

ETUDE THEORIQUE ET EXPERIMENTALE DU BILAN D'ENERGIE D'UN SECHOIR TYPE SERRE.

R. Miri^(*), S.EL Mokretar^(**) et M. Belhamel^(**)

(*) Dep^t G.M. Faculté de G.C et G.M USTHB BP 32 B.E.Z El-Alia 16111 Alger. E-mail : mirirachid@yahoo.fr
(**) CDER-BP 32 Route de l'observatoire Bouzareah 16340 Alger.

Résumé - Dans ce travail, nous nous intéressons au bilan énergétique d'un séchoir solaire de type serre et à l'étude, au cours d'une journée type, de l'évolution de l'humidité et des températures dans notre modèle expérimental comparés à celles du milieu ambiant. La modélisation mathématique, basée sur la méthode des bilans globaux d'énergie en tenant compte, comme conditions initiales, les caractéristiques du climat extérieur est résolue par la méthode numérique de RANGE-KUTTA à l'ordre 4 Les écarts maxima entre les résultats théoriques obtenus, comparés avec ceux relevés expérimentalement sont inférieurs à 20%.

Abstract - In this work, we are interested in the energy balance of a solar drier of type tightens and in the study, during one day standard, of the evolution of moisture and the temperatures in our experimental model compared with those of the ambient conditions. The mathematical modeling, based on the method of the total assessments of energy by holding account, like initial conditions, the characteristics of the external climate is solved by the numerical method of RANGE-KUTTA to order 4 The maximum changes between the theoretical results obtained, compared with those raised in experiments are lower than 20%.

Mots clés : Séchoir serre – Humidité – Température – Bilan d'énergie – convection naturelle – Rayonnement solaire – échange de chaleur – énergies renouvelables.

1. INTRODUCTION

Compte tenu de sa situation géographique, l'Algérie a manifesté très tôt son intérêt pour les énergies renouvelables et en particulier l'énergie solaire. Cet intérêt l'a conduite à intégrer pleinement cette source d'énergie dans sa stratégie de développement, notamment comme moyen de réduire les disparités économiques entre les différentes régions du pays.

Parmi les utilisations de l'énergie solaire le séchage des produits agro alimentaires sous serre représente un intérêt considérable pour l'économie du pays vu l'importance du gisement solaire

Nous nous intéressons dans ce travail à l'étude du bilan d'énergie du modèle expérimental afin d'en déterminer les différents paramètres intensifs, compte tenu des conditions ambiantes du site donné (paramètres astronomiques, intensité du rayonnement, T° et humidité extérieures....etc.)

2. PARTIE EXPERIMENTALE

Le dispositif expérimental sur lequel ont été effectuées les mesures et dont les résultats sont utilisés dans notre étude comprend essentiellement :

- Un séchoir serre
- Les appareils de mesure de l'humidité, du rayonnement et de la température reliés à un enregistreur automatique de données.

L'étude expérimentale entreprise a consisté en la mesure systématique :

- Des températures des vitres exposées au sud, des parois Nord, Est et Ouest, de l'ambiance, de l'air à l'intérieur du séchoir serre et en différents points du plancher (sol).
- De l'humidité relative à l'intérieur de la serre.
- Du flux solaire global reçu par le vitrage.

2.1. Description du dispositif expérimental

La serre expérimentale, conçue et réalisée à la station C.D.E.R de Bouzaréah à Alger, est utilisée pour le séchage. C'est un système thermodynamique qui transforme l'énergie solaire en énergie calorifique, par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur (l'air). L'orientation du dispositif expérimental est celle recommandée dans le cas des serres isolées [3], Grand axe parallèle à la direction Est-Ouest. Les parois latérales et verticales et le plancher sont isolés thermiquement.

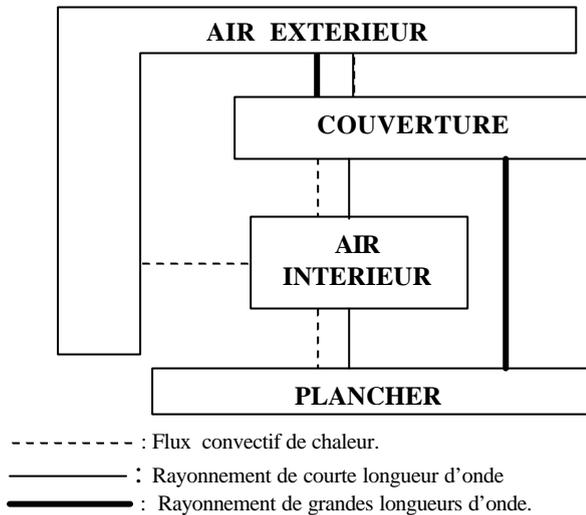


Figure 1 : Représentation du modèle expérimental et des différents échanges de chaleur intervenant.



2.1.1 Les parois verticales sont isolées par des feuilles de polystyrène de 6cm d'épaisseur. Leurs faces extérieures (Est, Ouest) sont peintes en noir mat pour absorber le maximum du rayonnement solaire, tandis que leurs faces intérieures sont réfléchissantes pour avoir un effet miroir et éviter les zones d'ombres dans la serre. La face intérieure de la paroi nord est peinte en noir. Sur cette dernière une porte thermiquement isolée, a été aménagée pour permettre un accès facile aux produits à sécher.

2.1.2 La plaque absorbante (plancher) est responsable du chauffage de l'air. Elle est fabriquée avec une tôle en acier galvanisé de 0.5 mm d'épaisseur peinte en noir mat et reposant sur une couche de polystyrène (60 mm) posée sur le sol afin de minimiser les pertes par conduction.

2.1.3 Orientation et caractéristiques du vitrage :

La couverture de la serre est composée de verre ordinaire d'épaisseur 4mm, choisi pour son faible coût et ses bonnes qualités physiques.

Pour optimiser la transmission du flux solaire direct, le capteur doit être perpendiculaire au rayonnement incident. Ainsi, en considérant toute l'année, deux inclinaisons ont été envisagées pour les vitrages :

Un vitrage fortement incliné (55°) maximisant la captation durant la période froide.

Un vitrage faiblement incliné (15°) maximisant la captation durant la période chaude.

3. PARTIE THEORIQUE

La modélisation mathématique consiste à traduire les phénomènes physiques (transfert de chaleur et de masse) par une série d'équations mettant en évidence l'état énergétique des différents sous systèmes constituant le séchoir serre (plancher, air intérieur, parois), chacun défini par ses variables thermodynamiques intensives.

3.1 Hypothèses simplificatrices

1 - Les parois latérales étant réfléchissantes et isolées, on considère que les échanges de chaleur sont quasi-unidirectionnels verticalement.

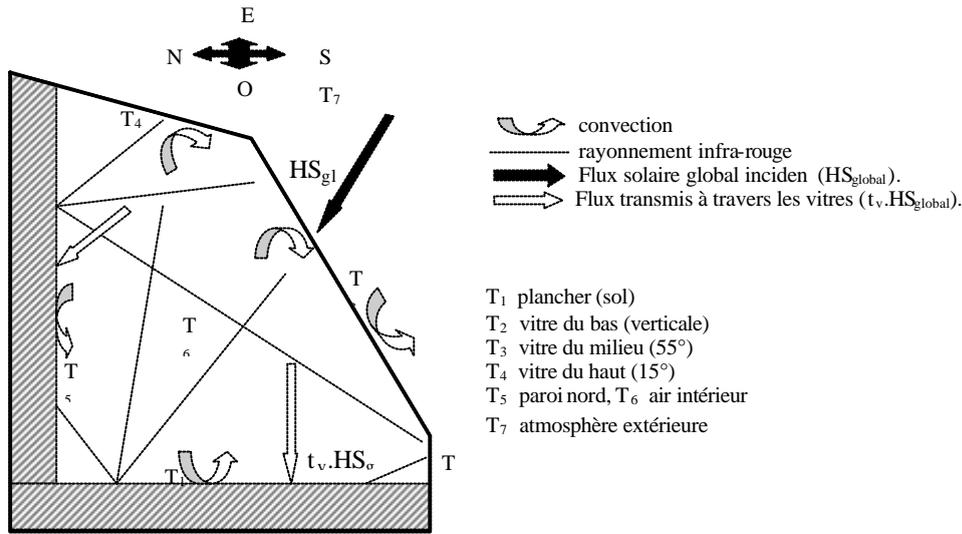
2 - Les températures des différents éléments et milieu ambiant sont supposées uniformes.

3 - La conduction dans la paroi vitrée est négligeable au niveau de son épaisseur.

4 - Les réflexions multiples à l'intérieur de la vitre et de la serre sont négligées.

5 - L'air de la serre est transparent du point de vue radiatif.

3.2 Transfert de chaleur :



3.3 Système d'équations

1- Bilan d'énergie au niveau du plancher (sol).

$$(\rho Cp)_1 \cdot V_1 \cdot (dT_1/dt) = A_s \cdot HS(1) - Q_{16} - Q_{r12} - Q_{r13} - Q_{r14} - Q_{r15}$$

avec: $Q_{ij} = h \cdot S \cdot (T_i - T_j)$ $Q_r = hr \cdot (T_i - T_j)$

2- Bilan d'énergie au niveau des vitrages.

$$(\rho Cp)_2 \cdot V_2 \cdot (dT_2/dt) = A_v \cdot HS(2) + Q_{62} + Q_{r12} + Q_{r32} + Q_{r42} + Q_{52} - Q_{27}$$

$$(\rho Cp)_3 \cdot V_3 \cdot (dT_3/dt) = A_v \cdot HS(3) + Q_{63} + Q_{r13} - Q_{r32} + Q_{r43} + Q_{r53} - Q_3$$

$$(\rho Cp)_4 \cdot V_4 \cdot (dT_4/dt) = A_v \cdot HS(4) + Q_{64} + Q_{r14} - Q_{r42} - Q_{r43} + Q_{r54} - Q_{47}$$

3- Bilan au niveau de la paroi nord.

$$(\rho Cp)_5 \cdot V_5 \cdot (dT_5/dt) = A_n \cdot HS(5) + Q_{r15} - Q_{r52} - Q_{r53} - Q_{r54} - Q_{56}$$

4- Bilan au niveau de l'air intérieur.

$$(\rho Cp)_6 \cdot V_6 \cdot (dT_6/dt) = Q_{16} + Q_{56} - Q_{62} - Q_{63} - Q_{64} - Q_{67}$$

avec: $Q_{67} = (\rho Cp)_6 \cdot V_6 \cdot Rs \cdot (T_6 - T_7)$

où: $HS(i)$: le flux solaire global incident sur la surface i

$(\rho Cp)_i \cdot V = C_i$: la capacité calorifique du milieu matériel i

A_v, A_s, A_n : respectivement les coefficients d'absorption (vitre, sol et paroi nord).

$Q_{ij} = h \cdot S \cdot (T_i - T_j)$: transfert de chaleur convectif entre les milieux matériels i et j .

$Q_r = hr \cdot (T_i - T_j)$: flux de chaleur échangé par rayonnement infrarouge entre les milieux i et j

h_{ij} : le coefficient d'échange convectif relatif à Q_{ij} .

hr_{ij} : le coefficient d'échange radiatif relatif à $Q_{r_{ij}}$.

h_e : le coefficient global d'échange thermique de la vitre avec le milieu extérieur.

ρ : la masse volumique du mélange air-vapeur d'eau à la température T_i .

Rs : taux de renouvellement de l'air dans le séchoir serre.

V : le volume du séchoir serre.

4. INTEGRATION NUMERIQUE

Le système d'équation régissant le fonctionnement du séchoir serre se compose de six (06) équations différentielles du premier ordre. Pour sa résolution nous avons choisi parmi les méthodes numériques celle de Runge-kutta au 4^{ème} ordre [8]/[14].

A partir de la valeur initial $y(x_0) = y_0$, nous déduisons de pas en pas $y_1, y_2, y_3, \dots, y_n$.

L'erreur systématique de troncature est de l'ordre de h^5 , ou h est le pas de calcul.

5. PRESENTATION DES RESULTATS

L'étude théorique a consisté d'une part à déterminer les différentes composantes du rayonnement solaire et à résoudre un système d'équations mathématiques, simulant notre modèle basé sur des bilans globaux en tenant compte des résultats expérimentaux comme conditions initiales.

La résolution de notre modèle mathématique par la méthode numérique de RANGE-KUTTA à l'ordre 4, nous a permis de déterminer l'évolution de la température des différents éléments de notre modèle où le flux de chaleur est d'origine solaire.

5.1 Rayonnement solaire Direct :

Le flux direct, peut être calculé par la formule empirique suivante [1].

$$HSI = Ag \cdot I_0 \cdot C \cdot A \cdot \text{Exp}(-B / \sin h) \cdot \cos(i) \dots [W]$$

avec : A_g : Surface du vitrage.

I_0 : Constante solaire qui est égale $1380 [W/m^2]$

A et B sont les facteurs de trouble du ciel

C : Coefficient de correction de la distance terre-soleil.

$$C = 1 + 0,0034 \cdot \cos[30 \cdot (m-1) + d]$$

où m : Numéro du mois dans l'année, d : Numéro du jour dans le mois. et i : angle d'incidence.

5.2 Rayonnement solaire Diffus

Le rayonnement diffus est constitué par les molécules (particules) diffusantes, il n'a pas d'orientation privilégiée et provient de toute la voûte céleste. C'est la partie du rayonnement solaire diffusée par l'atmosphère. Le rayonnement solaire diffus est la somme de deux composantes. La première est émise par la voûte céleste et la deuxième est émise par le sol [1].

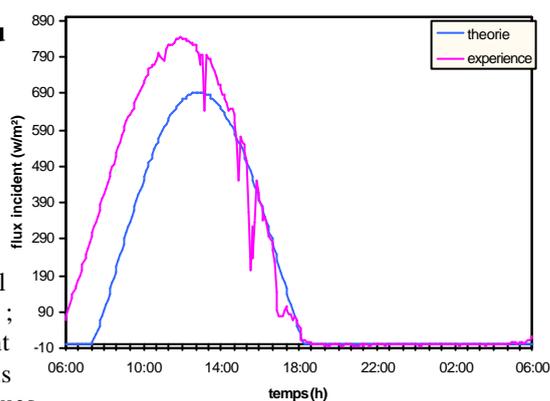
5.3 Rayonnement Solaire Global :

Le rayonnement solaire global reçu par le sol est la somme des deux rayonnements, direct et diffus.

$$HS = HSI + HSD$$

5.4 Comparaison théorique et expérimentale du rayonnement solaire

Sur la figure N°01, nous présentons l'évolution théorique et expérimentale du rayonnement solaire direct, reçu sur le vitrage du séchoir serre exposé plein sud, qui va en augmentant depuis le lever du soleil jusqu'à atteindre sa valeur maximale [de $840 [W/m^2]$ relevée expérimentalement et $700 [W/m^2]$ calculée théoriquement] au environs de 12h TSV (13heures locales), au moment où les rayons du soleil deviennent perpendiculaires à la face vitrée du séchoir; autrement dit le cosinus de l'angle formé par le rayonnement incident et la normale à la paroi vitrée avoisine l'unité. Nous remarquons aussi une similitude entre les deux courbes théoriques et expérimentales avec un écart max inférieur à 25%.

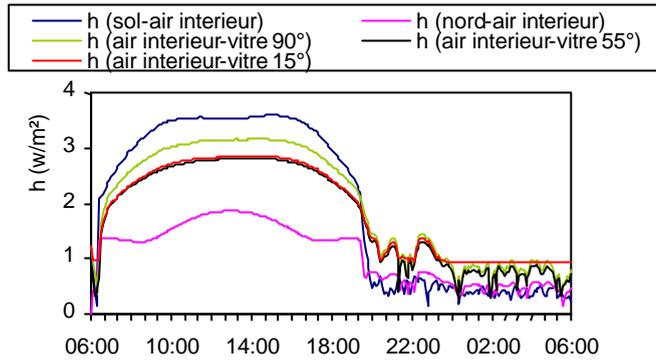


Graphique n°1 rayonnement incident du 24 juin 2001

5.5 Evolution de la température des différents éléments du séchoir

L'étude comparative des évolutions théoriques et expérimentales des températures du sol, de la paroi vitrée, de la paroi verticale nord et de l'air intérieur, au cours du temps, ont été regroupées respectivement dans les graphes N° 02, 03, 04 et 05. Sur ces graphes, nous pouvons noter un accord assez satisfaisant entre la théorie et l'expérimentation. L'allure des courbes et la même pour chaque élément et suit d'une manière systématique l'évolution de l'énergie solaire globale.

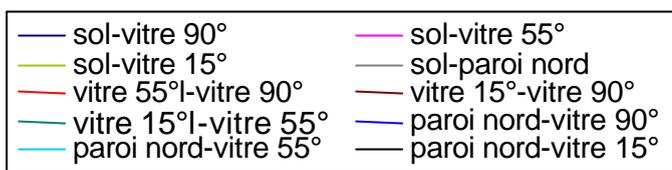
En absence de ventilation (enceinte fermée), nous remarquons une montée brusque de la températures du plancher (sol), de l'air intérieur, de la paroi nord ainsi que celle de l'air intérieur par effet de serre jusqu'à 13h local, ce qui correspond bien à l'évolution de l'énergie solaire globale reçue au niveau de la paroi vitrée; après quoi la température des éléments suscités chute en suivant l'évolution du rayonnement global pour enfin se stabiliser autour de la température ambiante pendant la période nocturne. Notons que la comparaison entre les courbes théoriques et expérimentales témoigne d'un écart avoisinant les 20%, pour le sol, l'air intérieur et la paroi vitrée, et d'un écart de 25% pour la paroi nord. Ces écarts témoignent d'une surestimation de la température, par notre modèle théorique, qui est due aux effets d'ombres dont on ne tient pas compte dans le calcul et qui font que la paroi nord soit entièrement exposée aux rayonnements solaire ce qui fait par conséquent augmenter sa température d'une façon considérable; Ajouter à cela le fait de négliger les quantités de chaleur perdues par notre système réel à travers les différentes parois supposées parfaitement isolées et les erreurs dues aux instruments de mesure



Graph 06 coefficients d'échange convectifs.

Sur les graphes N° 06 et 07 sont représentés successivement les évolutions des coefficients d'échange par convection et par rayonnement. La plaque absorbante (plancher) est la principale source de chaleur responsable du réchauffement de l'air intérieur. au même titre, à un degré moindre que la paroi nord,

Le vitrage, se trouvant à des températures inférieures à celles de l'air intérieur, tire sa chaleur de ce dernier à des proportions différentes selon l'inclinaison de la couverture. A partir de 19h, les gradients de température entre les différents éléments du système diminuent.

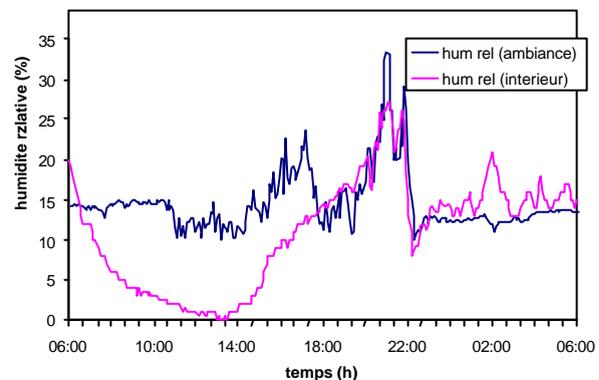


Graph 07 coefficients d'échange radiatifs.

Le coefficient d'échange radiatif entre deux parois, est directement fonction du facteur de forme géométrique et du gradient de température. et suivent donc, d'une manière systématique, l'évolution du rayonnement solaire global. Leurs valeurs importantes entre l'absorbant et la paroi nord avec le vitrage explique la chute de la température à l'intérieur du séchoir serre, en période nocturne où les échanges par radiation entre la couverture et la voûte céleste sont très intenses. Nous constatons aussi que les taux d'échange par rayonnement infrarouge sont beaucoup plus importants que ceux échangés par convection naturelle.

5.6 Variation de l'humidité relative

Sur le graph 8, nous montrons que l'humidité relative et la température de l'air à l'intérieur du séchoir évoluent de façon opposée. En effet, l'augmentation brusque de la température de l'air par effet de serre engendre une chute rapide de son humidité relative. Celle-ci atteint son minimum (5%) à 13h local, heure où la température est à son maximum correspondant à un flux solaire maximum. L'après-midi, avec l'atténuation de l'intensité lumineuse, la température baisse permettant ainsi à l'humidité relative, en un temps assez court, d'augmenter progressivement pour atteindre aux alentours de 19h des valeurs proches de celles de l'ambiance. Durant la nuit l'humidité relative continue d'augmenter en suivant une évolution de la température ambiante jusqu'à 23:00h, heure où nous enregistrons des valeurs de l'humidité relative à l'intérieur du séchoir serre légèrement supérieures à celles de l'air extérieur.



Graph 8 Relevé expérimental. Humidité relative

6. CONCLUSION

Le travail que nous avons effectué, nous a permis de développer un modèle numérique qui décrit le comportement thermique d'un séchoir serre et calcule les différents coefficients convectifs et radiatifs et aussi, au niveau d'un sous-programme, le rayonnement solaire incident et diffus au cours d'une journée type.

Pour un flux solaire atteignant la valeur de 840 w/m^2 à midi (TSV), une température extérieure égale, en moyenne, à 30°C et une humidité relative variant entre 10 et 35%, nous observons, d'une part, que l'humidité relative à l'intérieur de l'enceinte varie entre 5 et 27% et d'autre part, que les températures des éléments du système sont supérieures à celle du milieu ambiant et atteignent, par effet de serre, la valeur de 96°C pour l'absorbant (le plancher) et 65°C pour l'air intérieur.

La confrontation entre les résultats théoriques et les résultats expérimentaux a permis de remarquer qu'il y a un accord assez satisfaisant entre les résultats théoriques et expérimentaux (l'écart maximal entre les deux résultats avoisine les 20%), ce qui est, à notre sens, encourageants.

En période nocturne, du fait de la faible inertie du système d'une part et des échanges de chaleur par rayonnement infra rouge de grande longueur d'onde avec la voûte céleste d'autre part, l'air peut atteindre des valeurs de températures inférieures à celles du milieu extérieur. Ce constat nous a poussé à mettre au point un système de stockage d'énergie par l'introduction sur le plancher d'un lit de galets.

REFERENCES

- [1] R. Miri *contribution théorique et expérimentale à l'étude du bilan d'énergie d'une serre solaire* Thèse 1983.
- [2] M. Dagueuet *Les séchoirs solaires : Théorie et pratique* UNESCO 1985.
- [3] Nisen A. Dogniaux *traité de l'éclairage naturel des serres et abris végétaux* 1975.
- [4] M.S Maalem *modélisation mathématique d'un distillateur solaire statistique à effet de serre et de géométrie régulière* Thèse 1983.
- [5] J.F. Sacadura *Initiation aux transferts thermiques*, Technique et documentations, Paris 1982
- [6] F. Kreith *transferts of mass and heat*.
- [7] Eckert ER. Robert M. Drake JR *Analysis of heat and Mass transfer* International Student Edition.
- [8] T. AL Ziary De Roquefort *méthodes Numériques* Université de POITIERS.
- [9] MAC Adams W. H. *Heat Transmission* third edition International Student edition.
- [10] Fishenden M. and Saunders DA. *An introduction to heat tranfer* « Oxford New York p 180-182 » 1950.
- [11] Welty JR. Wilson R. E. wicks GE. *Fundamentals of momentym heat and moss Transfer* 2nd Edition. John Wiley et sons pp. 353-376.
- [12] Berhoud O *Essais comparatifs des capteurs solaires plans* publication EDF France
Ref. P. H. C. W. 132. pp. 11-18
- [13] Gac A ET AL. *Hude expérimentale concernant le renouvellement de l'atmosphère et le bilan énergétique de serres maraichères revêtues de plastiques et de verre* Bulletin technique de série rurale n° 95 édité et imprimé par Cerafer 1976.
- [14] N. Bakhvalov *Méthodes numériques* édition Mir, Moscou 1984