

# MODELISATION EN REGIME PERMANENT DE LA BATTERIE CHAUDE D'UNE INSTALLATION DE CLIMATISATION

Horia NECULA, Adrian BADEA, Constantin IONESCU

UNIVERSITÉ POLITEHNICA de Bucarest

**Rezumat.** În acest articol este prezentat un model de calcul pentru bateria de încălzire ce intră în componența centralelor de tratare a aerului de tipul ventilator-convectiv. În prima parte a lucrării se face o prezentare a instalației experimentale, cu evidențierea elementelor componente. Mărimile obținute în urma calculelor au fost comparate cu datele obținute experimental, diferențele dintre ele situându-se în limitele acceptate tehnic. Rezultatele obținute, validează astfel ipotezele făcute și modelul de calcul în ansamblul lui.

## Notations

$L$  [mm] – longueur de la batterie  
 $l$  [mm] – largeurs de la batterie  
 $H$  [mm] – hauteur de la batterie  
 $D$  [mm] – diamètre des tubes  
 $n$  – nombre  
 $S$  [mm] – pas  
 $H$  [mm] – hauteur  
 $Nu$  – le nombre de Nusselt côté eau  
 $Re$  – le nombre de Reynolds  
 $H$  [W/(m<sup>2</sup>K)] – coefficient d'échange convectif  
 $Pr$  – le nombre de Prandtl côté eau  
 $W$  [m/s] – vitesse  
 $J$  – le facteur du Colburn  
 $St$  – le nombre de Stanton  
 $S$  [m<sup>2</sup>] – surface d'échange thermique  
 $D$  [m<sup>3</sup>/h] – débit  
 $T$  [°C] – température  
 $Q$  [kW] – puissance thermique  
 $c_p$  [kJ/(kg·K)] – chaleur spécifique  
 $K$  [W/(m<sup>2</sup>·K)] – coefficient global d'échange thermique  
 $\delta$  [mm] – épaisseur  
 $\Delta t$  [K] – différence de température  
 $\lambda$  [W/(m·K)] – conductivité thermique

$\nu$  [m<sup>2</sup>/s] – viscosité cinématique  
 $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] – masse volumique  
 $\alpha$  [W/(m<sup>2</sup>·K)] – coefficients d'échange thermique par convection  
 $\varepsilon$  [%] – erreur de calcul

## Indices

e – extérieur ou eau  
p – paroi de tube  
a – ailettes ou air  
r – rangés de tubes  
t – tubes sur un rangé ou transversal  
c – circuits  
l – longitudinal  
o – ondulations  
max – maximal  
min – minimal  
M – moyen  
h – hydraulique  
l – tubes lises  
2 – total  
tot – total  
s – surface  
\* – nouvelle valeur

## INTRODUCTION

La batterie chaude est une des composantes des systèmes de climatisation classiques de type centrales de traitement d'air, ventilator-convecteurs. La batterie chaude est un échangeur de chaleur monophasique entre deux fluides, l'air (fluide secondaire) et l'eau (fluide primaire). La batterie est constituée de plusieurs

rangées de tubes reliés entre eux par des coudes afin de former des circuits de circulation de fluide (fig. 1a et b). L'eau circule dans l'intérieur des tubes en courants croisés avec l'écoulement de l'air qui est perpendiculaire sur les tubes. Pour diminuer la résistance thermique côté air, on augmente la surface d'échange thermique à l'aide d'ailettes continues ondulées (fig. 1c).

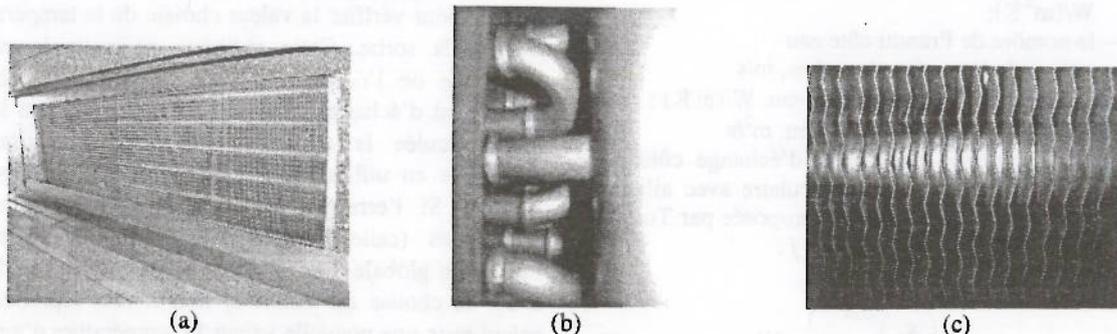


Fig. 1. Batterie à ailettes :  
a) vue générale ; b) coudes des tubes ; c) ailettes continues

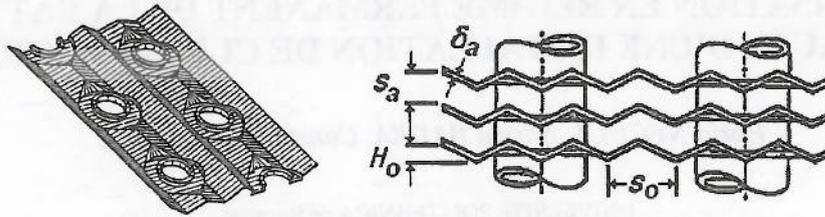


Fig. 2. La géométrie des ailettes ondulées.

Les principaux paramètres géométriques de la batterie d'essais sont :

- Longueur de la batterie,  $L = 800$  mm ;
- Largeurs de la batterie,  $l = 100$  mm ;
- Hauteur de la batterie,  $H = 230$  mm ;
- Diamètre extérieur des tubes,  $d_e = 16$  mm ;
- Epaisseur des tubes,  $\delta_p = 0,5$  mm ;
- Nombre des rangés de tubes,  $n_r = 3$  ;
- Nombre des tubes sur un rangé,  $n_t = 6$  ;
- Nombre des circuits côté eau,  $n_c = 6$  ;
- Pas transversal des tubes,  $s_t = 38$  mm ;
- Pas longitudinal des tubes,  $s_l = 38$  mm ;
- Epaisseur des ailettes,  $\delta_a = 0,5$  mm (voir fig. 2);
- Pas des ailettes,  $s_a = 2$  mm (voir fig. 2);
- Hauteur des ondulations,  $H_o = 1,5$  mm (voir fig. 2);
- Pas des ondulations,  $s_o = 8$  mm (voir fig. 2);
- Matériaux des tubes/ailettes : cuivre/aluminium.

La source chaude de la batterie est assurée par une chaudière à gaz qui peut produire d'eau chaude jusqu'à 100 °C. Pour mesurer les températures d'entrée et de sortie de la batterie on utilise des thermorésistances PT100 côté eau et des thermocouples côté air. Le débit d'eau est mesuré à l'aide d'un débitmètre mécanique à turbine et le débit d'air a été déterminé par un débitmètre à fil chaud. Tous les paramètres mesurés sont enregistrés en temps réel par une centrale d'acquisition des données couplée à un ordinateur.

Pour l'écoulement monophasique en régime turbulent, à l'intérieur de tubes lisses, la corrélation utilisée côté eau est celle de Dittus-Boelter [1] :

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (1)$$

où : Nu est le nombre de Nusselt côté eau ( $h_e \cdot d_i / \lambda_e$ );

- Re – le nombre de Reynolds ( $w_e \cdot d_i / \nu_e$ );
- $h_e$  – coefficient d'échange convectif côté eau, W/(m<sup>2</sup>K);
- Pr – le nombre de Prandtl côté eau ;
- $w_e$  – vitesse de l'eau dans les tubes, m/s ;
- $\lambda_e$  – conductivité thermique de l'eau, W/(mK) ;
- $\nu_e$  – viscosité cinématique de l'eau, m<sup>2</sup>/s.

Pour déterminer le coefficient d'échange côté air dans le cas des tubes à section circulaire avec ailettes continues on a utilisé la corrélation proposée par Turaga [2], en utilisant le facteur de Colburn  $j$  :

- Pour les ailettes sèches:

$$j = 0,053 \left( \frac{S_2}{S_1} \right)^{-0,24} Re_{d_h}^{-0,18}, \quad (2)$$

- Pour les ailettes mouillées:

$$j_w = 0,0025 j^{-0,94} \left( \frac{S_a}{\delta_a} \right)^{1,15} Re_{d_h}^{-0,92}, \quad (3)$$

où :  $j$  est le facteur du Colburn ( $j = St \cdot Pr^{2/3}$ ) ;

St – le nombre de Stanton ( $St = Nu / (Re \cdot Pr)$ ) ;

$Re_{d_h}$  – le nombre de Reynolds pour le diamètre hydraulique ( $w_{max} \cdot d_h / \nu_a$ ) ;

$d_h$  – le diamètre hydraulique (équivalent) pour l'écoulement de l'air, m ;

$w_{max}$  – vitesse maximale de l'air dans la section minimale d'écoulement, m/s ;

$\nu_a$  – viscosité cinématique de l'air, m<sup>2</sup>/s.

$S_2, S_1$  – la surface total d'échange thermique et respectivement la surfaces des tubes lisses.

L'effet d'ondulation des ailettes est très faible due à l'hauteur des ondulations négligeable dans ce cas. Ce le raison pour le quel nous avons adopté une corrélation pour les ailettes continuées lisses.

### 1. MODÈLE DE LA BATTERIE CHAUDE

Le modèle de calcul choisi pour la batterie chaude est global. La modélisation a été réalisée en utilisant la méthode de la différence moyenne logarithmique de température. L'algorithme de calcul pour la batterie chaude d'une installation de climatisation est présenté dans la fig. 3.

Le calcul de la batterie chaude présuppose la initialisation de la température d'air à la sortie de l'appareil ( $t_{a,s}$ ). A partir de cette valeur initiale on peut déterminer la puissance thermique échangée part la batterie chaude ( $Q$ ). La méthode de la différence moyenne logarithmique de température ( $\Delta t_M$ ) est utilisée pour vérifier la valeur choisie de la température d'air à la sortie. Cette méthode nécessite le calcul thermique de l'échangeur, donc la détermination du coefficient d'échange globale ( $k_g$ ). A ce moment là on peut calculée la nouvelle valeur de la puissance thermique en utilisant l'équation global d'échange de chaleur. Si l'erreur ( $\epsilon_Q$ ) entre les deux puissances thermiques (celle du bilan thermique et celle de l'équation globale d'échange de chaleur) est inférieure à 1% la choisie est bonne si non il faut reprendre le calcul avec une nouvelle valeur la température d'air à la sortie, jusqu'à la convergence.

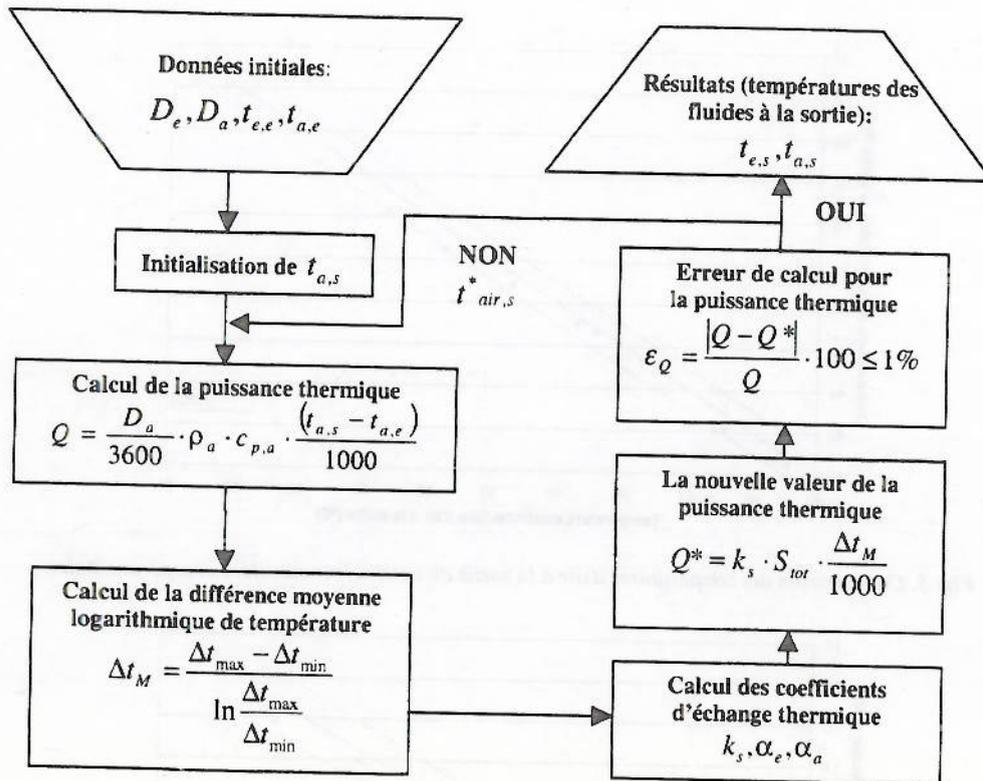


Fig. 3. L'algorithme de calcul pour la batterie chaude.

## 2. COMPARAISON DU MODÈLE ET DES ESSAIS

Afin de comparer les résultats du modèle avec ceux obtenus expérimentalement, on a appliqué au modèle les valeurs mesurées des paramètres d'entrée (débit d'eau, débit d'air, température d'air à l'entrée, température d'eau à l'entrée et les paramètres géométriques. Les

valeurs mesurées sont présentées dans le tableau 1. Les valeurs calculées des variables de sortie (température d'eau à la sortie, température d'air à la sortie et puissance thermique) sont représentées sur les fig. 4, 5 et 6 en fonction de celles mesurées.

Tableau 1

Régime	Valeurs mesurées									
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
$D_e$ [m <sup>3</sup> /h]	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,45	0,45	0,45	0,45
$D_a$ [m <sup>3</sup> /h]	2936	2345	1683	1058	3154,5	1966,9	3006,7	2443,8	2028,3	1852,4
$t_{e,e}$ [°C]	88,2	83,7	81,3	83,3	80	79,6	70,1	69,9	64,4	65,3
$t_{a,e}$ [°C]	33,4	29,1	28,3	29	32,6	27	32,2	28,3	28	28,7
$t_{e,s}$ [°C]	60,8	58,5	58,5	65	56,4	56,7	49,2	48,8	47,3	47,8
$t_{a,s}$ [°C]	49,4	47,4	51,5	59	45,4	46,8	42,9	41,3	40,9	43,2

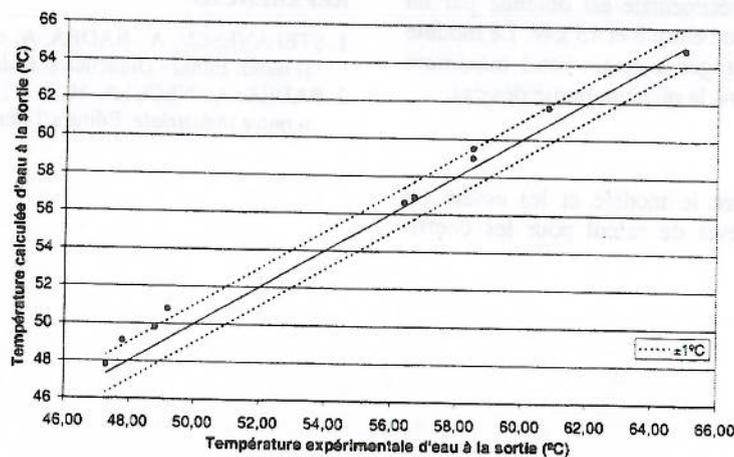


Fig. 4. Comparaison des températures d'eau à la sortie du condenseur calculées et expérimentales.

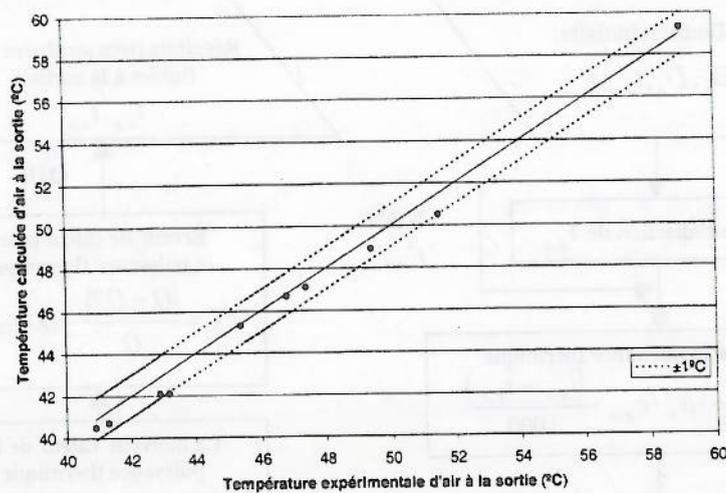


Fig. 5. Comparaison des températures d'air à la sortie du condenseur calculées et expérimentales.

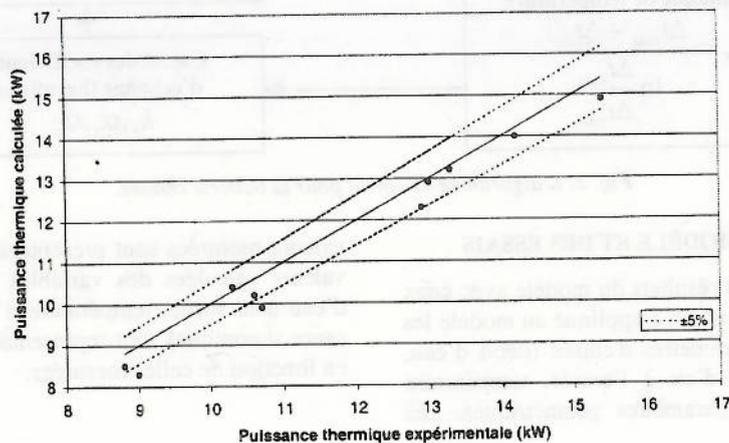


Fig. 6. Comparaison des puissances thermiques du condenseur calculées et expérimentales.

On constate un écart sur les températures de l'eau et de l'air à la sortie de la batterie chaude valant en général au maximum 1°C. Le modèle sous-estime la température de l'air à la sortie, ce que se peut expliquer par une supra évaluation du coefficient d'échange côté air. Ainsi, puissance thermique échangée diminue. La puissance thermique expérimentale est obtenue par un bilan côté eau. Elle se situe entre 8 et 15 kW. Le modèle estime la puissance échangée avec un écart maximum de 0,6 kW, soit  $\pm 5\%$  dans la majeure partie des cas.

**CONCLUSIONS**

La concordance entre le modèle et les essais est bonne donc les hypothèses de calcul pour les coeffi-

cients d'échange semblent satisfaisantes Le coefficient de transfert thermique côté air est délicat à traiter car la géométrie de la batterie est complexe et on ne dispose pas d'une relation générale valable pour tous les batteries.

**REFERENCES**

1. ȘTEFĂNESCU, A., BADEA, A. et al., *Transfer de căldură și masă*. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980.
2. BADEA, A., NECULA, H. et al., *Echipamente și instalații termice industriale*. Editura Tehnică, București, 2003.