28. Rayonnement du filament d'une lampe à incandescence.
La température d'un filament de tungstène dans une lampe à incandescence est 2 190 °C et son émissivité est 0,35. Déterminer le diamètre du filament d'une lampe de 60 watts sachant que sa longueur est de 13,5 cm.
On donne la constante de Stefan $\sigma = 5{,}67.10^{-8}$ W.m^{-2}.K^{-4}.

Réponse(s) : 0,19 mm

29. Flux thermique radiatif entre deux plans.
Deux plaques planes parallèles proches l'une de l'autre sont recouvertes d'une peinture sombre et mate d'émissivité $\varepsilon = 0{,}9$. La température de 1'une est 400 K et celle de l'autre 300 K. $\sigma = 5{,}67.10^{-8}$ W.m^{-2}.K^{-4}.
a) Calculer le flux thermique surfacique qu'elles échangent par rayonnement.
b) Quel serait le nouveau flux thermique surfacique si elles étaient argentées au lieu d'être peintes ($\varepsilon = 0{,}02$).

Réponse(s) : 800 W.m^{-2} ; 9,82 W.m^{-2}

30. Flux thermique radiatif dans une bouteille "thermos".
Une bouteille "thermos" a une hauteur de 20 cm et un diamètre de 8 cm. La température de sa paroi intérieure est de 95°C et celle de la paroi extérieure 25 °C. La valeur en eau du liquide qu'elle contient et celle du récipient lui-même est de 1 kg. Quel est l'abaissement de température par heure provoqué par les déperditions dues au rayonnement ?
Capacité thermique massique de l'eau : 4180 J. kg^{-1}.K^{-1}. $\sigma = 5{,}67.10^{-8}$ W.m^{-2}.K^{-4}.
On ne tiendra compte que des pertes par la paroi latérale (émissivité $\varepsilon = 0{,}02$).

Réponse(s) : -0,26 °C

33. Etude d'une piscine.
Une piscine de 30 m de long sur 20 m de large est enfermée dans une verrière. La nuit, la température de l'eau est de 21°C, celle de l'air 26 °C et celle des vitrages 13 °C. Calculer en régime permanent, le flux thermique échangé par convection avec l'air de la salle ainsi que le flux thermique échangé par rayonnement avec la verrière. Evaluer le bilan total. La vitesse d'écoulement de l'air est inférieure à 10 cm.s^{-1}
Viscosité cinématique de l'air : $1{,}57.10^{-5}$m^2.s^{-1}.
Conductivité thermique de l'air: 0,027 W.m^{-1}.K^{-1}.
Coefficient d'échange thermique radiatif : $h_R = 5{,}4$ W.m^{-2}.K^{-1}
Intensité de la pesanteur : $g = 9{,}81$ N.kg^{-1}.

Réponse(s) : Φ total = 23 kW

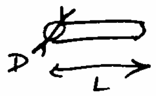
34. Double vitrage.
Une lame de verre d'épaisseur e = 6 mm sépare un local de température $T_i = 20$ °C du milieu extérieur de température $T_e = 0$ °C.
a) Calculer les températures de surface de part et d'autre de la vitre.
b) On dispose un second vitrage de même épaisseur parallèlement au premier à une distance D = 8 mm de celui-ci. Calculer les températures de surface de part et d'autre de chacune des lames de verre. En déduire les avantages du double vitrage.
- conductivité thermique du verre $\lambda = 1{,}15$ W.m^{-1}.K^{-1},
- résistance thermique surfacique de contact entre l'ambiance intérieure et la lame de verre :
$1/h_i = 0{,}11$ m^2.K.W^{-1}
résistance thermique surfacique de contact entre l'ambiance extérieure et la lame de verre :
$1/h_e = 0{,}06$ m^2.K.W^{-1}
- résistance thermique surfacique d'une lame d'air d'épaisseur 8 mm : 0,13 m^2.K.W^{-1}

Réponse(s) :7,4 °C et 6,8 °C ; 12,9 °C et 3,9 °C

35. Chauffage par circulation de vapeur d'eau.
De l'eau circule dans un tuyau avec un débit q_v de 1,8 m^3.h^{-1}. On veut réchauffer cette eau à l'aide d'une circulation de vapeur d'eau à 100 °C. Les deux fluides circulent de part et d'autre de la paroi du tuyau dont le coefficient global de transport thermique (ou coefficient de transmission surfacique) vaut :
K = 1 400 W.m^{-2}.K^{-1}.
a) Calculer la surface que doit présenter le tuyau pour que l'eau qui entre à 18 °C sorte à 64 °C.
b) Quelle est la masse de vapeur d'eau liquéfiée en une heure ?
Capacité thermique massique de l'eau liquide : 4 180 J.kg^{-1}K^{-1}
Chaleur latente massique de vaporisation de l'eau : 2,26 MJ.kg^{-1}.

Réponse(s) :1,16 m^2 ; 153 kg

(28) $T = 2190°C = 2463\,K$ $\quad \varepsilon = 0,35$ $\quad \Phi_R = 60\,W$ $\quad L = 13,5\,cm$



$S = \pi D L$ $\quad \Phi_R = \sigma \varepsilon S T^4 = \sigma \varepsilon \pi D L T^4$

d'où $\quad D = \dfrac{\Phi_R}{\sigma \varepsilon \pi L T^4}$

A.N. $\quad D = 1,937.10^{-4}\ m$ $\quad \boxed{D = 0,19\ mm}$

---

(29) $\varepsilon = 0,9$ $\quad T_1 = 400\,K$ $\quad T_2 = 300\,K$

a) $\Phi_R = h_R\, S\, \Delta T \Rightarrow \varphi_R = h_R\, \Delta T$

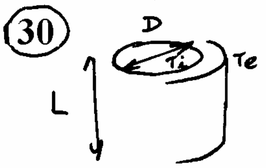
avec $\quad h_R = \dfrac{4\sigma T_m^3}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} = 7,956\ W.m^{-2}K^{-1}$

d'où $\quad \varphi_R = h_R(T_1 - T_2) = 796\ W.m^{-2}$ $\quad \boxed{\varphi_R \approx 800\ W.m^{-2}}$

b) $h_R = 9,82.10^{-2}\ W.m^{-2}K^{-1}$ $\quad \boxed{\varphi_R = 9,82\ W.m^{-2}}$

---

(30)



$T_i = 95°C$ $\quad T_e = 25°C$ $\quad c_p = 4180\ J.K^{-1}.kg^{-1}$

$m = m_0 + m_0' = 1\,kg$ $\quad D = 8\,cm$ $\quad L = 20\,cm$

ΔT_i en $1\,h$?

On a $\quad \dfrac{\partial Q}{\partial t} = m c_p \dfrac{dT_i}{dt} = -\Phi_R$

Calculons tout d'abord $\Phi_R = h_R\, S\, \Delta T$ avec $S = \pi D L$

cad $\quad \Phi_R = h_R\, \pi D L (T_i - T_e)$

La paroi étant fine on peut l'assimiler à 2 plans parallèles

$h_R = \dfrac{4\sigma T_m^3}{\frac{2}{\varepsilon} - 1}$ $\quad$ donc $\quad \Phi_R = \dfrac{4\sigma T_m^3}{\frac{2}{\varepsilon} - 1} \pi D L (T_i - T_e)$ avec $T_m = 60°C = 333\,K$

$\Phi_R = 0,29765\ W$

Finalement $\quad m c_p \dfrac{dT_i}{dt} = -\Phi_R \Rightarrow dT_i = -\dfrac{\Phi_R}{m c_p}\, dt$

$\Rightarrow \Delta T_i = -\dfrac{\Phi_R}{m c_p}\,\Delta t = -\dfrac{0,29765}{1 \times 4185} \times 3600$

$\boxed{\Delta T_i = -0,26°C}$

(33) $L = 30\,m$ $\quad \ell = 20\,m$ $\quad T_e = 21°C$ $\quad T_a = 26°C$ $\quad T_v = 13°C$

a) convection eau ⟷ air

$$\Phi_{cv} = h_{cv}\, S\, \Delta T = h_{cv}\, L\, \ell\, (T_a - T_e)$$

$$Re = \frac{v L}{\nu} \qquad v < 10\ cm.s^{-1} \qquad \nu = 1{,}57.10^{-5}\ m^2.s^{-1}$$

$$Re < \frac{0{,}1 \times 30}{1{,}57.10^{-5}} = 191\,082 < 300\,000 \Rightarrow \text{régime laminaire}$$

La convection est naturelle

$$\Rightarrow \quad Nu = 0{,}479 . Gr^{1/4} \qquad Gr = \frac{g L^3 \beta |\Delta T|}{\nu^2} \qquad \beta = \frac{1}{T_m}$$

avec $T_m = 23{,}5°C = 296{,}5\,K$

$$Gr = \frac{g L^3 |\Delta T|}{T_m \nu^2}$$

d'où $\quad Nu = 988{,}28046$

$$\Phi_{cv} = h_{cv}\, L\, \ell\, (T_a - T_e) = \frac{\lambda Nu}{\cancel{L}} \cancel{L}\, \ell\, (T_a - T_e)$$

$$\boxed{\Phi_{cv} = 2668{,}36\ W}$$

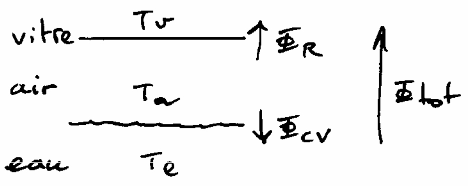
b) $\Phi_R = h_R\, S\, \Delta T = h_R\, L\, \ell\, (T_e - T_v)$

A.N. $\quad \boxed{\Phi_R = 25\,920\,W}$

c) $\Phi_{tot} = \Phi_R - \Phi_{cv}$

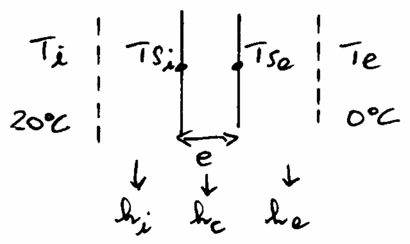
$$= 23252\ W$$

$$\boxed{\Phi_{tot} \simeq 23\ kW}$$



---

(34) a)



on utilise

$$\Phi = K S (T_i - T_e)$$
$$= h_i S (T_i - T_{Si})$$
$$= h_e S (T_{Se} - T_e)$$

Le coeff global d'échange thermique K s'exprime par :

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_e} \quad \text{avec} \quad \frac{1}{h_c} = R_\theta S = \frac{e}{\lambda}$$

$$K = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e}\right)^{-1} \qquad \text{A.N.} \quad K = 5{,}707196$$

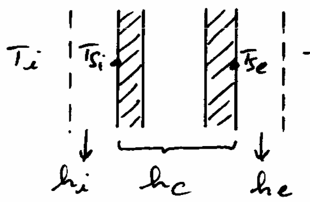
$$K \simeq 5{,}71\ W.m^{-2}K^{-1}$$

On a alors $T_i - T_{Si} = \frac{K}{h_i}(T_i - T_e)$

$T_{Si} = T_i - \frac{K}{h_i}(T_i - T_e)$ A.N. $\boxed{T_{Si} = 7{,}4°C}$

de m̂ $T_{Se} = \frac{K}{h_e}(T_i - T_e) + T_e$ $\boxed{T_{Se} = 6{,}8°C}$

b)



m̂ raisonnement, mais h_c change

$$\frac{1}{h_c} = 2\left(\frac{1}{h_c}\right)_{verre} + \left(\frac{1}{h_c}\right)_{air}$$

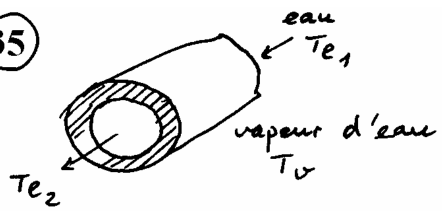
$$\Rightarrow K = \left[\frac{1}{h_i} + \left(\frac{2e}{\lambda}\right)_{verre} + \left(\frac{1}{h_c}\right)_{air} + \frac{1}{h_e}\right]^{-1}$$

$K = 3{,}22 \ W.m^{-2}.K^{-1}$

$$\Rightarrow \begin{cases} \boxed{T_{Si} = 12{,}9°C} \\ \boxed{T_{Se} = 3{,}9°C} \end{cases}$$

avantages : moins de déperditions ; confort amélioré (vitre intérieure moins froide) ; moins de risque de condensation de vapeur d'eau à l'intérieur

35



$\Phi = K S \Delta T$ avec $S = S_i$

$= K S (T_v - T_{em})$

avec $T_{em} = \frac{T_{e1} + T_{e2}}{2} = 41°C$

chaleur reçue par l'eau $Q = \Phi \Delta t$

or $Q = \Delta H = \Delta m \, c_p (T_{e2} - T_{e1})$ $\Delta m = \rho \Delta V = \rho D_v \Delta t$

$Q = \rho D_v \Delta t \, c_p (T_{e2} - T_{e1})$

donc $K S (T_v - T_{em}) = D_v c_p (T_{e2} - T_{e1})$

d'où $S = \frac{\rho D_v c_p (T_{e2} - T_{e1})}{K (T_v - T_{em})}$ A.N. $\boxed{S = 1{,}16 \ m^2}$

* Q reçue par l'eau = Q cédée par la vapeur d'eau

$\Rightarrow Q = |m(-l_v)|$ où m désigne la masse de vapeur d'eau et l_v la chaleur latente massique de vaporisation

$Q = m l_v$ or $Q = \rho D_v \Delta t \, c_p (T_{e2} - T_{e1})$

d'où $m = \frac{Q}{l_v} = \frac{\rho D_v \Delta t \, c_p (T_{e2} - T_{e1})}{l_v} = \frac{1000 \times 1{,}8 \times 4180 (64 - 18)}{2{,}26 \cdot 10^6}$

$\boxed{m = 153 \ kg}$