



IUP  
Génie des Systèmes Industriels  
Option Génie des Systèmes Thermiques

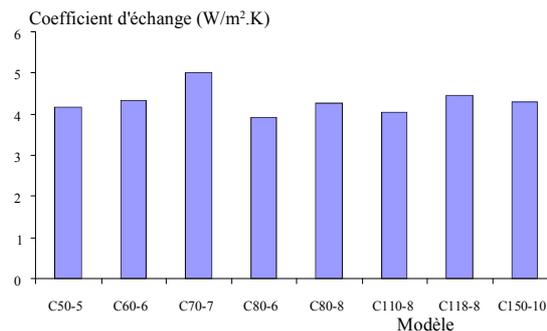
## Solutions des exemples d'application

1. Le nouveau coefficient d'échange global ( $U_{ap}$ ), s'exprime d'après l'ancien ( $U_{av}$ ) et compte tenu des résistances d'encrassement du coté extérieur ( $re_{ext}$ ) et intérieur ( $re_{int}$ ) selon :

$$\frac{1}{U_{ap}} = \frac{1}{U_{av}} + re_{ext} + re_{int}$$

qui donne alors à  $U_{ap}$  une valeur de  $222 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ , soit une réduction de la qualité de l'échange d'environ la moitié de sa valeur initiale qui impose donc une opération de maintenance sur cet échangeur.

2. D'après les tableaux de puissance d'une part et de surface d'autre part et en considérant que de tels échangeurs satisfont à  $\Phi = US\Delta T = US(T_m - T_a)$ , on obtient le graphe suivant où pour chaque modèle est donné  $U$  le coefficient d'échange global que l'on peut situer en moyenne autour de 4 à 5  $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ , traduisant un échange thermique dans un cas de convection naturelle avec de l'air.



Le chauffage des locaux par l'emploi de tubes à ailettes carrées à hauteur de 7.7 kW nécessite 20 m de tube.

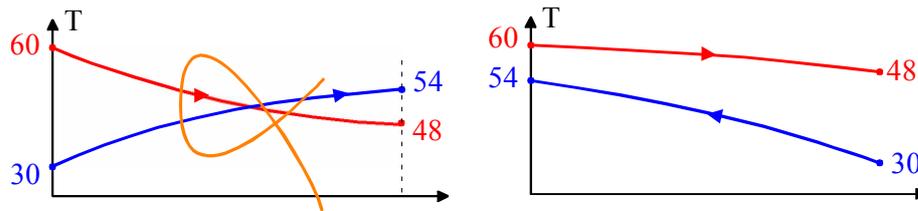
3. a) La puissance échangée est de 7,6 kW. La température de sortie d'eau de 48.2 °C.  
 b) Le  $\Delta TLM$  correspondant est d'environ 40 °C. Ainsi, le produit  $US$  doit être de 190 W/K correspondant à une surface d'échangeur de 3.16 m<sup>2</sup>. La surface d'échange étant matérialisée par le tube de diamètre 25 mm, il doit par conséquent être d'une longueur avoisinant 40 m.
4. La puissance échangée est de 8360 W. La température de sortie d'eau de 35 °C. Le  $\Delta TLM$  correspondant est de 56.3 °C. Ainsi, le produit  $US$  est d'environ 150 W/K, soit un coefficient global d'échange de 30  $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$  correspondant à une diminution par rapport au dimensionnement initial de près de 25 % . Il ne fait aucun doute qu'il y a eu encrassement et qu'il se caractérise par une résistance d'approximativement 0.008 m<sup>2</sup>.K/W.
5. Le flux de chaleur échangé peut s'exprimer par  $\Phi = F.US\Delta TLM$ . Ce facteur  $F$  d'après les abaques est dans notre cas de 1 (car  $R = 0$ ) Le  $\Delta TLM$  doit donc prendre la valeur de 60 °C. La résolution nécessite un calcul itératif afin de déterminer la température de sortie de l'eau qui vaut 59°C dans notre cas. Le débit d'eau nécessaire est alors de 1.89 kg/s.
6. a) Le calcul de la puissance cédée par la vapeur nous donne 3450 kW. Ce flux est alors transmis à l'eau de ville selon  $\Phi = \dot{m}_f Cp_f (T_{fs} - T_{fe})$  qui conduit à la détermination d'un débit d'eau de 19.65 kg/s. Ce flux s'écrit encore  $\Phi = US\Delta TLM$  et où  $\Delta TLM$  vaut 40.43 °C dans notre cas. La surface d'échange nécessaire est alors de 42.66 m<sup>2</sup>.  
 b) L'égalité des différentes expressions du flux conduit à une température d'eau de sortie de 41.3 °C, une puissance de 2.16 MW et un débit de vapeur de 0.94 kg/s.
7. a) Le flux de chaleur que l'on détermine d'après le bilan sur le fluide froid selon  $\Phi = \dot{m}_f Cp_f (T_{fs} - T_{fe})$  est de 2.934 MW. La température de sortie du fluide chaud est alors donnée par  $T_{cs} = T_{ce} - \frac{\Phi}{\dot{m}_c Cp_c} = 64.93^\circ\text{C}$ . Le calcul du produit  $US$  est issu de l'expression  $\Phi = US\Delta TLM$  où  $\Delta TLM$  prend ici la valeur de 21 °C si on considère un écoulement à courant parallèle. En faisant l'hypothèse que l'ordre de grandeur de  $U$  est de 1000  $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ , la surface à mettre en œuvre est dans ce cas de 140 m<sup>2</sup>.

b) Si on considère que l'échangeur est à contre-courant, alors le  $\Delta TLM$  prend ici la valeur de  $30.46^\circ\text{C}$  et conduit (toute chose étant égale par ailleurs) à une surface d'environ  $96 \text{ m}^2$ . D'après les différentes configurations géométriques qui s'offrent au concepteur (vous en l'occurrence), plusieurs solutions intermédiaires sont possibles. Ainsi, d'après les abaques de facteur F, vous pouvez proposer les échangeurs suivants :

	R	P	F	S ( $\text{m}^2$ )
1 calandre, 2n passes	0.96	0.45	0.87	<b>110</b>
2 calandres, 2n passes	0.96	0.45	0.97	<b>99</b>
Courants croisés, aucun fluide n'est mixé	0.96	0.45	0.92	<b>104</b>
Courants croisés, un fluide est mixé	0.96	0.45	0.89	<b>108</b>
<i>Co-courant</i>				<i>140</i>
<i>Contre courant</i>				<i>96</i>

8. a) Le flux de chaleur que l'on détermine d'après le bilan sur le fluide froid selon  $\Phi = \dot{m}_f C_{p_f} (T_{fs} - T_{fe})$  est de  $72 \text{ kW}$ . La température de sortie du fluide chaud est alors donnée par  $T_{cs} = T_{ce} - \frac{\Phi}{\dot{m}_c C_{p_c}} = 48^\circ\text{C}$ .

b) Compte tenu des niveaux de températures atteints, il ne peut pas s'agir d'une configuration à courant parallèle mais bien d'un échangeur fonctionnant à contre courant comme le montre la figure suivante.



c) Le calcul du coefficient d'échange global est issu de l'expression  $\Phi = US\Delta TLM$  où  $\Delta TLM$  prend ici la valeur de  $10.92^\circ\text{C}$ . Sachant que  $S = 50 \text{ m}^2$ ,  $U$  vaut  $131.83 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ .

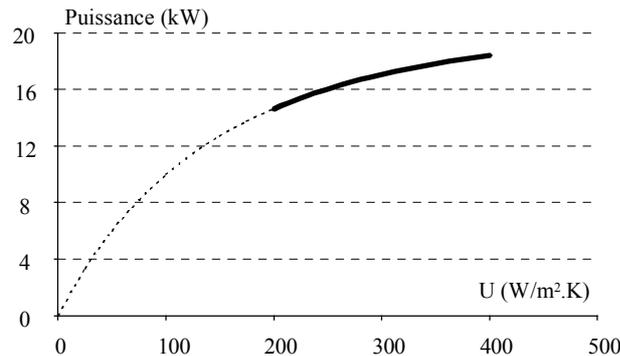
d) Dans la mesure où c'est le fluide froid qui bénéficie du  $C_{\min}$ , l'expression de l'efficacité est donnée par  $E = \frac{(T_{fs} - T_{fe})}{(T_{ce} - T_{fe})}$  qui vaut ici  $80\%$ .

e) Compte tenu du fonctionnement à contre courant de l'échangeur, l'efficacité est aussi donnée par  $E = \frac{e^{-NUT(1-C_r)} - 1}{C_r e^{-NUT(1-C_r)} - 1}$ . Si l'échangeur est infiniment long, alors  $NUT$ , encore égal à  $\frac{US}{C_{\min}}$ , prend une valeur infinie si bien que l'efficacité devient dans ce cas égale à l'unité.

9.  $C_{\min}$  correspond dans cet échangeur à l'eau froide et  $C_{\max}$  est affecté à l'eau chaude. Le rapport  $C_r$  est donc de  $0.5$ . La valeur du  $NUT$  donné par  $\frac{US}{C_{\min}}$  est de  $2$ . La lecture des abaques ou le traitement par les équations conduit alors à une efficacité de  $70\%$ . Le flux de chaleur mis en jeu est alors donné par  $\Phi = E \cdot C_{\min} (T_{ce} - T_{fe})$  et vaut  $244 \text{ kW}$  environ. La température de sortie de l'eau froide est alors de  $62^\circ\text{C}$  alors que celle de l'eau chaude est de  $59^\circ\text{C}$ .
10. L'eau subit une variation de température de  $50^\circ\text{C}$  alors que les fumées ont un écart de  $125^\circ\text{C}$  entre l'entrée et la sortie.  $C_{\min}$  se situe donc du côté des fumées et  $C_r$  prend la valeur  $0.4$ . Des différents niveaux de température, on tire l'efficacité selon  $E = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})}$  qui vaut  $0.641$ . Le  $NUT$  de cet échangeur (courants croisés, fluide à  $C_{\min}$  mixé) doit par conséquent être de  $1.32$ . Le flux de chaleur échangé est de  $627 \text{ kW}$ , qui n'est possible qu'avec un débit d'air (ou de fumées) de  $5 \text{ kg/s}$  environ. La surface à mettre en œuvre est donc d'environ  $33 \text{ m}^2$ .

11. a)  $C_{\min}$  correspond dans cet échangeur à l'eau et  $C_{\max}$  est affecté à l'air. Le rapport  $C_r$  est donc de 0.28. La puissance échangée est de 14.63 kW. La valeur de l'efficacité issue de  $\Phi = E.C_{\min}(T_{ce} - T_{fe})$  est donc de 70 %. Dans de telles conditions, la valeur de NUT doit être de 1.45. Ce dernier étant égal par ailleurs à  $\frac{US}{C_{\min}}$ , la valeur de la surface à mettre en œuvre est de 1.51 m<sup>2</sup>.

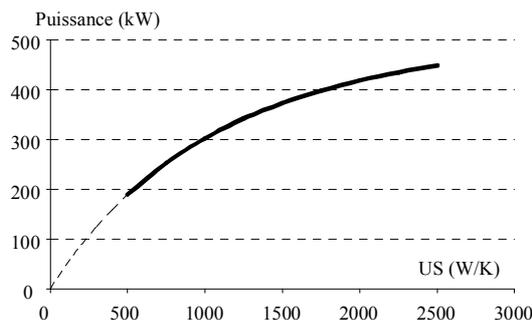
b) la figure suivante présente l'évolution de la puissance échangée en fonction de la valeur du coefficient d'échange global. On note certes une augmentation sensible des performances mais elle reste assez peu marquée en regard de l'augmentation de  $U$  qui a doublé entre les deux extrémités alors que la puissance n'est passée que de 15 à 18 kW.



12. a)  $C_{\min}$  correspond dans cet échangeur aux fumées et  $C_{\max}$  est affecté à l'air. Le rapport  $C_r$  est donc de 0.2. La valeur du NUT donné par  $\frac{US}{C_{\min}}$  est de 0.84. L'échangeur étant de type courant croisé-aucun fluide brassé, l'efficacité correspondante est alors de 0.54. La puissance mise en jeu est de 280 kW. Et les températures de sortie chaude et froide sont respectivement de 530 K (257 °C) et de 354 K (81 °C)

b) Si la surface s'encrasse à hauteur de la résistance donnée,  $U$  passe alors à la valeur de 30,7 W/m<sup>2</sup>.K, le NUT à 0.74, l'efficacité à 0.49 et la puissance transférée à 257 kW.

c) L'allure de la figure suivante nous confirme le gain que peut apporter une augmentation de la surface d'échange sur les niveaux de puissance échangés entre les deux fluides.

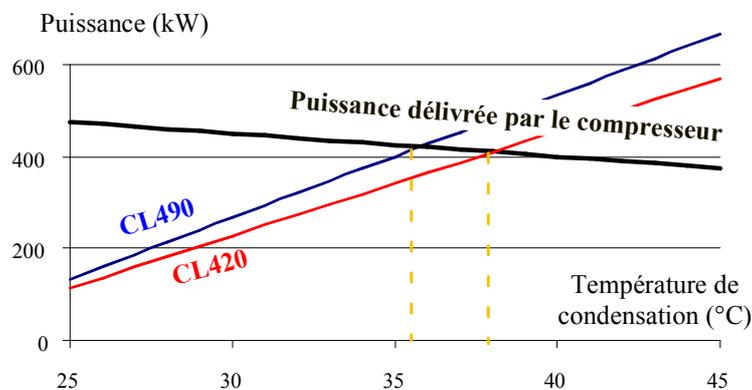


13. a) La puissance échangée est de 6.951 kW.  $C_{\min}$  correspond dans cet échangeur au lait et  $C_{\max}$  est affecté à l'eau. Le rapport  $C_r$  est donc de 0.325. La valeur de l'efficacité issue de  $\Phi = E.C_{\min}(T_{ce} - T_{fe})$  est donc de 89.5 %. Pour obtenir un tel résultat, le NUT doit être de 2.84, soit un produit  $US$  d'environ 768.5 W/K. Compte tenu des autres données du problème, la surface est donc de 0.768 m<sup>2</sup>, correspondant à une longueur de tube de 4.89 m.

b) la température de sortie d'eau est de 18.3°C.

c) Si le débit de lait est multiplié par deux, le NUT devient 1.41,  $C_r$  devient 0.65, l'efficacité 0.647, la puissance échangée 10.05 kW et la température de sortie du lait devient 20.1° C. Si le débit de lait est divisé par deux, le NUT devient 5.66,  $C_r$  devient 0.1625, l'efficacité 0.99, la puissance échangée 3854 W et la température de sortie du lait devient 10.2 °C.

14. a) Dans la mesure où les deux débits de lait sont égaux,  $C_r=1$ . L'efficacité étant de 0.5, le NUT correspondant vaut 1.246. La valeur de la surface d'échange apparaissant dans l'expression du NUT donné par  $\frac{US}{C_{\min}}$ , elle vaut dans notre cas environ  $13 \text{ m}^2$ . Le flux de chaleur transféré est d'approximativement 679.2 kW. La température de sortie du lait froid du récupérateur est de  $37.5 \text{ }^\circ\text{C}$ , celle du lait chaud  $37.5$ . L'énergie qui doit être fournie par le pasteurisateur est de 679.2 kW alors qu'elle aurait dû être de 1.358 MW sans récupérateur.
- b) Compte tenu du rendement de la chaudière et du coût de l'énergie (gaz tarif industriel TTC), l'économie réalisée par an est de 140822 € (~ 1.1 MF)
15. a) Le fait de doubler le débit d'air s'accompagne d'une diminution de l'efficacité qui ne représente alors plus que 87 % ( $2^{-0.2}$ ) de sa valeur initiale. Dans l'expression du flux de chaleur  $\Phi = E.C_{\min}(T_{ce} - T_{fe})$ , le produit  $E.C_{\min}$  prend au final une augmentation de 74 % ( $2*0.87$  ou  $2^{0.8}$ ).
- b) On passe d'une situation où  $\Phi = C_{\text{air}}(T_{\text{air,s}} - T_{\text{air,e}}) = C_{\text{air}}\Delta T_{\text{air,es}}$ , à une situation où  $1.2\Phi = 2.C_{\text{air}}\Delta T'_{\text{air,es}}$ . Le nouveau  $\Delta T$  est alors donné par  $\Delta T'_{\text{air,es}} = \frac{1.2\Delta T_{\text{air,es}}}{2}$ , soit  $18 \text{ }^\circ\text{C}$ . L'air entrant dans l'échangeur à  $0 \text{ }^\circ\text{C}$ , il est donc diffusé dans l'habitable à  $18^\circ\text{C}$ .
16. Compte tenu des trois informations de puissance (425 kW) de température de condensation estimée ( $35 \text{ }^\circ\text{C}$ ) et de température d'entrée d'eau ( $20 \text{ }^\circ\text{C}$ ), le choix se porte éventuellement sur le CL420 à 2 passes ou le CL490 à 2 passes. Dans les conditions qui sont celles définies par le constructeur (condensation à  $35 \text{ }^\circ\text{C}$ , entrée d'eau à  $15 \text{ }^\circ\text{C}$ ) les couples débit/puissance que l'on peut retenir sont  $31.2 \text{ m}^3/\text{h} - 455 \text{ kW}$  et  $36 \text{ m}^3/\text{h} - 534 \text{ kW}$ . Les températures de sortie d'eau sont respectivement de  $27.56$  et  $27.77 \text{ }^\circ\text{C}$  conduisant à des valeurs de  $\Delta\text{TLM}$  de  $12.7$  et  $12.55 \text{ }^\circ\text{C}$ . Les produits  $F.US$ , que nous considérerons constants dans la suite, sont égaux à  $35.822 \text{ kW/K}$  et  $42.561 \text{ kW/K}$ . La seconde partie consiste à égaliser les deux puissances  $P=600-5.T_c$  et  $P=F.US \Delta\text{TLM}(T_c, T_c, T_s)$  pour les conditions du cahier des charges. On trace sur un même graphique chacune des caractéristiques  $P(T_c)$  et la solution se situe à l'intersection, c'est à dire lorsque les puissances sont égales.



Le choix se porte donc définitivement vers le second condenseur (CL490) où on obtient un point de fonctionnement vers  $36 \text{ }^\circ\text{C}$  pour une puissance de 420 kW alors que le CL420 conduit seulement à 410 kW pour  $38 \text{ }^\circ\text{C}$ .