

## 3.5

## Progettazione dei condensatori a superficie

Il calore  $P_Q$  che il vapore cede nell'unità di tempo all'acqua di raffreddamento attraverso la superficie di scambio avente area  $S_{\text{tot}}$  è esprimibile con la relazione:

$$P_Q = C \cdot S_{\text{tot}} \cdot \Delta T_m \left[ \frac{\text{J}}{\text{s}}; \text{W} \right] \quad (1)$$

dove:  $\Delta T_m = T_{\text{vap}} - T_{m \text{ acqua}}$

$T_{m \text{ acqua}}$  è la temperatura media dell'acqua refrigerante e vale:

$$T_{m \text{ acqua}} = \frac{T_i + T_u}{2}$$

con:  $T_i, T_u$  = temperature dell'acqua refrigerante rilevate rispettivamente all'ingresso e all'uscita del condensatore.

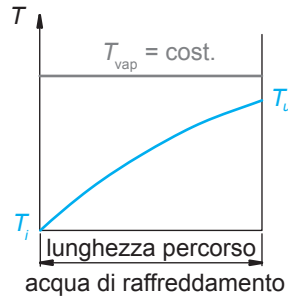
In base alla precedente relazione, l'espressione di  $\Delta T_m$  diviene:

$$\Delta T_m = T_{\text{vap}} - \frac{T_i + T_u}{2} \text{ [K]} \quad (2)$$

Mentre la temperatura del vapore  $T_{\text{vap}}$  si mantiene costante fino al termine della condensazione, quella del fluido refrigerante aumenta man mano che esso percorre il fascio tubiero (Figura 1).

**Figura 1**

Rappresentazione degli andamenti delle temperature di vapore condensante e acqua di raffreddamento in funzione del percorso dell'acqua di raffreddamento.



$C$  è il coefficiente globale di scambio termico  $\left( \text{in } \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right)$ : è influenzato soprattutto dalla velocità con cui l'acqua di raffreddamento percorre i tubi, ma dipende anche dal tipo di materiale di cui essi sono costituiti, dal loro spessore e dalle eventuali incrostazioni presenti sulle pareti dei tubi stessi.

L'acqua di refrigerazione percorre il fascio tubiero con velocità in genere comprese tra 0,2 e 3 m/s. Per tubi non incrostati e velocità dell'acqua refrigerante prossime a 1,5 m/s, il coefficiente globale di scambio termico  $C$  può ritenersi circa uguale a  $3000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$ ; per velocità prossime a 3 m/s si può adottare per  $C$  un valore pari a  $3400 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$ .

Per tubi non incrostati e velocità dell'acqua refrigerante prossime a 1,5 m/s, il coefficiente globale di scambio termico  $C$  può ritenersi circa uguale a  $3000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$ ; per velocità prossime a 3 m/s si può adottare per  $C$  un valore pari a  $3400 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$ .

L'area complessiva  $S_{\text{tot}}$  della superficie di scambio è data dal prodotto della superficie laterale di ciascun tubo  $S_{1 \text{ tubo}}$  per il numero di tubi  $z_{\text{tubi}}$ , ovvero:

$$S_{\text{tot}} = S_{1 \text{ tubo}} \cdot z_{\text{tubi}} \text{ [m}^2\text{]} \quad (3)$$

dove:

$$S_{1 \text{ tubo}} = (\pi \cdot D_{\text{est}}) \cdot L \text{ [m}^2\text{]} \quad (4)$$

con:

$D_{\text{est}}$  = diametro esterno dei tubi (in metri);

$L$  = lunghezza di ciascun tubo del fascio (in metri).

### Nota bene

L'espressione (4) è valida per condensatori a superficie come quello rappresentato in Figura 3.29 del testo a stampa, nei quali cioè sia il vapore sia l'acqua di raffreddamento percorrono il condensatore stesso una sola volta. Sono peraltro utilizzati anche condensatori che adottano soluzioni diverse.

Il calore  $P_Q$  che il vapore cede nell'unità di tempo all'acqua di raffreddamento, oltre che con la relazione (1) può essere ricavato anche tramite l'espressione:

$$P_Q = Q_{M \text{ acqua}} \cdot c_{p \text{ acqua}} \cdot (T_u - T_i) \left[ \frac{\text{J}}{\text{s}}; \text{W} \right] \quad (5)$$

dove:

$Q_{M \text{ acqua}}$  = portata in massa dell'acqua di raffreddamento  $\left( \text{in } \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$ ;

$c_{p \text{ acqua}}$  = capacità termica massica a pressione costante dell'acqua refrigerante  $\left( \text{in } \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right)$ ;

$T_i, T_u$  = temperature dell'acqua condensatrice rilevate rispettivamente all'ingresso e all'uscita del condensatore.

A 20 °C la capacità termica massica dell'acqua  $c_{p \text{ acqua}}$  vale:

$- c_{p \text{ acqua}} = 4182 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$  per l'acqua dolce (ad esempio l'acqua di fiume);

$- c_{p \text{ acqua}} = 3980 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$  per l'acqua di mare.

Il flusso termico  $P_Q$ , chiamato anche *potenza termica* del condensatore, può inoltre essere calcolato in funzione del salto entalpico ( $h_4 - h_1$ ) tramite l'espressione:

$$P_Q = Q_{M \text{ vap}} \cdot (h_4 - h_1) \left[ \frac{\text{J}}{\text{s}}; \text{W} \right] \quad (6)$$

dove:

$Q_{M \text{ vap}}$  = portata in massa del vapore entrante nel condensatore  $\left( \text{in } \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$ ;

$h_4$  = entalpia massica del vapore all'uscita della turbina  $\left( \text{in } \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right)$ ;

$h_1$  = entalpia massica del condensato a fine condensazione  $\left( \text{in } \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right)$ .

### Considerazioni sui condensatori a superficie

I tubi percorsi dall'acqua refrigerante sono prevalentemente realizzati in leghe di rame; sono notevolmente lunghi: il fascio tubiero può raggiungere i 10 metri di lunghezza; hanno diametri variabili generalmente da 14 a 26 mm e spessori compresi tra 1 e 1,5 mm.

I condensatori richiedono per ogni chilogrammo di vapore condensato notevoli portate di acqua refrigerante. Per questo motivo le centrali termoelettriche che sviluppano potenze elevate e quindi necessitano di grandi portate di acqua di raffreddamento sono generalmente costruite in prossimità di fiumi o vicino al mare. Queste centrali utilizzano condensatori a superficie, dato che, in questo tipo di condensatori, a differenza di quanto accade nei condensatori a miscela, l'acqua di refrigerazione non si mescola al vapore e quindi è possibile usare come fluido refrigerante anche l'acqua più o meno salata di un fiume o del mare.

Un vantaggio offerto dai condensatori a superficie rispetto a quelli a miscela è quindi la possibilità di riutilizzare di continuo, in quanto pura, l'acqua derivante dalla condensazione del vapore.

Il consumo di acqua di refrigerazione è, come s'è visto, molto elevato; per ridurlo, specie nel caso in cui non si dispone di grandi quantità di acqua, si ricorre al recupero dell'acqua di raffreddamento mediante l'utilizzo di alte *torri di refrigerazione* (*evaporative, a secco o miste*). Nelle torri di refrigerazione la stessa acqua di refrigerazione proveniente dal condensatore cede all'aria circostante il calore che ha a sua volta ricevuto dal vapore; l'acqua refrigerante può così ritornare più fredda nel condensatore e realizzare una nuova fase di condensazione del vapore ivi affluito.

La differenza  $T_u - T_i$ , che compare nell'espressione (5), tra i valori della temperatura dell'acqua di raffreddamento rispettivamente all'uscita e all'ingresso del condensatore, è in genere compresa tra 10 e 20 °C.

La velocità con cui il vapore entra nel condensatore è dell'ordine di  $180 \div 190$  m/s.