

## Etude des performances Thermiques d'un Echangeur à tubes capillaires en Polypropylène

K. Ben Naser, C. Kerkeni, A. Farhat, S. Kooli, F. Ben Jemaa et M. Maalej

INRST, B.P. 95, Hammam-Lif, Tunisie

**Résumé** - La société Allemande CLINA a mis sur le marché Européen un nouveau type d'échangeur de chaleur en polypropylène. Cet échangeur fabriqué sous forme de nattes à tuyaux capillaires, se caractérise par une grande surface d'échange, une facilité de montage, d'adaptation et de maintenance.

Une expérience a été menée sur ces nattes intégrées dans un système de faux plafond refroidissant dans un local construit pour la circonstance. Ce système utilise l'eau d'un puits de température comprise entre 19 °C et 20 °C comme fluide caloporteur. Les résultats, montrent que ce nouveau type d'échangeur, peut satisfaire les conditions du confort recommandées par la norme internationale ISO. En effet, quelques soient les conditions expérimentales, le gradient vertical de température du local obtenu en régime permanent ne dépasse pas 0.3 °C/m. La température moyenne du local est fonction de la surface d'échange, du débit de l'eau de circulation et de la température externe du local. Sous des conditions expérimentales optimales le système, assure un écart de température entre l'extérieur et l'intérieur du local de l'ordre de 6 °C. Le coefficient d'échange thermique des nattes sous les mêmes conditions est égal à 7.5 W/°C.m<sup>2</sup>.

**Mots clés:** Echangeur - Climatisation - Confort thermique.

### 1. INTRODUCTION

La Tunisie se caractérise par un climat chaud et humide, durant une période assez longue de l'année. Au cours de cette période, plusieurs secteurs de l'économie nationale sensibles au problème de la climatisation et du conditionnement d'air, tels que le secteur du bâtiment et de l'agro-alimentaire, utilisent des procédés classiques de refroidissement grand consommateurs d'énergie. A titre d'exemple, dans le secteur du bâtiment, notamment les hôtels et les hôpitaux, le chauffage et la climatisation, viennent en troisième position après l'industrie et le transport du point de vue consommation d'énergie avec 29 % de la consommation énergétique totale du pays.

Tout en maintenant le degré du confort hygrothermique, qui répond aux normes internationales, la maîtrise de l'énergie dans le secteur du bâtiment nécessite une nouvelle conception de la problématique énergétique par l'adoption d'autres procédés plus simples et moins consommateurs d'énergie. Plusieurs approches ont été proposées, l'une d'elle était l'utilisation des énergies renouvelables, en particulier l'énergie solaire, comme source d'énergie propre et non polluante pour le chauffage des locaux au cours de la saison froide de l'année. Une autre tendance, récemment appliquée en Allemagne [1], est fondée sur le recours aux eaux naturelles telles que les eaux souterraines ou l'eau de mer pour maintenir le confort hygrothermique dans les bâtiments. Cette tendance appliquée pour les deux régimes, chauffage et refroidissement. utilise pour l'échange thermique un nouveau type d'échangeur en polypropylène. Cet échangeur fabriqué sous forme de natte à tuyaux capillaires est caractérisé par une grande surface d'échange et une facilité de montage et d'adaptation. Dans le cas du régime de refroidissement, les nattes sont incorporées dans le plafond ou le faux plafond du local à climatiser.

Peu de travaux ont été effectués sur les systèmes à plafond refroidissant. Ces travaux sont menés surtout sur des systèmes constitués de tubes à ailettes placés dans un faux plafond. Les résultats montrent que de tels systèmes assurent le confort thermique du local principalement par la composante radiative de l'échange global [2-4]

La présente étude a pour objectif d'évaluer expérimentalement l'efficacité thermique de ce nouveau type d'échangeur utilisé comme échangeur dans un système à plafond refroidissant et d'en déduire son coefficient d'échange thermique en fonction des différents paramètres de fonctionnement notamment la surface d'échange, le débit et de la température de la source froide.

### 1 SUPPORT THEORIQUE

Le calcul des échangeurs de configurations diverses a longtemps été calculé sur des échangeurs à courants parallèles avec des termes correctifs d'origine expérimentale [5]. En régime permanent, la puissance totale échangée à travers un échangeur est donnée par la relation suivante :

$$Q = A \cdot U \cdot \Delta T_{ML} \quad (1)$$

avec :

$$\Delta T_{LM} = \frac{T_{fe} - T_{fs}}{\text{Log}\left(\frac{T_{fe} - T_a}{T_{fs} - T_a}\right)} \quad (2)$$

Cette puissance peut être calculée en se basant sur le fluide caloporteur, elle est égale :

$$Q = M \cdot C_p (T_{fs} - T_{fe}) \quad (3)$$

## 2 DISPOSITIF EXPERIMENTAL ET MODE OPERATOIRE

Un réseau de nattes, dont les caractéristiques sont représentées sur le tableau 1, est placé à 20 cm en dessous du plafond d'un local conçu pour la circonstance. Il est utilisé comme système refroidissant. L'ambiance de ce local simule une chambre d'habitation de dimensions : 3 m x 3.5 m x 2.7 m. Le local se caractérise par une façade en brique orienté en direction du sud, les autres façades sont isolées à l'aide d'une couche de 2.5 cm de polymousse de conductivité 0.4 W/m°C, (Fig. 1). L'eau de refroidissement est puisée d'un puits dont la température est comprise entre 19 °C et 22 °C.

L'acquisition est réalisée à l'aide d'une chaîne type Fluke (Hydra-265 A) et pilotée par un micro-ordinateur (PC). Les températures de l'eau de refroidissement ainsi que les températures interne et externe du local sont mesurées à l'aide de sondes type PT100. Le profil vertical de température dans le local est relevé à l'aide de huit thermocouples type K, placés au milieu du local à différentes hauteurs.

**Tableau 1:** Dimensions de la natte capillaire

Eléments	Dimensions
Longueur	2500 mm
Largeur	1000 mm
Espacement entre les tubes capillaires	10 mm
Surface effective	2.5 m <sup>2</sup>

## 3. RESULTATS ET DISCUSSION

### 3.1 Profil vertical de température dans le local : Confort thermique

L'expérience proprement dite, consiste à suivre le profil vertical de température dans le local en fonction du temps suivant les conditions expérimentales qui sont portées sur le tableau 2. Les résultats montrent, que l'équilibre thermique du local est atteint après environ une heure de fonctionnement du système refroidissant. La température la plus froide est localisée au voisinage immédiat du réseau de nattes, la température la plus chaude est située au voisinage du plafond. Le niveau de ces deux températures est fonction de la température de l'eau de refroidissement ( $T_{fe}$ ). A titre d'exemple, pour une température  $T_{fe}$  égale à 19 °C les deux températures extrêmes sont égales respectivement à 23 °C et 27 °C (Fig. 1). La température chaude, qui persiste tout le long de la période de refroidissement, nous laisse croire qu'une couche d'air chaud confiné, localisé entre le plafond et le réseau de nattes joue le rôle de tampon entre le toit exposé aux rayonnement solaire et l'intérieur du local.

**Tableau 2:** Conditions Expérimentales

$T_{fe}$ (°C)	$T_{ai}$ (°C)	$T_{ext}$ (°C)	$m_f$ (l/h)	S (m <sup>3</sup> )
22	27.3	30.4	200	10.45
19.5	28.5	30.6	200	10.45
22.5	29.6	60.5	100	10.45
19.5	29.8	30.8	200	6.50

A l'état d'équilibre thermique, la température moyenne est aussi fonction de la température de la source froide (Fig. 2, 3). A titre d'exemple, elle est égale à 23 °C et 26 °C respectivement pour  $T_{fe}$  égale à 15 °C et 22 °C. Le gradient vertical de température obtenu au milieu du local est de l'ordre 0.3 °C/m. En effet l'écart de température mesuré entre le parterre et le système refroidissant ne dépasse pas 1,5 °C. Ces valeurs vérifient largement les recommandations de la norme internationale ISO [7] relatives au confort thermique dans les bâtiments, qui exigent que s'il y a gradient de température, celui ci ne doit pas dépasser 3 °C/m. Ainsi l'eau

puisée du puits, dont la température est de l'ordre de 22 °C, peut assurer le confort thermique dans les bâtiments à l'aide de ce nouveau type d'échangeur.

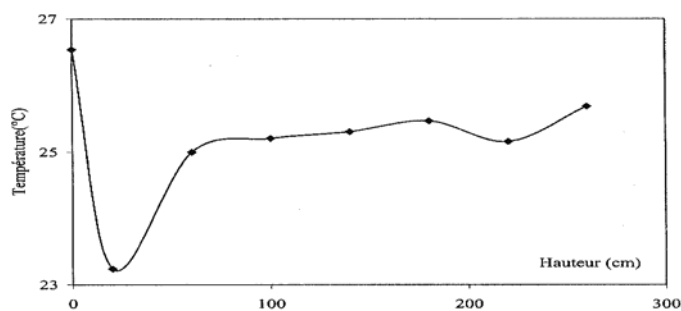


Fig. 1: Température de l'air à l'équilibre thermique en fonction de la hauteur,  $T_{fe} = 19$ ,  $M = 200$  l/s

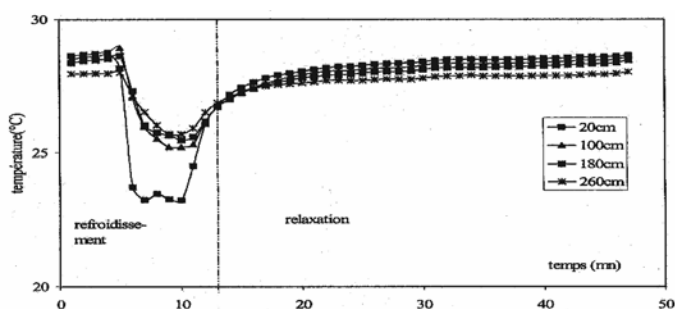


Fig. 2: Evolution du profil de température du local en fonction du temps  
 $T_{fe} = 19$  °C,  $S = 10.45$  m<sup>2</sup>,  $M = 200$  l/s

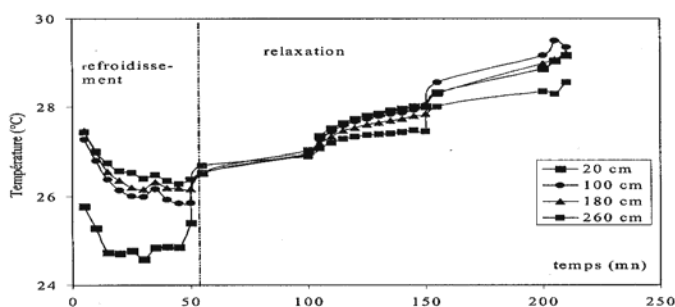


Fig. 3: Evolution du profil de température du local en fonction du temps  
 $T_{fe} = 22$  °C,  $S = 10.45$  m<sup>2</sup>,  $M = 200$  l/s

L'effet à la fois de la surface d'échange et du débit de l'eau de refroidissement est représenté sur les figures 4 et 5. Comme on doit s'y attendre, en régime permanent la température moyenne du local croît inversement avec la surface d'échange et le débit. Cependant l'effet de la surface d'échange est plus remarqué, comparé à celui de l'effet du débit.

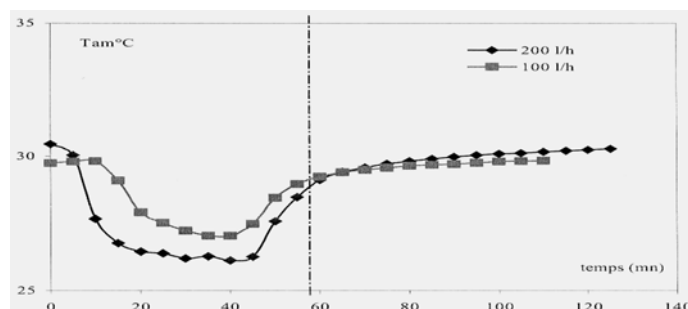


Fig. 4: Evolution de la température moyenne de la salle pour deux débits différents  
 $T_{fe} = 22$  °C,  $S = 10.45$  m<sup>2</sup>,  $M = 100$  et  $200$  l/s

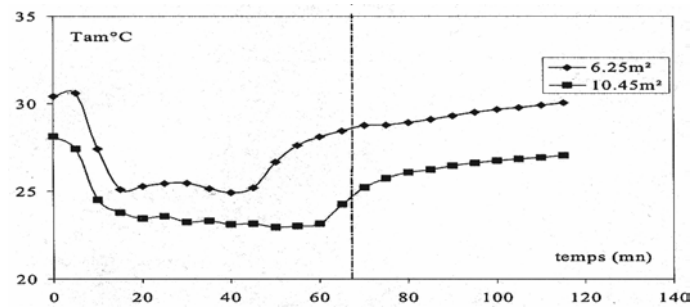


Fig. 5: Evolution de la température moyenne de la salle pour deux surfaces d'échanges différentes  
 $T_{fe} = 22\text{ °C}$ ,  $S = 6.25$  et  $10.45\text{ m}^2$ ,  $M = 100$  et  $200\text{ l/s}$

### 3.2 Coefficient d'échange thermique du système

Les mesures nous ont permis d'évaluer à la fois le coefficient d'échange des nattes capillaires et le coefficient de déperdition du local. Ce dernier est évalué en premier lieu en vue de dimensionner le système refroidissant, notamment la surface d'échange et le débit. Les résultats représentés dans le tableau 3, montrent que le coefficient de déperdition du local, est fonction de l'écart de température entre l'intérieur et l'extérieur, il est d'environ  $175\text{ W/°C}$ . Par contre, le coefficient d'échange ( $U$ ) obtenu sous les conditions expérimentales, semble être constant, il est de l'ordre de  $78\text{ W/°C}$ . Ramené à l'unité de surface, il est égal  $7,5\text{ W/°C.m}^2$ . Cette valeur comparée aux résultats obtenus avec un système classique composé de tubes et ailettes incorporés dans un faux plafond, semble être du même ordre ( $U = 10.7\text{ W/°C.m}^2$ ) [ 6].

Tableau 2: Conditions Expérimentales

$T_{fe}$ (°C)	$T_{am}$ (°C)	$T_{ext}$ (°C)	A.U (W/°C)	K (W/K)
15	22	30.3	77	198
19	25	30.6	81	171
22	26	30.5	77	154

## 4. CONCLUSION

Un nouveau type d'échangeur de chaleur en polypropylène sous forme de natte à tuyaux capillaire a été testé expérimentalement. Les résultats montrent, que cet échangeur incorporé dans un système de plafond refroidissant et utilisant l'eau souterraine comme fluide caloporteur, permet de conditionner l'ambiance d'un local selon les normes internationales. Pour une température externe de l'ordre de  $31\text{ °C}$ , la température interne du local obtenue est de l'ordre de  $26\text{ °C}$  avec un gradient vertical de température ne dépasse pas  $0.3\text{ °C/m}$ . Sous des conditions de fonctionnement optimales, le coefficient d'échange des nattes est de l'ordre de  $7.5\text{ W/°C.m}^2$ .

## NOMENCLATURE

A	Surface d'échange ( $\text{m}^2$ )
Cp	Chaleur spécifique de l'eau ( $\text{W/kg°C}$ )
M	Débit de l'eau de circulation ( $\text{kg/s}$ )
Q	Puissance échangée (W)
Ta	Température ambiante du local ( $°\text{C}$ )
$T_{fe}, T_{fs}$	Température d'entrée et de sortie de l'eau de refroidissement ( $°\text{C}$ )
U	Coefficient d'échange des nattes ( $\text{W/°C.m}^2$ )

## REFERENCES

- [1] Clina, 'Nouvelles Méthodes de Climatisation des Hôtels et Cités Touristiques dans les Pays Méditerranéens par des Nattes à Tuyaux Capillaires en Matière Plastique', Heiz-und Kühlemente, Lübarser Strass 40-46, 13435, Berlin, Germany.
- [2] R. Kübler, M. Bierer and E. Hahne, 'Heat Transfer from Finned and Smooth Tube, Heat Exchanger Coils in Hot Water Stores', ISES Solar World Congress, September, 1987.
- [3] Q. Wel, A. Ternoveau and C. Hannay, 'Modeling of a Cooling Ceiling Using Steady Analysis', 9<sup>èmes</sup> Journées Internationales de Thermique, Belgique, JITH 99.
- [4] Q. Wel, A. Ternoveau, C. Hannay and J. Leburn, 'Dynamic Simulation and Control Strategy Evaluation for a Cooling Ceiling System', 9<sup>èmes</sup> Journées Internationales de Thermique, Belgique, JITH 99.
- [5] Q. Chen, 'Comfort and Energy Consumption Analysis Building with Radiant Panels', Energy and buildings, Vol. 14, 1990.
- [6] J.F. Sacadura, 'Initialisation aux Transferts Thermiques', CAST-INSA de Lyon, 1972.
- [7] ISO Standard 7730, 'Ambiances Thermiques Modérées', 1989.