

**ARGOMENTO** Condizionamento estivo e invernale

**RIFERIMENTO** Volume 3, Capitolo 27

*Il candidato svolga la prima parte della prova e risponda a due dei quesiti proposti nella seconda parte.*

**PRIMA PARTE**

Il candidato dimensiona la centrale di trattamento aria di un impianto di condizionamento a tutta aria di tipo convenzionale in regime estivo e invernale, in una città del nord Italia.

L'edificio da condizionare, adibito a uffici bancari, è costituito da un piano terreno di una palazzina, le cui facciate sono costantemente interessate da ombre riportate.

L'affollamento previsto è di 20 impiegati e 30 clienti.

Il carico termico sensibile per differenza di temperatura sia di 15 000 W in estate e di 42 000 W in inverno.

Gli apporti di calore sensibile all'ambiente per illuminazione e macchine siano di 7000 W.

Il candidato determini, in maniera analitica e grafica:

- le condizioni termoigrometriche dell'aria di immissione;
- la portata di aria di immissione;
- la portata dell'aria esterna e di ricircolo;
- la potenzialità delle batterie di riscaldamento e raffreddamento;
- la portata dell'acqua di umidificazione.

Utilizzando il diagramma psicrometrico allegato (figura A), si traccino le linee di trasformazione dell'aria nell'unità di trattamento.

Il candidato assuma liberamente ogni altro dato necessario alla soluzione, giustificando tali scelte.

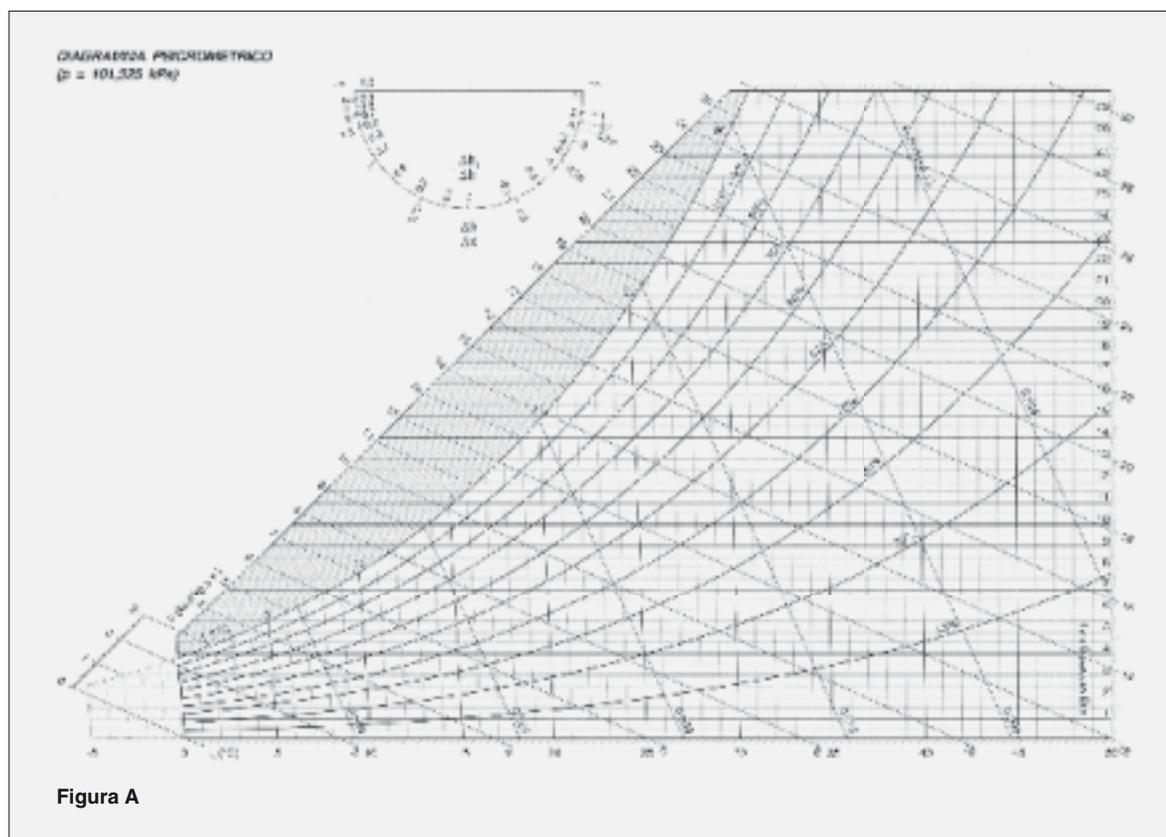


Figura A

## SECONDA PARTE

- 1) In relazione al dimensionamento precedentemente svolto, si disegni lo schema dell'unità di trattamento aria, con la relativa regolazione rispetto al carico, giustificando la scelta.
- 2) Impianti frigoriferi ad assorbimento per la climatizzazione e la refrigerazione. Si descrivano i principi di funzionamento, le differenze e alcune applicazioni per il risparmio energetico.
- 3) Si indichino gli scopi della climatizzazione estiva e invernale e i criteri di determinazione delle condizioni del punto di immissione in un impianto a tutta aria, sia nel caso estivo sia invernale.
- 4) Regolazione degli impianti di climatizzazione. Si individui il tipo di regolazione da utilizzare, tra quelle conosciute, giustificandone la scelta.

### Svolgimento della prima parte

Supponiamo, per avere dei dati numerici, che la città del Nord sia Vicenza, dove le condizioni di progetto sono, in estate,  $t = 32,5\text{ °C}$  e u.r. = 45% (UNI 10339) e, in inverno,  $t = -5\text{ °C}$  (UNI 5364) e dove assumeremo u.r. = 90% (umido e nebbia).

Abbiamo quindi all'esterno, da diagramma psicrometrico o da formule:

	$t_E\text{ (°C)}$	$\varphi$	$x\text{ (g/kg)}$	$h\text{ (kJ/kg)}$
Estate	32,5	0,45	13,8	68
Inverno	-5	0,9	2,3	0,8

Per quanto riguarda i carichi termici, abbiamo la seguente tabella:

	$\Phi_{\text{sens1}}\text{ (kW)}$	$\Phi_{\text{sens2}}\text{ (kW)}$	$\Phi_{\text{sens3}}\text{ (kW)}$	$\Phi_{\text{lat}}\text{ (kW)}$	$\Phi_{\text{sens tot}}\text{ (kW)}$	$\Phi_{\text{tot}}\text{ (kW)}$	$R$
Estate	15	7	3,75	3,75	25,75	29,5	0,87
Inverno	-42	7	3,75	3,75	-31,25	-27,5	1,14

dove  $\Phi_{\text{sens1}}$  è il carico sensibile per  $\Delta t$ , assegnato dal testo (si è supposto nullo il carico dovuto a irraggiamento solare, visto che l'edificio è costantemente all'ombra),  $\Phi_{\text{sens2}}$  è il carico dovuto a illuminazione e macchine,  $\Phi_{\text{sens3}}$  è il carico termico sensibile dovuto a 50 persone che svolgono moderata attività (75 W/persona, UNI 10339) e  $\Phi_{\text{lat}}$  è il corrispondente carico latente (75 W/persona).

Inoltre le UNI prevedono per un locale tipo banca un ricambio orario per persona di  $10 \cdot 10^{-3}\text{ m}^3/\text{s}$ , per complessivi  $0,5\text{ m}^3/\text{s}$ , corrispondenti a una portata massica di  $0,59\text{ kg/s}$ .

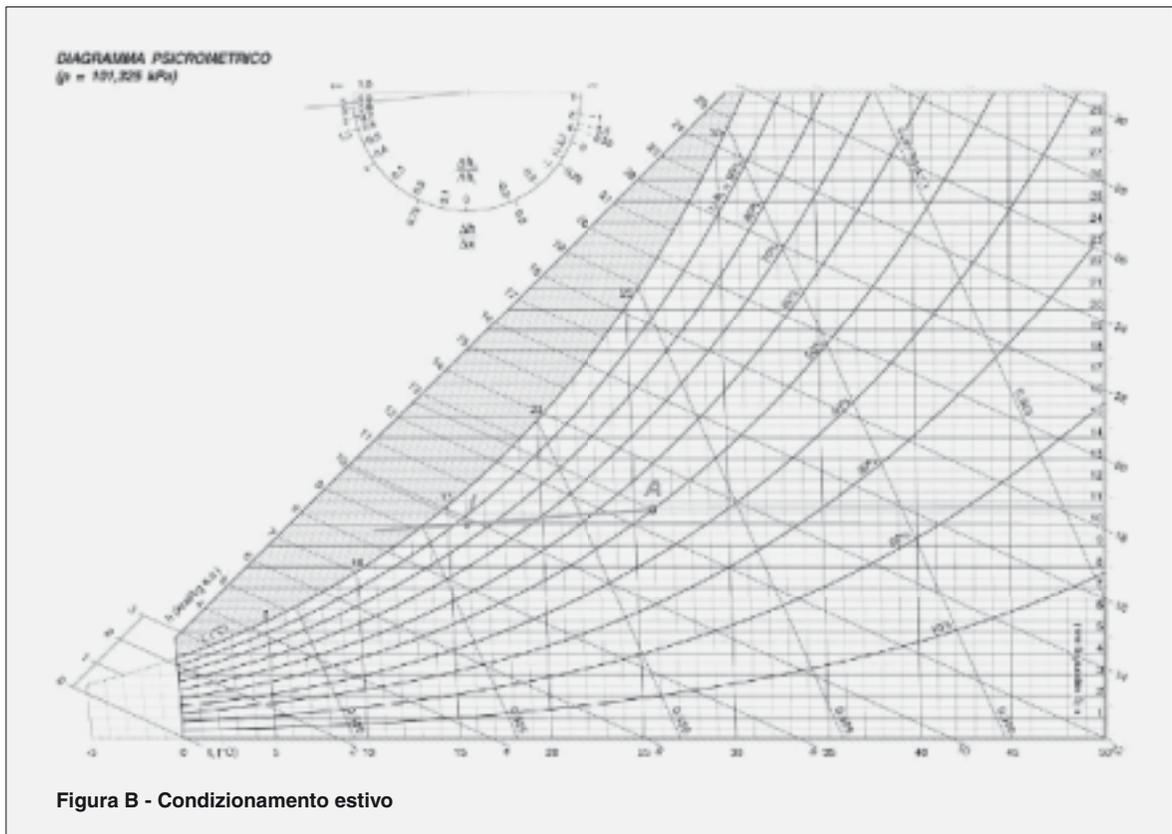
**Caso estivo.** Stabiliamo di mantenere negli ambienti una temperatura di  $26\text{ °C}$  con u.r. del 50% (punto A). Dal diagramma o da calcolo otteniamo:

	$t_A\text{ (°C)}$	$\varphi$	$x\text{ (g/kg)}$	$h\text{ (kJ/kg)}$
Punto A	26	0,5	10,5	52,9

Tracciamo la semiretta di carico, noto  $R = 0,87$  (figura B), e fissiamo la temperatura dell'aria di immissione a  $16\text{ °C}$ ; da diagramma o da calcolo otteniamo:

	$t\text{ (°C)}$	$\varphi$	$x\text{ (g/kg)}$	$h\text{ (kJ/kg)}$
Punto I	16	0,5	10	41,6

Quindi la portata di aria di immissione sarà:



$$q_{ma} = \frac{\Phi_{\text{senstot}}}{h_A - h_I} = \frac{25,75}{52,9 - 41,6} = 2,286 \text{ kg/s}$$

di cui 0,59 kg/s di ricambio e quindi 1,696 kg/s di ricircolo.

Le condizioni dell'aria a monte della batteria (punto  $M$ ) saranno (facendo una media massica):

	$x_M \text{ (g/kg)}$	$h_M \text{ (kJ/kg)}$
Punto $M$	11,35	56,8

Quindi la potenzialità della batteria di raffreddamento è:

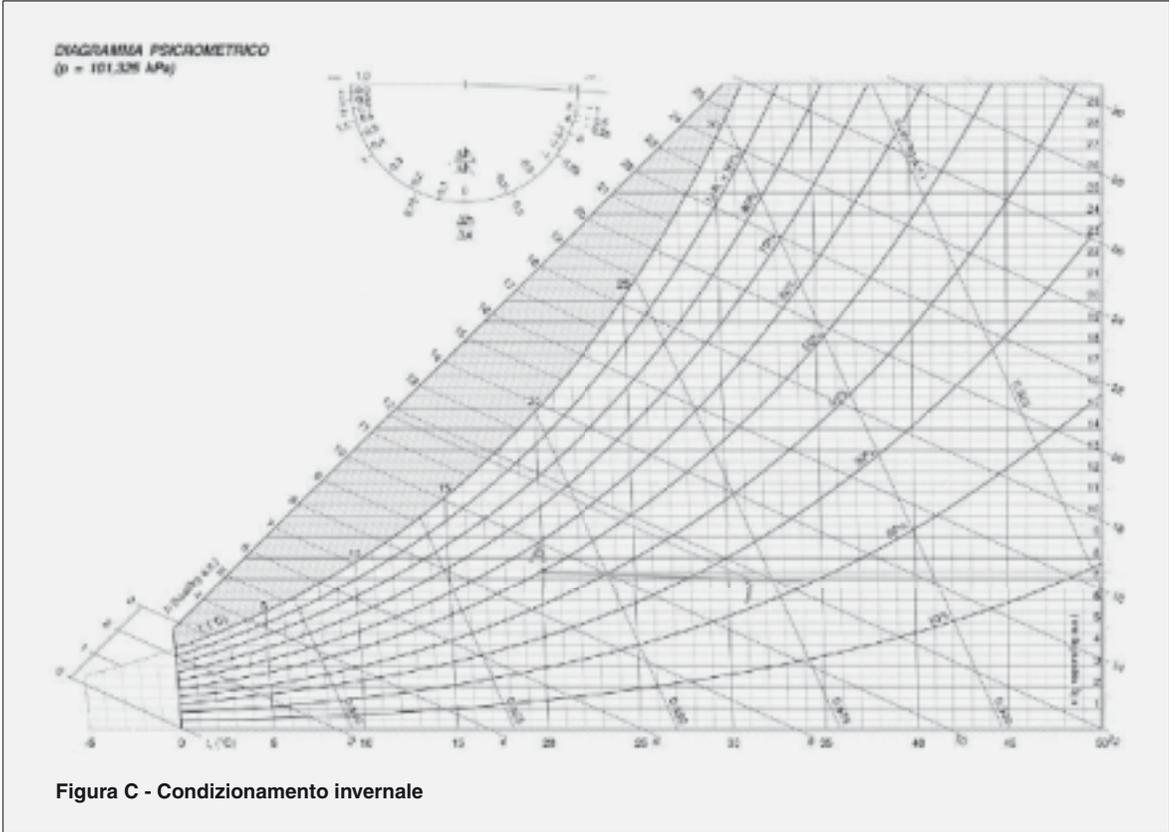
$$P_{\text{refr}} = q_{ma} \cdot (h_M - h_I) = 2,286 \cdot (56,8 - 41,6) \cong 34,7 \text{ kW}$$

e vi condenserà una quantità di acqua:

$$q_{\text{H}_2\text{O}} = q_{ma} \cdot (x_M - x_I) = 2,286 \cdot (11,35 - 10) \cong 13,09 \text{ g/s} \cong 11,1 \text{ kg/h}$$

**Caso invernale.** Si consiglia di avere, nel caso estivo  $t_A - t_I$  compreso tra 8 e 12 °C (e noi abbiamo scelto 10), e  $t_I - t_A$  compreso tra 11 e 20 °C nel caso invernale; assunto quindi un  $t_I$  pari a 31 °C ( $\Delta t = 11$  °C), e stabilito di mantenere negli ambienti una temperatura di 20 °C con u.r. del 50% (punto  $A$ ), si ottiene per il caso invernale, dal diagramma psicrometrico (figura C, pagina seguente) o da calcolo:

	$t_A \text{ (}^\circ\text{C)}$	$\varphi$	$x \text{ (g/kg)}$	$h \text{ (kJ/kg)}$
Punto $A$	20	0,5	7,25	38,5



**Figura C - Condizionamento invernale**

Tracciamo la semiretta di carico, noto  $R = 1,14$ , e fissiamo la temperatura dell'aria di immissione a  $31\text{ }^\circ\text{C}$ ; da diagramma o da calcolo otteniamo:

	$t\text{ (}^\circ\text{C)}$	$\varphi$	$x\text{ (g/kg)}$	$h\text{ (kJ/kg)}$
Punto I	31	0,5	7	52,2

Quindi la portata di aria di immissione sarà:

$$q_{ma} = \frac{\Phi_{sensotot}}{h_A - h_B} = \frac{31,25}{52,2 - 38,5} = 2,284\text{ kg/s}$$

che corrisponde esattamente a quella calcolata nel caso estivo. Se così non fosse stato, avremmo dovuto variare le temperature di immissione fino a far corrispondere le due portate, essendo l'impianto lo stesso.

Nuovamente abbiamo  $0,59\text{ kg/s}$  di ricambio e quindi  $1,694\text{ kg/s}$  di ricircolo.

Le condizioni dell'aria a monte della batteria (punto M) saranno (facendo una media massica):

	$x_M\text{ (g/kg)}$	$h_M\text{ (kJ/kg)}$
Punto M	6,0	41,2

Quindi la potenzialità della batteria di riscaldamento deve essere:

$$P_{risc.} = q_{ma} \cdot (h_B - h_M) = 2,284 \cdot (52,2 - 41,2) \cong 25\text{ kW}$$

L'aria a valle della batteria di riscaldamento ha una umidità specifica di  $6\text{ g/kg}$  (come a monte); servirà un umidificatore per portarla alle condizioni richieste per l'aria di immissione ( $x = 7\text{ g/kg}$ ); la portata dell'acqua di umidificazione sarà:

$$q_{mH_2O} = q_{ma} \cdot (x_I - x_M) = 2,284 \cdot (7 - 6) \cong 2,284\text{ g/s} \cong 8,22\text{ kg/h}$$

## Svolgimento della seconda parte

Per rispondere alla prima domanda della seconda parte della prova riportiamo uno schema semplificato (figura D) dell'unità di trattamento aria (UTA), che sarà unica per evidenti ragioni di opportunità sia d'estate sia d'inverno. D'estate funzioneranno le sezioni 4 e 5, d'inverno le sezioni 2, 3, 5; la sezione di filtraggio serve ad assicurare, qualunque sia la stagione, la purezza dell'aria immessa nell'ambiente.

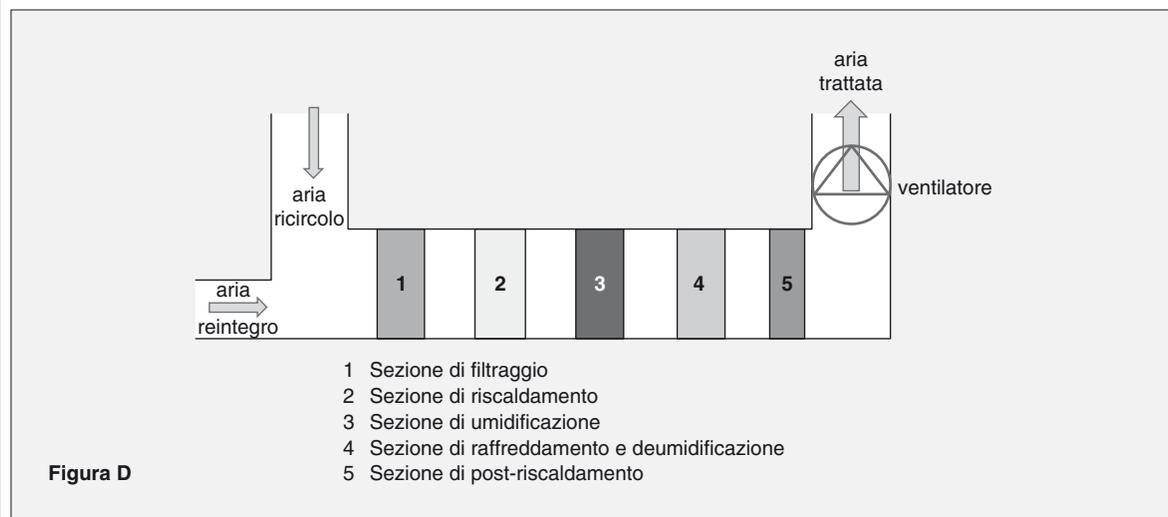


Figura D