

# EXAME

---

SEMESTRE 2

Data: 27 de Junho, 9:00 horas

---

MIEEA

Sistemas Energéticos em Edifícios

(Duração máxima permitida: 120 + 30 minutos)

## PARTE I

A parede exterior de um edifício é composta por um conjunto de painéis de diferentes materiais, dos quais apenas um é não homogéneo (estrutura reticulada C+D).

- A) placa gesso cartonado (1 cm),  $\lambda = 0.25 \text{ W/(mK)}$
- B) painel OSB (1 cm),  $\lambda = 0.13 \text{ W/(mK)}$
- C) barrotes de madeira,  $\lambda = 0.23 \text{ W/(mK)}$
- D) lã mineral,  $\lambda = 0.04 \text{ W/(mK)}$

1. Calcular o coeficiente de transmissão térmica superficial ( $U$ ) para a solução de parede exterior da figura.

Por definição

$$U = \frac{1}{R''_{si} + R''_t + R''_{se}}$$

com

$$R''_{si} = 0.13 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$R''_{se} = 0.04 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Para calcular  $R''_t$  tem-se

$$R''_t = 2R''_A + 2R''_B + R''_{eq}$$

$$R''_A = \frac{L_A}{\lambda_A} = \frac{0.01}{0.25} = 0.04 \text{ m}^2\text{K/W}$$

$$R''_B = \frac{L_B}{\lambda_B} = \frac{0.01}{0.13} = 0.077 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Para calcular  $R''_{eq}$  é necessário identificar a área padrão da estrutura C+D que é o total de:

$$A_D = 0.5 \times 0.8 = 0.4 \text{ m}^2$$

$$A_C = 0.57 \times 0.87 - A_D = 0.496 - 0.4 = 0.096 \text{ m}^2$$

pelo que

$$R_C = \frac{L_C}{\lambda_C A_C} = \frac{0.1}{0.23 \times 0.096} = 4.53 \text{ K/W}$$

$$R_D = \frac{L_D}{\lambda_D A_D} = \frac{0.1}{0.04 \times 0.4} = 6.25 \text{ K/W}$$

$$R_{eq} = \frac{R_C R_D}{R_C + R_D} = 2.63 \text{ K/W}$$

$$R''_{eq} = A_{eq} R_{eq} = (A_C + A_D) R_{eq} = 0.496 \times 2.63 = 1.54 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Finalmente

$$U = \frac{1}{0.13 + 1.54 + 0.04} = 0.586 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$$

2. Um *bungalow* é constituído pelo tipo de paredes da questão 1. Para além das paredes, os outros elementos da envolvente exterior são a cobertura e as janelas com  $U_{cob} = 1 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  e  $U_{jan} = 2.5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ . Todas as restantes superfícies, incluindo o pavimento, podem considerar-se adiabáticas. O volume total do *bungalow* é  $78 \text{ m}^3$ .

	Pavimento	Paredes	Janelas	Cobertura
Área [ $\text{m}^2$ ]	30	48.62	8.58	30

Em condições de projecto de inverno, considera-se uma renovação de ar de 0.4 RPH e uma temperatura do ar exterior de  $-2^\circ\text{C}$ .

- (a) calcular a **potência de um sistema de aquecimento** para manter o espaço a  $21^\circ\text{C}$ , em condições de regime permanente.

Em condições de regime permanente

$$q_{heat,s} - q_{vent} - \sum_j A_j U_j (T_i - T_o) = 0$$

pelo que

$$q_{heat,s} = q_{vent} + \sum_j A_j U_j (T_i - T_o)$$

Calculam-se separadamente cada um dos termos.

$$q_{vent} = \rho_a c_a \dot{V} (T_i - T_o) = 1.2 \times 1000 \times \frac{0.4 \times 78}{3600} [23 - (-2)] = 260 \text{ W}$$

$$\sum_j A_j U_j (T_i - T_o) = (48.62 \times 0.58 + 8.58 \times 2.5 + 30 \times 1) \times [23 - (-2)] = 79.93 \times 25 = 1998.4 \text{ W}$$

$$q_{heat,s} = 260 + 1998.4 = 2258.4 \text{ W} \simeq 2.2 \text{ kW}$$

- (b) aplicando o método quase-estacionário, determinar as **necessidades de energia para aquecimento**, considerando ganhos internos médios de  $5 \text{ W}/\text{m}^2$  e ganhos solares e perdas radiativas desprezáveis; os graus-dias de aquecimento no local, na temperatura base  $21^\circ\text{C}$  são 2300; a estação de aquecimento tem uma duração de 6 meses (30 dias/mês).

Para efeitos de inércia térmica considerar  $a = 2.8$ .

As necessidades de aquecimento calculam-se por:

$$Q_{nd,H} = Q_{ht} - \eta_g Q_{gn}$$

$$Q_{ht} = (H_{tr} + H_{ve}) \times GD \times 24$$

$H_{ve}$  e  $H_{tr}$  foram já calculados na questão anterior por

$$H_{ve} = \rho_a c_a \dot{V} = 1.2 \times 1000 \times \frac{0.4 \times 78}{3600} = 10.4 \text{ W/K}$$

$$H_{tr} = \sum_j A_j U_j = 79.93 \text{ W/K}$$

$$Q_{ht} = (79.93 + 10.4) \times 2300 \times 24 = 4986466 \text{ Wh}$$

$$Q_{gn} = Q_{sol} + Q_{int} - \Delta Q_{sky}$$

em que  $Q_{sol} = 0$  e  $\Delta Q_{sky} = 0$

$$Q_{int} = \Phi_{int} L = 5 \times 30 \times 6 \times 30 \times 24 = 648000 \text{ Wh}$$

Para aplicar o método quase-estacionário

$$\gamma = \frac{Q_{gn}}{Q_{ht}} = \frac{648000}{4986466} = 0.13$$

$$\eta = \frac{1 - \gamma^a}{1 - \gamma^{a+1}} = \frac{1 - (0.13)^{2.8}}{1 - (0.13)^{3.8}} = 0.997$$

Por fim

$$Q_{nd,H} = 4986466 - 0.997 \times 648000 = 4340327 \text{ Wh} \simeq 4340 \text{ kWh}$$

## PARTE II

Uma sala de conferências tem as seguintes dimensões: largura 14 m, profundidade 18 m e altura 4 m. Todas as superfícies são adiabáticas à exceção da fachada orientada a Sul (14 m × 4 m). A janela representa 10% da fachada Sul e o caixilho representa 15% da área total. As restantes propriedades da envolvente encontram-se na tabela:

	U [W/(m <sup>2</sup> K)]	absortividade solar/factor solar
Parede exterior	0.70	$\alpha = 0.5$
Janela exterior	3.2	$\bar{g} = 0.1$

Considerar que a sala tem uma capacidade total de 420 pessoas com uma actividade sedentária (1 met) e com vestuário de Verão (0.5 clo). O sistema de iluminação dissipa uma potência de 9 W/m<sup>2</sup>. A carga térmica devido à ocupação é 80 W/pessoa (calor sensível) + 50 W/pessoa (calor latente).

As condições exteriores de projecto para o Verão num determinado local são:

Temperatura de bolbo seco do ar (DB)	35°C
Humidade relativa	80%
Irradiância máxima global na fachada sul	700 W/m <sup>2</sup>
Concentração de dióxido de carbono	400 ppm

1. Em condições de regime permanente, considerando 24°C para temperatura de projecto para o ar interior, calcular a **carga de calor sensível no espaço**, considerando que **não** existe entrada directa de ar exterior.

Em condições de regime permanente

$$q_{cool,s} + q_{int} + q_{sol} + q_{vent} + \sum_j A_j U_j (T_o - T_i) = 0$$

$$q_{cool,s} = -q_{int} - q_{sol} - q_{vent} - \sum_j A_j U_j (T_o - T_i)$$

em que  $q_{vent} = 0$ .

Calcula-se separadamente cada um dos termos.

$$q_{int} = q_{oc} + q_{il} = 420 \times 80 + 9 \times 30 = 33600 + 270 = 33870 \text{ W}$$

$$A_{sol,jan} = \bar{g}_\theta F_g A_w = 0.1 \times (1 - 0.15) 0.1 \times 14 \times 4 = 0.476 \text{ m}^2$$

$$A_{sol,par} = \alpha R''_{se} U A = 0.5 \times 0.04 \times 0.7 \times 0.9 \times 14 \times 4 = 0.706 \text{ m}^2$$

$$q_{sol} = A_{sol} G_{sol} = (0.476 + 0.706) \times 700 = 1.182 \times 700 = 827 \text{ W}$$

$$\sum_j A_j U_j = 0.9 \times 14 \times 4 \times 0.7 + 0.1 \times 14 \times 4 \times 3.2 = 53.2 \text{ W/K}$$

$$\sum_j A_j U_j (T_o - T_i) = 53.2 \times (35 - 24) = 585 \text{ W}$$

$$q_{cool,s} = -33870 - 827 - 585 = -37280 \text{ W} \simeq 37.3 \text{ kW}$$

2. Para o processo de arrefecimento e desumidificação do ar da sala em estudo, definido no esquema, e considerando que o teor de vapor de água no interior do espaço não deverá exceder  $12 \text{ g/kg}_a$ , calcular:

- (a) o **caudal de ar novo** (expresso em  $\text{m}^3/\text{s}$ ) necessário para garantir a qualidade do ar, definida por um limite de 1200 ppm na concentração de  $\text{CO}_2$  interior, considerando que cada pessoa produz 18 litros por hora de dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ );

O caudal de ar novo calcula-se por

$$\dot{V}_0 = \frac{P}{C_i - C_o} = \frac{18 \times 10^{-3}}{(1200 - 400) \times 10^{-6}} = 22.5 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}_0 = \frac{22.5}{3600} = 2.625 \text{ m}^3/\text{s}$$

- (b) o **caudal de ar a ser fornecido** ao espaço, considerando que o ar entra no espaço a  $15^\circ\text{C}$ ;

A carga de calor sensível calculada anteriormente tem de ser extraída do espaço pelo que

$$q_{cool,s} = \dot{m}_{a2} c_p (T_2 - T_3)$$

$$\dot{m}_{a2} = \frac{q_{cool,s}}{c_p (T_2 - T_3)} = \frac{-37.3 \times 10^3}{1000 \times (15 - 24)} = 4.14 \text{ kg/s}$$

- (c) a **temperatura do ar e o teor de vapor de água** à saída da unidade de mistura;

Numa unidade de mistura:

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_{a0} + \dot{m}_{a4}$$

$$\dot{m}_{a1}h_1 = \dot{m}_{a0}h_0 + \dot{m}_{a4}h_4$$

$$\dot{m}_{a1}W_1 = \dot{m}_{a0}W_0 + \dot{m}_{a4}W_4$$

$$\dot{m}_{a0} = \frac{\dot{V}_0}{\nu_0} = \frac{2.625}{0.92} = 2.85 \text{ kg/s}$$

Paras as condições exteriores e interiores:

$$h_0 = 109.672 \text{ kJ/kg}_a$$

$$W_0 = 29.042 \text{ g/kg}_a$$

$$h_4 = h_3 = 54.672 \text{ kJ/kg}_a$$

$$W_0 = 12 \text{ g/kg}_a$$

$$\dot{m}_{a4} = \dot{m}_{a2} - \dot{m}_{a0} = 4.14 - 2.85 = 1.29 \text{ kg/s}$$

$$h_1 = \frac{\dot{m}_{a0}h_0 + \dot{m}_{a4}h_4}{\dot{m}_{a1}} = \frac{2.85 \times 109.672 + 1.29 \times 54.672}{2.85} = 92.557 \text{ kJ/kg}_a$$

$$W_1 = \frac{\dot{m}_{a0}W_0 + \dot{m}_{a4}W_4}{\dot{m}_{a1}} = \frac{2.85 \times 0.029042 + 1.29 \times 0.012}{2.85} = 0.02374 \text{ kg/kg}_a$$

A temperatura é determinada com recurso a uma carta psicrométrica:

$$T_{db,1} = 31.64^\circ\text{C}$$

(d) a **potência de arrefecimento total** da unidade de arrefecimento e desumidificação;

A produção de vapor de água no interior do espaço equivale a

$$\dot{m}_w = \frac{q_{cool,l}}{h_{fg}} = \frac{50 \times 420}{2500 \times 1000} = 0.0084 \text{ kg/s}$$

pelo que

$$W_2 = W_3 - \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{a2}} = 0.012 - \frac{0.0084}{4.14} = 0.010 \text{ kg/kg}_a$$

e assim

$$h_2 = 40.369 \text{ kJ/kg}_a$$

A potência de arrefecimento de calor sensível equivalerá a

$$q_{cool} = \dot{m}_{a2}(h_2 - h_1) = 4.14 \times (40.369 - 92.557) \simeq -216 \text{ kW}$$

Para existir desumidificação seria favorável fazer descer a temperatura a cerca de  $14^\circ\text{C}$  (temperatura de ponto de orvalho) que possui uma entalpia  $39.345 \text{ kJ/kg}_a$ , pelo que a potência é ligeiramente superior:

$$q_{cool} = 4.14 \times (39.345 - 92.557) \simeq -220 \text{ kW}$$

Notar que a potência de arrefecimento e desumidificação é muito superior à calculada pois inclui a ventilação do espaço e o calor latente dos ocupantes.

- (e) no **diagrama psicrométrico** indicar as condições do ar exterior (ponto 0), as condições do ar após a unidade de mistura (ponto 1), as condições do ar fornecido ao espaço (ponto 2) e as condições do ar interior (ponto 3).
- (f) no **diagrama psicrométrico** desenhar o processo de arrefecimento e desumidificação do ar (transição de 1 para 2) e o processo de aquecimento do espaço devido à carga térmica (transição de 2 para 3).
-