilan thermique de l'absorbeur

L'absorbeur absorbe à la fois le flux solaire incident transmis par la double couverture et celui réfléchi par les parois latérales. Il échange par rayonnement avec la couverture interne et par convection naturelle avec la lame d'air statique.

L'équation globale du bilan s'écrit :

$$\frac{\partial T_{ab}}{\partial t} = \frac{\tau_{cext} \tau_{cnt} \alpha_{cint} \Phi_i}{\rho_{ab} e_{ab} C p_{ab}} + \frac{4 R_{al} \tau_{cext} \tau_{int} \Phi_i}{\rho_{ab} e_{ab} C p_{ab}} + \frac{hr_{ab-cint}}{\rho_{ab} e_{ab} C p_{ab}} (T_{cint} - T_{ab}) + \frac{hcn_1}{\rho_{ab} e_{ab} C p_{ab}} (T_{cint} - T_{ab}) \quad (IV-5)$$

IV-3/ RESOLUTION DU PROBLEME PAR LA METHODE DE DISCRETISATION

Comme indiqué dans le chapitre III la discrétisation consiste à remplacer $\frac{\partial T}{\partial t}$ par $\frac{T^{n+1} - T^n}{\Delta t}$ pour obtenir une équation linéaire.

Ainsi l'équation IV-1 devient après discrétisation :

$$\begin{aligned} \frac{T_{cext}^{n+1} - T_{cext}^n}{\Delta t} &= \frac{hr_{cin-cext}^n + hcn_1^n}{\rho_{cext} e_{cext} C p_{cext}} (T_{cint}^n - T_{cext}^n) + \frac{hr_{ext} (T_{ciel} - T_{cext}^n)}{\rho_{cext} e_{cext} C p_{cext}} + \frac{hcn_{ext} (T_{amb} - T_{cext}^n)}{\rho_{cext} e_{cext} C p_{cext}} \\ &+ \frac{\alpha_{cext}}{\rho_{cext} e_{cext} C p_{cext}} \Phi_i^n \end{aligned} \quad (IV-6)$$

En réduisant l'équation IV-6 on obtient l'équation :

$$\begin{aligned} T_{cext}^{n+1} &= \left[1 - \frac{\Delta t}{\rho_{cext} e_{cext} C p_{cext}} (hcn_{&}^n + hcn_{ext}^n + hr_{cin-cext}^n + hr_{ext}^n) \right] T_{cext}^n + \frac{\Delta t (hr_{cin-cext}^n + hcn_1^n)}{\rho_{cext} e_{cext} C p_{cext}} T_{cint}^n \\ &+ \frac{\Delta t}{\rho_{cext} e_{cext} C p_{cext}} [\alpha_{cext} \Phi_i^n + hcn_{ext} T_{amb} + hr_{ext} T_{ciel}] \end{aligned} \quad (IV-7)$$

En discrétisant et réduisant l'équation IV-4 on obtient l'équation IV-8 :

$$\begin{aligned} T_{cint}^{n+1} &= \left[1 - \frac{\Delta t}{\rho_{cint} e_{cint} C p_{cint}} (hr_{ab-cint}^n + hr_{cint-cext}^n + hcn_2^n + hcn_1^n) \right] T_{cint}^n + \frac{\Delta t (hr_{ab-cint}^n + hcn_2^n)}{\rho_{cint} e_{cint} C p_{cint}} T_{ab}^n \\ &+ \frac{\Delta t (hr_{cint-cext}^n + hcn_1^n)}{\rho_{cint} e_{cint} C p_{cint}} T_{cext}^n + \frac{\Delta t \tau_{cext} \alpha_{cint}}{\rho_{cint} e_{cint} C p_{cint}} [1 + 4 R_{al} \tau_{cint}] \Phi_i^n \end{aligned} \quad (IV-8)$$