

Université Mohamed Khider – Biskra

Faculté des Sciences et de la technologie

Département : Génie Mécanique

Réf. :



جامعة محمد خيضر بسكرة

كلية العلوم و التكنولوجيا

قسم: الهندسة الميكانيكية

المرجع:

Thèse présentée en vue de l'obtention
Du diplôme de
Doctorat en sciences en : Génie Mécanique

Option : Génie Mécanique

Intitulé

**Contribution à l'étude des échanges convectifs en régime
transitoire dans les Capteurs Solaires Plans à air ;
Application au Séchage des produits agro-alimentaires**

Présentée par :

LABED Adnane

Soutenue publiquement le 19/09/2012

Devant le jury composé de :

Dr. BRIMA Abdelhafid
Dr. MOUMMI Nouredine
Dr. BEN MOUSSA Hocine
Dr. DRAOUI Belkacem
Dr. MOUMMI Abdelhafid
Dr. ZEROUAL Mostefa

Maitre de Conférences 'A'
Professeur
Professeur
Professeur
Maitre de Conférences 'A'
Maitre de Conférences 'A'

Président
Rapporteur
Examineur
Examineur
Examineur
Examineur

Université de Biskra
Université de Biskra
Université de Biskra
Université de Batna
Université de Constantine
Université de Batna

شكر و عرفان

الحمد و الشكر لله الذي أنار دربي وسدد خطاي و وفقني لتجاوز كل الصعوبات و الوصول إلى ما أصبو إليه.

إن الأعمال و التجارب العلمية المحررة في هذه الأطروحة تم إنجازها بمخبر الهندسة الميكانيكية لجامعة محمد خيضر ببسكرة تحت إشراف الأستاذ الدكتور مومي نورالدين، الذي أعبر له عن كل معاني الشكر و الامتنان لتوجيهاته العلمية البناءة و لإحاطتي برعاية الأخ الأكبر بل ربما الأب على مدى سنوات البحث الطوال.

شكر خاص للأخ الزميل الصديق الأستاذ عادل بن شعبان على إسهاماته و إرشاداته عبر مراحل البحث كافة.

شكري الجزيل للدكتور بريمة عبد الحفيظ الذي غمرني بنصائحه الحكيمة على قبوله دعوتنا لمناقشة هذه الأطروحة.

أشكر كذلك أستاذي العزيز، الدكتور مومي عبد الحفيظ على مساهماته الجليلة من خلال خبرته المعرفية في ميدان الطاقة الشمسية و على قبوله أن يكون عضوا في لجنة المناقشة.

شكري و امتناني العميقين للسادة أعضاء لجنة المناقشة البروفسور بن موسى حسين، البروفسور زروال مصطفى، البروفسور دراوي بلقاسم على قبولهم دعوتنا أن يكونوا أعضاء في لجنة المناقشة وتخصيصهم من وقتهم الثمين للإطلاع عليها.

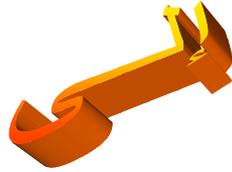
شكري و عرفاني لكل الطاقم التقني للبهو التكنولوجي بجامعة بسكرة تحت إشراف الأستاذ قريرة بلحي للتسهيلات التي أولوها لإنجاز هذا العمل على غرار الأعمال الأخرى.

كما لا يفوتني أن أشكر أخي الأستاذ أواس كمال الذي أعطاني الدفعة الأولى من الشجاعة للخوض في غمار العمل التجريبي.

لا أنسى في الأخير أن أشكر كل الطلبة المهندسين الذين قمنا بتأطيرهم عبر سنوات البحث و الذين من خلال مثابرتهم و أفكارهم تم استكمال هذا العمل.

...

العابد عدنان: مايو 2001



مع جيتي أمي و أبي

لبنه فاسم قصي ناصر لحين أسيل

إخوتي وزوجاتهم

إهداء خاص لكل المعينات الطبيعية و الاصطناعية التي علمتني كيف أتخطاها.

TABLE DES MATIERES

Introduction Générale	1
Première partie: Les Capteurs Solaires Plans à Air	
Chapitre I : Technologie des capteurs solaires et des CSP_s à air	
1 Introduction	4
1.1 Les composantes d'un système de conversion thermique	5
1.2 Définition et principe d'un capteur solaire plan	5
2 Caractéristiques techniques des capteurs solaires plans	5
2.1 Les principaux composants d'un capteur solaire plan	5
2.2 Caractéristiques techniques	6
2.2.1 Partie avant (Les vitrages)	6
2.2.2 Partie absorbante (l'absorbeur)	7
2.2.3 Partie arrière	7
2.2.4 Fluide caloporteur	8
3 Principales catégories de capteurs solaires plans	9
3.1 Les capteurs passifs	9
3.2 Les capteurs actifs	10
3.2.1 Capteurs à ruissellement	10
3.2.2 Capteurs à eau ou gilotherms	11
3.2.3 Capteurs mixtes (air-eau)	11
3.2.4 Capteurs à air	11
4 Description et fonctionnement du capteur solaire à air	12
4.1 Paramètres extérieurs (environnement)	12
4.2 Paramètres structurels du capteur	13
5 Avantage et inconvénients	13
6 Utilisations des capteurs solaires à air	15
6.1 Chauffage solaire aéraulique	15
6.2 Climatisation et réfrigération	16
6.3 Le séchage	16
6.4 Production de l'énergie mécanique	17
7 Présentation des différents types de capteurs solaires à air	18
7.1 Capteurs à absorbeur perméable	18
7.2 Capteurs à absorbeur à géométrie variable	19
7.3 Capteurs à absorbeur plan	20
Chapitre II: Etat de l'art sur les CSPs à air	
1 Introduction	21
2 Différents axes de recherches dans le domaine des CSPs à air :	21
2.1 Limitation des pertes thermiques vers l'avant	22

TABLE DES MATIERES

2.2	Section de passage et mode de circulation de l'air	27
2.3	Rallongement du parcours de l'air	30
2.4	Formes géométriques de l'entrée et de sortie du capteur	33
2.5	Introduction de rugosités artificielles dans la veine d'écoulement	33
3	Evaluation des performances thermiques des CSPs en régime transitoire :	44
4	Travaux effectués au Laboratoire de Génie Mécanique (LGM) :	49
5	Conclusion	55
Chapitre III: Modélisation des capteurs solaires à air		
1	Introduction	56
2	Le système énergétique solaire étudié :	56
3	Modélisation du CSP	57
3.1	Méthode globale	57
3.2	Méthode par tranche « pas à pas »	60
4	Modélisation des coefficients d'échange thermique	64
4.1	Transfert conductif	64
4.2	Transfert radiatif	64
4.3	Transfert convectif	65
5	Puissance absorbée « P_n »	68
6	Calcul des pertes thermiques « Q_p »	70
6.1	Pertes à l'avant « U_f »	70
6.2	Pertes à l'arrière « U_b »	71
7	Algorithme de calcul des performances de l'insolateur plan a air	72
8	Conclusion	77
Chapitre IV: Résultats et discussions		
Introduction		78
2	Protocole expérimental	79
2.1	Présentation des différentes configurations étudiées	79
2.2	Description du capteur solaire	79
2.3	Caractéristiques techniques des composants du CSP à air	81
2.4	Inclinaison et orientation du CSP	81
2.5	Description et disposition des chicane	81
2.6	Appareillage des mesures	84
3	Résultats et discussions	87
3.1	Résultats numériques	87
3.1.1	Influence du débit	87
3.1.2	Influence de la longueur	91
3.1.3	Calcul du coefficient de transfert convectif	94

TABLE DES MATIERES

3.1.4	Variation du nombre de Nusselt et du coefficient d'échange h en fonction du débit	96
3.1.5	Variation du nombre de Nusselt et du coefficient d'échange h en fonction de la distance axiale (x)	97
3.2	Résultats expérimentaux et validation du modèle théorique	99
3.2.1	A débit fixe	99
3.2.2	A débit variable	107
3.2.2.1	Rendements des différentes configurations en fonction du débits	110
3.2.2.2	Pertes de charge engendrées et consommations électriques résultantes	110
3.3	Synthèse des résultats obtenus	116
3.3.1	Le rendement en fonction du paramètre réduit $X=(\Delta T/Ig)$	117
3.3.2	Évolutions des températures de l'air et de l'absorbeur le long du capteur pour différents débits	122
3.3.3	Coefficient de Transfert Thermique (comparaison des différents résultats)	127
3.3.4	Comparaison du nombre de Nusselt en fonction de (x)	130
3.4	Etude des échanges convectifs en régime dynamique	131
4	Conclusion	142
Deuxième Partie: Application au Séchage des produits agroalimentaires		
Chapitre I : Théorie de séchage		
1	Introduction	143
2	Classification des systèmes de séchage :	143
2.1	Les séchoirs solaires directs	144
2.1.1	Quelques modèles de séchoirs solaires directs (passifs) :	145
2.1.2	Quelques modèles de séchoirs solaires directs (actifs)	147
2.2	Les séchoirs solaires indirects	148
2.2.1	Quelques modèles de séchoirs solaires indirects (passifs)	148
2.2.2	Quelques modèles de séchoirs solaires indirects (actifs)	148
2.3	Autres modèles de séchoirs solaires	149
3	Définitions et propriétés des produits :	150
4	Grandeurs fondamentales :	151
4.1	Teneur en eau d'un produit humide :	151
4.2	Vitesse de séchage :	151
5	Mécanismes intervenant au cours du séchage :	152
5.1	Transfert de chaleur :	152
5.2	Transfert de matière :	152
5.3	Équilibre eau – produit	153
6	Différentes étapes de séchage d'un produit humide :	155
6.1	Analyse d'une courbe de séchage :	155
6.2	Phase correspondant à l'échauffement du produit	157

TABLE DES MATIERES

6.3	Phase vitesse de séchage constante	157
7	Qualité des produits séchés	158
7.1	Modification biochimique	158
7.2	Pertes d'arome	158
7.3	Perte de la couleur du produit :	158
7.4	Modifications physiques et mécanismes des produits séchés :	158
8	Rappels de quelques travaux réalisés dans le domaine de séchage	159

Chapitre II : Résultats Expérimentaux

1	Introduction	166
2	Description de la chambre de séchage et protocole expérimental	168
2.1	Séchoir à simple passage d'air	168
2.2	Séchoir à double passage d'air (monobloc)	168
2.3	Préparation du produit	169
2.4	Appareillages de mesures	169
3	Produits séchés	170
3.1	Le Henné	170
3.2	Le piment	171
4	Résultats et discussion	174
4.1	Influence du débit sur l'amélioration du temps de séchage	174
4.1.1	Cas du Henné	174
4.1.2	Cas du piment rouge	180
4.1.3	Cas du piment vert	187
4.2	Effet de la présence des chicanes sur le processus du séchage	192
4.3	Effet du deuxième passage	196
4.4	Influence du poids des produits	199
5	Calcul de L'erreur et comparaison des résultats avec la littérature	201
6	Conclusion	206
Conclusion Générale		207
ANNEXES		210
Références Bibliographiques		215
Nomenclature		220
Index des Tableaux		223
Index des Figures		224
Index des Photos		229

Introduction

Générale

Introduction générale

L' exploitation des sources d'énergies renouvelables

et essentiellement la conversion de l'énergie solaire a connu depuis les années 1970 un regain d'intérêt considérable suite à la crise énergétique. Ainsi, étant une source renouvelable et nationale, l'énergie solaire permet, d'une part de réduire la « dépendance énergétique » d'un pays. Etant une source peu polluante, elle permet d'éviter les atteintes à l'environnement occasionnées par le processus de production, de transport et de consommation des sources d'énergies conventionnelles d'autre part.

Il convient en effet que le rayonnement solaire global reçu en Algérie dans plusieurs sites de climats différents est l'un des plus élevés du monde. La durée d'insolation sur la quasi-totalité du territoire national dépasse les 2000 heures annuellement et atteint les 3900 heures (hauts plateaux et Sahara). L'énergie reçue quotidiennement sur une surface horizontale de 1m^2 est de l'ordre de 5 KWh sur la majeure partie du territoire national, soit près de 1700 KWh/ m^2 /an au Nord et 2263 KWh/ m^2 /an au Sud du pays. Notre potentiel en énergie solaire thermique représente 60 fois des besoins énergétiques de l'Europe de l'ouest, selon le ministère Algérien de l'énergie. Ce même potentiel représente quatre fois la consommation énergétique mondiale d'après NEAL (New Energy Algeria).

Contrairement aux autres sources, l'énergie solaire nous permet la construction de systèmes indépendants (autonomes). Néanmoins, nous pouvons dire que cette énergie possède un mode de conversion thermique sans concentration. La mise en œuvre pour la récupération de cette énergie nécessite une technologie simple et qui peut s'adapter simplement au site et à la région considérée et dans de très nombreuses utilisations. L'implantation d'un système solaire en un site ne doit se faire qu'après avoir estimé la productivité de ce système en fonction du gisement solaire local disponible réellement, par des beaux jours ou par des jours médiocres. Divers systèmes de conversion solaire sous forme d'énergie calorifique sont en service, utilisés dans plusieurs applications, tels que le chauffage des locaux et le chauffage de l'eau sanitaire, la distillation solaire, particulièrement dans les zones arides où l'approvisionnement en eau potable et en eau douce des populations connaît un sérieux problème.

Dans certains pays du Tiers-Monde qui sont dépourvus de sources traditionnelles, la recherche dans le domaine énergétique est très actuelle et, ceci bien entendu pour réduire leurs importations énergétiques. Ceci dit, l'application et la recherche tant sur le plan amélioration des performances des capteurs solaires plans que sur les fours solaires, les séchoirs solaires, le froid solaire, chauffage solaire, sont des sujets prépondérants. Les travaux effectués jusqu'à ce jour dans notre Laboratoire (LGM) portent en particulier sur cette perspective, à savoir l'amélioration permanente des performances thermiques des insolateurs plans. Une amélioration sensible de ces performances a été obtenue.

Les capteurs solaires plans à air ont pour but la transformation de l'énergie radiante du soleil en énergie thermique extraite par l'air en écoulement dans l'insolateur. Cette énergie est ensuite utilisée dans diverses applications, à savoir ; le chauffage des habitations, le chauffage de l'eau sanitaire, le séchage des produits alimentaires etc.

C'est dans ce contexte précis que nous nous intéressons dans ce travail à l'étude de cette chaîne énergétique, qui comportera donc deux volets, le premier concernant l'insolateur plan qui sert à convertir l'énergie solaire rayonnante incidente en énergie thermique. Cette énergie étant véhiculée par un fluide caloporteur (air). Le second concernant la mise en application de cette énergie solaire dans le domaine du séchage. L'intérêt est porté sur le séchage solaire indirect de quelques produits agro-alimentaires très sensibles dans le secteur de petites ou moyennes industries. L'utilisation du capteur muni de chicanes occasionne une réduction importante du temps de séchage de nos produits.

Néanmoins des recherches sont encore à promouvoir pour mieux connaître les produits et leurs aptitudes au séchage d'une manière générale et au séchage lié aux fluctuations des conditions météorologiques.

Pour ce faire nous avons procédé à la mise en place de deux séchoirs solaires plans à air ; le premier est un CSP à air avec une enceinte de séchage indépendante munie d'un seul étage. Le deuxième est un séchoir monobloc à double passage d'air avec trois (03) claies horizontales.

Les essais en régime transitoire sur les capteurs solaires plans présentent un intérêt croissant des chercheurs afin de développer une procédure de test dynamique fiable. Pour cela, dix méthodes d'essais dynamiques pour les capteurs solaires plans ont été évaluées

Par conséquent, c'est l'ensemble de toutes ces considérations qui nous a amené à entreprendre ce travail réparti en deux parties importantes :

Dans la première partie, nous présentons d'une part la technologie des capteurs solaires et les travaux déjà réalisés dans le même axe de recherche, puis d'autre part, une étude théorique du bilan thermique sur les différents transferts de chaleur ainsi que les quantités de chaleur mises en jeu.

Le dernier chapitre de cette partie est réservé à la présentation et l'interprétation des résultats numériques et expérimentaux.

La deuxième partie est consacrée au séchage solaire et la synthèse de certains travaux déjà réalisés sur ce processus.

Une application expérimentale du séchage solaire indirect par convection forcée de quelques produits (le piment vert, le piment rouge et le Henné) a été entreprise. Les résultats obtenus sont exposés, analysés et interprétés.

Enfin une conclusion générale qui englobe l'ensemble des résultats issus de cette étude et les suggestions proposées afin d'améliorer les performances des capteurs solaires plans à air en question et par conséquent le temps de séchage a été établie.

Première partie :

Les capteurs solaires
plans à air

Chapitre I

Technologie des Capteurs Solaires et des CSPs à Air

1 Introduction

L'énergie solaire nous parvient sous forme de rayonnement dont les longueurs d'ondes vont de 0,2 à 2,5 μm . Les rayons sont porteurs d'énergie et le profil des puissances émises par le soleil s'apparente à celui d'un corps noir porté à la température absolue de 6 000 K. La puissance globale ainsi rayonnée dans l'espace par le soleil est de $3,8 \cdot 10^{26}$ Watts.

Cependant, la fraction de cette puissance interceptée par une surface de 1m^2 , et qui est située dans l'espace à une distance du soleil égale à celle de la terre et perpendiculaire aux rayons, est égale en moyenne à 1350W. Ceci - dit, le sol terrestre n'en reçoit que la fraction transmise par l'atmosphère. Cette fraction peut atteindre, par ciel clair, 1000 W/m^2 pour un plan perpendiculaire aux rayons du soleil.

Ainsi le flux d'énergie est en partie absorbé et échangé ensuite en chaleur par la surface qui le reçoit. Dès lors, le principe qui en découle est le suivant : la surface réceptrice doit absorber la plus grande part du rayonnement qu'elle reçoit, tout en ne cédant à son environnement que la quantité d'énergie la plus faible. Reste que le rayonnement est d'autant plus absorbé que le corps qui le reçoit se rapproche du corps noir. C'est donc vers cet idéal que tendront les recherches en matière de surfaces absorbantes.

Une autre conséquence sera de limiter à leur valeur minimum les échanges thermiques vers l'environnement de la surface d'absorption. On isolera soigneusement les faces de la surface non exposées aux rayonnements solaires. Et pour remédier aux déperditions dues par convection, conduction et rayonnement vers l'avant du système; on pourra placer en face de la surface d'absorption une ou plusieurs vitres séparées entre elles par des intervalles d'air, créant ainsi l'effet de serre. Cet effet s'explique par le fait que le verre est un matériau quasiment transparent au rayonnement solaire, alors qu'il est presque opaque au rayonnement infrarouge.

L'énergie calorifique produite par le flux solaire incident sur la surface d'absorption peut être transférée à un fluide caloporteur, pour être transportée vers un lieu d'utilisation et ce, très souvent via un dispositif de régulation ou d'accumulation.

Il existe un autre mode de conversion qui consiste à transformer l'énergie incidente directement en énergie électrique par utilisation de l'effet photovoltaïque introduisant les paramètres permettant de la caractériser.

1.1 Les composantes d'un système de conversion thermique

Tout système de conversion de l'énergie solaire doit comprendre les éléments suivants:

- Une surface de captation du rayonnement solaire.
- Un circuit caloporteur qui assure le transfert de l'énergie extraite du capteur à l'élément d'accumulation (stockage des calories), les fluides utilisés généralement comme fluide caloporteur sont: l'eau et l'air.
- Un stockage thermique.
- Un réseau de distribution.

1.2 Définition et principe d'un capteur solaire plan

Le capteur solaire plan est tout système exposé au rayonnement solaire afin de le capter et de le transformer en énergie thermique.

Ce système de captage a pour base l'effet de serre où le rayonnement est capté dans le domaine du visible et du proche infrarouge (longueurs d'ondes comprises entre 0.3 et 3 μm), il traverse la vitre et il est piégé à l'intérieur où il est capté par la surface absorbante.

L'absorbeur émet du rayonnement thermique dans un domaine de l'infrarouge (entre 4 et 30 μm). Ce rayonnement est totalement arrêté par la paroi du verre qui s'échauffe et rayonne par moitié vers la surface absorbante et par moitié vers l'extérieur. Le fluide qui circule sous cette paroi récupère par convection une partie de cette énergie absorbée et subit une élévation de température à la traversée du capteur.

2 Caractéristiques techniques des capteurs solaires plans

2.1 Les principaux composants d'un capteur solaire plan

Plusieurs types de capteurs solaires plans existent actuellement Ils peuvent tous être décrits par le schéma du principe de la figure 1. Leurs différences résident dans le choix de chaque élément.

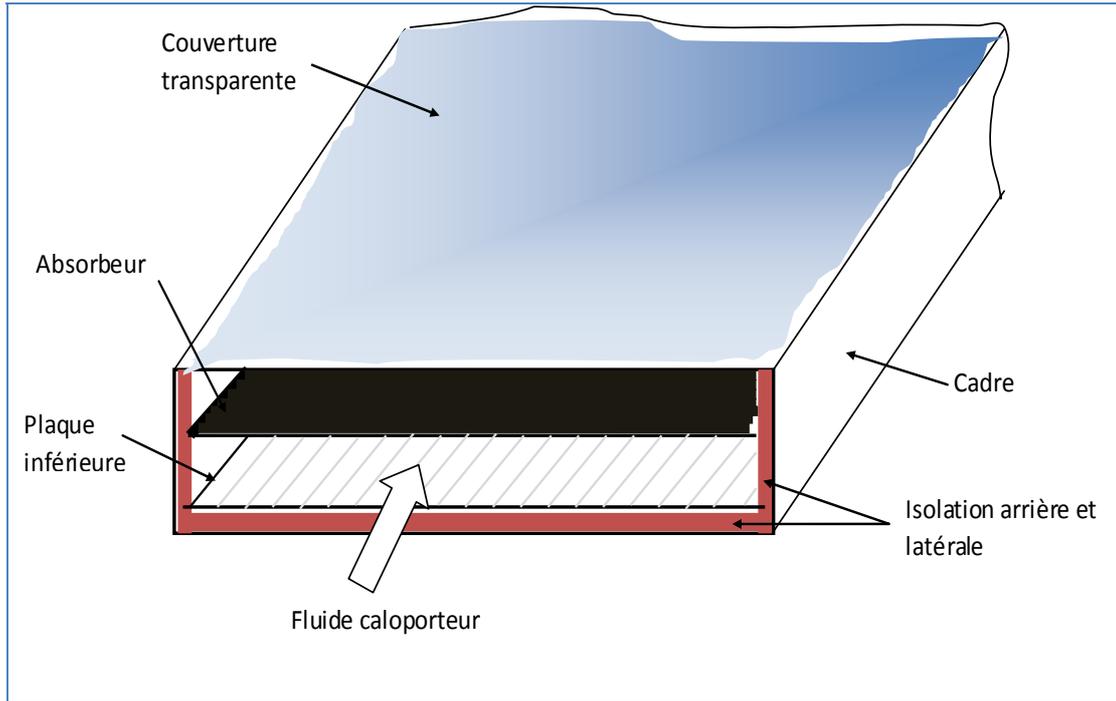


Fig. 1 : Les éléments d'un capteur solaire plan

2.2 Caractéristiques techniques

2.2.1 Partie avant (Les vitrages)

Ce sont les couvertures transparentes au rayonnement solaire mais opaques au rayonnement infrarouge de grande longueur d'onde émis par l'absorbeur (effet de serre). Ils sont en général en verre de faible teneur d'oxyde de fer, parfois en plastique, mais celui-ci vieillit mal sous l'action des ultra-violet. En général on ne dépasse pas deux vitrages car au-delà le gain obtenu sur les pertes thermiques est compensé par les pertes de réflexion et réfraction.

Les vitrages ont une épaisseur de 4mm environ et sont situés à 25 ou 40mm de l'absorbeur et munis de joints d'étanchéité au niveau du boîtier. Cette couverture doit assurer trois fonctions essentielles :

- Recevoir le maximum du rayonnement incident sans réflexion ni diffusion importante.
- Transmettre la plus part du rayonnement reçu.
- S'opposer aux déperditions thermiques par convection et rayonnement.

2.2.2 Partie absorbante (l'absorbeur)

C'est au niveau de laquelle s'effectue la conversion thermique. Il transforme le rayonnement solaire en chaleur et échange celle-ci avec le fluide caloporteur. Il est par conséquent l'organe principal du capteur. Il doit assurer les fonctions suivantes:

- Absorber la plus grande partie du rayonnement incident.
- Transmettre la chaleur produite par cette absorption vers le fluide caloporteur.
- N'accepter que le minimum d'échanges thermiques vers l'extérieur pour rendre efficace cette partie.

En général, il est composé de plaques ou de tubes de plastique, de cuivre, d'aluminium ou d'acier (inox ou galvanisé).

Ces principales caractéristiques sont :

- Un facteur d'absorption solaire aussi voisin que possible de l'unité.
- Un coefficient d'émission d'ondes thermique de grande amplitude ($\lambda > 3\mu\text{m}$) faible.
- Une bonne conductivité thermique.
- Une bonne résistance chimique et anticorrosive.

2.2.3 Partie arrière

- L'isolant :

Elle est généralement constituée d'une couche isolante, qui diminue les pertes par convection et ralentit ainsi le refroidissement de la face opposée au rayonnement solaire. Elle est montée directement sur le fond et les parois du bâti. Elle doit être opaque au rayonnement infrarouge de grande longueur d'onde émis par l'absorbeur. Elle permet de calorifuger le système. Le choix du matériau doit assurer les qualités essentielles suivantes:

- une faible conductivité thermique
- une faible densité
- une chaleur massique basse
- une bonne résistance dans toute la plage de températures auxquelles il peut être soumis.

On utilise généralement trois catégories d'isolants :

- isolants minéraux (exemple : laine de verre, laine de roche...).
- isolants végétaux ou plastiques (exemple : bois, liège).

- **Le boîtier ou le coffre:**

Permet l'assemblage des différents éléments du capteur. Il doit assurer une protection efficace contre les agents atmosphériques.

2.2.4 Fluide caloporteur

À pour rôle de véhiculer la chaleur entre l'absorbeur pour l'utilisation ou le stockage.

Le fluide caloporteur doit satisfaire aux conditions :

- faible viscosité et point de coulée aussi bas que possible,
- haut point d'ébullition et bas point de congélation,
- inertie chimique vis à vis des matériaux de l'installation,
- tension de vapeur aussi basse que possible,
- pertes de charge faibles,
- coefficient de transfert thermique élevé,
- grande capacité calorifique et toxicité faible,
- stabilité physique et chimique dans les conditions d'emploi et de stockage.

Il est évident qu'un même type de fluide ne peut être le meilleur au regard de toutes ces propriétés. Le choix doit être fait en fonction des conditions particulières à chaque installation. En règle générale la température d'utilisation impose le choix du fluide.

On utilise principalement trois sortes de fluides (air, eau, sels fondus, ...).

3 Principales catégories de capteurs solaires plans

On distingue deux catégories de capteurs solaires plans ; les capteurs passifs et les capteurs actifs.

3.1 Les capteurs passifs

Les capteurs utilisant l'effet de serre, cet effet est obtenu en recouvrant la surface réceptrice (corps noir, corps sélectif) convenablement isolée à l'arrière, par une ou plusieurs couvertures de verre superposées. Les rayons solaires traversant le verre chauffent la surface qui émet alors dans l'infrarouge pour lequel le verre est opaque. Le rayonnement émis est alors Piégé et va se retourner vers la surface contribuant ainsi à l'échauffement.

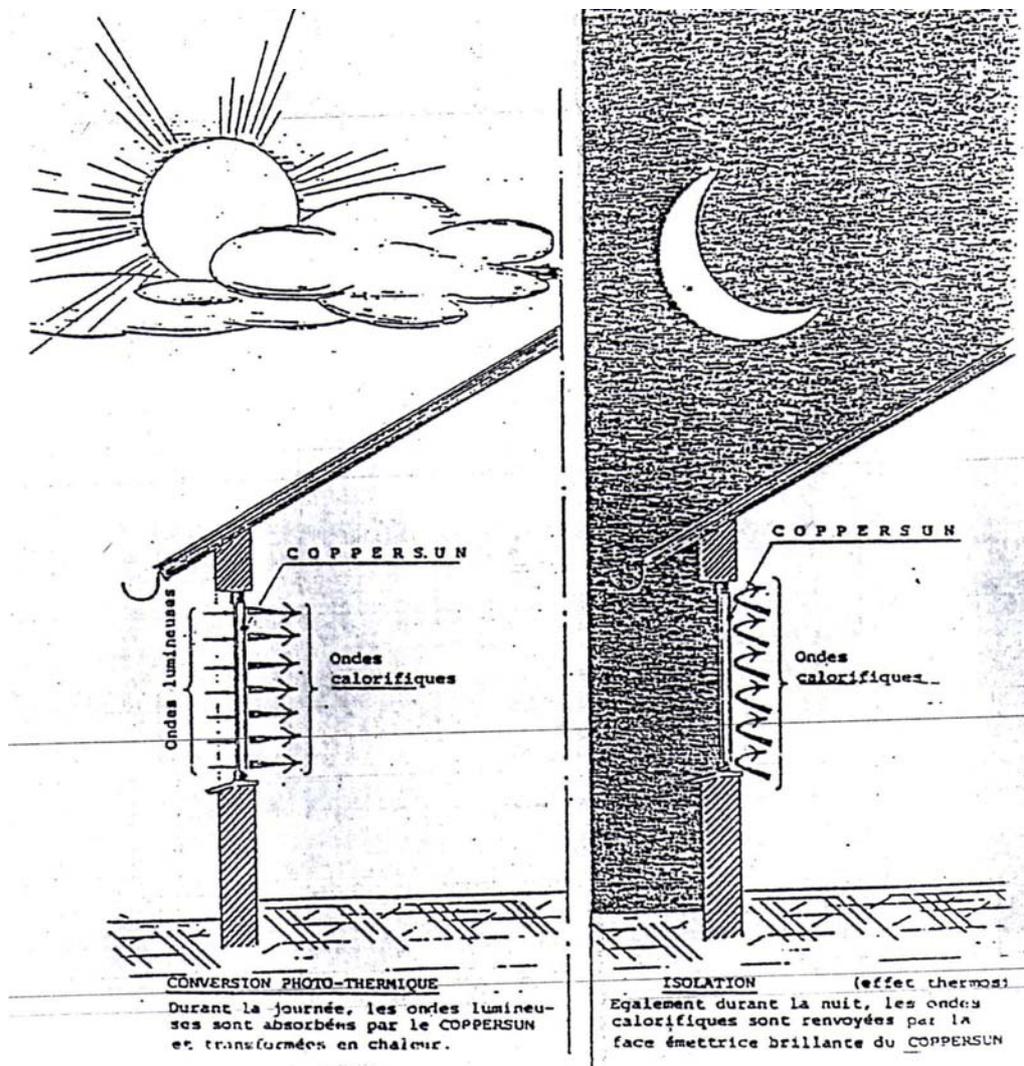


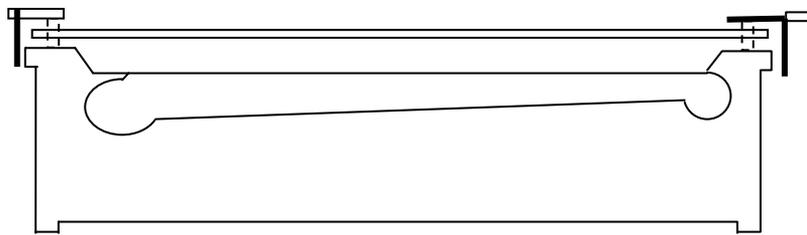
Fig. 2 : Exemple d'un capteur passif [1]

3.2 Les capteurs actifs

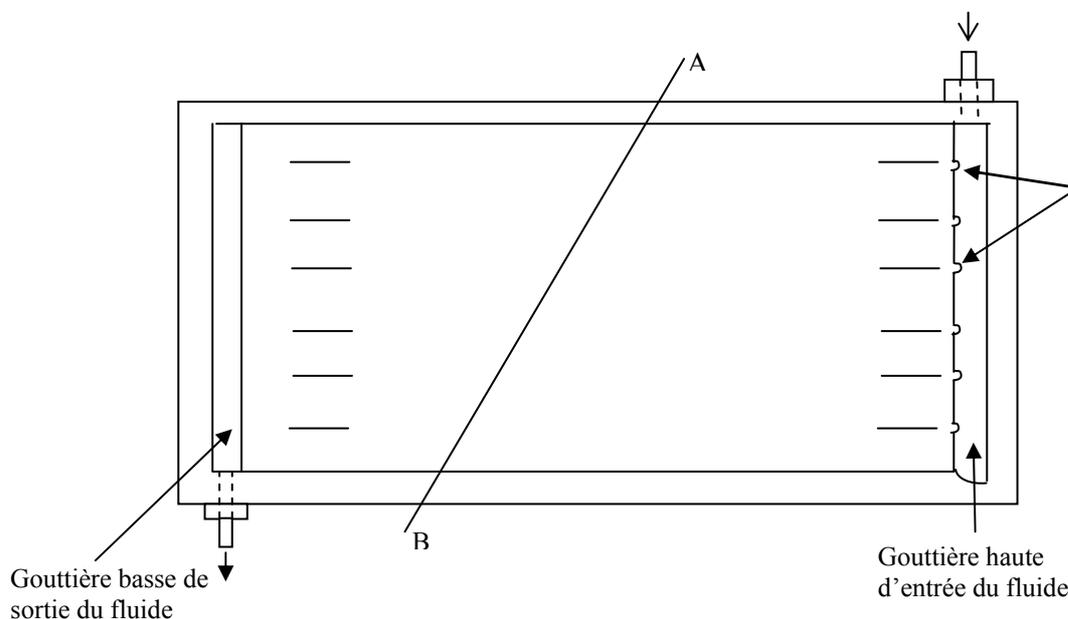
On appelle capteurs actifs des capteurs utilisant un fluide caloporteur qui transporte la chaleur captée pour l'utilisation directe ou pour le stockage. On distingue plusieurs sortes de capteurs actifs dont les principaux sont :

3.2.1 Capteurs à ruissellement

Le fonctionnement de ce type de capteur est basé sur le principe qui consiste à refroidir la surface exposée au soleil à l'aide d'un fluide en écoulement libre par gravitation. Le fluide caloporteur utilisé peut être de l'eau traitée anticalcaire, ou anti-algue, ou une huile ayant une plus grande capacité calorifique plus grande que celle de l'eau.



a- Coupe longitudinale suivant AB



b- Vue de dessus

Fig. 3 : Capteur plan à ruissellement.

3.2.2 Capteurs à eau ou gilotherms

Ce type de capteur absorbe puis restitue la chaleur solaire grâce à la circulation d'un fluide soumis à une certaine pression.

Ce fluide est le plus souvent de l'eau, ou un gilotherm, utilisé surtout dans les régions où la température extérieure est parfois inférieure à zéro degré.

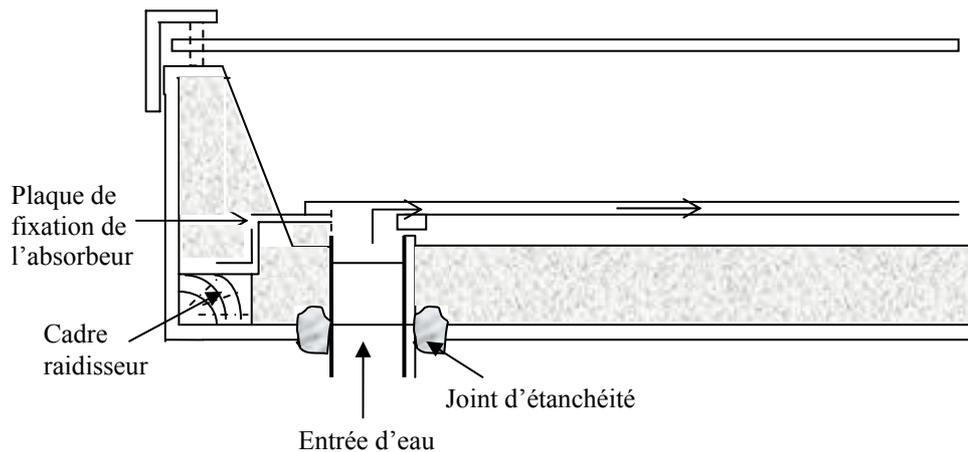


Fig. 4 : Coupe d'un capteur plan à circulation d'eau.

3.2.3 Capteurs mixtes (air-eau)

C'est une variante de capteur à air, à la seule différence que sous la surface absorbante on place des tubes de cuivre dans lesquels on fait circuler l'eau. Aux deux extrémités du capteur sont placés deux collecteurs d'air, l'un avec la prise d'aspiration et l'autre avec la bouche de poussée, le flux d'air crée chauffe les tubes.

3.2.4 Capteurs à air

Ce sont des capteurs qui utilisent l'air comme fluide caloporteur, ce fluide a l'avantage de se trouver en abondance dans la nature. C'est cette catégorie de CSP que fera l'objet de notre étude.

4 Description et fonctionnement du capteur solaire à air

Un capteur solaire plan à air a pour rôle de convertir l'énergie solaire incidente en énergie thermique à basses et moyennes températures et de la transférer à l'air qui le traverse. Sa technologie repose sur le pouvoir absorbant d'une surface sélective ou non sélective (absorbeur). En absorbant les rayons solaires, l'absorbeur cède à l'air une partie de cette énergie reçue, et réémet une autre partie dans l'infrarouge. Le meilleur absorbeur est donc une surface fortement absorbante dans le visible et faiblement émissive dans l'infrarouge.

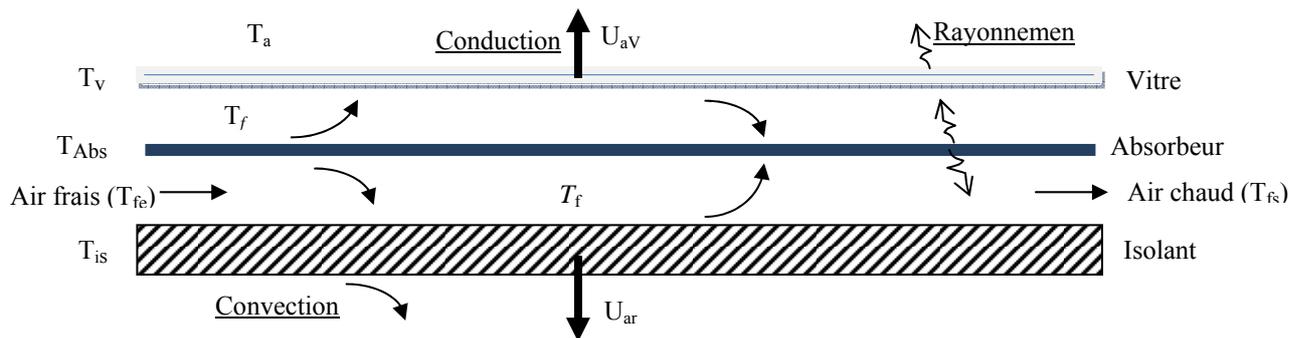


Fig. 5 : Échanges thermiques dans un capteur solaire plan à air.

Une couverture alvéolée en polycarbonate est placée au-dessus de l'absorbeur. Celle-ci est transparente aux rayonnements solaires visibles et opaques à l'infrarouge qu'elle absorbe et réémet vers l'absorbeur. Elle permet de piéger les rayonnements entre ce dernier et la couverture et d'augmenter ainsi la température de l'absorbeur. C'est ce qu'on appelle 'effet de serre'. Pour ce qui est de l'isolation latérale et arrière, elle est assurée par des parois recouvertes d'isolants thermiques. Les échanges thermiques entre les constituants du capteur peuvent avoir lieu Convection, Conduction et Rayonnement.

Deux types de paramètres de fonctionnement, intérieurs et extérieurs au système, interviennent dans son fonctionnement :

4.1 Paramètres extérieurs (environnement)

- Flux incident : Le flux solaire global incident est constitué d'une composante directe et d'une composante diffuse dont le pourcentage est variable. Les performances du capteur en dépendent. Lorsque le rayonnement diffus augmente, le rendement ($\tau\alpha$) qui est sensible à l'angle d'incidence du rayonnement incident diminue.

- Vitesse du vent : Celle-ci a une grande importance et une influence considérable lorsque cette dernière est comprise entre 0 et 3 m/s. Au-delà, l'effet devient moins important [2].
- Températures à l'avant et à l'arrière du capteur.
- Températures ambiante et du ciel : La température du ciel se présente sous diverses formes. Nous citons l'expression généralement la plus utilisée et qui est donnée par Swinbak [2] :

$$T_{\text{ciel}} = 0.0552 \cdot T_a^{1.5}$$

4.2 Paramètres structurels du capteur

- Débit du fluide caloporteur
- Orientation et inclinaison du capteur
- Températures d'entrée du fluide caloporteur
- Nature du fluide caloporteur

Le choix de l'air ne peut être que judicieux. Il réduit le coût de fabrication du capteur et aussi de son entretien. On n'a pas de problèmes de fuites ni de corrosion. Ce qui n'est pas le cas pour l'eau. Cependant, la capacité calorifique et la masse volumique de l'air sont faibles par rapport à celles de l'eau. Cette capacité calorifique de l'air impose l'utilisation de grands débits.

5 Avantage et inconvénients

L'utilisation de l'air comme fluide caloporteur est susceptible de réduire les coûts de fabrication, voire d'entretien.

En effet l'air ne présente pas de problèmes de gel ou d'ébullition, qui imposent d'utiliser des fluides contenant de l'antigel et de prévoir des sécurités pour éviter les surpressions qui peuvent se produire en cas de panne de circulateur dans les capteurs à eau.

- Les phénomènes de corrosion ou d'entartrage, qui peuvent diminuer les performances et la durée de vie d'une installation à eau sont inexistantes.
- Les problèmes d'étanchéité paraissent moins cruciaux.

- Le capteur à air, est, enfin, plus léger que les dispositifs classiques et généralement moins complexe de réalisation, donc plus facilement intégrable dans un bâtiment ou un processus industriel et son coût d'installation est plus faible.

Néanmoins, l'air présente un certain nombre d'inconvénients :

- Coefficients d'échange thermique plus faibles que pour les liquides, ce qui conduit généralement à augmenter les surfaces d'échanges.
- Faible valeur du produit de la masse volumique par la chaleur massique, ce qui impose l'utilisation de forts débits volumiques, ce qui augmente la consommation électrique des auxiliaires (ventilateur).
- Problèmes de salissure des vitres dans les cas où l'air circule entre la vitre et l'absorbeur.

Il en résulte la nécessité de soigner la conception aérodynamique et thermique du capteur.

6 Utilisations des capteurs solaires à air

Plusieurs applications de l'énergie solaire captée par des capteurs solaires plans à air sont utilisées. Parmi les plus répandues, le chauffage, la climatisation, le séchage, La production de l'énergie mécanique etc.....

6.1 Chauffage solaire aéraulique

La plupart des systèmes de chauffage aéraulique avec capteurs solaires sont construits selon le principe suivant les capteurs à air sont placés sur le toit, un stockage constitué des galets ou de parpaings est situé dans la maison ou sous celle-ci. L'air mis en mouvement par un ventilateur peut être utilisé de différentes manières selon quatre modes de fonctionnement que l'on retrouve généralement dans toutes les réalisations.

- Chauffage direct de la maison par l'air sortant des capteurs solaires, avec éventuellement mise en route du chauffage d'appoint si l'énergie solaire est insuffisante.
- Charge du stock par l'air chaud provenant des capteurs si la température dans la maison est insuffisante et si il y'a ensoleillement.
- Décharge du stock si celui-ci est chargé et qu'il est nécessaire de chauffer la maison alors qu'il n'y a pas d'ensoleillement.
- Fonctionnement du chauffage d'appoint si le stock est déchargé et qu'il n'ya pas d'ensoleillement.

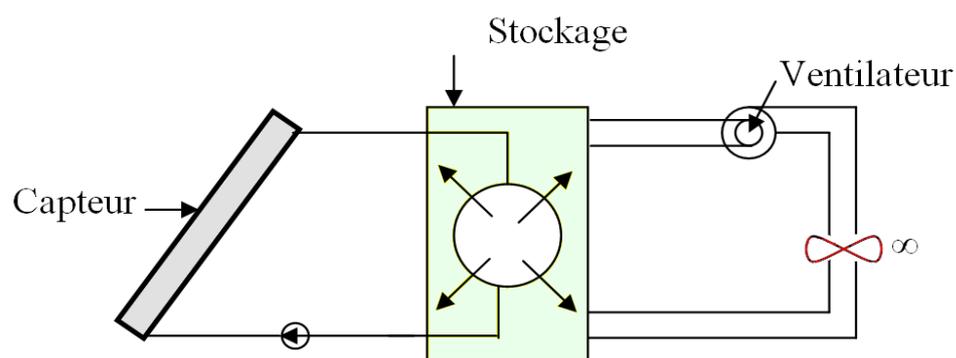


Fig. 6 : Système à stockage dans les pierres.

6.2 Climatisation et réfrigération

Employer l'énergie solaire pour produire du froid est particulièrement séduisant. En effet, les pays où l'on a plus besoin de froid sont précisément les pays les plus chauds donc en principe les plus ensoleillés.

Principe :

L'énergie solaire reçue par le capteur est transférée par l'intermédiaire d'un accumulateur d'énergie thermique chaud au système de réfrigération qui prélève de la chaleur dans un accumulateur thermique froid lui-même absorbant de la chaleur venant de l'espace à réfrigérer, le flux de chaleur étant rejeté dans le milieu ambiant. Une source auxiliaire d'appoint permet de pallier aux déficiences de l'accumulateur chaud.

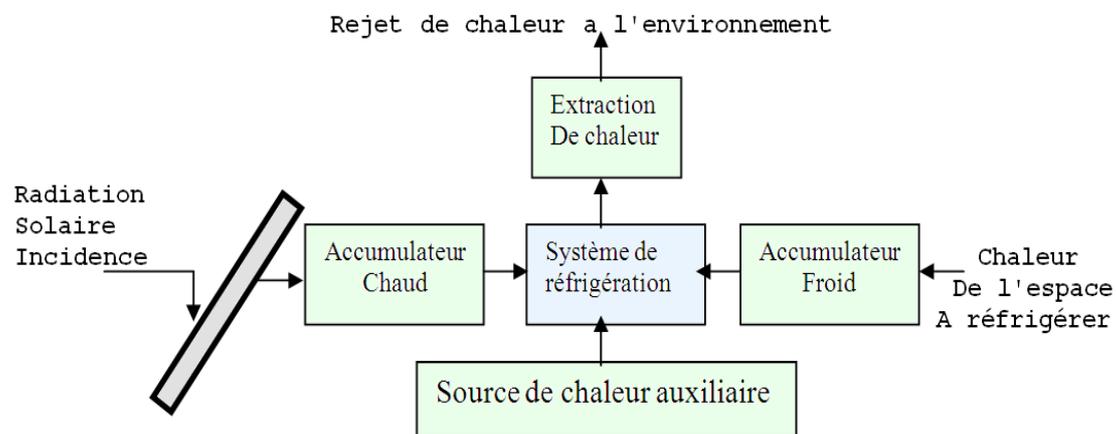


Fig. 7 : Schéma du principe de la production du froid.

L'installation éventuelle de systèmes de réfrigération destinés au conditionnement des locaux suggère immédiatement l'idée d'une extension à la conservation des aliments ou produits pharmaceutiques.

6.3 Le séchage

Le séchage par énergie solaire est l'une des techniques les plus anciennes. Dès le paléolithique (750 000 ans avant J-C) l'homme séchait les feuilles pour sa couche son bois de feux et des peaux d'animaux. En 3000ans avant J-C les égyptiens séchaient leur papyrus par exposition directe au soleil. Au cours du temps les matériaux les plus divers sont séchés : de la viande (35 000ans J-C), des textiles et des produits aussi nécessaires à la civilisation que le thé (300 ans après J-C), le cacao ou le tabac, ainsi que les légumes et des fruits, tout en se servant d'une énergie noble, celle du soleil.

Actuellement, pour accélérer la procédure de séchage on utilise des capteurs solaires à air. La chaleur captée par ces capteurs est transmise à l'air qui circule dans la veine d'écoulement. Cet air chauffé sera ventilé dans un local où sont placés les produits à sécher. On assure ainsi plus d'hygiène tout en évitant l'altération et les pertes des produits. Ce système de séchage est utilisé pour sécher des plantes médicinales, les fruits et légumes, viandes, poissons, des produits très légers qui risquent de s'envoler (exemple : feuilles de tabacs, les feuilles de henné).

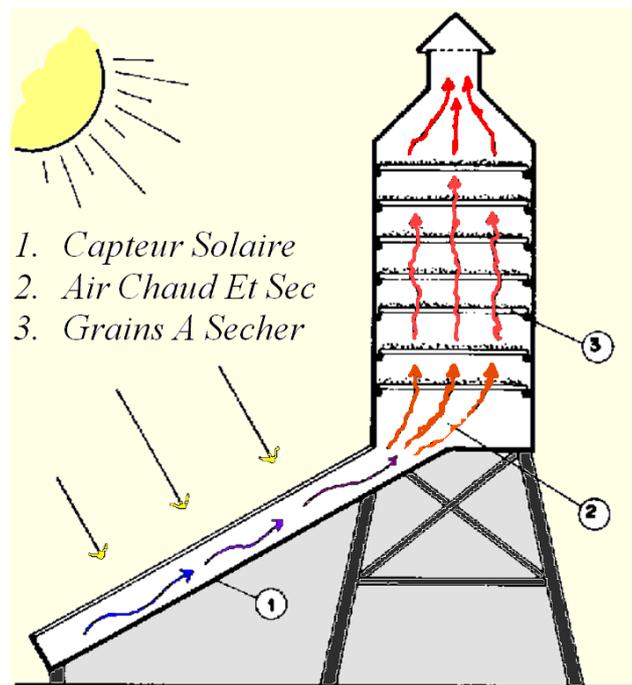


Fig. 8 : Schéma d'un système de séchage.

6.4 Production de l'énergie mécanique

Dans les pays arides, ou dans les régions - isolées, il peut être très intéressant de réaliser des installations à partir d'une machine solaire, soit pour pomper l'eau, soit pour une production d'électricité.

On peut utiliser un moteur à air chaud dont le principe est le suivant l'air atmosphérique est comprimé dans un cylindre par un piston et chauffé par l'intermédiaire d'un capteur à air.

L'air chauffé, en se détendant, pousse le piston. Celui-ci en revenant comprime l'air dont le reste de chaleur est évacuée à une source froide ; et ainsi de suite.

7 Présentation des différents types de capteurs solaires à air

On peut répartir les types de capteurs solaires plans à air en 3 grandes classes :

- Les capteurs à absorbeur perméable
- Les capteurs à absorbeur à géométrie variable.
- Les capteurs à absorbeur plan.

7.1 Capteurs à absorbeur perméable

Dans ce type de capteur, l'absorbeur est une matrice perméable. Ainsi l'énergie solaire incidente pénètre dans la masse de l'absorbeur.

Le capteur à absorbeur perméable se compose toujours d'un caisson isolé, l'air pénètre dans l'espace vitre absorbeur où il commence à s'échauffer par convection sous le vitrage. Ensuite l'air continue de s'échauffer par passage dans la matrice absorbante.

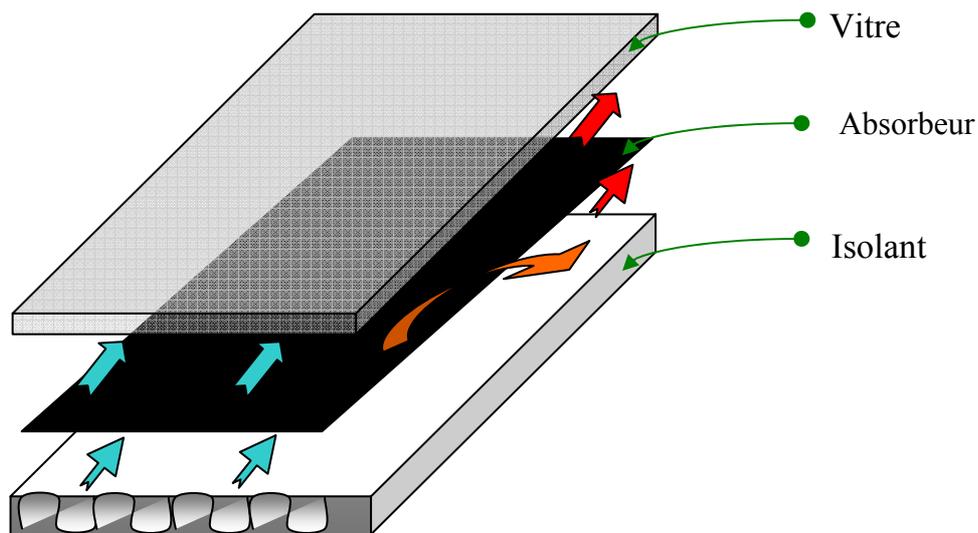


Fig. 9 : Schéma d'un capteur solaire à absorbeur perméable.

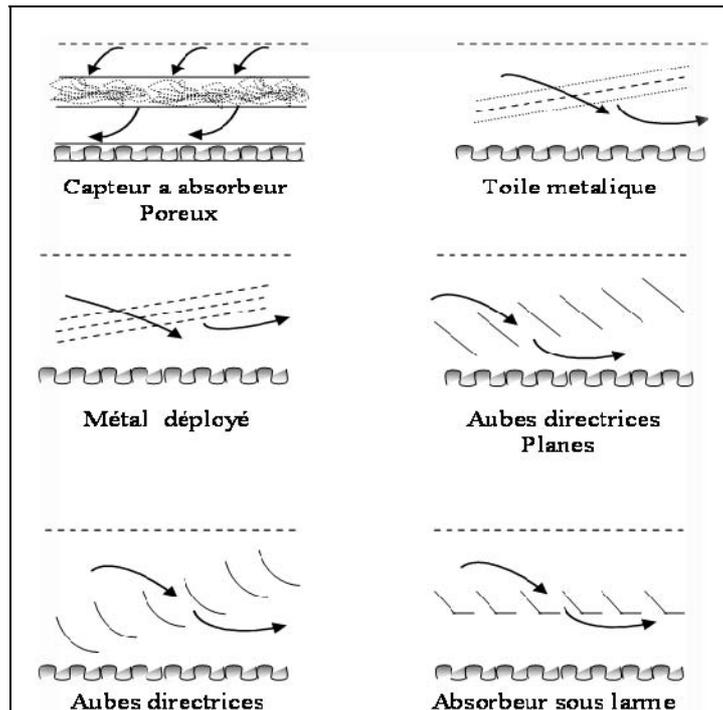


Fig. 10 : Exemples de capteurs à absorbeur perméable.

Légende:

- : Sens de l'écoulement ;
- : Isolant ;
- : Vitre.

7.2 Capteurs à absorbeur à géométrie variable

Ces capteurs se présentent sous de nombreuses variantes, l'idée présidant à ces variantes consiste à jouer sur la géométrie de l'absorbeur, de façon à augmenter la surface d'échange.

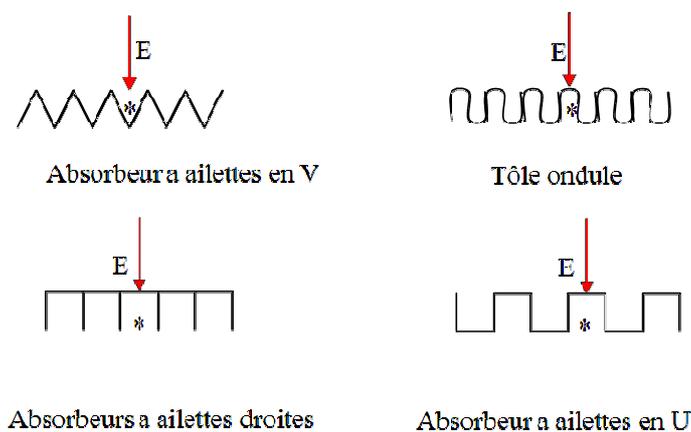


Fig. 11 : Principales géométries d'absorbeur

E : énergie solaire incidente

*: direction de l'écoulement du fluide.

7.3 Capteurs à absorbeur plan

Comme son nom l'indique, l'absorbeur est une tôle plane. La différence entre ces capteurs réside dans le nombre de vitrages utilisés et dans le type d'écoulement de l'air dans ces capteurs.

Plusieurs types d'écoulement d'air sont envisageables dans ce genre de capteur :

- Ecoulement au-dessus de l'absorbeur
- Ecoulement au-dessous de l'absorbeur
- Ecoulement des deux cotés de l'absorbeur (multi passes).

Chapitre II

Etat de l'art sur les
CSPs à Air

1 Introduction

Les capteurs solaires plans à air transforment l'énergie radiante du soleil en énergie thermique extraite par l'air en écoulement dans le capteur. Les capteurs solaires à air sont moins compliqués par rapport aux chauffe-eau solaires et très attrayants pour les technologies solaires à basses températures, qui nécessitent des températures de l'air en dessous de 100 ° C. En effet, les CSPs sont largement utilisés au fil des années, parce qu'ils sont relativement simples avec une utilisation minimale de matériaux, facile à utiliser et ont un faible coût [4-9]. Les CSPs à air sont utilisés pour le chauffage, le séchage des produits industriels et le séchage des produits agricoles comme les légumes, fruits, céréales, épices, plantes médicinales, bois, tabac, poissons,

Plusieurs travaux de recherches sont menés sur les CSP à air afin de caractériser l'écoulement et le transfert de chaleur et étudier les facteurs qui influent sur l'efficacité de ces systèmes [1,7, 10-13]. Ces facteurs peuvent être conceptuels ou structurels : la longueur, la hauteur de la veine d'air mobile, le type de la plaque absorbante et de la couverture, la vitesse du vent, etc. Augmenter la surface de l'absorbeur augmente le transfert de chaleur (absorbeur-air), mais augmente également les pertes thermiques.

Ce chapitre est consacré aux études entreprises pour l'amélioration des performances de ces systèmes. Certains travaux portent sur la limitation des pertes thermiques vers l'avant du capteur (augmenter le nombre N de vitrage, diminuer le coefficient d'échange radiatif $h_{r,C-V}$ entre l'absorbeur et le vitrage, diminuer l'émissivité ε_v du vitrage et celle de l'absorbeur ε_c en recouvrant sa surface d'une couche sélective,...). Puis d'autres portant sur l'absorbeur lui même (conductivité λ , longueur, forme géométrique,...) et enfin ceux concernant l'amélioration des échanges convectifs par l'introduction de chicanes dans la veine dynamique afin de créer un écoulement turbulent.

2 Différents axes de recherches dans le domaine des CSPs à air :

Nous exposons les travaux comme suit :

- Limitation des pertes thermiques vers l'avant
- Dimensionnement de la section de passage et le mode de circulation de l'air
- Rallongement du parcours de l'air dans la veine dynamique
- Optimisation géométrique de l'entrée et de la sortie du capteur
- Introduction de rugosités artificielles dans la veine d'écoulement

2.1 Limitation des pertes thermiques vers l'avant

Deux grandes voies sont aujourd'hui explorées : l'une préconise l'utilisation de capteurs sans vitrage possédant un absorbeur sélectif poreux ou non [14,15]; l'autre propose de remplacer la couverture vitreuse par une couverture plastique [16-21].

2.1.1 Vitrage

Plusieurs types de capteurs à air ont été conçus et testés. L'objectif principal étant de collecter le maximum d'énergie solaire à un cout minimum. Dans le fonctionnement thermique d'un capteur solaire plan, la couverture transparente joue un rôle essentiel, c'est de permettre l'effet de serre: elle doit pour cela transmettre la plus grande partie du rayonnement solaire incident et absorber (ou réfléchir dans le cas des couvertures transparentes dites sélectives) les rayons infrarouges provenant de l'absorbeur. Elle doit aussi confiner une lame d'air au-dessus de l'absorbeur, de façon à limiter les échanges convectifs. De façon contradictoire, la couverture transparente est donc par l'effet de serre à l'origine de l'échauffement de l'absorbeur et par réémission des rayons infrarouges, le siège des pertes thermiques les plus importants du système.

Ses propriétés essentielles sont donc ses caractéristiques optiques et sa tenue mécanique. Elles doivent présenter un facteur de transmission énergétique élevé

Elles devront d'autre part, présenter une bonne résistance aux chocs et aux sollicitations mécaniques qui peuvent être dues à des variations de pression ou aux simples dilatations différentielles.

Le verre est généralement choisi pour les couvertures de capteurs solaires à cause de ses propriétés optiques. Néanmoins sa tenue aux chocs ne peut être assurée en fonctionnement. Deux inconvénients majeurs liés à l'emploi du verre : son poids et les risques de casse accidentelle en transport, en manutention ou lors de la pose. C'est pourquoi de nombreux d'études sur la couverture des capteurs solaires s'orientent vers l'emploi d'autres matières moins lourdes et moins fragiles.

Dans cette même perspective, **Chevalier et al [22]** ont présenté les résultats d'une campagne de mesures sur les couvertures de plusieurs capteurs en fonctionnement normal et exceptionnel. Les données recueillies permettent d'étudier la durabilité des matériaux plastiques rigides pour leur utilisation en couvertures transparentes de CSP et de définir un test d'endommagement accéléré, dont l'effet est caractérisé par la mesure de l'évolution de

propriétés utiles (transmission lumineuse, résistance mécanique) des différents matériaux considérés (polycarbonate, polyméthacrylate, polyester renforcé aux fibres de verre).

D'autres chercheurs se sont orientés vers l'étude de l'effet du nombre de vitres et la combinaison de vitres de différentes matières.

O. V. Ekechukwu et B. Norton [23] ont étudiés plusieurs configurations des capteurs solaires à air (capteur sans vitrage, simple vitrage, double et triple vitrages) dans les applications du séchage de la récolte. Ils ont montrés que les capteurs solaires à air de simple vitrage sont plus efficaces que ceux avec un double ou à triple vitrages. Le premier type (à simple vitrage) est donc le plus approprié pour les applications du séchage par voie de l'énergie solaire (**Fig. 1**). Les capteurs solaires à air à double ou à triple vitrages peuvent être utilisés pour réduire les pertes de la chaleur convectives et radiative. En effet, l'utilisation des couvertures multiples à double ou à triple vitrages joue un rôle important dans l'isolation contre les déperditions thermiques par l'avant puisque l'élévation de la température ambiante exige une grande isolation, ce qui est le cas des capteurs sans vitrage ou à simple vitrage, à cause des pertes de la chaleur considérables dans ces deux cas (capteurs sans couvertures ou à simple vitrage).

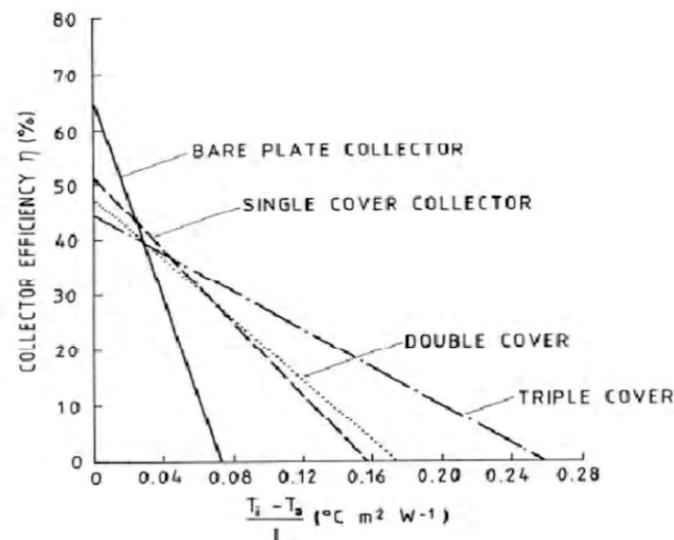


Fig. 1: Variations du rendement instantané en fonction de la température réduite $T^* = (T_{fe} - T_a) / I_g$ pour plusieurs types de capteurs solaires plans [23].

Parmi les travaux de recherches qui ont été menés dans cette perspective, **D. NJOMO et al [24]** qui ont présenté une étude très étendue, bien que des investigations sur un capteur solaire plan à air à couverture combinée plastique-vitre (**Fig. 2**) avec une analyse de

l'influence de divers paramètres, tels que la température d'entrée du fluide caloporteur, le débit massique de ce fluide et la distance entre l'absorbeur et le système combiné de couvertures, sur le comportement thermique du capteur.

Ils trouvaient que la température de sortie du fluide caloporteur, ainsi que le rendement thermique journalier du capteur, diminuent lorsque le débit d'air augmente. Par contre la température de sortie du fluide caloporteur ne croît pas de manière significative avec l'augmentation de sa température d'entrée car les pertes thermiques du capteur augmentent rapidement quand la température de l'air à l'entrée augmente et le rendement thermique du capteur décroît linéairement avec l'augmentation de la température d'entrée du fluide jusqu'à s'annuler.

Ils observaient aussi, que la température de sortie du fluide caloporteur, ainsi que le rendement thermique journalier du capteur, décroissent continuellement quand on augmente la hauteur du canal d'écoulement du fluide (**Fig. 3**).

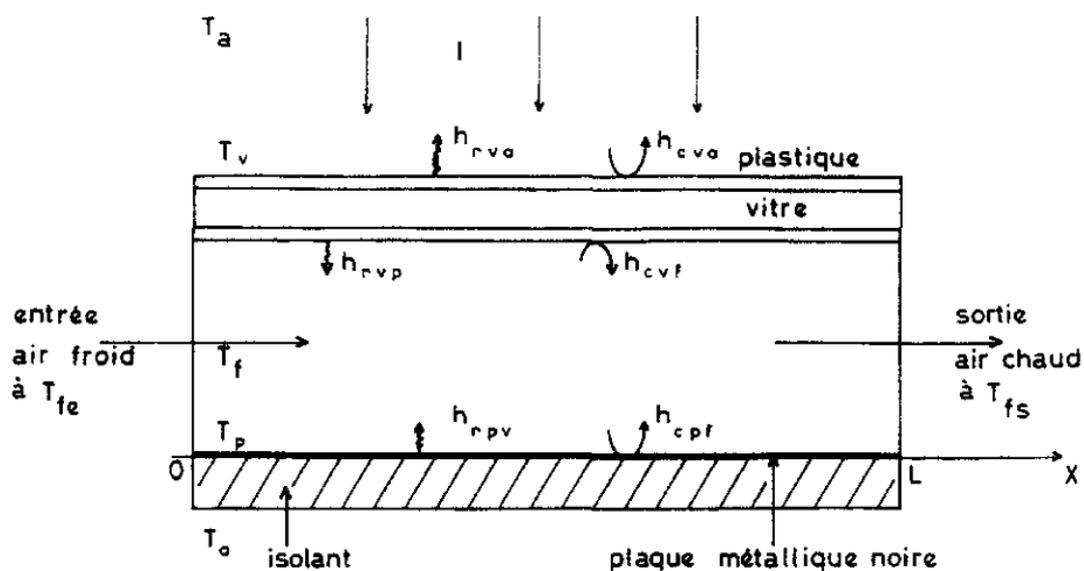


Fig. 2 : Echanges thermiques dans un capteur à air à couverture combinée plastique-vitre.

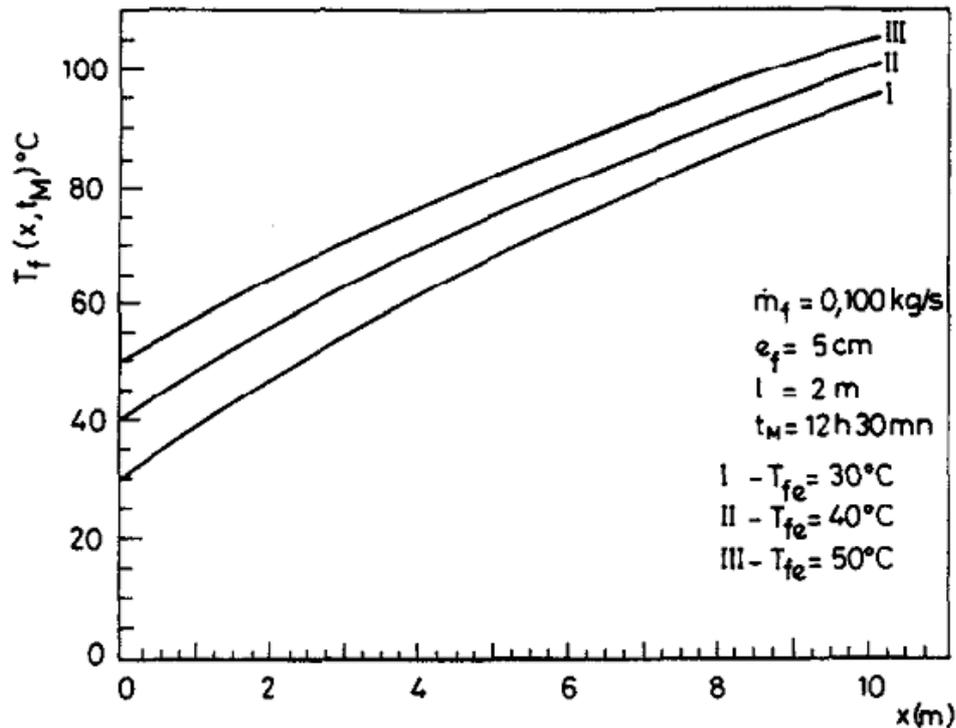


Fig. 3 : Influence de la température d'entrée de l'air sur la température du fluide [24].

2.1.2 Etudes portants sur l'absorbeur

En pratique, il est rare d'utiliser plus de deux vitrages ; en effet l'augmentation du nombre de vitrages N impose une augmentation du coefficient de réflexion et une diminution du coefficient d'absorption. Cependant, on aura pour conséquences une diminution des pertes vers l'avant du capteur, ce qui implique une diminution du coefficient U_L .

Une diminution du coefficient de perte par convection naturelle entre l'absorbeur et la vitre h_{vnat} . Sachant que $h_{\text{vnat}} = \frac{Nu \cdot \lambda}{e}$; on déduit que h_{vnat} diminue lorsqu'on augmente la distance e séparant la vitre et l'absorbeur. Pour les températures usuelles de fonctionnement la distance de la veine passive est $e=2.5 \text{ cm}$ [1].

D'autres chercheurs proposent de placer dans l'espace vitre-absorbeur une structure en nids d'abeille qui empêche les mouvements fluides convectifs [25].

Dans les travaux de **M.R Zugary et al** [26], une étude relative à l'amélioration du rendement en diminuant les pertes convectives vers l'avant du capteur a été menée. Ils ont procédé à l'introduction de lamelles en verre de forme rectangulaire entre la vitre et l'absorbeur. Une étude comparative est faite avec un capteur solaire plan à simple vitrage et double vitrage, pour un flux solaire de 700 W/m^2 .

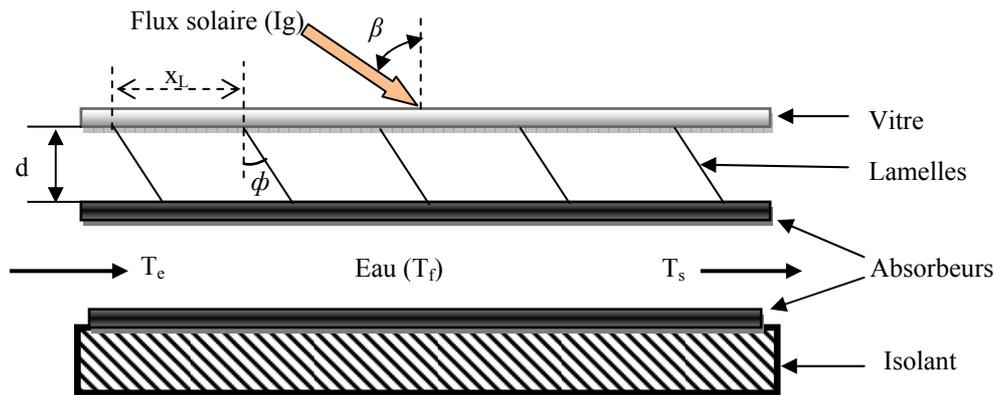


Fig. 4 : Capteur solaire plan à eau comportant des lamelles entre vitre et absorbeur [26]

Leurs étude a porté sur :

- Influence du revêtement de l'absorbeur

Leurs travaux ont aboutis au fait que pour un revêtement sélectif ($\alpha_n=0.95$ et $\varepsilon=0.14$), le rendement est de **68.0%**, pour $(x_L/d)=1$ et l'angle optimal ϕ de **60°**, ($I_v=0^\circ$).

- Influence de la géométrie de l'alvéole

Pour de faibles températures, c'est-à-dire $T^* = [(T_{fe} - T_a)/I_g]$ inférieur à $70.0 \text{ K}/(\text{KW m}^2)$ et pour $(x_L/d)=1$ ($\beta=0^\circ$, $\phi < 40^\circ$), le rendement est de 74.0%. Pour de grandes températures, c'est-à-dire $P_m = 100 \text{ K}/(\text{KW m}^2)$, le même rendement est atteint pour un angle d'incidence des lamelle $\phi = 75^\circ$. Le choix d'une géométrie optimale, pour différentes valeurs de T^* , conduit à prendre $\phi = 60^\circ$ et $(x_L/d)=2$.

- Influence de l'angle d'incidence du rayonnement

Ils ont comparé les performances du capteur présenté ci-dessus à différentes inclinaisons et différentes incidences β des lamelles avec les performances d'un CSP à double vitrage. Ils ont trouvé que l'absorption et la transmission sont meilleures $\beta \leq 30^\circ$, ainsi que le rendement d'un capteur muni de lamelles et incliné de 65° est supérieur que celui d'un double vitrage.

En vu de l'optimisation du rendement des capteurs solaires plans à air, les travaux de **S. Ouard [1]** ont portés sur l'une des principales filières de la conversion thermique directe de l'énergie solaire. Ses travaux ont portés sur la combinaison de plusieurs solutions technologiques, favorisant un meilleur échange thermique entre l'absorbeur et le fluide caloporteur. Pour cela, l'auteur a réalisé une comparaison étendue entre les performances thermiques de plusieurs types de CSPs à air et les facteurs influant sur le rendement (les propriétés physique de l'absorbeur, la longueur, ...etc). Parmi les trois types de capteurs

utilisés, seuls les résultats obtenus avec des capteurs utilisant un absorbeur en feuille de Coppersun de longueur $L=1.6\text{m}$, ainsi qu'un absorbeur en aluminium peint en noir et de longueur $L=1.28\text{m}$ sont significatifs. Ses travaux ont montré qu'une nette amélioration des performances thermiques est apportée lorsque le capteur est mené d'une surface absorbante sélective (Coppersun) et que le rendement est proportionnel à la longueur.

2.2 Section de passage et mode de circulation de l'air

L'amélioration du coefficient d'échange convectif entre l'absorbeur et le fluide caloporteur, implique une diminution du diamètre hydraulique ce qui est dû à la diminution de la section de passage. La section de passage diminue lorsque la largeur l du capteur ou la distance séparant l'absorbeur et l'isolant sont diminués.

Dans ce même but, **Hegazy [9]** à mené une étude en vue de déterminer la hauteur optimal du canal d'écoulement d'un CSP conventionnel à air. Par ailleurs, il à établi que l'introduction de différentes géométries de rugosités artificielles dans la veine d'air dynamique augmente le taux de transfert et favorise la création de turbulences à proximité de la plaque absorbante. Ces techniques peuvent améliorer les performances thermiques, soit en augmentant la surface d'échange par l'utilisation d'un CSP ayant des canaux en aluminium dans la veine d'écoulement et un absorbeur avec une surface ondulée / V-ondulé ou en améliorant le coefficient de transfert par convection par l'utilisation d'un absorbeur avec une surface rugueuse.

L'étude de **M. O. Khemliche [27]**, a pour objectif de monter sur un capteur de surface captive égale à 0.52 m^2 et à double passage d'air, l'importance du premier passage en dessous de la vitre supérieure du capteur avant son introduction sous l'absorbeur. L'auteur a établi une modélisation de l'ensemble des transferts thermiques, ainsi que de l'écoulement de l'air. De même qu'une résolution des équations de transfert a été faite par une méthode aux différences finies. Les expériences ont été entreprises sous un soleil artificiel et ses études ont permis de dégager un domaine de validation du modèle numérique établi. Ce modèle numérique cesse d'être valide pour un débit de $44.6\text{ m}^3/\text{h.m}^2$. Ses travaux ont montré que le rendement du capteur considéré n'est guère proportionnel à la longueur, mais pour un parcours de 0.50 m , il présente un rendement maximal de 82.0% avec un débit spécifique de $54.8\text{ m}^3/\text{h.m}^2$.

Parmi les études récentes sur l'amélioration des performances des CSP, à air pour des applications de séchage, **Koyuncu T. [28]**, a analysé les performances de six différents types de CSP, à air, avec une ou deux couvertures en verres et différentes formes et positions de la plaque absorbante. Une comparaison entre les performances des six configurations (**Fig. 5**) est présentée ci-dessous (Voir Tableau 1).

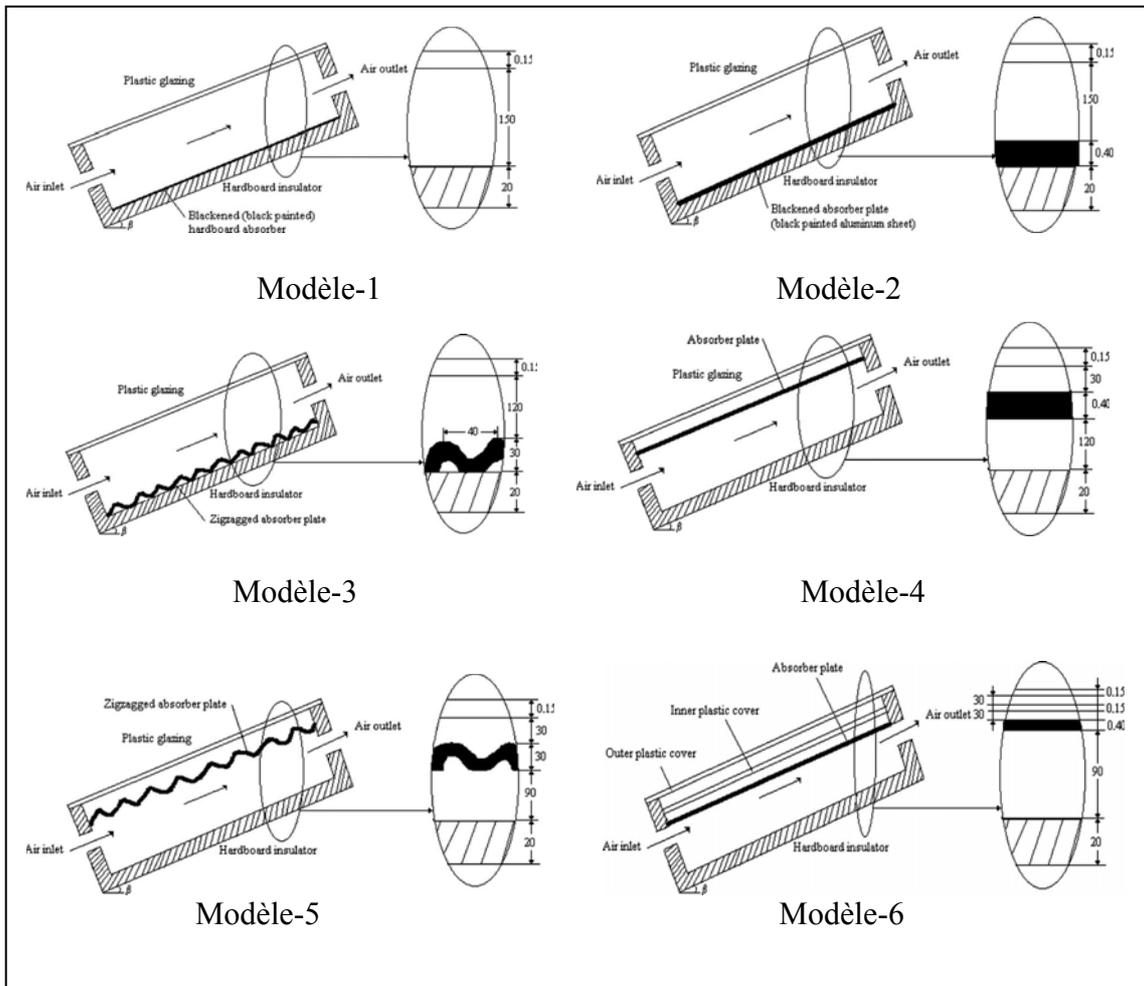


Fig.5 : Schémas des six modèles de capteurs solaires à air étudiés [28].

	Modèle 1	Modèle 2	Modèle 3	Modèle 4	Modèle 5	Modèle 6
Vitrage	Simple en plastique	Simple en plastique	Simple en plastique	Simple en plastique	Simple en plastique	Double en plastique
Absorbeur	Carton dur peint en noir	Plaque plane d'aluminium peinte en noir	Plaque ondulée d'aluminium peinte en noir	Plaque plane d'aluminium peinte en noir	Plaque ondulée d'aluminium peinte en noir	Plaque plane d'aluminium peinte en noir
Passage d'air	Au dessus	Au dessus	Au dessus	En dessous	En dessous	En dessous

Tableau 1:Propriétés des différents modèles Etudiés [28].

Ces modèles ont été conçus, construits et examinés simultanément dans les mêmes conditions environnementales. Les résultats de l'étude montrent que les rendements des modèles de 1 à 6 sont respectivement 42.11%, 45.88%, 44.23%, 39.76%, 39.05% et 36.94%. Le capteur le plus efficace (modèle 2) est approximativement de 9% d'écart que le moins efficace (modèle 6). En outre, le nombre de vitrage et le mode de passage d'air jouent un rôle important sur les performances thermique d'un CSP; par contre l'effet de la forme de la surface absorbante sur les performances est considérablement faible (Figs. 6 et 7).

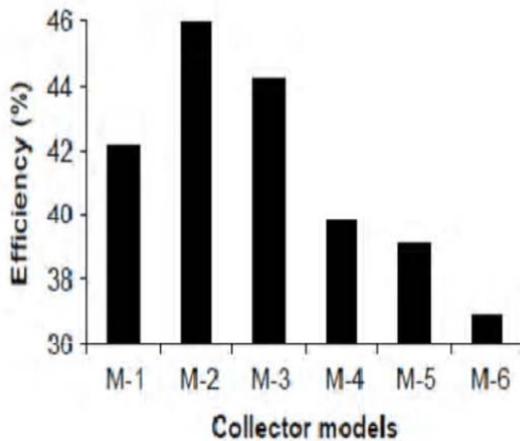


Fig. 6 : Comparaison des rendements thermiques des différents modèles de capteurs étudiés.

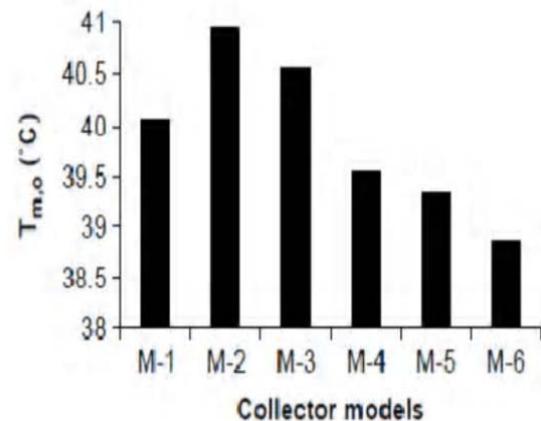


Fig. 7 : Comparaison des températures moyennes de sorties de l'air des différents modèles de capteurs étudiés.

Certains chercheurs ont essayé d'augmenter l'échange thermique entre l'absorbeur et l'air, en augmentant la surface d'échange. **Wijesundera [29]** a étudié trois types de capteur à double vitrage, le type B3 est à simple circulation de l'air, alors que les deux autres sont à double passe (type C3 et C5). Ces deux dernières configurations doublent la surface d'échange (absorbeur –air), tout en conservant le débit total pour chacun des passages. Une étude de ces trois capteurs a montré que le type C5 n'avait des meilleures performances que le type B3 que pour des faibles températures de l'air à l'entrée.

Il a signalé que dans les capteurs à multi passage d'air, les pertes de charge sont très importantes. Un autre inconvénient de ces capteurs c'est celui d'utiliser au moins deux ventilateurs ce qui augmente la consommation électrique.

A remarque que dans la pratique, seuls les capteurs à absorbeur perméable et les capteurs du type A et B sont les plus utilisés dans les installations solaires.

Parker [30] a étudié des capteurs à une ou deux couvertures, dans lesquels l'air circule soit entre l'absorbeur et les vitres (types A1), soit sous l'absorbeur (type B2), soit des deux côtés de l'absorbeur (type C1). Pour trois capteurs identiques sauf en ce qui concerne la circulation de l'air ; l'étude a montré que le capteur de type B2 présente des meilleures performances que les capteurs de types A1 et C1. Le capteur de type C1 étant légèrement meilleur que le type A1. Les performances du capteur de type B2 proviennent du fait que dans ce capteur, les pertes thermiques sont plus faibles que pour les deux autres. Ceci est dû au fait que la lame d'air située entre l'absorbeur et la couverture est statique. Pour les deux autres types, l'air circulant sur l'absorbeur se réchauffe et cède une partie des calories collectées au vitrage augmentant ainsi les pertes thermiques. De plus, pour le type C1, le débit d'air est supposé égale des deux côtés de l'absorbeur. L'augmentation de la surface d'échange est partiellement compensée par une diminution des coefficients d'échange convectifs, puisque le débit dans chacune des deux veines d'écoulement est diminué. Ces deux raisons expliquent le fait que le type C1 est moins performant que le type B2. Ces résultats sont confirmés par des études théoriques menées par **Granier[31]** .

2.3 Rallongement du parcours de l'air

Parmi les travaux de recherches orientés vers cette perspective celle de **A. Ucar et al [32]**. Ils ont mené une étude sur plusieurs formes d'absorbeurs (Fig. 8).

Les résultats de l'étude ont montrés, qu'un gain très important est apporté par l'emploi des techniques passives actuelles telles que l'utilisation d'une surface absorbante divisée en trois ou six feuilles, l'introduction des chicanes au dessus de cette surface et enfin donner un angle oblique (2°) aux trois feuilles composants la surface absorbante. Le capteur solaire qui présente le meilleur rendement (Type D) a été augmenté approximativement 10% à 30% en comparaison au capteur solaire conventionnel (Fig. 9).

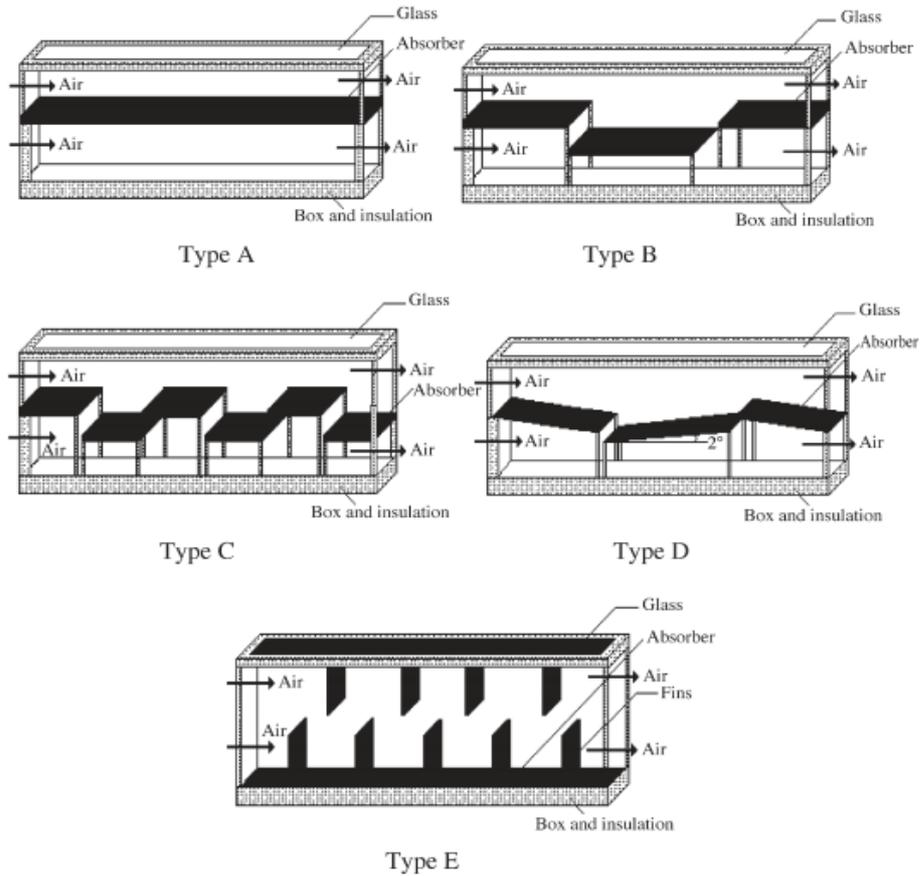


Fig. 8: Schématisation des sections de passage pour les différents capteurs [32]

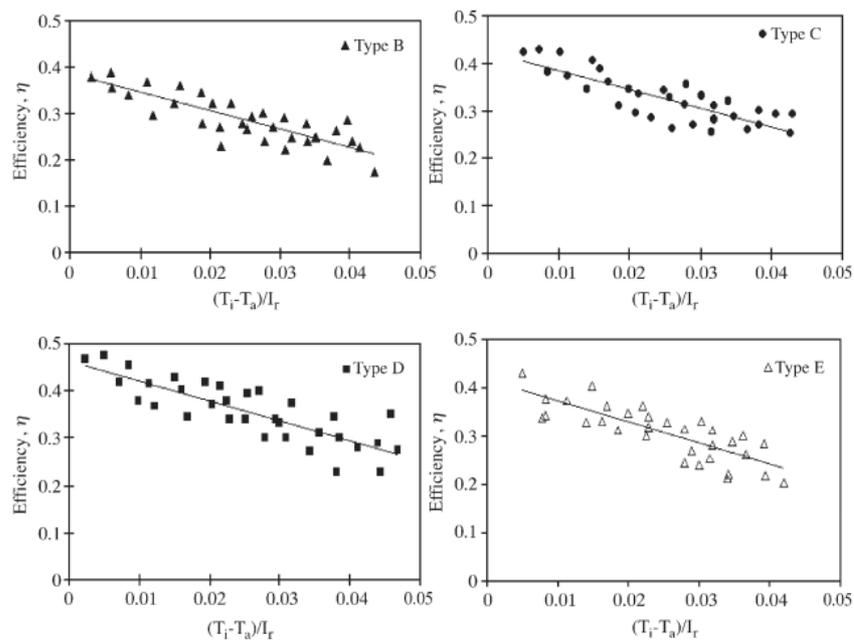


Fig. 9: Rendement en fonction du paramètre réduit $(T_{fe}-T_a)/I_g$, pour différentes configurations [32].

Dans les travaux de **S. Ouard [1, 33]**, divers types de capteurs ont été utilisés. Ces capteurs solaires sont tous composés d'une couverture en polycarbonate alvéolée, d'un isolant en polystyrène et incliné de 50°. L'écoulement d'air s'effectue entre l'absorbeur et l'isolant. Parmi les trois types de capteurs utilisés, seuls les résultats obtenus avec les capteurs **A** et **B** sont significatifs.

	Absorbeur	Surface d'échange	Forme d'entrée	Forme de sortie	Type de Chicanes
Capteur A	Feuille de coppersun	1.6 m ²	Orifice circulaire centré	Orifice circulaire centré	T1A, T2A/ P1A, P2A/ O1A, O2A
Capteur B	Feuille d'aluminium peinte en noir mât	1.28 m ²	Fentes rectangulaires	Fentes rectangulaires avec convergent	T1B, T2B Ba (j) TΔ

Tableau 2 : Présentation des capteurs solaires étudiés [1].

Désignations	Formes de chicanes
T1A, T1B	Chicanes rectangulaires type 1 placées dans les capteurs A et B
O1A	Chicanes ondulées type 1 placées dans le capteur A
Ba(j)	Chicanes en aile delta placées dans les capteurs B sous l'absorbeur avec incidence j
P2B	Chicanes plissées type 2 placées dans le capteur B
TΔ	Chicanes transversales combinées avec ailes delta

Tableau 3: Désignations des différentes formes de chicanes

Le type de chicanes 1 et 2 correspond à leurs dimensions, à leur nombre et à leur disposition.

Capteur A : Les chicanes sont disposées transversalement et obligent ainsi l'air à suivre un passage en forme de labyrinthe.

Configuration	T2A	P2A	O2A	Capteur sans chicanes
η(%)	66.5	67.5	73.5	54.0

Tableau 4 : Rendements des différents capteurs (A) pour $Q_v = 35.0 \text{ m}^3 / \text{h.m}^2$.

Le tableau 4 montre les rendements obtenus avec le débit de $35.0 \text{ m}^3 / \text{h.m}^2$, cas des capteurs T2A, P2A et O2A. Par contre, pour les débits de 23.0 et $50.0 \text{ m}^3 / \text{h.m}^2$, le rendement atteint est de 60.0% dans le cas des capteurs solaires O2A et sans chicanes.

Capteur B : Les configurations qui donnent les meilleurs résultats sont celles de type TΔ (chicanes rectangulaires fixées sur l'isolant et inclinées de 60°), combinées avec les chicanes en aile delta (d'angle d'apex 100°, inclinées de 170° et fixées sur l'absorbeur), et T1B (chicanes rectangulaires transversales disposées en quinconce).

Configuration	TΔ	T1B	Capteur sans chicanes
$\eta(\%)$	66.5	63.0	42.5

Tableau 5 : Rendements des différents capteurs (B) pour $Q_v = 35.0 \text{ m}^3 / \text{h.m}^2$.

2.4 Formes géométriques de l'entrée et de sortie du capteur

Différentes formes ont été étudiées [1 et 34]. Une forme d'entrée s'étalant sur toute la largeur du capteur élimine les zones mortes. Si l'entrée est parallèle à la surface de l'absorbeur, la turbulence, au niveau de ce dernier ne devient effective qu'à la rencontre des premières chicanes. Par ailleurs, une entrée perpendiculaire à l'absorbeur, provoque un bon transfert de chaleur. Egalement, au voisinage de la sortie du capteur, les zones mortes sont importantes.

2.5 Introduction de rugosités artificielles dans la veine d'écoulement

Plusieurs études portent sur l'amélioration des performances, par l'introduction de chicanes dans la veine d'écoulement du fluide. En effet, l'utilisation des rugosités artificielles sous différentes formes et géométries apparait le moyen le plus efficace et économique pour l'amélioration des performances de ces systèmes.

La thèse de T. Letz [3], faisait l'objet d'un très grand nombre d'expériences permettant d'étudier l'influence de divers paramètres propres au capteur ou relatifs à son environnement. Ces expériences ont montré que le facteur principal limitant le rendement était la faible valeur du coefficient d'échange convectif dans la lame d'air mobile, pour ce fait, la solution proposée, consistait à disposer des obstacles dans la veine d'écoulement de manière à accroître les turbulences et par la suite le coefficient d'échange et ceci sans créer des pertes de charges trop élevées. Avec cette solution un gain d'environ 40% sur le coefficient d'échange est obtenu, ainsi qu'une amélioration de 5% sur le rendement. Ses travaux ont montré aussi l'intérêt des absorbeurs sélectifs qui permettent également une amélioration considérable du rendement, ainsi que le rôle de l'inertie de la structure du capteur qui conduit à un décalage entre le moment où l'ensoleillement est suffisant et celui où l'énergie est effectivement produite. Ce décalage qui existe en fin de journée peut conduire à une production d'énergie même en l'absence du soleil.

Les travaux de **C. Choudhury et al [10]** ont portés sur l'effet d'une multitude d'objets matériels de différentes formes (cylindriques, anneaux, sphères et de pierres) caractérisées par leur diamètre. Les résultats obtenus sont très significatifs (tableau 6), en utilisant les cailloux et deux valeurs différentes de l'espace entre l'isolant et l'absorbeur ou l'isolant et vitre, selon les schémas ci-dessous.

	Rendement η (%)	
	Z=0.10m	Z=0.20
Fig. 12	67.0	64.2
Fig. 13	64.2	64.2

Tableau 6 : Rendement en fonction de l'espace Z entre l'isolant et l'absorbeur ou la vitre[10].

Dans le cas de la première configuration (Fig. 10), le rendement reste constant quelque soit le diamètre. En revanche, dans le cas de la deuxième configuration (Fig. 11), le rendement diminue sensiblement lorsque le diamètre augmente.

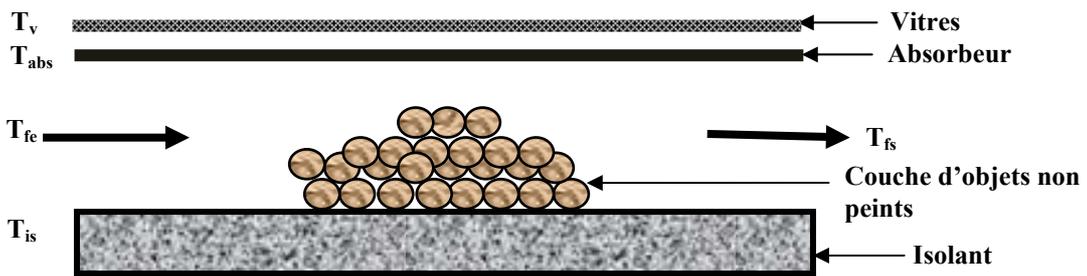


Fig. 10: Capteur comportant des objets dans le conduit et composé d'une vitre et d'un absorbeur.

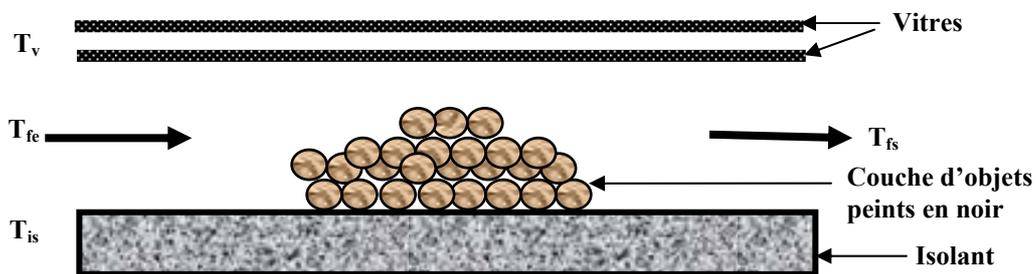


Fig. 11: Capteur comportant des objets dans le conduit composé de deux vitres.

Récemment, **Varun et al. [12]** ont effectué une synthèse sur les différentes formes de rugosités utilisées dans les CSP_s à air. Ces auteurs ont discuté et expliqué le concept des différentes géométries de ces rugosités artificielles, l'effet des différents paramètres des rugosités sur le mode d'écoulement (Fig. 12). Ils ont aussi, discuté brièvement, les différentes formes de rugosités artificielles utilisées dans les échangeurs de chaleur autres que les CSP_s à air.

Les performances thermiques des capteurs solaires à air s'améliorent, en introduisant des rugosités sous formes de rangés de chicanes en dessous de l'absorbeur et par conséquent l'augmentation du coefficient de frottement ce qui mène à une augmentation de la consommation électrique. Dans le but de déterminer la géométrie de rugosité artificielle qui a le coefficient d'échange par convection maximum et la consommation électrique minimale. Une comparaison entre les performances thermohydrauliques de plusieurs CSPs à air a été présentée en utilisant des corrélations de transfert de chaleur et du coefficient de frottement pour différentes géométries de rugosités artificielles [12].

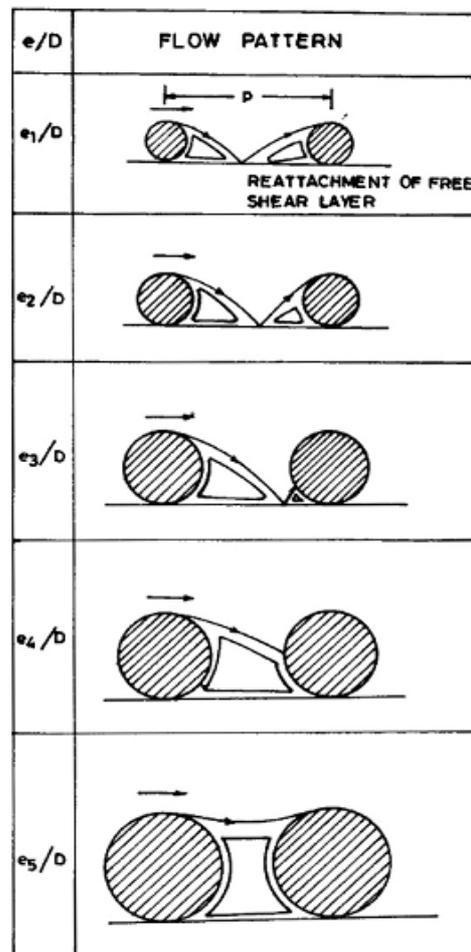


Fig. 12 : Modèles d'écoulements en fonction de la taille relative de la rugosité.

Toujours dans le même cadre, récemment, **A. Moummi [35]** a étudié les chicanes rectangulaires dont la partie supérieure est inclinée d'une certaine incidence. La forme de chicanes se présente comme suit:

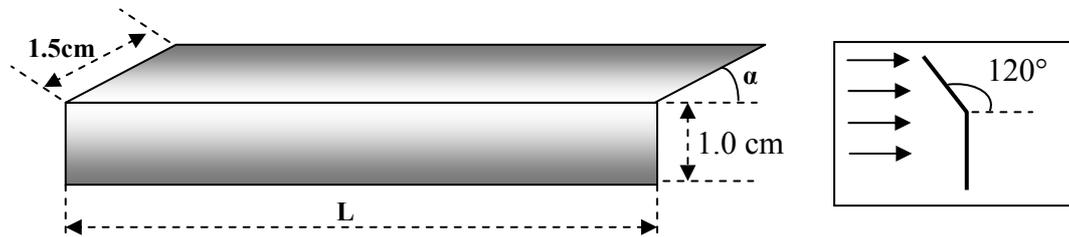


Fig. 13: Schéma des chicanes rectangulaires considérées.

Les diverses valeurs de α (incidence de la partie supérieure) prises sont 30° ; 60° ; 120° et 150° . Dans les deux cas, le "Pas" (entre deux rangées successives), est de 50 mm puis 100 mm pour $L=50$ mm, et de 50 mm pour $L=70$ mm. Les valeurs de rendements obtenues, par l'introduction de chicanes placées en quinconce dans la veine de fluide, sont significatives.

Pour un débit de $35 \text{ m}^3/\text{h}\cdot\text{m}^2$, les chicanes C-R : 70 fixées sur l'isolant en 29 rangées, ont donné un rendement 64.0% contre 47.0% dans le cas sans chicanes, et une élévation de température de $50^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2/\text{KW}$ contre $36.0^\circ\text{C}\cdot\text{m}^2/\text{KW}$ pour le capteur sans chicanes. Pour un débit de $50 \text{ m}^3/\text{h}\cdot\text{m}^2$, le rendement passe à 76.0% contre 50.0% pour le cas d'un capteur sans chicanes.

Les travaux de **A. Hachemi [36]** permettaient de mettre en évidence le rôle que peut jouer le nombre de rangées de chicanes en fonction de leurs dispositions et espacement pour améliorer le rendement du CSP. Les configurations étudiées sont :

a) Capteurs munis de chicanes de forme demi-circulaires

En répartissant correctement l'écoulement du fluide cette configuration permet, aussi, de réduire les zones mortes qui sont à l'origine de la diminution de la surface d'échange.

Nombre de rangées	Diamètre 6.6 cm				Diamètre 11.8 cm	
	$\beta = 30.0^\circ$	$\beta = 45.0^\circ$	$\beta = 135.0^\circ$	$\beta = 150.0^\circ$	$\beta = 25.5^\circ$	$\beta = 154.5^\circ$
5	42.5	52.5	48.5	44.5	39.5	47.0
10	60.0	51.0	61.0	52.5	45.0	52.0
15	52.0	53.0	58.0	61.0	65.5	66.5
24	61.0	67.5	66.0	60.0	59.0	67.0

Tableau 7 : Rendement en fonction du nombre de rangées et de l'incidence i des chicanes, pour $Q_{v_s}=35\text{m}^3/\text{hm}^2$.

b) Capteurs munis de chicanes rectangulaires

Pour des chicanes de $L=20$ cm et $h=2.5$ cm, avec un débit de 35 m³/h.m² et un espacement longitudinal (entre deux rangées identiques) de 10 cm puis de 5 cm, les rendements respectifs obtenus sont de 72.0 % et 75.0 %, alors qu'il est de 37.5 % dans le cas de capteur sans chicanes.

Toujours dans le même contexte et en se basant sur les travaux de **N. Moumni [37]** qui a étudié deux types de chicanes de forme rectangulaire (longueur de 5 cm, hauteur de 2 cm, d'espace entre chicanes égale à 5 cm et de pas de 1 cm) et en aile delta, avec un absorbeur sélectif et non sélectif. La surface captive du capteur est 1.28 m² (Fig. 14).

Ses travaux ont porté sur l'influence du nombre de rangées disposées sur l'isolant. Pour un débit de 35 m³/h.m², les chicanes rectangulaires (avec un absorbeur sélectif) ont donné un rendement satisfaisant de 65.0 % contre 40.0 % dans le cas du capteur sans chicanes (soit une amélioration de 25.0%). Pour atteindre un rendement de 45.0 %, un débit de 45 m³/h.m² est nécessaire dans le cas du capteur sans chicanes, alors que dans le cas de chicanes rectangulaires, on a seulement 24.0 m³/h.m². Quant à la sélectivité de l'absorbeur, en remplaçant la tôle d'aluminium peinte en noir mat par une feuille de cuivre sélective, il n'y a pas eu d'amélioration sur le rendement dans le cas du capteur muni de chicanes rectangulaires. Mais par contre, l'amélioration est significative pour le capteur sans chicanes. Ceci n'a pas d'intérêt, car le rendement de ce dernier est limité à 55.0 % même pour de grands débits.

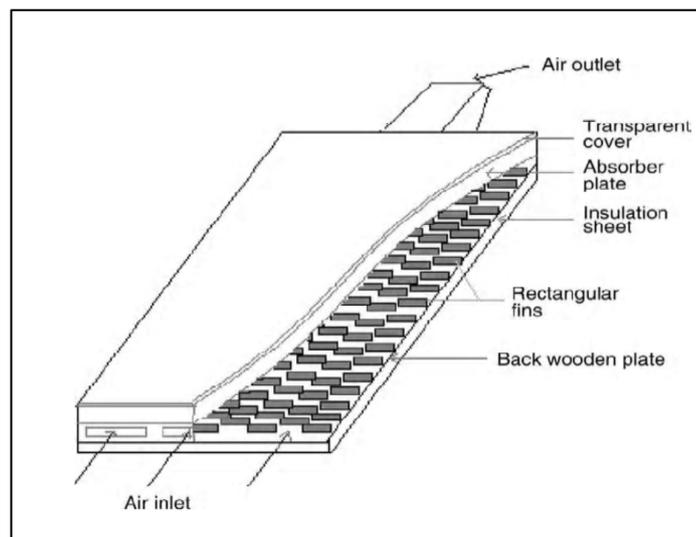


Fig. 14: Capteur avec des chicanes rectangulaires.

Prasad et Saini [38] ont étudié l'influence de la hauteur relative (e / D) et la largeur relative (p/e) des rugosités artificielles (Fig. 15) sur le transfert de chaleur et le coefficient de frottement. Il a été observé que l'augmentation de la hauteur relative des rugosités résulte une baisse du taux de transfert de chaleur, bien que le taux d'élévation du coefficient de frottement augmente. L'augmentation de la largeur relative de la rugosité conduit à une baisse du taux de transfert de chaleur et le coefficient de frottement à la fois. L'amélioration maximale du nombre de Nusselt et le coefficient de frottement étaient respectivement 2,38 et 4,25 fois que ceux d'un canal lisse.

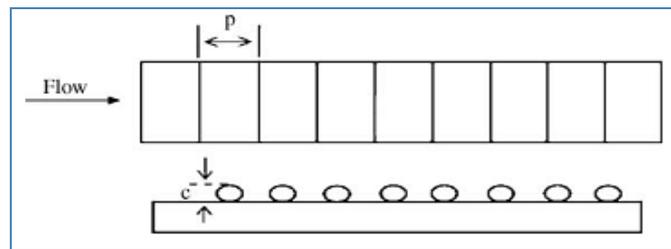


Fig. 15: Chicanes transversales continues [38].

N. Moumni et al [39], se sont intéressés à l'étude de l'évolution des différents paramètres en fonction de la longueur du capteur plan à air avec des chicanes rectangulaires placées perpendiculairement au plan d'écoulement dans la veine d'air mobile. Les résultats sont comparés avec ceux obtenus avec un capteur solaire sans chicanes (Fig. 16), en utilisant deux types d'absorbeurs sélectifs et non sélectifs en aluminium peint en noir.

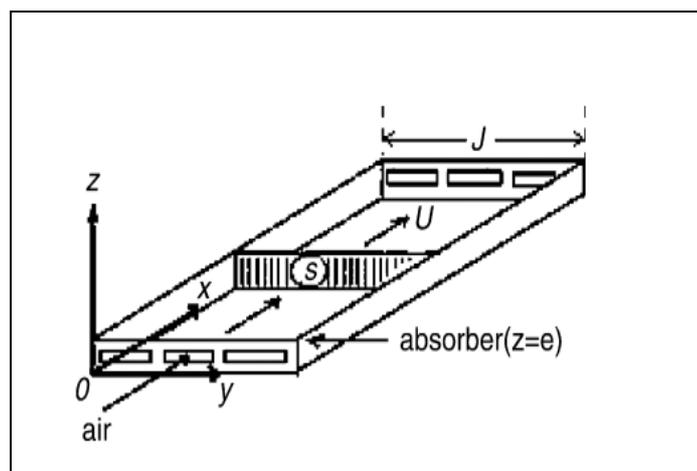


Fig. 16: Détail du canal d'écoulement [39].

L'évolution des profils de la température de l'air et de la plaque absorbante en présence des chicanes rectangulaires, montre que les valeurs enregistrées sont satisfaisantes par suite d'addition de plusieurs rangées de chicanes, ce qui a permis d'augmenter sensiblement la

qualité du transfert de chaleur. Ces mêmes résultats obtenus sont comparées à ceux enregistrés avec un capteur muni d'un absorbeur sélectif, où ils n'ont pas présentés d'améliorations remarquables par rapport à celui en présence de chicanes (Fig. 17). Par conséquent les pertes thermiques sont considérables, alors que si l'absorbeur est sélectif, les pertes sont relativement réduites et la différence des coefficients d'émission est compensée par la présence des chicanes qui refroidissent l'absorbeur. Dans cette étude, une approche approximative sur le calcul du coefficient de transfert convectif dans le conduit utile de l'écoulement de l'air est faite.

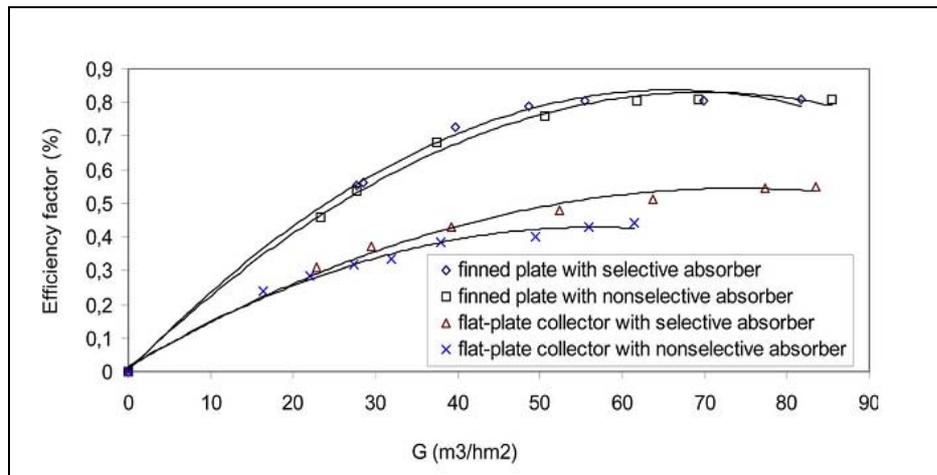


Fig. 17: Rendement thermique en fonction du débit d'air, pour différents capteurs étudiés [39]

Dans le même cadre d'études, les travaux de **A. Zaid et al [40]**, prouvaient que l'efficacité d'un capteur solaire plan à air est augmentée si l'on utilise des obstacles dans la veine d'air dynamique. Pour ce faire ils ont considéré plusieurs formes de chicanes (Fig. 18). Le gain apporté au rendement par adjonction de chicanes peut aller jusqu'à 19% pour un débit d'air donné, se traduisant par une élévation de l'écart de température pour un rendement donné. Ils mettaient en évidence l'importance de la réduction de l'espace transversal (E_t) et de l'espace longitudinal (E_l) des chicanes (Fig. 19).

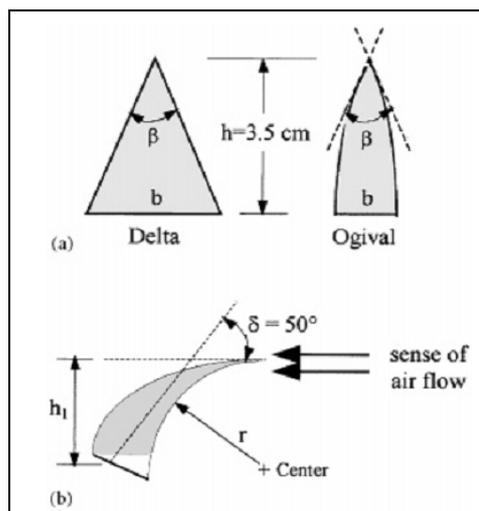


Fig. 18 : Schémas : (a) des obstacles OT ;(b) obstacles OIF1

	OT	OIF1	WT	WDL1	WOL1
β	45°	45°		45°	45°
E_t (cm)	2.3	2.3	0	2.3	2.0
E_1 (cm)	2.0	2.0	20	3.5	3.5
b (cm)	0.8	0.8		3.0	1.4
h_1 (cm)	2	1.37	2.5	1.47	1.47
ϕ_{int} (cm)			1.4		
r (cm)			28.6	4.0	4.0
N_{Or}	26	26	50	15	22
N_r	76	76	7	44	44

Tableau 8: Caractéristiques des obstacles utilisés [40].

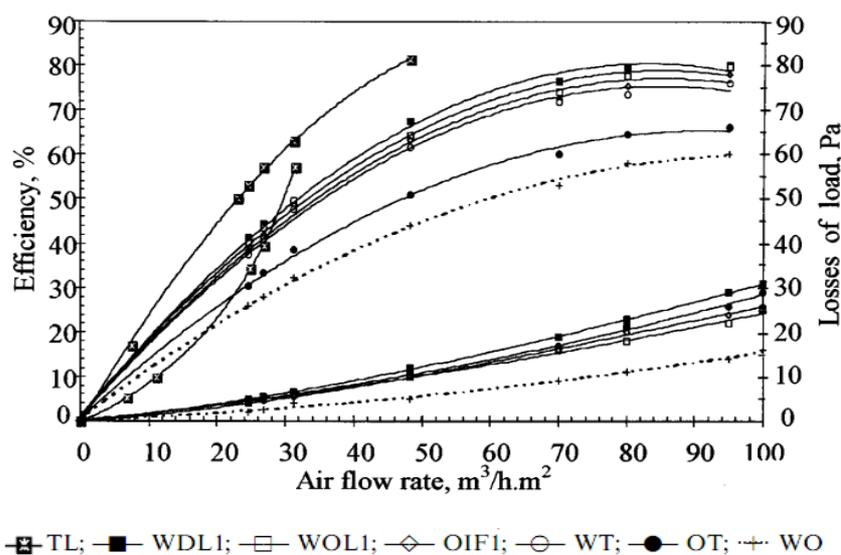


Fig. 19: Rendement thermique en fonction du débit pour différentes configurations étudiées [40]

Certains chercheurs ont essayé d'augmenter l'échange thermique en optimisant l'angle d'inclinaison du capteur, ils ont trouvé que le rendement d'un capteur incliné avec un angle de 29° est meilleur par comparaison à un capteur incliné de 15° ou un capteur horizontal. Ces résultats sont confirmés par l'étude menée par **Kazeminejad [41]**.

Hawlader et al [42], ont pu optimiser le rendement thermique des capteurs solaires plans à air en introduisant des chicane V-ondulés qui ont été étudiés et examinés expérimentalement et théoriquement. Les résultats ont mené à une amélioration de 10-15% pour un capteur à double passage d'air et de 5-11% pour un passage simple.

Une étude expérimentale a été entreprise par **Ozgen et al [43]** pour évaluer les performances thermiques de trois types de CSPs à air à simple et à double passage d'air, utilisant des canaux en aluminium comme rugosités artificielles (I : disposés en quinquerce, II : disposés en parallèle et III : sans chicanes), sous des conditions de fonctionnement naturelles.

Selon les résultats des expériences, le CSP à double passage d'air (Type I) a présenté le meilleur échange thermique, menant au rendement thermique le plus élevé.

S. Youcef-Ali et al [44] ont présenté une étude comparative entre les performances thermiques d'un CSP, calculées à partir d'un modèle théorique et ceux mesurées expérimentalement.

Le modèle théorique détermine les performances thermiques de ce capteur et les températures de tous ses composants.

L'auteur a conclu que les résultats numériques et expérimentaux sont en bon accord, en particulier dans le régime transitoire d'écoulement. D'autre part, en régime laminaire, la plus grande différence enregistrée est de 7°C, obtenue pour un nombre de Reynolds $Re=479$.

D'après **Mital et al [45]**, une amélioration considérable de l'efficacité des capteurs solaires à air ayant un canal d'écoulement équipé de différents types de rugosités artificielles. Le capteur solaire à air ayant les chicanes inclinées s'avère avoir un meilleur rendement dans la gamme du nombre de Reynolds la plus élevée. Cependant, le CSP avec une grille métallique apparaît le plus performant dans la gamme du nombre de Reynolds inférieure.

Les travaux de **M. Chaudry [46]** qui faisaient l'objet d'une étude comparative des performances d'un capteur à ruissellement avec celles d'un capteur commercial. Ces travaux ont montré que le rendement d'un capteur à ruissellement est supérieur au rendement d'un

capteur commercial et ceci pendant les quatre premières heures puis devient légèrement inférieur et que le coefficient de performance C.O.P, défini comme étant le rapport de l'énergie absorbée à l'énergie électrique consommée est supérieur, pour un capteur commercial que pour un capteur à ruissellement (ceci est dû au fait que le capteur à ruissellement reçoit moins de rayonnement solaire que le capteur commercial, or dans l'expression du C.O.P la quantité du flux n'intervient pas et que l'énergie perdue par le capteur à ruissellement est supérieure à celle perdue par un capteur commercial).

Karwa [47] a étudié expérimentalement l'effet de l'introduction de plusieurs rangés de chicanes de sections rectangulaires sur le transfert de chaleur et le coefficient de frottement pour un conduit avec un rapport de forme (W / H) égale à 7.19 - 7.75 (Fig. 20) et une distance relative entre rugosités (p / e) égale à 10, puis pour une hauteur relative de rugosité (e/D) comprise entre 0.0467 et 0.050. Tout ceci pour un nombre de Reynolds allant de 2800 à 15000. Il a été établi, que des tourbillons générés par les éléments de rugosité au-delà de la couche limite laminaire étaient responsables de l'enlèvement de la chaleur ainsi que l'augmentation du coefficient de frottement.

L'amélioration du nombre de Stanton a été signalée de 65-90%, alors que le coefficient de frottement a été de 2.68-2.94 fois que ceux d'un conduit lisse.

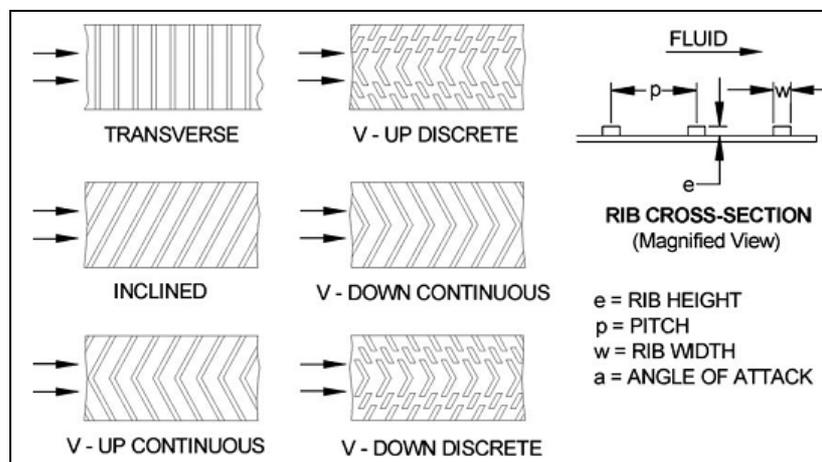


Fig. 20: Différentes géométries de rugosités utilisées par Karwa [47].

Karwa et al [48] ont étudié expérimentalement le transfert thermique et le coefficient de frottement dans un conduit rectangulaire à rapport de forme (W/H) élevé avec des rangés de rugosités de sections rectangulaires sur un large diaphragme v-discret et modèles discontinus aux angles d'inclinaison de 45° et 60° . La distance relative entre rugosités (p/e) est de 10.63, les longueurs relatives des rugosités (B/S) sont égales à 3 et 6 avec un nombre de Reynolds

qui varie entre 2850 à 15500. L'étude a montré qu'à une valeur correspondant à la longueur relative de rugosité (B/S) de 6 ; les valeurs les plus élevées du rapport du nombre de Stanton (St/St_s) ont été obtenues pour des rugosités discontinues du type 60° (V-down) et les valeurs les plus faibles du nombre de Stanton ont été obtenues pour des rugosités de 60° (V-up). Il a été observé aussi, que le rapport du coefficient du frottement (f/f_s) atteint ses valeurs maximale et minimale pour les chicanes 45° (V-down) et 60° (V-up) correspondants à une longueur relative (B/S) de la rugosité égale à 3 (Fig. 21).

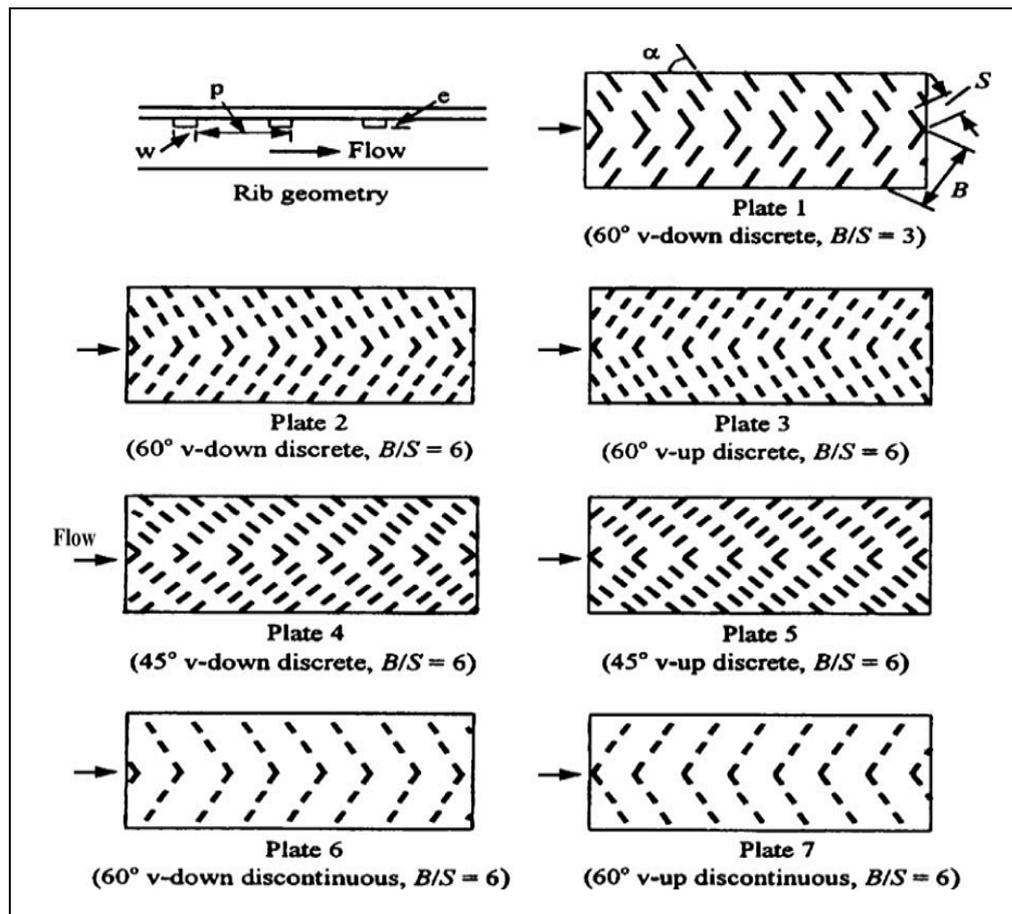


Fig. 21: Différentes configurations de chicanes en forme V [48].

Badescu [49] a étudié l'optimisation de la largeur et l'épaisseur des obstacles. Il a utilisé des chicanes de formes cylindriques. L'étude a montré que la largeur et l'épaisseur des chicanes affectent le rendement ainsi que la distance optimale entre les centres des tubes qui doit être diminuée.

Vishavjeet S. H. et al [50], ont menés une synthèse sur différentes géométries de rugosités artificielles utilisés dans les CSPs à air et les différents paramètres thermo-hydraulique afin de déterminer les meilleures performances engendrés. Les conclusions suivantes sont tirées :

- ✓ L'utilisation des rugosités artificielles provoque une amélioration du rendement thermique du CSP à air.
- ✓ Les chicane inclinées s'avèrent meilleures par rapport à d'autres géométries de rugosités pour des valeurs du nombre de Reynolds comprises entre 3000 et 14000.

3 Evaluation des performances thermiques des CSPs en régime transitoire :

Les essais en régime transitoire sur les capteurs solaires plans présentent un intérêt croissant des chercheurs afin de développer une procédure de test dynamique fiable.

Plusieurs méthodes transitoires ont été proposées. La synthèse de ces méthodes montre que chaque méthode présente à la fois des avantages et des inconvénients. **Perers [51]** a décrit une méthode dynamique par laquelle les paramètres du capteur solaire sont dérivés des données mesurées à l'aide de code de calcul standard ou programmes statistiques. La méthode est basée sur un modèle de capacités regroupées comme beaucoup d'autres modèles, mais la particularité c'est que l'angle d'incidence et les modificateurs du rayonnement solaire diffus sont considérés comme des variables dans ce modèle. Ces modificateurs sont estimés à partir du même ensemble de mesures utilisées pour obtenir les paramètres de performance thermique.

Perers et al [51, 52 et 53] ont appliqué cette méthode et ont indiqué que la méthode donne des estimations plus élevées pour le rendement optique et les coefficients de perte thermique que ceux obtenus en utilisant des méthodes d'état stable. En outre, les résultats des différents essais de fonctionnement montrent une variation importante de l'estimation de la capacité thermique effective [53].

La méthode a été améliorée pour assigner des valeurs distinctes de ces modificateurs pour différentes gammes de l'angle d'incidence et de déterminer les coefficients de pertes thermiques et la différence de température entre le fluide et la température ambiante pour différents intervalles. Il précise que les expériences pour une longue durée de temps (plus d'une semaine) doivent être menées [54].

La méthode proposée par **Zeroual et al. [55]**, est basé sur un modèle d'état stable, mais les essais sont effectués dans des conditions météorologiques variables. Ce modèle ne caractérise pas le comportement dynamique du capteur. La méthode prescrit seulement une procédure de recherche des paramètres d'état stables, mais les résultats des calculs par cette méthode sont différentes sensiblement des valeurs en régime permanent.

Spirkl et al [56, 57], **Saunier et al [58]** ainsi que **Bosanac et al [59]** ont développé une dynamique de capteurs solaires (DSC) dans laquelle ni la température d'entrée de fluide, ni le débit doit être contrôlé, mais de longues séquences de données doivent être acquises. Les résultats de la méthode montrent des incohérences dans la détermination de la capacité thermique effective du capteur. De même, une importante fluctuation est remarquée dans les valeurs des paramètres de capteur.

Cette dernière méthode a été modifiée par **Spirkl et al. [60]**. Ils ont considéré un système solaire à eau composé d'un échangeur de chaleur et d'un réservoir de stockage. Les conditions représentant les pertes de chaleur des tuyaux et leurs capacités thermiques ont été inclus dans le modèle. Les paramètres du capteur et de la tuyauterie sont obtenus à partir des valeurs des températures d'entrée et de sortie mesurée à proximité de l'échangeur. Il peut être mentionné que les principes de base de la méthode DSC ont été étendus au CSPs d'eau chaude sanitaire [61].

La méthode développée par **Wijeysundera et al [62]** permet de tester des capteurs dans des conditions variables. Les essais expérimentaux sont réalisés sur un système de chauffage d'eau. Les résultats obtenus par cette méthode sont à 13% les mêmes que les valeurs de l'état d'équilibre, mais les expériences d'étalonnage sont essentielles. Beaucoup de soin est nécessaire pour concevoir l'installation d'essai de façon à maintenir les pertes du réservoir et le tuyau à un minimum. En plus de ces méthodes, un certain nombre d'autres procédures ont été également rapportés dans la littérature [63-69]. De plus, amples informations sur l'évaluation des différentes méthodes transitoires sont présentées dans les références [70 et 71].

Récemment, dans le cadre des études en cours à IIT-Bombay, les auteurs ont proposé une nouvelle méthode dynamique pour les tests des CSPs en régime transitoire [72]. La méthode est basée sur un modèle qui utilise des méthodes standard de l'optimisation pour l'identification des différents paramètres. L'objectif de cette étude est d'évaluer la méthode proposée dans un large éventail de conditions météorologiques et d'examiner la cohérence des résultats. Un second objectif de cette étude est de comparer les résultats de la nouvelle méthode dynamique avec celles basées sur deux différentes procédures standard pour tester les capteurs solaires ; la méthode conventionnelle standard de l'état stable ASHRAE 93-86, ASHRAE 93-2003[73] et la méthode transitoire **BS 6757** adoptée par l'institution britannique de standardisation (British Standard Institution) [74]. Les bases théoriques de ces normes sont

disponibles dans leurs références respectives, et donc seulement une brève description de la théorie et la démarche expérimentale de chaque méthode est donnée ci-dessous.

Méthode	modèle d'équation	paramètres caractéristiques	conditions
Rogers	$q_a(j) = \sum_{n=1}^N [F_n(\tau\alpha)_a K_n I_{\tau}(n)] - F_n U_L (T_n - T_A)$	$F_n(\tau\alpha)_a, F_n U_L$	$\dot{m} = C; T_n = C; I_{\tau} \neq C; T_A = \text{slowly varying}$
Filter	$q_a = \int_0^{\tau} F_n(\tau\alpha)_a h(t) I_{\tau}(\tau - t) dt - F_n U_L (T_n - T_A)$	$F_n(\tau\alpha)_a, F_n U_L$	$\dot{m} = C; T_n = C; I_{\tau} \neq C; T_A \neq C$
Saunier	$(M_a + M_c) c_p \frac{dT_{fm}}{dt} = \eta_a A_p I_{\tau} - (U_1 + U_a) A_p (T_{fm} - T_A) - U_2 A_p (T_{fm} - T_A)^2 + (P_p + \delta P_p)$	M_a, η_a, U_1, U_2	$P_a = C; q_a = 0; \dot{m} = \text{very high}$
Excell	$\overline{H}_t [T_{fm}(t_2) - T_{fm}(t_1)] = \int_{t_1}^{t_2} (P_p + \delta P_p + \eta_a I_{\tau}) dt - (U_1 + U_a) A_p \int_{t_1}^{t_2} [T_{fm}(t) - T_A] dt - U_2 A_p \int_{t_1}^{t_2} [T_{fm}(t) - T_A]^2 dt$	η_a, U_1, U_2	$P_a = C; q_a = 0$
Perers	$q_a = F'(\tau\alpha)_a K_{rad}(\theta) I_a + F'(\tau\alpha)_a K_{rad}(\theta) I_a - F' U_L \Delta T - F' U_2 \Delta T^2 - F' U_1 \Delta T w - F' U_{sky} \Delta T_{sky} - (mc)_a \frac{dT_{fm}}{dt} - U_p \Delta T$	$F'(\tau\alpha)_a, K_{rad}, K_{rad}, F' U_1, F' U_2, F' U_{sky}, F' U_{sky}, (mc)_a$	$T_n = C; \dot{m} \neq C; I_{\tau} \neq C$
DSC	$\frac{(mc)_a}{N_c} \frac{dT_{fm,p}}{dt} = \frac{F'}{N_c} [(\tau\alpha)_a I_{\tau} - U_L (T_{fm,p} - T_A)] - \dot{m} c_p (T_{fm,p} - T_{fm,p-1})$	$F'(\tau\alpha)_a, F' U_L, (mc)_a$	$\dot{m} \neq C; I_{\tau} \neq C; T_A \neq C$
Wijeysondera	$C_a \frac{dT_a}{dt} = A_p F_n [(\tau\alpha)_a I_{\tau}(t) - U_L (T_n - T_A)] - (AU)_i (T_a - T_A) - (AU)_o \epsilon_o (T_a - T_A)$	$F_n(\tau\alpha)_a, F_n U_L, C_a, (AU)_i, (AU)_o, (AU)_o$	$\dot{m} = C; I_{\tau} \neq C; T_A \neq C$
QDT	$q_a = F'(\tau\alpha)_a I_{\tau} - F' U_L (T_{fm} - T_A) - (mc)_a \frac{dT_{fm}}{dt}$	$F'(\tau\alpha)_a, F' U_L, (mc)_a$	$\dot{m} = C; T_n = C; I_{\tau} = \text{forced}; T_A \neq C$
NDM	$T_n(\tau) = T_o \exp\left(\frac{F' U_L}{(mc)_a} \tau_a\right) + \sum_{k=0}^{N-1} \left[\frac{F'(\tau\alpha)_a}{(mc)_a} I_{\tau}(\tau - k\Delta\tau) + \frac{F' U_L}{(mc)_a} T_A(\tau - k\Delta\tau) \right] \exp\left(\frac{F' U_L}{(mc)_a} k\Delta\tau\right) \Delta\tau$	$F'(\tau\alpha)_a, F' U_L, (mc)_a$	$\dot{m} = C; I_{\tau} \neq C; T_A \neq C; T_n \neq C$
ASHRAE	$\eta = \left\{ F_n(\tau\alpha)_a - F_n U_L \left[\frac{T_n - T_A}{I_{\tau}} \right] \right\} \frac{A_p}{A_c}$	$F_n(\tau\alpha)_a, F_n U_L$ or $F'(\tau\alpha)_a, F' U_L$	Steady conditions

Tableau 9: Différentes méthodes et modèles utilisés pour l'évaluation des CSPs en conditions variables [72].

Dix méthodes d'essais dynamiques pour les capteurs solaires plans ont été évaluées par Amer EH et al [72]. Les paramètres caractéristiques des CSPs ont été obtenus sur la base d'une nouvelle méthode basée sur la méthode ASHRAE 93-86 de l'état d'équilibre. Les conclusions suivantes peuvent être tirées de l'évaluation :

1. Toutes les méthodes, exceptées « Rogers [72], Filtre [67] et Wijeysondera [62] » sont basées sur un concept nodal. La méthode de DSC considère un modèle segmenté qui admet un certain nombre de sections dans le sens d'écoulement du capteur et pour chaque section, une équation d'un nœud est résolue. Les méthodes Rogers, Filtre et la méthode de Wijeysondera ne rapportent aucun paramètre qui caractérise l'effet de capacité thermique du capteur. En conséquence, le comportement dynamique du capteur ne peut pas être prévu par ces méthodes.

D'autre part, ces méthodes fournissent des procédures d'évaluation pour effectuer des essais dans des conditions atmosphériques transitoires avec des paramètres estimés de l'état d'équilibre, à la différence d'autres méthodes.

2. Du point de vue perfection, la méthode de Perers [54] considère presque tous les effets transitoires. À la différence d'autres méthodes, la nouvelle méthode dynamique (NDM) fournit une expression analytique pour la température de sortie en termes de fonction de réponse du capteur et les conditions atmosphériques d'entrée. Elle ne considère pas les variations d'angle d'incidence et l'effet de perte thermique du second degré (terme non linéaire).
3. Les installations expérimentales pour les méthodes de « Rogers , Perers, DSC, QDT et NDM » sont simples et semblables à celles de la norme ASHRAE.

La méthode que nous avons utilisée pour évaluer les performances des CSPs est basée sur la norme ASHRAE 93-86 et la nouvelle méthode dynamique (NDM) afin d'en tirer de cette dernière le temps de réponse utilisé pour la correction des résultats expérimentaux. Cette méthode proposée adopte les mêmes hypothèses que la méthode ASHRAE 93-86. Elle suppose que les capacités thermiques de la plaque absorbante, du boîtier, du fluide caloporteur et de l'isolation sont regroupées dans un seul nœud rapporté à la température moyenne du fluide. La perte de chaleur du capteur est exprimée en termes d'un coefficient de perte globale composée des pertes par avant, par les côtés et des pertes par arrière. Elle est supposée être une fonction linéaire de la différence de température entre le fluide et la température ambiante. En outre, le modèle fait les hypothèses suivantes:

1. Tous les processus de transfert de chaleur sont considérées comme unidimensionnels.
2. Le rendement optique $[\eta_0 = F'(\tau\alpha)_e]$ est constant dans temps. Cela limite les heures de test pour des périodes autour du midi solaire,
3. Le coefficient de perte thermique globale (U_L) et la chaleur spécifique du fluide (C_p) sont supposés constants.
4. Le débit du fluide dans le capteur est constant et est distribué uniformément dans le canal d'écoulement.

Le temps de réponse est donné par les expressions suivantes [72]:

$$\tau_{dr} = \frac{(Mc)_e}{mcp} \quad (1)$$

$$\tau_{Lr} = \frac{(Mc)_e}{F'U_L} \quad (2)$$

Il peut être noté que τ_{dr} est le temps requis pour le fluide caloporteur pour extraire la chaleur du capteur égale à sa chaleur stockée, suite à sa capacité thermique effective. Il se réfère au temps de réponse du capteur qui est une mesure de la période dans laquelle le capteur va répondre aux variations des conditions environnementales et d'exploitation. τ_{Lr} est l'intervalle de temps pendant laquelle la perte de chaleur du capteur devient égale à sa chaleur stockée par raison de sa capacité thermique effective.

$(Mc)_e$ représente la somme des pouvoirs calorifiques de l'absorbeur, les parois latéraux et arrière et le fluide caloporteur, excepté le pouvoir calorifique de la couverture qui n'est pas incluse [72].

4 Travaux effectués au Laboratoire de Génie Mécanique (LGM) :

Plusieurs études théoriques et expérimentales ont été menées en vue de l'amélioration des performances thermiques des CSPs conçu pour les applications de séchage [75-84]. Dans ces études, les auteurs ont utilisé différentes formes d'obstacles montés sous la plaque absorbante dans la veine d'air mobile.

Dans leur étude **K. Aoues et al [75]**, ont menés une série de tests expérimentaux menés sur un capteur solaire plan à simple passe, (Fig. 22).

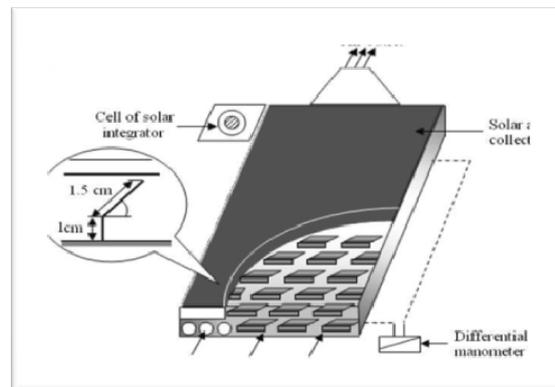


Fig. 22 : Schéma du dispositif expérimental.

L'installation expérimentale complète comprend la mesure du rayonnement solaire global, la vitesse du vent, le débit d'air et les températures ambiante et de l'air à l'entrée et à la sortie. Afin d'optimiser les performances thermiques, le capteur a été garni dans sa veine d'air dynamique de rugosités artificielles de différentes formes (model-1 et model-2).

Ainsi, ces obstacles ont été mis en place et espacés d'une distance suivant deux configurations, A et B (Fig. 23). Les deux configurations, A et B, se différencient donc par le nombre de rangées (de chicanes), respectivement égale à 152 et 256 chicanes.

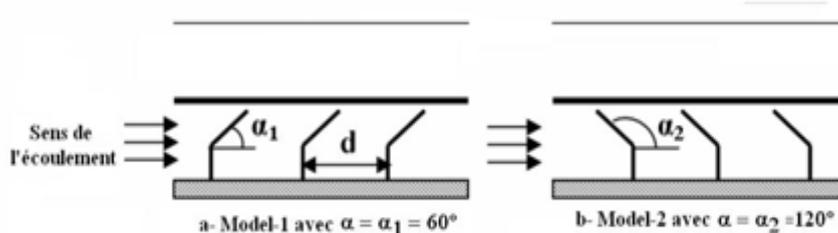


Fig. 23 : Schéma descriptif des chicanes.

La figure 24 présente les variations du rendement du capteur solaire étudié pour les 4 configurations proposées (configuration A₁, A₂, B₁, B₂) en fonction du paramètres réduit $(T_{fe}-T_a)/I_G$.

L'adjonction de ces obstacles dans le parcours offert au fluide caloporteur permet l'augmentation de l'échange thermique avec l'absorbeur. Il a été établi que la géométrie de passage dans la section droite perpendiculaire à l'écoulement joue un rôle important.

Ainsi, la comparaison entre les performances des quatre configurations étudiées a abouti au choix de la configuration B₁ (chicanes modèle1) comme étant celle qui a permis d'obtenir le meilleur rendement.

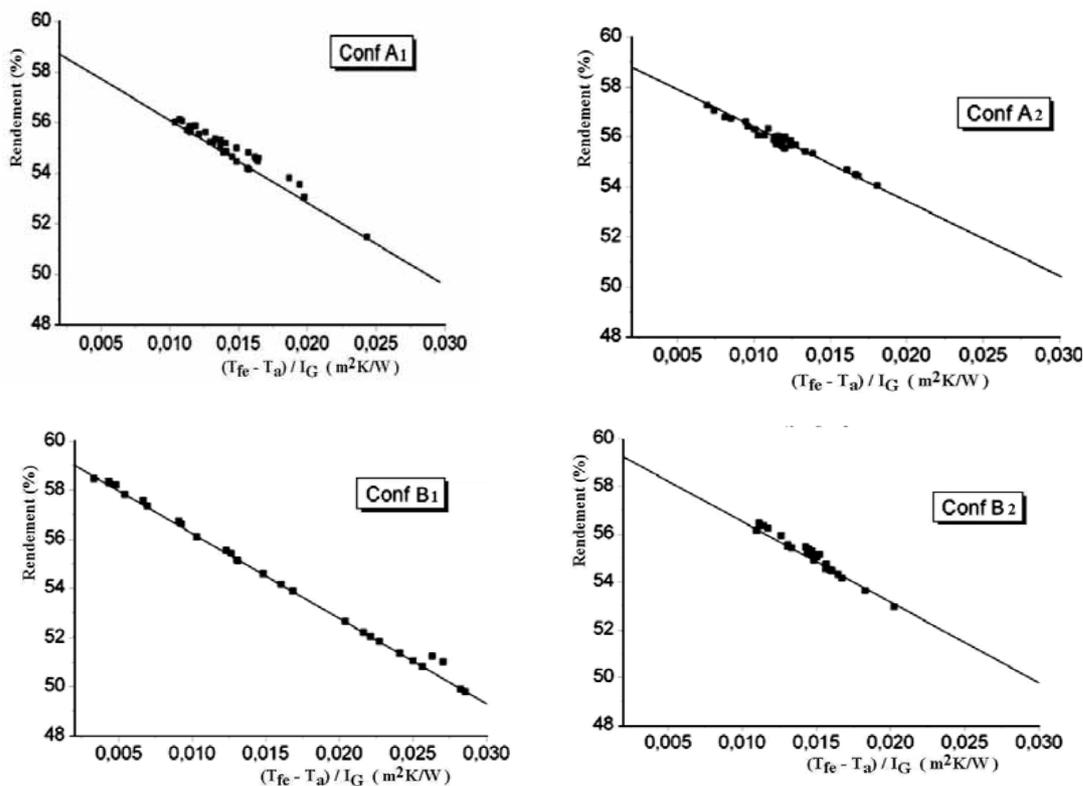


Fig. 24 : Variation du rendement en fonction du paramètre réduit $(T_{fe}-T_a)/I_G$.

L'étude de **K. Aoues et al [76]**, prouvait que l'adjonction des obstacles permet d'augmenter le rendement du capteur de 10%. Il a comparé entre deux modèles de capteurs qui se différencient par l'orientation et l'inclinaison des chicanes vis-à-vis de l'écoulement.

Une étude expérimentale et théorique a été élaborée par **A. Labed et al [77]** afin d'améliorer les performances thermiques du capteur solaire à air, pour des besoins spécifiques. Un modèle de rugosités artificielles placées dans la veine d'air mobile a été

proposé pour créer un écoulement de plus en plus turbulent entre l'absorbeur et la plaque inférieure. Le fluide passe entre les rugosités artificielles dans la même rangée, ce qui permet une bonne distribution du fluide et réduit ainsi les zones mortes.

Le capteur solaire étudié est un capteur plan à air à simple passe (Fig. 25).

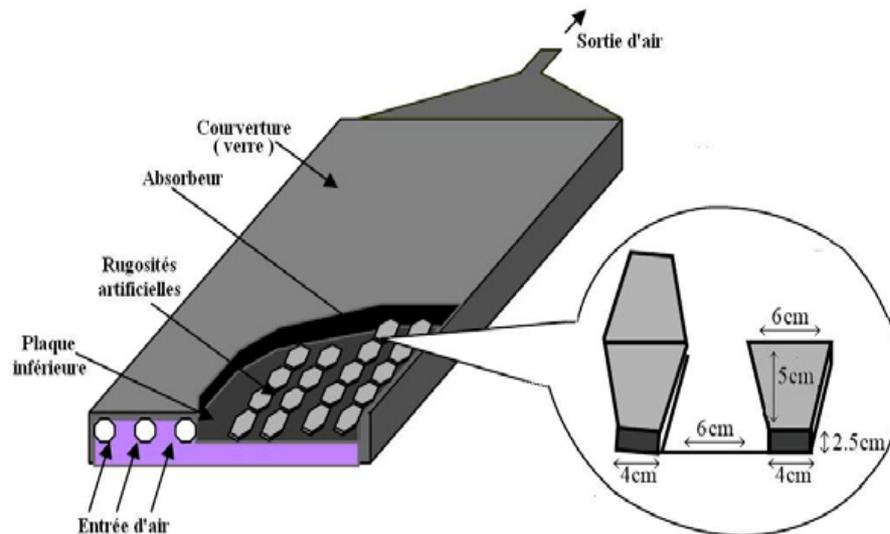


Fig. 25 : Schéma du modèle expérimental.

La figure 26 traduit la variation du rendement du capteur en fonction des paramètres réduits pour les deux configurations (avec et sans chicanes). En comparant les pentes des deux courbes, on constate qu'il y a nette amélioration des performances lorsque le capteur est garni de rugosités artificielles.

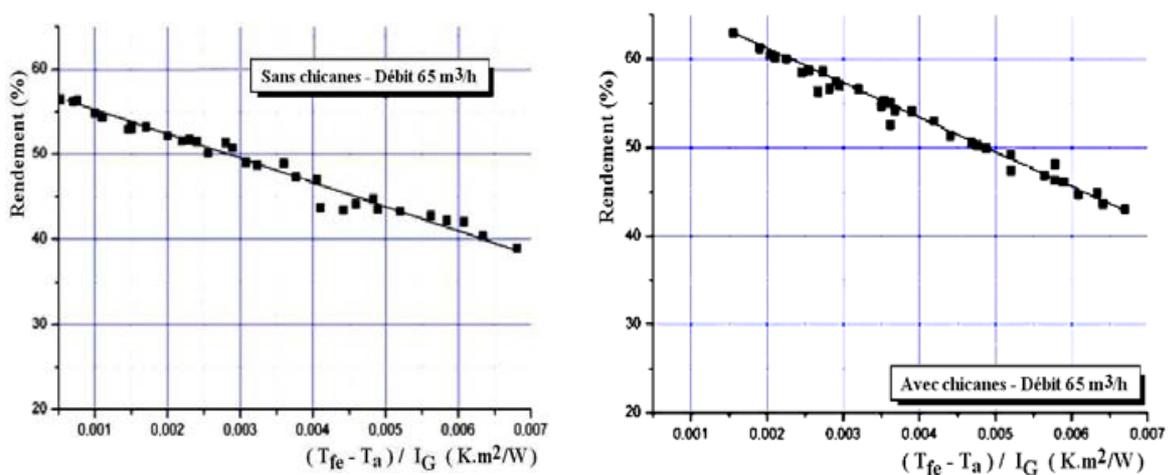


Fig. 26 : Variation du rendement en fonction du paramètre réduit $(T_{fe}-T_a)/I_G$.

Dans un autre travail **A. Labed et al** [78] ont étudié expérimentalement les performances thermiques de quatre types de CSPs à air : (N) CSP à simple passage d'air et sans chicanes,

(A) CSP à simple passage d'air et muni de chicanes rectangulaires, (B-1) CSP à simple passage d'air muni d'obstacles trapézoïdaux et (B-2) CSP à double passages d'air avec des obstacles trapézoïdaux.

Par les expériences entreprises ; On a constaté qu'avec un débit massique d'air de 0.028 kg.s^{-1} , les rendements les plus élevés ont été obtenus à partir du CSP à double passage d'air muni de chicanes trapézoïdaux. Les valeurs de rendements les plus basses ont été obtenues par le CSP sans chicane (N) (Fig. 27).

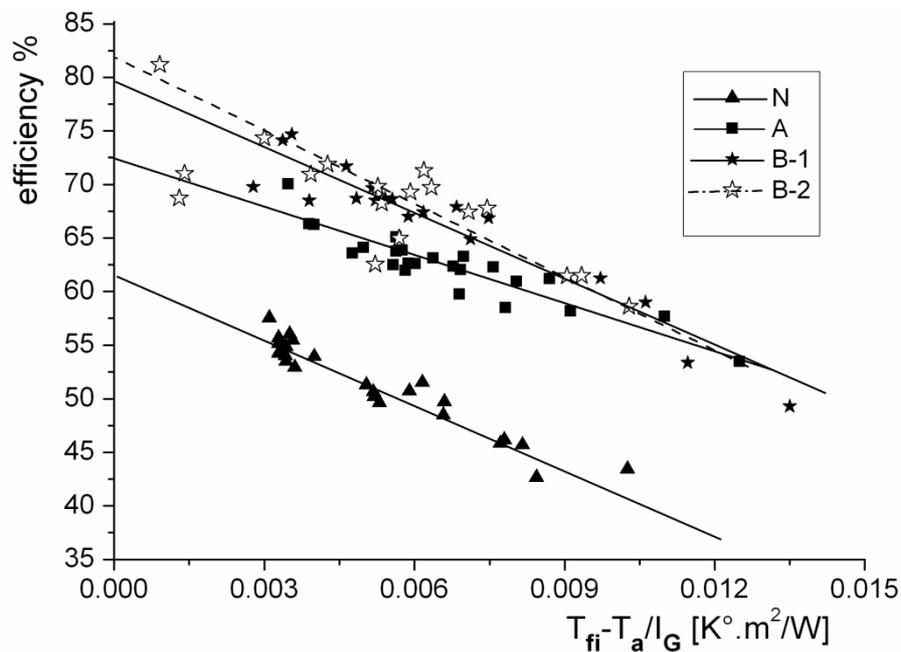


Fig. 27: Rendement en fonction des paramètres réduits $(T_{fe} - T_a) / I_G$ [78]

L'effet du sens de l'écoulement a été présenté par **A. Labed et al [79]**, afin de mettre en évidence l'importance de ce dernier sur les performances de six (06) configurations de CSPs à simple passage d'air avec différentes configurations de chicanes pour des applications de séchage des produits agricoles. Il ressort de l'étude menée le rôle très favorable à l'augmentation de l'échange thermique du à la présence de ce type de chicanes placées dans la veine d'air utile et que le pompage du fluide caloporteur par le haut est propice à une nette amélioration des performances de ces systèmes. Une application des meilleurs systèmes a été présentée [80] pour sécher le **henné** dans des temps intéressants.

Les performances des différents systèmes cités ci-dessus ont été étudiées pour l'amélioration du temps de séchage du piment (rouge) (**A. Labed et al [81]**). Une comparaison entre le séchage de ce produit par un CSP à simple passage d'air et un CSP à

double passage d'air (séchoir monobloc) a montré que le temps de séchage par le séchoir monobloc est très intéressant en le comparant avec le CSP à simple passage (Fig. 28).

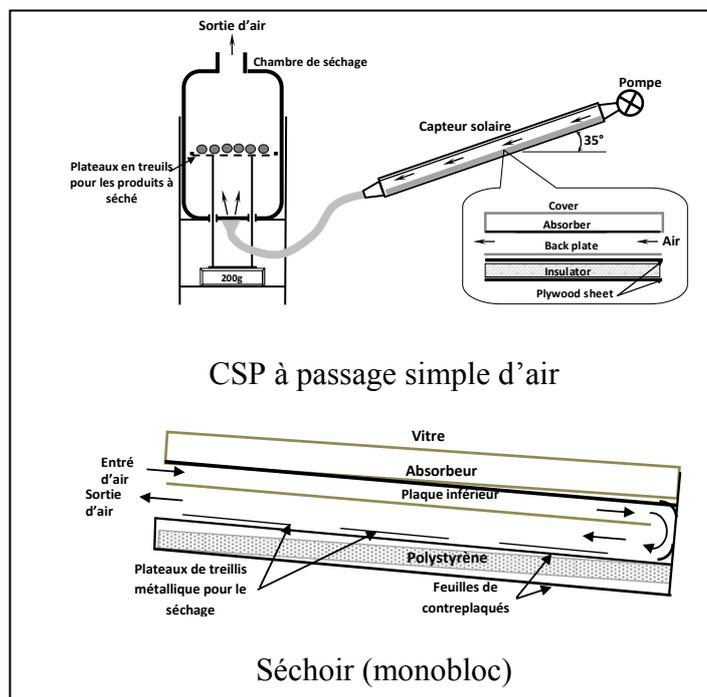


Fig. 28: Schémas des différents séchoirs expérimentés [81]

L'étude menée par **N. Moumimi et al [82]** présente les résultats des modèles théoriques établis pour la détermination des performances des CSPs à air. Le modèle peut prévoir la température de sortie d'air et la connaissance de l'évolution exacte des paramètres climatiques dans des sites de climats différents en Algérie.

Cette étude a mis en évidence d'une part, le rôle très favorable de l'altitude où le rayonnement est plus fort et d'autre part la densité d'air est plus faible. Les résultats ont aidé à évaluer les valeurs moyennes annuelles du nombre d'heures où la température extérieure est supérieure à 40, 60, 80, 100, 110, 120, et 140 °C. Ces valeurs déterminent les différentes applications solaires. Ces résultats sont comparés aux résultats obtenus expérimentalement.

K. Aoues et al [83] ont mené une étude théorique et expérimentale sur un capteur solaire plan à air muni d'obstacles métalliques minces et testé dans les conditions climatiques de la région de Biskra.

La comparaison entre les résultats issus du modèle théorique et ceux obtenus expérimentalement, a conduit aux conclusions suivantes:

L'approche théorique présentée, traduit d'une manière satisfaisante les performances thermiques du CSP muni d'obstacles dans la veine dynamique.

L'approche théorique ne tient pas compte de l'énergie stockée par les différents composants du CSP ce qui influe sur les résultats de la température de l'air à la sortie du capteur.

C. Mahboub et al [84], propose un modèle empirique pour l'étude de l'effet de l'angle d'attaque sur le transfert de chaleur par convection forcé sur une plaque plane. Ils ont constaté l'effet prépondérant du nombre de Prandtl et de l'angle d'attaque sur le transfert de chaleur par convection. Il a également été constaté qu'à grande valeurs du nombre de Prandtl, la variation du transfert de chaleur par convection modifie substantiellement son comportement par rapport petits valeurs.

Comme résultats important à signaler, le facteur A_f de l'angle d'attaque pourrait être formulé de façon empirique pour différentes valeurs du nombre de Prandtl.

Dans son mémoire de magister **K. Aoues [85]** a étudié numériquement l'influence de la présence des rugosités artificielles dans la veine dynamique d'air du capteur solaire à air. Il ressort de l'étude le rôle très favorable engendrée par l'adjonction de ces obstacles pour l'amélioration des performances thermiques des CSPs. Les résultats ont été trouvés en bon accord avec la littérature.

5 Conclusion

Diverses conceptions de capteurs solaires plans à air pour des applications à basses températures tel que le séchage des produits agro-alimentaire ont été synthétisées et présentées dans cette étude bibliographique.

D'une façon générale, parce que les élévations de la température sont entre 10 et 35 °C, les capteurs solaires à vitrage simple sont plus appropriés que ceux à doubles ou triple vitrage [16-24]. Les CSPs à vitrage simple sont, ainsi, les plus appropriés pour les applications de séchage à circulation naturelle [1, 11].

Une autre solution contribuant à l'amélioration de l'échange thermique, consiste à augmenter l'échange thermique en jouant sur les propriétés physiques de l'absorbeur [14,15] et/ou sa forme [1, 25, 26, 32].

D'autres études se sont orientées vers l'examen de l'effet de la géométrie du passage de l'air dans le canal d'écoulement (dimensions de la section de passage [9,11], mode de passage : en dessous/ au dessus de l'absorbeur [27], l'importance du premier passage sous la vitre supérieure [28], nombre de passages [29], ...)

Selon ces études [1, 3, 10, 12 et 33-50], il est utile d'augmenter la surface d'échange en modifiant la forme de l'absorbeur ; ça consiste à disposer des chicane dans la veine d'écoulement de manière à accroître les turbulences et consécutivement le coefficient d'échange convectif. Plusieurs configurations de chicanes ont été étudiées, par le fait du gain apporté par leur introduction d'une part, et d'autre part, par l'augmentation des pertes de charges engendrées.

Certains chercheurs [51- 73] se sont orientés vers les méthodes d'évaluation des CSPs en régime transitoire dans un large éventail de conditions météorologiques afin d'examiner la cohérence des résultats et de comparer les résultats des différents méthodes dynamiques avec celle basée sur les procédures standards (ASHRAE et BS 6757).

Dans le cadre des travaux menés au Laboratoire de Génie Mécanique concernant l'optimisation des performances thermiques des CSPs à air, conçu pour les applications de séchage [75-85]. Les auteurs ont utilisé différentes formes d'obstacles montés sous la plaque absorbante dans la vienne d'air mobile afin d'accroître le parcours offert au fluide caloporteur permettant ainsi un meilleur échange thermique.

Chapitre III

Modélisation des
capteurs solaires à Air

1 Introduction

Le rôle d'un capteur solaire thermique, est de transformer le rayonnement solaire qu'il reçoit en énergie calorifique utilisable, le plus souvent par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur (eau, air ...). Cette énergie est ensuite utilisée dans diverses applications [86], à savoir ; le chauffage, la réfrigération, le séchage, etc. Ce chapitre est réservé à l'étude théorique des capteurs solaires plans à air.

L'étude du comportement thermique du capteur solaire conçu relative à la configuration utilisée, ne peut être qu'une étude parmi tant d'autres déjà élaborées. L'objectif principal de ce travail est la détermination, en particulier des performances thermiques. Plusieurs modèles décrivant la variation du rendement thermique, en fonction des paramètres, tels que le nombre de Reynolds, le débit de l'air caloporteur ou autres [87 - 90].

2 Le système énergétique solaire étudié :

Le système solaire étudié est un capteur séchoir sans stockage d'énergie. Ceci nous amène à considérer un capteur solaire plan à air à simple passe entre l'absorbeur et la plaque inférieur placée sur l'isolant. Tout ceci est dans le but d'obtenir des températures moyennes suffisantes pour le séchage solaire des produits agro-alimentaires.

Les paramètres influençant le fonctionnement du capteur sont de deux natures :

- paramètres intrinsèques : ce sont soit des caractéristiques propres au capteur, soit des caractéristiques du fluide caloporteur qui le traverse,
- paramètres extrinsèques : c'est l'ensemble des conditions climatiques dont dépend le fonctionnement du capteur. L'éclairement incident est séparé en un éclairement de longueur d'onde inférieure à $2,5 \mu\text{m}$ et un éclairement infrarouge de longueur d'onde supérieure à $2,5 \mu\text{m}$. Ceci permet de tenir compte du rayonnement du ciel lorsque le capteur est placé à l'extérieur ou de celui du local d'essais lors des essais avec simulateur solaire [3].

La figure 1 représente les éléments du CSP à air utilisé :

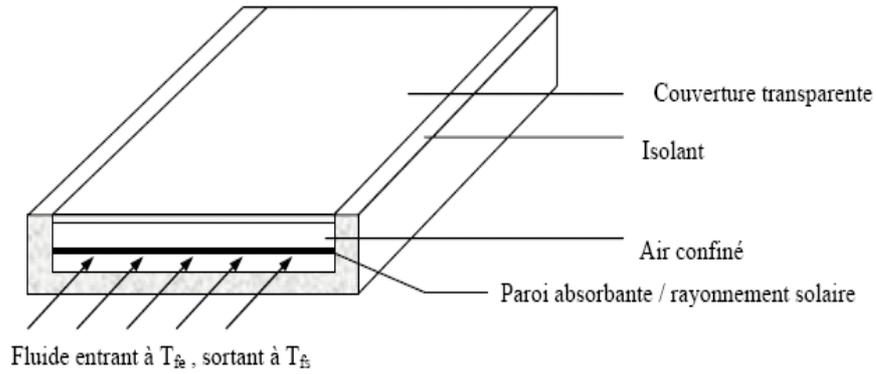


Fig. 1. Schéma de principe d'un capteur solaire plan à air.

3 Modélisation de l'insolateur

Le bilan thermique d'un insolateur rapporté à l'unité de surface est :

$$I_g = Q_u + Q_p + Q_s \quad (1)$$

Ce bilan se résume ainsi : le flux global Φ_g reçu par l'insolateur représente la somme de l'énergie utile Q_u emportée par le fluide caloporteur, des déperditions thermiques Q_p par les différents modes de transfert vers le milieu ambiant et l'énergie stockée Q_s dans les différentes parties de l'insolateur.

Dans le cas du régime thermique permanent et pour les capteurs à air, la quantité d'énergie stockée dans les différentes parties de l'insolateur est négligeable, ce qui conduit à :

$$I_g = Q_u + Q_p \quad (2)$$

Le comportement du capteur a été modélisé en régime dynamique en utilisant une discrétisation nodale.

La modélisation du comportement thermique du capteur solaire en régime dynamique est faite par la discrétisation fictive en un certain nombre de pas. Les équations sont obtenues en écrivant les bilans énergétiques pour chaque nœud.

Il existe deux méthodes de modélisation de l'insolateur plan à air :

- a)- Méthode globale.
- b)- Méthode par tranches.

3.1 Méthode par tranche « pas à pas » :

La méthode de modélisation «pas à pas» consiste à découper le CSP en tranches fictives de longueur “ δx ” dans le sens de l’écoulement du fluide caloporteur et à écrire le bilan des échanges dans chaque tranche [75, 92].

Il est commode pour cela d’utiliser les analogies thermiques et électriques.

Le réseau électrique (Fig. 3) correspondant à l’insolateur est représenté sur la figure (2) démunie d’ailettes nous permis d’écrire :

Pour la vitre :

$$\alpha_v I_g + h_{rnv}(T_n - T_v) + \frac{h_{vnat}}{2}(T_n - T_v) = U_{t1}(T_v - T_a) \tag{3}$$

Pour l’absorbeur :

$$(\tau_v \alpha_n) I_g = h_{vnf}(T_n - T_f) + \frac{h_{vnat}}{2}(T_n - T_v) + h_{rnpl}(T_n - T_{pl}) + h_{rnv}(T_n - T_v) \tag{4}$$

Pour le fluide caloporteur :

$$h_{vnf}(T_n - T_f) = h_{vplf}(T_f - T_{pl}) + Q_u \tag{5}$$

Pour la plaque inférieure :

$$h_{vplf}(T_f - T_{pl}) + h_{rnpl}(T_n - T_{pl}) = U_b(T_{pl} - T_a) \tag{6}$$

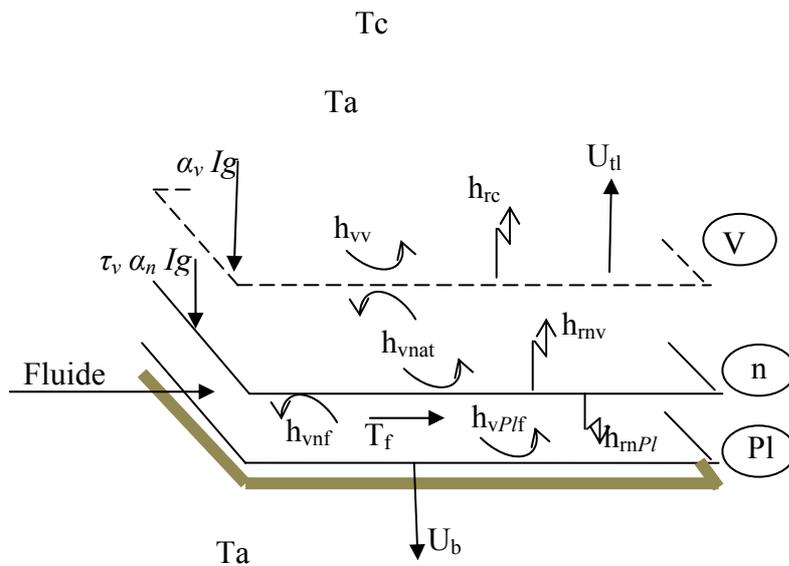


Fig. 2 : Représentation schématique des transferts thermiques dans l’insolateur

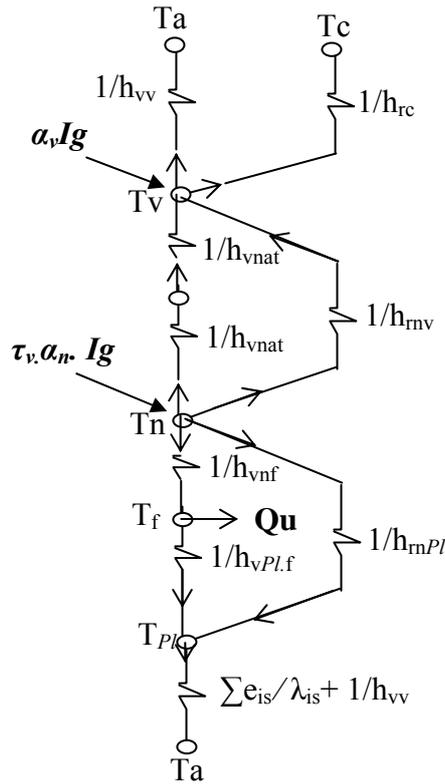


Fig. 3 : Schéma électrique relatif à une section de l'insolateur (un seul passage d'air)

Détermination de la température selon la direction de l'écoulement de l'air

On considère la tranche "δx" voir (Fig. 4). La température de l'air est supposée uniforme au niveau de la section de la veine mobile de l'insolateur démunie d'ailettes.

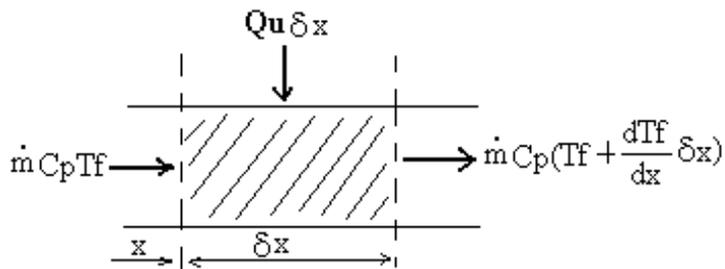


Fig. 4 : Tranche fictive «δx»

La conservation de l'énergie dans cette tranche nous donne (l est la largeur du capteur) :

$$\dot{m}C_p T_f + Q_u l \delta x = \dot{m}C_p \left(T_f + \frac{dT_f}{dx} \delta x \right) \quad (7)$$

Après simplification, on obtient :

$$\frac{dT_f}{dx} = \frac{Q_u l}{\dot{m}C_p} \quad (8)$$

Nous supposons, comme on le fait généralement, que le transfert de chaleur avec le fluide (air) de température T_f est uniforme le long du capteur de longueur L . l'intégration de l'équation est donc triviale et l'on a :

$$T_f(x) = \frac{Q_u l}{\dot{m}C_p} x + T_{fe} \quad (9)$$

Où T_{fe} est la température d'entrée du capteur, et T_{fs} , la température de sortie a pour valeur :

$$T_{fs} = \frac{Q_u l L}{\dot{m}C_p} + T_{fe}$$

Supposons aussi que la température du fluide varie linéairement le long du capteur, la valeur moyenne de la température est égale donc à la moyenne arithmétique entre l'entrée et la sortie :

$$T_f = \frac{T_{fs} + T_{fe}}{2}$$

Des deux dernières équations, on déduit :

$$Q_u = \frac{2 \dot{m}C_p (T_f - T_{fe})}{A}$$

Où : $A = l.L$

En remplaçant la valeur de la puissance utile dans le système d'équations du bilan, on aboutit aux équations suivantes :

$$\left(\frac{h_{vnat}}{2} + h_{rmv} + U_{tl} \right) T_v - \left(\frac{h_{vnat}}{2} + h_{rmv} \right) T_n = \alpha_v I_g + U_{tl} T_a \quad (10)$$

$$-\left(h_{rmv} + \frac{h_{vnat}}{2} \right) T_v + \left(\frac{h_{vnat}}{2} + h_{vnf} + h_{rmv} + h_{rmp} \right) T_n - h_{vnf} T_f - h_{rmp} T_{pl} = (\tau_v \alpha_n) I_g \quad (11)$$

$$h_{vnf} T_n - (h_{vnf} + h_{vPlf} + \frac{2\dot{m}Cp}{A}) T_f + h_{vPlf} T_{Pl} = -\frac{2\dot{m}Cp}{A} T_{fe} \quad (12)$$

$$-h_{rPl} T_n - h_{vPlf} T_f + (h_{rPl} + U_b + h_{vPlf}) T_{Pl} = U_b T_a \quad (13)$$

Ce système d'équations peut être sous forme d'une équation matricielle de dimension 4 :

$$[A][T] = [B] \quad \text{où} \quad [T] = \begin{bmatrix} T_v \\ T_n \\ T_f \\ T_{Al} \end{bmatrix}$$

Les températures sont déterminées par la matrice inverse [92, 93] : $[T] = [A]^{-1}[B]$

Tous ces calculs nécessitent la connaissance des valeurs des coefficients d'échange par convection, par rayonnement et par conduction, ainsi que les valeurs de U_{t1} et U_b qui sont formulées par :

$$U_{t1} = h_{vv} + h_{rc} \quad \text{et} \quad U_b = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{1}{h_{vv}}}$$

3.2 Méthode globale

Cette deuxième méthode est celle suivie par **Hottel, Whillier et Bliss [91]**. Elle suppose que le régime est quasi-permanent et que les éléments de l'insolateur se trouvent chacun à une température moyenne constante ; elle néglige donc les effets de l'inertie thermique.

Cette méthode considère que la variation de la température à l'entrée du capteur est faible et les performances que nous déterminons sont instantanées.

L'équation de la chaleur dans le fluide caloporteur s'écrit [75, 80, 85, 92] :

$$\rho Cp \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + \vec{v}_f \text{grad} T_f \right) = \text{div}(\vec{q}) + \sigma_T$$

Où \vec{q} est le flux de conduction dans le fluide, σ_T l'amplitude volumique de la source de chaleur d'origine solaire par unité de volume du fluide caloporteur de masse volumique ρ .

En régime permanent et en négligeant la conduction dans le fluide, il vient:

$$\rho C_p \vec{v}_f \text{grad} T_f = \sigma_T$$

Si l'écoulement s'effectue suivant la direction de l'écoulement (axe longitudinal \vec{x}) cette équation s'écrit :

$$\rho C_p v_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = \sigma_T$$

Où :

$$\sigma_T = \frac{Q_u}{e}$$

En introduisant le coefficient global de perte thermique entre l'absorbeur et l'air extérieur U_L , la puissance utile apportée par l'air sortant de l'insolateur s'écrit :

$$P_u = A Q_u = A \left((\tau_v \alpha_n) I_g - U_L (T_n - T_a) \right) \quad (14)$$

Où A est la surface de captation.

Si le transfert était idéal, on aurait $T_f = T_n$, et on pourrait écrire :

$$P'_u = A \left((\tau_v \alpha_n) I_g - U_L (T_f - T_a) \right)$$

En fait, la condition $T_f = T_n$ n'est jamais satisfaite, on est donc amené à définir un coefficient d'efficacité local de transfert air-absorbeur noté « F' », qui représente le rapport de la puissance utile à la puissance récupérée par l'insolateur lorsque la température de l'absorbeur est celle du fluide, ce coefficient s'écrit alors :

$$F' = \frac{(\tau_v \alpha_n) I_g - U_L (T_n - T_a)}{(\tau_v \alpha_n) I_g - U_L (T_f - T_a)}$$

Soit :

$$P_u = A F' \left((\tau_v \alpha_n) I_g - U_L (T_f - T_a) \right) \quad (15)$$

En introduisant le débit massique \dot{m} , l'équation de la chaleur s'écrit :

$$\dot{m} C_p \frac{\partial T_f}{\partial x} = I F' \left((\tau_v \alpha_n) I_g - U_L (T_f - T_a) \right)$$

Si l'on suppose que F' et U_L ne dépendent pas de x , la solution est de la forme :

$$\frac{T_f - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n) I_g}{U_L}}{T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n) I_g}{U_L}} = \exp\left(-\frac{U_L l F' x}{\dot{m} Cp}\right)$$

La température T_{fs} du fluide à la sortie de l'insolateur de longueur L est donc telle que :

$$\frac{T_{fs} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n) I_g}{U_L}}{T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n) I_g}{U_L}} = \exp\left(-\frac{U_L l F' L}{\dot{m} Cp}\right)$$

En fait, l'équation (15) qui est fonction de F' qui est aussi fonction de T_f et T_n , dépend donc de ces deux températures. La première est une donnée du problème, alors que la seconde est une inconnue.

Il est pratique d'exprimer la puissance utile en termes de conditions d'entrée en définissant un autre coefficient global de transfert air-absorbeur par :

$$F_R = \frac{(\tau_v \alpha_n) I_g - U_L (T_n - T_a)}{(\tau_v \alpha_n) I_g - U_L (T_{fe} - T_a)}$$

La puissance Q_u récupérée par le fluide par m^2 d'insolateur est :

$$\begin{aligned} Q_u &= \frac{\dot{m}}{l.L} Cp (T_{fs} - T_{fe}) = \frac{\dot{m}}{l.L} Cp \left(\left(T_{fs} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n) I_g}{U_L} \right) - \left(T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n) I_g}{U_L} \right) \right) \\ &= \frac{\dot{m}}{l.L} Cp \left(\left(T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n) I_g}{U_L} \right) \exp\left(-\frac{l.L.F' U_L}{\dot{m}.Cp}\right) - \left(T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n) I_g}{U_L} \right) \right) \\ &= \frac{\dot{m}.Cp}{l.L.U_L} \left(1 - \exp\left(-\frac{l.L.F' U_L}{\dot{m}.Cp}\right) \right) \left(\frac{(\tau_v \alpha_n) I_g}{U_L} - U_L (T_{fe} - T_a) \right) \end{aligned}$$

$$Q_u = F_R \left((\tau_v \alpha_n) I_g - U_L (T_{fe} - T_a) \right) \quad (16)$$

Avec :

$$F_R = \frac{\dot{m}.Cp}{l.L.U_L} \left(1 - \exp\left(-\frac{l.L.F' U_L}{\dot{m}.Cp}\right) \right) \quad (17)$$

Pour une surface A de l'insolateur, le coefficient F_R s'écrit :

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{A U_L} \left(1 - \exp\left(-\frac{F' U_L A}{\dot{m} C_p}\right) \right) \quad (18)$$

Notre choix s'est porté sur la méthode globale pour la modélisation et l'étude des performances du CSP selon la longueur (x).

4 Modélisation des coefficients d'échange thermique

En plus des hypothèses générales mentionnées pour la modélisation des capteurs utilisant la méthode globale, on pose les hypothèses particulières suivantes :

- La conduction thermique dans le sens de l'écoulement est négligeable,
- Le vent extérieur est supposé de direction toujours parallèle aux faces du CSP,
- Les gradients transversaux de température dans l'absorbeur sont négligés (la conductivité thermique de l'absorbeur est supposée très grande).

Pour déterminer les divers coefficients d'échange thermique "h", les relations suivantes sont utilisées, selon qu'il s'agit d'un transfert par conduction, rayonnement ou convection.

4.1 Transfert conductif

Les coefficients de transfert conductif à travers l'isolant et le bois vers l'arrière de l'insolateur sont donnés par :

$$\frac{\lambda_{is}}{e_{is}} \quad \text{et} \quad \frac{\lambda_b}{e_b} \quad (19)$$

Où :

λ_{is} et λ_b sont respectivement les conductivités thermiques de l'isolant et du bois

et e_{is} et e_b sont respectivement les épaisseurs de l'isolant et du bois

4.2 Transfert radiatif

On considère un transfert radiatif entre deux plaques parallèles de températures T_1 et T_2 (exprimées en Kelvin). On applique la formule [94] :

$$h = \frac{\sigma (T_1 + T_2) (T_1^2 + T_2^2)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} - \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} \frac{S_1}{S_2}}$$

Où : T_1 et T_2 sont les températures absolues des deux faces, supposées uniformes,

ε_i est l'émissivité du milieu i (de surface S_i),

F_{12} est le facteur de forme géométrique entre les surfaces S_1 et S_2 , pris généralement pour les diverses parties de l'insolateur égale à 1,

σ est la constante de Stephan-Boltzmann.

➤ Entre la vitre et la voûte céleste

Rapporté par [92, 95], le coefficient d'échange radiatif s'écrit :

$$h_{rc} = \frac{1}{2} \sigma \varepsilon_v (1 - \cos\beta) (T_v + T_c) (T_v^2 + T_c^2) \quad (20)$$

Où : β est l'inclinaison du capteur par rapport à l'horizontale et les températures T_v et T_c sont les températures absolues.

T_c est la température équivalente de la voûte céleste donnée par la relation de Swinbank (1963) :

$$T_c = 0,0552 \cdot T_a^{1,5} \quad (21)$$

Les températures T_c et T_a sont exprimées en Kelvin.

➤ Entre la vitre et l'absorbeur

$$h_{rv} = \frac{\sigma (T_v + T_n) (T_v^2 + T_n^2)}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{\varepsilon_{nmat}} - 1} \quad (22)$$

Les températures T_v et T_n sont exprimées en Kelvin.

➤ Entre l'absorbeur et la plaque inférieure placée sur l'isolant

$$h_{rpl} = \frac{\sigma (T_n + T_{Al}) (T_n^2 + T_{Al}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{nAl}} + \frac{1}{\varepsilon_{Al}} - 1} \quad (23)$$

Les températures T_n et T_{pl} sont exprimées en Kelvin.

4.3 Transfert convectif

On distingue deux types d'échanges convectifs :

- Ceux dus au vent
- Ceux intervenant dans l'insolateur

➤ **Transfert convectif dû au vent**

La relation suivante de Hottel et Woertz est généralement admise [91, 96] :

$$h_{vv} = 5,67 + 3,86 \cdot v_v \quad (24)$$

Où : v_v est la vitesse du vent en (m/s).

➤ **Transferts convectifs dans le capteur**

• **Entre l'absorbeur et la vitre**

Le coefficient de pertes par conduction-convection naturelle, entre l'absorbeur et la vitre, rapporté dans [37] s'écrit :

$$h_{vnat} = 1,42 \left(\frac{(T_n - T_a) \sin \beta}{L} \right)^{1/4} \quad (25)$$

Les températures T_n et T_a sont exprimées en Kelvin.

• **Dans la veine d'air mobile**

En ce qui concerne la convection forcée, et dans le cas des conduits rectangulaires, l'échange entre l'absorbeur et le fluide caloporteur est caractérisé par le coefficient :

$$h_{vnf} = \frac{Nu \lambda_f}{D_H} \quad (26)$$

❖ Pour les capteurs munis d'ailettes, h_{vnf} est considéré comme le coefficient d'échange moyen [97], il est aussi calculé par la formule (26).

Le nombre de Nusselt dans le capteur sans chicanes se calcule à partir de la corrélation de Kays suivante [98] :

$$Nu = 0,0158 Re^{0,8} \quad \text{pour } L/D_H > 10 \quad (27)$$

Dans le cas des capteurs avec chicane nous avons utilisé le **facteur de Colburn** j pour le calcul du nombre de Nusselt [99] :

$$j = 0.6522 Re^{-0.5403} \alpha^{-0.1541} \delta^{0.1499} \gamma^{-0.0678} \times [1 + 5.269 \times 10^{-5} \alpha^{0.504} \delta^{0.456} \gamma^{-1.055}]^{0.1} \quad (28)$$

$$\text{Où } j = Nu / (Re \cdot Pr^{1/3}) \text{ et } 120 < Re < 10^4 \quad (Pr \approx 0.7)$$

$$\alpha = s/h, \delta = t/l, \gamma = t/s.$$

où le nombre de Reynolds est donné par :

$$Re = v_f \frac{D_H}{\nu_f}$$

- Le coefficient d'échange entre la plaque inférieure et le fluide caloporteur est donné par :

$$h_{vplf} = h_{vnf} \quad (29)$$

- La vitesse de l'air dans le conduit mobile v_f , dépend des paramètres géométriques de la veine d'air utile et de la forme des ailettes (Fig. 5), elle s'exprime par :

$$v_f = \frac{\dot{m}}{\rho_f A_f}, \text{ (vitesse débitante)} \quad (30)$$

- **Capteur sans chicanes :**

La section de passage de l'air A_f dans la veine d'air mobile, est calculée comme suit :

- Capteur sans ailettes

$$A_f = l.e \quad (31)$$

- Le diamètre hydraulique est défini par le rapport de quatre fois la section de passage du fluide au périmètre mouillé

$$D_H = \frac{4.l.e}{2.(l+e)} = \frac{2.l.e}{l+e} \quad (32)$$

- **Capteur muni d'ailettes rectangulaires :**

- La section de passage de l'air A_f dans la veine d'air mobile, est calculée par [92 et 99] comme suit :

$$A_f = l.e - \frac{l}{s+t} t(s+h+t) \quad (33)$$

- Et le diamètre hydraulique est calculé par :

$$D_H = \frac{4s.h.l_{ch}}{2(s.l_{ch} + h.l_{ch} + t.h) + t.s} \quad (34)$$

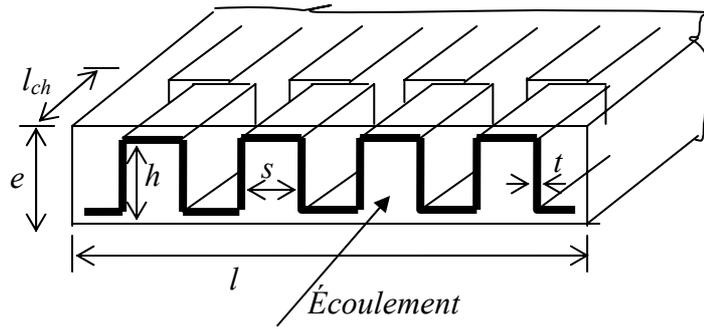


Fig. 5. Représentation schématique des ailettes rectangulaires

- **Capteur muni d'ailettes trapézoïdales :**

Pour le capteur muni d'ailettes trapézoïdales nous proposons le modèle suivant qui est créé sur la base du modèle de Manglik [99] :

- Pour la section de passage on propose le modèle suivant :

$$A_f = l.e - \frac{l}{s + 2.t_1} (t.s + t_1.h + t.t_1 + \frac{t_1^2}{2}) \tag{35}$$

$$D_H = \frac{4s.h.l_{ch}}{2(s.l_{ch} + h.l_{ch} + t_1.h) + t.(s + t_1)} \tag{36}$$

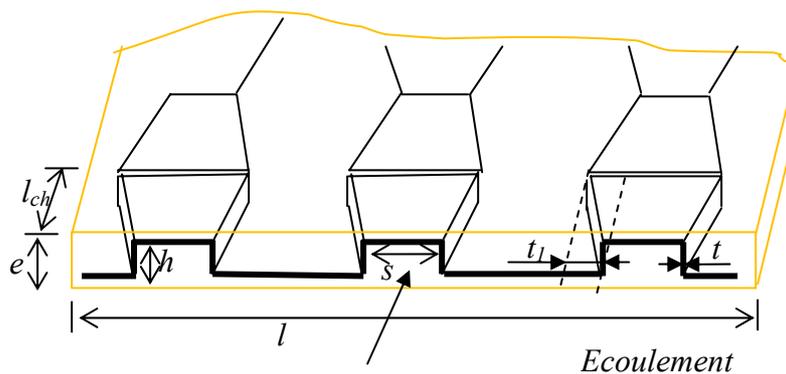


Fig. 6. Représentation schématique des ailettes trapézoïdales

5 Puissance absorbée «P_n»

La puissance incidente I_g reçue par un mètre carré de surface d'insolateur incliné d'un angle β peut être déterminée théoriquement, elle s'écrit :

$$I_g = \phi_{b\beta} + \phi_{d\beta}$$

Où :

$\phi_{b\beta}$ est la composante directe,

$\phi_{d\beta}$ est la composante diffuse.

La puissance transmise à travers le vitrage est donc égale à $(\phi_{b\beta}\tau + \phi_{d\beta}\tau_d)$ en désignant par τ la transmittivité totale directionnelle et τ_d la transmittivité totale hémisphérique. L'absorbeur capte la fraction α_n de cette puissance transmise, et réfléchit vers le vitrage la fraction $(1 - \alpha_n)$. Si r_{vd} est la réflectibilité hémisphérique du vitrage, celui-ci réfléchit vers l'absorbeur la fraction $(1 - \alpha_n).r_{vd}$. Ce dernier absorbe à nouveau la fraction $\alpha_n.(1 - \alpha_n).r_{vd}$ et réfléchit vers le vitrage la fraction $(1 - \alpha_n)^2.r_{vd}$. La fraction $(1 - \alpha_n)^2.r_{vd}^2$ est, à nouveau, réfléchie vers l'absorbeur et ainsi de suite.

Après p réflexions sur le vitrage, la fraction réfléchie vers l'absorbeur est $(1-\alpha_n)^p.r_{vd}^p$ de sorte qu'après une infinité de réflexions, la puissance captée est :

$$\phi_n = \sum_{p=0}^{\infty} (1-\alpha_n)^p r_{vd}^p (\phi_{b\beta}\tau + \phi_{d\beta}\tau_d) = \frac{\alpha_n (\phi_{b\beta}\tau + \phi_{d\beta}\tau_d)}{1 - (1-\alpha_n)r_{vd}}$$

Le rendement optique η_0 de l'insolateur défini par le quotient ϕ_n/I_g , également appelé 'transmittivité-absorptivité effective' de l'insolateur et noté $(\tau_v\alpha_n)$ vaut donc :

$$\eta_0 = \tau_v \alpha_n = \frac{\alpha_n (\phi_{b\beta}\tau + \phi_{d\beta}\tau_d)}{(1 - (1-\alpha_n)r_{vd})(\phi_{b\beta} + \phi_{d\beta})} \quad (35)$$

Pour la suite, on se limitera à déterminer la puissance ϕ_n par m^2 de surface de captation de l'insolateur en utilisant la formule suivante :

$$\phi_n = (\tau_v \alpha_n) I_g \quad (36)$$

6 Calcul des pertes thermiques « Q_p » [75, 92]

Supposons que :

- Le régime est permanent,
- La puissance Q_{uv} absorbée par la vitre est négligeable,
- Les températures de l'absorbeur et de la plaque inférieure sont confondues.

Ces hypothèses nous permettent d'exprimer les pertes globales de l'absorbeur Q_p par m^2 de surface de captation de l'insolateur à l'aide du coefficient de pertes U_L et l'inverse est la résistance au transfert thermique entre les potentiels T_n et T_a :

$$Q_p = U_L(T_n - T_a) = Q_{p1} + Q_{p2} \quad (37)$$

Si les pertes latérales sont négligeables, Q_{p1} désignera les pertes à l'avant et Q_{p2} , les pertes à l'arrière.

6.1 Pertes à l'avant « U_t »

Afin de déterminer le coefficient de pertes à l'avant U_t qui dépend de plusieurs paramètres, parmi eux le nombre et l'épaisseur de la couverture transparente [18], Klein a proposé la formule suivante qui exprime les pertes à l'avant Q_{p1} en fonction de la température de l'absorbeur, indépendamment de celle de la vitre :

$$Q_{p1} = \frac{T_n - T_a}{N \left/ \left[\left(\frac{C}{T_n} \right) \left(\frac{T_n - T_a}{N + f} \right)^{0,33} \right] + \frac{1}{h_{vv}} \right.} + \frac{\sigma(T_n^4 - T_a^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{n\beta} + 0,05N(1 - \varepsilon_{n\beta})} + \frac{2N + f - 1}{\varepsilon_{v\beta}} - N} \quad (38)$$

Les températures T_n et T_a sont exprimées en Kelvin.

Cette équation est valable pour :

$$\begin{aligned} 47^\circ\text{C} < T_n < 147^\circ\text{C}, & \quad -13^\circ\text{C} < T_a < 37^\circ\text{C}, & \quad 0,1 < \varepsilon_{vb} < 0,95, \\ v_v < 10 \text{ m/s}, & \quad 1 < N < 3 & \quad \text{et} & \quad 0 < \beta < 90^\circ \end{aligned}$$

Où :

N est le nombre de vitrages (2 et 3 dans le cas étudié)

$\varepsilon_{n\beta}$ est l'émissivité de l'absorbeur pour une inclinaison β de celui-ci,

$\varepsilon_{v\beta}$ est l'émissivité de la vitre pour une inclinaison β de l'insolateur,

f est le facteur correctif tenant compte de l'effet du vent, il s'exprime par :

$$f = (1 - 0,04 \cdot h_{vv} + 0,0005 \cdot h_{vv}^2)(1 + 0,091 \cdot N) \quad (39)$$

C est le facteur tenant compte de l'influence de l'inclinaison de l'insolateur sur les coefficients de convection dans les conduits non utiles, il est exprimé par :

$$C = 365,9(1 - 0,00883 \beta + 0,00012 \beta^2) \quad (40)$$

β étant exprimée en degrés

Finalement, les pertes U_t sont données par :

$$U_t = \frac{Qp_1}{T_n - T_a} \quad (41)$$

6.2 Pertes à l'arrière « U_b »

L'expression des pertes de la face arrière de l'insolateur est :

$$U_b = \frac{1}{\frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{e_b}{\lambda_b} + \frac{1}{h_{vv}}} \quad (42)$$

Où : h_{vv} est le coefficient d'échange convectif dû au vent, entre la face inférieure de l'insolateur et l'air extérieur.

7 Algorithme de calcul des performances de l'insolateur plan a air

Les différentes étapes de l'algorithme de calcul des performances thermiques de l'insolateur sont représentées sur la figure 6. En utilisant la méthode globale de Hottel, Whillier et Bliss, ces étapes de calcul sont les suivantes :

1. Introduction des données

- Dimensions de l'insolateur (largeur, longueur, inclinaison, etc.),
- Caractéristiques des ailettes, si utile,
- Données météorologiques, I_g , T_a , V_v ,
- Débit massique du fluide caloporteur \dot{m} ,
- Température d'entrée du fluide T_{fe} .

2. Initialisation des températures moyennes

- T_f du fluide dans l'insolateur,
- T_n de l'absorbeur,
- T_{pl} de la plaque inférieure placée sur l'isolant,
- T_v de la vitre.

3. Calcul du coefficient de transfert convectif h_{vv} dû au vent, voir équation (24)

4. Calcul du coefficient de transfert convectif h_{vnf} dans le conduit utile entre le fluide et l'absorbeur, voir équation (26)

5. Calcul du coefficient de pertes par conduction-convection naturelle h_{vnat} entre l'absorbeur et la vitre, voir équation (25)

6. Calcul des coefficients de transfert radiatif h_{rc} , h_{rnv} et h_{rnpl} par les formules respectives (20), (22) et (23)

7. Calcul des pertes U_t de la face avant de l'insolateur utilisant la corrélation de Klein (38) et l'équation (41)

8. Calcul des pertes U_b de la face inférieure de l'insolateur utilisant la relation (42)

9. Calcul du coefficient U_L des pertes totales de l'insolateur, tenant compte des échanges radiatifs [34], il s'écrit :

$$U_L = \frac{(U_t + U_b)(h_{vnf} h_{vplf} + h_{vnf} h_{rnpl} + h_{vplf} h_{rnpl}) + U_b U_t (h_{vnf} + h_{vplf})}{h_{vnf} h_{rnpl} + h_{vplf} U_t + h_{vplf} h_{rnpl} + h_{vnf} h_{vplf}}$$

Sachant que : $h_{vPIf} = h_{vnf}$, il vient alors :

$$U_L = \frac{(U_t + U_b)(h_{vnf} + 2h_{rnPI}) + 2U_b U_t}{U_t + 2h_{rnPI} + h_{vnf}} \quad (43)$$

- Si le capteur sans ailettes, ne contient pas la plaque inférieure placée sur l'isolant dans la veine d'air mobile, on ne tient pas compte des échanges radiatifs et on peut écrire :

$$U_L = U_t + U_b \quad (43a)$$

10. Calcul du coefficient d'efficacité F' tenant compte des échanges radiatifs [36] :

$$F' = \frac{h_{rnPI} h_{vnf} + h_{vPIf} U_t + h_{vPIf} h_{rnPI} + h_{vnf} h_{vPIf}}{(U_t + h_{rnPI} + h_{vnf})(U_b + h_{vPIf} + h_{rnPI}) - h_{rnPI}^2}$$

Pour : $h_{vPIf} = h_{vnf}$, on aboutit à :

$$F' = \frac{h_{vnf}(U_t + 2h_{rnPI} + h_{vnf})}{(U_t + h_{rnPI} + h_{vnf})(U_b + h_{vnf} + h_{rnPI}) - h_{rnPI}^2} \quad (44)$$

- Par contre, lorsque le capteur sans ailettes ne dispose pas de la plaque inférieure sur l'isolant, les échanges radiatifs étant négligés, le coefficient F' peut être calculé par l'expression suivante :

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{U_L}{h_{vnf}}} \quad (44a)$$

11. Calcul du coefficient de correction F_R , à l'aide de l'équation (7)

12. Calcul de la puissance utile Q_u fournie par l'insolateur à partir de la relation :

$$Q_u = F_R ((\tau_v \alpha_n) I_g - U_L (T_{fe} - T_a)) \quad (45)$$

13. Recalcul de la température moyenne du fluide T_f avec la relation suivante due à Klein

$$T_f = T_{fe} + \frac{Q_u}{U_L F_R} \left(1 - \frac{F_R}{F'}\right) \quad (46)$$

Calcul de la température moyenne de la plaque inférieure T_{pe} , déduite des équations (44) à (46) du bilan, selon qu'il s'agit d'un capteur sans ou avec ailettes :

L'adjonction d'ailettes (en aciers galvanisé) dans la veine d'air mobile de l'insolateur (Fig. 5), permet l'augmentation de la surface d'échange convectif. Cependant, en plus de la surface

d'échange avec le fluide caloporteur, de l'absorbeur, on dispose d'une autre surface d'échange composée de plusieurs petites surfaces placées verticalement en quinconce dans le sens de l'écoulement de l'air. Par conséquent, le coefficient d'échange convectif h_{vnf} entre l'absorbeur et le fluide caloporteur est précédé d'un facteur noté «fact» qui tient compte de cette surface d'échange supplémentaire des ailettes. Et on peut donc déduire le coefficient des pertes totales de l'insolateur qui découle des équations du bilan suivantes :

$$(\tau_v \alpha_n) I_g + U_t (T_a - T_n) + h_{rnpI} (T_{Pl} - T_n) + \mathbf{fact} \cdot h_{vnf} (T_f - T_n) = 0 \quad (47)$$

$$\mathbf{fact} \cdot h_{vnf} (T_n - T_f) + h_{vPlf} (T_{Pl} - T_f) = Q_u \quad (48)$$

$$U_b (T_a - T_{Pl}) + h_{vPlf} (T_f - T_{Pl}) + h_{rnpI} (T_n - T_{Pl}) = 0 \quad (49)$$

En effet :
$$\mathbf{fact} = 1 + \frac{A_{ch}}{A} \quad (50)$$

Où : A_{ch} est la surface d'échange des ailettes placées dans le sens perpendiculaire à l'écoulement et supposées à la température de l'absorbeur (le contact entre l'absorbeur et les ailettes supposé parfait), elle est donnée par :

$$A_{ch} = L \cdot a_{ch} \cdot \left(\frac{l}{b_{ch} + c_{ch}} \right) = \frac{A \cdot a_{ch}}{b_{ch} + c_{ch}} \quad (51)$$

- Capteur sans ailettes

$$T_{Pl} = T_f + \frac{h_{rnpI} (\tau_v \alpha_n) I_g - (T_f - T_a) (U_t U_b + U_b h_{vnf} + h_{rnpI} (U_t + U_b))}{(U_t + h_{rnpI} + h_{vnf}) (U_b + h_{vPlf} + h_{rnpI}) - h_{rnpI}^2} + \frac{(T_f + 273) (h_{vPlf} - h_{vnf}) (U_t + h_{rnpI} + h_{vnf})}{(U_t + h_{rnpI} + h_{vnf}) (U_b + h_{vPlf} + h_{rnpI}) - h_{rnpI}^2}$$

Pour : $h_{vPlf} = h_{vnf}$, on aboutit à :

$$T_{Pl} = T_f + \frac{h_{rnpI} (\tau_v \alpha_n) I_g - (T_f - T_a) (U_t U_b + U_b h_{vnf} + h_{rnpI} (U_t + U_b))}{(U_t + h_{rnpI} + h_{vnf}) (U_b + h_{vnf} + h_{rnpI}) - h_{rnpI}^2} \quad (52)$$

- Capteur muni d'ailettes

$$T_{Pl} = T_f + \frac{h_{rnpI} (\tau_v \alpha_n) I_g - (T_f - T_a) (U_t U_b + U_b \mathbf{fact} \cdot h_{vnf} + h_{rnpI} (U_t + U_b))}{(U_t + h_{rnpI} + \mathbf{fact} \cdot h_{vnf}) (U_b + h_{vPlf} + h_{rnpI}) - h_{rnpI}^2}$$

$$+ \frac{(T_f + 273)(h_{vPlf} - \mathbf{fact}.h_{vnf})(U_t + h_{rnPl} + \mathbf{fact}.h_{vnf})}{(U_t + h_{rnPl} + \mathbf{fact}.h_{vnf})(U_b + h_{vPlf} + h_{rnPl}) - h_{rnPl}^2}$$

Pour : $h_{vPlf} = h_{vnf}$, on aboutit à :

$$T_{Pl} = T_f + \frac{h_{rnPl}(\tau_v \alpha_n) I_g - (T_f - T_a)(U_t U_b + U_b \mathbf{fact}.h_{vnf} + h_{rnPl}(U_t + U_b))}{(U_t + h_{rnPl} + \mathbf{fact}.h_{vnf})(U_b + h_{vnf} + h_{rnPl}) - h_{rnPl}^2} +$$

$$+ \frac{(T_f + 273) h_{vnf} (1 - \mathbf{fact})(U_t + h_{rnPl} + \mathbf{fact}.h_{vnf})}{(T_f + 273)(h_{vPlf} - \mathbf{fact}.h_{vnf})(U_t + h_{rnPl} + \mathbf{fact}.h_{vnf})} \quad (53)$$

14. Recalcul de la température moyenne de l'absorbeur T_n , d'après le bilan énergétique,

- Capteur muni de plaque inférieure et sans ailettes : $T_n = 2T_f + \frac{Q_u}{h_{vnf}} - T_{Pl}$ (54)

- Capteur sans plaque inférieure et sans ailettes [24] : $T_n = T_f + \frac{Q_u}{h_{vnf}}$ (54a)

- Capteur muni de plaque inférieure et d'ailettes :

$$T_n + 273 = \left((1 + \mathbf{fact})(T_f + 273) + \frac{Q_u}{h_{vnf}} - (T_{Pl} + 273) \right) / \mathbf{fact} \quad (55)$$

15. Calcul de la température moyenne de la vitre T_v , d'après le bilan énergétique, elle s'écrit :

$$T_v + 273 = \frac{\alpha_v I_g + (T_n + 273) + (h_{rnv} + \frac{h_{vnat}}{2})(T_a + 273) h_{vv} + (T_c + 273) h_{rc}}{h_{rnv} + \frac{h_{vnat}}{2} + h_{vv} + h_{rc}} \quad (56)$$

16. Comparer, la valeur initiale de T_n et celle calculée. Si l'écart est trop important, réitérer à partir de (3), sinon continuer.

17. Calcul de :

- la température du fluide à la sortie du capteur :

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{AQ_u}{m C_p} \quad (57)$$

- le rendement thermique de l'insolateur η :

Le rendement thermique de l'insolateur représente le rapport de la puissance utile à la puissance incidente :

$$\eta = \frac{Q_u}{I_g} = \frac{P_u}{A I_g} \quad (58)$$

Il peut être aussi donné en fonction du rapport de la différence de température ($T_{fe} - T_a$) au flux global incident I_g :

$$\eta = \frac{P_u}{A I_g} = F_R (\tau_v \alpha_n) - F_R U_L \frac{T_{fe} - T_a}{I_g} \quad (59)$$

Remarque :

A partir de cette étude théorique, nous avons développé un programme dans un environnement « Matlab » qui nous a permis de calculer les performances thermiques de l'insolateur plan à air. Ce programme a été élaboré pour la première fois par K. Aoues [85] dans son travail de Magister, puis développé pour l'optimisation des CSPs muni de différentes formes d'ailettes rectangulaires et munis d'une plaque en acier galvanisé placée sur l'isolant dans la veine d'air mobile [75]. Nous avons amélioré ce programme afin qu'il puisse prendre en compte des formes plus compliquées de rugosités artificielles.

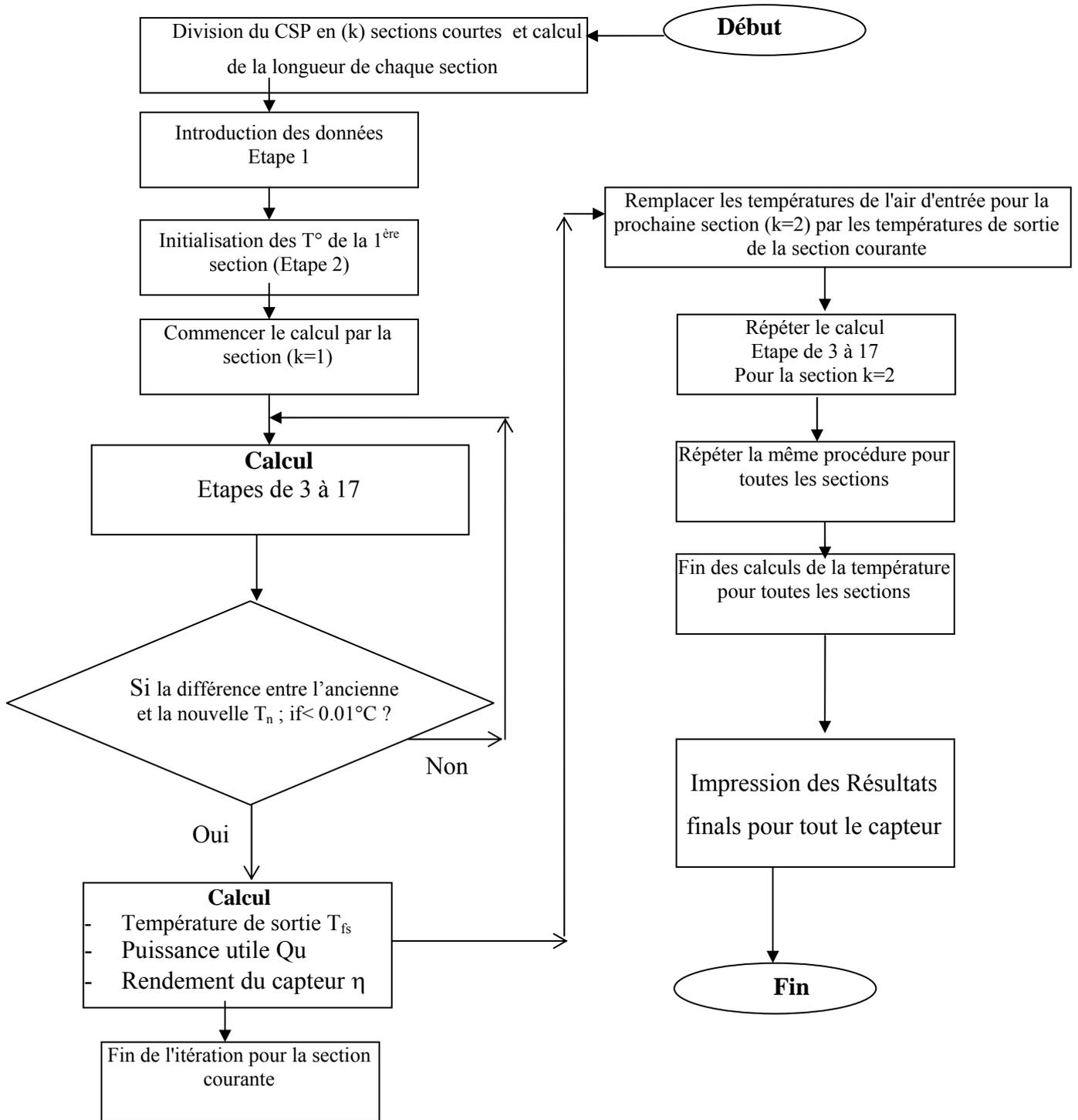


Fig. 7. Organigramme simplifié du programme principal [93].

Chapitre IV

Résultats et Discussions

1 Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons les résultats numériques et expérimentaux relatives aux expériences menées sur un capteur solaire plan à air avec et sans chicanes (Fig.1). En premier lieu nous décrivons les différentes configurations étudiées, ainsi que les infrastructures d'essais qui nous ont permis de réaliser notre étude expérimentale. En deuxième phase nous exposons les résultats qui traduisent l'influence de la deuxième veine d'air mobile (2ème passage) sur l'efficacité d'un capteur en comparant les rendements calculés pour tous les cas étudiés.

Il est à rappeler que notre contribution à travers cette étude, consiste à optimiser ces systèmes classiques en vue d'améliorer leurs performances, par la proposition de trois solutions d'optimisation issues de la synthèse effectuée sur la technologie de ces systèmes.

De ce fait nous avons opté à combiner trois solutions technologiques :

- ✓ La première consiste à introduire différentes géométries de rugosités dans la veine d'air mobile (Fig.2).
- ✓ La deuxième consiste à inverser le sens de l'écoulement de l'air dans le capteur. Cette idée n'a jusqu'à présent été envisagée dans les travaux rencontrés dans la littérature. (Fig.2).
- ✓ La troisième consiste à faire circuler le fluide caloporteur de part et d'autre de la plaque d'acier inférieure « double passage » (Fig.3).

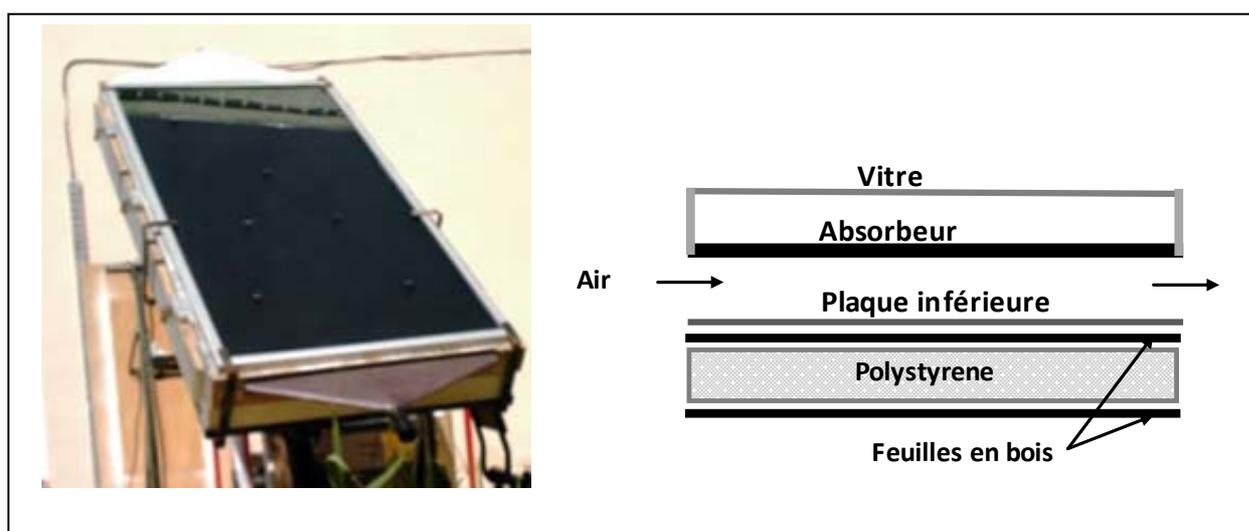


Fig.1 : Schémas du modèle étudié

2 PROTOCOLE EXPERIMENTAL

2.1 Présentation des différentes configurations étudiées

L'étude menée a porté sur plusieurs paramètres conceptuels du capteur solaire étudié. Afin de donner une description détaillée des différents capteurs étudiés (conception, dimensions, différentes formes de chicanes, nombre de rangés, veine dynamique, ...etc.), nous présentons sur les figure 2 et 3 les différentes géométries étudiées.

Sept (07) configurations géométriques offertes au passage de l'air dans la veine d'écoulement active :

- Configuration N-1 : capteur sans chicanes, entrée de l'air par le bas (Fig.2-a);
- Configuration N-2 : capteur sans chicanes, entrée de l'air par le haut (Fig.2-b);
- Configuration A-1 : capteur avec chicanes rectangulaires, entrée de l'air par le bas (Fig.2-c);
- Configuration A-2 : capteur avec chicanes rectangulaires, entrée de l'air par le haut (Fig.2-d);
- Configuration B-1 : capteur avec chicanes trapézoïdales, entrée de l'air par le bas (Fig.2-e);
- Configuration B-2 : capteur avec chicanes trapézoïdales, entrée de l'air par le haut (Fig.2-f);
- Configuration C : capteur avec chicanes trapézoïdales, avec double passage d'air (Fig.3).

2.2 Description du capteur solaire

Le capteur solaire étudié est un capteur plan à air à simple passe, d'une longueur $L_c=1.96\text{m}$ et d'une largeur $l_c=0.9\text{m}$, $A=1,76\text{m}^2$ (Fig. 1).

Ses principaux composants sont :

- Une couverture transparente de verre d'épaisseur 5mm.
- Une plaque absorbante mince en acier galvanisé peinte en noir mat avec une épaisseur de 0.4mm.
- La hauteur passive (couverture transparente-plaque absorbante) est égale à 25mm.
- La veine d'air dynamique d'une hauteur de 25mm comprise entre la plaque absorbante (corps noir) et la plaque inférieure en acier galvanisé placée sur l'isolant.
- L'isolation arrière et latérale est assurée grâce à une feuille de polystyrène d'épaisseur 40mm insérée entre deux feuilles en contreplaqué de 5mm d'épaisseur. L'ensemble est contenu dans un boîtier en bois.

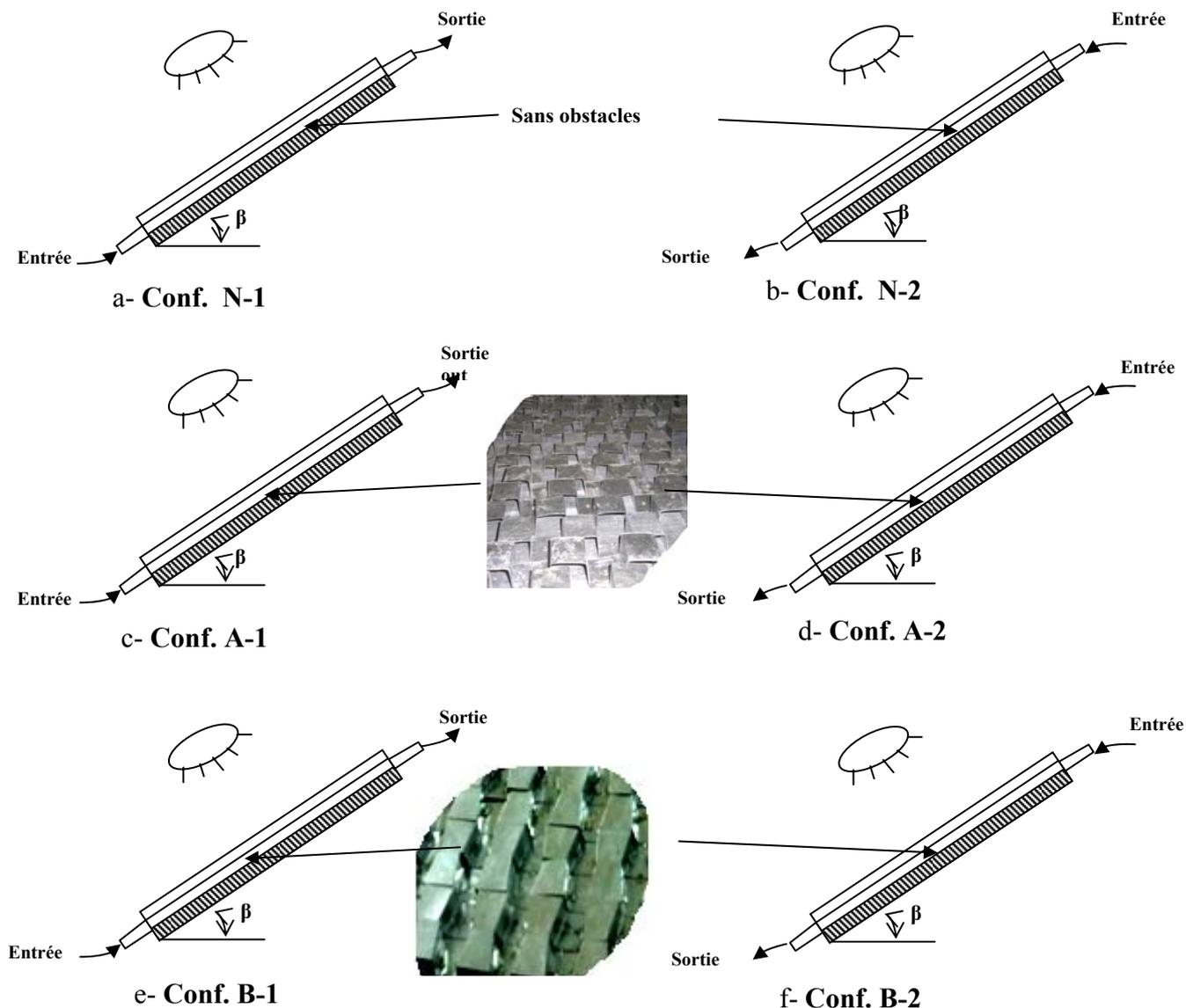


Fig. 2 : Présentation des différentes configurations étudiées

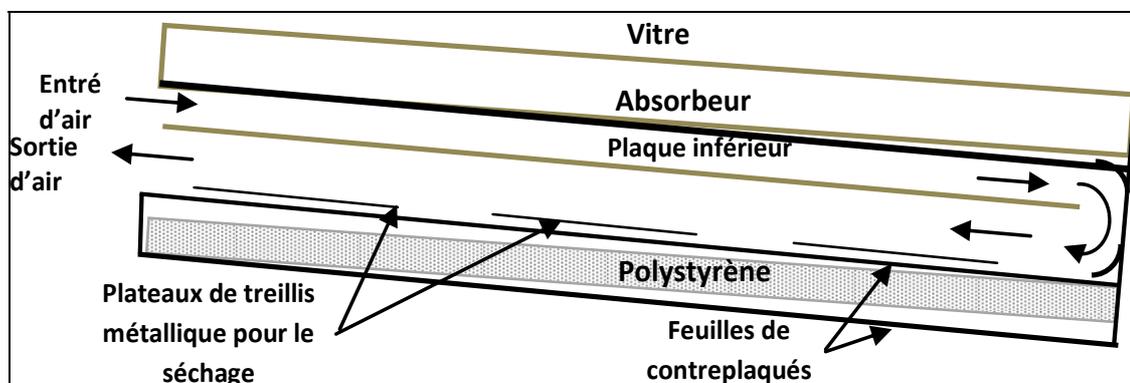


Fig. 3 : Schémas du capteur C (double passage d'air)

2.3 Caractéristiques techniques des composants du CSP à air

Absorbeur : c'est une tôle d'acier galvanisé peinte en noir mat.

- Coefficient de conductivité thermique $K_c = 180 \text{ W/mK}^\circ$.
- Coefficient d'absorption $\alpha_c = 95\%$; coefficient d'émission $\varepsilon_c = 90\%$.

Couverture : verre ordinaire

- Epaisseur : 0.005m ;
- Coefficient de transmission $\tau_v = 85\%$;
- Coefficient d'émission $\varepsilon_v = 86\%$.

L'isolant : en polystyrène léger, de conductivité égale à 0.04 W/m.K° , d'épaisseur $e = 0.04\text{m}$.

2.4 Inclinaison et orientation du CSP

Les expériences menées sont réalisées sur des CSPs installés au site de l'Université de Biskra.

Caractérisée par son climat saharien, Biskra est située à une latitude de $34^\circ 48'$ Nord et une longitude de $5^\circ 44'$ Est. Son altitude par rapport au niveau de la mer est de 85 m, la pression atmosphérique à cette altitude est 1,004 bar.

Le capteur est orienté face au Sud et placé sur des supports inclinés de $34^\circ 48'$ par rapport à l'horizontale.

2.5 Description et disposition des chicanes

Nous avons sélectionné deux configurations de chicanes. Nous les avons placés distinctement dans les capteurs A et B.

2.5.1 Géométrie « 1 »

Il s'agit de chicanes sous formes de canaux de bases parallélépipédiques, nous les avons placées dans le capteur A. Elles sont disposées en 30 rangés adhérentes, chaque rangée comporte 10 chicanes, ces rangés sont disposées en quinconce l'une par rapport à l'autre. Chaque chicane mesure 50mm de longueur, 40 mm de largeur et 25 mm de hauteur.

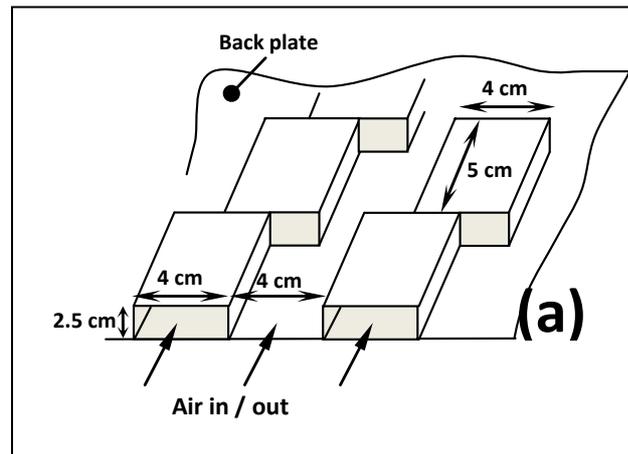


Fig. 4 : Schéma de la 1^{ère} Configuration des chicanes utilisées

La première rangée est placée à une distance de 30 cm par rapport à l'entrée. Ceci permettra une meilleure distribution du fluide caloporteur et éviter les zones mortes. Nous avons réservé également une distance de 10 cm à la sortie afin de permettre à l'air de se rassembler. (Voir photo 1).

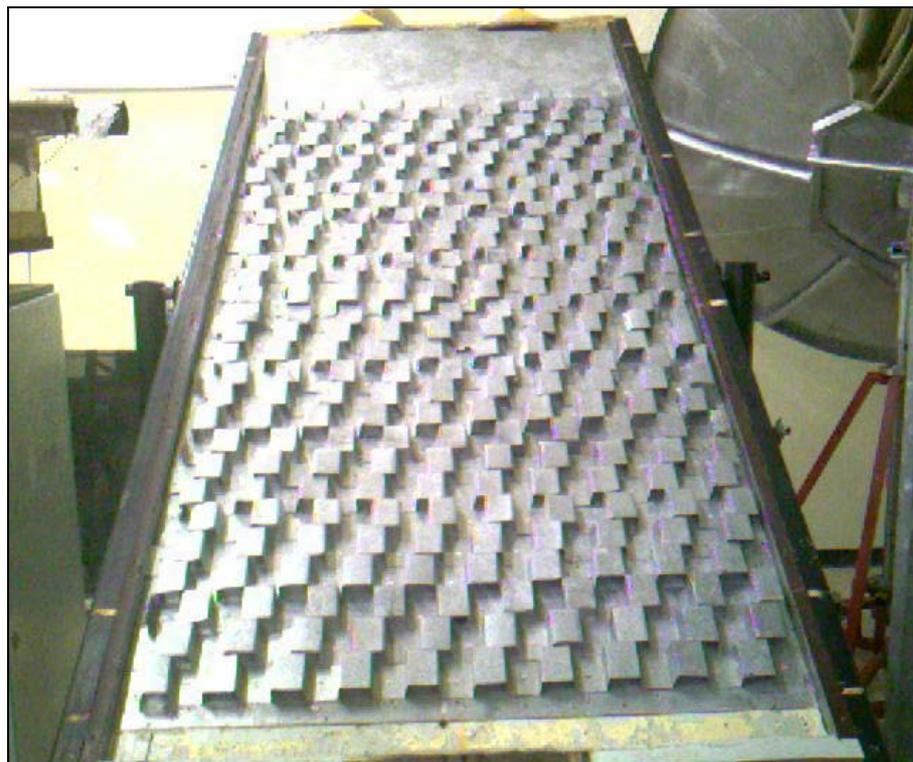


Photo. 1 : Présentation des chicanes du Capteur (A)

2.5.2 Géométrie « 2 »

Nous avons placé dans le capteur B des chicane sous formes de canaux de bases trapézoïdales. Elles sont disposées en 34 rangées parallèles, opposées et adhérentes. Chaque rangé comporte 9 chicane dont chacune mesure 50mm de longueur, 25 mm de hauteur et (photo. 2).

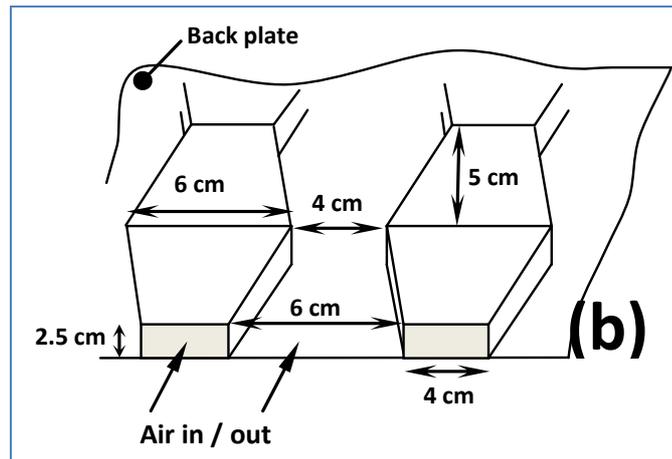


Fig. 5 : Schéma de la 2^{ème} Configuration des chicane utilisées



Photo 2 : Présentation des chicane du capteur (B)

2.6 Appareillage des mesures

2.6.1 Mesure des températures

Les prises de températures sont faites au niveau de l'absorbeur selon l'axe longitudinal, puis au niveau du canal d'écoulement d'air à l'entrée et à la sortie du capteur, plaque inférieure. Ces prises de températures sont faites par l'intermédiaire d'un enregistreur de température de marque « **Philips** » à 12 voies. (Voir photo 3)

Les mesures sont effectuées à l'aide des thermocouples de type « **K** » et « **J** » en Fer constantan.



Photo 3 : Enregistreur de température

2.6.2 Mesure du rayonnement solaire

Un Pyranomètre de type **Kipp et Zonen** est installé sur le capteur solaire pour mesurer le rayonnement solaire global (Photo 4).



Photo 4 : Pyranomètre Kipp et Zonen

2.6.3 Mesure du débit d'air

L'anémomètre à fil chaud de type « **VT 300** » (photo 5) permet de mesurer la vitesse de l'écoulement du fluide caloporteur au niveau de l'entrée et la sortie du capteur.

Il peut également, être utilisé pour toutes les mesures de vitesse, de débit, d'hygrométrie, de température.



Photo 5 : Anémomètre à fil chaud

2.6.4 Mesure des pertes de charge

Un capteur de pression « CP 300 » à été utilisé pour mesurer les pertes de charge entre l'entrée et la sortie du capteur, pour différents débits et différentes configurations (photo 6).



Photo 6 : Capteur de pression

3 Résultats et discussions

L'objectif principal de notre étude est l'optimisation des performances des capteurs solaires plans à air. En premier lieu et à travers le modèle numérique proposé nous évaluons les performances du CSP étudié suite à l'introduction des différentes formes d'ailettes proposées et choisies dans ce travail. En deuxième étape et à travers les tests effectués, nous avons comparé les meilleures configurations par la confrontation des résultats issus du modèle numérique à ceux obtenus expérimentalement.

3.1 Résultats numériques

Les calculs développés ont permis de décrire les performances thermiques des différentes configurations étudiées sous l'influence des paramètres caractéristiques (disposition, longueur, pas...).

Une bonne compréhension des phénomènes physiques reste la meilleure assurance pour écrire un problème soluble, le résoudre est une deuxième étape à franchir. Il existe plusieurs méthodes numériques, donnant des solutions approchées, peuvent être utilisées dans de tels cas où les problèmes sont assez complexes.

3.1.1 Influence du débit

Les courbes de la figure 6, traduisent la variation de la température de sortie en fonction du débit. On remarque qu'une augmentation du débit permet un abaissement de la température d'air à la sortie du capteur.

D'après la figure 7, nous constatons que l'augmentation du débit permet une diminution de la température de l'absorbeur et une amélioration du rendement thermique (Fig. 8 et 9). De même, la comparaison entre les rendements thermiques des différentes configurations révèle que les chicane de forme trapézoïdale (capteur B) augmentent la température de sortie et améliorent le rendement du capteur par comparaison aux chicane de forme rectangulaire (capteur A) et que ces dernières permettent également d'avoir un rendement meilleur par comparaison à un capteur lisse (sans chicane) (capteur N). Cette augmentation du rendement est due à l'augmentation de la surface d'échange et à la diminution du diamètre hydraulique D_h , par introduction de chicane. On remarque également que l'augmentation du débit d'air permet l'augmentation de la différence de température entre l'absorbeur et l'air en écoulement. Cette différence de température entraîne un bon transfert de chaleur qui se traduit par un bon coefficient de transfert convectif.

Ceci s'explique par le fait que, l'absorbeur en tôle d'acier galvanisé dans le capteur sans chicanes, s'échauffe en l'absence de chicanes et émis plus, donc il y aura plus de pertes thermiques. Alors que pour l'absorbeur dans un capteur garni de rugosités artificielles les pertes sont inférieures car une grande partie de l'énergie reçue par l'absorbeur est transférée par conduction aux chicanes qui les transfèrent à leur tours au fluide caloporteur. La différence de chaleur transférée par conduction pour les absorbeurs et donc la différence des pertes thermiques remarquées, est compensée par la présence de chicanes qui permettent le refroidissement de l'absorbeur et donc d'abaisser les pertes thermiques.

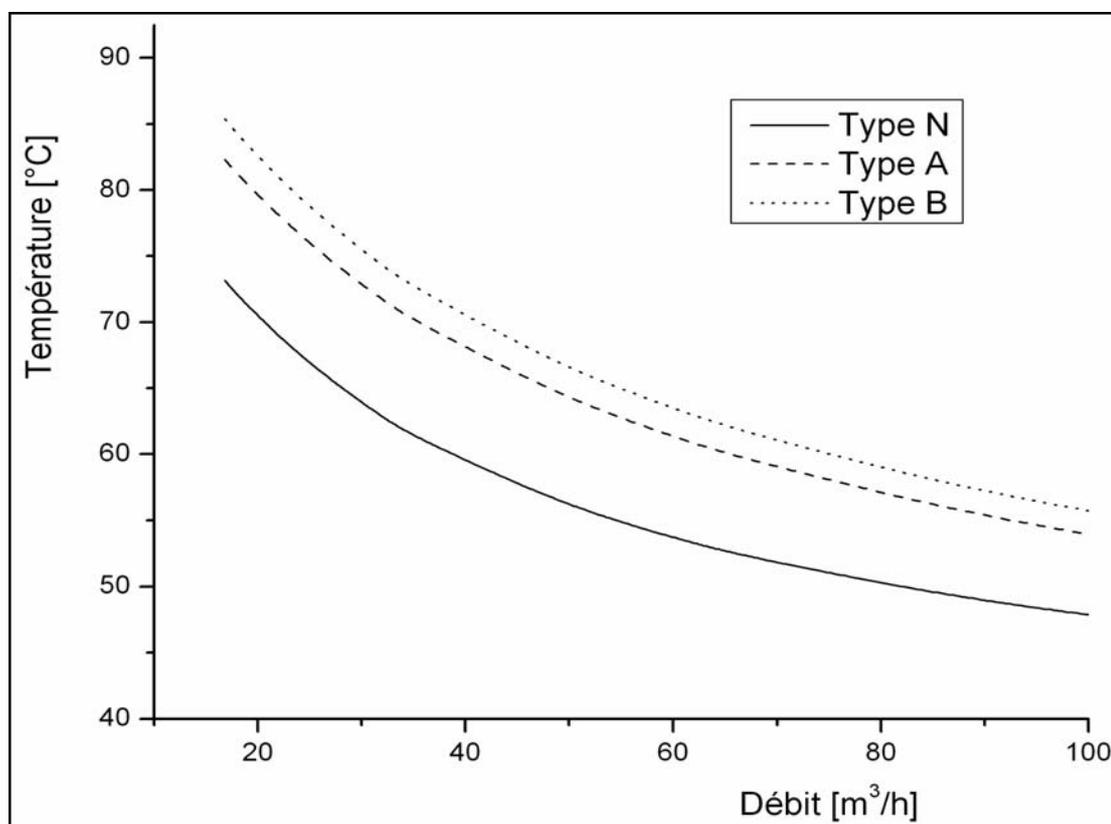


Fig. 6 : Variation de la température de sortie en fonction du débit volumique d'air pour différents types de CSP.

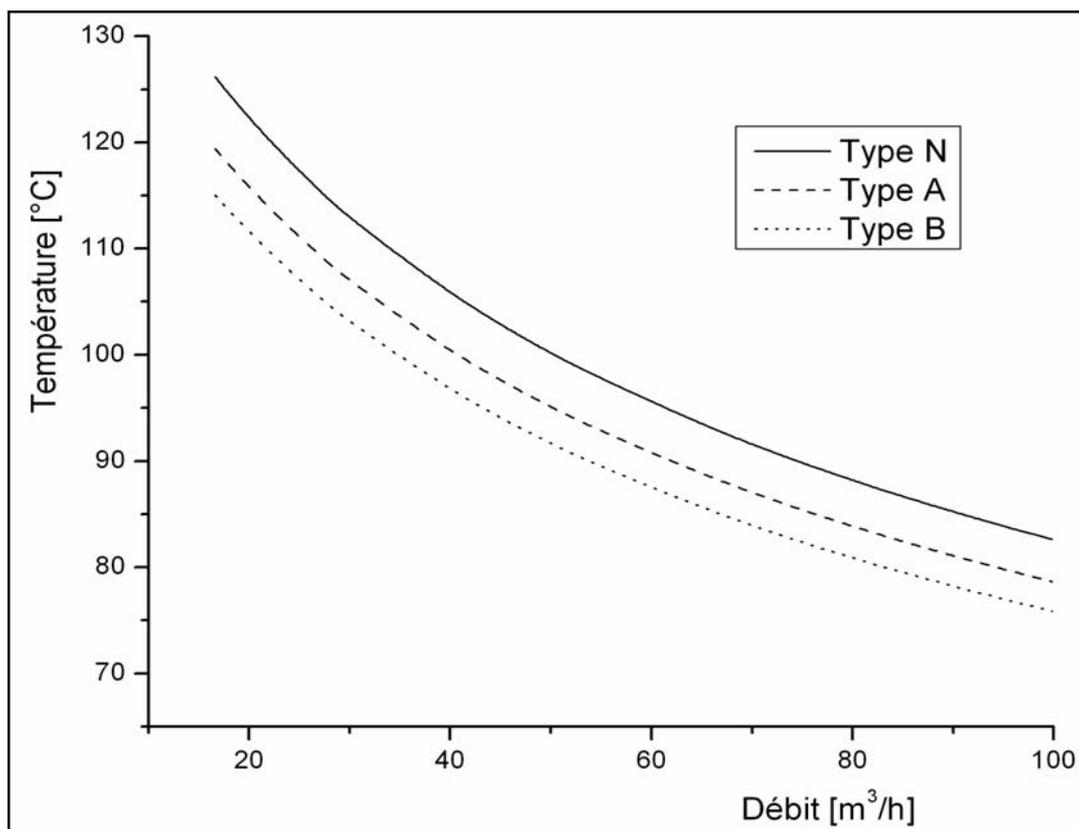


Fig. 7 : Variation de la température de l'absorbeur en fonction du débit volumique d'air pour différents types de CSP.

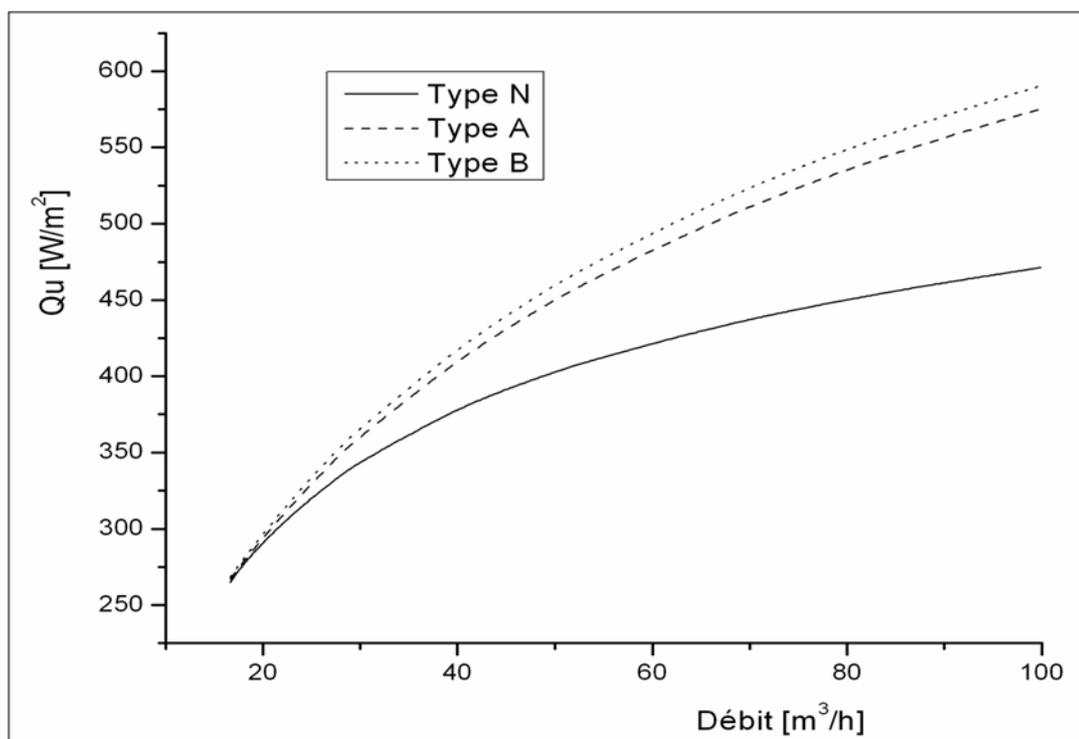


Fig. 8 : Variation de l'énergie utile récupérée en fonction du débit volumique d'air pour différents types de CSP.

Il est à noter que le rendement du capteur augmente lorsqu'il est muni de chicane. Ceci s'explique par le fait que l'introduction des chicanes dans la veine dynamique induit une augmentation de la surface d'échange. A remarquer aussi, que les chicanes de forme trapézoïdales provoquent une diminution des sections de passage de l'air. Cette diminution de section de passage implique l'augmentation du nombre de *Reynolds* ; ce qui signifie que l'échange thermique convectif entre l'air et l'absorbeur s'améliore et par conséquent le rendement du capteur augmente (Fig. 9).

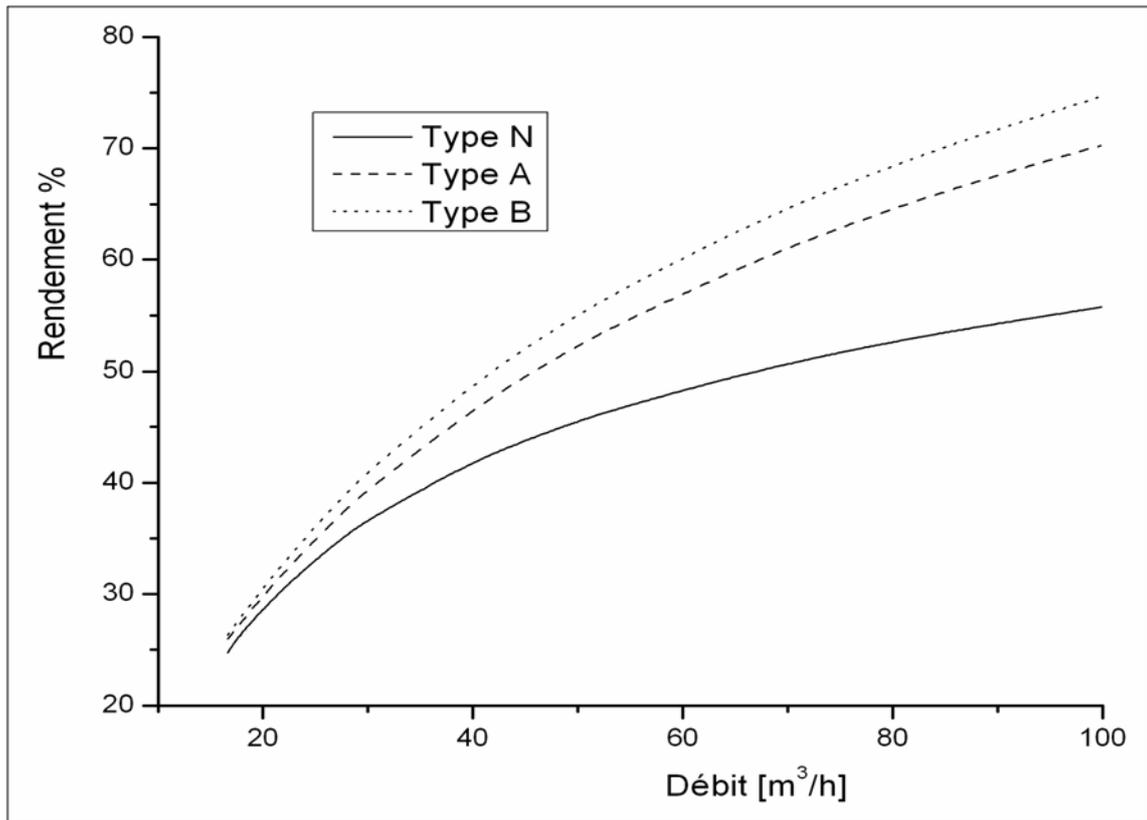


Fig. 9 : Variation du rendement en fonction du débit volumique d'air pour différents types de CSP.

Les tableaux 1 et 2 donnent les valeurs des températures de l'air à la sortie et celle de l'absorbeur pour différents débits. On remarque que sans la présence de chicane (CSP-N) la température de l'absorbeur est plus élevée, ceci traduit un mauvais échange thermique.

Le tableau 3 donne, pour différents débits, les valeurs du rendement pour différentes configurations de CSP. Il est à noter que le capteur solaire plan B donne un meilleur rendement par rapport aux autres configurations pour le même débit.

Configuration	Débits [m ³ /h]				
	20	40	60	80	100
N	70	58	54	50.5	48.5
A	78	61.7	57	55.6	51.2
B	82.5	65	59	57	53.5

Tab 1: Evolution de la température de sortie en fonction du débit pour différentes configurations.

Configuration	Débits [m ³ /h]				
	20	40	60	80	100
N	117.5	101	90.5	83.3	78
A	110	94.8	85	78	73
B	105.5	90.7	82	75	70

Tab 2: Evolution de la température de l'absorbeur en fonction du débit pour différentes configurations.

Configuration	Débits [m ³ /h]				
	20	40	60	80	100
N	18	42	47.9	52.5	55.5
A	19.8	46	57.4	65	70
B	20.1	48.1	60	68	75

Tab 3 : Evolution du rendement en fonction du débit pour différentes configurations.

3.1.2 Influence de la longueur

Soit \hat{x} la longueur de la (n^{ème}) section suivant le sens de l'écoulement (x) dans le capteur. En utilisant l'équation (III-57), la température (T_{fs}) de l'air à la sortie de la section (numéro n) du capteur s'écrit:

$$T_{fs(n)}(x) = \frac{Q_u l}{\dot{m} C_p} \hat{x} + T_{fe(n)}$$

Où $T_{fe(n)}$ (la température d'entrée de la section n) est la température de sortie de la section (n-1).

Cette expression permet de suivre l'évolution de la température du fluide caloporteur selon la longueur du capteur solaire. Les résultats des calculs sont regroupés dans les tableaux 4, 5 et 6. On observe que la température de sortie du fluide caloporteur (Tableau 4), ainsi que celle de l'absorbeur (Tableau 5), croissent continuellement quand on augmente la longueur du canal d'écoulement du fluide (Fig. 10 et 11). Ceci est dû au fait que les échanges thermiques

convectifs internes dans le capteur augmentent du fait que le parcours offert au fluide caloporteur se prolonge, soit par l'augmentation de la distance (x), soit par l'introduction de chicane et que leur présence refroidit l'absorbeur. De même, l'augmentation de la distance (x) qui n'est rien d'autre que la surface A_c de l'absorbeur du capteur, augmente les pertes thermiques ce qui influe inversement sur le rendement (tableau 6).

Configuration	Longueur (m)				
	0.4	0.8	1.2	1.6	2
N	35.57	41.39	45.75	49.26	51.95
A	37.53	44.41	49.73	54.15	57.61
B	38.44	45.57	51.14	55.79	59.46

Tab 4 : Evolution de la Température de sortie en fonction de la longueur ($Q_v=80\text{m}^3/\text{h}$).

Configuration	Longueur (m)				
	0.4	0.8	1.2	1.6	2
N	60.96	74.15	82.18	87.36	90.52
A	57.08	69.22	76.61	81.37	84.28
B	55.86	67.73	74.96	79.63	82.47

Tab 5 : Evolution de la Température de l'absorbeur en fonction de la longueur ($Q_v=80\text{m}^3/\text{h}$).

Configuration	Longueur (m)				
	0.4	0.8	1.2	1.6	2
N	80.64	68.60	59.85	53.43	48.96
A	87.74	77.62	70.28	64.88	61.12
B	88.96	79.86	73.25	68.39	65.10

Tab 6 : Evolution du rendement en fonction de la longueur ($Q_v=80\text{m}^3/\text{h}$).

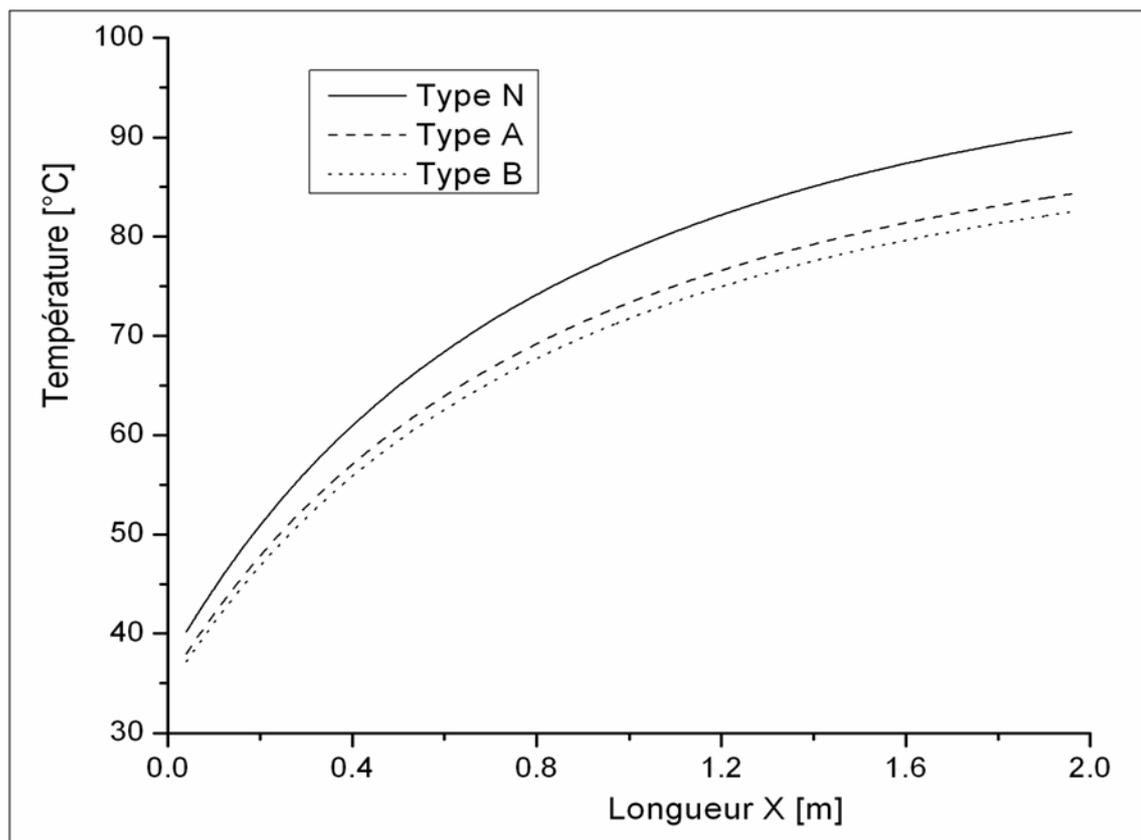


Fig.10 : Evolution de la température de l'absorbeur suivant la longueur du capteur ($Q_v=80\text{m}^3/\text{h}$)

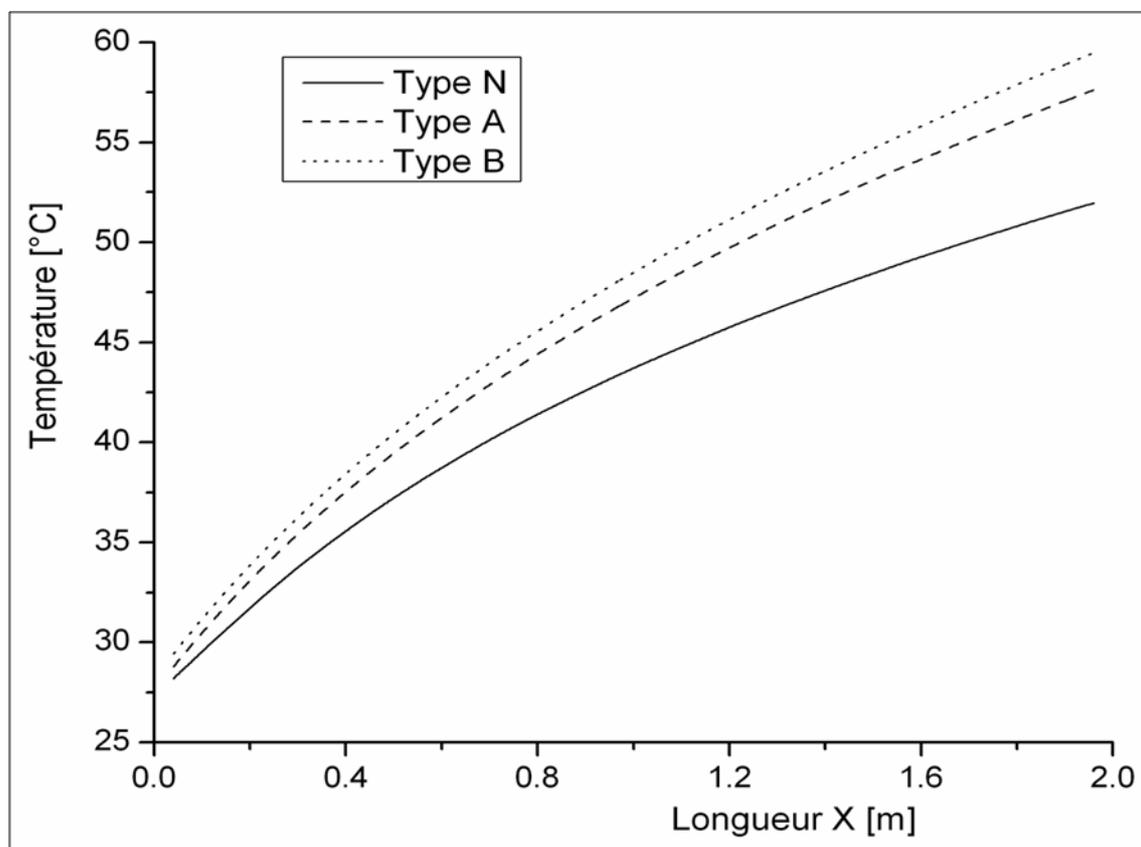


Fig. 11 : Evolution de la température de sortie suivant la longueur du capteur ($Q_v=80\text{m}^3/\text{h}$)

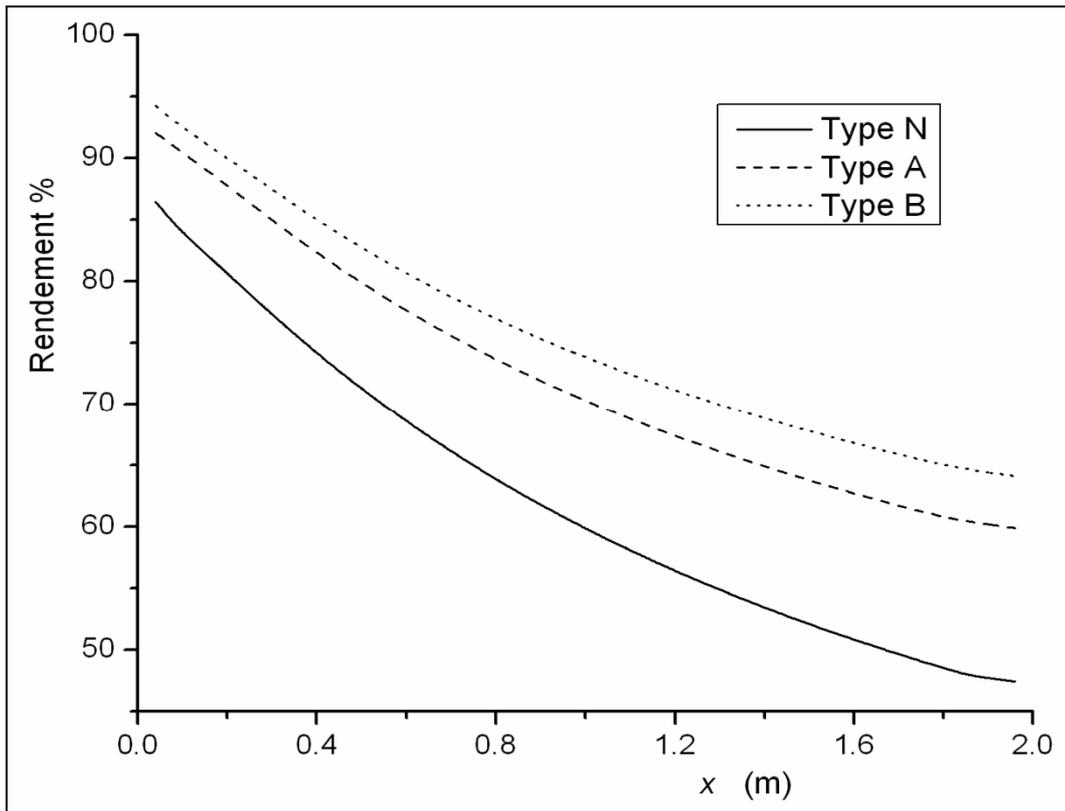


Fig. 12 : Evolution du rendement suivant la longueur du capteur ($Q_v=80\text{m}^3/\text{h}$)

3.1.3 Calcul du coefficient de transfert convectif :

Plusieurs modèles sont utilisés dans la littérature pour le calcul du coefficient de transfert convectif et le nombre de Nusselt. Ceci nous a permis d'une part, le calcul de ces deux paramètres pour des configurations géométriques assez complexes dont une qui n'a jamais été rencontrée dans la littérature (les chicanes trapézoïdales).

Parmi ces modèles, on peut citer celui de T.Letz [3] permettant de calculer le coefficient de transfert convectif en utilisant une corrélation valable pour un canal lisse et en la multipliant par un coefficient de correction constant, représentant l'amélioration de l'échange due à la présence de chicanes. Ce coefficient de correction est de 1,4 pour les conditions d'utilisations, c'est à dire, des inclinaisons du capteur allant de 20 à 60°, pour des débits d'air qui varient entre 50 et 110 $\text{m}^3/\text{h.m}^2$ et pour des températures d'entrées qui varient entre 25 et 55°C). Avec ce coefficient, l'amélioration du coefficient de transfert est de 40% [37].

La corrélation de Parker [100] valable pour un capteur sans chicanes donnée en fonction des valeurs du nombre de Reynolds:

$$\text{Nu} = 0.344 \cdot \text{Re}^{0,35}$$

$$100 < \text{Re} < 2100$$

$$Nu = 1.68 \cdot 10^{-9} \cdot Re^{2,25} \quad 2100 < Re < 2850$$

$$Nu = 2.55 \cdot 10^{-3} \cdot Re^{1,04} \quad 2850 < Re < 5650$$

$$Nu = 19.8 \cdot 10^{-3} \cdot Re^{0,8} \quad 5650 < Re < 100.000$$

La corrélation de Kays permis le calcul du nombre de Nusselt à partir de la relation suivante [98] :

$$Nu = 0,0158 Re^{0,8} \quad \text{pour } L/D_H > 10$$

La corrélation utilisée dans cette étude est celle du Facteur de Colburn j . Elle est recommandée pour le calcul du nombre de Nusselt [99] pour les échangeurs ailetés en canaux tel que le cas des configurations A et B. Notre choix se justifie par le fait que cette corrélation s'étend sur tous les domaines du nombre de Reynolds pour calculer le coefficient de transfert convectif moyen et pour des géométries compliquées de chicanes.

D'autre part, le modèle utilisé nous a permis d'obtenir des résultats qui se sont avérés être en bon accord avec ceux de la littérature.

Nous rappelons ici le modèle du facteur de Colburn j :

$$j = 0.6522 Re^{-0.5403} \alpha^{-0.1541} \delta^{0.1499} \gamma^{-0.0678} \times [1 + 5.269 \times 10^{-5} \alpha^{0.504} \delta^{0.456} \gamma^{-1.055}]^{0.1}$$

Où $j = Nu / (Re \cdot Pr^{1/3})$ et $120 < Re < 10^4$ ($Pr \approx 0.7$)

Tel que :

$$\alpha = s/h, \quad \delta = t/l, \quad \gamma = t/s.$$

3.1.4 Variation du nombre de Nusselt et du coefficient d'échange h en fonction du débit

Les figures 13 et 14, présentent pour différentes configurations, la variation du nombre de Nusselt et du coefficient d'échange convectif h entre l'absorbeur et le fluide caloporteur en fonction du débit. Il est à noter en premier lieu que l'augmentation du débit conduit à une augmentation des échanges thermiques.

Nous remarquons aussi que l'échange thermique est plus important dans le capteur B (chicanes trapézoïdales) que dans le capteur A (chicanes rectangulaires), et que dans tous les cas, l'échange est meilleur par comparaison à un capteur lisse (démuni de chicanes).

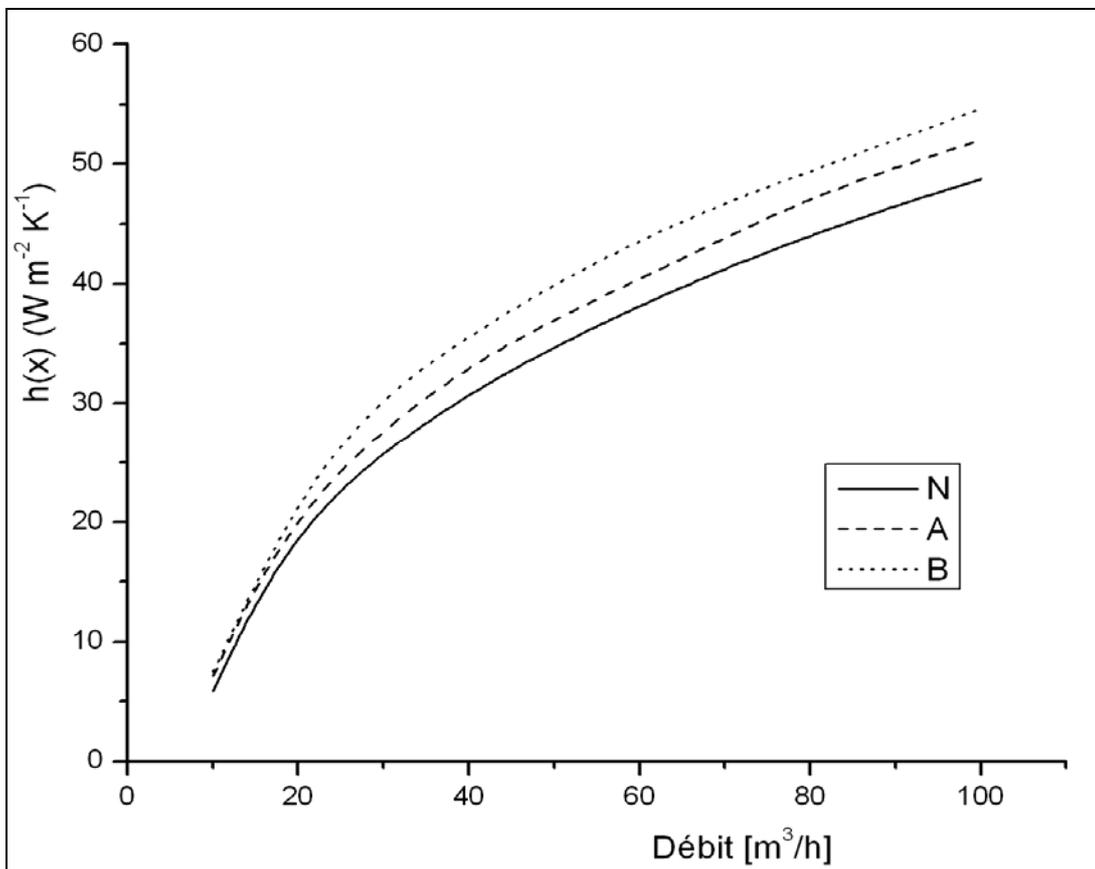


Fig. 13 : Variation du coefficient d'échange par convection en fonction du débit volumique

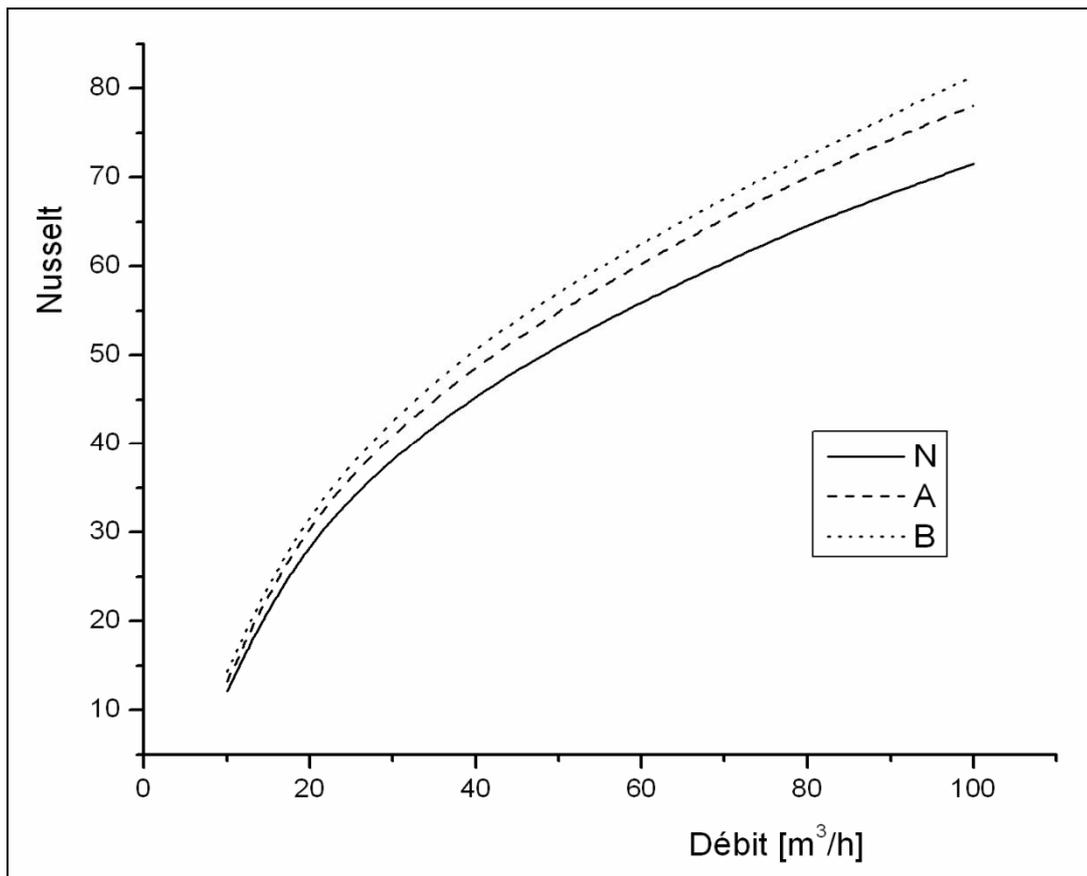


Fig. 14 : Variation du nombre de Nusselt global en fonction du débit volumique

3.1.5 Variation du nombre de Nusselt et du coefficient d'échange h en fonction de la distance axiale (x)

L'examen des courbes des figures 15 et 16 qui traduisent la variation du nombre de Nusselt en fonction de la distance x , montre que la valeur du nombre de Nusselt diminue assez sensiblement en chaque section de l'entrée à la sortie. Ceci est probablement dû à la diminution du gradient de température entre l'absorbeur et le fluide caloporteur, ce qui conduit à une saturation énergétique relative au fluide caloporteur.

Dans le cas d'un capteur sans chicanes, nous pensons à un développement de couches limites le long du capteur et que ces couches limites se rejoignent, ce qui entraîne ainsi une baisse importante du coefficient de transfert et par la suite du nombre de Nusselt (Voir figures 15 et 16).

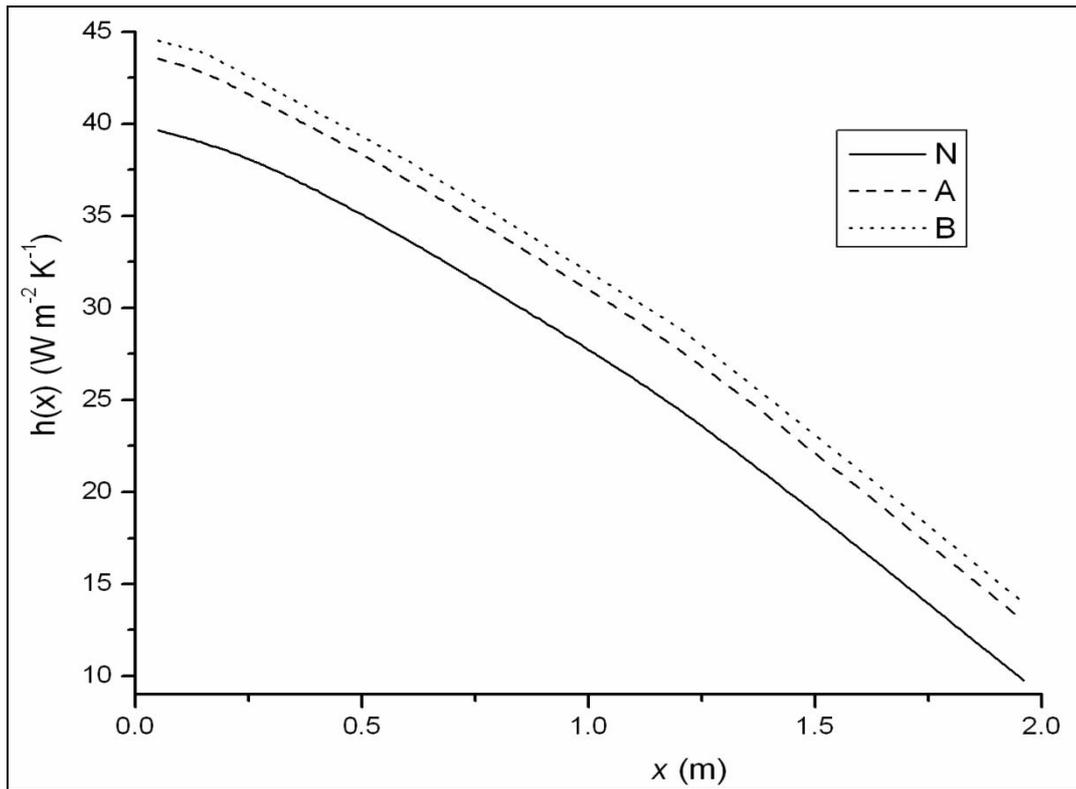


Fig. 15: Variation du coefficient d'échange convectif suivant la longueur du capteur ($Q_v=80\text{m}^3/\text{h}$)

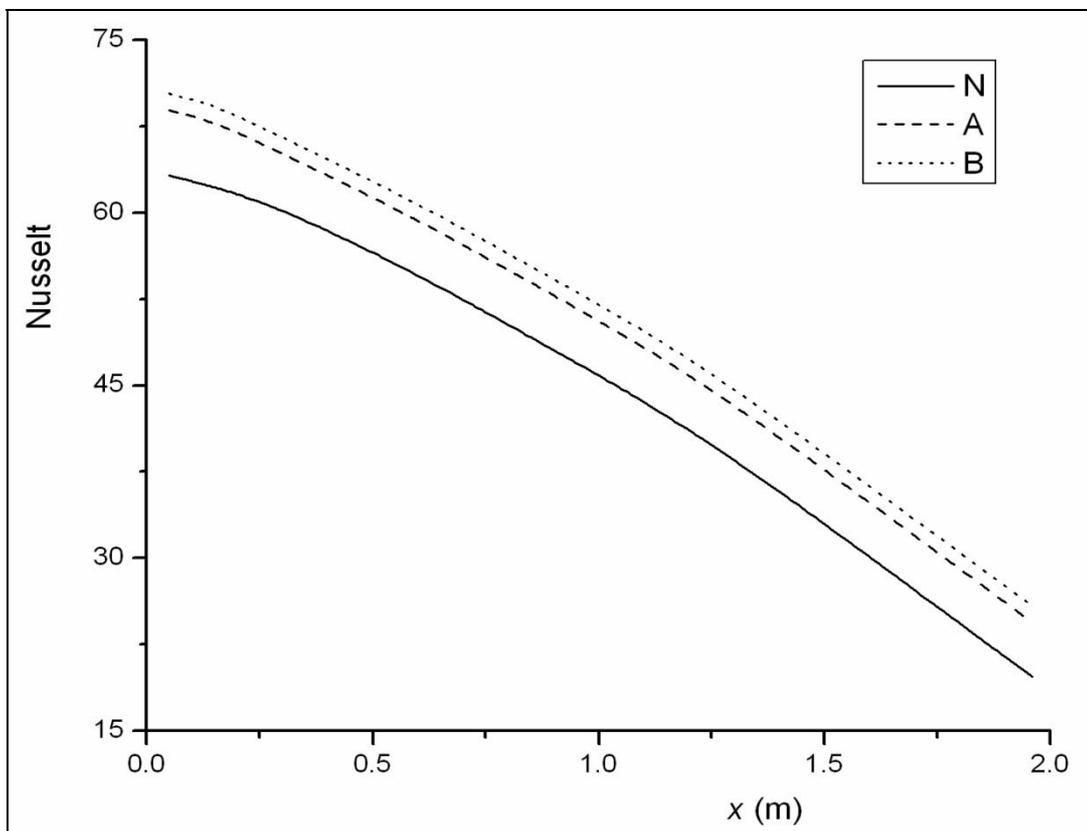


Fig. 16 : Variation du nombre de Nusselt suivant la longueur du capteur ($Q_v=80\text{m}^3/\text{h}$).

3.2 Résultats expérimentaux et validation du modèle théorique

3.2.1 En fonction des paramètres réduits :

Afin de comparer entre les résultats expérimentaux et les calculs théoriques, et voir l'influence des différents paramètres étudiés sur le rendement du capteur, nous présentons les résultats issus d'une série d'expériences effectuées pour les années (2009, 2010 et 2011). Nous avons effectué des expériences durant cette période pour des journées ensoleillées caractérisées par un ciel clair où le vent est faible.

Dans ce qui suit, nous présentons une étude comparative entre les différentes configurations de CSP_s décrits dans le chapitre II, cette étude expérimentale permet de voir en fonction des améliorations apportées, les performances obtenues pour chaque cas et de dégager pour des conditions d'utilisations réelles, les meilleures d'entre eux.

La figure (17) montre l'évolution des différents paramètres climatiques ainsi que les performances thermiques de la configuration N-1 (sans chicanes, entrée par le bas). On remarque que les perturbations de l'ensoleillement ainsi que la vitesse du vent ont une influence importante sur le comportement du capteur solaire plan à air.

La figure 18 traduit la variation du rendement du capteur N-1 en fonction du paramètre réduit $\Delta T/I_G$ pour deux débits différents. L'éparpillement des valeurs autour de la ligne d'interpolation moyenne est attribué à l'élévation de la température de l'air ambiant, à la vitesse du vent et la dépendance de U_L à l'égard de la température de l'absorbeur.

En comparant les pentes des différentes courbes des figures 20, 22, 24, 26 28 et 30, on constate qu'il y a nette amélioration des performances thermiques des CSPs lorsque le débit est plus élevé. Ainsi, nous avons obtenus des augmentations significatives du rendement, avec le débit de 80m³/h par rapport à celui de 40m³/h.

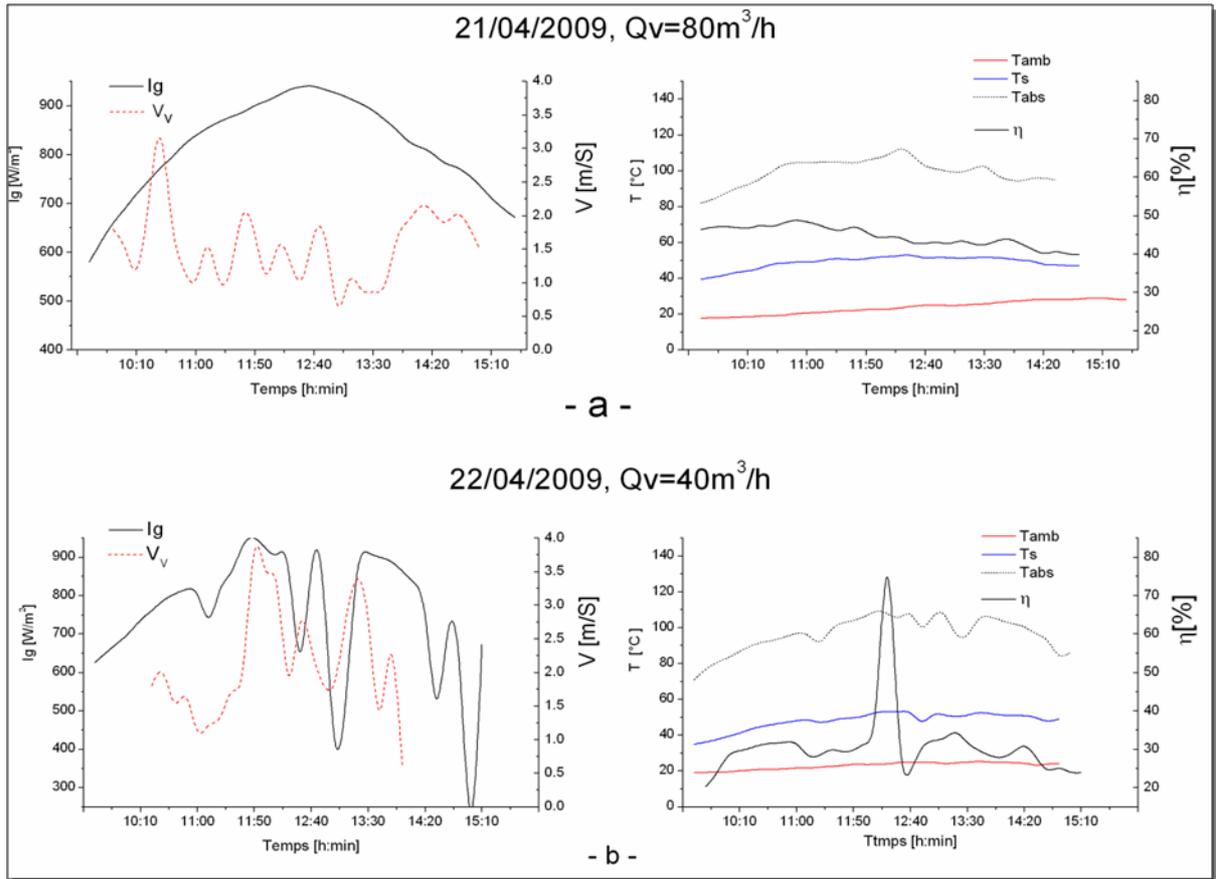


Fig. 17 : Evolution des différents paramètres climatiques et performances thermiques (configuration N-1).

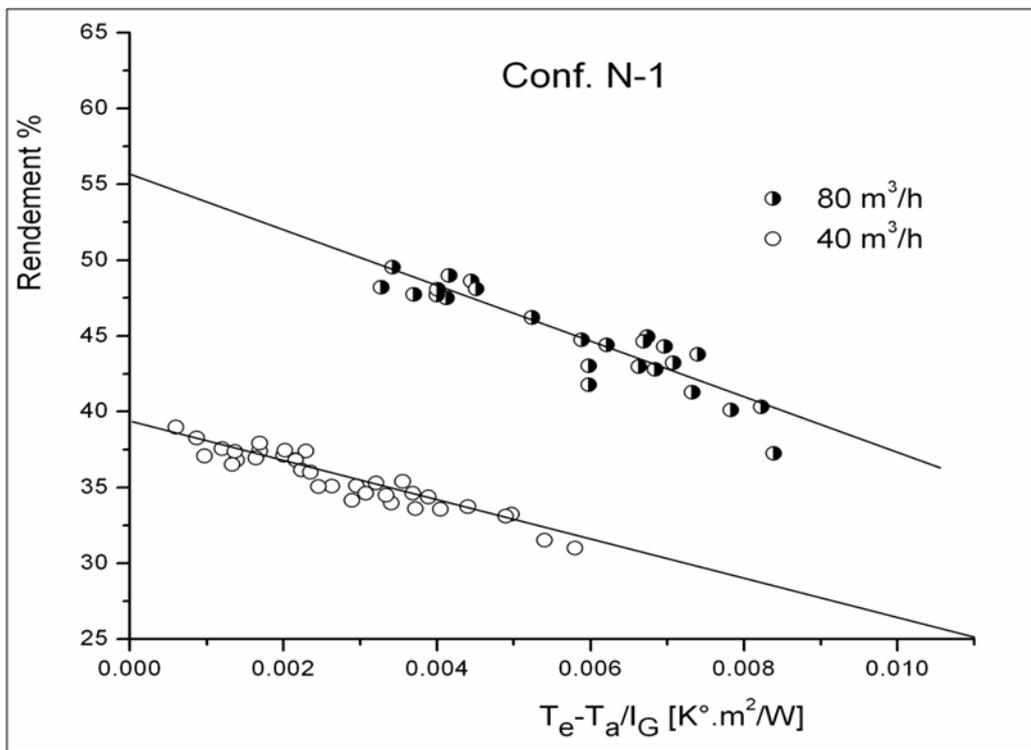


Fig. 18 : Rendement en fonction du paramètre réduit $\Delta T/I_g$ du C.S.P. N-1, pour différents débits.

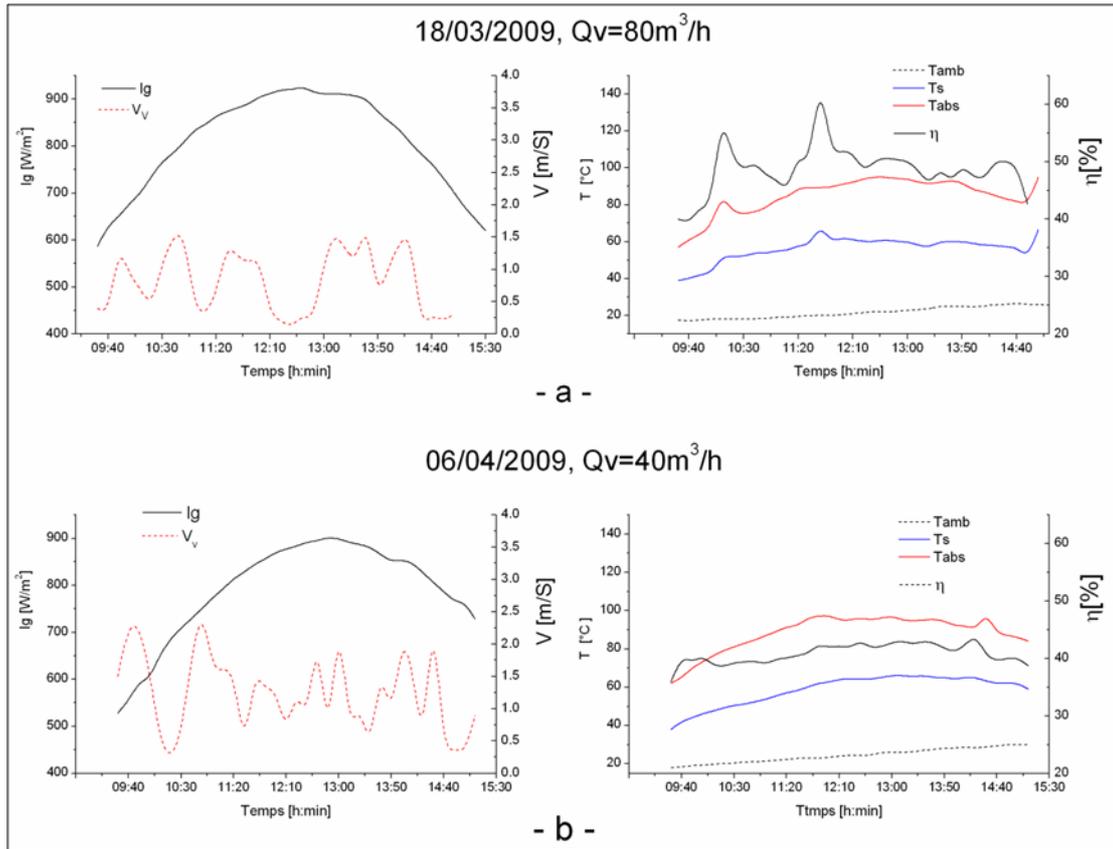


Fig. 19 : Evolution des différents paramètres climatiques et performances thermiques (configuration N-2).

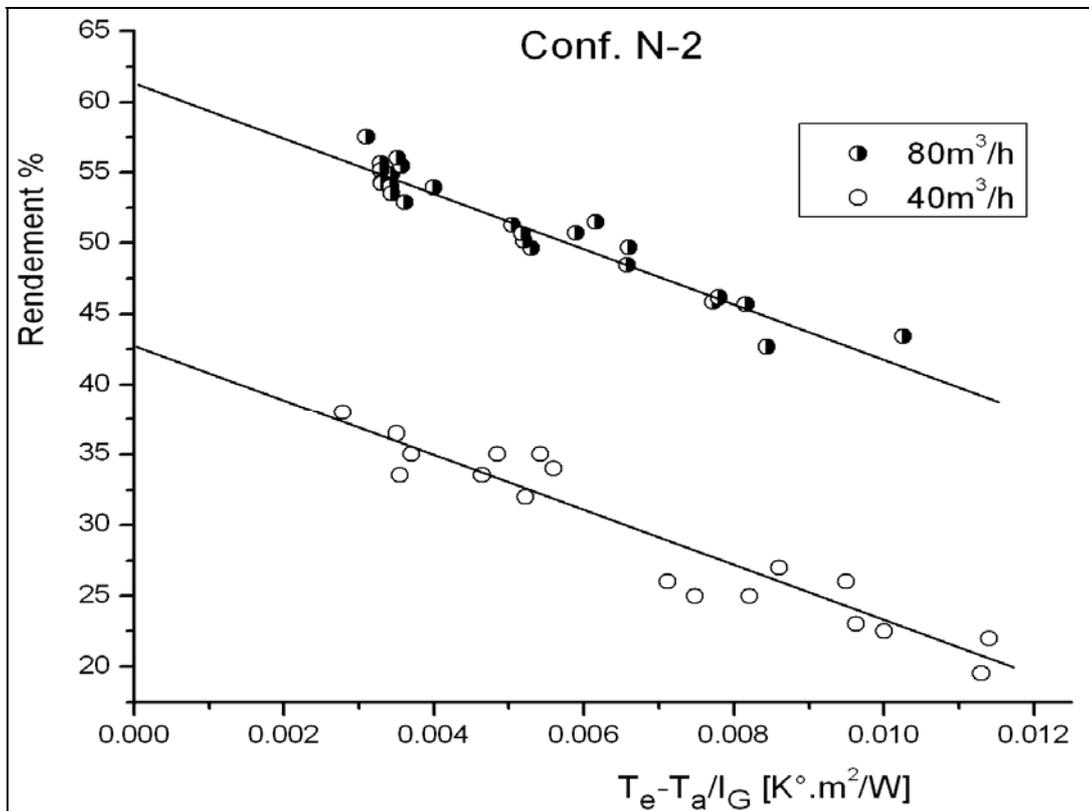


Fig. 20 : Rendement en fonction du paramètre réduit $\Delta T/I_g$ du C.S.P. N-2, pour différents débits.

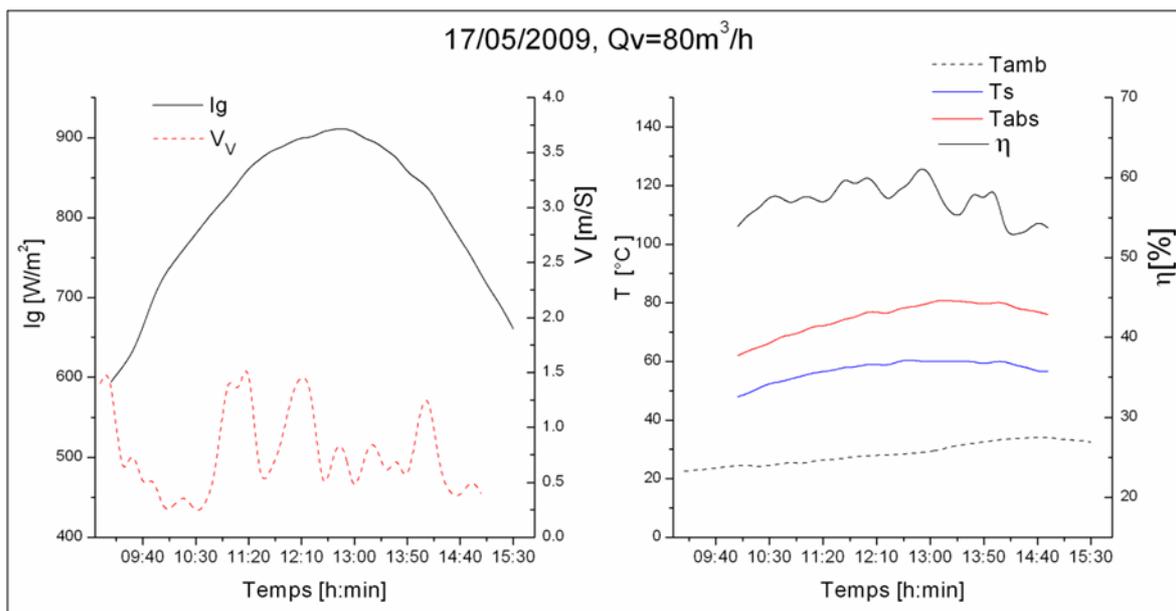


Fig. 21 : Evolution des différents paramètres climatiques et performances thermiques (configuration A-1).

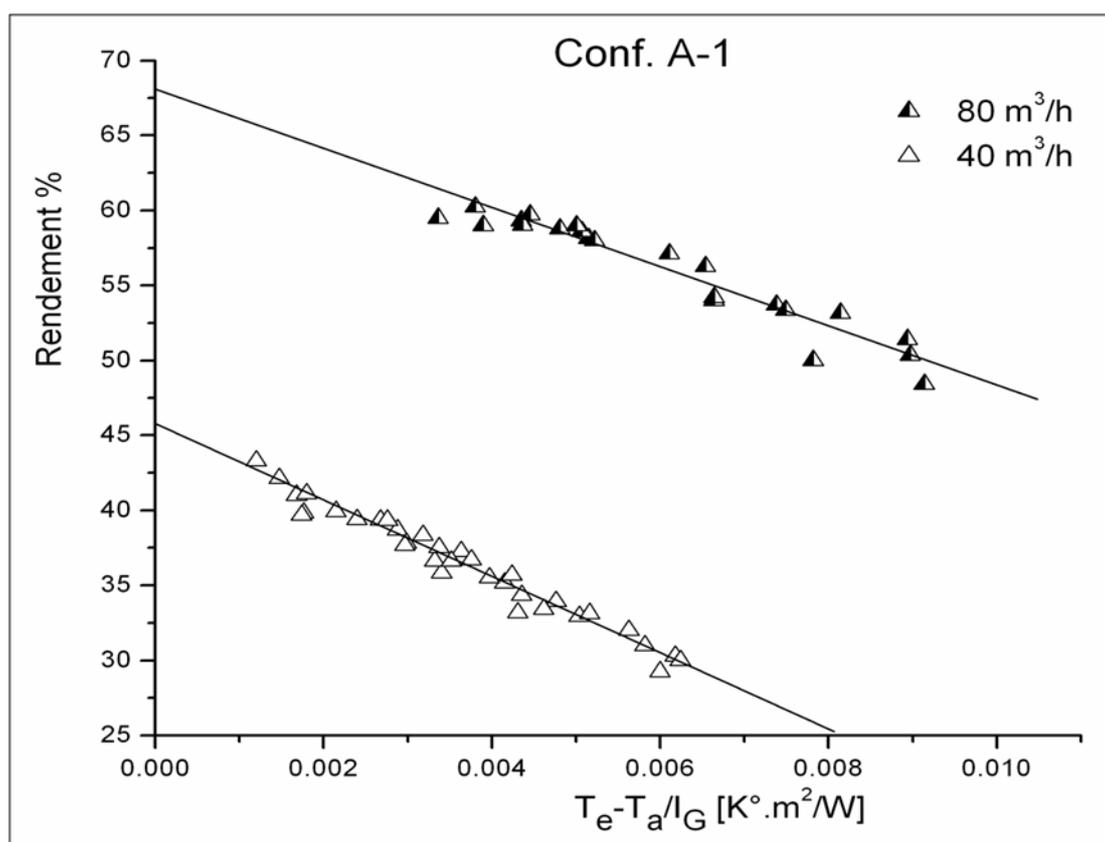


Fig. 22 : Rendement capteur solaire plan A-1 en fonction du paramètre réduit $\Delta T/I_g$, pour différents débits.

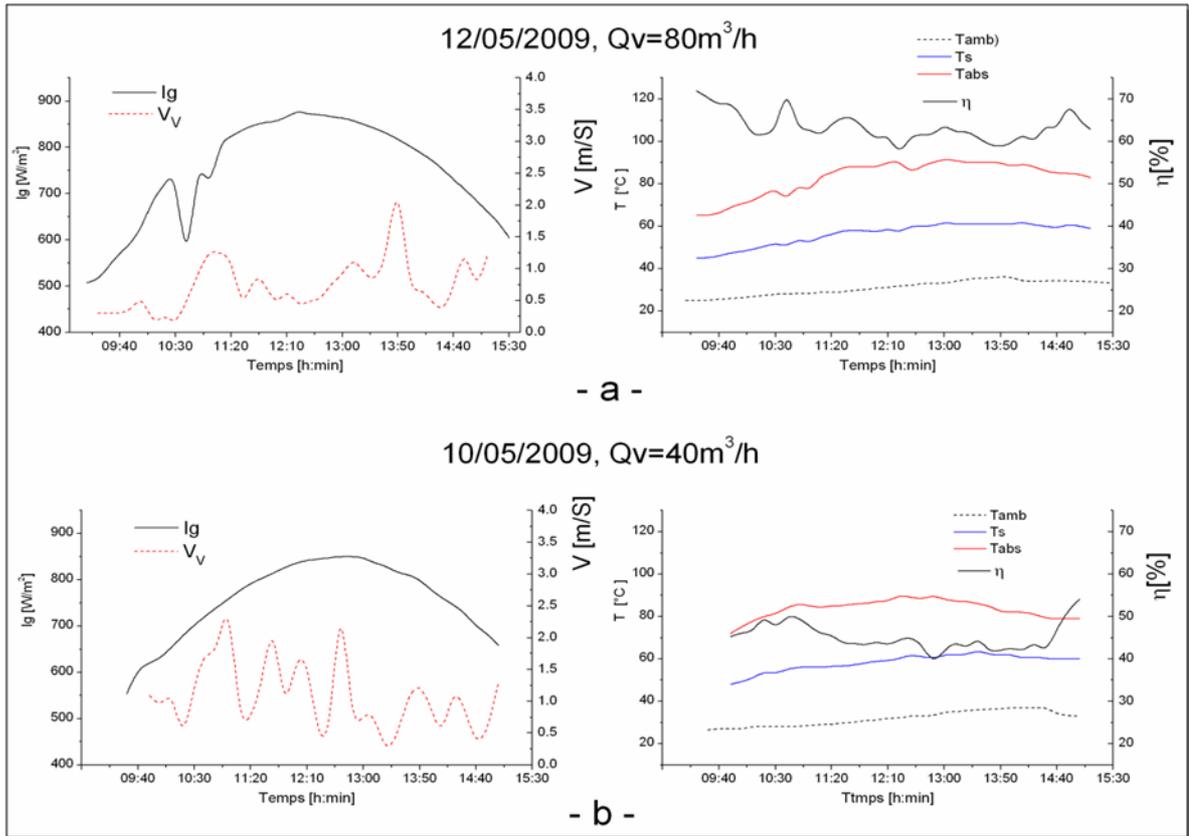


Fig. 23 : Evolution des différents paramètres climatiques et performances thermiques (configuration A-2).

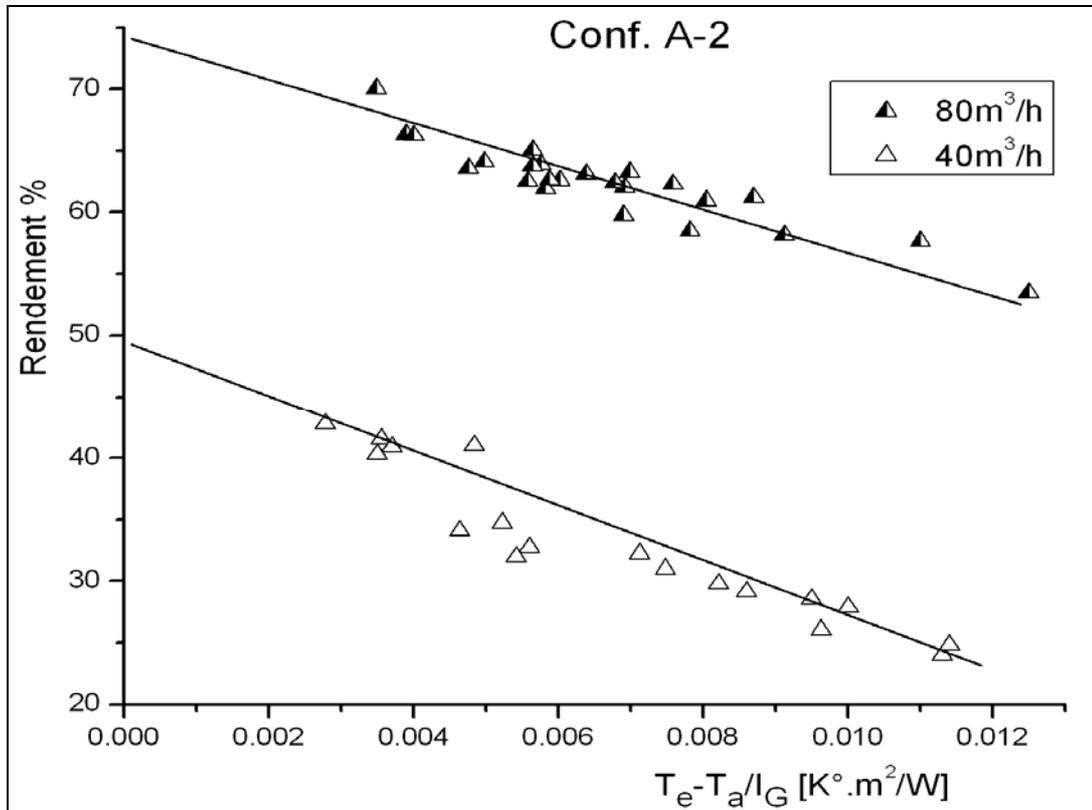


Fig. 24 : Rendement en fonction du paramètre réduit $\Delta T/I_g$ du C.S.P. A-2, pour différents débits.

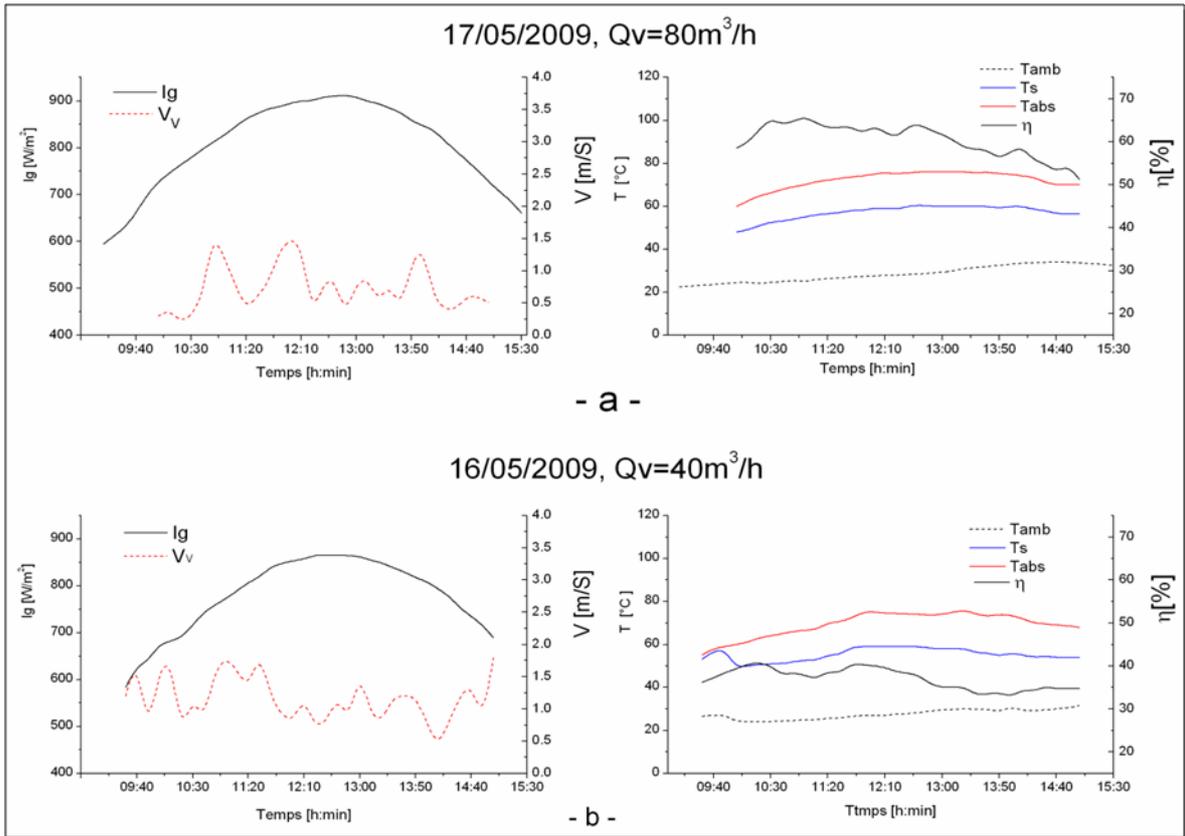


Fig. 25 : Evolution des différents paramètres climatiques et performances thermiques (configuration B-1).

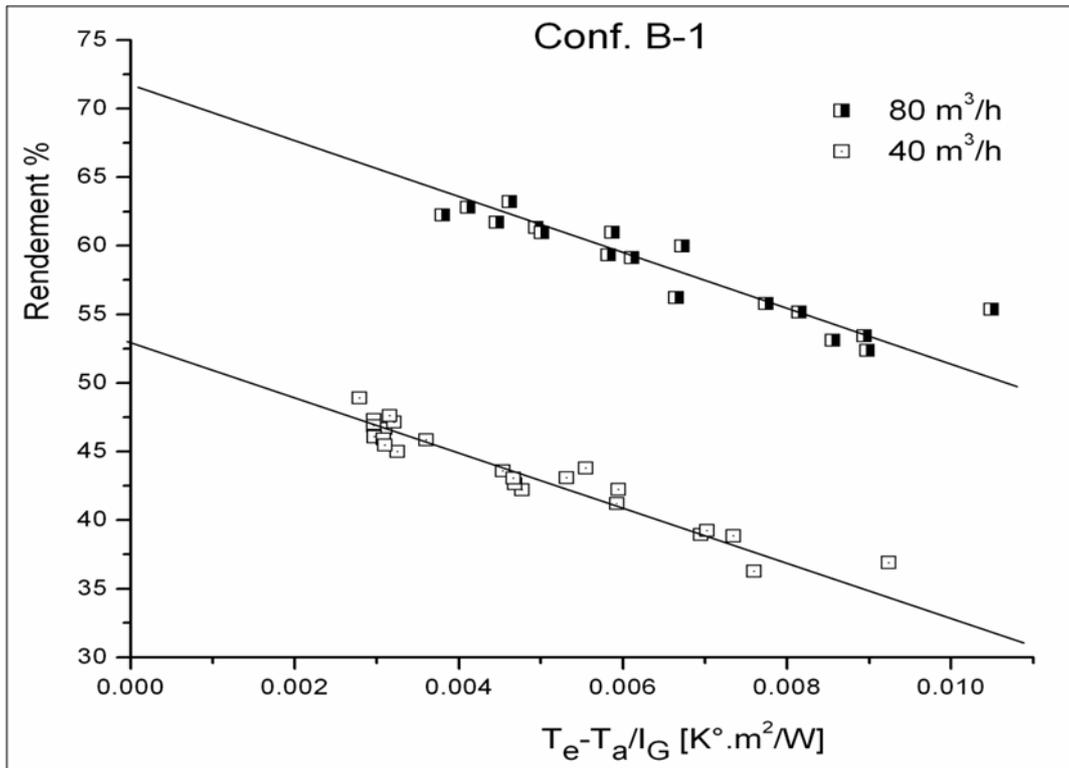


Fig. 26 : Rendement de la configuration B-1 en fonction du paramètre réduit $\Delta T/I_g$, pour différents débits.

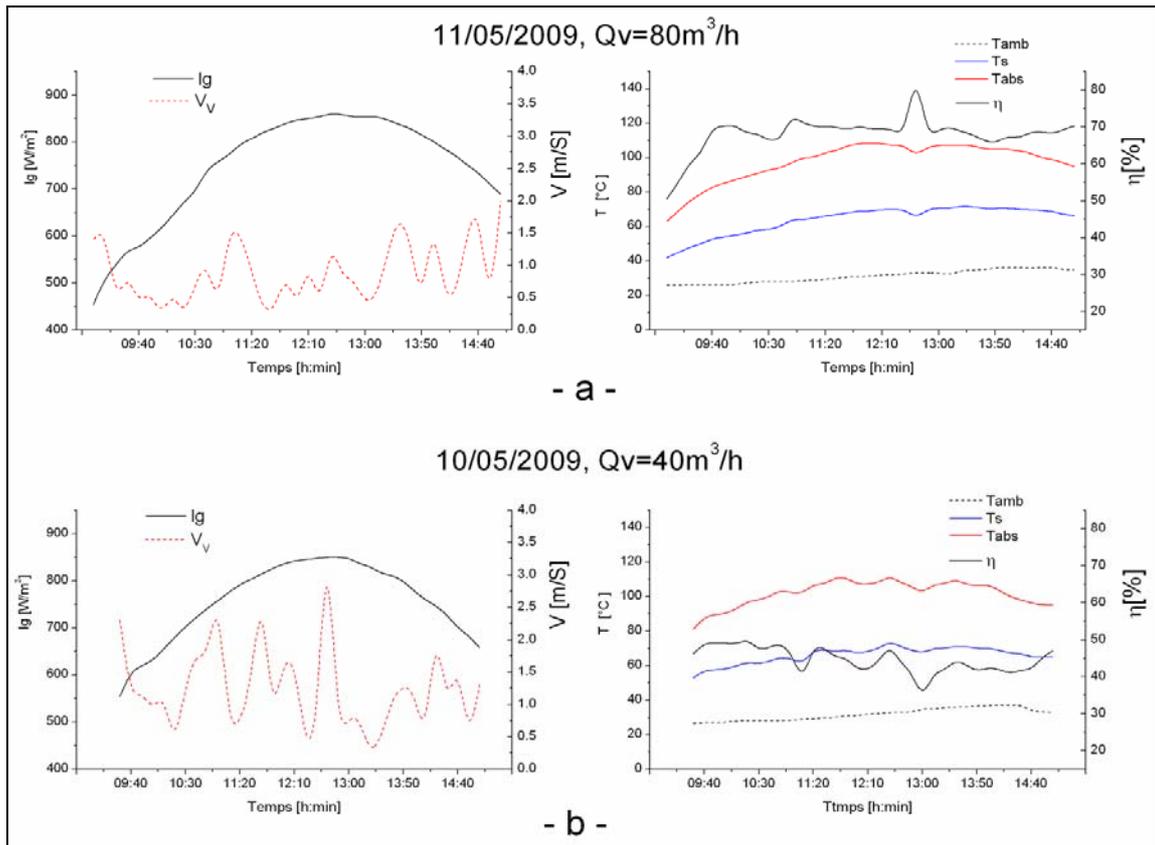


Fig. 27 : Evolution des différents paramètres climatiques et performances thermiques (configuration B-2).

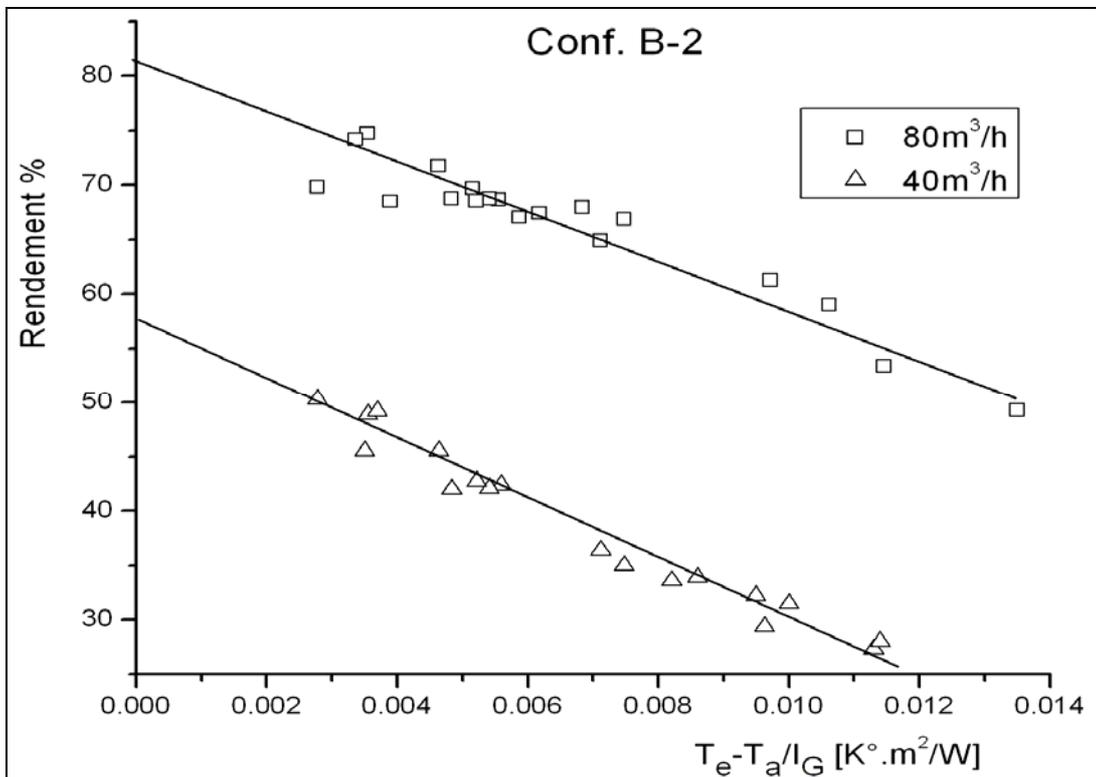


Fig. 28 : Rendement en fonction du paramètre réduit $\Delta T/I_g$ du C.S.P. B-2, pour différents débits.

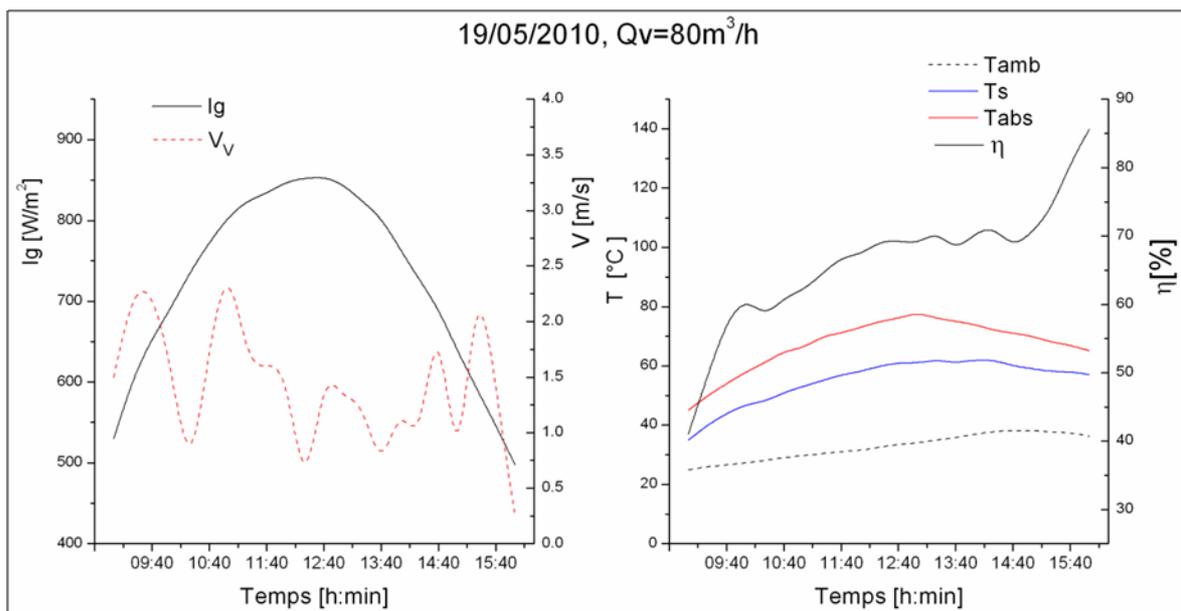


Fig. 29 : Evolution des différents paramètres climatiques et performances thermiques (configuration C).

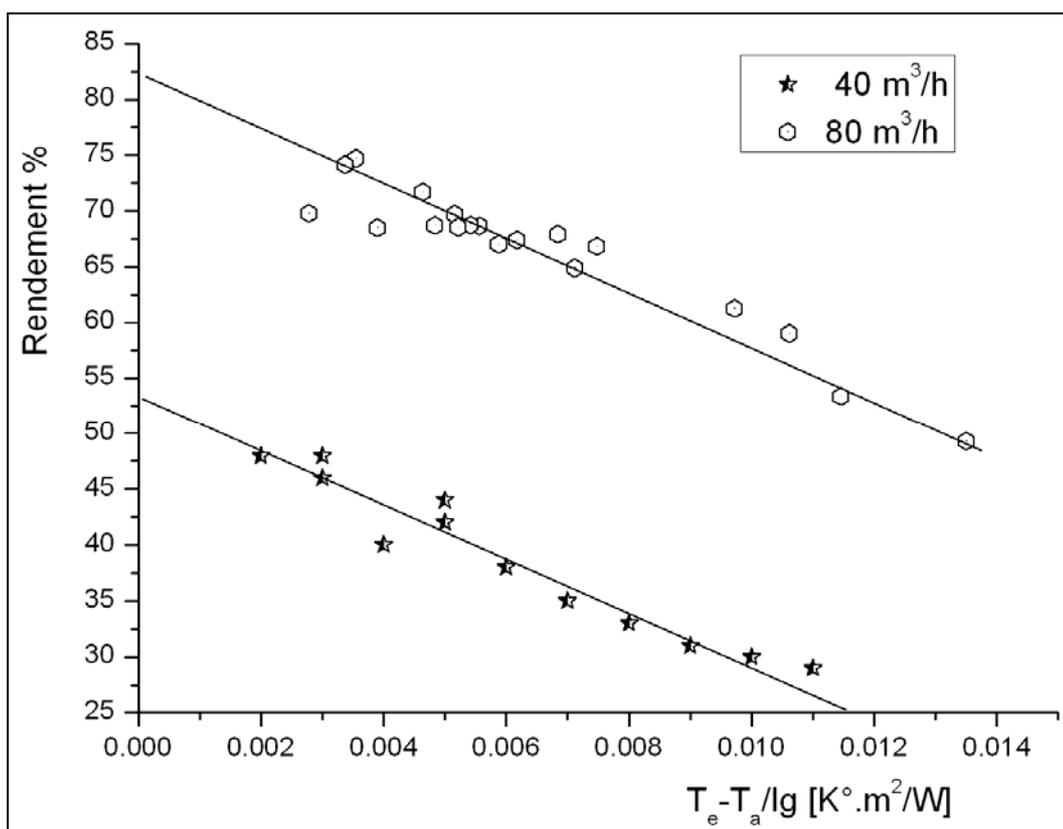


Fig. 30 : Rendement en fonction du paramètre réduit $\Delta T/Ig$ du C.S.P. C, pour différents débits.

3.2.2 En fonction du débit

3.2.2.1 Rendements des différentes configurations

Capteur sans chicanes

Le débit est un paramètre essentiel durant le fonctionnement d'un système énergétique. En effet ça peut être un paramètre de contrôle. Voir son influence sur le comportement d'un tel système demeure indispensable. Pour des conditions de fonctionnement réelles, nous avons testés les différentes configurations pour des débits faibles aux débits élevés. Pour le cas d'un capteur sans chicanes, nous montrons sur la figure 31, l'évolution du rendement thermique, en fonction du débit et pour un rayonnement solaire incident proche de 850 W/m^2 . On constate que le rendement thermique augmente en augmentant le débit.

La confrontation des résultats expérimentaux avec ceux issus du modèle théorique enregistre un bon accord avec une légère supériorité du rendement théorique.

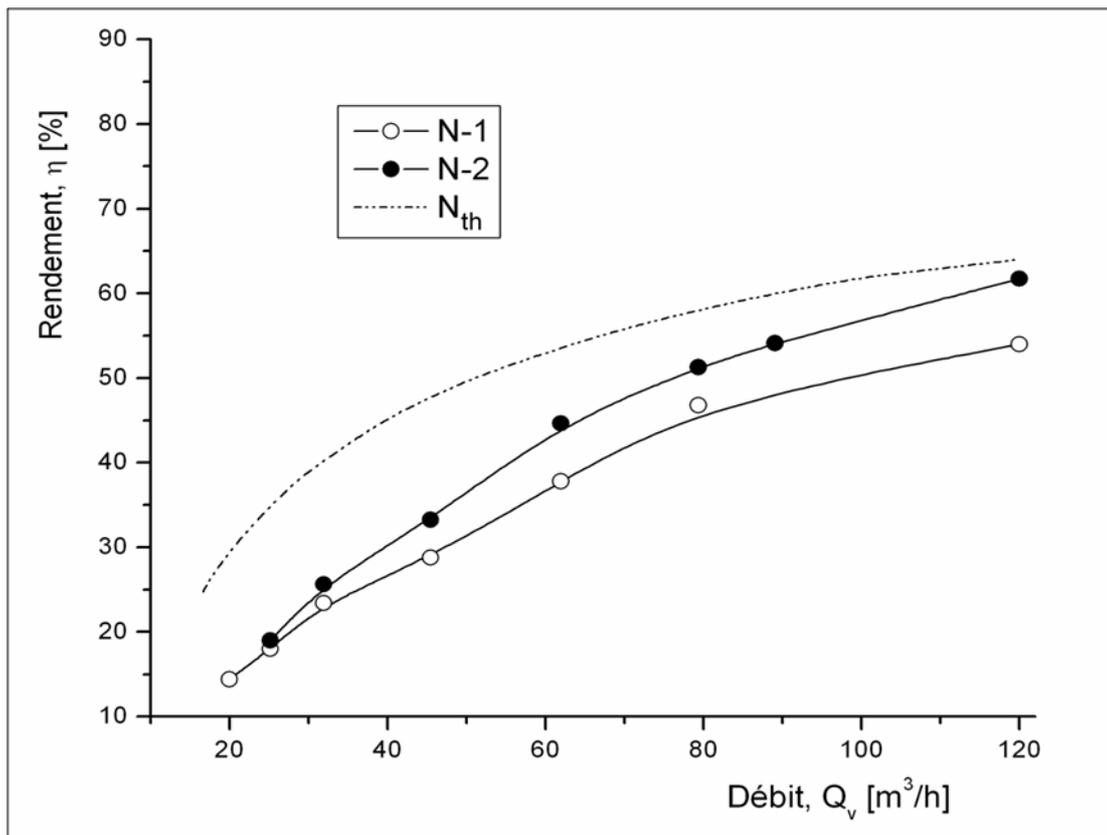


Fig. 31 : Variation du rendement des différentes configurations sans chicanes en fonction du débit.

Capteur avec chicanes rectangulaires

Les courbes de la figure 32, traduisent la variation en fonction du débit, du rendement calculé théoriquement et expérimentalement pour les différentes configurations. On constate que la configuration A-2 est meilleure et que les calculs théoriques donnent des valeurs supérieures à ceux expérimentaux. Ceci est dû au fait que le modèle théorique ne tient pas en compte de l'effet de :

- Variation des paramètres physiques du fluide caloporteur (ρ , C_p , λ , μ) en fonction de la température.
- Le modèle théorique néglige l'effet (i , γ).

Enfin, tout ceci est dû aux hypothèses des calculs théoriques qui négligent certains paramètres et certains effets.

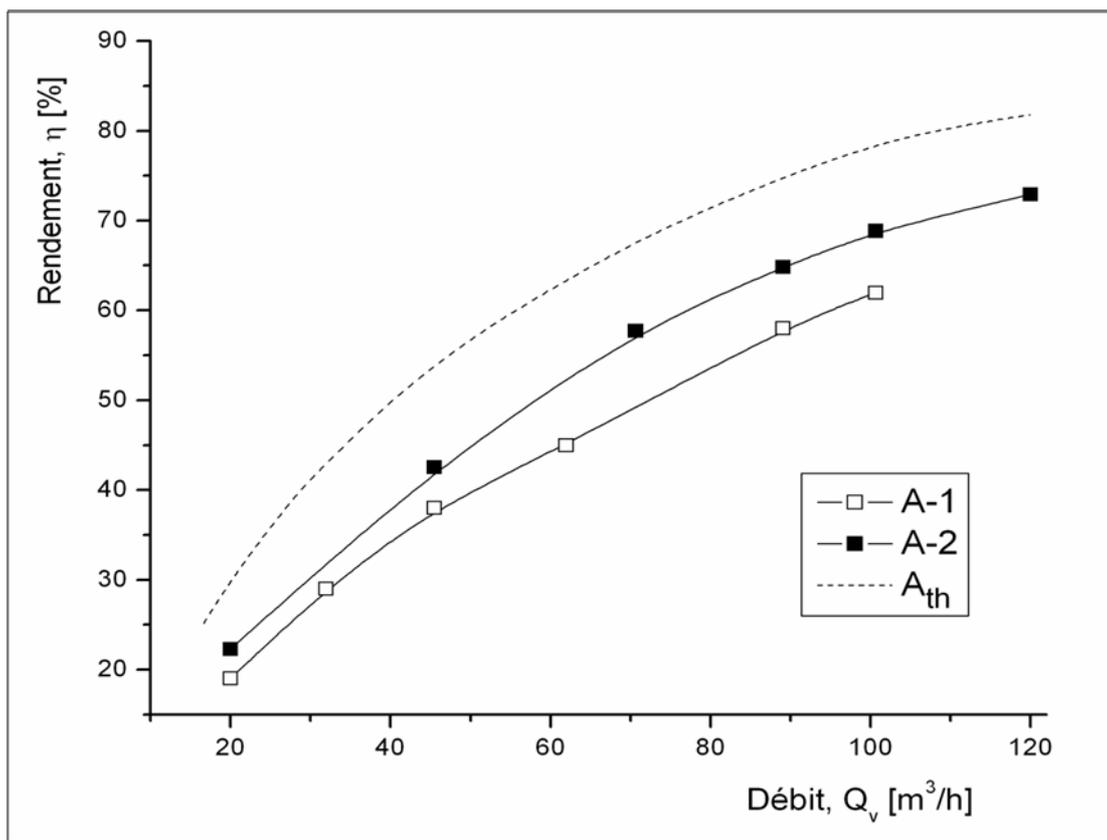


Fig.32 : Variation du rendement des différents capteurs avec chicanes rectangulaires (configurations A) en fonction du débit.

Capteur avec chicanes trapézoïdales :

D'après les courbes de la figure 33, nous constatons que les chicanes de bases trapézoïdales apportent une amélioration du rendement du capteur par rapport aux chicanes rectangulaires.

Nous remarquons aussi, que le rendement du capteur B-2 (entrée par le haut) est supérieur à celui du capteur B-1 (entrée par le bas).

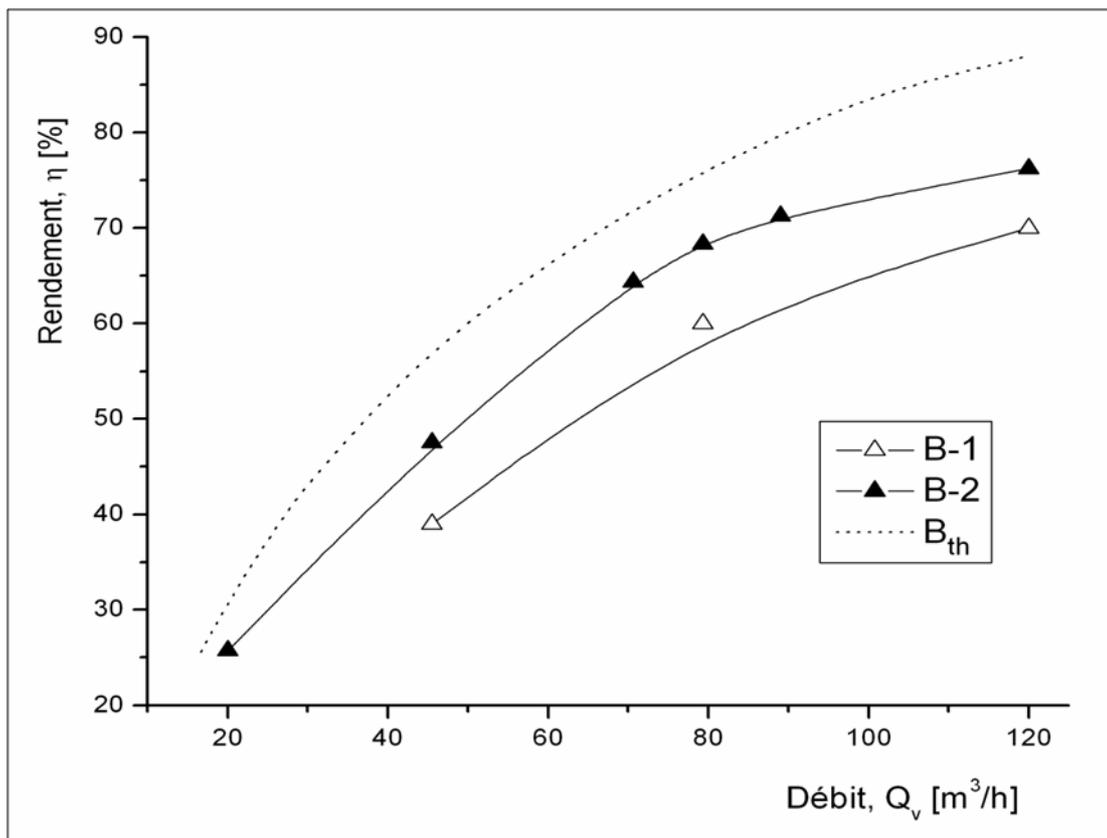


Fig. 33 : Variation du rendement des différents capteurs avec chicanes trapézoïdales (configurations B) en fonction du débit.

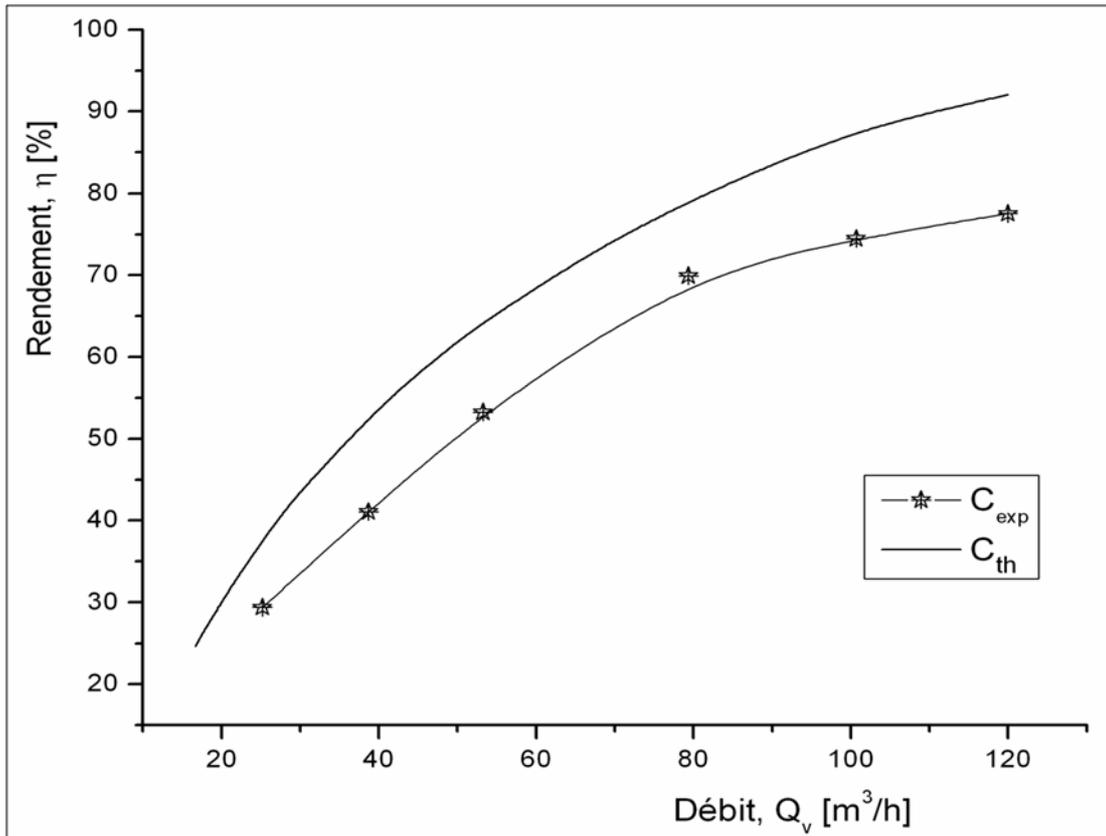
Capteur avec chicanes trapézoïdales à double passage d'air:

Fig. 34 : Rendement de la configuration C (double passage d'air) en fonction du débit.

3.2.2.2 Pertes de charge engendrées et consommations électriques résultantes :

Certes les solutions proposées apportent des améliorations remarquables sur les performances thermiques des capteurs solaires plans à air par comparaison à un capteur lisse. Cependant ces améliorations engendrent des pertes de charges supplémentaires. Dans cette section nous essayons de voir les (ΔP) engendrées et voir si ces améliorations restent acceptables.

Les courbes des figures (35-40), qui traduisent la variation des pertes de charge mesurées et les consommations électriques résultantes en fonction du débit, ont permis de tirer les conclusions suivantes.

Capteur N

Dans les deux capteurs identiques du type N, nous avons constaté d'après les mesures de pertes de charge que ces dernières augmentent dans le même sens que l'augmentation du débit (Fig. 35). Dans la configuration N-1 nous remarquons que les pertes de charge sont moins importantes que les pertes de charge créées par l'inversement du sens de l'écoulement (du haut vers le bas) dans la configuration N-2.

On relève une différence maximum de pertes de charge entre les deux configurations de 03Pa pour un débit d'air de 120 m³/h.

La perte de charge influe directement sur la consommation électrique résultante, son augmentation résulte l'augmentation de cette dernière [101, 102]. On remarque une différence maximale de puissance consommée de 04 W pour un débit d'air de 120 m³/h.

La figure 35, représente les pertes de charge mesurées pour différents débits d'air.

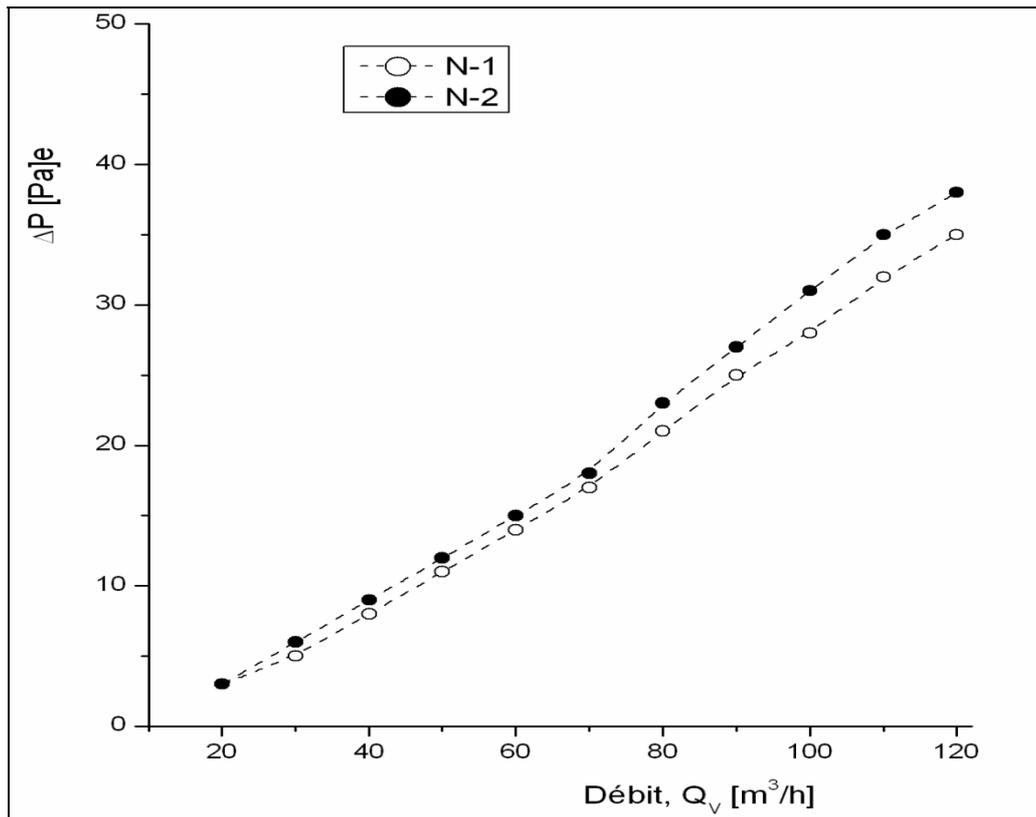


Fig. 35 : Variation des pertes de charge des capteurs N en fonction du débit d'air.

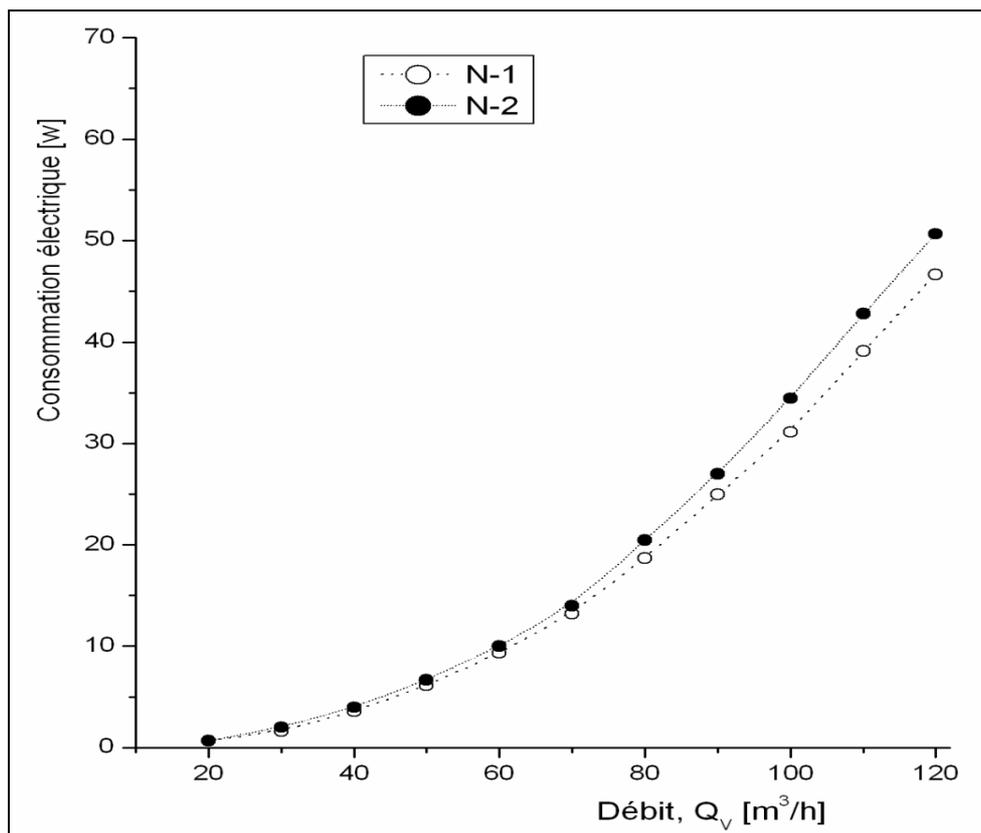


Fig. 36 : Variation des Puissances électriques consommées en fonction du débit d'air (capteurs N).

Capteur A

On remarque que la présence des chicanes dans ce capteur crée plus de perte de charge par rapport le capteur A sans chicanes. On relève des augmentations d'environ 04 Pa et 09 Pa pour des débits de 50 et 120 m^3/h respectivement, due à l'adjonction de ces chicanes rectangulaire.

Ainsi, la perte de charge de la configuration A-2 est supérieure que celle de la configuration A-1. La différence maximale entre les pertes de charge des deux configurations est d'environ 03Pa (figures. 37 et 38).

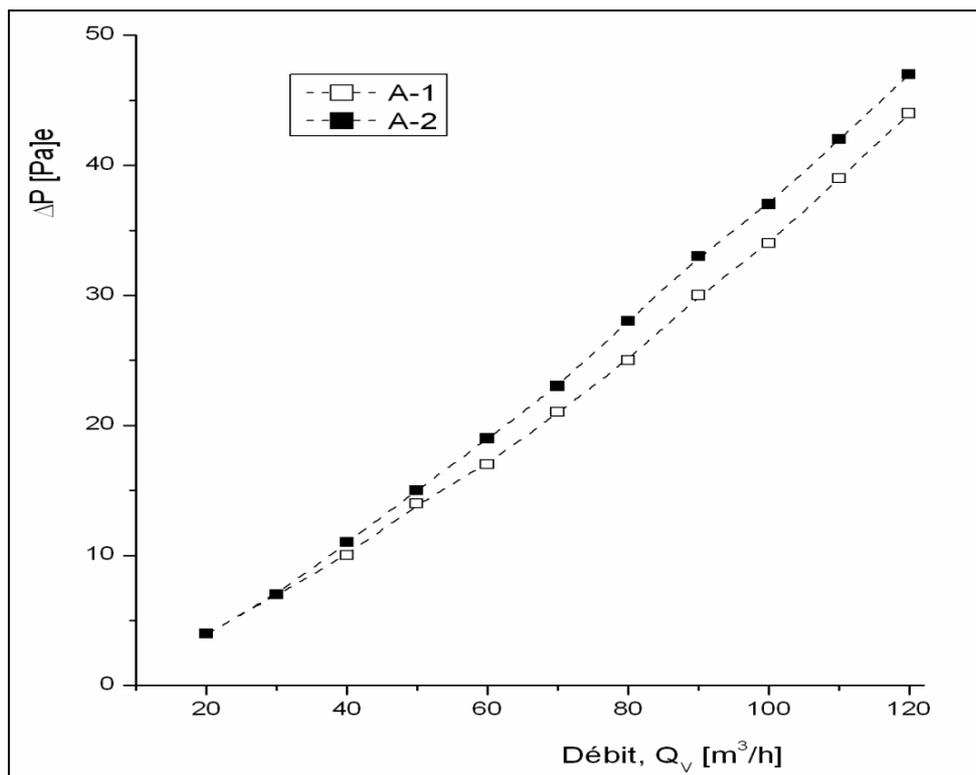


Fig. 37 : Variation des pertes de charge des capteurs A en fonction du débit d'air.

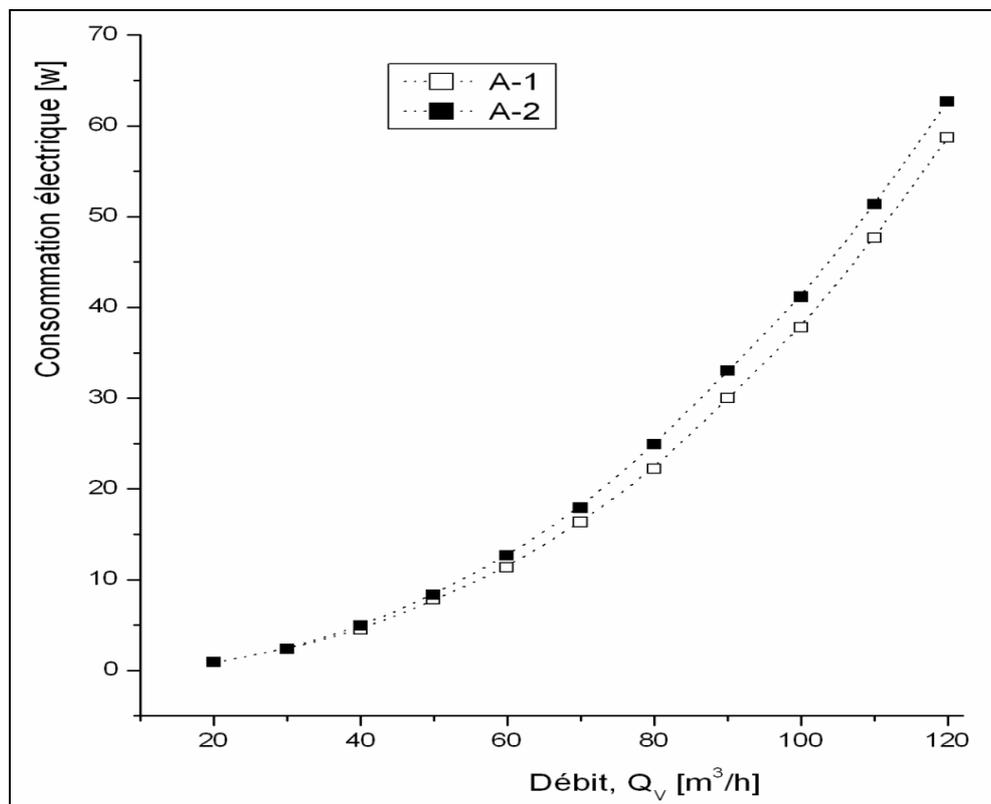


Fig. 38 : Variation des Puissances électriques consommées en fonction du débit d'air (capteurs A).

Capteur B

On remarque que dans ce capteur les pertes de charges sont plus importantes que dans les autres capteurs. Ceci est dû au fait que le diamètre hydraulique et la section de passage sont plus petits que les sections des deux autres capteurs. On constate que les pertes de charge dans ce capteur sont d'environ 1.5 fois plus importantes que celles du capteur N (sans chicanes). En première approximation on peut déduire que les pertes de charges sont inversement proportionnelles à la section de passage et au diamètre hydraulique.

Les chicanes trapézoïdales placées dans le capteur B font augmenter les pertes de charge ainsi que la consommation électrique (figures. 39 et 40). On note pour un débit de $120\text{m}^3/\text{h}$ des augmentations de perte de charge et de consommation électrique d'environ 23.6% et 42% respectivement, par comparaison aux capteurs N. Toutefois ces consommations restent toujours faibles par rapport au gain apporté par l'adjonction de ce type de chicanes. En effet à titre d'illustration il est facile de voir que pour un débit volumique de $80\text{m}^3/\text{h}$, les pertes de charges dues sont de : $\Delta P(B2) = 1.26 \times \Delta P(N2)$ alors que le rendement obtenu est $\eta(B2) = 1.4 \times \eta(N)$.

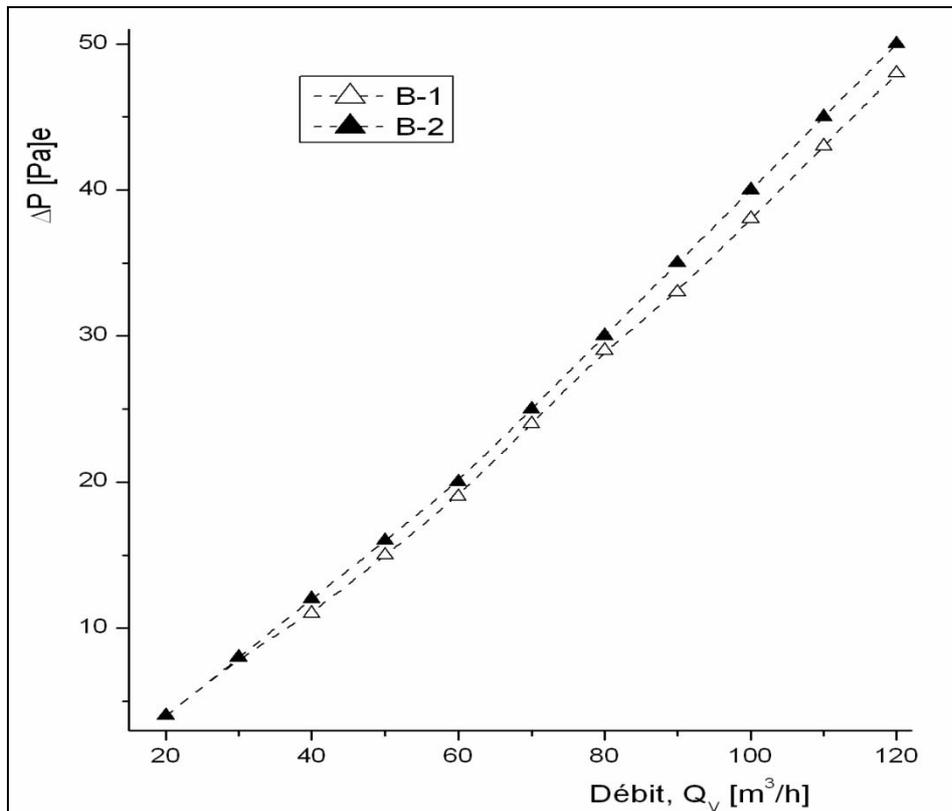


Fig. 39 : Variation des pertes de charge des capteurs B en fonction du débit d'air.

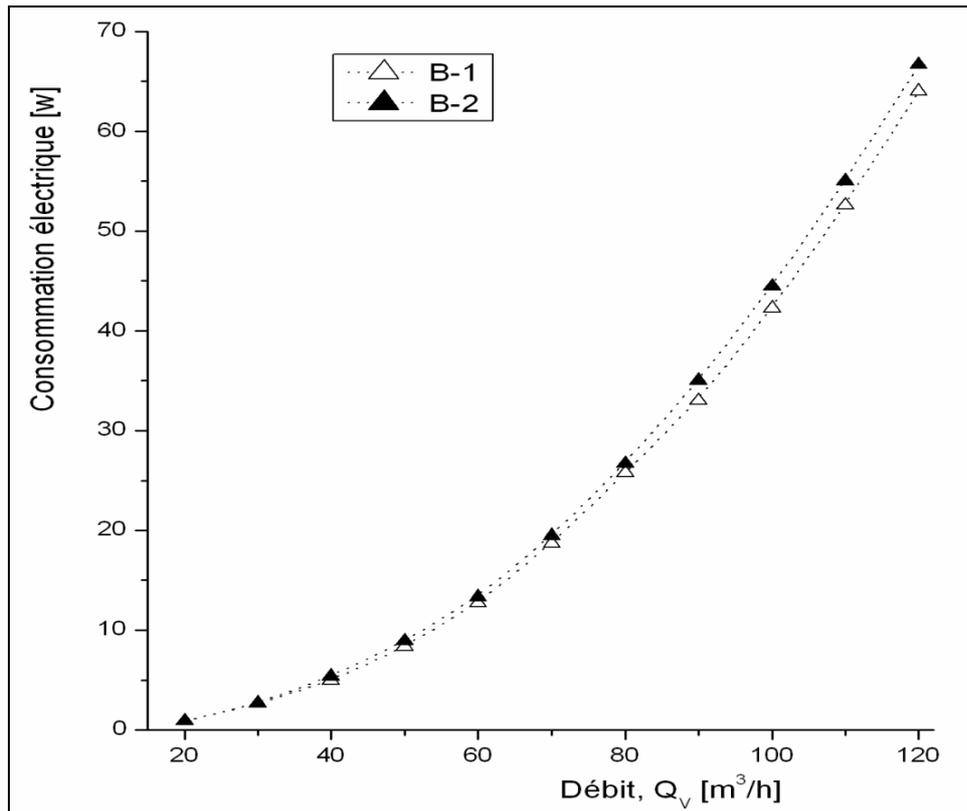


Fig. 40 : Variation des Puissances électriques consommées en fonction du débit d'air (capteurs B).

3.3 Synthèse des résultats obtenus

3.3.1 Le rendement en fonction du débit

La figure 41, regroupe les courbes de la variation du rendement en fonction du débit pour les différentes configurations de CSPs.

Comme nous l'avons constaté, le rendement du capteur augmente lorsque le débit augmente. De même, l'utilisation des chicanes trapézoïdales induit une amélioration du rendement, ceci s'explique par le fait que la forme trapézoïdale induit une diminution des sections de passage de l'air. Nous avons vu au chapitre II que la diminution de la section de passage implique l'augmentation du nombre de Reynolds ; ce qui signifie que l'échange thermique convectif entre l'air et l'absorbeur s'améliore et par conséquent le rendement du capteur augmente.

Nous remarquons aussi, que les rendements des capteurs dont l'entrée de l'air est par le haut (Configurations : N-2, A-2 et B-2) sont plus élevés que ceux des capteurs ayant l'entrée de l'air par le bas (Configurations : N-1, A-1 et B-1). Cette élévation est plus remarquable pour les faibles débits. Ceci est dû à l'importance de la convection naturelle à l'égard de la convection forcée à faibles nombre de Reynolds, ce qui perturbe l'écoulement dans les régions avoisinants l'absorbeur et permet d'arracher le maximum de calories.

On constate que les configurations de chicanes proposées et étudiées (rectangulaires et trapézoïdales), ainsi que le fait que l'entrée de l'air se fait par le haut, apportent une amélioration sensible du rendement de ses systèmes solaires.

En ce qui concerne la configuration C (capteur avec chicanes trapézoïdales à double passage d'air), on remarque que son rendement est légèrement inférieur à celui de la configuration B-2 pour les débits inférieurs à $45\text{m}^3/\text{h}$, et il devient légèrement supérieur pour les débits supérieurs à $80\text{m}^3/\text{h}$ (Fig. 41).

En première approche, on peut établir un classement de ces formes de chicanes d'après l'amélioration apportée aux rendements des capteurs A, B et C, ainsi qu'aux pertes de charge et consommations électriques résultantes.

Par ailleurs, l'inversement du sens d'écoulement du bas vers le haut (blowing up) pour être du haut vers le bas (blowing down), présente une amélioration remarquable du rendement, dans le cas du capteur sans chicanes.

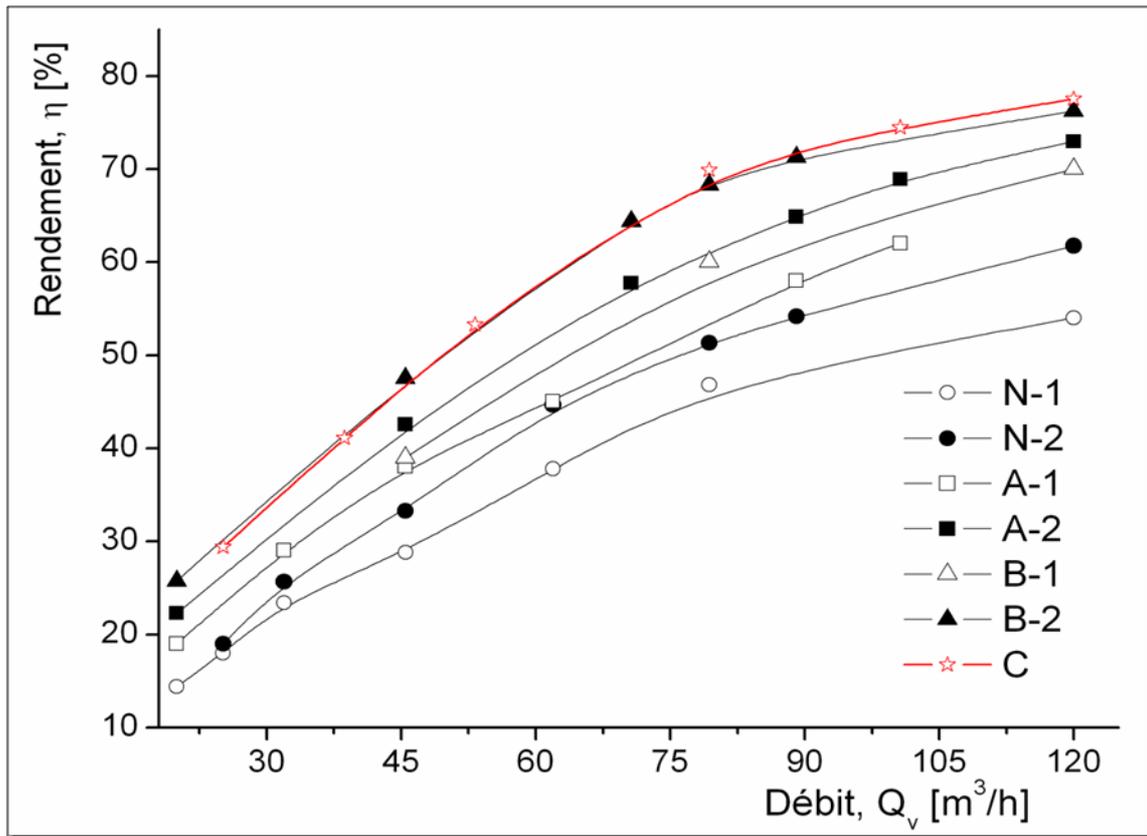


Fig. 41 : Comparaison des rendements en fonction du débit pour différentes configurations.

3.3.2 Le rendement en fonction du paramètre réduit $X=(\Delta T/Ig)$:

Il est intéressant de montrer la variation du rendement du capteur en fonction de l'élévation de la température de l'air à l'entrée du capteur rapportée au flux solaire. Pour cela nous comparons les différents résultats obtenus à partir des configurations étudiées, la meilleure configuration sera celle qui donnera le rendement le plus grand.

En régime stationnaire, où la variation de la température est inférieure à $0.5^\circ C/min$ l'analyse des échanges de chaleur du capteur solaire plan à air permet d'écrire l'énergie utile récupérée sous la forme suivante [37]: (en négligeant l'énergie thermique stockée)

$$Q_u = \dot{m} c_p (T_{fo} - T_{fi})$$

Tout en présentant le coefficient de pertes totales U_L du collecteur entre l'absorbeur et l'air ambiant, le gain d'énergie utile fourni par le collecteur est donné par [77] :

$$Q_u = S_{abs} \cdot F_R [I_G (\tau_v \alpha_{abs}) - U_L (T_{fe} - T_a)]$$

Le coefficient global de transfert air-absorbeur est donné par :

$$F_R = \frac{\dot{m} c_p}{S_{abs} U_L} \left[1 - \exp \left(- \frac{F' U_L S_{abs}}{\dot{m} c_p} \right) \right]$$

Cette quantité F_R est équivalente à l'efficacité d'un échangeur de chaleur conventionnel, qui est défini par le rapport du transfert thermique réel au maximum possible du gain d'énergie utile dans un capteur solaire qui se produit quand la température d'entrée du fluide dans le capteur est la même que la température ambiante ; les pertes de chaleur à l'environnement sont alors minimales [5].

En régime stationnaire, on caractérise les conditions de fonctionnement du capteur par la valeur du paramètre réduit $X = \frac{(T_{fe} - T_a)}{I_g}$ et on écrit alors le rendement du capteur en fonction de (x), en négligeant les termes non linéaires, le rendement s'écrit sous la forme :

$$\eta = a + b \cdot x$$

D'autre part, l'analyse théorique nous permet d'écrire le rendement sous la forme :

$$\eta = F_R (\tau_v \alpha_{abs}) - F_R U_L \frac{(T_{fi} - T_a)}{I_G}$$

qui, sous certaines conditions que précise **Sacadura [94]** peut être représentée par une droite dont la pente est (U_L).

Les calculs des pertes thermiques nous a permis la détermination du coefficient de déperdition total (U_1) du capteur ainsi que le coefficient (F'). Ce dernier qui est proche de 1, (Tableau 8), nous permet de représenter le rendement du capteur en fonction du paramètre réduit (x).

En effet la connaissance de (U_1) et (F'), nous permet d'écrire :

$$\text{pour } x = 0 \quad \eta = F_R (\tau_v \alpha_{abs})$$

C'est à dire que le rendement du capteur est maximal lorsque la température de l'air est égale à la température d'entrée.

$$\text{pour } \eta = 0 \quad \frac{\Delta T}{I_g} = \frac{(\tau_v \alpha_{abs})}{U_L}$$

Le rendement s'annule pour une valeur du flux solaire égale au flux seuil à partir duquel le rendement sera négatif et dans ce cas le capteur chauffe l'extérieur. La connaissance de ces deux coordonnées, nous permet la représentation des abaques donnant le rendement en fonction de (x) pour un débit volumique $Q_v=80\text{m}^3/\text{h}$ (Fig. 42).

Capteur	N-1	N-2	A-1	A-2	B-1	B-2	C
$F_R(\tau_v \alpha_{abs})$	0.55	0.607	0.663	0.735	0.71	0.80	0.845
$F_R U_L (\text{Wm}^{-2}\text{k}^{-1})$	18	18.5	17.5	16.7	19	20.2	20.68

Tableau 7: Paramètres caractéristiques des capteurs basées sur ASHRAE 93-2003 standard.

La norme ASHRAE standard exige que, pour les essais d'efficacité des capteurs solaires, le rayonnement solaire doit être au-dessus de 630 W/m^2 [42, 103]. Les rendements instantanés sont déterminés à partir de la formule $\eta = \frac{\dot{m} c_p (T_{fo} - T_{fi})}{I_G \cdot A_c}$ pour des valeurs paires prises symétriquement autour du midi solaire, puis ramenées à une moyenne et tracées en fonction de $(T_{fi} - T_{fa}) / I_G$.

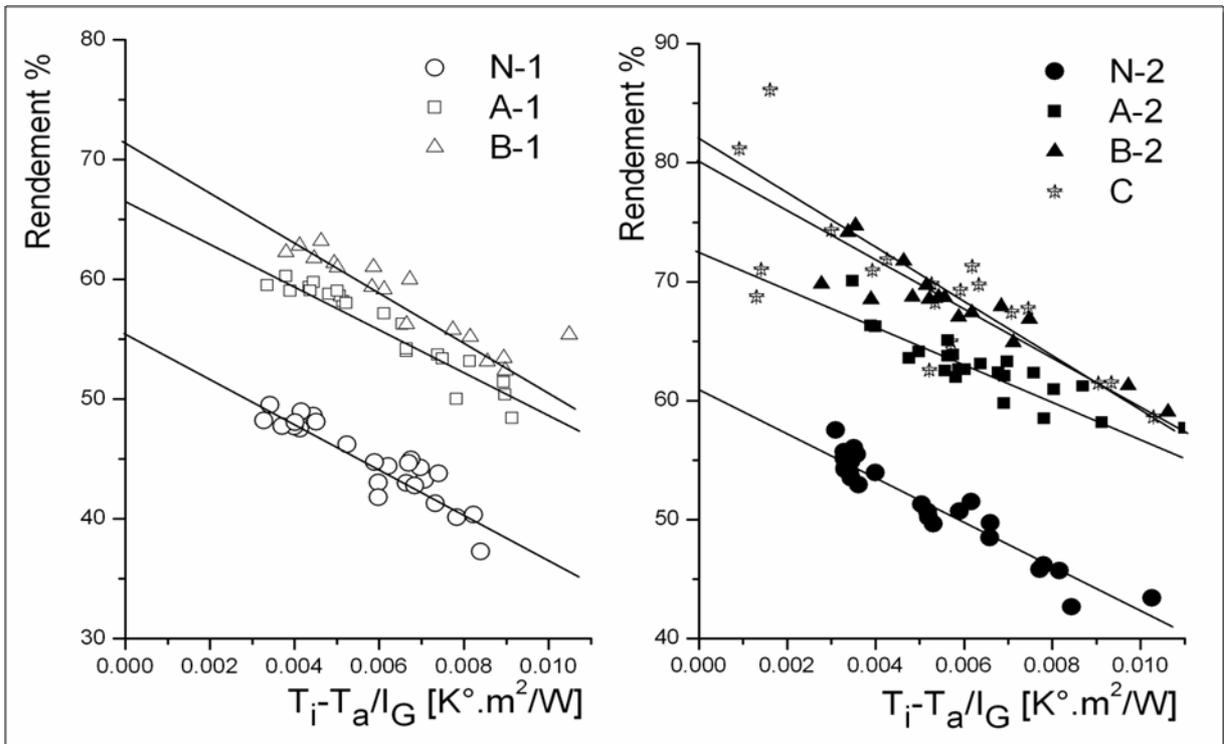


Fig. 42 : Rendements en fonction des paramètres réduits $\Delta T/I_g$ pour différentes configurations.

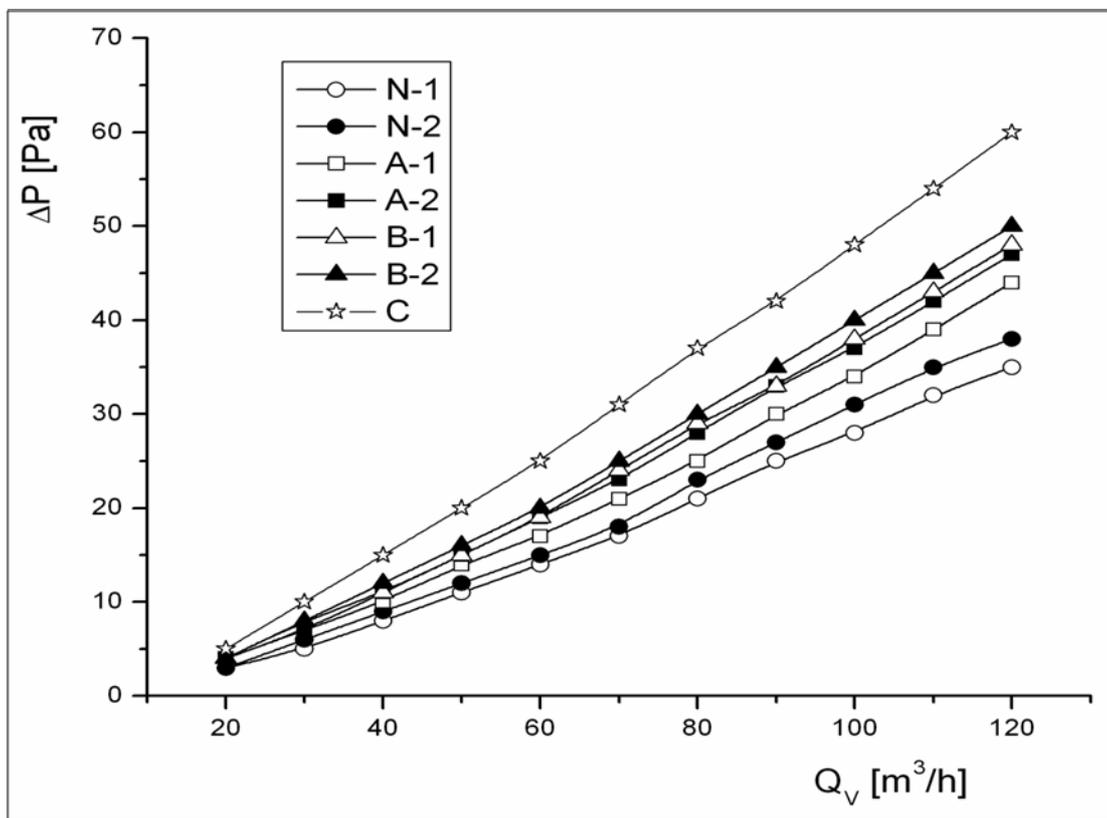
3.3.3 Pertes de charge et consommations électriques engendrées:

Fig. 43 : Pertes de charge en fonction du débit pour différentes configurations étudiées

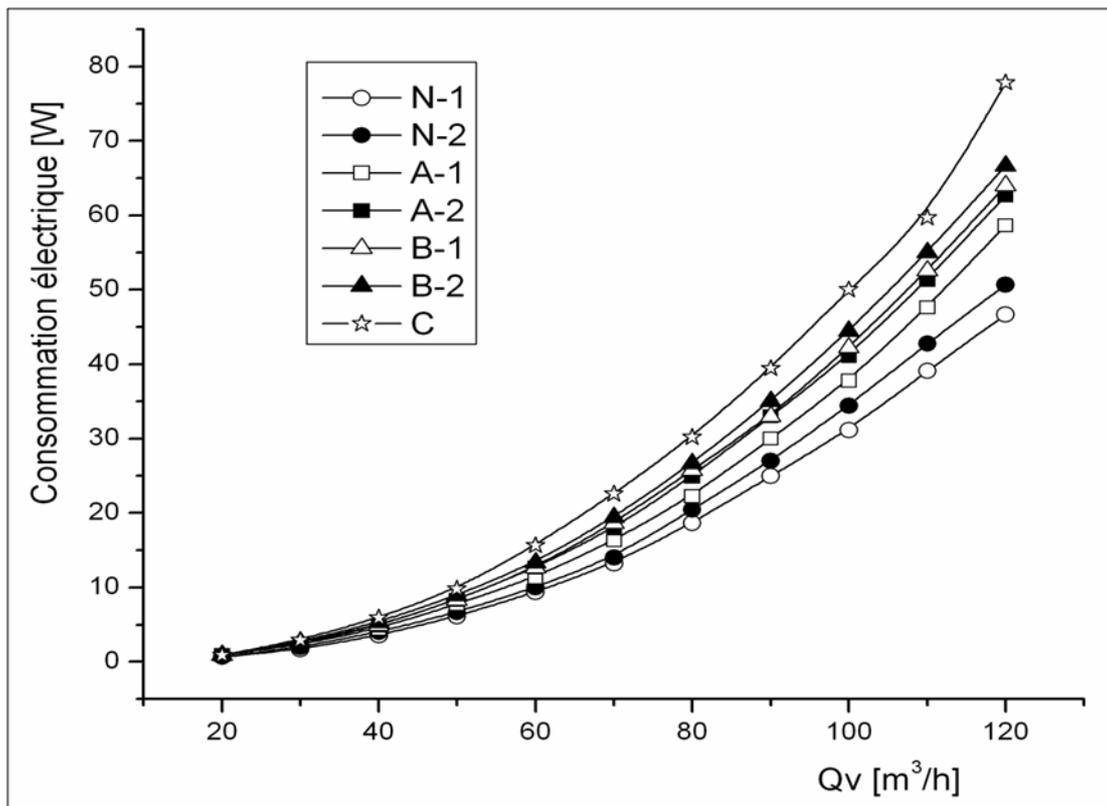


Fig. 44 : Puissances électriques consommées en fonction du débit pour différentes configurations étudiées

3.3.4 Évolutions des températures de l'air et de l'absorbeur le long du capteur pour différents débits :

Les courbes qui suivent montrent les profils des températures de l'air et de l'absorbeur le long du capteur sans chicanes pour des débits d'air différents.

Les relevés des températures de l'air sont basés sur un maillage simple, cinq (05) intervalles suivant l'axe d'écoulement (sérés à l'entrée et à la sortie et desserrés au milieu du capteur) pour lesquels les valeurs des températures sont calculées à partir de la moyenne arithmétique de trois valeurs de températures mesurées suivant la largeur de la veine d'air (sur la moitié de la largeur ; en considérant que la température de l'air est symétrique) (à $y = 5$ cm de la paroi latérale, à mi-largeur $y = 20$ cm et à $y = 45$ cm). Les valeurs des nœuds sont fondées sur les relevés expérimentaux des températures. (Voir figure 45)

Les profils relevés à partir de l'entrée des deux configurations N-1 et N-2 (Capteurs sans chicanes : entrée par le bas et entrée par le haut) ont permis la détermination de l'évolution réelle des températures de l'air et de l'absorbeur. Les relevés sont montrés sur la figure 46.

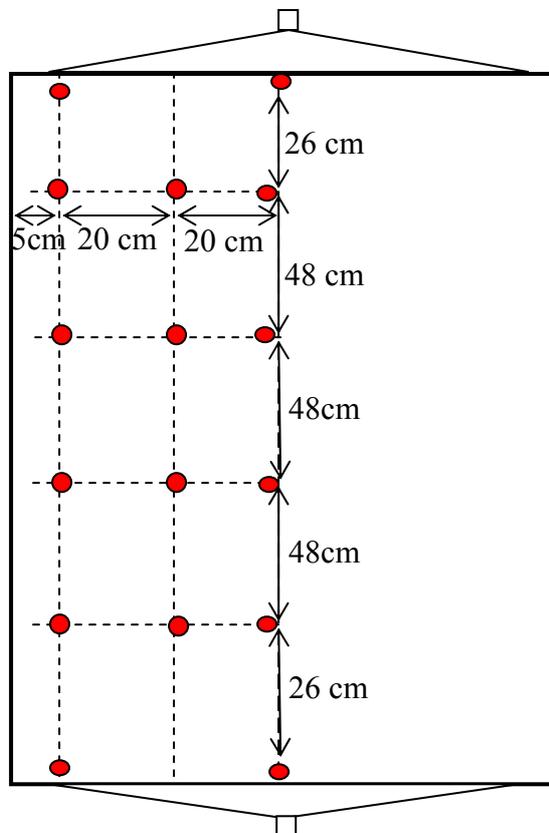


Fig. 45 : Positions des sondes dans le CSP

On constate qu'un écart des profils des températures de l'air et de l'absorbeur, qui est assez petit à l'entrée, augmente graduellement jusqu'au milieu du capteur $x/L=0.5$ et puis se stabilise jusqu'à la sortie du capteur.

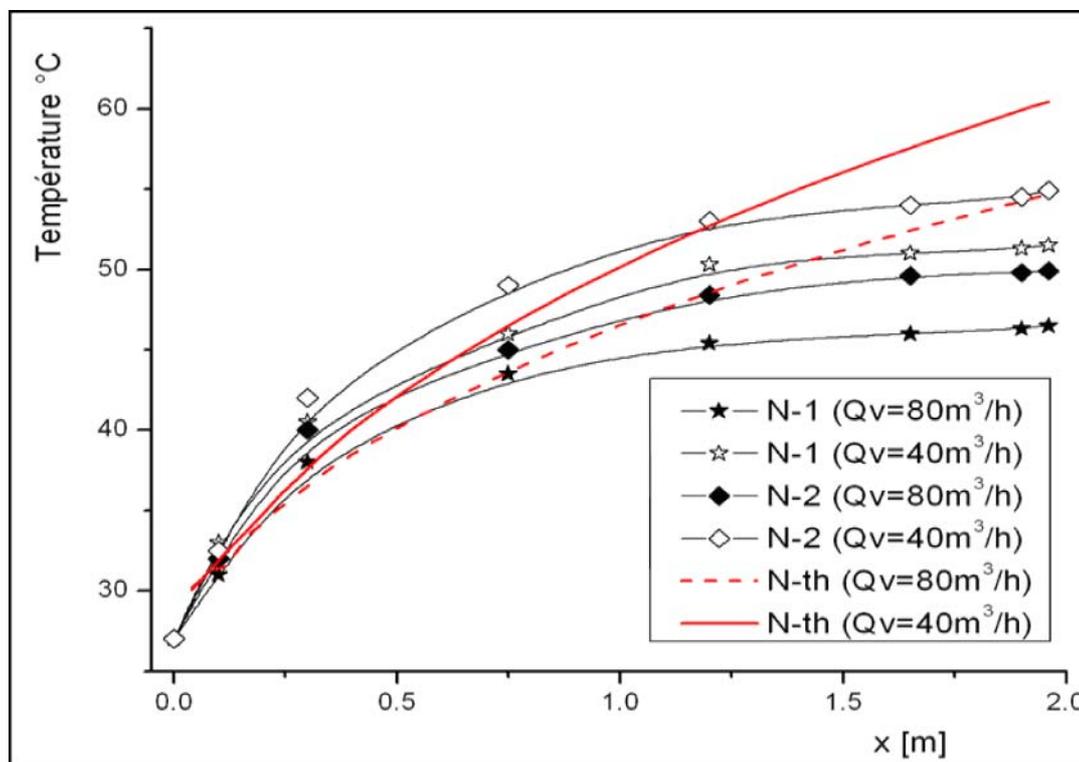


Fig. 46 : Evolution des températures moyennes de l'air dans le capteur N.

Les résultats obtenus à partir des mesures des températures de l'absorbeur et de l'air **le long de la ligne moyenne du capteur** pour un débit 40m³/h, montrent que cette dernière tend à augmenter au fur et à mesure que l'abscisse (x) augmente (de l'entrée vers la sortie du capteur) jusqu'à une longueur (x) égale à 1 m correspondant à 52% de la longueur totale puis elle diminue jusqu'à la sortie du capteur.

Pour un débit de 80 m³/h, nous remarquons que la température de l'absorbeur a la même allure que celle d'un débit de 40m³/h, mais la température de l'air augmente progressivement dès l'entrée du capteur ($x=0$), jusqu'à la sortie (Fig. 47).

Ceci peut être dû soit à un changement de régime, soit à un écoulement en retour (recirculation de l'air), causé d'une part, par la valeur assez grande du débit d'air et d'autre part, par la forme de sortie du capteur qui est sous la forme d'un convergent.

Les calculs concernant le coefficient de transfert ($hf(x)$) le long de la ligne moyenne conduit à la conclusion suivante : Le transfert de chaleur entre l'air et l'absorbeur est plus

important sur une longueur (x) égale à presque 1 m correspondant à 52% de la longueur totale, ce coefficient reste lié directement à la vitesse de l'écoulement (voir figure 48).

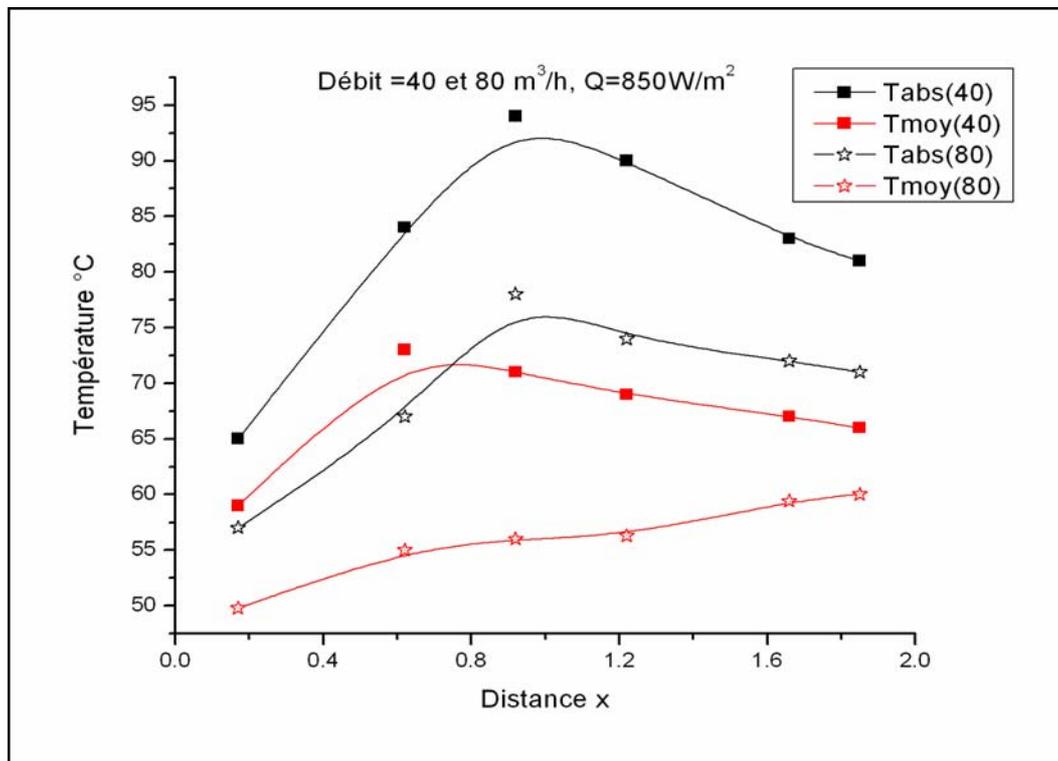


Fig. 47: Variation des températures de l'air et de l'absorbeur le long de la ligne moyenne du capteur

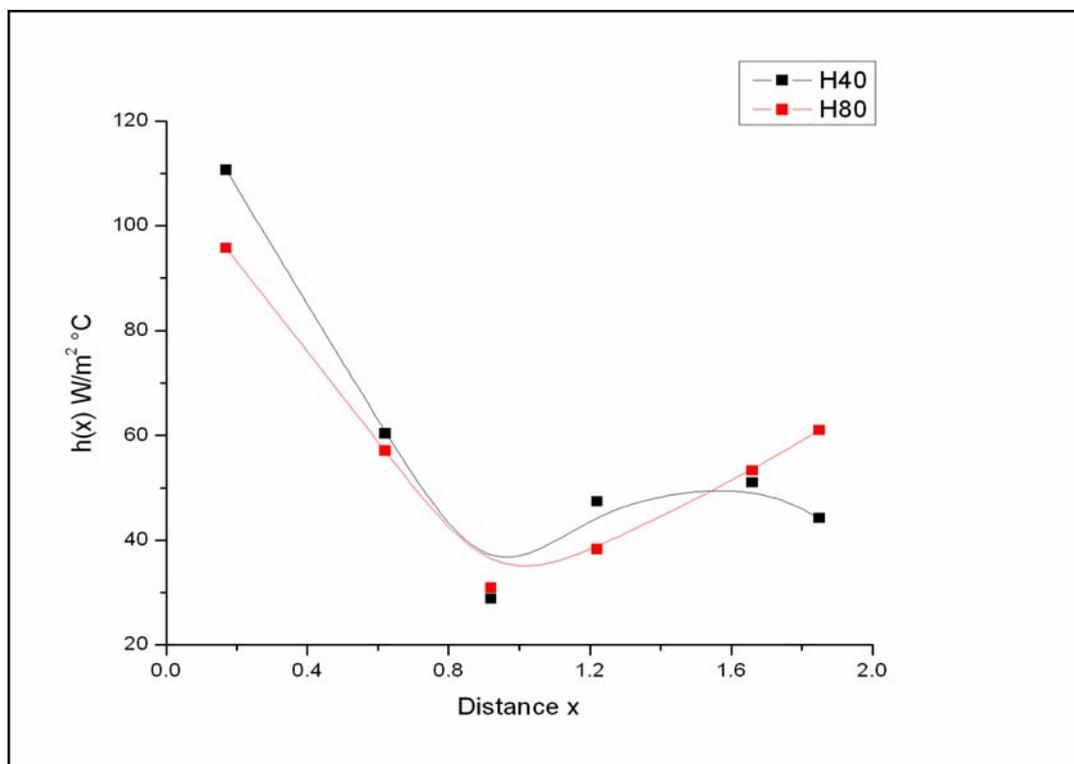
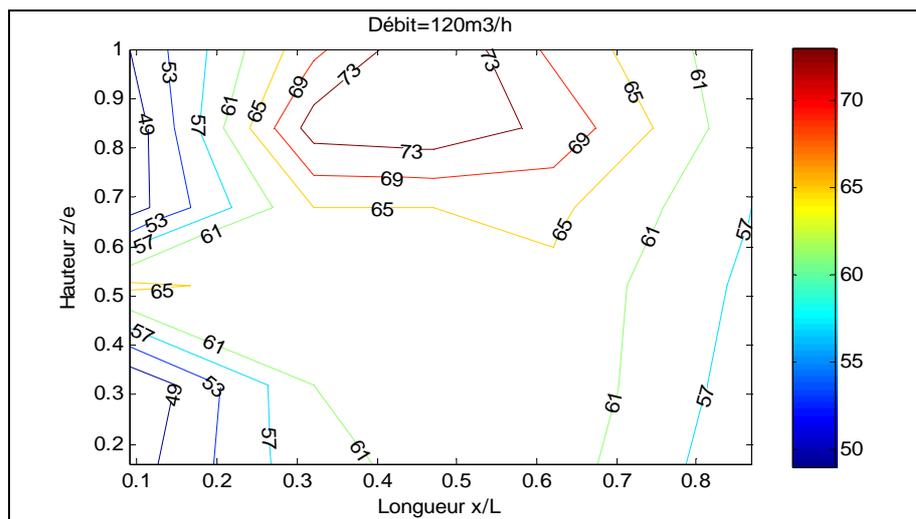
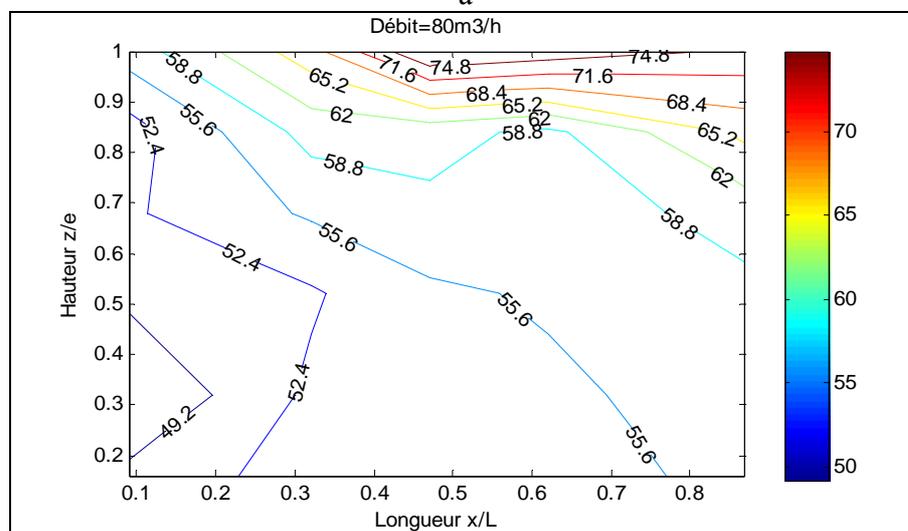


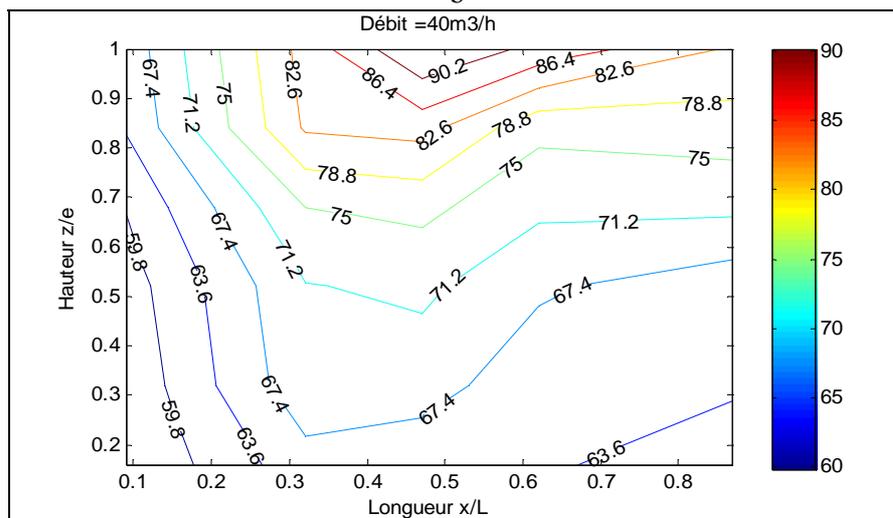
Fig. 48 : Variation du coefficient d'échange h(x) le long de la ligne moyenne du capteur.



-a-



-b-



-c-

Fig. 49 : Distribution de la température de l'air de la ligne moyenne du canal d'écoulement selon le plan (x, z) pour différents débits.

La figure 49 montre la distribution de la température de l'air de la ligne moyenne du canal d'écoulement selon le plan (x, z) pour différents débits. On remarque que les iso-contours des températures sont plus ou moins horizontales pour un faible débit ($Q_v=40\text{m}^3/\text{h}$) et elles deviennent de plus en plus verticales en passant aux débits plus supérieurs.

Pour avoir une idée sur la distribution de la température de l'air dans le canal d'écoulement pour différents débits, nous avons installé 16 sondes (12 sonde du type K et 4 sondes numériques) dans la moitié de veine d'air (en considérant que la distribution est symétrique) selon le schéma (Fig. 45).

La prise des températures de l'air dans le canal d'écoulement pour différents débits ($40\text{m}^3/\text{h}$ et $80\text{m}^3/\text{h}$) nous a permis de tracer les isothermes illustrées dans les figures 50 et 51.

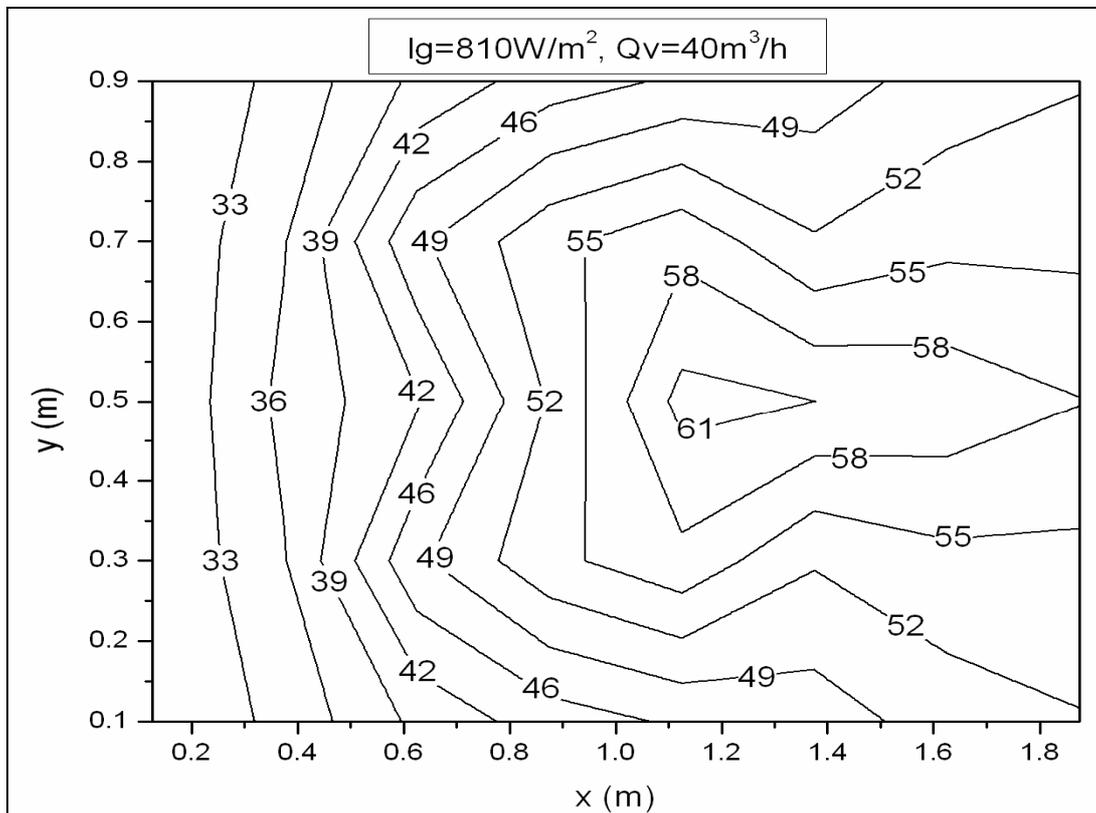


Fig.50 (a): Distribution de la température de l'air dans le canal d'écoulement de l'air $Q_v=40\text{m}^3/\text{h}$ (capteur N-1).

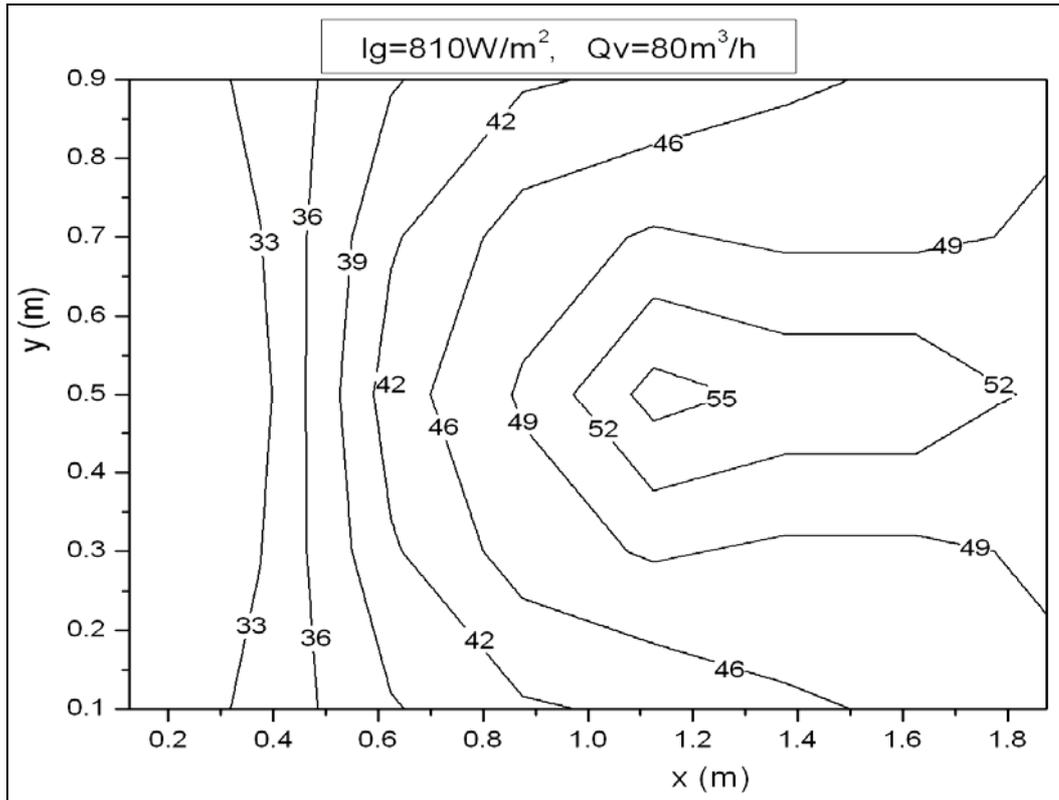


Fig. 50 (b): Distribution de la température de l'air dans le canal d'écoulement de l'air $Q_v=80\text{m}^3/\text{h}$ (capteur N-1).

3.3.5 Coefficient de Transfert Thermique (comparaison des différents résultats) :

Nous présentons le transfert thermique entre le fluide et l'absorbeur par le coefficient d'échange convectif H_f global qui est déterminé expérimentalement à partir des équations du bilan [37] :

La quantité de chaleur utile extraite par le fluide s'écrit :

$$Qu = H_f \cdot A_c (T_n - T_f)$$

D'autre part, on peut écrire la quantité de chaleur en fonction du débit massique :

$$Qu = \dot{m} \cdot Cp \cdot (T_{fs} - T_{fe})$$

Les deux entités sont identiques par conséquent on peut établir l'égalité :

$$Qu = H_f \cdot A_c (T_n - T_f) = \dot{m} \cdot Cp \cdot (T_{fs} - T_{fe})$$

Par conséquent le coefficient d'échange H_f vaut :

$$H_f = \frac{\dot{m} \cdot Cp \cdot (T_{fs} - T_{fe})}{A_c (T_n - T_f)}$$

Le coefficient d'échange local dans un point x du CSP, peut être déterminé à partir du flux de la chaleur par convection, de l'absorbeur à un élément de ce fluide [39]:

$$Qu(x) = h(x).(T_n(x) - T_f(x))$$

Où $T_n(x)$ est la température de la surface de l'absorbeur au point x , prise comme valeur moyenne des températures mesurées selon la hauteur.

Cela veut dire :

$$dq = Qu(x) / dxdt$$

Le coefficient h dépend de la nature du fluide et la qualité de contact entre l'absorbeur et ce fluide, cela dit :

$$\frac{dT_f}{dt} + U \frac{dT_f}{dx} = \frac{h_x.(T_n(x) - T_f(x))}{e.\rho.Cp}$$

En régime permanent où le système atteint son équilibre thermique, on peut écrire :

$$\frac{dT_f}{dx} = 0$$

Par conséquent, le coefficient d'échange thermique est évalué à des points donnés et pour différents débits par la relation :

$$h(x) = \frac{e.U.\rho.Cp.\frac{dT_f(x)}{dx}}{T_n(x) - T_f(x)}$$

Cette expression nous a permis de calculer le coefficient d'échange convectif dans diverses sections du canal d'écoulement du fluide.

L'examen des résultats regroupés dans le tableau 9, permet de dire que l'inversement de l'air dans la veine d'air mobile du haut vers le bas permet d'augmenter le coefficient d'échange. En effet les améliorations dues à ce changement du sens d'écoulement est de l'ordre de 10%.

Les résultats obtenus à travers les courbes (Fig. 50) ont permis d'identifier deux régimes; Un régime pour des valeurs du débit allant de 40 à 80 (m³/h). Un deuxième régime pour les valeurs de débit supérieur à 80 (m³/h). Les valeurs du débit pour le régime de transition est à identifier par d'autres mesures.

Les résultats obtenus à partir des mesures des températures de l'air le long du capteur et les calculs concernant le coefficient de transfert ($h_f(x)$) ($Q_v=40m^3/h$), montrent que ce dernier tend à diminuer de l'entrée vers la sortie du capteur et il atteint sa valeur maximale à une distance $x=25cm$. Ceci conduit à la conclusion suivante : Le transfert de chaleur entre l'air et l'absorbeur est plus important dès la distance (x) égale à 0.25 m de l'entrée du capteur correspondant à 13% de la longueur totale à partir de laquelle ce coefficient commence à décroître.

Pour des débits supérieurs à $40m^3/h$, nous remarquons un changement de l'allure des courbes précédentes ; c'est à dire que le coefficient d'échange a la valeur la plus grande juste à l'entrée du capteur, ensuite il commence à chuter brusquement. Ce changement est dû probablement au changement du régime d'écoulement. (Voir Fig.51)

Q_v [m^3/h]	Re	N (empiriques)		N-1		N-2	
		Nu	H_f	Nu	H_f	Nu	H_f
40	1126	7.71	14.84	7	21.1	8.06	22.6
80	2252	9.8	15.04	10.2	32.7	12.8	35.3
120	3378	14.51	20.91	15.4	38.4	16.9	42.08

Tableau n°8 : Comparaison des coefficients de transfert moyens

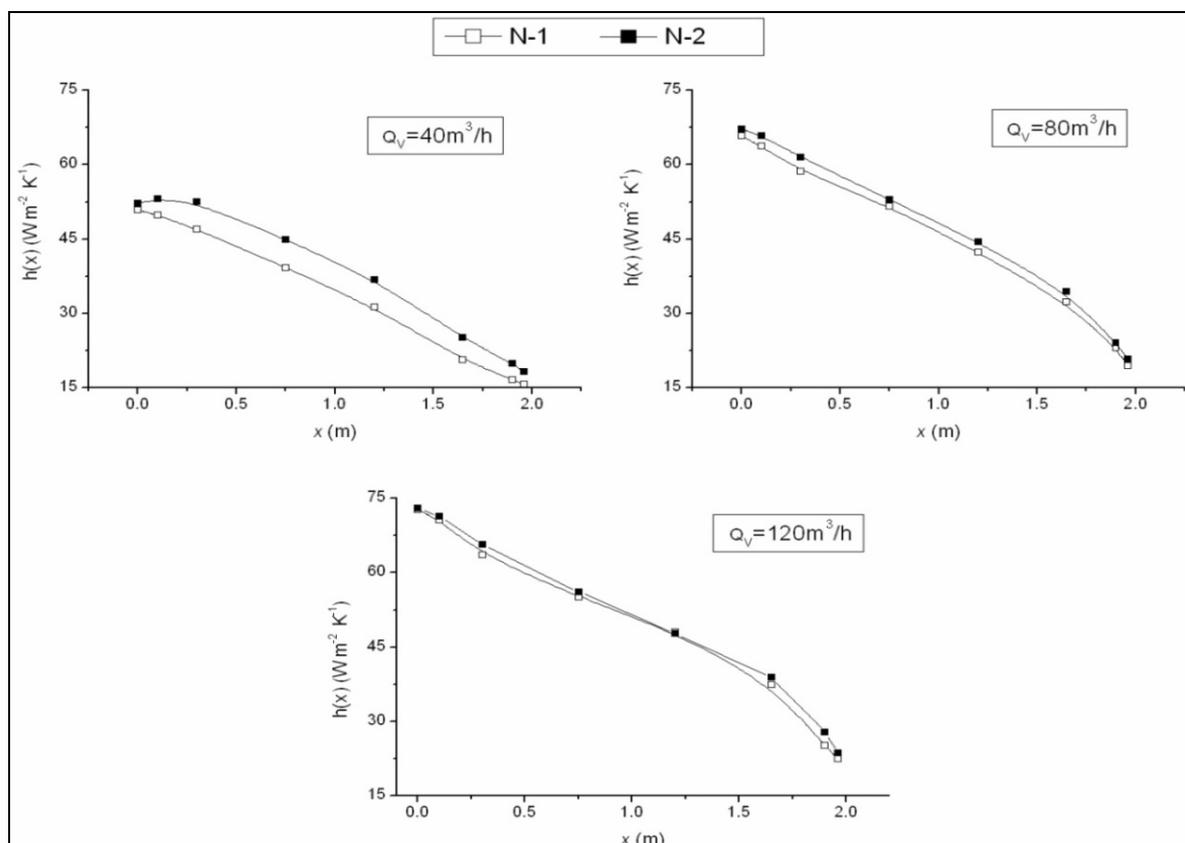


Fig. 51 : Evolution du coefficient d'échange par convection le long des capteurs N en fonction de (x) pour différents débits

3.3.6 Comparaison du nombre de Nusselt en fonction de (x) pour différents débits

L'examen des courbes de la figure 52, représentatives du nombre de Nusselt le long du capteur pour différents débits, met en évidence l'effet du sens de l'entrée de l'air dans le capteur. Il s'agit là comme on le voit, de deux types de courbes, le premier type correspondant à un débit $40 \text{ m}^3/\text{h}$, pour lequel, on remarque une partie à allure constante du nombre de Nusselt sur presque 0.25m à l'entrée du capteur N-2. Ceci est peut être dû à l'importance de la convection naturelle à l'égard de la convection forcée. Cette partie à allure constante est absente dans les courbes représentant l'échange convectif dans le capteur N-1.

Pour les débits 80 et 120 m^3 , on remarque l'absence de cette plage à allure constante. C'est à dire qu'à partir de l'entrée, le nombre de Nusselt prend les grandes valeurs et il diminue progressivement jusqu'à la sortie du capteur ; car pour ces valeurs de débit qui sont relativement grandes, on peut parler de zones de contraction brusque à l'entrée, provoquant une élévation de la vitesse de l'air [37].

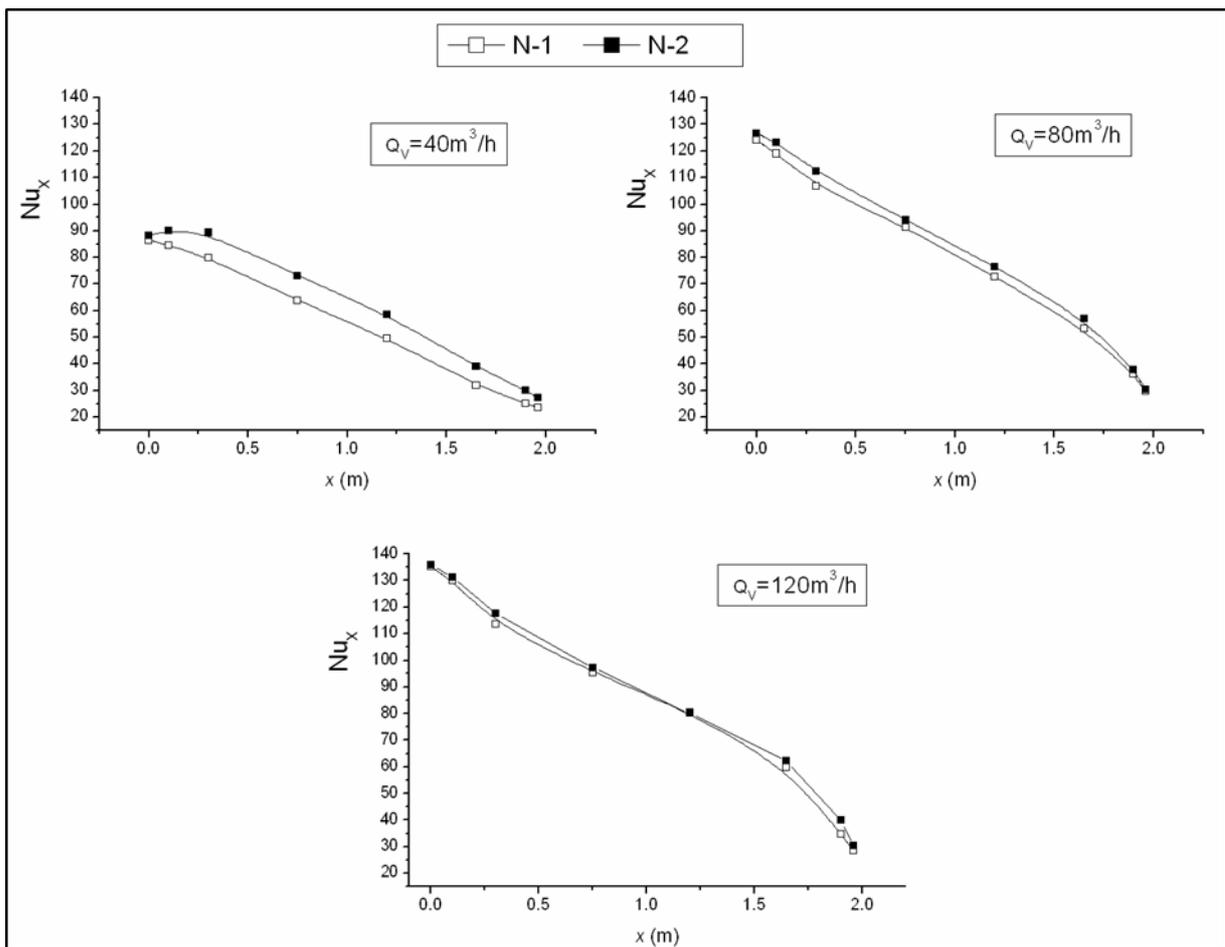


Fig. 52 : Evolution du nombre de Nusselt le long des capteurs N en fonction de différents débits

3.4 Etude des échanges convectifs en régime dynamique

La plupart des études relatives à l'optimisation des capteurs solaires plans à air se font en régime stationnaire. En régime de fonctionnement variable, la détermination temporelle et spatiale des performances est plus complexe. L'évolution des divers paramètres de fonctionnement dépend du comportement global du système. Il s'agit de voir son comportement par exemple au démarrage (lever du soleil) et en fin de fonctionnement (coucher du soleil). Par temps variable (ciel couvert) l'inertie thermique du système solaire (cas d'un toit, dalle...) joue un rôle primordial vis-à-vis de son comportement.

Il est important d'étudier expérimentalement le comportement du capteur solaire plan en régime transitoire, surtout au début et à la fin du fonctionnement ainsi que par temps couvert. Ceci peut se faire par la mesure instantanée des températures des différents composants du CSP à différentes positions surtout celle de l'absorbeur et de la veine dynamique. Ces mesures sont en fonction du temps lors des changements (faibles/ brusques) des conditions de fonctionnement (absence de rayonnement solaire, vent fort, pompage d'air, etc.). La réponse du système qui se traduit par son inertie thermique nous permis de voir sur quelle base, on peut agir pour remédier à cette carence car, il faut maintenir pendant le chauffage d'un local par exemple, une température d'usage constante.

Dans le chapitre II, nous avons traité plusieurs méthodes d'essais pour l'évaluation des CSPs en régime dynamiques lorsque les conditions de travail sont variables.

La méthode utilisée pour évaluer les performances CSPs est basée sur la norme ASHRAE 93-2003 [73], ainsi que sur la nouvelle méthode dynamique (NDM) [72] afin de déterminer le temps de réponse comme facteur de correction dans les résultats expérimentaux.

Le temps de réponse τ_{dr} (Eq. 1, chapitre II) est le temps requis pour le fluide caloporteur pour extraire la chaleur du système égale à sa chaleur stockée en fonction de sa capacité thermique effective. Il se réfère au temps de réponse que met le capteur pour répondre aux variations des conditions environnementales et d'exploitation. τ_{Lr} est l'intervalle de temps pendant laquelle la perte de chaleur du capteur devient égale à sa chaleur stockée en fonction de sa capacité thermique effective.

$(Mc)_e$ représente la somme des chaleurs massiques de l'absorbeur, les parois latéraux et arrière et le pouvoir calorifique du fluide caloporteur. Excepté la chaleur massique de la couverture qui n'est pas incluse.

Les calculs du temps de réponse τ_{dr} à partir du pouvoir calorifique des différents éléments constituant le capteur solaire ont donné les résultats suivants:

Elément	poids	Chaleur massique	Chaleur massique de l'élément	Temps de réponse τ_{dr}	Temps de réponse τ_{Lr}
Absorbeur	6 Kg	490 J/Kg.k°	2940 J/K°	$\dot{m} = 0.028 \text{ kg/s}$ $\tau_{dr} = \frac{(Mc)_e}{\dot{m} cp}$ =1680 s =28 mn	Temps de réponse $\tau_{Lr} = \frac{(Mc)_e}{F'U_L}$ =2541s =41 mn
Tôle inférieure	6 Kg	490 J/Kg.k°	2940 J/K°		
Cadre et parois latéraux et arrière (bois)	18 Kg	2300 J/Kg.k°	41400 J/K°		
Chaleur massique TOTALE $(Mc)_e$			47280 J/K°		

Tableau 9: Valeurs calculées de la chaleur massique totale $(Mc)_e$ du CSP et des temps de réponses τ_{dr} et τ_{Lr} .

Ces valeurs déterminées sont d'une extrême importance car elles permettent d'évaluer les performances d'un tel système. Ceci est indispensable lorsqu'il s'agit d'évaluer la qualité du transfert thermique. La difficulté réside dans la possibilité de calculer le coefficient de transfert thermique dans de telles conditions. En première approximation, nous pouvons dire que ce coefficient est lié étroitement au temps de réponse du système. Reste à déterminer cette dépendance par une corrélation qui nécessite suffisamment de données expérimentales. Ceci exige un temps de tests très étendu. Puis, pour une meilleure précision, vue la sensibilité de l'étude, un système d'acquisition adéquat est exigé. Vu toutes ces considérations, notre étude est limitée à la mesure du temps de réponse et par conséquent du coefficient de transfert thermique en régime transitoire pour un débit fixe.

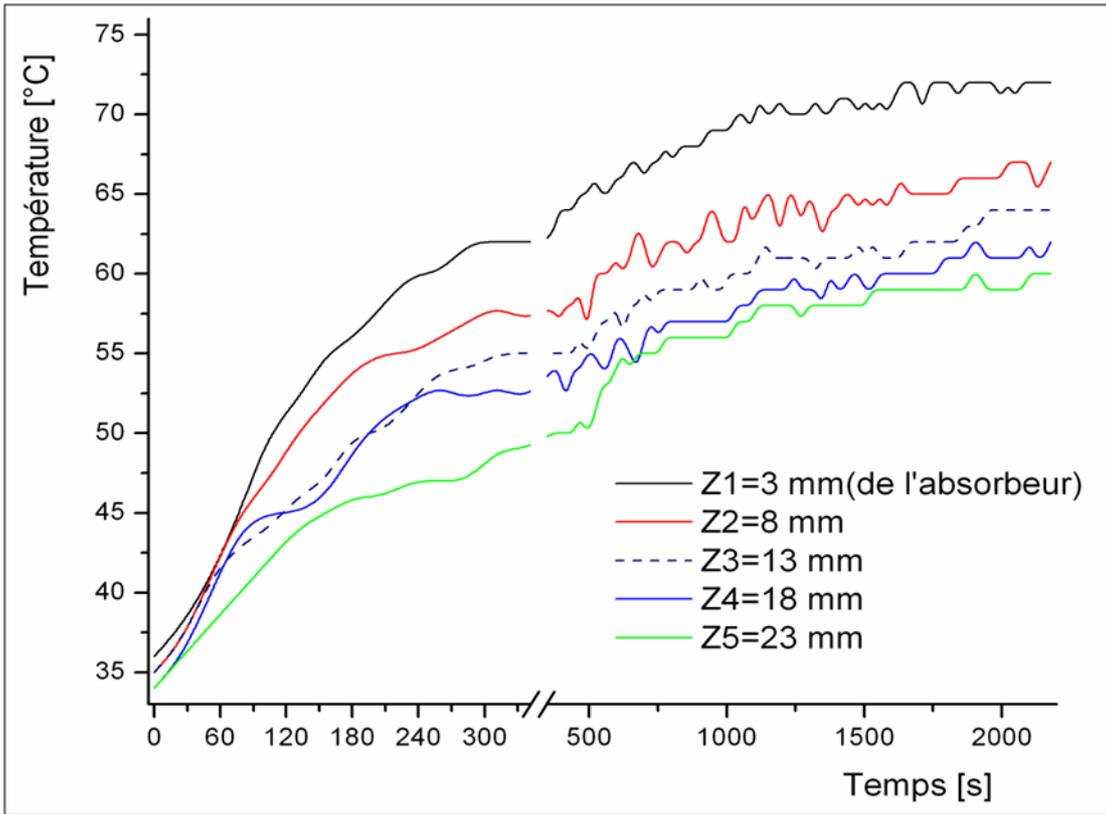


Fig. 53 : Evolution des températures de l'air à différentes hauteurs (z) du canal d'écoulement en fonction du temps de mise en marche, ($x=0.96$).

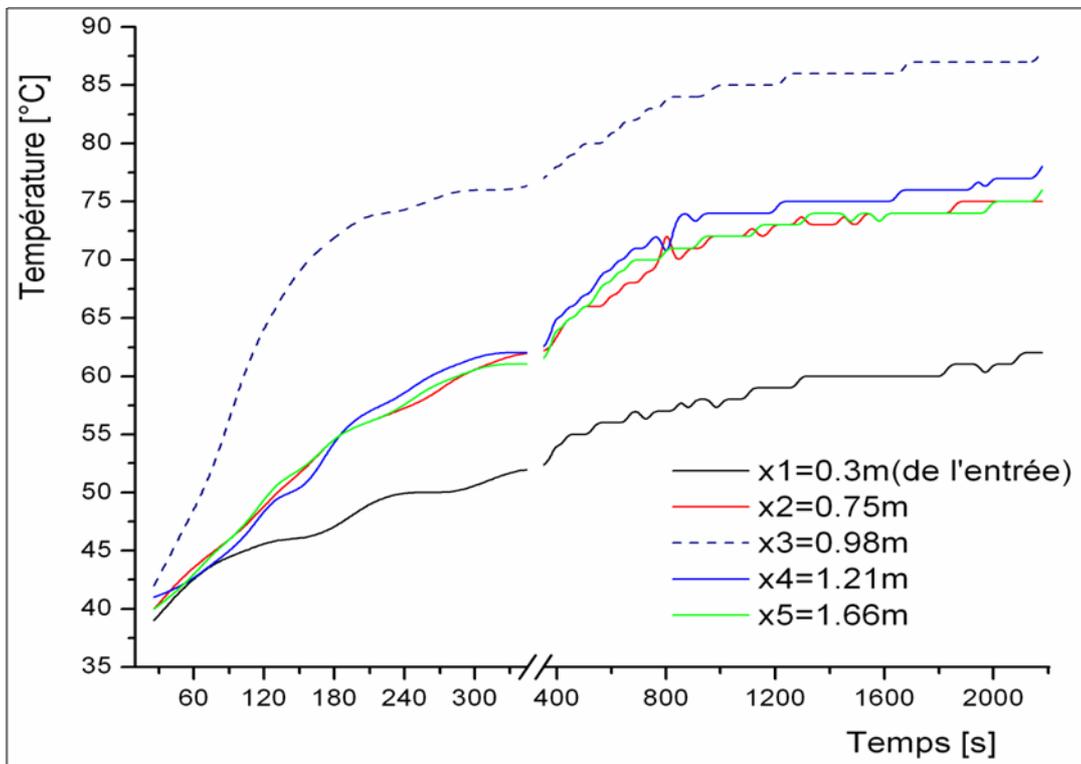


Fig. 54: Evolution de la température à différents points de l'absorbeur suivant la longueur du capteur en fonction du temps de mise en marche

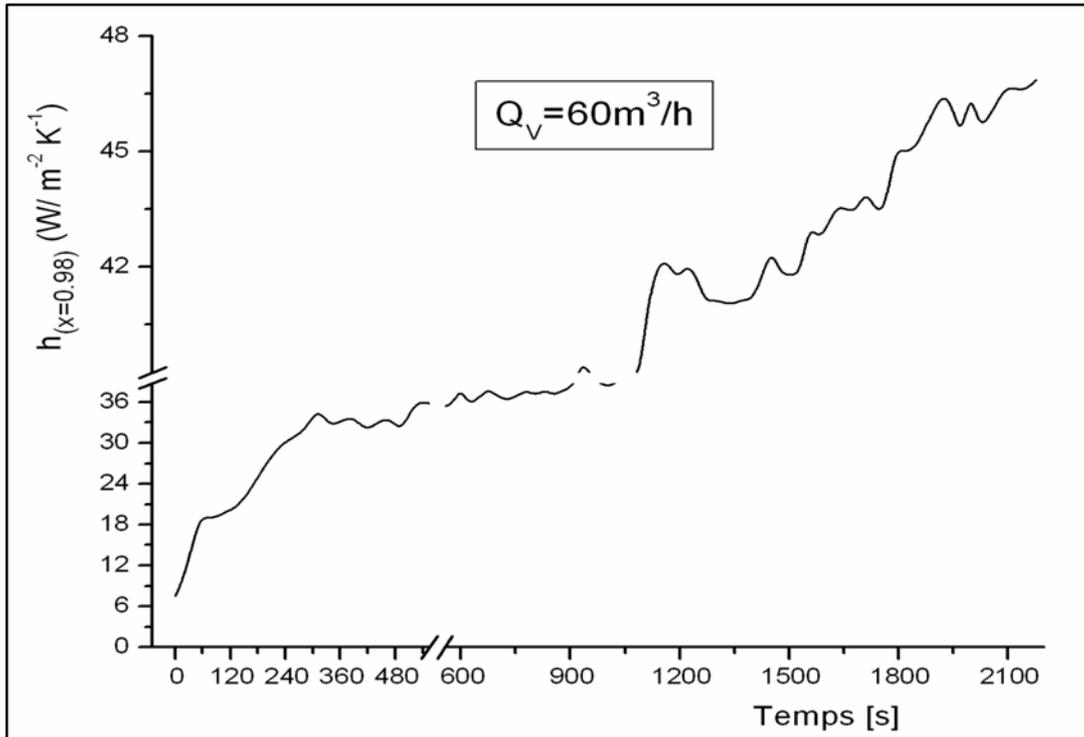


Fig. 55 : Evolution du coefficient d'échange par convection en fonction du temps de mise en marche, ($x=0.98$)

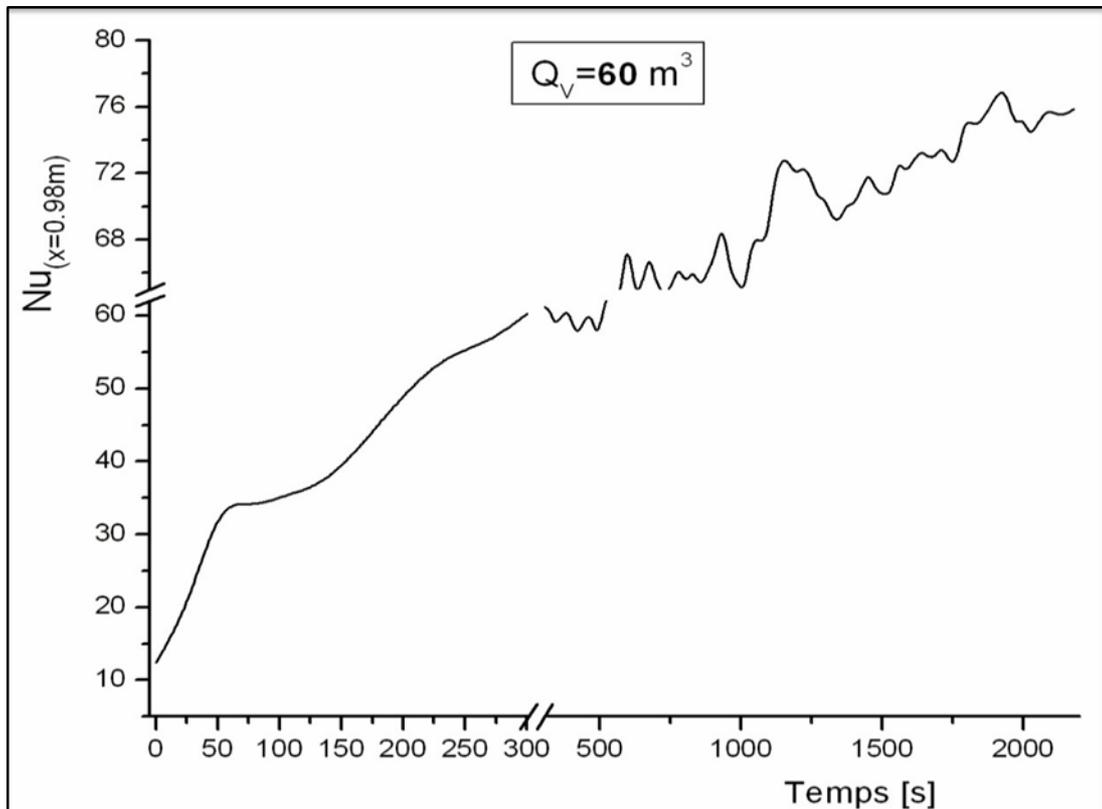


Fig. 56 : Evolution du nombre de Nusselt en fonction du temps de mise en marche, ($x=0.98$)

Nous exposons les résultats (Fig. 57), relatives à la journée du 17/3/2009 avec ensoleillement fluctuant. On remarque qu'à la suite de passages nuageux des chutes de température de sortie et de l'absorbeur sont enregistrées après un temps τ_{LT} .

En fait, si on suppose qu'une chute du rayonnement incident est enregistrée à l'instant (t), alors que les chutes des températures de l'air et de l'absorbeur sont enregistrées à $(t + \tau_{LT})$. Par conséquent les variations dues du rendement sont erronées. Le décalage est lié étroitement à l'inertie thermique des différents éléments composants le capteur.

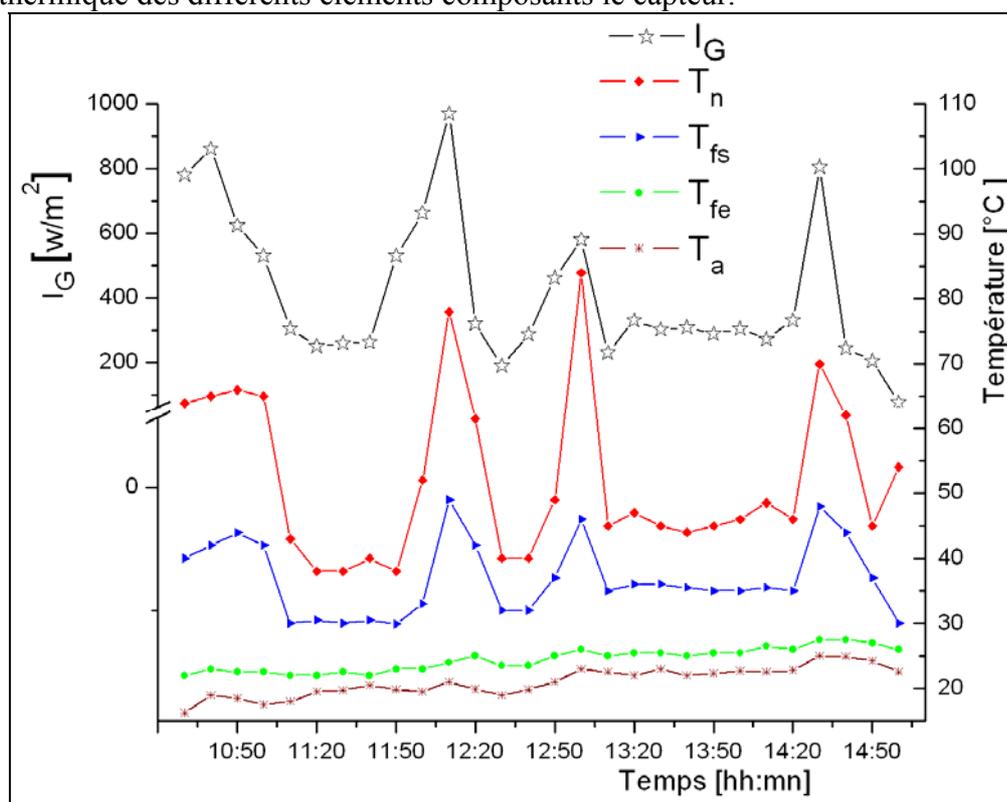


Fig. 57 : Evolution du rayonnement et des températures (ambiante, entrée, sortie et de l'absorbeur) du (17/03/2009).

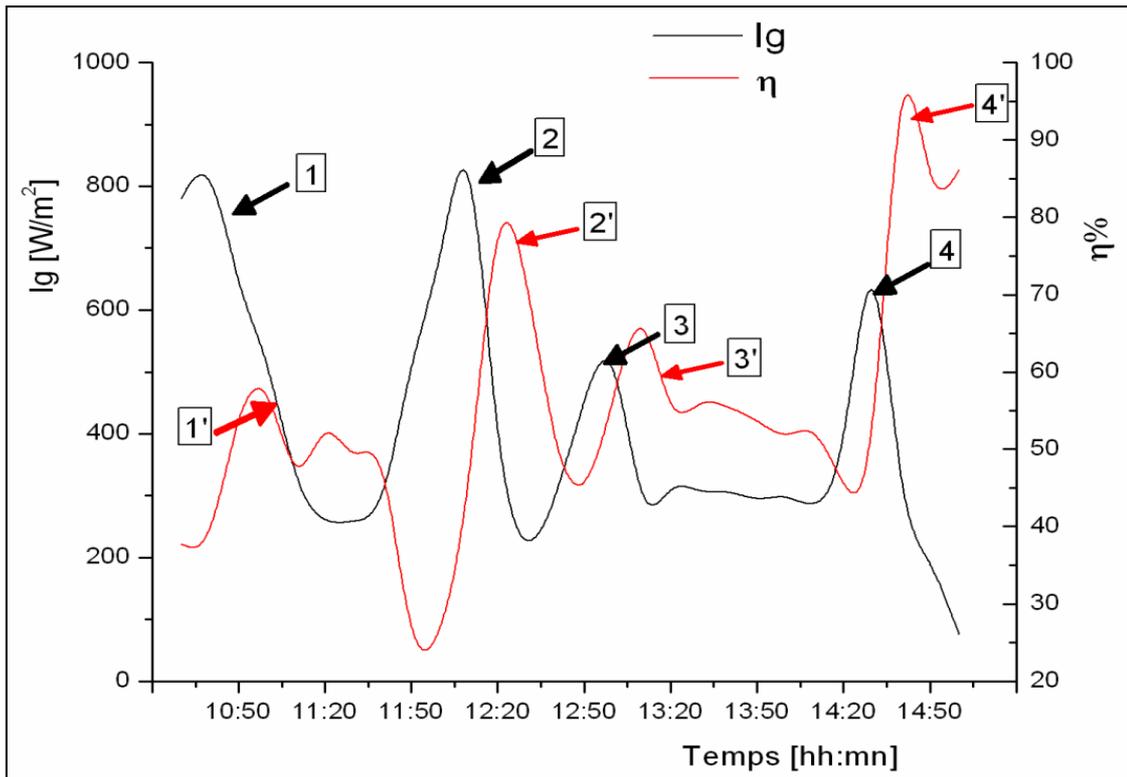


Fig. 58 : Evolution du rayonnement et du rendement du CSP pour une journée avec ensoleillement perturbé (17/03/2009).

Pour une meilleure présentation des résultats et un calcul exact du rendement instantané ; nous proposons de faire décaler les résultats de mesures avec un pas de temps égale au temps d'ajustements : τ_{dT} (cas de chute) et τ_{LT} (cas d'élévation).

- La première idée, consiste à faire décaler (translater) la colonne de Ts pour arriver à une variation du rendement plus stable (proche du rendement moyen de la journée considérée). Cette approche n'a pas donnée des résultats satisfaisants, car nous avons remarqué que certains pics restent insensés (fig. 59). Cela est peut être dû à la différence de l'intensité entre les différents pics et leurs durées.
- La deuxième idée, consiste à attribuer à chaque pic (selon sa valeur) le temps de décalage de (T_{fs}) nécessaire, à savoir sa valeur et sa durée, afin de connaître à peu près le temps de d'ajustement et aboutir à un rendement stable proche de la moyenne journalière (voir Tableau 11).

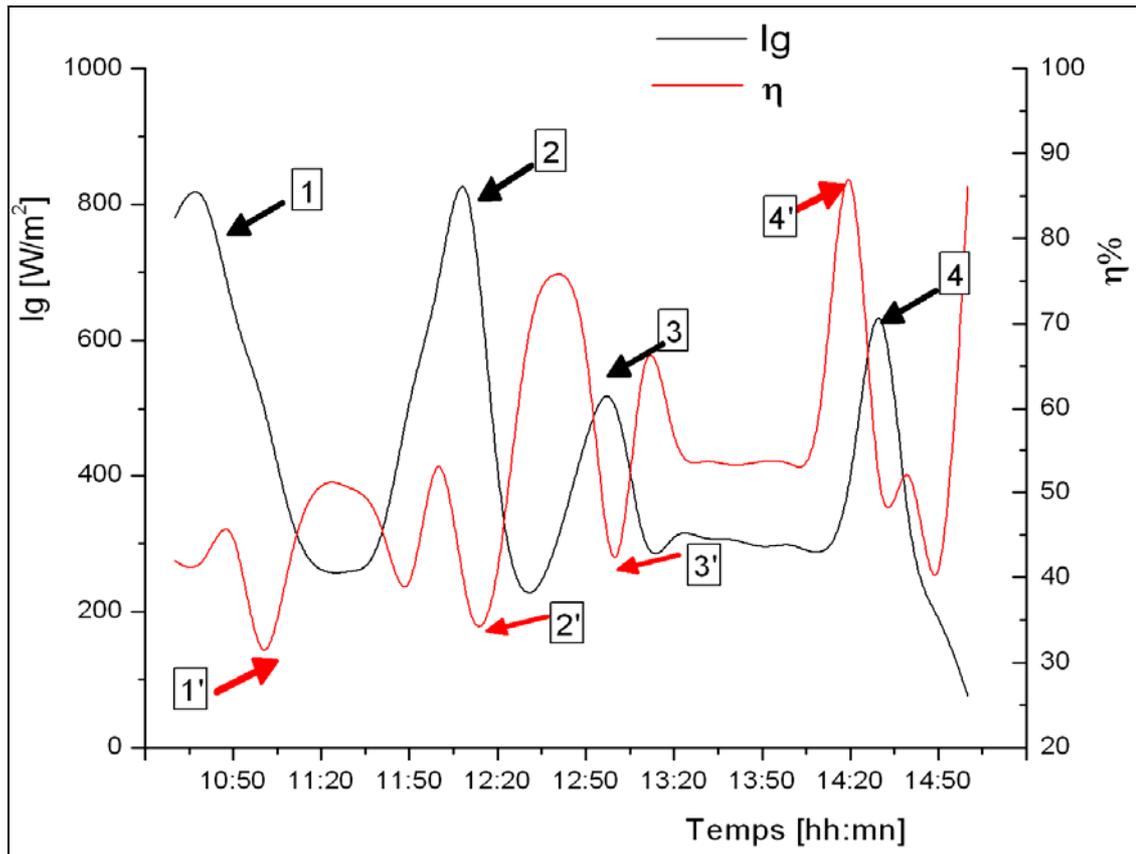


Fig. 59 : Evolution du rayonnement et du rendement du CSP de la journée du (17/03/2009) après décalage de T_{fs} avec un pas de temps τ_d .

Nous remarquons que cette méthode peut donner de bons résultats pour la détermination du rendement du capteur solaire en temps réel et arriver enfin à un rendement plus ou moins stable et proche du rendement moyen de la journée considérée.

La figure 60 montre la variation du rayonnement ainsi que le rendement en fonction du temps. Les corrections en temps, de la température de sortie correspondantes sont présentées dans la même figure. Bien que des calculs aient été exécutés pour des intervalles complets de temps pour arriver au rendement réel du CSP en conditions transitoires. Pour des raisons de clarté, une partie des données météorologiques et des résultats de calcul, est présentée dans le tableau 11. La comparaison indique une concordance entre les résultats du calcul pour le rendement corrigé et le rendement moyen journalier. La proximité des résultats par la nouvelle méthode au rendement moyen pourrait être attribuée au fait que la fonction de réponse du capteur est plus ou moins exacte pour chaque ensemble de données.

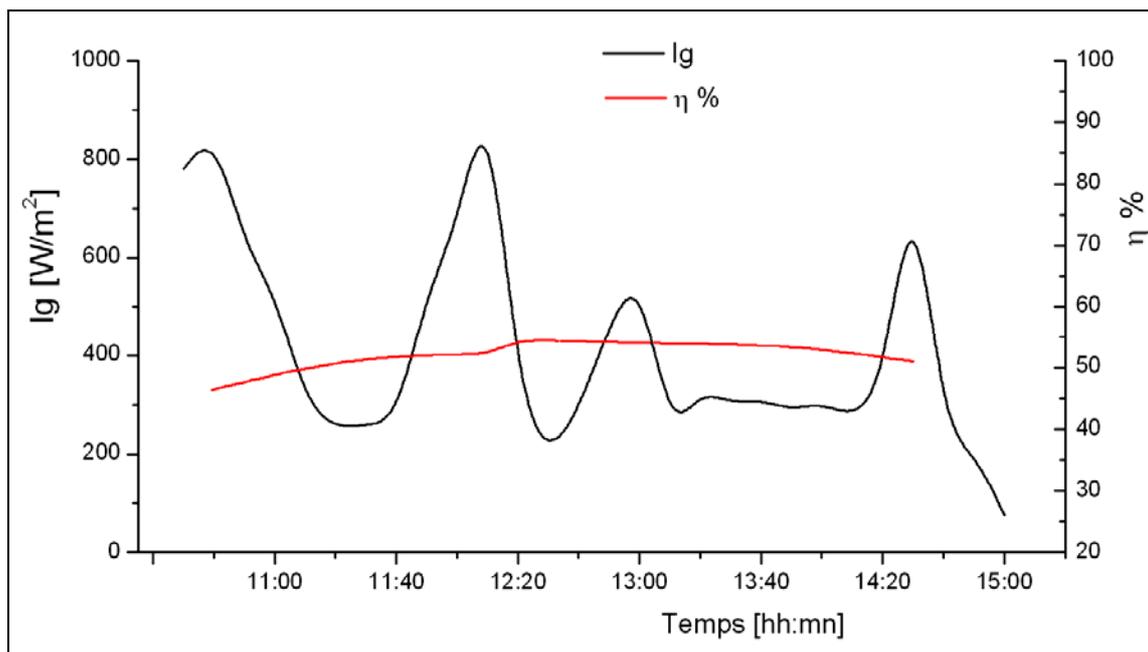
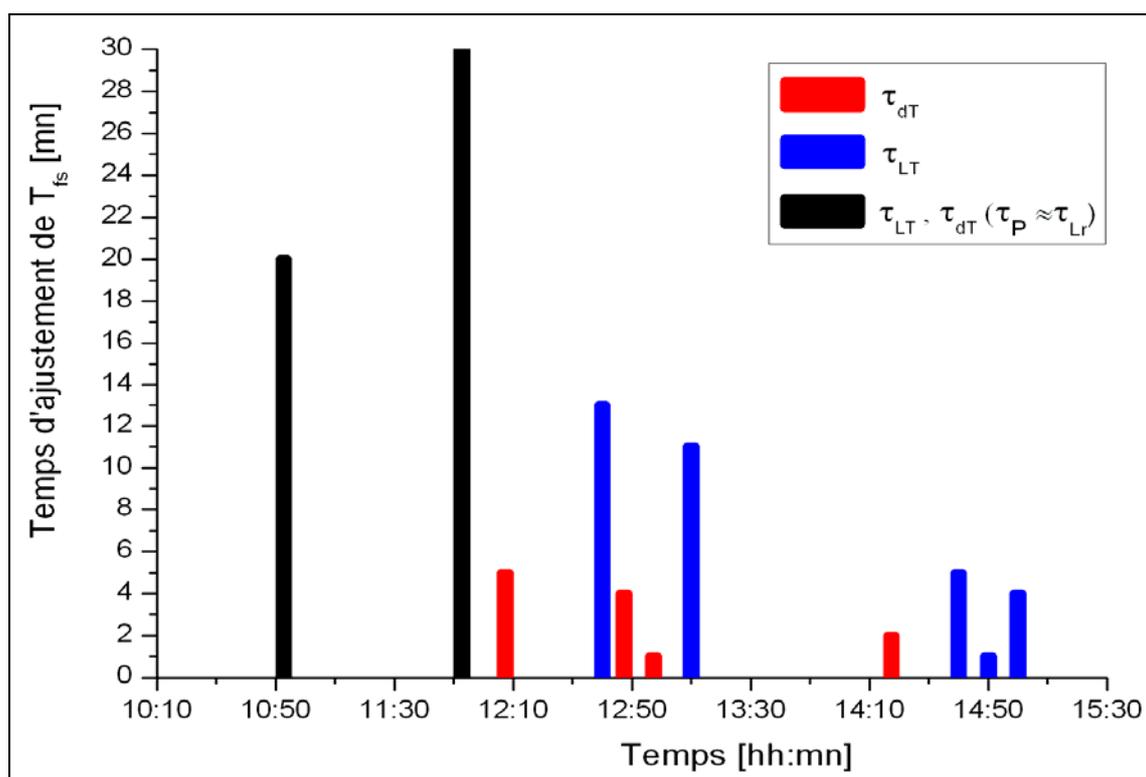


Fig. 60(a) : Evolution du rayonnement et du rendement corrigé du CSP de la journée de (17/03/2009) et le temps d'ajustement de T_{fs} pour chaque pic de I_g .



-b-

Fig. 60 (b): Temps d'ajustement de T_{fs} pour chaque pic de I_g de la journée de (17/03/2009)

TEMPS	ϕ [w/m ²]	T°			T° Ambian te [c °]	vitesse		Rendement %	Rendements corrigés	temps de correction
		Absor	Entrée	Sortie		du vent 1	du vent 2			
		S ₉	S ₁₁	S ₁₂		[m/s]				
10:30	780	64	22	40	16.2	2.3	4.3	37.77535		
10:40	860	65	23	42	19	3	4.7	36.16477		
10:50	624	66	22.5	44	18.5	0.95	2.3	56.4007	51.2056	20mn
11:00	530	65	22.5	42	17.5	2.3	4.7	60.22674		
11:10	305	43	22	30	18	3.2	5.2	42.93592		
11:20	251	38	22	30.5	19.5	0.95	1.4	55.43395		
11:30	260	38	22.5	30	19.7	1.7	2.3	47.21919		
11:40	263	40	22	30.5	20.5	1.4	2.5	52.90464		
11:50	530	38	23	29.9	19.8	1.6	2.8	21.311	51.521	30mn
12:00	662	52	23	33	19.5	0.7	1.2	24.72707		
12:10	969	78	24	49	21	0.3	0.9	42.2325	52.1891	5mn
12:20	321	61.5	25	42	19.9	0.9	1.5	86.69109	53.14	
12:30	190	40	23.5	32	19	1.2	1.9	73.23116		
12:40	288	40	23.5	32	19.8	0.4	1.2	48.31222	54.4576	13mn
12:50	462	49	25	37	21	0.5	0.9	42.51771	53.34	4mn
13:00	580	84	26	46	23	1.6	2.3	56.44592	54.445	1mn
13:10	230	45	25	35	22.5	0.8	1.4	71.17095	52%	11mn
13:20	331	47	25.5	36	22	0.5	0.9	51.92684		
13:30	302	45	25.5	36	23	0.3	0.7	56.91319		
13:40	310	44	25	35.5	22	0.8	1.4	55.44446		
13:50	289	45	25.5	35	22.3	0.2	0.6	53.80918		
14:00	305	46	25.5	35	22.7	0.2	0.73	50.9864		
14:10	273	48.5	26.5	35.5	22.5	0.6	1.4	53.96479		
14:20	331	46	26	35	22.8	0.8	1.6	44.50872	52.6	2mn
14:30	804	70	27.5	48	25	0.9	1.7	59	51.1315	
14:40	245	62	27.5	44	24.9	0.4	1.1	110.2423	51*	5mn
14:50	205	45	27	37	24.3	0.6	1.6	79.85033	52.42	1mn
15:00	76	54	26	30	22.5	1.11	2.45	86.15431	53.4	4mn
Rendement moyen								=54%	= 53%	

Tableau 10: Données météorologiques et corrections des rendements calculés (17/03/2009).

L'étude des performances thermiques des CSPs montre que les prévisions de la température de sortie en conditions transitoires doivent tenir compte du temps de correction.

En vue de modéliser le temps nécessaire à l'ajustement des résultats des différents paramètres thermiques des CSPs en régime dynamique, nous avons conclu que pour un temps τ_p (intervalle de temps entre les deux bornes (sup et inf) d'un pic) inférieur à τ_{dr} , que le temps d'ajustement est proportionnel aux fonctions suivantes:

a- Elévation du rayonnement solaire

$$\tau_{dT} = a \cdot \left(\frac{I_{g1}}{I_{g2}} \times \frac{(Mc)_{AT}}{m \cdot cp} \right) + b \cdot \left(\frac{\tau_p}{\tau_{dr}} \times \frac{(Mc)_{Cap}}{m \cdot cp} \right) \text{ ----- si } I_{g1} < I_{g2}$$

b- Chute du rayonnement solaire

$$\tau_{LT} = c \cdot \left(\frac{I_{g2}}{I_{g1}} \times \frac{(Mc)_{AT}}{F'U_L} \right) + d \cdot \left(\frac{\tau_p}{\tau_{Lr}} \times \frac{(Mc)_{Cap}}{F'U_L} \right) \text{ ----- si } I_{g2} < I_{g1}$$

Les coefficients (a, b, c et d) sont a calculés à partir des résultats des mesures. Pour le cas étudié nous avons trouvé que ces coefficients sont de l'ordre de (0.355 0.276, 0.442 et 0.241), respectivement.

L'étape suivante consiste à déterminer les valeurs exactes des ces ajustements et d'en tirer des corrélations.

Il convient de noter que la vitesse du vent pourrait avoir une influence prépondérante. Les figures 61 et 62 montrent l'importance de cet effet sur le rendement du capteur solaire ainsi que sur les températures de sortie et de l'absorbeur durant une journée bien ensoleillée.

Il est à noter également que la méthode peut être utilisée pour les deux cas : l'état d'équilibre aussi bien que dans des conditions atmosphériques transitoires.

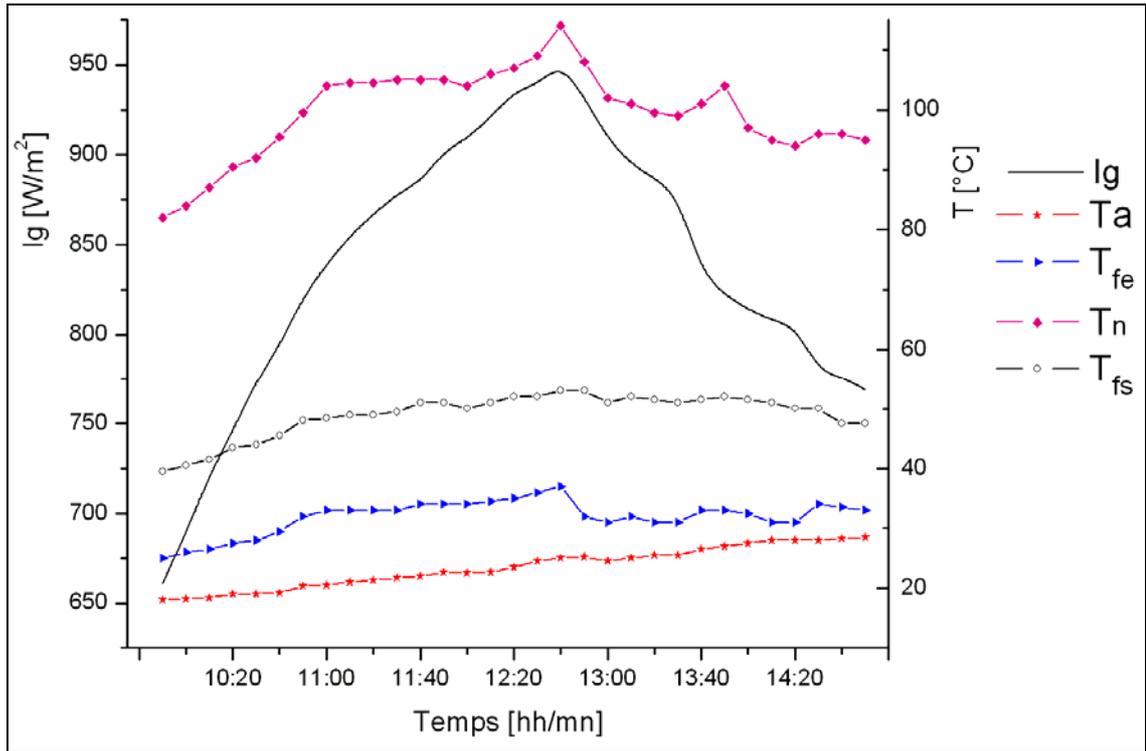


Fig. 61 : Evolution du rayonnement et des températures (ambiante, entrée, sortie et de l'absorbeur) pour une journée avec une grande vitesse du vent (21/04/2009).

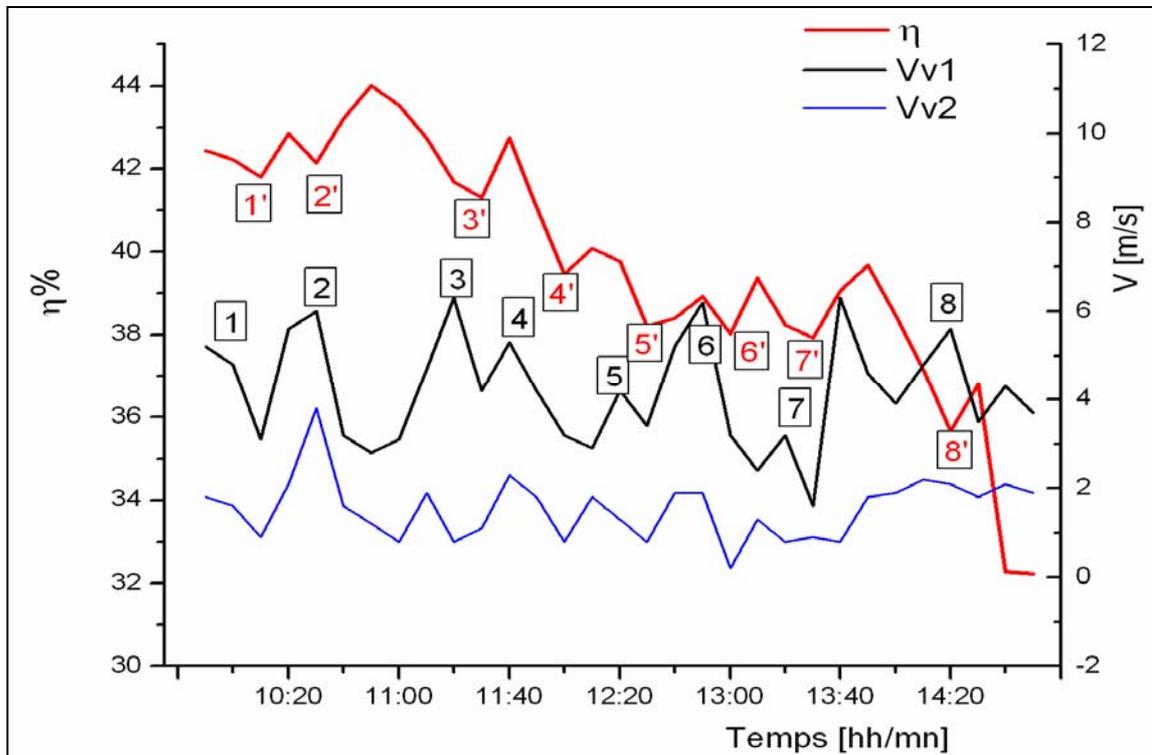


Fig. 62 : Evolution du rendement du CSP pour une journée avec une grande vitesse du vent (21/04/2009).

4 CONCLUSION

Il est à noter à travers cette étude que :

- L'amélioration des performances des capteurs solaire plans à air peut être faite en agissant sur la géométrie de passage, offerte au fluide caloporteur (adjonction de rugosités artificielles, disposition des chicanes, dimensions,...), ainsi que par l'augmentation du nombre de vitres, qualité et nature de l'absorbeur
- Par adjonction de chicanes de formes trapézoïdales, nous avons pu apporter des améliorations importantes du rendement du capteur allant jusqu'à 15%. L'amélioration apportée se traduit par une élévation de la température de sortie et une baisse de la température de l'absorbeur.
- A fort débit, l'écart de température de l'air entre la sortie et l'entrée du capteur est moins important.
- A noter qu'aux faibles débits, l'écart entre la température de sortie et celle de l'entrée de l'air dans le capteur est plus important. ceci favorise un éventail assez large des applications (chauffage, séchage...).
- Le sens de l'écoulement (sens d'entrée de l'air) permet une amélioration importante (entrée de l'air par le haut) surtout lorsque le capteur est lisse. Cela peut être justifié par l'importance de la convection naturelle à l'égard de la convection forcée (effet de la densité du fluide caloporteur).
- En fin il est à noter que le bilan thermique issu de l'approche globale ou celle par tranches, ne pas en compte le sens de l'introduction du fluide caloporteur dans le CSP.

Deuxième

Partie :

Le Séchage

Chapitre I :

Théorie de Séchage

1 Introduction

Les résultats techniques et économiques indiquent que le séchage solaire est très faisable en Algérie pour certaines récoltes telles que les plantes médicinales, les plantes aromatiques ainsi que les fruits et légumes. Cependant son application demeure toujours à l'état expérimentale malgré l'étude, la modélisation et le dimensionnement de plusieurs modèles et installations de séchage solaire.

L'étude montre que plusieurs facteurs font que la chaîne de développement du séchage solaire en Algérie se brise entre les deux maillons : prototype et vulgarisation et ce en présence d'études prouvant que la plupart des séchoirs solaires développés en Algérie sont techniquement et économiquement réalisables d'un côté et d'une minorité d'agriculteurs qui acceptent d'adopter le séchage solaire de l'autre côté. Néanmoins des recherches sont encore à promouvoir pour mieux connaître les produits et leurs aptitudes au séchage d'une manière générale et au séchage lié aux fluctuations des conditions météorologiques.

2 Classification des systèmes de séchage :

D'une manière générale les systèmes de séchage solaire sont classés, d'après leurs modes de chauffage et la manière dans laquelle l'énergie solaire est utilisée, en deux groupes majeurs à savoir :

- Les systèmes de séchage solaire actifs (souvent appelés les séchoirs hybrides)
- Les systèmes de séchage solaire passifs (conventionnellement appelés les séchoirs solaires à circulation naturelle de l'air de séchage)

Trois sous classes distinctes peuvent être identifiées pour les deux systèmes de séchage (actif et passif), selon le type du séchoir et le mode d'utilisation de l'énergie solaire), à savoir :

- ✓ Les séchoirs solaires de type direct,
- ✓ Les séchoirs solaires de type indirect,
- ✓ Les séchoirs solaires de mode mixte.

Les principaux types de séchoirs solaires sont regroupés dans le tableau suivant :

	Les séchoirs actifs	Les séchoirs passifs
Type direct		
Type indirect		
Type mixte		

Tableau 1 : Classification des systèmes de séchage [104].

2.1 Les séchoirs solaires directs

Les séchoirs solaires directs se composent généralement d'une seule cellule qui joue le rôle d'une chambre de séchage et d'un capteur solaire à la fois. Son principe de fonctionnement est basé sur la disposition directe du produit sous les rayons solaires. Les séchoirs solaires directs sont des dispositifs simples à utiliser. Ils offrent une meilleure protection contre les poussières, les animaux, les insectes et la pluie par rapport au séchage traditionnel.

2.1.1 Quelques modèles de séchoirs solaires directs (passifs) :

Modèle	séchoirs passifs	Description
<p>Séchoir Coffre</p>		<p>Il est destiné à la préservation des fruits et des légumes. L'entrée de l'air chaud se fait à travers des ouvertures percées au fond du boîtier. Ce modèle est très pratique mais malheureusement comme tous les séchoirs à convection naturelle, la vitesse de séchage est très faible ce qui limite ses performances.</p>
<p>Séchoir Coquillage</p>		<p>Ce séchoir est construit à partir de connes métalliques assemblés. Il contient trois claies et un couvert pour éviter l'exposition direct aux rayons solaires. L'air circule naturellement, donc la vitesse de séchage est faible et la température n'est pas contrôlée. Ce modèle est très pratique et il ne demande aucun entretien.</p>
<p>Séchoir cabane</p>		<p>Dans ce type de séchoirs, les produits sont généralement séchés en étant disposés en couches minces sur des claies perforées et placées sur des chariots qui se déplacent. Ce modèle permet de sécher une grande quantité des produits.</p>

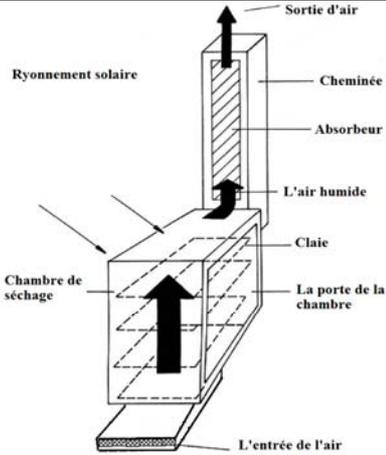
<p>Séchoir intégral</p>		<p>Le séchoir intégral est constitué d'une chambre de séchage avec des parois transparentes, donc les rayons solaires empiètent directement sur le produit qui peut subir un changement de couleur et une dégradation de qualité.</p> <p>Le séchoir est équipé d'une cheminée qui peut être utilisée pour augmenter les forces de flottabilité et par conséquent fournir un flux important d'air et une vitesse de séchage plus élevée.</p>
--------------------------------	---	---

Tableau 2 : Séchoirs directs passifs [105].

2.1.2 Quelques modèles de séchoirs solaires directs (actifs)

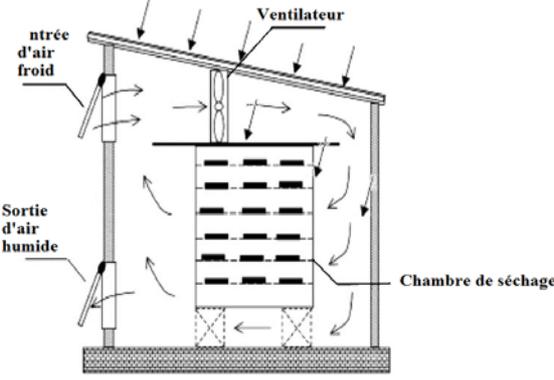
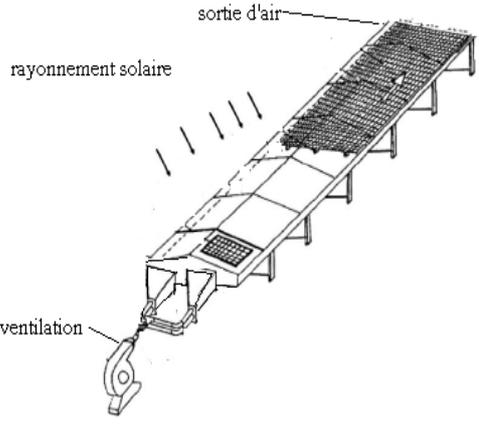
Modèle	Séchoirs actifs	Description
<p>Séchoir Cabane</p>		<p>Les séchoirs cabane à convection forcée sont des séchoirs améliorés par des ventilateurs pour augmenter la vitesse de séchage. Ils sont caractérisés par une grande capacité. Les produits sont généralement placés dans des chambres. Ce modèle permet d'obtenir une bonne protection contre les poussières et les insectes et il est facile à construire.</p> <p>Comme tout les séchoirs directs les produits subit une dégradation de qualité à cause de l'exposition directe aux rayons solaires [105].</p>
<p>Séchoir Tunnel</p>		<p>Ce sont des séchoirs de longueur importante, simples à construire. Ils sont constitués d'une plaque supportée par des supports en bois. Le produit posé sur une grille métallique démontable afin de faciliter son ramassage après l'opération de séchage. Les parois transparentes permettent aux rayons solaires de pénétrer dans le séchoir ce qui chauffe l'air à une certaine température, puis l'air s'échappe à travers des trous à la fin du tunnel. La ventilation permet d'augmenter la vitesse de séchage [106].</p>

Tableau 3 : Séchoirs solaires directs actifs.

2.2 Les séchoirs solaires indirects

Les séchoirs solaires directs sont basés sur l'exposition directe des produits aux rayons solaires, par contre les séchoirs indirects utilisent un capteur pour transformer ces rayons en chaleur ce qui donne une meilleure préservation des caractéristiques des produits.

2.2.1 Quelques modèles de séchoirs solaires indirects (passifs)

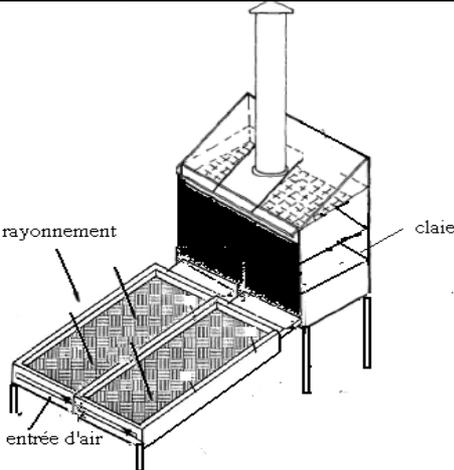
Modèle	Séchoirs passifs	Description
Armoire		<p>Ce modèle se compose de deux parties : un capteur qui permet de convertir l'énergie solaire en énergie thermique et une chambre de séchage avec des claies pour porter le produit. L'air se chauffe dans le capteur et se déplace par convection naturelle jusqu'à la chambre de séchage puis s'échappe à partir d'une cheminée.</p>

Tableau 4 : Séchoirs solaires indirects passifs [105].

2.2.2 Quelques modèles de séchoirs solaires indirects (actifs)

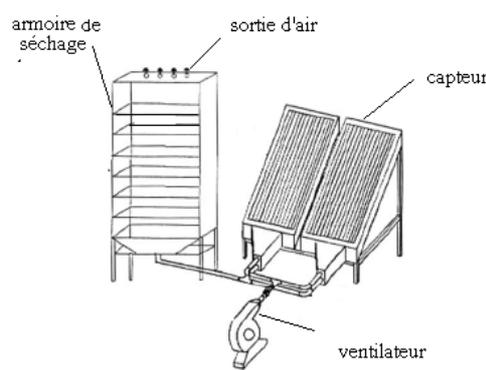
Modèle	Séchoirs actifs	Description
Armoire		<p>Avec le même principe de fonctionnement, ce séchoir se caractérise par une amélioration de circulation d'air par ventilation qui augmente la vitesse de séchage. Ce modèle permet d'obtenir une bonne protection contre les poussières et les insectes. Il est facile à réaliser mais avec un coût assez élevé. Le seul problème rencontré c'est l'homogénéité à cause de la position des claies (les plateaux inférieurs se sèchent plus vite que les plateaux supérieurs).</p>

Tableau 5 : Séchoirs solaires indirects actifs [106]

2.3 Autres modèles de séchoirs solaires

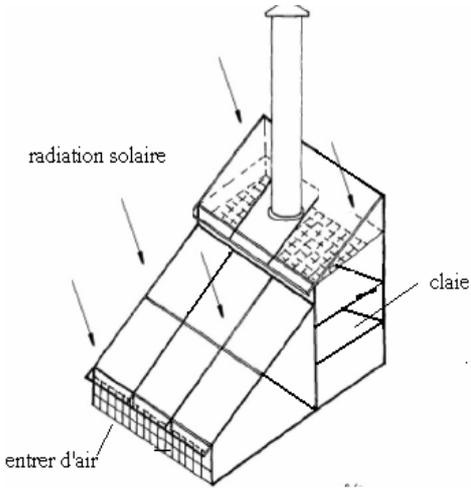
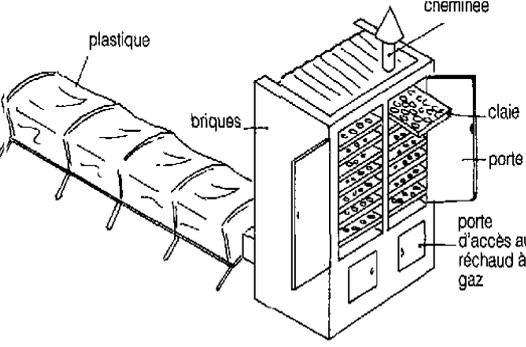
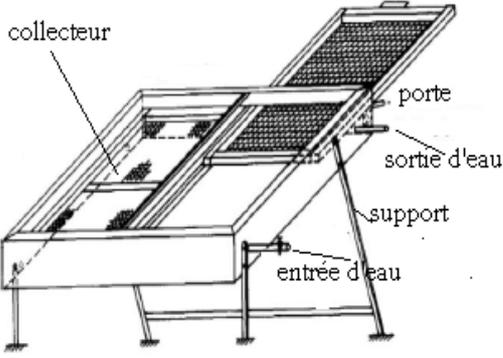
Modèles	Séchoirs mixtes	Description
Boite		<p>Les séchoirs mixtes se composent généralement de deux parties : un capteur qui permet de convertir l'énergie solaire en énergie thermique et d'une chambre de séchage avec des parois transparentes, donc les rayons solaires empiètent directement sur les produits. La chaleur est portée par l'air chaud dans le capteur jusqu'à la chambre de séchage puis s'échappe à partir d'une cheminée.</p>
Séchoir hybride solaire-gaz		<p>Le capteur solaire permet de préchauffer l'air. Dans le cas où la température de l'air de séchage est insuffisante, un brûleur à gaze se déclenche pour obtenir la température souhaitée, donc les produits sont séchés quelque soit les conditions climatiques.</p>
Séchoir solaire à eau		<p>On peut classer ce séchoir dans le type hybride à cause de son mode de séchage. Les produits à sécher sont soumis à deux types de chauffage : l'un avec l'eau chaude qui traverse le séchoir et l'autre avec les rayons solaires qui empiètent directement sur le produit. L'inclinaison du séchoir peut être changée à l'aide du support mobile.</p>

Tableau 6 : Autres modèles de Séchoirs solaires [106].

3 Définitions et propriétés des produits :

L'humidité contenue dans un corps se présente sous forme :

- Soit de liquide pur (généralement de l'eau).
- Soit d'une solution colloïdale dans laquelle l'eau constitue le solvant.

Suivant la liaison entre cette humidité et la matière sèche, on distingue trois cas [107] :

a) Liquide adhérent : Il se présente sous forme de film lié à la surface extérieure du produit, partout où il existe un contact libre entre agent sécheur et la surface humide. La propriété caractéristique du séchage est que la tension de vapeur du liquide adhérent correspond, pour chaque température, à sa valeur de saturation.

b) Liquide capillaire : Ce liquide est retenu par les interstices d'une matière poreuse qui, lors du séchage, se déplace vers la surface sous l'action des forces capillaires. Lorsqu'on a de gros pores, le liquide capillaire, comme le liquide adhérent, conserve une tension de vapeur en rapport avec la température du produit. Par contre, dans les produits à pores fins (diamètre capillaires $< 10^{-7}$ m), la tension de vapeur est plus faible et diminue au cours du séchage, parce que le liquide est retenu dans les capillaires les plus fins (le produit est dit *hygroscopique*) [108]. Dans le cas contraire, c'est à dire, dans le cas de produit à gros pores, ce dernier est dit *non hygroscopique*.

c) Liquide de gonflement : Il comprend toute catégorie d'humidité qui occasionne ou provoque le gonflement du corps, et donc son accroissement de volume. La liaison est alors en général colloïdale (substance dissoute dans un solvant formé de petites particules). Pour les liquides adhérent et capillaire, les surfaces interne et externe du produit sont mouillées. Par contre, pour le liquide de gonflement, il fait partie de la phase du produit lui-même. Du point de vue typologie, on peut distinguer trois catégories essentielles de produits [109] :

✓ **Produit capillaro-poreux** (Cas où les dimensions sont $> 10^{-3}$ m) : Les fluides au niveau des pores sont en mouvement, mouvement qui relève des équations classiques des milieux continus. L'équilibre entre phases liquide et gazeuse est décrit par les lois de la capillarité annoncées par Laplace et Kelvin.

✓ **Produits à porosité manomètre :** Dans ce cas, les mécanismes de la fixation et la migration de l'eau sont difficiles à décrire à cette échelle intermédiaire, entre la mécanique quantique et celle des milieux continus. Dans cette catégorie, on retrouve une grande partie des produits agro-alimentaires.

✓ **Les gels :** Il n'y a pas de structure poreuse clairement définie. Un gel est un état intermédiaire entre l'état solide et celui de liquide.

4 Grandeurs fondamentales :

4.1 Teneur en eau d'un produit humide :

La teneur en eau X d'un produit se définit par le rapport de la masse d'eau et la masse du corps parfaitement sec [107]:

$$X_{bs} = \frac{m_{eau}}{M_{produit\ sec}} \times 100(\%)$$

On appelle parfois $X_{b,s}$ explicitement « *teneur en eau sur base sèche* », ceci pour éviter toute confusion avec des valeurs parfois utilisées dans certains secteurs industriels où la teneur en eau est exprimée à partir de la masse réelle du produit, donc humide « *teneur en eau sur base humide* » :

$$X_{bh} = \frac{m_{eau}}{M_{produit\ humide}} \times 100(\%)$$

4.2 Vitesse de séchage :

Cette vitesse de séchage pour un produit, est la variation de sa teneur moyenne en eau en fonction du temps. Elle représente le pouvoir d'évaporation lié aux propriétés du produit aux conditions du procédé [107]:

$$\dot{X} = -\frac{dX}{dt} = -k(X_f - X_0)$$

où K est la constante de temps (s^{-1}).

La vitesse de séchage ainsi définie s'exprime en kilogramme d'eau évaporée par unité de masse de solide sec et par unité de temps, ou en kilogramme d'eau par kilogramme de matière sèche (produit anhydre) par seconde, ou encore en (%/s). Par ailleurs, cette vitesse de séchage s'exprime également en kilogramme d'eau évaporée par unité de surface d'échange et par unité de temps ($K_{geau/s. m^2}$ ou $K_{geau/h. m^2}$) [107] :

$$\dot{X} = -\frac{1}{S} \cdot \frac{dm_{eau}}{dt}$$

\dot{X} : vitesse de séchage.

Cette dernière forme de la vitesse est la plus souvent utilisée et est représentée en fonction de l'humidité.

5 Mécanismes intervenant au cours du séchage :

5.1 Transfert de chaleur :

La vaporisation du solvant peut se faire par abaissement de la pression dans le séchoir, ou encore par apport de chaleur par une source extérieure [110]. Trois modes de transfert peuvent être utilisés séparément ou combinés :

- a) **Par conduction** : Dans ce cas, l'énergie thermique nécessaire au séchage est apportée par contact direct entre le produit et les parois chauffées. Les vapeurs libérées sont soit aspirées, soit entraînées par un gaz de balayage et dont le débit demeure faible par rapport à celui qui est nécessaire dans le cas de séchage convection.
- b) **Par rayonnement** : Ce type de séchage est destiné surtout aux produits en plaque (carton, viande) ou en film (tissus, papier), mais aussi aux produits granulaires de faibles épaisseurs (1 à 2cm). L'énergie est apportée par ondes électromagnétiques générées, soit par dispositifs électroniques, soit par des élévations de températures par infrarouge. L'effet de chauffage se manifeste même sur de très faibles épaisseurs (environ 0.5 mm).
- c) **Par convection** : Le gaz (généralement de l'air) s'écoule, et au contact avec le produit à sécher, s'échange avec ce dernier la quantité de chaleur définie par :

$$Q = h_{Cf\ Pr} \cdot S_{f\ Pr} \cdot (T_{fs} - T_{Pr})$$

Le fait d'augmenter la surface d'échange (S_{fPr}), aura pour conséquence l'augmentation de la quantité de chaleur nécessaire au séchage.

5.2 Transfert de matière :

Le Coefficient de transfert de matière intervient, bien entendu, dans le processus de séchage. Le phénomène d'évaporation est caractérisé par un échange simultané de chaleur et de matière. Du fait du courant d'air qui passe sur la surface du liquide, la chaleur est

transportée au liquide en cours de l'évaporation, tandis que, simultanément, une partie des éléments précédents passe dans l'atmosphère environnante à l'état vapeur. Ce phénomène moléculaire s'explique par le mouvement moléculaire.

5.3 Équilibre eau – produit [107, 111, 94] :

5.3.1 Isotherme de sorption – désorption :

Les isothermes de sorption relient la teneur en eau d'un produit à l'humidité relative de l'air en équilibre thermodynamique avec ce produit, pour une température donnée. Leur connaissance est indispensable pour l'analyse de toute opération de séchage d'un produit hygroscopique. En effet, dans des conditions de séchage déterminées (humidité relative de l'air, température du produit), la teneur en eau finale sera égale à l'humidité d'équilibre obtenue à partir des isothermes de sorption.

Aussi, l'activité de l'eau connaît une certaine application dans le domaine de stockage et de la conservation des produits alimentaires. L'adsorption s'explique par le fait que, lorsqu'il s'agit d'un produit sec de nature hygroscopique, si celui est en contact de la vapeur, il la fixe jusqu'à production d'un état d'équilibre. Inversement, la désorption s'explique par le fait que, lorsqu'il s'agit d'un produit humide plongé dans un environnement sec, il cède la vapeur jusqu'à ce que la pression partielle résultant de cette cession soit devenue égale à la tension de la vapeur qu'il renferme, **Fig. 1**. Chaque produit est caractérisé par ses courbes d'isothermes de sorption (représentation pour des températures déterminées). À l'équilibre, l'activité du solide humide est égale à l'humidité relative de l'air en équilibre avec celui-ci.

Avec P_{VP} : pression partielle de vapeur à une température (T), à la surface du corps humide.

P_{VS} : pression partielle de vapeur saturante dans l'air en équilibre avec l'eau en surface de l'échantillon considéré à (T).

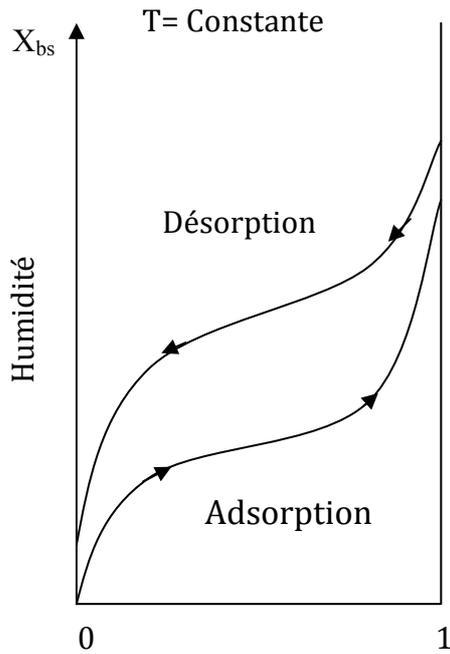


Fig. 1 : Phénomène d'hystérésis

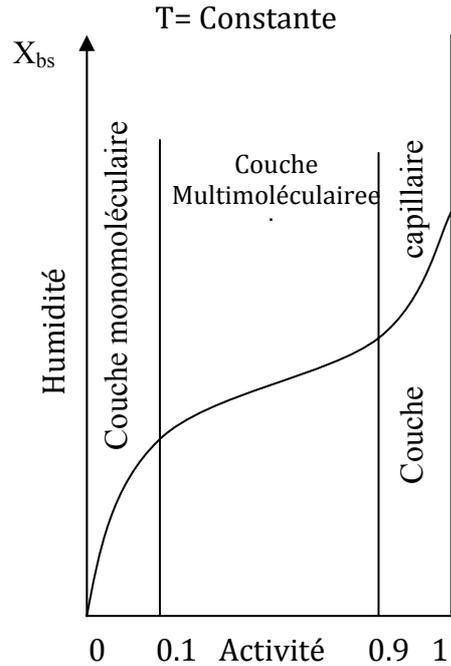


Fig. 2 : Isotherme de sorption

Les isothermes de sorption dépendent de la nature des molécules constituant la surface accessible, mais également de la façon dont l'équilibre est atteint par adsorption ou désorption. Cette différence correspond au phénomène général d'hystérésis de l'isotherme de sorption.

À l'équilibre, il n'y a plus d'échange d'eau et la pression de vapeur saturante à la surface du corps devient égale à la pression de vapeur d'eau de l'air ($P_{VP}=P_V$) dans l'enceinte :

$$A_w = \frac{P_{VP}}{P_{VS}} = \frac{P_V}{P_{VS}} = HR = HR_{\acute{e}q}$$

Dans ces conditions, l'air est en équilibre avec le produit, alors l'activité de l'eau est prise égale à l'humidité relative de l'air [98 et 107], c'est à dire $A_w = HR$. On note que, l'activité de l'eau est directement liée au produit considéré, contrairement à l'humidité relative de l'air qui est liée à l'air dans l'enceinte. À l'équilibre, $A_w=HR=HR_{\acute{e}q}$, donc le séchage est arrêté.

5.3.2 Eau et conservation du produit :

L'activité de l'eau est un de nombreux facteurs dont dépend la conservation. Plus la teneur en eau du produit est faible, plus la tension de vapeur qu'il émet est réduite, et plus l'activité de l'eau est basse. Pour qu'il y ait séchage, quel que soit le niveau de teneur en eau du produit et de l'activité de l'eau, il faut que l'humidité relative de l'air soit toujours inférieure à l'activité ($HR < A_w$). La plupart des bactéries nocives cesse de croître dans un produit ayant une activité inférieure à 0.90. De même, la croissance des moisissures est arrêtée à moins de 0.80, et les halophiles ne se reproduisent pas au-dessous de la valeur de 0.75. Enfin, pour une activité inférieure à 0.60, la conservation est considérée comme meilleure. C'est d'ailleurs, l'un des intérêts du séchage [107].

6 Différentes étapes de séchage d'un produit humide :

6.1 Analyse d'une courbe de séchage :

La courbe de séchage peut être obtenue avec le produit disposé sur claies perforées et traversées par un courant d'air chaud, dont le taux d'humidité et la température sont contrôlés et maintenus constants. Le taux d'humidité du produit est mesuré à intervalles de temps réguliers ou éventuellement en continu. La caractérisation de séchage d'un produit passe par la réalisation d'expériences sur des échantillons de produit dans des conditions opératoires constantes (vitesse, température, pression, humidité de l'air entrant, présentation du produit).

Dans la littérature, l'évolution du séchage d'un produit est caractérisée, soit par les courbes représentant les variations de l'humidité X en fonction du temps t , soit celle donnant dX/dt en fonction de X , soit des formes réduites de ces dernières visant ainsi à donner une représentation unique pour diverses conditions de séchage. L'évolution du séchage d'un produit peut être subdivisée en trois phases distinctes [98, 110 et 111] (Fig. 3 a, b, c, d). Ces différentes figures représentent les courbes séchages du produit.

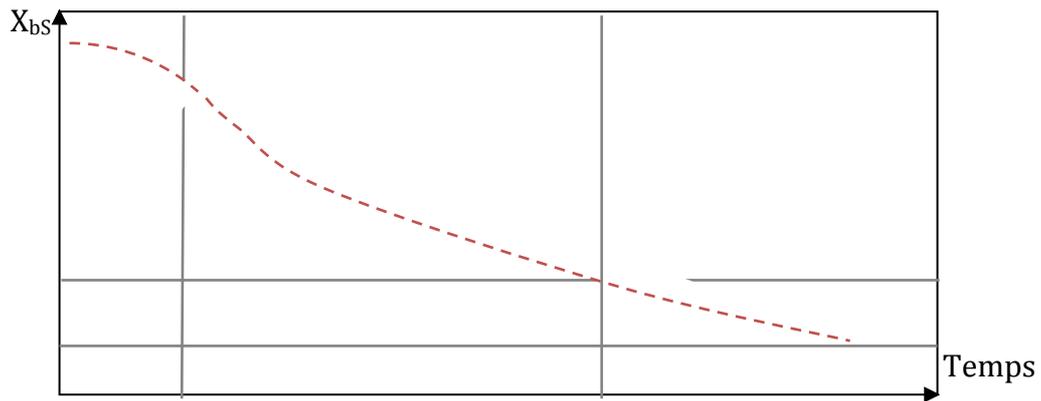


Fig. 3-a : Évolution de la teneur en eau à base sèche.

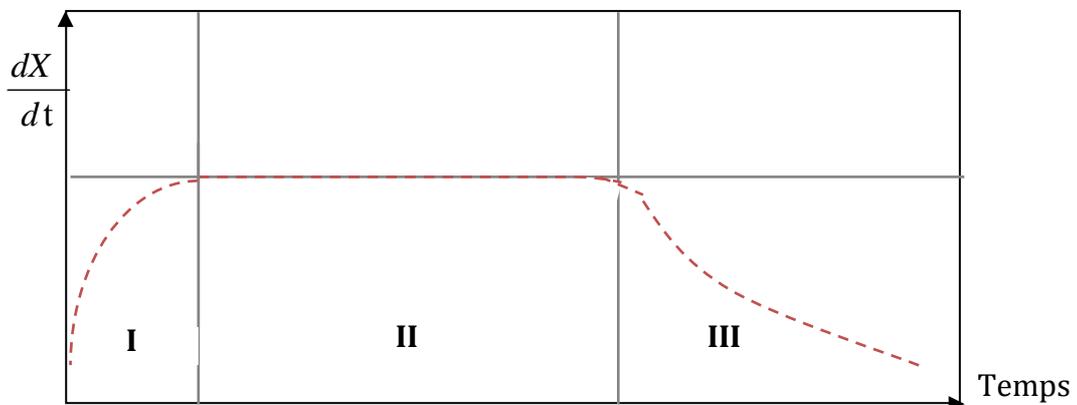


Fig. 3-b : Vitesse de séchage ou débit d'eau évaporée.

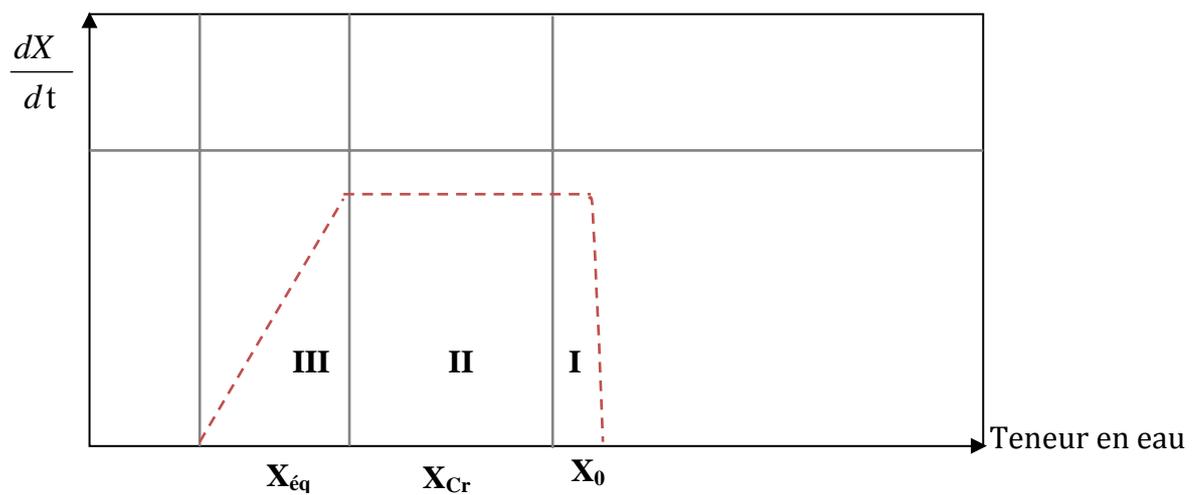


Fig. 3-c : Vitesse de séchage en fonction de la teneur en eau base sèche.

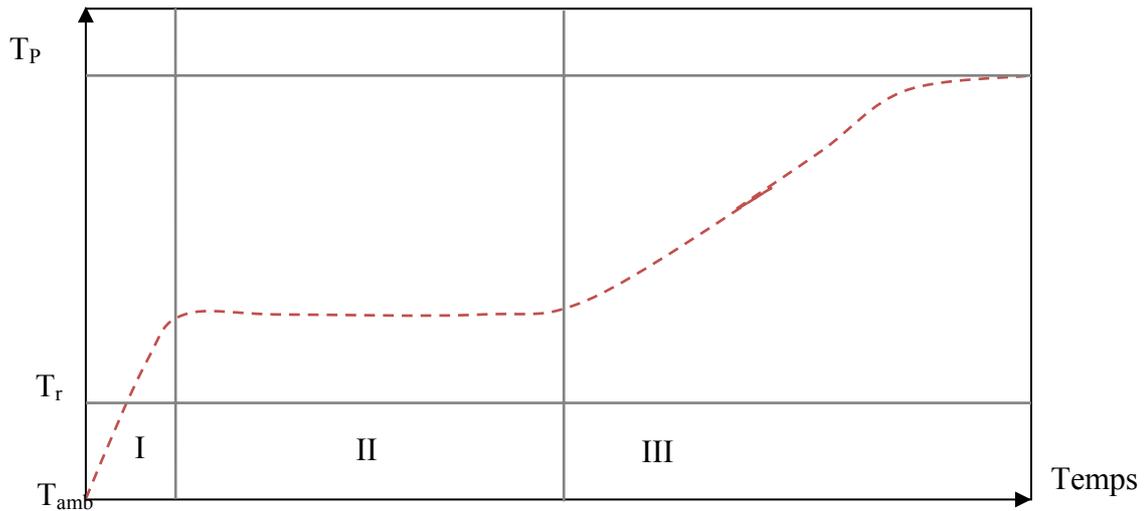


Fig. 3-d : Température du produit

6.2 Phase correspondant à l'échauffement du produit [107]:

Introduit dans l'enceinte de séchage à température ambiante, l'échantillon commence à s'échauffer jusqu'à une température de régime. La durée de cette phase est généralement courte. Durant cette phase, la teneur en eau diminue et la température puis la vitesse de séchage s'élève progressivement.

6.3 Phase vitesse de séchage constante [107]:

Sur la surface du produit, il se forme une couche humide de gaz où la pression de vapeur d'eau est quasi-égale à la pression de vapeur de l'eau pure dans les mêmes conditions de pression et de température (palier d'évaporation du film de liquide). Ceci s'explique soit par le fait que l'eau libre se trouve en grande quantité à la surface du produit, soit par la diffusion suffisamment rapide de l'eau de l'intérieur du produit vers sa surface. Dans cette phase, l'évaporation de l'eau libre s'effectue en régime stable.

La variation de la teneur en eau est pratiquement linéaire en fonction du temps. De même, la température du produit et sa vitesse de séchage sont pratiquement constants. Cette phase existe tant que l'eau liquide peut être conduite librement jusqu'à la surface du produit. Cette phase se termine lorsque la teneur en eau atteint une valeur critique X_{cr} , au-delà de laquelle la vitesse de séchage commence à décroître.

7 Qualité des produits séchés

7.1 Modification biochimique

L'exposition pendant une certaine durée biologique à une température de séchage élevée peut provoquer des modifications dans sa composition chimique.

Ces modifications, généralement considérées comme indésirables sont nombreuses. Mais les plus importantes sont les suivantes [98 et 104] :

- ✓ Réaction de MILLARD : brunissement non enzymatique résultant de combinaisons entre protéines et glucides,
- ✓ Rancissement : oxydations des matières grasses,
- ✓ Destruction de vitamines : notamment destruction de l' α et du β -carotènes,
- ✓ Dénaturation des protéines, diminuant leur aptitude à se réhydrater lors de l'utilisation du produit et altérant leur pouvoir liant ou moussant,
- ✓ Réaction enzymatique au cas où les enzymes n'ont pas été inactivées par un traitement préalable : oxydation des polyphénols qui entraîne par exemple un brunissement des produits séchés.

7.2 Pertes d'arome

Le séchage est un procédé de séparation basé sur la volatilité. Par conséquent, l'eau contenue dans le produit à sécher ne sera pas éliminée toute seule, mais avec toute autre produit volatil existant également dans le produit, dans la plupart des cas il s'agit des arômes contenues dans les produits biologiques destinés à l'alimentation, par exemple pour un produit comme la menthe, **Bouverat-Bernier et al [112]**, ont montré que lors du séchage à température constante inférieure ou égale à 55°C, les pertes en essences (arômes) sont de l'ordre de 5%.

7.3 Perte de la couleur du produit :

L'étude de noircissement des feuilles de certaines plantes pendant le séchage a révélé que la couleur verte de ces feuilles est maintenue à condition que le séchage s'effectue à une température inférieure ou égale à 55°C [113].

7.4 Modifications physiques et mécanismes des produits séchés :

Le séchage provoque chez la plupart des plantes des altérations physiques et mécaniques caractérisées par :

- ✓ La migration des solutés vers la surface conduisant à une accumulation des sucres et d'autres solutés au niveau de la surface du produit. cette accumulation est pernicieuse à la qualité du produit qui doit en générale être consommée réhydraté.
- ✓ La fusion et migration des matières grasse,
- ✓ La modification de la forme : en générale, le départ de l'eau du produit entraine un effondrement du produit sur lui même. Toutefois, dans certaines situations, un départ d'eau très rapide et l'existence d'une matrice solide permet d'obtenir un produit de même volume mais d'une structure poreuse.

8 Rappels de quelques travaux réalisés dans le domaine de séchage

Depuis les premiers travaux de **W.K Lewis [114]** et **T.K Sherwood [115]** la technique de séchage a fait l'objet de nombreuses communications scientifiques et demeure encore de nos jours un domaine de recherche privilégié notamment dans les pays où l'utilisation des méthodes de séchage solaire s'imposent toujours.

Des efforts considérables ont été faits pour développer les séchoirs solaires pour le séchage des produits agricoles [116-118]. Un grand nombre de configurations de séchoirs solaires avec les détails, de capacité et de coûts des produits secs ont été présentés par **Kiebling [117]**. Une comparaison de leurs performances et domaines d'application dans des secteurs ruraux ont été entreprises par **Fuller [116]** et **Ekechukwu et Norton [119]**.

M. Mohanraj et al [120], ont étudié les performances d'un séchoir solaire à convection forcée intégrée avec le gravier en tant que matériel de stockage de chaleur pour le séchage du piment. Le système se compose d'un capteur solaire plan à air avec unité de stockage de chaleur, une chambre de séchage et un ventilateur centrifuge. Des expériences de séchage ont été réalisées à un débit d'air de 0.25 kg/s.

Sécher du piment dans un séchoir solaire à convection forcée réduit la teneur en eau d'environ 72.8% (base humide) à une teneur finale d'environ 9.1% dans 24 h. Ils ont estimé que le rendement moyen du séchoir est d'environ 21% et que le taux d'extraction spécifique d'humidité est environ 0.87 kg/kWh.

La figure ci-dessous présente l'évolution de la vitesse de séchage en fonction (à base sèche) du temps de séchage.

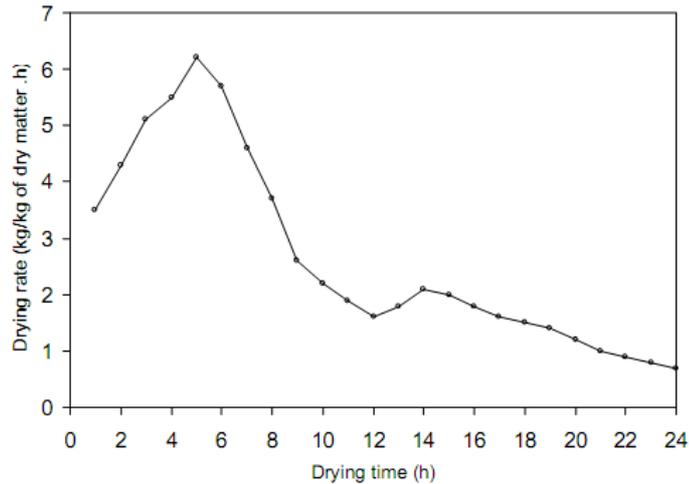


Fig. 4 : Evolution de la vitesse de séchage du piment en fonction du temps [120]

Ils ont conclu que l'inclusion du matériel de stockage de chaleur augmente également le temps de séchage d'environ de 4 h par jour et que le séchoir solaire à convection forcée est plus approprié à produire le piment sec de haute qualité.

Un modèle mathématique dynamique a été développé par **Samaneh S. et al [121]** pour l'analyse des performances d'un séchoir solaire coffre lors du séchage du piment. Deux ensembles d'équations régissant pour le capteur solaire et les sections de la chambre de séchage ont été développés et résolus numériquement. Basé sur de nouvelles définitions pour le capteur, la chambre de séchage, les rendements, l'effet des paramètres d'emploi tels que le débit d'air sur les performances du séchoir ont été étudiés en conditions de fonctionnement d'état instables. Les résultats ont indiqué que le rendement des systèmes qui emploient des matériaux de stockage dans le capteur solaire est plus élevé que celui d'autres types de séchoirs solaires.

Dans ses travaux, **G. Kondé [122]** a procédé à la simulation en salle de l'énergie solaire, pour le séchage de l'oignon jaune (produit dans la majorité des pays du Sahel). Le système utilisé est composé de résistances électriques reliées à une armoire équipée de 20 claies de 19.5 cm x 40.0 cm de hauteur.

L'auteur a étudié l'influence de l'épaisseur du produit et du débit sur le temps de séchage. Partant d'une masse initiale de 102.6 g et une teneur en eau initiale ($X_{Obs}=7.51 \text{ Kg}_{\text{eau}}/\text{Kg bs}$), avec un diamètre des rondelles de 4.5 cm, on peut constater qu'avec une épaisseur de 4.0mm et un débit d'écoulement de $68.4 \text{ m}^3/\text{h}$, le temps de séchage pour atteindre la teneur en eau finale de 0.04 ($\text{Kg}_{\text{eau}}/\text{Kg bs}$) est de 12 heures (avec la température de l'air

égale à 45.0°C), et de 4 heures (avec la température égale à 70.0°C). En revanche, lorsque le débit d'air prend la valeur de 205.0 m³/h, et respectivement pour les mêmes températures, on a des temps de séchage de 8.5 et 2 heures. Pour le même débit et les températures de 55.0°C et 70.0°C, on a des temps de 5,10 et 12 heures pour les épaisseurs de 4.0, 6.0 et 8.0mm. Ces différents résultats permettent d'avoir des informations en vue de la réalisation et le dimensionnement de séchoirs solaires.

Les études faites sur la menthe, verveine, sauge par **M. kouhila [123]** et le piment par C. Ahouannou [124], ont montré que la teneur en humidité de l'air asséchant à l'entrée du séchoir, n'a qu'une faible influence sur le processus de séchage.

A. Lefèvre [108] a procédé dans ses travaux à l'étude du séchage de la citronnelle (Plante exhalant une odeur de citron). Des courbes de désorption ont été établies à partir de la perte en eau du produit en fonction de la température d'entrée de l'enceinte et de l'hygrométrie. L'ensemble de l'installation est constituée d'un capteur solaire plan à air (à convection naturelle) combiné à une armoire de séchage (hauteur de 60.0 cm, largeur de 97.0 cm et profondeur de 75.0cm), vitrée du côté du capteur, constituée d'un grenier à 4claires (surface totale de 3m²). L'absorbeur en tôle d'aluminium est peint en noir mat et possède une surface de 2m².

Partant d'une masse initiale de 10g, la citronnelle coupée en tranches de 5.0cm est déposée en 2 couches sur chaque claie. L'auteur a fait une comparaison entre deux méthodes de séchage. La première a pour but de sécher le produit par exposition à l'ensoleillement naturel (sur le sol), la deuxième consiste à utiliser un séchoir qui fonctionne avec écoulement d'air par convection naturelle.

Avec le capteur incliné de 20° et un flux solaire de 950.0 W/ m², le temps de séchage est de 36 heures contre 79 heures en ensoleillement direct, dans le même endroit.

Aussi, dans son modèle, l'auteur a tenu compte de l'influence de l'inclinaison du capteur (variable de 0 à 60°), la température, de la puissance utile et du rendement. Dans cette optique, le modèle adapté est valable pour les cas de capteur avec un ou deux convecteurs, un ou deux passages d'air, convection forcée, surface de captation sélective ou non, pour toute nature et dimensions des composants.

Plus récemment, **Simate [125]** a comparé le séchage solaire du maïs par mode indirect et par mode mixte en convection naturelle. Il a déterminé les dimensions optimales du capteur solaire en fonction des conditions de séchage. Pour la même capacité de séchage, il a montré

la nécessité d'avoir recours à une surface de capteur plus faible pour le séchage en mode mixte ce qui diminue le coût de séchage.

F. Salem Lembarek [126] a étudié le comportement d'une serre-tunnel agricole classique en tant que générateur d'air chaud (diamètre de 8.0m, longueur de 8.5m et de hauteur de 3.1m). L'enceinte de séchage est équipée d'un ventilateur et de 10 claies. Celle-ci est reliée au générateur d'air chaud dont l'absorbeur est en matière de zinc. Cette enceinte verticale se compose de deux compartiments dont les dimensions sont de (0.45m×1.0m×1.8m) pour le premier, et (0.40m×1.0m×1.8m) pour l'armoire de séchage. Les produits utilisés sont l'abricot et les pommes. Les échantillons d'abricots sont dénoyautés et subissent le soufrage, puis posés en deux couches. Les pommes sont coupées en quartiers. L'étude de pertes de masse et du temps de séchage a été effectuée. Ainsi, pour une masse initiale de 50.0Kg d'abricots ($X_{Obs} = 8.09 \text{ Kg}_{\text{eau}}/\text{Kg bs}$), avec un débit d'air de $71.5 \text{ m}^3/\text{h.m}^2$, le temps de séchage pour la 1^{ère} claie est de 39 heures pour atteindre une teneur en eau finale X_{fbs} de $2.0 \text{ Kg}_{\text{eau}}/\text{Kg bs}$, alors qu'il est supérieur à cette durée dans le cas de la 1^{ère} claie. Le choix est porté sur la journée du 10/07/86 à Perpignan, la température maximale de séchage est fixée à 55.0°C . Les résultats correspondent au flux de 920.0 W/m^2 .

Pour la même masse de quartiers de pommes ($X_{Obs} = 6.14 \text{ Kg}_{\text{eau}}/\text{Kg bs}$), et dans les mêmes conditions que précédemment, le temps de séchage pour obtenir une teneur en eau finale de $0.32 \text{ Kg}_{\text{eau}}/\text{Kg bs}$ est supérieur à 12 heures. Dans ce cas, la journée choisie est le 23/05/86 (780.0 W/m^2), et la température maximale de séchage est réglée à 70.0°C .

Shanmugan V. et al [127], développent un séchoir solaire de type indirect fonctionnant en convection forcée, conçu et utilisé dans des conditions climatiques chaudes et humides en Chennai à l'Inde pour étudier l'efficacité thermique et l'humidité enlevée pendant le séchage de 75 kg de pois. Ce système est couplé par un capteur solaire orienté vers le sud pour maximiser le rayonnement solaire incident. Dans ses résultats l'auteur a conclu que le séchage, dans un séchoir de type intégré, continue dans les heures non ensoleillées en plus la qualité du produit est améliorée pour un débit d'air qui varie entre 0.01, 0.02 et 0.03 kg/s par rapport au produit qui sèche à débit fixe en continuité, ainsi le taux d'extraction d'humidité varie de 0.55 à 0.85 kg/kWh. (Tableau 1).

Débit d'air ($\text{kg/m}^2\text{s}$)	Temps de séchage (h)	Taux d'extraction spécifique d'humidité (kg/kWh)
0.03	14	0.82
0.02	18	0.65
0.01	21	0.55

Tableau 7 : Taux d'extraction spécifique d'humidité durant le séchage de 20 kg de pois pour différents débit d'air [127]

M. A. Hossain et al [128] ont présenté la modélisation d'un séchoir tunnel en tenant compte du transfert thermique dans le capteur et le transfert couplé de chaleur et de masse dans l'ensemble de l'unité de séchage. Un ensemble d'équations a été développé pour prévoir les températures de couverture, de l'absorbeur et celle de l'air dans le canal d'écoulement et un ensemble d'équations partielles ont été développées pour prévoir les températures d'air et de piments et la teneur en eau lors du séchage du piment vert dans le séchoir solaire.

L'étude expérimentale menée par **R. Miri** et al [129] sur un séchoir indirect en convection naturelle, a consisté à l'étude d'une chaîne énergétique solaire complète (capteur-séchoir).

Concernant le capteur solaire, ils se sont intéressés à l'influence de la double circulation d'air sur le capteur plan (Mélange régulé de l'air chauffé provenant de la sortie haute du capteur (entre la vitre et la plaque absorbante) et celui issu de la sortie basse (entre la plaque absorbante et l'isolant. Tout ceci étant pour éviter des températures trop élevées qui risqueraient de brûler les produits à sécher.

Ils ont noté que, à 12h00h la température de l'air provenant de la sortie haute du capteur avoisinait les 80°C et que celle de celui issu de la sortie basse avoisinait les 45°C , (l'intervalle des températures de séchage de la majorité des produits agro-alimentaire, varie entre 30 et 80°C).

Dans la partie séchage en convection naturelle, ils se sont intéressés d'abord à son efficacité par rapport au séchage naturel à l'air libre.

Les durées de séchage, les gains en heures ainsi que les pertes de masses relevés pour chaque produit sont résumés dans le tableau suivant :

produits	Temps de séchage dans le séchoir [heure]	Temps de séchage à l'air libre [heure]	Gains [heure]	Masse initiale [g]	Masse finale [g]	% d'humidité extraite
Menthe	30	50	20	200	40	80
Piment	243	342	99	300	60	80
Raisin	318	580	262	500	150	70
Laurier	28	52	24	300	120	60
Verveine	30	52	22	300	75	75

Tableau 8: Durées de séchage en heures de quelques produits agroalimentaires [129].

M. M. N'Dongo [130], a procédé, d'une façon théorique et expérimentale, à l'étude d'un système constitué d'une serre-tunnel (7.0m×20.0m×1.8m), d'un stockage thermique dans des tubes entrés dans le sous-sol de la serre, et d'une enceinte de séchage verticale à claies (0.8m×1.0m×1.0m). L'ensemble fonctionne avec convection forcée. Par ailleurs cette installation se compose du générateur d'air chaud d'une source de chaleur d'appoint et d'un système de recyclage. Le produit de référence est le poisson.

L'étude est faite en considérant le mois de juin à Perpignan. À divers débits (17.0 à 25.7 m³/h.m²), l'auteur a étudié l'influence, de la masse du produit et de la température d'entrée d'air de séchage, sur le taux de la couverture solaire.

Pour une masse initiale de 10.0Kg ($X_{Obs} = 4.0 \text{ Kg}_{\text{eau}}/\text{Kg bs}$), $X_{fbs} = 0.35 \text{ Kg}_{\text{eau}}/\text{Kg bs}$), pour un débit d'air de 20.6 m³/h.m², le taux de la chaleur couverture solaire diminue moins vite que dans le cas de la masse de 30Kg. Par ailleurs, le taux diminue lorsque la fraction recyclée est élevée. Lorsque le débit d'air varie entre 11.6 et 20.6 m³/h.m², le taux de la couverture solaire de 15.0% à 46.0%. L'augmentation du taux de recyclage se traduit par une diminution du taux de la couverture solaire et d'une diminution sensible de la chaleur d'appoint. Le rendement de la serre- tunnel demeure faible (23%) par rapport à un capteur solaire classique.

L'étude de **A.A. El-Sebaii et al. [131]**, présente une série d'expériences pour le séchage des figes qui sont coupés en tranche et traités chimiquement avant le séchage (séchoir solaire indirect) pour augmenter l'évaporation de l'humidité à l'intérieur de produit et par conséquent le temps de séchage va diminuer. Parmi les résultats obtenus dans cette étude, lors du séchage des figes à l'état normale, la teneur en eau diminue jusqu'à l'humidité d'équilibre après 32 heures, mais la même masse des figes atteint la même valeur après

seulement 12 h quand les échantillons sont coupées et traitées. Ils ont remarqué aussi, que la dimension du produit est le facteur principal qui influe sur le processus de séchage solaire.

H. Desmorieux [111], s'est intéressé aux problèmes vécus dans les pays en voie de développement dans le domaine de séchage, et ce malgré le transfert de technologies occidentales performantes. L'auteur a vu la nécessité de proposer une technologie plus adaptée, pour le pays « Cameroun ».

En s'appuyant sur les éléments déterminants, il a axé sa recherche sur les différents types de séchoirs envisageables selon les situations. Les procédés et les problèmes de séchage existant, et concernant les produits oignon, banane et mangue, ont été présentés. Plusieurs procédés tels que le séchage par convection forcée et éventuellement associé à un système de déshumidification de l'air, le séchage naturel par exposition directe au soleil et enfin le séchage indirect, ont été étudiés.

A titre d'exemple, lors du séchage de 10.0Kg de *bananes* disposés en tranches sur claies, pour le mois de mars, le temps de séchage est de 84 heures, avec le système à convection forcée, pour une température allant 40.0 à 2.0°C, pour une vitesse d'écoulement de 1 m/s, pour réduire la teneur en eau de 2.6 à 2.0 Kg_{eau}/Kg **bs**. Par ailleurs, le temps de séchage est beaucoup plus lent lorsque le produit est exposé directement aux rayonnements du soleil. L'auteur s'est aussi intéressé au problème de retrait du produit lors du séchage.

Dans leurs travaux, **L.M Diamante** et **P. A. Munro [132]**, en utilisant un système de séchage constitué de capteur solaire plan à air (2.16m²) combiné à une armoire verticale à claies, ont établi un modèle mathématique basé sur la forme simplifiée de l'équation de diffusion de Fick. L'armoire de séchage (0.565m×0.565m) fonctionne avec convection forcée. Le capteur est incliné de 25.0°.

Le produit de référence considéré est la pomme de terre douce ($X_{Obs}=1.7$ Kg_{eau}/Kg **bs**) coupée en rondelles de 3mm. Les parois extérieures de l'enceinte sont peintes en noir mâât. La température maximale de séchage est fixée à 80.0°C.

Le temps de séchage nécessaire est de 4.0 heures pour atteindre la teneur en eau finale de (0.20 Kg_{eau}/Kg **bs**). Une comparaison de leurs résultats avec ceux obtenus avec les modèles de Fick et Page, a été faite. La validité du modèle a été vérifiée jusqu'à une teneur en eau finale à base sèche de 20%.

Chapitre II :

Résultats Expérimentaux

1 Introduction

L'utilisation de l'énergie solaire comme source de chauffage naturelle est un moyen rentable pour la déshydratation des produits à basses températures. Elle constitue une solution possible pour les pays non pourvus de richesses énergétiques conventionnelles.

La plupart des peuples des pays tropicaux et méditerranés savent depuis longtemps tirer partie du soleil et du vent pour conserver ces produits grâce au séchage.

Les marchés locaux étant généralement saturés en période de récolte, le paysan de région se résigne alors à étendre les produits à sécher sur le sol faute de moyens. Par conséquent le temps de séchage ainsi que l'espace réservé à cet effet sont très grands.

L'objectif de cette deuxième partie est la mise au point d'un type de séchoir solaire à convection forcée et de procéder au séchage de certains produits jugés importants dans notre pays. L'étude de l'influence de certains paramètres sur la cinétique du séchage et la qualité de ces produits est indispensable. Dans le cas le plus répandu du séchage naturel, le produit est exposé à la poussière, à la pluie, à la surchauffe et aussi au risque de développement de moisissures ou de bactéries. D'où le recours au séchage artificiel et dans ce domaine de traitement à température modérée l'utilisation par excellence des capteurs solaires plans à air.

La combinaison d'un capteur solaire plan à air avec une armoire (**photo 1**), ou l'utilisation d'un séchoir indirect (monobloc) (**photo 2**), comparés à d'autres systèmes connus, permet d'atteindre cet objectif dans certains cas. La température de séchage exigée dépend des performances thermiques du capteur solaire plan. En effet la température d'air à la sortie du capteur augmente avec l'augmentation des échanges thermiques qui eux mêmes dépendent essentiellement de la conception du capteur. Ceci dit, l'introduction de chicane dans la veine dynamique permet un écoulement turbulent favorisant l'échange thermique convectif entre l'air et l'absorbeur. En effet, l'adjonction des chicanes de forme trapézoïdale améliore nettement les transferts thermiques.

A cet effet, notre étude est basée sur un capteur muni de chicanes et double circulation d'air, en amont et en aval de la plaque inférieure qui est à son tour, liée à l'absorbeur par les chicanes qui favorisent le transfert de chaleur entre l'absorbeur et la plaque inférieure. Cela permet l'obtention de températures élevées et par conséquent, les grandes quantités de chaleur fournies favorisent la réduction des temps de séchage des produits.

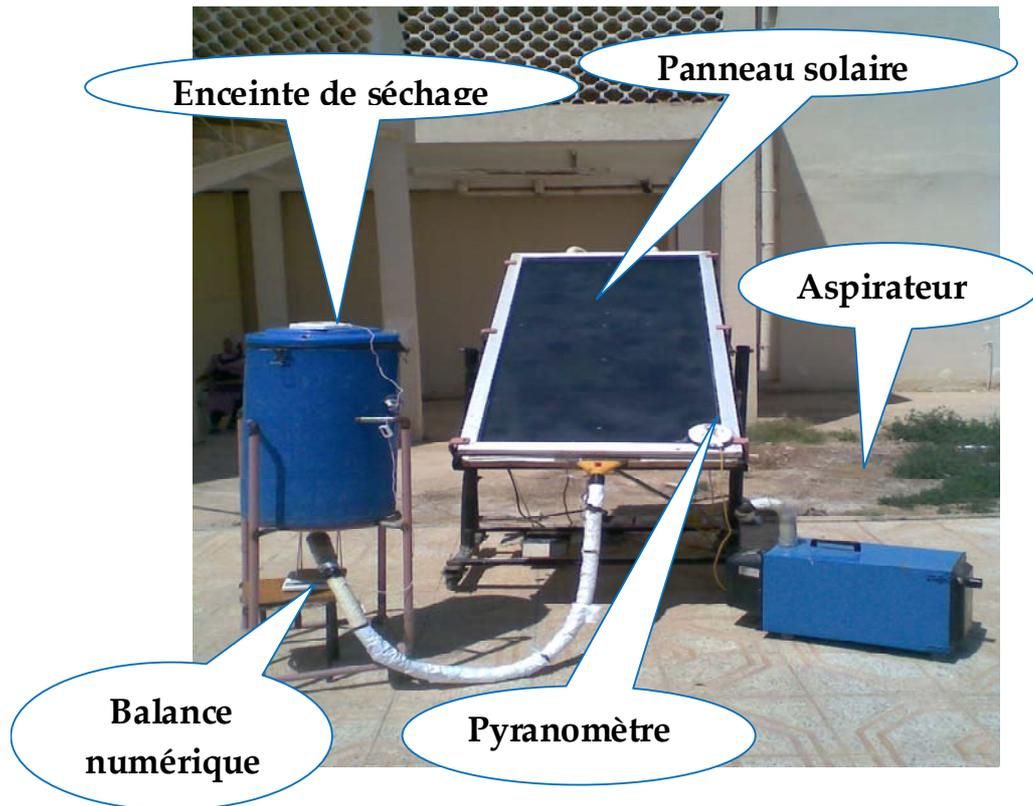


PHOTO. 1 : Dispositif expérimental I (séchoir à simple passage d'air).



PHOTO 2 : Dispositif expérimental II (séchoir à simple passage d'air).

2 Description de la chambre de séchage et protocole expérimental

2.1 Séchoir à simple passage d'air

La chambre de séchage est un Baril en (PVC) de 8 mm d'épaisseur, 80cm d'hauteur et de 50cm de diamètre (Photo 3). Les parois latérales sont isolées thermiquement par du polystyrène.

La chambre de séchage est posée sur un support métallique. Les produits sont déposés à l'intérieur de la chambre sur une seule claie de forme rectangulaire composée d'un cadre métallique sur lequel est fixé un grillage pour permettre le passage de l'air. La claie est posée directement sur une balance numérique à l'aide de 04 pieds métalliques fixés au cadre, passant par des trous percés dans la paroi inférieure de la chambre de séchage. Ce système permet le pesage direct sans aucune manutention du produit.



Photo. 3 : Chambre de séchage (séchoir à simple passage d'air).

2.2 Séchoir à double passage d'air (monobloc)

L'enceinte de séchage placée en dessous de la plaque inférieure est constituée de trois (03) coffres en bois dont la section est rectangulaire. Afin de supporter le produit dans la chambre de séchage, nous avons utilisé une grille d'acier galvanisé dont les mailles sont à faibles sections. Les tiroirs qui constituent les claies s'ouvrent vers les cotés latéraux pour commodité d'utilisation (Photo 4).

Les dimensions de l'enceinte de séchage sont : $L_{ch}=1.90$ m, $l_{ch}= 0.90$ m et $H_{ch}=0.12$ m



Photo 4 : Chambre de séchage (séchoir à double passage d'air).

2.3 Préparation du produit

Les étapes de préparation du piment sont :

- a- Le lavage du produit pour éliminer les impuretés, les résidus d'insecticides et autres contaminations.
- b- Découpage du produit en rondelles,
- c- Pesage du produit, la masse initiale du produit à sécher est généralement 200g et 100g.
- d- Dépôt des rondelles sur les claies.

Le Henné ne nécessite pas de préparation (ni lavage, ni découpage), seulement on élimine les grandes branches et on laisse les petites.

2.4 Appareillages de mesures

En plus des appareils de mesures utilisés pour l'étude des performances thermique des capteurs solaires, nous utilisons les instruments suivants :

2.4.1 Pesage des différents produits :

Une balance numérique de précision de 1g est utilisée pour le pesage des produits testés. Le pesage s'effectue généralement chaque 15 ou 20mn dans le cas de la chambre de séchage et 30mn pour le cas du séchoir monobloc.

2.4.2 Mesure de l'humidité et de la température de l'air ambiant

L'humidité de l'air ambiant est mesurée à l'aide d'un hygromètre Thermo-Clock (Q. C. 58) avec une précision de 1%. Il est utilisé également pour mesurer la température ambiante avec un intervalle de température de (0 à 50 °C) et une précision de 0.1°C. Cet instrument enregistre automatiquement les valeurs maximales et les valeurs minimales de la température et l'humidité ambiante chaque 12 heures.

2.4.3 Mesure des températures à l'intérieure de la chambre de séchage

Pour suivre l'évolution de la température à l'intérieur de la chambre de séchage, nous avons placé des sondes de températures avec des afficheurs numériques, mesurant des températures de (-10°C) à 70°C avec une précision de 0.1°C.

Ces sondes utilisées pour mesurer la température de l'air chaud à l'entrée et la sortie de la chambre de séchage ainsi qu'à l'intérieur au même niveau que le produit à sécher.

3 Produits séchés :

Notre choix s'y porté sur des produits jugés très importants pour l'économie nationale, surtout que leur production est énorme et du fait aussi qu'ils sont cultivés sur tout le territoire national.

3.1 Le Henné

Peut d'informations sont fournies sur cette plante et sur son historique, ses propriétés biologiques et ses différentes utilisations. Le henné est surtout traité dans le contexte du Maghreb et de l'Inde (où le nom équivalent au henné est : "mehndi"). Plusieurs articles sur le henné traitent l'utilisation du henné pour le tatouage, une pratique qui est la plus connue dans le monde : " On estime à 80% le nombre de femmes (citadines ou rurales) tatouées au henné dans les pays arabes" Ainsi, ces sources d'informations réservent une grande partie au tatouage au henné au monde arabe et son symbolisme qui est différent de la dimension religieuse qu'à ce dernier en Inde.

Le henné est également employé comme colorant et conditionneur de cheveux aussi bien qu'un agent de coloration pour le cuir et le tissu. Il peut également être employé pour souiller le bois.

a- Utilisation médicinale [133] : Le henné sec a démontré une meilleure activité antimicrobienne, et en particulier contre le « Shigella Sonnei ». Des racines sont considérées comme une médecine efficace pour la « Gonorrhée » et pour augmenter la fertilité chez les

femmes; son décoction est considérée comme diurétique ou pour le traitement de la « Blennorrhée pectoral » et pour la « Bronchite ». Un constituant rapporté de part est un « Oxynaphthoquinone » appelé le « Lawsone », qui a les propriétés antibiotiques. L'huile de fleur contient l'alpha et le bêta-ionone, ce dernier est le composant principal. Des infusions de feuille et de fleur sont appliquées extérieurement pour des ulcères et le rhumatisme ou sont prises oralement pour le tétanos, l'épilepsie et les douleurs d'estomac. Des racines astringentes sont rectifiées et frottées sur les têtes des enfants pour traiter des ébullitions et des maladies d'œil.

En Malaisie, employé comme remède pour soulager une sensation brûlante des pieds, pour traiter le « bérubéri », les maladies de peau, les ébullitions, les blessures de circoncision et la distension de l'estomac; une décoction peut également être utilisée pour traiter des ébullitions de gomme, ou a prescrit pour soulager des douleurs abdominales après l'accouchement. Elle est un emménagogue et une abortive.

b- Distribution géographique [134]

Le Henné « **Lawsonia inermis Linn** » est largement distribuée dans l'ensemble du Sahel et en Afrique centrale; elle se produit également dans le Moyen-Orient. Elle se développe principalement le long des cours d'eau et dans les régions semi-arides, elle est adaptée à un éventail de conditions. Elle peut résister à des conditions de basses humidités et de climat sec et elle exige des températures élevées pour sa germination et sa croissance.

Payés producteurs d'origine: L'Algérie, Chypre, Egypte, Eretria, Ethiopie, Indonésie, Iran, Irak, Jordanie, Kenya, Koweït, Liban, Jamahiriya arabe libyen, Malaisie, Maroc, Oman, Philippines, Qatar, Arabie Saoudite, République arabe syrienne, Tanzanie, Tunisie, Turquie, Sahara occidental, Yémen.

Payés producteurs exotique: L'Australie, Bénin, Burkina Faso, Cameroun, République centrafricaine, Tchad, Chine, Congo, Cote d'Ivoire, République démocratique du Congo, Gabon, Gambie, Ghana, Guinée, Inde, Libéria, Mali, Mauritanie, Niger, Nigéria, Pakistan, Sénégal, sierra Leone, Espagne, Soudan, Togo, Zanzibar.

3.2 Le piment

Le piment appartient au genre **Capsicum**, de la famille des solanacées qui comprend également les aubergines, les tomates, les courgettes, les pommes de terre et le tabac. La majorité des botanistes classent les piments en deux espèces : **Capsicum annum** (piment annuel) et **Capsicum frutescens** (piment vivace).

Le plus grand nombre des piments cultivés appartiennent à l'espèce annuelle, appelé chilli au Mexique, son pays d'origine. On en compte plus de deux cents variétés, dont les poivrons. Les fruits du piment annuel varient beaucoup en forme, en dimension et en couleur: ils peuvent être ronds, allongés, pointus ou sphériques.

Certains ne sont pas plus gros qu'une cerise, d'autres, coniques et atteignent 25 cm de long. Il existe même une nouvelle variété de piments miniatures, les piments bonsaïs, qui mesurent entre 2 et 5 cm et sont cultivés sous serre aux Pays-Bas. Ces piments peuvent être verts, jaunes, orange, rouge pâle, rouge vif, pourpres, violacés, marrons, noirs ou blancs. Il existe des piments doux, sucrés, amers, des piments poivrés, piquants, brûlants, forts ou parfois carrément « enragés ». Il semble que la saveur acre et brûlante des fruits du piment soit inversement proportionnelle à leur taille.

Les Principales Variétés

Les Aztèques avaient déterminé trois catégories pour classer les piments : « brûlant », « très brûlant », « brûlant à se sauver en courant ». En 1912, le pharmacologue américain Wilbur Scoville met au point un test gustatif comparé, encore subjectif. On utilise aujourd'hui une méthode plus sophistiquée, qui isole et mesure le taux de concentration en capsaïcine dans la plante. L'unité employée porte toujours le nom de son précurseur : l'échelle va de 0 unité Scoville pour le poivron à 300 000 pour le piment **Habanero** ou piment **Antillais**. Pour simplifier, on privilégie aujourd'hui une échelle allant de 0 à 10, ou un classement en piments doux, moyens, forts et très forts. Ces indications permettent, si l'on ne trouve pas le piment indiqué pour une recette donnée, de le remplacer par un autre, de «force» équivalente.

La variété utilisée dans ce travail apparait du type Anaheim de la famille **Capsicum Annuum**. Piment chaleureux à chaud avec un taux de concentration en capsaïcine de 2 à 4, très charnu de 15 à 25 cm de long, vert dans sa jeunesse puis rouge à maturité. Aussi appelé New Mexico, Numex, piment de Californie, du Nouveau-Mexique ou de Rio Grande. C'est le plus populaire et le plus facile à trouver frais, ainsi qu'en conserves, aux États-Unis. Séché, il porte parfois le nom de Chile Colorado [135].

Piment (valeur nutritive pour 100 g)			
eau : 90,25 g	cendres totales : 0,87 g	fibres : 3,7 g	valeur énergétique : 32 kcal
protéines : 1,74 g	lipides : 0,44 g	glucides : 6,70 g	sucres simples : 4,06 g
<u>oligo-éléments</u>			
calcium : 11 mg	fer : 0,86 mg	magnésium : 22 mg	phosphore : 40 mg
potassium : 305 mg	cuivre : 0,129 mg	sodium : 10 mg	zinc : 0,26 mg
<u>vitamines</u>			
vitamine C : 100 mg	vitamine B1 : 0,054 mg	vitamine B2 : 0,081 mg	vitamine B3 : 1,537 mg
vitamine B5 : 0,200 mg	vitamine B6 : 0,505 mg	vitamine B9 : 0 µg	vitamine B12 : 0,00 µg
vitamine A : 937 UI	rétinol : 0 µg	vitamine E : 0,69 µg	vitamine K : 11,4 µg
<u>acides gras</u>			
saturés : 0,059 g	mono-insaturés : 0,023 g	poly-insaturés : 0,222 g	cholestérol : 0 mg

Tableau 1 : Valeur nutritive du Piment [136]

Ministère de l'agriculture américain – USDA Nutrient database: 11977 PEPPER, SERRANO, RAW

Remarque : les deux types de piment que nous avons séché sont de la même variété mais seulement dans des stades d'âges différents, c'est-à-dire que le premier est dans sa jeunesse dont la couleur est verte et le deuxième est dans sa maturité où il atteint la couleur rouge.

Pour des raisons formalistes nous gardons les nominations vert et rouge.

4 Résultats et discussion

Afin de pouvoir analyser l'évolution des différents paramètres de stockage des produits étudiés, nous avons utilisé une seule claie placée au milieu de l'enceinte de séchage.

Nous avons procédé au séchage de différents produits agricoles. Pour cela, nous avons utilisé différents série de débit d'air de séchage.

Pour ce faire, nous exposons à chaque fois le séchoir sous rayonnement solaire naturel durant toute la journée (de 9h00 à 16h00) afin d'apprécier l'influence des conditions atmosphériques réelles. Les mesures de températures, du rayonnement et de la vitesse du vent sont effectuées toutes les 15 mn. Les mesures du poids sont effectuées chaque 20mn pour le séchoir I et chaque 30mn pour le séchoir II (monobloc).

4.1 Influence du débit sur l'amélioration du temps de séchage

Le choix d'un débit est particulièrement délicat. Après analyse des travaux réalisés antérieurement par différents chercheurs [40 et 92] qui ont recommandé d'utiliser certaines gammes de débits, et après réflexions, nous avons jugé intéressant de prendre en compte un débit faible $\leq 40\text{m}^3/\text{h}$, un débit moyen $40\text{-}70\text{m}^3/\text{h}$, et un débit élevé $\geq 70\text{m}^3/\text{h}$. Ce choix nous permet de voir le comportement des différents produits, pendant tout le cycle de séchage.

4.1.1 Cas du Henné

Il est utile de présenter pour chaque série de tests ; les conditions météorologiques environnantes et les températures à différents point dans l'enceinte de séchage (séchoir I). Ces conditions (variation du rayonnement, température ambiante, humidité) relatives aux journées d'études sont présentées en fonction du temps sur les courbes des figures 01 et 02.

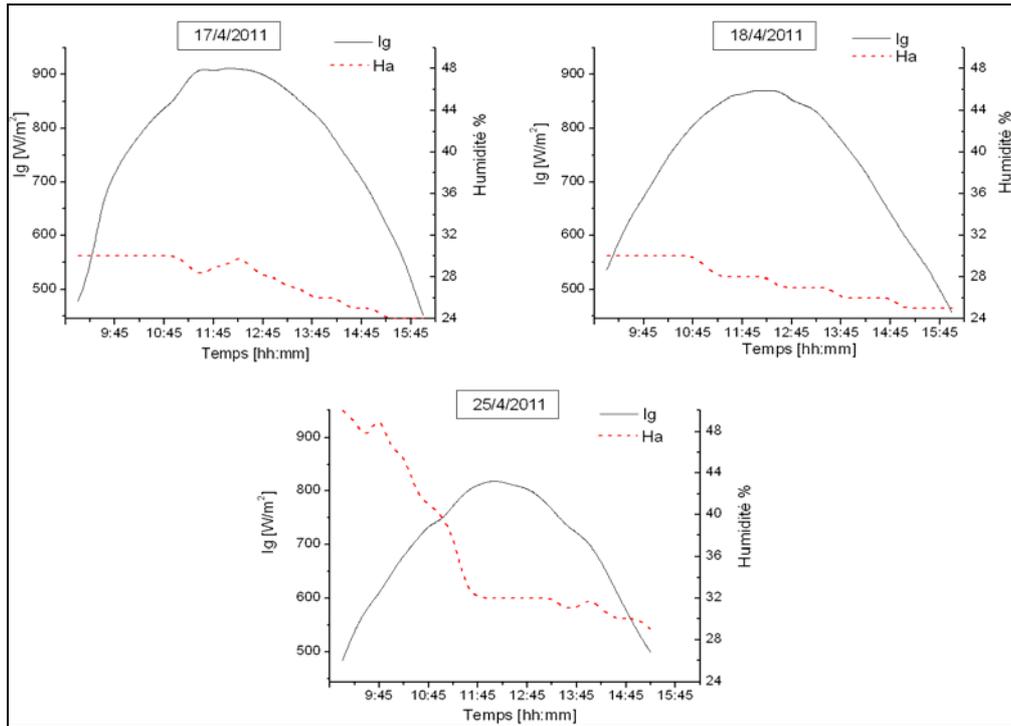


Fig. 1 : Evolution de l'ensoleillement et de l'humidité en fonction du temps de séchage du Henné.

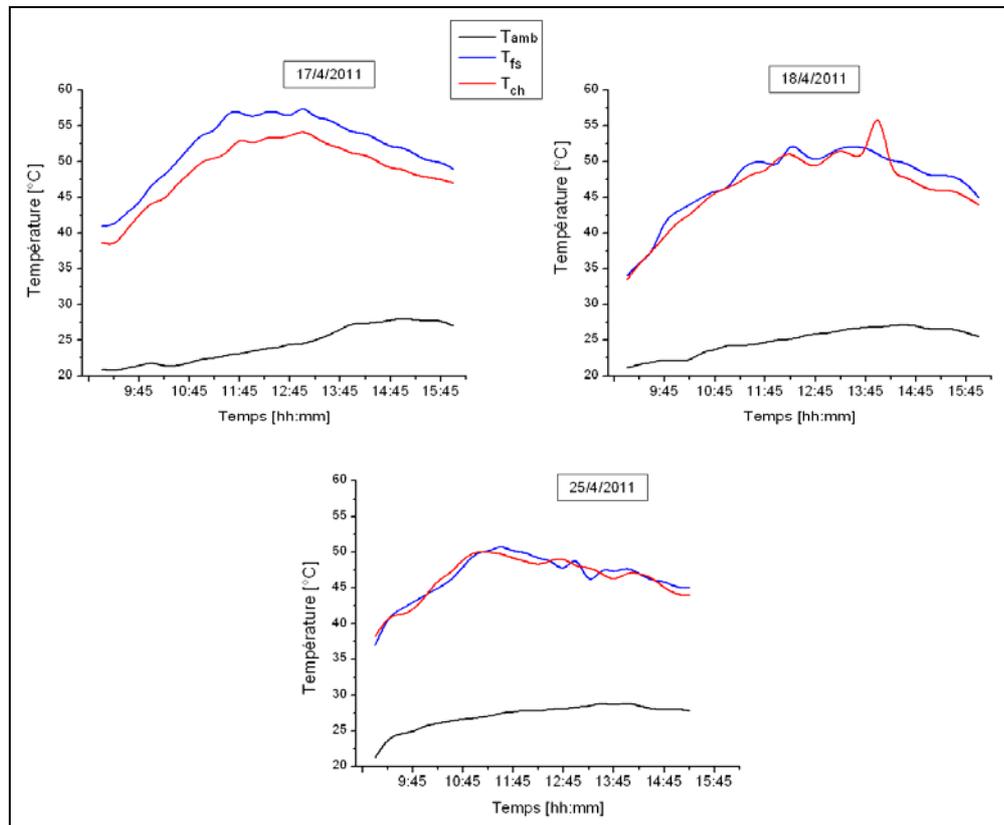


Fig. 2 : Evolution de la température ambiante, de sortie du capteur et de la chambre de séchage en fonction du temps de séchage du Henné.

Pour le Henné, lors de son séchage et pour un débit d'air de $35\text{m}^3/\text{h}$, la teneur en eau finale à base sèche est obtenue sans toute fois atteindre cinq heures et demi (05h30min) de séchage. Par ailleurs, avec un débit de $70\text{m}^3/\text{h}$, la vitesse d'écoulement de l'air dans l'armoire est plus élevée et par conséquent, l'humidité à la surface du produit est rapidement entraînée et évacuée vers l'extérieur ce qui favorise le séchage du Henné et améliore le temps de séchage. La réduction relative du temps de séchage est de 01 heure (Fig. 03) correspondant à une réduction du temps de séchage de 28%.

En passant de $70\text{m}^3/\text{h}$ à $100\text{m}^3/\text{h}$, nous remarquons qu'il y a une augmentation relative du temps de séchage d'environ 45min par rapport à un débit de $35\text{m}^3/\text{h}$, cela est probablement due à la baisse de la température de l'air asséchant, due à l'élévation de la vitesse d'écoulement.

la figure 04, montre l'évolution de la perte de masse pendant les différents essais.

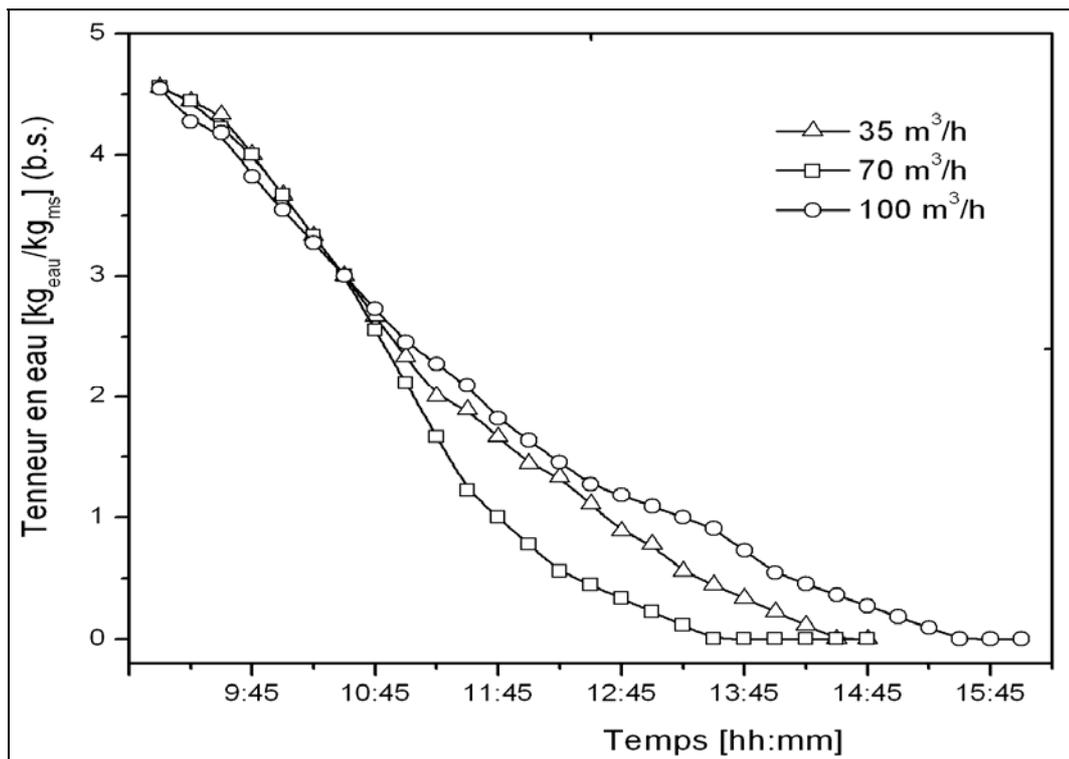


Fig. 03. Evolution de la teneur en eau du Henné (à base sèche) en fonction du temps de séchage.

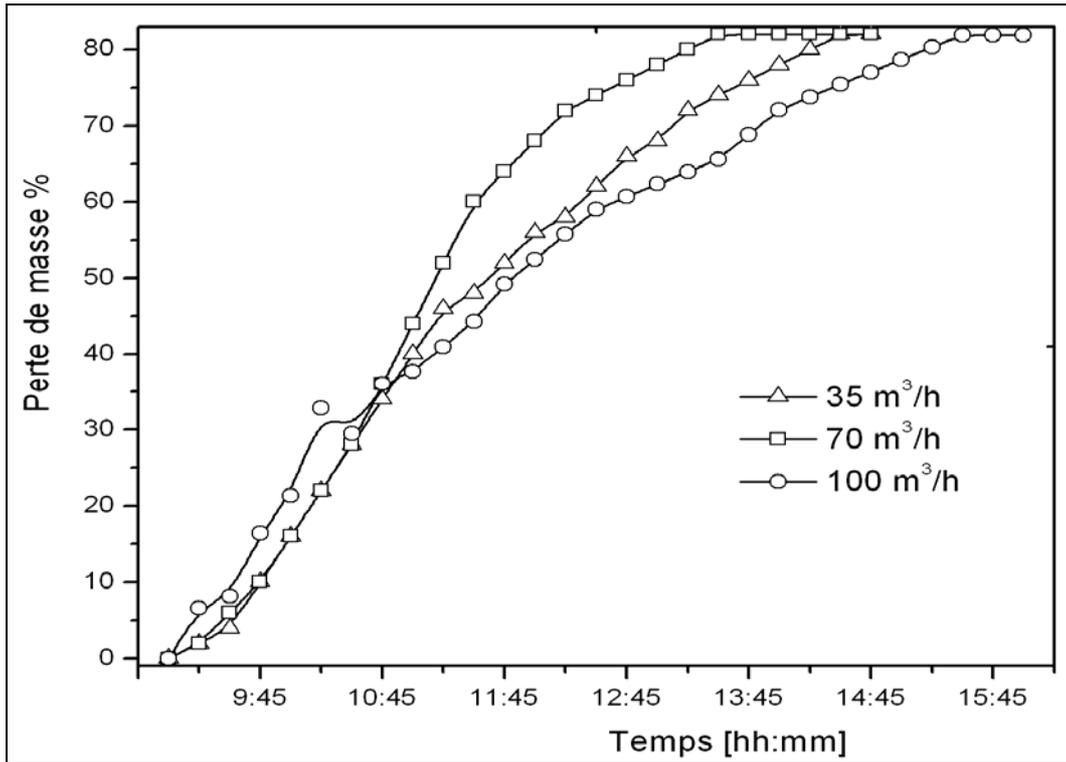


Fig. 04 : Evolution de la perte de masse en fonction du temps de séchage du Henné pour différents débits 35, 70 et 100 m³/h durant les journées d'expérimentation (17/4, 18/4 et 25/4/2011) respectivement.

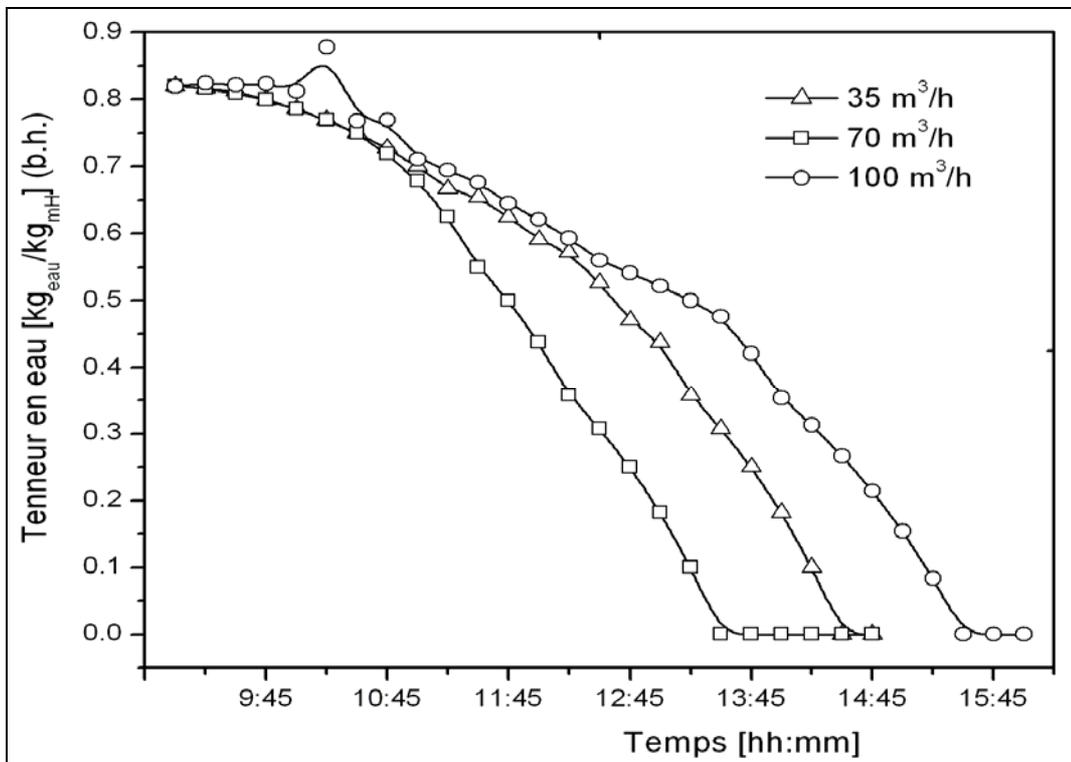


Fig.5 : Evolution de la teneur en eau du Henné (base humide) en fonction du temps de séchage.

Pour mettre en évidence les différentes phases de séchage, nous présentons les vitesses de séchage du produit en fonction du temps de séchage (Fig. 06). En générale on remarque la présence d'une phase croissante pour les trois débits, la présence d'une courte phase constante pour les débits $35\text{m}^3/\text{h}$ et $100\text{m}^3/\text{h}$ et l'absence de cette phase pour un débit de $70\text{m}^3/\text{h}$. Cela explique que le point critique ($X_{\text{bs,Cr}}$) relie directement la phase croissante (de chauffage) à la phase décroissante .

Nous remarquons que durant les premières heures de séchage (9h00-13h20) ; la vitesse de séchage du Henné avec un débit de $70\text{m}^3/\text{h}$ est plus élevée qu'avec un débit de $35\text{m}^3/\text{h}$ qui à son tour plus élevée que pour un débit de $100\text{m}^3/\text{h}$. A partir de 13h20, nous remarquons une diminution remarquable des vitesses de séchage avec les deux débits 70 et $35\text{m}^3/\text{h}$ en comparant avec celle du débit de $100\text{m}^3/\text{h}$. Ceci se justifie, car après 5heures de séchage le produit à sécher a subit une diminution importante dans sa teneur en eau lors de séchage (70 et $35\text{m}^3/\text{h}$) ce qui rend difficile l'extraction de la teneur en eau interne et par conséquent affaibli la vitesse de séchage.

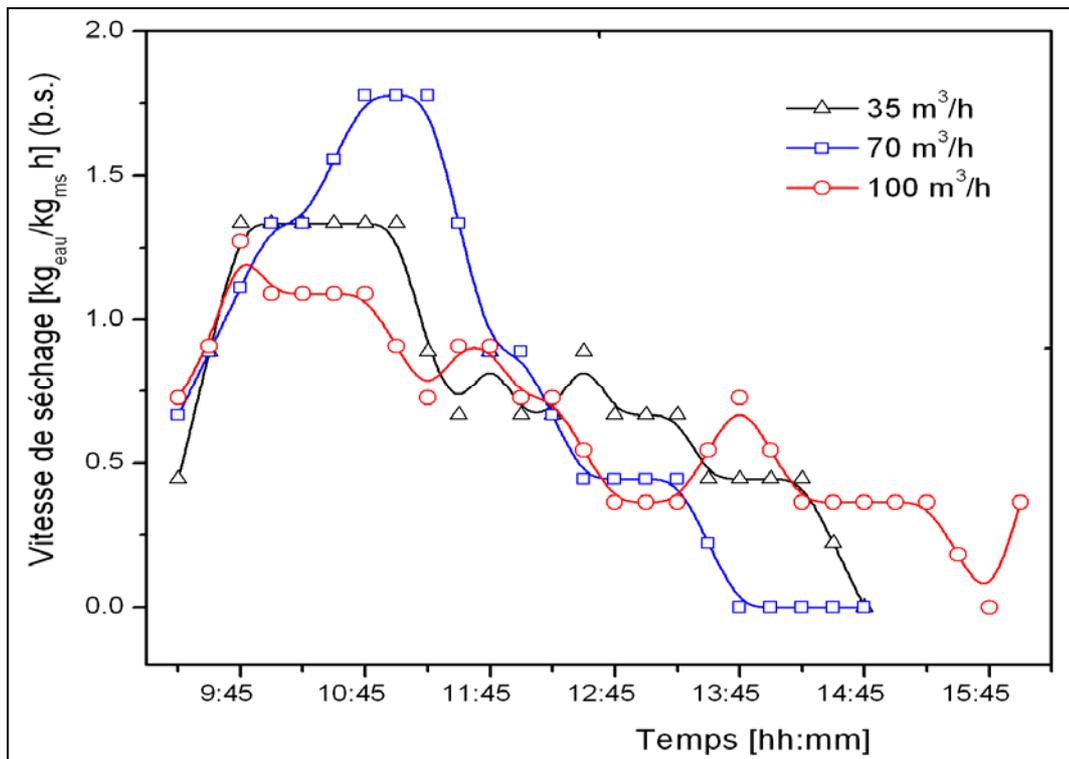


Fig. 6 : Evolution de la vitesse de séchage du Henné (base sèche) en fonction du temps de séchage.



Photo 5 : Feuille du Henné avant le séchage.



Photo 6 : Feuille du Henné après le séchage

4.1.2 Cas du piment rouge

Les parois intérieures des rondelles du piment rouge ou même du piment vert, contrairement à leurs parois extérieures, possèdent une structure capillaire lui permettant un séchage rapide. Sa porosité est plus importante, ce qui facilite l'extraction de son eau interne lorsqu'elles sont coupées en rondelles.

Nous avons mené des expériences de séchage du piment rouge. Pour la journée du 11/05/2011 caractérisée par un ciel très clair, un vent faible. Le débit d'air injecté est de 70m³/h.

Pour la journée du 12/05/2011, caractérisée par quelques passages nuageux en début de l'après midi, nous avons séché avec un débit de 40m³/h.

Dans les figures (07 et 08) nous présentons les différentes températures ainsi que les conditions météorologiques environnantes les expériences de séchage du piment rouge.

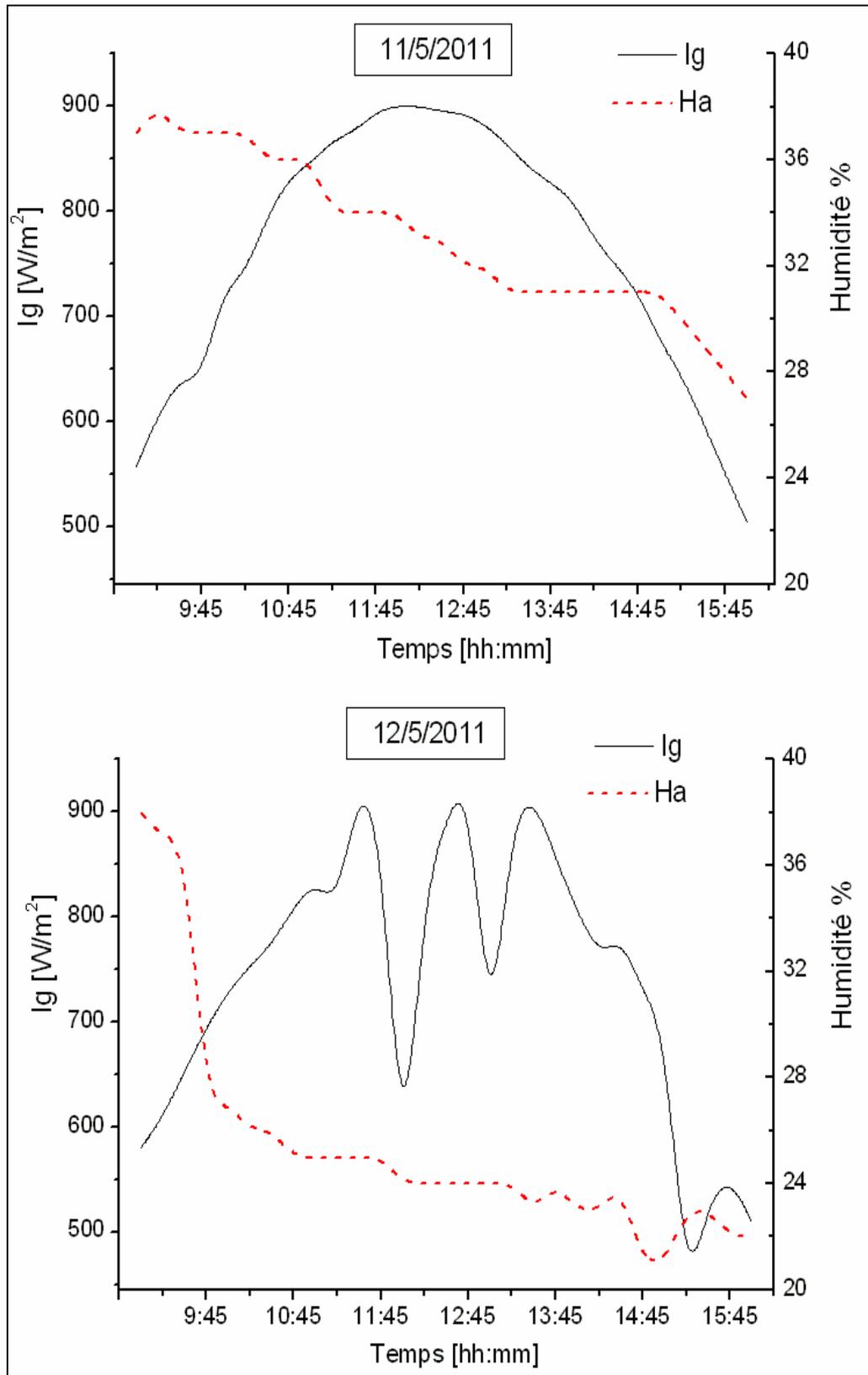


Fig. 7 : Evolution de l'ensoleillement et l'humidité ambiante en fonction du temps de séchage du Piment Rouge.

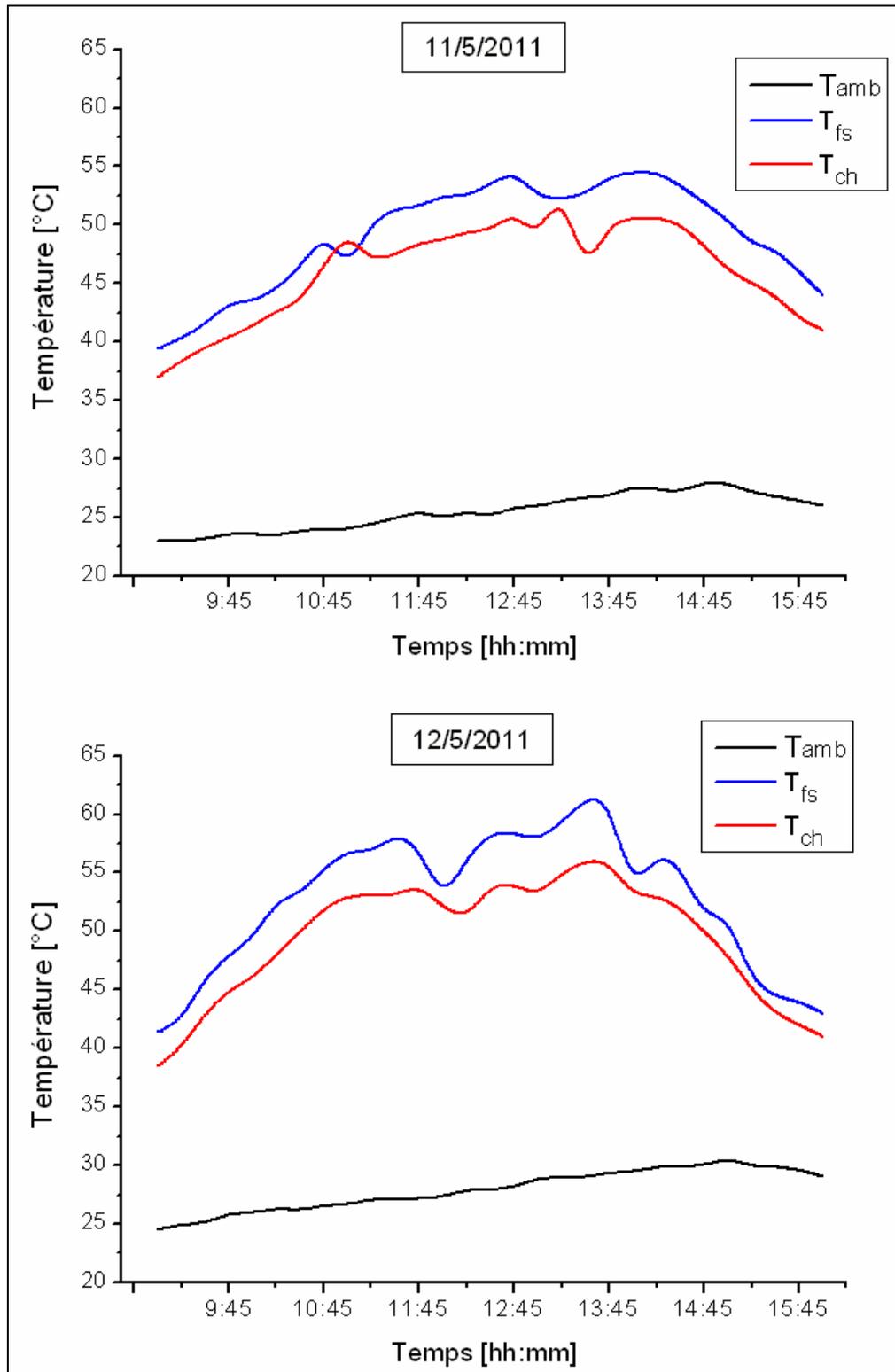


Fig. 8 : Evolution des températures : ambiante, de sortie du capteur et de la chambre de séchage en fonction du temps de séchage (Piment Rouge).

Nous remarquons que dans le cas du piment rouge, au bout de 5 h et 45 min de séchage nous avons pu obtenir avec un débit de $70\text{m}^3/\text{h}$ des teneurs en eau de $0.04\text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}$ (à base sèche), alors que pendant 07 heures de séchage avec un débit $35\text{m}^3/\text{h}$ la teneur en eau est de $0.18\text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}$ (b.s.). Là encore le séchage n'est pas terminé. En augmentant le débit de 35 à $70\text{m}^3/\text{h}$, une réduction du temps de séchage d'au moins 1 heures et 15 minutes, ce qui correspond à une réduction de 18% (Fig. 09).

Ces valeurs de la teneur en eau finales correspondent à des pertes de masse du produit respectives de **88.5%** (5 h et 45min avec $70\text{m}^3/\text{h}$) et **87.85%** (07 heures avec $35\text{m}^3/\text{h}$) (Fig.10).

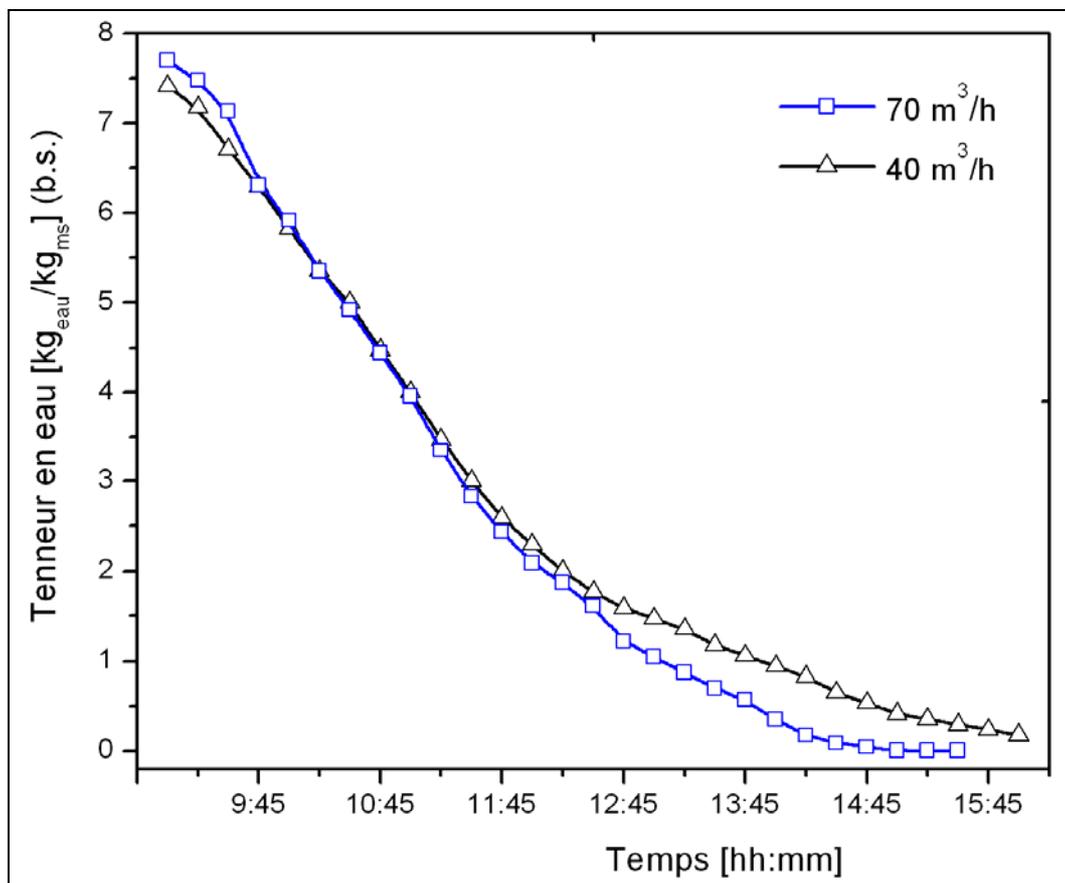


Fig. 9 : Evolution de la teneur en eau du Piment rouge (à base sèche) en fonction du temps de séchage durant les journées d'expérimentation (12/5/2011 et 11/5/2011).

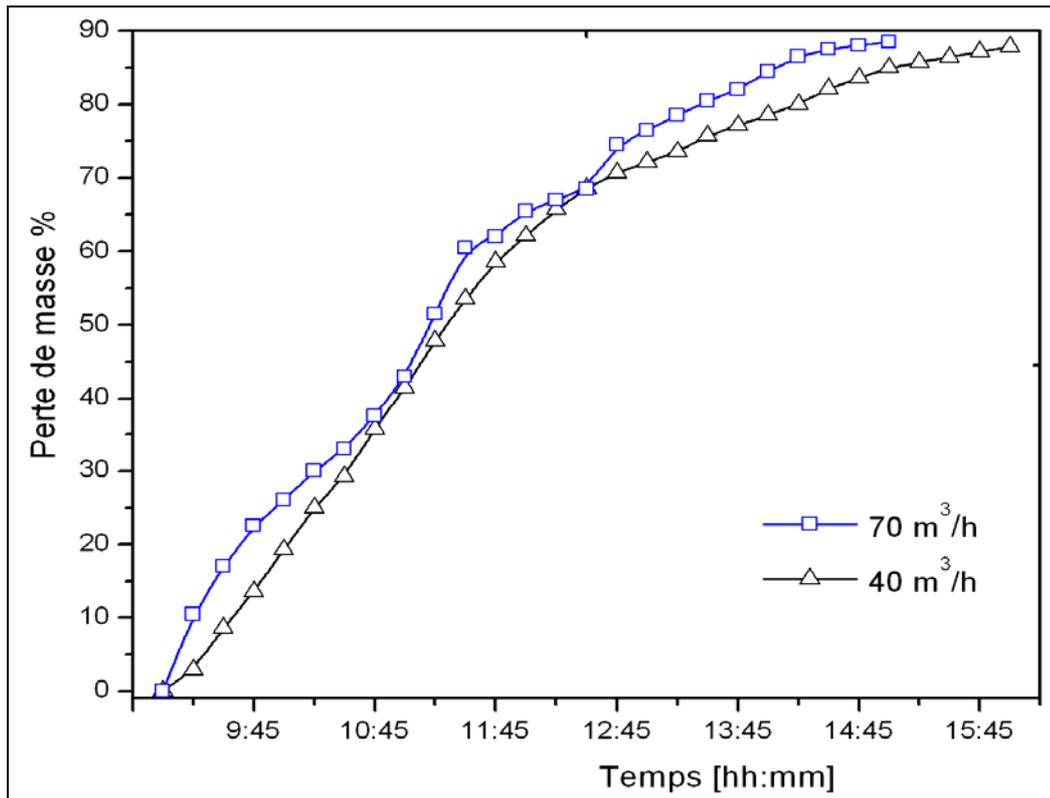


Fig. 10 : Evolution de la perte de masse en fonction du temps de séchage du Piment rouge durant les journées d'expérimentation (12/5/2011 et 11/5/2011).

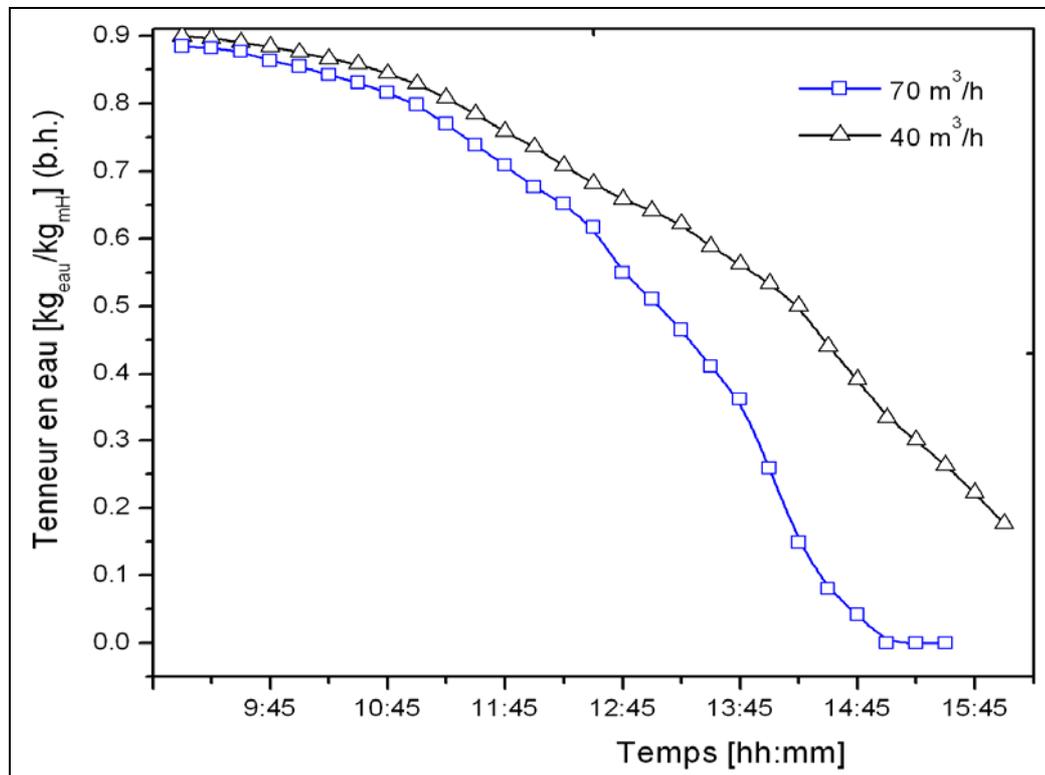


Fig. 11 : Evolution de la teneur en eau du Piment rouge (à base humide) en fonction du temps de séchage durant les journées d'expérimentation (12/5/2011 et 11/5/2011).

La figure 12, représenté l'évolution de la vitesse de séchage du produit en fonction du temps pour deux débits différents.

Pendant les cinq premières heures de séchage (9h00-14h15), la vitesse de séchage du produit avec un débit de $70\text{m}^3/\text{h}$ a été plus élevée que celle avec un débit de $40\text{m}^3/\text{h}$. Dès 14h15 nous remarquons que la diminution remarquable de la vitesse de séchage avec le débit de $70\text{m}^3/\text{h}$ a mis en supériorité celle avec le débit de $40\text{m}^3/\text{h}$.

La courbe montre que la durée de la phase croissante est trop courte lors du séchage avec un débit de $70\text{m}^3/\text{h}$. Elle est un peu plus grande pendant le processus de séchage avec un débit de $35\text{m}^3/\text{h}$, d'où la teneur critique ($X_{\text{bs,Cr}}$) est atteinte dès la première phase de séchage.

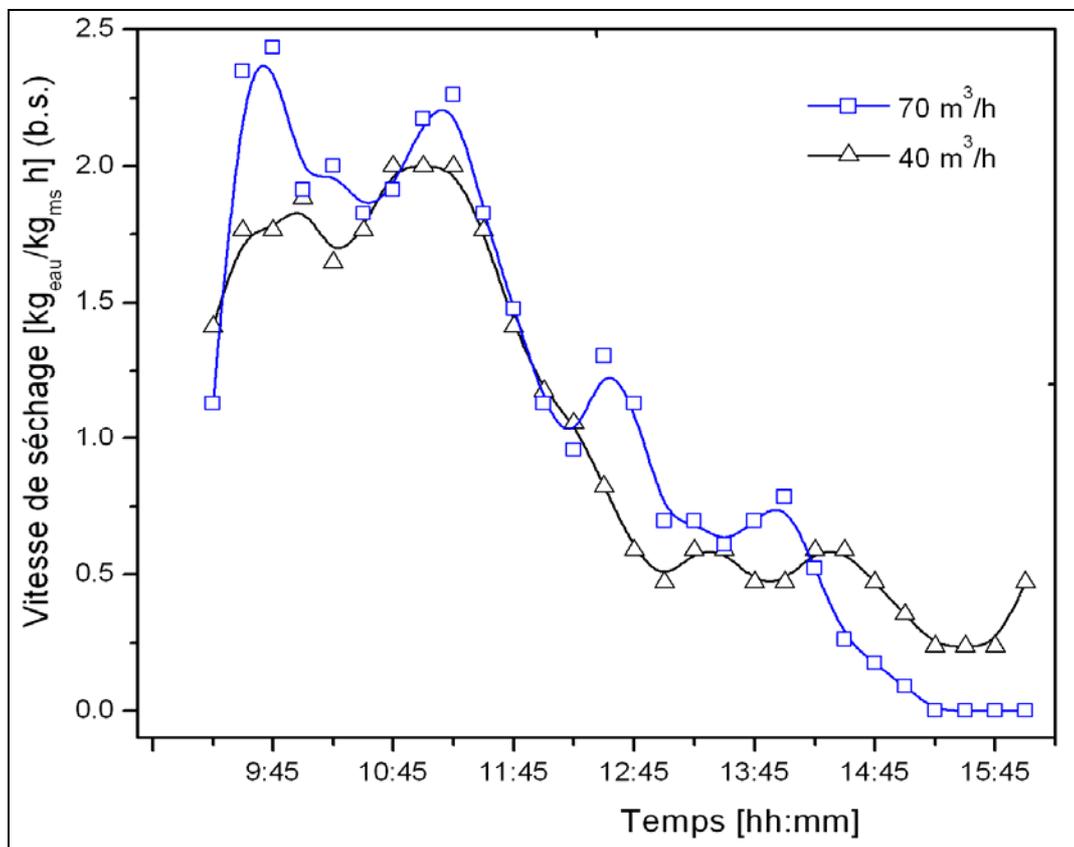


Fig. 12 : Evolution de la vitesse de séchage du Piment rouge (à base sèche) en fonction du temps de séchage durant les journées d'expérimentation (12/5/2011 et 11/5/2011).

Le piment rouge est généralement utilisé dans la fabrication des épices, très reconnus dans l'Afrique et le monde Arabe. Les photos 5 et 6 présentent les tranches du piment rouge avant et après le séchage.

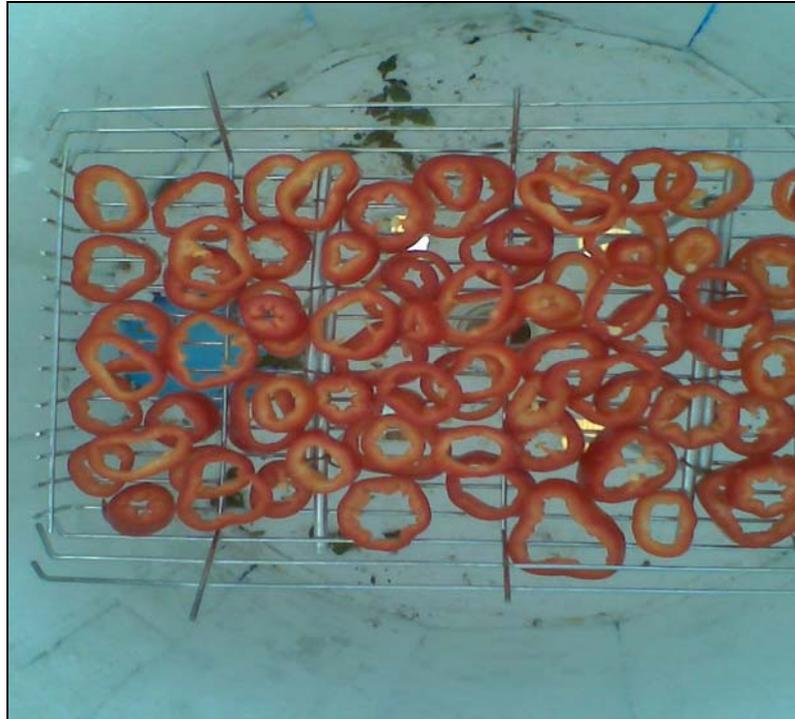


Photo 7 : Piment rouge avant le séchage



Photo 8 : Piment rouge après le séchage

4.1.3 Cas du piment vert

Le piment vert connu sous le nom populaire « Corn de Ghazel », constitue une grande consommation nationale. Les tests sur ce produit ont portés sur des rondelles dont la masse initiale est de 200g.

Le dispositif expérimental utilisé est le même : séchoir indirect à simple passage d'air (capteur B-2 connecté à la chambre de séchage présenté sur la Photo 01). La variation du flux solaire, la température et l'humidité ambiante ainsi que la température dans la chambre de séchage sont présentés sur les figures 13 et 14. L'ensemble des tests a eu lieu pendant des journées ensoleillées.

Dans le cas du piment vert trois essais sont effectués (13/4/2010, 13/5/2010, 19/5/2010) avec les débits (80 m³/h, 60 m³/h et 40 m³/h) respectivement. Nous rappelons que chaque expérience est réalisée avec un débit fixe durant toute la journée.

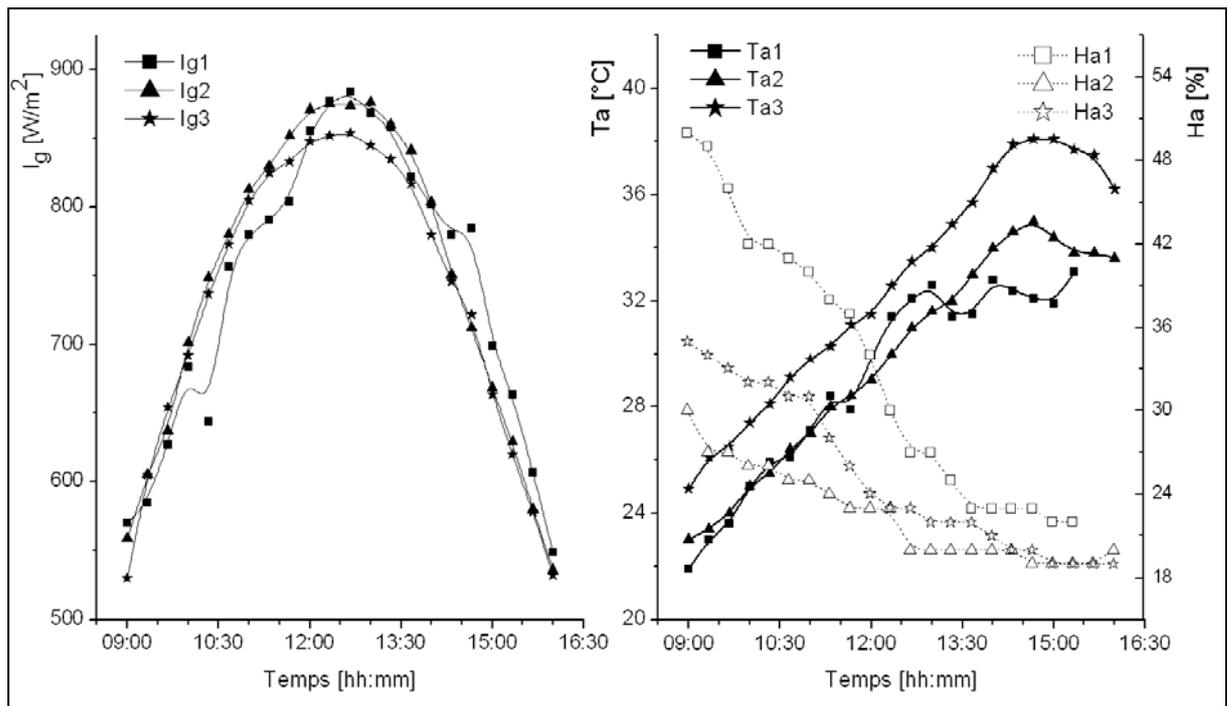


Fig. 13 : Evolution de l'insolation, la température et l'humidité ambiantes en fonction du temps de séchage du Piment Vert (13/4/2010, 13/5/2010 et 19/5/2010).

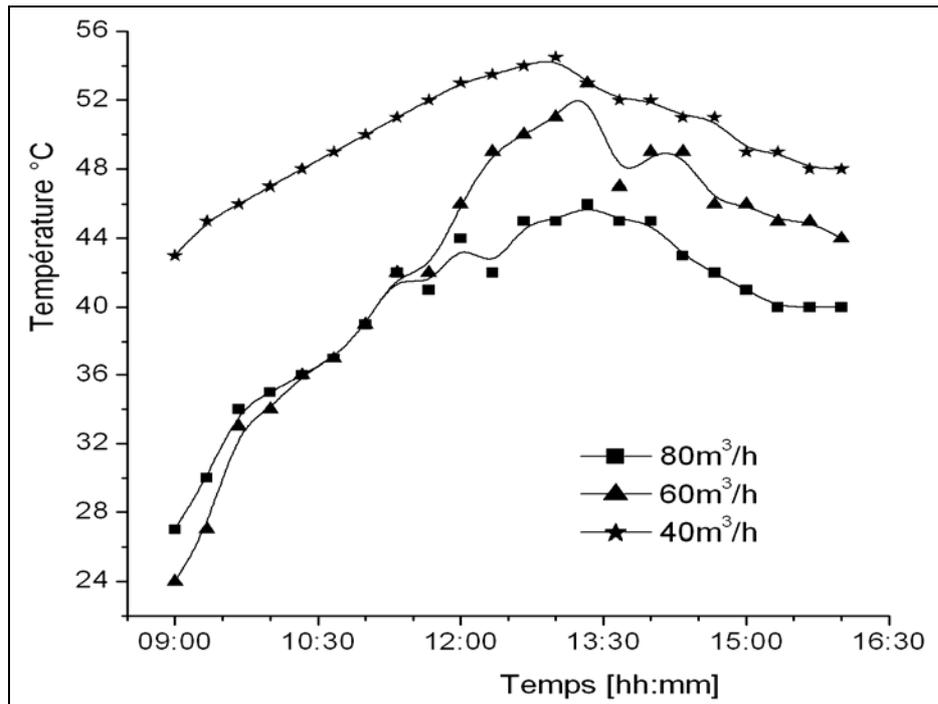


Fig. 14 : Evolution de la température de la chambre de séchage en fonction du temps de séchage du Piment Vert (13/4/2010, 13/5/2010 et 19/5/2010)

Les figures (15 et 16) représentent respectivement l'évolution expérimentale de la perte de masse du produit et de la teneur en eau (base humide). Après 6 heures de séchage avec un débit de $80\text{m}^3/\text{h}$, le Piment vert présente une masse de 25 g dont 01 g d'eau et correspondant à une perte de masse relative de 87,75%. Alors qu'avec des débits de 60 et $40\text{m}^3/\text{h}$, nous enregistrons après 07 heures de séchage des pertes relatives de 86 % et 84%, respectivement. Cela veut dire que l'augmentation du débit permet une réduction du temps de séchage.

La figure 17, représente la teneur en eau à base sèche du produit pour différents débits. Avec un débit de $80\text{m}^3/\text{h}$, le produit a mis moins de temps (6 heures) pour arriver à une teneur en eau finale égale à $0.05\text{kg}_{\text{eau}}/\text{kg}$ (b.s) , alors qu'avec les débits (60 et $40\text{m}^3/\text{h}$), les teneurs en eau atteintes après 07 heure de séchage sont égales à 0.18 et $1.06\text{kg}_{\text{eau}}/\text{kg}$ (b.s) respectivement.

Les vitesses de séchage du piment vert pour différents débits sont représentées sur la figure 18. On remarque que la durée de la phase croissante est trop petite lors du séchage avec un débit de $40\text{m}^3/\text{h}$, et elle est absente pour des débits plus élevés ($60\text{m}^3/\text{h}$ et $80\text{m}^3/\text{h}$).

Les valeurs de la vitesse de séchage pour un débit de $80\text{m}^3/\text{h}$ sont plus élevées en début de la journée jusqu'à midi solaire. Au-delà, elles deviennent plus faibles par rapport aux autres débits (60 et $40\text{m}^3/\text{h}$). Ceci s'explique par le fait qu'avec un débit ce débit ($80\text{m}^3/\text{h}$), la perte de masse humide est plus importante, tandis qu'elle est moins importante pour des débits plus faibles, ce qui permet au fluide caloporteur, un pouvoir d'absorption de la vapeur d'eau assez

faible pendant une période assez longue, ce qui justifie donc le retard de déshumidification du produit.

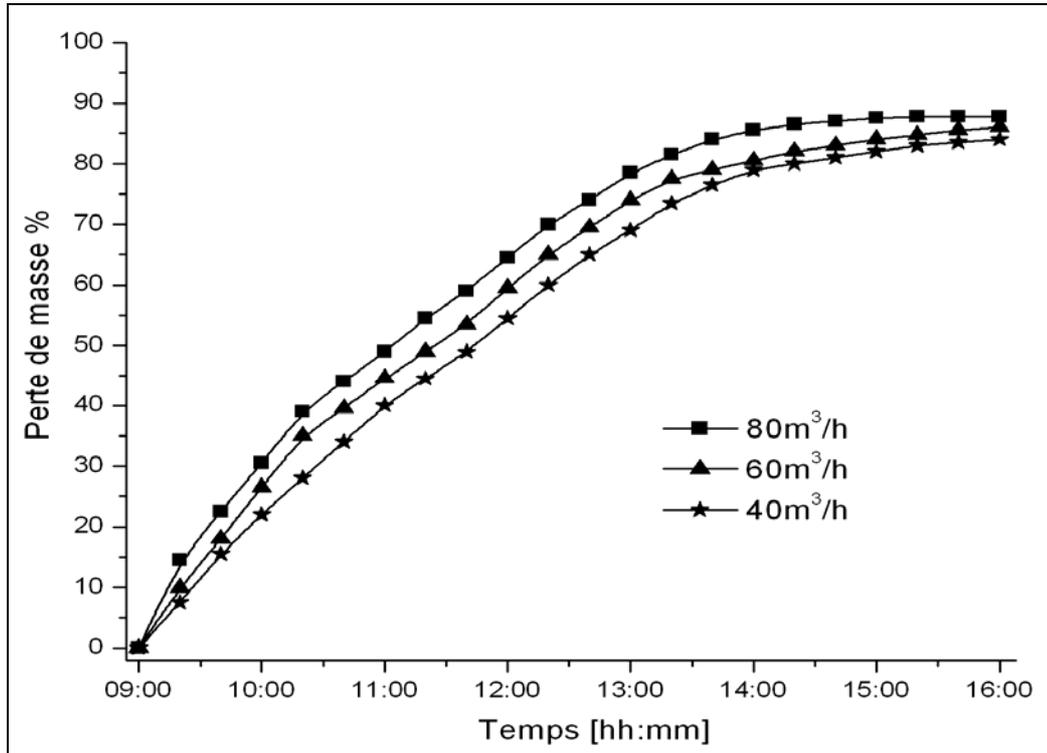


Fig. 15 : Evolution de la perte de masse du Piment vert en fonction du temps de séchage durant les journées d’expérimentations (13/4/2010, 13/5/2010 et 19/5/2010).

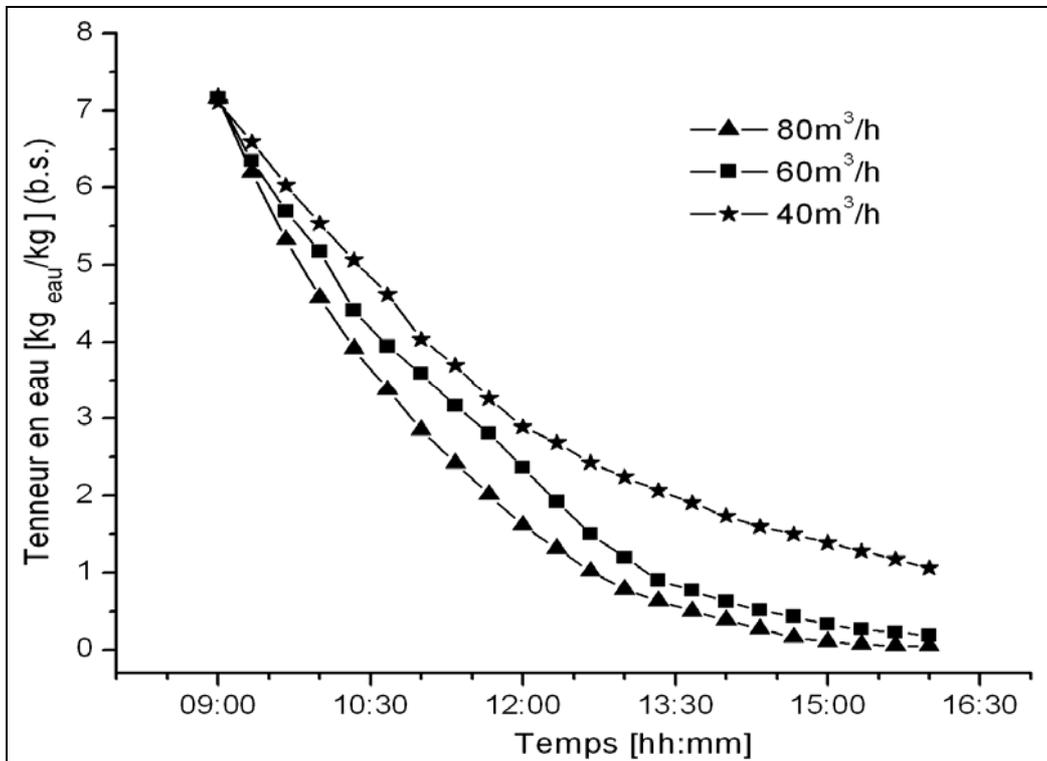


Fig. 16 : Evolution de la teneur en eau (à base sèche) du Piment vert en fonction du temps de séchage.

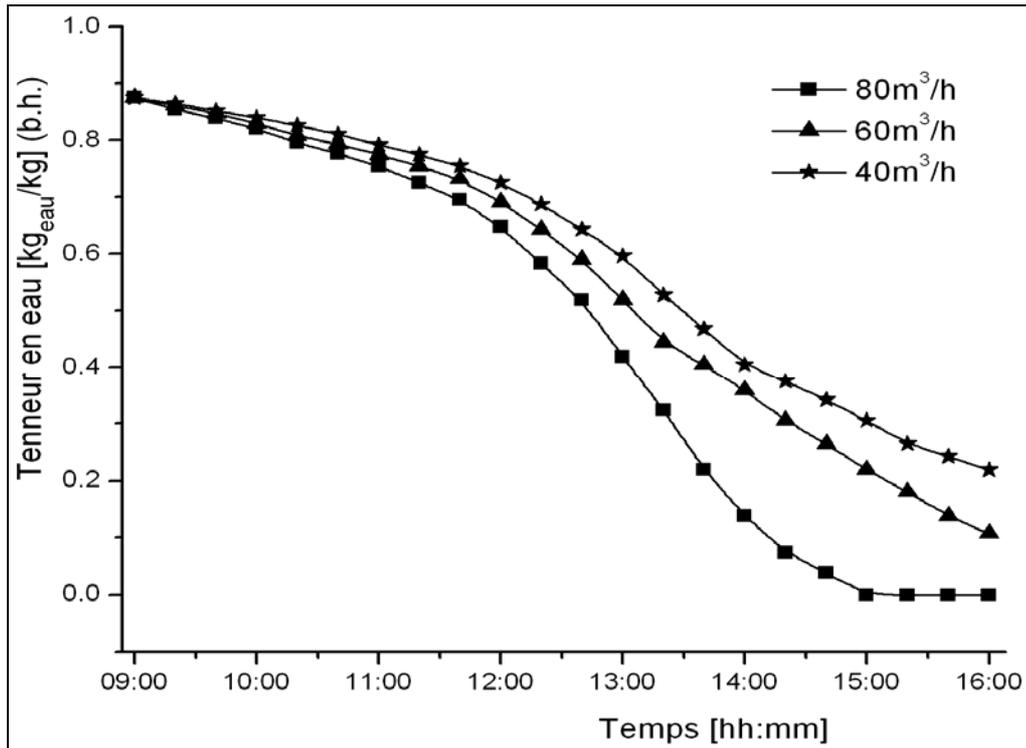


Fig. 17 : Evolution de la teneur en eau du Piment vert en fonction du temps de séchage.

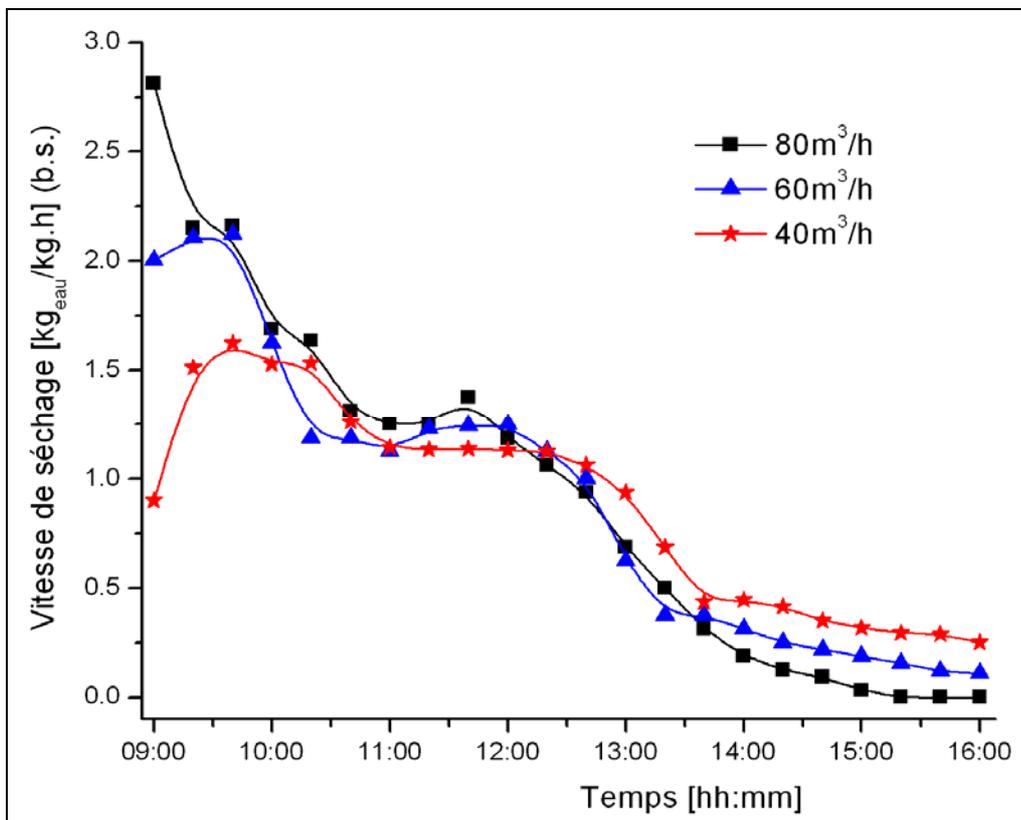


Fig. 18 : Evolution de la vitesse de séchage du Piment vert en fonction du temps de séchage.

Les photos 12 et 13, représentent les tranches du piment vert avant et après le séchage.



Photo 9 : Piment vert avant le séchage



Photo 10 : Piment vert après le séchage

4.2 Effet de la présence des chicanes sur le processus du séchage :

Afin de mettre en évidence l'effet de la présence des chicanes, il nous paraît intéressant de procéder au séchage avec deux configurations de capteurs (sans et chicanes N-2 et avec chicanes B-2). Pour cela, nous présentons une comparaison entre les différents résultats expérimentaux obtenus en utilisant d'une part, le capteur sans chicanes (modèle N-2) et, d'autre part, en utilisant la configuration (modèle B-2). On note que dans cette partie, la masse initiale à sécher est égale à 200 g. L'humidité initiale et finale du produit sont respectivement égales à 7.16 et 0.05 kg_{eau} / kg (b.s.). Le temps du séchage avec le capteur muni d'obstacles (modèle B-2) est plus court qu'avec le capteur SC (modèle N-2).

La figure 19 représente l'évolution du rayonnement solaire globale, température et d'humidité ambiantes durant les deux journées d'expérimentation considérée (13/04/2010 et 16/5/2010). Les résultats obtenus sont données pour un débit fixe durant les deux journées d'expérimentation (80m³/h).

Les températures mesurées dans la chambre de séchage au même niveau du produit, sont présentées sur la figure 20.

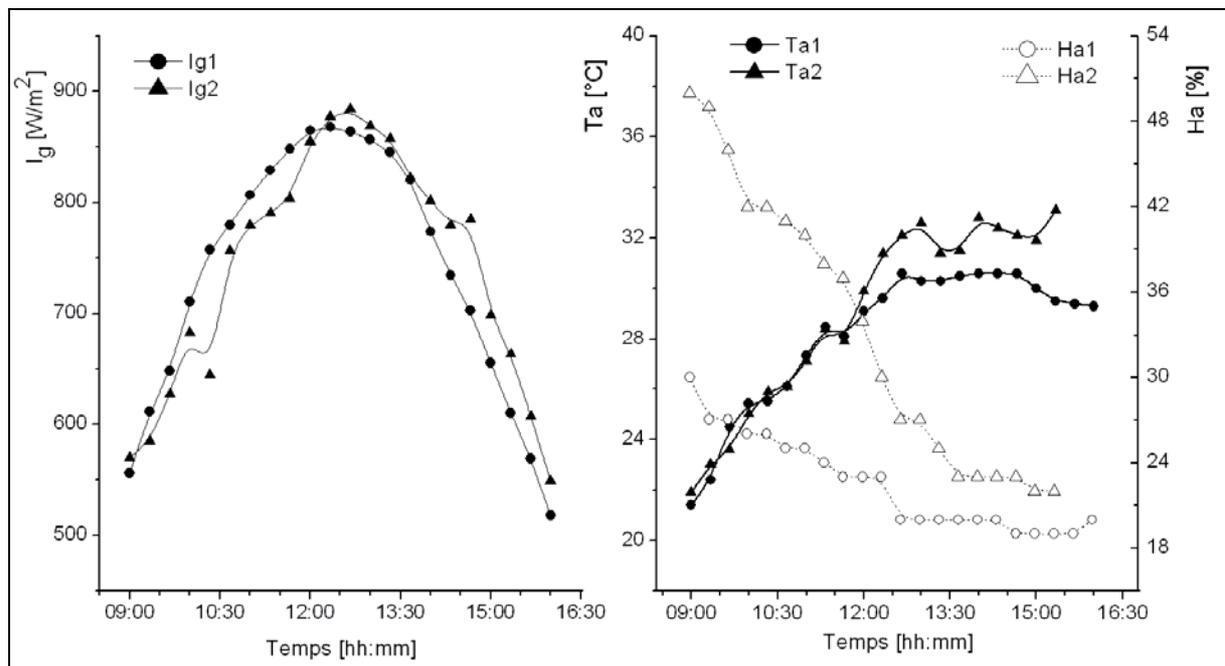


Fig. 19 : Evolution de l'ensoleillement, la température et l'humidité ambiantes en fonction du temps de séchage du Piment Vert (13/4/2010 et 16/5/2010).

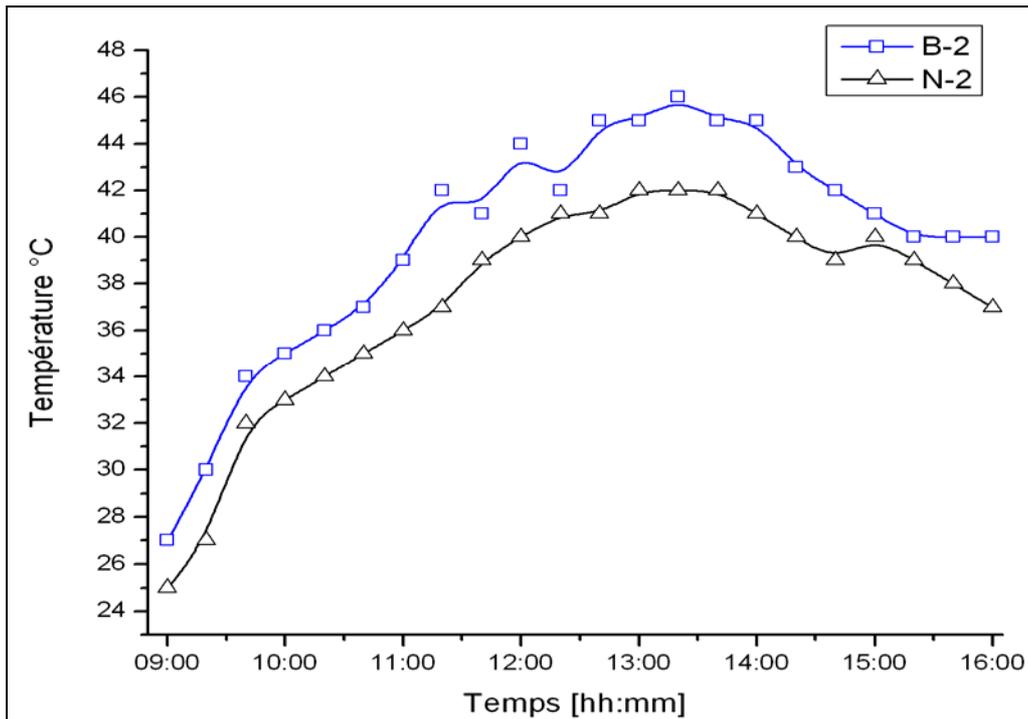


Fig. 20 : Evolution de la température de la chambre de séchage en fonction du temps de séchage Piment Vert.

Les figures (21 et 22) représentent respectivement les profils expérimentaux des teneurs en eau à base sèche et à base humide, respectivement, en utilisant les deux différentes configurations de capteurs. En comparant les résultats obtenus, on voit bien qu'après 6 heures de séchage, qu'avec le séchoir muni de rugosités artificielles, cette teneur est égale à $0.05 \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}$ (b.s), tandis qu'elle est égale $0.66 \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}$ (b.s) après 7 heures de séchage avec un séchoir sans chicanes.

Sur la figure 23, est représentée l'évolution de la perte de masse du produit pour les deux séchoirs. Nous remarquons que la perte de masse est plus importante en utilisant un capteur muni de rugosités artificielles. Elle atteint une valeur de 87.14% après 6 heures de séchage avec le modèle B-2, tandis qu'après 7 heures de séchage avec le modèle N-2 (sans chicanes), elle atteint une valeur de perte de masse de 66.43%.

En comparant les valeurs de la vitesse de séchage en utilisant le modèle N-2 avec celles du modèle B-2, et pour un même débit ($80 \text{ m}^3/\text{h}$), on remarque que cette dernière est plus élevée au début de la journée jusqu'à 12h15mn, et au-delà, elle devient plus faible. Ceci est normal, parce qu'avec le séchoir avec chicanes, la perte de masse humide est plus importante, tandis qu'elle est moins importante en utilisant le capteur sans chicanes, ce qui permet au fluide caloporteur, un pouvoir d'absorption de la vapeur d'eau assez faible pendant une période assez longue, ce qui justifie donc le retard de déshumidification du produit (Fig. 24).

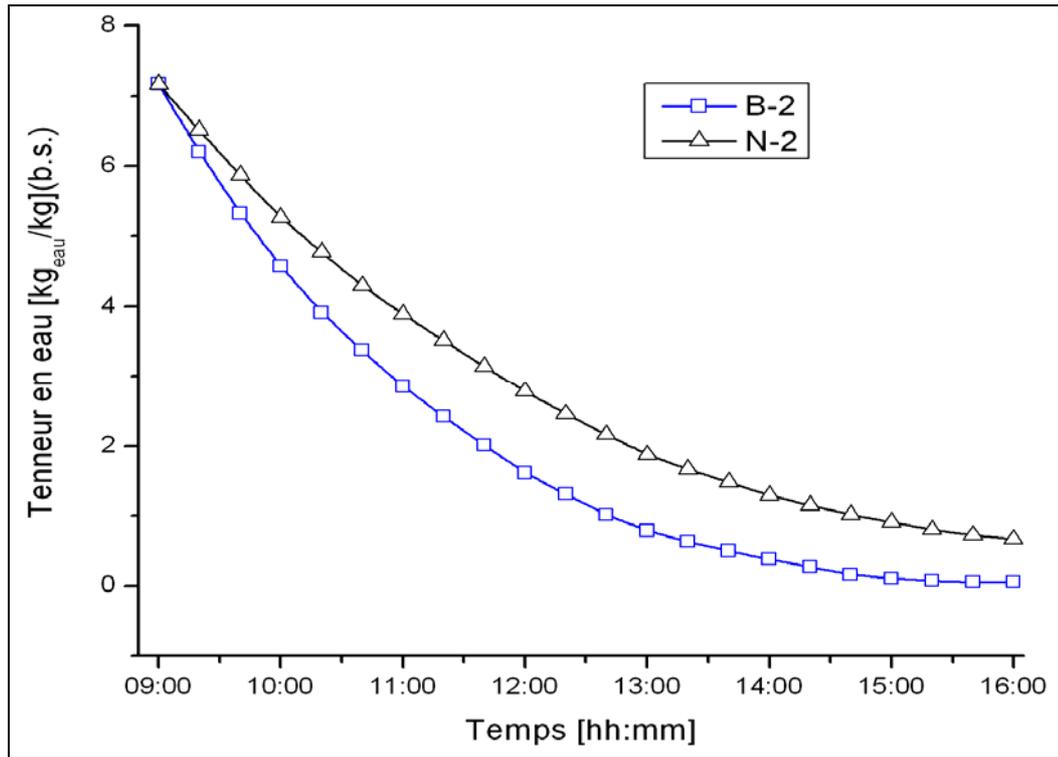


Fig. 21 : Evolution de la teneur en eau (à base sèche) du Piment vert en fonction du temps de séchage avec les deux configurations de capteurs N-2 et B-2.

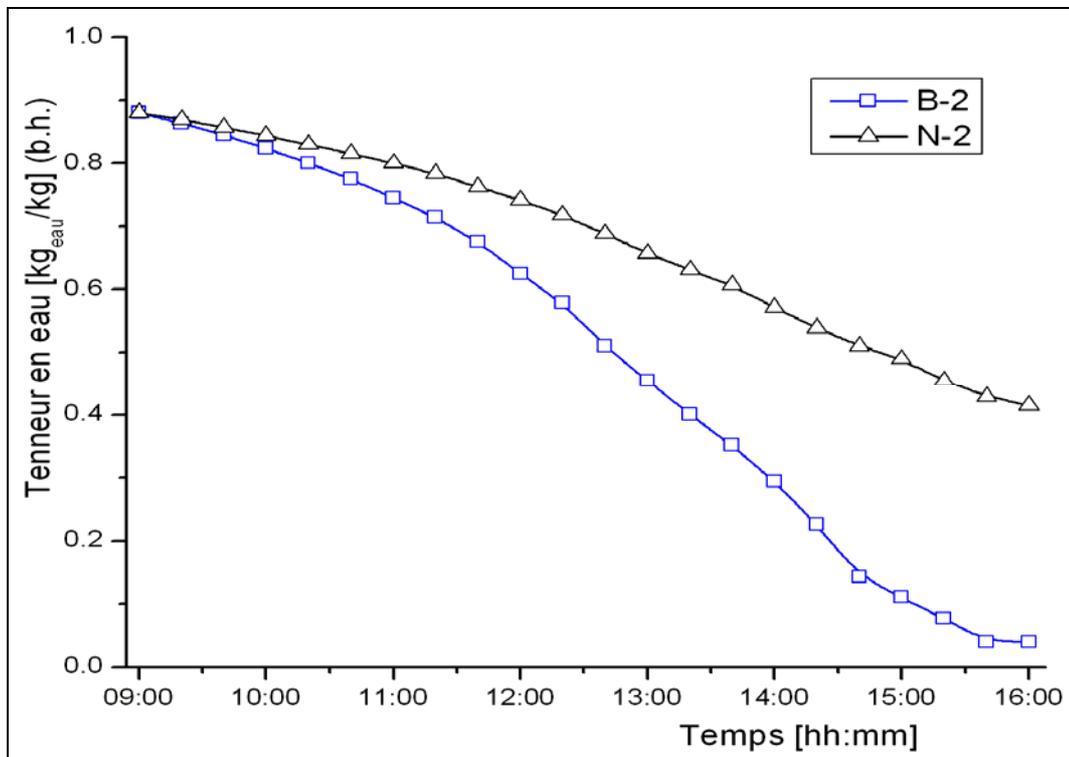


Fig. 22 : Evolution de la teneur en eau (à base Humide) du Piment vert en fonction du temps de séchage avec les deux configurations de capteurs N-2 et B-2.

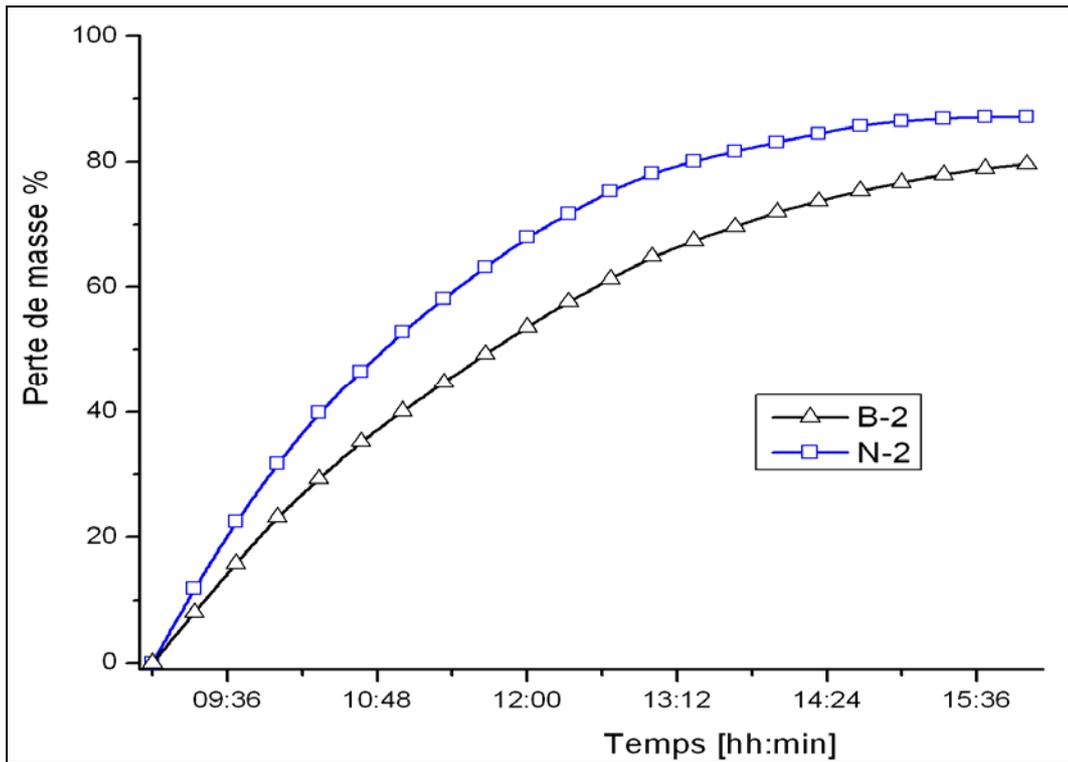


Fig. 23 : Evolution de la perte de masse du Piment vert en fonction du temps de séchage avec les deux configurations de capteurs N-2 et B-2.

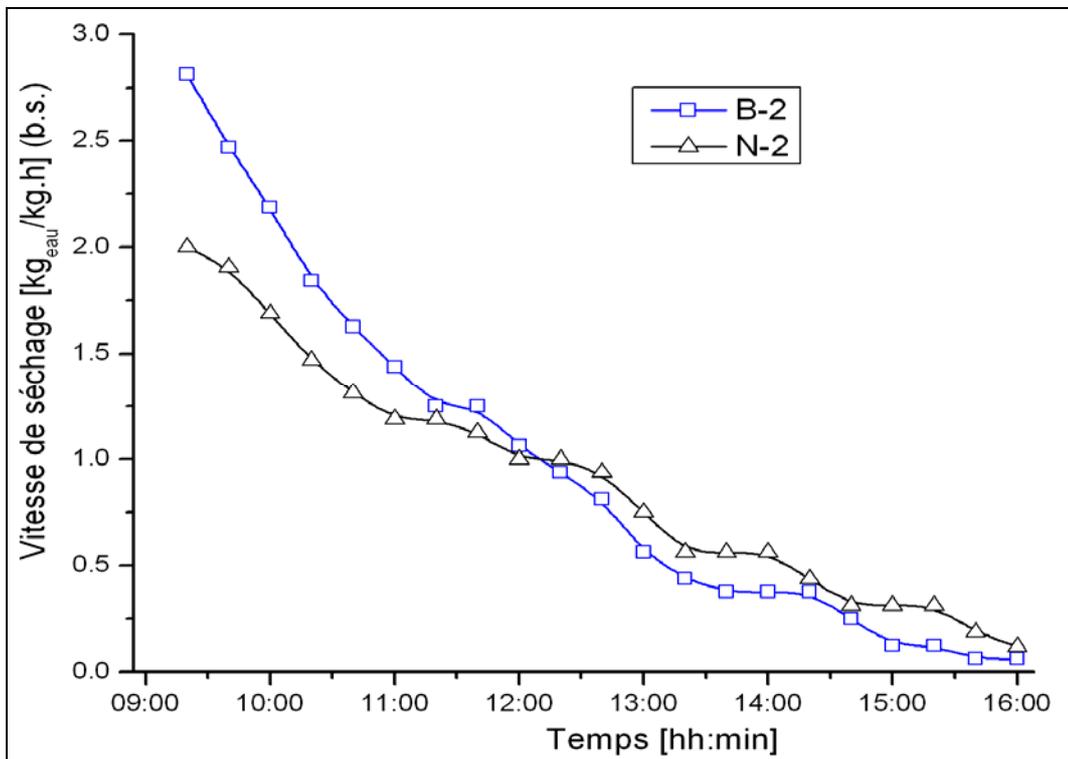


Fig. 24 : Evolution de la vitesse de séchage du Piment vert en fonction du temps de séchage avec les deux configurations de capteurs N-2 et B-2.

4.3 Effet du deuxième passage

Les figures (25 et 26) représentent la perte de masse et la teneur en eau du piment vert pour les trois configurations de capteurs avec un même débit de $80\text{m}^3/\text{h}$:

- Capteur sans chicanes à passage simple d'air (modèle N-2),
- Capteur avec chicanes à passage simple d'air (modèle B-2),
- Capteur avec chicanes à double passages d'air (modèle C)

Dans le séchoir direct (double passage), on remarque une diminution de la teneur en eau initiale de $7.16\text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}$ (b.s.) jusqu'au séchage totale du produit après 5H45mn. Tandis qu'elle se stabilise à $0.05\text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}$ (b.s.) après 6h30mn lors du séchage avec le capteur B-2, et elle atteint une valeur de $0.66\text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}$ (b.s.) après 7heures de séchage avec le modèle N.

La figure 27 présente la perte de masse du produit, on remarque que la perte totale de la masse humide du produit (88% de la masse totale) obtenue après 6h30mn de séchage avec le modèle C, A cet instant une perte de 86% avec le modèle B-2 et 76% avec le modèle N-2 est obtenue.

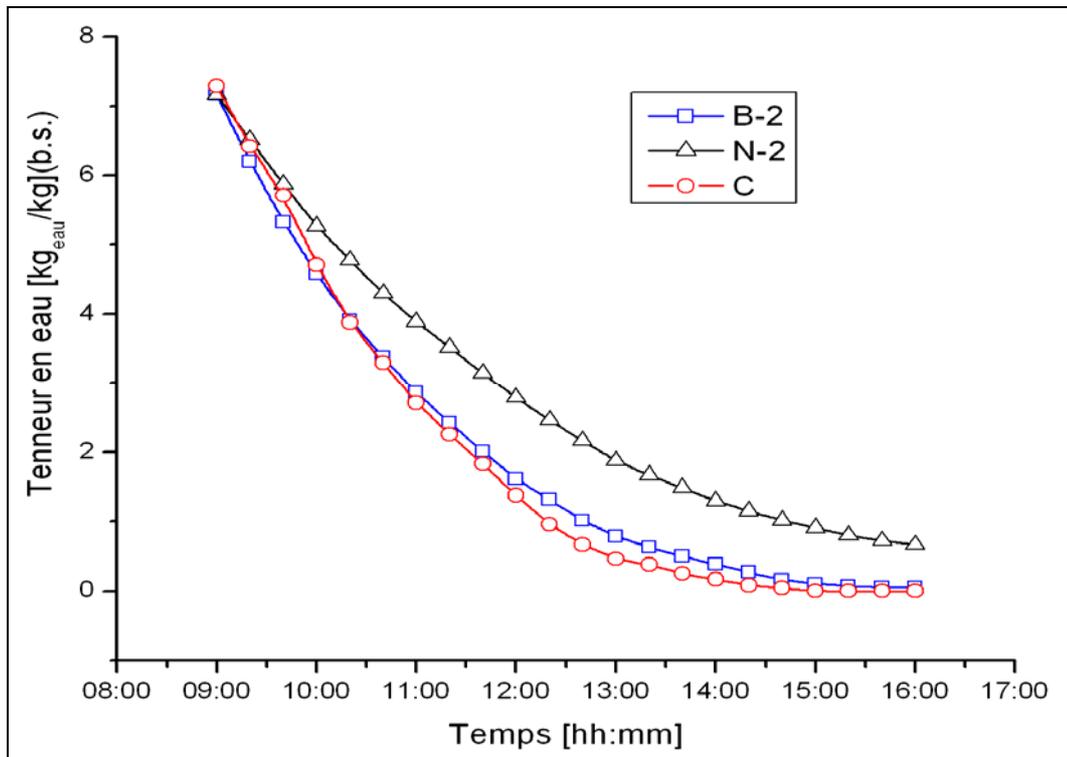


Fig. 25 Evolution de la teneur en eau (à base sèche) du Piment vert avec différentes configurations de séchoirs N-2, B-2 et C.

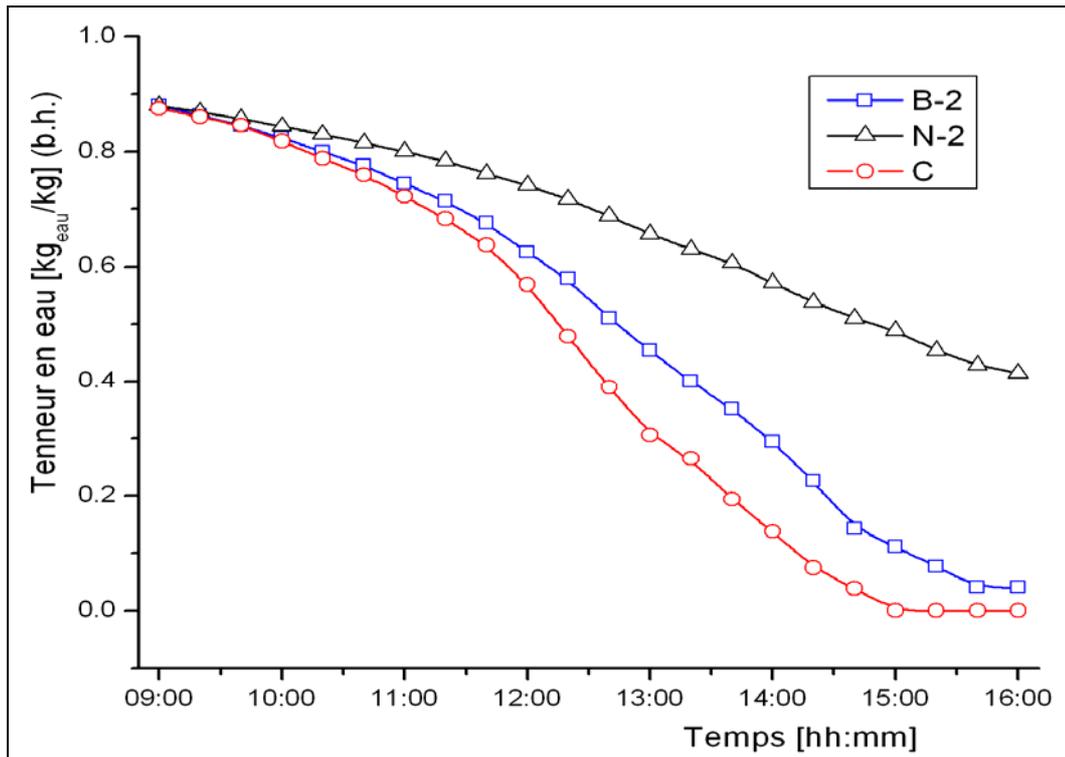


Fig. 26 Evolution de la teneur en eau (à base humide) du Piment vert avec différentes configurations de séchoirs N-2, B-2 et C.

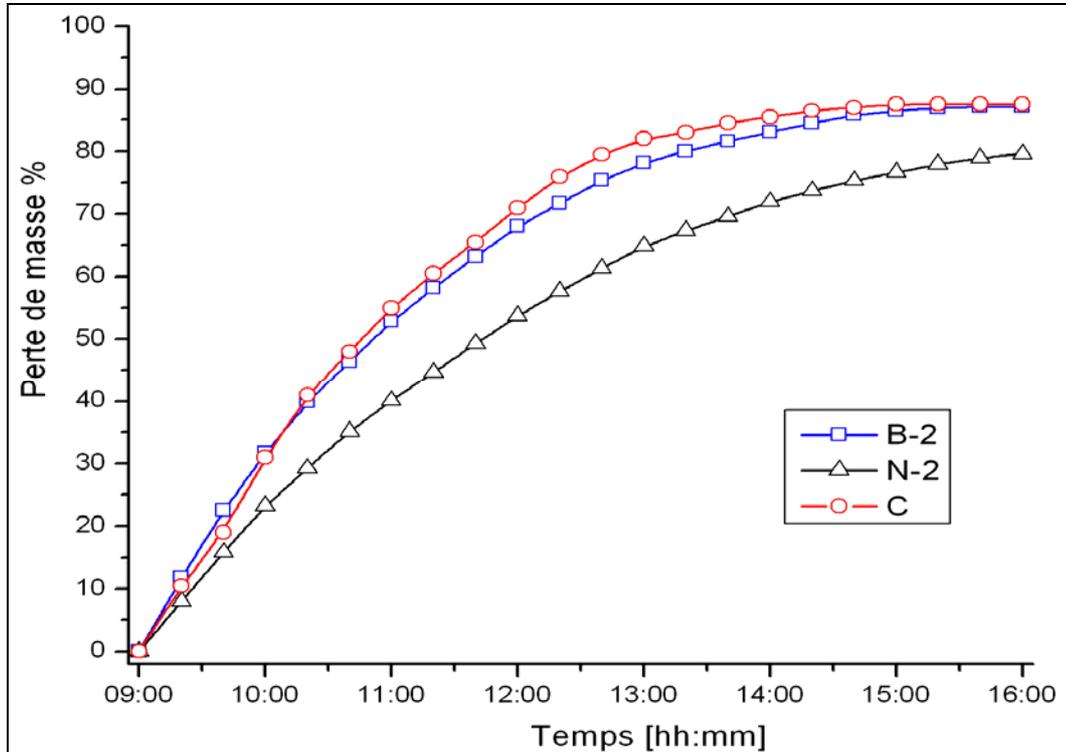


Fig. 27 Evolution de la perte de masse du Piment vert durant le séchage avec différentes configurations de séchoirs N-2, B-2 et C.

La figure 28, représente la cinétique de séchage (vitesse de séchage) du produit pour les trois configurations de capteurs avec un même débit de $80\text{m}^3/\text{h}$:

On remarque sur ces figures l'absence de la période de mise en température, et la période à allure constante pour les deux capteurs à passage simple d'air, et la présence d'une très petite phase de mise en température pour le séchoir direct.

La courbe de la cinétique de séchage montre, une vitesse plus élevée lors du séchage avec le séchoir direct (modèle C), suivie par celle du séchoir muni de rugosités artificielles, et elle est dans cet ordre jusqu'à 12h00mn où la vitesse de séchage avec le **modèle C** commence à diminuer rapidement, et elle devient la plus faible à 12h30. Cela est justifier par le fait que. La plus grande partie de la masse humide a été séchée durant les premières heures de l'expérience (modèle C), d'où la déshumidification de la structure interne sera plus difficile.

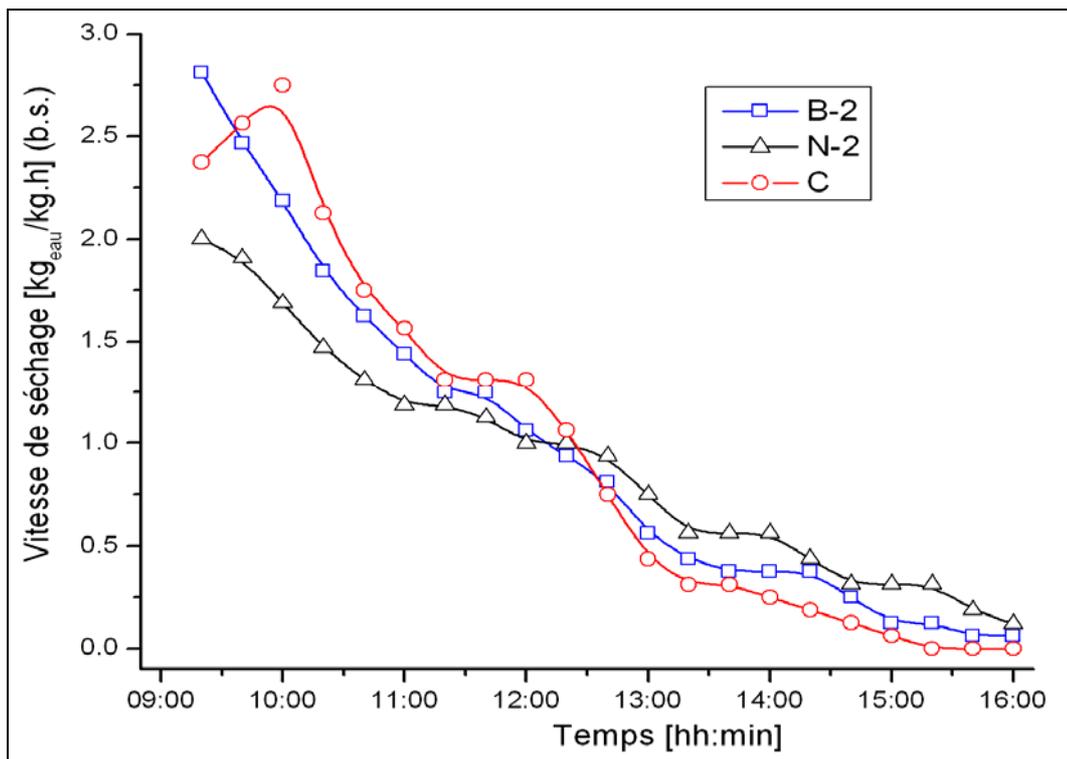


Fig. 28 Evolution de la vitesse de séchage (à base sèche) du Piment vert avec différentes configurations de séchoirs N-2, B-2 et C.

4.4 Influence du poids des produits

La masse initiale des rondelles de piment utilisées dans les deux expériences suivantes est de 200 g et 100 g durant les deux journées : le 13/4/2010 et le 28/4/2011, respectivement. Les échantillons sont répartis en couches minces sur la claie du séchoir.

Pour suivre la perte de masse du produit au cours du séchage et voir l'influence du poids sur l'amélioration du temps de séchage, nous avons effectué les mesures de masse chaque 15 min à l'aide d'une balance de précision 01g. La durée de séchage est le temps nécessaire pour sécher un produit jusqu'à atteindre la teneur en eau finale souhaitée à une température de séchage inférieure ou égale à la température maximale tolérée par le produit.

Les courbes de séchages des rondelles de piment avec différents poids pour un débit d'air asséchant de $80\text{m}^3/\text{h}$, ont été présentées dans la figure 30. On note l'absence des phases de mise en température du produit (phase 0) et de séchage à allure constante (phase 1). Seule la phase à allure décroissante (phase 2) est présente.

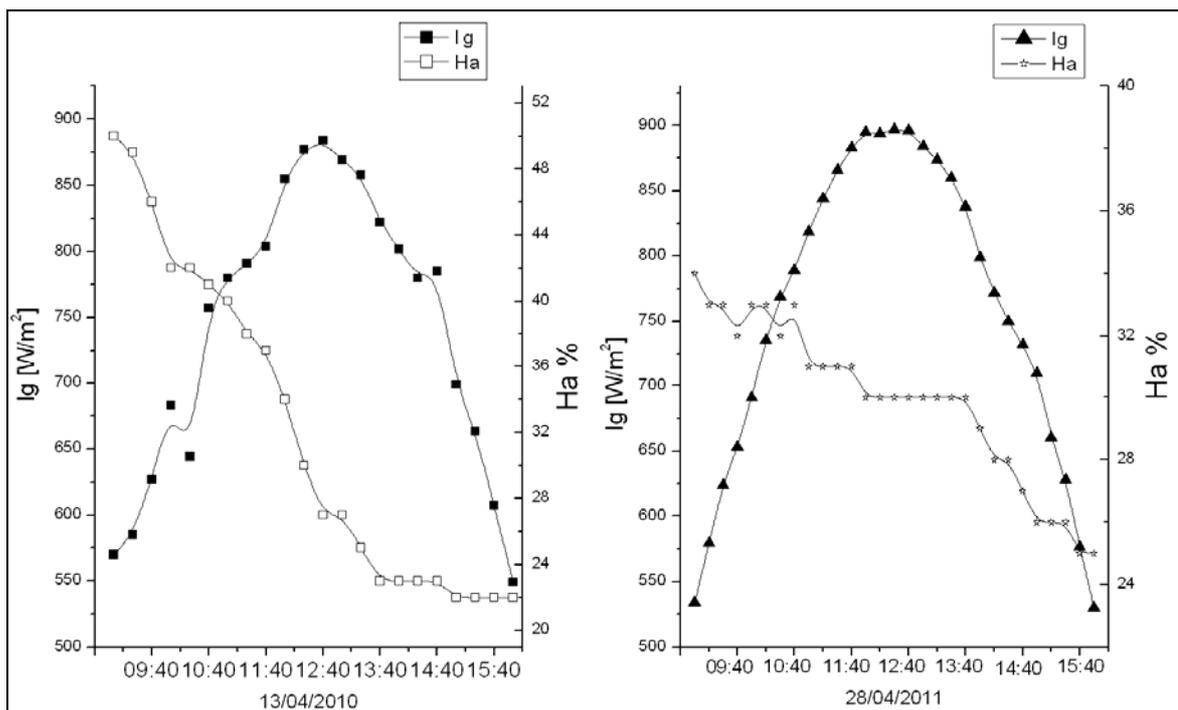


Fig. 29 Evolution de l'insolation et l'humidité ambiante en fonction du temps de séchage du Piment Vert (13/4/2010 et 28/4/2011).

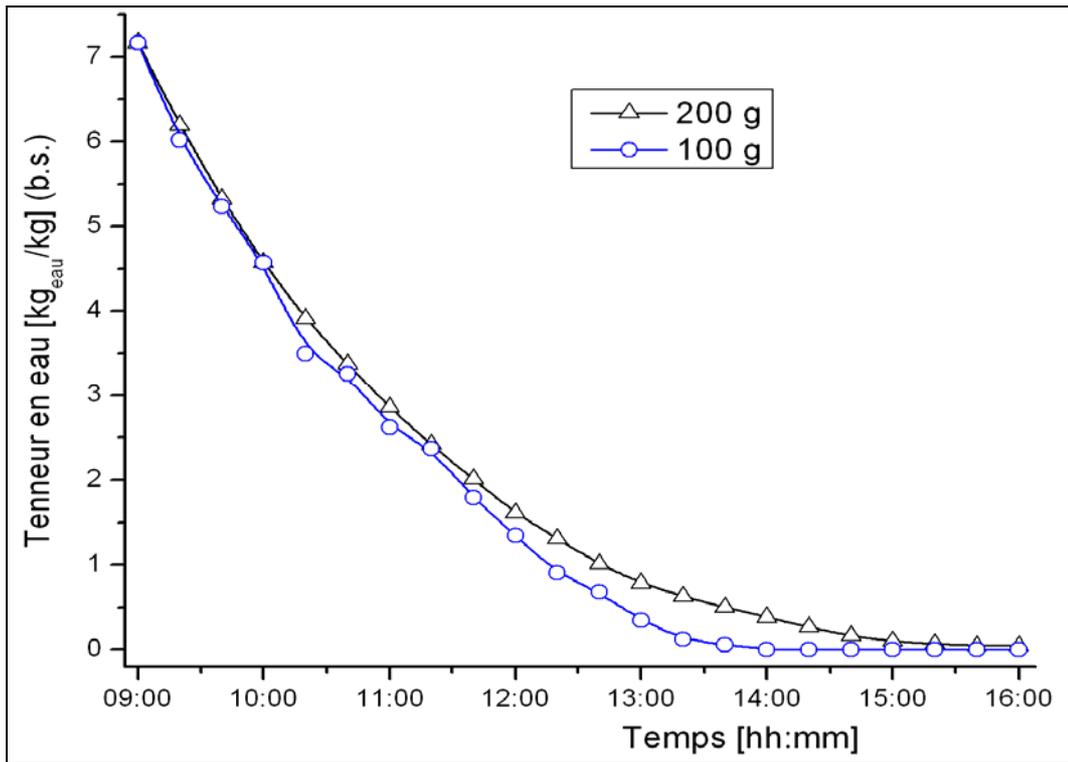


Fig. 30 : Evolution de la teneur en eau (à base sèche) du Piment vert pour différents poids.

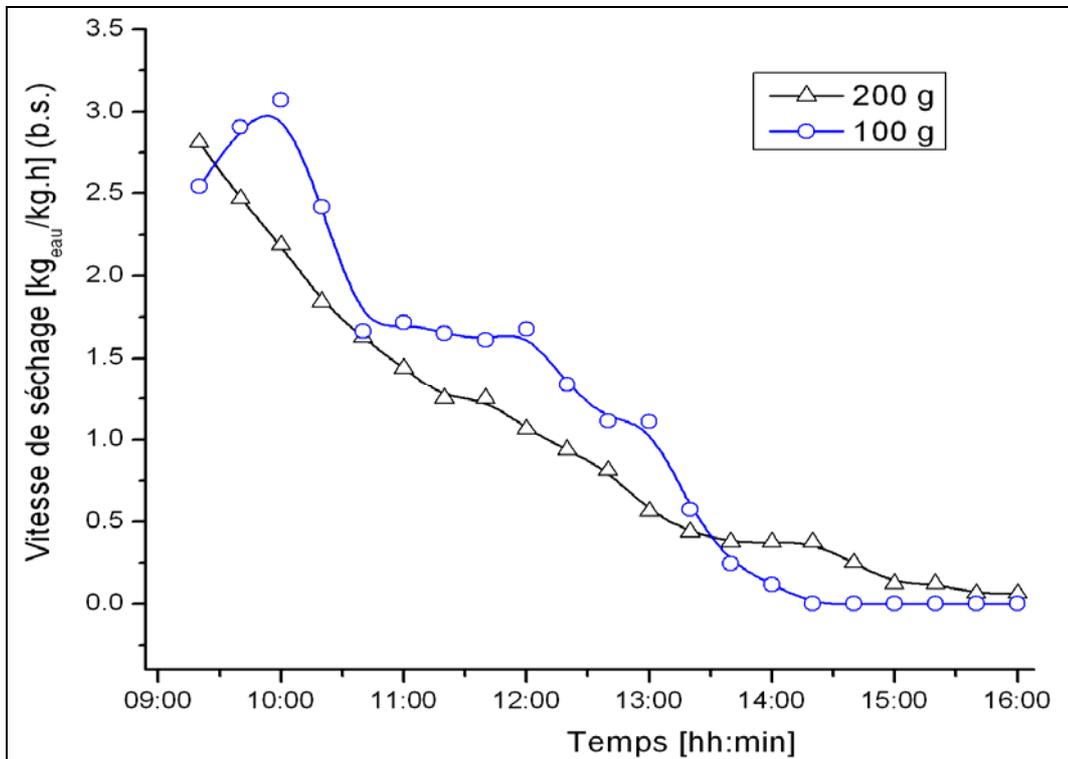


Fig. 31 : Evolution de la vitesse de séchage (à base sèche) du Piment vert pour différents poids.

5 Calcul de l'erreur et validation des résultats

5.1 Calcul de l'erreur :

Le rendement thermique du capteur est calculé par :

$$\eta = \frac{\dot{m} c_p (T_{fo} - T_{fi})}{I_G \cdot A_C} \quad (1)$$

La teneur en eau du produit à sécher, X à base sèche est calculée par eq.(2).

$$X_{bs} = \frac{(m_{pro} - m_{prf})}{m_{prf}} \times 100\% \quad (2)$$

La vitesse de séchage \dot{X} , doit être proportionnelle à la différence entre la teneur en eau du produit à sécher et sa teneur en eau à l'équilibre [121]. Le concept du séchage a été assumé pour les expériences comme rapporté par Eq.(3).

$$\dot{X} = \frac{dX}{dt} = -k(m_{pro} - m_{prf}) \quad (3)$$

En se basant sur l'analyse de l'erreur des mesures expérimentales par les instruments utilisés ; les incertitudes sur les mesures expérimentales et les résultats sont souvent employés pour se rapporter aux valeurs possibles qui peuvent inclure des erreurs. Selon Holman [137] on assume que le résultat R d'une expérience est calculé à partir d'un ensemble de mesures. Il est donné en fonction des variables indépendantes X_1, X_2, \dots, X_n :

$$R = R(X_1, X_2, X_3, \dots, X_n) \quad (4)$$

où : X_1, X_2, \dots, X_n sont des variables mesurées.

Si δR est l'incertitude sur le résultat et $\delta X_1, \delta X_2, \dots, \delta X_n$ sont les incertitudes sur les variables indépendantes. Si toutes les incertitudes dans les variables indépendantes sont données avec le même ordre, alors l'incertitude sur le résultat est calculée par eq.(5) [5].

$$\delta R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial X_1} \delta X_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial X_2} \delta X_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial X_n} \delta X_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5)$$

Les paramètres indépendants mesurés dans les expériences, rapportées dans ce manuscrit sont : la température d'entrée de l'air dans le capteur T_{fe} , la température de sortie de l'air dans le capteur T_{fs} , la température ambiante T_a , le débit d'écoulement d'air, le rayonnement solaire et le poids du produit.

Si A_c et C_p sont considérés constants, on peut écrire :

$$\eta = f(T_{fo}, T_{fi}, I_G, \dot{m}) \quad (6)$$

Les équations de l'incertitude totale sur le rendement du capteur η , $(T_{fi}-T_a)/I_G$, teneur en eau et vitesse de séchage peuvent être écrits comme :

$$\delta\eta = \left[\left(\frac{\partial\eta}{\partial\dot{m}} \delta\dot{m} \right)^2 + \left(\frac{\partial\eta}{\partial T_{fo}} \delta T_{fo} \right)^2 + \left(\frac{\partial\eta}{\partial T_{fi}} \delta T_{fi} \right)^2 + \left(\frac{\partial\eta}{\partial I_G} \delta I_G \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7)$$

$$\delta F = \left[\left(\frac{\partial F}{\partial T_{fs}} \delta T_{fs} \right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial T_{fe}} \delta T_{fe} \right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial I_G} \delta I_G \right)^2 \right]^{1/2} \quad (8)$$

où $F = (T_{fe} - T_a) / I_G$.

$$\delta X_{bs} = \left[\left(\frac{\partial X_{bs}}{\partial m_{pro}} \delta m_{pro} \right)^2 + \left(\frac{\partial X_{bs}}{\partial m_{prf}} \delta m_{prf} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (9)$$

$$\delta \dot{X} = \left[\left(\frac{\partial \dot{X}}{\partial m_{pro}} \delta m_{pro} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{X}}{\partial m_{prf}} \delta m_{prf} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{X}}{\partial t} \delta t \right)^2 \right]^{1/2} \quad (10)$$

Les résultats des calculs montrent que l'incertitude totale sur le calcul du rendement η , du terme $(T_{fe}-T_a)/I_G$, de la teneur en eau X_{bs} et de la vitesse de séchage \dot{X} sont presque de l'ordre de 1%, 1%, 2.8% et 3.7%, respectivement.

5.2 Validation des résultats

Afin de donner une comparaison simple entre les performances thermiques des configurations (N-2, A-2 et B-2), évaluées dans cette étude, quatre configurations de CSPs à air ont été choisies de la littérature. La figure 32 présente les rendements thermiques des références suivants [42, 43, 100, 103]: **Karim et Hawlader [42]** ont évalué l'efficacité thermique de trois capteurs plans (sans chicanes, à ailettes et v-ondulés en simple et double de passage d'air de 0.01 à 0.055 kg/s (Fig. 32). **Ozgen et al [43]** ont conçu et examiné trois différents CSPs à air. Le premier type est avec des canaux métalliques disposés en quinconce sous l'absorbeur, alors que dans le 2^{ème} type sont arrangés en parallèle et le 3^{ème} type est un CSP sans chicanes. Les débits d'air sont de 0.03 kg/s et de 0.05 kg/s. **Parker et al [100]**, ont présenté le rendement thermique d'un CSP à simple passage d'air pour un débit massique d'air de 0.0238 kg/s (Fig. 33). **Suleyman Karsli [103]** a comparé quatre types de capteurs solaires plans à air : un capteur à ailettes avec un angle de 75°, un capteur à ailettes avec un angle de 70°, un capteur avec des tubes, et un capteur lisse (Fig.33).

La comparaison a montré que le modèle le plus efficace est celui de S. Karsli, le modèle B-2 est en second lieu, suivi par le modèle B-1 ainsi que le CSP V-ondulé de M.A. Karim, puis celui de B.F. Parker et enfin la configuration de F. Ozgen.

On constate également sur les figures, que les courbes de rendements en fonction des paramètres réduits de la présente étude sont en bonne concordance avec celles rapportées dans la littérature.

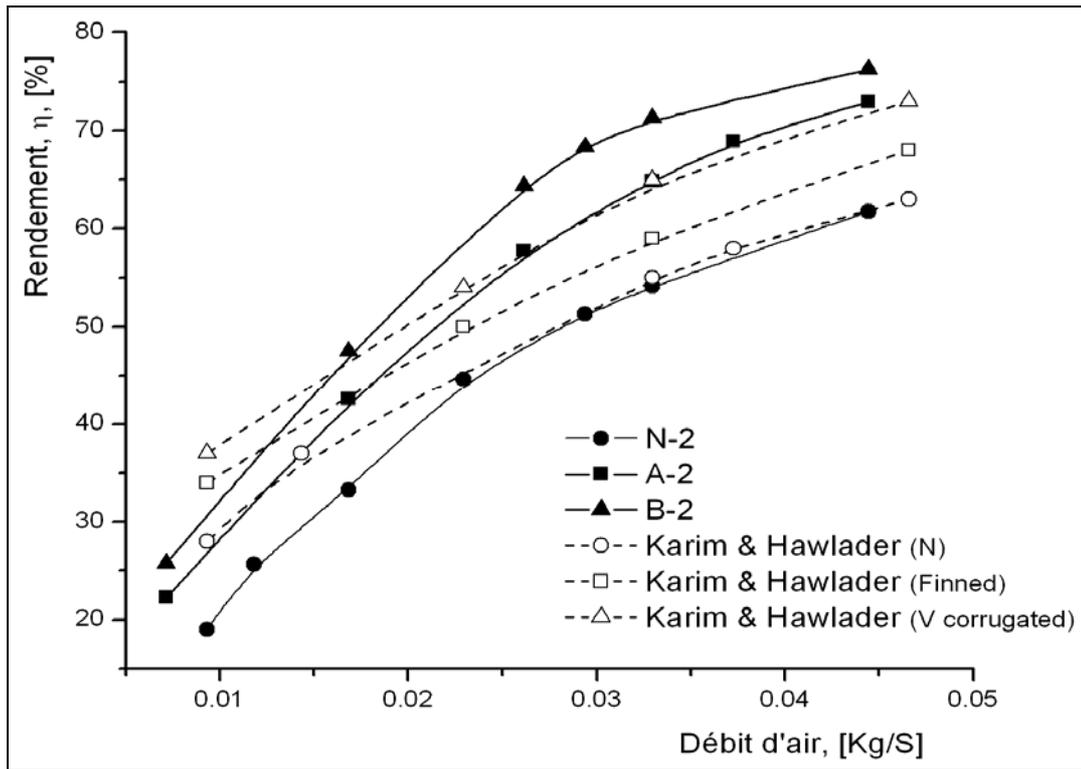


Fig. 32 : Comparaison des rendements en fonction des débits des capteurs N-2, A-2 et B-2 avec ceux de Karim & Hawlader.

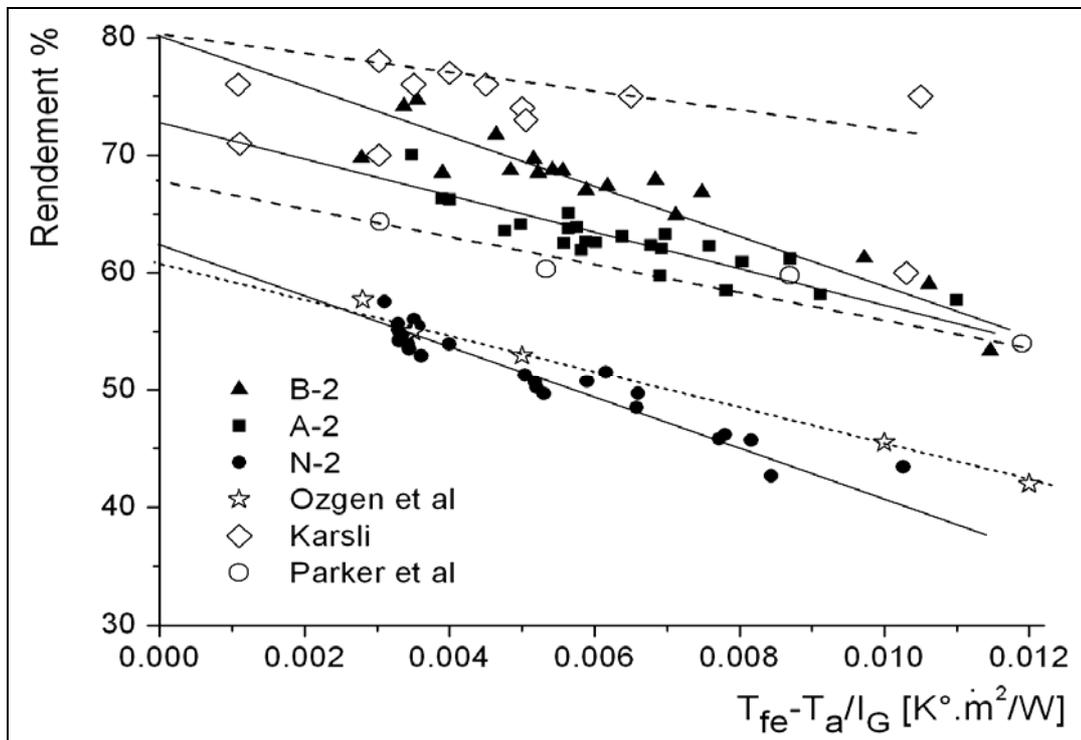


Fig. 33 : Comparaison des rendements en fonction de la température réduite des capteurs N2, A2 et B2 avec la littérature.

Une comparaison entre les résultats du séchage du piment vert de la présente étude avec ceux de **Mohanraj et Chandrasekar [120]** et **M. A. Hossain et al [128]** (séchoir solaire tunnel) est donnée dans Fig. 34. On observe d'après cette figure que le taux de séchage dans la présente étude était plus élevé que celui des références [120 et 128] mais les profils ont la même allure. Ceci peut être justifié par le fait que le poids initial du produit que nous avons séché (200g) était trop inférieur à celui utilisé par Mohanraj et Chandrasekar [120] (40kg) et à M. A. Hossain et autres [128] (80kg). Ainsi que le piment dans la présente étude a été découpé en tranches sous formes de disques d'épaisseurs moyennes de 5-8 millimètres, tandis que ceux de Mohanraj et Chandrasekar [120] et M. A. Hossain et al [128] sont séchés à leurs formes entières. Il convient à noter qu'il y a une différence entre la section de capteur solaire utilisé dans l'étude de Mohanraj et Chandrasekar et celui de l'étude de Hossain et al. Le capteur utilisé dans [128] (inclut le matériel de stockage sous l'absorbeur, tandis que le séchoir utilisé dans [120] est composé d'un capteur solaire plan couvert par du plastique transparent et d'un tunnel de séchage relié en série pour fournir l'air chaud directement dans le tunnel de séchage à l'aide de deux ventilateurs actionnés par un module photovoltaïque.

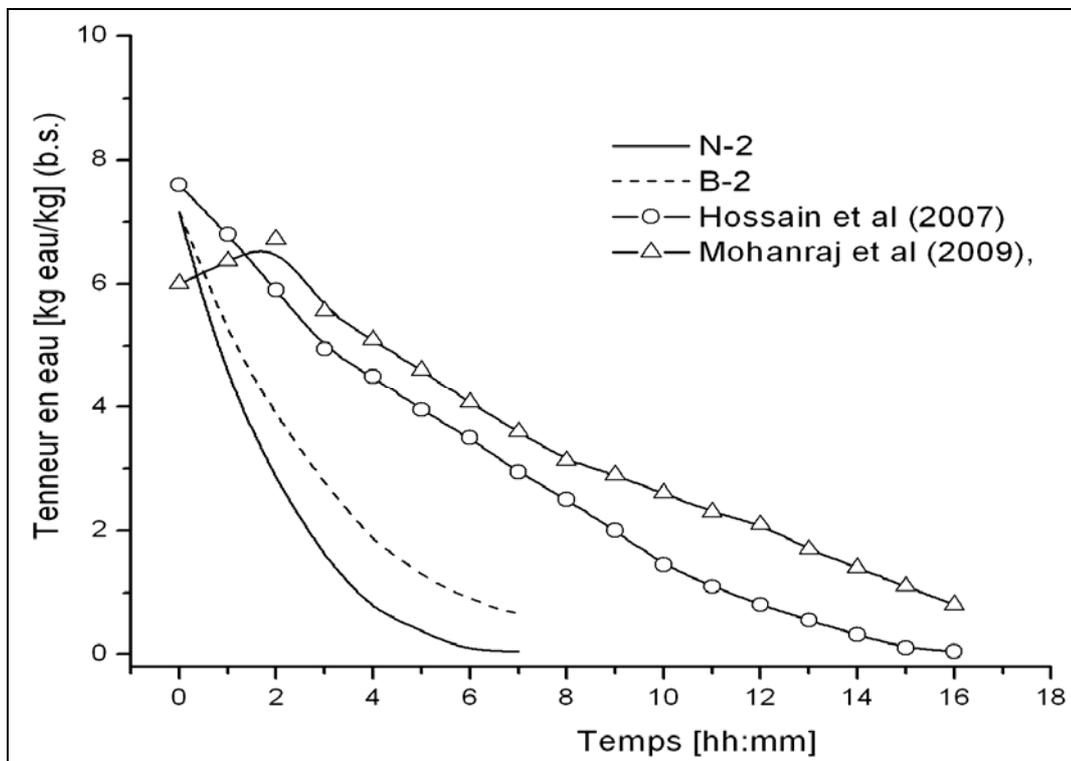


Fig. 34 : Comparaison de la teneur en eau du Piment en fonction du temps de séchage avec la littérature.

6 Conclusion

L'étude expérimentale présentée dans ce travail est une contribution à l'amélioration du séchage naturel encore largement utilisé en Algérie.

A l'issue de l'application au séchage avec un capteur solaire plan à air, d'une part sans chicanes et d'autre part muni de chicanes rectangulaires et trapézoïdales, nous avons pu obtenir des résultats significatifs.

Nous avons mis en évidence, l'influence du deuxième passage d'air par la réalisation d'un nouveau séchoir monobloc. Le séchoir présenté a une conception très simple et peu coûteuse. De plus il a l'avantage d'être totalement autonome et de ne nécessiter aucune source d'énergie supplémentaire. Il permet un gain de temps considérable sur la durée de séchage et préserve les produits des aléas du temps.

A partir des différents paramètres étudiés, nous avons déduit que le débit d'air de séchage utilisé joue un rôle très important pour réduire le temps de séchage du produit considéré. En effet, avec un grand débit l'évacuation de l'air humide vers la sortie du séchoir est plus rapide car la vitesse d'écoulement est plus importante. A la surface du produit, les vapeurs d'eau sont vite entraînées par l'écoulement. Ceci est, bien entendu, d'autant plus intéressant dans le cas de l'utilisation des capteurs **B-2** et **C**, car la température à l'entrée de l'armoire est plus importante. On a un effet combiné de la vitesse d'écoulement de l'air et de la température. Les capteurs **B-2** et **C** nous ont donc permis d'obtenir des résultats très intéressants.

En outre, les erreurs calculées sur les résultats expérimentaux relatives à la teneur en eau, nous paraissent raisonnables.

Durant toutes les opérations de séchage, on voit bien que les capteurs B-2 et C nous fournissent des quantités de chaleur très appréciables et peuvent être (à faible débit) supérieures à celles qui sont nécessaires pour le séchage du produit.

Conclusion générale

Conclusion générale

A la suite des travaux entrepris précédemment et de ceux que nous venons de mener, nous espérons avoir contribué, d'une part à un complément de l'étude et de développement des capteurs solaires plans à air, et d'autre part à des applications performantes de ces derniers au séchage des produits agro-alimentaires.

Notre apport principal dans ce travail, sur le plan théorique, est la mise au point d'un code de calcul numérique du fonctionnement dynamique de la chaîne énergétique que constitue le capteur solaire plan à air. Ce code a été fondé sur un ensemble d'équations issues d'un modèle physique détaillé, dans lequel interviennent certaines caractéristiques thermo physiques propres aux éléments du CSP à air, et utilisant la méthode « par tranches ».

Ce code est, nous semble-t-il, largement validé par l'ensemble de manipulations expérimentales que nous avons réalisées et présentées dans cette thèse. Ces expériences nous ont permis de déterminer : la température de l'air à la sortie du capteur ainsi que des températures à différents points de l'absorbeur et dans la veine d'air dynamique, le rendement du CSP, le coefficient de transfert par convection suivant la longueur du CSP et le coefficient d'échange global pour différents débits, les pertes de charges et les consommations électriques résultantes.

Pour mieux comprendre l'intérêt de l'adjonction de chicanes dans la veine d'écoulement d'air, dans les capteurs solaires, nous avons pensé étudier d'autres formes de chicanes.

Il ressort des valeurs enregistrées que l'adjonction de chicanes, de forme trapézoïdales avec une incidence normale à l'écoulement et pour le cas de la configuration et la disposition choisies, parait la plus avantageuse par rapport à celle des chicanes rectangulaires et que dans les deux cas le rendement du capteur est nettement supérieur à celui d'un capteur sans chicanes, une amélioration de 15% pour un débit de $80 \text{ m}^3/\text{h}$ est remarquée pour le cas d'un capteur garni de chicanes trapézoïdales, et que par exemple pour avoir un rendement de 50% avec un capteur sans chicanes, le débit nécessaire est de $75 \text{ m}^3/\text{h}$ alors qu'avec un capteur garni de chicanes trapézoïdales, le débit nécessaire n'est que de $45 \text{ m}^3/\text{h}$, autrement dit.

Le relevé des températures de l'air et de l'absorbeur nous a permis également de vérifier que la température moyenne de l'air dont dépendent plusieurs paramètres, est différente de la température calculée comme étant la moyenne entre la température à l'entrée et la sortie d'un capteur, ceci est très important éventuellement pour le calcul des pertes thermiques qui d'après les calculs effectués sont des quantités à considérer dans toute étude des performances des capteurs.

Les profils des températures de l'air et de l'absorbeur relevés à partir de l'entrée du capteur ont permis la détermination de leurs évolutions réelles pour mieux comprendre et étudier les causes et les conséquences d'une bonne ou mauvaise distribution afin d'agir comme nous avons pu le constater après avoir étudié l'influence du **type de chicanes** et **le sens de l'entrée** sur le rendement. En mesurant les pertes de charge relatives aux différentes formes étudiées, nous avons pu avoir une idée sur l'importance de ces dernières, et aussi de la section de passage offerte au fluide caloporteur.

Il ressort de ces études que le produit ($H_f \cdot \Delta T$) en un point, le long du capteur dans le sens de l'écoulement diminue au fur et à mesure qu'on se rapproche de la sortie du capteur.

Le calcul du coefficient de transfert convectif dans la veine d'air mobile et le modèle adopté tient compte de la géométrie de l'écoulement et les différentes géométries compliquées à chaque point de mesure.

Il ressort des résultats expérimentaux que les valeurs trouvées sont en bon accord avec la littérature et que les performances calculées sont supérieures pour les systèmes étudiés par comparaison à ceux existant.

En régime transitoire, l'évolution des différents paramètres thermiques est très sensible aux différents paramètres environnant. En effet, nous avons les tests faits ont montrés que l'équilibre thermique n'est atteint qu'à partir d'environ 40 minutes de fonctionnement pour un débit situé dans l'intervalle d'utilisation et qui correspond à 60 m³/h. Ce qui nous laisse penser à adopter d'autres composants à inertie moindre.

Dans la deuxième partie de cette étude, le séchage solaire comme procédés a pu être réalisé grâce aux installations conçues et expériences menées. Il ressort de cette étude que :

Un ensemble de produits agricoles a été testé afin de mettre en évidence l'influence de l'utilisation des systèmes cités précédemment, ainsi que l'influence du débit et le poids du produit sur les différents paramètres liés directement au séchage.

Pour des raisons économique, la réduction du temps de séchage obtenue avec l'utilisation d'un débit au delà de $80\text{m}^3/\text{h}$ n'est plus intéressants au point de vue consommation électrique. En revanche, il est plus intéressant de sécher avec un capteur muni de chicanes type **B**, avec un débit compris entre 50 et $60\text{m}^3/\text{h}$ pour lequel le temps de séchage pour chaque produit est acceptable et que la consommation électrique est très raisonnable. Puisque, rappelons, les pertes de charge, seulement dans le capteur, mais aussi dans l'installation de séchage complète, sont proportionnelles au carré des vitesses et donc au débit et que les puissances correspondantes sont proportionnelles au cube de celui-ci.

Par ailleurs, on rappelle qu'il y a des limites pour l'utilisation des températures élevées, car chaque produit à sécher possède une température maximale de séchage. C'est ce qui ressort d'ailleurs, dans le cas du Henné, où on constate un début de roussissement (pour des débits inférieurs à $40\text{ m}^3/\text{h}$) à partir de 60°C . De même, on constate, que le piment vert à tendance à la cuisson pour des températures supérieures à 60°C . Par contre, la couleur sombre du piment rouge ne permet pas de remarquer le débit ou la température pour laquelle commence le roussissement.

Dans tous ce qui précède, on remarque que les résultats calculés à partir des relevés expérimentaux se présentent avec une bonne incertitude.

L'ensemble des idées issues de cette étude ont faits l'objectif de plusieurs publications et communications nationales et internationales.

En perspectives, nous envisageons, élargir cette étude à d'autres applications tels que le séchage d'autres produits de structures plus complexes comme les produits rouges utilisés en construction ainsi que d'autres produits locaux à grande production et consommation tels que les dattes et le piment 'corne de chèvre'. Ceci nécessite des performances meilleures des insolateurs. Ceci nous amène a testé nos systèmes en régime transitoire pour des intervalles de débits variables.

Annexes

ANNEXE 1

Caractéristiques des éléments d'un capteur solaire plan à air

1- Les couvertures :

Le capteur solaire plan met à profit l'effet de serre. Comme le maximum d'échange d'énergie se fait par la couverture, celle-ci doit être transparente pour faciliter le passage du rayonnement solaire qui se transforme en énergie dans l'absorbeur.

Compte tenu des températures atteintes, l'absorbeur émet des radiations dans l'infrarouge, pour lesquels la couverture doit être opaque, et donc les réfléchir vers l'absorbeur.

On distingue divers matériaux utilisés pour fabriquer les couvertures :

a- verre

Pour une épaisseur de 3mm, le verre laisse passer entre 84 et 93% du rayonnement sous incidence normale. Le verre, contenant moins d'oxyde de fer (Fe_2O_3) peut donner lieu à une transmission du rayonnement pouvant atteindre 95% du rayonnement incident. Malheureusement, leur fragilité vis-à-vis des chocs thermiques et mécaniques, est un inconvénient quant à leur utilisation.

b- Polyméthacrylate de méthyle (Plexiglas)

Moins fragiles que le verre, mais ne supporte pas des températures supérieures à 95°C. Son coefficient de transmission est moins faible, soit de l'ordre de 83%.

c- Polycarbonate

Son coefficient de transmission est de 84% du rayonnement incident sur le capteur solaire, à l'état neuf. Au bout de quelques années, il devient égal à 79%. Il a une bonne solidité mécanique et est très facile à découper. Sa légèreté réduit l'inertie du capteur.

2- L'absorbeur

Les performances d'un capteur solaire dépendent de la nature de l'absorbeur utilisé. Son rôle est de transformer le rayonnement électromagnétique incident reçu et de le transmettre sous forme de chaleur au fluide caloporteur. Ses principales qualités sont donc :

- Une faible inertie thermique.
- Une bonne conductivité thermique.
- Un bon pouvoir émissif dans l'infrarouge (faible que possible).
- Un facteur d'absorption très proche de l'unité, si possible.

Matériaux	T (°C)	K (W/m.K)	Revêtement/peinture	α
Aluminium	20	204	A l'huile : noire	0.90
	100	206	Blanche	0.30 à 0.35
	200	230	Grise claire	0.50 à 0.75
	400	318	Rouge	0.74
	600	423	A l'aluminium :	0.94
Cuivre	20	393	Noire	0.79
Coppersun	100	381	Marron	0.88
	200	372	Vert sombre Bleu foncé	0.91
Magnésium	20	154	Au Parsons black	0.98

Tableau 1: Conductivité thermique de certain matériaux et coefficient d'adsorption de quelques surfaces sélectives.

Pour pouvoir augmenter son coefficient d'adsorption, on applique sur l'absorbeur, souvent une couche mince de peinture sélective. C'est le Coppersun qui est le plus souvent utilisé. Ce matériau est une feuille de cuivre ondulée recouverte d'oxyde de cuivre Cu_2O_3 , avec la face absorbante de couleur gris clair, et son coefficient d'adsorption est de 96%.

Surface	α	ϵ
Nickel noir sur nickel	0.95	0.07
Noir de chrome sur nickel	0.95	0.09
Chrome noir sur acier	0.91	0.07
Chrome noir sur cuivre	0.95	0.14
Acier galvanisé et chrome noir	0.95	0.16
Oxyde de fer sur acier	0.85	0.08
Oxyde de manganèse	0.70	0.08
Aluminium	0.95	0.20
Couche organique chrome noir	0.95	0.18
Peinture noir époxy	0.95	0.91
Peinture blanche époxy	0.88	0.15

Tableau 2 : Quelques valeurs des coefficients d'absorption et d'émissivité des absorbeurs utilisés.

3- L'isolant

C'est un élément qui a sa grande importance car il limite les pertes par conduction et convection vers le milieu extérieur. L'isolant est placé sous l'absorbeur avec un espacement donné. Il doit être opaque au rayonnement visible et au rayonnement infrarouge aux grandes longueurs d'onde.

- Un bon isolant doit avoir :
- Une faible conductivité thermique.
- Une faible densité.
- Une basse chaleur massique.
- Une résistance thermique dans l'intervalle des températures de service.

Désignation	K(W/m.k)	P (kg/m ³)	T _{maxi} (°C)	Observations
Laine de verre	0.053 à 200°C	70	150	Sensible à l'humidité
Mousse de verre	0.057	123		
Bois	0.13 à 0.40			
Sciure de bois	0.11			
Bois aggloméré	0.10			
Vermiculée	0.12 à 0.40			
Liège expansé	0.045	100	110	
Polystyrène	0.42	15	85	Moulé
//	0.04	17	>90	Comprimé
Polyuréthane	0.035	35	85	Comprimé
//	0.027	35 à 40	110	Moussé

Tableau 3 : Qualités de quelques isolants utilisés.

ANNEXE 2**ELEMENTS THEORIQUES ET DONNEES PRATIQUES SUR LE SECHAGE**

Nous rappelons quelques notions caractérisant le degré hygrométrique des produits et dont la connaissance est indispensable pour traiter un problème de séchage :

- Humidité absolue ou teneur en eau à base sèche d'un produit M ; c'est le rapport de la masse d'eau m_{eau} contenue dans le produit à la masse du produit sec m_{sec} :

$$M = \frac{m_{\text{eau}}}{m_{\text{sec}}} \quad (\text{kg d'eau / kg de matière sèche})$$

Les teneurs en humidité absolue initiale (M_0) et à l'équilibre (M_e) ; sont définies respectivement par le rapport de la masse d'eau, respectivement initiale et finale, contenue dans le produit à la masse du produit sec.

- Humidité relative ou teneur en eau à base humide d'un produit M_r ; c'est le rapport de la masse d'eau m_{eau} contenue dans le produit à la masse du produit humide m_{humide} :

$$M_r = \frac{m_{\text{eau}}}{m_{\text{humide}}} = \frac{m_{\text{eau}}}{m_{\text{eau}} + m_{\text{sec}}} \quad (\text{kg d'eau / kg matière humide})$$

On a : $M_r = \frac{M}{1 + M}$

Avec : l'humidité relative initiale : $M_{r0} = \frac{M_0}{1 + M_0}$

Et l'humidité relative finale : $M_{re} = \frac{M_e}{1 + M_e}$

- Rapport de séchage R_s :

$$R_s = \frac{\text{masse initiale du produit à sécher}}{\text{masse finale du produit séché}}$$

- Température limite de détérioration du produit : T_m

Nous résumons dans le tableau suivant, des données pratiques concernant quelques produits couramment séchés :

FRUITS	T_m (°C)	M_{r0} (%)	M_{re} (%)	R_s
Abricots – pêches	65	85	15 - 18	5/1
Bananes	70	72	12 - 15	-
Figues	70	70 - 75	20 - 24	-
Goyaves	65	80	7	-
Raisins	70 - 80	80	15 - 20	-
LEGUMES	T_m (°C)	M_{r0} (%)	M_{re} (%)	R_s
Carottes	75	70	5	12/1
Choux	55 - 60	80	5	18/1
Gombos ou Okros	66	87	11	10/1 – 12/1
Haricots verts	75	70	5	7/1 – 10/1
Epinards - Légumes à feuilles	60	80	10	14/1
Manioc	80	50 - 65	12 - 15	-
Oignons - Ail	55	80	4	9/1
Patates douces - Igname	70 - 75	75	7	4/1
Pommes de terre	70	75	13	7/1
Pois verts	65	80	5	-
Poivrons	65 - 70	85	5	11/1 – 14/1
Tomates	50	95	7	16/1
GRAINS	T_m (°C)	M_{r0} (%)	M_{re} (%)	R_s
Blé	45	20	16	-
Maïs	60 - 80	35	15 - 20	-
Mil - Sorgho	60	21	14	-
Riz paddy	50	22 - 35	11 - 13	-
ARACHIDES	35	35 - 45	7 - 9	-
CACAO	55	50	7 - 8	-
CAFE	95	50 - 52	11 - 13	-
COPRAH	70 - 80	50	5 - 7	-
Piment	65	80-85	5	-
POISSONS	50	75	25 - 30	-
Thé	50			
VIANDES	50 - 60	75	30	-

Tableau : Contraintes des produits

Références bibliographique

1. Ouard S., *Optimisation des formes et disposition d'obstacles dans la veine mobile du fluide des capteurs solaires plans à deux couches d'air en vue de la maximisation du couple rendement et température*, Thèse de doctorat. Université de Valenciennes, France (1989).
2. Klin S. A., *Calculation of flat plat collectors loss coefficients*, Solar Energy, 1975, Vol 17.
3. Letz T., *Modélisation et dimensionnement économique d'un système de chauffage domestique bi-énergie*, Thèse doctorat, INSA Lyon, France (1985).
4. Duffie J. A., Beckman D., *Solar engineering of thermal processes*, Jhon & Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, USA ed. 908 pp (2006).
5. Kalogirou S., *A. Solar thermal collectors and applications*. Progress in Energy and Combustion Science, 30: (2004) 231-295.
6. Kalogirou S., *The potential of solar industrial process heat applications*. Applied Energy, 76: (2003) 337-361.
7. Fudholi A., Sopian K., Ruslan M., Alghoul M., Sulaiman M., *Review of solar dryers for agricultural and marine products*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 14: (2010) 1-30.
8. Hegazy A. A.(a), *Comparative study of the performances of four photovoltaic/thermal solar air collectors*. Energy Conversion and Management, 41: (2000) 861-881.
9. Hegazy A. A.(b), *Performance of flat plate solar air heaters with optimum channel geometry for constant/variable flow operation*. Energy Conversion and Management, 41: (2000) 401-417.
10. Choudhury C., Gary H.P., *Performance of air heating collectors with packed airflow passage*. Solar Energy, 50 (3): (1993) 205-221.
11. Mokhtari F., Semmar D., *L'Influence de la Configuration de l'Absorbeur sur les Performances Thermiques d'un Capteur Solaire à Air*, Revue des Energies Renouvelables, (2001) 159-162.
12. Varun, Saini R. P., Singal S. K. *A review on roughness geometry used in solar air heaters*. Solar Energy, 81: (2007) 1340-1350.
13. Liu T., Lin W., Gao W., Luo C., Li M., Zheng Q., Xia C. *A parametric study on the thermal performance of a solar air collector with a v-groove absorber*. International Journal of Green Energy, 4: (2007) 601-622.
14. Kutscher C.F., Christensen C.B., Barker C.M., *Un glazed transpired solar collectors: heat loss theory*, J. Solar Energy Eng.-T. ASME, 115 (3): (1993) 182-188.
15. Pesaran A.A., Wipke K.B., *Use of un glazed transpired solar collectors for desiccant cooling*, Solar Energy, 52 (5) : (1994) 419-428.
16. Whillier A., *Plastic covers for solar collectors*, Solar Energy 7(3) : (1963) 148-151.
17. Fohr J.P., Figueiredo A.R., *Agricultural solar air collectors: design and performances*, Solar Energy, 38 (5) : (1987) 311-321.
18. Wijesundera N.E., Iqbal M., *Effect of plastic cover thickness on top loss coefficient of flat plate collectors*, Solar Energy, 46 (2) : (1991) 83-87.
19. Njomo D., *Modelling the heat exchanges in a solar air heater with a cover partially transparent to infrared radiation*, Energy Conversion & Management, 31(5) : (1991) 495-503.
20. Njomo D., *Techno-economic analysis of a plastic cover solar air heater*, Energy Conversion & Management. 36 (10) : (1995) 1023-1029
21. Jannot Y., Coulibaly Y., *Radiative heat transfer in a solar air heater covered with a plastic film*, Solar Energy 60 (1) : (1997) 35-40.
22. J.L. Chevalier et al, *Durabilité des matériaux plastiques transparents utilisés en couverture de capteurs solaires plans*, journal de physique, 42 : 401-423.
23. Ekechukwu O. V., Norton B., *low temperature air-heating solar collectors for crop drying applications*, Energy Conversion & Management, 40: (1999) 657-667.
24. Njomo D., *Étude théorique du comportement thermique d'un capteur solaire plan à air à couverture combinée plastique-vitre*, Rev. Gén. Therm (Elsevier), 37: (1998) 973-980.
25. Sfeir A. A., Guarracino G., *Ingénierie des systèmes, application à l'habitat*, Technique et documentation, Paris (1981).
26. Zugary, M.R. and J.J. Vullierne : *Amélioration des performances thermiques d'un capteur solaire par l'utilisation d'une structure à lamelles*, Entropie, 176 : (1993) 25-30.
27. Khemliche M.O., *Modélisation dynamique et thermique de l'écoulement de l'air dans un capteur solaire double passage*, thèse doctorat, INP Nantes (1987).
28. Koyuncu T. *Performance of various design of solar air heaters for crop drying applications*. Renewable energy 31: (2006) 1073-1088.

29. Biondi P., Cicala L. et Farina G., *Performance analysis of solar air heaters of convectional design*, Solar Energy 41: (1988,) 101-107.
30. Parker B. F., *Deviation of efficiency and loss factors for solar air heaters*, Solar Energy, (1981) 27-32.
31. Granier P., Daguene, M., *Les insolateurs à air multipasses*. Revue Int. Héliotech., (1^{er} semestre 1981) 21-25.
32. Ucar A., Inalli M., *Thermal and exergy analysis of solar air collectors with passive augmentation technique*, heat and mass transfer, 33 : (2006) 1281-1290
33. S. Ouard, C.E Dobre, M. LE Ray, *Optimisation of the efficiency-Temperature Rise couple for an Air flat plate solar collector*, Proceeding of the second international thermal energy, Agadir, Morocco, ITEC 95, vol T, pp 104-108.
34. Prasad B.N., Saini J.S., *Effect of artificial roughness on heat transfer and friction factor in a solar air heater*. Solar Energy 41 : (1988) 555–60
35. Moumami A., *Etude globale et locale du role de la géométrie dans l'optimisation des capteurs solaires plans à air*, thèse doctorat, Université de Valenciennes, France (1994).
36. Hachemi A., Contribution à l'optimisation des performances thermiques des insolateurs plan à air, à lit garni de rangées d'obstacles aux pas serrées. Amélioration du rendement par interaction entre le rayonnement et la convection, Thèse de doctorat, Université de Valenciennes, France (1992).
37. Moumami N. Prévisions systématiques et optimisation des performances des capteurs solaires plans à air dans divers cites de climats méditerranéens ou sahariens et avec ou sans altitude. PhD thesis. Université de Valenciennes, France (1994).
38. Prasad B.N., Saini J. S., *Effect of artificial roughness on heat transfer and friction factor in a solar air heater*. Solar Energy 41 : (1988) 555–60.
39. Moumami N. Youcef-Ali S., Moumami A., Desmons J.Y., *Energy analysis of a solar air collector with rows of fins*. Renewable Energy, 29: (2004) 2053-2064.
40. Ahmed-zaid A., Messaoudi H., Abenne A., Le Ray M., Desmons J. Y., *Experimental study of thermal performance improvement of solar air flat plate collector through the use of obstacles: application for the drying of 'yellow onion'*, International Journal of Energy Research, 23: (1999) 1083-1099.
41. Kazeminejad H., *Numerical analysis of tow dimensional parallel flow flat-plate solar collector*, Renewable Energy, 26: (2002) 309-323.
42. Azharul Karim Md., Hawlader M.N.A., *Performance investigation of flat plate, v-corrugated and finned air collectors*, Energy 31: (2006) 452–470.
43. Ozgen F., Esen M., Esen H., *Experimental investigation of thermal performance of a double-flow solar air heater having aluminium cans*. Renewable Energy 34: (2009) 2391-2398.
44. Youcef-Ali S., Desmons J. *Numerical and experimental study of a solar equipped with offset rectangular plate fin absorber plate*. Renewable energy 31: (2006) 2063-2075.
45. Mittal M. K., Varun, Saini R. P., Singal S. K. *Effective efficiency of solar air heaters having different types of roughness elements on the absorber plate*. Energy 32: (2007) 739-745.
46. Chaudry M.S., *Etude et réalisation d'un capteur solaire plan à ruissellement, comparaison de ses performances avec celles d'un capteur conventionnel*, Thèse de doctorat Juillet, Université de Pau et des pays de l'Adour (1984).
47. Karwa RK. *Experimental studies of augmented heat transfer and friction in asymmetrically heated rectangular ducts with ribs on heated wall in transverse, inclined, v-continuous and v-discrete pattern*. Int Commun Heat Mass Transfer 30 : (2003) 241–50.
48. Karwa R., Bairwa R.D., Jain B.P., Karwa N., *Experimental study of the effects of rib angle and discretization on heat transfer and friction in an asymmetrically heated rectangular duct*. J Enhanced Heat Transfer 12: (2005) 343–55.
49. Viorel Badescu, *Optimum fin geometry in flat plate solar collector systems*. Energy Conversion & Management 47: (2006) 2397-2413.
50. Vishavjeet S. H. et al, *Performance of artificially roughened solar air heaters*, Renewable and Sustainable Energy Reviews 13 : (2009) 1854–1869
51. Perers B., *Dynamic method for solar collector array testing and evaluation with standard database and simulation programs*. Solar Energy 50: (1993) 517–26.
52. Perers B., Karlsson B., Walleun H., *Simulation and evaluation methods for solar energy systems*. Document. Byggnadsforskingsradet, Swedish Council for Building Research, D20: (1990).
53. Perers B., Walleun H., *Dynamic collector models for 1HR timestep derived from measured outdoor data*. Pergamon Press, 2 : (1991)1221–6.
54. Perers B., *An improved dynamic solar collector test method for determination of non-linear optical and thermal characteristics with multiple regression*. Solar Energy 59: (1997)163–78.

55. Zeroual A., Agouriane E.L., Ankrim M., Wilkinson A.J., *A new method for testing the performance of flat-platesolar collectors*. Renewable Energy 4: (1994) 825–832.
56. Spirkl W., *Dynamic SDHW testing*. Journal of Solar Energy Engineering 112: (1990) 98–101.
57. Muschaweck J., Spirkl W., *Dynamic solar collector performance testing*. Solar Energy Materials and Solar Cells 30: (1993) 95–105.
58. Saunier G.Y., Chungpaibulpatana S., *A new inexpensive dynamic method of testing to determine solar thermal performance*. Pergamon Press 2 : (1983) 910–916.
59. Bosanac M., Brunotte A., Spirkl W., Sizmann R., *The use of parameter identification for flat-plate collector testing under non-stationary conditions*. Renewable Energy 4: (1994) 217–222.
60. Spirkl W., Muschaweck J., Kronthaler P., Scholkopf W., Spehr J., *In situ characterisation of solar flat-plate collectors under intermittent operation*. Solar Energy 61: (1997)147–52.
61. ISO 9459-5. *Solar heating-domestic water heating systems*. Part 5: System performance characterisation by means of whole-system tests and computer simulation (1997).
62. Wijesundera N.E., Hawlader M.N.A., Foong K.Y., *Estimation of collector performance parameters from daily system tests*. Trans of ASME: J Solar Energy Engineering 118: (1996) 30–6.
63. Arranovitch E., *The joint solar collector testing programme of the European community*. In: Testing of solar collectors and systems. Proceedings of UK/ISES Conference C11 : (1977) 49–70.
64. Munroe M.M., *Transient tests for flat-plate solar collectors*. Pergamon Press, 2 : (1993) 879–83.
65. Kamminga W., *Experiences of a solar collector test method using Fourier transfer functions*. Int J Heat and Mass Transfer 28: (1985) 393–404.
66. Hawlader M.N.A., Wijesundera N.E., *Solar collector testing*. Renewable Energy Review Journal 9: (1987)11–28.
67. Wang X.A., Xu Y.F., Meng X.Y., *A filter method for transient testing of collector performance*. Solar Energy 38: (1987) 125–34.
68. Souproun A.V., *Dynamic method of solar collector testing*. Journal of Solar Energy Engineering 2: (1992) 1149–54.
69. Chungpaibulpatana S., Exell R.H.B., *The effect of using a one node heat capacitance model for determining solar collector performance parameters by transient test methods*. Solar and Wind Technology 5: (1988) 411–21.
70. Amer E.H., Nayak J.K., Sharma G.K., *Transient test methods for flat-plate collectors: review and experimental evaluation*. Solar Energy 60: (1997) 229–43.
71. Amer E.H., *Development of dynamic test procedures for solar flat-plate collectors*. Ph.D. thesis, IIT-Bombay, India (1998).
72. Amer E.H., Nayak J.K., Sharma G.K., *A new dynamic method for testing solar flat-plate collectors under variable weather*. Energy Conversion and Management 40: (1999) 803–23.
73. ASHRAE/ANSI Standard 93-2003. *Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors*. American Society of Heating, Refrigeration, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA (2003).
74. BS 6757, British standard methods of test for thermal performance of solar collectors, (1986).
75. Aoues K., Moumami N., Moumami A., Zellouf M., Labed A., Achouri, *Etude de l'influence des rugosités artificielles sur les performances thermiques des capteurs solaires plans à air*. Revue des Energies Renouvelables 11: (2008) 219–227.
76. Aoues K., Moumami N., Zellouf M., Moumami A., Labed A., Achouri E., Benchabane A. *Amélioration des performances thermiques d'un capteur solaire plan à air: Etude expérimentale dans la région de Biskra*. Revue des Energies Renouvelables 12: (2009) 237 – 248.
77. Labed A., Moumami N., Aoues K., Zellouf M., Moumami A. *Etude théorique et expérimentale des performances d'un capteur solaire plan à air muni d'une nouvelle forme de rugosité artificielle*. Revue des Energies Renouvelables 12: (2009) 551-561.
78. Labed A., Moumami N., Benchabane A. Aoues K., Moumami A., *Performance investigation of single- and double-pass solar air heaters through the use of various fin geometries*, Int. J. of Sustainable Energy, DOI: 10.1080/14786451.2011.590899
79. Labed A. Moumami N., Benchabane A., *Experimental study on the performance and optimisation of flat plate collector: comparaison between two technological solutions.*, Congrès Algérien de mécanique, Guelma Algérie, 14-17 novembre 2011.
80. Labed A., Moumami N., Benchabane A., Zellouf M., *Etude expérimentale de l'efficacité d'une nouvelle forme de rugosité artificielle sur les performances d'un capteur solaire plan à air ; application au séchage du Henné*, Premier Séminaire Nationale de Génie Mécanique, Biskra, 7 et 8 Décembre 2011.

81. Labed A., Moumimi N., Benchabane A., *Experimental investigation of various designs of solar dryer: Application for the drying of hot chili*. Sixth International Conference on Thermal Engineering: Theory and Applications, 29 au 1^{er} juin 2012, Istanbul, Turkey. (Communication en cours)
82. Moumimi N., Moumimi A., Aoues K., Mahboub C., Youcef Ali S. *Systematic forecasts of solar collector's performance in various sites of different climates in Algeria*. International Journal of Sustainable Energy 29: (2010) 142–150.
83. Kamel Aoues, Noureddine Moumimi, Miloud Zellouf, Adel Benchabane, *Thermal performance improvement of solar air flat plate collector. A theoretical analysis and an experimental study in Biskra, Algeria*, Ambient Energy 2 (2): (2011) 95–102.
84. Mahboub C., Moumimi N., Moumimi A., Youcef-Ali S., *Effect of the angle of attack on the wind convection coefficient*, Solar Energy 85: (2011) 776–780
85. Aoues K., *Modélisation thermique de l'écoulement de l'air entre deux plans parallèles, garnis de rugosités artificielles rectangulaires avec la partie supérieure inclinée*, Mémoire de magistère (2005).
86. Grupp M., Bergler H., Bertrand J. P., Kromer B. Et Cieslok J., *flat plate collectors and their applications*, Solar Energy 55: (1995) 195-207.
87. London A. L. et Shah R. K., *Offset Rectangular Plate-Fin Surfaces-Heat Transfer and Flow Friction Characteristics*, J. Eng. Power, ASME 90: (1968) 218-228.
88. Gupta D., Solanki S. C. et Saini J. S., *Thermohydraulic performance of solar air heaters with roughened absorber plates*, Solar Energy 61: (1997) 33-42.
89. Beckman W. A., Klein S. A. et Duffie J. A., *Solar Heating Design (by the f-chart method)*, A Wiley-Interscience publication (1977).
90. Altfeld K., Leiner W. et Fiebig M., *Second law optimization of flat-plate solar air heaters*, Solar Energy 41: (1988) 127-132.
91. Hottel H. C, Woertz B. B. *Performance of flat plate solar heat collectors*. Transactions of the ASME 64: (1942) 91–104.
92. Youcef-Ali S., *Étude numérique et expérimentale des séchoirs solaires indirects à convection forcée : Application à la pomme de terre*, thèse Doctorat, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis France (2001).
93. Ong K. S., *Thermal Performance of Solar Air Heaters: Mathematical Model and Solution Procedure*, Solar Energy 55: (1995) 93-109.
94. Sacadura J. F., *Initiation aux transferts thermiques*, Cast, INSA de Lyon, Technique et Documentation de Paris (1980).
95. Belghit A., Belhamidi M., Bennis A., Boutaleb B. C. et Benet S., *Etude numérique d'un séchoir solaire fonctionnant en convection forcée*, Revue Générale de Thermique 36 : (1997) 837-850.
96. Mc Adams W. H., *Transmission de la chaleur*, 2^{ème} éd, Dunod, Paris (1961).
97. Joshi H. M., Webb R. L., *Heat Transfer and friction in the offset strip-fin heat exchanger*, Int. J. Heat Mass Transfer 30: (1987) 69-84.
98. Daguene M., *Les Séchoirs Solaires : Théorie et Pratique*, Unesco (1985).
99. Manglik Raj M., Bergles A. E., *Heat transfer and pressure drop correlations for the rectangular offset strip fin Compact Heat Exchanger*, Experimental Thermal and Fluid Science 10: (1995) 171-180.
100. Parker B.F., Lindley M.R., Colliver D.G., Murphy W.E., *Thermal performance of three solar air heaters*. Solar Energy 51(6): (1993) 467–79.
101. Mohamad A. A., *High efficiency solar air heater*, Solar Energy. 60 (2): (1997) 71-76.
102. Mittal M.K., Varun, Saini, R.P., Singal, S.K., *Effective efficiency of solar air heaters having different types of roughness elements on the absorber plate*. Energy 32: (2007) 739–745.
103. Suleyman Karsli, *Performance analysis of new-design solar air collectors for drying applications*, Renewable Energy 32: (2007) 1645–1660.
104. Touati B., *Etude théorique et expérimentale du séchage solaire de la menthe verte*, Thèse de Doctorat, université de Tlemcen (2008).
105. Sharma A. et al, *Solar energy drying systems: A review*, Renewable and Sustainable energy Reviews 13: (2009) 1185-1210.
106. Dupez P., *Le séchage solaire à petite échelle des fruits*, édition de Gret, France (1999).
107. Zaid A. A., *Optimisation des capteurs solaires plans à air. Application au séchage de produits agricoles et de pêche*, thèse doctorat, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis (1999).
108. Lefevre A., *Modélisation du capteur solaire plan à air et application au séchage de produit agricoles*, thèse doctorat, INSA Lyon (1983).
109. Moyne C., *Transferts couplés chaleur-masse lors du séchage: Prise en compte de la phase gazeuse*, thèse doctorat, I.N.P.L. Nancy (1987).

110. Carreau A., Cavaille R., *Séchage (théorie et calculs)*, technique de l'ingénieur, J2480-1 à 23.
111. Desmorieux H., *Le séchage en zone subsaharienne. Une analyse technique à partir des réalités géographiques et humaines*, thèse doctorat I.N.P.L. Nancy (1992).
112. Bouverat- Bernier J. P., et al., *Optimisation des conditions de séchage de la feuilles de menthe poivrée*, *Herba gallica*, 1: (1990) 83-95.
113. Odile B. B., *Etude des effets d'un traitement thermique sur la qualité (flaveur) de quelques plantes aromatique: Basilic, Ocumum Basilicum L. Menthe, Menthe Piperita; Persil, Petroselinum Sativum Hoffm; Estragon, Artemesia Dracunculus L.* Thèse de Doctorat, Université de Paris VII (1991).
114. Lewis W. K., *The rate of drying of solid materials*, *Journal of Ind and Eng. chem*, 13 (5) : (1921) 427-432.
115. Sherwood T. K., *The drying of solid*, 21 (10) : (1929) 12-16.
116. Fuller, R.J., *A review of solar drying of fruit, vegetables and other food crops.* Agriculture Victoria. Department of Natural Resources and Environment, Australia (1995).
117. Kiebling, J., 1996. Solare Trochner—Eine Tabellarische Übersicht (in German), Deutsche Gesellschaft für Technische Zusammenarbeit (GTZ) GmbH, OE 402.2, Information and Advisory Service for Appropriate Technology (ISAT), Projekt Nummer: 88.2000.3-03-100.
118. Shanmugam V., Natarajan E., *Experimental study of regenerative desiccant integrated solar dryer with and without reflective mirror*, *Applied Thermal Engineering*, 27 : (2007) 1543–1551.
119. Ekechukwu, O.V., Norton, B., *Review of solar-energy drying systems II: an overview of solar drying technology.* *Energy Conversion and Management* 40, (1999) 615–655.
120. Mohanraj M., Chandrasekar P., *Performance of a forced convection solar drier integrated with gravel as heat storage material for chili drying*, *Journal of Engineering Science and Technology* 4 (3) : (2009) 305-314.
121. Samaneh Sami , Amir Rahimi , Nasrin Etesami, *Dynamic Modeling and a Parametric Study of an Indirect Solar Cabinet Dryer*, *Drying Technology*, 29 (7) : (2011) 825-835.
122. Konde G., *Résolution des équations de Luikov appliquée au séchage de l'oignon en vue de la réalisation de séchoirs solaires.* Thèse doctorat, université de Perpignan (1983).
123. Kouhila M. et al. *Approche expérimentale des courbes de sorption de la menthe en vue d'un séchage par énergie solaire*, *Rev. Energ. Ren.* , 2 : (1999) 61-68,
124. Ahouannou C., *Etude du Séchage de Produits Agroalimentaires Tropicaux : Cas du manioc, du gingembre, du gombo, et du piment*, thèse de doctorat, Université nationale de Benin (2001).
125. Simate I.N., *Optimisation of mixed-mode and indirect-mode natural convection solar dryers*, *Renewable energy* 28 : (2003) 435-453.
126. Lembarek F. S., *Étude d'un insolateur-serre : Application au séchage*, thèse, doctorat, université de Nice (1987).
127. Shanmugam V., Natarajan E., *Experimental investigation of forced convection and desiccant integrated solar dryer*, *Renewable Energy* 31 : (2006) 1239–1251.
128. Hossain M. A., Woods J. L., Bala B. K., *Simulation of solar drying of chilli in solar tunnel drier .* *International Journal of Sustainable Energy* 24 (3) : (2005) 143–153
129. Miri R., Mokrani O., Siad F., Belhamel M., *Etude Expérimentale d'un Séchoir Solaire*, *Rev. Energ. Ren.: Zones Arides* 27: (2002) 41-48
130. N'Dongo M. M., *Étude théorique d'un générateur solaire à air chaud constitué d'une serre agricole et d'un stockage de chaleur en sous-sol à l'aide de conduits. Application au séchage*, thèse doctorat, Clermont-Ferrand II. Blaise Pascal (1989).
131. El-Sebaï A.A., Aboul-Enein S., Ramadan M.R.I., El-Gohary H.G., *Empirical correlations for drying kinetics of some fruits and vegetables*, *Energy* 27: (2002) 845–859
132. Diamante L. M., Munro P. A., *Mathematical modelling of the layer Solar drying of Sweet Potatos Slices*, Pergamon Prss Ltd, *Solar Energy*, 51 (4) : (1993) 271-276.
133. Habbal O. A., Al-Jabri A. A., El-hag A. H., Al-Mahrooqi Z. H., Al-Hashmi N. A., *Invitro antimicrobial activity of Lawsonia Inermis Linn (henna). a pilot study on the Omani henna*, *Saudi- Med-J*, 26(1) : (2005) 69-72.
134. www. AgroForestryTree Database
135. www.epicier.ch
136. Ministère de l'agriculture américain – USDA Nutriment database: 11977 PEPPER,SERRANO,RAW
137. Holman J. P., *Experimental methods for engineers.* 6th ed. Singapore: McGraw-Hill New York (1994).

NOMENCLATURE

A : surface de captation de l'insolateur plan à air	m ²
A _w : activité de l'eau du produit	
C _{p_b} = 2300, chaleur massique du bois	J/kgK
C _p : chaleur massique de l'air	J/kgK
C _{p_{fs}} = 1000, chaleur massique de l'air sec	J/kgK
C _{p_{pr}} : chaleur massique du produit humide	J/kgK
C _{p_{prs}} : chaleur massique du produit sec	J/kgK
C _{p_v} = 1860, chaleur massique de la vapeur dans l'air	J/kgK
d _m : diamètre moyen des particules de produit à sécher	m
D _h : diamètre hydraulique	m
e : épaisseur de la veine d'air mobile	m
e _b : épaisseur de la paroi en bois de l'armoire de séchage	m
e _c : hauteur d'une claie	m
e _t : épaisseur du lit de particules à l'instant t	m
e _p : épaisseur initiale des rondelles du produit à sécher	mm
F' : coefficient d'efficacité local de transfert air-absorbeur	
F _R : coefficient global de transfert air-absorbeur	
G : débit massique d'air	kg/h
G _c : débit massique d'air par unité de surface de captation	kg/hm ²
H : coefficient de transfert global à travers les parois du séchoir	W/m ² K
HR _{éq} : humidité relative d'équilibre de l'air	
HR : humidité relative de l'air de l'enceinte	
h _{cp} : coefficient de transfert conductif dans la paroi isolante du capteur et de l'armoire de séchage	W/m ² K
h _{rc} : coefficient de transfert radiatif entre la vitre du capteur et la voûte céleste et entre la paroi extérieure de l'armoire de séchage et la voûte céleste	W/m ² K
h _{mPl} : coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la plaque inférieure	W/m ² K
h _{mv} : coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la vitre	W/m ² K
h _{vPlf} : coefficient de transfert convectif entre la plaque inférieure et l'air	W/m ² K
h _{vfp_r} : coefficient de transfert convectif entre le produit et l'air	W/m ² K
h _{vv} : coefficient de transfert convectif dû au vent	W/m ² K
h _{vnat} : coefficient de perte par conduction-convection naturelle entre absorbeur et vitre	W/m ² K
h _{vnf} : coefficient de transfert convectif entre l'absorbeur et l'air	W/m ² K
h _{CfPr} : Coefficient d'échange par convection (W/m ² .K)	
l : largeur du capteur plan à air	m
l _s : largeur de l'armoire de séchage	m
L : longueur du capteur plan à air	m
L _s : longueur de l'armoire de séchage	m
M _{ce} : chaleur massique totale des différents éléments du CSP	J/K°
(M _c) _{AT} : chaleur massique de l'absorbeur et la tôle inférieure	J/K°
(M _c) _{cap} : chaleur massique des différents éléments du CSP excepté l'absorbeur et la tôle inf	J/K°
M : humidité absolue du produit à l'instant t	kg eau/kg MS

M_e : humidité absolue du produit à l'équilibre	kg eau/kg MS
M_0 : humidité absolue du produit initiale	kg eau/kg (bs)
\dot{m} : débit massique d'air	kg/s
\dot{m}_e : débit d'eau évaporée du produit	kg eau/s
m_{eau} : masse de l'eau du produit humide à l'instant t contenu dans une claie	kg
m_{pr} : masse du produit humide à l'instant t contenu dans une claie	kg
m_{pro} : masse initiale du produit humide contenu dans une claie	kg
m_{prf} : masse finale du produit humide contenu dans une claie	kg
N : nombre de vitrage	
P : Puissance électrique consommée par la pompe d'air	W
$p_t = 101,325$, pression atmosphérique	kPa
p_v : pression partielle de vapeur dans l'air	kPa
p_{vp} : pression de vapeur à la surface du produit	kPa
p_{vs} : pression de vapeur saturante	kPa
P_u : puissance utile récupérée par l'insolateur	W
Q_{ev} : quantité de chaleur d'évaporation	W/m ²
Q_u : quantité de chaleur utile récupérée par l'insolateur	W/m ²
Q_p : quantité de chaleur perdue par l'insolateur	W/m ²
Q_{p1} : quantité de chaleur perdue à l'avant de l'insolateur	W/m ²
Q_{p2} : quantité de chaleur perdue à l'arrière de l'insolateur	W/m ²
Q_s : quantité de chaleur de séchage	W/m ²
$R = 8,314$, constante des gaz parfaits	J/molK
S_{pr} : surface d'échange entre l'air et le produit =S	m ²
t : temps	s
T_a : température ambiante	°C
T_{Pl} : température de la plaque inférieure placée dans la veine d'air mobile du capteur	°C
T_c : température équivalente de la voûte céleste	°C
T_{fe} : température sèche de l'air à l'entrée du capteur	°C
T_f : température moyenne de l'air dans la veine d'air mobile du capteur	°C
T_{fs} : température sèche de l'air asséchant à la sortie du capteur	°C
T_n : température moyenne de l'absorbeur	°C
T_{pr} : température à la surface du produit à sécher	°C
T_v : température de la vitre	°C
U_b : coefficient de perte thermique à l'arrière de l'absorbeur	W/m ² K
U_L : coefficient global de perte thermique entre l'absorbeur et l'air ambiant	W/m ² K
U_t : coefficient de perte thermique à l'avant de l'absorbeur	W/m ² K
U_{t1} : coefficient de perte thermique à l'avant de la vitre	W/m ² K
v_f : vitesse de l'air dans la veine d'air mobile du capteur plan et vitesse moyenne de l'air à proximité du produit dans le lit de particules	m/s
v_{fs} : vitesse débitante de l'air de séchage dans le séchoir	m/s
V_v : vitesse du vent	m/s
W : teneur en humidité absolue de l'air	kg eau/kg air sec

X_f : teneur en eau finale de l'air dans l'armoire.	
X_0 : teneur en eau initiale de l'air dans l'armoire.	kg eau/kg air sec
$X_{b,S}$: teneur en eau à base sèche du produit	kg eau/kg
$X_{b,h}$: teneur en eau à base humide du produit	kg eau/kg
S, t, l et h : caractéristiques géométriques des ailettes	m
Nombres adimensionnels	
Nu : nombre de Nusselt	
Pr : nombre de Prandtl	
R_e : nombre de Reynolds	
Lettres grecques	
$\alpha_n = 0,95$, coefficient d'absorptivité de l'absorbeur	
$\alpha_v = 0,06$, coefficient d'absorptivité de la vitre	
β : angle d'inclinaison du capteur	
ε : porosité apparente du lit de particules placées dans une claie du séchoir	
$\varepsilon_{pl} = 0,25$, emissivité de la plaque inférieure lisse placée sur l'isolant dans le capteur	
$\varepsilon_{npl} = 0,25$, emissivité de l'absorbeur vers la plaque inférieure	
$\varepsilon_{nmat} = 0,95$, emissivité de l'absorbeur peint en noir mat	
$\varepsilon_b = 0,93$, emissivité du bois	
$\varepsilon_v = 0,9$, emissivité du vitrage	
I_g : flux global reçu par le capteur plan à air	W/m ²
λ_f : conductibilité de l'air à l'instant t	W/mK
μ_f : viscosité cinématique de l'air à l'instant t	kg/ms
ν_f : viscosité dynamique de l'air à l'instant t	m ² /s
$\rho_b = 400$, masse volumique du bois	kg/m ³
ρ_{pr} : masse volumique du produit humide à l'instant t	kg/m ³
ρ_f : masse volumique de l'air à l'instant t	kg/m ³
η : rendement thermique du capteur plan à air	%
η_{ev} : rendement d'évaporation	%
η_t : rendement thermique du séchoir solaire	%
$\sigma = 5,67.10^{-8}$, constante de Stephan-Boltzmann	W/m ² K ⁴
$\tau_v = 0,84$, coefficient de transmittivité du vitrage	
τ_p : intervalle de temps entre deux bornes d'un pic	S
τ_{dr} temps nécessaire pour atteindre l'équilibre thermique	S
τ_{dT} : Temps d'ajustement dans le cas d'élévation de I_g	S
τ_{LT} : Temps d'ajustement dans le cas de chute de I_g	S

Index des Tableaux

Première Partie

Chapitre II

01 : Propriétés des différents modèles Etudiés [28].....	28
02 : Présentation des capteurs solaires étudiés [1].....	32
03: Désignations des différentes formes de chicanes	32
04 : Rendements des différents capteurs (A) pour $Q_v = 35.0 \text{ m}^3 / \text{h.m}^2$	32
05 : Rendements des différents capteurs (B) pour $Q_v = 35.0 \text{ m}^3 / \text{h.m}^2$	33
06 : Rendement en fonction de l'espace Z entre l'isolant et l'absorbeur ou la vitre[10]	34
07 : Rendement en fonction du nombre de rangées et de l'incidence i des chicanes, pour $Q_v = 35 \text{ m}^3 / \text{hm}^2$ [36].....	36
08: Caractéristiques des obstacles utilisés [40].....	40
09 : Différentes méthodes et modèles utilisés pour l'évaluation des CSPs en conditions variables ...	46

Chapitre IV

01 : Evolution de la température de sortie en fonction du débit pour différents débits	91
02 : Evolution de la température de l'absorbeur en fonction du débit pour différents débits.....	91
03 : Evolution du rendement en fonction du débit pour différents débits	91
04 : Evolution de la Température de sortie en fonction de la longueur ($Q_v = 80 \text{ m}^3 / \text{h}$).	92
05 : Evolution de la Température de l'absorbeur en fonction de la longueur ($Q_v = 80 \text{ m}^3 / \text{h}$).....	92
06 : Evolution du rendement en fonction de la longueur ($Q_v = 80 \text{ m}^3 / \text{h}$).....	92
07 : Paramètres caractéristiques des capteurs basés sur ASHRAE 93-2003 standard.	119
08 : Comparaison des coefficients de transfert moyens	128
09 : Valeurs de la chaleur massique totale $(Mc)_e$ du CSP et des temps de réponses τ_{dr} et τ_{Lr}	132
10 : Données météorologiques et corrections des rendements calculés (17/03/2009)	139

Deuxième Partie

Chapitre I

01 : Classification des systèmes de séchage [104].	144
02: Séchoirs directs passifs [105]	146
03 : Séchoirs solaires directs actifs	147
04 : Séchoirs solaires indirects passifs [105]	148
05 : Séchoirs solaires indirects actifs [106]	148
06 : Autres modèles de Séchoirs solaires [106]	149
07 : Taux d'extraction spécifique d'humidité durant le séchage de 20 kg de pois pour différents débit d'air [127]	163
08 : Durées de séchage en heures de quelques produits agroalimentaires [129]	164

Chapitre II

01 : Valeur nutritive du Piment [136].....	173
--	-----

Index des Figures

Chapitre I (Première Partie)

1 : Les éléments d'un capteur solaire plan	6
2 : Exemple d'un capteur passif	9
3 : Capteur plan à ruissellement	10
4 : Coupe d'un capteur plan à circulation d'eau	11
5 : Échanges thermiques dans un capteur solaire plan à air	12
6 : Système à stockage dans les pierres	15
7 : Schéma du principe de la production du froid	16
8 : Schéma d'un système de séchage	17
9 : Schéma d'un capteur solaire à absorbeur perméable	18
10 : Exemples de capteurs à absorbeur perméable	19
11 : Principales géométries d'absorbeurs	19

Chapitre II

1 : Variations du rendement instantané en fonction de la température réduite [23]	23
2 : Echanges thermiques dans un capteur à air à couverture combinée plastique-vitre	24
3 : Influence de la température d'entrée de l'air sur la température du fluide	24
4 : Capteur solaire plan à eau comportant des lamelles entre vitre et absorbeur [26]	26
5 : Schémas des six modèles de capteurs solaires à air [28]	28
6 : Comparaison des rendements des différents modèle étudiés [28]	29
7 : Comparaison des températures moyennes de sortie des différents modèle étudiés [28]	29
8 : Schématisation des sections de passage pour les différents capteurs [32]	31
9 : Rendement en fonction des paramètres réduits $(T_i - T_a)/I_G$, pour différentes configurations [32]	31
10 : Capteur comportant des objets matériels dans le conduit et composé d'une vitre et un absorbeur [10]	34
11 : Capteur comportant des objets matériels dans le conduit composé de deux vitres [10]	34
12 : Modèles d'écoulements en fonction de la taille relative de la rugosité [12]	35
13 : Schéma des chicanes rectangulaires considérées [35]	36
14 : Capteur avec des chicanes rectangulaire [37]	37
15 : Chicanes transversales continues [38].]	38
16 : Détail du canal d'écoulement [39]	38
17 : Rendement thermique en fonction du débit d'air, pour différents capteurs étudiés [39]	39
18 : Schémas : (a) des obstacles OT ;(b) obstacles OIF1 [40]	40
19 : Rendement thermique en fonction du débit pour différentes configurations étudiées [40]	40
20 : Différentes géométries de rugosités utilisées par Karwa [47]	42
21 : Différentes configurations de chicanes en forme V [48]	43
22 : Schéma du dispositif expérimental [75]	49
23 : Schéma descriptif des chicanes [75]	49
24 : Variation du rendement en fonction du paramètre réduit $(T_{fe} - T_a)/I_G$ [75]	50
25 : Schéma du modèle expérimental [77]	51

26 : Variation du rendement en fonction du paramètre réduit $(T_{fe}-T_a)/I_G$ [77].....	51
27 : Rendement en fonction des paramètres réduits $(T_{fe}-T_a)/I_G$ [78].....	52
28 : Schémas des différents séchoirs expérimentés [81].....	53
Chapitre III	
1 : Schéma de principe d'un capteur solaire plan à air.	57
2 : Représentation schématique des transferts thermiques dans l'insolateur.....	61
3: Schéma électrique relatif à une section de l'insolateur (un seul passage d'air).	62
4 : Tranche fictive « δx ».	62
5 : Représentation schématique des ailettes rectangulaires.	68
6 : Représentation schématique des ailettes trapézoïdales.....	69
7 : Organigramme simplifié du programme principal [93].	77
Chapitre IV	
1 : Schéma du modèle étudié.....	78
2 : Présentation des différentes configurations étudiées	80
3 : Schémas du capteur C à double passage d'air	80
4 : Schéma de la 1 ^{ère} Configuration des chicane utilisées	82
5 : Schéma de la 2 ^{ème} Configuration des chicane utilisées	83
6 : Variation de la température de sortie en fonction du débit volumique d'air pour différents types de CSP	88
7 : Variation de la température de l'absorbeur en fonction du débit volumique d'air pour différents types de CSP	89
8 : Variation de l'énergie utile récupérée en fonction du débit volumique d'air pour différents types de CSP	89
9 : Variation du rendement en fonction du débit volumique pour différents types de CSP ..	90
10 : Evolution de la température de l'absorbeur suivant la longueur du capteur.....	93
11 : Evolution de la température de sortie suivant la longueur du capteur	93
12 : Evolution du rendement suivant la longueur du capteur	94
13 : Variation du coefficient d'échange par convection en fonction du débit volumique	96
14 : Variation du nombre de Nusselt global en fonction du débit volumique	97
15: Variation du coefficient d'échange par convection suivant la longueur du capteur	98
16 : Variation du nombre de Nusselt suivant la longueur du capteur	98
17 : Evolution des différents paramètres climatiques et performances thermiques (N-1) ..	100
18 : Rendement en fonction du paramètre réduit $\Delta T/I_g$ du C.S.P. (N-1), pour différents débits	100
19 : Evolution des différents paramètres climatiques et performances thermiques (N-2) ..	101
20 : Rendement en fonction du paramètre réduit $\Delta T/I_g$ du C.S.P. (N-2), pour différents débits	101
21 : Evolution des différents paramètres climatiques et performances thermiques (A-1) ..	102
22 : Rendement en fonction du paramètre réduit $\Delta T/I_g$ du C.S.P. (A-1), pour différents débits	102
23 : Evolution des différents paramètres climatiques et performances thermiques (A-2) ..	103
24 : Rendement en fonction du paramètre réduit $\Delta T/I_g$ du C.S.P. (A-2), pour différents débits	103
25 : Evolution des différents paramètres climatiques et performances thermiques (B-1) ..	104

26 : Rendement en fonction du paramètre réduit $\Delta T/Ig$ du C.S.P. (B-1), pour différents débits	104
27 : Evolution des différents paramètres climatiques et performances thermiques (B-2) ..	105
28 : Rendement en fonction du paramètre réduit $\Delta T/Ig$ du C.S.P. (B-2), pour différents débits	105
29 : Evolution des différents paramètres climatiques et performances thermiques (C)	106
30 : Rendement en fonction du paramètre réduit $\Delta T/Ig$ du C.S.P. (C)	106
31 : Variation du rendement des différentes configurations sans chicanes en fonction du débit	107
32 : Variation du rendement des différents capteurs avec chicanes rectangulaires (configurations A) en fonction du débit	108
33 : Variation du rendement des différents capteurs avec chicanes trapézoïdales (configurations B) en fonction du débit	109
34 : Variation du rendement de la configuration C (double passage d'air) en fonction du débit	110
35 : Variation des pertes de charge des capteurs N en fonction du débit d'air	111
36 : Variation des puissances électriques consommées en fonction du débit d'air (N).....	112
37 : Variation des pertes de charge des capteurs A en fonction du débit d'air	113
38 : Variation des puissances électriques consommées en fonction du débit d'air (A)	113
39 : Variation des pertes de charge des capteurs B en fonction du débit d'air	114
40 : Variation des puissances électriques consommées en fonction du débit d'air (B)	115
41 : Comparaison des Rendements en fonction du débit pour différentes configurations .	117
42 : Rendements en fonction des paramètres réduits $\Delta T/Ig$ pour différentes configurations	120
43 : Pertes de charge en fonction du débit pour différentes configurations étudiées	121
44 : Puissances électriques consommées en fonction du débit pour différentes configurations étudiées	121
45 Positions des sondes dans le CSP	122
46 : Evolution des températures moyennes de l'air dans les capteurs N suivant (x)	123
47: Evolution des températures de l'air et de l'absorbeur le long de la ligne moyenne du CSP	124
48: Evolution du coefficient d'échange $h(x)$ le long de la ligne moyenne du CSP	124
49: Distribution de la température de l'air de la ligne moyenne du canal d'écoulement selon le plan (x, z) pour différents débits.	125
50(a): Distribution de la température de l'air dans le canal d'écoulement $Q_v=40m^3/h$ (capteur N-1)	126
50(b): Distribution de la température de l'air dans le canal d'écoulement $Q_v=40m^3/h$ (capteur N-1)	126
51 : Evolution du coefficient d'échange par convection le long des capteurs N en fonction de (x) pour différents débits	129
52 : Evolution du nombre de Nusselt le long des capteurs N en fonction de différents débits	130
53 : Evolution des températures de l'air à différentes hauteurs (z) en fonction du temps, (x=0.96)	133
54 : Evolution de la température à différents points de l'absorbeur suivant la longueur du capteur en fonction du temps	133
55 : Evolution du coefficient d'échange par convection en fonction du temps, (x=0.98)	134
56 : Evolution du nombre de Nusselt en fonction du temps, (x=0.98)	135

57 : Evolution du rayonnement et des températures (ambiante, entrée, sortie et de l'absorbeur) du (21/04/2009)	136
58: Evolution du rayonnement et du rendement du CSP pour une journée avec ensoleillement perturbé (17/03/2009)	137
59 : Evolution du rayonnement et du rendement du CSP de la journée de (17/03/2009) après le décalage de T_{fs} avec un pas de temps τ_{dr}	138
60 : Evolution du rayonnement et du rendement corrigé du CSP de la journée de (17/03/2009) et le temps décalage de T_{fs} pour chaque pic de I_g	139
61 : Evolution du rayonnement et du rendement du CSP pour une journée avec une grande vitesse du vent (21/04/2009)	140
62 : Evolution du rayonnement et des températures (ambiante, entrée, sortie et de l'absorbeur) pour une journée avec une grande vitesse du vent (21/04/2009)	140

Deuxième Partie

Chapitre I

01 : Phénomène d'hystérésis)	154
02 : Isotherme de sorption	154
03-a : Évolution de la teneur en eau à base sèche)	156
03-b : Vitesse de séchage ou débit d'eau évaporée	156
03-c : Vitesse de séchage en fonction de la teneur en eau base sèche	156
03-d : Température du produit	157
04 : Evolution de la Vitesse de séchage en fonction du temps (Piment)[120]	160

Chapitre II

01 : Evolution de l'ensoleillement et de l'humidité en fonction du temps de séchage du Henné	175
02 : Evolution de la température ambiante, de sortie du capteur et de la chambre de séchage en fonction du temps de séchage du Henné	175
03 : Evolution de la teneur en eau du Henné (à base sèche) en fonction du temps de séchage	176
04 : Evolution de la perte de masse en fonction du temps de séchage du Henné pour différents débits 35, 70 et 100 m ³ /h	177
05 : Evolution de la teneur en eau du Henné (base humide) en fonction du temps de séchage	177
06 : Evolution de la vitesse de séchage du Henné (base sèche) en fonction du temps de séchage	178
07 : Evolution du l'ensoleillement et l'humidité ambiante en fonction du temps de séchage du Piment Rouge	181
08 : Evolution des températures : ambiante, de sortie du capteur et de la chambre de séchage en fonction du temps de séchage (Piment Rouge)	182
09 : Evolution de la teneur en eau du Piment rouge (à base sèche) en fonction du temps de séchage durant les journées d'expérimentation (12/5/2011et 11/5/2011).....	183
10 : Evolution de la perte de masse en fonction du temps de séchage du Piment rouge durant les journées d'expérimentation (12/5/2011et 11/5/2011)	184
11: Evolution de la teneur en eau du Piment rouge (à base humide) en fonction du temps de séchage durant les journées d'expérimentation (12/5/2011et 11/5/2011).....	184

12 : Evolution de la vitesse de séchage du Piment rouge (à base sèche) en fonction du temps de séchage durant les journées d'expérimentation (12/5/2011 et 11/5/2011)185

13 : Evolution de l'ensoleillement, la température et l'humidité ambiantes en fonction du temps de séchage du Piment Vert (13/4/2010, 13/5/2010 et 19/5/2010)187

14 : Evolution de la température de la chambre de séchage en fonction du temps de séchage188

15 : Evolution de la perte de masse du Piment vert en fonction du temps de séchage189

16 : Evolution de la teneur en eau (à base sèche) du Piment vert en fonction du temps189

17 : Evolution de la teneur en eau du Piment vert en fonction du temps de séchage190

18 : Evolution de la vitesse de séchage du Piment vert en fonction du temps de séchage .190

19 : Evolution de l'ensoleillement, la température et l'humidité ambiantes en fonction du temps de séchage du Piment Vert (13/4/2010 et 16/5/2010).....192

20 : Evolution de la température de la chambre de séchage en fonction du temps193

21 : Evolution de la teneur en eau (à base sèche) du Piment vert en fonction du temps.....194

22 : Evolution de la teneur en eau (à base Humide) du Piment vert en fonction du temps de séchage avec les deux configurations de capteurs N-2 et B-2194

23 : Evolution de la perte de masse du Piment vert en fonction du temps de séchage195

24 : Evolution de la vitesse de séchage du Piment vert en fonction du temps de séchage .195

25 : Evolution de la teneur en eau (à base sèche) du Piment vert avec différentes configurations de séchoirs N-2, B-2 et C.....196

26 : Evolution de la teneur en eau (à base humide) avec les séchoirs N-2, B-2 et C197

27 : Evolution de la perte de masse du Piment vert avec les séchoirs N-2, B-2 et C197

28 : Evolution de la vitesse de séchage (à base sèche) avec les séchoirs N-2, B-2 et C198

29 : Evolution de l'ensoleillement et l'humidité ambiantes en fonction du temps de séchage du Piment Vert (13/4/2010 et 28/4/2011)199

30 : Evolution de la teneur en eau (à base sèche) du Piment vert pour différents poids200

31 : Evolution de la vitesse de séchage (à base sèche) du Piment vert pour différents poids 200

32 : Comparaison des rendements en fonction des débits des capteurs N2, A2 et B2 avec ceux de Karim & Hawlader204

33 : Comparaison des rendements en fonction de la température réduite des capteurs N2, A2 et B2 avec la littérature204

34 : Comparaison de la teneur en eau du Piment en fonction du temps de séchage avec la littérature [138 et 139] 205

Index des Photos

Première Partie

Chapitre VI

01 : Présentation des chicanes du Capteur (A)	82
02 : Présentation des chicanes du Capteur (B)	83
03: Enregistreur de température	84
04 : Pyranomètre Kipp et Zonen	85
05 : Anémomètre à fil chaud	85
06 : Capteur de pression	86

Deuxième Partie

Chapitre II

01 : Dispositif expérimental I (séchoir à simple passage d'air).....	167
02: Dispositif expérimental II (séchoir à simple passage d'air).....	167
03 : Chambre de séchage (séchoir à simple passage d'air)	168
04 : Chambre de séchage (séchoir à double passage d'air)	169
05 : Feuille du Henné avant le séchage	179
06 : Feuille du Henné après le séchage	179
07 : Piment rouge avant le séchage	186
08 : Piment rouge après le séchage	186
09 : Piment vert avant le séchage	191
10 : Piment vert après le séchage	191

ملخص الأطروحة :

بعد الأزمة العالمية (1970) تنامي الخوف من التناقص أو الشح في تواجد مصادر الطاقة الناتجة عن البترول، بدأ التفكير بعدئذ في استغلال مصادر الطاقة البديلة كالرياح و الطاقة الشمسية.....

في نفس السياق، ارتأينا أن نوجه عنايتنا للملتقطات الشمسية المستوية و البحث في كيفية إنجاز النموذج الأكثر نجاعة، و من أجل ذلك قمنا بصناعة مجموعة من الملتقطات الشمسية و إجراء دراسة مقارنة بطرق تجريبية و نظرية و البحث في الطرق المعدة سلفا لمقارنة الملتقطات الشمسية في النظام أو الظروف الطبيعية المتغيرة.

في القسم الثاني من هذه الأطروحة، قمنا بتطبيق نتائج دراسة الجزء الأول منها، في البحث في أفضل السبل الممكنة و أفضل نظام ملتقط شمسي لتجفيف عدة أنواع من المواد الغذائية النباتية من خلال إجراء دراسة تجريبية مكثفة.

و قد خلصنا إلى نتائج جلية تتعلق بتحسين مردود الملتقط الشمسي و بذلك تقلص زمن تجفيف مختلف المواد قيد الاختبار.

Abstract

Solar air heaters can be used for many applications at low and moderate temperatures. There are different factors affecting the solar air heater efficiency, e.g. collector length, collector depth, type of absorber plate, glass cover plate, wind speed, etc.

In this work we present an extensive comparative study on the thermal performance of various design of: single pass types of solar air heaters, SAHs: i) without obstacles, ii) with rectangular obstacles and iii) with a new form of obstacles (trapezoidal form) in the air flow duct. Thus, we have proceeded to the comparison of the best system with iii) and double pass flat plate collector having the same type of obstacles in order to determine the best performing model.

A theoretical model was constructed for all types of collectors, taking into account the new parameter, called the artificial roughness. Thus, we have proceeded to the application of these systems for the drying of agro alimentary products. We have sought to determine the drying kinetic for the forced convection. The drying air was heated by solar energy under variable outdoor conditions.