Correction des exercices 4 et 6 du TD4 et 5 du TD5

<u>Remarque1</u> : dans le DS du 15 décembre (ex. 1 partie B), il faut considérer le flux de chaleur entre deux surfaces grises (formule du k12) pour déterminer le flux de chaleur par rayonnement qui va de la résistance chauffante vers les parois du four.

Remarque 2 : Pour ceux qui me l'ont demandé, vous trouverez l'énoncé de la partie thermique du DS du 23 décembre à la suite de ces corrections.

<u>Exercice 4</u> sur le thermocouple :

A l'équilibre $\phi_{conv} = h_c S_{th}(\theta_{air} - \theta_{th}) = \phi_{ray} = \varepsilon\sigma S_{th} F_{th-paroi}(T_{th}^4 - T_p^4)$.

On obtient l'expression $h(1366 - T_{th}) = 0{,}5 * 5{,}6737.10^{-8}(T_{th}^4 - 533^4)$. On trouve par itérations successives $T_{th} \approx 1065K$. L'erreur est de 30%.

<u>Exercice 6</u> :

Equilibre thermique de l'absorbeur de température T :

$$\sigma T^4 = \tau_1 E + \rho_2 \sigma T^4 + \varepsilon\sigma T_1^4$$

Equilibre thermique de la vitre de température T1

$$2\varepsilon\sigma T_1^4 = \alpha_1 E + \alpha_2 \sigma T^4 + \alpha_3 \sigma T_a^4$$

On en déduit $T = \left[\frac{E}{\sigma}\frac{(\alpha_1 + 2\tau_1)}{2 - \alpha_2 - 2\rho_2} + T_a^4 \frac{\alpha_3}{2 - \alpha_2 - 2\rho_2}\right]^{\frac{1}{4}}$ avec $\alpha_1 = 1 - \rho_1 - \tau_1$ et $\alpha_2 = 1 - \rho_2 - \tau_2$

$T = 485{,}26K$ et $T_1 = 398K$

<u>Exercice 5</u> (TD5)

1 : Coefficient global d'échange k_2 tel que $\phi = k_2 2\pi r_2(\theta_2 - \theta_1)$ avec $r_2 = \frac{d_2}{2}$, θ_1, la température de l'eau froide et θ_2 , la température de l'eau chaude.

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{h_2} + r_2 \frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}{\lambda_{Cu}} + \frac{r_2}{r_1 h_1}}$$

h_1 est le coefficient de convection forcée dans le tube de cuivre (eau froide) et h_2 est le coefficient de convection forcée dans l'espace annulaire (eau chaude).

- ✓ Coefficient h_1

Remarque : dans le cas d'un tube circulaire, le diamètre hydraulique est égal au diamètre intérieur du tube.

Section de passage du fluide : $S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$

Nombre de Reynolds : $\mathrm{Re}_1 = \frac{u_1 d_1 \rho_1}{\mu_1} = \frac{q_{m_1}}{\rho_1 S_1} \frac{d_1 \rho_1}{\mu_1} = 26393{,}8$

Il s'agit bien d'un écoulement turbulent.

Nombre de Prandtl : $\mathrm{Pr}_1 = \frac{\mu_1 c_{p_1}}{\lambda_1} = 7$

Nombre de Nusselt :

$Nu_1 = 0{,}023\,\mathrm{Re}^{0,8}\,\mathrm{Pr}^{0,4} = 172{,}57$

On en déduit $h_1 = \frac{\lambda_1 Nu_1}{d_1} = 5177 \;\; W.m^{-2}.K^{-1}$

- ✓ Coefficient h_2

Remarque : dans le cas d'un espace cylindrique annulaire, le diamètre hydraulique possède l'expression suivante : $D_h = \frac{4S}{P} = \frac{4\frac{\pi}{4}\left(d_2^2 - d_1^2\right)}{\pi\left(d_1 + d_2\right)}$.

Section de passage du fluide : $S_2 = \frac{\pi}{4}\left(d_2^2 - d_1^2\right)$

Nombre de Reynolds : $\mathrm{Re}_2 = \frac{u_2 D_h \rho_2}{\mu_2} = \frac{q_{m_2}}{\rho_2 S_2} \frac{D_h \rho_2}{\mu_2} = 39624{,}5$

Il s'agit bien d'un écoulement turbulent.

Nombre de Prandtl : $\mathrm{Pr}_2 = \frac{\mu_2 c_{p_2}}{\lambda_2} = 2{,}25$

Nombre de Nusselt :

$Nu_2 = 0{,}023\,\mathrm{Re}^{0,8}\,\mathrm{Pr}^{0,4} = 151{,}7$

On en déduit $h_2 = \frac{\lambda_2 Nu_2}{d_2} = 5646{,}6 \;\; W.m^{-2}.K^{-1}$

Le coefficient global est alors égal à $k_2 = 2472\, W.m^{-2}.K^{-1}$.

2) Echangeur méthodique

$\phi = q_{m_c} c_{p_c}\left(T_{1_c} - T_{2_c}\right) = q_{m_f} c_{p_f}\left(T_{1_f} - T_{2_f}\right) = 17416{,}7\, W$. On en déduit $T_{2_c} = 54°C$.

$DTLM = \frac{44 - 40}{\ln\frac{44}{40}} = 41{,}96°C$ d'où $S = \frac{\phi}{kDTLM} = 0{,}168 \;\; m^2$.

La longueur est égale à $K = \dfrac{S}{\pi * d_2} = 2{,}43\ m$

3) Le coefficient k2 est modifié :

$q_{m_c} c_{p_c} = 2{,}916\ kW.K^{-1}$, $q_{m_f} c_{p_f} = 1{,}742\ kW.K^{-1}$, $R = 0{,}598$, $Nut = 4{,}822.10^{-2}$.

On en déduit $E = 0{,}0464$ et $\phi = EC_{\min}\left(T_{1_c} - T_{1_f}\right) = 4{,}0414\, kW$. Les nouvelles températures de sortie sont alors : $T_{2_f} = 12{,}32°C$ et $T_{2_c} = 58{,}6°C$

Exercice 2 : Air humide

1) On mélange 2 kg d'air à 15°C et 60 % d'humidité à 4 kg d'air à 35°C et 30 % d'humidité. Déterminer les caractéristiques finales : l'humidité absolue w_f (g/kg d'air sec), l'enthalpie E (kcal/kg), l'humidité relative ε (%), la température θ (°C) et la température du point de rosée θ_R (°C).

2) On enlève 35 kJ/kg à de l'air à 40°C et 50 % d'humidité. Trouver les conditions finales et expliquer la transformation.

N.B. : Répondre à ces questions à l'aide du diagramme psychrométrique page suivante.

PARTIE B : TRANSFERTS DE CHALEUR *(à rendre sur copies séparées)*

Problème 1

Un four est constitué par une enceinte de forme cubique (de 0,6 m de coté intérieur) entourée par de l'air à 20°C sur toutes ses faces.
Sa paroi est constituée (de l'intérieur vers l'extérieur) par :

- une tôle métallique de 3 mm d'épaisseur ($\lambda_{tôle} = 50 \ W/mK$)
- un isolant de 20 mm d'épaisseur ($\lambda_i = 0,05 \ W/mK$)

Le coefficient d'échange par convection entre la surface extérieure de la paroi et l'air extérieur est $h_{ext} = 10 \ W/m^2K$.

L'atmosphère intérieure du four est de l'air qui y est maintenu à $\theta_{air} = 250°C$ à l'aide de la surface intérieure de la paroi qui est à $\theta_{pi} = 320°C$ avec un coefficient d'échange par convection $h_i = 50 \ W/m^2K$.

a) Calculer dans ces conditions :

- le flux de chaleur apporté à l'air intérieur
- le flux de chaleur perdu vers l'extérieur

b) La chaleur provient en fait d'une résistance électrique (de forme globalement cylindrique, de diamètre extérieur $d_R = 20$ mm et de longueur développée ℓ_R) installée à l'intérieur du four et dont la température de surface est $\theta_R = 700°C$.
En admettant que les parois intérieures du four rayonnent comme le corps noir et que la résistance soit assimilable à un corps gris ($\varepsilon_R = 0,9$), calculer la longueur ℓ_R de la résistance pour qu'elle puisse fournir aux parois du four la puissance nécessaire.

c) Calculer le flux de chaleur cédé par convection par la résistance à l'air intérieur du four.
<u>Données</u> : pour l'air à 250°C et 1 atm

$\rho = 0,6545 \ kg/m^3$; $\mu = 27,04 \cdot 10^{-6} \ kg/ms$; $\lambda = 0,04001 \ W/mK$;
$C_p = 1,0345 \ kJ/kg \ K$; $\beta = 1,8817 \cdot 10^{-3} \ K^{-1}$

Pour l'écoulement laminaire d'un gaz autour d'un cylindre $\left(10^4 < Pr.Gr < 10^9\right)$ on peut utiliser la formule $N_u = 0,47\,(Pr.Gr)^{0,25}$

d) En déduire la puissance électrique à fournir à la résistance.

Problème 2

Dans une machine frigorifique à NH_3, celui-ci sort du compresseur sous forme de gaz à pression 10 bars avec un débit de 1200 kg/h à 110°C.

Il passe dans le condenseur où il va successivement

- se refroidir jusqu'à sa température de changement de phase 25°C
- se condenser sous forme liquide
- se refroidir jusqu'à la température de 20°C

à pression constante

Pour évacuer la puissance calorifique on dispose d'un débit d'eau de 60 000 kg/h à 15°C.

En admettant que le condenseur est un échangeur de type courants parallèles de sens opposés (contre-courant ou méthodique) calculer la surface d'échange nécessaire pour chacune de ses trois parties :

- refroidissement du gaz
- condenseur
- sous refroidissement du liquide

ainsi que la température atteinte par l'eau en sortie du condenseur.

On donne : pour l'eau $C_{p_e} = 4,18$ kJ / kg K

pour NH_3 à 10 bars

chaleur massique à pression constante à l'état vapeur : $C_{p_{NH_3}} = 2,42$ kJ / kg K

chaleur massique à pression constante à l'état liquide : $C_{p_L} = 5,14$ kJ / kg K

chaleur latente de vaporisation à 10 b : $\ell_v(10\ b) = 1166,7$ kJ / kg

Pour l'ensemble de l'échangeur on admettra que le coefficient global d'échange de la paroi est $k = 1050$ W / m² K.
Peut-on envisager un autre type d'échangeur ?
