

36.1 Obiettivi della condensazione

Gli obiettivi che si vogliono raggiungere attraverso la **condensazione** dello scarico di un impianto di turbina a vapore sono:

1. abbassare la pressione finale di espansione del vapore considerevolmente al di sotto della pressione atmosferica, in modo da aumentare il lavoro sviluppato dalla turbina; oppure
- 1'. recuperare il calore posseduto dal vapore allo scarico;
2. condensare il vapore scaricato dalla turbina in modo da poterlo riutilizzare nel ciclo;
3. estrarre l'aria dal vapore condensato.

Lo scopo 1 presuppone la disponibilità di un fluido (ausiliario) che si trovi a una temperatura inferiore a quella a cui si vuole far avvenire la condensazione. Per esempio, se è disponibile acqua di fiume alla temperatura di $15\text{ }^{\circ}\text{C}$, non dovrebbe essere difficile condensare il vapore a $35\text{ }^{\circ}\text{C}$, scambiando appunto calore con la più fredda acqua di fiume. Il lato vapore del condensatore dovrebbe lavorare a una pressione di $5,628\text{ kPa}$ (è la pressione di saturazione, che si ricava dalla *Tabella A.3.1*, in corrispondenza della temperatura di $35\text{ }^{\circ}\text{C}$), pressione molto al di sotto di quella atmosferica ($0,1\text{ MPa}$) a cui, per la *Tabella A.3.2*, corrisponde la temperatura di saturazione di $100\text{ }^{\circ}\text{C}$. Il guadagno, in termini di lavoro prodotto, rispetto allo scarico a pressione atmosferica è rilevante (*Figura 36.1*): si passa da 388 kJ/kg a 773 kJ/kg (circa il doppio). Naturalmente il vapore condensato ad acqua (*condensato* oppure *condensa*) deve poi essere pompato da questa pressione più bassa fino alla pressione di ingresso nel generatore, ma il lavoro richiesto per far aumentare la pressione del liquido è molto piccolo al confronto del lavoro ottenuto dalla maggiore espansione in turbina. Quando lo scopo è quello di abbassare la pressione e quindi la temperatura allo scarico della turbina (1), il condensatore lavora a temperature molto basse; diciamo che il condensatore è *freddo*.

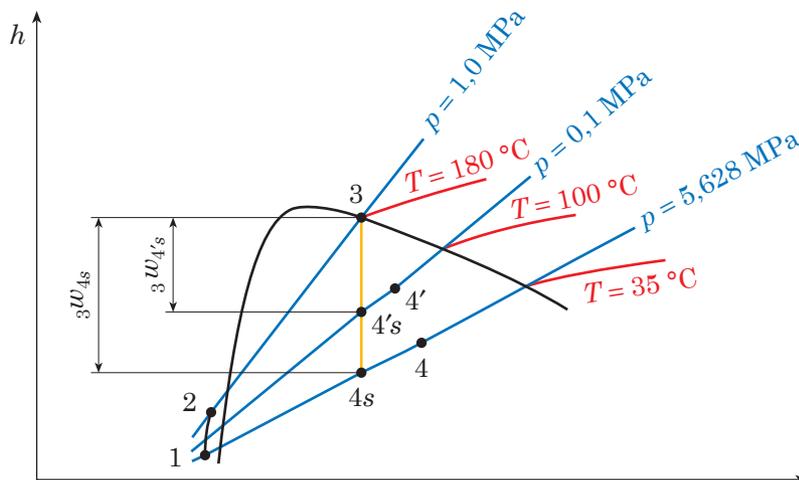


Fig. 36.1 - Guadagno del lavoro con scarico a bassa pressione.

Quando l'obiettivo prevalente è invece il recupero del calore (1'), la temperatura (e quindi la pressione) di condensazione, che può anche essere piuttosto elevata, viene decisa dal

tipo di applicazione industriale; parliamo allora di condensatore *caldo*. In ogni caso l'impiego del condensatore consente di recuperare la condensa e di far circolare lo stesso fluido di lavoro (obiettivo 2); è perciò possibile non solo recuperare il calore che il liquido ancora possiede, ma soprattutto continuare a utilizzare l'acqua trattata (demineralizzata o addirittura distillata), spesso indispensabile per l'alimentazione del generatore di vapore, perché meno corrosiva dell'acqua non trattata.

Estrarre l'aria dal condensato (obiettivo 3) significa infine rimuovere l'ossigeno e altri gas non condensabili a un livello accettabile, compatibilmente con i materiali di cui è fatto l'impianto e/o il trattamento chimico dell'acqua che alimenta la caldaia.

36.3 Pressione del condensatore

La **pressione nel condensatore** p_k è funzione della *tensione di vapore* p_v corrispondente alla temperatura di equilibrio (*temperatura di condensazione*) T_v , e della *pressione parziale* p_g di aria, che inevitabilmente entra attraverso le tenute del condensatore e degli ultimi stadi della turbina, e di altri gas, che si trovano inizialmente disciolti nell'acqua di alimentazione:

$$p_k = p_v + p_g \quad \mathbf{36-1}$$

La pressione di condensazione è, in ultima analisi, determinata dalle condizioni dell'ambiente, in quanto il fluido refrigerante deve poi essere in grado di cedere calore all'aria oppure ad acqua di fiume o di mare. La temperatura di condensazione T_v (e quindi p_v) è funzione della temperatura del fluido refrigerante e dell'efficacia del sistema di scambio termico. La pressione parziale dei gas p_g ^{36.1} deve essere mantenuta al di sotto del valore voluto con mezzi che fanno il vuoto nella camera di condensazione.

Si è visto che è economicamente conveniente raggiungere pressioni assolute allo scarico della turbina pari a 3,5 ÷ 12 kPa. Al di sotto di 3,5 kPa (temperatura di condensazione 28 °C dalla *Tabella A.3.2*), anche ammettendo di trovare un refrigerante disponibile alla temperatura richiesta, i costi di estrazione dell'aria diventano eccessivi e oltre tutto aumentano rapidamente, con la diminuzione della pressione, le dimensioni del condensatore.

Si definisce *vuoto relativo* o *grado di vuoto* β il rapporto percentuale tra il *vuoto nel condensatore* (differenza, misurata da un vacuometro, tra la pressione atmosferica e la pressione interna al condensatore) e la pressione atmosferica:

$$\beta = \frac{\text{pressione atmosferica} - \text{pressione nel condensatore}}{\text{pressione atmosferica}} 100 \quad \mathbf{36-2}$$

Presi, ad esempio, il valore standard della pressione atmosferica pari a 101,3 kPa e il valore minimo di pressione nel condensatore pari a 3,5 kPa, precedentemente citato, il grado di vuoto massimo raggiungibile risulta:

$$\beta_{\max} = \frac{101,3 \text{ kPa} - 3,5 \text{ kPa}}{101,3 \text{ kPa}} 100 = 0,965\% \approx 97\%$$

36.4 Estrazione dell'aria

L'aria e gli altri gas incondensabili devono essere estratti con continuità, sia per mantenere il grado di vuoto desiderato nel condensatore e sia per ridurre il livello di ossigeno nel cir-

36.1 - Per la legge di Henry la concentrazione di un gas disciolto in una soluzione è direttamente proporzionale alla pressione parziale di quel gas nello spazio libero al di sopra del liquido con l'eccezione di quei gas, come, ad esempio, biossido di carbonio (CO₂) e ammoniaca (NH₃), che si uniscono chimicamente con il solvente.

cuito del condensato (*degasamento del condensato*) a un valore tale da non innescare processi di ossidazione per corrosione dei materiali di cui è costituito l'impianto^{36.2}.

Solitamente l'**estrazione dell'aria** viene realizzata

- all'avviamento dell'impianto con *pompe a vuoto rotative*;
- a regime con *eiettori a vapore*.

Pur presentando le pompe a vuoto rotative dei vantaggi notevoli, quali il fatto di essere indipendenti dall'alimentazione del vapore (è per questo motivo che sono indispensabili all'avviamento quando il vapore non è ancora disponibile) e la possibilità di essere completamente automatizzabili, si preferisce, nel funzionamento a regime, far uso di eiettori che, non avendo parti in movimento, hanno durate molto più elevate, sono molto meno costosi, sia all'acquisto che come manutenzione, e non richiedono lubrificazione.

Nell'*eiettore d'aria a vapore*, che è costituito da una camera di aspirazione, un diffusore e un ugello del vapore (*Figura 36.3*), possiamo distinguere i seguenti momenti:

- attraverso l'ugello, il vapore ad alta pressione, prelevato dall'impianto, viene fatto espandere, acquistando così una velocità molto elevata (≈ 1000 m/s);
- in funzione dell'alta velocità e della portata del vapore, il getto di vapore ad alta velocità, che esce dall'ugello, risucchia l'aria che entra lateralmente nell'eiettore^{36.3};
- nel diffusore l'energia cinetica della miscela aria-vapore, che esce dalla camera di aspirazione, viene convertita in energia di pressione; la miscela aria-vapore viene così scaricata a un valore di pressione prossimo a quello esistente all'esterno.

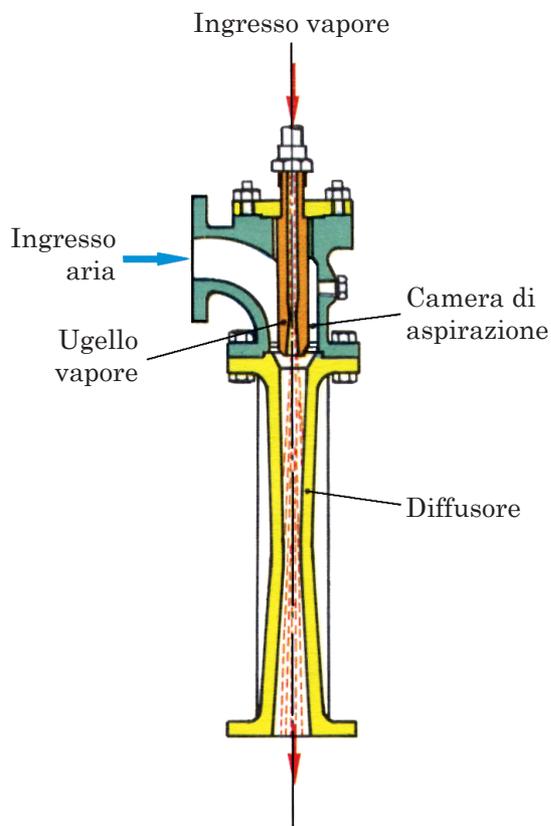


Fig. 36.3 - Eiettore d'aria a vapore a stadio singolo.

36.2 - Normalmente, nel caso di impianti che operino con vapore ad alta pressione e ad alta temperatura, il livello dell'ossigeno (O_2) disciolto deve essere mantenuto al di sotto di $0,005$ cm^3 (il volume in cm^3 è riferito alle condizioni normali di pressione e di temperatura) per litro di condensato. Nel condensatore è possibile scendere fino a $0,02$ cm^3 di ossigeno per litro di condensato, mentre con il deaeratore, che integra e completa l'azione del condensatore, si scende fino a $0,005$ cm^3 di ossigeno per litro di condensato. Per rimuovere le ultime tracce di ossigeno dal condensato si può aggiungere idrazina, composto chimico che, liberando ammoniaca, deve essere poi allontanato perché molto corrosivo per alcune leghe, a base di rame, che possono essere presenti nell'impianto.

36.3 - Il funzionamento dell'eiettore va impostato facendo il bilancio del flusso di quantità di moto che entra (portata del vapore per velocità del vapore + portata dell'aria per velocità dell'aria) e il flusso della quantità di moto che esce (portata totale di vapore e aria per la velocità della miscela aria e vapore). Possiamo perciò definire l'eiettore di aria a vapore come una pompa a vuoto funzionante a getto fluido.

Preso come riferimento la pressione atmosferica di 101,3 kPa, l'eiettore è in grado di creare un vuoto corrispondente alla pressione di 13,5 kPa. Il raggiungimento di livelli di pressione ancora più bassi richiede il passaggio da eiettori a singolo stadio (*Figura 36.3*) a più eiettori in serie e precisamente:

- a due stadi (*Figura 36.4*) per pressioni fino a 1,7 kPa;
- a tre stadi per pressioni fino a 0,2 kPa;
- a quattro stadi per pressioni fino a 0,14 kPa.

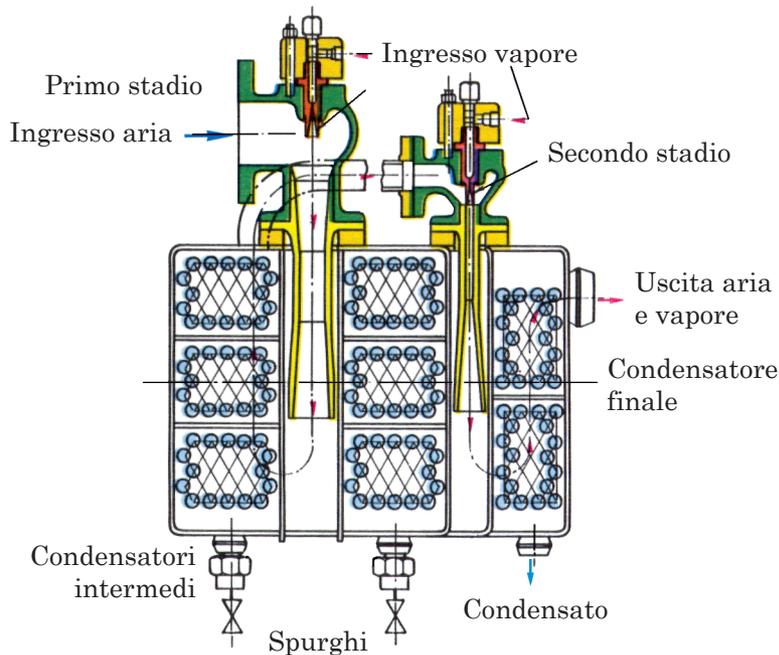


Fig. 36.4 - Eiettori a vapore in due stadi con condensatori intermedi e condensatore finale.

Nel caso di eiettori a più stadi, vengono interposti, tra un eiettore e l'altro, dei piccoli *condensatori intermedi* a superficie, che hanno la funzione di separare il vapore, condensandolo, e di inviare allo stadio successivo soltanto i prodotti incondensabili. Nei condensatori di vapore a superficie, eiettori a due stadi, come quello mostrato in *Figura 36.4*, sono piuttosto comuni; il condensato principale, quello cioè estratto dal condensatore principale dell'impianto, viene impiegato come fluido di raffreddamento per i piccoli condensatori dell'eiettore, restituendo così il calore, in modo rigenerativo, al sistema di alimentazione della caldaia.

36.5 Raffreddamento dell'acqua che circola nel condensatore

Il condensatore va analizzato con i criteri seguiti nel progetto dello scambiatore di calore (*Paragrafo 27.6.3*), tenendo presente che, nel nostro caso, il fluido caldo è costituito dalla miscela liquido-vapore (pedice v), scaricata dalla turbina, mentre il fluido freddo è rappresentato dall'acqua di raffreddamento che circola nel condensatore. La potenza termica \dot{Q}

(quantità di calore nell'unità di tempo), che occorre sottrarre alla miscela liquido-vapore con titolo x , scaricata dalla turbina, per farla condensare, è, per la **31-6**, data dal prodotto della sua portata in massa \dot{m}_v per la differenza di entalpia tra il punto k , in cui viene scaricata, e il punto f , in cui tutto il vapore è ormai condensato (*Figura 36.5*):

$$\dot{Q} = \dot{m}_v (h_k - h_f) \quad \mathbf{36-3}$$

con h_k entalpia massica della miscela liquido-vapore nel punto k in corrispondenza del titolo x ;

h_f entalpia del liquido saturo.

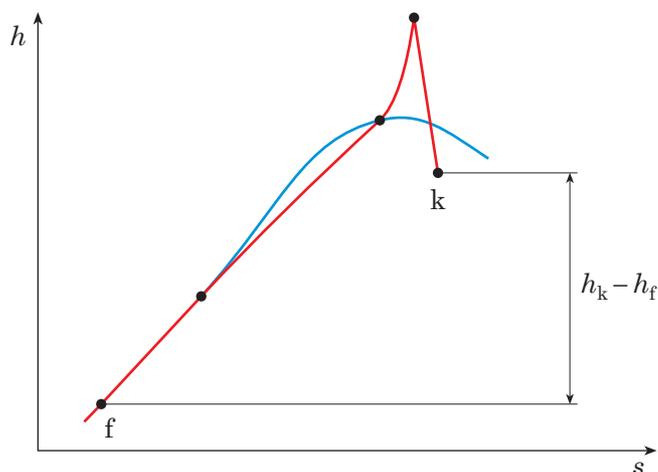


Fig. 36.5 - Diagramma di Mollier con indicato il punto k dove viene scaricata la miscela liquido-vapore con titolo x .

Ma, per la **29-4**, la differenza di entalpia $h_k - h_f$ può essere espressa in funzione dell'entalpia di vaporizzazione h_{fg} :

$$h_k = h_f + xh_{fg} \quad \Rightarrow \quad h_k - h_f = xh_{fg} \quad \mathbf{36-4}$$

e la **36-3** diviene:

$$\dot{Q} = \dot{m}_v x h_{fg} \quad \mathbf{36-5}$$

La *potenza termica* \dot{Q} viene sottratta, secondo la **27-17**, dall'*acqua di raffreddamento* che, con portata in massa \dot{m}_{acqua} entra nel condensatore con la temperatura T_{in} ed esce alla temperatura T_{out} :

$$\dot{Q} = \dot{m}_{acqua} c_{acqua} (T_{out} - T_{in}) \quad \mathbf{36-6}$$

dove c_{acqua} , capacità termica massica dell'acqua, viene presa pari a:

- 4,18 kJ/(kg·K) per acqua dolce;
- 3,98 kJ/(kg·K) per acqua di mare.

Uguagliando le due equazioni **36-5** e **36-6**, si ottiene la portata in massa \dot{m}_{acqua} dell'acqua di raffreddamento necessaria per ottenere la condensazione del vapore scaricato dalla turbina. La portata in volume di acqua condensatrice \dot{V}_{acqua} si ricava poi con

$$\dot{V}_{\text{acqua}} = \frac{\dot{m}_{\text{acqua}}}{\rho_{\text{acqua}}}$$

dove ρ_{acqua} è la massa volumica dell'acqua, considerata pari a:

- 1000 kg/m³ per acqua dolce;
- 1025 kg/m³ per acqua di mare.

La portata di acqua che occorre far circolare perché il vapore, scaricato dalla turbina, possa condensare, è notevole. Questa portata (*Esempio 36.1*) è compresa tra 50 e 60 kg/s per ogni kg/s di vapore da condensare. Vi sono quindi notevoli problemi, sia di approvvigionamento dell'acqua e delle relative opere di presa sia di restituzione, dal momento che l'acqua più calda, che esce dal condensatore, può alterare l'equilibrio ecologico a valle dell'impianto. Attualmente si ricorre, sempre più spesso, nei luoghi temperati e, obbligatoriamente, nei luoghi aridi, alle torri di raffreddamento. In questo caso l'acqua, che occorre reintegrare in modo da bilanciare l'acqua persa per evaporazione, è compresa tra 1,5% e 2% della portata di acqua che circola nel condensatore.

Esempio 36.1 Portata di acqua condensatrice nel condensatore

Un impianto da 600 MW di potenza utile scarica del vapore avente un titolo $x = 0,92$ alla pressione assoluta $p_v = 5,628$ kPa. Il rendimento del ciclo è $\eta = 0,4$, mentre il rendimento organico è $\eta_o = 0,975$. L'aumento di temperatura dell'acqua di fiume, impiegata per il raffreddamento, è $\Delta T_{\text{acqua}} = 10$ K. Si chiede di:

- a) calcolare la quantità di calore nell'unità di tempo \dot{Q} che il condensatore deve asportare;
- b) calcolare il rapporto tra la portata in massa di acqua condensatrice e portata di vapore $\dot{m}_{\text{acqua}}/\dot{m}_v$;
- c) calcolare la portata in volume di acqua condensatrice \dot{V}_{acqua} ;
- d) rifare il calcolo del rapporto tra portata di acqua condensatrice e portata di vapore $\dot{m}_{\text{acqua}}/\dot{m}_v$, nel caso in cui la differenza di temperatura tra ingresso e uscita del condensatore sia di 8 K.

SOLUZIONE

- a) La potenza termica \dot{Q} , da asportare al vapore nel condensatore, è data dal prodotto della portata di vapore \dot{m}_v per la quantità di calore q_L che va ceduta alla sorgente a temperatura inferiore (**36-5**):

$$\dot{Q} = \dot{m}_v q_L$$

Il calore, per unità di massa, q_L che occorre cedere alla sorgente a temperatura inferiore è dato da:

$$q_L = x h_{fg} = 0,92 \times 2418,6 \text{ kJ/kg} = 2225,1 \text{ kJ/kg}$$

dove x è il titolo assegnato della miscela liquido-vapore e h_{fg} l'entalpia di vaporizzazione corrispondente alla pressione di saturazione $p_v = 5,628$ kPa e alla temperatura di saturazione $T_v = 35$ °C (*Tabella A.3.1*).

Il calore q_H scambiato con la sorgente a temperatura superiore è per la **30-1'** dato da:

$$\eta = \frac{q_H - q_L}{q_H} \Rightarrow q_H = \frac{q_L}{1 - \eta} = \frac{2225,1 \text{ kJ/kg}}{1 - 0,4} = 3708,5 \text{ kJ/kg}$$

mentre, per la **30-1**, il lavoro netto w prodotto dal ciclo è:

$$w = q_H - q_L = 3708,5 \text{ kJ/kg} - 2225,1 \text{ kJ/kg} = 1483,4 \text{ kJ/kg}$$

e, per la **35-5**, il lavoro utile w risulta:

$$w_u = \eta_o w = 0,975 \times 1483,4 \text{ kJ/kg} = 1446,3 \text{ kJ/kg}$$

La portata in massa \dot{m}_v del vapore trattato è allora (*Paragrafo 31.1*):

$$\dot{m}_v = \frac{P_u}{w_u} = \frac{600.000 \text{ kW}}{144,3 \text{ kJ/kg}} = 414,85 \text{ kg/s}$$

e la potenza termica \dot{Q} (calore nell'unità di tempo) che deve essere asportata al vapore dall'acqua di raffreddamento del condensatore è:

$$\dot{Q} = \dot{m}_v q_L = 414,85 \text{ kg/s} \times 2225,1 \text{ kJ/kg} = 923,1 \text{ MW} \quad \blacktriangleleft$$

- b) La portata di acqua \dot{m}_{acqua} del fluido freddo, nel nostro caso l'acqua di fiume che deve circolare nel condensatore per sottrarre la potenza termica \dot{Q} , è (**36-6**):

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{acqua}} c_{\text{acqua}} \Delta T_{\text{acqua}} \Rightarrow \dot{m}_{\text{acqua}} = \frac{\dot{Q}}{c_{\text{acqua}} \Delta T_{\text{acqua}}} = \frac{923,1 \times 10^6 \text{ W}}{4180 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)} \times 10 \text{ K}} = 22.084 \text{ kg/s}$$

Il rapporto tra la portata di acqua condensatrice \dot{m}_{acqua} e la portata di vapore \dot{m}_v che circola nell'impianto è:

$$\frac{\dot{m}_{\text{acqua}}}{\dot{m}_v} = \frac{22.084 \text{ kg/s}}{414,85 \text{ kg/s}} = 53,2 \quad \blacktriangleleft$$

- c) La portata in volume di acqua condensatrice è data, per la **36-7**, dal rapporto tra portata \dot{m}_{acqua} e massa volumica dell'acqua ρ_{acqua} :

$$\dot{V}_{\text{acqua}} = \frac{\dot{m}_{\text{acqua}}}{\rho_{\text{acqua}}} = \frac{22.084 \text{ kg/s}}{1000 \text{ kg/m}^3} = 22,084 \text{ m}^3/\text{s} \quad \blacktriangleleft$$

- d) Nel caso in cui il salto ΔT_{acqua} tra la temperatura di uscita e di ingresso nel condensatore venisse ridotto a 8 K, avremmo una portata di acqua di raffreddamento \dot{m}_{acqua} :

$$\dot{m}_{\text{acqua}} = \frac{923,1 \times 10^6 \text{ W}}{4180 \text{ J/kg} \times 8 \text{ K}} = 26.605 \text{ kg/s}$$

e il rapporto tra portata di acqua condensatrice e portata di vapore sarebbe:

$$\frac{\dot{m}_{\text{acqua}}}{\dot{m}_v} = \frac{26.605 \text{ kg/s}}{414,85 \text{ kg/s}} = 66,5 \quad \blacktriangleleft$$

COMMENTI

1. La portata di acqua di raffreddamento che deve essere fatta circolare nel condensatore è enorme ($\dot{V}_{\text{acqua}} = 22 \text{ m}^3/\text{s}$); si tratta infatti di un impianto da 600 MW.
2. ΔT_{acqua} è una differenza di temperatura e come tale può essere espressa indifferentemente in gradi centigradi [°C] oppure in kelvin [K].

36.6 Condensatori a superficie

36.6.1 Descrizione

I **condensatori a superficie** appartengono a quel tipo di scambiatori in cui uno dei due fluidi, in questo caso il vapore che si vuole far condensare, subisce un cambiamento di fase. La descrizione generale degli scambiatori era stata fatta nel *Paragrafo 27.6*. Qui vogliamo solo descrivere le principali caratteristiche costitutive di un condensatore a superficie (per impianto a vapore) che utilizza come fluido ausiliario l'acqua.

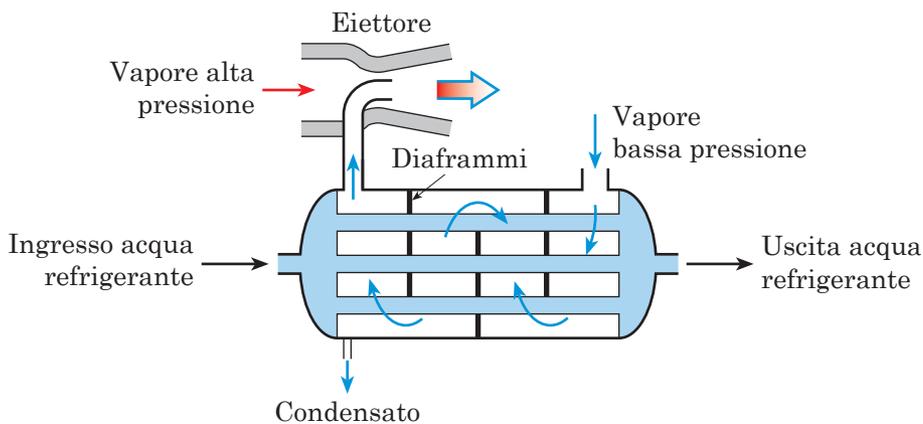


Fig. 36.6 - Schema di condensatore a superficie con eiettore: un solo passaggio nel mantello e un solo passaggio nei tubi.

La *Figura 36.6* mostra lo schema di un condensatore a fascio tubiero; in genere questo è costituito da un *mantello*, di forma cilindrica (per condensatori piccoli) oppure parallelepipedo (per condensatori grossi in modo da utilizzare meglio lo spazio), solitamente ad asse orizzontale e contenente fasci di tubi lambiti all'esterno da vapore e percorsi all'interno dall'acqua di raffreddamento. L'acqua di raffreddamento viene convogliata alle testate laterali del mantello e di qui passa alle piastre tubiere su cui sono assicurati i tubi^{36.4}. Dato l'elevato volume massico del vapore, l'ingresso, lato vapore, ha una sezione notevolmente superiore a quella di uscita del condensato e così pure di dimensioni ridotte sono le due sezioni di ingresso e di uscita dell'acqua di raffreddamento.

36.4 - Quando si vuole evitare ogni contatto tra i due fluidi, come avviene ad esempio negli impianti in cui l'elettricità viene prodotta attraverso il calore reso disponibile dall'energia nucleare, il condensatore è realizzato con doppie piastre tubiere: tra le due piastre vi è un'intercapedine di drenaggio per evitare la contaminazione dell'acqua refrigerante da parte della condensa.

Il tipo di percorso effettuato dall'acqua di refrigerazione nella *Figura 36.6* è detto a *un solo passaggio* o *un percorso* in quanto l'acqua entra ed esce una sola volta.

Vi possono essere altre soluzioni, come, ad esempio, un solo passaggio nel mantello e due passaggi nei tubi (*Figura 36.7-a*), oppure due passaggi nel mantello e quattro passaggi nei tubi (*Figura 36.7-b*). Molto frequente è la disposizione con due passaggi nei tubi (*Figura 36.7-a*), perché rende possibile la realizzazione di un condensatore piuttosto compatto.

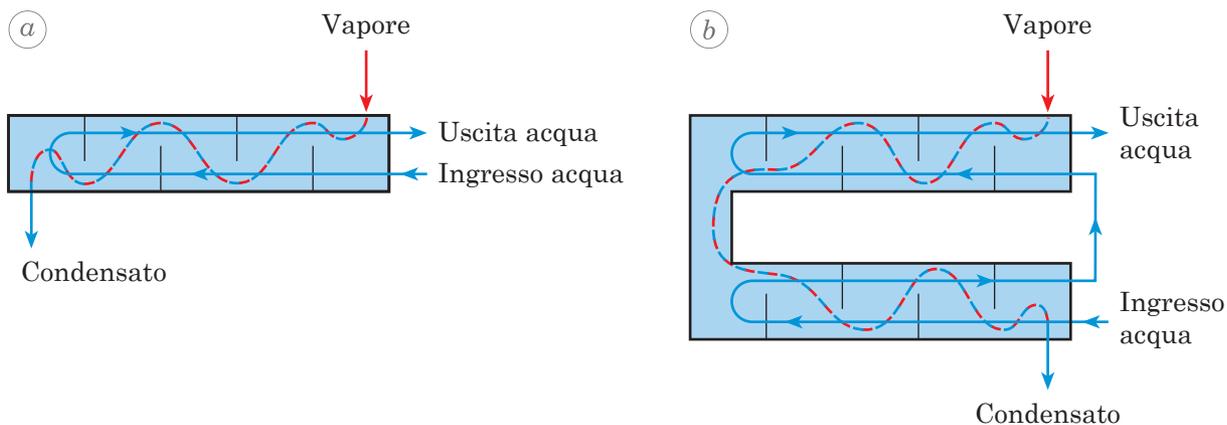


Fig. 36.7 - Schema di condensatore a fascio tubiero con disposizioni diverse dei passaggi dell'acqua di raffreddamento e del vapore:

- a) un solo passaggio nel mantello e due passaggi nei tubi;
- b) due passaggi nel mantello e quattro passaggi nei tubi.

I tubi del condensatore sono mandrinati oppure saldati alle piastre tubiere. Possono essere anche molto lunghi, ma si cerca di non superare 10 m. I *diaframmi intermedi* o *piastre di supporto*, interposti all'interno del condensatore (*Figura 36.6*), offrono un appoggio in modo da ridurre l'incurvamento dei tubi. I tubi sono solitamente disposti in modo da favorire il contatto della superficie con il vapore e da evitare il contatto con la condensa (*Figura 36.8*). Questa viene raccolta alla base del condensatore (*pozzo caldo*) da dove viene prelevata mediante la pompa di estrazione. Il diametro interno dei tubi è di solito compreso tra 14 e 26 mm; il diametro massimo è limitato dal fatto che occorre rendere massima la superficie di scambio per unità di volume, mentre il diametro minimo è imposto dalla necessità di evitare problemi di intasamento dovuti a impurità contenute nell'acqua di raffreddamento^{36.5}. Nei condensatori più grossi il diame-

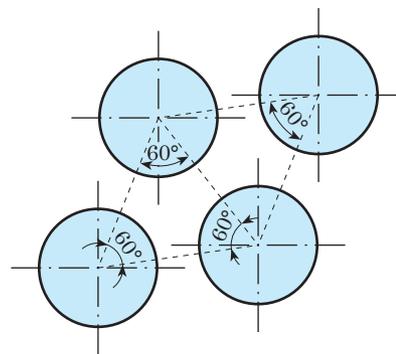


Fig. 36.8 - Disposizione dei tubi a *quinconce* con i centri ai vertici di triangoli equilateri aventi la base leggermente inclinata sull'orizzontale.

36.5 - Data la quantità estremamente elevata di acqua di raffreddamento che deve essere impiegata nei grossi impianti termoelettrici, è necessario poter utilizzare acqua non molto pulita di varia provenienza (fiume, lago o mare) preventivamente sottoposta a una sommaria depurazione.

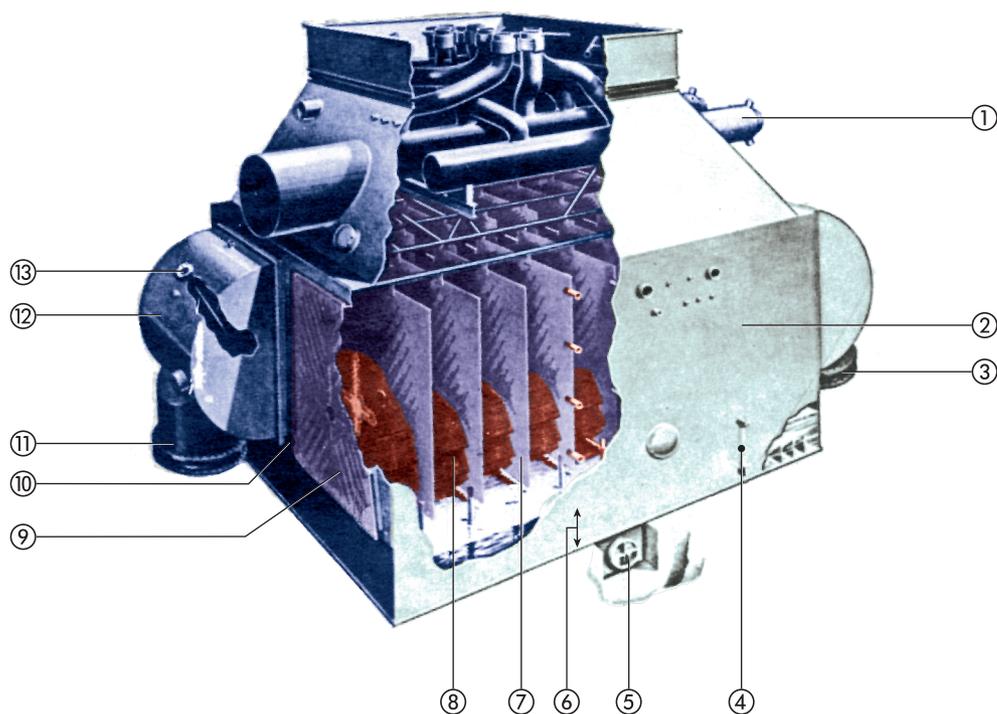
tro interno dei tubi si avvicina ai valori più elevati per evitare, data la notevole lunghezza dei tubi (circa 10 m), perdite di carico troppo elevate. Lo spessore di parete dei tubi varia da 0,9 a 1,5 mm.

Il materiale utilizzato per i tubi è costituito da:

- rame o leghe in rame quale ammiragliato (70% rame, 29% zinco, 1% stagno) per acqua dolce;
- leghe di rame e nichel oppure ottone speciale per l'acqua di mare.

Spesso viene aggiunto titanio per ridurre la possibilità di formazione di fessure. Il mantello del condensatore è costruito in ghisa oppure in lamiera di acciaio. Le piastre tubiere sono solitamente in acciaio.

La *Figura 36.9* mostra un condensatore a superficie con un solo passaggio nel mantello con indicate le parti principali.



- | | |
|---|-------------------------------------|
| 1 Riscaldatori dell'acqua di alimento nel collo | 8 Tubi |
| 2 Involucro d'acciaio a tenuta di vuoto | 9 Lastra di tubi |
| 3 Uscita dell'acqua refrigerante | 10 Diaframma |
| 4 Indicatore di livello del condensato | 11 Ingresso dell'acqua refrigerante |
| 5 Uscita del condensato | 12 Camera d'acqua |
| 6 Pozzo di raccolta del condensato | 13 Uscita dell'aria |
| 7 Piastre per il supporto di tubi | |

Fig. 36.9 - Sezione di condensatore.

36.6.2 Dimensionamento

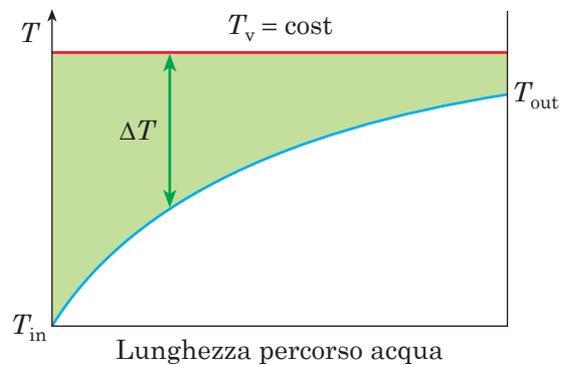
Il flusso termico \dot{Q} trasferito dal vapore all'acqua di raffreddamento attraverso l'area A è dato dall'**equazione base dello scambiatore di calore**:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_m \quad (27-19) \quad 36-8$$

La *differenza media di temperatura* (Figura 36.10), tra il vapore condensante che si trova alla temperatura T_v costante e l'acqua di raffreddamento che entra con la temperatura T_{in} ed esce alla temperatura T_{out} è espressa dalla media logaritmica ΔT_m :

$$\Delta T_m = \frac{T_{out} - T_{in}}{\ln\left(\frac{T_v - T_{in}}{T_v - T_{out}}\right)} \quad (27-20) \quad 36-9$$

Fig. 36.10 - Rappresentazione dell'andamento delle temperature dei due fluidi in un condensatore in funzione del percorso dell'acqua di raffreddamento; la differenza media di temperatura ΔT_m , data dalla 36-9, rappresenta la media tra le varie differenze locali di temperatura ΔT , come quella indicata in figura.



oppure, più semplicemente a motivo della modesta differenza tra T_v e T_{out} dalla media aritmetica $\Delta T'_m$:

$$\Delta T'_m = T_v - \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (27-25') \quad 36-10$$

Il *coefficiente globale di scambio termico* U dipende principalmente dalla velocità v_{acqua} dell'acqua nei tubi. Nella particolare condizione 0 riferita a tubi orizzontali, nuovi, puliti, lucidi, in lega ammiragliato, di spessore 1,245 mm e con temperatura dell'acqua all'ingresso $T_{in} = 21,1$ °C, il coefficiente globale di scambio è funzione della velocità v_{acqua} [m/s] mediante la relazione:

$$U_0 = C_1 \sqrt{v_{acqua}} \quad 36-11$$

con

$$C_1 = 2750 \frac{W/(m^2 \cdot K)}{\sqrt{m/s}} \quad \ll \text{per tubi di diametro interno } 14 \div 20 \text{ mm} \gg$$

$$2705 \frac{W/(m^2 \cdot K)}{\sqrt{m/s}} \quad \ll \text{per tubi di diametro interno } 22 \div 26 \text{ mm} \gg$$

Si passa dal caso di riferimento individuato da U_0 , al caso generale, con coefficiente globale di scambio U , mediante la relazione:

$$U = U_0 C_T C_i C_m \quad \mathbf{36-12}$$

con C_T coefficiente di correzione che tiene conto di temperature di ingresso dell'acqua di raffreddamento T_{in} diverse da 21,1 °C (Tabella 36.1);

C_i coefficiente di correzione che tiene conto di incrostazioni provocate sulle pareti dei tubi da strati di fango, prodotti di corrosione ecc. (di solito viene preso $C_i = 0,85$);

C_m coefficiente di correzione per tubi di materiale diverso dalla lega ammiragliato oppure con spessore di parete diverso da 1,245 mm (Tabella 36.2).

Tabella 36.1

Coefficiente di correzione C_T in funzione della temperatura di ingresso dell'acqua di raffreddamento

Temperatura di ingresso [°C]	Coefficiente di correzione C_T
4,4	0,685
10,0	0,810
15,5	0,915
21,1	1,000
26,7	1,045
32,2	1,075
37,8	1,100

Tabella 36.2

Coefficiente di correzione C_m in funzione del materiale e dello spessore dei tubi

Materiale dei tubi	Spessore dei tubi [mm]						
	0,559	0,711	0,889	1,245	1,651	2,108	2,769
Metallo ammiragliato	1,06	1,04	1,02	1,00	0,96	0,92	0,87
Rame arsenicale	1,06	1,04	1,02	1,00	0,96	0,92	0,87
Alluminio	1,06	1,04	1,02	1,00	0,96	0,92	0,87
Ottone d'alluminio	1,03	1,02	1,00	0,97	0,94	0,90	0,84
Bronzo d'alluminio	1,03	1,02	1,00	0,97	0,94	0,90	0,84
Metallo muntz (60% rame + 40% lega di zinco)	1,03	1,02	1,00	0,97	0,94	0,90	0,84
90-10 Cu-Ni	0,99	0,97	0,94	0,90	0,85	0,80	0,74
70-30 Cu-Ni	0,93	0,90	0,87	0,82	0,77	0,71	0,64
Acciaio a basso tenore di carbonio (rullato a freddo)	1,00	0,98	0,95	0,91	0,86	0,80	0,74
Acciai inossidabili:							
Tipo 4101430	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,65	0,59
Tipo 304/316	0,83	0,79	0,75	0,69	0,63	0,56	0,49
Tipo 329	0,78	0,76	0,74	0,69	0,65	0,60	0,54
Titanio	0,85	0,81	0,77	0,71			

Esempio 36.2 Condensatore a fascio tubiero a due percorsi

Una portata di vapore $\dot{m}_v = 30 \text{ kg/s}$ viene scaricata alla pressione assoluta $p_v = 4,246 \text{ kPa}$ e titolo $x = 0,94$. L'acqua di raffreddamento entra in un condensatore a fascio tubiero a due percorsi (Figura 36.11) con temperatura $T_{in} = 15 \text{ °C}$ ed esce con temperatura $T_{out} = 24 \text{ °C}$. L'acqua circola, con velocità $v_{acqua} = 2,4 \text{ m/s}$, all'interno di tubi, in lega ammiragliato, con diametro $D_i = 20 \text{ mm}$ e spessore $s = 1,245 \text{ mm}$.

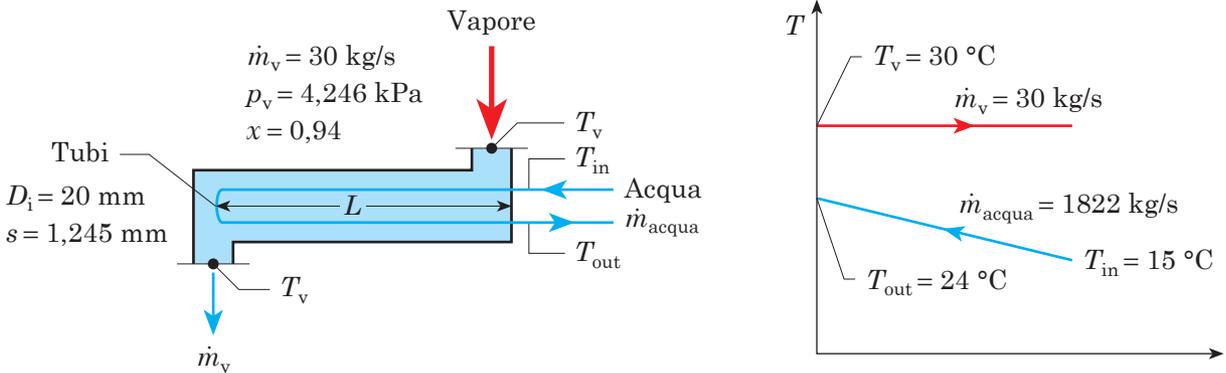


Fig. 36.11 - Condensatore a fascio tubiero dell'Esempio 36.2: ciascun tubo esegue due percorsi.

Determinare:

- la portata di acqua refrigerante \dot{m}_{acqua} ;
- la superficie totale di scambio A ;
- il numero N e la lunghezza L (relativa a un percorso) dei tubi del condensatore;
- il diametro D della sezione di ingresso S_v del vapore, sapendo che il vapore entra nel condensatore con la velocità $v_v = 190 \text{ m/s}$;
- la potenza P_a assorbita dalla pompa di estrazione della condensa che, con rendimento $\eta_p = 0,75$, alimenta una caldaia a 5 MPa , sapendo che la perdita di carico h_L nelle tubazioni è pari a 50 m di colonna d'acqua;
- la potenza assorbita dalla pompa di circolazione dell'acqua di raffreddamento, che, con rendimento $\eta_p = 0,8$, deve superare una perdita di carico complessiva h_L (continua all'interno delle tubazioni e localizzata per ingresso e uscita dell'acqua dal condensatore) pari a 5 m di colonna d'acqua.

SOLUZIONE

- a) La portata in massa \dot{m}_{acqua} dell'acqua di raffreddamento si ottiene dall'equazione 36-6:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{acqua} c_{acqua} (T_{out} - T_{in}) \Rightarrow \dot{m}_{acqua} = \frac{\dot{Q}}{c_{acqua} (T_{out} - T_{in})}$$

In questa espressione sono note la differenza di temperatura e la capacità termica massica dell'acqua $c_{acqua} = 4,18 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$. Dobbiamo determinare la potenza termica \dot{Q}

che deve essere asportata dall'acqua di raffreddamento. Sulla *Tabella A.3.1*, in corrispondenza della pressione $p_v = 4,246$ kPa, leggiamo un valore dell'entalpia di vaporizzazione $h_{fg} = 2430,5$ kJ/kg. Il calore da sottrarre per far sì che la miscela liquido-vapore, con titolo $x = 0,94$, condensi vale:

$$q = xh_{fg} = 0,94 \times 2430,5 \text{ kJ/kg} = 2284,7 \text{ kJ/kg}$$

La potenza termica \dot{Q} è data dal prodotto della portata di vapore \dot{m}_v per la quantità di calore q riferita all'unità di massa del vapore che percorre il ciclo:

$$\dot{Q} = \dot{m}_v q = 30 \text{ kg/s} \times 2284,7 \text{ kJ/kg} = 68.541 \text{ kJ/s} = 68.541 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_{\text{acqua}} = \frac{68.541 \text{ kJ/s}}{4,18 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}(24 \text{ }^\circ\text{C} - 15 \text{ }^\circ\text{C})} = 1822 \text{ kg/s} \quad \blacktriangleleft$$

b) La superficie complessiva di scambio A è, per la **36-8** data da:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_m \Rightarrow A = \frac{\dot{Q}}{U\Delta T_m}$$

Calcoliamo la differenza media di temperatura con la **36-9**. Il valore della temperatura del vapore condensante (il fluido caldo), valore che rimane costante (*Figura 36.8*) perché si tratta di un passaggio di stato, viene letto sulla *Tabella A.3.1* ($T_v = 30$ °C) in corrispondenza della pressione $p_v = 4,246$ kPa:

$$\Delta T_m = \frac{T_{\text{out}} - T_{\text{in}}}{\ln\left(\frac{T_v - T_{\text{in}}}{T_v - T_{\text{out}}}\right)} = \frac{24 \text{ }^\circ\text{C} - 15 \text{ }^\circ\text{C}}{\ln\left(\frac{30 \text{ }^\circ\text{C} - 15 \text{ }^\circ\text{C}}{30 \text{ }^\circ\text{C} - 24 \text{ }^\circ\text{C}}\right)} = 9,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Se invece della differenza media logaritmica ΔT_m , avessimo usato la formula (**36-10**) della differenza media aritmetica $\Delta T'_m$:

$$\Delta T'_m = T_v - \frac{T_{\text{in}} + T_{\text{out}}}{2} = 30 \text{ }^\circ\text{C} - \frac{24 \text{ }^\circ\text{C} + 15 \text{ }^\circ\text{C}}{2} = 10,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

il risultato non sarebbe stato molto diverso.

Il coefficiente globale di scambio U viene calcolato con le espressioni **36-11** e **36-12**:

$$U_0 = C_1 \sqrt{v_{\text{acqua}}} = 2750 \frac{\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})}{\sqrt{\text{m/s}}} \times \sqrt{2,4 \text{ m/s}} = 4260,3 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$$

$C_T = 0,915$ (dalla *Tabella 36.1*), $C_i = 0,85$ (coefficiente di incrostazione), $C_m = 1$ (dalla *Tabella 36.2*)

$$U = U_0 C_T C_i C_m = 4260,3 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}) \times 0,915 \times 0,85 \times 1 = 3313 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$$

$$A = \frac{68.541.000 \text{ W}}{3313 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K}) \times 9,8 \text{ }^\circ\text{C}} = 2107 \text{ m}^2 \quad \blacktriangleleft$$

c) La sezione di passaggio dell'acqua all'interno del singolo tubo è:

$$S_i = \frac{\pi D_i^2}{4} = \frac{\pi \times (0,020 \text{ m})^2}{4} = 3,14 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

mentre la portata complessiva in volume \dot{V}_{acqua} dell'acqua di raffreddamento vale (36-7):

$$\dot{V}_{\text{acqua}} = \frac{\dot{m}_{\text{acqua}}}{\rho_{\text{acqua}}} = \frac{1822 \text{ kg/s}}{1000 \text{ kg/m}^3} = 1,822 \text{ m}^3/\text{s}$$

Il numero N di tubi si ottiene estendendo l'equazione di continuità 15-3 a tutti gli N tubi:

$$\dot{V}_{\text{acqua}} = v_{\text{acqua}} S_i N \Rightarrow N = \frac{\dot{V}_{\text{acqua}}}{v_{\text{acqua}} S_i} = \frac{1,822 \text{ m}^3/\text{s}}{2,4 \text{ m/s} \times 3,14 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 2418 \text{ tubi} \quad \blacktriangleleft$$

Il diametro esterno D_e dei tubi, in cui scorre l'acqua, è uguale al diametro interno più due volte lo spessore s della parete del tubo:

$$D_e = D_i + 2s = 20 \text{ mm} + 2 \times 1,245 \text{ mm} = 0,0225 \text{ m}$$

L'area complessiva della superficie di scambio A è data dal prodotto del numero dei tubi N per la superficie laterale del singolo tubo, pari alla lunghezza totale $2L$ del tubo (L è la lunghezza del tubo relativa a un solo percorso, secondo quanto evidenziato in *Figura 36.11*) moltiplicata per la circonferenza πD_e :

$$A = N 2L \pi D_e \Rightarrow L = \frac{A}{N 2\pi D_e} = \frac{2107 \text{ m}^2}{2418 \times 2 \times \pi \times 0,0225 \text{ m}} = 6,15 \text{ m} \quad \blacktriangleleft$$

Come abbiamo appena detto L è la lunghezza del tubo per percorso; la lunghezza totale è perciò $2L = 12,3 \text{ m}$.

d) Per determinare la sezione di ingresso del vapore S_v , occorre prima di tutto conoscere il volume massico del vapore v_x che viene scaricato con il titolo $x = 0,94$. Sulla *Tabella A.3.1*, relativa alla regione liquido-vapore, leggiamo, in corrispondenza della pressione $p_v = 4,246 \text{ kPa}$ assegnata, i dati del volume massico del liquido $v_f = 0,00104 \text{ m}^3/\text{kg}$ e del vapore $v_g = 32,89 \text{ m}^3/\text{kg}$; quindi con l'equazione 29-2 abbiamo:

$$v_x = (1 - x)v_f + xv_g = (1 - 0,94) 0,00104 \text{ m}^3/\text{kg} + 0,94 \times 32,89 \text{ m}^3/\text{kg} = 30,92 \text{ m}^3/\text{kg}$$

La portata in massa del vapore è nota; la portata in volume \dot{V}_v di vapore scaricato è allora:

$$\dot{V}_v = v_x \dot{m}_v = 30,92 \text{ m}^3/\text{kg} \times 30 \text{ kg/s} = 927,6 \text{ m}^3/\text{s}$$

e la sezione S_v è data da:

$$S_v = \frac{\dot{V}_v}{v_v} = \frac{927,6 \text{ m}^3/\text{s}}{190 \text{ m/s}} = 4,88 \text{ m}^2$$

con diametro D

$$S_v = \frac{\pi D^2}{4} \Rightarrow D = \sqrt{\frac{4S_v}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 4,88 \text{ m}^2}{\pi}} = 2,49 \text{ m} \quad \blacktriangleleft$$

e) La potenza P_a , assorbita dalla pompa di estrazione, è espressa dalla 17-5:

$$P_a = \frac{\dot{V}\rho g h_u}{\eta_P} = \frac{\dot{m}_v g h_u}{\eta_P}$$

dove, al posto del prodotto della massa volumica del condensato η per la sua portata in volume \dot{V} , abbiamo introdotto la portata in massa del vapore \dot{m}_v , dal momento che tutto il vapore che entra viene condensato ad acqua. La prevalenza manometrica h_u della pompa di estrazione è rappresentata dalla somma di tre termini:

1. La prevalenza h_1 che occorre per riportare il condensato dalla pressione 4,246 kPa esistente nel condensatore, alla pressione atmosferica 101,3 kPa:

$$\Delta p_1 = \rho g h_1 \Rightarrow h_1 = \frac{101.300 \text{ Pa} - 4246 \text{ Pa}}{1000 \text{ kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/s}^2} = 9,9 \text{ m di colonna d'acqua}$$

2. La prevalenza h_2 necessaria per alimentare la caldaia alla pressione di 5 MPa:

$$h_2 = \frac{5.000.000 \text{ Pa}}{1000 \text{ kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/s}^2} = 509,7 \text{ m di colonna d'acqua}$$

3. La prevalenza necessaria per vincere la perdita di carico h_L (50 m di colonna d'acqua) assegnata relativa a tubazioni, valvole, ecc:

$$h_u = h_1 + h_2 + h_L = 9,9 \text{ m} + 509,7 \text{ m} + 50 \text{ m} = 569,6 \text{ m di colonna d'acqua}$$

$$P_a = \frac{\dot{m}_v g h_u}{\eta} = \frac{30 \text{ kg/s} \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times 596,6 \text{ m}}{0,75} = 223,5 \text{ kW} \quad \blacktriangleleft$$

f) La potenza assorbita dalla pompa di circolazione dell'acqua di raffreddamento deve corrispondere a una prevalenza manometrica h_u in grado di vincere la perdita di carico $h_2 = 5 \text{ m}$ di colonna d'acqua:

$$P_a = \frac{\dot{m}_{\text{acqua}} g h_u}{\eta_P} = \frac{1822 \text{ kg/s} \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times 5 \text{ m}}{0,8} = 111,7 \text{ kW} \quad \blacktriangleleft$$

36.7 Condensatori a miscela

I **condensatori a miscela** vengono utilizzati quando:

- si desidera effettuare bassi investimenti;
- il recupero del condensato non è un fattore determinante nella costruzione dell'impianto.

In un condensatore a miscela l'acqua di refrigerazione viene portata nella camera di condensazione, a contatto diretto con il vapore, in modo da produrre la condensazione. L'acqua deve perciò presentare la superficie più ampia possibile in modo da favorire il contatto con il vapore. Ciò si ottiene in due modi:

- l'acqua viene iniettata sotto pressione formando getti finissimi, al limite una nebbia (Figura 36.12);
- l'acqua refrigerante viene introdotta dall'alto e fatta cadere per traboccamento da una bacinella all'altra in modo da formare un velo liquido che il vapore, che entra più in basso, è costretto ad attraversare (Figura 36.13).

L'aria viene poi estratta dall'alto, mentre il vapore condensato e insieme l'acqua refrigerante vengono raccolti in basso (Figura 36.13).

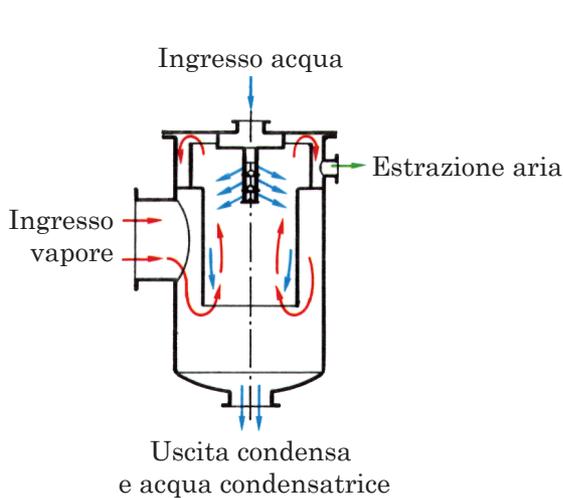


Fig. 36.12 - Condensatore a getto.

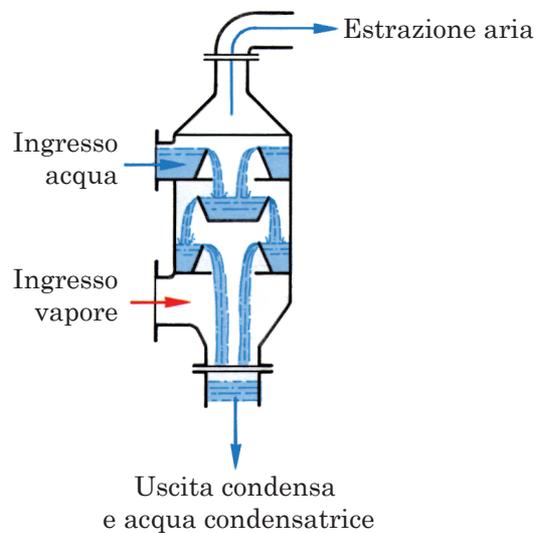


Fig. 36.13 - Condensatore a caduta.

L'aria da estrarre in un condensatore a miscela è maggiore di quella che occorre estrarre da un condensatore a superficie in quanto, oltre all'aria presente nel vapore, abbiamo adesso anche quella trasportata dall'acqua condensatrice. Occorre poi comprimere sia l'aria che il liquido (cioè il vapore condensato più l'acqua refrigerante) dal momento che la pressione, esistente all'interno del condensatore, è inferiore alla pressione atmosferica. Ne segue che il grado di vuoto è piuttosto modesto per evitare eccessivi consumi di energia negli impianti di estrazione dell'aria. È inoltre necessaria una maggiore potenza della pompa di estrazione del liquido: al condensato si aggiunge adesso anche l'acqua di refrigerazione. In compenso il consumo di acqua refrigerante è più basso di quello impiegato in un condensatore a superficie in quanto la temperatura di uscita T_{out} è praticamente uguale alla temperatura T_v di saturazione del liquido.

Esempio 36.3 Condensatore a miscela

In un condensatore a miscela occorre raffreddare una portata $\dot{m}_v = 3 \text{ kg/s}$ di vapore che viene scaricato alla pressione $p_k = 5 \text{ kPa}$ e titolo $x = 0,93$. L'acqua di refrigerazione è disponibile alla temperatura $T_{in} = 15 \text{ °C}$. Determinare:

- il consumo di acqua per kg di vapore $\dot{m}_{acqua}/\dot{m}_v$ e la portata totale in volume \dot{V} del liquido (acqua refrigerante più vapore condensato);
- la potenza P_a assorbita dalla pompa di estrazione, con rendimento $\eta_p = 0,75$, tenendo conto di una perdita di carico nelle tubazioni pari a 6 m.

SOLUZIONE

- a) Il calore massico q da sottrarre è dato dal prodotto del titolo della miscela liquido-vapore per il calore di vaporizzazione h_{fg} (nel nostro caso dovremmo definirlo calore di condensazione), calore che ricaviamo dalla *Tabella A.3.2* in corrispondenza alla pressione $p_k = 5 \text{ kPa}$:

$$q = xh_g = 0,93 \times 2423,7 \text{ kJ/kg} = 2254 \text{ kJ/kg}$$

La potenza termica \dot{Q} (calore nell'unità di tempo) da sottrarre alla miscela liquido-vapore, che ha una portata in massa $\dot{m}_v = 3 \text{ kg/s}$, è data dalla **36-5**:

$$\dot{Q} = \dot{m}_v q = 3 \text{ kg/s} \times 2254 \text{ kJ/kg} = 6762 \text{ kW}$$

Sempre sulla *Tabella A.3.2* leggiamo, alla pressione di 5 kPa, la temperatura di equilibrio $T_v = 32,88 \text{ °C}$. Facciamo l'ipotesi che la miscela vapore condensato più acqua di refrigerazione raggiunga la temperatura all'uscita $T_{out} = 32 \text{ °C}$ (al limite dovrebbe essere $32,88 \text{ °C}$). Allora per la **36-6** la portata in massa di acqua refrigerante \dot{m}_{acqua} vale:

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m}_{acqua} c_{acqua} (T_{out} - T_{in}) \Rightarrow \dot{m}_{acqua} = \\ &= \frac{\dot{Q}}{c_{acqua} (T_{out} - T_{in})} = \frac{6762 \text{ kW}}{4,18 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)} (32 \text{ °C} - 15 \text{ °C})} = 95,1 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Il consumo di acqua per kg di vapore è rappresentato da:

$$\frac{\dot{m}_{acqua}}{\dot{m}_v} = \frac{95,1 \text{ kg/s}}{3 \text{ kg/s}} = 31,7$$

La portata in volume dell'acqua di raffreddamento è (**36-7**):

$$\dot{V}_{acqua} = \frac{\dot{m}_{acqua}}{\rho_{acqua}} = \frac{95,1 \text{ kg/s}}{1000 \text{ kg/m}^3} = 0,0951 \text{ m}^3/\text{s}$$

mentre la portata in volume del vapore condensato $\dot{V}_{condensato}$ è:

$$\dot{V}_{condensato} = \frac{\dot{m}_v}{\rho_{acqua}} = \frac{3 \text{ kg/s}}{1000 \text{ kg/m}^3} = 0,003 \text{ m}^3/\text{s}$$

La portata in volume complessiva \dot{V} dell'acqua di raffreddamento e del condensato è:

$$\dot{V} = \dot{V}_{\text{acqua}} + \dot{V}_{\text{condensato}} = 0,0951 \text{ m}^3/\text{s} + 0,003 \text{ m}^3/\text{s} = 0,0981 \text{ m}^3/\text{s} \quad \blacktriangleleft$$

b) La pompa di estrazione deve essere progettata in modo da poter aspirare la portata complessiva \dot{V} assorbendo, per la **17-5**, la potenza P_a :

$$P_a = \frac{\dot{V} \rho_{\text{acqua}} g h_u}{\eta_P}$$

La prevalenza manometrica h_u della pompa è la somma della prevalenza totale h_t necessaria per portare il liquido dalla pressione assoluta esistente all'interno del condensatore e pari a 5 kPa alla pressione atmosferica di 101,3 kPa

$$\Delta p_t = \rho g h_t \Rightarrow h_t = \frac{101.300 \text{ Pa} - 5000 \text{ Pa}}{1000 \text{ kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/s}^2} = 9,82 \text{ m}$$

più la perdita di carico $h_L = 6 \text{ m}$ (assegnata) relativa alla linea:

$$\begin{aligned} P_a &= \frac{\dot{V} \rho_{\text{acqua}} g h_u}{\eta_P} = \frac{0,0981 \text{ m}^3/\text{s} \times 1000 \text{ kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times (9,82 \text{ m} + 6 \text{ m})}{0,75} = \\ &= 20.299 \text{ W} = 20,3 \text{ kW} \quad \blacktriangleleft \end{aligned}$$

ESERCIZI

36.1 - Un impianto avente la potenza utile $P_u = 1000$ MW scarica del vapore col titolo $x = 0,92$ alla pressione assoluta $p_v = 5$ kPa. Il rendimento del ciclo è $\eta = 0,4$, mentre il rendimento organico è $\eta_o = 0,98$. L'aumento di temperatura dell'acqua di fiume, impiegata per il raffreddamento, vale $\Delta T_{\text{acqua}} = 10$ °C. Calcolare la potenza termica \dot{Q} che deve asportare il condensatore, il rapporto $\dot{m}_{\text{acqua}}/\dot{m}_v$ tra portata in massa d'acqua condensatrice e di vapore e la portata in volume di acqua condensatrice \dot{V}_{acqua} .

$$\dot{Q} = 1530,5 \text{ MW}; \quad \dot{m}_{\text{acqua}}/\dot{m}_v = 53,3; \\ \dot{V}_{\text{acqua}} = 36,6 \text{ m}^3/\text{s}$$

36.2 - Un condensatore asporta, alla portata di vapore $\dot{m}_v = 686,4$ kg/s, la potenza termica $\dot{Q} = 1530,5$ MW con un salto di temperatura $\Delta T_{\text{acqua}} = 12$ °C. Calcolare la portata in massa d'acqua condensatrice \dot{m}_{acqua} e il rapporto $\dot{m}_{\text{acqua}}/\dot{m}_v$ tra portata in massa d'acqua condensatrice e di vapore.

$$\dot{m}_{\text{acqua}} = 30.512 \text{ kg/s}; \quad \dot{m}_{\text{acqua}}/\dot{m}_v = 44,45$$

36.3 - In un condensatore l'acqua entra alla temperatura di 10 °C e circola con velocità di 3 m/s in tubi di rame arsenicale di diametro interno pari a 16 mm e spessore pari a 0,889 mm. Calcolare i diversi coefficienti che figurano nell'equazione **36-12** e il coefficiente globale di scambio U .

$$U_0 = 4763 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}); \quad C_T = 0,81; \quad C_i = 0,85; \\ C_m = 1,02; \quad U = 3345 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

36.4 - La portata di vapore $\dot{m}_v = 10$ kg/s viene scaricata alla pressione assoluta $p_v = 5$ kPa e titolo $x = 0,93$. L'acqua di raffreddamento entra in un condensatore a fascio tubiero a due percorsi (*Figura 36.11*) alla temperatura $T_{\text{in}} = 10$ °C ed esce alla temperatura $T_{\text{out}} = 22$ °C. Calcolare il calore da asportare nell'unità di tempo \dot{Q} , la portata di acqua refrigerante \dot{m}_{acqua} e la differenza media di temperatura ΔT_m . Sono assegnati il coefficiente globale di scambio $U = 3345$ W/(m²·K), il diametro interno $D_i = 16$ mm e il diametro esterno $D_e = 17,8$ mm dei tubi e la velocità dell'acqua all'interno dei tubi $v_{\text{acqua}} = 3$ m/s. Determinare la superficie totale di scambio A , il numero N e la lunghezza L (relativa a un percorso) dei tubi del condensatore.

$$\dot{Q} = 22,54 \text{ MW}; \quad \dot{m}_{\text{acqua}} = 317 \text{ kg/s}; \\ \Delta T_m = 16,1 \text{ °C}; \quad A = 418,5 \text{ m}^2; \\ N = 529; \quad L = 7 \text{ m}$$

36.5 - In un condensatore a miscela occorre raffreddare la portata di vapore $\dot{m}_v = 2$ kg/s, che viene scaricato alla pressione assoluta $p_v = 7,5$ kPa e titolo $x = 0,92$. L'acqua di refrigerazione è disponibile alla temperatura $T_{\text{in}} = 13,5$ °C. La temperatura all'uscita del condensatore è $T_{\text{out}} = 40$ °C. Determinare il consumo di acqua per kg di vapore $\dot{m}_{\text{acqua}}/\dot{m}_v$, la portata totale \dot{V} del liquido (acqua refrigerante più vapore condensato) e la potenza P_a assorbita dalla pompa di estrazione con rendimento $\eta_p = 0,78$, tenendo conto di una perdita di carico nelle tubazioni $h_L = 5,5$ m.

$$\dot{m}_{\text{acqua}}/\dot{m}_v = 20; \quad \dot{V} = 0,04 \text{ m}^3/\text{s}; \quad P_a = 6,37 \text{ kW}$$