

Impianti combinati gas-vapore e cogenerazione

Con cenni sugli impianti integrati di gassificazione a ciclo combinato

UNICAp_{ress}/didattica

Giorgio Cau



Giorgio Cau è professore ordinario di Sistemi per l'Energia e l'Ambiente presso il Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Chimica e dei Materiali dell'Università di Cagliari. È titolare degli insegnamenti di "Sistemi energetici" nell'ambito del corso di laurea in ingegneria meccanica e di "Tecnologie energetiche industriali" nell'ambito dei corsi di laurea magistrale in ingegneria meccanica e in ingegneria energetica.

Svolge la sua attività di ricerca principalmente nell'ambito dei sistemi e delle tecnologie di conversione industriale dell'energia, con particolare interesse per le fonti energetiche rinnovabili. È autore di oltre 180 pubblicazioni su temi concernenti sviluppo, progettazione, modellazione numerica, sperimentazione, ottimizzazione, analisi energetica, economica e ambientale di sistemi energetici complessi. È responsabile scientifico del laboratorio "Idrogeno da fonti rinnovabili e accumulo termico" della Piattaforma Energie Rinnovabili di Sardegna Ricerche.

UNICApres/didattica

Impianti combinati gas-vapore e cogenerazione

Con cenni sugli impianti integrati di
gassificazione a ciclo combinato

Giorgio Cau



Cagliari
UNICApress
2024

SEZIONE DIDATTICA

Impianti combinati gas vapore e cogenerazione. Con cenni sugli impianti integrati di gassificazione a ciclo combinato di Giorgio Cau

© Giorgio Cau e UNICApres

CC BY-SA A 4.0 license

(<https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/>)

In copertina: immagine di Giorgio Cau

Impaginazione e grafica a cura di L'Armadillo editore

Cagliari, UNICApres, 2024 (<http://unicapress.unica.it>)

Università degli Studi di Cagliari

ISBN: 978-88-3312-128-4

ISBN online: 978-88-3312-129-1

DOI: 10.13125/unicapress.978-88-3312-129-1

Indice

Prefazione	5
1 Impianti combinati con turbine a gas e a vapore	9
1.1 Principi informativi e generalità sulle potenzialità del recupero dell'energia termica rilasciata dalle turbine a gas	9
1.2 Impianti combinati gas-vapore	21
1.3 Generatore di vapore a recupero	70
1.4 Impianti combinati a due e a tre livelli di pressione	123
1.5 Generatori di vapore a recupero con scambiatori di calore in parallelo	156
1.6 Repowering di impianti a vapore	185
1.7 Turbine a gas a ciclo misto gas-vapore	202
2 Produzione combinata di energia elettrica e termica o cogenerazione	221
2.1 Elementi introduttivi e generalità sulla cogenerazione	221
2.2 Indici di merito della cogenerazione	238
2.3 Cogenerazione con turbine a gas	253
2.4 Cogenerazione con turbine a vapore	267
2.5 Criteri di gestione	273
2.6 Cronistoria del quadro normativo sulla cogenerazione	293

2.7	Cogenerazione Alto Rendimento (DM 5 settembre 2011)	299
3	Cenni sui processi e sui sistemi integrati di gassificazione del carbone e altri combustibili	351
3.1	Elementi introduttivi e generalità sulla gassificazione	
3.2	I processi di gassificazione	352
3.3	L'impianto di gassificazione	362
3.4	Il sistema di depurazione del syngas	369

Prefazione

Il presente volume, frutto della rielaborazione delle dispense di *“Appunti alle lezioni di Tecnologie energetiche industriali”* costituisce un valido supporto didattico per gli allievi del corso di *“Tecnologie energetiche industriali”*, impartito nell’ambito dei corsi di laurea magistrale in ingegneria meccanica e in ingegneria energetica dell’Università di Cagliari. Il volume contiene tutti gli argomenti trattati nel primo modulo dell’insegnamento di Tecnologie energetiche industriali, sviluppati ed esposti con giusto approfondimento, e fornisce allo studente uno strumento completo ed esauriente utile per lo studio della materia e per la preparazione all’esame.

Il volume si articola in tre capitoli, dei quali i primi due riguardano, in particolare, gli impianti combinati con turbine a gas e a vapore e la cogenerazione di energia elettrica e termica rispettivamente, ossia le più moderne tecnologie di generazione dell’energia elettrica e di conversione dell’energia primaria in energia elettrica e termica più in generale.

Specificamente, il primo capitolo è rivolto allo studio degli impianti combinati con turbine a gas e a vapore. Preliminarmente vengono introdotti, in termini generali, i principi informatori del recupero dell’energia termica rilasciata dalle turbine a gas. Successivamente vengono formulati i bilanci energetici del sistema integrato delle due sezioni a gas e vapore al fine di determinare le espressioni generalizzate degli indici di prestazione, rendimenti e potenze in particolare, in funzione delle prestazioni delle singole sezioni, con riferimento agli impianti combinati a recupero semplice e con combustione supplementare. Vengono poi analizzate le diverse tipologie di impianto basate su sezioni a vapore a uno, a due e a tre livelli di pressione,

approfondendo, in particolare, le configurazioni e gli inerenti bilanci energetici del generatore di vapore a recupero; lo studio è esteso a configurazioni del generatore di vapore che prevedono anche l'adozione di banchi di scambio termico disposti in parallelo. In questo capitolo, infine, vengono riportati brevi cenni sugli impianti combinati di tipo non convenzionale derivanti dal "repowering" di impianti a vapore esistenti e sugli impianti di turbina a gas a ciclo misto basati su turbine a gas con iniezione di vapore.

Il secondo capitolo è rivolto allo studio della cogenerazione di energia elettrica e termica. Viene dapprima presentato un quadro generale della cogenerazione, con particolare riferimento ai componenti costitutivi di impianto, ai criteri di scelta, ai modi operativi. In questo quadro viene inoltre riportata una sintetica disamina dei principali motori primi, con specifico riferimento alle loro peculiarità nelle applicazioni cogenerative. Successivamente vengono richiamati e discussi i principali indici di merito della cogenerazione, quali, ad esempio, i rendimenti di primo e di secondo principio, i rendimenti marginali della produzione elettrica e termica, l'indice di risparmio energetico, ecc. Viene quindi approfondita la cogenerazione con turbine a gas considerando preliminarmente la configurazione elementare a recupero semplice per poi analizzare soluzioni più complesse dotate di dispositivi di post-combustione e di parzializzazione dei gas di scarico (by-pass) all'ingresso del sistema di recupero. Seguono brevi cenni sulla cogenerazione con turbine a vapore, con riferimento alle due classiche tipologie basate su turbine a vapore a condensazione e spillamento e su turbine a vapore a contropressione, con la formulazione degli inerenti bilanci energetici. Vengono quindi riportati alcuni cenni sui criteri di gestione, inizialmente in termini generali, richiamando i diversi modi operativi, successivamente facendo specifico riferimento agli impianti di cogenerazione basati su turbine a gas con post-combustione e by-pass, su turbine a gas con iniezione di vapore e su impianti combinati con turbine a vapore a condensazione e spillamento.

Infine, dopo una rapida cronistoria del quadro normativo sulla cogenerazione viene presentata e discussa in dettaglio la cogenerazione ad alto rendimento (CAR) secondo il quadro normativo vigente. In

particolare, vengono presentati i principi informatori della CAR, gli indici caratteristici e i criteri di valutazione degli incentivi riconosciuti.

Il terzo capitolo, infine, riporta cenni sui processi e sui sistemi integrati di gassificazione del carbone e altri combustibili. Vengono dapprima richiamati i principi fisico-chimici della gassificazione dei combustibili con alcuni richiami sulle principali reazioni caratteristiche e sulla loro dipendenza dai principali parametri operativi che governano i processi di gassificazione nel loro complesso. Successivamente vengono richiamate le principali tecnologie di gassificazione, basate su gassificatori a letto fisso, fluido e trascinato. Vengono poi descritti le principali sezioni e i componenti costitutivi di impianto, con particolare riferimento ai sistemi di depurazione e condizionamento del syngas.

Cagliari, maggio 2024

Prof. Ing. Giorgio Cau

Capitolo 1

Impianti combinati con turbine a gas e a vapore

1.1 Principi informatori e generalità sulle potenzialità del recupero dell'energia termica rilasciata dalle turbine a gas

Come è noto, la turbina a gas è un motore termico caratterizzato, nella configurazione in ciclo semplice, da potenze e rendimenti oramai paragonabili a quelli degli impianti a vapore. Rispetto agli impianti a vapore presenta però una sostanziale differenza in relazione al livello di temperatura dell'energia non convertita in lavoro e restituita all'ambiente.

Mentre negli impianti a vapore l'energia termica non trasformata in lavoro viene rilasciata all'esterno, principalmente attraverso il condensatore, ad una temperatura di poco maggiore di quella ambiente, essendo perciò di nessuna utilità ai fini di un eventuale recupero, nelle turbine a gas tale energia viene rilasciata, come calore sensibile dei gas reflui, ad elevata temperatura, dell'ordine di 550÷650 °C (e oltre) nelle turbine a gas industriali (heavy duty) e di 400-450 °C nelle turbine a gas di derivazione aeronautica (aeroderivative). Il calore sensibile dei gas di scarico della turbina a gas rappresenta, per questo, una vera e propria fonte energetica di qualità, in virtù dell'elevata temperatura, della continuità e regolarità di produzione, della disponibilità e fruibilità e, quindi, delle potenzialità di recupero.

Il recupero dell'energia termica allo scarico può essere effettuato con riferimento a due diversi criteri di utilizzazione:

- recupero di energia termica con utilizzo finalizzato alla conversione termodinamica in energia meccanica in un impianto motore termico sottoposto in cascata, di norma un impianto a vapore d'acqua specificamente concepito;
- recupero dell'energia termica finalizzato al suo utilizzo diretto o indiretto in processi tecnologici di tipo prevalentemente industriale.

Nel primo caso, che interessa prevalentemente le turbine a gas di potenza medio-grande, si realizza un sistema integrato per la sola produzione di energia meccanica (elettrica) con due sezioni di conversione costituite rispettivamente da un impianto di turbina a gas (impianto sovrapposto) e un impianto di turbina a vapore d'acqua (impianto sottoposto). Il sistema integrato nel suo complesso è denominato "Impianto a cicli combinati gas-vapore", o "Impianto combinato gas-vapore" o ancora, più semplicemente e sinteticamente, "Impianto combinato".

Nel secondo caso, che interessa l'impiego delle turbine a gas di potenza medio-piccola nelle applicazioni cogenerative, si realizza invece un sistema integrato per la produzione combinata e contestuale di energia meccanica (elettrica) e termica per usi tecnologici e di processo. Nella sua generalità, un impianto combinato può essere basato su un motore termico sovrapposto diverso dalla turbina a gas, ad esempio un motore alternativo a combustione interna, e su un motore termico sottoposto preposto al recupero dell'energia termica diverso dall'impianto a vapore d'acqua, ad esempio un motore ORC a fluido organico.

Potenziale teorico di recupero energetico dai gas di scarico di una turbina a gas.

Prima di intraprendere lo studio degli impianti combinati con turbine e gas e a vapore è opportuno effettuare una valutazione del potenziale teorico di recupero energetico dai gas di scarico di una turbina a gas e del massimo lavoro ottenibile da un idoneo ciclo sottoposto,

svolgendo nel contempo un utile richiamo dei criteri elementari di analisi dei cicli termodinamici. Si consideri allo scopo il ciclo reale semplificato di Joule illustrato in figura 1.1.1 (punti 1-2-3-4), dove per semplicità si evidenziano le sole perdite presenti nel compressore e nella turbina. Il ciclo termodinamico, designato con l'indice "I", è rappresentativo dell'impianto motore termico sovrapposto.

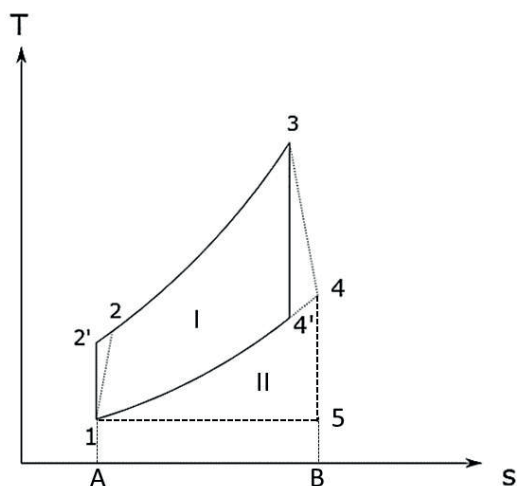


Figura 1.1.1. Potenziale teorico di recupero energetico da ciclo reale di Joule con ciclo ideale di Lorentz.

Con riferimento all'unità di massa di fluido motore, lungo la trasformazione isobara 4-1 il ciclo rilascia alla sorgente termica inferiore la quantità di calore $q_{2,I}$, a temperatura variabile tra i valori estremi T_4 e T_1 , rappresentata nel piano T - s dall'area A14B sottesa dalla trasformazione 1-4. Come mostrato nella figura 1.1.1, questa quantità di calore può essere interamente utilizzata per alimentare un ciclo sottoposto in cui la sorgente termica superiore è rappresentata sempre dalla trasformazione 1-4, coincidente con la 4-1 ma percorsa in senso opposto, mentre la sorgente inferiore è rappresentata dall'ambiente alla temperatura di riferimento $T_0 = T_1 = T_5$. In tal modo è possibile realizzare il ciclo

termodinamico di Lorentz rappresentativo dell'impianto sottoposto, designato con l'indice "II", costituito dalle tre trasformazioni 5-1 di compressione isoterma, 1-4 di riscaldamento isobaro e 4-5 di espansione adiabatica. Nella fattispecie il ciclo è reversibile, poiché lo scopo di questa analisi è quello di effettuare una valutazione del potenziale teorico di recupero dell'energia termica rilasciata dal ciclo sovrapposto e del massimo lavoro ottenibile mediante la sua conversione termodinamica mediante il ciclo sottoposto, pertanto la trasformazione adiabatica 4-5 è anche isoentropica.

Il lavoro del ciclo reversibile di Lorentz rappresenta pertanto il massimo lavoro che è possibile ottenere dal recupero del calore rilasciato dal ciclo di Joule e in tal senso esso rappresenta il limite teorico di riferimento, ovvero il potenziale, del recupero in parola. Il lavoro del ciclo di Lorentz può essere determinato attraverso l'analisi energetica delle tre trasformazioni che lo costituiscono, ma in realtà esso può essere più direttamente determinato applicando i principi dell'analisi exergetica.

Analisi exergetica del recupero

Con il termine *exergia* di un sistema si intende il massimo lavoro che è possibile ottenere da un sistema quando questo si porta in equilibrio termodinamico con l'ambiente esterno. Il processo evolutivo del sistema fino al raggiungimento delle condizioni di equilibrio è ovviamente reversibile il quanto l'exergia, per definizione, rappresenta il massimo lavoro ottenibile durante il processo, che è necessariamente quello reversibile¹. Per tale motivo l'exergia è una funzione di stato poiché il lavoro reversibile è unico e non dipende dal processo evolutivo del sistema verso la condizione di equilibrio.

L'equilibrio del sistema rispetto all'ambiente è stabilito in relazione a tre grandezze termodinamiche p , T , n_i , rispettivamente pressione, temperatura e composizione chimica (numero di moli delle specie costituenti). Più specificamente si ha:

¹ Se così non fosse si potrebbe individuare un processo caratterizzato da minori irreversibilità e, quindi, da una produzione di lavoro maggiore.

- equilibrio termico, se non ci sono differenze di temperatura tra il sistema e l'ambiente;
- equilibrio meccanico, se non ci sono differenze di pressione tra il sistema e l'ambiente;
- equilibrio chimico, se non ci sono differenze di composizione tra il sistema e l'ambiente.

Per quanto sopra, se si considera il sistema costituito dai gas allo scarico della turbina a gas, il cui stato termodinamico è caratterizzato dal punto 4 nel ciclo di figura 1.1.1, si può affermare che l'exergia del punto 4 rappresenta proprio il massimo lavoro ottenibile dal recupero dell'energia termica da essi posseduta mediante un processo di conversione termodinamica realizzato a valle in cascata. Nelle condizioni del punto 4, i gas di scarico sono in equilibrio meccanico poiché si trovano a pressione ambiente (quindi non ci sono differenze di pressione tra sistema e ambiente), ma non in equilibrio termico, poiché sono a temperatura maggiore di quella ambiente, né in equilibrio chimico, poiché la loro composizione è diversa da quella dell'aria atmosferica. Tuttavia, considerando che lo sfruttamento del disequilibrio chimico è praticamente irrealizzabile, si può considerare il solo disequilibrio termico che può essere sfruttato mediante un ciclo termodinamico reversibile, rappresentato proprio dal ciclo di Lorentz.

Senza entrare nel merito della teoria dell'analisi exergetica, l'exergia fisica di un sistema² è data dalla relazione:

$$e_x = (h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0) \quad (1.1.1)$$

da cui si evince che $e_x = 0$ quando $h = h_0$ e $s = s_0$, ossia quando il sistema è in equilibrio termico e meccanico con l'ambiente.

Il massimo lavoro ottenibile dal recupero energetico dei gas scaricati, ossia il lavoro del ciclo reversibile di Lorentz sottoposto, corrisponde, per quanto sopra, alla loro exergia, data dalla relazione:

² Dipendente dal disequilibrio termico e meccanico ma non da quello chimico.

$$l_{u,II} = e_{x4} = (h_4 - h_0) - T_0 \cdot (s_4 - s_0) \quad (1.1.2)$$

Supposto che il fluido termodinamico sia un gas perfetto, si ha:

$$h_4 - h_0 = c_p \cdot (T_4 - T_0) \quad (1.1.3)$$

Inoltre, dalla seconda equazione di Gibbs si ha:

$$dh = Tds + vdp \quad (1.1.4)$$

da cui:

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - v \frac{dp}{T} \quad (1.1.5)$$

Integrando lungo la trasformazione isobara 1-4 ($dp = 0$), si ottiene:

$$s_4 - s_1 = c_p \cdot \ln \frac{T_4}{T_1} \quad (1.1.6)$$

Infine, combinando l'equazione (1.1.2) con le equazioni (1.1.3) e (1.1.6), considerando che il punto "0" coincide con il punto "1", si ottiene:

$$l_{u,II} = e_{x4} = c_p \left[(T_4 - T_0) - T_0 \cdot \ln \frac{T_4}{T_0} \right] \quad (1.1.7)$$

La relazione (1.1.7) esprime il lavoro del ciclo di Lorentz sottoposto in funzione delle temperature estreme del ciclo T_0 e T_4 , determinato attraverso semplici considerazioni basate sull'analisi exergetica.

Analisi termodinamica del ciclo di Lorentz

Qui di seguito il lavoro del ciclo di Lorentz viene determinato in modo convenzionale valutando gli scambi energetici (calore e lavoro) lungo le trasformazioni costitutive. Il ciclo di Lorentz è costituito da 3 trasformazioni lungo le quali si realizzano gli scambi essenziali di lavoro e di calore con l'esterno come di seguito specificato.

Trasformazione 1-4

L'analisi energetica della trasformazione può essere effettuata con riferimento all'equazione che esprime il 1° principio della termodinamica:

$$dh = \delta q - \delta l \quad (1.1.8)$$

La trasformazione 1-4 è una trasformazione isobara, per cui si ha solo scambio di calore con l'esterno ($\delta l = -vdp = 0$, essendo $dp = 0$). Inoltre, il calore scambiato è positivo in quanto fornito al sistema dall'esterno, per cui, integrando l'equazione (1.1.8) tra gli estremi della trasformazione, si ha:

$$q_{1,II} = q_{14} = \int_1^4 dh = h_4 - h_1 = c_p \cdot (T_4 - T_1) \quad (1.1.9)$$

ed essendo $T_1 = T_0$, ne segue:

$$q_{1,II} = c_p \cdot (T_4 - T_0) \quad (1.1.10)$$

Trasformazione 4-5

La trasformazione 4-5 è una trasformazione di espansione adiabatica (isoentropica essendo reversibile), per cui si ha solo scambio di lavoro con l'esterno ($\delta q = 0$). Inoltre, il lavoro scambiato è positivo in quanto compiuto dal sistema sull'esterno mediante una macchina motrice ($\delta l = -vdp > 0$, essendo $dp < 0$), per cui, integrando l'equazione (1.1.8) tra gli estremi della trasformazione, si ha:

$$l_{E,II} = l_{45} = - \int_4^5 dh = h_4 - h_5 = c_p \cdot (T_4 - T_5) \quad (1.1.11)$$

ed essendo $T_5 = T_0$, ne segue:

$$l_{E,II} = c_p \cdot (T_4 - T_0) \quad (1.1.12)$$

Si osserva che, per quanto riferiti a trasformazioni diverse, il calore entrante nel ciclo $q_{1,II}$ e il lavoro di espansione $l_{E,II}$ sono espressi mediante la stessa relazione, essendo entrambi dati da differenze di entalpia riferite agli stessi intervalli di temperatura.

Trasformazione 5-1

La trasformazione 5-1 è una compressione isoterma ($dT = 0$), in cui sono presenti entrambi gli scambi di calore e di lavoro. Dall'equazione (1.1.8) si ha:

$$dh = c_p dT = \delta q - \delta l = 0 \quad (1.1.13)$$

per cui $\delta q = \delta l$. Inoltre, il lavoro scambiato è negativo in quanto compiuto sul sistema dall'esterno mediante una macchina operatrice ($\delta l = -vdp < 0$, essendo $dp > 0$), il calore scambiato è parimenti negativo in quanto ceduto dal sistema all'esterno per compensare l'incremento di energia interna del sistema dovuto al lavoro entrante, per cui, integrando lungo la trasformazione, valutando il lavoro di compressione $l_{C,II}$ in termini positivi, si ha:

$$l_{C,II} = -l_{51} = \int_5^1 v dp = \int_5^1 RT \frac{dp}{p} \quad (1.1.14)$$

Trattandosi di trasformazione isoterma risulta: $T = T_5 = T_1 = T_0$, pertanto:

$$l_{C,II} = RT_0 \cdot \ln \frac{p_1}{p_5} \quad (1.1.15)$$

D'altra parte, considerato che $p_1 = p_4$, essendo per la trasformazione isoentropica 4-5:

$$\frac{p_1}{p_5} = \frac{p_4}{p_5} = \left(\frac{T_4}{T_5}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{T_4}{T_0}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1.1.16)$$

l'equazione (1.1.15) diventa:

$$l_{C,II} = RT_0 \cdot \ln \frac{p_4}{p_5} = RT_0 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \ln \frac{T_4}{T_0} \quad (1.1.17)$$

da cui, essendo $\frac{kR}{k-1} = c_p$, si ottiene:

$$l_{C,II} = c_p T_0 \cdot \ln \frac{T_4}{T_0} \quad (1.1.18)$$

Per quanto sopra è anche:

$$q_{2,II} = l_{C,II} = c_p T_0 \cdot \ln \frac{T_4}{T_0} \quad (1.1.19)$$

Si ha pertanto:

$$l_{u,II} = l_{E,II} - l_{C,II} = q_{1,II} - q_{2,II} = c_p \left[(T_4 - T_0) - T_0 \cdot \ln \frac{T_4}{T_0} \right] \quad (1.1.20)$$

In conclusione, si osserva, come atteso, l'uguaglianza delle equazioni (1.1.20) e (1.1.7).

Il rendimento del ciclo di Lorentz risulta infine:

$$\eta_{II} = \frac{l_{u,II}}{q_{1,II}} = \frac{c_p \left[(T_4 - T_0) - T_0 \cdot \ln \frac{T_4}{T_0} \right]}{c_p \cdot (T_4 - T_0)} = 1 - \frac{T_0}{\left(\frac{T_4 - T_0}{\ln \frac{T_4}{T_0}} \right)} \quad (1.1.21)$$

Nel termine a denominatore dell'ultimo membro dell'equazione (1.1.21) si riconosce l'espressione della temperatura media logaritmica tra le temperature T_0 e T_4 ; in tal senso il rendimento del ciclo di Lorentz equivale al rendimento di un ciclo di Carnot evolvente tra la temperatura minima T_0 e una temperatura massima pari alla media logaritmica tra T_0 e T_4 .

Esempio 1

Con riferimento al ciclo di Joule sovrapposto, si consideri una turbina a gas di vecchia concezione (fine anni '80 del secolo scorso) avente le seguenti caratteristiche:

$$\eta_G = 0,35 \quad (\text{rendimento della turbina a gas})$$

$$T_4 = 540 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (813,15 K)}$$

$$T_1 = T_0 = 15 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (288,15 K)}$$

$$m_c \cdot H_i = 1 \quad (\text{si fa riferimento per semplicità all'unità di energia primaria entrante})$$

Assumendo per semplicità unitari i rendimenti della camera di combustione e meccanico (organico), comunque molto elevati e prossimi all'unità, si ha:

$$Q_{1,I} = m_c \cdot H_i = 1$$

$$\eta_I = \eta_G = 0,35$$

$$L_{u,I} = Q_{1,I} \cdot \eta_I = 0,35$$

$$Q_{2,I} = Q_{1,I} - L_{u,I} = Q_{1,II} = 0,65$$

$$\eta_{II} = 0,4306 \quad (\text{Eq. (1.1.21)})$$

$$L_{u,II} = Q_{1,II} \cdot \eta_{II} = 0,65 \cdot 0,4306 = 0,28$$

$$\frac{L_{u,II}}{L_{u,I}} = \frac{0,28}{0,35} = 0,80$$

$$\eta_{TOT} = \frac{(L_{u,I} + L_{u,II})}{Q_{1,I}} = \frac{0,35 + 0,28}{1} = 0,63$$

Il semplice bilancio energetico rappresentato da questo primo esempio evidenzia i seguenti aspetti di rilievo:

- per la specificata turbina a gas, con rendimento $\eta_G = 0,35$, il recupero dell'energia termica allo scarico consente di realizzare un ciclo sottoposto ideale di Lorentz con rendimento $\eta_{II} = 0,4306$, con una ulteriore produzione di lavoro $L_{u,II}$ pari all'80% del lavoro $L_{u,I}$ del ciclo di Joule sovrapposto;
- questi valori caratteristici di prestazione del ciclo di Lorentz sottoposto rappresentano un limite teorico insuperabile di riferimento, in quanto relativi a un ciclo reversibile internamente (trasformazioni reversibili) ed esternamente (scambi di calore con l'esterno reversibili).
- i due cicli integrati in cascata danno luogo a un ciclo combinato con rendimento $\eta_{TOT} = 0,63$ che rappresenta anch'esso il limite teorico insuperabile, di riferimento, per il rendimento di un impianto combinato basato sulla turbina a gas considerata.

Esempio 2

Si consideri ora una turbina a gas di moderna concezione avente le seguenti caratteristiche:

$$\eta_G = 0,40$$

$$T_4 = 635 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (908,15 K)}$$

e sia sempre:

$$T_1 = T_0 = 15 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (288,15 K)}$$

$$m_c \cdot H_i = 1$$

Assumendo sempre unitari i rendimenti della camera di combustione e meccanico (organico), si ha pertanto:

$$Q_{1,I} = m_c \cdot H_i = 1$$

$$\eta_I = \eta_G = 0,40$$

$$L_{u,I} = Q_{1,I} \cdot \eta_I = 0,40$$

$$Q_{2,I} = Q_{1,I} - L_{u,I} = Q_{1,II} = 0,60$$

$$\eta_{II} = 0,4665 \quad (\text{Eq. (1.1.21)})$$

$$L_{u,II} = Q_{1,II} \cdot \eta_{II} = 0,60 \cdot 0,4665 = 0,28$$

$$\frac{L_{u,II}}{L_{u,I}} = \frac{0,28}{0,40} = 0,70$$

$$\eta_{TOT} = \frac{(L_{u,I} + L_{u,II})}{Q_{1,I}} = \frac{0,40 + 0,28}{1} = 0,68$$

Il bilancio energetico rappresentato da questo secondo esempio evidenzia i seguenti aspetti di rilievo:

- per la specificata turbina a gas, con rendimento $\eta_G = 0,40$, il recupero dell'energia termica allo scarico consente di realizzare un ciclo sottoposto ideale di Lorentz con rendimento $\eta_{II} = 0,4665$, maggiore rispetto all'esempio precedente in relazione al maggior valore della temperatura T_4 e non già per il maggiore rendimento della turbina a gas, con una ulteriore produzione di lavoro $L_{u,II}$ pari all'70% del lavoro $L_{u,I}$ del ciclo di Joule sovrapposto;
- il lavoro del ciclo sottoposto $L_{u,II}$ è pressoché coincidente con quello dell'esempio precedente ($L_{u,II} = 0,28$) poiché la diminuzione del calore $Q_{1,II}$ entrante nel ciclo sottoposto rispetto all'esempio precedente (0,60 contro 0,65), dovuto al maggiore rendimento della turbina a gas, è compensata dall'aumento del rendimento del ciclo di Lorentz sottoposto (0,4665 contro 0,4306), dovuto alla maggiore temperatura dei gas di scarico;
- i due cicli integrati danno luogo a un ciclo combinato con rendimento $\eta_{TOT} = 0,68$;
- come nel caso precedente, ovviamente, i valori caratteristici di prestazione del ciclo di Lorentz sottoposto, come pure il rendimento

del conseguente impianto combinato, rappresentano un limite teorico insuperabile di riferimento, in quanto relativi a un ciclo sottoposto reversibile internamente ed esternamente.

1.2 Impianti combinati gas-vapore

Nella realtà l'energia termica rilasciata dalla turbina a gas non può essere trasferita integralmente all'impianto sottoposto, né si possono mantenere gli stessi livelli di temperatura, poiché il processo di scambio termico tra i due impianti sovrapposto e sottoposto deve necessariamente avvenire con differenze finite di temperatura.

La figura 1.2.1 illustra lo schema elementare di un impianto combinato di configurazione molto semplice. Lo schema rappresenta un impianto combinato a un solo livello di pressione, ossia con produzione di un solo flusso di vapore inviato in una turbina ad una sola ammissione di vapore, in configurazione a due alberi, con turbina a vapore disgiunta dalla turbina a gas.

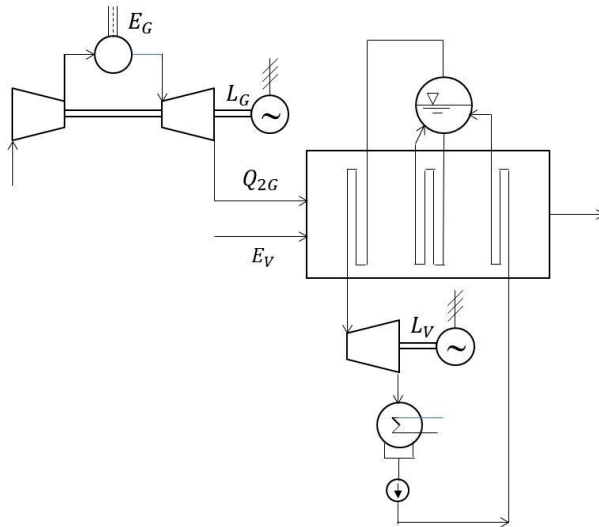


Figura 1.2.1. Schema elementare di un impianto combinato gas-vapore.

Le realizzazioni pratiche possono essere basate su configurazioni diverse, monoalbero e multialbero. Nelle soluzioni monoalbero, generalmente adottate in impianti di piccola-media potenza, la turbina a vapore è calettata sullo stesso albero della turbina a gas in modo da avere un solo alternatore. In questo caso, il collegamento tra la turbina a gas e la turbina a vapore può prevedere una frizione (clutch) che consente alla turbina a gas di funzionare in modo indipendente senza trascinare la turbina a vapore in caso di fermata della sezione a vapore.

Nel caso di impianti di grande potenza, viceversa, si possono avere sistemi multialbero costituiti, ad esempio, da due turbine a gas, due generatori di vapore a recupero e una sola turbina a vapore, realizzando così un sistema con tre turboalternatori.

Bilancio energetico semplificato dell'impianto combinato

Con riferimento alla figura 1.2.1 si osserva innanzitutto che tutta l'energia termica non utilizzata dalla turbina a gas e rilasciata allo scarico viene fornita all'impianto a vapore sottoposto il quale, a sua volta, è alimentato solo da questa fonte di energia. In una prima analisi semplificata si assume cioè che l'impianto combinato sia un impianto a "semplice recupero", ovverosia che il generatore di vapore non sia dotato di dispositivi di post-combustione (combustione supplementare) e che perciò non si abbia un ulteriore impiego di combustibile a valle della turbina a gas ($E_V = 0$). Inoltre, sempre in una prima analisi, si assumono unitari il rendimento della camera di combustione ($\eta_{cc} = 1$) e il rendimento organico ($\eta_{oG} = 1$) della turbina a gas.

Per quanto sopra e con riferimento agli scambi di energia rappresentati in figura 1.2.1, i rendimenti dell'impianto di turbina a gas, a vapore e combinato risultano rispettivamente:

$$\eta_G = \frac{L_G}{E_G} \quad (1.2.1)$$

$$\eta_V = \frac{L_V}{Q_{2G}} \quad (1.2.2)$$

$$\eta_{IC} = \frac{L_G + L_V}{E_G} \quad (1.2.3)$$

Risulta inoltre:

$$Q_{2G} = E_G - L_G = E_G \cdot (1 - \eta_G) \quad (1.2.4)$$

Si ha pertanto:

$$\begin{aligned} \eta_{IC} &= \frac{L_G + \eta_V \cdot Q_{2G}}{E_G} = \frac{L_G + \eta_V \cdot E_G \cdot (1 - \eta_G)}{E_G} \\ &= \eta_G + \eta_V \cdot (1 - \eta_G) \end{aligned} \quad (1.2.5)$$

da cui, infine

$$\eta_{IC} = \eta_G + \eta_V - \eta_G \cdot \eta_V \quad (1.2.6)$$

L'equazione (1.2.6) esprime il rendimento dell'impianto combinato in funzione dei rendimenti globali delle due sezioni a gas e a vapore, che risulta uguale alla somma meno il prodotto dei rendimenti dei due impianti costituenti. Si sottolinea che questa espressione è tipica dei processi in cascata in cui l'impianto a valle (impianto a vapore sottoposto) è alimentato con "tutta" e "solo" l'energia termica rilasciata dall'impianto a monte (impianto a gas sovrapposto). L'impianto a vapore sottoposto, infatti, è alimentato con tutta l'energia termica Q_{2G} rilasciata dalla turbina a gas (sono qui nulle, per ipotesi, le perdite minori della camera di combustione e organiche) e solo con essa, non essendo presente nessuna ulteriore somministrazione di energia primaria dall'esterno ($E_V = 0$). Si sottolinea inoltre, che i rendimenti η_G e η_V sono rendimenti globali dei due impianti, dati dalle relazioni:

$$\eta_G = \eta_{cc} \cdot \eta_{rG} \cdot \eta_{oG} \quad (1.2.7)$$

$$\eta_V = \eta_{gvr} \cdot \eta_{rV} \cdot \eta_{oV} \quad (1.2.8)$$

dove η_{cc} , η_{rG} e η_{oG} sono rispettivamente i rendimenti della camera di combustione, del ciclo (reale) e organico della turbina a gas, η_{gvr} , η_{rV} e η_{oV} , i rendimenti del generatore di vapore a recupero, del ciclo e organico dell'impianto a vapore.

Rispetto agli impianti a vapore convenzionali, gli impianti a vapore integrati negli impianti combinati presentano rendimenti del generatore di vapore e del ciclo sensibilmente inferiori, mentre il rendimento organico è di norma maggiore per via della minore presenza di organi ausiliari e accessori.

Il rendimento di un generatore di vapore a recupero è minore del rendimento di un generatore di vapore convenzionale a combustione poiché, come si vedrà nel seguito, esso dipende principalmente dalla temperatura massima dei gas all'inizio del processo di scambio termico con l'acqua; tale temperatura è indicativamente compresa nel campo 400-650 °C (temperatura dei gas reflui allo scarico della turbina a gas)³ nei primi e perfino oltre 2000 °C nei secondi⁴.

Il rendimento del ciclo dipende invece dalla sua costituzione e dal livello tecnologico dell'impianto combinato, ma è sempre sensibilmente minore del rendimento del ciclo di un impianto a vapore convenzionale a combustione poiché, come sarà approfondito nel seguito, negli impianti a vapore a recupero integrati negli impianti combinati non si effettua il preriscaldamento rigenerativo dell'acqua di alimento mediante spillamenti di vapore. Negli impianti combinati non particolarmente sofisticati, a uno o a due livelli di pressione di produzione del vapore⁵, inoltre, si ha di norma un solo surriscaldamento del vapore e,

³ Più specificamente, negli intervalli indicativi di 400-450 °C nel caso di turbine a gas di derivazione aeronautica (aeroderivative), caratterizzate da elevati rapporti di compressione, 500-650 °C nel caso di turbine a gas industriali (heavy duty), con i valori più bassi riferiti alle tecnologie più datate e meno sofisticate, i più alti riferiti alle più sofisticate turbine a gas di grande potenza di generazione corrente.

⁴ Dipendente dal tipo di combustibile utilizzato, dall'eccesso d'aria e dalla temperatura di preriscaldamento dell'aria comburente.

⁵ Negli impianti combinati più sofisticati si hanno di norma, tre livelli di pressione di produzione del vapore.

in relazione alla temperatura dei gas di scarico della turbina a gas, una temperatura massima del vapore surriscaldato minore di quella tipica degli impianti a vapore a combustione di grande potenza, a cui corrispondono anche valori minori della pressione massima del vapore.

Esempio 1 – Impianto combinato a un livello di pressione

Si consideri un impianto combinato a un livello di pressione basato su una turbina a gas di vecchia concezione (fine anni '80 del secolo scorso) avente le seguenti caratteristiche (Cfr. Esempio 1 in § 1.1).

$$\eta_G = 0,35$$

$$T_4 = 540 \text{ }^\circ\text{C} (813,15 \text{ K})$$

$$T_1 = T_0 = 15 \text{ }^\circ\text{C} (288,15 \text{ K})$$

Per quanto riguarda la sezione a vapore si abbia:

$$\eta_{gvr} = 0,70$$

$$\eta_{rV} \cdot \eta_{oV} = 0,30$$

Risulta quindi:

$$\eta_V = \eta_{gvr} \cdot \eta_{rV} \cdot \eta_{oV} = 0,21$$

$$\eta_{IC} = \eta_G + \eta_V - \eta_G \cdot \eta_V = 0,35 + 0,21 - 0,35 \cdot 0,21 = 0,487$$

Esempio 2 – Impianto combinato a due livelli di pressione

Si consideri un impianto combinato a due livelli di pressione basato sulla stessa turbina gas dell'esempio precedente. Per quanto riguarda la sezione a vapore, in questo caso si abbia:

$$\eta_{gvr} = 0,80$$

$$\eta_{rV} \cdot \eta_{oV} = 0,35$$

Risulta quindi:

$$\eta_V = \eta_{gvr} \cdot \eta_{rV} \cdot \eta_{oV} = 0,28$$

$$\eta_{IC} = \eta_G + \eta_V - \eta_G \cdot \eta_V = 0,35 + 0,28 - 0,35 \cdot 0,28 = 0,532$$

Esempio 3 – Impianto combinato ideale

Si consideri ora, un impianto combinato ideale basato sulla stessa turbina gas degli esempi precedenti ma avente come ciclo sottoposto il ciclo ideale di Lorentz di cui in § 1.1 al posto di un impianto a vapore reale. Come già rilevato in § 1.1, il ciclo di Lorentz basato sulla turbina a gas considerata presentava il seguente rendimento:

$$\eta_L = \eta_{II} = 0,43$$

da cui:

$$\eta_{IC} = \eta_G + \eta_L - \eta_G \cdot \eta_L = 0,35 + 0,43 - 0,35 \cdot 0,43 = 0,63$$

che coincide con il rendimento dell'impianto combinato ideale già rilevato in § 1.1.

Dai tre esempi presentati si evince quanto segue:

- Il rendimento η_V dell'impianto a vapore sottoposto, rispettivamente pari a 0,21 e a 0,28 nei due casi di impianti a uno e a due livelli di pressione, è sensibilmente inferiore al valore massimo possibile corrispondente al ciclo ideale di Lorentz ($\eta_L = 0,43$). Ciò perché mentre nel caso ideale si ha un perfetto accoppiamento della sorgente termica superiore del ciclo di Lorentz con la sorgente termica inferiore del ciclo di Joule, nel caso reale la sorgente termica superiore del ciclo a vapore è fortemente disaccoppiata da quella inferiore del ciclo di Joule, con notevoli differenze di temperatura tra i gas e l'acqua (e quindi con notevoli irreversibilità del processo di scambio termico) nelle fasi di preriscaldamento, vaporizzazione e surriscaldamento.
- Di conseguenza, il rendimento dell'impianto combinato che ne deriva, rispettivamente pari a 0,487 e a 0,532 nei due casi di impianti a uno e a due livelli di pressione, è sensibilmente inferiore al valore massimo possibile corrispondente al ciclo ideale di Lorentz (0,63).
- Ciononostante, l'impianto combinato, anche nella configurazione più semplice con un solo livello di pressione, presenta un rendimento ($\eta_{IC} = 0,487$) molto maggiore del rendimento degli impianti a vapore convenzionali, anche nei confronti degli impianti ultra-

supercritici (USC) di più moderna concezione. A questo proposito è inoltre il caso di osservare che il costo specifico (per unità di potenza) dell'impianto combinato a un livello di pressione in parola, ma anche degli impianti combinati a due e a tre livelli di pressione più in generale ($500 \div 800 \frac{\text{€}}{\text{kW}}$), è sensibilmente minore (circa la metà) del costo specifico degli impianti a vapore a carbone ($1200 \div 1600 \frac{\text{€}}{\text{kW}}$), anche se gli impianti combinati, essendo basati su un impianto motore a combustione interna, la turbina a gas, richiedono combustibili pregiati e quindi più costosi rispetto agli impianti a vapore a combustione esterna.

Bilancio energetico generale dell'impianto combinato

Il bilancio energetico precedentemente sviluppato è un bilancio semplificato che non tiene conto di alcune perdite (meccaniche/organiche e della camera di combustione) che, per quanto modeste, è opportuno considerare ai fini di una trattazione rigorosa. Nel caso precedentemente considerato, inoltre, si è supposto che l'impianto a vapore sottoposto sia alimentato esclusivamente con l'energia termica rilasciata dalla turbina a gas. In effetti, dati gli elevati valori dell'eccesso d'aria con cui opera la turbina a gas (dell'ordine del 200%), i gas di scarico possiedono ancora un elevato tenore di ossigeno e pertanto possono essere utilizzati come comburente in una combustione supplementare (post-combustione) all'interno del generatore di vapore a recupero. In tal modo, l'impianto a vapore viene alimentato con una ulteriore quota di energia primaria E_V fornita dall'esterno.

Con riferimento allo schema impiantistico di figura 1.2.1, la figura 1.2.2 che segue mostra uno schema generale di bilancio energetico delle due sezioni a gas e a vapore. Nella figura sono indicati tutti i flussi di energia e le principali trasformazioni nelle varie forme presenti nell'intero impianto, incluse le perdite "secondarie" della turbina a gas (organiche e della camera di combustione) e l'apporto esterno di energia primaria del combustibile utilizzato per una combustione supplementare nel generatore di vapore.

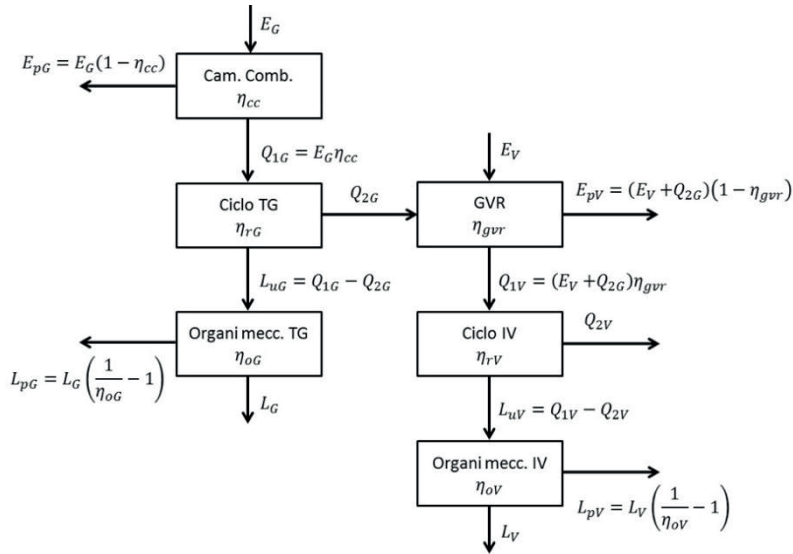


Figura 1.2.2. Schema di bilancio energetico generale di un impianto combinato gas-vapore.

Lo schema di figura 1.2.2 evidenzia chiaramente i flussi di energia e la sequenza delle trasformazioni nelle due sezioni di impianto, che consentono di esprimere le catene dei rendimenti globali dei due impianti a gas e a vapore.

Flussi di energia nell'impianto di turbina a gas sovrapposto

L'impianto di turbina a gas è alimentato con l'energia primaria del combustibile E_G (essendo $E_G = m_c H_i$). Non tutta questa energia viene effettivamente trasferita al fluido motore a causa delle perdite in camera di combustione, determinate essenzialmente da incombusti e da scambio termico con l'esterno. Si tiene conto di queste perdite mediante il rendimento η_{cc} della camera di combustione; risulta pertanto:

$$Q_{1G} = E_G \cdot \eta_{cc} \quad (1.2.9)$$

$$E_{pG} = E_G \cdot (1 - \eta_{cc}) \quad (1.2.10)$$

essendo Q_{1G} l'energia termica (calore entrante equivalente) trasferita al fluido termodinamico nella camera di combustione ed E_{pG} le perdite di energia primaria per incombusti e per scambio termico con l'esterno.

Attraverso il ciclo termodinamico il calore Q_{1G} viene in parte trasformato in lavoro utile L_{uG} mentre il calore non utilizzato Q_{2G} viene inviato in forma di energia termica dei gas di scarico al generatore di vapore a recupero; risulta pertanto:

$$L_{uG} = Q_{1G} \cdot \eta_{rG} \quad (1.2.11)$$

$$Q_{2G} = Q_{1G} - L_{uG} \quad (1.2.12)$$

Infine, il lavoro utile L_{uG} del ciclo termodinamico, viene trasferito all'esterno attraverso gli organi mobili a meno delle perdite meccaniche e degli assorbimenti degli ausiliari, risultando disponibile all'utilizzatore il lavoro effettivo L_G . Si tiene conto delle perdite meccaniche e degli assorbimenti degli ausiliari attraverso il rendimento organico η_{oG} ; risulta pertanto:

$$L_G = L_{uG} \cdot \eta_{oG} \quad (1.2.13)$$

$$L_{pG} = L_{uG} - L_G = L_{uG} \cdot (1 - \eta_{oG}) = L_G \cdot \left(\frac{1}{\eta_{oG}} - 1 \right) \quad (1.2.14)$$

essendo L_{pG} le perdite di energia meccanica comprensive degli assorbimenti degli ausiliari. Si preferisce esprimere L_{pG} in funzione di L_G invece che di L_{uG} per evitare di esprimere scambi energetici attraverso il volume di controllo utilizzando grandezze energetiche interne al volume di controllo stesso.

Flussi di energia nell'impianto a vapore sottoposto

Lo schema dei flussi di energia nell'impianto a vapore sottoposto si sviluppa in modo analogo. L'impianto a vapore è alimentato principalmente con l'energia termica Q_{2G} rilasciata dalla turbina a gas e, nel

caso sia prevista la post-combustione nel generatore di vapore a recupero, con l'energia del combustibile addizionale E_V . Non tutta l'energia complessivamente fornita all'impianto a vapore viene effettivamente trasferita all'acqua evolvente nel generatore di vapore nelle diverse fasi liquida e vapore, poiché una parte rilevante di essa viene rilasciata nell'ambiente sotto forma di energia termica dei gas reflui al camino e, in minor misura, dissipata per scambio termico con l'esterno⁶. Si tiene conto di queste perdite mediante il rendimento η_{gvr} del generatore di vapore a recupero; analogamente alla sezione turbo-gas risulta pertanto:

$$Q_{1V} = (Q_{2G} + E_V) \cdot \eta_{gvr} \quad (1.2.15)$$

$$E_{pV} = (Q_{2G} + E_V) \cdot (1 - \eta_{gvr}) \quad (1.2.16)$$

essendo Q_{1V} l'energia termica complessivamente trasferita all'acqua nel generatore di vapore a recupero ed E_{pV} le perdite del generatore di vapore per calore sensibile dei gas reflui e per scambio termico con l'esterno.

Attraverso il ciclo termodinamico il calore Q_{1V} viene in parte trasformato in lavoro utile L_{uV} mentre il calore non utilizzato Q_{2V} (calore di condensazione del vapore scaricato dalla turbina) viene rilasciato nell'ambiente; risulta pertanto:

$$L_{uV} = Q_{1V} \cdot \eta_{rV} \quad (1.2.17)$$

$$Q_{2V} = Q_{1V} - L_{uV} \quad (1.2.18)$$

Infine, il lavoro utile L_{uV} del ciclo termodinamico, viene trasferito all'esterno attraverso gli organi mobili a meno delle perdite meccaniche e degli assorbimenti degli ausiliari, risultando disponibile all'utilizzatore il lavoro effettivo L_V . Anche in questo caso si tiene conto delle

⁶ Si trascurano altre perdite minori per incombusti della post-combustione, per spurghi, ecc.

perdite meccaniche e degli assorbimenti degli ausiliari attraverso il rendimento organico η_{ov} ; come per la sezione a gas risulta pertanto:

$$L_V = L_{uV} \cdot \eta_{ov} \quad (1.2.19)$$

$$L_{pV} = L_{uV} - L_V = L_{uV} \cdot (1 - \eta_{ov}) = L_V \cdot \left(\frac{1}{\eta_{ov}} - 1 \right) \quad (1.2.20)$$

essendo L_{pV} le perdite di energia meccanica comprensive degli assorbimenti degli ausiliari.

Dallo schema di figura 1.2.2 si ottengono le espressioni dei rendimenti globali degli impianti a gas e a vapore:

$$\eta_G = \frac{L_G}{E_G} = \frac{Q_{1G}}{E_G} \cdot \frac{L_{uG}}{Q_{1G}} \cdot \frac{L_G}{L_{uG}} = \eta_{cc} \cdot \eta_{rG} \cdot \eta_{oG} \quad (1.2.21)$$

$$\eta_V = \frac{L_V}{Q_{2G} + E_V} = \frac{Q_{1V}}{Q_{2G} + E_V} \cdot \frac{L_{uV}}{Q_{1V}} \cdot \frac{L_V}{L_{uV}} = \eta_{gvr} \cdot \eta_{rV} \cdot \eta_{oV} \quad (1.2.22)$$

Rispetto alla precedente analisi semplificata, lo schema di bilancio energetico di cui in figura 1.2.2 include le perdite E_{pG} e L_{pG} della turbina a gas, di cui tengono conto i rendimenti della camera di combustione η_{cc} e organico η_{oG} , e le analoghe perdite E_{pV} e L_{pV} dell'impianto a vapore, di cui tengono conto i rendimenti del generatore di vapore a recupero η_{gvr} e organico η_{oV} . Si osserva inoltre che le perdite E_{pG} e L_{pG} , come sarà meglio chiarito nel seguito, sono influenti nei confronti del recupero, mentre non lo sono le perdite E_{pV} e L_{pV} .

Formulazione generale del rendimento dell'impianto combinato

Il rendimento dell'impianto combinato, espresso come rapporto tra l'effetto utile e l'energia messa a disposizione dall'esterno per ottenere l'effetto utile, è dato dalla relazione:

$$\eta_{IC} = \frac{L_G + L_V}{E_G + E_V} \quad (1.2.23)$$

Esprimendo L_G e L_V in funzione di η_G e η_V attraverso le equazioni (1.2.21) e (1.2.22) e moltiplicando e dividendo per E_G si ottiene:

$$\eta_{IC} = \frac{E_G \cdot \eta_G + (Q_{2G} + E_V) \cdot \eta_V}{E_G} \cdot \frac{E_G}{E_G + E_V} \quad (1.2.24)$$

e ancora:

$$\eta_{IC} = \left[\eta_G + \left(\frac{Q_{2G}}{E_G} + \frac{E_V}{E_G} \right) \cdot \eta_V \right] \cdot \frac{E_G}{E_G + E_V} \quad (1.2.25)$$

Si pone inoltre:

$$\delta_G = \frac{E_G}{E_G + E_V} \quad (1.2.26)$$

Il parametro δ_G è un parametro caratteristico della post-combustione e risulta:

$$0 \leq \delta_G \leq 1 \quad (1.2.27)$$

In assenza di post-combustione $E_V = 0$, pertanto $\delta_G = 1$. Risulta invece $\delta_G = 0$ se $E_G = 0$. Ciò può verificarsi, ad esempio, in caso di fermata della turbina a gas ma con impianto a vapore comunque funzionante. In questo caso nel generatore di vapore si ha una combustione autonoma e perché ciò possa avvenire il generatore di vapore deve essere dotato di ventilatori per l'immissione dell'aria comburente necessaria ("fresh air") e dei relativi dispositivi di regolazione e controllo. Si vedrà nel seguito in che modo il parametro δ_G può variare nell'intervallo $[0,1]$ indicato dalla (1.2.27).

Dalla (1.2.26) si ricava:

$$\frac{E_V}{E_G} = \frac{1}{\delta_G} - 1 \quad (1.2.28)$$

pertanto, la (1.2.25) diventa:

$$\eta_{IC} = \left[\eta_G + \eta_V \cdot \left(\frac{1}{\delta_G} - 1 \right) + \eta_V \cdot \frac{Q_{2G}}{E_G} \right] \cdot \delta_G \quad (1.2.29)$$

Il termine $\frac{Q_{2G}}{E_G}$ può essere determinato dal bilancio energetico della turbina a gas facendo riferimento allo schema di figura 1.2.2; si ha infatti:

$$Q_{2G} = E_G - L_G - (E_{pG} + L_{pG}) \quad (1.2.30)$$

ed esplicitando E_{pG} e L_{pG} , mettendo in evidenza il termine E_G :

$$Q_{2G} = E_G - L_G - E_G \cdot \left[(1 - \eta_{cc}) + \eta_G \cdot \left(\frac{1}{\eta_{oG}} - 1 \right) \right] \quad (1.2.31)$$

Dividendo tutti i termini per E_G , posto:

$$\sigma_G = (1 - \eta_{cc}) + \eta_G \cdot \left(\frac{1}{\eta_{oG}} - 1 \right) \quad (1.2.32)$$

si ottiene:

$$\frac{Q_{2G}}{E_G} = 1 - \eta_G - \sigma_G \quad (1.2.33)$$

e sostituendo nell'equazione (1.2.29) si trova:

$$\eta_{IC} = \left[\eta_G + \eta_V \cdot \left(\frac{1}{\delta_G} - 1 \right) + \eta_V \cdot (1 - \eta_G - \sigma_G) \right] \cdot \delta_G \quad (1.2.34)$$

Posto inoltre:

$$\eta_G^* = \eta_G \delta_G \quad (1.2.35)$$

si trova infine:

$$\eta_{IC} = (\eta_G^* + \eta_V - \eta_G^* \cdot \eta_V) - \eta_V \sigma_G \delta_G \quad (1.2.36)$$

Il termine σ_G tiene conto, del complesso delle perdite della camera di combustione e organiche della turbina a gas ed è idealmente nullo se si assume, come nella precedente trattazione semplificata, $\eta_{cc} = \eta_{oG} = 1$. In tali condizioni semplificative e in assenza di combustione supplementare ($\delta_G = 1$), l'equazione (1.2.36) si traduce nell'equazione (1.2.37) seguente, che coincide con l'equazione (1.2.6):

$$\eta_{IC} = \eta_G + \eta_V - \eta_G \cdot \eta_V \quad (1.2.37)$$

In realtà, come è facile verificare, in assenza di combustione supplementare ($\delta_G = 1$) il prodotto $\eta_V \sigma_G$ nella (1.2.36) vale meno di un punto percentuale, per cui il rendimento dell'impianto combinato può essere conservativamente determinato mediante l'equazione (1.2.37) e sottraendo un punto al risultato ottenuto.

Nella (1.2.36), inoltre, il termine σ_G risulta moltiplicato per η_V perché se le perdite secondarie della turbina a gas, esplicitate attraverso i rendimenti η_{cc} e η_{oG} , fossero suscettibili di recupero in forma di energia termica nell'impianto a vapore sottoposto, la loro trasformazione in energia meccanica avverrebbe ovviamente con rendimento η_V .

Potrebbe essere interessante e utile esprimere la relazione del rendimento η_{IC} dell'impianto combinato data dall'equazione (1.2.36) in forma simmetrica introducendo, in analogia a δ_G , un fattore δ_V caratteristico dell'impianto a vapore tale che:

$$\eta_{IC} = \eta_G^* + \eta_V - \eta_G^* \cdot \eta_V - \eta_V \sigma_G \delta_G = \eta_G^* + \eta_V^* - \eta_G^* \cdot \eta_V^* \quad (1.2.38)$$

essendo, analogamente a η_G^* :

$$\eta_V^* = \eta_V \delta_V \quad (1.2.39)$$

Risolvendo la (1.2.38) rispetto a δ_V , si ha:

$$\begin{aligned}\eta_V(1 - \eta_G^*) &= \eta_V^*(1 - \eta_G^*) + \eta_V\sigma_G\delta_G \\ &= \eta_V\delta_V(1 - \eta_G^*) + \eta_V\sigma_G\delta_G\end{aligned}\quad (1.2.40)$$

da cui:

$$(1 - \eta_G^*) \cdot (1 - \delta_V) = \sigma_G\delta_G \quad (1.2.41)$$

e infine, risolvendo rispetto a δ_V :

$$\delta_V = 1 - \frac{\sigma_G}{\frac{1}{\delta_G} - \eta_G} \quad (1.2.42)$$

In assenza di combustione supplementare ($\delta_G = 1$), δ_V assume valori dell'ordine di 0,95, che aumentano operando la combustione supplementare, ossia al diminuire di δ_G , come si evince dall'equazione (1.2.42).

In questo modo, riepilogando, l'espressione di η_{IC} assume la forma simmetrica

$$\eta_{IC} = \eta_G^* + \eta_V^* - \eta_G^* \cdot \eta_V^* = \eta_G\delta_G + \eta_V\delta_V - \eta_G\delta_G \cdot \eta_V\delta_V \quad (1.2.43)$$

essendo δ_G e δ_V dati rispettivamente dalle equazioni (1.2.26) e (1.2.42).

Con riferimento all'equazione (1.2.43) si osserva quanto segue:

- Il termine δ_G tiene conto del fatto che in presenza di combustione supplementare, la sezione a vapore è alimentata non "solo" con l'energia termica non utilizzata dalla sezione a gas, ma anche con energia primaria fornita dall'esterno.
- Il termine δ_V tiene conto del fatto che non "tutta" l'energia non utilizzata dalla sezione a gas viene messa a disposizione della sezione a vapore in quanto le perdite secondarie E_{pG} e L_{pG} (della camera di combustione e organiche) non sono utilizzabili ai fini del recupero.

Quindi, il termine δ_G è legato al concetto di "solo" ($\delta_G < 1$, "non solo"), mentre il termine δ_V è legato al concetto di "tutta" ($\delta_V < 1$, "non

tutta”). Mentre però può essere $\delta_G = 1$, in assenza di post-combustione, risulta sempre $\delta_V < 1$, essendo sempre, in realtà, $\eta_{cc} < 1$ e $\eta_{oG} < 1$, e perciò, $\sigma_G > 0$. È appena il caso di osservare che se $\delta_G = 0$, ossia se la turbina a gas non è in esercizio e la sezione a vapore opera in autonomia mediante post-combustione e dispositivi di “fresh-air”, risulta $\delta_V = 1$. In questo caso, infatti, le perdite secondarie della turbina a gas non hanno più nessuna influenza poiché la turbina a gas non è in esercizio e la sezione a vapore funziona autonomamente senza essere più alimentata dai gas reflui della turbina a gas.

La figura 1.2.3 mostra uno schema di bilancio energetico che chiarisce il significato fisico del rendimento corretto η_G^* della turbina a gas.

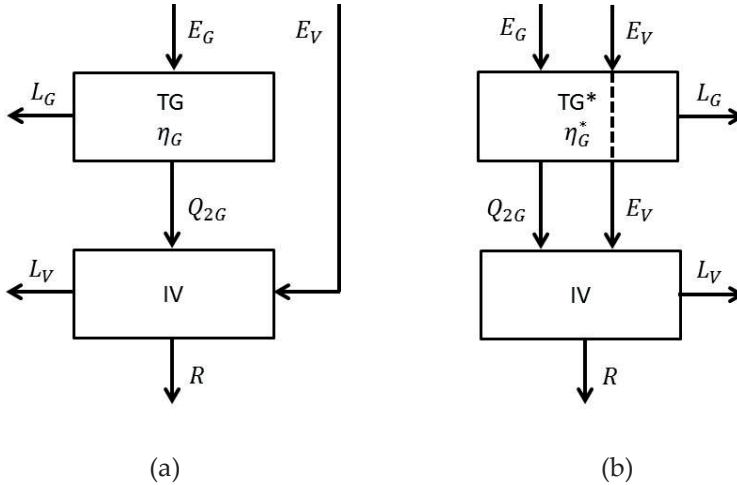


Figura 1.2.3. Schema esplicativo del significato fisico del rendimento corretto η_G^* .

Come si evince dalla figura 1.2.3, tutto avviene come se l’energia primaria E_V che alimenta il generatore di vapore (a) alimentasse la turbina a gas invece che il generatore di vapore a recupero, ma senza essere convertita in lavoro, essendo perciò interamente rilasciata dalla turbina a gas come energia termica dei gas di scarico (b). Quindi, il rendimento η_G^* corrisponde al rendimento che avrebbe una turbina a gas

fittizia che produce lo stesso lavoro L_G della turbina a gas effettiva essendo però alimentata con l'energia primaria ($E_G + E_V$), cioè con tutta l'energia primaria entrante nell'impianto combinato.

Così come il termine δ_G rappresenta il rapporto tra l'energia primaria introdotta nella turbina a gas (E_G) e quella resa disponibile all'intero impianto ($E_G + E_V$), si dimostra che il termine δ_V , in modo analogo, rappresenta il rapporto tra l'energia complessivamente entrante nella sezione a vapore ($E_V + Q_{2G}$) e quella che complessivamente sarebbe stata disponibile considerando recuperabili anche le perdite secondarie della turbina a gas E_{pG} e L_{pG} . Si ha infatti:

$$\delta_V = 1 - \frac{\sigma_G}{\frac{1}{\delta_G} - \eta_G} = \frac{\frac{1}{\delta_G} - \eta_G - \sigma_G}{\frac{1}{\delta_G} - \eta_G} \quad (1.2.44)$$

ed essendo:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\delta_G} &= \frac{E_V}{E_G} + 1 \\ \sigma_G &= 1 - \eta_G - \frac{Q_{2G}}{E_G} \end{aligned} \quad (1.2.45)$$

si trova:

$$\delta_V = \frac{\frac{E_V}{E_G} + 1 - \eta_G - \sigma_G}{\frac{E_V}{E_G} + 1 - \eta_G} = \frac{E_V + Q_{2G}}{E_V + Q_{2G} + E_G \sigma_G} \quad (1.2.46)$$

D'altra parte:

$$E_G \sigma_G = E_G \cdot (1 - \eta_{cc}) + L_G \cdot \left(\frac{1}{\eta_{oG}} - 1 \right) = E_{pG} + L_{pG} \quad (1.2.47)$$

per cui si ottiene:

$$\delta_V = \frac{(E_V + Q_{2G})}{(E_V + Q_{2G}) + (E_{pG} + L_{pG})} \quad (1.2.48)$$

Si ha quindi:

$$\eta_V^* = \eta_V \delta_V = \frac{L_V}{(E_V + Q_{2G})} \cdot \frac{(E_V + Q_{2G})}{(E_V + Q_{2G}) + (E_{pG} + L_{pG})} \quad (1.2.49)$$

e infine:

$$\begin{aligned} \eta_V^* &= \frac{L_V}{(E_V + Q_{2G}) + (E_{pG} + L_{pG})} \\ &= \frac{L_V}{(E_V + Q_{2G}) + \left[E_G \cdot (1 - \eta_{cc}) + L_G \cdot \left(\frac{1}{\eta_{oG}} - 1 \right) \right]} \end{aligned} \quad (1.2.50)$$

L'equazione (1.2.50) mostra che il rendimento η_V^* , analogamente a η_G^* , equivale al rendimento che avrebbe l'impianto a vapore se, producendo lo stesso lavoro L_V , venisse alimentato anche con l'energia corrispondente alle perdite secondarie della turbina a gas.

La figura 1.2.4, analogamente alla figura 1.2.3, mostra uno schema di bilancio energetico che chiarisce il significato fisico del rendimento corretto η_V^* della sezione a vapore.

Come si evince dalla figura 1.2.4, tutto avviene come se la sezione a vapore (a), oltre all'energia utile ($Q_{2G} + E_V$), ricevesse in ingresso anche l'energia ($E_{pG} + L_{pG}$) corrispondente alle perdite secondarie della turbina a gas, ma senza che questa venga convertita in lavoro, essendo contestualmente rilasciata tale e quale all'ambiente dalla sezione a vapore (b). Quindi, il rendimento η_V^* corrisponde al rendimento di una sezione a vapore fittizia che produce lo stesso lavoro L_V della sezione a vapore effettiva essendo però alimentata con tutta l'energia $[(E_V + Q_{2G}) + (E_{pG} + L_{pG})]$ che complessivamente sarebbe stata

disponibile considerando recuperabili le perdite secondarie della turbina a gas E_{pG} e L_{pG} ⁷.

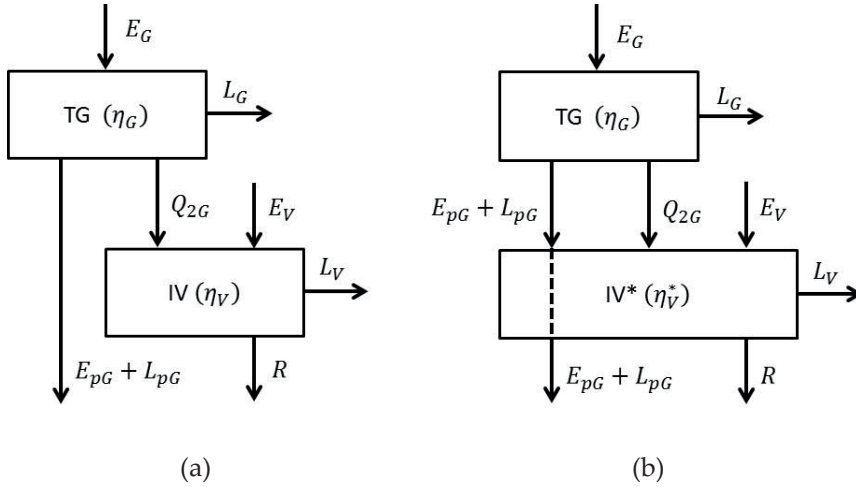


Figura 1.2.4. Schema esplicativo del significato fisico del rendimento corretto η_V^* .

Effetti dei termini δ_G e σ_G sul rendimento dell'impianto combinato

Si è visto che il rendimento dell'impianto combinato può essere espresso, in termini rigorosi, mediante la relazione (Cfr. eq. (1.2.36)):

$$\eta_{IC} = (\eta_G \delta_G + \eta_V - \eta_G \delta_G \cdot \eta_V) - \eta_V \sigma_G \delta_G \quad (1.2.51)$$

essendo, come già specificato (Cfr. eqq. (1.2.7-1.2.8)):

$$\eta_G = \eta_{cc} \cdot \eta_{rG} \cdot \eta_{oG} \quad (1.2.52)$$

$$\eta_V = \eta_{gvr} \cdot \eta_{rV} \cdot \eta_{oV} \quad (1.2.53)$$

⁷ È appena il caso di osservare che il termine δ_V rappresenta, più in generale, il rapporto tra l'energia complessivamente entrante nella sezione a vapore, anche ove questa fosse alimentata con una sola quota parte dell'energia termica Q_{2G} , e quella resa idealmente disponibile pari a $[(E_V + Q_{2G}) + (E_{pG} + L_{pG})]$.

Si considerino separatamente gli effetti del fattore σ_G (fattore delle perdite secondarie della turbina a gas) e di δ_G (parametro della post-combustione).

Fattore delle perdite secondarie σ_G

Sia per ipotesi $\delta_G = 1$ (impianto a semplice recupero senza combustione supplementare); in questo caso si ha:

$$\eta_{IC} = (\eta_G + \eta_V - \eta_G \cdot \eta_V) - \eta_V \sigma_G \quad (1.2.54)$$

Il termine σ_G , come detto, è legato alle perdite secondarie della turbina a gas (camera di combustione e organiche). Come anticipato, e come si vedrà nel corso della discussione di alcuni esempi applicativi che verranno presentati nel seguito, il prodotto $\eta_V \sigma_G$ è generalmente minore di un punto percentuale. Ciò significa che il rendimento dell'impianto combinato può essere determinato mediante la semplice relazione data dalla somma meno il prodotto dei rendimenti delle due sezioni a gas e a vapore, sottraendo al risultato un punto percentuale; si tratta evidentemente di una valutazione conservativa in quanto, come detto, risulta di norma $\eta_V \sigma_G < 0,01$. Si osserva inoltre che se le perdite secondarie fossero recuperabili, il recupero avverrebbe con il rendimento η_V della sezione a vapore, di qui il significato del prodotto $\eta_V \sigma_G$. In presenza di post-combustione tali perdite hanno una minore incidenza essendo in tal caso $\delta_G < 1$.

Parametro della post-combustione δ_G

Si analizza ora l'effetto del termine δ_G , posto per separare gli effetti $\sigma_G = 0$. In questo caso, il rendimento dell'impianto combinato può essere espresso nella forma:

$$\eta_{IC} = \eta_V + \eta_G \delta_G \cdot (1 - \eta_V) \quad (1.2.55)$$

Nell'equazione (1.2.55), il rendimento η_G della turbina a gas è costante poiché le prestazioni della turbina a gas non vengono influenzate dalla post-combustione nel generatore di vapore a valle. Si può supporre, in prima approssimazione, che anche il rendimento η_V dell'impianto a

vapore rimanga costante, ossia che anch'esso non venga influenzato in alcun modo dalla post-combustione. In tali condizioni il rendimento dell'impianto combinato diminuisce linearmente con δ_G perché il combustibile supplementare è utilizzato nella sola sezione a vapore, venendo così a mancare un utilizzo dell'energia primaria in due stadi distinti in cascata.

Come mostra la figura 1.2.5, esso assume il massimo valore, dato dalla somma meno il prodotto dei rendimenti η_G ed η_V delle due sezioni a gas e a vapore, per $\delta_G = 1$, ossia in assenza di combustione supplementare; risulta invece $\eta_{IC} = \eta_V$ per $\delta_G = 0$, ossia quando la sezione a gas non è in esercizio e la sezione a vapore funziona autonomamente utilizzando come comburente aria introdotta dall'esterno (modalità "fresh-air").

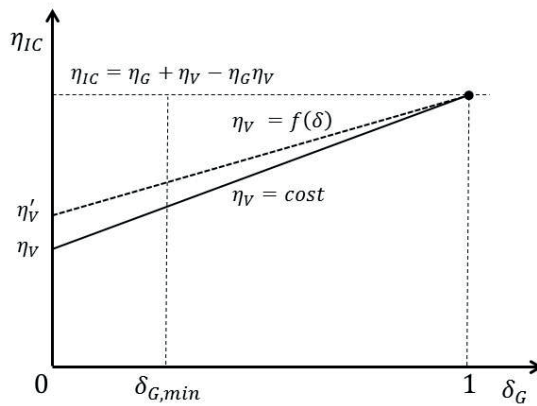


Figura 1.2.5. Rendimento dell'impianto combinato in funzione del parametro δ_G della post-combustione.

In conformità alla relazione (1.2.53), tuttavia, il rendimento globale η_V dell'impianto a vapore non rimane costante perché i termini η_{gvr} e η_{rv} dipendono da δ_G .

In particolare, come sarà mostrato nel seguito, il rendimento η_{gvr} del generatore di vapore a recupero è funzione delle temperature del gas $T_{g,i}$ all'ingresso e $T_{g,u}$ all'uscita del generatore di vapore, e della temperatura T_0 di riferimento, secondo la relazione:

$$\eta_{gvr} = \frac{T_{g,i} - T_{g,u}}{T_{g,i} - T_0} = 1 - \frac{T_{g,u} - T_0}{T_{g,i} - T_0} \quad (1.2.56)$$

Come si evince dalla (1.2.56), il rendimento del generatore di vapore aumenta all'aumentare della temperatura $T_{g,i}$ e al diminuire della temperatura $T_{g,u}$ e pertanto, per un dato valore della temperatura $T_{g,u}$, esso aumenta al diminuire di δ_G poiché la temperatura $T_{g,i}$ aumenta con la post-combustione. Per $\delta_G = 0$, risulterà quindi $\eta_{IC} = \eta'_V$, con $\eta'_V > \eta_V$ (Cfr. fig. 1.2.5).

Per quanto riguarda il rendimento del ciclo η_{rV} , esso dipende dai valori della pressione e della temperatura massime del vapore p_{max} e T_{max} , oltre che dalla pressione minima p_{min} . Ove all'aumento della temperatura $T_{g,i}$ determinato dalla post-combustione seguisse un aumento della temperatura T_{max} del vapore prodotto, si avrebbe di conseguenza anche un aumento del rendimento del ciclo η_{rV} .

Come evidenziato dal diagramma di figura 1.2.5, il parametro della post-combustione δ_G varia nell'intervallo $[0,1]$. In realtà, per quanto riguarda il minimo valore che può essere assunto dal parametro δ_G , bisogna considerare due casi limite distinti, a seconda che la post-combustione venga spinta agli estremi utilizzando come comburente i soli gas rilasciati dalla turbina a gas, fino all'esaurimento dell'ossigeno ancora disponibile, o anche con l'utilizzo di aria addizionale introdotta dall'esterno. Nel primo caso risulta necessariamente $\delta_{G,min} > 0$ dato che la turbina a gas è in esercizio ed è $E_G > 0$. Nel secondo caso, come già osservato, può essere $\delta_{G,min} = 0$ solo se $E_G = 0$, ossia se la turbina a gas è fuori servizio e la sezione a vapore è dotata di dispositivi per il funzionamento autonomo in modalità "fresh-air".

È interessante approfondire il primo caso determinando l'espressione di δ_G in relazione al rapporto comburente/combustibile. In tal senso il parametro può essere esplicitato secondo l'espressione:

$$\delta_G = \frac{E_G}{E_G + E_V} = \frac{m_{cG}H_{iG}}{m_{cG}H_{iG} + m_{cV}H_{iV}} \quad (1.2.57)$$

essendo m_{cG} , m_{cV} , H_{iG} , H_{iV} le masse e i poteri calorifici inferiori dei combustibili che alimentano le due sezioni a gas e a vapore rispettivamente. Assumendo che la turbina a gas e il generatore di vapore a recupero siano alimentati con lo stesso tipo di combustibile, si ha $H_{iG} = H_{iV}$, per cui:

$$\delta_G = \frac{m_{cG}}{m_{cG} + m_{cV}} \quad (1.2.58)$$

In altri termini, ove le due sezioni a gas e a vapore utilizzino lo stesso tipo di combustibile, il parametro δ_G della post-combustione è dato dal rapporto tra la massa di combustibile entrante nella turbina a gas e quella complessivamente entrante nell'impianto combinato.

La figura 1.2.6 riporta uno schema di bilancio di energia e materia della post-combustione. Nella turbina a gas avviene un primo stadio di combustione con una massa d'aria m_a e una massa di combustibile m_{cG} . I prodotti della prima combustione, ossia i gas rilasciati dalla turbina a gas, sono utilizzati come comburente nel secondo stadio di combustione (post-combustione) che avviene nel generatore di vapore. Considerando un volume di controllo che include l'intero sistema (turbina a gas e sistema di combustione del generatore di vapore a recupero), i due stadi di combustione in serie possono essere assimilati, ai fini del bilancio di materia, ad un unico processo di combustione dell'intera massa di combustibile ($m_{cG} + m_{cV}$) con la massa d'aria m_a .

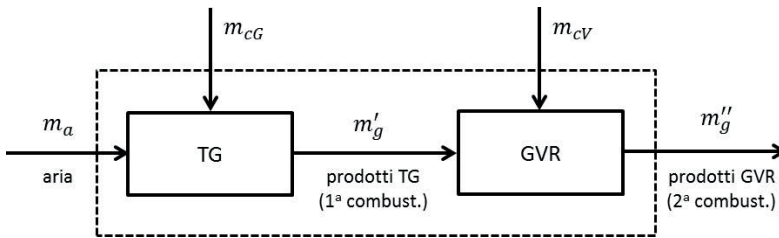


Figura 1.2.6. Schema di bilancio di energia e materia della post-combustione.

Detti α_G e α i rapporti massici aria/combustibile relativi rispettivamente alla combustione nella turbina a gas e al processo complessivo si ha pertanto:

$$\begin{aligned}\alpha_G &= \frac{m_a}{m_{cG}} \\ \alpha &= \frac{m_a}{m_{cG} + m_{cV}}\end{aligned}\tag{1.2.59}$$

Combinando le (2.2.58) con la (1.2.57) si ottiene:

$$\delta_G = \frac{\frac{m_a}{\alpha_G}}{\frac{m_a}{\alpha}} = \frac{\alpha}{\alpha_G}\tag{1.2.60}$$

La relazione (1.2.60) mostra che se nei due processi di combustione in cascata si utilizza lo stesso tipo di combustibile, il parametro δ_G della post-combustione è dato semplicemente dal rapporto tra il rapporto aria/combustibile globale α e il rapporto aria/combustibile α_G della sola turbina a gas. Si ha pertanto:

- Per $m_{cV} = 0$, $\alpha = \alpha_G$ $\delta_G = 1$
- Per $m_{cV} > 0$, $\alpha < \alpha_G$ $\delta_G < 1$

All'aumentare di m_{cV} α diminuisce e quindi diminuisce δ_G . Di conseguenza, δ_G assumerà il suo valore minimo in corrispondenza del valore minimo di α , essendo α_G costante. D'altra parte, il minimo valore che α può assumere è quello stechiometrico, corrispondente al completo utilizzo, in condizioni di combustione completa, dell'ossigeno presente nei gas rilasciati dalla turbina a gas in assenza di integrazione con aria introdotta in aggiunta dall'esterno. Si ha pertanto:

$$\delta_{G,min} = \frac{\alpha_{st}}{\alpha_G}\tag{1.2.61}$$

Di norma, la post-combustione non si effettua negli impianti combinati di grande potenza⁸. Quando presente, viene adottata essenzialmente al fine di stabilizzare le condizioni di funzionamento del generatore di vapore a recupero ai carichi variabili o di incrementare la produzione di vapore per sopperire a richieste contingenti di carico oltre i valori nominali; in questi casi la post-combustione non è molto spinta e i valori di δ_G sono generalmente di poco inferiori all'unità. In altre situazioni particolari, come nel caso di impianti a vapore convenzionali sottoposti a interventi di "repowering" mediante integrazione con turbine a gas ("boiler repowering" o "hot wind-box repowering"), esso può risultare invece prossimo al valore minimo. In questi casi, il valore di δ_G potrà anche risultare nullo, potendo la sezione a vapore continuare a operare autonomamente in caso di turbine a gas fuori servizio. La figura 1.2.7 mostra un'indicazione qualitativa dei campi operativi del parametro δ_G per i tre casi di impianti combinati convenzionali, impianti a vapore convenzionali sottoposti a interventi di repowering e funzionamento autonomo in modalità "fresh-air" della sezione a vapore ($\delta_G = 0$).

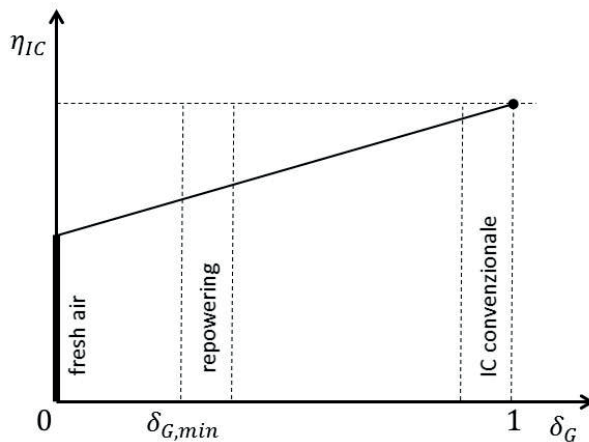


Figura 1.2.7. Campi operativi del parametro della post-combustione δ_G .

⁸ È invece pratica frequente negli impianti di cogenerazione con turbine a gas.

Relazioni tra le potenze delle sezioni a vapore e a gas

Altra caratteristica fondamentale dell'impianto combinato, oltre al rendimento, è il rapporto tra le potenze delle due sezioni a vapore e a gas. Il rapporto tra la potenza dell'impianto a vapore P_V e la potenza dell'impianto di turbina a gas P_G , rappresenta infatti l'incremento relativo di potenza che si consegue con l'integrazione in ciclo combinato della turbina a gas con l'impianto a vapore sottoposto, rispetto alla potenza della turbina a gas, intesa come impianto di riferimento.

Impianto a semplice recupero (senza post-combustione)

In assenza di post-combustione si ha:

$$\begin{aligned}P_G &= \eta_G \cdot \dot{E}_G \\P_{IC} &= \eta_{IC} \cdot \dot{E}_G \\P_V &= P_{IC} - P_G = (\eta_{IC} - \eta_G) \cdot \dot{E}_G\end{aligned}\tag{1.2.62}$$

da cui:

$$\frac{P_V}{P_G} = \frac{\eta_{IC} - \eta_G}{\eta_G}\tag{1.2.63}$$

o anche, dall'espressione del rendimento dell'impianto combinato, trascurando il termine $\eta_V \sigma_G$:

$$\frac{P_V}{P_G} = \frac{\eta_V \cdot (1 - \eta_G)}{\eta_G} = \eta_V \cdot \left(\frac{1}{\eta_G} - 1 \right)\tag{1.2.64}$$

Come detto, la potenza P_V dell'impianto a vapore rappresenta l'incremento di potenza che si ottiene con l'integrazione in ciclo combinato della turbina a gas con l'impianto a vapore sottoposto. In conseguenza di tale integrazione si ha un aumento di rendimento, rispetto al rendimento della sola turbina a gas, dato dalla differenza $(\eta_{IC} - \eta_G)$. In tal senso, l'equazione (1.2.63), mostra che l'incremento relativo di potenza

conseguito con l'integrazione della sezione a vapore, uguaglia il corrispondente incremento relativo di rendimento.

Nel seguito si riportano alcuni esempi di valutazione del rapporto tra le potenze P_V e P_G con riferimento a tre diverse tecnologie. In tutti i casi si trascura, per semplicità, il termine $\eta_V \sigma_G$.

Esempio 1 – Basso livello tecnologico

Si consideri un impianto combinato di piccola potenza basato su una turbina a gas di basso livello tecnologico che presenta le seguenti caratteristiche⁹:

$$\eta_G = 0,30$$

$$\eta_{gvr} = 0,70$$

$$\eta_{rv} \eta_{ov} = 0,30$$

$$\eta_V = 0,21$$

$$\eta_{IC} = 0,30 + 0,21 - 0,30 \cdot 0,21 = 0,45 \text{ (arrotondato per eccesso)}$$

Il rapporto tra potenze risulta:

$$\frac{P_V}{P_G} = \frac{0,45 - 0,30}{0,30} = 0,50$$

Posto, ad esempio, $P_G = 20 \text{ MW}$, risulta: $P_V = 10 \text{ MW}$ e $P_{IC} = 30 \text{ MW}$.

Esempio 2 – Medio livello tecnologico

Si consideri ora un impianto combinato di media potenza basato su una turbina a gas di medio livello tecnologico che presenta le seguenti caratteristiche¹⁰:

$$\eta_G = 0,34$$

$$\eta_{gvr} = 0,80$$

$$\eta_{rv} \eta_{ov} = 0,325$$

⁹ Tipiche di impianto combinato di piccola potenza e modesto livello tecnologico a un livello di pressione.

¹⁰ Tipiche di impianto combinato di media potenza e medio livello tecnologico a due livelli di pressione.

$$\eta_V = 0,26$$

$$\eta_{IC} = 0,34 + 0,26 - 0,34 \cdot 0,26 = 0,51 \text{ (arrotondato per difetto)}$$

Il rapporto tra potenze risulta:

$$\frac{P_V}{P_G} = \frac{0,51 - 0,34}{0,34} = 0,50$$

Posto, ad esempio, $P_G = 120 \text{ MW}$, risulta: $P_V = 60 \text{ MW}$ e $P_{IC} = 180 \text{ MW}$.

Esempio 3 – Elevato livello tecnologico

Si consideri un impianto combinato di grande potenza basato su una turbina a gas di elevato livello tecnologico che presenta le seguenti caratteristiche¹¹:

$$\eta_G = 0,40$$

$$\eta_{gvr} = 0,85$$

$$\eta_{rV}\eta_{oV} = 0,40$$

$$\eta_V = 0,34$$

$$\eta_{IC} = 0,40 + 0,34 - 0,40 \cdot 0,34 = 0,60 \text{ (arrotondato per difetto)}$$

Il rapporto tra potenze risulta:

$$\frac{P_V}{P_G} = \frac{0,60 - 0,40}{0,40} = 0,50$$

Posto, ad esempio, $P_G = 400 \text{ MW}$, risulta: $P_V = 200 \text{ MW}$ e $P_{IC} = 600 \text{ MW}$.

Si osserva che in tutti e tre gli esempi proposti il rapporto tra le due potenze P_V/P_G risulta uguale a 0,5 e perciò, qualunque sia la tecnologia dell'impianto combinato, la sezione a vapore produce sempre una potenza che risulta pari al 50% circa della potenza della turbina a gas. Tale circostanza, d'altra parte, si verifica purché la tecnologia della sezione a vapore si mantenga al livello di quella della turbina a gas.

¹¹ Tipiche di impianto combinato di grande potenza e di ultima generazione a tre livelli di pressione.

Dall'espressione del rapporto P_V/P_G in funzione dei rendimenti η_G e η_V rappresentata dall'equazione (1.2.64) si evince, infatti, che un aumento del rendimento η_G della turbina a gas determina, a parità di η_V , una diminuzione del rapporto P_V/P_G , che per essere compensata richiede un aumento del rendimento η_V dell'impianto a vapore.

Impianto con post-combustione

In presenza di post-combustione si ha:

$$\begin{aligned}
 P_G &= \eta_G \cdot \dot{E}_G \\
 P_{IC} &= \eta_{IC} \cdot (\dot{E}_G + \dot{E}_V) = \eta_{IC} \cdot \frac{\dot{E}_G}{\delta_G} \\
 P_V &= P_{IC} - P_G = \left(\frac{\eta_{IC}}{\delta_G} - \eta_G \right) \cdot \dot{E}_G
 \end{aligned}
 \tag{1.2.65}$$

da cui:

$$\frac{P_V}{P_G} = \frac{\frac{\eta_{IC}}{\delta_G} - \eta_G}{\eta_G} = \frac{\eta_{IC} - \eta_G^*}{\eta_G^*}
 \tag{1.2.66}$$

o anche, dall'espressione del rendimento dell'impianto combinato, trascurando il termine $\eta_V \sigma_G \delta_G$:

$$\frac{P_V}{P_G} = \frac{\eta_V \cdot (1 - \eta_G^*)}{\eta_G^*} = \eta_V \cdot \left(\frac{1}{\eta_G^*} - 1 \right) = \eta_V \cdot \left(\frac{1}{\eta_G \delta_G} - 1 \right)
 \tag{1.2.67}$$

Le relazioni (1.2.66) e 1.2.67) coincidono ovviamente con le relazioni (1.2.63) e (1.2.64) per $\delta_G = 1$. Con la post-combustione, il rapporto P_V/P_G aumenta al diminuire di δ_G , perché con la post-combustione aumenta la produzione di vapore e, quindi, la potenza dell'impianto a vapore. La potenza dell'impianto a vapore aumenta anche perché con la postcombustione, come già osservato, aumenta il rendimento η_V dell'impianto a vapore. Di norma, pertanto, lo scopo della post-

combustione è proprio quello di aumentare la potenza dell'impianto, il che però avviene, come già osservato, a scapito del rendimento.

Nel seguito si riportano due esempi di valutazione semplificata riferiti ad una post-combustione moderata e a una post-combustione spinta ai limiti di utilizzo dell'ossigeno disponibile.

Esempio 1 – Post-combustione moderata

Si consideri una turbina a gas di derivazione aeronautica alimentata a metano che presenta le seguenti caratteristiche¹²:

potenza netta	$P_G = 42 \text{ MW}$
rendimento globale	$\eta_G = 0,42$
rapporto di compressione	$\beta = 30$
rendimento adiabatico compressore	$\eta_C = 0,885$
temperatura gas ingresso turbina	$T_{iT} = 1250 \text{ }^\circ\text{C}$
temperatura gas uscita turbina	$T_{uT} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$

Sia inoltre:

temperatura di riferimento	$T_0 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$
potere calorifico del metano	$H_i = 50 \text{ MJ/kg}$
calore specifico medio dell'aria	$c_{p,a} = 1,0 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$
calore specifico medio dei gas	$c_{p,g} = 1,1 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$
rapporto $c_{p,a}/c_{v,a}$	$k = 1,4$

La figura 1.2.8 riporta la rappresentazione del ciclo termodinamico di riferimento della turbina a gas nel piano $T-s$.

¹² Caratteristiche approssimativamente corrispondenti alla turbina a gas GE LM6000.

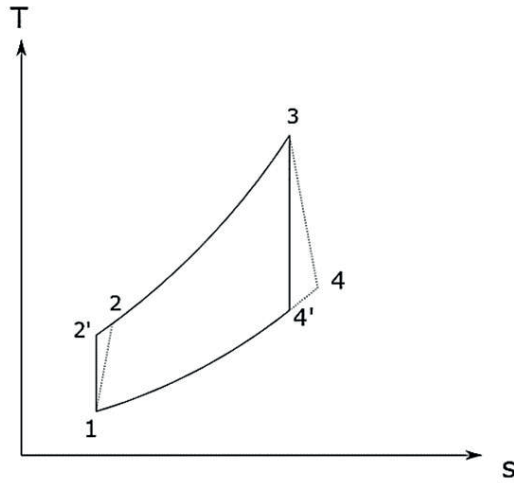


Figura 1.2.8. Ciclo termodinamico di riferimento della turbina a gas.

Dall'espressione del rendimento globale si trova:

$$\dot{E}_G = \frac{P_G}{\eta_G} = \frac{42}{0,42} = 100 \text{ MW}$$

$$\dot{m}_{cG} = \frac{\dot{E}_G}{H_i} = \frac{100}{50} = 2 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Ai fini del calcolo della portata dei gas nella turbina, necessaria per poter valutare il bilancio energetico della post-combustione, occorre determinare il rapporto massico aria/combustibile α_G della turbina a gas. Come si ricorderà, il rapporto aria/combustibile α_G si determina attraverso il bilancio energetico della camera di combustione, da cui risulta¹³:

$$\alpha_G = \frac{H_i - h_3}{h_3 - h_2}$$

Per il calcolo di α_G è necessario determinare preliminarmente la temperatura T_2 dell'aria all'uscita del compressore; si ha pertanto:

¹³ Si assume unitario il rendimento della camera di combustione.

$$T_2' = T_1 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}} = 288,15 \cdot 30^{\frac{1}{3,5}} = 761,47 \text{ K} = 488,32 \text{ °C}$$

$$T_2 = T_1 + \frac{T_2' - T_1}{\eta_c} = 15 + \frac{488,32 - 15}{0,885} = 549,82 \text{ °C}$$

Per semplicità si arrotonda il valore di T_2 assumendo $T_2 = 550 \text{ °C}$.

Si possono determinare quindi le entalpie dell'aria e dei gas rispettivamente nei punti 2 e 3, essendo:

$$h_2 = c_{p,a} \cdot (T_2 - T_0) = 1,0 \cdot (550 - 15) = 535 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_3 = c_{p,g} \cdot (T_3 - T_0) = 1,1 \cdot (1250 - 15) = 1358,5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

da cui:

$$\alpha_G = \frac{H_i - h_3}{h_3 - h_2} = \frac{50 \cdot 10^3 - 1358,5}{1358,5 - 535} = 59,07 \cong 59$$

Noti il rapporto aria/combustibile α_G ¹⁴ e la portata di combustibile \dot{m}_{cG} è possibile determinare la portata di gas \dot{m}_g in turbina e la portata d'aria \dot{m}_a nel compressore, essendo:

$$\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_{cG}} = \frac{\dot{m}_a + \dot{m}_{cG}}{\dot{m}_{cG}} = \alpha_G + 1 = 60$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{cG} \cdot (\alpha_G + 1) = 2 \cdot 60 = 120 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_g - \dot{m}_{cG} = 120 - 2 = 118 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

I gas di scarico della turbina sono inviati ad un generatore di vapore a recupero in cui si effettua una post-combustione volta ad innalzarne la temperatura da 450 °C a 550 °C. I bilanci di materia e di energia della post-combustione possono essere determinati facendo riferimento allo schema di figura 1.2.9.

¹⁴ Il valore apparentemente elevato di α_G è in effetti dovuto all'elevato valore di β e, quindi, di T_2 .

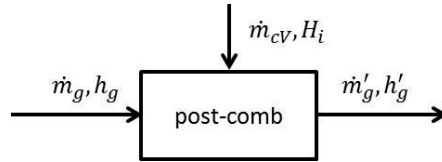


Figura 1.2.9. Schema di bilancio energetico della post-combustione.

Indicando con \dot{m}_{cv} la portata di combustibile utilizzata per la combustione supplementare nel generatore di vapore a recupero e con \dot{m}'_g la portata di gas dopo la post-combustione si ha:

$$\dot{m}'_g = \dot{m}_g + \dot{m}_{cv}$$

$$\dot{m}'_g h'_g = (\dot{m}_g + \dot{m}_{cv}) \cdot h'_g = \dot{m}_g h_g + \dot{m}_{cv} H_i$$

da cui:

$$\dot{m}_{cv} \cdot (H_i - h'_g) = \dot{m}_g \cdot (h'_g - h_g)$$

e quindi, supposto che il calore specifico dei gas non vari apprezzabilmente con la post-combustione:

$$\dot{m}_{cv} = \frac{\dot{m}_g \cdot (h'_g - h_g)}{(H_i - h'_g)} = \frac{\dot{m}_g \cdot c_{p,g} \cdot (T'_g - T_g)}{H_i - c_{p,g} \cdot (T'_g - T_0)}$$

Sostituendo i corrispondenti valori numerici si trova:

$$\dot{m}_{cv} = \frac{120 \cdot 1,1 \cdot (550 - 450)}{50 \cdot 10^3 - 1,1 \cdot (550 - 15)} = 0,267 \frac{kg}{s}$$

e infine:

$$\frac{\dot{m}_{cv}}{\dot{m}_{cG}} = \frac{0,267}{2} = 0,1335$$

$$\delta_G = \frac{\dot{m}_{cG}}{\dot{m}_{cG} + \dot{m}_{cv}} = \frac{2}{2 + 0,267} = 0,882$$

In conclusione, la post-combustione volta ad aumentare di 100 °C la temperatura dei gas di scarico della turbina a gas richiede una quantità di combustibile supplementare pari a 0,267 kg/s, corrispondente al

13,35% della portata di combustibile che alimenta la turbina a gas. In queste condizioni il parametro δ_G risulta pari a 0,882.

Esempio 2 – Post-combustione spinta

Si consideri una turbina a gas di medie prestazioni alimentata a metano che presenta le seguenti caratteristiche¹⁵:

potenza netta $P_G = 100 \text{ MW}$

rendimento globale $\eta_G = 0,34$

rapporto di compressione $\beta = 12,7$

rendimento adiabatico compressore $\eta_C = 0,88$

temperatura gas ingresso turbina $T_{iT} = 1200 \text{ }^\circ\text{C}$

temperatura gas uscita turbina $T_{uT} = 530 \text{ }^\circ\text{C}$

Sia inoltre, come nell'esempio precedente:

temperatura di riferimento $T_0 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$

potere calorifico del metano $H_i = 50 \text{ MJ/kg}$

calore specifico medio dell'aria $c_{p,a} = 1,0 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$

calore specifico medio dei gas $c_{p,g} = 1,1 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$

rapporto $c_{p,a}/c_{v,a}$ $k = 1,4$

La turbina a gas è integrata in un impianto combinato che presenta le seguenti caratteristiche:

rendimento globale $\eta_{IC} = 0,51$

fattore di perdite della turbina a gas $\sigma_G = 0$ (per semplicità)

In assenza di post-combustione ($\delta_G = 1$), la conoscenza dei rendimenti della turbina a gas e dell'impianto combinato consente di determinare

¹⁵ Caratteristiche approssimativamente corrispondenti, ad eccezione della potenza, alla turbina a gas GE MS9001 E. La turbina a gas in parola, infatti, ha una potenza di circa 130 MW, ma in questo esempio si assume una potenza di 100 MW per un confronto più immediato con la potenza della sezione a vapore.

il rendimento dell'impianto a vapore, utilizzando l'espressione del rendimento dell'impianto combinato in funzione dei rendimenti delle due sezioni a gas e a vapore, essendo:

$$\eta_{IC} = \eta_G + \eta_V - \eta_G \cdot \eta_V$$

$$\eta_V = \frac{\eta_{IC} - \eta_G}{1 - \eta_G} = \frac{0,51 - 0,34}{1 - 0,34} = 0,258$$

Fissato il valore del rendimento del generatore di vapore a recupero, posto $\eta_{gvr} = 0,80$ ¹⁶, si determina il prodotto $\eta_{rV} \cdot \eta_{oV}$, essendo:

$$\eta_{rV} \cdot \eta_{oV} = \frac{\eta_V}{\eta_{gvr}} = \frac{0,258}{0,80} = 0,3225$$

Sempre in assenza di post-combustione, il rapporto tra le potenze delle due sezioni a gas e a vapore risulta:

$$\frac{P_V}{P_G} = \frac{\eta_{IC} - \eta_G}{\eta_G} = \frac{0,51 - 0,34}{0,34} = 0,50$$

Ai fini dell'analisi della post-combustione occorre determinare il rapporto aria/combustibile nella turbina a gas α_G e quello stechiometrico α_{st} , necessario, a sua volta, per determinare il valore di $\delta_{G,min}$. Allo scopo è necessario determinare preliminarmente la temperatura T_2 dell'aria all'uscita del compressore. Si ha pertanto:

$$T_2' = T_1 \cdot \beta^{\frac{k-1}{k}} = 288,15 \cdot 12,7^{\frac{1}{3,5}} = 595,65 \text{ K} = 322,50 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_2 = T_1 + \frac{T_2' - T_1}{\eta_c} = 15 + \frac{322,50 - 15}{0,88} = 364,43 \text{ }^\circ\text{C}$$

Per semplicità si arrotonda per eccesso il valore di T_2 assumendo $T_2 = 365 \text{ }^\circ\text{C}$.

Si possono determinare quindi le entalpie dell'aria e dei gas rispettivamente nei punti 2 e 3, essendo:

$$h_2 = c_{p,a} \cdot (T_2 - T_0) = 1,0 \cdot (365 - 15) = 350 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

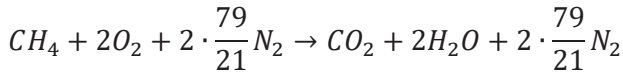
¹⁶ Valore tipico di un generatore di vapore a recupero a due livelli di pressione, coerente con il rendimento complessivo dell'impianto combinato.

$$h_3 = c_{p,g} \cdot (T_3 - T_0) = 1,1 \cdot (1200 - 15) = 1303,5 \frac{kJ}{kg}$$

da cui¹⁷:

$$\alpha_G = \frac{H_i - h_3}{h_3 - h_2} = \frac{50 \cdot 10^3 - 1303,5}{1303,5 - 350} = 51,07 \cong 51$$

Per quanto riguarda il rapporto aria combustibile stechiometrico α_{st} del metano, considerando una composizione semplificata dell'aria, costituita dal 21% di ossigeno e dal 79% di azoto in volume, si ha:



da cui, introducendo le masse molari delle varie specie:

$$\alpha_{st} = \frac{2 \cdot \left(32 + \frac{79}{21} \cdot 28 \right)}{16} = 17,17 \cong 17$$

Risulta infine:

$$\delta_{G,min} = \frac{\alpha_{st}}{\alpha_G} = \frac{17}{51} = \frac{1}{3}$$

Si analizza di seguito la post-combustione spinta assumendo inizialmente ipotesi estremamente semplificative, progressivamente perfezionate e rimosse per gradi.

- 1) Si assume inizialmente che il rendimento η_{IC} dell'impianto combinato rimanga costante durante la post-combustione e che questa venga spinta fino al consumo totale dell'ossigeno presente nel gas di scarico della turbina a gas. Si assume cioè: $\eta_{IC} = cost$ ¹⁸, $\delta_G = \delta_{G,min}$.

In questo caso risulta:

$$\delta_{G,min} = \frac{\alpha_{st}}{\alpha_G} = \frac{17}{51} = \frac{1}{3}$$

¹⁷ Anche in questo caso si assume unitario il rendimento delle camere di combustione.

¹⁸ Con questa ipotesi, dall'equazione (1.2.51) si otterrebbe $\eta_V = 0,447$, il che è ovviamente privo di senso.

$$\frac{P_V}{P_G} = \frac{\frac{\eta_{IC}}{\delta_{G,min}} - \eta_G}{\eta_G} = \frac{0,51 \cdot 3 - 0,34}{0,34} = 3,5$$

Con $P_G = 100 \text{ MW}$ risulta $P_V = 350 \text{ MW}$.

Naturalmente l'ipotesi di rendimento dell'impianto combinato costante non è realistica in quanto, come già osservato, η_{IC} diminuisce, con la post-combustione, al diminuire di δ_G .

- 2) Si tiene conto della dipendenza di η_{IC} da δ_G definita dall'equazione (1.2.55), assumendo ora costante il rendimento η_V dell'impianto a vapore.

In questo caso risulta:

$$\begin{aligned} \eta_{IC} &= \eta_V + \eta_G \delta_G \cdot (1 - \eta_V) = 0,258 + 0,34 \cdot \frac{1}{3} (1 - 0,258) = 0,342 \\ &\cong 0,34 \end{aligned}$$

$$\frac{P_V}{P_G} = \frac{\frac{\eta_{IC}}{\delta_{G,min}} - \eta_G}{\eta_G} = \frac{0,34 \cdot 3 - 0,34}{0,34} = 2$$

Con $P_G = 100 \text{ MW}$ risulta $P_V = 200 \text{ MW}$.

Naturalmente, anche l'ipotesi di rendimento dell'impianto a vapore costante non è realistica in quanto, come già osservato, η_V aumenta, con la post-combustione, al diminuire di δ_G . In effetti, il caso in esame di combustione spinta fino agli estremi, o quasi, corrisponde, come già osservato, ad una configurazione di impianto combinato che è quella che risulta dal "repowering" di impianti a vapore esistenti mediante integrazione con turbine a gas, i cui gas di scarico sono utilizzati come comburente nel generatore di vapore al posto dell'aria atmosferica (boiler o hot wind-box repowering). In questi casi, l'impianto a vapore è un impianto a vapore convenzionale a combustione e dopo l'integrazione con turbine a

gas il rendimento dell'intero impianto combinato risulta maggiore di alcuni punti percentuali (2÷3) rispetto al rendimento di riferimento dell'impianto a vapore.

- 3) In relazione a quanto sopra si assume ora che il rendimento di riferimento dell'impianto a vapore, prima dell'integrazione in impianto combinato, sia $\eta_V = 0,40$ e che dopo l'integrazione si abbia un rendimento complessivo dell'impianto combinato $\eta_{IC} = 0,425$, con un incremento di 2,5 punti percentuali rispetto all'impianto a vapore di riferimento. In questo caso risulta:

$$\eta_V = \frac{\eta_{IC} - \eta_G \delta_G}{1 - \eta_G \delta_G} = \frac{0,425 - 0,34 \cdot \frac{1}{3}}{1 - 0,34 \cdot \frac{1}{3}} = 0,3515 \cong 0,35$$

Tale rendimento è inferiore al valore di riferimento ($\eta_V = 0,40$) di quasi 5 punti percentuali perché il repowering, come si vedrà nel seguito, implica la chiusura di alcuni spillamenti rigenerativi, con la conseguente diminuzione del rendimento del ciclo termodinamico. Si ha quindi:

$$\frac{P_V}{P_G} = \frac{\frac{\eta_{IC}}{\delta_{G,min}} - \eta_G}{\eta_G} = \frac{0,425 \cdot 3 - 0,34}{0,34} = 2,75$$

Con $P_G = 100 \text{ MW}$ risulta $P_V = 275 \text{ MW}$.

Le ipotesi assunte in questo caso sono verosimili ma vanno ancora perfezionate tenendo conto del fatto che l'ossigeno non può essere consumato completamente e che, per garantire una combustione efficiente, è necessario operare con un opportuno eccesso di ossigeno.

- 4) In relazione a quanto sopra si considera un eccesso d'aria del 7% riferito, per semplicità, al processo di combustione complessivo equivalente ai processi di combustione in serie nella turbina a gas e nel generatore di vapore, a cui corrisponde un pari eccesso di

ossigeno. Ciò significa che l'eccesso di ossigeno effettivamente disponibile per la seconda combustione è maggiore perché riferito all'ossigeno rimanente dopo la combustione nella turbina a gas¹⁹. Si osserva inoltre che il valore qui assunto (7%), relativamente basso, è tipico della combustione di combustibili gassosi quale il metano. Ciò perché la relazione che rappresenta il termine δ_G in funzione di α_{st} e di α_G , vale nel caso in cui il combustibile utilizzato nei due impianti a gas e a vapore sia lo stesso; in tal senso si assume che anche l'impianto a vapore, sebbene ciò non sia realistico, sia alimentato a metano.

In questo caso, detto ε l'eccesso d'aria, risulta:

$$\delta_G = \frac{\alpha_{st}}{\alpha_G} \cdot (1 + \varepsilon) = \frac{17}{51} \cdot (1 + 0,07) = 0,357$$

per cui si ha

$$\frac{P_V}{P_G} = \frac{\frac{\eta_{IC}}{\delta_G} - \eta_G}{\eta_G} = \frac{\frac{0,425}{0,357} - 0,34}{0,34} = 2,50$$

Con $P_G = 100 \text{ MW}$ risulta $P_V = 250 \text{ MW}$.

Quest'ultimo caso è rappresentativo, con buona approssimazione, degli impianti combinati derivanti da interventi di repowering di impianti a vapore esistenti del tipo "boiler repowering" ("hot wind-box repowering"). Come si vede, il rapporto tra le potenze delle sezioni a vapore e a gas P_V/P_G è completamente ribaltato risultando la sezione a vapore molto più potente (oltre il doppio) della sezione a gas.

¹⁹ Esso risulta pari al 10,5% considerato che l'ossigeno disponibile dopo la prima combustione è pari a 2/3 dell'ossigeno presente nell'aria comburente.

Prestazioni di impianti combinati con turbine a gas di tipo industriale (heavy duty)

Qui di seguito vengono illustrati alcuni esempi di valutazione semplificata delle prestazioni di impianti combinati a semplice recupero ($\delta_G = 1$), di livello tecnologico crescente, facendo anche riferimento a turbine a gas e impianti combinati realmente esistenti.

- 1) Impianto combinato ipotetico di basso livello tecnologico a 1 livello di pressione

$$\eta_G = 0,30$$

$$\eta_{cc} = 0,98$$

$$\eta_{oG} = 0,97$$

$$T_{g,i} = 500 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{temperatura all'ingresso del generatore di vapore})$$

$$T_{g,u} = 160 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{temperatura all'uscita del generatore di vapore})$$

$$T_0 = 15 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{temperatura di riferimento})$$

$$\eta_{gvr}^{20} = 0,70$$

$$\eta_{rV} \cdot \eta_{oV} = 0,32$$

$$\eta_V = \eta_{gvr} \cdot \eta_{rV} \cdot \eta_{oV} = 0,224$$

Se l'impianto a vapore in oggetto fosse un impianto a vapore a combustione, con $\eta_{gv} = 0,90$, si avrebbe $\eta_V = 0,288$. Impianti a vapore di questo genere sono caratteristici di applicazioni di piccola potenza, quali ad esempio, gli impianti a biomasse e di termo-valORIZZAZIONE dei rifiuti.

Dai rendimenti della camera di combustione e organico della turbina a gas si trova:

$$\sigma_G = (1 - \eta_{cc}) + \eta_G \cdot \left(\frac{1}{\eta_{oG}} - 1 \right) = (1 - 0,98) + 0,30 \cdot \left(\frac{1}{0,97} - 1 \right) \\ = 0,0293$$

$$\sigma_G \eta_V = 0,0066$$

²⁰ Come si vedrà nel seguito, il rendimento del generatore di vapore a recupero è dato, con ottima approssimazione, dalla relazione:

$$\eta_{gvr} = \frac{T_{g,i} - T_{g,u}}{T_{g,i} - T_0}$$

Si calcola quindi il rendimento dell'impianto combinato:

$$\eta_{IC} = (\eta_G + \eta_V - \eta_G \cdot \eta_V) - \sigma_G \eta_V \\ = (0,30 + 0,224 - 0,30 \cdot 0,224) - 0,0066$$

e infine:

$$\eta_{IC} = 0,4568 - 0,0066 = 0,4502 \cong 0,45$$

Per quanto riguarda il rapporto tra le potenze delle due sezioni a vapore e a gas si ha:

$$\frac{P_V}{P_G} = \frac{\eta_{IC} - \eta_G}{\eta_G} = \frac{0,45 - 0,30}{0,30} = 0,50$$

Considerazioni

Si osserva che il rendimento complessivo dell'impianto combinato, di piccola potenza e caratterizzato su un basso livello tecnologico di entrambe le sezioni a gas e a vapore, risulta pari al 45%. Se riferito agli impianti a vapore, un valore simile è caratteristico dei più moderni impianti a vapore USC di grande potenza.

Si osserva inoltre che il rendimento calcolato mediante la relazione semplificata, espressa attraverso la somma meno il prodotto dei rendimenti delle due sezioni a gas e a vapore ($\sigma_G = 0$), è pari a 0,4568, mentre il valore rigoroso, pari a 0,4502, è minore di 0,66 punti percentuali.

- 2) Impianto combinato basato su turbina a gas di vecchia generazione tipo GE MS9001E (1976) a 2 livelli di pressione senza risurriscaldamento del vapore

$$P_G = 130 \text{ MW}$$

$$\beta = 12,7$$

$$\eta_G = 0,338 (T_{iT} = 1150 \div 1200 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$\begin{aligned}
\eta_{cc} &= 0,99 \\
\eta_{oG} &= 0,98 \\
T_{g,i} &= 530 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{temperatura all'ingresso del generatore di vapore}) \\
T_{g,u} &= 120 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{temperatura all'uscita del generatore di vapore}) \\
T_0 &= 15 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{temperatura di riferimento}) \\
\eta_{gvr} &= 0,80 \quad (0,796) \\
\eta_{rV} \cdot \eta_{oV} &= 0,34 \\
\eta_V &= 0,272
\end{aligned}$$

Se l'impianto a vapore in oggetto fosse un impianto a vapore a combustione, con $\eta_{gv} = 0,90$, si avrebbe $\eta_V = 0,306$. Questo valore del rendimento è ancora tipico di impianti a vapore di modesta tecnologia per applicazioni di piccola-media potenza.

Dai rendimenti della camera di combustione e organico della turbina a gas si trova:

$$\begin{aligned}
\sigma_G &= (1 - \eta_{cc}) + \eta_G \cdot \left(\frac{1}{\eta_{oG}} - 1 \right) = (1 - 0,99) + 0,338 \cdot \left(\frac{1}{0,98} - 1 \right) \\
&= 0,0169 \\
\sigma_G \eta_V &= 0,0046
\end{aligned}$$

Si calcola quindi il rendimento dell'impianto combinato:

$$\begin{aligned}
\eta_{IC} &= (\eta_G + \eta_V - \eta_G \cdot \eta_V) - \sigma_G \eta_V \\
&= (0,338 + 0,272 - 0,338 \cdot 0,272) - 0,0046
\end{aligned}$$

e infine:

$$\eta_{IC} = 0,5181 - 0,0046 = 0,5135 \cong 0,514$$

Per quanto riguarda il rapporto tra le potenze delle due sezioni a vapore e a gas si ha:

$$\frac{P_V}{P_G} = \frac{\eta_{IC} - \eta_G}{\eta_G} = \frac{0,5135 - 0,338}{0,338} = 0,519 \cong 0,52$$

Considerazioni

Si osserva che il rapporto tra le potenze dell'impianto a vapore e dell'impianto a gas è di poco maggiore del 50% (52%).

Si osserva inoltre che il rendimento calcolato mediante la relazione semplificata, espressa attraverso la somma meno il prodotto dei rendimenti delle due sezioni a gas e a vapore ($\sigma_G = 0$), è pari a 0,5181, mentre il valore rigoroso, pari a 0,5135, è minore di 0,46 punti percentuali.

- 3) Impianto combinato basato su turbina a gas di più recente generazione tipo GE 9F3 (1996) a 2 livelli di pressione con risurriscaldamento del vapore

$$P_G = 260 \text{ MW}$$

$$\beta = 16,7$$

$$\eta_G = 0,370 \quad (T_{iT} = 1400 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$\eta_{cc} = 0,99$$

$$\eta_{oG} = 0,98$$

$$T_{g,i} = 598 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{temperatura all'ingresso del generatore di vapore})$$

$$T_{g,u} = 108 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{temperatura all'uscita del generatore di vapore})$$

$$T_0 = 15 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{temperatura di riferimento})$$

$$\eta_{gvr} = 0,84$$

$$\eta_{rV} \cdot \eta_{oV} = 0,38$$

$$\eta_V = 0,32$$

Se l'impianto a vapore in oggetto fosse un impianto a vapore a combustione, con $\eta_{gv} = 0,90$, si avrebbe $\eta_V = 0,342$. In questo caso non si hanno impianti paragonabili nella realtà industriale, in quanto si tratterebbe di impianti a vapore risurriscaldato privi di sistema di rigenerazione.

Dai rendimenti della camera di combustione e organico della turbina a gas si trova:

$$\begin{aligned} \sigma_G &= (1 - \eta_{cc}) + \eta_G \cdot \left(\frac{1}{\eta_{oG}} - 1 \right) = (1 - 0,99) + 0,370 \cdot \left(\frac{1}{0,98} - 1 \right) \\ &= 0,0176 \end{aligned}$$

$$\sigma_G \eta_V = 0,0056$$

Si calcola quindi il rendimento dell'impianto combinato:

$$\begin{aligned}\eta_{IC} &= (\eta_G + \eta_V - \eta_G \cdot \eta_V) - \sigma_G \eta_V \\ &= (0,370 + 0,320 - 0,370 \cdot 0,320) - 0,0056\end{aligned}$$

e infine:

$$\eta_{IC} = 0,5716 - 0,0056 = 0,5660$$

Per quanto riguarda il rapporto tra le potenze delle due sezioni a vapore e a gas si ha:

$$\frac{P_V}{P_G} = \frac{\eta_{IC} - \eta_G}{\eta_G} = \frac{0,5660 - 0,370}{0,370} = 0,530$$

Considerazioni

Anche in questo caso si osserva che il rapporto tra le potenze dell'impianto a vapore e dell'impianto a gas è di poco maggiore del 50% (53%).

Si osserva inoltre che il rendimento calcolato mediante la relazione semplificata, espressa attraverso la somma meno il prodotto dei rendimenti delle due sezioni a gas e a vapore ($\sigma_G = 0$), è pari a 0,5716, mentre il valore rigoroso, pari a 0,5660, è minore di 0,56 punti percentuali.

- 4) Impianto combinato basato su turbina a gas di ultima generazione tipo MHPS M701J (2014) a 3 livelli di pressione con risurriscaldamento del vapore

$$P_G = 470 \text{ MW}$$

$$\beta = 23$$

$$\eta_G = 0,410 \quad (T_{iT} = 1600 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$\eta_{cc} = 0,99$$

$$\eta_{oG} = 0,98$$

$$T_{g,i} = 638 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{temperatura all'ingresso del generatore di vapore})$$

$T_{g,u} = 108\text{ }^{\circ}\text{C}$ (temperatura all'uscita del generatore di vapore)

$T_0 = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ (temperatura di riferimento)

$\eta_{gvr} = 0,85$ (0,851)

$\eta_{rV} \cdot \eta_{oV} = 0,41$

$\eta_V = 0,350$

Se l'impianto a vapore in oggetto fosse un impianto a vapore a combustione, con $\eta_{gv} = 0,90$, si avrebbe $\eta_V = 0,368$. Anche in questo caso non si hanno impianti paragonabili nella realtà industriale, in quanto si tratterebbe di impianti a vapore surriscaldato privi di sistema di rigenerazione.

Dai rendimenti della camera di combustione e organico della turbina a gas si trova:

$$\sigma_G = (1 - \eta_{cc}) + \eta_G \cdot \left(\frac{1}{\eta_{oG}} - 1 \right) = (1 - 0,99) + 0,410 \cdot \left(\frac{1}{0,98} - 1 \right) \\ = 0,0184$$

$$\sigma_G \eta_V = 0,0064$$

Si calcola quindi il rendimento dell'impianto combinato:

$$\eta_{IC} = (\eta_G + \eta_V - \eta_G \cdot \eta_V) - \sigma_G \eta_V \\ = (0,410 + 0,350 - 0,410 \cdot 0,350) - 0,0064$$

e infine:

$$\eta_{IC} = 0,6165 - 0,0064 = 0,6101 \cong 0,610$$

Per quanto riguarda il rapporto tra le potenze delle due sezioni a vapore e a gas si ha:

$$\frac{P_V}{P_G} = \frac{\eta_{IC} - \eta_G}{\eta_G} = \frac{0,610 - 0,410}{0,410} = 0,488 \cong 0,49$$

Considerazioni

Si osserva che il rapporto tra le potenze dell'impianto a vapore e

dell'impianto a gas è in questo caso di poco minore del 50% (49%). Si osserva inoltre che il rendimento calcolato mediante la relazione semplificata, espressa attraverso la somma meno il prodotto dei rendimenti delle due sezioni a gas e a vapore ($\sigma_G = 0$), è pari a 0,6165, mentre il valore rigoroso, pari a 0,6101, è minore di 0,64 punti percentuali.

In conclusione, si osserva che in tutti i casi esaminati la differenza tra il rendimento calcolato mediante la relazione semplificata ($\sigma_G = 0$) e quello rigoroso calcolato tenendo conto delle perdite secondarie della turbina a gas ($\sigma_G > 0$) è sempre sensibilmente minore di un punto percentuale. In tal senso, il rendimento dell'impianto combinato può essere semplicemente determinato mediante la relazione semplificata, sottraendo conservativamente un punto percentuale al risultato ottenuto.

Prestazioni di impianti combinati con turbine a gas di derivazione aeronautica (aeroderivative)

Qui di seguito si considerano, in conclusione, due esempi di valutazione semplificata delle prestazioni di impianti combinati a semplice recupero ($\delta_G = 1$) basati su turbine a gas di derivazione aeronautica.

- 5) Impianto combinato basato su turbina a gas tipo RR Trent 60 WLE (2001) a 2 livelli di pressione con solo surriscaldamento del vapore

$$P_G = 66 \text{ MW}$$

$$\beta = 39,3$$

$$\eta_G = 0,414 \quad (T_{iT} \cong 1250 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$\eta_{cc} = 0,99$$

$$\eta_{oG} = 0,97$$

$$T_{g,i} = 425 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{temperatura all'ingresso del generatore di vapore})$$

$$T_{g,u} = 110 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{temperatura all'uscita del generatore di vapore})$$

$$T_0 = 15 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{temperatura di riferimento})$$

$$\eta_{gvr} = 0,77 \quad (0,768)$$

$$\eta_{rV} \cdot \eta_{oV} = 0,30^{21}$$

²¹ Basato sulle seguenti specifiche: $p_{max} = 40 \text{ bar}$, $T_{max} = 400 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{min} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $\eta_T = 0,85$.

$$\eta_V = 0,231$$

Se l'impianto a vapore in oggetto fosse un impianto a vapore a combustione, con $\eta_{gv} = 0,90$, si avrebbe $\eta_V = 0,27$. Come nel primo caso, tale rendimento è caratteristico di impianti a vapore per applicazioni di piccola potenza, quali ad esempio, gli impianti a biomasse e di termo-valorizzazione dei rifiuti.

Dai rendimenti della camera di combustione e organico della turbina a gas si trova:

$$\begin{aligned}\sigma_G &= (1 - \eta_{cc}) + \eta_G \cdot \left(\frac{1}{\eta_{oG}} - 1 \right) = (1 - 0,99) + 0,414 \cdot \left(\frac{1}{0,97} - 1 \right) \\ &= 0,0228\end{aligned}$$

$$\sigma_G \eta_V = 0,0053$$

Si calcola quindi il rendimento dell'impianto combinato:

$$\begin{aligned}\eta_{IC} &= (\eta_G + \eta_V - \eta_G \cdot \eta_V) - \sigma_G \eta_V \\ &= (0,414 + 0,231 - 0,414 \cdot 0,231) - 0,0053\end{aligned}$$

e infine:

$$\eta_{IC} = 0,5494 - 0,0053 = 0,5441$$

Per quanto riguarda il rapporto tra le potenze delle due sezioni a vapore e a gas si ha:

$$\frac{P_V}{P_G} = \frac{\eta_{IC} - \eta_G}{\eta_G} = \frac{0,5441 - 0,414}{0,414} = 0,3142$$

Considerazioni

Si osserva che in questo caso il rapporto tra le potenze dell'impianto a vapore e dell'impianto a gas è sensibilmente inferiore rispetto ai casi precedenti basati su turbine a gas industriali. Esso, infatti, risulta di poco maggiore del 30% poiché l'elevato valore del rendimento della turbina a gas non è compensato da un

corrispondente elevato valore del rendimento della sezione a vapore.

Si osserva inoltre che il rendimento calcolato mediante la relazione semplificata, espressa attraverso la somma meno il prodotto dei rendimenti delle due sezioni a gas e a vapore ($\sigma_G = 0$), è pari a 0,5494, mentre il valore rigoroso, pari a 0,5441, è minore di 0,53 punti percentuali.

Si osserva infine che nel complesso il rendimento dell'impianto combinato, nonostante il basso valore del rendimento della sezione a vapore, risulta maggiore del 54%.

- 6) Impianto combinato basato su turbina a gas tipo GE LM6000 PF Sprint (2006) a 2 livelli di pressione con solo surriscaldamento del vapore

$$P_G = 47,5 \text{ MW}$$

$$\beta = 31,9$$

$$\eta_G = 0,417 \quad (T_{iT} \cong 1250 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$\eta_{cc} = 0,99$$

$$\eta_{oG} = 0,97$$

$$T_{g,i} = 450 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{temperatura all'ingresso del generatore di vapore})$$

$$T_{g,u} = 110 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{temperatura all'uscita del generatore di vapore})$$

$$T_0 = 15 \text{ }^\circ\text{C} \quad (\text{temperatura di riferimento})$$

$$\eta_{gvr} = 0,78 \quad (0,782)$$

$$\eta_{rv} \cdot \eta_{ov} = 0,31^{22}$$

$$\eta_V = 0,242$$

Se l'impianto a vapore in oggetto fosse un impianto a vapore a combustione, con $\eta_{gv} = 0,90$, si avrebbe $\eta_V = 0,28$. L'impianto a vapore presenta quindi un rendimento di poco superiore a quello del caso precedente ed è perciò sempre caratteristico di impianti a vapore per applicazioni di piccola potenza, quali ad esempio, gli impianti a biomasse e di termo-valorizzazione dei rifiuti.

Dai rendimenti della camera di combustione e organico della

²² Basato sulle seguenti specifiche: $p_{max} = 45 \text{ bar}$, $T_{max} = 420 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{min} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $\eta_T = 0,85$.

turbina a gas si trova:

$$\begin{aligned}\sigma_G &= (1 - \eta_{cc}) + \eta_G \cdot \left(\frac{1}{\eta_{oG}} - 1 \right) = (1 - 0,99) + 0,417 \cdot \left(\frac{1}{0,98} - 1 \right) \\ &= 0,0229 \\ \sigma_G \eta_V &= 0,0055\end{aligned}$$

Si calcola quindi il rendimento dell'impianto combinato:

$$\begin{aligned}\eta_{IC} &= (\eta_G + \eta_V - \eta_G \cdot \eta_V) - \sigma_G \eta_V \\ &= (0,417 + 0,242 - 0,417 \cdot 0,242) - 0,0055\end{aligned}$$

e infine:

$$\eta_{IC} = 0,5581 - 0,0055 = 0,5526$$

Per quanto riguarda il rapporto tra le potenze delle due sezioni a vapore e a gas si ha:

$$\frac{P_V}{P_G} = \frac{\eta_{IC} - \eta_G}{\eta_G} = \frac{0,5526 - 0,417}{0,417} = 0,3252$$

Considerazioni

Si osserva che anche in questo caso, pressoché equivalente a quello precedente, il rapporto tra le potenze dell'impianto a vapore e dell'impianto a gas risulta di poco maggiore del 30% poiché l'elevato valore del rendimento della turbina a gas non è compensato da un corrispondente valore elevato del rendimento della sezione a vapore.

Si osserva inoltre che il rendimento calcolato mediante la relazione semplificata, espressa attraverso la somma meno il prodotto dei rendimenti delle due sezioni a gas e a vapore ($\sigma_G = 0$), è pari a 0,5581, mentre il valore rigoroso, pari a 0,5526, è minore di 0,55 punti percentuali. Nel complesso, il rendimento dell'impianto combinato risulta maggiore del 55%.

In conclusione, anche in questi due ultimi casi basati su turbine a gas di derivazione aeronautica si osserva che la differenza tra il rendimento calcolato mediante la relazione semplificata ($\sigma_G = 0$) e quello rigoroso calcolato tenendo conto delle perdite secondarie della turbina a gas ($\sigma_G > 0$) è sempre sensibilmente minore di un punto percentuale. Come per i casi precedenti, il rendimento dell'impianto combinato può essere ancora semplicemente determinato mediante la relazione semplificata, sottraendo conservativamente un punto percentuale al risultato ottenuto.

1.3 Generatore di vapore a recupero

Si considerino le espressioni del rendimento dell'impianto combinato precedentemente introdotte, posto per semplicità $\sigma_G = 0$:

$$\eta_{IC} = \frac{P_G + P_V}{\dot{E}_G} = \eta_G + \eta_V(1 - \eta_G) \quad (1.3.1)$$

Per una data turbina a gas di specificate caratteristiche di potenza e rendimento P_G ed η_G , la relazione (1.3.1) mostra che il rendimento dell'impianto combinato sarà tanto maggiore quanto maggiore sarà la potenza P_V ovvero il rendimento η_V dell'impianto a vapore sottoposto. In altri termini, la massimizzazione del rendimento dell'impianto combinato si persegue attraverso un recupero ottimale effettuato massimizzando la potenza P_V e, quindi, il rendimento η_V dell'impianto a vapore sottoposto. D'altra parte, dall'espressione del rendimento dell'impianto a vapore in funzione dei processi interni in cascata di conversione energetica:

$$\eta_V = \eta_{gvr} \cdot \eta_{rv} \cdot \eta_{ov} \quad (1.3.2)$$

si vede che il rendimento dell'impianto a vapore dipende essenzialmente dai rendimenti del generatore di vapore a recupero η_{gvr} e del ciclo termodinamico η_{rv} , mentre il rendimento organico η_{ov} non ha

pratica influenza sull'ottimizzazione del recupero energetico. Pertanto, la massimizzazione del rendimento dell'impianto a vapore richiede due azioni separate ma correlate:

1. La massimizzazione del rendimento del generatore di vapore a recupero η_{gvr} , che si traduce nella massimizzazione del recupero di energia termica dai gas di scarico; in altri termini, il generatore di vapore a recupero deve rilasciare i gas alla temperatura più bassa possibile.
2. La massimizzazione del rendimento del ciclo a vapore η_{rv} , che si traduce nello sfruttare al meglio, dal punto di vista termodinamico, l'energia termica recuperata dai gas di scarico, ovvero realizzare il miglior ciclo termodinamico possibile.

Entrambe le azioni si integrano nella tecnologia del generatore di vapore a recupero, poiché la massimizzazione del recupero si basa anche sull'adozione di cicli termodinamici specificamente concepiti. Si può pertanto affermare che il generatore di vapore a recupero, per una data turbina a gas, rappresenta il componente più critico e determinante dell'impianto combinato.

Nel seguito verranno analizzate in dettaglio le caratteristiche costruttive e funzionali dei generatori di vapore a recupero, cominciando dalle soluzioni più semplici a un livello di pressione e con singolo surriscaldamento del vapore, fino a quelle più complesse a tre livelli di pressione e con doppio surriscaldamento del vapore. Prima di procedere allo studio dei generatori di vapore a recupero è opportuno un breve richiamo sulla costituzione delle curve caratteristiche rappresentative dei processi di scambio termico.

Richiami sulle curve caratteristiche dei processi di scambio termico e piano caratteristico degli scambiatori di calore.

La curva caratteristica del processo di scambio termico di un fluido che scambia calore (acquisisce o cede) con un altro sistema viene rappresentata in un piano caratteristico in cui si riporta in ascisse la quantità di calore Q scambiata e in ordinate l'evoluzione della temperatura T del fluido durante il processo di scambio termico. Nel caso di scambio

termico tra due fluidi, lo scambio di calore può avvenire in equicorrente o in controcorrente: nel primo caso i due fluidi scambiano calore tra loro procedendo nello stesso verso, nel secondo procedendo in versi opposti. La seconda modalità è più efficiente e perciò è quella più ricorrente; la prima modalità può essere utilizzata quando uno dei due fluidi subisce un processo di transizione di fase (passaggio di stato) a temperatura costante, per cui il verso di scorrimento del fluido è indifferente.

Scambio termico in equicorrente

La figura 1.3.1 mostra le curve caratteristiche nel piano $T-Q$ dello scambio termico tra due fluidi in equicorrente e lo schema dello scambiatore di calore. I pedici "1" e "2" indicano rispettivamente le condizioni all'ingresso e all'uscita dello scambiatore di calore; i pedici "C" ed "F" indicano rispettivamente il fluido caldo, che cede calore, e il fluido freddo, che lo acquisisce.

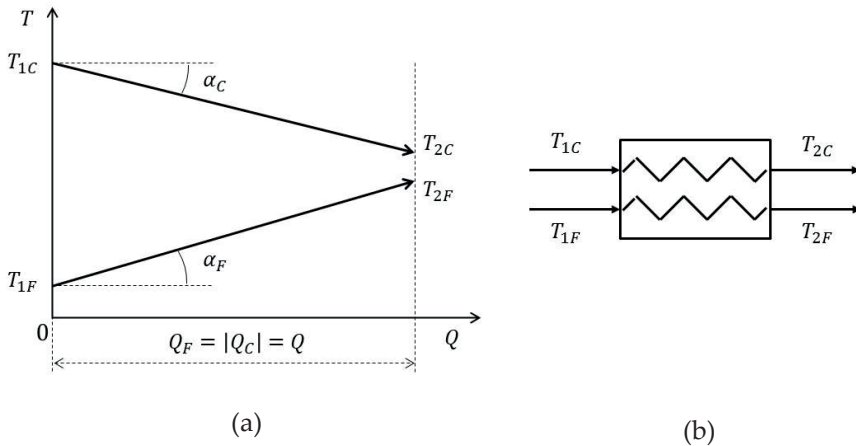


Figura 1.3.1. Curve caratteristiche dello scambio termico tra due fluidi in equicorrente (a) e schema dello scambiatore di calore (b).

In condizioni stazionarie, le quantità di calore scambiate dai due fluidi caldo e freddo, supposto costante il loro calore specifico, si possono esprimere mediante le seguenti relazioni:

$$\begin{aligned} Q_C &= m_C \cdot c_C \cdot \Delta T_C \\ Q_F &= m_F \cdot c_F \cdot \Delta T_F \end{aligned} \quad (1.3.3)$$

essendo $Q_C < 0$, in quanto $\Delta T_C < 0$, $Q_F > 0$, in quanto $\Delta T_F > 0$, e, in assenza di perdite per scambio termico con l'esterno, $Q_F = |Q_C| = Q$, avendo indicato genericamente con Q il calore scambiato da entrambi i fluidi, valutato sempre in termini positivi.

Dalle equazioni (1.3.3) si ha inoltre:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta T_C}{Q} &= \frac{-1}{m_C \cdot c_C} = \frac{-1}{C_C} = \tan \alpha_C \\ \frac{\Delta T_F}{Q} &= \frac{1}{m_F \cdot c_F} = \frac{1}{C_F} = \tan \alpha_F \end{aligned} \quad (1.3.4)$$

essendo $C = m \cdot c$ la capacità termica del generico fluido. Le equazioni (1.3.4) mostrano che le curve di scambio termico sono rappresentate da segmenti di retta, essendo $C = cost$, e che la loro pendenza, in valore assoluto, è inversamente proporzionale alla capacità termica.

Laddove uno dei due fluidi fosse in transizione di fase, a temperatura costante, come per esempio ove si avesse un processo di vaporizzazione o di condensazione, la curva caratteristica sarebbe rappresentata da un segmento orizzontale; risulterebbe pertanto $\tan \alpha = 0$ e $C = \infty$ (ovvero $c = \infty$), poiché in tal caso si avrebbe uno scambio di calore senza una corrispondente variazione di temperatura.

Con riferimento alle temperature estreme dei due fluidi si definiscono, quali specifiche di progetto o di verifica, le differenze terminali di temperatura ΔT_1 e ΔT_2 all'ingresso e all'uscita rispettivamente:

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_{1C} - T_{1F} \\ \Delta T_2 &= T_{2C} - T_{2F} \end{aligned} \quad (1.3.5)$$

Stabilite le differenze terminali di temperatura la quantità di calore scambiata dai due fluidi può essere espressa mediante la relazione²³:

$$Q = U \cdot S \cdot \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = U \cdot S \cdot \Delta T_{ml} \quad (1.3.6)$$

essendo U il coefficiente globale di scambio termico, S la superficie di scambio termico e ΔT_{ml} la differenza di temperatura media logaritmica tra i due fluidi.

Come mostra la figura 1.3.1, la differenza di temperatura all'uscita è anche la differenza di temperatura minima tra i due fluidi; da essa, come si evince dall'equazione (1.3.6), dipendono le dimensioni della superficie di scambio termico S e, quindi, dello scambiatore di calore. È evidente, dalla figura 1.3.1, come lo scambio termico in equicorrente sia particolarmente inefficiente, in quanto la massima temperatura che può essere raggiunta dal fluido freddo durante il processo di riscaldamento può essere teoricamente al più uguale alla temperatura di uscita del fluido caldo²⁴. Per tale motivo, come già specificato, si preferisce adottare, di norma, lo scambio termico in controcorrente.

Scambio termico in controcorrente

La figura 1.3.2 mostra le curve caratteristiche nel piano T - Q dello scambio termico tra due fluidi in controcorrente e lo schema dello scambiatore di calore. Dal momento che l'utilità delle curve caratteristiche è quella di evidenziare l'evoluzione della temperatura dei due fluidi in funzione della quantità di calore scambiata, le curve possono essere rappresentate anche in modo invertito, riportando il "lato caldo" a sinistra e il "lato freddo" a destra.

Restano valide le equazioni (1.3.3) di bilancio energetico e le equazioni (1.3.4) che correlano le capacità termiche dei due fluidi alle

²³ Scambiando la posizione delle due differenze terminali di temperatura ΔT_1 e ΔT_2 il valore di ΔT_{ml} non cambia, poiché cambiano di segno sia il numeratore che il denominatore.

²⁴ In condizioni limite con $\Delta T_2 = 0$, ossia con una superficie di scambio termico infinita.

pendenze delle loro curve caratteristiche, valutate in valore assoluto poiché nella configurazione in controcorrente i coefficienti angolari delle due curve hanno lo stesso segno. In questo caso le differenze terminali di temperatura sono date dalle seguenti relazioni:

$$\begin{aligned}\Delta T_1 &= T_{2C} - T_{1F} \\ \Delta T_2 &= T_{1C} - T_{2F}\end{aligned}\tag{1.3.7}$$

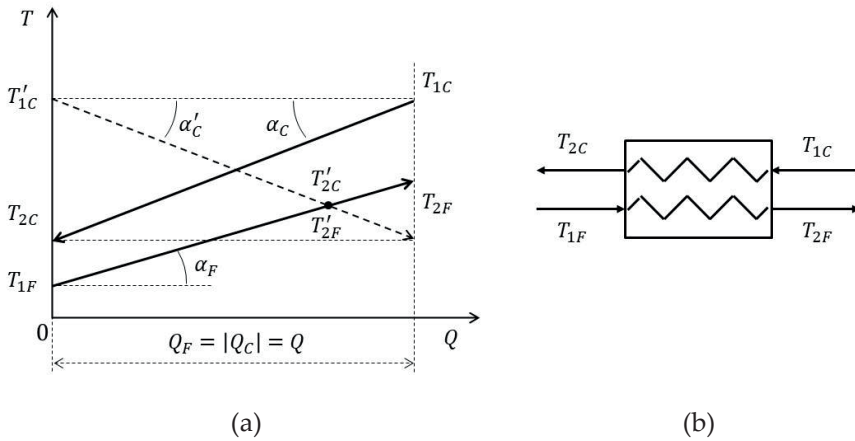


Figura 1.3.2. Curve caratteristiche dello scambio termico tra due fluidi in controcorrente (a) e schema dello scambiatore di calore (b).

Le differenze terminali di temperatura all'ingresso e all'uscita sono topologicamente definite con riferimento al fluido freddo. La differenza terminale di temperatura minima, come si evince dalla figura 1.3.2, può essere sia quella all'ingresso che quella all'uscita, in relazione alla capacità termica dei due fluidi. In particolare:

- Se la capacità termica del fluido caldo è maggiore di quella del fluido freddo, ossia $C_C > C_F$, le due curve convergono verso il "lato caldo" e risulta $\Delta T_1 > \Delta T_2$; pertanto $\Delta T_{min} = \Delta T_2$.
- Se la capacità termica del fluido caldo è minore di quella del fluido freddo, ossia $C_C < C_F$, come in figura 1.3.2(a), essendo, $\tan \alpha_C >$

tan α_F , le due curve convergono verso il “lato freddo” e risulta $\Delta T_1 < \Delta T_2$; pertanto $\Delta T_{min} = \Delta T_1$.

- Ovviamente, se le capacità termiche dei due fluidi sono uguali, ossia $C_C = C_F$, le due curve sono parallele e risulta $\Delta T_1 = \Delta T_2$; pertanto $\Delta T_{min} = \Delta T_1 = \Delta T_2$.

Si osserva che la relazione (1.3.6), che esprime la quantità di calore Q scambiata dai due fluidi in funzione della loro differenza di temperatura media logaritmica ΔT_{ml} , si applica nel caso in cui $\Delta T_1 \neq \Delta T_2$, ossia quando i due fluidi hanno diversa capacità termica. Se invece i due fluidi hanno la stessa capacità termica, ossia $\Delta T_1 = \Delta T_2$, allora la differenza di temperatura media logaritmica ΔT_{ml} assume la forma indeterminata $0/0$, ma in tal caso la quantità di calore scambiata è data più semplicemente dalla relazione:

$$Q = U \cdot S \cdot \Delta T \quad (1.3.8)$$

ove ΔT è la differenza di temperatura tra i due fluidi, nella fattispecie costante durante tutto il processo di scambio termico.

Come si evince ancora dalla figura (1.3.2), in questo caso non esiste un vincolo limitante sulle temperature dei fluidi all’uscita come nel caso di scambio termico in equicorrente, potendo perfino risultare, in condizioni limite con superfici di scambio termico idealmente infinite, $T_{2F} = T_{1C}$ se $C_C > C_F$, ovvero $T_{2C} = T_{1F}$ se $C_C < C_F$. Nella figura 1.3.2(a), è anche riportata, con linea a tratto, la rappresentazione speculare della curva di scambio termico del fluido caldo, corrispondente alla configurazione in equicorrente, essendo $T'_{1C} = T_{1C}$ e $|\alpha'_C| = |\alpha_C|$. In questo caso le curve di scambio termico tendono a intersecarsi nel punto contrassegnato, dove si ha $T'_{2C} = T'_{2F}$. Tale punto individua la massima quantità di calore che è possibile scambiare in equicorrente che, pur in condizioni limite, con uguali valori delle temperature finali dei fluidi caldo e freddo ($\Delta T_2 = T'_{2C} - T'_{2F} = 0$), risulta chiaramente minore di quella relativa allo scambio termico in controcorrente; rispetto allo scambio termico in controcorrente, in tali condizioni si ha infatti $T'_{2C} > T_{2C}$ e $T'_{2F} < T_{2F}$.

Generatori di vapore a recupero a un livello di pressione.

Piano caratteristico del generatore di vapore a recupero

Si riconsideri lo schema elementare di un impianto combinato a un livello di pressione insieme al corrispondente ciclo limite dell'impianto a vapore sottoposto rappresentati nella figura 1.3.3 (Cfr. figura 1.2.1).

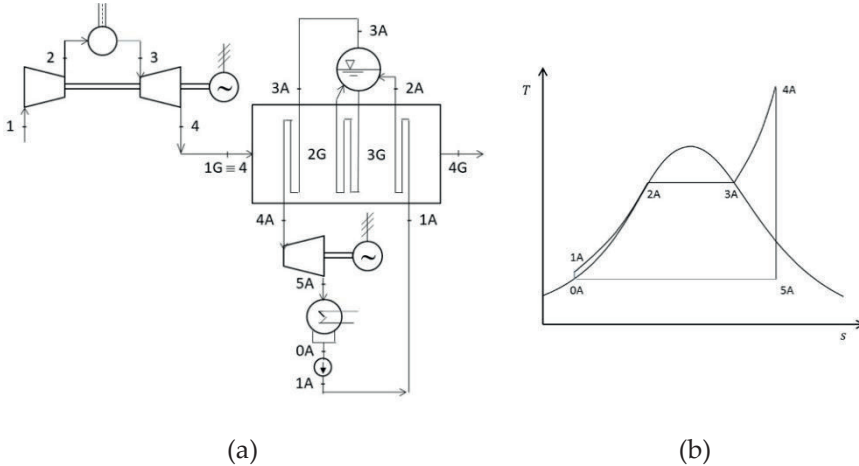


Figura 1.3.3. Schema elementare di impianto combinato a un livello di pressione (a) e rappresentazione del ciclo limite dell'impianto a vapore sottoposto (b).

I punti cardinali del ciclo a vapore, riferendosi all'acqua quale fluido operativo, sono specificati con la lettera "A", mentre i punti cardinali del gas nelle sezioni caratteristiche del generatore di vapore, sono specificati con la lettera "G". All'interno del generatore sono presenti tre distinte sezioni di scambio termico, rispettivamente di preriscaldamento dell'acqua di alimento, di vaporizzazione e di surriscaldamento del vapore.

Sulla base dello schema dell'impianto e del ciclo a vapore riportati nella figura 1.3.3, la figura 1.3.4 mostra le curve caratteristiche dell'acqua e del gas (in breve la curva caratteristica del generatore di vapore a recupero) corrispondenti ai relativi processi di scambio termico all'interno del generatore di vapore a recupero.

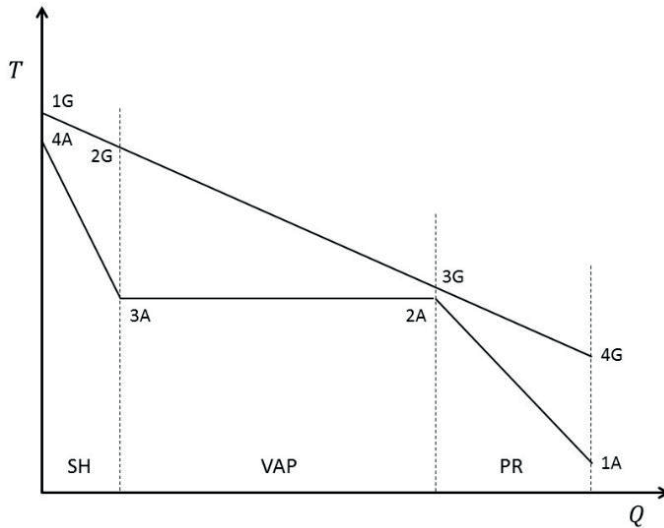


Figura 1.3.4. Curva caratteristica del generatore di vapore a recupero.

I gas rilasciati dalla turbina a gas entrano nel generatore di vapore nelle condizioni del punto 1G, che coincide con il punto 4 se si fa riferimento ai punti cardinali del ciclo a gas²⁵, e si raffreddano fino alle condizioni rappresentate dal punto 4G all'uscita del generatore di vapore.

Il riscaldamento dell'acqua avviene in controcorrente (da destra verso sinistra nella figura 1.3.4). La condensa del vapore scaricato dalla turbina viene ripresa dalla pompa di estrazione-alimento a valle del condensatore e inviata al generatore di vapore a recupero nelle condizioni 1A²⁶. All'interno del generatore di vapore, l'acqua di alimento subisce un primo processo di riscaldamento nella sezione di preriscaldamento portandosi fino al punto 2A, che in prima istanza corrisponde alle condizioni di liquido saturo; successivamente si ha la vaporizzazione fino alle condizioni di vapore saturo rappresentate dal punto 3A

²⁵ Ciò è vero in assenza di post-combustione. In presenza di post-combustione sarà ovviamente $T_{1G} > T_4$.

²⁶ Per semplicità, in questa sede non si considera la presenza del degasatore, comunque necessaria.

e infine il surriscaldamento del vapore fino alle condizioni del punto 4A.

Per una corretta rappresentazione delle curve di scambio termico, seppure in termini qualitativi, si possono osservare le seguenti indicazioni:

- Se si considera una turbina a gas di modeste prestazioni, con temperatura dei gas di scarico dell'ordine di $500\div 550$ °C, e una produzione di vapore alla pressione massima di 40 bar²⁷, a cui corrisponde una temperatura di saturazione di circa 250 °C, il tratto orizzontale che rappresenta la fase di vaporizzazione sarà individuato da un'ordinata intermedia tra il punto 1G e l'origine degli assi.
- Le curve di preriscaldamento dell'acqua di alimento (1A-2A) e di surriscaldamento del vapore (3A-4A) possono essere rappresentate, per semplicità, mediante segmenti di retta, anche se in realtà il calore specifico del liquido e del vapore non sono costanti, specie in corrispondenza delle rispettive condizioni di saturazione; ai fini della caratterizzazione dei processi in parola, infatti, ciò che interessa è la rappresentazione sul piano $T-Q$ dei punti iniziale e finale, che identificano la quantità di calore scambiata e la corrispondente variazione di temperatura delle due fasi liquida e vapore.
- Trattandosi di un impianto a un livello di pressione, la temperatura dei gas all'uscita del generatore di vapore (punto 4G) potrà essere indicativamente compresa nell'intervallo $150\div 170$ °C, quindi indicativamente a circa un terzo, partendo dall'origine degli assi, dell'ordinata del punto 1G.
- La quantità di calore scambiata lungo la fase di preriscaldamento è dell'ordine della metà del calore scambiato lungo la fase di vaporizzazione.

²⁷ Nel caso di impianti combinati a 1 solo livello di pressione la pressione massima del vapore è di norma compresa nell'intervallo $30\div 50$ bar, a seconda della temperatura di surriscaldamento del vapore.

- La quantità di calore scambiata lungo la fase di surriscaldamento è dell'ordine della metà del calore scambiato lungo la fase di preriscaldamento, se si considerano paragonabili le variazioni di temperatura del vapore e del liquido rispettivamente, poiché il calore specifico dell'acqua in fase liquida è circa il doppio del calore specifico in fase vapore; quindi, la quantità di calore scambiata lungo la fase di surriscaldamento è dell'ordine di un quarto del calore scambiato lungo la fase di vaporizzazione.
- Di conseguenza, poiché la pendenza dei segmenti di retta nel piano $T-Q$ è inversamente proporzionale alla capacità termica del fluido, ne segue che la pendenza del tratto di surriscaldamento del vapore 3A-4A è maggiore (circa doppia), in valore assoluto, di quella del tratto di preriscaldamento dell'acqua di alimento 1A-2A. Se nella rappresentazione della curva caratteristica del generatore di vapore a recupero si fa riferimento all'unità di massa di vapore prodotto, le pendenze dei tratti 1A-2A e 3A-4A sono inversamente proporzionali ai calori specifici medi dell'acqua e del vapore rispettivamente.

La pendenza della curva di scambio termico dei gas dipende dalla massa dei gas, oltre che dal calore specifico, che per una data produzione di vapore dipende a sua volta dalle differenze di temperatura caratteristiche dello scambio termico nel generatore di vapore; queste sono le minime differenze di temperatura che caratterizzano il processo di scambio termico tra i due fluidi, e specificamente:

- la differenza di temperatura tra gas e vapore surriscaldato nel punto di approccio dei gas al generatore di vapore (approach temperature), data dalla relazione: $\Delta T_{app} = T_{1G} - T_{4A}$;
- la differenza di temperatura tra gas e vapore nel punto di inizio vaporizzazione, che è a tutti gli effetti la minima differenza di temperatura tra i due fluidi (pinch-point temperature), data dalla relazione: $\Delta T_{pp} = T_{3G} - T_{2A}$.

La differenza di temperatura di approccio ΔT_{app} è relativa a due fluidi entrambi in fase gassosa (gas e vapore surriscaldato) ed è dell'ordine di 20-30 °C o più; si tratta di valori relativamente elevati, praticamente

imposti dal basso valore dei coefficienti di scambio termico della fase gassosa: valori inferiori del ΔT_{app} implicano superfici di scambio termico più elevate e, quindi, maggiori costi.

La differenza di temperatura al “pinch-point” ΔT_{pp} è invece relativa a un fluido in fase gassosa e ad uno in incipiente vaporizzazione, che in tali condizioni è caratterizzato da un coefficiente di scambio termico molto più elevato. Per tale ragione questa differenza di temperatura è sensibilmente inferiore a ΔT_{app} ; essa, infatti, è mediamente dell’ordine di 8-10 °C negli impianti meno sofisticati, ma può avere anche valori intorno a 5° C negli impianti tecnologicamente più avanzati. Come si evince dalla figura 1.3.4, questa differenza di temperatura, che, come detto, è la minima in assoluto, si trova all’interno e non all’esterno del generatore di vapore a recupero, per cui, con riferimento a quest’ultimo, ha poco senso parlare di differenze terminali di temperatura. Si definiscono invece le differenze terminali di temperatura, secondo le espressioni (1.3.7), con riferimento alle singole sezioni di scambio termico. Anche in questo caso, ovviamente, una diminuzione del ΔT_{pp} , a parità di altre condizioni, implica un aumento delle superfici di scambio termico più direttamente interessate (vaporizzatori e preriscaldatori), ma anche, indirettamente e in minor misura, dei surriscaldatori.

Bilancio energetico del generatore di vapore a recupero a un livello di pressione

Con riferimento alla figura 1.3.4, il bilancio energetico del generatore di vapore a recupero può essere espresso mediante la seguente relazione:

$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{1G} - T_{4G}) = m_v \cdot (h_{4A} - h_{1A}) \quad (1.3.9)$$

essendo:

η_{is} il rendimento dell’isolamento del generatore di vapore;

m_g, m_v le masse di gas e di vapore rispettivamente;

$c_{p,g}$ il calore specifico dei gas.

Sviluppando il secondo membro si ha:

$$\begin{aligned} m_v(h_{4A} - h_{1A}) &= m_v[(h_{4A} - h_{3A}) + (h_{3A} - h_{2A}) \\ &+ (h_{2A} - h_{1A})] = Q_{SH} + Q_{VAP} + Q_{PR} = Q_{1V} \end{aligned} \quad (1.3.10)$$

essendo Q_{1V} il calore complessivamente trasferito al ciclo a vapore sottoposto.

Per prefissati valori di pressione e temperatura dell'acqua (nelle sue diverse fasi) tutte le entalpie specifiche nei diversi punti cardinali del ciclo sono note. In particolare, h_{1A} si ricava sommando il lavoro della pompa all'entalpia dell'acqua all'uscita del condensatore, h_{2A} e h_{3A} sono rispettivamente l'entalpia specifica del liquido e del vapore saturo alla pressione massima del ciclo, h_{4A} è l'entalpia del vapore surriscaldato di cui sono note la pressione e la temperatura. Definita la turbina a gas, sono anche noti T_{1G} , m_g e $c_{p,g}$; infine, si suppone noto il rendimento dell'isolamento η_{is} .

L'equazione di bilancio (1.3.9) contiene quindi 2 incognite, ossia la massa di vapore m_v e la temperatura dei gas T_{4G} all'uscita del generatore di vapore. La determinazione delle due incognite richiede pertanto una ulteriore equazione con le stesse incognite o con una delle due. In tal senso, si può esprimere un secondo bilancio energetico parziale, limitato al surriscaldatore e al vaporizzatore, in considerazione del fatto che una volta specificata la differenza di temperatura ΔT_{pp} al pinch-point si può determinare la temperatura T_{3G} essendo nota la temperatura T_{2A} . Si può perciò esprimere il seguente bilancio energetico:

$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{1G} - T_{3G}) = m_v \cdot (h_{4A} - h_{2A}) \quad (1.3.11)$$

L'equazione (1.3.11) contiene la sola incognita m_v e quindi dall'equazione (1.3.9) si può ricavare in sequenza la temperatura T_{4G} .

I bilanci energetici del generatore di vapore possono essere espressi con riferimento all'unità di massa di vapore prodotto, anche considerando che nel piano caratteristico T - Q la curva di scambio termico dell'acqua può essere più convenientemente rappresentata proprio con riferimento all'unità di massa di fluido. In tal caso, indicando con $\mu_g = m_g/m_v$ il rapporto massico gas/vapore, le relazioni (1.3.10) e (1.3.11) si esprimono nella forma:

$$\eta_{is} \cdot \mu_g c_{p,g} \cdot (T_{1G} - T_{4G}) = (h_{4A} - h_{1A}) \quad (1.3.12)$$

$$\eta_{is} \cdot \mu_g c_{p,g} \cdot (T_{1G} - T_{3G}) = (h_{4A} - h_{2A}) \quad (1.3.13)$$

Ovviamente, nulla è cambiato per quanto riguarda il numero nelle incognite presenti nelle due equazioni. Infatti, oltre alla temperatura T_{4G} . L'equazione (1.3.13) contiene ora l'incognita μ_g , ossia la quantità di gas necessaria per produrre l'unità di massa di vapore.

Rendimento del generatore di vapore a recupero

Analogamente al rendimento del generatore di vapore convenzionale a combustione, il rendimento del generatore di vapore a recupero può essere espresso attraverso il rapporto tra "l'effetto utile" e l'energia messa a disposizione per ottenere l'effetto utile. L'effetto utile, come per il generatore di vapore a combustione, è la quantità di calore Q_1 (Q_{1V} nella fattispecie) complessivamente ceduta all'acqua nel corso dei processi di preriscaldamento, vaporizzazione e surriscaldamento del vapore, corrispondente al secondo membro dell'equazione (1.3.9), esplicitata attraverso la (1.3.10).

In assenza di post-combustione, l'energia messa a disposizione per ottenere l'effetto utile è data dall'energia termica dei gas di scarico della turbina a gas, rappresenta dal termine Q_{2G} in figura 1.2.1, dato dalla relazione:

$$Q_{2G} = m_g c_{p,g} \cdot (T_4 - T_0) = m_g c_{p,g} \cdot (T_{1G} - T_0) \quad (1.3.14)$$

essendo T_0 la temperatura di riferimento²⁸ e $T_{1G} = T_4$ la temperatura dei gas di scarico della turbina a gas; si ha quindi:

$$\eta_{gvr} = \frac{Q_{1V}}{Q_{2G}} = \frac{Q_{1V}}{m_g c_{p,g} \cdot (T_{1G} - T_0)} \quad (1.3.15)$$

Esprimendo il Q_{1V} attraverso il primo membro dell'uguaglianza di cui all'equazione (1.3.9) si ha ancora:

$$\eta_{gvr} = \eta_{is} \cdot \frac{m_g c_{p,g(4-1)} \cdot (T_{1G} - T_{4G})}{m_g c_{p,g(0-1)} \cdot (T_{1G} - T_0)} \quad (1.3.16)$$

Dall'esame dell'equazione (1.3.16) si osserva quanto segue:

- nell'ambito di una valutazione rigorosa, i due calori specifici medi $c_{p,g(4-1)}$ a numeratore e $c_{p,g(0-1)}$ a denominatore non sono uguali, poiché il calore specifico dipende dalla temperatura e aumenta con essa. Il calore specifico medio a numeratore è perciò leggermente maggiore di quello a denominatore, in quanto riferito ad una temperatura media maggiore;
- si può considerare perciò un effetto compensativo tra il rendimento dell'isolamento η_{is} e il rapporto $\frac{c_{p,g(4-1)}}{c_{p,g(0-1)}}$, assumendo il loro prodotto con buona approssimazione unitario.

Per quanto sopra risulta:

$$\eta_{gvr} \cong \frac{T_{1G} - T_{4G}}{T_{1G} - T_0} = 1 - \frac{T_{4G} - T_0}{T_{1G} - T_0} \quad (1.3.17)$$

In presenza di post-combustione, l'energia messa a disposizione per ottenere l'effetto utile è data dalla somma dell'energia termica dei gas di scarico della turbina a gas, Q_{2G} , e dell'energia primaria del

²⁸ Come sarà meglio specificato nel seguito, la temperatura T_0 deve essere, a rigore, la temperatura di riferimento del combustibile utilizzato nella turbina a gas.

combustibile alimentato nel generatore di vapore a recupero, $E_V = m_{cV}H_{iV}$, per cui risulta:

$$\eta_{gvr} = \frac{Q_{1V}}{Q_{2G} + E_V} = \frac{Q_{1V}}{m_g c_{p,g} \cdot (T_{1G} - T_0)} \quad (1.3.18)$$

La relazione (1.3.18) è formalmente identica alla relazione (1.3.15); in questo caso, però, la temperatura T_{1G} all'ingresso del generatore di vapore è maggiore della temperatura T_4 dei gas di scarico della turbina a gas per effetto della post-combustione. Sono sempre valide, di conseguenza, le relazioni (1.3.17).

La definizione del rendimento del generatore di vapore a recupero espressa mediante le equazioni (1.3.15-18) è coerente con la definizione del rendimento del generatore di vapore a combustione, espresso mediante relazione:

$$\eta_{gv} = \frac{Q_{1V}}{m_c H_i} \quad (1.3.19)$$

Infatti, per definizione si ha:

$$m_c H_i = m_g c_{p,g} \cdot (T_{AD} - T_0) \quad (1.3.20)$$

essendo T_{AD} la temperatura di fine combustione adiabatica, per cui:

$$\eta_{gv} = \frac{Q_{1V}}{m_g c_{p,g} \cdot (T_{AD} - T_0)} \quad (1.3.21)$$

L'equazione (1.3.21) è formalmente identica alle equazioni (1.3.15) e (1.3.18), ove si assuma la temperatura di fine combustione adiabatica corrispondente alla temperatura dei gas all'ingresso del generatore di

vapore²⁹. Di conseguenza, restano valide anche per il generatore di vapore a combustione le espressioni (1.3.17), con T_{AD} al posto di T_{1G} .

Esempio

Con riferimento ad un generatore di vapore a combustione sia:

Temperatura di fine combustione adiabatica: $T_{AD} = 2100 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura gas all'uscita del generatore di vapore: $T_{g,u} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$

Temperatura di riferimento $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$

Dall'equazione (1.3.17), posto $T_{1G} = T_{AD}$ e $T_{4G} = T_{g,u}$ risulta: $\eta_{gv} = 0,940$.

È appena il caso di osservare che il valore del rendimento del generatore di vapore così ottenuto dipende solamente dalle perdite per calore sensibile dei fumi, che risultano pari al 6% dell'energia primaria in ingresso. Se si considerano anche le perdite per incombusti (1-3%), per scambio termico con l'esterno (0,5-1%) e altre perdite varie (principalmente per calore sensibile delle ceneri e per spurghi del corpo cilindrico, 0,5-1%), ne risulta, globalmente, un rendimento dell'ordine del 90%.

Con riferimento all'unità di massa di vapore prodotto, nel seguito viene analizzata l'influenza sul processo di recupero termico della differenza di temperatura ΔT_{pp} al pinch-point e della temperatura T_{1G} dei gas all'ingresso del generatore di vapore, per valori prestabiliti e costanti di temperatura e pressione del vapore surriscaldato in uscita (punto 4A) e di temperatura dell'acqua di alimento all'ingresso (punto 1A). Successivamente viene analizzata l'influenza della pressione e della temperatura del vapore surriscaldato, ovvero della differenza di temperatura ΔT_{app} , per un prefissato valore della temperatura T_{1G} e della differenza di temperatura ΔT_{pp} .

²⁹ Ciò equivale a considerare una combustione adiabatica in una camera di combustione esterna al generatore di vapore, con la successiva introduzione nel generatore di vapore dei gas prodotti alla temperatura di fine combustione adiabatica.

Influenza della differenza di temperatura ΔT_{pp} al pinch-point.

Con riferimento all'unità di massa di acqua, l'aumento della differenza di temperatura ΔT_{pp} al pinch-point, a parità di altre condizioni, determina una modifica delle curve caratteristiche di scambio termico come mostrato in figura 1.3.5.

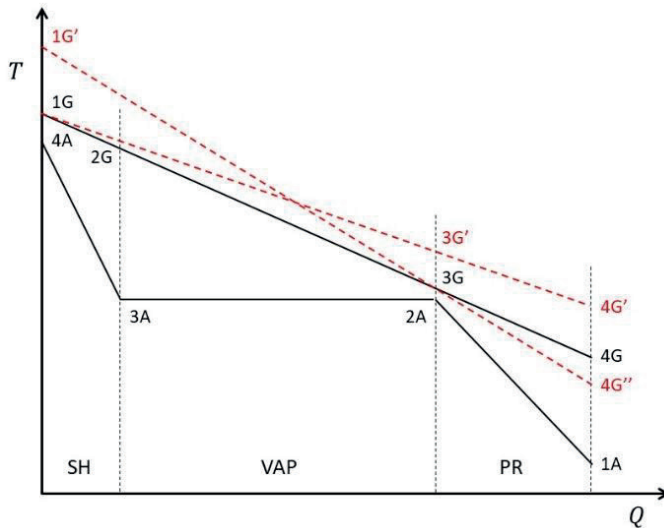


Figura 1.3.5. Influenza della differenza di temperatura al pinch-point e della temperatura dei gas all'ingresso del generatore di vapore.

Per un prefissato valore della temperatura T_{1G} dei gas all'ingresso del generatore di vapore, un aumento della differenza di temperatura ΔT_{pp} al pinch-point causa la rotazione antioraria della curva di scambio termico dei gas intorno al punto 1G. Ciò determina un aumento della temperatura T_{4G} ³⁰ dei gas all'uscita del generatore di vapore e quindi, in ultima analisi, un minore recupero di calore con una conseguente diminuzione del rendimento; il che significa anche che per

³⁰ Come si evince dalla figura 1.3.4, si ha anche un aumento, più limitato per l'effetto leva, della temperatura T_{2G} .

produrre la stessa quantità di vapore³¹ sarà necessaria una maggiore quantità di gas. Ciò si evince anche dal fatto che la rotazione antioraria della curva di scambio termico dei gas determina una riduzione della sua pendenza, quindi un aumento della capacità termica e, di conseguenza, della massa di gas, essendo invariato il calore specifico.

Con riferimento alla figura 1.3.5, l'aumento della differenza di temperatura ΔT_{pp} determina la traslazione verticale del punto 3G, che si sposta in 3G'; contestualmente il punto 4G trasla anch'esso verticalmente, portandosi in 4G', rimanendo invariata la quantità di calore Q complessivamente scambiata tra i due fluidi.

Influenza della temperatura dei gas all'ingresso del generatore di vapore.

Per un prefissato valore della differenza di temperatura ΔT_{pp} al pinch-point, un aumento della temperatura T_{1G} dei gas all'ingresso del generatore di vapore, come si evince dalla precedente figura 1.3.5, causa la rotazione oraria della curva di scambio termico dei gas intorno al punto 3G. Ciò determina una contestuale diminuzione della temperatura T_{4G} dei gas all'uscita del generatore di vapore e quindi, in ultima analisi, un maggiore recupero di calore con un conseguente aumento del rendimento; il che significa anche che per produrre la stessa quantità di vapore in questo caso sarà necessaria una minore quantità di gas. Come per il caso precedente ciò si evince anche dal fatto che la rotazione questa volta oraria della curva di scambio termico dei gas determina un aumento della sua pendenza, quindi una diminuzione della capacità termica e, di conseguenza, della massa di gas, rimanendo invariato il calore specifico.

Con riferimento alla figura 1.3.5, l'aumento della temperatura T_{1G} determina la traslazione verticale del punto 1G, che si sposta in 1G'; contestualmente il punto 4G trasla anch'esso verticalmente ma verso il basso, portandosi in 4G'', rimanendo sempre invariata la quantità di calore Q complessivamente scambiata tra i due fluidi.

³¹ Si ricorda che la curva di scambio termico dell'acqua è riferita per semplicità alla massa unitaria di vapore ed è stabilita in termini di temperatura e pressione nei vari punti cardinali.

Influenza della pressione del vapore.

Con riferimento all'unità di massa di acqua, l'aumento della pressione del vapore, a parità di altre condizioni, determina una modifica delle curve caratteristiche di scambio termico come mostrato in figura 1.3.6.

Come si evince dalla figura 1.3.6, all'aumento della pressione del vapore corrispondono, in particolare, i seguenti effetti:

- aumento del calore scambiato dalla massa unitaria di acqua in fase di preriscaldamento (Δh_{PR}), in ordine alla maggiore temperatura di saturazione;
- diminuzione del calore scambiato in fase di surriscaldamento (Δh_{SH}), sempre in ordine alla maggiore temperatura di saturazione;
- diminuzione del calore scambiato in fase di vaporizzazione (Δh_{VAP})³².

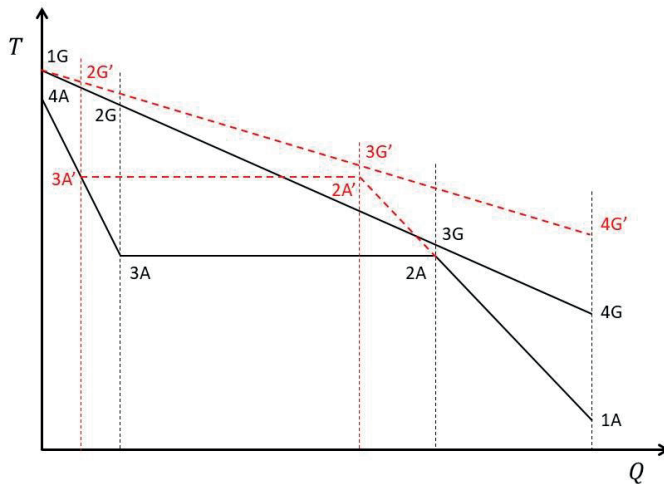


Figura 1.3.6. Influenza della pressione del vapore sulla curva caratteristica del generatore di vapore a recupero.

³² Si ricorda che il legame tra il calore di vaporizzazione e la pressione di saturazione è sancito dall'equazione di Clapeyron. Esso diminuisce all'aumentare della pressione di saturazione fino ad annullarsi al punto critico.

In ordine alla diminuzione del calore scambiato durante le fasi di surriscaldamento e di vaporizzazione e all'aumento della pressione di saturazione (e quindi della corrispondente temperatura), il punto 2A si sposta verso sinistra e verso l'alto (2A'), e così il punto 3G (3G'), rimanendo costante la differenza di temperatura ΔT_{PP} al pinch-point. La curva di scambio termico dei gas si modifica ruotando intorno al punto 1G in senso antiorario, per cui si ha un aumento delle temperature T_{2G} e T_{4G} (punti 2G' e 4G'), oltre che della temperatura T_{3G} (punto 3G'). Nella figura 1.3.6, gli spostamenti dei punti 2A in 2A' e 3A in 3A' sono rappresentati seguendo la direzione dei segmenti 1A-2A e 3A-4A, considerando costanti i calori specifici medi delle fasi liquida (preriscaldamento) e vapore (surriscaldamento), supponendo perciò costante la quantità di calore $q_{1V} = \Delta h_{PR} + \Delta h_{VAP} + \Delta h_{SH}$ complessivamente acquisita dall'unità di massa dell'acqua durante l'intero processo di preriscaldamento-vaporizzazione-surriscaldamento. L'effettiva influenza della pressione sui calori specifici, in particolare del vapore, non incide in misura apprezzabile sugli andamenti descritti.

L'aumento della temperatura dei gas di scarico T_{4G} conseguente all'aumento della pressione del vapore determina, come già osservato, una diminuzione del rendimento η_{gvr} del generatore di vapore a recupero. È appena il caso di osservare che l'aumento della pressione del vapore (pressione massima del ciclo) determina, a parità di altre condizioni, un aumento del rendimento limite del ciclo a vapore, ma la corrispondente diminuzione del titolo allo scarico della turbina determina una contestuale diminuzione del rendimento interno, con un effetto complessivo sul rendimento η_{rV} del ciclo reale non precisabile a priori.

Influenza della temperatura del vapore surriscaldato.

Con riferimento all'unità di massa di acqua, l'aumento della temperatura del vapore surriscaldato, a parità di altre condizioni, determina una modifica delle curve caratteristiche di scambio termico come mostrato in figura 1.3.7.

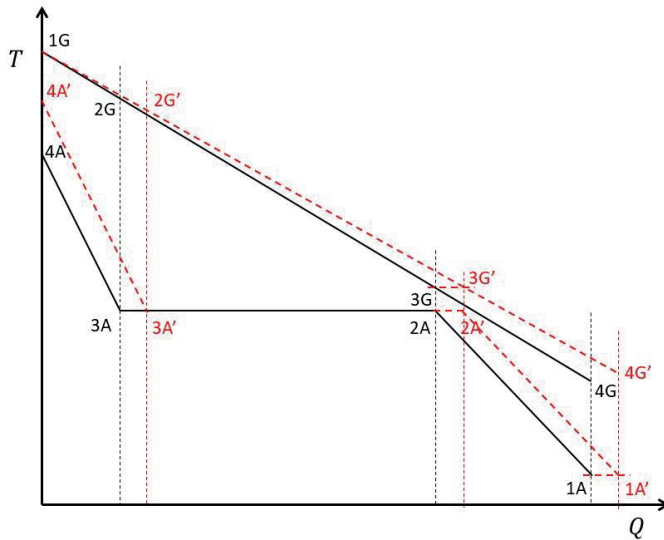


Figura 1.3.7. Influenza della temperatura del vapore surriscaldato sulla curva caratteristica del generatore di vapore a recupero.

Come si evince dalla figura 1.3.7, all'aumento della temperatura del vapore surriscaldato corrispondono, in particolare, i seguenti effetti:

- aumento del calore scambiato in fase di surriscaldamento (Δh_{SH}), in ordine alla maggiore temperatura finale del vapore;
- costanza del calore scambiato in fase di preriscaldamento (Δh_{PR}), e di vaporizzazione (Δh_{VAP}).

Con l'aumento della temperatura del vapore surriscaldato, il punto 4A si sposta verso l'alto (4A'), mentre in ordine al corrispondente aumento del calore scambiato durante la fase di surriscaldamento, i punti estremi delle fasi di vaporizzazione 2A-3A e di preriscaldamento 1A-2A traslano immutati verso destra nei corrispondenti punti 2A'-3A' e 1A'-2A'.

La traslazione verso destra del punto 2A in 2A' induce una traslazione del punto 3G in 3G' e quindi, rimanendo costante la differenza di temperatura ΔT_{PP} al pinch-point, la curva di scambio termico dei gas si modifica, come nel caso precedente, ruotando intorno al punto

1G in senso antiorario. Lo spostamento del punto 4G in 4G' determina, anche in questo caso, un aumento della temperatura T_{4G} dei gas all'uscita del generatore di vapore, tuttavia molto più limitato rispetto al caso precedente. La diminuzione del rendimento η_{gvr} del generatore di vapore a recupero che ne consegue è perciò modesta in raffronto al più significativo aumento del rendimento η_{rv} del ciclo reale, dovuto sia all'aumento del rendimento del ciclo limite, per via dell'aumento della temperatura del vapore surriscaldato, sia all'aumento del rendimento interno del ciclo, per via dell'aumento del titolo del vapore allo scarico della turbina. Nonostante si abbia una diminuzione del rendimento del generatore di vapore, che, come detto, è di modesta entità, ne consegue in ogni caso un aumento del rendimento globale dell'impianto a vapore e, quindi, dell'intero impianto combinato.

Esempio di calcolo dei bilanci energetici di un impianto combinato a semplice recupero e con post-combustione

È dato un impianto combinato costituito da un impianto di turbina a gas e da un impianto a vapore aventi le caratteristiche di seguito riportate.

Turbina a gas

potenza netta	$P_G = 51 \text{ MW}$
rendimento globale	$\eta_G = 0,340$
temperatura gas uscita turbina	$T_{uT} = 515 \text{ }^\circ\text{C}$
temperatura di riferimento	$T_0 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$
potere calorifico del metano	$H_i = 50 \text{ MJ/kg}$
rapporto massico aria/combustibile	$\alpha_G = 59^{33}$
calore specifico medio dei gas di scarico	$c_{p,g} = 1,1 \text{ kJ/kgK}$
rendimento della camera di combustione	$\eta_{cc} = 0,990$

³³ Valore caratteristico, per esempio, di turbine a gas con $T_{iT} = 1100 \text{ }^\circ\text{C}$, $\beta = 12,5$, $\eta_C = 0,85$.

rendimento organico $\eta_{oG} = 0,970$

Le caratteristiche della turbina a gas ricalcano, con differenze poco significative, quelle di alcuni modelli di turbine a gas industriali come, per esempio, la turbina Alstom GT8C2.

Impianto a vapore

temperatura del vapore surriscaldato $T_{SH} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$

pressione del vapore surriscaldato $p_{SH} = 40 \text{ bar}$

pressione al condensatore $p_{cond} = 0,075 \text{ bar}$

rendimento organico $\eta_{oV} = 0,960$

rendimento della turbina a vapore $\eta_T = 0,890$

rendimento del ciclo (segue calcolo) $\eta_{rV} = 0,330$

temperatura gas ingresso GVR $T_{g,i} = T_{uT} = 515 \text{ }^\circ\text{C}$

temperatura gas uscita GVR $T_{g,u} = 160 \text{ }^\circ\text{C}$

rendimento dell'isolamento del GVR $\eta_{is} = 1$

Dalle temperature dei gas all'ingresso e all'uscita si ricava il rendimento del generatore di vapore a recupero:

$$\eta_{gvr} = \frac{T_{g,i} - T_{g,u}}{T_{g,i} - T_0} = \frac{515 - 160}{515 - 15} = 0,710$$

Si determina quindi il rendimento globale dell'impianto a vapore:

$$\eta_V = \eta_{gvr} \cdot \eta_{rV} \cdot \eta_{oV} = 0,710 \cdot 0,330 \cdot 0,960 = 0,225$$

Calcolo del ciclo a vapore

La figura 1.3.8 mostra il ciclo termodinamico a vapore di riferimento nei piani T - s e h - s .

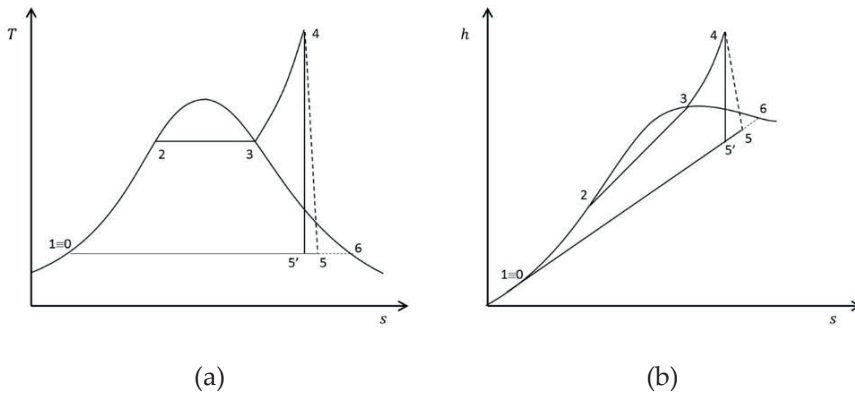


Figura 1.3.8. Ciclo termodinamico a vapore d'acqua nel piano T - s (a) e nel piano h - s (b).

Il ciclo a vapore viene preliminarmente analizzato valutando gli scambi energetici delle diverse trasformazioni al fine di determinare, in particolare, il rendimento reale precedentemente assegnato. Sulla base delle specifiche precedentemente stabilite si determina preliminarmente lo stato termodinamico dell'acqua nei punti cardinali del ciclo, in termini di pressione, temperatura, entalpia specifica, entropia specifica e titolo, i cui valori sono riepilogati nella tabella che segue. Si trascura il lavoro delle pompe.

Punto	p (bar)	T ($^{\circ}\text{C}$)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg·K)	x
0	0,075	40,32	168,67	0,5760	0
1	40	40,32	168,67	0,5760	0
2	40	250,33	1086,7	2,7949	0
3	40	250,33	2802,4	6,0714	1
4	40	450	3329,0	6,9344	---
5'	0,075	40,32	2161,8	6,9344	0,8286
5	0,075	40,32	2290,2	7,3439	0,8820
6	0,075	40,32	2574,1	8,2493	1

Specificamente, lo stato termodinamico dei punti cardinali del ciclo viene determinato procedendo come segue:

- sono specificati i valori di pressione massima ($p = 40 \text{ bar}$) e minima ($p = 0,075 \text{ bar}$), per cui la pressione è nota in tutti i punti cardinali del ciclo;
- è specificata la temperatura massima ($T = 450 \text{ °C}$);
- dalle tabelle termodinamiche dell'acqua o mediante appositi codici di calcolo automatico, dai valori di pressione massima e minima si ottengono i corrispondenti valori della temperatura di saturazione nei punti 2-3 ($T = 250,33 \text{ °C}$) e nei punti 0-5'-5-6 ($T = 40,32 \text{ °C}$);
- sempre per mezzo delle tabelle termodinamiche dell'acqua o di codici di calcolo automatico, si ricavano i valori di entalpia e di entropia in tutti i punti cardinali del ciclo.

Ove si utilizzino le tabelle termodinamiche i punti 5' e 5, rispettivamente di fine espansione isoentropica e reale, si determinano come segue.

Punto 5'

Nota l'entropia specifica del punto 5', uguale a quella del punto, 4 si determinano il titolo e l'entalpia specifica del punto 5' mediante le relazioni:

$$x_{5'} = \frac{s_{5'} - s_0}{s_6 - s_0} = \frac{6,9344 - 0,5760}{8,2493 - 0,5760} = 0,8286$$

$$\begin{aligned} h_{5'} &= h_0 + x_{5'} \cdot (h_6 - h_0) = 168,67 + 0,8286 \cdot (2574,1 - 168,67) \\ &= 2161,8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

Punto 5

Nota il rendimento della turbina si determina l'entalpia specifica del punto 5:

$$\begin{aligned} h_5 &= h_4 - (h_4 - h_{5'}) \cdot \eta_T = 3329,0 - (3329,0 - 2161,8) \cdot 0,890 \\ &= 2290,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

Nota l'entalpia specifica del punto 5 si determinano il titolo e l'entropia specifica del punto 5 mediante le relazioni:

$$x_5 = \frac{h_5 - h_0}{h_6 - h_0} = \frac{2290,2 - 168,67}{2574,1 - 168,67} = 0,8820$$

$$s_5 = s_0 + x_5 \cdot (s_6 - s_0) = 0,5760 + 0,8820 \cdot (8,2493 - 0,5760) \\ = 7,3439 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Si determinano quindi il lavoro specifico l_u , il calore q_1 entrante nel ciclo e il rendimento reale η_{rV} mediante le relazioni:

$$l_u = h_4 - h_5 = 3329,0 - 2290,2 = 1038,8 \frac{kJ}{kg}$$

$$q_1 = h_4 - h_1 = 3329,0 - 168,67 = 3160,3 \frac{kJ}{kg}$$

$$\eta_{rV} = \frac{l_u}{q_1} = \frac{1038,8}{3160,3} = 0,329 \cong 0,330$$

Verifica del bilancio energetico del generatore di vapore a recupero

Dal bilancio energetico complessivo del generatore di vapore a recupero, con riferimento all'unità di massa di vapore e alla notazione adottata nelle specifiche e nella figura 1.3.8, si ha:

$$\mu_g c_{p,g} \cdot (T_{g,i} - T_{g,u}) = h_4 - h_1$$

da cui:

$$\mu_g = \frac{h_4 - h_1}{c_{p,g} \cdot (T_{g,i} - T_{g,u})} = \frac{3329,0 - 168,67}{1,1 \cdot (515 - 160)} = 8,093 \frac{kg_g}{kg_v}$$

Dal bilancio energetico esteso al surriscaldatore e al preriscaldatore si ha inoltre:

$$\mu_g c_{p,g} \cdot [T_{g,i} - (T_2 + \Delta T_{pp})] = h_4 - h_2$$

da cui si trova:

$$\Delta T_{pp} = (T_{g,i} - T_2) - \frac{h_4 - h_2}{\mu_g c_{p,g}} = (515 - 250,33) - \frac{3329,0 - 1086,7}{8,093 \cdot 1,1} \\ = 12,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Rendimento semplificato e potenza dell'impianto combinato

Il rendimento semplificato è dato dalla relazione:

$$\eta_{IC} = \eta_G + \eta_V - \eta_G \cdot \eta_V = 0,340 + 0,225 - 0,340 \cdot 0,225 = 0,489$$

Il rapporto tra le potenze delle due sezioni è dato dalla relazione:

$$\frac{P_V}{P_G} = \frac{\eta_{IC} - \eta_G}{\eta_G} = \frac{0,489 - 0,340}{0,340} = 0,438$$

da cui:

$$P_V = 0,438 \cdot 51 = 22,34 \text{ MW}$$

$$P_{IC} = P_G + P_V = 51 + 22,34 = 73,34 \text{ MW}$$

Rendimento rigoroso e potenza dell'impianto combinato

Si determina innanzitutto il fattore di perdita σ_G della turbina a gas, dato dalla relazione:

$$\begin{aligned} \sigma_G &= (1 - \eta_{cc}) + \eta_G \cdot \left(\frac{1}{\eta_{oG}} - 1 \right) = (1 - 0,99) + 0,340 \cdot \left(\frac{1}{0,97} - 1 \right) \\ &= 0,0205 \end{aligned}$$

Il rendimento rigoroso è quindi dato dalla relazione:

$$\eta_{IC} = \eta_G + \eta_V - \eta_G \cdot \eta_V - \sigma_G \cdot \eta_V = 0,340 + 0,225 - 0,340 \cdot 0,225 - 0,0205 \cdot 0,225 = 0,484$$

Il rapporto tra le potenze delle due sezioni è dato dalla relazione:

$$\frac{P_V}{P_G} = \frac{\eta_{IC} - \eta_G}{\eta_G} = \frac{0,484 - 0,340}{0,340} = 0,424$$

da cui:

$$P_V = 0,424 \cdot 51 = 21,60 \text{ MW}$$

$$P_{IC} = P_G + P_V = 51 + 21,60 = 72,60 \text{ MW}$$

Post-combustione

Si vuole ora effettuare una post-combustione moderata in modo da elevare la temperatura all'ingresso del generatore di vapore a recupero

da 515 °C a 600 °C e ricalcolare il rendimento e la potenza per queste nuove condizioni operative.

Occorre innanzitutto calcolare il valore di δ_G corrispondente alle condizioni stabilite. Se si utilizza lo stesso combustibile nella turbina a gas e nel generatore di vapore esso è dato dalla relazione:

$$\delta_G = \frac{E_G}{E_G + E_V} = \frac{m_{cG}H_{iG}}{m_{cG}H_{iG} + m_{cV}H_{iV}} = \frac{m_{cG}}{m_{cG} + m_{cV}}$$

Essendo nota la potenza della turbina a gas è preferibile esprimere δ_G in termini di portate massiche:

$$\delta_G = \frac{\dot{m}_{cG}}{\dot{m}_{cG} + \dot{m}_{cV}}$$

È quindi necessario determinare le portate \dot{m}_{cG} e \dot{m}_{cV} .

Portata di combustibile nella turbina a gas

Per quanto riguarda la portata \dot{m}_{cG} , dal rendimento della turbina a gas si ha:

$$\eta_G = \frac{P_G}{\dot{m}_{cG} \cdot H_i}$$

da cui:

$$\dot{m}_{cG} = \frac{P_G}{\eta_G \cdot H_i} = \frac{51}{0,340 \cdot 50} = 3,0 \frac{kg}{s}$$

Per completezza, nota la portata di combustibile si possono determinare anche la portata d'aria nel compressore e la portata di gas in turbina, essendo:

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{cG} \cdot \alpha = 3,0 \cdot 59 = 177 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_{cG} = 180 \frac{kg}{s}$$

Portata di combustibile nel generatore di vapore

Per la determinazione della portata di combustibile \dot{m}_{cV} nel generatore di vapore si può fare riferimento al modello di post-combustione illustrato in figura 1.3.9 (cfr. figura 1.2.9).

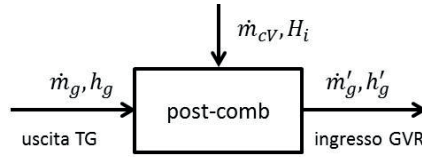


Figura 1.3.9. Modello di post-combustione.

Dall'equazione generale del bilancio energetico, supponendo la combustione completa e adiabatica, si ha:

$$\dot{H}_2 - \dot{H}_1 + \Delta \dot{E}_{chim} = \dot{Q} - \dot{L}$$

$$\dot{H}_2 = \dot{m}'_g \cdot h'_g$$

$$\dot{H}_1 = \dot{m}_g \cdot h_g$$

$$-\Delta \dot{E}_{chim} = \dot{m}_{cv} \cdot H_i$$

$$\dot{Q} = 0$$

$$\dot{L} = 0$$

da cui:

$$\dot{m}'_g \cdot h'_g = \dot{m}_g \cdot h_g + \dot{m}_{cv} \cdot H_i$$

Dal bilancio di materia si ha inoltre:

$$\dot{m}'_g = \dot{m}_g + \dot{m}_{cv}$$

per cui, risolvendo il bilancio energetico rispetto a \dot{m}_{cv} si ottiene:

$$\dot{m}_{cv} = \frac{\dot{m}_g c_{p,g} \cdot (T'_g - T_g)}{H_i - c_{p,g} \cdot (T'_g - T_0)} = \frac{180 \cdot 1,1 \cdot (600 - 515)}{50 \cdot 10^3 - 1,1 \cdot (600 - 15)} = 0,341$$

Si ha infine:

$$\frac{\dot{m}_{cv}}{\dot{m}_{cG}} = \frac{0,341}{3,0} = 0,114$$

$$\delta_G = \frac{\dot{m}_{cG}}{\dot{m}_{cG} + \dot{m}_{cv}} = \frac{3}{3 + 0,341} = 0,898 \cong 0,90$$

La portata massica di combustibile utilizzata nella post-combustione è perciò pari all'11,4% della portata di combustibile in turbina a gas,

mentre quest'ultima è pari al 90% circa di quella complessivamente utilizzata nell'impianto combinato.

Rendimento del generatore di vapore a recupero e dell'impianto a vapore

A seguito dell'aumento di temperatura all'ingresso del generatore di vapore il suo rendimento cambia. Si suppone, per semplicità, che la temperatura dei gas reflui all'uscita del generatore di vapore rimanga inalterata, ciò significa che la differenza di temperatura al pinch-point aumenta³⁴.

Si ha pertanto:

$$\eta'_{gvr} = \frac{T'_{g,i} - T_{g,u}}{T'_{g,i} - T_0} = \frac{600 - 160}{600 - 15} = 0,752$$

da cui, supponendo che i rendimenti del ciclo e organico rimangano invariati:

$$\eta'_V = \eta'_{gvr} \cdot \eta_{rV} \cdot \eta_{oV} = 0,752 \cdot 0,330 \cdot 0,960 = 0,238$$

Rendimento e potenza dell'impianto combinato in regime di post-combustione

Il rendimento dell'impianto combinato è ora dato dalla relazione:

$$\eta'_{IC} = \eta_G^* + \eta'_V - \eta_G^* \cdot \eta'_V - \sigma_G \cdot \eta'_V \cdot \delta_G$$

essendo:

$$\eta_G^* = \eta_G \cdot \delta_G = 0,340 \cdot 0,898 = 0,305$$

$$\sigma_G \cdot \eta'_V \cdot \delta_G = 0,0205 \cdot 0,238 \cdot 0,898 = 0,0044$$

da cui, infine:

$$\begin{aligned} \eta'_{IC} &= \eta_G^* + \eta'_V - \eta_G^* \cdot \eta'_V - \sigma_G \cdot \eta'_V \cdot \delta_G \\ &= 0,305 + 0,238 - 0,305 \cdot 0,238 - 0,0044 = 0,466 \end{aligned}$$

Rispetto al caso di impianto a semplice recupero si riscontra una diminuzione del rendimento del 4,7%.

³⁴ Si potrebbe, in alternativa, considerare costante la differenza di temperatura al pinch-point; in tal caso la temperatura del gas reflui all'uscita del generatore di vapore diminuirebbe.

Il rapporto tra le potenze delle due sezioni è dato dalla relazione:

$$\frac{P_V}{P_G} = \frac{\frac{\eta_{IC}}{\delta_G} - \eta_G}{\eta_G} = \frac{\frac{0,466}{0,898} - 0,340}{0,340} = 0,526$$

da cui:

$$P_V = 0,526 \cdot 51 = 26,83 \text{ MW}$$

$$P_{IC} = P_G + P_V = 51 + 26,83 = 77,83 \text{ MW}$$

Rispetto al caso di impianto a semplice recupero si riscontra un aumento della potenza dell'impianto a vapore del 24,2% e un aumento della potenza dell'impianto combinato del 7,2%.

Migrazione del pinch-point all'ingresso del preriscaldatore dell'acqua di alimento.

Con riferimento all'unità di massa di acqua, ad un aumento della temperatura T_{1G} dei gas all'ingresso del generatore di vapore corrisponde, a parità di altre condizioni, una diminuzione della temperatura T_{4G} dei gas all'uscita del generatore di vapore. Al progressivo aumentare della temperatura T_{1G} si attende, a un certo punto, che il pinch-point si sposti dall'interno del generatore di vapore ($\Delta T_{pp} = T_{3G} - T_{2A}$) all'esterno ($\Delta T_{pp} = T_{4G} - T_{1A}$), come mostrato nella figura 1.3.10. La figura 1.3.10 rappresenta la condizione limite che si verifica quando la differenza minima di temperatura tra gas e acqua si riscontra contemporaneamente all'ingresso e all'uscita del preriscaldatore.

È interessante approfondire questa situazione, ossia determinare il valore indicativo della temperatura T_{1G} per la quale il pinch-point si muove dall'interno all'ingresso del generatore di vapore, in relazione all'evoluzione dello sviluppo tecnologico delle turbine a gas, poiché il progressivo aumento della temperatura dei gas all'ingresso della turbina, e quindi della temperatura dei gas allo scarico, potrà implicare, nel breve-medio termine, il raggiungimento e il superamento di questa condizione.

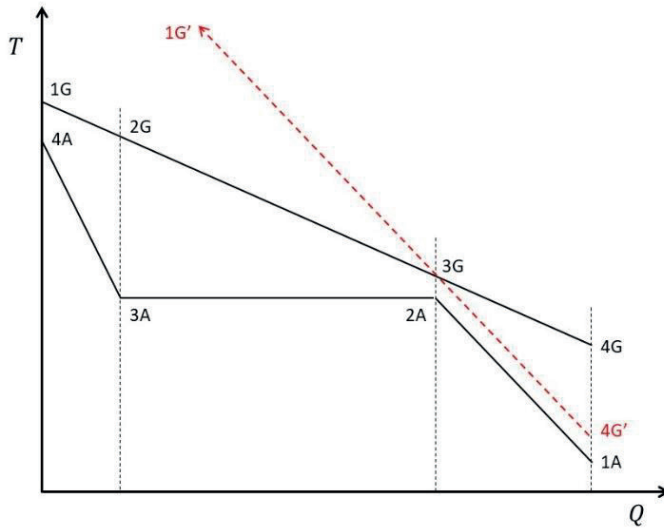


Figura 1.3.10. Migrazione del pinch-point dall'interno all'esterno del generatore di vapore a recupero.

Con riferimento alla figura 1.3.10 si consideri allo scopo l'esempio seguente.

Esempio di bilancio energetico con spostamento del pinch-point all'ingresso del GVR

La tabella che segue riporta i dati caratteristici delle sezioni a vapore e a gas.

Sezione a vapore

$p_v = 50 \text{ bar}$

$T_{1A} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$

$T_{2A} = 263,99 \text{ }^\circ\text{C}$

$T_{3A} = 263,99 \text{ }^\circ\text{C}$

$T_{4A} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$

$h_{1A} = 171,97 \text{ kJ/kg}$

$h_{2A} = 1154,23 \text{ kJ/kg}$

$h_{3A} = 2794,30 \text{ kJ/kg}$

$h_{4A} = 3316,20 \text{ kJ/kg}$

Sezione a gas

$T_0 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$

$T_{1G} = 500 \text{ }^\circ\text{C}$

$\Delta T_{pp} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$

$T_{3G} = 273,99 \text{ }^\circ\text{C}$

$c_{p,g} = 1,1 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$

Bilancio energetico e caratteristiche del generatore di vapore in condizioni di riferimento

Con riferimento all'unità di massa di vapore, posto per semplificare $\eta_{is} = 1$, dal bilancio energetico parziale limitato al surriscaldatore e al vaporizzatore si ha:

$$\mu_g c_{p,g}(T_{1G} - T_{3G}) = h_{4A} - h_{2A}$$

da cui:

$$\mu_g = \frac{h_{4A} - h_{2A}}{c_{p,g}(T_{1G} - T_{3G})} = \frac{3316,20 - 1154,23}{1,1(500 - 273,99)} = 8,696$$

Sono perciò necessari 8,696 kg di gas per produrre 1 kg di vapore.

Dal bilancio energetico globale si ha inoltre:

$$\mu_g c_{p,g}(T_{1G} - T_{4G}) = h_{4A} - h_{1A}$$

da cui:

$$T_{4G} = T_{1G} - \frac{h_{4A} - h_{1A}}{\mu_g c_{p,g}} = 500 - \frac{3316,20 - 171,97}{8,696 \cdot 1,1} = 171,31 \text{ } ^\circ\text{C}$$

e infine:

$$\eta_{gvr} = \frac{T_{1G} - T_{4G}}{T_{1G} - T_0} = \frac{500 - 171,3}{500 - 15} = 0,678$$

Bilancio energetico e caratteristiche del generatore di vapore in condizioni limite con spostamento del pinch-point all'ingresso del generatore di vapore

In queste condizioni limite, si ha la stessa differenza minima di temperatura all'ingresso e all'uscita del preriscaldatore. Contrassegnando con un apice le grandezze interessate a queste condizioni, con riferimento alla figura 1.3.10 si ha:

$$\Delta T_{pp} = T_{3G} - T_{2A} = T_{4G'} - T_{1A}$$

Nell'ipotesi di calori specifici costanti dell'acqua (liquida) e dei gas i segmenti 1A-2A e 3G-4G' sono paralleli e perciò si ha una differenza di temperatura tra gas e acqua costante lungo tutto il processo di preriscaldamento; risulta pertanto:

$$T_{4G'} = T_{1A} + \Delta T_{pp} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$$

Le nuove grandezze caratteristiche μ'_g e $T_{1G'}$ possono essere determinate mediante un bilancio energetico al preriscaldatore:

$$\begin{aligned} \mu'_g c_{p,g}(T_{3G} - T_{4G'}) &= h_{2A} - h_{1A} = \mu'_g c_{p,g}[(T_{2A} + \Delta T_{pp}) - (T_{1A} + \Delta T_{pp})] \\ &= \mu'_g c_{p,g}(T_{2A} - T_{1A}) \end{aligned}$$

da cui:

$$\mu'_g = \frac{h_{2A} - h_{1A}}{c_{p,g}(T_{2A} - T_{1A})} = \frac{1154,23 - 171,97}{1,1(263,99 - 40)} = 3,987$$

Esprimendo la differenza di entalpia ($h_{2A} - h_{1A}$) in funzione della differenza di temperatura ($T_{2A} - T_{1A}$) e del calore specifico medio dell'acqua nel medesimo intervallo di temperatura si osserva che:

$$\mu'_g = \frac{c_{p,a}(T_{2A} - T_{1A})}{c_{p,g}(T_{2A} - T_{1A})} = \frac{c_{p,a}}{c_{p,g}}$$

dove $c_{p,a}$, come detto, è il calore specifico medio dell'acqua nell'intervallo di temperatura $T_{1A} \div T_{2A}$ alla pressione di 50 bar. Nella fattispecie, dalla precedente relazione si trova:

$$c_{p,a} = c_{p,g}\mu'_g = 1,1 \cdot 3,987 = 4,385 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

È appena il caso di osservare che la kilocaloria (kcal), unità di misura dell'energia in forma termica nel desueto Sistema Tecnico di unità di misura, è stata convenzionalmente definita come la quantità di calore necessaria per innalzare di 1 °C, da 14,5 °C a 15,5 °C, la temperatura di 1 kg di acqua distillata a pressione atmosferica. Ne segue che per definizione, il calore specifico medio dell'acqua alla pressione atmosferica nel citato intervallo di temperatura, è pari a 1 kcal/(kg·K), ossia 4,1868 kJ/(kg·K). Come si vede, quindi, il valore del calore specifico dell'acqua di cui all'esempio in oggetto ($c_{p,a} = 4,385 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$) è molto vicino al valore di riferimento.

Dal bilancio energetico globale si ha inoltre:

$$\mu'_g c_{p,g}(T_{1G'} - T_{4G'}) = h_{4A} - h_{1A}$$

da cui:

$$T_{1G'} = T_{4G'} + \frac{h_{4A} - h_{1A}}{\mu_g c_{p,g}} = 50 + \frac{3316,20 - 171,97}{3,987 \cdot 1,1} = 766,93 \text{ } ^\circ\text{C}$$

e infine:

$$\eta_{gvr} = \frac{T_{1G'} - T_{4G'}}{T_{1G'} - T_0} = \frac{766,93 - 50}{766,93 - 15} = 0,953$$

Il rendimento così ottenuto è molto elevato per via del basso valore della temperatura dei gas all'uscita del generatore di vapore, che nella fattispecie risulta pari a 50 °C, avendo imposto una differenza terminale (ΔT_{pp}) di temperatura di soli 10 °C. In realtà la temperatura dei gas allo scarico del generatore di vapore dovrebbe essere sensibilmente più elevata, di norma non inferiore a 100 °C, per consentire un adeguato innalzamento del pennacchio per un'efficace dispersione delle specie inquinanti (essenzialmente NOx nella fattispecie). Posto ad esempio $T_{4G'} = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$ ($\Delta T_{pp} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$), data la linearità della curva di scambio termico dei gas si trova $T_{1G'} = 816,93 \text{ } ^\circ\text{C}$ e $\eta_{gvr} = 0,894$, mentre il rapporto massico gas/vapore μ'_g ovviamente non cambia.

Ricordando che le turbine a gas di grande potenza di ultima generazione sono caratterizzate da temperature di gas di scarico oramai prossime a 700 °C e considerando uno sviluppo tecnologico caratterizzato da un incremento medio della temperatura dei gas all'ingresso della turbina dell'ordine di 10 °C/anno, è verosimile che valori della temperatura dei gas di scarico maggiori di 800 °C potranno essere raggiunti nell'arco di 10÷15 anni, con significative implicazioni sulla configurazione del generatore di vapore a recupero³⁵.

Esempio comparativo di bilancio energetico di un generatore di vapore a combustione

Dal confronto dei due esempi appena discussi si rileva che l'aumento della temperatura T_{1G} dei gas all'ingresso del generatore di vapore

³⁵ Si deve però osservare che gli esempi proposti di riferiscono ad impianti con un solo livello di pressione, mentre le migliori tecnologie dei impianti combinati sono basate su impianti a vapore a tre livelli di pressione.

influenza sensibilmente il rapporto massico gas/vapore μ_g . Esso, infatti, passa dal valore $\mu_g = 8,696$ nel primo caso, con $T_{1G} = 500\text{ }^\circ\text{C}$, al valore $\mu'_g = 3,987$ nel secondo caso con pari differenza di temperatura all'ingresso e all'uscita del preriscaldatore.

Qui di seguito viene riportato un altro esempio con il calcolo, a titolo comparativo, del rapporto massico gas/vapore in un generatore di vapore convenzionale a combustione con produzione di vapore surriscaldato. La tabella che segue riporta i dati caratteristici del generatore di vapore sul lato acqua e sul lato gas.

Lato acqua

$$p_A = p_V = 150\text{ bar}$$

$$T_A = 250\text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_V = 540\text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_A = 1085,5\text{ kJ/kg}$$

$$h_V = 3424,9\text{ kJ/kg}$$

Lato gas

$$T_{g,i} = 2000\text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{g,u} = 350\text{ }^\circ\text{C}$$

$$c_{p,g} = 1,1\text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$$

Nella tabella, le temperature T_A e T_V rappresentano rispettivamente la temperatura dell'acqua di alimento in ingresso, preriscaldata fino a $250\text{ }^\circ\text{C}$ nella linea rigenerativa, e del vapore surriscaldato in uscita, h_A e h_V le rispettive entalpie specifiche. Sul lato gas, $T_{g,i}$ e $T_{g,u}$ rappresentano rispettivamente le temperature dei gas all'ingresso e all'uscita dall'insieme delle apparecchiature di scambio termico con l'acqua nel generatore di vapore a combustione (nell'ordine: vaporizzatori in camera di combustione, surriscaldatori ed economizzatori). La temperatura $T_{g,u}$ di uscita dei gas si ha in corrispondenza dell'ingresso dell'acqua di alimento, che entra alla temperatura T_A . La minima differenza di temperatura all'ingresso del preriscaldatore è pertanto pari a $\Delta T_{min} = T_{g,u} - T_A = 100\text{ }^\circ\text{C}$. La temperatura $T_{g,i}$ (convenzionale) dei gas all'ingresso del generatore di vapore è invece quella che si avrebbe se la combustione avvenisse in una camera di combustione adiabatica esterna al generatore di vapore e i gas venissero inviati successivamente nelle sezioni di scambio termico. In tal senso, la temperatura $T_{g,i}$ corrisponde alla temperatura di fine combustione adiabatica.

Con riferimento all'intero complesso delle sezioni di scambio termico gas-acqua, posto per semplificare $\eta_{is} = 1$, si ha pertanto:

$$\mu_g c_{p,g}(T_{g,i} - T_{g,u}) = h_V - h_A$$

da cui:

$$\mu_g = \frac{h_V - h_A}{c_{p,g}(T_{g,i} - T_{g,u})} = \frac{3424,9 - 1085,5}{1,1(2000 - 350)} = 1,289$$

Come si vede, in questo caso, data l'elevata temperatura dei gas in ingresso, il rapporto massico gas/vapore è molto inferiore rispetto ai valori tipici dei generatori di vapore a recupero.

Influenza del sotto-raffreddamento alla fine del preriscaldamento (sub-cooling).

Nelle curve di scambio termico analizzate finora si è supposto che il preriscaldamento dell'acqua di alimento si sviluppi fino a raggiungere la temperatura di saturazione, portando l'acqua fino alle condizioni di liquido saturo. In realtà ciò non avviene, di norma, poiché si preferisce evitare che l'acqua raggiunga le condizioni di incipiente vaporizzazione all'interno dei preriscaldatori. Pertanto, alla fine del preriscaldamento l'acqua di alimento si trova ad una temperatura minore di quella di saturazione; la differenza tra queste due temperature è denominata "sotto-raffreddamento o "sub-cooling" ed è qui indicata con il termine ΔT_{sc} .

Con riferimento all'unità di massa di acqua, la figura 1.3.11 riporta una rappresentazione dell'effetto del sotto-raffreddamento dell'acqua di alimento all'uscita del preriscaldatore sulle curve di scambio termico dell'acqua e dei gas.

La fase di preriscaldamento, che in condizioni di riferimento termina nel punto 2A, dove l'acqua raggiunge le condizioni di liquido saturo, in pratica termina nel punto 2A* a una temperatura minore di quella di saturazione. L'acqua preriscaldata entra quindi nel corpo cilindrico dove si porta in condizioni di liquido saturo non più a spese di calore fornito dai gas di scarico nel preriscaldatore ma del calore di condensazione di vapore prodotto in eccedenza nel vaporizzatore. Il completamento del preriscaldamento dell'acqua nel corpo cilindrico è

rappresentato in figura 1.3.11 dal segmento verticale $2A^*-2A'$. La direzione verticale del segmento indica appunto che l'aumento di temperatura dell'acqua dal punto $2A^*$ al punto $2A'$ non avviene a spese di calore scambiato con l'esterno (con i gas di scarico) ma attraverso il mescolamento con vapore all'interno del corpo cilindrico.

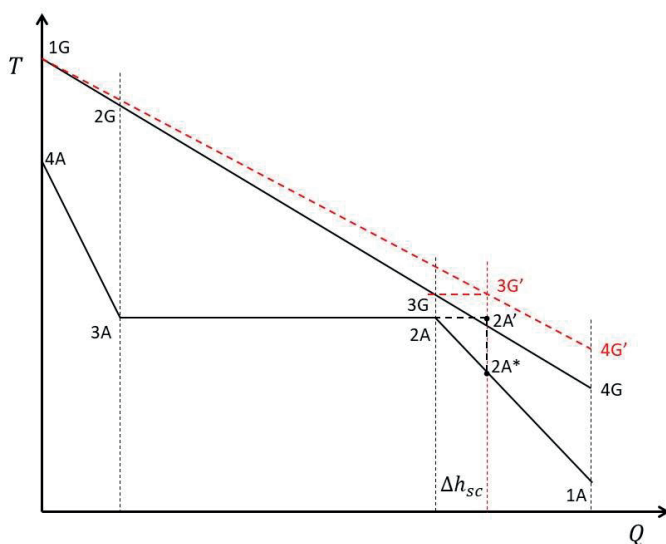


Figura 1.3.11. Effetto del sotto-raffreddamento dell'acqua di alimento all'uscita del preriscaldatore sulle curve di scambio termico dell'acqua e dei gas.

Come si evince dalla figura 1.3.11, la quantità di calore complessivamente scambiata tra i punti $1A$ e $4A$ non cambia, ma cambia la ripartizione del calore scambiato nel preriscaldatore e nel vaporizzatore; la minore quantità di calore scambiato nel preriscaldatore è compensata esattamente da una maggiore quantità di calore scambiato nel vaporizzatore con la produzione di una maggiore quantità di vapore. Il vapore prodotto in eccedenza rispetto alla massa unitaria di riferimento fornisce, condensando, il calore necessario per portare a saturazione l'acqua di alimento entrante.

È appena il caso di osservare che i punti $2A$ e $2A'$ sono caratterizzati entrambi dallo stesso stato termodinamico corrispondente alle

condizioni di liquido saturo ma sono distinti nel piano $T-Q$ ³⁶ perché il primo si riferisce alla vaporizzazione della massa unitaria di vapore (segmento 2A-3A), il secondo alla vaporizzazione di una massa maggiore (segmento 2A'-3A).

In corrispondenza di una maggiore produzione di vapore saturo, con lo spostamento del punto 2A in 2A', il punto 3G si sposta, a parità di $\Delta T_{pp'}$, in corrispondenza del punto 3G', causando una rotazione antioraria della curva di scambio termico dei gas intorno al punto 1G; ciò determina un aumento della temperatura finale dei gas all'uscita del generatore di vapore, con lo spostamento del punto 4G in 4G' e, di conseguenza, una diminuzione del rendimento del generatore di vapore.

La massa di vapore m_e che deve essere prodotta in eccedenza rispetto all'unità di massa per portare l'acqua in condizioni di saturazione può essere determinata con un semplice bilancio energetico. Indicando con Δh_{sc} la variazione di entalpia specifica dell'acqua di alimento nel passaggio dalle condizioni vigenti all'uscita del preriscaldatore a quelle di liquido saturo nel corpo cilindrico e con λ il calore latente di vaporizzazione, con riferimento alla figura 1.3.11 si può scrivere:

$$\begin{aligned} \Delta h_{sc} &= h_{2A} - h_{2A^*} = h_{2A'} - h_{2A^*} = m_e \cdot \lambda \\ &= m_e \cdot (h_{3A} - h_{2A}) \end{aligned} \quad (1.3.22)$$

da cui:

$$m_e = \frac{h_{2A} - h_{2A^*}}{h_{3A} - h_{2A}} \quad (1.3.23)$$

³⁶ Si ricorda che il piano $T-Q$ non è un piano termodinamico, e perciò non rappresentativo dello stato termodinamico dei fluidi di interesse, perché Q non è una variabile di stato.

Esempio

La tabella che segue riporta i dati caratteristici delle sezioni a vapore e a gas, gli stessi adottati nell'esempio precedente.

Sezione a vapore

$$p_v = 50 \text{ bar}$$

$$T_{1A} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{2A} = 263,99 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{3A} = 263,99 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{4A} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{sc} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{2A^*} = 253,99 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{1A} = 171,97 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2A} = 1154,23 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{3A} = 2794,30 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{4A} = 3316,20 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2A^*} = 1104,74 \text{ kJ/kg}$$

Sezione a gas

$$T_0 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{1G} = 500 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{pp} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{3G} = 273,99 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$c_{p,g} = 1,1 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)}$$

Bilancio energetico in condizioni di riferimento

In tali condizioni si ha $\Delta T_{sc} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ e $h_{2A^*} = h_{2A}$. Con riferimento all'unità di massa di vapore e posto per semplificare $\eta_{is} = 1$, come già visto nell'esempio precedente, si ha:

$$\mu_g c_{p,g} (T_{1G} - T_{3G}) = h_{4A} - h_{2A}$$

da cui:

$$\mu_g = \frac{h_{4A} - h_{2A}}{c_{p,g} (T_{1G} - T_{3G})} = \frac{3316,20 - 1154,23}{1,1(500 - 273,99)} = 8,696$$

Dal bilancio energetico globale si ha inoltre:

$$\mu_g c_{p,g} (T_{1G} - T_{4G}) = h_{4A} - h_{1A}$$

da cui:

$$T_{4G} = T_{1G} - \frac{h_{4A} - h_{1A}}{\mu_g c_{p,g}} = 500 - \frac{3316,20 - 171,97}{8,696 \cdot 1,1} = 171,31 \text{ }^\circ\text{C}$$

e infine:

$$\eta_{gvr} = \frac{T_{1G} - T_{4G}}{T_{1G} - T_0} = \frac{500 - 171,3}{500 - 15} = 0,678$$

Bilancio energetico in presenza di sotto-raffreddamento

In tali condizioni si ha $\Delta T_{sc} > 0^\circ\text{C}$ (nella fattispecie $\Delta T_{sc} = 10^\circ\text{C}$) e $h_{2A^*} < h_{2A}$. Con riferimento all'unità di massa di vapore, si ha pertanto:

$$m_e = \frac{h_{2A} - h_{2A^*}}{h_{3A} - h_{2A}} = \frac{1154,23 - 1104,74}{2794,30 - 1154,23} = 0,0302$$

La massa di vapore da produrre in eccedenza per saturare l'acqua è perciò pari al 3,02% della massa di vapore primario.

Dal bilancio energetico delle sezioni di vaporizzazione e surriscaldamento si ha:

$$\mu'_g c_{p,g}(T_{1G} - T_{3G'}) = (h_{4A} - h_{2A}) + \Delta h_{sc}$$

Considerato che $T_{3G'} = T_{3G}$, tenendo conto della (1.3.22), si ha:

$$\begin{aligned} \mu'_g c_{p,g}(T_{1G} - T_{3G}) &= (h_{4A} - h_{2A}) + (h_{2A} - h_{2A^*}) = h_{4A} - h_{2A^*} \\ &= (h_{4A} - h_{3A}) + (h_{3A} - h_{2A^*}) \end{aligned}$$

L'ultimo membro di questa espressione evidenzia che il calore scambiato dai gas nella sezione di vaporizzazione, per unità di massa di vapore prodotto, è dato dall'incremento di entalpia specifica subito dall'acqua di alimento nel passaggio dalle condizioni all'uscita del preriscaldatore (all'ingresso del corpo cilindrico) alle condizioni di vapore saturo.

Dal bilancio energetico in oggetto si trova:

$$\mu'_g = \frac{h_{4A} - h_{2A^*}}{c_{p,g}(T_{1G} - T_{3G})} = \frac{3316,20 - 1104,74}{1,1(500 - 273,99)} = 8,895$$

In questo caso sono perciò necessari 8,895 kg di gas per produrre 1 kg di vapore, con un incremento del 2,24% rispetto al caso di riferimento.

Dal bilancio energetico globale si ha inoltre:

$$\mu'_g c_{p,g}(T_{1G} - T_{4G'}) = h_{4A} - h_{1A}$$

da cui:

$$T_{4G'} = T_{1G} - \frac{h_{4A} - h_{1A}}{\mu'_g c_{p,g}} = 500 - \frac{3316,20 - 171,97}{8,895 \cdot 1,1} = 178,65 \text{ } ^\circ\text{C}$$

e infine:

$$\eta_{gvr} = \frac{T_{1G} - T_{4G'}}{T_{1G} - T_0} = \frac{500 - 178,65}{500 - 15} = 0,663$$

Rispetto al caso di riferimento si ha pertanto un aumento della temperatura finale dei gas di scarico di 7,34 °C con una diminuzione del rendimento del generatore di vapore di 1,5 punti percentuali.

Il bilancio energetico delle sezioni di vaporizzazione e surriscaldamento, sempre tenendo conto della (1.3.22), può essere scritto anche nella forma:

$$\begin{aligned} \mu'_g c_{p,g}(T_{1G} - T_{3G}) &= (h_{4A} - h_{2A}) + m_e \cdot (h_{3A} - h_{2A}) \\ &= (h_{4A} - h_{3A}) + (1 + m_e) \cdot (h_{3A} - h_{2A}) \end{aligned} \quad (1.3.24)$$

L'ultimo membro del bilancio energetico così formulato evidenzia che il calore scambiato dai gas nella sezione di vaporizzazione, per unità di massa di vapore prodotto, è dato proprio dal calore di vaporizzazione dell'intera massa di vapore prodotto.

Effetti della rigenerazione termodinamica del ciclo a vapore.

Come noto, la rigenerazione termodinamica è uno dei metodi adottati per incrementare il rendimento dei cicli a vapore, insieme all'aumento della temperatura massima e della pressione massima, alla diminuzione della temperatura minima (ovvero della pressione minima) e ai surriscaldamenti ripetuti. La rigenerazione, tuttavia, non si applica agli impianti a vapore utilizzati negli impianti combinati poiché in questo caso il suo effetto è perfino controproducente.

Negli impianti a vapore convenzionali, l'aumento del rendimento del ciclo determinato dalla rigenerazione, si traduce direttamente in un aumento del rendimento dell'impianto, dato dal prodotto dei rendimenti del generatore di vapore, del ciclo e organico (Cfr. eq. 1.2.8), poiché il rendimento del generatore di vapore, come pure il rendimento organico, non è influenzato dal processo rigenerativo. Infatti,

sebbene il preriscaldamento rigenerativo dell'acqua di alimento mediante spillamenti di vapore in turbina determini un aumento della temperatura dei gas all'uscita delle sezioni di scambio termico con l'acqua del generatore di vapore, nel caso degli impianti a vapore a combustione convenzionali i gas vengono ulteriormente raffreddati attraverso il successivo preriscaldamento dell'aria comburente, a temperatura tanto più elevata quanto più è spinta la rigenerazione (e quindi la temperatura dell'acqua di alimento). In tal modo si riesce a mantenere pressoché costante la temperatura finale dei gas allo scarico del generatore di vapore indipendentemente dal grado di rigenerazione.

Nel caso dei generatori di vapore a recupero l'aumento della temperatura dell'acqua di alimento determinato dalla rigenerazione si traduce in un aumento della temperatura finale dei gas allo scarico del generatore di vapore tanto più elevato quanto più elevato è il grado di rigenerazione. Di conseguenza, all'aumento del rendimento del ciclo η_{rV} si contrappone la diminuzione del rendimento del generatore di vapore a recupero η_{gvr} , con un effetto complessivo penalizzante per il rendimento globale dell'impianto a vapore η_V e, di conseguenza, per il rendimento dell'impianto combinato η_{IC} . Con riferimento all'espressione del rendimento dell'impianto combinato:

$$\eta_{IC} = \frac{L_G + L_V}{E_G} \quad (1.3.25)$$

si osserva infatti che la rigenerazione termodinamica mediante spillamenti di vapore dell'impianto a vapore sottoposto non ha alcuna influenza sui termini L_G ed E_G , mentre determina una diminuzione del lavoro L_V per via del vapore spillato in turbina sottratto all'espansione. L'evidente diminuzione del rendimento η_{IC} dell'impianto combinato è quindi conseguenza della diminuzione del rendimento dell'impianto a vapore η_V , poiché il rendimento della turbina a gas η_G rimane costante.

Introduzione del degasatore.

Gli schemi di impianto finora esaminati sono basati su configurazioni semplificate che non considerano la presenza del degasatore, che è invece un componente essenziale degli impianti a vapore. La sua funzione, come noto, è principalmente quella di estrarre dall'acqua di alimento i gas incondensabili in essa disciolti e di espellerli all'esterno contribuendo, nel contempo, al preriscaldamento rigenerativo dell'acqua di alimento.

Come già osservato, d'altra parte, la rigenerazione degli impianti a vapore a recupero produce un effetto negativo sul rendimento dell'impianto combinato, per cui l'inserimento del degasatore deve essere effettuato con criterio, in modo da limitare, o perfino annullare, la sua influenza sul processo di recupero dell'energia termica nel generatore di vapore. Nel seguito vengono esaminate tre diverse configurazioni di disposizione del degasatore nell'impianto, con influenza decrescente sul processo di scambio termico nel generatore di vapore.

1. Degasatore alimentato con vapore spillato dalla turbina inserito a monte del generatore di vapore a recupero.

La figura 1.3.12 mostra lo schema semplificato dell'impianto combinato con degasatore inserito a monte del generatore di vapore a recupero (a) insieme allo schema del ciclo limite dell'impianto a vapore sottoposto (b).

La pompa di estrazione preleva l'acqua dal condensatore, nelle condizioni del punto 0A, e la invia, nelle condizioni del punto 1A, al degasatore, dove la sua temperatura aumenta a spese del calore di condensazione del vapore spillato dalla turbina fino a raggiungere le condizioni di saturazione rappresentate dal punto 2A. Successivamente, la pompa di alimento preleva l'acqua satura dal degasatore e la invia, nelle condizioni del punto 3A, al generatore di vapore a recupero. L'acqua di alimento entra quindi nella sezione di preriscaldamento del generatore di vapore a recupero alla temperatura di saturazione vigente nel degasatore³⁷ che, per valori della pressione al degasatore compresi

³⁷ A meno dell'incremento trascurabile dovuto al lavoro della pompa di alimento.

nell'intervallo 2÷5 bar, per esempio, risulta compresa indicativamente nell'intervallo 120÷150 °C. Nel preriscaldatore la sua temperatura aumenta ulteriormente, questa volta a spese di calore scambiato con i gas evolventi nel generatore di vapore, fino a raggiungere le condizioni di liquido saturo alla pressione massima del ciclo rappresentate dal punto 4A.

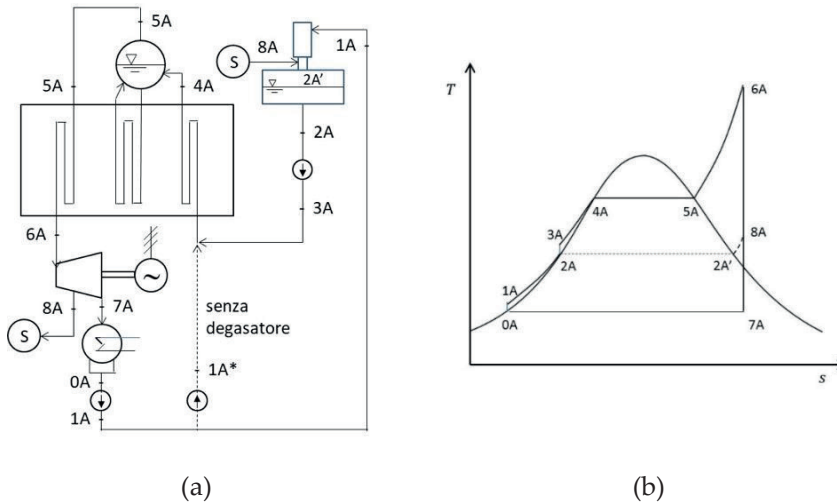


Figura 1.3.12. Schema semplificato di impianto combinato con degasatore inserito a monte del GVR (a) e rappresentazione del ciclo limite dell'impianto a vapore sottoposto (b).

Il corrispondente processo di scambio termico nel generatore di vapore a recupero è illustrato nella figura 1.3.13.

Il preriscaldamento iniziale dell'acqua di alimento nel degasatore è rappresentato dal segmento 1A-2A, avente direzione verticale in quanto l'incremento di temperatura avviene all'esterno del generatore di vapore a spese del calore di condensazione del vapore spillato dalla turbina. Il successivo segmento 2A-3A, pressoché impercettibile, rappresenta l'incremento di temperatura determinato dal lavoro della pompa di alimento, rappresentato sempre con direzione verticale perché dovuto a una fonte di energia esterna al generatore di vapore. L'ulteriore segmento 3A-4A rappresenta la fase finale del

preriscaldamento dell'acqua di alimento effettuato questa volta a spese dell'energia termica dei gas reflui evolventi nel generatore di vapore fino al raggiungimento della temperatura di saturazione alla pressione massima del ciclo.

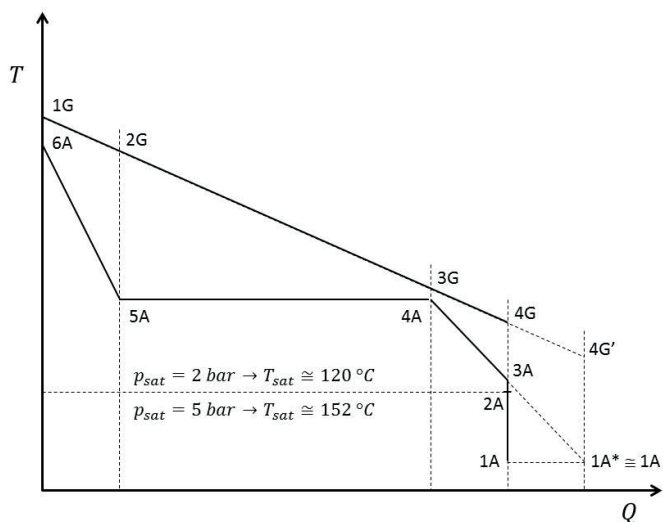


Figura 1.3.13. Curva caratteristica del generatore di vapore a recupero con degasatore inserito a monte del GVR.

In assenza del degasatore, l'acqua di alimento entrerebbe nel generatore di vapore nelle condizioni rappresentate dal punto 1A*, il cui stato termodinamico è pressoché coincidente con quello del punto 1A³⁸, e il preriscaldamento dell'acqua di alimento si svolgerebbe interamente all'interno del generatore di vapore lungo il segmento 1A*-4A. Pertanto, mentre in assenza del degasatore la temperatura dei gas reflui all'uscita del generatore di vapore sarebbe quella rappresentata dal punto 4G', l'introduzione del degasatore, con l'aumento della temperatura dell'acqua di alimento all'ingresso del generatore di vapore, è

³⁸ In effetti, i due stati termodinamici differiscono per il valore della pressione, corrispondente a quella vigente nel degasatore per il punto 1A, a quella massima del ciclo per il punto 1A*. Di conseguenza anche le temperature sono appena diverse per via del diverso contributo del lavoro delle pompe.

causa di un sensibile aumento della temperatura dei gas reflui all'uscita, rappresentata ora dal punto 4G. Ciò comporta una sensibile riduzione del rendimento del generatore di vapore a recupero e, in ultima analisi una diminuzione del rendimento dell'impianto combinato, per via dei già discussi effetti dello spillamento di vapore effettuato in turbina.

2. Degasatore alimentato con vapore spillato dalla turbina inserito all'interno del generatore di vapore a recupero.

La figura 1.3.14 mostra lo schema semplificato dell'impianto combinato con degasatore inserito all'interno del generatore di vapore a recupero (a) insieme allo schema del ciclo limite dell'impianto a vapore sottoposto (b).

In questo caso, l'acqua prelevata dalla pompa di estrazione dal condensatore viene inviata, nelle condizioni del punto 1A, in un preriscaldatore di bassa pressione, dove la sua temperatura aumenta a spese di calore scambiato con i gas evolventi nel generatore di vapore, fino a raggiungere le condizioni rappresentate dal punto 1A'. L'acqua di alimento entra in tali condizioni nel degasatore, dove la sua temperatura aumenta ancora, questa volta a spese del calore di condensazione del vapore spillato dalla turbina, fino a raggiungere le condizioni di saturazione rappresentate dal punto 2A. Successivamente, come nel caso precedente, la pompa di alimento preleva l'acqua satura uscente dal degasatore nelle condizioni del punto 2A e la invia, nelle condizioni del punto 3A, in un preriscaldatore di alta pressione dove la sua temperatura aumenta ancora a spese di calore scambiato con i gas evolventi nel generatore di vapore, fino a raggiungere le condizioni di liquido saturo alla pressione massima del ciclo rappresentate dal punto 4A. Il corrispondente processo di scambio termico nel generatore di vapore a recupero è illustrato nella figura 1.3.15.

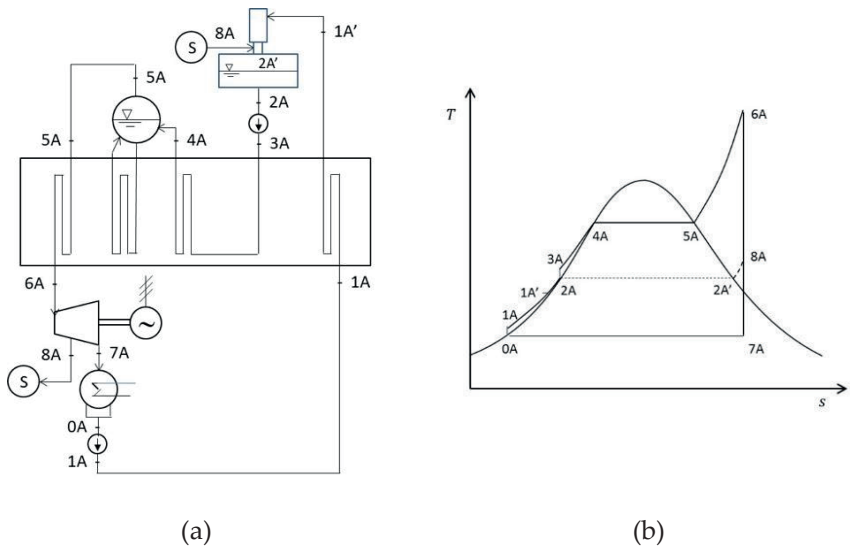


Figura 1.3.14. Schema semplificato di impianto combinato con degasatore inserito all'interno del GVR (a) e rappresentazione del ciclo limite dell'impianto a vapore sottoposto (b).

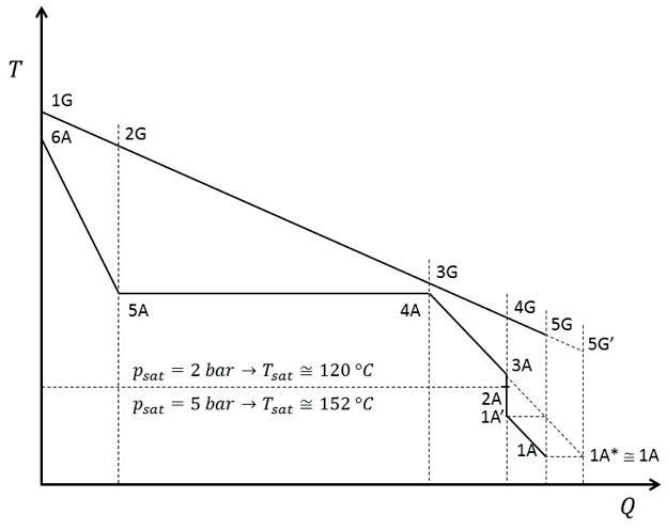


Figura 1.3.15. Curva caratteristica del generatore di vapore a recupero con degasatore inserito all'interno del GVR.

Il preriscaldamento dell'acqua di alimento comincia nel preriscaldatore di bassa pressione dove la temperatura dell'acqua aumenta, a spese di calore scambiato con i gas evolventi nel generatore di vapore, dalle condizioni del punto 1A vigenti all'ingresso del generatore di vapore fino a raggiungere le condizioni di liquido sottoraffreddato rappresentate dal punto 1A'. In tali condizioni, l'acqua entra nel degasatore dove si preriscalda ulteriormente fino alle condizioni di saturazione, rappresentate dal punto 2A, a spese del calore di condensazione del vapore spillato dalla turbina. Il segmento 1A'-2A, che rappresenta il processo in parola, ha sempre direzione verticale in quanto l'incremento di temperatura non avviene a spese di calore scambiato con i gas evolventi nel generatore di vapore. Come nel caso precedente, il successivo segmento verticale 2A-3A rappresenta l'incremento di temperatura determinato dal lavoro della pompa di alimento. L'ulteriore segmento 3A-4A rappresenta, infine, la fase finale del preriscaldamento dell'acqua di alimento effettuato questa volta a spese di calore scambiato con i gas evolventi nel generatore di vapore fino al raggiungimento della temperatura di saturazione alla pressione massima del ciclo.

Come nel caso precedente, in assenza del degasatore, l'acqua di alimento entrerebbe nel generatore di vapore nelle condizioni rappresentate dal punto 1A*, il cui stato termodinamico è pressoché coincidente con quello del punto 1A, e il preriscaldamento dell'acqua di alimento si svolgerebbe interamente all'interno del generatore di vapore lungo il segmento 1A*-4A. Pertanto, mentre in assenza del degasatore la temperatura dei gas reflui all'uscita del generatore di vapore sarebbe quella rappresentata dal punto 5G', l'introduzione del degasatore, per effetto del sotto-raffreddamento all'ingresso dato dalla differenza di temperatura $\Delta T_{sc} = T_{2A} - T'_{1A'}$, è ancora causa di un apprezzabile aumento della temperatura dei gas reflui all'uscita, rappresentata ora dal punto 5G. Ciò comporta ancora una riduzione del rendimento del generatore di vapore a recupero e, in ultima analisi una diminuzione del rendimento dell'impianto combinato, anche se, in questo caso l'effetto è molto meno marcato rispetto al caso precedente.

3. Degasatore integrato con un vaporizzatore ausiliario.

Da una più attenta analisi della figura 1.3.15, si osserva che a causa della diversa pendenza delle curve di scambio termico dei gas e dell'acqua, la differenza di temperatura tra i due fluidi nel campo operativo del degasatore è maggiore della minima differenza di temperatura ΔT_{pp} al pinch-point. Ciò suggerisce di produrre il vapore necessario per portare a saturazione l'acqua all'ingresso del degasatore in un vaporizzatore ausiliario integrato con il degasatore medesimo, invece che spillarlo dalla turbina, evitando in tal modo gli effetti negativi sul processo di scambio termico complessivo riscontrati nei casi precedenti.

La figura 1.3.16 mostra lo schema semplificato dell'impianto combinato con degasatore integrato con un vaporizzatore ausiliario; il ciclo termodinamico ha la stessa rappresentazione del caso precedente e di cui alla figura 1.3.14 (b), con l'unica differenza che in questo caso non si ha lo spillamento e quindi non è rappresentato il punto 8A.

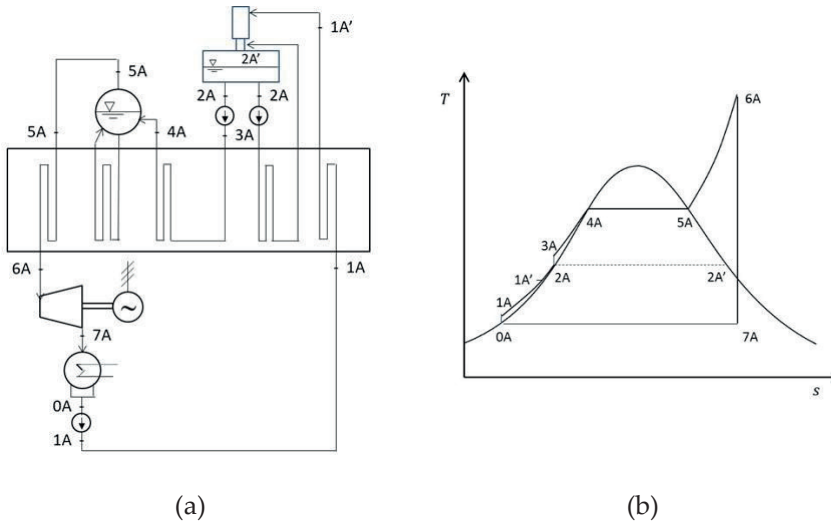


Figura 1.3.16. Schema semplificato di impianto combinato con degasatore integrato con un vaporizzatore ausiliario (a) e rappresentazione del ciclo limite dell'impianto a vapore sottoposto (b).

Come nel caso precedente, l'acqua prelevata dalla pompa di estrazione dal condensatore viene inviata, nelle condizioni del punto 1A, in un preriscaldatore di bassa pressione, dove la sua temperatura aumenta a spese di calore scambiato con i gas evolventi nel generatore di vapore, fino a raggiungere le condizioni rappresentate dal punto 1A'. L'acqua di alimento entra in tali condizioni nel degasatore, dove la sua temperatura aumenta ancora, fino a raggiungere le condizioni di saturazione rappresentate dal punto 2A, a spese del calore di condensazione del vapore non più spillato dalla turbina ma prodotto nel vaporizzatore ausiliario. Nello schema di impianto di cui in figura 1.3.16, le due fasi liquida e vapore presenti all'interno del degasatore sono identificate rispettivamente dai punti cardinali 2A e 2A'. Successivamente, come nei casi precedenti, la pompa di alimento preleva l'acqua satura uscente dal degasatore nelle condizioni del punto 2A e la invia, nelle condizioni del punto 3A, in un preriscaldatore di alta pressione dove la sua temperatura aumenta ancora a spese di calore scambiato con i gas evolventi nel generatore di vapore, fino a raggiungere le condizioni di liquido saturo alla pressione massima del ciclo rappresentate dal punto 4A.

Il corrispondente processo di scambio termico nel generatore di vapore a recupero è illustrato nella figura 1.3.17.

Il preriscaldamento dell'acqua di alimento comincia nel preriscaldatore di bassa pressione dove la temperatura dell'acqua aumenta, a spese di calore scambiato con i gas evolventi nel generatore di vapore, dalle condizioni del punto 1A vigenti all'ingresso del generatore di vapore fino a raggiungere le condizioni di liquido sottoraffreddato rappresentate dal punto 1A'. In tali condizioni, l'acqua entra nel degasatore dove si preriscalda ulteriormente fino alla saturazione, rappresentata dal punto 2A, a spese, come detto, del calore di condensazione del vapore prodotto nel vaporizzatore ausiliario integrato con il degasatore. Il segmento 1A'-2A, come nel caso precedente, rappresenta il processo in parola e ha sempre direzione verticale in quanto l'incremento di temperatura non avviene a spese di calore scambiato direttamente con i gas evolventi nel generatore di vapore, ma con vapore saturo disponibile all'interno del degasatore, anche se questo è prodotto, a sua

volta, scambiando calore con i gas evolventi nel generatore di vapore. Il processo di produzione del vapore ausiliario è invece rappresentato dal segmento 2A-2A', i cui punti estremi rappresentano, come già specificato, le condizioni del liquido e del vapore saturo rispettivamente. Il verso di tale segmento è di comodo, ed è lo stesso del segmento 4A-5A, i cui estremi sono rappresentativi rispettivamente delle condizioni del liquido e del vapore saturo alla pressione massima del ciclo.

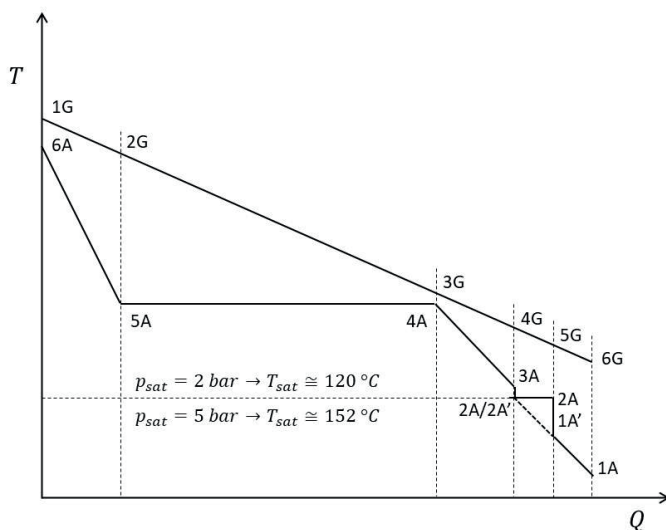


Figura 1.3.17. Curva caratteristica del generatore di vapore a recupero con degasatore integrato con un vaporizzatore ausiliario.

Dalla figura 1.3.16, si osserva che la fase liquida all'uscita del degasatore, nelle condizioni 2A, si dirama secondo due flussi distinti: un flusso principale di massa unitaria, che evolve nella pompa di alimento per proseguire il suo percorso nei successivi banchi di scambio termico (preriscaldatore di alta pressione, vaporizzatore di alta pressione e surriscaldatore), e un flusso secondario che evolve nel vaporizzatore ausiliario di bassa pressione mosso da una pompa di circolazione. Nel piano T - Q , pertanto, il punto 2A è indicato due volte, una volta a valle del punto 1A', a rappresentare la condizione all'ingresso del vaporizzatore ausiliario (prima della pompa di circolazione), una seconda

volta a monte del punto 3A in corrispondenza (ovvero in sovrapposizione) del punto 2A', ma termodinamicamente distinto da esso, a rappresentare la condizione all'ingresso del preriscaldatore di alta pressione (prima della pompa di alimento). In tal senso, come nel caso precedente, il successivo segmento verticale 2A-3A rappresenta l'incremento di temperatura determinato dal lavoro della pompa di alimento. L'ulteriore segmento 3A-4A rappresenta, infine, la fase finale del preriscaldamento dell'acqua di alimento fino al raggiungimento della temperatura di saturazione alla pressione massima del ciclo.

In questo caso, il preriscaldamento complessivo dell'acqua di alimento dal punto 1A al punto 4A è pressoché coincidente, a parte la discontinuità determinata dalla differenza di temperatura di sotto-raffreddamento al degasatore e a meno delle diverse pressioni vigenti nei preriscaldatori di bassa e di alta pressione, con quello che si avrebbe in assenza del degasatore e, quindi, la temperatura finale dei gas all'uscita del generatore di vapore non è influenzata dalla presenza del degasatore.

1.4 Impianti combinati a due e a tre livelli di pressione

Impianti combinati a due livelli di pressione

La produzione di vapore a bassa pressione, come rappresentato nel caso dell'introduzione del degasatore integrato con un vaporizzatore ausiliario, può essere spinta oltre le esigenze di equilibrio del degasatore, in modo da produrre una ulteriore quantità di vapore da introdurre in una sezione intermedia della turbina con un maggiore recupero di energia termica dai gas evolventi nel generatore di vapore. La produzione di vapore secondario può essere spinta, in tal senso, fino ad una prestabilita differenza minima di temperatura (pinch-point di bassa pressione) rispetto ai gas evolventi nel generatore di vapore. Questo concetto rappresenta, in sintesi, il principio informatore degli impianti combinati a due livelli di pressione.

La figura 1.4.1. illustra lo schema elementare di un impianto combinato a due livelli di pressione insieme al corrispondente ciclo limite dell'impianto a vapore sottoposto. In questa prima configurazione semplificata, all'interno del generatore sono presenti cinque distinte sezioni di scambio termico, rispettivamente di preriscaldamento dell'acqua di alimento e di vaporizzazione a bassa pressione, di preriscaldamento e di vaporizzazione ad alta pressione e di surriscaldamento del vapore. Per semplicità di trattazione si considerano nulle tutte le differenze di temperatura di sotto-raffreddamento e si omette, di conseguenza, la presenza del degasatore perché non necessaria ai fini del bilancio energetico, considerando che la funzione del degasatore può essere eventualmente svolta dal corpo cilindrico di bassa pressione.

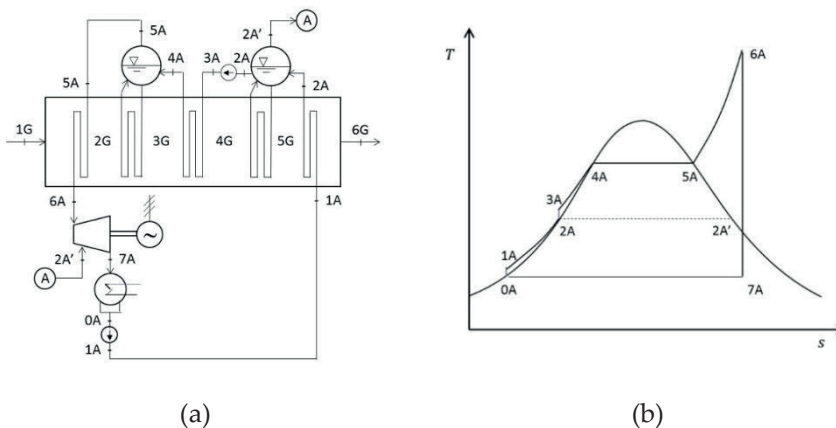


Figura 1.4.1. Schema elementare semplificato di impianto combinato a due livelli di pressione(a) e rappresentazione del ciclo limite dell'impianto a vapore sottoposto (b).

Sulla base dello schema dell'impianto e del ciclo a vapore riportati nella figura 1.4.1, la figura 1.4.2 mostra le curve caratteristiche dell'acqua e del gas corrispondenti ai relativi processi di scambio termico all'interno del generatore di vapore a recupero.

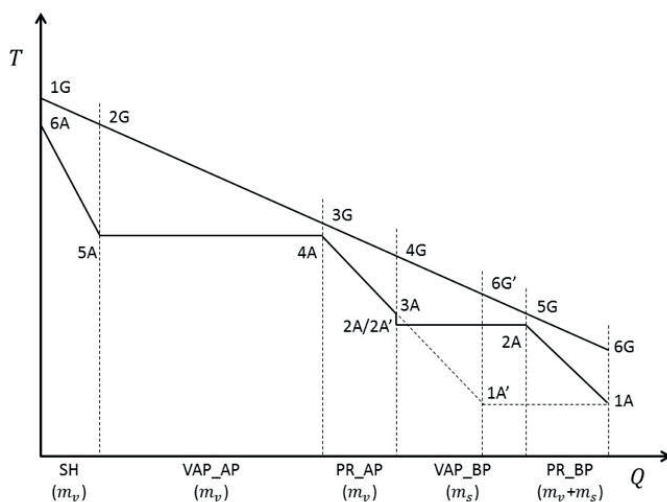


Figura 1.4.2. Curva caratteristica del generatore di vapore a recupero a due livelli di pressione.

I gas rilasciati dalla turbina a gas entrano nel generatore di vapore nelle condizioni del punto 1G, che coincide con il punto 4 se si fa riferimento ai punti cardinali del ciclo di turbina a gas³⁹, e si raffreddano fino alle condizioni rappresentate dal punto 6G all'uscita del generatore di vapore.

Con riferimento allo schema di impianto e del ciclo a vapore corrispondente di cui in figura 1.4.1, la condensa del vapore scaricato dalla turbina viene ripresa dalla pompa di estrazione a valle del condensatore e inviata al generatore di vapore a recupero nelle condizioni 1A. All'interno del generatore di vapore, l'acqua di alimento subisce un processo di riscaldamento preliminare in una prima sezione di preriscaldamento a bassa pressione, corrispondente al livello di pressione inferiore, portandosi fino al punto 2A, che in un approccio semplificato corrisponde alle condizioni di liquido saturo; il liquido uscente dal preriscaldatore entra quindi in un corpo cilindrico di bassa pressione da cui si dirama in due flussi distinti: un flusso principale, che avanza

³⁹ Sempre in assenza di post-combustione, poiché in presenza di post-combustione sarà $T_{1G} > T_4$.

negli stadi successivi di scambio termico fino alla produzione di vapore surriscaldato ad alta pressione, e un flusso secondario destinato alla produzione del vapore di bassa pressione.

Procedendo nell'ordine stabilito dalla sequenza delle apparecchiature di scambio termico, il flusso secondario nelle condizioni 2A di liquido saturo viene inviato nel vaporizzatore di bassa pressione, connesso al corpo cilindrico di bassa pressione, dove si ha la trasformazione in vapore saturo nelle condizioni del punto 2A'; il vapore prodotto nella sezione di bassa pressione viene inviato direttamente in una sezione intermedia della turbina, dove si unisce al flusso principale ed espande con esso fino al condensatore. In questa configurazione semplificata di impianto non è previsto il surriscaldamento del vapore di bassa pressione, che verrà introdotto nel seguito.

Il flusso principale, sempre nelle condizioni 2A di liquido saturo, viene ripreso dalla pompa di alimento, inviato nelle condizioni 3A di liquido compresso nel successivo preriscaldatore ad alta pressione, corrispondente al livello di pressione superiore, dove si preriscalda fino a raggiungere le condizioni di liquido saturo rappresentate dal punto 4A, e infine introdotto nel corpo cilindrico di alta pressione. Esso viene poi portato nelle condizioni 5A di vapore saturo nel vaporizzatore connesso al corpo cilindrico di alta pressione e, infine, surriscaldato fino alle condizioni del punto 6A nel successivo surriscaldatore.

Dette m_v e m_s le masse di vapore primario e secondario, dalla figura 1.4.1 (a) si evince quanto segue:

- il preriscaldatore di bassa pressione è interessato all'intera massa (portata) di acqua di alimento ($m_v + m_s$);
- nel vaporizzatore di bassa pressione si ha la vaporizzazione della sola massa m_s (flusso secondario) che viene estratta dal corpo cilindrico di bassa pressione e inviata alla turbina;
- di conseguenza, nelle successive sezioni di scambio termico (preriscaldatore e vaporizzatore di alta pressione e surriscaldatore finale) evolve la sola massa d'acqua m_v ;

- la massa m_v di vapore surriscaldato viene inviata in turbina dove subisce una prima espansione fino ad una sezione intermedia in cui vige la pressione di livello inferiore e dove si unisce con la massa m_s di vapore secondario;
- L'espansione prosegue quindi con l'intera massa ($m_v + m_s$) fino al condensatore.

La figura 1.4.2 evidenzia le curve caratteristiche dello scambio termico dell'acqua e di gas nel piano $T-Q$.

Con riferimento alla curva caratteristica dell'acqua, il tratto 1A-2A rappresenta il processo di scambio termico nel preriscaldatore di bassa pressione che, come detto, è interessato all'intera massa d'acqua ($m_v + m_s$). Il successivo tratto 2A-2A' rappresenta il processo di scambio termico nel vaporizzatore di bassa pressione, in cui si ha la produzione della massa m_s di vapore secondario. Dal corpo cilindrico la massa m_v del flusso principale "scavalca" il vaporizzatore e viene ripresa dalla pompa di alimento e compressa fino alle condizioni 3A alla pressione massima del ciclo, per essere poi inviata al preriscaldatore di alta pressione. Per tale motivo, in corrispondenza del punto 2A', che rappresenta condizioni di vapore saturo, viene nuovamente indicato anche il punto 2A che rappresenta le condizioni di liquido saturo all'ingresso della pompa di alimento. Si ribadisce che non essendo Q una variabile di stato, il piano $T-Q$ non è un piano termodinamico in cui ogni punto rappresenta un solo stato termodinamico, per cui la rappresentazione in uno stesso punto del piano $T-Q$ di due stati termodinamici diversi (liquido saturo, 2A, e vapore saturo 2A',) è una mera questione topologica legata all'evoluzione dei flussi principale e secondario secondo la sequenza delle diverse apparecchiature di scambio termico. Nella figura 1.4.2, il punto 3A è distinto in modo non realistico rispetto al punto 2A, con il solo scopo di evidenziare la trasformazione di compressione 2A-3A. In effetti, l'incremento di temperatura del liquido durante la compressione è trascurabile per cui nel seguito, anche per semplicità di rappresentazione grafica, i due punti saranno rappresentati come sovrapposti.

Con riferimento alla curva caratteristica dei gas, a partire dalle condizioni del punto 1G all'ingresso del generatore di vapore, si ha un primo raffreddamento fino al punto 2G all'uscita del surriscaldatore. I gas si raffreddano quindi fino al punto 3G scambiando calore nel vaporizzatore di alta pressione; in corrispondenza del punto 3G si riscontra la prima differenza minima di temperatura al pinch-point di alta pressione $\Delta T_{ppAP} = T_{3G} - T_{4A}$. Si ha poi il successivo raffreddamento fino al punto 4G in corrispondenza del preriscaldatore di alta pressione e, quindi, fino al punto 5G in corrispondenza del vaporizzatore di bassa pressione. In corrispondenza del punto 5G si riscontra la seconda differenza minima di temperatura al pinch-point di bassa pressione $\Delta T_{ppBP} = T_{5G} - T_{2A}$; questa differenza di temperatura, come si vedrà nel seguito, stabilisce la quantità di vapore m_s che può essere prodotta al livello inferiore di pressione. Di norma si assume $\Delta T_{ppBP} = \Delta T_{ppAP}$. Infine, i gas si raffreddano fino al punto 6G nel preriscaldatore di bassa pressione, per essere poi scaricati al camino. È appena il caso di osservare, infine, che la pendenza del tratto 1A-2A, relativo al preriscaldatore di bassa pressione, è minore della pendenza del tratto 3A-4A, relativo al preriscaldatore di alta pressione, perché il primo è interessato all'intera massa d'acqua ($m_v + m_s$), il secondo alla sola massa m_v .

Si osserva infine che se l'impianto fosse ad un solo livello di pressione, con il medesimo valore della pressione massima, l'acqua di alimento entrerebbe nel generatore di vapore nelle condizioni del punto 1A' e si porterebbe fino alle condizioni del punto 4A mediante un singolo stadio di preriscaldamento. In tal caso i gas uscirebbero dal generatore di vapore nelle condizioni del punto 6G', ad una temperatura sensibilmente maggiore rispetto alla temperatura del punto 6G.

Bilancio energetico del generatore di vapore a recupero a due livelli di pressione

Con riferimento alle figure 1.4.1 e 1.4.2, il bilancio energetico globale del generatore di vapore a recupero può essere espresso mediante la seguente relazione:

$$\begin{aligned}
\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{1G} - T_{6G}) \\
= m_v \cdot (h_{6A} - h_{3A}) + m_s \cdot (h_{2A'} - h_{2A}) \quad (1.4.1) \\
+ (m_v + m_s) \cdot (h_{2A} - h_{1A})
\end{aligned}$$

Nel secondo membro dell'equazione (1.4.1) sono presenti tre termini distinti in relazione alle masse di acqua interessate:

- Il termine $m_v \cdot (h_{6A} - h_{3A}) = m_v \cdot [(h_{6A} - h_{5A}) + (h_{5A} - h_{4A}) + (h_{4A} - h_{3A})]$ riguarda il surriscaldatore, il vaporizzatore e il preriscaldatore di alta pressione, interessati alla sola massa m_v .
- Il termine $m_s \cdot (h_{2A'} - h_{2A})$ riguarda il vaporizzatore di bassa pressione, interessato alla sola massa m_s .
- Il termine $(m_v + m_s) \cdot (h_{2A} - h_{1A})$ riguarda il preriscaldatore di bassa pressione, interessato all'intera massa $(m_v + m_s)$.

Analogamente al caso di impianti a un solo livello di pressione, per prefissati valori di pressione e temperatura dell'acqua (nelle sue diverse fasi) tutte le entalpie specifiche nei diversi punti cardinali del ciclo sono note; definita la turbina a gas, sono anche noti T_{1G} , m_g e $c_{p,g}$; infine, si suppone noto il rendimento dell'isolamento η_{is} .

L'equazione di bilancio (1.4.1) contiene 3 incognite, ossia le masse di vapore primario e secondario m_v e m_s e la temperatura dei gas T_{6G} all'uscita del generatore di vapore. La determinazione delle tre incognite richiede pertanto due ulteriori equazioni ausiliarie di bilancio energetico con le stesse incognite o con parte di esse.

Come per il bilancio energetico del generatore di vapore a recupero a un livello di pressione, si può esprimere un secondo bilancio energetico parziale, limitato al surriscaldatore e al vaporizzatore di alta pressione, in considerazione del fatto che una volta specificata la differenza di temperatura al pinch-point di alta pressione, $\Delta T_{ppAP} = T_{3G} - T_{4A'}$, si può determinare la temperatura T_{3G} essendo nota la temperatura T_{4A} . Si può perciò esprimere il seguente bilancio energetico:

$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{1G} - T_{3G}) = m_v \cdot (h_{6A} - h_{4A}) \quad (1.4.2)$$

L'equazione (1.4.2) contiene la sola incognita m_v che può essere determinata direttamente.

Si può quindi si può esprimere un terzo bilancio energetico parziale, limitato al preriscaldatore di alta pressione e al vaporizzatore di bassa pressione, in considerazione del fatto che una volta specificata la differenza di temperatura al pinch-point di bassa pressione $\Delta T_{ppBP} = T_{5G} - T_{2A'}$, si può determinare la temperatura T_{5G} essendo nota la temperatura T_{2A} . Si può perciò esprimere il seguente bilancio energetico:

$$\begin{aligned} \eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{3G} - T_{5G}) \\ = m_v \cdot (h_{4A} - h_{3A}) + m_s \cdot (h_{2A'} - h_{2A}) \end{aligned} \quad (1.4.3)$$

L'equazione (1.4.3) contiene la sola incognita m_s che può essere determinata direttamente. In alternativa di possono esprimere separatamente i bilanci energetici limitati rispettivamente al solo preriscaldatore di alta pressione e al solo vaporizzatore di bassa pressione. Per il bilancio energetico al preriscaldatore di alta pressione si ha:

$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{3G} - T_{4G}) = m_v \cdot (h_{4A} - h_{3A}) \quad (1.4.4)$$

da cui si ricava la temperatura T_{4G} . Per il bilancio energetico al vaporizzatore di bassa pressione si ha:

$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{4G} - T_{5G}) = m_s \cdot (h_{2A'} - h_{2A}) \quad (1.4.5)$$

da cui si ricava la massa m_s .

Dal bilancio energetico al preriscaldatore di bassa pressione si ha infine:

$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{5G} - T_{6G}) = (m_v + m_s) \cdot (h_{2A} - h_{1A}) \quad (1.4.6)$$

da cui si ricava la temperatura T_{6G} . In alternativa, la temperatura T_{6G} può essere determinata mediante il bilancio energetico globale

espresso dall'equazione (1.4.1), essendo a questo punto note le masse m_v e m_s .

Il ricorso a due bilanci distinti per determinare la massa m_s (equazioni (1.4.4) e (1.4.5)) consente di determinare la temperatura T_{4G} , necessaria per poter determinare le differenze di temperatura medie logaritmiche del preriscaldatore di alta pressione e del vaporizzatore di bassa pressione, al fine del dimensionamento delle relative superfici di scambio termico.

Per completezza, la temperatura T_{2G} necessaria per poter determinare le differenze di temperatura medie logaritmiche del surriscaldatore e del vaporizzatore di alta pressione, al fine del dimensionamento delle relative superfici di scambio termico, può essere determinata mediante il bilancio energetico al surriscaldatore:

$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{1G} - T_{2G}) = m_v \cdot (h_{6A} - h_{5A}) \quad (1.4.7)$$

Rendimento del generatore di vapore a recupero

Il rendimento del generatore di vapore a recupero a due livelli di pressione è definito allo stesso modo del rendimento del generatore di vapore un livello di pressione ed è dato sempre dall'equazione (1.3.15); l'effetto utile (Q_{1V}), in questo caso, è rappresentato dal secondo membro dell'equazione di bilancio (1.4.1). Procedendo come per il generatore di vapore a un livello di pressione e sulla base delle medesime considerazioni si ottiene la relazione:

$$\eta_{gvr} \cong \frac{T_{1G} - T_{6G}}{T_{1G} - T_0} = 1 - \frac{T_{6G} - T_0}{T_{1G} - T_0} \quad (1.4.8)$$

Effetto della pressione del vapore primario (pressione massima del ciclo)

Come già discusso nel caso del generatore di vapore a un livello di pressione, l'aumento della pressione massima del ciclo determina, con riferimento all'unità di massa di acqua e a parità di altre condizioni, un aumento della temperatura di saturazione corrispondente, con una

contemporanea diminuzione delle quantità di calore scambiate nel surriscaldatore e nel vaporizzatore e un aumento della quantità di calore scambiata nel preriscaldatore di alta pressione. L'effetto complessivo nel piano caratteristico $T-Q$ è mostrato nella figura 1.4.3.

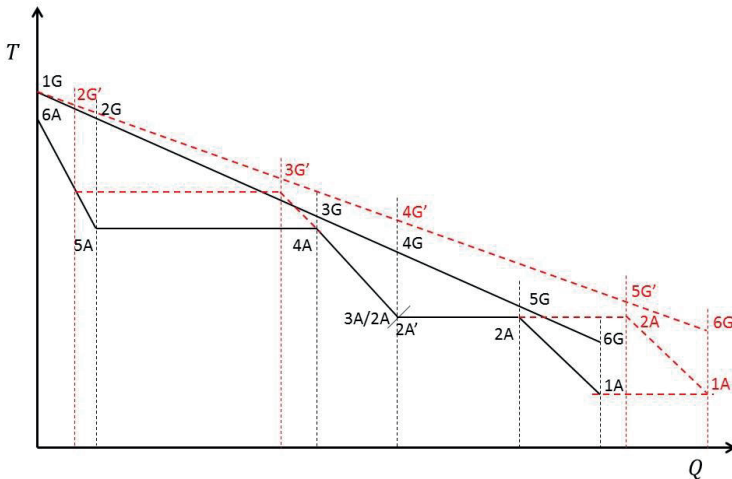


Figura 1.4.3. Effetto della pressione del vapore primario sul processo di scambio termico nel generatore di vapore a recupero.

Come si evince dalla figura 1.4.3, l'aumento della pressione massima del ciclo si traduce in una rotazione antioraria della curva di scambio termico dei gas intorno al punto 1G, con un conseguente aumento della temperatura dei gas in tutti i punti caratteristici, da 2G a 6G, a valle. Tuttavia, rispetto al caso di impianto ad un solo livello di pressione, la rotazione antioraria della curva caratteristica dei gas dà spazio a una ulteriore possibilità di recupero, con la produzione di una maggiore quantità di vapore a bassa pressione, che attenua sensibilmente l'aumento della temperatura T_{6G} dei gas reflui all'uscita del generatore di vapore. Diversamente dalla figura 1.4.2, come anticipato, i punti 2A e 3A sono rappresentati come sovrapposti in un unico punto poiché la differenza di temperatura corrispondente al diverso stato termodinamico non è praticamente apprezzabile.

In sintesi, l'aumento della pressione massima del ciclo produce i seguenti effetti:

- diminuzione della produzione di vapore primario di massa m_v , evidenziata dalla diminuzione della pendenza della curva di scambio termico dei gas, ossia dall'aumento del rapporto massico gas/vapore μ_G ;
- aumento della produzione di vapore secondario di massa m_s ;
- possibili effetti negativi sul rendimento η_{rV} del ciclo reale.

Per quanto riguarda quest'ultimo aspetto, la figura 1.4.4 mostra che il ciclo a vapore, rappresentato in sede limite, può essere visto come costituito da due cicli distinti parzialmente sovrapposti; il ciclo principale a vapore surriscaldato di alta pressione (ciclo I), svolto dalla massa di vapore m_v (punti 0A-1A-2A-3A-4A-5A-6A-7A), e il ciclo secondario a vapore saturo alla pressione intermedia (ciclo II), svolto dalla massa di vapore m_s (punti 0A-1A-2A-2A'-7A). Nel ciclo termodinamico in figura 1.4.4 è rappresentata un'unica curva continua di espansione, senza tenere conto degli effetti del miscelamento del vapore primario con quello secondario; il punto 7A non è perciò rappresentativo delle effettive condizioni di fine espansione.

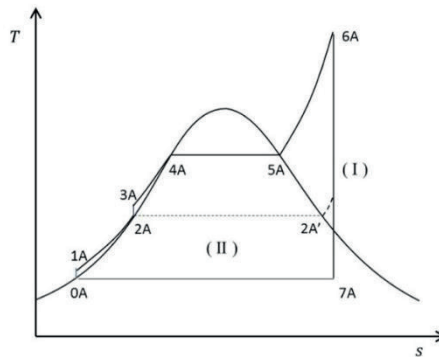


Figura 1.4.4. Rappresentazione dei cicli termodinamici del vapore primario e secondario.

Entrambi i cicli operano con la stessa temperatura (e pressione) minima ma il ciclo principale opera a temperatura massima e pressione massima maggiori, per cui presenta un rendimento maggiore del ciclo secondario. All'aumentare della pressione massima il rendimento del ciclo I aumenta ma il suo peso diminuisce perché diminuisce la produzione di vapore primario m_v ; nel contempo aumenta il peso del ciclo II, di rendimento minore, perché aumenta la produzione di vapore secondario m_s . L'effetto complessivo non è valutabile a priori perché dipende dai valori della pressione massima (del vapore primario) e intermedia (del vapore secondario, oltreché della temperatura massima del ciclo. Peraltro, mentre i suddetti parametri influenzano il rendimento del ciclo limite, bisogna anche tenere conto degli effetti sul rendimento interno in relazione all'influenza delle caratteristiche del vapore secondario sul titolo del vapore allo scarico della turbina.

Effetto della pressione del vapore secondario

La figura 1.4.5 mostra l'effetto della pressione del vapore secondario sul processo di scambio termico nel generatore di vapore a recupero.

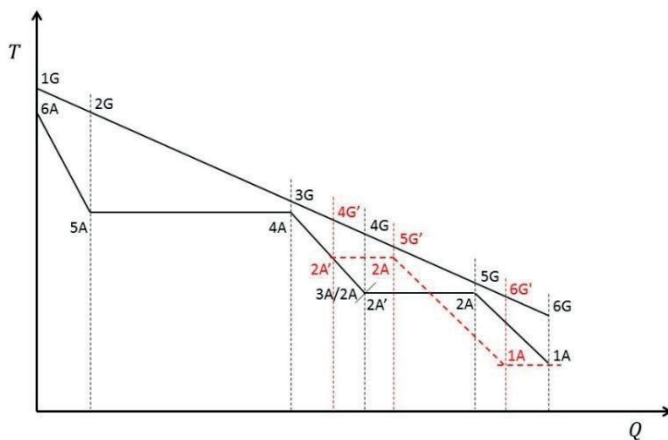


Figura 1.4.5. Effetto della pressione del vapore secondario sul processo di scambio termico nel generatore di vapore a recupero.

Come mostra la figura 1.4.5, la pressione del vapore secondario non ha nessuna influenza sulla produzione di vapore primario, giacché la pendenza della curva di scambio termico dei gas rimane costante, dipendendo solamente dalla differenza minima di temperatura ΔT_{ppAP} al pinch-point di alta pressione. La pendenza della curva di scambio termico dei gas costituisce perciò l'unico limite alla produzione di vapore secondario. Dalla figura 1.4.5 si evince che l'aumento della pressione del vapore secondario, con il corrispondente aumento della temperatura di saturazione, determina una diminuzione della produzione m_s di vapore secondario, proporzionale all'estensione del segmento 2A-2A'; di conseguenza aumenta la temperatura dei gas all'uscita del generatore di vapore e, quindi, il suo rendimento diminuisce. L'aumento della pressione del vapore secondario determina, d'altra parte, un aumento del rendimento del ciclo secondario.

In sintesi, l'aumento della pressione del vapore secondario produce i seguenti effetti:

- diminuzione della produzione di vapore secondario m_s ;
- diminuzione del rendimento del generatore di vapore a recupero;
- aumento del rendimento del ciclo secondario;
- diminuzione del peso del ciclo secondario.

Criteri di ottimizzazione dell'impianto a vapore indicano che il rapporto ottimale tra la pressione massima del ciclo e la pressione del vapore secondario è generalmente dell'ordine di 10. In termini assoluti, cicli a vapore a due livelli di pressione sono generalmente caratterizzati da valori della pressione massima dell'ordine di 100÷120 bar e della pressione intermedia dell'ordine di 10÷12 bar.

Effetto della differenza di temperatura al pinch-point di alta pressione

L'effetto sul processo di scambio termico della differenza minima di temperatura ΔT_{ppAP} al pinch-point di alta pressione è simile a quello della pressione massima. Un aumento del ΔT_{ppAP} determina una rotazione antioraria della curva di scambio termico dei gas intorno al

punto 1G, a cui può conseguire una maggiore produzione di vapore secondario fino al limite del pinch-point di bassa pressione.

Effetto delle caratteristiche del vapore di bassa pressione sul titolo a fine espansione

Ai fini della valutazione dell'effetto della pressione del vapore secondario sul rendimento del ciclo a vapore, occorre tenere conto, oltre che dell'effetto sul rendimento del ciclo limite, che aumenta all'aumentare della pressione, anche dell'effetto sul rendimento interno, sostanzialmente dipendente dal rendimento della turbina a vapore. Le caratteristiche del vapore di bassa pressione, in assenza di surriscaldamento, influiscono anche sensibilmente sul titolo del vapore allo scarico della turbina.

La figura 1.4.6 mostra la posizione relativa del punto di mescolamento dei flussi di vapore primario e secondario lungo la curva di espansione, per due valori della pressione del vapore secondario. Il punto X, in particolare, individua l'intersezione della curva di espansione con la curva limite superiore, dove il vapore primario è in condizioni di vapore saturo. Nella figura si omette di rappresentare, per semplicità, il lavoro delle pompe di estrazione e di alimento.

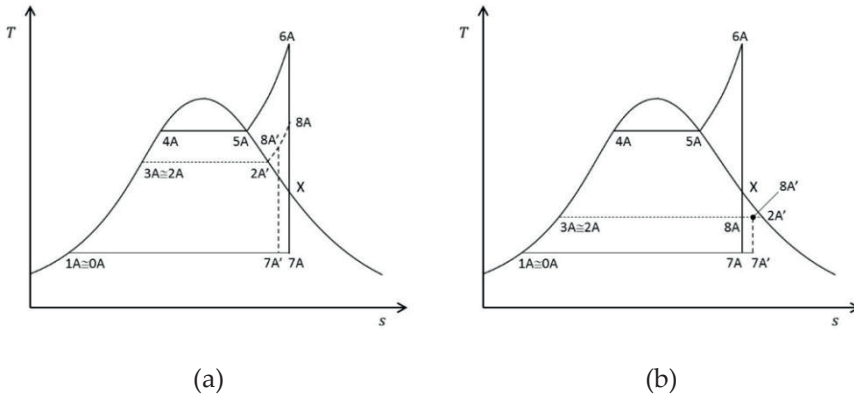


Figura 1.4.6. Effetto della pressione del vapore secondario sul titolo allo scarico della turbina.

Se il vapore secondario viene prodotto a pressione maggiore della pressione di saturazione del vapore primario nel punto X (figura

1.4.6 (a)), il vapore primario, nelle condizioni di vapore surriscaldato individuate dal punto 8A, si unisce al vapore secondario saturo in condizioni 2A', e la miscela che ne deriva, nelle condizioni del punto 8A', sarà caratterizzata da un minor grado di surriscaldamento. Il punto di fine espansione, rappresentato dal punto 7A in assenza di vapore secondario, è ora rappresentato dal punto 7A', caratterizzato da un titolo allo scarico minore. In sintesi, l'aumento della pressione del vapore secondario determina un aumento del rendimento del ciclo limite ma determina anche una diminuzione del rendimento interno per cui non è possibile stabilire a priori l'effetto complessivo sul rendimento del ciclo reale.

Se viceversa il vapore secondario viene prodotto a pressione minore della pressione di saturazione del vapore primario nel punto X (figura 1.4.6 (b)), il vapore primario, ora nelle condizioni di vapore umido individuate dal punto 8A, si unisce al vapore secondario saturo in condizioni 2A', e la miscela che ne deriva, nelle condizioni del punto 8A', sarà caratterizzata da un minor grado di umidità. Il punto di fine espansione, rappresentato dal punto 7A in assenza di vapore secondario, è ora rappresentato dal punto 7A', caratterizzato da un titolo allo scarico maggiore. In sintesi, la diminuzione della pressione del vapore secondario determina una diminuzione del rendimento del ciclo limite ma determina anche un aumento del rendimento interno per cui anche in questo caso non è possibile stabilire a priori l'effetto complessivo sul rendimento del ciclo reale.

Surriscaldamento del vapore secondario

Il rendimento del ciclo del vapore secondario, come pure il titolo allo scarico della turbina, e quindi il rendimento dell'intero ciclo a vapore, può essere migliorato effettuando il surriscaldamento del vapore secondario.

La figura 1.4.7 illustra lo schema elementare di un impianto combinato a due livelli di pressione con surriscaldamento del vapore secondario, insieme al corrispondente ciclo limite dell'impianto a vapore sottoposto. In aggiunta alle sezioni di scambio termico presenti nella precedente configurazione, è ora presente un surriscaldatore di bassa

pressione, inserito dopo il vaporizzatore di bassa pressione e a monte del preriscaldatore di alta pressione. Una configurazione alternativa è quella che prevede l'inserimento del surriscaldatore di bassa pressione a valle del preriscaldatore di alta pressione, prima del vaporizzatore di alta pressione. Anche in questo caso, per semplicità di trattazione, si considerano nulle tutte le differenze di temperatura di sotto-raffreddamento e si omette, di conseguenza, la presenza del degasatore. Nel ciclo termodinamico in figura 1.4.7 (b) è rappresentata un'unica curva continua di espansione, senza tenere conto degli effetti del miscelamento del vapore primario con quello secondario precedentemente discussi. Il punto $2A''$, relativo al vapore surriscaldato di bassa pressione, è rappresentato, per semplicità, sulla curva di espansione, mentre la sua effettiva posizione sull'isobara corrispondente alla pressione del vapore secondario dipende in realtà dalla temperatura di surriscaldamento. Il punto $7A$, in tal senso, non è rappresentativo delle effettive condizioni di fine espansione.

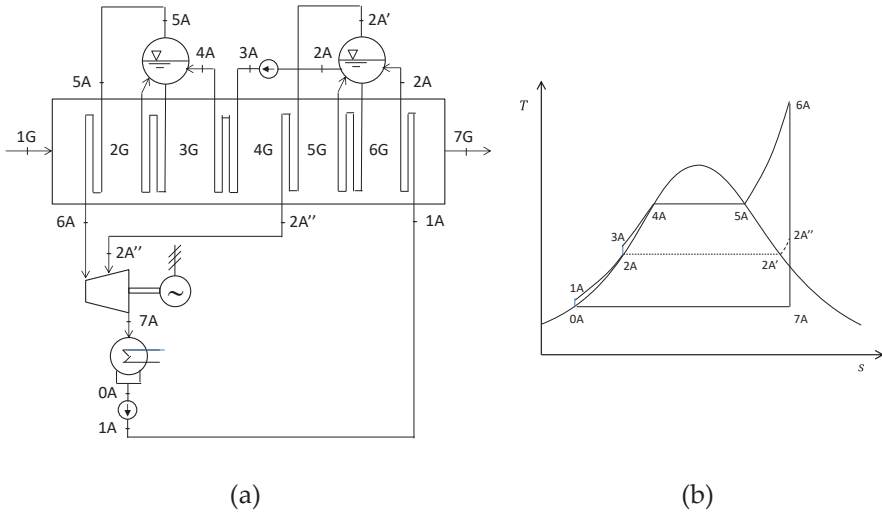


Figura 1.4.7. Schema elementare semplificato di impianto combinato a due livelli di pressione con surriscaldamento del vapore secondario (a) e rappresentazione del ciclo limite dell'impianto a vapore sottoposto (b).

Sulla base dello schema dell'impianto e del ciclo a vapore riportati nella figura 1.4.7, la figura 1.4.8 mostra le curve caratteristiche dell'acqua e del gas corrispondenti ai relativi processi di scambio termico all'interno del generatore di vapore a recupero.

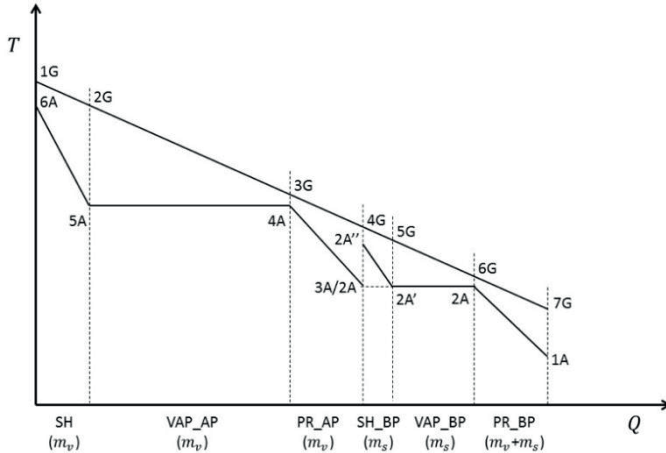


Figura 1.4.8. Curva caratteristica del generatore di vapore a recupero con surriscaldamento del vapore secondario.

La curva di scambio termico dell'acqua è del tutto simile a quella già discussa nel caso della produzione di vapore secondario semplicemente saturo. L'acqua di alimento prelevata dal condensatore viene inviata dalla pompa di estrazione, nelle condizioni 1A, nel preriscaldatore di bassa pressione, dove si riscalda fino al punto 2A in condizioni di liquido saturo. Il processo di preriscaldamento a bassa pressione interessa l'intera massa d'acqua ($m_v + m_s$). Il liquido preriscaldato entra quindi nel corpo cilindrico di bassa pressione da cui si dirama in due flussi distinti: il flusso principale, di massa m_v , che avanza negli stadi successivi di scambio termico fino alla produzione di vapore surriscaldato ad alta pressione, e il flusso secondario, di massa m_s , destinato alla produzione del vapore surriscaldato a bassa pressione.

In questo caso, il flusso secondario evolve nel vaporizzatore di bassa pressione dal punto 2A fino al punto 2A' in condizioni di vapore saturo e successivamente nel surriscaldatore di bassa pressione dal punto 2A' fino al punto 2A'' in condizioni di vapore surriscaldato.

Come nel caso precedente, il flusso principale, sempre nelle condizioni 2A di liquido saturo, viene ripreso dalla pompa di alimento, inviato nelle condizioni 3A di liquido compresso nel successivo preriscaldatore ad alta pressione, dove si preriscalda fino a raggiungere le condizioni di liquido saturo rappresentate dal punto 4A, e infine introdotto nel corpo cilindrico di alta pressione. Esso viene poi portato nelle condizioni 5A di vapore saturo nel vaporizzatore connesso al corpo cilindrico di alta pressione e, infine, surriscaldato fino alle condizioni del punto 6A nel successivo surriscaldatore. In questo caso, risulta più evidente la sequenza dei punti cardinali nelle due sezioni di alta e di bassa pressione in relazione alla sequenza delle apparecchiature di scambio termico, ossia alla configurazione topologica del generatore di vapore. La duplice rappresentazione del punto 2A nella figura 1.4.8, in particolare, appare in questo caso più chiara in relazione al percorso dei due flussi principale e secondario; dal corpo cilindrico, infatti, il flusso secondario prosegue direttamente nel vaporizzatore di bassa pressione (punti 2A-2A'), mentre il flusso principale entra nella pompa di alimento, "scavalcando" il vaporizzatore e il surriscaldatore di bassa pressione.

Dalla figura 1.4.8 si evince che la pendenza della curva di scambio termico dei gas, ossia il rapporto massico gas/vapore μ_G , non è influenzata dalla presenza del surriscaldatore di bassa pressione; essa, infatti, a parità di temperatura T_{1G} dei gas all'ingresso del generatore di vapore e a parità di temperatura e pressione del vapore surriscaldato principale, dipende solo dalla differenza di temperatura ΔT_{ppAP} al pinch-point di alta pressione. Di conseguenza, la quantità di calore complessivamente ceduta dai gas nel vaporizzatore e nel surriscaldatore di bassa pressione, stabilita dalla differenza di temperatura ($T_{4G} - T_{6G}$), è costante; in tal senso, ad un grado di surriscaldamento maggiore (temperatura di surriscaldamento del vapore di bassa pressione più elevata), corrisponde una minore produzione di vapore

secondario, ossia una massa m_s di vapore secondario minore. Questo aspetto produce un duplice beneficio: dal un lato, la maggiore temperatura di surriscaldamento del vapore di bassa pressione determina, come già osservato, un aumento del rendimento limite (effetto termodinamico) e del rendimento interno (aumento del titolo), dall'altro, la minore produzione di vapore secondario (diminuzione di m_s) riduce il peso del ciclo del vapore secondario di rendimento minore, aumentando per contro l'incidenza relativa del ciclo del vapore primario di rendimento maggiore.

Bilancio energetico del generatore di vapore a recupero a due livelli di pressione con surriscaldamento del vapore secondario

Con riferimento alle figure 1.4.7 e 1.4.8, il bilancio energetico globale del generatore di vapore a recupero può essere espresso mediante la seguente relazione:

$$\begin{aligned} \eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{1G} - T_{7G}) \\ = m_v \cdot (h_{6A} - h_{3A}) + m_s \cdot (h_{2A''} - h_{2A}) \\ + (m_v + m_s) \cdot (h_{2A} - h_{1A}) \end{aligned} \quad (1.4.9)$$

Rispetto al caso precedente, il termine a secondo membro relativo al vapore secondario è a sua volta costituito da due termini, relativi rispettivamente al surriscaldatore e al vaporizzatore di bassa pressione, essendo:

$$m_s \cdot (h_{2A''} - h_{2A}) = m_s \cdot [(h_{2A''} - h_{2A'}) + (h_{2A'} - h_{2A})] \quad (1.4.10)$$

L'equazione di bilancio (1.4.9) contiene ora 4 incognite; infatti, oltre alle tre incognite presenti nel caso precedente in assenza di surriscaldamento del vapore secondario, ossia le masse di vapore primario e secondario m_v e m_s e la temperatura dei gas T_{7G} all'uscita del generatore di vapore, è ora presente l'entalpia $h_{2A''}$ del vapore surriscaldato di bassa pressione, per la cui determinazione è necessario conoscere la relativa temperatura $T_{2A''}$. Detta temperatura non può essere imposta

a priori perché deve essere compatibile con la temperatura T_{4G} dei gas nella corrispondente sezione del surriscaldatore di bassa pressione, da cui dipende attraverso la differenza di temperatura di approccio al surriscaldatore secondo la relazione: $\Delta T_{appBP} = T_{4G} - T_{2A''}$. Specificata la differenza di temperatura di approccio ΔT_{appBP} , la determinazione della temperatura $T_{2A''}$, necessaria per poter determinare l'entalpia $h_{2A''}$, richiede quindi la determinazione della temperatura T_{4G} mediante specifico bilancio energetico al preriscaldatore di alta pressione, ma solo dopo avere determinato la massa di vapore primario m_v .

Procedendo come nei casi precedenti, si esprime un secondo bilancio energetico parziale, limitato al surriscaldatore e al vaporizzatore di alta pressione, dato dalla relazione:

$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{1G} - T_{3G}) = m_v \cdot (h_{6A} - h_{4A}) \quad (1.4.11)$$

L'equazione (1.4.11) contiene la sola incognita m_v che può essere determinata direttamente.

A questo punto si può determinare la temperatura T_{4G} dal bilancio energetico del preriscaldatore di alta pressione:

$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{3G} - T_{4G}) = m_v \cdot (h_{4A} - h_{3A}) \quad (1.4.12)$$

da cui, specificata la differenza di temperatura di approccio ΔT_{appBP} al surriscaldatore di bassa pressione, si ricava la temperatura $T_{2A''}$ del vapore surriscaldato di bassa pressione e, infine, la corrispondente entalpia $h_{2A''}$.

Nota l'entalpia del vapore surriscaldato di bassa pressione $h_{2A''}$ si può determinare la massa di vapore secondario m_s esprimendo il bilancio energetico parziale limitato al preriscaldatore e al vaporizzatore di bassa pressione, dato dalla relazione:

$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{4G} - T_{6G}) = m_s \cdot (h_{2A''} - h_{2A}) \quad (1.4.13)$$

L'equazione (1.4.13) contiene la sola incognita m_s che può essere determinata direttamente.

Dal bilancio energetico al preriscaldatore di bassa pressione si ha infine:

$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{6G} - T_{7G}) = (m_v + m_s) \cdot (h_{2A} - h_{1A}) \quad (1.4.14)$$

da cui si ricava la temperatura T_{7G} . In alternativa, la temperatura T_{7G} può essere determinata mediante il bilancio energetico globale espresso dall'equazione (1.4.9), essendo a questo punto note le masse m_v e m_s , oltre che l'entalpia $h_{2A''}$.

Per completezza, si possono determinare le temperature T_{2G} e T_{5G} mediante i bilanci energetici dei surriscaldatori di alta e di bassa pressione:

$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{1G} - T_{2G}) = m_v \cdot (h_{6A} - h_{5A}) \quad (1.4.15)$$

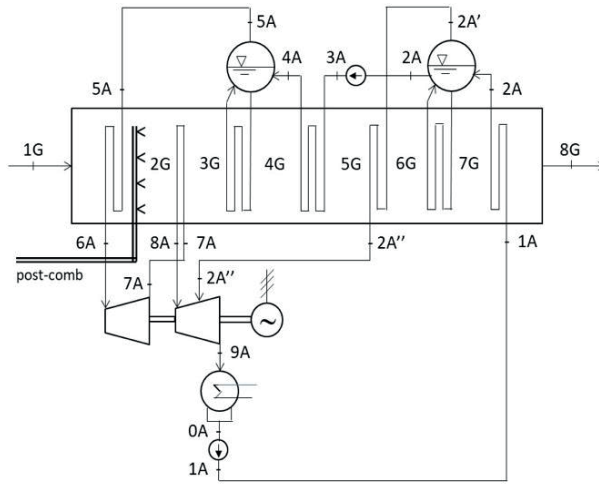
$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{4G} - T_{5G}) = m_s \cdot (h_{2A''} - h_{2A'}) \quad (1.4.16)$$

Le stesse possono essere determinate, in alternativa, attraverso i bilanci energetici dei vaporizzatori di alta e di bassa pressione.

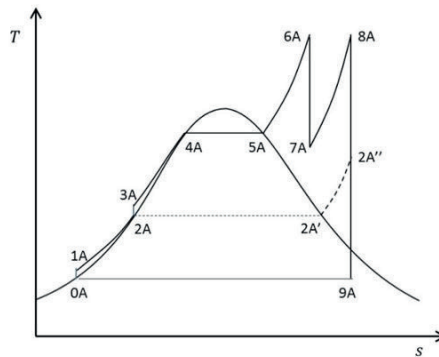
Risurriscaldamento del vapore primario

La naturale evoluzione degli impianti combinati conseguente all'incremento delle temperature dei gas allo scarico delle turbine a gas è rappresentata dalla realizzazione del risurriscaldamento del vapore primario come negli impianti a vapore a combustione convenzionali. La figura 1.4.9 illustra lo schema elementare di un impianto combinato a due livelli di pressione con risurriscaldamento del vapore primario e, per completezza, con surriscaldamento del vapore secondario, insieme al corrispondente ciclo limite dell'impianto a vapore sottoposto⁴⁰. Nella fattispecie, il risurriscaldatore è inserito in serie tra il surriscaldatore e il vaporizzatore di alta pressione.

⁴⁰ Per semplicità si è posto $T_{8A} = T_{6A}$, mentre nella curva di scambio termico in figura 1.4.10 si ha $T_{8A} < T_{6A}$ nel rispetto del vincolo imposto dalla differenza di temperatura di approccio al risurriscaldatore.



(a)



(b)

Figura 1.4.9. Schema elementare semplificato di impianto combinato a due livelli di pressione con risurriscaldamento del vapore primario (a) e rappresentazione del ciclo limite dell'impianto a vapore sottoposto (b).

Anche in questo caso, nel ciclo termodinamico in figura 1.4.9 (b) il punto $2A''$, relativo al vapore surriscaldato di bassa pressione, è rappresentato, per semplicità, sulla curva di espansione, mentre la sua effettiva posizione sull'isobara corrispondente alla pressione del vapore secondario dipende in realtà dalla temperatura di surriscaldamento. Il

punto 9A, in tal senso, non è rappresentativo delle effettive condizioni di fine espansione.

Sulla base dello schema dell'impianto e del ciclo a vapore riportati nella figura 1.4.9, la figura 1.4.10 mostra le curve caratteristiche dell'acqua e del gas corrispondenti ai relativi processi di scambio termico all'interno del generatore di vapore a recupero.

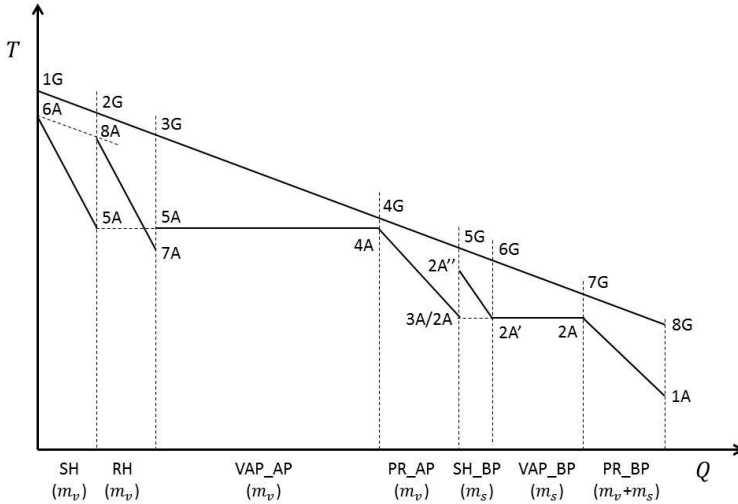


Figura 1.4.10. Curva caratteristica del generatore di vapore a recupero con surriscaldamento del vapore primario.

Rispetto al caso precedente con solo surriscaldamento del vapore primario, l'interposizione del surriscaldatore determina, nel piano $T-Q$, una traslazione a destra della restante curva caratteristica dell'acqua, dal vaporizzatore di alta pressione al preriscaldatore di bassa pressione. Ne deriva una traslazione verso destra del punto 4G al pinch-point di alta pressione con la conseguente rotazione antioraria della curva di scambio termico dei gas intorno al punto 1G e, quindi, una diminuzione della relativa pendenza. In ultima analisi ciò si traduce in un aumento della capacità termica dei gas, in una diminuzione del rapporto massico gas/vapore μ_G e, infine, per una data massa m_g di gas, in una diminuzione della produzione di vapore primario m_v .

L'interposizione del risurriscaldatore tra il surriscaldatore e il vaporizzatore di alta pressione implica l'interruzione della continuità topologica, rappresentata dal punto 5A nel piano $T-Q$, tra il vaporizzatore e il surriscaldatore. Pertanto, anche il punto 5A, come il punto 2A, è rappresentato due volte in punti diversi del piano $T-Q$, la prima a indicare la fine del processo di vaporizzazione, la seconda l'inizio del processo di surriscaldamento. Il punto 7A, che rappresenta le condizioni di inizio risurriscaldamento, è situato sulla verticale per il punto 5A, nella fattispecie al di sotto ($T_{7A} < T_{5A}$), ma potrebbe essere situato anche al di sopra ($T_{7A} > T_{5A}$), a seconda della pressione del vapore risurriscaldato.

Con l'introduzione del risurriscaldatore si introduce anche una ulteriore differenza di temperatura di approccio al risurriscaldatore $\Delta T_{appRH} = T_{2G} - T_{8A}$, di norma assunta uguale alla differenza di temperatura di approccio al surriscaldatore $\Delta T_{appAP} = T_{1G} - T_{6A}$ ⁴¹. Al proposito si osserva che per uguali valori della differenza di temperatura di approccio al surriscaldatore e al risurriscaldatore, la temperatura del vapore risurriscaldato nel punto 8A è minore di quella del vapore surriscaldato nel punto 6A. Per tale motivo, come indicato in figura 1.4.9, può essere prevista una combustione supplementare con bruciatori posti tra il surriscaldatore e il risurriscaldatore, in modo da riportare i gas ad una temperatura maggiore e ottenere una temperatura del vapore risurriscaldato eventualmente uguale o prossima a quella del vapore surriscaldato. Ovviamente, se la temperatura allo scarico della turbina a gas è sufficientemente elevata e tale da superare i vincoli dei ΔT di approccio al surriscaldatore e al risurriscaldatore, si può senz'altro imporre $T_{8A} = T_{6A}$.

La figura 1.4.10, per quanto a carattere qualitativo, evidenzia il "riempimento" del piano $T-Q$ determinato dalla progressiva introduzione, rispetto al generatore di vapore ad un livello di pressione, di un sistema di apparecchiature di scambio termico volte ad un recupero termico sempre più spinto. Il maggiore riempimento determina

⁴¹ Per generalità e per analogia con la nomenclatura relativa alle differenze di temperatura al pinch-point si preferisce adottare la notazione ΔT_{appAP} invece che ΔT_{appSH} .

un'evidente diminuzione della differenza di temperatura media tra gas e acqua nelle diverse fasi liquida e vapore, riferita al complesso dell'intero generatore di vapore a recupero, a cui corrisponde una maggiore efficienza termodinamica del recupero termico.

Bilancio energetico del generatore di vapore a recupero a due livelli di pressione con risurriscaldamento del vapore primario

Con riferimento alle figure 1.4.9 e 1.4.10, il bilancio energetico globale del generatore di vapore a recupero a due livelli di pressione con risurriscaldamento del vapore primario può essere espresso mediante la seguente relazione:

$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{1G} - T_{8G}) = m_v \cdot [(h_{6A} - h_{3A}) + (h_{8A} - h_{7A})] + m_s \cdot (h_{2A''} - h_{2A}) + (m_v + m_s) \cdot (h_{2A} - h_{1A}) \quad (1.4.17)$$

Rispetto ai casi precedenti, il termine a secondo membro relativo al vapore primario è a sua volta costituito da due termini, relativi rispettivamente al surriscaldatore e al risurriscaldatore.

Oltre alle precedenti quattro incognite m_v , m_s , T_{8G} e $h_{2A''}$, è ora presente un'ulteriore incognita rappresentata dall'entalpia del vapore risurriscaldato h_{8A} . L'entalpia h_{8A} , infatti, dipende dalla temperatura T_{8A} di risurriscaldamento, che a sua volta dipende dalla temperatura T_{2G} dei gas nel punto corrispondente, che non è nota a priori. Diversamente dai casi precedenti, il bilancio energetico del generatore di vapore non può essere risolto mediante bilanci energetici parziali in modo diretto, ma richiede la soluzione iterativa, per approssimazioni successive, del bilancio energetico del risurriscaldatore come di seguito illustrato.

- Si suppone inizialmente che la temperatura del vapore risurriscaldato sia uguale alla temperatura del vapore surriscaldato, cioè che sia $T_{8A} = T_{6A'}$, per cui si può determinare un valore di primo tentativo dell'entalpia h_{8A} .
- Dal bilancio energetico parziale limitato al surriscaldatore di alta pressione, al risurriscaldatore e al vaporizzatore di alta pressione:

$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{1G} - T_{4G}) = m_v \cdot [(h_{6A} - h_{4A}) + (h_{8A} - h_{7A})] \quad (1.4.18)$$

si ricava un primo valore approssimato della massa m_v di vapore primario.

- Dal bilancio energetico al surriscaldatore di alta pressione:

$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{1G} - T_{2G}) = m_v \cdot (h_{6A} - h_{5A}) \quad (1.4.19)$$

si ricava quindi un primo valore approssimato della temperatura T_{2G} , da cui, nota la differenza di temperatura di approccio al surriscaldatore $\Delta T_{appRH} = T_{2G} - T_{8A}$, si ricava un valore corretto della temperatura T_{8A} .

- Con il nuovo valore corretto della temperatura T_{8A} si determina un nuovo valore corretto dell'entalpia h_{8A} e mediante le equazioni di bilancio (1.4.18) e (1.4.19) si rideterminano rispettivamente m_v e T_{2G} .
- Si prosegue con questo procedimento iterativo fino a quando i due valori consecutivi delle incognite m_v e T_{2G} non differiscono per meno di una quantità piccola a piacere.

Una volta determinate le incognite m_v e T_{2G} con il procedimento sopra descritto si completa il bilancio energetico procedendo come nei casi precedenti; specificamente:

- Dal bilancio energetico del preriscaldatore di alta pressione:

$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{4G} - T_{5G}) = m_v \cdot (h_{4A} - h_{3A}) \quad (1.4.20)$$

si ricava la temperatura T_{5G} e da essa, nota la differenza di temperatura di approccio ΔT_{appBP} al surriscaldatore di bassa pressione, si ricava la temperatura $T_{2A''}$ del vapore surriscaldato di bassa pressione e, infine, la corrispondente entalpia $h_{2A''}$.

- Nota l'entalpia del vapore surriscaldato di bassa pressione $h_{2A''}$ si ricava la massa di vapore secondario m_s esprimendo il bilancio energetico parziale limitato al preriscaldatore e al vaporizzatore di bassa pressione, dato dalla relazione:

$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{5G} - T_{7G}) = m_s \cdot (h_{2A''} - h_{2A}) \quad (1.4.21)$$

- Dal bilancio energetico al preriscaldatore di bassa pressione si ha infine:

$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{7G} - T_{8G}) = (m_v + m_s) \cdot (h_{2A} - h_{1A}) \quad (1.4.22)$$

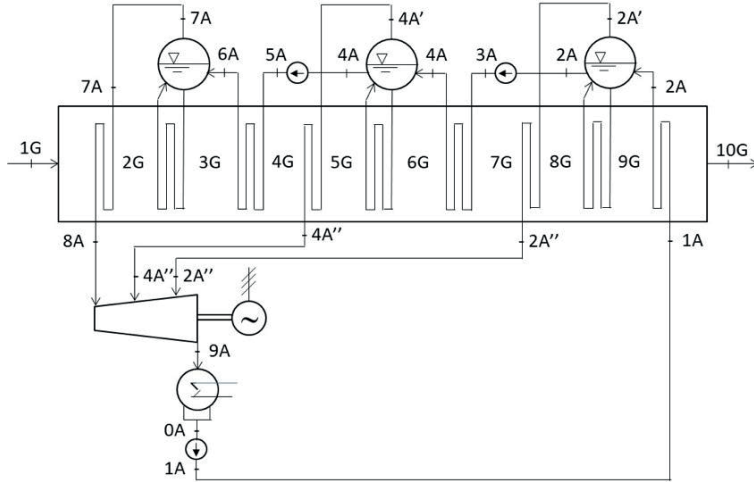
da cui si ricava la temperatura T_{8G} dei gas allo scarico del generatore di vapore.

Impianti combinati a tre livelli di pressione

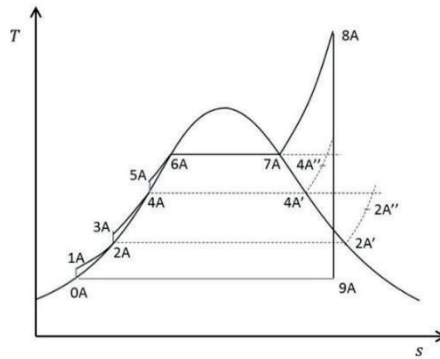
L'analisi della configurazione a tre livelli di pressione, con apparecchiature di scambio termico in serie, non presenta particolari difficoltà di rappresentazione e di analisi del bilancio energetico, poiché i diversi livelli di pressione si ripetono in sequenza. La figura 1.4.11. illustra lo schema elementare di un impianto combinato a tre livelli di pressione insieme al corrispondente ciclo limite dell'impianto a vapore sottoposto.

All'interno del generatore sono presenti tre distinte sezioni ai diversi livelli di alta, media e bassa pressione, costituite ciascuna da un preriscaldatore, un vaporizzatore e un surriscaldatore, connessi a tre distinti corpi cilindrici in cui si ha la separazione tra le fasi liquida e vapore in condizioni di saturazione ai tre diversi livelli di pressione. In questa configurazione non si considera, per semplicità, il risurriscaldamento del vapore principale, anche se in un impianto a tre livelli di pressione, tecnologicamente più evoluto, esso è sempre presente. Nel ciclo termodinamico in figura 1.4.11 (b) i punti $2A''$ e $4A''$ sono rappresentati rispettivamente sulle isobare di bassa e media pressione e le loro temperature sono minori delle temperature di saturazione

corrispondenti ai due livelli di pressione rispettivamente superiori, in accordo con quanto si evince dalla curva di scambio termico riportata in figura 1.4.12. Il punto 9A, in tal senso, non è rappresentativo delle effettive condizioni di fine espansione.



(a)



(b)

Figura 1.4.11. Schema elementare semplificato di impianto combinato a tre livelli di pressione (a) e rappresentazione del ciclo limite dell'impianto a vapore sottoposto (b).

Sulla base dello schema dell'impianto e del ciclo a vapore riportati nella figura 1.4.11, la figura 1.4.12 mostra le curve caratteristiche dell'acqua e del gas corrispondenti ai relativi processi di scambio termico all'interno del generatore di vapore a recupero.

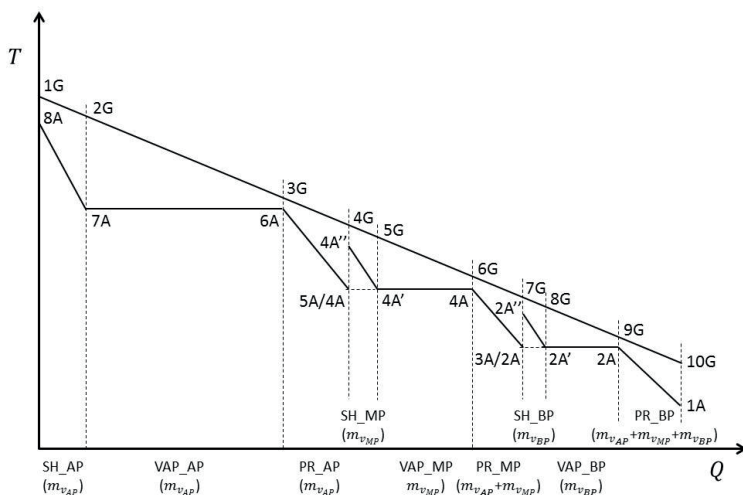


Figura 1.4.12. Curva caratteristica del generatore di vapore a recupero a tre livelli di pressione.

In breve, l'acqua di alimento prelevata dal condensatore viene inviata dalla pompa di estrazione, nelle condizioni 1A, nel preriscaldatore di bassa pressione, dove si riscalda fino al punto 2A. Il processo di preriscaldamento a bassa pressione interessa l'intera massa d'acqua ($m_{v_{AP}} + m_{v_{MP}} + m_{v_{BP}}$), avendo qui indicato con $m_{v_{AP}}$, $m_{v_{MP}}$ e $m_{v_{BP}}$ le masse di vapore prodotte rispettivamente ad alta, media e bassa pressione.

Il liquido preriscaldato nel preriscaldatore di bassa pressione entra nelle condizioni 2A nel corpo cilindrico di bassa pressione da cui si dirama in due flussi distinti: il flusso di massa $m_{v_{BP}}$, che dopo vaporizzazione fino al punto 2A' viene surriscaldato fino al punto 2A'' e inviato nella sezione di ammissione in turbina di bassa pressione; il flusso di massa ($m_{v_{AP}} + m_{v_{MP}}$), che prosegue verso le successive sezioni di media e alta pressione.

Il liquido saturo in condizioni 2A uscente dal corpo cilindrico di bassa pressione viene inviato dalla pompa di alimento di media pressione, nelle condizioni 3A, nel preriscaldatore di media pressione, dove si riscalda fino al punto 4A. Il processo di preriscaldamento a media pressione interessa la massa d'acqua ($m_{v_{AP}} + m_{v_{MP}}$), giacché la massa $m_{v_{BP}}$ è già stata estratta dal corpo cilindrico di bassa pressione e inviata in turbina, previo surriscaldamento nel surriscaldatore di bassa pressione. Il liquido preriscaldato nel preriscaldatore di media pressione entra quindi nelle condizioni 4A nel corpo cilindrico di media pressione da cui, come nella sezione di bassa pressione, si dirama in due flussi distinti: il flusso di massa $m_{v_{MP}}$, che dopo vaporizzazione fino al punto 4A' viene surriscaldato fino al punto 4A'' e inviato nella sezione di ammissione in turbina di media pressione; il flusso di massa $m_{v_{AP}}$, che prosegue verso la successiva sezione di alta pressione.

Il liquido saturo in condizioni 4A uscente dal corpo cilindrico di media pressione viene inviato dalla pompa di alimento di alta pressione, nelle condizioni 5A, nel preriscaldatore di alta pressione, dove si riscalda fino al punto 6A. Il processo di preriscaldamento ad alta pressione interessa la sola massa d'acqua $m_{v_{AP}}$, giacché anche la massa $m_{v_{MP}}$ è già stata estratta dal corpo cilindrico di media pressione e inviata in turbina, previo surriscaldamento nel surriscaldatore di media pressione. Il liquido preriscaldato nel preriscaldatore di alta pressione entra quindi nelle condizioni 6A nel corpo cilindrico di alta pressione, da cui viene inviato nel vaporizzatore di alta pressione, dove si ha la trasformazione in vapore saturo nelle condizioni 7A, e infine nel surriscaldatore di alta pressione, dove viene surriscaldato fino alle condizioni del punto 8A, per essere poi inviato in turbina.

La figura 1.4.12 evidenzia il maggiore "riempimento" del piano $T-Q$ determinato dalla progressiva introduzione, rispetto ai generatori di vapore ad uno e a due livelli di pressione, delle varie apparecchiature di scambio termico corrispondenti ai tre livelli di pressione. Tale riempimento si amplia con l'introduzione del risurriscaldatore, sempre presente negli impianti a tre livelli di pressione.

Bilancio energetico del generatore di vapore a recupero a tre livelli di pressione

Con riferimento alle figure 1.4.11 e 1.4.12, il bilancio energetico globale del generatore di vapore a recupero a tre livelli di pressione può essere espresso mediante la seguente relazione:

$$\begin{aligned}
 \eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{1G} - T_{10G}) \\
 &= m_{v_{AP}} \cdot (h_{8A} - h_{5A}) + m_{v_{MP}} \cdot (h_{4A''} - h_{4A}) \\
 &+ (m_{v_{AP}} + m_{v_{MP}}) \cdot (h_{4A} - h_{3A}) + m_{v_{BP}} \quad (1.4.23) \\
 &\cdot (h_{2A''} - h_{2A}) + (m_{v_{AP}} + m_{v_{MP}} + m_{v_{BP}}) \\
 &\cdot (h_{2A} - h_{1A})
 \end{aligned}$$

Nel secondo membro dell'equazione (1.4.23) sono presenti cinque termini distinti in relazione alle masse di acqua interessate:

- Il termine $m_{v_{AP}} \cdot (h_{8A} - h_{5A}) = m_{v_{AP}} \cdot [(h_{8A} - h_{7A}) + (h_{7A} - h_{6A}) + (h_{6A} - h_{5A})]$ riguarda il surriscaldatore, il vaporizzatore e il preriscaldatore di alta pressione, interessati alla sola massa $m_{v_{AP}}$.
- Il termine $m_{v_{MP}} \cdot (h_{4A''} - h_{4A}) = m_{v_{MP}} \cdot [(h_{4A''} - h_{4A'}) + (h_{4A'} - h_{4A})]$ riguarda il surriscaldatore e il vaporizzatore di media pressione, interessati alla sola massa $m_{v_{MP}}$.
- Il termine $(m_{v_{AP}} + m_{v_{MP}}) \cdot (h_{4A} - h_{3A})$ riguarda il preriscaldatore di media pressione, interessato alla massa $(m_{v_{AP}} + m_{v_{MP}})$.
- Il termine $m_{v_{BP}} \cdot (h_{2A''} - h_{2A}) = m_{v_{BP}} \cdot [(h_{2A''} - h_{2A'}) + (h_{2A'} - h_{2A})]$ riguarda il surriscaldatore e il vaporizzatore di bassa pressione, interessati alla sola massa $m_{v_{BP}}$.
- Il termine $(m_{v_{AP}} + m_{v_{MP}} + m_{v_{BP}}) \cdot (h_{2A} - h_{1A})$ riguarda il preriscaldatore di bassa pressione, interessato all'intera massa $(m_{v_{AP}} + m_{v_{MP}} + m_{v_{BP}})$.

L'equazione di bilancio (1.4.23) contiene 6 incognite, ossia le tre masse di vapore $m_{v_{AP}}$, $m_{v_{MP}}$, $m_{v_{BP}}$, di alta, media e bassa pressione, la

temperatura T_{10G} all'uscita del generatore di vapore, e le due entalpie $h_{2A''}$ e $h_{4A''}$ del vapore surriscaldato a bassa e media pressione rispettivamente. Come già osservato, l'entalpia $h_{2A''}$ dipende dalla corrispondente temperatura dei gas T_{7G} , mentre l'entalpia $h_{4A''}$, analogamente, dipende dalla corrispondente temperatura dei gas T_{4G} ; entrambe le temperature T_{7G} e T_{4G} non sono note a priori.

Ai fini della risoluzione del bilancio energetico vendono specificate tre differenze di temperatura minima ai pinch-point di alta, media e bassa pressione e tre differenze di temperatura di approccio ai surriscaldatori di alta, media e bassa pressione, date nell'ordine dalle relazioni:

$$\Delta T_{ppAP} = T_{3G} - T_{6A}$$

$$\Delta T_{ppMP} = T_{6G} - T_{4A}$$

$$\Delta T_{ppBP} = T_{9G} - T_{2A}$$

$$\Delta T_{appAP} = T_{1G} - T_{8A}$$

$$\Delta T_{appMP} = T_{4G} - T_{4A''}$$

$$\Delta T_{appBP} = T_{7G} - T_{2A''}$$

Specificate le differenze terminali di temperatura ai pinch-point e di approccio di alta, media e bassa pressione, il bilancio energetico complessivo si risolve semplicemente, mediante bilanci parziali risolti in sequenza analogamente al caso di generatori a due livelli di pressione, procedendo come segue.

Bilancio energetico del surriscaldatore e del vaporizzatore di alta pressione

$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{1G} - T_{3G}) = m_{vAP} \cdot (h_{8A} - h_{6A}) \quad (1.4.24)$$

Nota la temperatura T_{3G} , essendo nota la differenza di temperatura ΔT_{ppAP} , si ricava m_{vAP} .

Bilancio energetico del preriscaldatore di alta pressione

$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{3G} - T_{4G}) = m_{vAP} \cdot (h_{6A} - h_{5A}) \quad (1.4.25)$$

Nota la massa $m_{v_{AP}}$ dal bilancio precedente si ricava la temperatura T_{4G} , da cui, essendo nota la differenza di temperatura $\Delta T_{app_{MP}}$, si ricava $T_{4A''}$.e infine $h_{4A''}$.

Bilancio energetico del surriscaldatore e del vaporizzatore di media pressione

$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{4G} - T_{6G}) = m_{v_{MP}} \cdot (h_{4A''} - h_{4A}) \quad (1.4.26)$$

Nota la temperatura T_{6G} , essendo nota la differenza di temperatura $\Delta T_{pp_{MP}}$, si ricava $m_{v_{MP}}$.

Bilancio energetico del preriscaldatore di media pressione

$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{6G} - T_{7G}) = (m_{v_{AP}} + m_{v_{MP}}) \cdot (h_{4A} - h_{3A}) \quad (1.4.27)$$

Note le masse $m_{v_{AP}}$ e $m_{v_{MP}}$ dai bilanci precedenti si ricava la temperatura T_{7G} , da cui, essendo nota la differenza di temperatura $\Delta T_{app_{BP}}$, si ricava $T_{2A''}$.e infine $h_{2A''}$.

Bilancio energetico del surriscaldatore e del vaporizzatore di bassa pressione

$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{7G} - T_{9G}) = m_{v_{BP}} \cdot (h_{2A''} - h_{2A}) \quad (1.4.28)$$

Nota la temperatura T_{9G} , essendo nota la differenza di temperatura $\Delta T_{pp_{BP}}$, si ricava $m_{v_{BP}}$.

Bilancio energetico del preriscaldatore di bassa pressione

$$\begin{aligned} \eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{9G} - T_{10G}) \\ = (m_{v_{AP}} + m_{v_{MP}} + m_{v_{BP}}) \cdot (h_{2A} - h_{1A}) \end{aligned} \quad (1.4.29)$$

Note le masse $m_{v_{AP}}$, $m_{v_{MP}}$, $m_{v_{BP}}$ dai bilanci precedenti si ricava la temperatura T_{10G} .

Per completezza, infine, si possono determinare le temperature T_{2G} , T_{5G} , T_{8G} , mediante i bilanci energetici che seguono.

Bilancio energetico del surriscaldatore di alta pressione

$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{1G} - T_{2G}) = m_{v_{AP}} \cdot (h_{8A} - h_{7A}) \quad (1.4.30)$$

da cui si ricava la temperatura T_{2G} .

Bilancio energetico del surriscaldatore di media pressione

$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{4G} - T_{5G}) = m_{v_{MP}} \cdot (h_{4A''} - h_{4A'}) \quad (1.4.31)$$

da cui si ricava la temperatura T_{5G} .

Bilancio energetico del surriscaldatore di bassa pressione

$$\eta_{is} \cdot m_g c_{p,g} \cdot (T_{7G} - T_{8G}) = m_{v_{BP}} \cdot (h_{2A''} - h_{2A'}) \quad (1.4.32)$$

da cui si ricava la temperatura T_{8G} .

1.5 Generatori di vapore a recupero con scambiatori di calore in parallelo

Tutte le configurazioni di impianto combinato finora analizzate sono basate su una disposizione in serie delle sezioni di scambio termico, a cui corrisponde un avanzamento diretto, da un livello di pressione al successivo, dell'acqua all'interno del generatore di vapore. In realtà ciò avviene, di norma, solo negli impianti a un solo livello di pressione, mentre negli impianti a due e a tre livelli di pressione si adottano soluzioni che prevedono l'evoluzione separata dei flussi ai diversi livelli di pressione e la realizzazione di sezioni di scambio termico con configurazioni in parallelo, che consentono una più semplice regolazione e una più efficace gestione dell'intero sistema. La figura 1.5.1 mostra lo schema semplificato di un impianto combinato a due livelli di pressione con surriscaldamento del vapore primario basato su una configurazione più realistica e conforme alle soluzioni costruttive di realizzazione pratica.

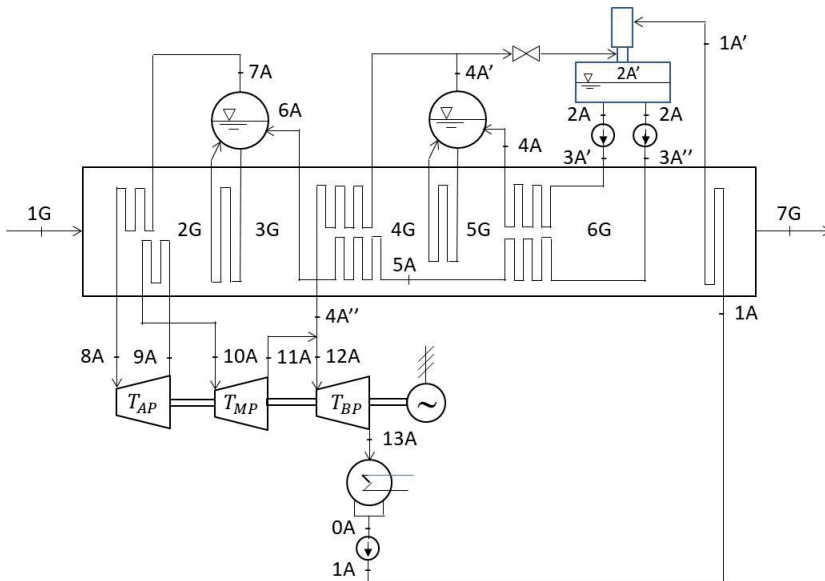


Figura 1.5.1. Schema semplificato di un impianto combinato a due livelli di pressione con sezioni di scambio termico in parallelo.

Il generatore di vapore include, oltre ai due corpi cilindrici ai due livelli di pressione del vapore prodotto, un degasatore operante ad una pressione inferiore. L'acqua di alimento, compressa dalla pompa di estrazione fino alla pressione vigente nel degasatore, entra nel generatore di vapore nelle condizioni 1A dove si preriscalda in un primo preriscaldatore di bassa pressione fino alle condizioni del punto 1A', ad una temperatura leggermente inferiore a quella di saturazione vigente nel degasatore. L'equilibrio bifase liquido-vapore nel degasatore è ottenuto utilizzando vapore estratto non dalla turbina ma dal corpo cilindrico di media pressione, regolato da apposita valvola.

Dal degasatore, in questo caso si dipartono due flussi distinti destinati alla produzione di vapore surriscaldato di media e di alta pressione rispettivamente, che evolvono in circuiti separati. A valle del degasatore sono perciò presenti due pompe di alimento distinte che prelevano il liquido saturo nelle condizioni del punto 2A e lo comprimono

la prima fino alle condizioni del punto 3A' alla media pressione, la seconda fino alle condizioni del punto 3A'' alla pressione massima.

Con riferimento al circuito di media pressione, il liquido compresso nelle condizioni 3A' viene inviato nel preriscaldatore di media pressione dove si porta nelle condizioni 4A di liquido saturo⁴², per essere poi immesso nel corpo cilindrico di media pressione. Si ha poi la produzione di vapore saturo nelle condizioni 4A' e infine il surriscaldamento del vapore fino alle condizioni 4A''. Il preriscaldatore e il surriscaldatore di media pressione sono disposti secondo una configurazione in parallelo rispettivamente con il primo e il secondo stadio del preriscaldatore di alta pressione. Il vapore surriscaldato di media pressione viene poi immesso in una sezione intermedia della turbina a vapore.

Con riferimento al circuito di alta pressione, il liquido compresso nelle condizioni 3A'' viene inviato nel primo stadio del preriscaldatore di alta pressione, disposto, come detto, in parallelo con il preriscaldatore di media pressione, dove si riscalda fino alle condizioni 5A di liquido sottoraffreddato; quindi, "scavalca" il vaporizzatore di media pressione e completa il preriscaldamento nel secondo stadio del preriscaldatore di alta pressione, disposto, come detto, in parallelo con il surriscaldatore di media pressione, dove si riscalda fino alle condizioni 6A di liquido saturo, per essere poi immesso nel corpo cilindrico di alta pressione. Si ha poi la produzione di vapore saturo nelle condizioni 7A e infine il surriscaldamento fino alle condizioni 8A. Anche il surriscaldatore di alta pressione è disposto secondo una configurazione in parallelo con il risurriscaldatore.

Il vapore surriscaldato viene inviato alla turbina di alta pressione, dove espande fino alle condizioni del punto 9A, e poi rinviato al generatore di vapore dove viene risurriscaldato fino alle condizioni del punto 10A, per essere poi rinviato in turbina dove prosegue l'espansione fino al punto 13A. Nel corso dell'espansione si unisce, nelle

⁴² In questo esempio si suppone l'esistenza di una differenza di temperatura di sottoraffreddamento solo all'ingresso del degasatore, mentre l'acqua di alimento all'ingresso dei corpi cilindrici di media e di alta pressione è considerata satura per semplicità di trattazione.

condizioni 11A, con il vapore surriscaldato di media pressione che si trova invece nelle condizioni 4A'', generalmente a diversa temperatura, formando una miscela a temperatura intermedia nelle condizioni rappresentate dal punto 12A.

Sulla base della configurazione impiantistica mostrata in figura 1.5.1, la figura 1.5.2 riporta una rappresentazione di base per la costruzione sul piano $T-Q$ delle curve caratteristiche dello scambio termico nel generatore di vapore.

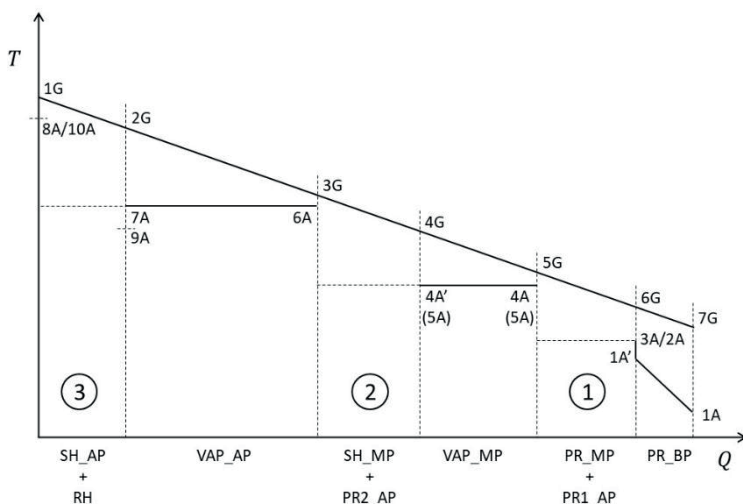


Figura 1.5.2. Rappresentazione di base per la costruzione delle curve caratteristiche di scambio termico senza l'indicazione delle sezioni in parallelo.

Lo schema basilare riporta solamente i tratti di curva caratteristica dell'acqua corrispondenti allo scambio termico nel preriscaldatore di bassa pressione e nei vaporizzatori di media e alta pressione, mentre non rappresenta gli elementi di curva caratteristica relativi alle sezioni configurate in parallelo, che dovrebbero ricoprire i campi contrassegnati con (1), relativo al preriscaldatore di media pressione in parallelo con il primo stadio del preriscaldatore di alta pressione; (2), relativo al surriscaldatore di media pressione in parallelo con il secondo stadio del preriscaldatore di alta pressione; (3), relativo al surriscaldatore di alta pressione in parallelo con il risurriscaldatore.

L'acqua di alimento entrante nel generatore di vapore nelle condizioni 1A, dopo essere stata preriscaldata fino alle condizioni 1A', entra nel degasatore dove si porta in condizioni di saturazione 2A a spese di vapore proveniente dal corpo cilindrico di media pressione e non già a spese di calore scambiato con i gas evolventi nel generatore di vapore; il processo da 1A' a 2A è perciò rappresentato con un segmento verticale. Il liquido saturo viene poi ripreso dalle pompe di media e alta pressione e compresso fino alle condizioni rappresentate, nello schema di figura 1.5.1, dai punti 3A' e 3A'' rispettivamente. Nella figura 1.5.2 tali punti sono indicati, per semplicità di rappresentazione, come sovrapposti in un unico punto 3A, considerando che in relazione ai valori della pressione finale non eccessivamente elevati (pressione massima dell'ordine di 100÷150 bar) la corrispondente temperatura di fine compressione è quasi la stessa.

Ci si chiede ora in che modo si possano rappresentare i processi che attengono alle zone (1), (2), e (3), interessate agli scambi termici in parallelo.

Nella zona (1) si ha il preriscaldatore di media pressione, dove l'acqua di alimento si riscalda dal punto 3A (3A' in figura 1.5.1) fino al punto 4A in condizioni di liquido saturo, in parallelo con il primo stadio del preriscaldatore di alta pressione, dove l'acqua di alimento si riscalda sempre dal punto 3A (3A'' in figura 1.5.1) fino al punto 5A, permanendo in condizioni di liquido compresso in ordine alla pressione più elevata. In prima istanza si può supporre che $T_{5A} = T_{4A}$, cioè che lo scambio di calore tra gas e acqua di ripartisca pressoché equamente nei due preriscaldatori. In tal senso, il punto 5A andrebbe a sovrapporsi, nel piano $T-Q$, al punto 4A; ciò però non fornisce, almeno per il momento, gli elementi necessari per rappresentare nel piano $T-Q$ il complesso dei processi di scambio termico nei due preriscaldatori.

Nella zona (2) si ha il surriscaldatore di media pressione, dove il vapore saturo si surriscalda dal punto 4A' fino al punto 4A'', in parallelo con il secondo stadio del preriscaldatore di alta pressione, dove l'acqua di alimento si riscalda dal punto 5A fino al punto 6A in condizioni di liquido saturo. In questo caso nulla si può dire in merito alla temperatura $T_{4A''}$, se non che essa deve rispettare il valore specificato

della temperatura di approccio di media pressione rispetto al gas evolvente nel generatore di vapore e perciò dovrà essere necessariamente $T_{4A''} < T_{6A}$. Anche in questo caso, e a maggior ragione, dato che le temperature $T_{4A''}$ e T_{6A} sono diverse, non si hanno gli elementi necessari per rappresentare nel piano T - Q il complesso dei processi di scambio termico nelle due apparecchiature interessate.

Nella zona (3), infine, si ha il surriscaldatore di alta pressione, dove il vapore saturo si surriscalda dal punto 7A fino al punto 8A, in parallelo con il risurriscaldatore, dove il vapore di ritorno dalla turbina di alta pressione si risurriscalda dal punto 9A fino al punto 10A. Le temperature T_{7A} e T_{9A} , rispettivamente di inizio surriscaldamento e risurriscaldamento, sono generalmente diverse, potendo essere $T_{9A} < T_{7A}$ o anche $T_{9A} > T_{7A}$ a seconda della pressione del vapore risurriscaldato. Sarebbe opportuno, invece, che le temperature T_{8A} e T_{10A} , rispettivamente di fine surriscaldamento e risurriscaldamento, potessero raggiungere lo stesso valore. Anche in questo caso, pertanto, non si hanno gli elementi necessari per rappresentare nel piano T - Q il complesso dei processi di scambio termico nelle due apparecchiature interessate.

La rappresentazione grafica dei processi di scambio termico in parallelo non è perciò banale e richiede l'approfondimento di alcuni concetti preliminari tipici della cosiddetta "pinch-technology" che vengono qui di seguito richiamati.

Caratteristiche degli scambiatori di calore in serie

Tutti i generatori di vapore a recupero finora considerati sono basati su una sequenza di apparecchiature di scambio termico disposte in serie. Preliminarmente, si consideri ancora un sistema costituito da due scambiatori di calore disposti in serie, in cui evolvono due fluidi freddi "FA" e "FB", che si riscaldano durante il processo di scambio termico, caratterizzati da uguali valori della capacità termica $C = mc_p$ e delle temperature estreme. I due fluidi freddi scambiano calore con un fluido caldo "C", che si raffredda durante il processo di scambio

termico, nel rispetto delle differenze di temperatura imposte⁴³. La figura 1.5.3 mostra uno schema funzionale del sistema e le relative curve caratteristiche di scambio termico nel piano $T-Q$. Lo schema potrebbe riferirsi, ad esempio, al surriscaldatore e al risurriscaldatore di un generatore di vapore con vapore surriscaldato e risurriscaldato evolventi tra le stesse temperature estreme.

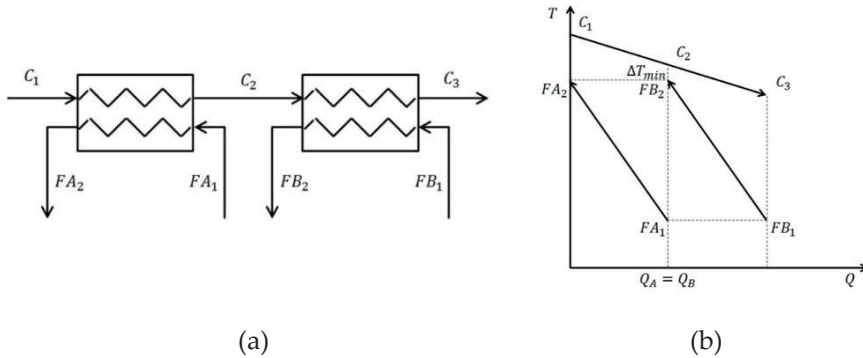


Figura 1.5.3. Schema funzionale (a) e curve caratteristiche (b) di un sistema di scambio termico costituito da due scambiatori di calore in serie con fluidi freddi aventi medesima capacità termica e temperature estreme.

Con riferimento alla figura 1.5.3, per le ipotesi assunte relativamente ai fluidi freddi si ha:

$$C_{FA} = C_{FB} = C_F \quad (1.5.1)$$

$$\Delta T_{FA} = \Delta T_{FB} = T_{FA_2} - T_{FA_1} = T_{FB_2} - T_{FB_1} = \Delta T_F \quad (1.5.2)$$

Risulta pertanto:

⁴³ Trattazioni analoghe a quelle che seguono si applicano al caso di un sistema costituito da un solo fluido freddo che scambia calore con due fluidi caldi di uguali capacità termiche e temperature estreme mediante due scambiatori di calore disposti in serie.

$$\begin{aligned}
Q_{FA} &= m_{FA} c_{pFA} \Delta T_{FA} = C_{FA} \Delta T_{FA} = C_F \Delta T_F \\
Q_{FB} &= m_{FB} c_{pFB} \Delta T_{FB} = C_{FB} \Delta T_{FB} = C_F \Delta T_F \\
Q_{FA} &= Q_{FB} = Q_F
\end{aligned}
\tag{1.5.3}$$

Relativamente al fluido caldo si ha inoltre:

$$\begin{aligned}
\Delta T_{CA} &= T_{C_1} - T_{C_2} \\
\Delta T_{CB} &= T_{C_2} - T_{C_3} \\
\Delta T_C &= T_{C_1} - T_{C_3} = \Delta T_{CA} + \Delta T_{CB}
\end{aligned}
\tag{1.5.4}$$

Si possono quindi scrivere i bilanci energetici relativi ai due scambiatori di calore e al sistema complessivo. In particolare, per lo scambiatore "A" si ha:

$$Q_{CA} = Q_{FA} \tag{1.5.5}$$

$$Q_{CA} = m_C c_{pC} \Delta T_{CA} = C_C \Delta T_{CA} = C_F \Delta T_F \tag{1.5.6}$$

Analogamente, per lo scambiatore "B" si ha:

$$Q_{CB} = Q_{FB} \tag{1.5.7}$$

$$Q_{CB} = m_C c_{pC} \Delta T_{CB} = C_C \Delta T_{CB} = C_F \Delta T_F \tag{1.5.8}$$

In virtù delle equazioni (1.5.3) e (1.5.5-1.5.8) si ha pertanto:

$$\begin{aligned}
Q_{CA} &= Q_{CB} \\
\Delta T_{CA} &= \Delta T_{CB} \\
T_{C_2} &= \frac{T_{C_1} + T_{C_3}}{2}
\end{aligned}
\tag{1.5.9}$$

Per il sistema complessivo si ha infine:

$$Q_C = Q_{CA} + Q_{CB} = Q_{FA} + Q_{FB} \quad (1.5.10)$$

da cui, tenendo conto delle (1.5.4):

$$Q_C = C_C(\Delta T_{CA} + \Delta T_{CB}) = C_C \Delta T_C = 2 \cdot C_F \Delta T_F = 2 \cdot Q_F \quad (1.5.11)$$

e, infine:

$$Q_F = \frac{Q_C}{2} \quad (1.5.12)$$

L'equazione (1.5.11) mostra che nel sistema seriale la quantità di calore complessivamente scambiata dal fluido caldo con i due fluidi freddi è proporzionale alla somma delle variazioni di temperatura del fluido caldo nei due scambiatori di calore.

Come si evince dalla figura 1.5.3, la differenza minima di temperatura (pinch-point) è localizzata all'uscita dello scambiatore in cui evolve il fluido freddo FB, essendo:

$$\Delta T_{min} = T_{C_2} - T_{FB_2} \quad (1.5.13)$$

La localizzazione del pinch-point nel mezzo del processo di raffreddamento del fluido caldo penalizza il recupero di energia termica, impedendo un raffreddamento efficace del fluido caldo, la cui temperatura finale T_{C_3} è limitata proprio da questo vincolo.

La sola possibilità per ridurre la temperatura finale T_{C_3} del fluido caldo, per uno specificato valore della differenza di temperatura ΔT_{min} al pinch-point, sarebbe quella di ridurre il valore della temperatura finale T_{FB_2} del fluido freddo FB, almeno fino a rendere parallele le curve di scambio termico del fluido caldo C e del fluido freddo FB come mostrato in figura 1.5.4, rendendo così uniforme la differenza di temperatura tra i due fluidi lungo tutto lo scambiatore di calore.

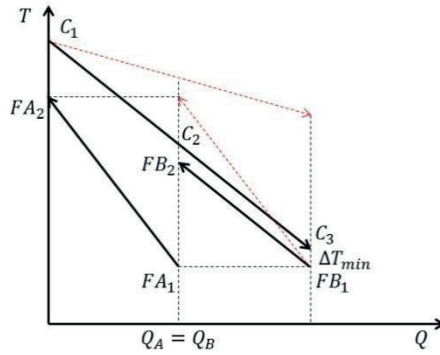


Figura 1.5.4. Condizione ottimale delle curve caratteristiche di scambio termico nel caso di scambiatori di calore in serie.

In questo caso, come si rileva dalla figura 1.5.4, a parità di quantità di calore scambiate dai due fluidi caldo e freddo, si realizza una minore pendenza della curva di scambio termico del fluido freddo FB, a cui corrisponde una maggiore massa di fluido a fronte di una minore temperatura finale, e una maggiore pendenza (in valore assoluto) della curva di scambio termico del fluido caldo, a cui corrisponde una minore massa di fluido per via della minore temperatura finale e, quindi, del maggiore recupero per unità di massa. Questa soluzione, apparentemente ottimale, non è tuttavia ammissibile poiché sarebbe perseguibile solo a condizione di limitare la temperatura T_{FB_2} del fluido freddo FB all'uscita, violando così le specifiche imposte.

Caratteristiche degli scambiatori di calore in parallelo

Con riferimento ai fluidi freddi di uguale capacità termica e uguali temperature estreme riscaldati da un unico fluido caldo di cui al caso precedente, ci si chiede se disponendo i due scambiatori in parallelo, invece che in serie, si possa ottenere un raffreddamento più spinto del fluido caldo e, quindi, un maggiore trasferimento di calore ai fluidi freddi per unità di massa di fluido caldo. Ciò è effettivamente possibile realizzando un sistema di scambio termico con scambiatori di calore disposti in parallelo come mostrato nella figura 1.5.5, che riporta uno

schema funzionale del sistema in oggetto e le relative curve caratteristiche di scambio termico nel piano $T-Q$ ⁴⁴.

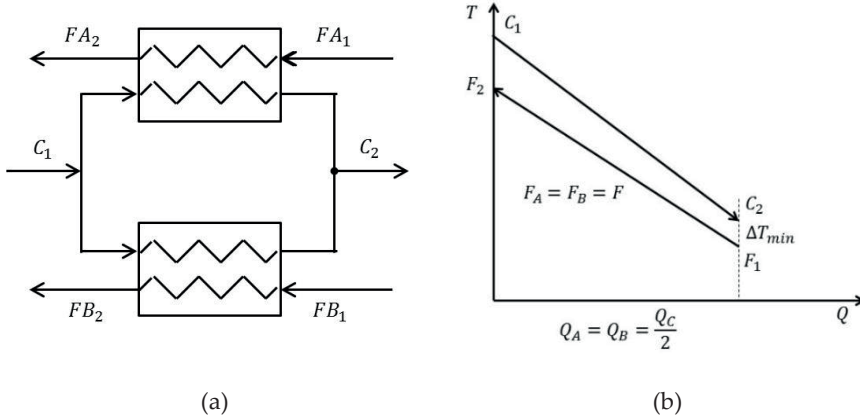


Figura 1.5.5. Schema funzionale (a) e curve caratteristiche (b) di un sistema di scambio termico costituito da due scambiatori di calore in parallelo con fluidi freddi aventi medesima capacità termica e temperature estreme.

In questo caso, il fluido caldo si divide in due flussi distinti che servono separatamente i due scambiatori di calore disposti in parallelo. Per le ipotesi assunte, per i due fluidi freddi valgono sempre le relazioni (1.5.1-1.5.3), mentre per il fluido caldo si ha:

$$\Delta T_{CA} = \Delta T_{CB} = T_{C_1} - T_{C_2} = \Delta T_C \quad (1.5.14)$$

$$Q_{CA} = m_{CA} c_{pC} \Delta T_C = C_{CA} \Delta T_C \quad (1.5.15)$$

$$Q_{CB} = m_{CB} c_{pC} \Delta T_C = C_{CB} \Delta T_C$$

e infine:

⁴⁴ Come per il caso precedente, trattazioni analoghe a quelle che seguono si applicano al caso di un sistema costituito da un solo fluido freddo che scambia calore con due fluidi caldi di uguali capacità termiche e temperature estreme mediante due scambiatori di calore disposti in parallelo.

$$Q_C = Q_{CA} + Q_{CB} = (C_{CA} + C_{CB})\Delta T_C = C_C \Delta T_C \quad (1.5.16)$$

Essendo poi, per simmetria, $Q_{CA} = Q_{CB}$, sarà anche:

$$\begin{aligned} C_{CA} &= C_{CB} \\ m_{CA} &= m_{CB} \end{aligned} \quad (1.5.17)$$

Ma essendo $m_C = m_{CA} + m_{CB}$ sarà di conseguenza:

$$\begin{aligned} m_{CA} &= m_{CB} = \frac{m_C}{2} \\ C_{CA} &= C_{CB} = \frac{C_C}{2} \end{aligned} \quad (1.5.18)$$

In questo caso, entrambi gli scambiatori di calore sono caratterizzati dalle medesime curve di scambio termico del fluido freddo e del fluido caldo, rappresentate in figura 1.5.5 (b). Le due curve di scambio termico riportate in figura, infatti, si possono considerare riferite sia al fluido freddo FA, sia al fluido freddo FB; se si fa riferimento al singolo scambiatore di calore, le quantità di calore rappresentate in ascissa sul piano T - Q sono perciò pari alla metà del calore complessivamente ceduto dal fluido caldo poiché esso, come, detto, si ripartisce in egual misura nei due scambiatori di calore in parallelo. D'altra parte, è anche:

$$Q_C = Q_{FA} + Q_{FB} = (C_{FA} + C_{FB})\Delta T_F = C_{FE}\Delta T_F \quad (1.5.19)$$

Le relazioni (1.5.16) e (1.5.19) mostrano che il sistema dei due scambiatori in parallelo si comporta come un sistema costituito da un solo scambiatore dove il fluido caldo di capacità termica C_C scambia calore con un unico fluido freddo equivalente avente una capacità termica C_{FE} pari alla somma delle capacità termiche C_{FA} e C_{FB} dei due fluidi freddi. In questo caso, ovviamente è $C_{FE} = 2C_F$, essendo $C_{FA} = C_{FB} = C_F$ (cfr. eq. (1.5.1)).

Pertanto, le curve caratteristiche di figura 1.5.5 (b), corrispondono anche alla curva caratteristica del fluido caldo e del fluido freddo equivalente dell'intero sistema costituito dai due scambiatori di calore in parallelo, ove si riporti in ascissa la quantità di calore complessivamente scambiata nei due scambiatori di calore, doppia rispetto a quella scambiata in ciascuno di essi.

Fluidi freddi con uguali temperature estreme ma con capacità termiche diverse

Se i due fluidi freddi hanno capacità termiche C_{FA} e C_{FB} diverse, sempre però a parità di temperature estreme, si avrà:

$$\begin{aligned} Q_{FA} &= C_{FA}\Delta T_F = Q_{CA} = C_{CA}\Delta T_C \\ Q_{FB} &= C_{FB}\Delta T_F = Q_{CB} = C_{CB}\Delta T_C \end{aligned} \quad (1.5.20)$$

Dividendo membro a membro si ottiene:

$$\frac{C_{CA}}{C_{CB}} = \frac{C_{FA}}{C_{FB}} \quad (1.5.21)$$

da cui, essendo $C_C = C_{CA} + C_{CB}$ e $C_{FE} = C_{FA} + C_{FB}$, con semplici passaggi, si ricava:

$$\begin{aligned} m_{CA} &= m_C \frac{C_{FA}}{C_{FE}} \\ m_{CB} &= m_C \frac{C_{FB}}{C_{FE}} \end{aligned} \quad (1.5.22)$$

Le equazioni (1.5.22) mostrano che la massa di fluido caldo si ripartisce nei due scambiatori di calore in misura proporzionale al rapporto tra la capacità termica dei fluidi freddi evolventi negli scambiatori in parola e la capacità termica C_{FE} del fluido freddo equivalente, somma delle capacità termiche C_{FA} e C_{FB} dei due fluidi freddi. Ove sia $C_{FA} = C_{FB}$, come ipotizzato in via preliminare, risulta:

$$m_{CA} = m_{CB} = \frac{m_C}{2} \quad (1.5.23)$$

in accordo con quanto riportato dalle equazioni (1.5.18).

Fluidi freddi con diverse capacità termiche e diverse temperature estreme.

I casi precedentemente esaminati sono di semplice trattazione perché si riferiscono a fluidi freddi con uguali temperature estreme, anche quando le loro capacità termiche sono diverse. Questa condizione, tuttavia, è molto particolare e improbabile, poiché nella generalità dei casi le temperature estreme, nella fattispecie dei fluidi freddi, sono diverse. Ci si chiede come si possa caratterizzare, in questo caso, un fluido freddo equivalente e come si possa determinare e rappresentare la corrispondente curva caratteristica di scambio termico. Il problema, apparentemente complesso, si risolve ricorrendo alle metodologie della cosiddetta "Pinch Analysis", metodologia di analisi per l'integrazione ottimale dei processi sviluppata da Bodo Linnhoff alla fine degli anni '70 del secolo scorso.

In questa sede non si entra nel merito della "Pinch Analysis", oggetto di altri corsi, ma si richiamano solamente i principi informativi utili per risolvere il problema qui di interesse, con riferimento a due casi diversi.

Caso 1)

Siano dati due fluidi "freddi" A e B che si riscaldano il primo da T_{A_1} a T_{A_2} , il secondo da T_{B_1} a T_{B_2} , e sia per ipotesi:

$$T_{A_1} < T_{B_1} < T_{A_2} < T_{B_2} \quad (1.5.24)$$

Il processo di riscaldamento dei fluidi freddi deve avvenire in parallelo a spese del raffreddamento di un solo fluido "caldo". Al fine di definire la configurazione del sistema integrato di scambio termico è necessario ridurre preliminarmente i due fluidi freddi ad un unico fluido freddo equivalente e determinarne la corrispondente curva caratteristica. Il procedimento è relativamente semplice e si basa sull'identificazione di tutti gli intervalli di temperatura individuati dalle quattro

temperature estreme dei due fluidi freddi e delle quantità di calore scambiate da detti fluidi in ciascuno di questi intervalli.

La figura 1.5.6 fornisce una rappresentazione grafica del procedimento. Si traccia una sorta di diagramma in cui si riportano due linee orizzontali parallele su cui si rappresentano gli intervalli di temperatura entro i quali evolvono i due fluidi, il fluido A da T_{A_1} a T_{A_2} , il fluido B da T_{B_1} a T_{B_2} .

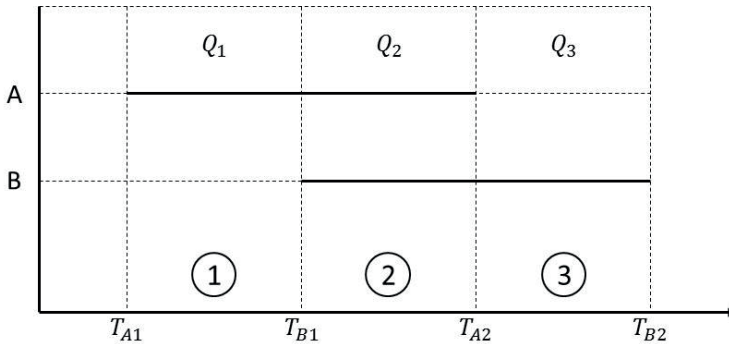


Figura 1.5.6. Rappresentazione degli intervalli di temperatura caratteristici dello scambio termico con fluidi in parallelo – Caso 1.

Nel complesso si identificano tre intervalli di temperatura nei quali il fluido caldo scambia con i fluidi freddi le quantità di calore Q_1 , Q_2 e Q_3 ; specificamente:

- 1) nel primo intervallo, delimitato dalle temperature T_{A_1} e T_{B_1} , è presente il solo fluido A;
- 2) nel secondo intervallo, delimitato dalle temperature T_{B_1} e T_{A_2} , sono presenti entrambi i fluidi A e B;
- 3) nel terzo intervallo, delimitato dalle temperature T_{A_2} e T_{B_2} , è presente il solo fluido B.

Nei tre intervalli i fluidi freddi scambiano con il fluido caldo le seguenti quantità di calore:

$$Q_1 = C_A(T_{B_1} - T_{A_1}) \quad (1.5.25)$$

$$\begin{aligned}
 Q_{2A} &= C_A(T_{A_2} - T_{B_1}) \\
 Q_{2B} &= C_B(T_{A_2} - T_{B_1})
 \end{aligned}
 \tag{1.5.26}$$

$$Q_2 = Q_{2A} + Q_{2B} = (C_A + C_B)(T_{A_2} - T_{B_1}) = C_E(T_{A_2} - T_{B_1})$$

$$Q_3 = C_B(T_{B_2} - T_{A_2})
 \tag{1.5.27}$$

Nel primo intervallo, come detto, il fluido caldo scambia il calore Q_1 con il solo fluido A; così pure nel terzo intervallo, dove il fluido caldo scambia il calore Q_3 con il solo fluido B. Nel secondo intervallo, invece, il fluido caldo scambia il calore Q_2 con entrambi i fluidi freddi A e B. Nella disposizione in parallelo i due fluidi corrispondono ad un unico fluido freddo equivalente caratterizzato da una capacità termica C_E pari alla somma delle capacità termiche C_A e C_B dei singoli fluidi.

La figura 1.5.7 mostra le curve caratteristiche dei due fluidi freddi A e B nella configurazione in serie (a) e la curva caratteristica del fluido freddo equivalente nel sistema di scambio termico con fluidi in parallelo (b). Per comodità di rappresentazione si riporta sulla sinistra la curva del fluido B, con la temperatura finale maggiore, in successione, sulla destra, quella del fluido A.

Nella configurazione in serie il fluido caldo si raffredda dal punto C_1 al punto C_2^* scambiando la quantità di calore Q_B con il fluido freddo B e da C_2^* a C_3^* scambiando la quantità di calore Q_A con il fluido freddo A. Per quanto concerne la configurazione in parallelo, sull'asse delle ordinate si individuano i tre intervalli di temperatura definiti dalle temperature estreme dei due fluidi. Il fluido B evolve dal punto B_1 al punto B_2 passando per il punto B_2^* , dove si ha $T_{B_2^*} = T_{A_2}$. Il fluido A evolve dal punto A_1 al punto A_2 passando per il punto A_1^* , dove si ha $T_{A_1^*} = T_{B_1}$.

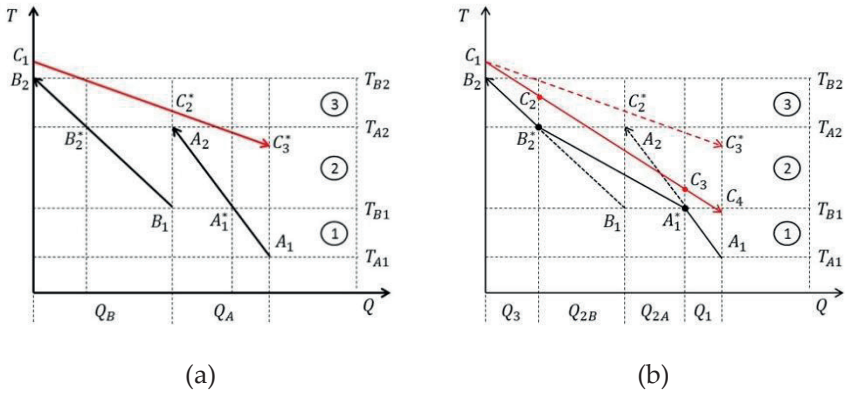


Figura 1.5.7. Curve caratteristiche dei fluidi freddi nel sistema di scambio termico in serie (a) e del fluido freddo equivalente in parallelo (b) – Caso 1.

Nel primo intervallo, come detto, si ha il solo fluido A, quindi, la curva caratteristica equivalente è rappresentata, in questo tratto, dal segmento di curva caratteristica $\overline{A_1 A_1^*}$.

Nel secondo intervallo sono presenti entrambi i fluidi, quindi i due tratti di curva caratteristica $\overline{B_1 B_2^*}$ e $\overline{A_1^* A_2}$ si combinano in parallelo per dar luogo al tratto di curva caratteristica equivalente rappresentato nella figura 1.5.7 (b) dalla congiungente i punti A_1^* e B_2^* , ossia dal segmento $\overline{A_1^* B_2^*}$.

Nel terzo intervallo, infine, si ha il solo fluido B, quindi, la curva caratteristica equivalente è rappresentata, in questo tratto, dal segmento di curva caratteristica $\overline{B_2^* B_2}$. La curva caratteristica complessiva del fluido freddo equivalente, con la quale si combina la curva caratteristica del fluido caldo, è quindi rappresentata nella figura 1.5.7 (b) dalla spezzata $A_1 A_1^* B_2^* B_2$.

Nella figura 1.5.7 (b) è anche riportata, a titolo di esempio, una possibile curva di scambio termico del fluido caldo che cede calore ai due fluidi freddi. Il fluido caldo si raffredda inizialmente, passando dal punto C_1 al punto C_2 , scambiando la quantità di calore Q_3 con il fluido B; quindi, continua a raffreddarsi, passando dal punto C_2 al punto C_3 , scambiando la quantità di calore Q_2 con entrambi i fluidi A e B evolvendo in parallelo; infine completa il raffreddamento, passando dal

punto C_3 al punto C_4 , scambiando la quantità di calore Q_1 con il fluido A.

Come si evince dalla figura 1.5.7, la soluzione in parallelo consente di eliminare il vincolo sulla differenza di temperatura minima imposto dal punto A_2 , spostando tale differenza minima sul punto A_1^* , molto meno vincolante del punto A_2 .

Rispetto al processo in serie, dove sono richiesti due scambiatori di calore, uno per ogni fluido, il processo in parallelo richiede quattro scambiatori di calore, come rappresentato nella figura 1.5.8.

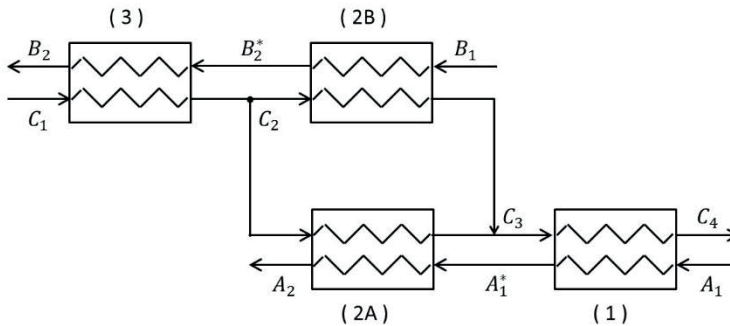


Figura 1.5.8. Configurazione impiantistica del sistema di scambio termico con scambiatori di calore in parallelo – Caso 1.

Il sistema integrato, come si evince dalla figura 1.5.8, è in realtà basato su tre sezioni di scambio termico disposte in serie, corrispondenti ai tre intervalli di temperatura individuati; la prima e l'ultima costituite da un solo scambiatore di calore, quella intermedia costituita da due scambiatori di calore disposti in parallelo.

Il fluido caldo entra nello scambiatore (3) dove si raffredda, passando dal punto C_1 al punto C_2 , scambiando calore con il fluido B che si riscalda passando dal punto intermedio B_2^* al punto finale B_2 . A questo punto il fluido caldo si dirama in due flussi distinti, che alimentano gli scambiatori (2A) e (2B), che si raffreddano, passando entrambi dal punto C_2 al punto C_3 , scambiando calore con il fluido A, che si riscalda passando dal punto intermedio A_1^* al punto finale A_2 , e con il fluido B, che si riscalda passando dal punto iniziale B_1 al punto intermedio B_2^* .

A valle dei due scambiatori (2A) e (2B) i due flussi caldi si ricongiungono nel punto C_3 in un unico flusso; l'intera massa di fluido caldo entra quindi nello scambiatore (1) dove si raffredda, passando dal punto C_3 al punto C_4 , scambiando calore con il fluido A che si riscalda passando dal punto iniziale A_1 al punto intermedio A_1^* .

Caso 2)

Siano dati ancora due fluidi "freddi" A e B che si riscaldano il primo da T_{A_1} a T_{A_2} , il secondo da T_{B_1} a T_{B_2} , e sia ora per ipotesi:

$$T_{A_1} < T_{B_1} < T_{B_2} < T_{A_2} \quad (1.5.28)$$

La figura 1.5.9 fornisce, analogamente alla figura 1.5.6, la rappresentazione grafica degli intervalli di temperatura entro i quali evolvono i due fluidi, il fluido A da T_{A_1} a T_{A_2} , il fluido B da T_{B_1} a T_{B_2} .

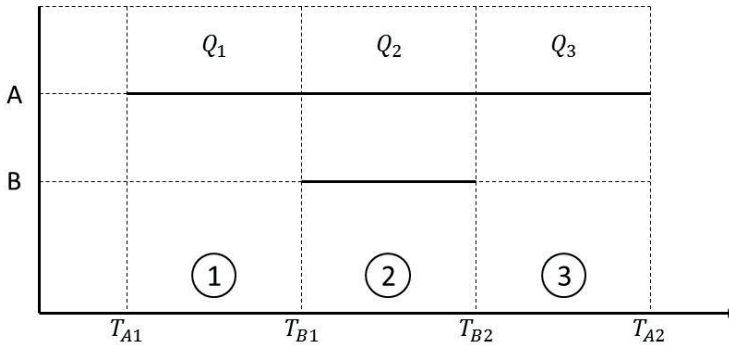


Figura 1.5.9. Rappresentazione degli intervalli di temperatura caratteristici dello scambio termico con fluidi in parallelo – Caso 2.

Anche in questo caso si identificano tre intervalli di temperatura nei quali il fluido caldo scambia con i fluidi freddi le quantità di calore Q_1 , Q_2 e Q_3 ; specificamente:

- 1) nel primo intervallo, delimitato dalle temperature T_{A_1} e T_{B_1} , è presente il solo fluido A;

- 2) nel secondo intervallo, delimitato dalle temperature T_{B_1} e $T_{B_2'}$, sono presenti entrambi i fluidi A e B;
- 3) nel terzo intervallo, delimitato dalle temperature T_{B_2} e $T_{A_2'}$, è presente ancora il solo fluido A.

Nei tre intervalli i fluidi freddi scambiano con il fluido caldo le seguenti quantità di calore:

$$Q_1 = C_A(T_{B_1} - T_{A_1}) \quad (1.5.29)$$

$$\begin{aligned} Q_{2A} &= C_A(T_{B_2} - T_{B_1}) \\ Q_{2B} &= C_B(T_{B_2} - T_{B_1}) \end{aligned} \quad (1.5.30)$$

$$Q_2 = Q_{2A} + Q_{2B} = (C_A + C_B)(T_{B_2} - T_{B_1}) = C_E(T_{B_2} - T_{B_1})$$

$$Q_3 = C_A(T_{A_2} - T_{B_2}) \quad (1.5.31)$$

Nel primo intervallo, come detto, il fluido caldo scambia il calore Q_1 con il solo fluido A; così pure nel terzo intervallo, dove il fluido caldo scambia il calore Q_3 questa volta sempre con il solo fluido A. Nel secondo intervallo, invece, il fluido caldo scambia calore Q_2 con entrambi i fluidi freddi A e B. Nella disposizione in parallelo i due fluidi corrispondono ad un unico fluido freddo equivalente caratterizzato da una capacità termica C_E pari alla somma delle capacità termiche C_A e C_B dei singoli fluidi.

La figura 1.5.10 mostra le curve caratteristiche dei due fluidi freddi A e B nella configurazione in serie (a) e la curva caratteristica del fluido freddo equivalente nel sistema di scambio termico con fluidi in parallelo (b). Per comodità di rappresentazione in questo caso si riporta sulla sinistra la curva del fluido A, con la temperatura finale maggiore, a destra quella del fluido B.

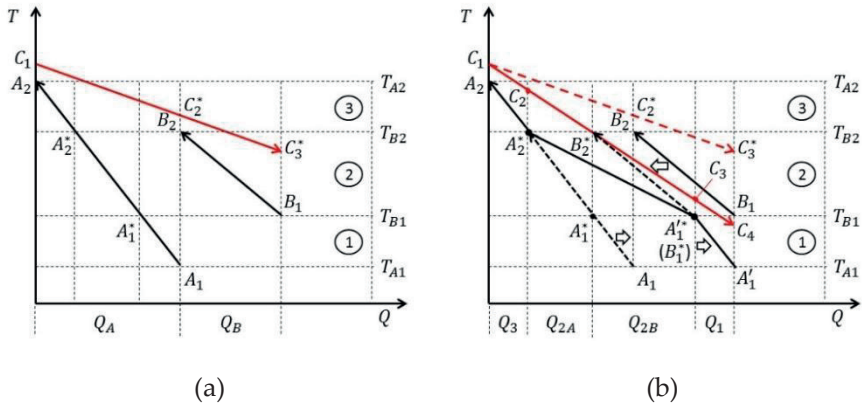


Figura 1.5.10. Curve caratteristiche dei fluidi freddi nel sistema di scambio termico in serie (a) e del fluido freddo equivalente in parallelo (b) – Caso 2.

Nella configurazione in serie il fluido caldo si raffredda dal punto C_1 al punto C_2^* scambiando la quantità di calore Q_A con il fluido freddo A e da C_2^* a C_3^* scambiando la quantità di calore Q_B con il fluido freddo B. Per quanto concerne la configurazione in parallelo, sull'asse delle ordinate, come nel caso precedente, si individuano i tre intervalli di temperatura definiti dalle temperature estreme dei due fluidi. Il fluido A evolve dal punto A_1 al punto A_2 passando per i punti A_1^* , dove si ha $T_{A_1^*} = T_{B_1}$, e A_2^* , dove si ha $T_{A_2^*} = T_{B_2}$. Il fluido B evolve semplicemente dal punto B_1 al punto B_2 .

Nel primo intervallo, come detto, si ha il solo fluido A, quindi, la curva caratteristica equivalente è rappresentata, in questo tratto, dal segmento di curva caratteristica $\overline{A_1 A_1^*}$.

Nel terzo intervallo, si ha nuovamente il solo fluido A, quindi la curva caratteristica equivalente è rappresentata, in questo tratto, dal segmento di curva caratteristica $\overline{A_2^* A_2}$.

Nel secondo intervallo sono presenti entrambi i fluidi, ma in questo caso la costruzione del fluido freddo equivalente è meno immediata. Infatti, i due segmenti $\overline{B_1 B_2}$ e $\overline{A_1^* A_2^*}$, che dovrebbero combinarsi in parallelo, non sono consecutivi ma sono separati dal segmento $\overline{A_1 A_1^*}$. Occorre perciò effettuare una trasposizione dei segmenti in oggetto, come mostrato nella figura 1.5.10 (b), trasladando a sinistra il segmento $\overline{B_1 B_2}$ fino alla posizione finale rappresentata dal segmento $\overline{B_1^* B_2^*}$, tale che il

punto B_2^* si trovi sulla verticale passante per il punto A_1^* ; contestualmente, il segmento $\overline{A_1 A_1^*}$ viene traslato in senso opposto fino alla posizione finale rappresentata dal segmento $\overline{A_1' A_1'^*}$, tale che il punto $A_1'^*$ vada a coincidere con il punto B_1^* . A questo punto i due tratti di curva caratteristica $\overline{B_1^* B_2^*}$ e $\overline{A_1^* A_2^*}$ si combinano in parallelo per dar luogo al tratto di curva caratteristica equivalente rappresentato ora dalla congiungente i punti B_1^* e A_2^* , ovvero i punti $A_1'^*$ e A_2^* .

La curva caratteristica complessiva del fluido freddo equivalente, con la quale si combina la curva caratteristica del fluido caldo, è quindi rappresentata nella figura 1.5.10 (b) dalla spezzata $A_1' B_1^* A_2^* A_2$, ovvero $A_1' A_1'^* A_2^* A_2$.

Nella figura 1.5.10 (b) è anche riportata, a titolo di esempio, una possibile curva di scambio termico del fluido caldo che cede calore ai due fluidi freddi. Il fluido caldo si raffredda inizialmente, passando dal punto C_1 al punto C_2 , scambiando la quantità di calore Q_3 con il fluido A; quindi, continua a raffreddarsi, passando dal punto C_2 al punto C_3 , scambiando la quantità di calore Q_2 con entrambi i fluidi A e B evolventi in parallelo; infine completa il raffreddamento, passando dal punto C_3 al punto C_4 , scambiando la quantità di calore Q_1 ancora con il fluido A.

Come si evince dalla figura 1.5.10, la soluzione in parallelo consente, anche in questo caso, di eliminare il vincolo sulla differenza di temperatura minima imposto questa volta dal punto B_2 , spostando tale differenza minima sul punto B_1^* ($A_1'^*$), molto meno vincolante del punto B_2 .

Rispetto al processo in serie, dove sono richiesti due scambiatori di calore, uno per ogni fluido, il processo in parallelo richiede anche in questo caso quattro scambiatori di calore, come rappresentato nella figura 1.5.11.

Come si evince dalla figura 1.5.11, il sistema integrato è sempre basato su tre sezioni di scambio termico disposte in serie, corrispondenti ai tre intervalli di temperatura individuati; la prima e l'ultima costituite da un solo scambiatore di calore, quella intermedia costituita da due scambiatori di calore disposti in parallelo.

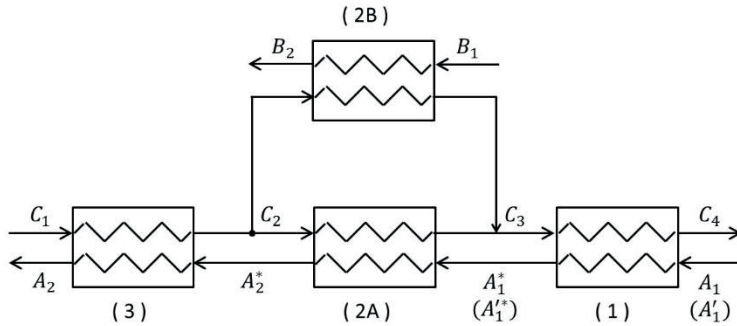


Figura 1.5.11. Configurazione impiantistica del sistema di scambio termico con scambiatori di calore in parallelo – Caso 2.

Il fluido caldo entra nello scambiatore (3) dove si raffredda, passando dal punto C_1 al punto C_2 , scambiando calore con il fluido A che si riscalda passando dal punto intermedio A_2^* al punto finale A_2 . A questo punto il fluido caldo si dirama in due flussi distinti, che alimentano gli scambiatori (2A) e (2B), che si raffreddano, passando entrambi dal punto C_2 al punto C_3 , scambiando calore con il fluido A, che si riscalda passando dal primo punto intermedio A_1^* (A_1') al secondo punto intermedio A_2^* , e con il fluido B, che si riscalda passando dal punto iniziale B_1 al punto finale B_2 .

A valle dei due scambiatori (2A) e (2B) i due flussi caldi si ricongiungono nel punto C_3 in un unico flusso; l'intera massa di fluido caldo entra quindi nello scambiatore (1) dove si raffredda, passando dal punto C_3 al punto C_4 , scambiando calore con il fluido A che si riscalda passando dal punto iniziale A_1 (A_1') al punto intermedio A_1^* (A_1').

Generatore di vapore a recupero con surriscaldatore e risurriscaldatore in parallelo

Le regole di definizione della curva caratteristica equivalente dei fluidi in parallelo sono di semplice e immediata applicazione agli scambiatori di calore disposti in serie all'interno del generatore di vapore a recupero.

Con riferimento alla sezione finale di un generatore di vapore a recupero, la figura 1.5.12 riporta le curve caratteristiche del surriscaldatore, del risurriscaldatore e del tratto terminale del vaporizzatore.

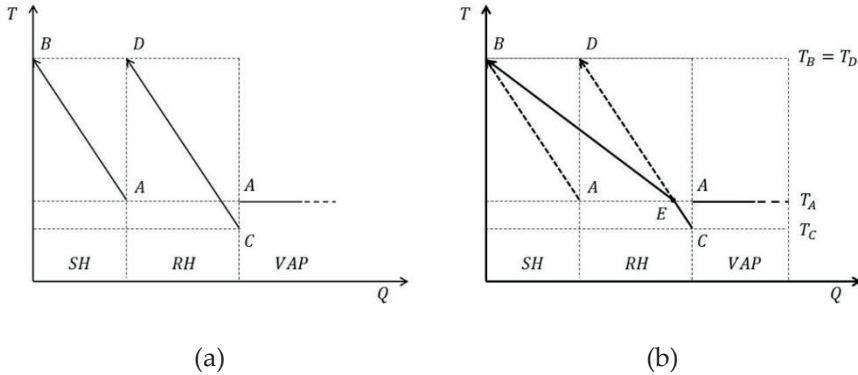


Figura 1.5.12. Curve caratteristiche del surriscaldatore e del risurriscaldatore con temperatura iniziale del vapore risurriscaldato minore della temperatura di saturazione. Disposizione in serie (a) e curva caratteristica equivalente in parallelo (b).

Nel processo in serie, come già osservato, il vapore saturo nelle condizioni del punto A “scavalca” il risurriscaldatore ed entra nel surriscaldatore, dove si surriscalda da A a B; il vapore scaricato dalla turbina di alta pressione nelle condizioni del punto C entra nel risurriscaldatore dove si risurriscalda da C a D. Nella fattispecie si assume che la temperatura iniziale del vapore da risurriscaldare sia minore della temperatura del vapore saturo, ossia $T_C < T_A$. In realtà il surriscaldatore e il risurriscaldatore sono disposti in parallelo e per questo si assume che la temperatura finale sia la stessa per entrambi, ovvero $T_D = T_B$. Per determinare la curva caratteristica equivalente del processo di scambio termico in parallelo occorre prima individuare gli intervalli di temperatura caratteristici; si individuano in tal senso due intervalli di temperatura caratteristici:

- 1) nel primo intervallo, delimitato dalle temperature T_C e T_A , è presente solo il vapore risurriscaldato;

- 2) nel secondo intervallo, delimitato dalle temperature T_A e T_B (ovvero T_D), sono presenti entrambi il vapore surriscaldato e risurriscaldato.

Pertanto, nel primo intervallo la curva caratteristica equivalente sarà rappresentata dal solo tratto C-E corrispondente ad un primo stadio di risurriscaldamento, nel secondo intervallo sarà rappresentata dal tratto E-B corrispondente al surriscaldamento e ad un secondo stadio di risurriscaldamento. L'intera curva caratteristica equivalente è perciò rappresentata dalla spezzata C-E-B. Come già osservato, la soluzione in parallelo rimuove il problema della temperatura del punto D, che nella soluzione in serie sarebbe stato necessario ridurre in conformità alla differenza di temperatura di approccio al risurriscaldatore.

La figura 1.5.13 mostra la configurazione impiantistica del sistema con surriscaldatore e risurriscaldatore in parallelo. I gas di scarico che entrano nel generatore di vapore si ripartiscono tra i due banchi di fasci tubieri in parallelo corrispondenti al surriscaldatore e al secondo stadio (stadio finale) del risurriscaldatore; a valle la totalità de gas investe il primo stadio (stadio iniziale) del risurriscaldatore disposto in serie con i precedenti.

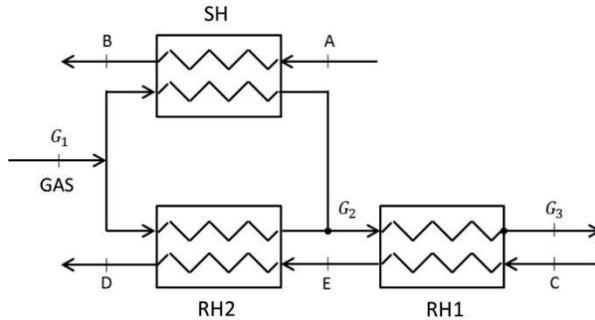


Figura 1.5.13. Configurazione del sistema surriscaldatore-risurriscaldatore in parallelo con temperatura iniziale del vapore risurriscaldato minore della temperatura di saturazione.

La figura 1.5.14, analogamente, rappresenta il caso in cui la temperatura iniziale del vapore da surriscaldare sia maggiore della temperatura del vapore saturo, ossia $T_C > T_A$.

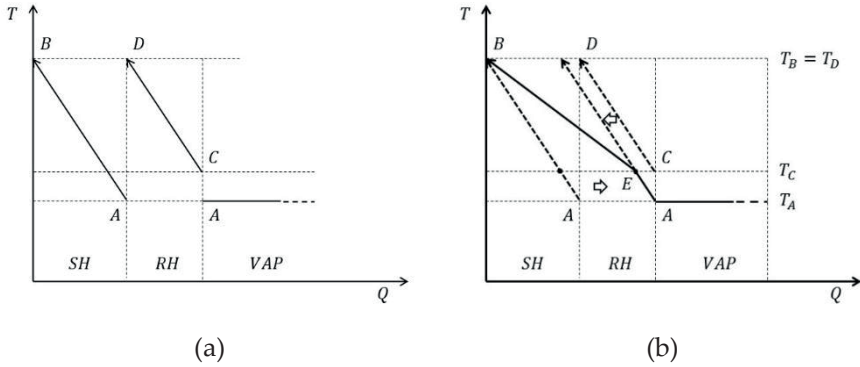


Figura 1.5.14. Curve caratteristiche del surriscaldatore e del risurriscaldatore con temperatura iniziale del vapore risurriscaldato maggiore della temperatura di saturazione. Disposizione in serie (a) e curva caratteristica equivalente in parallelo (b).

Nella figura si individuano sempre due intervalli di temperatura caratteristici:

- 1) nel primo intervallo, delimitato dalle temperature T_A e T_C , è presente solo il vapore surriscaldato;
- 2) nel secondo intervallo, delimitato dalle temperature T_C e T_B (ovvero T_D), sono presenti entrambi il vapore surriscaldato e risurriscaldato.

Pertanto, nel primo intervallo la curva caratteristica equivalente sarà rappresentata dal solo tratto A-E corrispondente ad un primo stadio di surriscaldamento, nel secondo intervallo sarà rappresentata dal tratto E-B corrispondente al risurriscaldamento e ad un secondo stadio di surriscaldamento. L'intera curva caratteristica equivalente è perciò rappresentata dalla spezzata A-E-B.

La figura 1.5.15 mostra la configurazione impiantistica del sistema con surriscaldatore e risurriscaldatore in parallelo. I gas di scarico che entrano nel generatore di vapore si ripartiscono tra i due banchi di fasci

tubieri in parallelo corrispondenti al secondo stadio (stadio finale) del surriscaldatore e al risurriscaldatore; a valle la totalità de gas investe il primo stadio (stadio iniziale) del surriscaldatore disposto in serie con i precedenti.

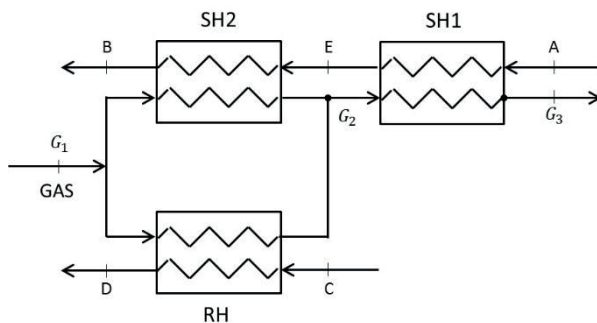


Figura 1.5.15. Configurazione del sistema surriscaldatore-risurriscaldatore in parallelo con temperatura iniziale del vapore risurriscaldato maggiore della temperatura di saturazione.

A questo punto si può riprendere e completare la curva caratteristica dello scambio termico relativa all'impianto illustrato in figura 1.5.1 e abbozzata nella figura 1.5.2. La curva caratteristica completa è ora riportata nella figura 1.5.16 che segue. Nella figura sono evidenziati i campi contrassegnati (1), (2), (3), in cui si ha la presenza di scambiatori di calore in parallelo, lasciati in sospeso nella figura 1.5.2. Le linee a tratto rappresentate in colore rosso in tali campi rappresentano l'evoluzione della temperatura di ciascuno dei due fluidi interessati nelle rispettive apparecchiature di scambio termico disposte in parallelo.

Riprendendo le considerazioni preliminari introdotte con l'esame della figura 1.5.2, l'acqua di alimento entra nel generatore di vapore nelle condizioni 1A e dopo essere stata preriscaldata fino alle condizioni 1A', entra nel degasatore dove si porta in condizioni di saturazione 2A a spese di vapore proveniente dal corpo cilindrico di media pressione. Il liquido saturo viene poi ripreso dalle pompe di media e alta pressione e compresso fino alle condizioni rappresentate, nello schema di figura 1.5.1, dai punti 3A' e 3A'' rispettivamente. Come nella

figura 1.5.2, nella figura 1.5.16 tali punti sono indicati, per semplicità di rappresentazione, come sovrapposti in un unico punto 3A, considerando che anche se la pressione di mandata è diversa, in relazione ai due diversi livelli di pressione, la corrispondente temperatura di fine compressione è circa la stessa. Sempre per semplicità di rappresentazione, inoltre, il punto 3A e il punto 2A all'aspirazione delle pompe sono rappresentati insieme nella stessa posizione, anche se in realtà la temperatura del punto 3A è leggermente maggiore di quella del punto 2A. Si ricorda che il tratto 2A-3A, ove lo si volesse evidenziare, è rappresentato da un segmento verticale perché l'aumento di temperatura è dovuto a energia (lavoro delle pompe) fornita dall'esterno.

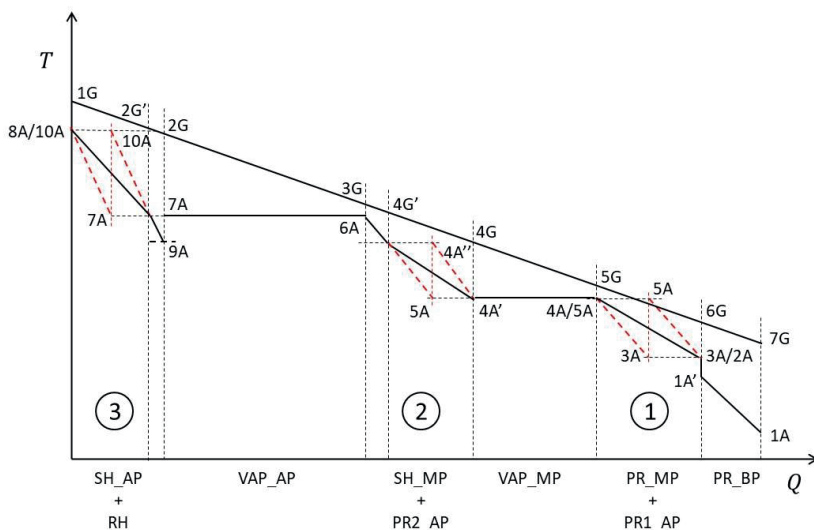


Figura 1.5.16. Rappresentazione completa delle curve caratteristiche di scambio termico relative allo schema impiantistico di figura 1.5.1.

Nella zona (1) si ha il preriscaldatore di media pressione, dove l'acqua di alimento si riscalda dal punto 3A (3A' in figura 1.5.1) fino al punto 4A in condizioni di liquido saturo, in parallelo con il primo stadio del preriscaldatore di alta pressione, dove l'acqua di alimento si riscalda sempre dal punto 3A (3A'' in figura 1.5.1) fino al punto 5A, permanendo in condizioni di liquido compresso in ordine alla pressione più

elevata. Come già supposto durante la discussione della figura 1.5.2, si assume che $T_{5A} = T_{4A}$, cioè che lo scambio di calore tra gas e acqua di ripartisca pressoché equamente nei due preriscaldatori. Pertanto, poiché le temperature a monte e a valle dei due preriscaldatori di media e di alta pressione sono le stesse, la curva caratteristica equivalente è semplicemente rappresentata dalla congiungente i punti 3A e 4A. Nella figura 1.5.16 sono anche rappresentate, con linee a tratto, le curve caratteristiche dei singoli fluidi interessati nelle rispettive apparecchiature di scambio termico.

Nella zona (2) si ha il surriscaldatore di media pressione, dove il vapore saturo si surriscalda dal punto 4A' (che si trova alla stessa temperatura del punto 4A) fino al punto 4A'', in parallelo con il secondo stadio del preriscaldatore di alta pressione, dove l'acqua di alimento si riscalda dal punto 5A (che per ipotesi si trova anch'esso alla stessa temperatura del punto 4A) fino al punto 6A in condizioni di liquido saturo. Con la disposizione dei due scambiatori in parallelo si potrebbe ipotizzare, in prima istanza, che la temperatura del punto 4A'' possa raggiungere lo stesso valore della temperatura del punto 6A, corrispondente alle condizioni di liquido saturo ad alta pressione. Tuttavia, la temperatura del punto 4A'' è stabilita dalla differenza di temperatura di approccio tra gas e vapore di media pressione che, essendo relativa ad un processo di scambio termico tra fluidi in fase gassosa, è di norma maggiore della differenza di temperatura al pinch-point, perciò dovrà essere $T_{4A''} < T_{6A}$. Pertanto, nella zona (2) si avrà una prima sezione di scambio termico con scambiatori di calore in parallelo, surriscaldatore di media pressione e un primo ramo del preriscaldatore di alta pressione, dove entrambi i fluidi raggiungono la temperatura $T_{4A''}$, seguita da una seconda sezione in serie con la precedente, dove si completa il preriscaldamento dell'acqua di alimento fino al punto 6A in un secondo ramo del preriscaldatore di alta pressione.

Nella zona (3), infine, si ha il surriscaldatore di alta pressione, dove il vapore saturo si surriscalda dal punto 7A fino al punto 8A, in parallelo con il risurriscaldatore, dove il vapore di ritorno dalla turbina di alta pressione si risurriscalda dal punto 9A fino al punto 10A. Nella fattispecie si assume $T_{10A} = T_{8A}$ e $T_{9A} < T_{7A}$, pertanto, come già

specificamente discusso, nella zona (3) si avrà una prima sezione di scambio termico con il solo primo ramo del surriscaldatore, dove il vapore surriscaldato si porta dalla temperatura T_{9A} fino alla temperatura T_{7A} , seguita da una seconda sezione di scambio termico con scambiatori di calore in parallelo, surriscaldatore e secondo ramo del surriscaldatore, dove entrambi i fluidi raggiungono la temperatura $T_{8A} = T_{10A}$.

Sul lato gas rimane invariata la sequenza dei punti 1G-7G per coerenza con le figure 1.5.1 e 1.5.2, mentre vengono introdotti i punti 2G' e 4G' in corrispondenza delle variazioni di pendenza (ossia di capacità termica) del fluido equivalente nei sistemi in parallelo SH_AP-RH e SH_MP-PR2_AP.

1.6 Repowering di impianti a vapore

Nel passato numerose centrali termoelettriche a vapore convenzionali, in Italia, in Europa e in altre parti del mondo, sono state oggetto di interventi di rinnovamento e di potenziamento (“repowering”) mediante integrazione con turbine a gas. L’opportunità di un ripotenziamento delle centrali termoelettriche a vapore basato sull’integrazione con turbine a gas ha trovato giustificazione, in passato, nell’esigenza di realizzare in tempi brevi nuova capacità di generazione elettrica in relazione a una domanda crescente e in rapido sviluppo. Rispetto alla realizzazione di nuove centrali termoelettriche a vapore, il ripotenziamento di centrali esistenti, ovviamente inteso come soluzione contingente, presentava i seguenti vantaggi:

- costi di installazione e tempi di realizzazione inferiori;
- rendimento più elevato;
- disponibilità di infrastrutture e servizi già esistenti;
- maggiore flessibilità operativa;
- minore impatto ambientale.

Le soluzioni costruttive generalmente realizzate possono essere classificate in quattro tipologie:

1. repowering con riscaldamento dell'acqua di alimento o "feed-water repowering";
2. repowering con produzione di vapore a media pressione;
3. repowering con utilizzo dei gas di scarico come comburente nel generatore di vapore o "boiler repowering" o anche "hot-windbox repowering";
4. repowering con trasformazione in ciclo combinato convenzionale.

Qui di seguito viene presentata una breve descrizione quattro citate tipologie di repowering, per le quali si rimanda anche al testo:

Giovanni Lozza, "Turbine a Gas e cicli combinati", Società editrice Esculapio, 3a Edizione, Bologna, 2016, pagg. 124-131.

o anche alla precedente edizione:

Giovanni Lozza, "Turbine a Gas e cicli combinati", Società editrice Esculapio, 2a Edizione, Bologna, 2006, pagg. 5.47-5.53.

Repowering con riscaldamento dell'acqua di alimento (feed-water repowering).

Il "feed-water repowering", in breve, consiste nell'integrazione della turbina a gas con la linea rigenerativa dell'impianto a vapore, realizzando una parte del preriscaldamento dell'acqua di alimento a spese del calore sensibile dei gas di scarico, come mostrato nella figura 1.6.1.

I gas di scarico della turbina a gas vengono inviati in uno scambiatore di calore recuperativo che sostituisce una parte degli scambiatori rigenerativi alimentati con vapore spillato dalla turbina, opportunamente intercettati e disattivati. Di norma, lo scambiatore recuperativo sostituisce tutti gli scambiatori rigenerativi di alta pressione o una parte di essi, a partire da quello a pressione più elevata, ossia l'ultimo, sul percorso dell'acqua di alimento. Raramente l'integrazione con lo scambiatore recuperativo alimentato con i gas di scarico della turbina a gas interessa anche la linea rigenerativa di bassa pressione, ossia

scambiatori rigenerativi compresi tra il condensatore e il degasatore. Nondimeno, considerata la maggiore portata d'acqua di alimento evolvente nel circuito di bassa pressione, il preriscaldamento rigenerativo in questo tratto di circuito richiederà una maggiore quantità di vapore spillato.

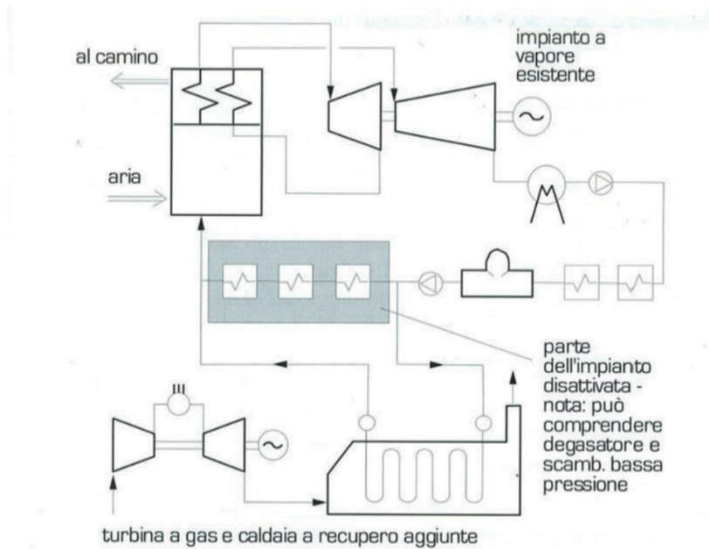


Figura 1.6.1. Repowering con riscaldamento dell'acqua di alimento (feed-water repowering) (Figura tratta da: Giovanni Lozza, "Turbine a Gas e cicli combinati", Società Editrice Esculapio, 3a edizione, Bologna, 15 febbraio 2016).

Questa soluzione di repowering presenta alcune caratteristiche di rilievo, in particolare:

- limitati interventi sulle strutture esistenti, in quanto l'integrazione con la turbina a gas richiede solamente l'esecuzione di un circuito di by-pass con l'inserimento dello scambiatore di calore recuperativo a gas di scarico in parallelo agli scambiatori rigenerativi intercettati, oltre alle modifiche al sistema di regolazione e controllo;
- limitata influenza sulla disponibilità dell'impianto a vapore esistente, in quanto la nuova sezione di impianto può essere realizzata

senza interferire con il funzionamento dell'impianto a vapore, che viene fermato solo al momento della realizzazione delle interconnessioni con lo scambiatore di calore a recupero;

- rapido passaggio al funzionamento autonomo delle singole sezioni a gas e a vapore, in quanto il funzionamento disgiunto delle due sezioni di impianto, quando una delle due deve essere fermata, ad esempio, per esigenze di manutenzione, comporta solo il dirottamento dell'acqua di alimento su uno dei due rami del circuito di bypass.

La sostituzione di parte del processo rigenerativo con il preriscaldamento dell'acqua di alimento a spese dei gas di scarico presuppone la progressiva chiusura di spillamenti, che comporta il progressivo aumento della portata di vapore evolvente in turbina rispetto alle condizioni di progetto e, quindi, un aumento crescente della potenza prodotta dalla turbina. Esistono ovviamente limiti di diversa natura all'aumento della potenza, e specificamente:

- capacità della turbina a vapore, in particolare della sezione di bassa pressione, di tollerare un eccessivo aumento di portata per l'instaurarsi di condizioni soniche negli ultimi stadi, con conseguente blocco della portata (choking);
- capacità del condensatore di sopportare il sovraccarico determinato dalla maggiore portata di vapore scaricata dalla turbina;
- resistenza meccanica di componenti strutturali quali albero motore, cuscinetti e supporti, collegamenti con l'utilizzatore;
- capacità dell'alternatore di convertire in potenza attiva, per via delle maggiori correnti erogate, la maggiore potenza prodotta dalla turbina.

Da quanto sopra è evidente che la chiusura degli spillamenti conseguente all'integrazione con la turbina a gas determina il funzionamento in condizioni diverse da quelle nominali di tutti i componenti dell'impianto, generatore di vapore compreso.

Per una maggiore comprensione degli effetti della chiusura di spillamenti sui vari componenti dell'impianto a vapore si possono considerare tre diversi assetti di riferimento dell'impianto a vapore nel sistema integrato con la turbina a gas:

- A. funzionamento a portata di vapore surriscaldato costante;
- B. funzionamento a portata di vapore al condensatore costante;
- C. funzionamento a potenza costante.

A. Funzionamento a portata di vapore surriscaldato costante

Il generatore di vapore produce una quantità di vapore surriscaldato uguale a quella nominale. Come già osservato, la disattivazione degli scambiatori rigenerativi sostituiti dal preriscaldatore recuperativo a gas di scarico, con la chiusura dei corrispondenti spillamenti di vapore, comporta un aumento della potenza della turbina e della potenza elettrica erogata dall'alternatore, oltre che un sovraccarico del condensatore. Il risurriscaldatore del generatore di vapore, inoltre, è interessato da una maggiore portata in conseguenza della chiusura degli spillamenti di vapore presenti a monte del risurriscaldamento⁴⁵.

In questo caso, l'aumento della potenza della centrale termoelettrica è determinato da due contributi: la potenza della turbina a gas integrata con l'impianto a vapore e l'incremento della potenza dell'impianto a vapore medesimo. A seconda del numero di spillamenti intercettati l'aumento della potenza dell'impianto a vapore può essere considerevole, dell'ordine anche del 20-30%, ammesso che tale aumento di potenza, come già osservato, sia tollerato dai componenti di impianto più direttamente interessati. La potenza della turbina a gas, inoltre, è tanto maggiore quanto maggiore è il numero degli spillamenti intercettati, dovendo far fronte ad una maggiore richiesta di energia termica per il preriscaldamento dell'acqua di alimento. Indicate con P_{CTE} , P_V e P_G rispettivamente le potenze della centrale

⁴⁵ Si osserva, al proposito, che negli impianti a vapore è di norma prevista la possibilità di operare con una potenza di picco maggiore del 10% circa rispetto alla potenza nominale, ottenuta mediante la chiusura dei primi spillamenti di alta pressione, per poter intervenire in soccorso della rete in situazioni di emergenza.

termoelettrica, dell'impianto a vapore e della turbina a gas, l'incremento di potenza della centrale termoelettrica sarà:

$$\Delta P_{CTE} = P_G + \Delta P_V \quad (1.6.1)$$

B. Funzionamento a portata di vapore al condensatore costante

La turbina a vapore scarica al condensatore una portata di vapore uguale a quella nominale. In ordine alla chiusura degli spillamenti intercettati dal by-pass dello scambiatore recuperativo, la portata di vapore surriscaldato immessa in turbina è necessariamente minore di quella di progetto, il che comporta una diminuzione della potenza della turbina e, quindi, della potenza elettrica erogata dall'alternatore. Tutti i componenti dell'impianto, ad eccezione del condensatore, operano in condizioni diverse, e a carico anche significativamente ridotto, rispetto a quelle nominali.

Questo caso è di scarso interesse pratico perché l'aumento della potenza della centrale termoelettrica determinato dall'introduzione della turbina a gas è parzialmente compromesso dalla diminuzione della potenza dell'impianto a vapore, che può essere, in valore assoluto, dello stesso ordine di grandezza dell'aumento di potenza del caso precedente. Rispetto al caso precedente, inoltre, la turbina a gas è caratterizzata da una potenza inferiore essendo preposta al preriscaldamento di una minore portata di acqua di alimento. In questo caso, l'incremento di potenza della centrale termoelettrica sarà:

$$\Delta P_{CTE} = P_G - \Delta P_V \quad (1.6.2)$$

essendo ΔP_V la variazione di potenza dell'impianto a vapore espressa in valore assoluto.

C. Funzionamento a potenza costante

La turbina a vapore opera a potenza uguale a quella nominale, ma ciò non significa che operi in condizioni nominali poiché in ordine alla chiusura degli spillamenti intercettati dal by-pass dello scambiatore

recuperativo, la portata di vapore nelle varie sezioni della turbina è diversa da quella di progetto. Di conseguenza, tutti i componenti dell'impianto, ad eccezione dell'alternatore, operano in condizioni diverse da quelle nominali, ma con scostamenti inferiori e più tollerabili rispetto ai due casi precedenti.

Questo caso è di maggiore interesse pratico perché rappresenta il miglior compromesso tra l'incremento di potenza della centrale termoelettrica e il sovraccarico di alcuni componenti di impianto (turbina di bassa pressione e condensatore) rispetto alle condizioni di progetto. In questo caso, l'incremento di potenza della centrale termoelettrica sarà dato semplicemente dalla potenza della turbina a gas, vale a dire:

$$\Delta P_{CTE} = P_G \quad (1.6.3)$$

Per una migliore comprensione di ciò che avviene nella turbina a vapore, e di conseguenza dei componenti di impianto da cui dipende il suo funzionamento, o che dal suo funzionamento dipendono, si consideri l'esempio illustrato in figura 1.6.2, relativo ad una turbina a vapore in cui sono presenti 4 spillamenti (a). La figura a destra (b) riporta una descrizione qualitativa dell'andamento della portata di vapore nelle diverse sezioni della turbina per le tre diverse condizioni operative di riferimento a portata di vapore surriscaldato costante, a portata di vapore al condensatore costante e a potenza costante. La figura riporta in ascisse la generica posizione corrente lungo l'asse della turbina, che indica qualitativamente lo spazio percorso dal vapore nelle tre sezioni di alta, media e bassa pressione della turbina. In ordinate è indicato, sempre in termini qualitativi, l'incremento relativo della portata massica di vapore nelle tre sezioni della turbina, rispetto alle condizioni nominali, conseguente alla progressiva chiusura degli spillamenti di vapore. In condizioni nominali, ossia in assenza di re-powering, l'intera turbina a vapore opera in condizioni di progetto con tutti gli spillamenti aperti e la curva di portata relativa coincide, per definizione, con l'asse delle ascisse.

Gli spillamenti di vapore, seguendo l'espansione del vapore, sono effettuati, nell'ordine, il primo allo scarico della turbina di alta

pressione, il secondo in una sezione intermedia della turbina di media pressione, il terzo allo scarico della turbina di media pressione e il quarto in una sezione intermedia della turbina di bassa pressione.

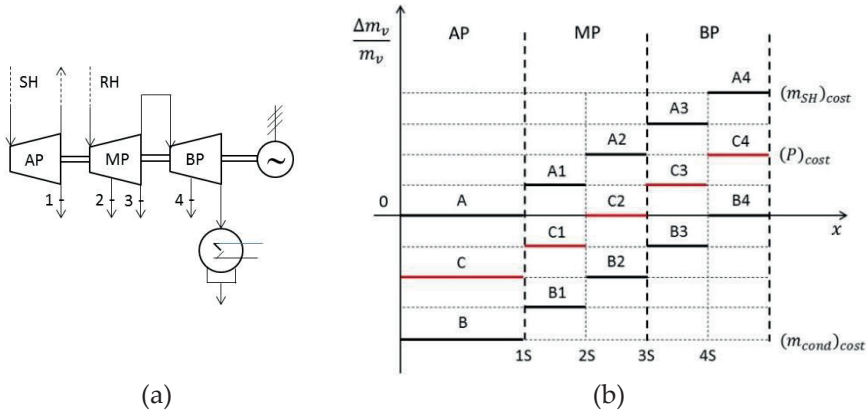


Figura 1.6.2. Schema di turbina a vapore con 4 spillamenti (a) e andamento qualitativo della portata di vapore nelle tre diverse condizioni operative di riferimento (b).

Nel caso di repowering con portata di vapore surriscaldato costante, la portata di vapore è quella nominale, a meno degli effetti della controcompressione allo scarico, in tutta la turbina di alta pressione (tratto A). La chiusura del primo spillamento allo scarico della turbina di alta pressione determina un aumento della portata di vapore nel risurriscaldatore e nella prima sezione della turbina di media pressione (tratto A1), fino al secondo spillamento nella turbina di media pressione. La chiusura del secondo spillamento, intermedio nella turbina di media pressione, determina un aumento della portata di vapore a valle nella seconda sezione della turbina di media pressione (tratto A2), fino al terzo spillamento allo scarico della turbina di media pressione. La chiusura del terzo spillamento, allo scarico della turbina di media pressione, determina un aumento della portata di vapore a valle, nella prima sezione della turbina di bassa pressione (tratto A3), fino al quarto spillamento nella turbina di bassa pressione. La chiusura

del quarto spillamento, intermedio nella turbina di bassa pressione, determina un aumento della portata di vapore a valle nella seconda sezione della turbina di bassa pressione (tratto A4); da qui in poi, la portata di vapore rimane costante fino allo scarico al condensatore. La sequenza dei gradini rappresentativi delle variazioni di portata corrispondenti alla progressiva chiusura dei quattro spillamenti mostra, in termini qualitativi, il progressivo sovraccarico della turbina a vapore e, quindi, del condensatore. È infine evidente, sempre in termini qualitativi, l'incremento di potenza dell'impianto a vapore che ne consegue.

Nel caso di repowering con portata di vapore al condensatore costante, si ha la portata nominale solo dell'ultimo tratto della turbina di bassa pressione dopo il quarto spillamento (tratto B4). Se gli spillamenti di vapore fossero tutti aperti, come in assenza di repowering, la portata di vapore sarebbe quella di progetto in tutto il treno di alta, media e bassa pressione; in ordine alla chiusura dell'ultimo spillamento (spillamento n. 4) la portata a monte sarà minore di quella di progetto (tratto B3). Retrocedendo a monte, in ordine alla chiusura del terzo spillamento la portata di vapore sarà ancora minore rispetto a quella di progetto (tratto B2), e così via con la progressiva chiusura a monte del secondo spillamento (tratto B1) e del primo spillamento (tratto B). In questo caso, la sequenza dei gradini rappresentativi delle variazioni di portata corrispondenti alla progressiva chiusura dei quattro spillamenti mostra, in termini qualitativi, la sensibile riduzione di carico della turbina di alta pressione con la progressiva ripresa di carico, fino al raggiungimento delle condizioni nominali solo nella seconda sezione della turbina di bassa pressione; il generatore di vapore opera, di conseguenza, in marcate condizioni di carico ridotto rispetto alle condizioni nominali. È infine evidente, in termini qualitativi, la riduzione di potenza dell'impianto a vapore che ne consegue.

Nel caso di repowering a potenza dell'impianto a vapore costante, la variazione della portata di vapore in turbina deve essere necessariamente intermedia tra quelle dei due casi precedenti, come qualitativamente rappresentato dai tratti C, C1, C2, C3, C4. Come si evince dall'andamento della portata di vapore rappresentato dai tratti C-C4,

pur essendo la potenza complessiva della turbina a vapore costante, essa non opera in condizioni nominali se non, nella fattispecie, nel solo tratto C2, risultando in progressivo sovraccarico a valle, nei tratti C3 e C4, e sotto-carico, rispetto alle condizioni di progetto, a monte, nei tratti C1 e C. Ne segue, evidentemente, che il generatore di vapore opera a carico ridotto rispetto alle condizioni nominali, dovendo produrre portate di vapore surriscaldato e risurriscaldato minori di quelle di progetto, mentre il condensatore opera in condizioni di sovraccarico, rispetto alle condizioni di progetto, per la maggiore portata di vapore scaricata dalla turbina.

Questa soluzione di repowering non è particolarmente efficiente, poiché il potenziale termodinamico dei gas di scarico della turbina a gas non è sfruttato al meglio delle possibilità. Infatti, per quanto i gas di scarico della turbina a gas siano dell'ordine almeno di 500 °C, nel caso di turbine a gas industriali, la temperatura dell'acqua di alimento alla fine del processo rigenerativo è al più, in genere, intorno a 300 °C, con una differenza rispetto alla temperatura dei gas dell'ordine di 200 °C. Inoltre, la temperatura dell'acqua di alimento all'ingresso dello scambiatore di calore a recupero, se questo sostituisce l'intera linea rigenerativa di alta pressione⁴⁶, è praticamente quella all'uscita del degasatore, corrispondente alla temperatura di saturazione alla pressione vigente nel degasatore, di norma dell'ordine 150-180 °C, per pressioni al degasatore comprese nel campo 5-10 bar. Di conseguenza, la temperatura dei gas all'uscita dello scambiatore di calore a recupero è di almeno una decina di gradi più elevata.

Repowering con produzione di vapore a media pressione

Il repowering con produzione di vapore a media pressione consiste nell'integrazione della turbina a gas con un generatore di vapore a recupero a un livello di pressione, come mostrato nella figura 1.6.3.

⁴⁶ Costituita dagli scambiatori rigenerativi a superficie compresi tra il degasatore e il generatore di vapore.

$$\Delta P_{CTE} = P_G + \Delta P_V \quad (1.6.4)$$

L'aumento di potenza dell'impianto a vapore, d'altra parte, è condizionato dagli stessi limiti già discussi concernenti la capacità della turbina a vapore e del condensatore di tollerare un eccessivo aumento di portata e la capacità dei componenti meccanici ed elettrici di sopportare i sovraccarichi derivanti dalla maggiore potenza prodotta dalla turbina. Ove fosse necessario, pertanto, la produzione di vapore surriscaldato può essere opportunamente diminuita in modo da ridurre la portata all'ingresso della turbina di alta pressione.

Questa soluzione è più efficiente del feed-water repowering, poiché l'energia termica recuperata dai gas di scarico della turbina a gas è utilizzata per produrre vapore ad alta temperatura, invece che per preriscaldare l'acqua di alimento. Anche in questo caso, tuttavia, l'acqua di alimento all'ingresso del generatore di vapore a recupero proviene dal degasatore, a temperature dell'ordine di 150-180 °C, con conseguenti valori ancora elevati della temperatura dei gas reflui rilasciati in atmosfera.

Una soluzione di questo tipo è stata adottata nella centrale termoelettrica ENEL "Alessandro Volta", di Montalto di Castro entrata in esercizio nel 1992. La centrale è costituita da 4 gruppi a vapore polib combustibile da 660 MW, che possono essere alimentati con olio combustibile o con gas naturale. Ciascuno dei quattro gruppi a vapore è integrato con due turbine a gas da 120-125 MW ciascuna (Nuovo Pignone-General Electric da 125 MW e Fiat-Westinghouse da 120 MW), con una potenza di ciascun gruppo combinato di 900 MW e della centrale termoelettrica nel complesso di 3600 MW, all'epoca la più grande d'Europa. A partire dal 2005 la produzione di energia elettrica è stata progressivamente ridimensionata a causa degli elevati costi di produzione dell'energia elettrica legati principalmente ai combustibili utilizzati. Nel 2016 l'ENEL ha avviato un concorso di idee per la riqualificazione del sito a scopo turistico e nel 2019 sono state avviate le procedure di demolizione.

Repowering con utilizzo dei gas di scarico della turbina a gas come comburente nel generatore di vapore (“boiler repowering” o “hot-windbox repowering”)

Il “boiler repowering”, con notazione in breve, consiste nell’integrazione della turbina a gas con il generatore di vapore a combustione, in modo da utilizzare i gas di scarico della turbina a gas come comburente al posto dell’aria atmosferica, come mostrato nella figura 1.6.4.

Questa modalità di integrazione della turbina a gas comporta significativi interventi di modifica del generatore di vapore, in particolare:

- modifica delle “casce d’aria” (windbox);
- sostituzione dei bruciatori;
- modifica delle pareti frontali in prossimità dei bruciatori;
- modifica delle superfici di scambio termico.

Questi interventi impongono la fermata del generatore di vapore, e quindi quella dell’intero impianto a vapore, per una durata prolungata causando, di conseguenza, una riduzione della disponibilità dell’impianto durante l’esecuzione dei lavori.

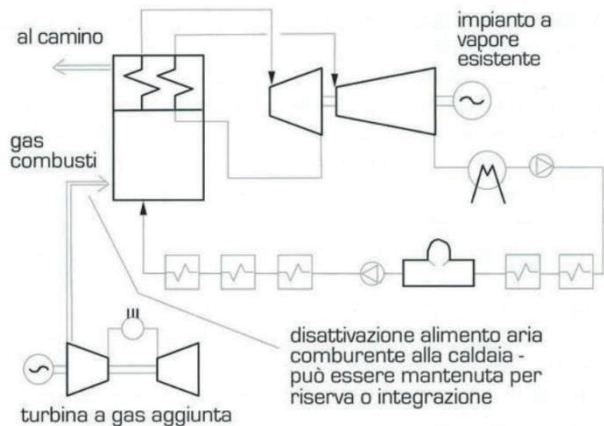


Figura 1.6.4. Repowering con utilizzo dei gas di scarico come comburente (hot windbox o boiler repowering). (Figura tratta da: Giovanni Lozza, “Turbine a Gas e cicli combinati”, Società Editrice Esculapio, 3a edizione, Bologna, 15 febbraio 2016).

L'utilizzo dei gas di scarico della turbina a gas come comburente per la combustione nel generatore di vapore fa venir meno la possibilità di completare il raffreddamento dei gas evolventi nel generatore di vapore nel preriscaldatore Ljungström dell'aria comburente. D'altra parte, a conclusione del processo di scambio termico con l'acqua, a valle degli economizzatori (preriscaldatori dell'acqua di alimento) i gas di combustione presentano una temperatura ancora elevata, dell'ordine di 400÷450 °C, per cui è necessario effettuare un ulteriore recupero di energia termica sostitutivo del preriscaldamento dell'aria. In tal senso, il raffreddamento finale dei gas viene effettuato per mezzo di uno scambiatore di calore recuperativo che, come nel caso del feed-water repowering, sostituisce una parte degli scambiatori rigenerativi alimentati con vapore spillato dalla turbina, opportunamente intercettati e disattivati. Per ragioni che saranno chiarite nel seguito, lo scambiatore recuperativo potrebbe sostituire, in questo caso, anche parte degli scambiatori della linea rigenerativa di bassa pressione.

Questa soluzione di repowering consente di ottenere rendimenti complessivi dell'impianto combinato sensibilmente più elevati rispetto alle precedenti soluzioni basate sul feed-water repowering e sul repowering con produzione di vapore a media pressione. Essa, infatti, è termodinamicamente più efficiente perché i gas di scarico della turbina a gas introdotti nella camera di combustione del generatore di vapore, dove la loro temperatura viene ulteriormente elevata durante la combustione, sono sfruttati nei processi di scambio termico alle temperature più elevate.

Tuttavia, l'utilizzo dei gas di scarico della turbina a gas come comburente presenta alcuni aspetti negativi che comportano significative modifiche costruttive e funzionali del generatore di vapore. Mentre l'aria comburente entra nelle casse d'aria (windbox) che distribuiscono l'aria nei bruciatori a temperature dell'ordine di 300 °C, i gas di scarico della turbina a gas che sostituiscono l'aria comburente entrano nelle casse d'aria a temperature molto più elevate, dell'ordine di 500 °C e oltre. Ciò implica, come premesso, la modifica delle casse d'aria con la sostituzione dei refrattari protettivi e la sostituzione dei bruciatori. Inoltre, il minore contenuto di ossigeno dei gas di scarico rispetto

all'aria, con la presenza di un maggiore contenuto di gas inerti, determina una minore temperatura delle fiamme; la conseguenza, sul piano funzionale, è la sensibile diminuzione dello scambio termico per irraggiamento in camera di combustione⁴⁷, con la conseguente diminuzione della produzione di vapore nei tubi vaporizzatori che si affacciano direttamente in camera di combustione. Per contro, a causa della minore quantità di calore scambiato in camera di combustione, la temperatura dei gas combusti risulta più elevata, rispetto alle condizioni di progetto, nelle apparecchiature di scambio termico successive, in particolare nei surriscaldatori, nei quali, peraltro, si ha una minore portata di vapore per la minore produzione nei vaporizzatori. Ciò comporta il depotenziamento del generatore di vapore rispetto alle prestazioni nominali e la necessità di interventi strutturali sulle superfici di scambio termico dei surriscaldatori, ed eventualmente dei risurriscaldatori, per il riequilibrio del carico termico. Infine, la commutazione al funzionamento separato dell'impianto a vapore, ad esempio nel caso di fermata della turbina a gas per motivi di guasto o di manutenzione programmata, non consente più il funzionamento nelle condizioni nominali originarie a causa delle modifiche costruttive apportate al generatore di vapore.

Per le ragioni suesposte, il depotenziamento del generatore di vapore comporta l'ammissione in turbina di una minore portata di vapore rispetto alle condizioni nominali, per cui l'intercettazione degli spillamenti di vapore che alimentano gli scambiatori di calore rigenerativi implica minori sovraccarichi della turbina medesima e del condensatore rispetto al feed-water repowering. Per questo motivo, ove il bilancio energetico dell'intero sistema lo consentisse, lo scambiatore recuperativo alimentato dai gas di scarico della turbina a gas potrebbe sostituire, come anticipato, anche parte degli scambiatori della linea rigenerativa di bassa pressione. Di conseguenza, in ordine all'incidenza degli spillamenti intercettati sulla potenza della turbina a vapore, la potenza dell'impianto a vapore può risultare maggiore di

⁴⁷ Si rammenta che lo scambio termico per irraggiamento dipende, secondo la legge di Stefan-Boltzmann, dalla quarta potenza della temperatura assoluta.

soprattutto, perché privi di dispositivi di abbattimento degli inquinanti e purificazione dei gas di combustione.

Sul piano tecnico, è opportuno considerare un aspetto di rilievo concernente il funzionamento della turbina a vapore in un assetto completamente diverso rispetto a quello di progetto riferito all'impianto a vapore preesistente. In origine, infatti, l'impianto a vapore è dotato di un circuito rigenerativo alimentato con vapore estratto dalla turbina, per cui la portata massica di vapore evolvente in turbina diminuisce progressivamente lungo l'espansione a causa degli spillamenti.

Il riutilizzo della turbina nel ciclo combinato presuppone un andamento opposto della portata di vapore lungo l'espansione, sia per l'assenza degli spillamenti di vapore, sia per la doppia ammissione ai due livelli di pressione. In prima istanza si potrebbe ritenere che le caratteristiche costruttive e funzionali della turbina (in particolare le caratteristiche geometriche e fluidodinamiche), ottimali per il funzionamento in assetto rigenerativo, siano incompatibili con il funzionamento in assetto non rigenerativo a doppia ammissione. Tuttavia, occorre ricordare che l'impianto combinato opera con pressioni massime del vapore (100÷120 bar) sensibilmente inferiori a quelle tipiche degli impianti a vapore convenzionali (160÷180 bar), per cui nel nuovo assetto in ciclo combinato la turbina a vapore dovrà operare con una pressione massima del vapore inferiore rispetto alle condizioni di progetto dell'impianto a vapore preesistente. D'altra parte, l'esigenza di esercitare la turbina in modo ottimale, massimizzando il suo rendimento nelle nuove condizioni operative, impone di operare in condizioni di similitudine fluidodinamica, vale a dire mantenendo costante la portata ridotta, che, come si ricorderà, è data dalla relazione:

$$\dot{m}_v \frac{\sqrt{T_0}}{p_0} \quad (1.6.5)$$

dove \dot{m}_v , T_0 e p_0 sono rispettivamente la portata massica, la temperatura totale e la pressione totale (temperatura e pressione massima) del vapore all'ingresso della turbina. Supposta invariata la temperatura massima del vapore, la riduzione della pressione massima implica una

proporzionale riduzione della portata massica di vapore, al fine di conservare il valore della portata ridotta. La riduzione della portata massica di vapore all'ingresso della turbina consente perciò di tollerare la chiusura degli spillamenti e l'ammissione intermedia del vapore secondario, seppure operando con un assetto dell'espansione comunque diverso rispetto alle condizioni di progetto.

1.7 Turbine a gas a ciclo misto gas-vapore

Gli impianti combinati con turbine a gas e a vapore sono basati, come si è visto, sull'integrazione di due impianti distinti, l'impianto di turbina a gas e l'impianto a vapore, i cui cicli termodinamici sono perciò separati e indipendenti, ancorché integrati. Questa soluzione ben si adatta agli impianti di grande e media potenza ma non è attuabile in applicazioni di piccola potenza perché gli effetti di scala penalizzano fortemente le prestazioni di entrambe le sezioni a gas e, in particolare, a vapore. Gli impianti di potenza inferiore proposti dai vari costruttori, generalmente basati su turbine a gas di derivazione aeronautica, presentano infatti potenze di norma maggiori di 20-25 MW, con qualche eccezione relativa a soluzioni particolari con potenza dell'ordine di 10-15 MW.

Una soluzione spesso adottata per applicazioni di potenza minore di 10-15 MW, specie nel passato, ma ancora praticata, è quella che consiste nella realizzazione di un ciclo misto gas-vapore, basato su un sistema integrato turbina a gas-generatore di vapore a recupero, dove però il vapore prodotto per mezzo dell'energia termica recuperata dai gas di scarico non viene inviato in una turbina a vapore separata ma viene iniettato nella camera di combustione dell'impianto di turbina a gas e fatto espandere nella stessa turbina come parte integrante dei prodotti della combustione. Il vapore prodotto, quindi, non evolve secondo un ciclo termodinamico separato, ma si integra nel ciclo della turbina a gas costituendo, appunto, un ciclo misto.

La figura 1.7.1 fornisce una rappresentazione schematica dell'impianto di turbina a gas con iniezione di vapore.

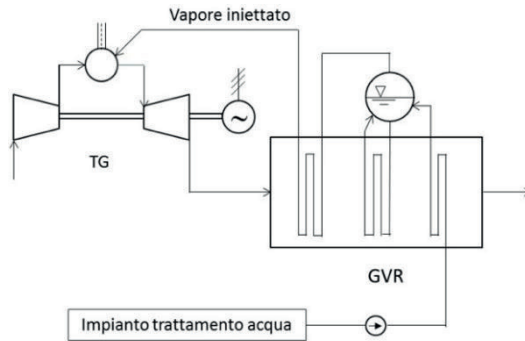


Figura 1.7.1. Schema concettuale di un impianto di turbina a gas con iniezione di vapore.

La peculiarità dell'impianto di turbina a gas a ciclo misto, rispetto all'impianto combinato convenzionale, è rappresentata dalla drastica semplificazione impiantistica derivante dall'eliminazione di alcuni tra i principali componenti dell'impianto a vapore, quali la turbina, il condensatore e il degasatore. Resta solamente il generatore di vapore a recupero, che in questa tipologia di impianto è ad un solo livello di pressione.

L'impianto di turbina a gas a ciclo misto è anche noto, più comunemente, come impianto di turbina a gas con iniezione di vapore, o anche impianto a ciclo Cheng, dal nome del suo inventore che lo brevettò nel 1976, o ancora impianto STIG®. Il termine STIG, acronimo di "Steam injected gas turbine", è un marchio della General Electric e perciò denota solo turbine a gas a ciclo misto di questa marca.

Il vapore viene introdotto nella camera di combustione ad una pressione adeguata, solitamente maggiore del 25÷40% della pressione vigente in camera di combustione, secondo due possibili modalità differenti: premiscelato con il combustibile gassoso, oppure con l'aria primaria all'ingresso della camera di combustione. In entrambi i casi, l'iniezione di vapore determina una diminuzione della temperatura della fiamma nella zona di combustione primaria, dove si hanno rapporti aria/combustibile prossimi al valore stechiometrico o perfino difetto d'aria, con conseguente riduzione della produzione di NOx. La

tecnica dell'iniezione di vapore (o di acqua in fase liquida), è stata ed è ancora utilizzata proprio ai fini della riduzione degli NO_x, ma mentre in queste applicazioni il rapporto massico vapore/aria⁴⁸ è dell'ordine del 2÷3%, nel caso dei cicli misti si può arrivare, fino a valori dell'ordine del 20÷25%. Il limite superiore è sostanzialmente determinato, innanzitutto, dalla capacità produttiva del generatore di vapore in relazione ai vincoli di bilancio energetico stabiliti dall'accoppiamento delle curve caratteristiche di scambio termico al pinch-point; in successione subentrano altri ordini di problemi, tra cui in particolare:

- 1) sollecitazioni meccaniche dovute all'aumento della potenza ottenuto con l'iniezione di vapore rispetto alla soluzione a ciclo semplice, nel caso si utilizzino turbine a gas esistenti piuttosto che turbine a gas specificamente concepite;
- 2) stabilità fluidodinamica del compressore e blocco sonico (choking) della turbina;
- 3) stabilità della combustione;
- 4) azione chimica e meccanica dei sali disciolti nell'acqua utilizzata per la produzione del vapore;
- 5) consumo di acqua.

Alcuni di questi problemi vengono qui di seguito brevemente analizzati.

Aspetti critici dell'iniezione di vapore nelle turbine a gas

Come si mostrerà più approfonditamente nel seguito, l'iniezione di vapore nelle usuali quantità tipiche delle turbine a gas a ciclo misto, produce un significativo aumento di potenza, che nell'accoppiamento della turbina con l'utilizzatore si traduce, a pari velocità di rotazione della macchina, in un significativo incremento della coppia motrice. Ciò pone problemi di tipo strutturale, specie all'albero di trasmissione, ai cuscinetti e agli organi di accoppiamento con l'utilizzatore, come per esempio gli eventuali riduttori di velocità.

⁴⁸ Con riferimento all'aria evolvente nel compressore.

L'incremento di portata in turbina pone invece, indirettamente, problemi di instabilità fluidodinamica del compressore, oltre a un possibile blocco sonico nella stessa turbina. Questi aspetti possono essere facilmente compresi analizzando, per mezzo delle curve caratteristiche del compressore e della turbina, come si modifica il punto di equilibrio del sistema compressore-turbina. Allo scopo, la figura 1.7.2 mostra, in termini qualitativi, le curve caratteristiche ridotte di un sistema accoppiato compressore-turbina.

Le due curve caratteristiche riportano in ascisse le portate ridotte del compressore $\dot{m}_a \frac{\sqrt{T_{01}}}{p_{01}}$ e della turbina $\dot{m}_g \frac{\sqrt{T_{03}}}{p_{03}}$ rispettivamente, mentre in ordinate è riportato il rapporto di compressione β che, a meno delle perdite di carico, è lo stesso per entrambe le macchine. Nelle espressioni delle portate ridotte, \dot{m}_a e \dot{m}_g sono le portate di aria e di gas evolventi rispettivamente nel compressore e nella turbina, T_{01} e p_{01} , T_{03} e p_{03} , le temperature e le pressioni totali rispettivamente all'ingresso del compressore e della turbina. Nei piani caratteristici sono riportate più curve parametrate in funzione della velocità ridotta (o velocità termodinamica) $\frac{n}{\sqrt{T_{01}}}$ per il compressore e $\frac{n}{\sqrt{T_{03}}}$ della turbina.

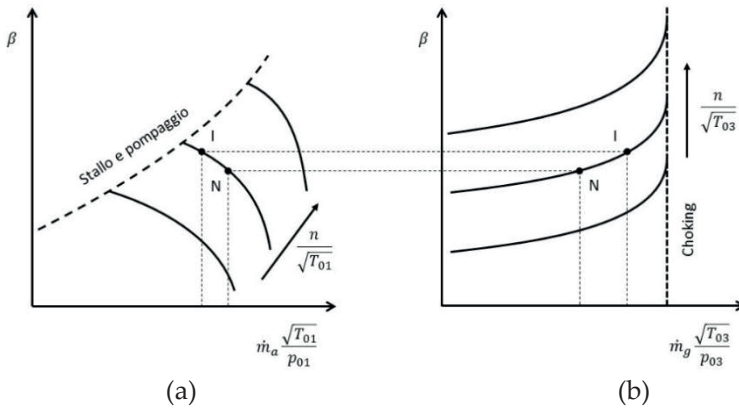


Figura 1.7.2. Curve caratteristiche ridotte di un sistema compressore-turbina. (a) compressore – (b) turbina.

Le curve caratteristiche del compressore sono tanto più ripide quanto maggiore è il numero di stadi del compressore, il che significa che il

compressore è tanto più sensibile alle variazioni di portata quanto maggiore è, appunto, il numero degli stadi. Esse sono delimitate verso l'alto dalla curva di stallo e pompaggio, che rappresenta il limite di funzionamento stabile del compressore.

All'aumentare della portata le curve caratteristiche della turbina tendono tutte a diventare verticali. In queste condizioni, l'invarianza della portata denota il raggiungimento delle condizioni soniche con il conseguente blocco della portata (choking). Ove ciò avvenga, tali condizioni si manifestano negli ugelli dello statore del primo stadio della turbina e perciò non sono influenzate dalla velocità di rotazione dei rotori a valle. Per questo motivo tutte le curve caratteristiche tendono a sovrapporsi sulla stessa verticale.

Si supponga che il punto "N" rappresenti, per specificati valori della velocità ridotta del compressore e della turbina, il punto di funzionamento nominale in assenza di iniezione di vapore, a cui corrispondono determinati valori del rapporto di compressione, uguali per le due macchine, e delle relative portate ridotte. L'iniezione di vapore in camera di combustione determina un aumento della portata in turbina, quindi, il punto di funzionamento sulla curva caratteristica della turbina si sposta dal punto "N" al punto "I", a cui corrisponde un rapporto di compressione più elevato. All'omologo punto "I" sulla curva caratteristica del compressore, stabilito dal nuovo valore del rapporto di compressione, corrisponde invece una portata ridotta nel compressore minore; quindi, in sintesi, un aumento della portata in turbina determina un aumento del rapporto di compressione e una diminuzione della portata nel compressore. D'altra parte, ciò che è più significativo è che al diminuire della portata nel compressore ci si avvicina alle condizioni di instabilità (curva di stallo e pompaggio), eventualità che deve essere scongiurata ponendo un limite adeguato alla massima quantità di vapore iniettabile in camera di combustione.

Un altro limite alla quantità di vapore iniettabile in camera di combustione è imposto dal raggiungimento delle condizioni di "choking" con il blocco sonico della portata in turbina. In tal caso esiste un limite intrinseco alla quantità di vapore iniettabile stabilito dalle caratteristiche della turbina.

L'acqua utilizzata per la produzione del vapore deve essere trattata in maniera molto spinta in modo da eliminare pressoché completamente la presenza di sali e la formazione di ossidi contenenti specie chimiche indesiderate (Cl, Na, K, Pb, V, Ca, Mg, Si, S, ecc.). La General Electric, per esempio, per le proprie turbine STIG ha stabilito un limite massimo della concentrazione dei solidi disciolti pari a 200 ppb (parti per miliardo).

Un altro aspetto da considerare è il consumo di acqua di cui si farà una valutazione più avanti. Il consumo di acqua rappresenta un ulteriore problema poiché, diversamente dagli impianti combinati convenzionali con impianti a vapore a circuito chiuso, negli impianti a ciclo misto il vapore viene scaricato in atmosfera insieme ai prodotti di combustione. Il suo eventuale recupero ai fini del riciclo può essere attuato solo attraverso un processo di condensazione raffreddando ulteriormente i gas reflui; si tratta comunque di un recupero parziale poiché la quantità di vapore che può essere condensata dipende dalla temperatura finale del raffreddamento.

Potenza degli impianti di turbina a gas con iniezione di vapore

Si osserva innanzitutto che ad un incremento $\Delta\dot{m}$ della portata di gas evolvente in turbina, determinato dalla portata di vapore introdotta in camera di combustione, corrisponde un incremento ΔP della potenza della turbina senza un corrispondente aumento della potenza del compressore. L'aumento relativo di potenza, rispetto alla potenza nominale in assenza di iniezione d'acqua è all'incirca pari a quattro volte l'aumento relativo di portata. Si ha cioè:

$$\frac{\Delta P}{P} \cong 4 \frac{\Delta\dot{m}}{\dot{m}} \quad (1.7.1)$$

La relazione (1.7.1) si giustifica facilmente considerando che il vapore surriscaldato che espande in turbina ha un calore specifico circa doppio rispetto a quello dei prodotti di combustione, quindi, espandendo tra le stesse pressioni e temperature iniziali e finali l'unità di massa di vapore produce un lavoro circa doppio rispetto a quello prodotto dall'unità di massa di gas. D'altra parte, nelle moderne turbine a gas il

compressore assorbe circa la metà della potenza prodotta dalla turbina per cui la potenza effettivamente prodotta dalla turbina è circa doppia rispetto alla potenza resa disponibile alla flangia di accoppiamento con l'utilizzatore. Il concetto può essere spiegato più chiaramente ricorrendo al semplice esempio che segue.

Sia dato un impianto di turbina a gas in cui sia prevista l'iniezione di vapore in camera di combustione. In condizioni nominali senza iniezione di vapore la turbina a gas presenta le seguenti caratteristiche di potenza:

$P_T = 200 \text{ MW}$	potenza della turbina (dell'espansore)
$P_C = 100 \text{ MW}$	potenza del compressore
$P_e = P_T - P_C = 100 \text{ MW}$	potenza effettiva disponibile all'utilizzatore

Si effettui ora l'iniezione di vapore in camera di combustione, in quantità pari al 25% della portata di aria \dot{m}_a evolvente nel compressore, sia cioè $\dot{m}_v = 0,25\dot{m}_a$, che può essere qui considerata come un valore limite di riferimento. Trascurando il contributo della portata di combustibile \dot{m}_c , la portata di gas \dot{m}_g evolvente in turbina si può considerare, in prima approssimazione (ciò che interessa in questo esempio sono gli ordini di grandezza), pressoché coincidente con quella evolvente nel compressore, ossia $\dot{m}_g \cong \dot{m}_a$. Aumentando perciò la portata evolvente in turbina del 25% la potenza aumenta di circa il 50%, poiché, come detto, il vapore ha un calore specifico circa doppio rispetto a quello dei gas in assenza di iniezione di vapore. Essendo la potenza della turbina (dell'espansore) pari a 200 MW, l'aumento di potenza ΔP_T dovuto all'iniezione di vapore sarà di circa 100 MW, quindi, in queste condizioni, la potenza dell'espansore aumenterà fino a circa 300 MW. D'altra parte, il compressore non è interessato all'iniezione di vapore quindi la sua potenza sarà sempre di 100 MW, per cui l'aumento di potenza della turbina si traduce interamente in potenza disponibile

all'utilizzatore⁴⁹. In sintesi, con l'iniezione di vapore il bilancio energetico all'asse della turbina si modifica come segue:

$\Delta P_T = 100 \text{ MW}$	aumento di potenza della turbina (dell'espansore)
$P'_T = P_T + \Delta P_T = 300 \text{ MW}$	potenza della turbina con iniezione di vapore
$P'_C = P_C = 100 \text{ MW}$	potenza del compressore con iniezione di vapore
$P'_e = P'_T - P'_C = 200 \text{ MW}$	potenza effettiva disponibile con iniezione di vapore
$\Delta P_e = P'_e - P_e = 100 \text{ MW}$	aumento della potenza disponibile

Come si vede dall'esempio, a fronte dell'iniezione di una portata di vapore pari al 25% della portata di gas si ha praticamente il raddoppio della potenza disponibile, ossia un aumento di potenza del 100% rispetto alle condizioni di riferimento senza iniezione di vapore, pari quindi a quattro volte l'aumento percentuale della portata evolvente in turbina.

L'incremento di potenza che si potrebbe ipoteticamente conseguire con l'iniezione di una portata di vapore nei limiti considerati, ossia dell'ordine del 25% della portata di gas, che come è stato evidenziato è dell'ordine del 100%, è circa doppio rispetto a quello tipico degli impianti combinati a semplice recupero basati su turbine a gas industriali (dell'ordine del 50%), o perfino triplo rispetto agli impianti combinati basati su turbine a gas di derivazione aeronautica (dell'ordine del 30÷35%). Ciò si spiega considerando che il vapore viene introdotto in camera di combustione alla temperatura di produzione nel generatore di vapore, quindi partecipa, come fluido inerte, al processo di combustione nella camera di combustione della turbina a gas, dove la sua

⁴⁹ In realtà ciò non è esatto perché come si è visto l'aumento di portata in turbina è causa di una contropressione che determina un aumento del rapporto di compressione. Ciò, come già osservato, determina a sua volta uno spostamento del punto di funzionamento del compressore che si troverà ad operare con una portata minore.

temperatura aumenta fino al valore previsto all'ingresso della turbina. Volendo fare un paragone con l'impianto combinato convenzionale, si potrebbe considerare questo aspetto come analogo alla combustione supplementare.

Rendimento degli impianti di turbina a gas con iniezione di vapore

A fronte di un maggiore lavoro specifico rispetto agli impianti combinati basati su medesime turbine a gas, gli impianti a ciclo misto presentano rendimenti inferiori. Ciò è dovuto essenzialmente a tre diversi fattori di influenza:

- 1) maggiore consumo di combustibile dovuto al riscaldamento del vapore in camera di combustione fino al raggiungimento della temperatura massima del ciclo;
- 2) perdite per calore sensibile e latente al camino;
- 3) perdite per miscelamento in camera di combustione e allo scarico.

Maggiore consumo di combustibile

Come già discusso, negli impianti combinati convenzionali a semplice recupero, ad una maggiore potenza della sezione a vapore, a parità di potenza della sezione a gas, corrisponde un aumento del rendimento, mentre questo diminuisce se si introduce la combustione supplementare nel generatore di vapore.

Nella fattispecie degli impianti a ciclo misto, il vapore entra in turbina, quale frazione dei prodotti di combustione, a temperature pari a quelle tipiche delle turbine a gas, molto maggiori di quelle che tipicamente si hanno all'ammissione delle turbine a vapore. Perciò, il vapore prodotto nel generatore di vapore a recupero viene surriscaldato in camera di combustione a spese di un maggior consumo di combustibile. Ciò equivale, come detto, ad effettuare una combustione supplementare, che rispetto ad un impianto combinato a semplice recupero dà luogo alla produzione di una maggiore potenza a fronte però di una diminuzione del rendimento.

Il recupero dell'energia termica allo scarico della turbina a gas, con il conseguente aumento della potenza, determina, in ogni caso, un

significativo aumento del rendimento rispetto alla turbina a gas a ciclo semplice di riferimento.

Perdite per calore sensibile e latente al camino

Negli impianti combinati convenzionali a semplice recupero, sono presenti entrambe le perdite per calore sensibile al camino e per calore latente al condensatore. Tali perdite possono essere facilmente quantificate, come ordine di grandezza ricorrendo al semplice esempio che segue.

Sia dato un impianto combinato a semplice recupero di media tecnologia che presenta le seguenti caratteristiche di potenza e rendimento:

$\eta_{IC} = 0,51$	rendimento dell'impianto combinato
$\eta_G = 0,34$	rendimento dell'impianto di turbina a gas
$\dot{E}_G = 100 \text{ MW}$	potenza del combustibile che alimenta la turbina a gas
$P_{IC} = 51 \text{ MW}$	potenza dell'impianto combinato
$P_G = 34 \text{ MW}$	potenza dell'impianto di turbina a gas
$\dot{Q}_{2G} = \dot{E}_G - P_G = 66 \text{ MW}$	potenza termica rilasciata dalla turbina a gas entrante nel GVR
$P_V = P_{IC} - P_G = 17 \text{ MW}$	potenza dell'impianto a vapore
$\eta_V = P_V / \dot{Q}_{2G} = 0,26$	rendimento dell'impianto a vapore
$\eta_{gvr} = 0,80$	rendimento del generatore di vapore a recupero
$\dot{Q}_{1V} = \eta_{gvr} \cdot \dot{Q}_{2G} = 52,8 \text{ MW}$	potenza termica entrante nel ciclo a vapore

Per semplificare si trascura l'influenza del rendimento organico dell'impianto a vapore. Le perdite, distribuite tra calore sensibile e calore latente, sono quindi le seguenti:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{TOT} &= \dot{E}_G - P_{IC} = 49 \text{ MW} && \text{perdite complessive} \\ \dot{Q}_{CS} &= \dot{Q}_{2G}(1 - \eta_{gvr}) = 13,2 \text{ MW} && \text{perdite per calore sensibile al camino} \\ \dot{Q}_{CL} &= \dot{Q}_{TOT} - \dot{Q}_{CS} = 35,8 \text{ MW} && \text{perdite per calore latente al condensatore}\end{aligned}$$

o anche:

$$\dot{Q}_{CL} = \dot{Q}_{2V} = \dot{Q}_{1V} - P_V = 35,8 \text{ MW} \quad \text{perdite per calore latente al condensatore}$$

Di tutta l'energia primaria messa a disposizione della turbina a gas, e quindi dell'intero impianto combinato, il 13,2% è perduto al camino sotto forma di calore sensibile, il 35,8% al condensatore sotto forma di calore latente di condensazione del vapore scaricato dalla turbina.

Nel caso degli impianti a ciclo misto le due tipologie di perdita sono entrambe associate ai gas di scarico, ma mentre nel caso del ciclo combinato il vapore è scaricato al condensatore in condizioni di vapore saturo-umido a temperatura di poco maggiore di quella ambiente, nel caso del ciclo misto il vapore è scaricato dal generatore di vapore a recupero in atmosfera in condizioni di vapore surriscaldato, alla sua pressione parziale nei gas, a temperatura molto più elevata. Pertanto, alla perdita per calore latente associata al vapore, ove questo condensasse in atmosfera a temperatura ambiente, si somma la perdita per calore sensibile dovuta al suo raffreddamento in atmosfera fino alla temperatura ambiente.

Perdite per miscelamento in camera di combustione e allo scarico

Negli impianti a ciclo misto è presente un altro ordine significativo di perdite, non presenti negli impianti combinati convenzionali e non rilevabile da semplici considerazioni basate sul primo principio della termodinamica. Si tratta delle perdite per miscelamento del vapore con altre specie gassose, processo notoriamente irreversibile, in camera di

combustione e allo scarico in atmosfera. Tali perdite corrispondono quantitativamente al lavoro isoterma idealmente ottenibile dall'espansione delle specie miscelate dalla loro pressione parziale iniziale a quella finale dopo il miscelamento.

Come detto, il vapore viene iniettato in camera di combustione a una pressione maggiore di quella vigente all'interno di essa (in un rapporto $1,25 \div 1,40$) ed essendo il vapore allo stato puro la sua pressione parziale coincide con la sua pressione totale. Una volta introdotto in camera di combustione il vapore si miscela con le altre specie presenti, quindi, dopo il miscelamento la sua pressione parziale sarà minore della pressione vigente nella camera di combustione, il cui valore totale, per la legge di Dalton, è la somma delle pressioni parziali di tutte le specie presenti, supposto per semplicità che esse seguano il comportamento volumetrico del gas perfetto. L'esempio seguente serve a chiarire meglio il concetto.

Si consideri il volume di controllo mostrato in figura 1.7.3 dove vige una pressione $p_0 = 10 \text{ bar}$, in cui vengono introdotti aria a 10 bar e vapore a 13 bar ⁵⁰.

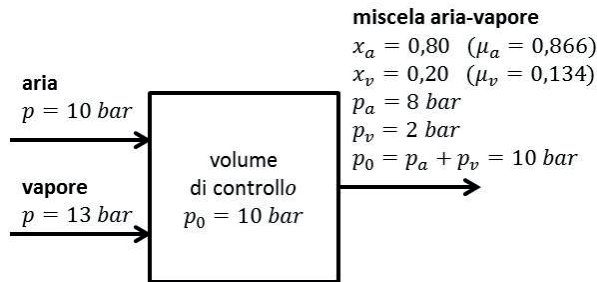


Figura 1.7.3. Processo di miscelamento aria-vapore in date proporzioni.

Da un punto di vista quantitativo, si supponga che dopo il miscelamento le frazioni molari dell'aria e del vapore siano rispettivamente

⁵⁰ L'esempio può essere riferito alla camera di combustione di una turbina a gas in cui la pressione operativa di 10 bar è imposta dalla pressione dell'aria in ingresso, considerando, per semplificare, il solo miscelamento tra aria e vapore, prescindendo cioè dalle variazioni di composizione dovute alle reazioni di combustione.

pari a 0,80 e a 0,20. A tali frazioni molari, poste pari a $28,96 \text{ kg/kmol}$ e a 18 kg/kmol le masse molari medie dell'aria e del vapore, corrispondono frazioni massiche a fine mescolamento rispettivamente pari a 0,866 e a 0,134. Facendo le debite proporzioni, per una massa unitaria di aria all'ingresso del volume di controllo si ha una massa di vapore pari a $0,134/0,866 = 0,155$, quindi nel volume di controllo viene iniettata una quantità di vapore pari al 15,5% della massa d'aria entrante.

Poiché la pressione totale vigente all'interno del volume di controllo non cambia, tutto avviene come se l'aria subisse un'espansione dalla pressione iniziale di 10 bar alla pressione parziale di 8 bar , data dal prodotto della sua frazione molare per la pressione totale vigente in camera di combustione. Parimenti, il vapore è come se subisse un'espansione dalla pressione iniziale di 13 bar alla pressione parziale di 2 bar , data sempre dal prodotto della sua frazione molare per la pressione totale vigente in camera di combustione. I mancati lavori di espansione dell'aria da 10 bar a 8 bar e, soprattutto, del vapore da 13 bar a 2 bar , rappresentano quantitativamente le irreversibilità del processo.

Analoghe irreversibilità si hanno per il vapore contenuto nei gas di scarico all'uscita del generatore di vapore che, portandosi in equilibrio con l'ambiente una volta rilasciato in atmosfera, espande dalla sua pressione parziale iniziale, stabilita dalla composizione di gas, a quella finale del vapore presente nell'atmosfera.

Analisi comparativa delle prestazioni di impianti di turbina a gas con iniezione di vapore

Qui di seguito vengono confrontate le prestazioni caratteristiche di lavoro specifico e rendimento di impianti di turbine a gas con iniezione di vapore con le corrispondenti turbine a gas operanti in ciclo semplice e con impianti combinati basati sulle stesse turbine a gas.

L'analisi è basata sulle curve caratteristiche di prestazione riportate nella figura 1.7.4 per quanto riguarda le turbine a gas a ciclo semplice e nella figura 1.7.5 per quanto riguarda le turbine a gas con iniezione di vapore e gli impianti combinati.

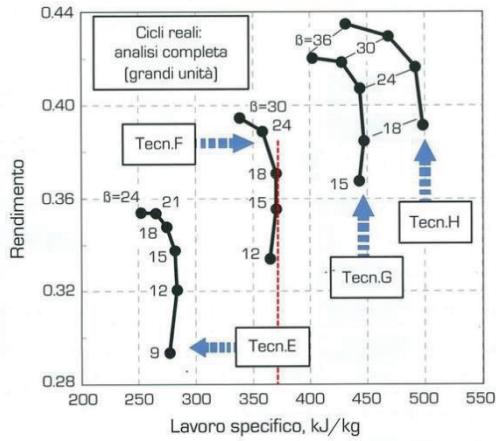


Figura 1.7.4. Curve caratteristiche di prestazione lavoro specifico-rendimento di turbine a gas a ciclo semplice di diversa tecnologia. (Figura tratta da: Giovanni Lozza, "Turbine a Gas e cicli combinati", Società Editrice Esculapio, 3a edizione, Bologna, 15 febbraio 2016).

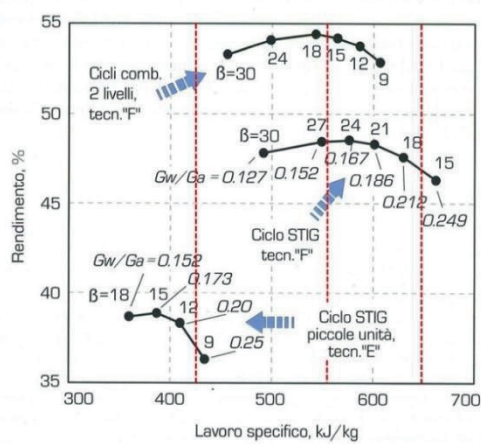


Figura 1.7.5. Curve caratteristiche di prestazione lavoro specifico-rendimento di turbine a gas con iniezione di vapore e impianti combinati basati su turbine a gas di cui in figura 1.7.4. (Figura tratta da: Giovanni Lozza, "Turbine a Gas e cicli combinati", Società Editrice Esculapio, 3a edizione, Bologna, 15 febbraio 2016).

Le curve caratteristiche di prestazione mostrate in figura 1.7.4 riportano sinteticamente i valori del rendimento e del lavoro specifico della turbina a gas in funzione del rapporto di compressione, indicato come parametro corrente sulle curve in oggetto. La tangente verticale alle curve individua il valore del rapporto di compressione relativo alle condizioni di massimo lavoro specifico utile, mentre la tangente orizzontale, ove esistente, individua il valore del rapporto di compressione relativo alle condizioni di massimo rendimento. Nella figura sono riportate 4 curve distinte corrispondenti a "grandi unità"⁵¹ di diversa tecnologia, rispettivamente di tecnologia "H" ($T_{max} = 1600\text{ °C}$), "G" ($T_{max} = 1400\text{ °C}$), "F" ($T_{max} = 1280\text{ °C}$), "E" ($T_{max} = 1100\text{ °C}$).

La figura 1.7.5 mostra le curve caratteristiche, rappresentate con gli stessi criteri, di impianti combinati a 2 livelli di pressione e di un impianto a ciclo misto (qui indicato come ciclo STIG) basati su turbine a gas di tecnologia "F", oltre alla curva caratteristica di un impianto a ciclo misto basato su turbine a gas di piccola potenza di tecnologia "E". Oltre al rapporto di compressione, sulle curve caratteristiche degli impianti a ciclo misto è rappresentato, come parametro corrente, il rapporto massico tra le portate di acqua (vapore) e di aria \dot{m}_w/\dot{m}_a , indicato in figura con la notazione G_w/G_a . Il valore del rapporto G_w/G_a riportato sulle curve caratteristiche è quello massimo possibile in relazione al corrispondente valore del rapporto di compressione: al diminuire del rapporto di compressione, infatti, aumenta la temperatura di fine espansione in turbina e, quindi, la quantità di calore recuperabile dai gas di scarico.

La figura 1.7.5 evidenzia la notevole differenza tra le prestazioni dell'impianto combinato e dell'impianto a ciclo misto. Rispetto all'impianto combinato, infatti, l'impianto a ciclo misto presenta rendimenti minori di 5-6 punti percentuali, che si giustificano con le maggiori perdite di cui si è discusso precedentemente. Il lavoro specifico, invece, è sensibilmente maggiore, sempre per le già esposte ragioni. A titolo di esempio, dalla figura 1.7.4 si vede che con riferimento a turbine di

⁵¹ Si intendono turbine a gas di grande taglia in relazione ai limiti della tecnologia considerata.

tecnologia "F" il massimo lavoro specifico utile si ottiene per valori del rapporto di compressione nel campo 15÷18 e vale indicativamente 370 kJ/kg. Dalla figura 1.7.5 si vede inoltre che per gli stessi valori del rapporto di compressione il lavoro specifico vale circa 560 kJ/kg per l'impianto combinato e circa 650 kJ/kg per l'impianto a ciclo misto.

L'incremento relativo di potenza dell'impianto combinato risulta pertanto:

$$\frac{\Delta P_{IC}}{P_{TG}} = \frac{\Delta l_{u_{IC}}}{l_{u_{TG}}} = \frac{560 - 370}{370} = 0,514$$

mentre l'incremento relativo di potenza dell'impianto a ciclo misto risulta:

$$\frac{\Delta P_{CM}}{P_{TG}} = \frac{\Delta l_{u_{CM}}}{l_{u_{TG}}} = \frac{650 - 370}{370} = 0,757$$

L'incremento percentuale di potenza dell'impianto combinato è dell'ordine del 50%, valore conforme a quanto già mostrato nel corso dello studio degli impianti combinati, mentre quello relativo all'impianto a ciclo misto, dell'ordine del 75%, è sensibilmente maggiore; anche questo risultato è in accordo con quanto precedentemente discusso, ricordando che per gli impianti a ciclo misto l'incremento relativo di potenza può raggiungere, eventualmente, perfino il valore unitario (incremento percentuale del 100%, ovvero raddoppio della potenza).

Valutazione del consumo di acqua

Un aspetto non trascurabile degli impianti a ciclo misto è il consumo di acqua, considerato che il vapore iniettato in turbina e rilasciato dal generatore di vapore non viene di norma recuperato. Si può definire al proposito un indice di consumo specifico di acqua espresso dalla portata d'acqua per unità di potenza \dot{m}_w/P ovvero alla massa d'acqua per unità di lavoro prodotto m_w/L . Se si dividono numeratore e denominatore di queste espressioni rispettivamente per la portata o per la massa di aria evolvente nel compressore si ha:

$$\frac{\dot{m}_w}{P} = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} = \frac{\left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a}\right)}{l} \quad (1.7.2)$$

ovvero:

$$\frac{m_w}{L} = \frac{m_w}{m_a} = \frac{\left(\frac{m_w}{m_a}\right)}{l} \quad (1.7.3)$$

Il consumo specifico di acqua è dell'ordine di $0,3 \div 0,6 (kg_w/s)/MW$ ovvero, $0,3 \div 0,6 kg_w/MJ$. Se si esprime il lavoro in MWh invece che in MJ , il secondo membro dell'equazione (1.7.3) deve essere moltiplicato per $3600 s/h$, per cui si ha:

$$\frac{m_w}{L} = 3600 \frac{\left(\frac{m_w}{m_a}\right)}{l} \quad (1.7.4)$$

Con le unità di misura corrispondenti alla formulazione (1.7.4) il consumo specifico di acqua è dell'ordine di $1 \div 2 kg_w/kWh$ o anche, posta pari a $1000 kg/m^3$ la densità dell'acqua, $1 \div 2 m_w^3/MWh$. Ciò significa, per esemplificare, che un impianto di turbina a gas con iniezione di vapore della potenza di 1 MW consuma una quantità di acqua dell'ordine di $1 \div 2 m_w^3/h$.

Esempio 1

Si consideri ancora la curva caratteristica dell'impianto a ciclo misto di tecnologia "F" di cui in figura 1.7.5. Nel precedentemente esempio di valutazione dell'incremento relativo di potenza si è visto che per un rapporto di compressione dell'ordine di $15 \div 18$ il lavoro specifico utile è pari a circa $650 kJ/kg$ ($0,650 MJ/kg$). Nella stessa curva caratteristica sono riportati i valori del rapporto \dot{m}_w/\dot{m}_a , indicato in figura con la notazione G_w/G_a , che per i dati rapporti di compressione risulta pari a circa $0,230 kg_w/kg_a$. Il consumo specifico d'acqua risulta pertanto:

$$\frac{m_w}{L} = \frac{\left(\frac{m_w}{m_a}\right)}{l} = \frac{0,230}{0,650} = 0,354 \frac{kg_w}{MJ}$$

ovvero

$$\frac{m_w}{L} = 3600 \frac{\left(\frac{m_w}{m_a}\right)}{l} = 3600 \frac{0,230}{650} = 1,27 \frac{kg_w}{kWh} = 1,27 \frac{m_w^3}{MWh}$$

In altri termini, l'impianto consuma una quantità di acqua pari a $1,27 m_w^3/h$ per MW.

Esempio 2

Si consideri ora la curva caratteristica dell'impianto a ciclo misto di tecnologia "E" di cui in figura 1.7.5, considerando, per confronto, un consumo di acqua sempre pari a $0,230 kg_w/kg_a$. In queste condizioni, come risulta dalla curva caratteristica, il lavoro specifico utile è pari a circa $425 kJ/kg$ ($0,425 MJ/kg$). Il consumo specifico d'acqua risulta pertanto:

$$\frac{m_w}{L} = \frac{\left(\frac{m_w}{m_a}\right)}{l} = \frac{0,230}{0,425} = 0,541 \frac{kg_w}{MJ}$$

ovvero

$$\frac{m_w}{L} = 3600 \frac{\left(\frac{m_w}{m_a}\right)}{l} = 3600 \frac{0,230}{425} = 1,95 \frac{kg_w}{kWh} = 1,95 \frac{m_w^3}{MWh}$$

In questo caso l'impianto consuma una quantità di acqua pari a $1,95 m_w^3/h$ per MW.

Capitolo 2

Produzione combinata di energia elettrica e termica o cogenerazione

2.1 Elementi introduttivi e generalità sulla cogenerazione

Le attività produttive in genere, sia industriali che civili, presentano fabbisogni di energia elettrica e di energia termica, soprattutto di processo e per climatizzazione, che generalmente vengono soddisfatti con produzione separata, acquisendo l'energia elettrica da una rete pubblica e producendo autonomamente l'energia termica¹. In questo caso, l'energia elettrica viene prevalentemente prodotta mediante impianti motori termici di grande potenza (impianti a vapore, impianti di turbine e gas, impianti combinati gas-vapore) e, in minor misura da impianti a fonti rinnovabili.

A seconda della tipologia e del livello tecnologico, gli impianti motori termici sono notoriamente caratterizzati da rendimenti di conversione con valori che vanno dal 30÷35% nel caso degli impianti più obsoleti, al 55÷60% nel caso degli impianti combinati di più moderna concezione. Ne segue che una quota dell'energia primaria fornita a tali impianti, dell'ordine del 40÷70% passando dagli impianti più efficienti

¹ O acquisendo anche questa da una rete di distribuzione, generalmente pubblica, come nel caso del teleriscaldamento.

a quelli meno efficienti, non viene convertita in effetto utile ma rilasciata nell'ambiente sotto forma di energia termica. Si tratta, mediamente, di una quantità maggiore del 50% dell'energia primaria utilizzata, che potrebbe essere in gran parte recuperata per produrre un effetto utile sotto forma di energia termica. In tal senso, un approccio più efficiente alla produzione separata delle due forme di energia consiste nel realizzare una produzione combinata di energia elettrica e di energia termica, mediante un unico sistema integrato cosiddetto di "cogenerazione".

Un impianto di cogenerazione è perciò un impianto di generazione che produce in sequenza energia elettrica e un'altra forma di energia termica utile (come calore diretto, vapore o fluidi caldi in genere) in modo più efficiente rispetto alla produzione separata di entrambe le forme di energia. Insieme all'energia elettrica, ad esempio, gli impianti di cogenerazione potrebbero produrre vapore per i più svariati usi di processo tipici del settore secondario (industria metallurgica, chimica, petrolchimica, cartaria, alimentare e manifatturiera in genere), o fluidi caldi (vapore, acqua calda o altri fluidi caldi) per applicazioni tipiche del settore terziario (climatizzazione in edifici commerciali o residenziali, impianti sportivi, ecc.) Gli impianti di cogenerazione più piccoli potrebbero produrre principalmente acqua calda per il riscaldamento domestico o altre applicazioni utili di tipo commerciale, residenziale, ecc. Di fatto, non ci sono limiti di dimensione per qualificare gli impianti di cogenerazione.

Ciò premesso, con il termine "Cogenerazione" si intende quindi la produzione combinata di energia meccanica/elettrica e termica (in inglese Combined Heat and Power, CHP). In breve, la cogenerazione può essere definita come:

- *"l'insieme delle operazioni volte alla produzione di energia meccanica/elettrica e calore, entrambi considerati effetti utili, partendo da una qualsivoglia sorgente di energia".*

Il processo di cogenerazione deve realizzare:

- *"un più razionale uso dell'energia primaria rispetto a processi che producono separatamente le due forme di energia".*

La produzione di energia meccanica/elettrica e termica deve avvenire:

- *“in modo sostanzialmente interconnesso in cascata”*.

La cogenerazione beneficia in Italia di incentivi di vario tipo, anche economici, poiché essa rappresenta una importante opportunità di risparmio energetico. Possono accedere agli incentivi gli impianti che soddisfano determinati requisiti di prestazione energetica. L'attuale normativa, che verrà approfondita nel seguito, regola la cosiddetta *“Cogenerazione ad Alto Rendimento”* (CAR), introdotta dal D.M. 05/09/2011.

La definizione di *Cogenerazione Alto Rendimento* considera l'energia elettrica/meccanica come *“cogenerativa”* se la sua produzione è una funzione derivata del *“calore utile”* richiesto dal processo di valle. In altri termini, *“funzione primaria dell'impianto di cogenerazione è la produzione di energia termica, mentre l'energia elettrica costituisce un sottoprodotto ineluttabile della produzione dell'energia termica”*.

I ruoli dell'energia elettrica e termica sono pertanto invertiti rispetto alle precedenti normative (AEEG 42/02, CIP 6/92, CIP 43/90) che consideravano invece l'energia termica come sottoprodotto ineluttabile della produzione di energia elettrica.

Componenti di un sistema di cogenerazione

Qualunque sia la configurazione, la dimensione e l'applicazione, un impianto di cogenerazione include sempre i seguenti componenti essenziali:

1. Motore primo
 - Motore alternativo a combustione interna
 - Turbina a gas
 - Impianto combinato
 - Microturbina a gas
 - Turbina a vapore
 - Cella a combustibile
 - Motore Stirling
2. Generatore elettrico
3. Sistema di recupero termico

4. Sistema di regolazione

Nel seguito vengono richiamati gli aspetti e le caratteristiche peculiari degli impianti di cogenerazione in relazione alle modalità di integrazione delle due sezioni elettrica/meccanica e termica e alle caratteristiche dei componenti essenziali.

Classificazione dei sistemi di cogenerazione

Gli impianti di cogenerazione possono essere inquadrati in due principali categorie, distinte in relazione alla "collocazione" della sezione di produzione dell'energia elettrica/meccanica (di norma basata su un ciclo termodinamico) nel sistema di cogenerazione:

1. Sistemi "*topping cycle*", in cui la sezione meccanica/elettrica è in testa, mentre la sezione termica è a valle in cascata.
2. Sistemi "*bottoming cycle*", in cui, viceversa, l'energia termica è prodotta in testa all'intero processo cogenerativo mentre l'energia meccanica è prodotta mediante un recupero di energia termica a valle in cascata.

Sistemi "*topping cycle*"

Gli impianti "*topping cycle*" si possono a loro volta inquadrare in due diverse categorie (la differenza è sostanziale sia in relazione alle caratteristiche operativo-funzionali che alla normativa CAR):

1. impianti basati su motori a combustione interna come le turbine a gas e i motori alternativi ad accensione per compressione (diesel) o comandata (otto);
2. impianti a combustione esterna basati su turbine a vapore.

Si inquadrano nella prima categoria, più in generale, tutti gli impianti in cui la produzione di energia termica avviene attraverso un recupero a valle del motore primo senza che la produzione di energia termica interferisca apprezzabilmente con quella di energia elettrica/meccanica. Appartengono a questa categoria anche gli impianti basati su

tecnologie innovative come le celle a combustibile (basate su processi elettrochimici e non su cicli termodinamici) e i motori Stirling.

Gli impianti della seconda categoria possono ulteriormente essere classificati in relazione alla tipologia di turbina a vapore:

1. turbine a vapore a condensazione e spillamento (extraction-condensing);
2. turbina a vapore a contropressione (back-pressure).

In realtà si possono avere anche turbine a vapore di configurazione mista, a contropressione e spillamento.

Gli impianti di cogenerazione basati sui cicli combinati gas-vapore si possono inquadrare in entrambe le categorie a seconda della configurazione della sezione a vapore.

Sistemi "bottoming"

Gli impianti "bottoming" sono meno comuni e sono tipicamente utilizzati nell'industria pesante (produzione dell'acciaio, del vetro, del cemento, dei laterizi, ecc.).

In questi casi si ha un processo produttivo ad alta temperatura (con l'utilizzo di forni) a monte con recupero di calore a valle che viene convertito in energia elettrica/meccanica mediante un ciclo termodinamico, solitamente a vapore d'acqua, ma anche con turbine a gas (es. turbo-expander utilizzati nell'industria petrolchimica e metallurgica) e a fluido organico.

Criteri di scelta

I criteri di scelta del sistema cogenerativo più idoneo per una determinata applicazione sono influenzati principalmente dai seguenti fattori:

- potenzialità termica ed elettrica
- esigenze dell'utenza in termini di energia elettrica e termica (profilo di distribuzione dei carichi elettrico e termico)
- tipo di combustibile utilizzato o disponibile
- flessibilità e capacità di regolazione
- temperatura di riferimento dell'utenza
- mercato (tariffe) dell'energia elettrica

- affidabilità
- aspetti gestionali
- vincoli legislativi e normativi

Modi operativi

Un impianto di cogenerazione può operare in modi diversi che dipendono essenzialmente dagli stessi parametri che ne influenzano la scelta. Un modo di operare dell'impianto di cogenerazione è caratterizzato dal criterio su cui si basa la regolazione della produzione di energia elettrica/meccanica e di energia termica utile.

Più comunemente, l'impianto di cogenerazione può operare secondo i seguenti criteri o modi:

- a. Accoppiamento con il carico termico (heat-match mode)
- b. Accoppiamento con il carico termico di base (base thermal load matching mode)
- c. Accoppiamento con il carico elettrico (electricity-match mode)
- d. Accoppiamento con il carico elettrico di base (base electrical load matching mode)
- e. Modo misto (mixed-match mode)
- f. Funzionamento in "isola" (stand-alone mode)

Qui di seguito viene riportata una breve descrizione delle modalità operative sopra citate.

a. Accoppiamento con il carico termico

L'impianto di cogenerazione si accorda con il profilo termico dell'utenza ("termico segue"), producendo istante per istante l'energia termica richiesta dall'utenza.

In questo caso non è generalmente possibile soddisfare anche la richiesta di energia elettrica dell'utenza (in eccesso o in difetto) e la compensazione avviene attraverso gli scambi con la rete.

b. Accoppiamento con il carico termico di base

L'impianto di cogenerazione produce l'energia termica di base richiesta dall'utenza (carico termico minimo), mentre la

modulazione avviene con sistemi ausiliari di produzione di energia termica.

In questo caso l'impianto funziona al carico nominale (questa soluzione è tipica di impianti poco flessibili, come per esempio impianti a biomasse, e a combustibili solidi in genere). Per l'energia elettrica valgono le stesse considerazioni del punto precedente.

c. Accoppiamento con il carico elettrico

L'impianto di cogenerazione si accorda con il profilo elettrico dell'utenza ("elettrico segue"), producendo istante per istante, l'energia elettrica richiesta dall'utenza.

In questo caso non è generalmente possibile soddisfare la richiesta di energia termica dell'utenza (in eccesso o in difetto) e la compensazione avviene attraverso sistemi ausiliari di produzione termica, di accumulo termico, di dissipazione termica.

d. Accoppiamento con il carico elettrico di base

L'impianto di cogenerazione produce l'energia elettrica di base richiesta dall'utenza (carico elettrico minimo), mentre la modulazione avviene attraverso gli scambi con la rete elettrica. Anche in questo caso l'impianto funziona al carico nominale (soluzione sempre tipica di impianti poco flessibili).

Per l'energia termica valgono le stesse considerazioni del punto precedente.

e. Modo misto

In certi periodi di tempo si realizza l'accoppiamento elettrico in altri periodi l'accoppiamento termico, fondamentalmente in relazione ai costi del combustibile e alle tariffe di cessione e acquisto dell'energia elettrica.

f. Funzionamento in "isola"

L'impianto funziona senza nessuna interazione con l'esterno ed è verosimilmente dotato di sistemi di accumulo dell'energia (elettrica e termica). Per vari aspetti è simile al modo c).

Dal punto di vista puramente energetico, in generale, i modi a) e b) sono quelli che consentono la migliore utilizzazione del combustibile

(il migliore rendimento complessivo). Tuttavia, poiché essi implicano un continuo scambio di energia elettrica con la rete, sul piano economico non sono, in genere, la migliore soluzione operativa poiché può capitare di dover acquistare energia elettrica a tariffe elevate in "ore piene" (di picco) e/o di doverla cedere (vendere) a tariffe basse in "ore vuote" (bassa domanda).

Il modo di funzionare dell'impianto, in tal senso, deve essere gestito in modo da ottimizzare, a seconda dei casi e della più opportuna convenienza, il rendimento del sistema complessivo, le richieste di energia elettrica e termica dell'utenza, il profitto economico in relazione alla variazione nel tempo delle tariffe elettriche.

Il sistema, pertanto, non deve essere gestito secondo regole rigide e predeterminate ma in modo flessibile e adeguato alle esigenze del momento, secondo criteri basati sulla programmazione multi-obiettivo e attuati spesso in "modo misto" con opportuni software di gestione.

Motori primi

Come precedentemente specificato, gli impianti di cogenerazione possono essere basati su un'ampia varietà di motori primi, individuati dalle seguenti tecnologie:

- Motore alternativo a combustione interna
- Turbina a gas
- Impianto combinato
- Microturbina a gas
- Turbina a vapore
- Cella a combustibile
- Motore Stirling

Motori alternativi a combustione interna

Sono utilizzati principalmente negli impianti cogenerativi di piccola e media potenza. Si hanno due tipi principali di MCI alternativi:

1. ad accensione comandata o per scintilla (a ciclo Otto)
2. ad accensione spontanea o per compressione (a ciclo Diesel)

In entrambi i casi l'energia termica è prodotta principalmente attraverso il recupero di calore dai gas di scarico, ad alta temperatura (400-450 °C), e dall'acqua (o aria) di refrigerazione (85-90 °C). Nei motori di potenza più elevata anche attraverso il raffreddamento dell'olio di lubrificazione.

Motori ad accensione comandata

I motori a ciclo Otto per applicazioni cogenerative presentano le seguenti caratteristiche generali:

velocità di rotazione:	750-3.000 rpm (in funzione della potenza)
potenza:	10-1.500 kW (con alcune soluzioni di potenza minore, fino a 1 kW)
rendimento:	25-35%
combustibili:	benzina, GPL, gas naturale, biogas, syngas, etanolo.

Motori ad accensione per compressione

Si possono inquadrare in due principali categorie:

- a due tempi
- a quattro tempi

I motori a quattro tempi possono essere a loro volta distinti in due categorie:

- a media velocità
- ad alta velocità

Motori Diesel a due tempi

Sono grandi motori "lenti" derivati dai motori navali e presentano le seguenti caratteristiche generali:

velocità di rotazione:	<200 rpm
potenza:	1-50 MW
rendimento:	45-53%

combustibili: gasolio, olio combustibile denso (HFO, heavy fuel oil), olio combustibile leggero (LFO, light fuel oil), GPL, gas naturale, syngas.

Motori Diesel a quattro tempi a media velocità

Sono motori di media potenza derivati da motori per trazione stradale o ferroviaria o anche per propulsione di imbarcazioni di medio displacemento e presentano le seguenti caratteristiche generali:

velocità di rotazione: 400-1.000 rpm

potenza: 0,5-20 MW

rendimento: 35-48%

combustibili: gasolio, olio combustibile leggero, olio combustibile denso, GPL, gas naturale, syngas.

Motori Diesel a quattro tempi ad alta velocità

Sono motori di potenza medio-bassa generalmente derivati da motori per trazione stradale e presentano le seguenti caratteristiche generali:

velocità di rotazione: 1.000-2.000 rpm

potenza: 100-2.000 kW

rendimento: 35-40%

combustibili: gasolio, olio combustibile leggero, GPL, gas naturale, syngas.

Turbine a gas

Esistono principalmente due tipologie di turbine a gas a ciclo semplice (ciclo Joule-Brayton):

1. turbine a gas di derivazione aeronautica (aero-derivative gas turbines)
2. turbine a gas industriali (heavy duty o heavy frame gas turbines)

Le prime hanno potenze massime fino a circa 60 MW, rendimenti nel campo 35-42% e rapporti di compressione elevati (25-40), per poter conseguire rendimenti più elevati.

Le seconde hanno potenze anche dell'ordine di 500 MW, rendimenti nel campo 25-42% (in funzione della potenza e della tecnologia) e rapporti di compressione inferiori (10-23), ottimizzati per le condizioni di massimo lavoro utile.

Le macchine di elevata potenza (oltre 100 MW) sono poco utilizzate nel campo della cogenerazione, dove sono richieste, di norma, potenze inferiori.

Esistono anche altre tipologie di turbine a gas basate su cicli più complessi.

Combustibili: gassosi (gas naturale, syngas, ecc.), liquidi leggeri pregiati (avio, kerosene, gasolio, ecc.)

Turbine a gas a cicli complessi

Altre tipologie di turbine a gas a ciclo più complesso sono:

- turbine a gas a ciclo "Cheng" (con iniezione di vapore)
- turbine a gas a ciclo rigenerato
- turbine a gas con compressione inter-refrigerata e con doppia combustione

Possono essere a uno o due assi.

Le turbine a gas a ciclo "Cheng" sono tipicamente caratterizzate da potenze inferiori a 10 MW.

Le turbine a gas a ciclo rigenerato sono tipicamente caratterizzate da potenze inferiori a 5 MW. Il ciclo rigenerato è tipico delle microturbine a gas.

Le turbine a gas con compressione inter-refrigerata e con doppia combustione sono tipicamente turbine di potenza medio alta (100-300 MW).

Impianti combinati

Sono basati essenzialmente sulle turbine a gas, di entrambe le tipologie (aero-derivate e industriali).

L'energia termica utile per scopi cogenerativi può essere ottenuta prelevando vapore in vari punti a seconda del livello di temperatura e pressione richiesto (dai corpi cilindrici di alta, media e bassa pressione

nel caso di impianti a più livelli di pressione) o anche dalla turbina a vapore.

Microturbine a gas

Sono turbine a gas derivate dalle piccole turbine a gas utilizzate per alimentare i servizi ausiliari a bordo degli aeromobili.

Utilizzano compressori e turbine monostadio a flusso radiale (simili ai turbocompressori per la sovralimentazione dei MCI alternativi).

Sono di norma basate su cicli rigenerati per ottenere rendimenti relativamente elevati (intorno al 30%) dovendo operare a temperature massime non elevate (900-1.000 °C).

In generale sono macchine a due assi con due turbine distinte:

- generatore di gas caldi (gruppo turbina-compressore)
- turbina di potenza (gruppo turbina-alternatore)

Le potenze variano nel campo 25-250 kW.

Potenze più elevate possono essere ottenute realizzando sistemi modulari.

La velocità di rotazione può arrivare a 120.000 rpm.

Utilizzano gli stessi combustibili delle turbine a gas convenzionali.

Impianti con turbine a vapore

Sono il motore primo più comunemente utilizzato nella cogenerazione industriale e nel teleriscaldamento, potendo soddisfare svariate esigenze di pressione e temperatura.

Esse possono essere, come detto, a condensazione e spillamento o a contropressione, o anche a contropressione con spillamento. Gli spillamenti possono essere molteplici in modo da soddisfare diverse esigenze di pressione e temperatura delle utenze termiche.

Le potenze variano nel campo 2-80 MW. Esistono turbine a vapore di potenza inferiore (anche qualche decina di kW) ma hanno prestazioni scadenti e sono antieconomiche, poiché il rendimento della turbina è fortemente influenzato dalla taglia.

Gli impianti a vapore cogenerativi sono del tutto simili, per configurazione, agli impianti a vapore per sola produzione elettrica, con

complessità crescente con la taglia. Essi presentano rendimenti (riferiti alla sola produzione elettrica) che dipendono dal tipo di turbina. In particolare, gli impianti con turbine a contropressione hanno rendimenti inferiori poiché il ciclo termodinamico ha rendimenti inferiori per via della maggiore pressione/temperatura allo scarico.

L'impianto di cogenerazione con turbine a vapore a contropressione, d'altra parte, ha un maggiore rendimento complessivo (riferito a entrambi gli effetti utili) per ragioni che verranno chiarite nel seguito.

Rispetto agli impianti con turbine a condensazione e spillamento, tuttavia, gli impianti con turbine a vapore a contropressione hanno un minore rapporto elettricità/calore.

combustibili: gasolio, olio combustibile denso, olio combustibile leggero, gas di processo, gas naturale, syngas, combustibili solidi fossili e rinnovabili.

Pile a combustibile (fuel cell)

Le pile a combustibile convertono l'energia potenziale chimica del combustibile (idrogeno o combustibili gassosi ricchi di idrogeno) in energia elettrica. La conversione avviene per via elettrochimica e non attraverso un ciclo termodinamico.

Le pile a combustibile sono alimentate essenzialmente con idrogeno o con combustibili gassosi ricchi di idrogeno. Alcune tipologie richiedono esclusivamente idrogeno puro, altre possono essere alimentate con syngas contenente anche monossido e biossido di carbonio, oltre che idrogeno. Esse rappresentano una tecnologia emergente e sono rivolte ad applicazioni di nicchia.

Un sistema di generazione con pile a combustibile è costituito da tre componenti fondamentali:

- Un reformer per la produzione di idrogeno a partire da altri combustibili o vettori di idrogeno (metano, propano, metanolo, etanolo, dimetiletere, ecc.). Il reformer non è necessario se si dispone di idrogeno prodotto in altri modi (ad esempio tramite elettrolizzatori alimentati con energia elettrica da fonti rinnovabili).

In ogni caso è necessario un sistema per la produzione dell'idrogeno.

- La pila a combustibile (stack) dove l'idrogeno e l'ossigeno (contenuto nell'aria di alimentazione) reagiscono mediante opportune reazioni elettrochimiche.
- L'energia elettrica è prodotta in corrente continua, pertanto, è necessario un inverter per la sua conversione in corrente alternata.

Esistono diverse tecnologie delle celle a combustibile già sul mercato e in via di sviluppo. Esse differiscono per il tipo di elettrolita utilizzato e per la temperatura di funzionamento:

- Celle a combustibile ad acido fosforico (phosphoric acid fuel cells, PAFC)
- Celle a combustibile a elettrolita polimerico (proton exchange membrane fuel cells, PEMFC)
- Celle a combustibile a carbonati fusi (molten carbonate fuel cells, MCFC)
- Celle a combustibile a ossidi solidi (solid oxide fuel cells, SOFC)

Celle a combustibile ad acido fosforico:

- Operano a temperature di circa 150 °C
- Potenze degli stacks fino a 200 kW
- Sono state le prime disponibili a livello commerciale

Celle a combustibile a elettrolita polimerico:

- Operano a temperature di circa 80 °C
- Le potenze degli stacks vanno da pochi kW a circa 250 kW
- Si prestano per svariati usi civili, come per esempio sistemi di backup e di autotrazione, e militari, in applicazioni fisse, mobili e per la propulsione navale (es. sommergibile italo-tedesco U-212A)

Celle a combustibile a carbonati fusi:

- Operano a temperature di circa 600-650 °C

- Sono concepite per usi industriali di grande potenza (fino a 50-100 MW) ma finora non hanno ancora applicazioni commerciali significative
- Cicli combinati basati sulle MCFC possono conseguire rendimenti di circa 80%

Celle a combustibile a ossidi solidi:

- Operano a temperature nel campo 600-1000 °C
- Le potenze degli stacks sono per ora limitate a 20-25 kW, in prospettiva fino a 150-200 kW
- Si prestano principalmente per applicazioni cogenerative a livello residenziale e domestico

Motori Stirling

I motori Stirling rappresentano una delle più moderne tecnologie per la micro-cogenerazione.

Si tratta di motori alternativi a combustione o fonte termica esterna e pertanto possono essere alimentati con combustibili diversi, gassosi (gas naturale, biogas, syngas), liquidi e solidi (biomasse) e, più in generale, con qualsiasi fonte di calore (es. energia solare, "cascami" di calore, ecc.).

Sono commercialmente disponibili sistemi cogenerativi basati su motori Stirling con potenze elettriche nel campo 1-100 kW; tali sistemi si prestano per applicazioni della micro-cogenerazione anche a livello residenziale e domestico.

Generatori elettrici

Un sistema di cogenerazione per produzione di energia elettrica, ad eccezione delle pile a combustibile, richiede un generatore elettrico azionato dal motore primo. I generatori elettrici si distinguono in tre principali tipologie:

- generatori sincroni
- generatori asincroni (o a induzione)
- generatori a corrente continua (dinamo)

Generatori sincroni:

- La corrente di eccitazione dei poli è fornita da un generatore in corrente continua solidale con il generatore elettrico, ovvero da un raddrizzatore statico alimentato dallo stesso generatore o da un sistema autonomo.
- Essendo sistemi autoeccitati (dotati cioè di dispositivi propri di eccitazione) possono funzionare in modo indipendente, anche in maniera isolata, da qualsiasi fonte di potenza esterna. Per questo motivo i generatori sincroni sono le macchine elettriche più comunemente utilizzate negli impianti di cogenerazione, specie per le potenze più elevate.
- Essendo indipendenti dalla rete, inoltre, sono le macchine più versatili per la regolazione della tensione e della frequenza di rete.

Generatori asincroni (o a induzione):

- Non hanno un sistema proprio di eccitazione (sono simili ai motori a induzione) quindi possono operare solo se connessi ad una sorgente esterna di potenza reattiva, ad esempio la rete elettrica.
- Se la rete non funziona il funzionamento del generatore viene interrotto.
- Se la macchina è in un sistema "stand alone" è necessario installare un sistema di eccitazione esterna.

Generatori a corrente continua (dinamo):

- Il loro utilizzo nella cogenerazione è limitato a sistemi di piccola potenza o a sistemi stand-alone.

Velocità di rotazione

Una caratteristica funzionale importante è la velocità di rotazione del motore primo, in relazione al suo accoppiamento con il generatore elettrico. In particolare:

- I motori alternativi a combustione interna operano a velocità compatibili con le velocità dei generatori elettrici (≤ 3.000 rpm) cosicché è sempre possibile un accoppiamento diretto.

- Le turbine a gas monoalbero di potenza medio-piccola operano di norma a velocità elevate (≥ 3.000 rpm) per cui è di norma necessario un riduttore di velocità.
- Le turbine a vapore e a gas multistadio di media-grande potenza operano di norma a velocità compatibili con il generatore elettrico (3.000 rpm) ed è quindi generalmente possibile l'accoppiamento diretto.
- Le microturbine a gas operano a velocità di rotazione molto elevata (fino a 120.000 rpm), perciò è problematico l'accoppiamento meccanico con un generatore a bassa velocità (3.000 rpm) utilizzando un riduttore meccanico con un rapporto di riduzione così elevato. Inoltre, la velocità di rotazione della microturbina non è costante, pertanto, non è possibile il sincronismo con una rete (o microrete) in corrente alternata.

Di conseguenza, la sezione di generazione elettrica deve essere basata su macchinari e componenti idonei. Si utilizzano, allo scopo, generatori elettrici a magneti permanenti (sincroni) ad alta velocità a frequenza variabile, che viene convertita alla frequenza di rete mediante un doppio sistema di conversione AC-DC-AC.

Questi dispositivi possono inoltre funzionare come motori elettrici sincroni di lancio nella fase di avviamento della macchina.

Tensione del generatore elettrico

Altra caratteristica importante è la tensione del generatore. In generale tanto più elevata è la tensione di generazione tanto minori sono le perdite, ma non è comunque conveniente realizzare macchine di piccola potenza ad elevato voltaggio. Di norma, si utilizzano generatori trifase con i seguenti campi di tensione e potenza:

- 400 V (bassa tensione) per potenze apparenti fino a 500-1.000 kVA;
- 3-6 kV per potenze apparenti nel campo 750-2.500 kVA;
- 6-20 kV per potenze maggiori.

2.2 Indici di merito della cogenerazione

La cogenerazione consente di realizzare in un unico sistema integrato la produzione combinata di energia elettrica e termica che altrimenti andrebbero prodotte separatamente in impianti specifici per la produzione di sola energia elettrica (centrali elettriche) e di sola energia termica (generatore di calore in senso lato). La figura 2.2.1 mostra una schematizzazione dei processi di cogenerazione e di generazione separata di energia elettrica e termica. Nella figura vengono indicate con E , L , Q ed R rispettivamente l'energia primaria fornita all'impianto, l'energia meccanica/elettrica² e l'energia termica quali effetti utili e l'energia non trasformata in effetto utile e rilasciata nell'ambiente. I pedici L e Q denotano l'energia primaria e l'energia rilasciata nell'ambiente relative agli impianti di sola produzione elettrica e di sola produzione termica rispettivamente.

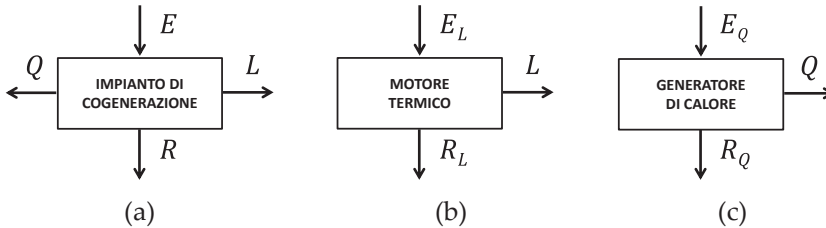


Figura 2.2.1. Schemi di principio della produzione combinata (a) e della produzione separata di energia elettrica (b) e termica (c).

La produzione combinata, ovvero la cogenerazione, di specificati valori di L e Q richiederà una quantità di energia primaria pari a E , mentre per la produzione separata delle stesse quantità di energia elettrica e termica L e Q sarà necessario utilizzare una quantità di energia primaria complessivamente pari a $(E_L + E_Q)$. Come detto, l'impianto di cogenerazione rappresenta una efficace soluzione tecnologica ai fini del risparmio energetico e in tal senso dovrà risultare:

² D'ora in avanti per brevità si farà riferimento alla sola energia elettrica come forma di energia meccanica.

$$E < E_L + E_Q \quad (2.2.1)$$

La differenza $[(E_L + E_Q) - E]$ rappresenta il risparmio di energia primaria che si consegue attraverso la produzione combinata di L e Q rispetto alla produzione separata.

Con riferimento alla produzione separata di energia elettrica, figura 2.2.1 (b), e termica, figura 2.2.1 (c), si possono definire i rendimenti di conversione η_{LS} ed η_{QS} dati dalle relazioni:

$$\eta_{LS} = \frac{L}{E_L} \quad (2.2.2)$$

$$\eta_{QS} = \frac{Q}{E_Q} \quad (2.2.3)$$

Il rendimento η_{LS} può rappresentare, a seconda del contesto, il rendimento di un singolo motore termico, o di un singolo impianto motore termico come per esempio una centrale termoelettrica, oppure di un'intera rete elettrica alla quale fa capo una molteplicità di impianti di generazione, ivi compresi gli impianti a fonti rinnovabili di natura non termica.

Il rendimento η_{QS} rappresenta, di norma, il rendimento di un singolo generatore di calore, come per esempio un generatore di vapore, di acqua surriscaldata o semplicemente di acqua calda, un generatore di calore a olio diatermico, ecc.

I rendimenti η_{LS} e η_{QS} degli impianti per la produzione separata dell'energia elettrica e dell'energia termica sono di immediata definizione e comprensione, in quanto espressi dal rapporto tra l'effetto utile (energia elettrica o termica) e l'energia primaria messa a disposizione per ottenere l'effetto utile.

Rendimento dell'impianto di cogenerazione

La definizione del rendimento di un impianto di cogenerazione non è così immediata come per gli impianti di produzione separata poiché

l'impianto di cogenerazione produce due effetti utili distinti, energia elettrica e termica, aventi valore termodinamico ed economico differente. In prima istanza si può definire un rendimento dell'impianto di cogenerazione come rapporto tra la somma degli effetti utili e l'energia primaria messa a disposizione per ottenere tali effetti, ossia:

$$\eta_{CG} = \frac{L + Q}{E} \quad (2.2.4)$$

In realtà, il rapporto definito dalla relazione (2.2.4) rappresenta più propriamente un indice di utilizzazione dell'energia primaria, poiché gli effetti utili a numeratore, come già accennato, hanno valore differente essendo l'energia elettrica più pregiata termodinamicamente, in quanto energia "ordinata", ed economicamente dell'energia termica. Il rendimento così definito viene perciò detto anche "di primo principio", poiché deriva da un mero bilancio energetico senza considerare la qualità dell'energia.

Con riferimento all'impianto di cogenerazione vengono anche definiti due rendimenti ausiliari, rispettivamente della sola produzione elettrica e della sola produzione termica:

$$\eta_L = \frac{L}{E} \quad (2.2.5)$$

$$\eta_Q = \frac{Q}{E} \quad (2.2.6)$$

Il rendimento della sola produzione elettrica η_L concettualmente rappresenta il rendimento che avrebbe l'impianto di cogenerazione se si considerasse come effetto utile la sola produzione di energia elettrica. Analogamente, il rendimento della sola produzione termica η_Q rappresenta il rendimento che avrebbe l'impianto di cogenerazione se si considerasse come effetto utile la sola produzione di energia termica. Risulta ovviamente:

$$\eta_{CG} = \eta_L + \eta_Q \quad (2.2.7)$$

Un'espressione termodinamicamente coerente del rendimento della cogenerazione può essere definita introducendo un equivalente meccanico (lavoro) dell'energia termica Q . Allo scopo è necessario considerare, al posto dell'energia termica Q , il massimo lavoro che si potrebbe ottenere mediante un processo reversibile (poiché produce il massimo lavoro) di conversione termodinamica. Il processo in parola è evidentemente rappresentato dal ciclo di Carnot e pertanto si può definire un rendimento η_{CGR} "razionale" (dal punto di vista termodinamico) della cogenerazione, o di secondo principio, espresso dalla relazione:

$$\eta_{CGR} = \frac{L + \tau Q}{E} = \eta_L + \tau \eta_Q \quad (2.2.8)$$

essendo τ un fattore corrispondente al rendimento del ciclo di Carnot espresso mediante la relazione:

$$\tau = 1 - \frac{T_0}{T_u} \quad (2.2.9)$$

dove T_0 e T_u rappresentano rispettivamente la temperatura di riferimento (ambiente) e la temperatura media dell'utenza.

Considerato che il fattore τ è certamente minore dell'unità, sarà evidentemente $\eta_{CGR} < \eta_{CG}$. Il valore di τ dipende peraltro dalla temperatura T_u dell'utenza e sarà tanto minore quanto più è bassa la temperatura dell'utenza. Ciò significa che per utenze termiche che richiedono, per esempio, fluidi caldi a bassa temperatura (acqua calda sanitaria, climatizzazione, teleriscaldamento), il valore di τ può essere dell'ordine di 0,2 o perfino inferiore, il che rende l'uso del rendimento razionale η_{CGR} estremamente penalizzante e perfino fuorviante rispetto al rendimento di primo principio η_{CG} ; valori di τ maggiori di 0,5 possono essere ottenuti solo con temperature dell'utenza maggiori di 300 °C. Per tale ragione il rendimento razionale η_{CGR} è di interesse solo a livello accademico mentre non è utilizzato in pratica.

L'espressione del rendimento di primo principio può essere modificata in maniera analoga moltiplicando il termine Q per un fattore correttivo basato non già su considerazioni di natura termodinamica bensì su considerazioni di natura economica. In tal senso si può definire un rendimento η_{CGE} "economico" della cogenerazione espresso dalla relazione:

$$\eta_{CGE} = \frac{L + \varepsilon Q}{E} = \eta_L + \varepsilon \eta_Q \quad (2.2.10)$$

dove il fattore ε può essere espresso, ad esempio, come rapporto tra il costo di produzione del calore e il costo di produzione dell'energia elettrica, entrambi i costi riferiti alla produzione separata. La "Federal Energy Regulatory Commission" (FERC) americana, ad esempio, stabilisce per il fattore ε , senza attribuirgli esplicitamente un significato economico, il valore di 0,5³.

Indice elettrico

Nella normativa nazionale ed europea (da cui discende quella nazionale) attualmente in vigore (D.M. 05/09/2011) si fa specifico uso del rendimento di primo principio espresso dalla relazione (2.2.4). Si deve però osservare che l'utilizzo del solo rendimento η_{CG} , che, come detto, è più propriamente un indice di utilizzazione dell'energia primaria, non è sufficiente per caratterizzare esaustivamente le prestazioni energetiche di un sistema di cogenerazione. Infatti, due impianti di cogenerazione aventi un medesimo valore del rendimento η_{CG} potrebbero essere caratterizzati da produzione elettrica e termica anche molto diverse tra loro e, quindi, da prestazioni energetiche molto diverse. In altri termini, un impianto caratterizzato da un elevato valore del rendimento η_{CG} e da una elevata capacità di generazione di energia termica a fronte di una bassa capacità di generazione elettrica, potrebbe apparire superiore ad un impianto di cogenerazione caratterizzato da

³ Public Utility Regulatory Policies Act del 1978 (PURPA) e successivi aggiornamenti e modifiche.

un valore minore del rendimento η_{CG} ma da maggiore capacità di generazione elettrica e minore capacità di generazione termica.

Per quanto sopra, l'informazione sulle prestazioni energetiche fornita dal rendimento di primo principio deve essere integrata con ulteriori informazioni fornite da altri indici di merito. Uno di questi indici è il cosiddetto "Indice Elettrico" I_E . L'indice elettrico è definito come rapporto tra produzione elettrica L e l'effetto utile totale $(L + Q)$, si ha pertanto:

$$I_E = \frac{L}{L + Q} = \frac{\eta_L}{\eta_L + \eta_Q} = \frac{\eta_L}{\eta_{CG}} = 1 - \frac{\eta_Q}{\eta_{CG}} \quad (2.2.11)$$

L'indice elettrico I_E così definito varia nell'intervallo $[0, 1]$, essendo al limite $I_E = 0$ per impianto di sola produzione termica, $I_E = 1$ per impianto di sola produzione elettrica.

L'indice elettrico viene talvolta definito mediante il rapporto tra la produzione elettrica L e la produzione termica Q , ossia:

$$I'_E = \frac{L}{Q} = \frac{\eta_L}{\eta_Q} \quad (2.2.12)$$

L'indice elettrico I'_E così definito varia nell'intervallo $[0, \infty]$, essendo al limite $I'_E = 0$ per impianto di sola produzione termica, $I'_E = \infty$ per impianto di sola produzione elettrica.

Trattandosi di definizioni di comodo, entrambe sono utili per rappresentare la relazione tra produzione elettrica e termica, tuttavia, la prima è preferibile perché essendo $0 \leq I_E \leq 1$ essa esprime anche il valore normalizzato della produzione elettrica.

Indice di risparmio energetico (IRE)

Un altro indice di merito, ampiamente utilizzato a livello regolamentare sia nella normativa in vigore (D.M. 05/09/2011), sia in quelle precedenti (AEEG 42/02, CIP 6/92, CIP 43/90) è il cosiddetto "Indice di

Risparmio Energetico", IRE^4 , definito dal rapporto tra il risparmio di energia primaria $[(E_L + E_Q) - E]$ che è possibile conseguire mediante la cogenerazione e l'energia primaria $(E_L + E_Q)$ complessivamente utilizzata per produrre separatamente gli effetti utili L e Q , vale a dire:

$$IRE = \frac{(E_L + E_Q) - E}{(E_L + E_Q)} = 1 - \frac{E}{E_L + E_Q} \quad (2.2.13)$$

Dividendo numeratore e denominatore per E e moltiplicando e dividendo i termini E_L ed E_Q a denominatore rispettivamente per L e per Q si ottiene:

$$IRE = 1 - \frac{E}{E_L + E_Q} = 1 - \frac{1}{\frac{E_L}{E} \cdot \frac{L}{L} + \frac{E_Q}{E} \cdot \frac{Q}{Q}} = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_L}{\eta_{LS}} + \frac{\eta_Q}{\eta_{QS}}} \quad (2.2.14)$$

L'equazione (2.2.14) esprime l'indice IRE in funzione dei rendimenti della sola produzione elettrica e termica η_L ed η_Q e della produzione separata di energia elettrica e termica η_{LS} ed η_{QS} . I rendimenti η_L ed η_Q sono una caratteristica specifica del sistema di cogenerazione, mentre i rendimenti η_{LS} ed η_{QS} sono legati alle tecnologie di riferimento per la produzione separata di energia elettrica e termica. Ove l'impianto di cogenerazione sia inquadrato nella normativa CAR i valori di η_{LS} e di η_{QS} sono stabiliti dal relativo quadro di riferimento. In particolare, come si vedrà nel seguito, η_{LS} assume valori compresi nel campo $0,35 \div 0,525$ a seconda del combustibile utilizzato⁵, mentre, sempre a seconda del combustibile utilizzato, η_{QS} assume valori compresi nel campo $0,70 \div 0,90$ nel caso di produzione di fluidi caldi (acqua calda, vapore, ecc.) e nel campo $0,62 \div 0,82$ nel caso di utilizzo diretto dei gas.

⁴ Come sarà approfondito nel seguito, nell'attuale normativa l'indice di risparmio energetico è introdotto con l'acronimo inglese PES che sta per "Primary Energy Saving".

⁵ In realtà si ha perfino $\eta_{LS} = 0,25$ nel caso di biomasse e rifiuti.

Affinché la cogenerazione abbia senso, l'indice *IRE* deve essere positivo⁶, pertanto deve essere:

$$\frac{\eta_L}{\eta_{LS}} + \frac{\eta_Q}{\eta_{QS}} > 1 \quad (2.2.15)$$

Se si considera la relazione (2.2.15) con il segno di uguaglianza, l'equazione che si ottiene è quella di una retta in forma parametrica nelle variabili η_L e η_Q , dove η_{LS} ed η_{QS} , in quanto termini di riferimento, sono i parametri, caso per caso, costanti⁷. La figura 2.2.2 mostra una rappresentazione della retta in parola nel piano caratteristico dell'indice *IRE*.

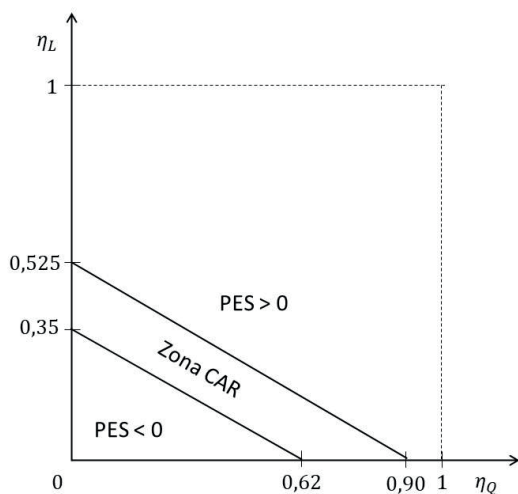


Figura 2.2.2. Piano caratteristico dell'indice *IRE* (*PES*).

Nella figura sono riportate due rette che intersecano gli assi in punti corrispondenti ai valori minimo e massimo di η_{LS} e di η_{QS} considerati

⁶ La normativa in vigore stabilisce i valori minimi di riferimento ai fini dell'ammissibilità dell'impianto agli incentivi.

⁷ Si ricorda che l'equazione parametrica della retta è espressa mediante la relazione:

$$\frac{x}{p} + \frac{y}{q} = 1$$

dove i parametri p e q rappresentano le coordinate dei punti di intersezione della retta con gli assi x e y rispettivamente.

dalla normativa CAR precedentemente richiamati. La zona al di sotto della retta inferiore, che interseca gli assi nei punti di coordinate $\eta_Q = 0,62$ e $\eta_L = 0,35$ è sicuramente caratterizzata, in ogni caso, da un valore dell'*IRE (PES)* minore di 0. La zona al di sopra della retta superiore, che interseca gli assi nei punti di coordinate $\eta_Q = 0,90$ e $\eta_L = 0,525$ è invece sicuramente caratterizzata, in ogni caso, da un valore dell'*IRE (PES)* maggiore di 0. Il valore dell'*IRE (PES)* nella fascia intermedia tra le due rette dipende dalle caratteristiche dell'impianto.

Come detto, i rendimenti η_L ed η_Q sono una caratteristica specifica del sistema di cogenerazione, e, a seconda del tipo di motore primo utilizzato possono essere interdipendenti o meno. In particolare, come si approfondirà nel seguito, il rendimento η_L non dipende da η_Q (ovvero dalla produzione di energia termica) nel caso di motori a combustione interna in senso lato (turbine a gas, motori alternativi a combustione interna) o sistemi di conversione energetica assimilabili (impianti a fluido organico, celle a combustibile), mentre η_L ed η_Q sono interdipendenti nel caso di impianti di cogenerazione basati su turbine a vapore d'acqua (impianti a vapore e impianti combinati).

Rendimenti marginali della produzione elettrica e termica

Ulteriori indici di merito spesso utilizzati sono i cosiddetti "rendimenti marginali" della produzione elettrica e della produzione termica. La definizione dei rendimenti marginali si basa sul presupposto di assimilare l'impianto di cogenerazione a un sistema equivalente costituito da due impianti indipendenti di produzione elettrica e termica separata avente, nel complesso, le stesse prestazioni energetiche dell'impianto di cogenerazione reale. In tal senso, le due sezioni elettrica e termica non potranno corrispondere entrambe a soluzioni reali convenzionali ma saranno una convenzionale e una fittizia; la sezione fittizia, elettrica o termica, non ha un riscontro reale e ad essa si riferiscono i rendimenti marginali.

Rendimento marginale della produzione elettrica

In questo caso, il sistema equivalente di produzione elettrica e termica separata è costituito da un impianto convenzionale di generazione termica e da un impianto fittizio di generazione elettrica. La figura 2.2.3 mostra lo schema di principio del sistema equivalente di generazione separata di energia elettrica e termica adottato per la definizione del rendimento marginale della produzione elettrica.

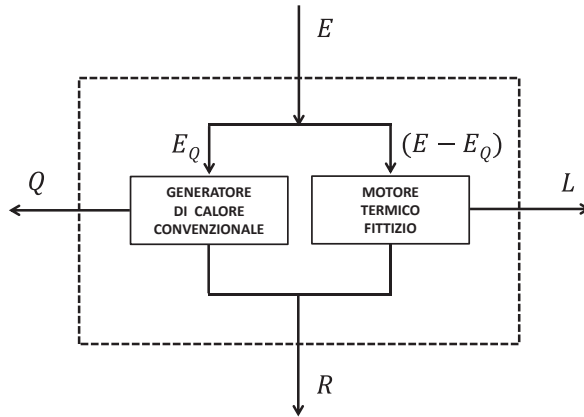


Figura 2.2.3. Schema di principio del sistema equivalente di generazione separata di energia elettrica e termica per la definizione del rendimento marginale della produzione elettrica.

Il sistema è costituito da una sezione convenzionale preposta alla produzione di energia termica e da una sezione fittizia, che, come detto, non ha riscontro reale, preposta alla produzione di energia elettrica. L'energia primaria E che alimenta complessivamente l'impianto e le quantità di energia termica Q ed elettrica L prodotte separatamente dalle due sezioni termica ed elettrica, sono le stesse che caratterizzano l'impianto di cogenerazione effettivo.

L'energia primaria entrante nel sistema equivalente si ripartisce in una quota E_Q che alimenta l'impianto convenzionale di generazione termica, e nella restante quota $(E - E_Q)$ che alimenta l'impianto fittizio di generazione elettrica. Il rendimento dell'impianto di generazione

termica, trattandosi di impianto convenzionale di produzione separata sarà proprio η_{QS} , e risulta:

$$\eta_{QS} = \frac{Q}{E_Q} \quad (2.2.16)$$

mentre il rendimento dell'impianto di generazione elettrica, trattandosi di impianto fittizio, sarà proprio il rendimento marginale della produzione elettrica η_{ML} , e risulta:

$$\eta_{ML} = \frac{L}{E - E_Q} \quad (2.2.17)$$

Dividendo numeratore e denominatore per E e moltiplicando e dividendo il termine E_Q a denominatore per Q si ottiene:

$$\eta_{ML} = \frac{\eta_L}{1 - \frac{E_Q}{E} \cdot \frac{Q}{Q}} = \frac{\eta_L}{1 - \frac{\eta_Q}{\eta_{QS}}} = \frac{\eta_{CG} - \eta_Q}{\eta_{QS} - \eta_Q} \cdot \eta_{QS} \quad (2.2.18)$$

Il rendimento η_{QS} , rappresentando il rendimento della produzione termica separata, è generalmente molto elevato ed è di norma $\eta_{CG} < \eta_{QS}$, per cui il rapporto che compare nell'ultimo termine dell'equazione (2.2.18) è minore dell'unità. Di conseguenza il rendimento marginale della produzione elettrica si può considerare fisicamente coerente essendo sempre $\eta_{ML} < 1$.

Nel caso di impianti di cogenerazione con turbine a vapore a controcompressione, come si vedrà nel seguito, il rendimento di primo principio risulta pressoché coincidente con il rendimento del generatore di vapore che, d'altra parte, equivale al rendimento dell'impianto di produzione termica separata, ove questo sia costituito, per l'appunto, da un generatore di vapore. In tal caso si ha pertanto:

$$\eta_{CG} = \eta_{QS}$$

$$\eta_{ML} = \frac{\eta_{CG} - \eta_Q}{\eta_{QS} - \eta_Q} \cdot \eta_{QS} = \eta_{QS} \quad (2.2.19)$$

Il rendimento marginale della produzione elettrica risulta, in questo caso, uguale al rendimento effettivo η_{QS} dell'impianto convenzionale di produzione termica separata, che negli impianti in parola, a livello normativo, presenta valori compresi nel campo $0,70 \div 0,90^8$ e in pratica perfino maggiori. Ovviamente, non esiste alcun impianto motore termico in grado di realizzare prestazioni simili, teoricamente conseguibili solo mediante motori termici ideali basati su cicli Carnot operanti a temperature massime dell'ordine di 3000°C o attraverso la conversione diretta per via elettrochimica mediante pile a combustibile ideali operanti a temperature prossime a quella dell'ambiente.

Rendimento marginale della produzione termica

In questo caso, il sistema equivalente di produzione elettrica e termica separata è costituito da un impianto convenzionale di generazione elettrica e da un impianto fittizio di generazione termica. La figura 2.2.4 mostra lo schema di principio del sistema equivalente di generazione separata di energia elettrica e termica adottato per la definizione del rendimento marginale della produzione termica.

Analogamente al caso precedente, ma con parti invertite, il sistema è costituito da una sezione convenzionale preposta alla produzione di energia elettrica e da una sezione fittizia, che anche in questo caso non ha riscontro reale, preposta alla produzione di energia termica. L'energia primaria E che alimenta complessivamente l'impianto e le quantità di energia termica Q ed elettrica L prodotte separatamente dalle due sezioni termica ed elettrica, sono sempre le stesse che caratterizzano l'impianto di cogenerazione effettivo.

⁸ Con riferimento a impianti che producono fluidi caldi senza utilizzo diretto dell'energia termica.

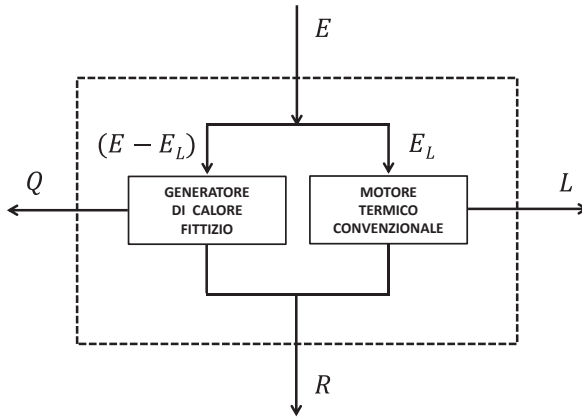


Figura 2.2.4. Schema di principio del sistema equivalente di generazione separata di energia elettrica e termica per la definizione del rendimento marginale della produzione termica.

L'energia primaria entrante nel sistema equivalente si ripartisce in una quota E_L che alimenta l'impianto convenzionale di generazione elettrica, e nella restante quota $(E - E_L)$ che alimenta l'impianto fittizio di generazione termica. Il rendimento dell'impianto di generazione elettrica, trattandosi di impianto convenzionale di produzione separata sarà proprio η_{LS} , e risulta:

$$\eta_{LS} = \frac{L}{E_L} \quad (2.2.20)$$

mentre il rendimento dell'impianto di generazione termica, trattandosi di impianto fittizio, sarà proprio il rendimento marginale della produzione termica η_{MQ} , e risulta:

$$\eta_{MQ} = \frac{Q}{E - E_L} \quad (2.2.21)$$

Dividendo numeratore e denominatore per E e moltiplicando e dividendo il termine E_L a denominatore per L si ottiene:

$$\eta_{MQ} = \frac{\eta_Q}{1 - \frac{E_L}{E} \cdot \frac{L}{L}} = \frac{\eta_Q}{1 - \frac{\eta_L}{\eta_{LS}}} = \frac{\eta_{CG} - \eta_L}{\eta_{LS} - \eta_L} \cdot \eta_{LS} \quad (2.2.22)$$

Diversamente dal caso precedente, il rendimento η_{LS} della produzione elettrica separata è certamente minore del rendimento η_{CG} della cogenerazione, ossia $\eta_{CG} > \eta_{LS}$, per cui il rapporto che compare nell'ultimo termine dell'equazione (2.2.22) è maggiore dell'unità. In questo caso, l'analisi del prodotto finale che esprime il rendimento marginale η_{MQ} richiede considerazioni più approfondite rispetto al caso precedente, poiché il rendimento η_L della sola produzione elettrica potrebbe essere molto prossimo, e perfino maggiore del rendimento η_{LS} della produzione elettrica separata. A livello normativo, infatti, il rendimento η_{LS} assume il suo valore massimo di riferimento pari a 0,525 nel caso di impianto di cogenerazione alimentato con gas naturale, ma nulla esclude che l'impianto di cogenerazione possa essere basato, ad esempio, su un impianto combinato con rendimento η_L maggiore. Si potrebbero pertanto verificare tre diverse condizioni:

1. $\eta_L < \eta_{LS}$, che rappresenta la condizione più frequente;
2. $\eta_L = \eta_{LS}$, che rappresenta una condizione limite particolare, ma comunque possibile;
3. $\eta_L > \eta_{LS}$, che rappresenta una condizione improbabile ma, come già osservato, non impossibile.

Nel primo caso, per quanto sia $\eta_L < \eta_{LS}$, la differenza $(\eta_{LS} - \eta_L)$ potrebbe essere tanto piccola da far sì che nell'equazione (2.2.22) risulti $(\eta_{CG} - \eta_L) \gg (\eta_{LS} - \eta_L)$, per cui risulterebbe $\eta_{MQ} > 1$. Per quanto ciò in realtà non abbia senso dal punto di vista termodinamico, il sistema fittizio di generazione termica si comporta come se producesse una quantità di energia maggiore rispetto all'energia primaria avuta a disposizione, ovvero, come se "creasse energia".

Nel secondo caso si ha $\eta_L = \eta_{LS}$ per cui il denominatore della frazione nell'ultimo membro della (2.2.22) è nullo e di conseguenza risulta $\eta_{MQ} = \infty$. Essendo in questo caso $\eta_L = \eta_{LS}$, esplicitando si ha:

$$\frac{L}{E} = \frac{L}{E_L} \quad (2.2.23)$$

per cui $E = E_L$; ciò significa che tutta l'energia primaria E introdotta nel sistema complessivo va ad alimentare il solo impianto convenzionale di generazione elettrica, mentre l'impianto fittizio di generazione termica produrrebbe l'energia termica Q senza nessuna alimentazione di energia primaria dall'esterno.

Il terzo caso appare come il più interessante e controverso; in questo caso, infatti, essendo $\eta_L > \eta_{LS}$, il denominatore della frazione nell'ultimo membro della (2.2.22) è negativo e di conseguenza risulta $\eta_{MQ} < 0$. Ciò è veramente strano e innaturale, ci si chiede perciò quale possa essere il significato concettuale di questa condizione. Essendo in questo caso $\eta_L > \eta_{LS}$, esplicitando si ha:

$$\frac{L}{E} > \frac{L}{E_L} \quad (2.2.24)$$

per cui $E < E_L$; ciò significa che tutta l'energia primaria E introdotta nel sistema complessivo non è sufficiente per alimentare la sezione di generazione elettrica e il deficit ($E_L - E$) viene, in qualche modo, compensato dalla sezione di generazione termica, che vedrebbe l'energia primaria ($E - E_L$) in uscita (perciò negativa) invece che in ingresso. In altri termini, tutto avviene come se la sezione fittizia di generazione termica, senza ricevere nessun apporto energetico dall'esterno, producesse sia l'energia termica Q fornita all'esterno, sia l'energia primaria ($E_L - E$) fornita alla sezione di generazione elettrica a compensazione del suo fabbisogno. Ciò giustifica il segno negativo del rendimento η_{MQ} , dovuto al segno negativo del termine a denominatore.

In ultima analisi, il termine ($E_L - E$) rappresenta esattamente il minor consumo di energia primaria, riferito alla sola produzione elettrica, che si ottiene considerando un impianto di cogenerazione avente un rendimento η_L della sola produzione elettrica maggiore del rendimento η_{LS} della produzione separata di energia elettrica.

2.3 Cogenerazione con turbine a gas

La turbina a gas può essere considerata, a buona ragione, il motore termico più versatile nei confronti delle applicazioni cogenerative. Essa, infatti, consente di ricoprire un campo di potenza elettrica estremamente vasto, da qualche decina di kW, potenze tipiche delle micro-turbine a gas, fino diverse centinaia di MW, valori tipici delle grandi turbine a gas industriali. La turbina a gas, inoltre, consente di soddisfare utenze che richiedono la produzione di fluidi caldi come acqua calda a temperatura inferiore ai 100 °C, se a pressione atmosferica, o vapore surriscaldato ad alta pressione e temperatura, anche oltre 500 °C, o che richiedono l'utilizzo diretto dei gas di scarico, con temperature anche più elevate. Con opportune soluzioni impiantistiche, inoltre, le turbine a gas consentono di realizzare impianti di cogenerazione molto flessibili che consentono di soddisfare efficacemente richieste di energia elettrica e termica variabili nel tempo.

Nel seguito verrà esaminata preliminarmente la configurazione basilare di un sistema di cogenerazione con turbina a gas, intrinsecamente poco flessibile, successivamente una soluzione più complessa e sofisticata che conferisce al sistema elevata flessibilità operativa.

Impianto elementare di cogenerazione con turbina a gas

La figura 2.3.1 che segue mostra lo schema impiantistico elementare (a) e la rappresentazione a blocchi (b) di un sistema basilare di cogenerazione con turbina a gas.

La turbina a gas è alimentata con l'energia primaria E e produce l'energia elettrica L . L'energia Q_{2G} non convertita in effetto utile viene interamente rilasciata in forma termica e trasferita al sistema di recupero. Ciò significa che, nell'ambito di una analisi semplificata, si trascurano le perdite della camera di combustione e organiche, per cui tutta l'energia non trasformata in effetto utile è rilasciata allo scarico e, come detto, messa a disposizione del sistema di recupero. Si suppone che il sistema di cogenerazione sia basato sulla produzione di fluidi caldi e non sull'utilizzo diretto dei gas di scarico, ma ciò non toglie generalità alla trattazione.

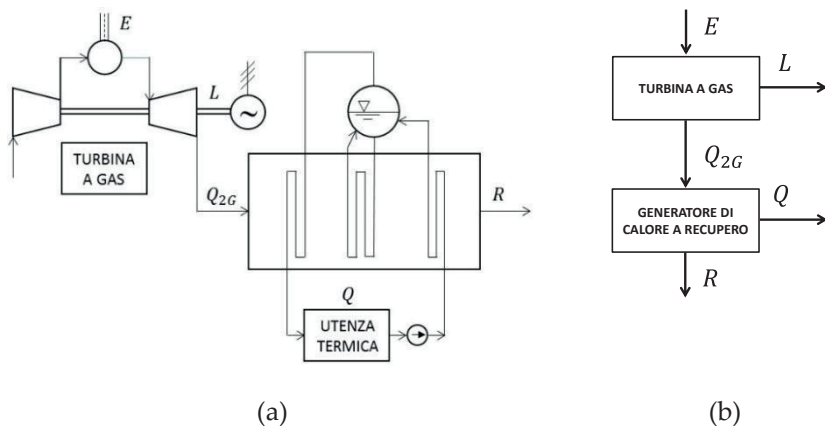


Figura 2.3.1. Schema impiantistico elementare (a) e rappresentazione a blocchi (b) di un sistema di cogenerazione con turbina a gas.

Il sistema di recupero, alimentato con l'energia termica Q_{2G} , produce l'energia termica utile Q e restituisce all'ambiente l'energia termica R non convertita in effetto utile, sotto forma di calore sensibile dei gas reflui. Il sistema di recupero è costituito, in generale, da un generatore di calore in senso lato, che potrebbe essere un generatore di vapore a recupero a un livello di pressione, come nella fattispecie, o anche a più livelli di pressione come quelli utilizzati negli impianti combinati gas-vapore, oppure da un generatore di acqua calda a pressione atmosferica o di acqua surriscaldata in pressione o, ancora, da un generatore di calore a olio diatermico.

Con riferimento alla figura 2.3.1 si possono innanzitutto esprimere i rendimenti della turbina a gas η_{TG} e del sistema di recupero η_{SR} , dati dalle relazioni:

$$\eta_{TG} = \frac{L}{E} \quad (2.3.1)$$

$$\eta_{SR} = \frac{Q}{Q_{2G}} \quad (2.3.2)$$

Si ha inoltre:

$$Q_{2G} = E - L = E(1 - \eta_{TG}) \quad (2.3.3)$$

Si possono quindi esprimere i rendimenti della sola produzione elettrica e della sola produzione termica e dell'impianto di cogenerazione nel suo complesso, dati dalle relazioni:

$$\eta_L = \frac{L}{E} \quad (2.3.4)$$

$$\eta_Q = \frac{Q}{E} \quad (2.3.5)$$

$$\eta_{CG} = \frac{L + Q}{E} = \eta_L + \eta_Q \quad (2.3.6)$$

Si osserva ora che il rendimento della sola produzione elettrica η_L coincide con il rendimento η_{TG} della turbina a gas, per cui:

$$\eta_L = \eta_{TG} \quad (2.3.7)$$

mentre il rendimento della sola produzione termica η_Q , combinando l'equazione (2.3.5) con le equazioni (2.3.2) e (2.3.3), può essere espresso mediante la relazione:

$$\eta_Q = \frac{Q}{E} = \eta_{SR} \frac{Q_{2G}}{E} = \eta_{SR} \cdot (1 - \eta_{TG}) \quad (2.3.8)$$

Sostituendo nell'equazione (2.3.6) le espressioni di η_L e di η_Q date dalle equazioni (2.3.7) e (2.3.8) si ottiene infine:

$$\eta_{CG} = \eta_{TG} + \eta_{SR} \cdot (1 - \eta_{TG}) = \eta_{TG} + \eta_{SR} - \eta_{TG}\eta_{SR} \quad (2.3.9)$$

La relazione (2.3.9) mostra che il rendimento η_{CG} dell'impianto di cogenerazione è dato dalla "somma meno il prodotto" dei rendimenti

η_{TG} della turbina a gas ed η_{SR} del sistema di recupero, espressione analoga a quella che caratterizza gli impianti combinati a semplice recupero considerate nulle le perdite secondarie (camera di combustione e organiche) della turbina a gas. Tale relazione, come si ricorderà, è valida quando il sistema sottoposto preposto al recupero, in questo caso il generatore di calore, è alimentato con “tutta e solo” l’energia termica rilasciata dall’impianto sovrapposto, indipendentemente dal fatto che il sistema sottoposto produca energia elettrica, come nell’impianto combinato, o energia termica come nella fattispecie.

Noti i rendimenti η_L , η_Q e η_{CG} si possono infine determinare gli altri indici caratteristici, specificamente l’indice elettrico I_E , l’indice IRE di risparmio energetico, e i rendimenti marginali elettrico e termico η_{ML} e η_{MQ} .

Esempio 1

È dato un impianto di cogenerazione basato su una turbina a gas aeroderivata di tecnologia corrente, con a valle un generatore di vapore a recupero a un livello di pressione, e sia:

$\eta_{TG} = 0,40$	rendimento della turbina a gas
$\eta_{SR} = 0,65$	rendimento del generatore di vapore a recupero
$\eta_{LS} = 0,525$	rendimento della produzione elettrica separata
$\eta_{QS} = 0,90$	rendimento della produzione termica separata

Per quanto sopra si ottiene immediatamente:

$\eta_L = \eta_{TG} = 0,40$	rendimento della sola produzione elettrica
$\eta_Q = \eta_{SR} \cdot (1 - \eta_{TG}) = 0,39$	rendimento della sola produzione termica
$\eta_{CG} = \eta_L + \eta_Q = 0,79$	rendimento dell’impianto di cogenerazione
$I_E = \frac{\eta_L}{\eta_{CG}} = 0,506$	indice elettrico

$$IRE = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_L + \eta_Q}{\eta_{LS} + \eta_{QS}}} = 0,163$$

indice di risparmio energetico

$$\eta_{ML} = \frac{\eta_L}{\eta_{QS} - \eta_Q} \cdot \eta_{QS} = 0,706$$

rendimento marginale della produzione elettrica

$$\eta_{MQ} = \frac{\eta_Q}{\eta_{LS} - \eta_L} \cdot \eta_{LS} = 1,638$$

rendimento marginale della produzione termica

Dai risultati ottenuti si rileva quanto segue:

- Il rendimento η_{CG} dell'impianto di cogenerazione è pari a 0,79, il che significa che il 79% dell'energia primaria fornita al sistema è convertito in effetti utili elettrico e termico.
- L'indice elettrico I_E è pari a 0,506, il che significa che di tutto l'effetto utile, il 50,6%, poco più della metà, è costituito da energia elettrica, il 49,4%, poco meno della metà, da energia termica; in pratica i due effetti utili sono ripartiti quasi al 50% il che è una caratteristica di rilievo.
- L'indice IRE di risparmio energetico è pari a 0,163, il che significa che l'impianto in oggetto consente un risparmio di energia primaria pari al 16,3% rispetto alla produzione separata delle due forme di energia elettrica e termica.
- Il rendimento marginale η_{ML} della produzione elettrica è pari a 0,706, il che significa che l'impianto fittizio di generazione elettrica del sistema equivalente di generazione separata dovrebbe avere un rendimento di conversione pari ad oltre il 70%, il che è ovviamente al di fuori della portata delle attuali tecnologie. Questo valore fornisce però un'importante indicazione sulla valenza della cogenerazione rispetto alla produzione separata.
- Il rendimento marginale η_{MQ} della produzione termica, infine, è pari a 1,638, quindi è maggiore dell'unità; ma ciò, come già osservato, non deve stupire perché i rendimenti marginali sono solo degli indici di comodo e non hanno nessun significato concettuale dal punto di vista termodinamico. Il fatto che il rendimento marginale

della produzione termica sia pari a 1,638 significa, in sostanza, che il sistema equivalente di generazione separata si comporta come se la sezione fittizia di generazione termica creasse energia, producendo una quantità di calore maggiore del 63,8% rispetto all'energia ricevuta in ingresso.

Esempio 2

Si consideri ora un impianto di cogenerazione basato sulla stessa turbina a gas dell'esempio precedente, con a valle un generatore di vapore a recupero a due livelli di pressione, e sia:

$\eta_{TG} = 0,40$	rendimento della turbina a gas
$\eta_{SR} = 0,75$	rendimento del generatore di vapore a recupero
$\eta_{LS} = 0,525$	rendimento della produzione elettrica separata
$\eta_{QS} = 0,90$	rendimento della produzione termica separata

Per quanto sopra si ottiene immediatamente:

$\eta_L = \eta_{TG} = 0,40$	rendimento della sola produzione elettrica
$\eta_Q = \eta_{SR} \cdot (1 - \eta_{TG}) = 0,45$	rendimento della sola produzione termica
$\eta_{CG} = \eta_L + \eta_Q = 0,85$	rendimento dell'impianto di cogenerazione
$I_E = \frac{\eta_L}{\eta_{CG}} = 0,47$	indice elettrico
$IRE = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_L}{\eta_{LS}} + \frac{\eta_Q}{\eta_{QS}}} = 0,208$	indice di risparmio energetico
$\eta_{ML} = \frac{\eta_L}{\eta_{QS} - \eta_Q} \cdot \eta_{QS} = 0,80$	rendimento marginale della produzione elettrica
$\eta_{MQ} = \frac{\eta_Q}{\eta_{LS} - \eta_L} \cdot \eta_{LS} = 1,89$	rendimento marginale della produzione termica

Dai risultati ottenuti si rileva quanto segue:

- Il rendimento η_{CG} dell'impianto di cogenerazione è ora pari a 0,85, il che significa che ben l'85% dell'energia primaria fornita al sistema è convertito in effetti utili elettrico e termico.
- L'indice elettrico I_E è pari a 0,47, il che significa che di tutto l'effetto utile, il 47%, è costituito da energia elettrica, il 53%, da energia termica. A parità di energia primaria fornita alla turbina a gas questa produce sempre la stessa quantità di energia elettrica, ma la presenza di un generatore di vapore a due livelli di pressione, caratterizzato da un rendimento più elevato, consente un maggiore recupero di energia in forma termica, il che riduce il valore dell'indice elettrico.
- L'indice IRE di risparmio energetico è pari a 0,208, il che significa che l'impianto in oggetto consente un risparmio di energia primaria pari al 20,8% rispetto alla produzione separata delle due forme di energia elettrica e termica. L'indice di risparmio energetico è ovviamente maggiore rispetto al caso precedente grazie alla maggiore produzione di energia termica a parità di energia primaria in ingresso e di energia elettrica prodotta dalla turbina a gas.
- I rendimenti marginali della produzione elettrica e della produzione termica η_{ML} e η_{MQ} sono anch'essi maggiori rispetto al caso precedente in virtù della maggiore produzione di energia termica a parità di altre condizioni. Per il resto valgono le stesse considerazioni di cui all'esempio precedente.

Impianto di cogenerazione con turbina a gas con post-combustione e camino di by-pass

L'impianto elementare esaminato è caratterizzato da scarsa flessibilità, poiché una variazione della produzione di energia elettrica in fase di regolazione determina, come sarà approfondito nel seguito, una variazione della produzione di energia termica strettamente correlata. Ciò significa che dovendo soddisfare prioritariamente il carico dell'utenza termica, per esempio, la produzione elettrica risulta stabilita di conseguenza e viceversa. In altri termini, con questa configurazione non è

possibile, in generale, soddisfare contemporaneamente i carichi elettrico e termico.

La produzione di energia elettrica e la produzione di energia termica possono però essere rese indipendenti, entro certi limiti, dotando l'impianto di un sistema di post-combustione, che consente di aumentare la produzione di energia termica indipendentemente dalla produzione di energia elettrica, e di un camino di by-pass, che consente di dirottare direttamente all'esterno parte dei gas scaricati dalla turbina se la produzione di energia termica è eccedente rispetto alla domanda. La figura 2.3.2 che segue mostra lo schema impiantistico (a) e la rappresentazione a blocchi (b) di un impianto di cogenerazione con turbina a gas con post-combustione e camino di by-pass.

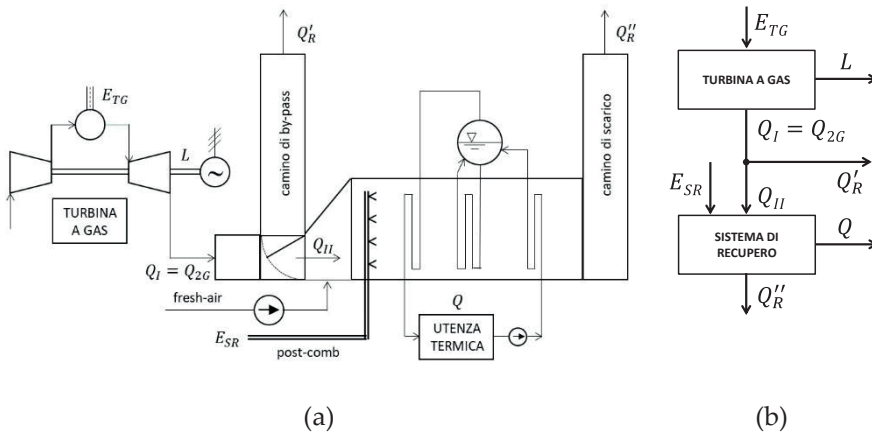


Figura 2.3.2. Schema impiantistico (a) e rappresentazione a blocchi (b) di impianto di cogenerazione con turbina a gas con post-combustione e camino di by-pass.

Oltre al camino di by-pass e al sistema di post-combustione, nello schema di figura 2.3.2 (a) è rappresentato il sistema opzionale di "fresh-air" che consente di realizzare una combustione autonoma e di mantenere in esercizio il generatore di vapore a recupero nell'eventualità che la turbina a gas sia fuori servizio.

La turbina a gas è alimentata con l'energia primaria E_{TG} e produce l'energia elettrica L . L'energia Q_{2G} non convertita in effetto utile, qui

indicata anche come Q_I , viene rilasciata in forma termica e trasferita in una quota parte pari a Q_{II} al sistema di recupero, mentre la restante parte Q'_R viene eventualmente dirottata al camino di by-pass.

Il sistema di recupero è alimentato sia con l'energia termica Q_{II} , sia con l'energia primaria E_{SR} fornita dall'esterno, produce l'energia termica utile Q e restituisce all'ambiente l'energia termica Q''_R non convertita in effetto utile, sotto forma di calore sensibile dei gas reflui.

Con riferimento alla figura 2.3.2 si possono innanzitutto esprimere i rendimenti della turbina a gas η_{TG} e del sistema di recupero η_{SR} , dati dalle relazioni:

$$\eta_{TG} = \frac{L}{E_{TG}} \quad (2.3.10)$$

$$\eta_{SR} = \frac{Q}{E_{SR} + Q_{II}} \quad (2.3.11)$$

Si introducono quindi i parametri δ e χ della post-combustione e del camino di by-pass, espressi mediante le relazioni:

$$\delta = \frac{E_{TG}}{E_{TG} + E_{SR}} \quad (2.3.12)$$

$$\chi = \frac{Q_{II}}{Q_I} \quad (2.3.13)$$

Il parametro δ esprime il rapporto tra l'energia primaria entrante nella turbina a gas e quella complessivamente entrante nell'intero sistema ed è lo stesso parametro già introdotto nello studio degli impianti combinati con post-combustione. Come si ricorderà, il parametro δ è compreso nell'intervallo $[0, 1]$; in particolare sarà $\delta = 1$ in assenza di post-combustione, $\delta = 0$ nell'eventualità che la turbina a gas sia fuori servizio ($E_{TG} = 0$) e il generatore di vapore sia dotato di dispositivi di "fresh-air" e, quindi, sia in grado di funzionare autonomamente.

Il parametro χ esprime il rapporto tra l'energia termica associata ai gas di scarico effettivamente immessi nel generatore di vapore e quella

complessivamente rilasciata dalla turbina a gas. Anch'esso è compreso nell'intervallo $[0, 1]$; in particolare sarà $\chi = 1$ se l'intera massa dei gas di scarico della turbina è inviata al generatore di vapore ai fini del recupero, $\chi = 0$ se, viceversa, l'intera massa dei gas di scarico della turbina è inviata al camino di by-pass senza essere utilizzata ai fini del recupero.

Dal bilancio energetico del sistema si ha inoltre:

$$Q_I = Q_{2G} = E_{TG} - L = E_{TG}(1 - \eta_{TG}) \quad (2.3.14)$$

$$Q_{II} = Q_I \cdot \chi = E_{TG}(1 - \eta_{TG}) \cdot \chi \quad (2.3.15)$$

$$Q = (E_{SR} + Q_{II}) \cdot \eta_{SR} = [E_{SR} + E_{TG}(1 - \eta_{TG}) \cdot \chi] \cdot \eta_{SR} \quad (2.3.16)$$

Si possono quindi esprimere i rendimenti della sola produzione elettrica e della sola produzione termica e dell'impianto di cogenerazione nel suo complesso, dati dalle relazioni:

$$\eta_L = \frac{L}{E_{TG} + E_{SR}} = \frac{E_{TG}}{E_{TG} + E_{SR}} \cdot \frac{L}{E_{TG}} = \delta \eta_{TG} \quad (2.3.17)$$

$$\eta_Q = \frac{Q}{E_{TG} + E_{SR}} = \frac{E_{SR} + E_{TG}(1 - \eta_{TG}) \cdot \chi}{E_{TG} + E_{SR}} \eta_{SR} \quad (2.3.18)$$

$$\eta_{CG} = \frac{L + Q}{E_{TG} + E_{SR}} = \eta_L + \eta_Q \quad (2.3.19)$$

In questo caso, come si evince dall'equazione (2.3.17), il rendimento della sola produzione elettrica η_L dipende dal parametro δ e coincide con il rendimento η_{TG} della turbina a gas solo in assenza di post-combustione.

Per quanto riguarda il rendimento della sola produzione termica η_Q , sviluppando l'equazione (2.3.18) si ha:

$$\begin{aligned}\eta_Q &= \left[\frac{E_{SR}}{E_{TG} + E_{SR}} + \frac{E_{TG}}{E_{TG} + E_{SR}} (1 - \eta_{TG}) \cdot \chi \right] \eta_{SR} \\ &= [(1 - \delta) + \delta(1 - \eta_{TG}) \cdot \chi] \eta_{SR}\end{aligned}\quad (2.3.20)$$

Se ora al termine tra parentesi quadre si aggiunge la differenza nulla $(\chi - \chi)$ si ottiene:

$$\eta_Q = [(1 - \delta) + (\chi - \chi) + \delta(1 - \eta_{TG}) \cdot \chi] \eta_{SR} \quad (2.3.21)$$

da cui, con semplici passaggi, si ottiene:

$$\eta_Q = [(1 - \delta) \cdot (1 - \chi) + (1 - \delta\eta_{TG}) \cdot \chi] \eta_{SR} \quad (2.3.22)$$

Si consideri ora il prodotto $(1 - \delta) \cdot (1 - \chi)$ che compare nell'equazione (2.3.22):

- In presenza di post-combustione sarà certamente $\delta < 1$, ma in tal caso deve essere $\chi = 1$, poiché se è richiesta la combustione supplementare è segno che l'energia termica ottenibile col semplice recupero è insufficiente per l'utenza e perciò la massa dei gas scaricati dalla turbina deve essere interamente utilizzata ai fini del recupero.
- In presenza di by-pass a monte del generatore di vapore sarà certamente $\chi < 1$, ma in tal caso deve essere $\delta = 1$, poiché se è richiesta l'esclusione dal recupero di una quota parte dei gas scaricati dalla turbina è segno che l'energia termica ottenibile col semplice recupero è esuberante per l'utenza e perciò non ha senso effettuare la combustione supplementare su una frazione della massa dei gas scaricati dalla turbina.

Per quanto sopra i parametri δ e χ non possono essere contemporaneamente minori dell'unità ma uno dei due deve essere necessariamente uguale a uno in qualunque condizione operativa; ne consegue che:

$$(1 - \delta) \cdot (1 - \chi) = 0 \quad (2.3.23)$$

per cui:

$$\eta_Q = (1 - \delta\eta_{TG}) \cdot \chi\eta_{SR} \quad (2.3.24)$$

Sostituendo nell'equazione (2.3.19) le espressioni di η_L e di η_Q date dalle equazioni (2.3.17) e (2.3.24) e sviluppando si ottiene infine:

$$\eta_{CG} = \delta\eta_{TG} + \chi\eta_{SR} - \delta\eta_{TG} \cdot \chi\eta_{SR} \quad (2.3.25)$$

ovvero, posto $\eta_{TG}^* = \delta\eta_{TG}$ e $\eta_{SR}^* = \chi\eta_{SR}$

$$\eta_{CG} = \eta_{TG}^* + \eta_{SR}^* - \eta_{TG}^* \cdot \eta_{SR}^* \quad (2.3.26)$$

La relazione (2.3.26) mostra che il rendimento η_{CG} dell'impianto di cogenerazione è dato dalla "somma meno il prodotto" dei rendimenti corretti η_{TG}^* della turbina a gas ed η_{SR}^* del sistema di recupero, analogamente all'espressione che caratterizza gli impianti combinati con combustione supplementare. In merito alle correzioni dei rendimenti η_{TG} e η_{SR} mediante i parametri δ e χ si possono richiamare considerazioni già espresse nel corso dello studio degli impianti combinati, vale a dire:

- il parametro δ tiene conto del fatto che il generatore di vapore è alimentato "non solo" con l'energia termica scaricata dalla turbina a gas, ma anche con energia primaria direttamente fornita dall'esterno;
- il parametro χ tiene conto del fatto che "non tutta" la massa di gas e, quindi, "non tutta" l'energia termica scaricata dalla turbina a gas viene immessa nel generatore di vapore, ma una parte di essa viene scaricata direttamente in atmosfera.

Noti i rendimenti η_L , η_Q e η_{CG} si possono infine determinare gli altri indici caratteristici, specificamente l'indice elettrico I_E , l'indice IRE di risparmio energetico, e i rendimenti marginali elettrico e termico η_{ML} .

η_{MQ} . Per quanto riguarda l'indice *IRE* (indice *PES* nell'attuale quadro normativo), di specifico interesse per l'ammissibilità dell'impianto agli incentivi riconosciuti dalla normativa CAR, sono opportuni alcuni approfondimenti sugli effetti del by-pass e della post-combustione. Entrambi gli interventi di by-pass e di post-combustione, infatti, introducono inefficienze nel sistema e pertanto è facile intuire che la loro applicazione deve essere causa di una diminuzione dell'*IRE*, che può essere quantificata come segue.

Sostituendo le espressioni di η_L e di η_Q date dalle relazioni (2.3.17) e (2.3.24) nell'espressione dell'*IRE* data dalla relazione (2.2.14) si ottiene:

$$IRE = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_L}{\eta_{LS}} + \frac{\eta_Q}{\eta_{QS}}} = 1 - \frac{1}{\frac{\delta\eta_{TG}}{\eta_{LS}} + \frac{(1 - \delta\eta_{TG}) \cdot \chi\eta_{SR}}{\eta_{QS}}} \quad (2.3.27)$$

Effetti del by-pass sull'indice IRE

In questo caso si ha: $\chi < 1$ e $\delta = 1$, per cui la relazione (2.3.27) diventa:

$$IRE = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_{TG}}{\eta_{LS}} + \frac{(1 - \eta_{TG}) \cdot \eta_{SR}}{\eta_{QS}} \chi} \quad (2.3.28)$$

L'equazione (2.3.28) mostra che al diminuire di χ diminuisce il denominatore dell'intera frazione, quindi, il valore della frazione aumenta e l'*IRE*, come atteso, diminuisce.

Effetti della post-combustione sull'indice IRE

In questo caso si ha: $\delta < 1$ e $\chi = 1$, per cui la relazione (2.3.27) diventa:

$$IRE = 1 - \frac{1}{\frac{\delta\eta_{TG}}{\eta_{LS}} + \frac{(1 - \delta\eta_{TG}) \cdot \eta_{SR}}{\eta_{QS}}} \quad (2.3.29)$$

Sviluppando il denominatore si ha:

$$\begin{aligned}
 IRE &= 1 - \frac{1}{\frac{\delta\eta_{TG}}{\eta_{LS}} + \frac{\eta_{SR}}{\eta_{QS}} - \frac{\delta\eta_{TG} \cdot \eta_{SR}}{\eta_{QS}}} \\
 &= 1 - \frac{1}{\frac{\eta_{SR}}{\eta_{QS}} + \eta_{TG} \left(\frac{1}{\eta_{LS}} - \frac{\eta_{SR}}{\eta_{QS}} \right) \delta}
 \end{aligned}
 \tag{2.3.30}$$

In questo caso, analizzando il denominatore si osserva che valgono le relazioni:

- $\frac{1}{\eta_{LS}} > 1$ essendo $\eta_{LS} < 1$. Nella migliore delle ipotesi, inoltre, il rendimento η_{LS} è di poco maggiore di 0,5 (0,525) per cui il suo inverso è almeno dell'ordine di 2;
- $\frac{\eta_{SR}}{\eta_{QS}} < 1$ essendo, di norma, $\eta_{SR} < \eta_{QS}$. Difficilmente, infatti, può risultare il contrario, ma se anche fosse la differenza sarebbe marginale e il rapporto $\frac{\eta_{SR}}{\eta_{QS}}$ sarebbe comunque prossimo all'unità;
- ne segue che il termine $\left(\frac{1}{\eta_{LS}} - \frac{\eta_{SR}}{\eta_{QS}} \right)$ è positivo.

Per quanto sopra, l'equazione (2.3.30) mostra che anche al diminuire di δ diminuisce il denominatore dell'intera frazione, quindi il valore della frazione aumenta e l'*IRE*, come atteso, diminuisce.

Gli effetti dei parametri δ e χ sull'indice *IRE* vanno considerati con estrema attenzione, specie se l'impianto è sottomesso al quadro normativo della CAR. A livello normativo, infatti, l'indice *PES* (corrispondente all'indice *IRE*) deve essere maggiore di un valore stabilito dalla norma su base annuale. Un eccessivo e continuo ricorso alla pratica della post-combustione e, in particolare, del by-pass, potrebbe determinare un deterioramento dell'indice *PES* a fine esercizio, tale da escludere l'impianto dai benefici previsti.

2.4 Cogenerazione con turbine a vapore

Qui di seguito si farà un breve cenno alla cogenerazione con turbine a vapore attraverso una descrizione sommaria delle due diverse tipologie di turbine a vapore utilizzate per scopi cogenerativi, ossia le turbine a vapore a condensazione e spillamento e le turbine a vapore a contropressione.

Impianti di cogenerazione con turbine a vapore a condensazione e spillamento.

Gli impianti di cogenerazione con turbine a vapore a condensazione e spillamento possono essere realizzati secondo una vasta gamma di possibili soluzioni, la cui configurazione dipende essenzialmente dal tipo di applicazione, in relazione al numero di spillamenti cogenerativi, alle caratteristiche termodinamiche del vapore richiesto dall'utenza, alla possibilità o meno di riciclare la condensa del vapore cogenerativo, ecc. La figura 2.4.1 mostra lo schema semplificato di un impianto di cogenerazione con turbina a vapore a condensazione e con uno spillamento cogenerativo, mentre la figura 2.4.2 mostra i corrispondenti cicli termodinamici sui piani T - s (a) e h - s (b) rappresentati, per semplicità, in sede limite. Sempre per semplicità è omesso il degassatore, in realtà sempre presente. La valvola di ammissione è completamente aperta in condizioni nominali.

Come si evince dalla figura 2.4.1, l'utenza termica è alimentata con la massa m_s del vapore spillato (punto 6). Nel caso specifico, la condensa del vapore cogenerativo, supposta in condizioni di liquido saturo (punto 7), viene ripresa da una pompa di alimento, compressa alla pressione massima del ciclo (punto 8) e completamente riciclata nel circuito principale, dove si mescola con l'acqua di alimento proveniente dal condensatore (punto 1). Dopo il miscelamento, il flusso risultante si trova nello stato termodinamico intermedio individuato dal punto 2.

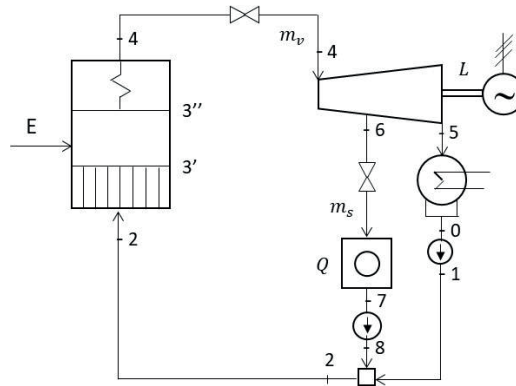


Figura 2.4.1. Schema semplificato di un impianto di cogenerazione con turbina a vapore a condensazione e con uno spillamento cogenerativo.

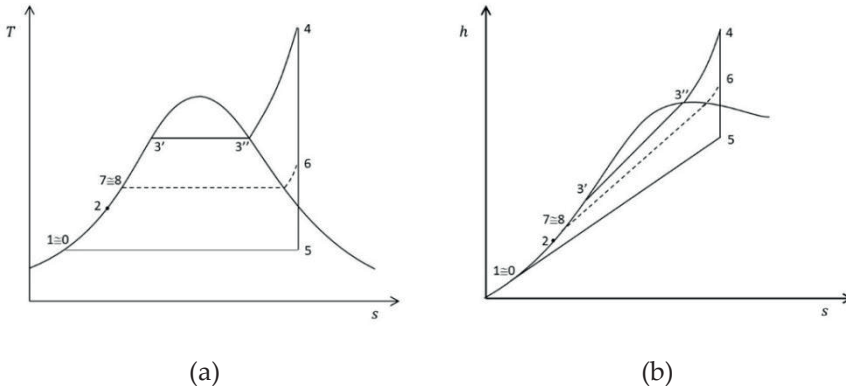


Figura 2.4.2. Ciclo termodinamico sul piano T - s (a) e sul piano h - s (b) di un impianto di cogenerazione con turbina a vapore a condensazione e con uno spillamento cogenerativo.

La massa di vapore m_s destinata all'utenza termica è evidentemente sottratta all'espansione, pertanto, un aumento di m_s determinato da un aumento della richiesta di energia termica Q da parte dell'utenza determina una diminuzione del lavoro prodotto dalla turbina e, quindi, dell'energia elettrica L prodotta dall'alternatore. Di conseguenza Q ed L sono strettamente interdipendenti e variano in modo opposto; a parità di energia primaria E introdotta nell'impianto, sono

perciò correlati tra loro, e variano con le stesse modalità, i rendimenti della sola produzione elettrica e termica η_L ed η_Q . Si ha infatti:

$$L = m_v(h_4 - h_5) - m_s(h_6 - h_5) \quad (2.4.1)$$

$$Q = m_s(h_6 - h_7) \quad (2.4.2)$$

da cui:

$$L = m_v(h_4 - h_5) - Q \frac{(h_6 - h_5)}{(h_6 - h_7)} \quad (2.4.3)$$

È opportuno sottolineare che in questi impianti si ha una perdita Q_2 al condensatore, oltre che al generatore di vapore, data dalla relazione:

$$Q_2 = (m_v - m_s) \cdot (h_5 - h_0) = m_v \cdot (h_5 - h_0) - Q \frac{(h_5 - h_0)}{(h_6 - h_7)} \quad (2.4.4)$$

La 2.4.4 mostra, come è ovvio, che la quantità di calore Q_2 rilasciata al condensatore è tanto minore quanto maggiore è l'energia termica Q cogenerata. Si osserva, al proposito, che diversamente da quanto avviene nelle turbine a vapore convenzionali dove la massa di vapore complessivamente spillata a fini rigenerativi è dell'ordine del 30÷40% della massa di vapore all'ingresso della turbina, nelle turbine a vapore dedicate alla cogenerazione le masse di vapore complessivamente spillate possono essere molto più consistenti, arrivando anche al 90% della massa di vapore all'ingresso della turbina, con una drastica riduzione della quantità di calore Q_2 rilasciata al condensatore.

Impianti di cogenerazione con turbine a vapore a contropressione.

Negli impianti di cogenerazione con turbine a vapore a contropressione, l'utenza termica è alimentata con tutto il vapore scaricato dalla turbina a pressione maggiore di quella ambiente, solitamente al più nel campo 2÷10 bar, a cui corrispondono temperature di saturazione nel campo 120÷180 °C. In questo caso l'utenza termica funge da

condensatore e rappresenta la sorgente fredda del ciclo termodinamico, per cui le uniche perdite verso l'esterno sono essenzialmente quelle del generatore di vapore⁹.

La figura 2.4.3 mostra lo schema semplificato di un impianto di cogenerazione con turbina a vapore a contropressione, mentre la figura 2.4.4 mostra i corrispondenti cicli termodinamici sui piani $T-s$ (a) e $h-s$ (b), sempre rappresentati, per semplicità, in sede limite. Sempre per semplicità, anche in questo caso è omesso il degasatore, in realtà sempre presente. La valvola di ammissione è completamente aperta in condizioni nominali.

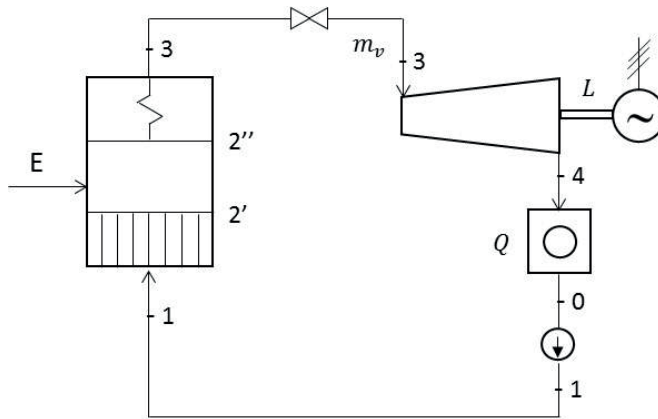


Figura 2.4.3. Schema semplificato di un impianto di cogenerazione con turbina a vapore a contropressione.

Come si evince dalla figura 2.4.3, l'utenza termica è ora alimentata con tutta la massa di vapore m_v evolvente in turbina. La pressione di scarico, generalmente maggiore di quella atmosferica, è tanto più elevata quanto più elevato è il valore della temperatura dell'utenza. Ad esempio, a temperature dell'utenza comprese più frequentemente nel campo $120\div 150\text{ }^\circ\text{C}$, corrispondono pressioni di saturazione comprese nel campo $2\div 5\text{ bar}$. È appena il caso di osservare, al proposito, che valori elevati della temperatura dell'utenza e, quindi della pressione allo

⁹ A meno di perdite secondarie del circuito dovute a fughe di vapore, spurghi, ecc.

scarico della turbina, incidono sensibilmente sul salto entalpico del vapore in turbina e, quindi sulla produzione di energia elettrica.

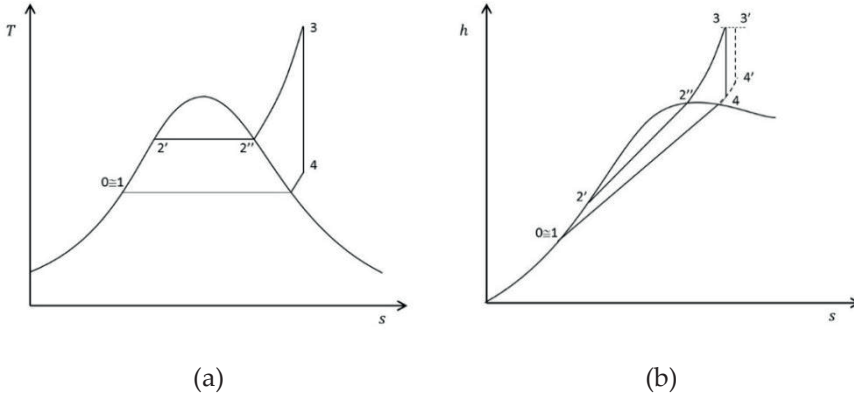


Figura 2.4.4. Ciclo termodinamico sul piano T - s (a) e sul piano h - s (b) di un impianto di cogenerazione con turbina a vapore a contropressione.

Con riferimento al ciclo termodinamico, supposto trascurabile il lavoro della pompa, e quindi posto $h_1 = h_0$, risulta:

$$Q_1 = m_v(h_3 - h_1) = m_v(h_3 - h_0) \quad (2.4.5)$$

$$Q_2 = m_v(h_4 - h_0) \quad (2.4.6)$$

$$L = Q_1 - Q_2 = m_v(h_3 - h_4) \quad (2.4.7)$$

$$\eta_r = \frac{L}{Q_1} = \frac{(h_3 - h_4)}{(h_3 - h_0)} \quad (2.4.8)$$

In questo caso il calore cogenerato Q corrisponde proprio al calore Q_2 rilasciato dal ciclo termodinamico, che quindi non è perduto ma utilizzato dall'utenza termica. Con riferimento all'impianto di cogenerazione si ha ancora:

$$\eta_L = \frac{L}{E} = \frac{Q_1 - Q_2}{E} \quad (2.4.9)$$

$$\eta_Q = \frac{Q}{E} = \frac{Q_2}{E} \quad (2.4.10)$$

$$\eta_{CG} = \eta_L + \eta_Q = \frac{Q_1 - Q_2}{E} + \frac{Q_2}{E} = \frac{Q_1}{E} \quad (2.4.11)$$

Nell'equazione (2.4.11) il termine a secondo membro non è altro che il rendimento del generatore di vapore, pertanto:

$$\eta_{CG} = \eta_{GV} \quad (2.4.12)$$

Questo risultato è di particolare interesse perché dimostra che il rendimento di un impianto di cogenerazione con turbina a vapore a contropressione, coincidendo (con le approssimazioni del caso) con il rendimento del generatore di vapore, può essere molto elevato.

È altresì interessante l'esame dell'indice elettrico, dato dalla relazione:

$$I_E = \frac{\eta_L}{\eta_{CG}} = \frac{L}{Q_1} \quad (2.4.13)$$

Nell'equazione (2.4.13) il termine a secondo membro non è altro che il rendimento del ciclo termodinamico, pertanto:

$$I_E = \eta_r \quad (2.4.14)$$

Questo risultato dimostra invece che l'indice elettrico di un impianto di cogenerazione con turbina a vapore a contropressione, coincidendo con il rendimento del ciclo termodinamico, è relativamente basso. Ciò è dovuto a varie ragioni, non solo a causa dell'elevata pressione allo scarico della turbina, ma anche delle altre caratteristiche del ciclo, che di solito è basato su un solo surriscaldamento e presenta valori più bassi, rispetto agli impianti a vapore convenzionali, della temperatura e della pressione massima del vapore surriscaldato.

Dall'equazione (2.4.7), essendo $Q=Q_2$, risulta infine:

$$Q_1 = L + Q \quad (2.4.15)$$

La relazione (2.4.15) evidenzia, anche in questo caso, la stretta interdipendenza tra L e Q e, quindi, tra η_L ed η_Q . Per un prefissato valore dell'energia primaria E fornita all'impianto e per un dato valore del rendimento η_{GV} del generatore di vapore, il termine Q_1 è costante, quindi, all'aumentare di Q diminuisce L (e viceversa); inoltre, per la costanza di Q_1 , ad un aumento di Q corrisponde, in valore assoluto, una diminuzione di L di pari entità.

Nella figura 2.4.4 (b) è mostrato un processo di laminazione del vapore all'ingresso della turbina conseguente ad una azione sulla valvola di ammissione in fase di regolazione. A seguito della laminazione si ha lo spostamento del punto 3 in 3' ed essendo la laminazione un processo isoentalpico, in quanto nella valvola non ci sono scambi di calore né di lavoro con l'esterno, sarà $h_{3'} = h_3$. In corrispondenza, si ha lo spostamento del punto 4 in 4', ma in questo caso sarà $h_{4'} > h_4$. Ne segue, come peraltro si evince chiaramente dalla figura 2.4.4 (b), che $L' < L$ e quindi, in virtù della (2.4.15), $Q' > Q$.

2.5 Criteri di gestione

In questo paragrafo vengono illustrati alcuni aspetti basilari concernenti i criteri di regolazione della potenza e di gestione degli impianti di cogenerazione, con specifico riferimento agli impianti di cogenerazione basati su turbine a gas. Considerazioni analoghe con le semplificazioni del caso, possono essere in parte estese a impianti di cogenerazione basati su motori alternativi a combustione interna.

Considerazioni preliminari

Le modalità di funzionamento di un impianto di cogenerazione possono essere sintetizzate in un piano caratteristico della cogenerazione che riporta sugli assi cartesiani la potenza elettrica L in ascisse e la

potenza termica Q in ordinate¹⁰. La figura 2.5.1 illustra il piano caratteristico L - Q in cui è riportata la curva operativa di un impianto di cogenerazione con turbina a gas a semplice recupero, ovvero senza dispositivi di post-combustione e di by-pass.

I punti "N" ed "M" sulla curva rappresentano rispettivamente il funzionamento in condizioni nominali e in condizioni di minimo tecnico, a cui generalmente corrisponde una potenza dell'ordine del 30÷40% di quella nominale. Il punto "O" rappresenta invece una generica condizione operativa in un punto di funzionamento diverso dalle condizioni di progetto (nominali); in queste condizioni l'impianto produce una potenza elettrica pari a L_O e una potenza termica pari a Q_O . Il punto "P" rappresenta infine la condizione in cui la turbina a gas è in rotazione ma in assenza di carico esterno, in attesa, ad esempio, di entrare in parallelo con la rete. In queste condizioni si ha allo scarico la potenza termica Q_P .

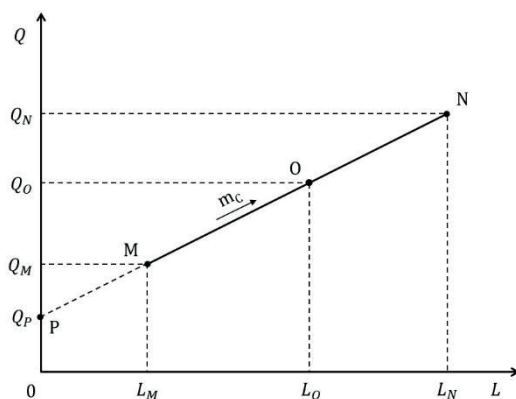


Figura 2.5.1. Piano caratteristico della cogenerazione e curva caratteristica della turbina a gas.

La curva M-N è una funzione monotona crescente, pertanto, la potenza termica dei gas allo scarico della turbina diminuisce al diminuire della potenza elettrica. Il tratto M-N è qui rappresentato mediante un

¹⁰ Per brevità si omette il punto sulle lettere "L" e "Q" rappresentativo della dipendenza dal tempo.

segmento di retta, ma ciò è vero solo nell'ipotesi di rendimento della turbina a gas costante; in realtà il rendimento diminuisce rispetto al valore nominale, degradandosi rapidamente, al diminuire della potenza. Riducendo la potenza al di sotto del minimo tecnico si possono manifestare problemi di stabilità di funzionamento, oltre a un inaccettabile decadimento del rendimento.

Con specifico riferimento all'impianto di turbina a gas, la potenza effettiva P_e ¹¹ può essere espressa, con ovvio significato dei termini, mediante le relazioni:

$$P_e = \dot{m}_a l_{u,a} \eta_o \quad (2.5.1)$$

$$P_e = \dot{m}_c H_i \eta_g \quad (2.5.2)$$

Le relazioni (2.5.1) e (2.5.2) mostrano che la potenza dipende essenzialmente da \dot{m}_a , $l_{u,a}$, \dot{m}_c e, indirettamente, anche da η_g .

Nelle macchine di piccola e media potenza la regolazione viene effettuata agendo solamente sulla portata di combustibile \dot{m}_c . Ad una diminuzione di \dot{m}_c corrisponde un aumento del rapporto massico aria/combustibile α con una conseguente diminuzione della temperatura massima dei gas all'ingresso della turbina e della corrispondente temperatura allo scarico. Ne risulta una diminuzione del lavoro specifico della turbina, quindi del lavoro utile specifico $l_{u,a}$, essendo invariato il lavoro specifico del compressore, e infine, come si evince dall'equazione (2.5.1), della potenza dell'impianto. La diminuzione della potenza dell'impianto, al diminuire di \dot{m}_c , è peraltro direttamente evidenziata dall'equazione (2.5.2). Come si ricorderà, inoltre, la diminuzione della temperatura massima del ciclo non ha nessuna influenza sul rendimento del ciclo limite, che dipende solo dal rapporto di compressione, mentre influisce negativamente sul rendimento interno e, di conseguenza, sul rendimento globale dell'impianto presente nell'equazione (2.5.2). In ultima analisi, oltre che per l'effetto diretto della diminuzione della portata di combustibile, la potenza della

¹¹ Qui indicata con notazione canonica P_e invece che con L , ma nella fattispecie P_e ed L rappresentano la medesima grandezza fisica.

turbina a gas diminuisce anche per l'effetto indiretto della conseguente diminuzione del rendimento globale η_g .

Nelle macchine più sofisticate di potenza medio-alta e in quelle di derivazione aeronautica, la regolazione viene effettuata agendo inizialmente sul calettamento delle palettature statoriche dei primi stadi del compressore (di norma 4÷6), in modo da diminuire la portata d'aria pressoché proporzionalmente alla portata di combustibile. Così operando si mantiene pressoché costante il rapporto aria/combustibile e, quindi, la temperatura massima del ciclo; in tal modo il rendimento interno non risente più della diminuzione della temperatura massima del ciclo come nel caso precedente ma risente solamente, in misura molto meno rilevante, degli effetti della variazione del calettamento delle pale sul rendimento del compressore. Questo tipo di regolazione viene attuata fino a potenze intorno al 70% della potenza nominale; oltre questo limite la potenza viene ulteriormente ridotta fino al minimo tecnico operando solo sulla portata di combustibile senza più modificare il calettamento delle palettature statoriche del compressore.

Qualunque sia il metodo di regolazione adottato, come già osservato e come evidenziato dalla figura 2.5.1, la potenza termica dei gas allo scarico della turbina diminuisce al diminuire della potenza elettrica; infatti:

- Nel primo caso (regolazione della potenza mediante sola diminuzione della portata di combustibile) la portata d'aria rimane costante, così rimane pressoché costante la portata dei gas in turbina, mentre la loro temperatura allo scarico della turbina diminuisce diminuendo quella all'ingresso; di conseguenza diminuisce l'energia termica (entalpia totale) dei gas di scarico della turbina.
- Nel secondo caso (regolazione della potenza mediante variazione del calettamento delle palettature statoriche del compressore) la portata d'aria diminuisce pressoché proporzionalmente alla portata di combustibile, così diminuisce la portata di gas evolvente in turbina, mentre la loro temperatura all'uscita rimane pressoché costante rimanendo pressoché costante quella all'ingresso; di

conseguenza diminuisce l'energia termica dei gas di scarico della turbina, questa volta per effetto della diminuzione della portata di gas.

Per quanto sopra, ogni coppia Q - L caratteristica di un punto di funzionamento della turbina a gas è caratterizzata da una corrispondenza biunivoca in quanto il punto operativo è vincolato a muoversi sulla linea M-N. L'altra parte, le utenze elettrica e termica sono di norma indipendenti e quindi la coppia Q - L rappresentativa dell'utenza può posizionarsi in qualunque punto del piano caratteristico. Ciò significa che la turbina a gas a semplice recupero, ossia priva di dispositivi di post-combustione e di by-pass, non è in grado di soddisfare contemporaneamente entrambe le richieste di energia elettrica e termica dell'utenza.

Le figure 2.5.2 e 2.5.3 mostrano alcune modalità operative caratteristiche dell'impianto di cogenerazione per diverse condizioni di carico elettrico e termico dell'utenza, nell'intorno di un punto di funzionamento "O" diverso dalle condizioni nominali. Nel punto "O", l'impianto di cogenerazione produce l'energia elettrica L_0 e l'energia termica Q_0 . Per quanto riguarda l'utenza (elettrica e termica) si considerino i diversi casi rappresentati dai punti "A", "B" (figura 2.5.2) e "C", "D" (figura 2.5.3).

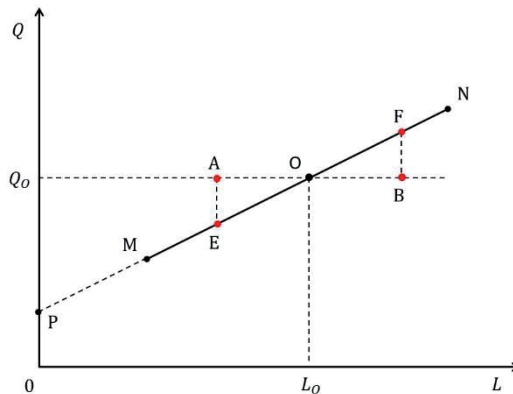


Figura 2.5.2. Modalità operative dell'impianto di cogenerazione per diverse condizioni di carico elettrico e termico dell'utenza - Casi "A" e "B".

1. Utenza nel punto "A" (figura 2.5.2). La turbina a gas potrebbe operare nel punto "O" in modo da soddisfare il carico termico (modo "heat-match"). In tal caso si ha:

$Q_A = Q_O$ l'utenza termica è soddisfatta per definizione;
 $L_A < L_O$ l'utenza elettrica è parimenti soddisfatta, ma poiché il carico elettrico dell'utenza è minore rispetto alla produzione l'energia elettrica eccedente deve essere ceduta alla rete pubblica o a un sistema di accumulo.

In alternativa, la turbina a gas potrebbe operare nel punto "E" in modo da soddisfare il carico elettrico (modo "electricity-match"). In tal caso la turbina a gas opera a potenza minore rispetto al punto "O" di riferimento e in queste condizioni si ha:

$L_A = L_E$ l'utenza elettrica è soddisfatta per definizione;
 $Q_A > Q_E$ l'utenza termica non è soddisfatta poiché la produzione è minore della richiesta dell'utenza; in questo caso sarà necessario integrare la produzione di energia termica dell'impianto di cogenerazione mediante un generatore di calore ausiliario.

2. Utenza nel punto "B" (figura 2.5.2). Come per il punto "A", la turbina a gas potrebbe operare nel punto "O" in modo da soddisfare il carico termico (modo "heat-match"). In tal caso si ha:

$Q_B = Q_O$ l'utenza termica è soddisfatta per definizione;
 $L_B > L_O$ l'utenza elettrica non è soddisfatta poiché la produzione è minore della richiesta dell'utenza; in questo caso sarà necessario acquistare energia elettrica dalla rete (o prelevarla da un eventuale sistema di accumulo) per integrare la produzione.

In alternativa, la turbina a gas potrebbe operare nel punto "F" in modo da soddisfare il carico elettrico (modo "electricity-match"). In tal caso la turbina a gas opera a potenza maggiore rispetto al punto "O" di riferimento e in queste condizioni si ha:

$L_B = L_F$ l'utenza elettrica è soddisfatta;

$Q_B < Q_F$ l'utenza termica è parimenti soddisfatta poiché la produzione è maggiore della richiesta dell'utenza; in questo caso sarà però necessario dissipare l'energia termica eccedente.

In generale, se connesso elettricamente ad una a una rete pubblica con cui effettuare scambi bidirezionali di energia elettrica, l'impianto di cogenerazione può operare in modo da soddisfare il carico termico (punti "A" e "B"). Pertanto, rispetto a un punto operativo "O" di riferimento sulla curva caratteristica di funzionamento dell'impianto, l'utenza è posizionata sulla retta orizzontale passante per il punto "O".

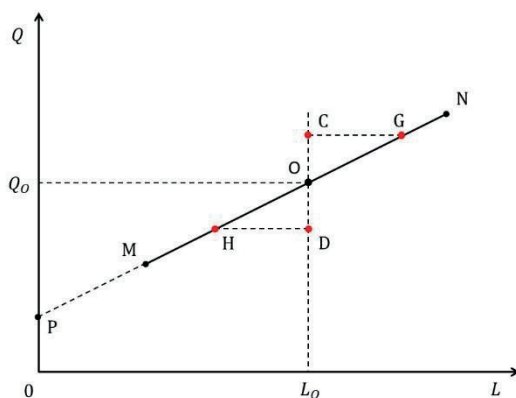


Figura 2.5.3. Modalità operative dell'impianto di cogenerazione per diverse condizioni di carico elettrico e termico dell'utenza – Casi "C" e "D".

3. Utenza nel punto "C" (figura 2.5.3). La turbina a gas potrebbe operare nel punto "O" in modo da soddisfare il carico elettrico (modo "electricity-match"). In tal caso si ha:

$L_C = L_O$ l'utenza elettrica è soddisfatta per definizione;
 $Q_C > Q_O$ l'utenza termica non è soddisfatta poiché la produzione è minore della richiesta dell'utenza; in questo caso, come per l'utenza nel punto "A", sarà necessario integrare la produzione di energia termica dell'impianto di cogenerazione mediante un generatore di calore ausiliario.

In alternativa, la turbina a gas potrebbe operare nel punto "G" in modo da soddisfare il carico termico (modo "heat-match"). In tal caso la turbina a gas opera a potenza maggiore rispetto al punto "O" di riferimento e in queste condizioni si ha:

$Q_C = Q_G$ l'utenza termica è soddisfatta per definizione;
 $L_C < L_G$ l'utenza elettrica è parimenti soddisfatta, ma poiché il carico elettrico dell'utenza è minore rispetto alla produzione l'energia elettrica eccedente deve essere ceduta alla rete pubblica o a un sistema di accumulo.

È appena il caso di osservare che rispetto al funzionamento in "O", dove si ha l'accoppiamento elettrico con l'utenza, il funzionamento in "G" è possibile solo se l'impianto di cogenerazione è connesso con una rete pubblica a cui possa destinare l'energia elettrica prodotta in eccesso, oppure se l'impianto di cogenerazione è dotato di un sistema di accumulo dell'energia elettrica.

4. Utenza nel punto "D" (figura 2.5.3). Come per il punto "C", la turbina a gas potrebbe operare nel punto "O" in modo da soddisfare il carico elettrico (modo "electricity-match"). In tal caso si ha:

$L_D = L_O$ l'utenza elettrica è soddisfatta per definizione;
 $Q_D < Q_O$ l'utenza termica è parimenti soddisfatta poiché la produzione è maggiore della richiesta dell'utenza; in questo caso sarà però necessario dissipare l'energia termica eccedente.

In alternativa, la turbina a gas potrebbe operare nel punto "H" in modo da soddisfare il carico termico (modo "heat-match"). In tal caso la turbina a gas opera a potenza minore rispetto al punto "O" di riferimento e in queste condizioni si ha:

- $Q_D = Q_H$ L'utenza termica è soddisfatta per definizione;
- $L_D > L_H$ L'utenza elettrica non è soddisfatta poiché la produzione è minore della richiesta dell'utenza; in questo caso sarà necessario acquistare energia elettrica dalla rete (o prelevarla da un eventuale sistema di accumulo) per integrare la produzione.

Si osserva anche in questo caso che rispetto al funzionamento in "O", dove si ha l'accoppiamento elettrico con l'utenza, il funzionamento in "H" è possibile solo se l'impianto di cogenerazione è connesso con una rete pubblica da cui possa prelevare l'energia elettrica necessaria per compensare il deficit di produzione rispetto alla richiesta dell'utenza, oppure se l'impianto di cogenerazione è dotato di un sistema di accumulo dell'energia elettrica.

In generale, nel funzionamento "in isola", ossia in assenza di una connessione con una rete elettrica pubblica, e in assenza di un sistema di accumulo elettrico integrato, l'impianto di cogenerazione può operare solo in modo da soddisfare il carico elettrico (punti "C" e "D"). Pertanto, rispetto a un punto operativo "O" di riferimento sulla curva caratteristica di funzionamento dell'impianto, l'utenza si posiziona sulla retta verticale passante per il punto "O". Sempre nel funzionamento "in isola", l'impianto di cogenerazione potrà operare anche in modo da soddisfare il carico termico (punti "G" e "H") se è integrato con un sistema di accumulo elettrico. Si osserva infine che nella realtà è il punto di funzionamento dell'impianto di cogenerazione che adegua la sua posizione sulla curva operativa, in modo da soddisfare, secondo convenienza, i carichi elettrico o termico dell'utenza.

In ogni caso, come già affermato, l'impianto di cogenerazione con turbina a gas a semplice recupero, privo cioè di dispositivi di post-

combustione e di by-pass, non è in grado di soddisfare contemporaneamente entrambe le richieste di energia elettrica e termica dell'utenza. Maggiore flessibilità operativa può essere conseguita, in tal senso, dotando il sistema di recupero a valle della turbina a gas di un sistema di post-combustione e di un sistema di by-pass dei gas di scarico, così da rendere indipendenti, entro determinati limiti tecnici e costruttivi, la produzione delle due forme di energia elettrica e termica. Per una prefissata produzione di energia elettrica, infatti, il sistema di post-combustione consente di produrre una maggiore quantità di energia termica rispetto a quella disponibile nel caso di recupero semplice, mentre il sistema di by-pass consente di dissipare l'eventuale eccedenza di energia termica disponibile col recupero semplice rispetto alle esigenze dell'utenza. In altre parole, un impianto di cogenerazione dotato di dispositivi di post-combustione e by-pass dei gas di scarico può operare in un'ampia regione del piano $Q-L$ invece che sulla sola linea $M-N$ caratteristica dell'impianto a semplice recupero.

Nel seguito vengono approfondite le curve caratteristiche di alcuni impianti di cogenerazione di diversa configurazione basati su turbine a gas a ciclo semplice con dispositivi di post-combustione e di by-pass dei gas di scarico, a ciclo misto (con iniezione di vapore) e a ciclo combinato con turbina a vapore.

Impianto di cogenerazione con turbina a gas a ciclo semplice con dispositivi di post-combustione e di by-pass dei gas di scarico

La figura 2.5.4 illustra qualitativamente il piano operativo di un impianto di cogenerazione con turbina a gas dotato di sistemi di post-combustione e by-pass.

La porzione di piano al di sopra della linea $M-N$ rappresenta la regione della post-combustione, delimitata superiormente dalla linea $M_{PC}-N_{PC}$. Analogamente ai punti "N" ed "M", i punti N_{PC} e M_{PC} sono relativi al funzionamento della turbina a gas rispettivamente in condizioni nominali e in condizioni di minimo tecnico in regime di piena post-combustione. Il limite alla post-combustione indicato dalla linea $M_{PC}-N_{PC}$ è stabilito da fattori costruttivi (temperature massime ammissibili) e funzionali (disponibilità di ossigeno nei gas).

La porzione di piano al di sotto della linea M-N rappresenta invece la regione della parzializzazione dei gas all'ingresso del generatore di vapore a recupero realizzata mediante il cammino di by-pass.

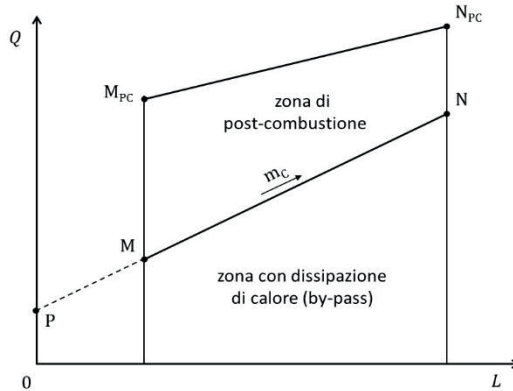


Figura 2.5.4. Piano operativo di un impianto di cogenerazione con turbina a gas dotato di sistemi di post-combustione e by-pass.

Con riferimento al piano caratteristico illustrato in figura 2.5.4, la figura 2.5.5 riporta l'indicazione di alcune possibili condizioni operative (punti 1-6) dell'impianto di cogenerazione con post-combustione e cammino di by-pass, e della turbina a gas in particolare, per una specificata utenza rappresentata dal punto "U" posta al di sopra della linea M-N di regolazione della turbina a gas.

1. Il punto 1 coincide con il punto N, relativo alle condizioni di funzionamento nominale della turbina a gas. In queste condizioni la turbina a gas produce energia elettrica ed energia termica in esubero rispetto alle esigenze dell'utenza. L'eccedenza di energia elettrica sarà quindi ceduta alla rete pubblica, mentre l'eccedenza di energia termica dovrà essere dissipata dirottando una parte dei gas di scarico della turbina a gas direttamente all'esterno attraverso il cammino di by-pass. In queste condizioni il reale punto di funzionamento dell'intero impianto di cogenerazione è quello rappresentato dal punto 1'.

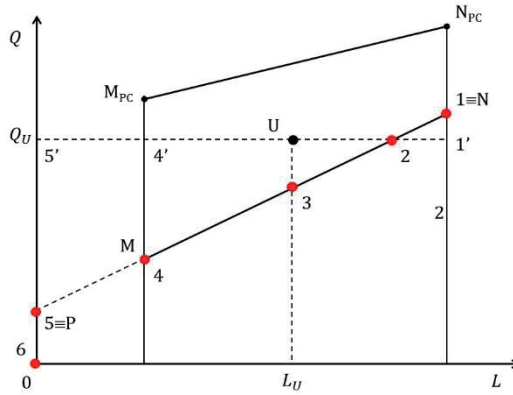


Figura 2.5.5. Criteri di gestione della richiesta di energia elettrica e termica dell'utenza con un impianto di cogenerazione con turbina a gas dotato di sistemi di post-combustione e by-pass.

2. Nel punto 2 la turbina a gas opera a carico ridotto in modo da soddisfare esattamente la richiesta di energia termica dell'utenza. In queste condizioni la produzione di energia elettrica eccede ancora le esigenze dell'utenza per cui l'eccedenza di energia elettrica sarà ceduta alla rete pubblica come nel caso precedente.
3. Nel punto 3 la turbina a gas opera a carico ulteriormente ridotto in modo da soddisfare la richiesta di energia elettrica dell'utenza. In queste condizioni l'energia termica prodotta dall'impianto di cogenerazione è insufficiente rispetto alle esigenze dell'utenza, per cui il deficit dovrà essere colmato agendo con la post-combustione.
4. Nel punto 4 la turbina a gas opera in condizioni di minimo tecnico ed entrambe le produzioni di energia elettrica e termica dovranno essere integrate, per soddisfare l'utenza, la prima importando energia elettrica dalla rete pubblica, la seconda mediante la post-combustione. In queste condizioni il reale punto di funzionamento dell'intero impianto di cogenerazione è quello rappresentato dal punto 4'.

5. Nel punto 5 la turbina a gas non eroga potenza ma è comunque in funzione, pronta per una successiva entrata in parallelo con la rete. Questa situazione può essere tipica, per esempio, di un impianto di cogenerazione asservito ad un processo produttivo che viene interrotto o rallentato nel fine settimana; in questo caso può non essere conveniente spegnere la turbina a gas per poi riavviarla all'inizio della settimana successiva, ma può essere più opportuno mantenere la macchina "calda" in funzionamento "a vuoto" fino alla ripresa di carico¹². Come nel caso precedente la produzione di energia termica, comunque presente in minima quantità, dovrà essere integrata mediante una post-combustione ancora più spinta, mentre l'energia elettrica richiesta dall'utenza dovrà essere interamente importata dalla rete pubblica. In queste condizioni il reale punto di funzionamento dell'intero impianto di cogenerazione è quello rappresentato dal punto 5'.
6. Il punto 6 rappresenta una condizione di fermo della turbina a gas. L'impianto di cogenerazione può ancora soddisfare la richiesta di energia termica dell'utenza se il generatore di vapore (o di calore in senso lato) è in grado di funzionare in modo autonomo, ossia se è dotato di dispositivi per la combustione con aria esterna (fresh-air), mentre l'energia elettrica richiesta dall'utenza deve essere interamente importata dalla rete pubblica.

Ci si chiede con quale logica sia debba effettuare la scelta del punto ottimale di funzionamento della turbina a gas e dell'intero impianto di cogenerazione, considerato anche che i punti esaminati rappresentano solo alcune delle infinite soluzioni possibili.

Il principio informatore è essenzialmente di carattere economico ed è condizionato dai costi di esercizio dell'impianto di cogenerazione in relazione ai prezzi di cessione e acquisto dell'energia elettrica negli scambi con la rete. Detti P_a il prezzo corrente di acquisto dalla rete

¹² Si ricordi che le operazioni di spegnimento e successivo avviamento riducono la vita tecnica dell'impianto o, comunque, aumentano la frequenza degli interventi di manutenzione.

dell'unità di energia elettrica (ad esempio del kWh) e P_v il corrispondente prezzo di cessione (vendita), si ha innanzitutto:

$$P_v < P_a \quad (2.5.3)$$

Per ovvie ragioni di mercato, infatti, in un determinato istante il prezzo di vendita da parte di un produttore al gestore del mercato elettrico è sempre minore del prezzo di acquisto dal gestore del mercato da parte dello stesso produttore. Indicando inoltre con C_p il costo di produzione dell'energia elettrica relativo all'impianto di cogenerazione in oggetto, in momenti diversi potranno verificarsi le seguenti condizioni di mercato:

- a) $P_v > C_p$, ossia il prezzo di cessione (vendita) alla rete pubblica in un determinato arco temporale è maggiore del costo di produzione dell'energia elettrica. In queste condizioni conviene produrre energia elettrica in sovrappiù e cedere l'eccedenza alla rete pubblica guadagnando sulla vendita, come avviene nei punti di funzionamento 1 e 2 precedentemente discussi.
- b) $P_a < C_p$, ossia il prezzo di acquisto dalla rete pubblica in un determinato arco temporale è minore del costo di produzione dell'energia elettrica. In queste condizioni conviene acquistare energia elettrica dalla rete pubblica risparmiando sull'autoproduzione, come avviene nei punti di funzionamento 4, 5 e 6 precedentemente discussi.
- c) $P_v < C_p < P_a$, ossia il costo di produzione cade all'interno del campo compreso tra i prezzi di vendita e di acquisto. In queste condizioni non è conveniente la vendita di energia elettrica eventualmente prodotta in eccedenza, rispetto alle esigenze dell'utenza, essendo $P_v < C_p$, come pure non è conveniente l'acquisto di energia elettrica per compensare l'eventuale produzione in difetto, rispetto alle esigenze dell'utenza, essendo $P_a > C_p$. Ne consegue che in simili circostanze è conveniente che l'impianto

funzioni in isola, come avviene nel punto di funzionamento 3 precedentemente discusso.

Valutazioni analoghe possono essere formulate considerando un'utenza che ricade nella zona sottostante alla curva M-N di regolazione della turbina a gas.

Come già mostrato nel precedente paragrafo §2.3, la post-combustione e il by-pass dei gas di scarico determinano una diminuzione dell'indice IRE che nel caso di impianti che usufruiscono degli incentivi normativi (Cfr. §2.7 Cogenerazione Alto Rendimento) può condurre alla perdita degli inerenti benefici. Sul piano normativo, infatti, l'indice IRE (PES nella normativa CAR), determinato sulla base di un anno solare di esercizio, deve essere maggiore di un valore minimo prestabilito (che dipende dalla potenza dell'impianto) e un abuso della post-combustione e/o del by-pass può compromettere il soddisfacimento dei requisiti minimi. In tal senso, per quanto nel contesto di un approccio speculativo la post-combustione e il by-pass possano risultare economicamente convenienti, la loro sistematica e reiterata attuazione va considerata con estrema cautela e continuamente monitorata.

Impianto di cogenerazione con turbina a gas con iniezione di vapore in camera di combustione

La figura 2.5.6 illustra qualitativamente il piano operativo di un impianto di cogenerazione con turbina a gas con iniezione di vapore in camera di combustione.

In questo caso il generatore di vapore a recupero non è dotato di camino di by-pass e produce, in ogni condizione di funzionamento della turbina a gas, la massima quantità di vapore consentita dalla sua configurazione, indipendentemente dalle esigenze dell'utenza. Lungo la linea M-N non si ha iniezione di vapore in turbina ($m_v = 0$) e tutto il vapore prodotto è fornito all'utenza.

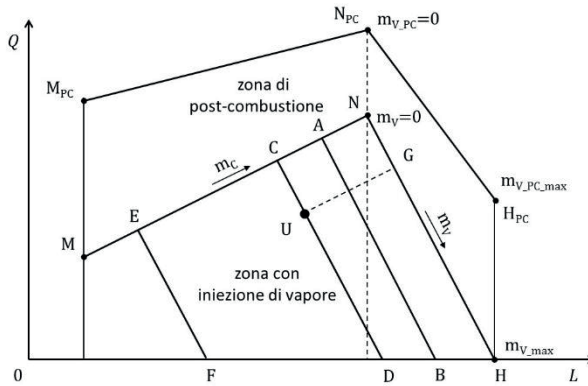


Figura 2.5.6. Piano operativo di un impianto di cogenerazione con turbina a gas con iniezione di vapore in camera di combustione.

Ove l'energia termica così prodotta risulti insufficiente per le esigenze dell'utenza si ricorre alla post-combustione. Come nel caso precedente, in tal senso, la porzione di piano al di sopra della linea M-N rappresenta la regione della post-combustione, delimitata superiormente dalla linea $M_{PC}-N_{PC}$. Analogamente ai punti "N" ed "M", i punti N_{PC} e M_{PC} , come già specificato, sono relativi al funzionamento della turbina a gas rispettivamente in condizioni nominali e in condizioni di minimo tecnico in regime di piena post-combustione.

Diversamente dal caso precedente, la porzione di piano al di sotto della linea M-N non è dissipativa, ma rappresentativa di condizioni operative in cui l'eccedenza di energia termica, nella fattispecie di vapore prodotto in eccesso rispetto alle esigenze dell'utenza viene iniettata nella camera di combustione dell'impianto di turbina a gas per essere poi fatta espandere in turbina.

Partendo dalle condizioni di funzionamento nominale rappresentate dal punto "N", in cui $m_v = 0$, la progressiva iniezione di vapore in turbina ($m_v > 0$) comporta uno spostamento del punto di funzionamento dell'impianto di cogenerazione lungo la linea N-H, con un progressivo incremento della produzione di energia elettrica e una contemporanea diminuzione della produzione di energia termica per via del dirottamento in turbina di una quota progressivamente crescente del vapore prodotto. Nel punto H tutto il vapore prodotto viene

iniettato in turbina, per cui in tale punto si ha la massima produzione di energia elettrica e una produzione nulla di energia termica.

Partendo da condizioni di funzionamento diverse da quella nominale, come quelle rappresentate, ad esempio, dai punti "A", "C", "E", in cui è sempre $m_v = 0$, la progressiva iniezione di vapore in turbina ($m_v > 0$) comporta lo spostamento del punto di funzionamento dell'impianto di cogenerazione lungo le linee A-B, C-D, E-F rispettivamente. L'aumento della quantità di vapore dirottato in turbina determina, analogamente al caso nominale, il progressivo incremento della produzione di energia elettrica e la contestuale diminuzione della produzione di energia termica. Nei punti "B", "D", "F", tutto il vapore prodotto viene iniettato in turbina, per cui in tali punti si ha la massima produzione di energia elettrica ottenibile a partire dai punti "A", "C", "E" rispettivamente, con una produzione nulla di energia termica.

Si consideri ora una utenza individuata dal punto "U" che ricade nella zona sottostante alla curva M-N di regolazione della turbina a gas. In questo caso l'impianto di cogenerazione può soddisfare entrambe le richieste di carico elettrico e termico dell'utenza senza dover ricorrere a interventi dissipativi come quelli attuati mediante un cammino di by-pass. Si può immaginare, infatti, che le condizioni di carico rappresentate dal punto "U" del piano caratteristico possano essere realizzate aumentando, a partire ad esempio dal punto "N", la quantità di vapore iniettata in camera di combustione fino al punto "G", quindi muovendo sulla linea G-U attraverso la riduzione della quantità di combustibile alimentata in camera di combustione. Oppure si può immaginare di ridurre prima la quantità di combustibile muovendo fino al punto "C" con $m_v = 0$, quindi sulla linea C-U mediante iniezione di vapore in turbina. In realtà, il sistema di regolazione agisce simultaneamente sulle grandezze m_c e m_v attraverso la mappatura del sistema.

Impianto di cogenerazione con turbina a gas a ciclo combinato con turbina a vapore

La figura 2.5.7 illustra qualitativamente il piano operativo di un impianto di cogenerazione con turbina a gas a ciclo combinato con

turbina a vapore a condensazione e spillamento; l'utenza termica, in questo caso, è alimentata con il vapore spillato dalla turbina.

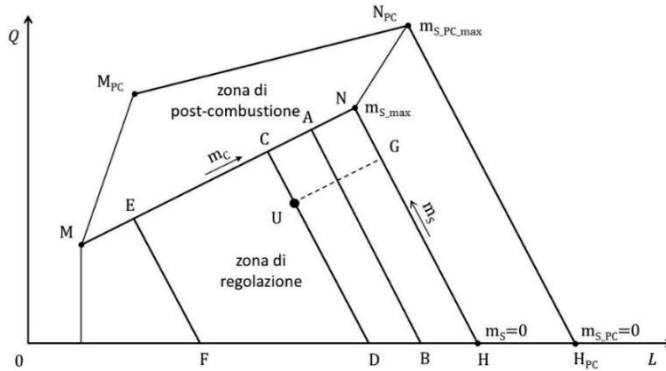


Figura 2.5.7. Piano operativo di un impianto di cogenerazione con turbina a gas a ciclo combinato con turbina a vapore.

La struttura delle curve caratteristiche assomiglia a quella dell'impianto con turbina a gas con iniezione di vapore in camera di combustione ma differisce da essa per alcuni aspetti sostanziali di seguito descritti.

Il generatore di vapore a recupero produce sempre la massima quantità di vapore consentita dalla sua configurazione in ogni condizione di funzionamento della turbina a gas, indipendentemente dalle esigenze dell'utenza. La potenza elettrica rilevata sull'asse delle ascisse è quella relativa all'intero impianto combinato e non alla sola turbina a gas, data perciò dalla somma delle potenze della turbina a gas e della turbina a vapore. Lungo la linea M-N la turbina a vapore opera a massima estrazione del vapore ($m_s = m_{s,max}$), fornendo all'utenza la massima quantità di energia termica possibile per ogni condizione di carico della turbina a gas e dell'impianto a vapore sottoposto.

Ove l'energia termica così prodotta risulti insufficiente per le esigenze dell'utenza si ricorre alla post-combustione. Come nel caso precedente, la porzione di piano al di sopra della linea M-N rappresenta

la regione della post-combustione, delimitata superiormente dalla linea $M_{PC}-N_{PC}$. Analogamente ai punti "N" ed "M", i punti N_{PC} e M_{PC} sono relativi al funzionamento dell'impianto combinato rispettivamente in condizioni nominali e in condizioni di minimo tecnico della turbina a gas in regime di piena post-combustione. Diversamente dal caso precedente di turbina a gas con iniezione di vapore, i tratti $M-M_{PC}$ e $N-N_{PC}$ non sono verticali ma inclinati con pendenza positiva. Ciò avviene perché con la post-combustione aumenta la produzione di vapore che in questo caso non è destinata all'utenza termica ma alla turbina a vapore; con la post-combustione, pertanto, si ottiene un aumento della potenza dell'impianto a vapore e, quindi, di quella dell'impianto combinato.

Anche in questo caso, la porzione di piano al di sotto della linea $M-N$ non è dissipativa, ma rappresentativa di condizioni operative in cui ad una minore richiesta di energia termica da parte dell'utenza si fa corrispondere una riduzione del vapore spillato, determinando così un aumento della produzione di energia elettrica contestuale alla diminuzione della produzione di energia termica.

Partendo dalle condizioni di funzionamento nominale rappresentate dal punto "N", in cui $m_s = m_{s,max}$, la progressiva riduzione dello spillato comporta uno spostamento del punto di funzionamento dell'impianto di cogenerazione lungo la linea $N-H$, con un progressivo incremento della produzione di energia elettrica e una contemporanea diminuzione della produzione di energia termica. Nel punto H il vapore spillato viene completamente intercettato e tutto il vapore prodotto espande in turbina, per cui in tale punto si ha la massima produzione di energia elettrica e una produzione nulla di energia termica.

Partendo da condizioni di funzionamento diverse da quella nominale, come quelle rappresentate, ad esempio, dai punti "A", "C", "E", in cui è sempre $m_s = m_{s,max}$, la progressiva riduzione dello spillato comporta lo spostamento del punto di funzionamento dell'impianto di cogenerazione lungo le linee $A-B$, $C-D$, $E-F$ rispettivamente. La riduzione della quantità di vapore spillato dalla turbina determina, analogamente al caso nominale, il progressivo incremento della produzione di energia elettrica e la contemporanea diminuzione della

produzione di energia termica. Nei punti "B", "D", "F", il vapore spillato viene completamente intercettato e tutto il vapore prodotto espande in turbina, per cui in tali punti si ha la massima produzione di energia elettrica ottenibile a partire dai punti "A", "C", "E" rispettivamente, con una produzione nulla di energia termica. Stesse considerazioni valgono, in questo caso, anche per la linea $N_{PC}-H_{PC}$ operando in piena post-combustione.

Si consideri ora una utenza individuata dal punto "U" che ricade nella zona sottostante alla curva M-N di regolazione dell'impianto combinato. Anche in questo caso l'impianto di cogenerazione può soddisfare entrambe le richieste di carico elettrico e termico dell'utenza senza dover ricorrere a interventi dissipativi come quelli attuati mediante un camino di by-pass. Si può immaginare, infatti, che le condizioni di carico rappresentate dal punto "U" del piano caratteristico possano essere realizzate riducendo, a partire ad esempio dal punto "N", la quantità di vapore spillato dalla turbina a vapore fino al punto "G", quindi muovendo sulla linea G-U attraverso la riduzione della quantità di combustibile alimentata nella camera di combustione della turbina a gas. Oppure si può immaginare di ridurre prima la quantità di combustibile muovendo fino al punto "C" con spillamento completamente aperto, quindi muovendo sulla linea C-U mediante progressiva riduzione della quantità di vapore spillato dalla turbina. In realtà, anche in questo caso, il sistema di regolazione agisce simultaneamente sulle grandezze m_c e m_s attraverso la mappatura del sistema.

2.6 Cronistoria del quadro normativo sulla cogenerazione

Nel seguito è riportata una sintetica cronistoria dei provvedimenti normativi sulla cogenerazione intervenuti a partire dai primi anni '80 del secolo scorso, utile per comprendere i principi informatori che ne hanno caratterizzato l'evoluzione nel tempo.

Legge 29 maggio 1982, n. 308 (308/82)

La Legge 29 maggio 1982, n. 308 (308/82), concernente norme sul contenimento dei consumi di energia e l'utilizzazione delle fonti di energia rinnovabili, introduce i seguenti provvedimenti in tema di cogenerazione:

- il calore di scarto viene considerato una fonte rinnovabile;
- è possibile l'autoproduzione senza la riserva ENEL da impianti di cogenerazione che non superino i 3 MWe, mentre per impianti di potenza superiore permane la riserva ENEL;
- vengono stabiliti contributi a fondo perduto per studi di fattibilità tecnico-economica;
- vengono definiti contributi in conto capitale per realizzare impianti di almeno 20 MWt, con potenza elettrica superiore al 10% della potenza termica.

Provvedimento CIP 14 novembre 1990, n. 34 (CIP 34/90)

Il Provvedimento CIP 14 novembre 1990, n. 34 (CIP 34/90), concerne i contributi di incentivazione alla produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili, da cogenerazione e da altre fonti assimilate e i prezzi di cessione all'ENEL; in base a tale provvedimento, in particolare:

- sono assimilati agli impianti alimentati da fonti rinnovabili gli impianti il cui utilizzo del combustibile (indice di utilizzo del combustibile, IUC), calcolato come rapporto fra potenza utile (somma della potenza elettrica ai morsetti del generatore e la potenza

termica nominale utile dell'impianto) e la potenza termica immessa nell'impianto attraverso combustibile fossile sia superiore a 0,53:

$$IUC = \frac{P_E + P_T}{P_C} > 0,53$$

- il rapporto tra la potenza elettrica e la potenza termica deve essere maggiore di 0,10, ossia:

$$\frac{P_E}{P_T} > 0,10$$

Legge 9 gennaio 1991, n. 9 (insieme a Legge n. 10)

La Legge 9 gennaio 1991, n. 9, insieme alla Legge 9 gennaio n. 10) concerne norme per l'attuazione del Piano energetico nazionale del 1988; in base a tale Legge, in particolare:

- è consentita l'autoproduzione per tutti gli impianti a fonti rinnovabili e cogenerazione (senza limite di potenza);
- è necessaria la comunicazione, da parte dei soggetti che intendono provvedere all'installazione di impianti di cogenerazione, al Ministero dell'Industria, all'ENEL e all'UTF (si rimanda al CIP per la definizione dei prezzi di cessione all'ENEL e delle condizioni di assimilabilità)

Provvedimento CIP 29 aprile 1992, n. 6 (CIP 6/92)

Il provvedimento CIP 29 aprile 1992, n. 6 (CIP 6/92) fa seguito, come provvedimento di attuazione, alla Legge 9/91 e presenta le seguenti innovazioni:

- Dispone incentivi in conto gestione a impianti a fonti rinnovabili (eolica, idraulica, geotermica, biomasse, ecc.) e a impianti assimilati (cogenerazione, impianti che utilizzano combustibili locali, residui delle lavorazioni industriali, ecc.).
- Gli impianti, sul piano contrattuale, sono distinti in due categorie:
 - impianti che cedono tutta la produzione o una quota prefissata di essa

- impianti che cedono solo le eccedenze
- I contributi sono distinti, a seconda delle condizioni contrattuali, in:
 - contributi a tariffa unica sulle 24 ore
 - contributi a doppia tariffa (ore piene e ore vuote)
- I contributi sono riconosciuti per 20 anni, in relazione ai costi evitati:
 - di impianto
 - di esercizio
 - del combustibile
- I contributi sono specificati per ciascuna voce di costo evitato e per tipologia di impianto mediante apposite tabelle aggiornate periodicamente.
- Un ulteriore contributo incentivante è riconosciuto nei primi 8 anni di esercizio.
- Ai fini dell'assimilabilità degli impianti di cogenerazione a impianti a fonti rinnovabili viene definito un indice energetico e un valore limite da superare:

$$I_{en} = \frac{E_e}{E_c} + \frac{E_t}{0,90E_c} - a \geq 0,51$$

dove:

- E_e è l'energia elettrica utile prodotta annualmente dall'impianto (al netto dell'energia assorbita dai servizi ausiliari), sulla base del programma annuale di utilizzo;
- E_t è l'energia termica utile prodotta annualmente dall'impianto;
- E_c è l'energia immessa annualmente nell'impianto attraverso combustibili fossili commerciali;
- "a" è un parametro calcolato tramite la seguente formula:

$$a = \left(\frac{1}{0,51} - 1 \right) \cdot \left(0,51 - \frac{E_e}{E_c} \right)$$

- Per gli impianti di cogenerazione gli incentivi sono incrementati se $I_{en} \geq 0,6$.
- La condizione da rispettare è definita a livello contrattuale.

Decreto legislativo n. 79/99 (Decreto Bersani)

Il Decreto legislativo n. 79/99, noto anche come “Decreto Bersani”, riguarda i criteri di attuazione della direttiva europea 96/92/CE concernente norme comuni per il mercato interno dell'energia elettrica. Il Decreto istituisce, tra l'altro, l'Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas¹³, con il compito di definire le nuove condizioni di assimilabilità alle FER.

Il Decreto Bersani, in particolare, dispone quanto segue:

- obbligo di utilizzazione prioritaria da parte del GRTN¹⁴ dell'energia elettrica prodotta a mezzo di fonti rinnovabili e cogenerazione (priorità di dispacciamento);

¹³ AEEG, successivamente AEEGSI, Autorità per l'Energia Elettrica, il Gas e i Servizi Idrici, dal 2018 (legge di bilancio) ARERA, Autorità di Regolazione per Energia Reti e Ambiente.

¹⁴ **GRTN, Gestore della Rete di Trasmissione Nazionale.** Il GRTN non esiste più. Al suo posto sono stati istituiti i seguenti organismi:

- **TERN.** Società per azioni proprietaria della Rete di Trasmissione Nazionale di energia elettrica (rete in alta tensione). Ha la responsabilità dello sviluppo della rete di trasmissione, della trasmissione e del dispacciamento dell'energia ovvero della gestione in sicurezza dell'equilibrio tra la domanda e l'offerta di energia elettrica.
- **GSE, Gestore dei servizi energetici.** Società per azioni interamente controllata dal Ministero dell'Economia e delle Finanze, individuata dallo Stato per perseguire e conseguire gli obiettivi di sostenibilità ambientale nei due pilastri delle fonti rinnovabili e dell'efficienza energetica.
- **GME, Gestore dei mercati energetici.** Società per azioni interamente partecipata dal GSE (socio unico), è la società responsabile in Italia dell'organizzazione e della gestione del mercato elettrico oltre che di assicurare la gestione economica di un'adeguata disponibilità della riserva di potenza.

- la produzione da cogenerazione non è sottoposta all'obbligo del 2%¹⁵ da fonti rinnovabili;
- l'operatore della cogenerazione è "cliente idoneo" del mercato del gas.

Delibera AEEG 42/02, attuazione di quanto disposto dal Dlgs 79/99 sulla cogenerazione

Ai sensi della Delibera AEEG 42/02 il riconoscimento degli incentivi per la cogenerazione di nuova realizzazione è subordinato al soddisfacimento dei seguenti requisiti (impianto di "nuova realizzazione"):

$$IRE > 0,10$$

$$LT > 0,15$$

essendo:

$$IRE = 1 - \frac{Ec}{\frac{Ee}{p \cdot \eta_{es}} + \frac{Et, ind}{\eta_{ts, ind}} + \frac{Et, civ}{\eta_{ts, civ}}}$$

$$LT = \frac{Et}{Ee + Et}$$

Il fattore correttivo p è dato dalla relazione:

$$p = \frac{p_{immessa} \cdot Ee_{immessa} + p_{autocons} \cdot Ee_{autocons}}{Ee_{immessa} + Ee_{autocons}}$$

dove i valori di $p_{immessa}$ e di $p_{autocons}$ sono indicati nella seguente tabella:

¹⁵ Al fine di incentivare lo sviluppo della generazione elettrica da fonti rinnovabili il Dlgs 79/99 prevedeva per i produttori e importatori di energia elettrica da fonti non rinnovabili, con produzioni e importazioni annue eccedenti 100 GWh, l'obbligo di immettere nel sistema elettrico nazionale, a partire dal 2002, energia elettrica prodotta da impianti alimentati da fonti rinnovabili in misura del 2% della quota eccedente i 100 GWh dal 2003, con incrementi dello 0,35% fino al 2006 (3 incrementi fino al 3,05% complessivo) e successivamente, con il meccanismo dei certificati verdi, con incrementi dello 0,75% fino al 2012 (6 incrementi fino al 7,55% complessivo).

Livello di tensione cui è allacciata la sezione	Pimmessa	Pautocons
BT (bassa tensione)	1- 4,3 / 100	1- 6,5 / 100
MT (media tensione)	1- 2,8 / 100	1- 4,3 / 100
AT/AAT (alta e altissima tensione)	1	1- 2,8 / 100

Per quanto riguarda i rendimenti della produzione termica separata si ha:

- Impianti industriali $\eta_{ts,ind} = 0,90$

- Impianti civili $\eta_{ts,civ} = 0,80$

mentre i valori della produzione elettrica separata η_{es} sono funzione della taglia dell'impianto e del combustibile utilizzato come indicato nella seguente tabella:

Taglia di riferimento, in MWe, ai fini della determinazione del parametro η_{es}	Gas naturale, Gpl, Gnl, gasolio	Olio combustibile, nafta	Combustibili solidi fossili, coke di petrolio, orimulsion	Rifiuti solidi organici, inorganici e biomasse
≤ 1 MWe	0,38	0,35	0,33	0,23
$> 1 - \leq 10$ MWe	0,40	0,36	0,34	0,25
$> 10 - \leq 25$ MWe	0,43	0,38	0,36	0,27
$> 25 - \leq 50$ MWe	0,46	0,39	0,37	0,27
$> 50 - \leq 100$ MWe	0,49	0,39	0,37	0,27
$> 100 - \leq 200$ MWe	0,51	0,39	0,37	0,27
$> 200 - \leq 300$ MWe	0,53	0,39	0,37	0,27
$> 300 - \leq 500$ MWe	0,55	0,41	0,39	0,27
> 500 MWe	0,55	0,43	0,41	0,27

L'energia elettrica E_e è quella netta prodotta dalla sezione ed è data da:

$$E_e = E_{e_n} = E_{e_l} - E_{e_{aux}} - E_{e_{trafo}}$$

dove E_{e_l} è l'energia lorda prodotta dalla sezione, $E_{e_{aux}}$ è l'energia consumata dagli ausiliari e $E_{e_{trafo}}$ rappresenta la somma delle perdite che si registrano nei trasformatori di tensione "principali". Si ha inoltre:

$$E_e = E_{e_n} = E_{e_{immessa}} + E_{e_{autocons}}$$

Cogenerazione alto rendimento (CAR). Direttiva europea 2004/8/CE e D.M. 5 settembre 2011

La normativa attualmente in vigore è quella concernente la cosiddetta "Cogenerazione ad alto rendimento (CAR) di cui alla Direttiva europea 2004/8/CE e ai provvedimenti di attuazione di cui al susseguente D.M. 5 settembre 2011.

La normativa CAR è analizzata in dettaglio nel paragrafo che segue.

2.7 Cogenerazione Alto Rendimento (DM 5 settembre 2011)

Inquadramento normativo della Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR)

Il concetto di *Cogenerazione ad Alto Rendimento* è stato introdotto dalla **direttiva 2004/8/CE dell'11 febbraio 2004**, recepita nell'ordinamento nazionale con **D.Lgs. 8 febbraio 2007, n. 20**.

Il successivo **D.M. 5 settembre 2011**, nel fare proprie le norme tecniche di cui agli atti sopra richiamati, ha definito i benefici economici a sostegno degli impianti che raggiungono la qualifica di CAR.

La definizione di *Cogenerazione Alto Rendimento* considera l'energia elettrica/meccanica come "cogenerativa" se la sua produzione è una funzione derivata del "calore utile" richiesto dal processo di valle.

In altri termini, funzione primaria dell'impianto di cogenerazione è la produzione di energia termica, mentre l'energia elettrica costituisce un sottoprodotto ineluttabile della produzione dell'energia termica.

I ruoli dell'energia elettrica e termica sono pertanto invertiti rispetto alle precedenti normative (42/02, CIP 6/92, CIP 34/90).

I principali benefici che la legislazione attuale riconosce alla Cogenerazione ad Alto Rendimento sono i seguenti (per approfondimenti si rimanda al sito web del GSE al seguente link <https://www.gse.it/servizi-per-te/efficienza-energetica/cogenerazione-ad-alto-rendimento/>):

- la precedenza, nell'ambito del dispacciamento, dell'energia elettrica prodotta da cogenerazione rispetto a quella prodotta da fonti convenzionali;
- le agevolazioni fiscali sull'accisa del gas metano utilizzato per la cogenerazione;
- la possibilità di accedere al servizio di Scambio sul Posto dell'energia elettrica prodotta da impianti di Cogenerazione ad Alto Rendimento con potenza nominale fino a 200 kW;
- la possibilità di applicare condizioni tecnico-economiche semplificate per la connessione alla rete elettrica;
- la possibilità di ottenere le agevolazioni tariffarie per impianti alimentati a Fonti Energetiche Rinnovabili;
- la possibilità di incentivazione dell'energia elettrica prodotta in Cogenerazione ad Alto Rendimento, netta e immessa in rete da impianti alimentati a biometano;
- la possibilità per un impianto termoelettrico non alimentato a fonte rinnovabile, presente all'interno di un sistema semplice di produzione e consumo, di essere considerato in assetto cogenerativo ad alto rendimento per l'anno "n" (requisito necessario per i sistemi di tipo SEU, Sistemi Efficienti di Utente, o SESEU-B, Sistemi Esistenti Equivalenti SEU) purché l'energia elettrica cogenerata dall'unità (E_{chp}) risulti, per l'anno "n-1", maggiore del 50% della produzione totale lorda di energia elettrica dell'impianto a cui tale unità appartiene;
- la possibilità di accedere al meccanismo dei Certificati Bianchi (o Titoli di Efficienza Energetica, TEE).

Possono accedere al meccanismo dei Certificati Bianchi le unità di cogenerazione riconosciute CAR a consuntivo:

- entrate in esercizio a seguito di nuova costruzione o rifacimento dopo il **6 marzo 2007**, per un periodo di **10 anni solari**, a decorrere dal primo gennaio dell'anno successivo all'entrata in esercizio;
- entrate in esercizio a seguito di nuova costruzione o rifacimento dopo il **6 marzo 2007** e abbinate ad una rete di teleriscaldamento, per un periodo di **15 anni solari** a decorrere dal primo gennaio dell'anno successivo all'entrata in esercizio.

Il **prezzo di ritiro** dei Certificati Bianchi sarà **pari a quello vigente** alla data di entrata in esercizio dell'unità (o alla data di entrata in vigore del D.M. 05/09/2011 nel caso di unità già in esercizio).

Informazioni dettagliate sul mercato dei Certificati Bianchi (TEE) possono essere reperite sui seguenti siti web:

<http://www.mercatoelettrico.org/It/Esiti/TEE/TEE.aspx>

<https://www.ri-esco.it/aggiornamento-valore-certificati-bianchi-tee/>

Grandezze di riferimento per la qualificazione di unità di cogenerazione come unità CAR

La qualificazione di un impianto di cogenerazione come unità CAR si basa sulle seguenti grandezze caratteristiche di riferimento:

- Il rendimento globale $\eta_{globale}$
- Il rapporto energia elettrica/termica effettivo C_{eff}
- Il PES (primary energy saving)
- Il conseguente incentivo ai sensi del D.M. 5 settembre 2011

Ai fini della CAR, sono considerate nuove unità di cogenerazione le unità di cogenerazione entrate in esercizio, a seguito di nuova costruzione, dopo la data di entrata in vigore del D.Lgs 20/2007.

Nelle considerazioni che seguono si utilizzano indifferentemente le espressioni "Impianto di cogenerazione" e "Unità di cogenerazione". Per "Impianto di cogenerazione" in senso lato si intende un impianto che produce simultaneamente energia elettrica/meccanica e "calore

utile". Esso può essere costituito da una o più unità di cogenerazione. Per "Unità di cogenerazione" (o "Sezione di cogenerazione"), come specificato dal D.M. 5 settembre 2011, si intende invece una parte di un impianto di cogenerazione la quale, in condizioni ordinarie di esercizio, funziona indipendentemente da ogni altra parte dell'impianto di cogenerazione stesso. Nel caso di una singola unità di cogenerazione l'impianto di cogenerazione coincide con l'unità di cogenerazione.

Per approfondimenti sulla CAR si rimanda ai seguenti documenti:

- MSE, *Linee guida per l'applicazione del Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico 5 settembre 2011 – Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR)*, Ministero dello sviluppo economico, Dipartimento per l'energia, marzo 2012.
- GSE, *Guida alla Cogenerazione ad Alto Rendimento CAR*, Aggiornamento dell'edizione 1, marzo 2018 e Rev. 2019.

reperibili nel sito del GSE:

<https://www.gse.it/servizi-per-te/efficienza-energetica/cogenerazione-ad-alto-rendimento/documenti>

Rendimento globale

Il rendimento globale ("rendimento di primo principio" dell'impianto di cogenerazione) è espresso mediante la relazione:

$$\eta_{globale} = \frac{E + H_{chp}}{F} \quad (2.7.1)$$

dove:

E energia elettrica prodotta nell'anno solare di esercizio considerato;

H_{chp} energia termica utile cogenerata ed effettivamente utilizzata in un processo a valle nell'anno solare considerato (calore utile);

F energia di alimentazione introdotta dall'esterno (generalmente attraverso un combustibile) nell'anno solare considerato.

Le succitate grandezze energetiche e tutte le altre grandezze energetiche definite nel seguito sono espresse in MWh a meno di diversa specificazione. Il calcolo del rendimento globale deve essere basato sui valori di esercizio della specifica unità di cogenerazione, misurati nel periodo di riferimento.

Per quanto riguarda il termine H_{chp} , se l'energia termica viene utilizzata sotto forma di acqua calda, il calore di ritorno verso l'impianto di cogenerazione non è considerato come calore utile, e va quindi escluso dal calcolo degli indici energetici.

Se l'energia termica viene utilizzata sotto forma di vapore, il calore contenuto nella condensa di ritorno verso l'impianto di cogenerazione è considerato calore utile, e può quindi essere incluso nel calcolo degli indici energetici: da tale calcolo va esclusa, in questo caso, la quantità di calore corrispondente ad una portata massica di acqua che si trovi alla temperatura di 15 °C e alla pressione di 1,013 bar, e sia pari alla portata massica del vapore.

Rapporto energia elettrica/termica effettivo

Il rapporto energia elettrica/termica effettivo è definito come rapporto tra l'energia elettrica E_{chp} e l'energia termica H_{chp} entrambe prodotte in regime di cogenerazione:

$$C_{eff} = \frac{E_{chp}}{H_{chp}} \quad (2.7.2)$$

Condizione preliminare per la qualificazione CAR

Condizione preliminare (necessaria ma non sufficiente) perché una unità di cogenerazione sia qualificata come unità CAR è quella relativa al rendimento globale rappresentata dalla tabella 2.7.1.

Se le condizioni espresse nella tabella 2.7.1 sono soddisfatte, tutta l'energia elettrica prodotta è considerata in regime di cogenerazione. Se tali condizioni non sono soddisfatte, solo una parte dell'energia elettrica prodotta può essere considerata in regime di cogenerazione. La quota cogenerativa è determinata attraverso il rapporto energia elettrica/termica effettivo C_{eff} , specificato nel seguito, mediante la

relazione $E_{chp} = C_{eff} \cdot H_{chp}$. In tal caso l'unità fisica (reale) di cogenerazione si scompone in due unità virtuali (figura 2.7.1):

- una cogenerativa (unità virtuale CHP), che soddisfa al limite le condizioni sul rendimento globale espresse nella tabella 2.7.1;
- una non cogenerativa (unità virtuale non CHP).

L'unità fisica viene concettualmente scomposta nelle due unità virtuali denominate:

- parte chp
- parte non chp, E

L'unità di cogenerazione può inoltre includere una sezione di produzione di calore non cogenerativo (parte non chp, H), cioè non associato a produzione di energia elettrica (caldaia ausiliaria, post-combustione, ...).

Tabella 2.7.1. Condizione preliminare sul rendimento globale per la qualificazione di unità CAR.

	Tipo 1	Tipo 2
	$\eta_{globale} \geq 0,75$	$\eta_{globale} \geq 0,80$
Tipo di unità	Turbina a vapore a contropressione	Turbina a gas a ciclo combinato con recupero di calore
	Turbina a gas con recupero di calore	Turbina a vapore a condensazione con estrazione di vapore
	Motore a combustione interna	
	Microturbine	
	Motori Stirling	
	Pile a combustibile	
	Motori a vapore	
	Cicli Rankine a fluido organico	

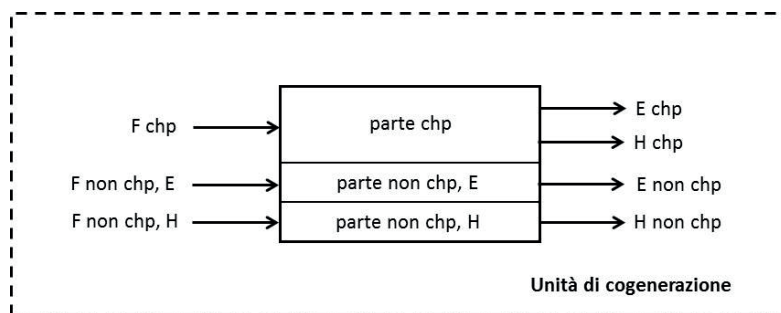


Figura 2.7.1. Schema di unità di cogenerazione con evidenza delle unità virtuali CHP e non CHP.

Determinazione di C_{eff} e dimensionamento dell'impianto virtuale per le unità di cogenerazione di tipo 1 con vincolo $\eta_{globale} \geq 0,75$

Con riferimento alla precedente figura 2.7.1, l'unità fisica (reale) di cogenerazione viene alimentata dall'esterno con l'energia F , e produce l'energia elettrica E e termica H_{chp} . Si esclude, in prima valutazione, la presenza di una sezione di produzione di calore non cogenerativo. La figura 2.7.2 rappresenta più in dettaglio il concetto della scomposizione dell'unità fisica nelle due unità virtuali CHP e non CHP.

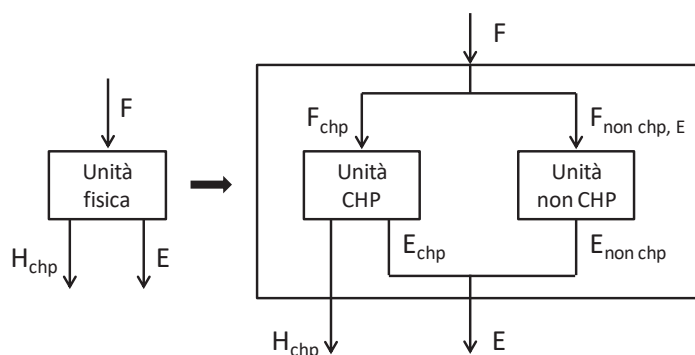


Figura 2.7.2. Scomposizione dell'unità fisica nelle due unità virtuali CHP e non CHP.

L'unità fisica viene concettualmente scomposta nelle due unità virtuali cogenerativa (CHP) e non cogenerativa (non CHP) alimentate dall'esterno rispettivamente con l'energia F_{chp} e $F_{non\ chp, E}$, che producono rispettivamente l'energia elettrica E_{chp} e $E_{non\ chp}$, in modo che:

$$F = F_{chp} + F_{non\ chp,E} \quad (2.7.3)$$

$$E = E_{chp} + E_{non\ chp} \quad (2.7.4)$$

Le tre unità fisica, CHP e non CHP sono caratterizzate dallo stesso rendimento della sola produzione elettrica poiché sono basate sulla stessa tecnologia e differiscono solo per la taglia (la potenza dell'unità fisica è la somma delle potenze delle due unità virtuali CHP e non CHP). In questo caso, infatti, il processo di produzione di energia termica, che avviene in cascata rispetto al processo di produzione di energia elettrica, non ha nessun effetto sulla produzione di energia elettrica, che rimane invariata indipendentemente dall'entità del recupero termico effettuato a valle. Per questo motivo, il rendimento della sola produzione elettrica è lo stesso per l'unità fisica e per le due unità virtuali CHP e non CHP. Si ha pertanto:

$$\eta_{non\ chp,E} = \eta_{chp,E} = \eta_F = \frac{E_{non\ chp}}{F_{non\ chp,E}} = \frac{E_{chp}}{F_{chp}} = \frac{E}{F} \quad (2.7.5)$$

essendo i tre rendimenti coincidenti con il rendimento della sola produzione elettrica.

Per l'unità virtuale CHP deve essere soddisfatto il requisito del rendimento globale di cui in tabella 2.7.1, per cui si pone:

$$\bar{\eta}_{globale} = \frac{E_{chp} + H_{chp}}{F_{chp}} = 0,75 \quad (2.7.6)$$

Elaborando l'equazione (2.7.6) si ha:

$$\begin{aligned} \bar{\eta}_{globale} &= \frac{E_{chp}}{F_{chp}} + \frac{H_{chp}}{F_{chp}} \cdot \frac{E_{chp}}{E_{chp}} = \eta_{chp,E} \left(1 + \frac{1}{C_{eff}} \right) \\ &= \eta_{non\ chp,E} \left(1 + \frac{1}{C_{eff}} \right) \end{aligned} \quad (2.7.7)$$

da cui:

$$C_{eff} = \frac{\eta_{non\ chp,E}}{\bar{\eta}_{globale} - \eta_{non\ chp,E}} \quad (2.7.8)$$

L'equazione (2.7.8) consente di calcolare il valore limite (massimo) del rapporto energia elettrica/termica effettivo C_{eff} da cui è poi possibile determinare tutti gli scambi energetici delle due unità virtuali, secondo il procedimento che segue.

Caratterizzazione degli scambi energetici delle due unità virtuali CHP e non CHP

Si abbia una unità di cogenerazione del tipo indicato in tabella 2.7.1 con il vincolo $\eta_{globale} \geq 0,75$ il cui rendimento non raggiunga il valore di soglia previsto, risulti cioè: $\eta_{globale} < 0,75$. In tal caso il dimensionamento della macchina virtuale procede imponendo la condizione vincolante espressa dall'equazione (2.7.6) e determinando il termine C_{eff} mediante l'equazione (2.7.8). Dell'unità di cogenerazione (reale) sono ovviamente note le grandezze E , H_{chp} , F e, di conseguenza, $\eta_{non\ chp,E}$. Una volta determinato il termine C_{eff} si determina E_{chp} mediante la relazione:

$$E_{chp} = C_{eff} \cdot H_{chp} \quad (2.7.9)$$

da cui, in sequenza:

$$E_{non\ chp} = E - E_{chp} \quad (2.7.10)$$

$$F_{non\ chp,E} = \frac{E_{non\ chp}}{\eta_{non\ chp,E}} \quad (2.7.11)$$

$$F_{chp} = F - F_{non\ chp,E} = \frac{E_{chp}}{\eta_{non\ chp,E}} \quad (2.7.12)$$

L'insieme delle relazioni (2.7.9-2.7.12) permette di definire compiutamente l'unità di cogenerazione e le grandezze H_{chp} , E_{chp} , F_{chp} , necessarie per il calcolo del PES.

La quantità di energia elettrica prodotta in cogenerazione è misurata ai morsetti del generatore. Da tale quantità non deve essere sottratta l'energia elettrica usata internamente dalla unità di cogenerazione per il proprio funzionamento.

Determinazione di C_{eff} e dimensionamento dell'impianto virtuale per le unità di cogenerazione di tipo 2 con vincolo $\eta_{globale} \geq 0,80$

La casistica con $\eta_{globale} \geq 0,80$ comprende due tipologie di impianto, vale a dire:

- turbina a gas a ciclo combinato con recupero di calore
- turbina a vapore a condensazione con estrazione di vapore

Nel primo caso (impianto combinato), inoltre, la sezione a vapore può essere basata su due diverse tipologie di turbine a vapore:

- turbina a vapore a sola estrazione senza condensazione (a contropressione)
- turbina a vapore a condensazione con estrazione di vapore

Nel primo caso (turbina a vapore a contropressione), il calcolo del C_{eff} procede esattamente come nel caso con il vincolo $\eta_{globale} \geq 0,75$, fatta salva la sostituzione del limite di 0,75 con il limite di 0,80, posto cioè $\bar{\eta}_{globale} = 0,80$.

Nel secondo caso, e più in generale negli impianti a vapore dove è presente una turbina a vapore a condensazione con estrazione di vapore, occorre procedere in modo diverso a causa delle implicazioni delle estrazioni di vapore sugli scambi energetici delle unità fisica e virtuale.

Infatti, come già osservato per le unità di tipo 1, il processo di produzione di energia termica nelle unità di tipo 2 a ciclo combinato con turbina a vapore a contropressione non ha nessun effetto sulla produzione di energia elettrica, per cui il rendimento della sola produzione

elettrica $\eta_{non\ chp,E}$ è lo stesso per l'unità fisica e per le due unità virtuali CHP e non CHP, come sancito dall'equazione (2.7.5).

Nel caso delle unità di tipo 2 con turbina a vapore a condensazione con estrazione di vapore, invece, la produzione di energia elettrica della turbina a vapore è sostanzialmente costituita dalla somma di due contributi, uno dovuto al vapore che espande fino a condensazione, l'altro al vapore che espande fino alla sua estrazione ai fini della cogenerazione.

Il vapore estratto durante l'espansione, che è lo scopo della cogenerazione, sul lato della produzione elettrica costituisce una perdita perché il vapore è sottratto all'espansione. È perciò evidente che il rendimento della sola produzione elettrica in assetto cogenerativo (con estrazione di vapore) è diverso (minore) da quello in assetto non cogenerativo (senza estrazione di vapore).

La figura 2.7.3 schematizza la scomposizione della turbina a vapore (unità fisica) nelle due unità virtuali cogenerativa e non cogenerativa.

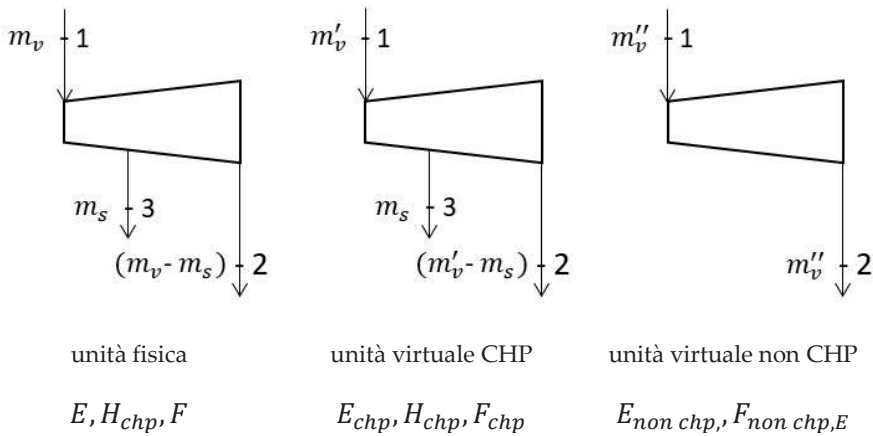


Figura 2.7.3. Scomposizione della turbina a vapore (unità fisica) nelle due unità virtuali CHP e non CHP.

La turbina a vapore è alimentata con la massa di vapore m_v ed è soggetta allo spillamento di vapore m_s per i fini cogenerativi. L'unità virtuale cogenerativa sarà sempre soggetta, per definizione, allo

spillamento di vapore m_s , ma sarà alimentata con una quantità di vapore $m'_v < m_v$, mentre l'unità virtuale non cogenerativa sarà alimentata da una quantità di vapore $m''_v = (m_v - m'_v)$ e sempre, per definizione, non sarà soggetta ad alcuno spillamento.

L'energia elettrica E prodotta dall'unità fisica in assetto cogenerativo (con spillamento attivo) è proporzionale alla differenza tra il salto entalpico totale della massa di vapore m_v tra le due sezioni 1 e 2 di alimentazione e di scarico e il mancato lavoro di espansione della massa di vapore m_s tra le due sezioni 3 e 2 di spillamento e di scarico, vale a dire:

$$E \propto m_v(h_1 - h_2) - m_s(h_3 - h_2) \quad (2.7.13)$$

L'energia elettrica prodotta in assetto non cogenerativo, ossia con spillamento chiuso, è pari invece a:

$$E + \Delta E \propto m_v(h_1 - h_2) \quad (2.7.14)$$

essendo:

$$\Delta E \propto m_s(h_3 - h_2) \quad (2.7.15)$$

La mancata produzione di energia elettrica ΔE causata dall'estrazione del vapore viene correlata al calore H_{chp} mediante la definizione di un coefficiente β dato dalla relazione:

$$\beta = \frac{\Delta E}{H_{chp}} \quad (2.7.16)$$

In assetto cogenerativo (con estrazione di vapore), il rendimento della sola produzione elettrica $\eta_{chp,E}$ dell'unità fisica (impianto reale) risulta pertanto:

$$\eta_{chp,E} = \frac{E}{F} \quad (2.7.17)$$

mentre in assetto non cogenerativo (senza estrazione di vapore), il rendimento della sola produzione elettrica $\eta_{non\ chp,E}$ della stessa unità risulta:

$$\eta_{non\ chp,E} = \frac{E + \Delta E}{F} = \frac{E + \beta \cdot H_{chp}}{F} \quad (2.7.18)$$

Per l'unità virtuale cogenerativa, in assetto cogenerativo e non cogenerativo, valgono analogamente le relazioni:

$$\eta_{chp,E} = \frac{E_{chp}}{F_{chp}} \quad (2.7.19)$$

$$\eta_{non\ chp,E} = \frac{E_{chp} + \Delta E}{F_{chp}} = \frac{E_{chp} + \beta \cdot H_{chp}}{F_{chp}} \quad (2.7.20)$$

mentre per l'unità virtuale non cogenerativa, priva di spillamento, vale la relazione:

$$\eta_{non\ chp,E} = \frac{E_{non\ chp}}{F_{non\ chp,E}} \quad (2.7.21)$$

I rendimenti $\eta_{non\ chp,E}$ della sola produzione elettrica delle unità fisica e virtuale cogenerativa in assetto non cogenerativo e dell'unità virtuale non cogenerativa, espressi rispettivamente dalle relazioni (2.7.18), (2.7.20) e (2.7.21) assumono lo stesso valore perché in assenza di estrazione di vapore, come si evince dalla figura 2.1.3, il lavoro prodotto dalle tre turbine è proporzionale alla portata di vapore, costante durante tutta l'espansione, essendo identico il salto entalpico specifico. A parità di altre condizioni risulta evidentemente proporzionale alla

portata di vapore anche l'energia primaria F , F_{chp} e $F_{non\ chp,E}$ delle tre unità¹⁶.

Al contrario, i rendimenti I rendimenti $\eta_{chp,E}$ della sola produzione elettrica delle unità fisica e virtuale cogenerativa in assetto cogenerativo (con estrazione di vapore), espressi rispettivamente dalle relazioni (2.7.17) e (2.7.19), sono diversi poiché entrambi si ottengono sottraendo lo stesso termine ΔE dall'espressione a numeratore del rendimento $\eta_{non\ chp,E}$ ¹⁷.

Pertanto, procedendo analogamente al caso precedente, posto per l'unità virtuale cogenerativa, in assetto cogenerativo:

$$\bar{\eta}_{globale} = \frac{E_{chp} + H_{chp}}{F_{chp}} = 0,80 \quad (2.7.22)$$

combinando le equazioni (2.7.20) e (2.7.22) si ha:

$$\frac{\bar{\eta}_{globale}}{\eta_{non\ chp,E}} = \frac{E_{chp} + H_{chp}}{E_{chp} + \beta \cdot H_{chp}} = \frac{C_{eff} + 1}{C_{eff} + \beta} \quad (2.7.23)$$

da cui:

$$C_{eff} = \frac{\eta_{non\ chp,E} - \beta \cdot \bar{\eta}_{globale}}{\bar{\eta}_{globale} - \eta_{non\ chp,E}} \quad (2.7.24)$$

¹⁶ Quanto affermato si può facilmente dimostrare per via analitica. Infatti, uguagliando le relazioni (2.7.18) e (2.7.20), esplicitando E ed F in funzione delle parti cogenerativa e non cogenerativa e risolvendo, si ottiene l'uguaglianza delle relazioni (2.7.20) e (2.7.21).

¹⁷ Anche questa affermazione si può facilmente dimostrare per via analitica. Infatti, uguagliando per assurdo le relazioni (2.7.17) e (2.7.19), esplicitando E ed F in funzione delle parti cogenerativa e non cogenerativa e risolvendo, si ottiene l'uguaglianza delle relazioni (2.7.19) e (2.7.21), da cui consegue l'uguaglianza delle relazioni (2.7.17) e (2.7.21), il che, come si può anche evincere dalla figura 2.7.3, è evidentemente assurdo, poiché l'unità fisica non spillamento attivo non può avere lo stesso rendimento dell'unità virtuale priva di spillamento.

L'equazione (2.7.24), analogamente all'equazione (2.7.8) per gli impianti di tipo 1, permette di calcolare il valore limite (massimo) del rapporto energia elettrica/termica effettivo C_{eff} da cui è poi possibile determinare tutti gli scambi energetici delle due unità virtuali. Si sottolinea che il rendimento $\eta_{non\ chp,E}$ che compare nella (2.7.24) è il rendimento della sola produzione elettrica dell'unità virtuale cogenerativa in assetto non cogenerativo, ossia a spillamento chiuso, ma esso, per quanto sopra, è anche uguale al rendimento della sola produzione elettrica dell'unità fisica cogenerativa in assetto non cogenerativo e a quello dell'unità virtuale non cogenerativa.

Il procedimento per la determinazione degli scambi energetici delle due unità virtuali è analogo a quello indicato per gli impianti di tipo 1. Noto il termine C_{eff} , dato dall'equazione (2.7.24), si determina il termine E_{chp} mediante la relazione (2.7.9) e quindi, in sequenza, i termini $E_{non\ chp}$, $F_{non\ chp,E}$, F_{chp} , mediante le equazioni (2.7.10-2.7.12) rispettivamente.

Nel caso di una turbina con "n" estrazioni multiple si ha:

$$\Delta E = \sum_{i=1}^n \beta_i \cdot (H_{chp})_i \quad (2.7.25)$$

$$H_{chp} = \sum_{i=1}^n (H_{chp})_i \quad (2.7.26)$$

$$\beta = \frac{\Delta E}{H_{chp}} = \frac{\sum_{i=1}^n \beta_i \cdot (H_{chp})_i}{\sum_{i=1}^n (H_{chp})_i} \quad (2.7.27)$$

risultando β la media ponderale dei valori di β_i relativi ad ogni singola estrazione, essendo il peso il rapporto tra il calore cogenerativo associato ad ogni singola estrazione e quello totale.

Il valore di β è funzione della taglia della turbina, delle condizioni di immissione e di estrazione del vapore e della pressione al condensatore. All'aumentare della taglia della turbina aumentano infatti, il rendimento isoentropico nonché, di norma, la temperatura e la

pressione del vapore all'ingresso e quindi, a parità di altre condizioni, il valore di β .

Supponendo costanti le condizioni di immissione e di estrazione del vapore e della pressione al condensatore, il valore di β si mantiene costante, anche in presenza di variazione di portata del vapore, purché il rendimento isoentropico della macchina si mantenga costante. Se però la variazione della portata del vapore è tale da modificare il rendimento isoentropico della turbina si avrà come effetto anche una variazione di β .

La seguente tabella 2.7.2 riporta alcuni valori di β a scopo puramente indicativo, fermo restando che il reale valore di β deve essere determinato sulla base delle condizioni di esercizio.

Tabella 2.7.2. Valori indicativi di β e del rendimento isoentropico della turbina in funzione della taglia e della pressione di estrazione del vapore.

Taglia turbina (MW)	2-5	5-10	10-25	25-50	>50
Rendimento isoentropico	0,65	0,70	0,75	0,80	0,84
Pressione di estrazione (bar)	β	β	β	β	β
21,7	0,200	0,213	0,227	0,244	0,256
14,8	0,185	0,200	0,213	0,227	0,238
11,4	0,175	0,189	0,204	0,217	0,227
7,9	0,164	0,175	0,189	0,200	0,213
3,8	0,139	0,149	0,159	0,169	0,179
2,4	0,123	0,133	0,143	0,152	0,159

Determinazione di C_{eff} e dimensionamento dell'unità virtuale nel caso di impianti con apporto di energia da fonti non cogenerative.

Tutte le considerazioni svolte finora si riferiscono a impianti in cui l'apporto di energia termica è dato esclusivamente dal motore primo dell'unità di cogenerazione. Nella realtà, tuttavia, si possono avere configurazioni in cui una parte dell'apporto di energia termica deriva da fonti esterne poste a valle del motore primo che non concorrono alla produzione di energia elettrica (quindi non cogenerative), come

avviene per esempio nel caso in cui siano presenti bruciatori di post-combustione e caldaie a combustione. Questa situazione è rappresentata in figura 2.7.1 dall'ultima sezione in basso (parte non chp, H). Ne consegue che a causa di questo apporto esterno di energia termica il calore fornito al processo a valle, pur essendo comunque calore utile (H), si compone di una parte cogenerativa (H_{chp}) ed una parte non cogenerativa ($H_{non\ chp}$).

In tali circostanze, il rendimento globale è dato dalla relazione:

$$\eta_{globale} = \frac{E + H_{chp}}{F - F_{non\ chp,H}} \quad (2.7.28)$$

essendo:

$$H_{chp} = H - H_{non\ chp} \quad (2.7.29)$$

$$F_{chp} = F - F_{non\ chp,E} - F_{non\ chp,H} \quad (2.7.30)$$

Nel caso in cui il valore di $\eta_{globale}$ risultante dall'equazione (2.7.28) sia $\geq 0,75$ o $\geq 0,80$ rispettivamente, a seconda del tipo di unità in conformità di quanto indicato nella tabella 2.7.1, l'unità è totalmente cogenerativa. Se viceversa il valore di $\eta_{globale}$ risulta $< 0,75$ o $< 0,80$ rispettivamente, è necessario ricorrere al dimensionamento della macchina virtuale dove le espressioni dei vari termini visti precedentemente devono essere modificate come indicato nella tabella 2.7.3.

Le relazioni di cui in tabella 2.7.3 differiscono da quelle precedentemente riportate per impianti senza apporto di energia da fonti non cogenerative in relazione ai termini evidenziati in colore rosso.

Tabella 2.7.3. Espressioni dei termini caratteristici delle unità virtuali CHP e non CHP in presenza di apporto esterno di energia termica.

	$\eta_{globale} < 0,75$	$\eta_{globale} < 0,80$
Rendimento elettrico in assetto non cogenerativo	$\eta_{non\ chp,E} = \frac{E}{F - F_{non\ chp,H}}$	$\eta_{non\ chp,E} = \frac{E + \beta \cdot H_{chp}}{F - F_{non\ chp,H}}$
Rapporto tra Energia prodotta e calore	$C_{eff} = \frac{\eta_{non\ chp,E}}{\bar{\eta}_{globale} - \eta_{non\ chp,E}}$	$C_{eff} = \frac{\eta_{non\ chp,E} - \beta \cdot \bar{\eta}_{globale}}{\bar{\eta}_{globale} - \eta_{non\ chp,E}}$
Energia elettrica CHP prodotta	$E_{chp} = C_{eff} \cdot H_{chp}$	$E_{chp} = C_{eff} \cdot H_{chp}$
Energia elettrica non CHP prodotta	$E_{non\ chp} = E - E_{chp}$	$E_{non\ chp} = E - E_{chp}$
Combustibile utilizzato per la produzione di energia elettrica non CHP	$F_{non\ chp,E} = \frac{E_{non\ chp}}{\eta_{non\ chp,E}}$	$F_{non\ chp,E} = \frac{E_{non\ chp}}{\eta_{non\ chp,E}}$
Combustibile utilizzato per la produzione di energia elettrica CHP	$F_{chp} = F - F_{non\ chp,E} - F_{non\ chp,H}$	$F_{chp} = F - F_{non\ chp,E} - F_{non\ chp,H}$

Valore convenzionale ($C_{default}$) di C_{eff} .

Se il "rapporto energia/calore" effettivo C_{eff} della specifica unità di cogenerazione non è noto, nel senso che non sono disponibili dati sufficienti per la sua determinazione, l'operatore dell'impianto può impiegare il "rapporto energia/calore" di base ($C_{default}$), come specificato nella tabella 2.7.4 seguente. In questo caso l'energia elettrica prodotta mediante cogenerazione è calcolata secondo la formula $E_{chp} = C_{default} \cdot H_{chp}$.

L'utilizzo del rapporto energia/calore di base ha carattere straordinario e in questo caso, tuttavia, l'operatore deve notificare al GSE le ragioni della mancanza di un rapporto energia/calore effettivo, il periodo per il quale mancano i dati e le misure adottate per porre rimedio alla situazione.

Tabella 2.7.4. Valori del rapporto energia/calore di base ($C_{default}$).

Tecnologia	Rapporto energia/calore
Ciclo combinato gas-vapore	0,95
Turbina a vapore a contropressione	0,45
Turbina a vapore a condensazione	0,45
Turbina a gas con recupero di calore	0,55
Motore a combustione interna	0,75

Risparmio di energia primaria

Verificata la rispondenza dell'impianto (totale o parziale) ai requisiti stabiliti per il rendimento globale si procede al calcolo del risparmio di energia primaria (Primary Energy Saving, PES) dell'unità di cogenerazione, espresso mediante la relazione:

$$PES = \left[1 - \frac{1}{\frac{CHP H\eta}{Ref H\eta} + \frac{CHP E\eta}{Ref E\eta}} \right] \cdot 100 \quad (2.7.31)$$

dove:

$CHP H\eta$ e $CHP E\eta$ rappresentano rispettivamente il rendimento termico e il rendimento elettrico della produzione mediante cogenerazione, espressi attraverso le relazioni:

$$CHP H\eta = \frac{H_{chp}}{F_{chp}} \quad (2.7.32)$$

$$CHP E\eta = \frac{E_{chp}}{F_{chp}} \quad (2.7.33)$$

$Ref H\eta$ è il rendimento della produzione separata di calore, determinato in conformità all'Allegato V del D.M.

05/09/2011 riportato in Appendice B.

Nel caso che in una stessa unità di cogenerazione siano presenti modalità diverse di utilizzo del calore (es. vapore e gas diretti) il valore del rendimento di riferimento della produzione separata di calore (*Ref H η*) da utilizzare per il calcolo del PES è dato dalla media ponderale dei valori di riferimento di cui all'allegato V, dove il peso è dato dalla quantità di calore utile cogenerato per ognuna delle differenti modalità di utilizzo del calore

Ref E η

è il rendimento della produzione separata di energia elettrica, determinato in conformità all'Allegato IV del D.M. 05/09/2011 riportato in Appendice B.

Il valore di riferimento deve essere corretto in funzione della temperatura ambiente media del sito di installazione, della tensione di rete e del rapporto tra energia autoconsumata e immessa in rete secondo le direttive indicate negli Allegati VI e VII del D.M. 05/09/2011 riportati in Appendice B.

Operativamente, il valore del rendimento di riferimento *Ref E η* corretto conformemente all'Allegato VI viene rettificato con i fattori di correzione di cui all'Allegato VII.

I fattori di correzione di cui all'allegato VI non si applicano alla tecnologia di cogenerazione con celle a combustibile.

I fattori di correzione di cui all'allegato VII non si applicano ai combustibili a base di legno e al biogas.

La percentuale di energia elettrica autoconsumata da tenere in conto per la correzione di cui all'Allegato VII è quella riferita alla produzione totale dell'intero impianto (cogenerativa e non cogenerativa).

Se l'unità di cogenerazione utilizza più combustibili, i valori di rendimento di riferimento per la produzione separata sono pari alla media

ponderale dei rendimenti di riferimento di cui agli allegati IV e V relativi ai singoli combustibili, calcolata assumendo come peso, per ciascun combustibile, il relativo contenuto energetico.

Condizione ulteriore perché l'unità di cogenerazione sia qualificata come unità CAR è quella relativa al valore del PES rappresentata dalla seguente tabella 2.7.5.

Tabella 2.7.5. Condizioni sul PES per la qualificazione di unità CAR.

Taglia Unità	PES
> 1 MW	≥ 10%
Unità di piccola cogenerazione (>50 kWe ≤1MWe)	> 0
Unità di micro-cogenerazione (≤ 50 kWe)	> 0

Incentivo ai sensi del D.M. 5 settembre 2011

Gli impianti che hanno ottenuto il riconoscimento CAR accedono ad un incentivo economico regolato dal D.M. 05/09/2011. Il periodo di rendicontazione, ai fini del calcolo per il riconoscimento dei benefici economici, è pari ad un anno solare, a decorrere dal 1° gennaio al 31 dicembre di ogni anno.

Per una data unità di cogenerazione con il riconoscimento CAR, l'incentivo è determinato sulla base del risparmio di energia conseguito da questa unità rispetto ad un sistema tradizionale di produzione separata di energia elettrica e termica. Tale risparmio è dato dalla relazione:

$$RISP = \left[\frac{E_{chp}}{\eta_{e\ rif}} + \frac{H_{chp}}{\eta_{t\ rif}} \right] - F_{chp} \quad (2.7.34)$$

dove:

$RISP$ è il risparmio di energia primaria, espresso in MWh, realizzato dall'unità di cogenerazione nell'anno solare considerato.

$\eta_{e\ rif}$ è il rendimento medio convenzionale del parco di produzione elettrica italiano, assunto pari a 0,46. Tale

rendimento deve essere corretto per le perdite di rete evitate con gli stessi fattori di correzione riportati nell'Allegato VII del D.M. 05/09/2011 e con la medesima procedura adottata per il calcolo del PES.

In questo caso, però, la percentuale di energia elettrica autoconsumata da tenere in conto per la correzione di cui all'Allegato VII è quella riferita alla produzione totale in regime CAR della sola sezione cogenerativa e non a tutta la produzione come avviene per il PES.

$\eta_{t\ rif}$ è il rendimento medio convenzionale del parco di produzione termica italiano, assunto pari a 0,82 nel caso di utilizzo diretto dei gas di scarico, a 0,90 nel caso di produzione di vapore / acqua calda.

Nella equazione (2.7.34), il termine tra parentesi rappresenta l'energia complessiva che occorrerebbe fornire dall'esterno ai due impianti di produzione separata dell'energia elettrica ($E_{chp}/\eta_{e\ rif}$) e termica ($H_{chp}/\eta_{t\ rif}$) rispettivamente, mentre il termine F_{chp} è l'energia effettivamente fornita dall'esterno all'unità cogenerativa.

Si sottolinea, infine, che i termini $\eta_{e\ rif}$ e $\eta_{t\ rif}$ nell'equazione (2.7.34) rappresentano rendimenti della produzione separata elettrica e termica rispettivamente come pure i termini $Ref E\eta$ e $Ref H\eta$ nell'equazione (2.7.31). Tuttavia, mentre i primi, utilizzati per il calcolo di RISP, sono rendimenti medi convenzionali dei parchi di produzione elettrica e termica italiani, i secondi, utilizzati per il calcolo del PES, sono rendimenti di riferimento. Ciò perché mentre il calcolo del PES è effettuato ai fini della determinazione di un requisito per il riconoscimento della CAR, basato quindi su dati di riferimento generali e uniformi, il calcolo del RISP è finalizzato al riconoscimento dell'incentivo della CAR e, quindi, deve essere basato su dati reali di esercizio.

Calcolo dell'incentivo

Il risparmio energetico RISP conseguito dall'unità di cogenerazione è convertito in "Certificati Bianchi" (CB), o "Titoli di Efficienza Energetica" (TEE). I certificati bianchi riconosciuti sono ascrivibili alla II

tipologia (riduzione dei consumi di gas naturale) così come definita dalle regole di funzionamento di cui ai D.M. 20 luglio 2004.

La conversione del risparmio RISP (espresso in MWh) in certificati bianchi (espressi in TEP) è effettuata per mezzo della formula:

$$CB(tep) = RISP(MWh) \cdot 0,086 \cdot K \quad (2.7.35)$$

dove K è il coefficiente di armonizzazione che assume i valori di seguito specificati:

- $K=1,4$ per le quote di potenza fino a 1 MWe
- $K=1,3$ per le quote di potenza superiore a 1 MWe e fino a 10 MWe
- $K=1,2$ per le quote di potenza superiore a 10 MWe e fino a 80 MWe
- $K=1,1$ per le quote di potenza superiore a 80 MWe e fino a 100 MWe
- $K=1$ per le quote di potenza superiore a 100 MWe.

Il coefficiente 0,086 è introdotto per la conversione di unità di misura da MWh in tep. Si ha infatti:

$$1 \text{ tep} = 10^7 \text{ kcal}$$

essendo $H_i = 10.000 \text{ kcal/kg}$ il potere calorifico inferiore convenzionale del petrolio, quindi:

$$\begin{aligned} 1 \text{ MWh} &= 3600 \cdot 10^3 \text{ kJ} = \frac{3600}{4,186} \cdot 10^3 \text{ kcal} = 860 \cdot 10^3 \text{ kcal} \\ &= 0,086 \text{ tep} \end{aligned}$$

Per quanto riguarda il coefficiente di armonizzazione K occorre considerare che il suo valore effettivo dipende dalle condizioni di esercizio e non dalla potenza nominale, ovvero dalla potenza media dell'unità in regime di CAR erogata durante il periodo di rendicontazione. Tale potenza è data dal rapporto tra l'energia elettrica prodotta e il numero di ore di funzionamento valutati su base annua. Il valore di K si determina poi come valore medio ponderale dei valori di K_i corrispondenti a ciascuna classe di potenza pesati attraverso le classi di potenza.

Esempio esplicativo

A titolo di esempio, si consideri una unità di cogenerazione che a consuntivo annuale presenta le caratteristiche di produzione riportate in tabella 2.7.6:

Tabella 2.7.6. Caratteristiche di produzione dell'impianto di cogenerazione

Potenza elettrica nominale (MW)	40
Produzione annua di energia elettrica (MWh/anno)	160.000
Produzione annua di energia elettrica riconosciuta CAR (MWh/anno)	100.000
Energia elettrica immessa in rete (MWh/anno)	80.000
Energia elettrica autoconsumata (MWh/anno)	80.000
Ore annue di funzionamento (h/anno)	5.000
Combustibile utilizzato (Allegato IV del D.M. 5 settembre 2011)	gas naturale
Tensione di connessione (kV), (Allegato VII del D.M. 5 settembre 2011)	20
Data di installazione (Allegato IV del D.M. 5 settembre 2011)	dopo il 2011
Localizzazione (Allegato VI del D.M. 5 settembre 2011)	zona B

La potenza media della generazione elettrica dell'impianto, con riferimento alla produzione totale, risulta $\bar{P} = 160.000/5.000 = 32 \text{ MW}$ (per confronto con la potenza nominale).

Ai fini del calcolo del PES, il rendimento di riferimento risulta $Ref E\eta = 52,50\%$ (Cfr. Allegato IV per impianto alimentato a gas naturale realizzato dopo il 2011). Tale rendimento viene dapprima corretto per tenere conto della temperatura ambiente media in relazione alla localizzazione. Essendo l'impianto localizzato in zona B (temperatura ambiente media $\bar{T}_a = 16,043 > 15^\circ\text{C}$), si ha:

$$Ref E\eta = 52,50 - 0,104 = 52,396\%$$

Questo valore deve essere poi corretto, per tenere conto delle perdite di rete evitate, in relazione alle quote di energia elettrica autoconsumata e immessa in rete. Le quantità di energia elettrica autoconsumata e immessa in rete sono entrambe pari a 80.000 MWh e pari al 50%

dell'energia elettrica complessivamente prodotta per cui, tenendo conto della tensione di connessione alla rete, dall'Allegato VII risulta:

$$Ref E\eta = 52,396 \cdot (0,925 \cdot 0,50 + 0,945 \cdot 0,50) = 48,990\%$$

Ai fini del calcolo del RISP, invece, il rendimento medio convenzionale del parco di generazione elettrica italiano, $\eta_{e\ rif} = 0,46$, viene corretto, per tenere conto delle perdite di rete evitate, in relazione alle quote di energia elettrica autoconsumata e immessa in rete riferite non più alla produzione elettrica totale ma alla produzione elettrica riconosciuta come CAR. In questo caso la quantità di energia elettrica autoconsumata è sempre pari a 80.000 MWh mentre quella immessa in rete risulta pari a 20.000 MWh, essendo pari a 100.000 MWh l'energia elettrica riconosciuta in regime di cogenerazione (l'energia elettrica non riconosciuta in regime di CAR, pari a 60.000 MWh, è immessa in rete). Per cui, in questo caso risulta:

$$\eta_{e\ rif} = 46,00 \cdot (0,925 \cdot 0,80 + 0,945 \cdot 0,20) = 42,734\%$$

Ai fini del calcolo del coefficiente di armonizzazione K , la potenza media della generazione elettrica dell'impianto, con riferimento alla produzione dell'unità virtuale CHP, risulta $\bar{P} = 100.000/5.000 = 20\ MW$. Per cui il valore medio di K è dato dalla relazione:

$$K = \frac{1,4 \cdot 1 + 1,3 \cdot (10 - 1) + 1,2 \cdot (20 - 10)}{20} = 1,255$$

Analisi di un impianto di cogenerazione con turbina a gas. Esempio numerico

È dato un impianto di cogenerazione con turbina a gas che presenta le caratteristiche di produzione riportate in tabella 2.7.7:

Tabella 2.7.7. Caratteristiche di produzione dell'impianto di cogenerazione con turbina a gas.

Anno di installazione	successivo al 2011
Alimentazione	gas naturale
Potere calorifico inferiore del combustibile (H_i)	$48 \frac{MJ}{kg}$
Costo del gas naturale ¹⁸	$0,170 \frac{€}{sm^3} \cong 0,250 \frac{€}{kg}$
Potenza elettrica (P_e)	3 MW
Rendimento della turbina a gas ($\eta_{TG} = \eta_L$)	0,30
Rendimento della produzione termica (η_Q) - CASO 1	0,50
Rendimento della produzione termica (η_Q) - CASO 2	0,36
Tensione di generazione collegamento alla rete	380 V

La figura 2.7.4 riporta uno schema funzionale semplificato dell'impianto con l'indicazione delle grandezze energetiche secondo la nomenclatura CAR.

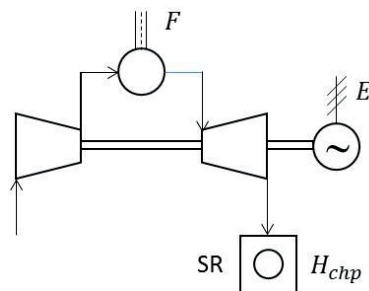


Figura 2.7.4. Schema semplificato dell'impianto di cogenerazione con turbina a gas.

¹⁸ Dato al 1° febbraio 2020.

CASO 1 ($\eta_Q = 0,50$)

In questo caso si suppone che il rendimento η_Q della sola produzione termica sia pari a 0,50; ad esso corrisponde un rendimento del sistema di recupero dato dalla relazione:

$$\eta_{SR} = \frac{\eta_Q}{1 - \eta_{TG}} = \frac{0,50}{1 - 0,30} = 0,7143$$

Sebbene i bilanci energetici caratteristici ai fini del riconoscimento della CAR debbano essere valutati su base annua, cioè debbano essere riferiti a un anno di esercizio, nel presente esempio, per comodità e semplicità di trattazione si fa riferimento all'unità di tempo di un'ora.

Ai fini della valutazione del soddisfacimento dei requisiti per il riconoscimento della CAR occorre innanzitutto verificare se il rendimento globale dell'impianto è maggiore del valore di riferimento, ossia se risulta:

$$\eta_{globale} = \eta_{CG} \geq \bar{\eta}_{globale} = 0,75$$

In questo caso il requisito è soddisfatto poiché risulta:

$$\eta_{CG} = \eta_L + \eta_Q = 0,30 + 0,50 = 0,80 > 0,75$$

Si può pertanto procedere al calcolo del PES, espresso dalla relazione (2.7.31), qui di seguito richiamata:

$$PES = \left[1 - \frac{1}{\frac{CHP H\eta}{Ref H\eta} + \frac{CHP E\eta}{Ref E\eta}} \right] \cdot 100$$

Nella fattispecie risulta:

$$CHP H\eta = 0,50$$

$$CHP E\eta = 0,30$$

$$Ref H\eta = 0,90 \quad (\text{Cfr. All. V})$$

$$Ref E\eta = 0,525 \quad (\text{Cfr. All. IV})$$

In questo caso i termini $CHP E\eta$ e $CHP H\eta$ coincidono con i rendimenti della sola produzione elettrica e termica η_L e η_Q poiché l'unità fisica è tutta cogenerativa.

PES senza correzioni (caso più conservativo)

Si calcola preliminarmente il PES senza applicare le correzioni sul termine $Ref E\eta$ relative alle condizioni climatiche e alla tensione di generazione, di cui agli allegati VI e VII.

$$PES = \left[1 - \frac{1}{\frac{0,50}{0,90} + \frac{0,30}{0,525}} \right] \cdot 100 = 11,27 > 10$$

Il PES così calcolato, nella condizione più conservativa (senza correzioni) è pienamente soddisfatto, risultando maggiore del 10%. Si potrebbe perciò procedere oltre poiché l'impianto soddisfa in ogni caso il requisito sul PES. A titolo dimostrativo si procede comunque al calcolo del PES applicando le correzioni sul termine $Ref E\eta$.

PES corretto (Allegati VI e VII)

In realtà il PES va corretto in funzione delle condizioni climatiche medie e delle perdite evitate sulla rete, distinte a seconda che l'energia elettrica sia esportata verso la rete o consumata in loco.

Allegato VI. Fattori di correzione del rendimento $Ref E\eta$ legati alle condizioni climatiche medie.

La correzione tiene conto del fatto che la temperatura ambiente media effettiva di funzionamento è diversa da quella di riferimento per l'ambiente ($T_0 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$). Ai fini della correzione il territorio nazionale è distinto in due zone, Zona A e Zona B:

- Zona A. Comprende le seguenti regioni: Valle d'Aosta, Trentino Alto-Adige, Piemonte, Friuli-Venezia Giulia, Lombardia, Veneto, Abruzzo, Emilia-Romagna, Liguria, Umbria, Marche, Molise, Toscana. Per queste regioni la temperatura media è di $11,315 \text{ }^\circ\text{C}$ e il rendimento di riferimento deve essere corretto aggiungendo "+0,369" punti percentuali.

- Zona B. Comprende le seguenti regioni: Lazio, Campania, Basilicata, Puglia, Calabria, Sardegna, Sicilia. Per queste regioni la temperatura media è di 16,043 °C e il rendimento di riferimento deve essere corretto aggiungendo “-0,104” punti percentuali.

Supposto che l’impianto in oggetto sia installato in Sardegna (o comunque in una regione della Zona B), il valore corretto del rendimento risulta:

$$Ref E\eta = 0,525 - \frac{0,104}{100} = 0,5240$$

Allegato VII. Fattori di correzione del rendimento $Ref E\eta$ legati alle perdite evitate sulla rete.

La correzione tiene conto delle perdite di trasformazione e di trasmissione evitate sulla rete. Il fattore di correzione dipende dalla tensione di collegamento alla rete elettrica e dalla quota di energia immessa/autoconsumata ed è espressa mediante un fattore moltiplicativo. In questo caso la tensione di collegamento alla rete è pari a 380 V; per generalità e completezza dell’analisi si considerano i due casi estremi di totale cessione alla rete e totale autoconsumo, oltre a un caso misto con 80% di autoconsumo e 20% di cessione alla rete.

- Totale autoconsumo. Se tutta l’energia elettrica prodotta è destinata all’autoconsumo il fattore correttivo è pari a 0,860, quindi:

$$Ref E\eta = 0,5240 \cdot 0,860 = 0,4506$$

$$PES = \left[1 - \frac{1}{\frac{0,50}{0,90} + \frac{0,30}{0,4506}} \right] \cdot 100 = 18,12$$

- Totale cessione alla rete. Se tutta l’energia elettrica prodotta è immessa nella rete il fattore correttivo è pari a 0,925, quindi:

$$Ref E\eta = 0,5240 \cdot 0,925 = 0,4847$$

$$PES = \left[1 - \frac{1}{\frac{0,50}{0,90} + \frac{0,30}{0,4847}} \right] \cdot 100 = 14,86$$

- Caso misto con 80% di autoconsumo e 20% di cessione alla rete. Se si ha contemporaneamente energia elettrica autoconsumata e immessa in rete il fattore correttivo è dato dalla media pesata tra i due fattori, essendo i pesi le frazioni di energia autoconsumata e immessa in rete calcolate con riferimento all'energia elettrica complessivamente prodotta; si ha pertanto:

$$Ref E\eta = 0,5240 \cdot (0,860 \cdot 0,80 + 0,925 \cdot 0,20) = 0,5240 \cdot 0,8730 = 0,4575$$

$$PES = \left[1 - \frac{1}{\frac{0,50}{0,90} + \frac{0,30}{0,4575}} \right] \cdot 100 = 17,44$$

Calcolo del RISP

Per semplificare la trattazione numerica, anche il calcolo del RISP viene effettuato su base oraria invece che su base annua. Pertanto, richiamando l'espressione del RISP:

$$RISP = \left[\frac{E_{chp}}{\eta_{e rif}} + \frac{H_{chp}}{\eta_{t rif}} \right] - F_{chp}$$

Ne segue che i termini E_{chp} , H_{chp} e F_{chp} , sono numericamente uguali alle corrispondenti potenze, vale a dire:

$$E_{chp} = 3 \text{ MWh}$$

$$H_{chp} = 5 \text{ MWh}$$

$$F_{chp} = \frac{E_{chp}}{\eta_{TG}} = \frac{3}{0,30} = 10 \text{ MWh}$$

I rendimenti $\eta_{e rif}$ e $\eta_{t rif}$ sono diversi da $Ref E\eta$ e $Ref H\eta$; essi, infatti, non sono valori di riferimento tecnologico, ma essendo finalizzati alla

valutazione del risparmio energetico rispetto alla situazione reale rappresentano i valori medi effettivi della produzione elettrica e termica nazionale. Più specificamente:

- $\eta_{e\ rif}$ rappresenta il rendimento medio convenzionale del parco di generazione elettrica nazionale ed è pari a 0,46;
- $\eta_{t\ rif}$ rappresenta il rendimento medio convenzionale del parco di produzione termica nazionale ed è pari a 0,82 nel caso di utilizzo diretto dei gas di scarico e a 0,90 nel caso di produzione di vapore, acqua calda o altri fluidi caldi.;

Il rendimento $\eta_{e\ rif}$ va corretto analogamente a $Ref\ E\eta$ per tenere conto delle perdite evitate sulla rete ma non in relazione alla zona climatica. Come per il PES, per generalità e completezza dell'analisi si considerano i due casi estremi di totale cessione alla rete e totale autoconsumo, oltre a un caso misto con 80% di autoconsumo e 20% di cessione alla rete.

- Totale autoconsumo. Se tutta l'energia elettrica prodotta è destinata all'autoconsumo il fattore correttivo è pari a 0,860, quindi:

$$\eta_{e\ rif} = 0,46 \cdot 0,860 = 0,3956$$

$$RISP = \left[\frac{3}{0,3956} + \frac{5}{0,90} \right] - 10 = 3,139\ MWh$$

- Totale cessione alla rete. Se tutta l'energia elettrica prodotta è immessa nella rete il fattore correttivo è pari a 0,925, quindi:

$$\eta_{e\ rif} = 0,46 \cdot 0,925 = 0,4255$$

$$RISP = \left[\frac{3}{0,4255} + \frac{5}{0,90} \right] - 10 = 2,606\ MWh$$

- Caso misto con 80% di autoconsumo e 20% di cessione alla rete. Se si ha contemporaneamente energia elettrica autoconsumata e immessa in rete il fattore correttivo è dato dalla media pesata dei due

fattori, essendo i pesi le frazioni di energia autoconsumata e immessa in rete calcolate con riferimento all'energia elettrica classificata come cogenerativa; in questo caso, tuttavia, l'energia elettrica prodotta è tutta cogenerativa, si ha pertanto:

$$\eta_{e\ rif} = 0,46 \cdot (0,860 \cdot 0,80 + 0,925 \cdot 0,20) = 0,46 \cdot 0,8730 \\ = 0,4016$$

$$RISP = \left[\frac{3}{0,4016} + \frac{5}{0,90} \right] - 10 = 3,026 \text{ MWh}$$

Calcolo dei certificati bianchi

Per il calcolo dei certificati bianchi si considera il solo caso di autoconsumo totale. Richiamando l'espressione per il calcolo dei certificati bianchi e del coefficiente di armonizzazione K si ha:

$$CB = RISP \cdot 0,086 \cdot K$$

essendo:

$$K = \frac{1,4 \cdot 1 + 1,3 \cdot (3 - 1)}{3} = 1,333$$

Introducendo il valore del RISP si ottiene:

$$CB = 3,139 \cdot 0,086 \cdot 1,333 = 0,360 \text{ tep}$$

Si assume preliminarmente un valore convenzionale dei certificati bianchi $V_{CB} = 100 \frac{\text{€}}{\text{tep}}$ ¹⁹; il corrispettivo per unità di energia prodotta (per MWh) risulta quindi:

$$C_{CB_{MWh}} = \frac{CB}{E_{chp}} \cdot V_{CB} = \frac{0,360}{3} \cdot 100 = 12 \frac{\text{tep}}{\text{MWh}} \cdot \frac{\text{€}}{\text{tep}} = 12 \frac{\text{€}}{\text{MWh}}$$

Si vuole valutare ora l'incidenza del corrispettivo dei certificati bianchi sul costo del combustibile. Come già specificato, a fronte di una produzione oraria di energia elettrica $E_{chp} = 3 \text{ MWh}$, si ha un fabbisogno orario $F_{chp} = 10 \text{ MWh}$, per cui risulta:

¹⁹ Il valore attuale dei certificati bianchi è di circa 250 €/tep.

$$F_{chp} = 10 \cdot 3600 \text{ MWh} \cdot \frac{s}{h} = 36.000 \text{ MJ}$$

Il consumo orario di combustibile m_c , essendo $H_i = 48 \frac{MJ}{kg}$, è quindi:

$$m_c = \frac{F_{chp}}{H_i} = \frac{36.000 \text{ MJ}}{48 \frac{MJ}{kg}} = 750 \text{ kg}$$

Il consumo orario di combustibile per MWh prodotto risulta pertanto:

$$m_{c_{MWh}} = \frac{m_c}{E_{chp}} = \frac{750}{3} = 250 \frac{kg}{MWh}$$

In modo più diretto si può scrivere:

$$m_c = \frac{E_{chp}}{\eta_{TG} H_i} = \frac{3}{0,3 \cdot 48} \cdot 3600 \frac{MWh}{\frac{MJ}{kg}} \cdot \frac{s}{h} = 750 \text{ kg}$$

Infine, il costo del combustibile $C_{c_{MWh}}$ per MWh prodotto, essendo il costo del combustibile per unità di massa del combustibile $C_{c_{kg}} = 0,25 \text{ €/kg}$, risulta:

$$C_{c_{MWh}} = m_{c_{MWh}} \cdot C_{c_{kg}} = 250 \cdot 0,25 \frac{kg}{MWh} \cdot \frac{\text{€}}{kg} = 62,5 \frac{\text{€}}{MWh}$$

Il corrispettivo dei certificati bianchi ($C_{CB_{MWh}} = 12 \text{ €/MWh}$), riferito al valore convenzionale di 100 €/tep , è perciò pari al 19,2% del costo del combustibile ($C_{c_{MWh}} = 62,5 \text{ €/MWh}$). Se si considera il valore attuale dei certificati bianchi, pari a circa 250 €/tep , tale corrispettivo risulta pari al 48,0% del costo del combustibile, il che ne dimostra il valore altamente remunerativo.

CASO 2 ($\eta_Q = 0,36$)

In questo caso si suppone che il rendimento η_Q della sola produzione termica sia pari a 0,36; ad esso corrisponde un rendimento del sistema di recupero dato dalla relazione:

$$\eta_{SR} = \frac{\eta_Q}{1 - \eta_{TG}} = \frac{0,36}{1 - 0,30} = 0,5143$$

Come nel caso precedente, ai fini della valutazione del soddisfacimento dei requisiti per il riconoscimento della CAR occorre innanzitutto verificare se il rendimento globale dell'impianto è maggiore del valore di riferimento, ossia se risulta:

$$\eta_{globale} = \eta_{CG} \geq \bar{\eta}_{globale} = 0,75$$

In questo caso il requisito non è soddisfatto poiché si ha:

$$\eta_{CG} = \eta_L + \eta_Q = 0,30 + 0,36 = 0,66 < 0,75$$

per cui è necessario scindere l'unità fisica in due unità virtuali, una cogenerativa e una non cogenerativa.

Determinazione delle unità virtuali

La figura 2.7.5 richiama lo schema di principio della ripartizione dell'unità fisica nelle due unità virtuali cogenerativa e non cogenerativa.

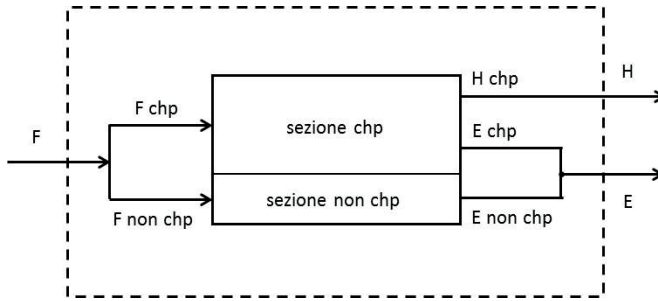


Figura 2.7.5. Schema della ripartizione dell'unità fisica nelle due unità virtuali cogenerativa e non cogenerativa.

Per determinare l'energia elettrica cogenerativa E_{CHP} occorre innanzitutto determinare il coefficiente effettivo $C_{eff} = E_{chp}/H_{chp}$. Come si è visto, imponendo il valore limite del rendimento globale alla sezione CHP ed elaborando si ha (Cfr. eq. (2.7.8)):

$$C_{eff} = \frac{\eta_{non\ chp,E}}{\bar{\eta}_{globale} - \eta_{non\ chp,E}}$$

Nella fattispecie si ha:

$$\bar{\eta}_{globale} = 0,75$$

$$\eta_{non\ chp,E} = \eta_{chp,E} = \eta_{TG} = 0,30$$

da cui:

$$C_{eff} = \frac{\eta_{non\ chp,E}}{\bar{\eta}_{globale} - \eta_{non\ chp,E}} = \frac{0,30}{0,75 - 0,30} = \frac{2}{3}$$

Di conseguenza si ha:

$$H_{chp} = H = F \cdot \eta_Q = 10 \cdot 0,36 = 3,6 \text{ MWh}$$

$$E_{chp} = \frac{2}{3} H_{chp} = 2,4 \text{ MWh}$$

$$E_{non\ chp} = E - E_{chp} = 3 - 2,4 = 0,6 \text{ MWh}$$

$$F_{chp} = \frac{E_{chp}}{\eta_{chp,E}} = \frac{2,4}{0,30} = 8 \text{ MWh}$$

$$F_{non\ chp,E} = F - F_{chp} = 10 - 8 = 2 \text{ MWh}$$

o anche:

$$F_{non\ chp,E} = \frac{E_{non\ chp}}{\eta_{chp,E}} = \frac{0,6}{0,30} = 2 \text{ MWh}$$

Risulta inoltre:

$$CHP\ E\eta = \frac{E_{chp}}{F_{chp}} = \frac{2,4}{8} = 0,30$$

$$CHP\ H\eta = \frac{H_{chp}}{F_{chp}} = \frac{3,6}{8} = 0,45$$

$$\eta_{globale} = \frac{E_{chp} + H_{chp}}{F_{chp}} = \frac{2,4 + 3,6}{8} = 0,75$$

o anche:

$$\eta_{globale} = CHP\ E\eta + CHP\ H\eta = 0,30 + 0,45 = 0,75$$

La tabella 2.7.8 che segue riporta un riepilogo delle grandezze caratteristiche dell'unità fisica e delle due unità virtuali cogenerativa e non cogenerativa.

Tabella 2.7.8. Caratteristiche dell'unità fisica e delle unità virtuali.

Grandezza	Unità fisica	Unità virtuali	
		CHP	non CHP
H (MWh)	3,6	3,6	---
E (MWh)	3,0	2,4	0,6
F (MWh)	10	8,0	2
Rendimento	0,30	0,30	0,30

Si può pertanto procedere al calcolo del PES, espresso dalla relazione (2.7.31), qui di seguito nuovamente richiamata:

$$PES = \left[1 - \frac{1}{\frac{CHP H\eta}{Ref H\eta} + \frac{CHP E\eta}{Ref E\eta}} \right] \cdot 100$$

Nella fattispecie risulta:

$$CHP H\eta = 0,45$$

$$CHP E\eta = 0,30$$

$$Ref H\eta = 0,90 \quad (\text{Cfr. All. V})$$

$$Ref E\eta = 0,525 \quad (\text{Cfr. All. IV})$$

Unica differenza, rispetto al caso precedente, è il valore di $CHP H\eta$, ora pari a 0,45.

PES senza correzioni (caso più conservativo)

Come nel caso precedente si calcola preliminarmente il PES senza applicare le correzioni sul termine $Ref E\eta$ relative alle condizioni climatiche e alla tensione di generazione, di cui agli allegati VI e VII.

$$PES = \left[1 - \frac{1}{\frac{0,45}{0,90} + \frac{0,30}{0,525}} \right] \cdot 100 = 6,667 < 10$$

Il PES così calcolato, nella condizione più conservativa (senza correzioni) non soddisfa il requisito normativo. Si procede quindi al calcolo del PES applicando le correzioni sul termine $Ref E\eta$.

PES corretto (Allegati VI e VII)

Le correzioni del rendimento $Ref E\eta$ legate alle condizioni climatiche medie e alle perdite evitate sulla rete sono le stesse del caso precedente; specificamente, per le condizioni climatiche si ha:

$$Ref E\eta = 0,525 - \frac{0,104}{100} = 0,5240$$

mentre per le perdite evitate sulla rete si ha:

$$Ref E\eta = 0,5240 \cdot 0,860 = 0,4506 \quad \text{nel caso di totale autoconsumo;}$$

$$Ref E\eta = 0,5240 \cdot 0,925 = 0,4847 \quad \text{nel caso di totale cessione alla rete;}$$

Anche in questo caso, per generalità e completezza dell'analisi si considerano tutti e tre i casi considerati precedentemente, ossia i due casi estremi di totale cessione alla rete e totale autoconsumo, oltre a un caso misto con 80% di autoconsumo e 20% di cessione alla rete.

- Totale autoconsumo. Se tutta l'energia elettrica prodotta è destinata all'autoconsumo il fattore correttivo è pari a 0,860, quindi:

$$Ref E\eta = 0,5240 \cdot 0,860 = 0,4506$$

$$PES = \left[1 - \frac{1}{\frac{0,45}{0,90} + \frac{0,30}{0,4506}} \right] \cdot 100 = 14,22$$

- Totale cessione alla rete. Se tutta l'energia elettrica prodotta è immessa nella rete il fattore correttivo è pari a 0,925, quindi:

$$Ref E\eta = 0,5240 \cdot 0,925 = 0,4847$$

$$PES = \left[1 - \frac{1}{\frac{0,45}{0,90} + \frac{0,30}{0,4847}} \right] \cdot 100 = 10,63$$

In questo caso il PES è ancora soddisfatto ma è al limite del 10%.

- Caso misto con 80% di autoconsumo e 20% di cessione alla rete. Se si ha contemporaneamente energia elettrica autoconsumata e immessa in rete il fattore correttivo è dato dalla media pesata tra i due fattori, ove i pesi, come detto, sono le frazioni di energia autoconsumata e immessa in rete calcolate con riferimento all'energia elettrica complessivamente prodotta; si ha pertanto:

$$Ref E\eta = 0,5240 \cdot (0,860 \cdot 0,80 + 0,925 \cdot 0,20) = 0,5240 \cdot 0,8730 \\ = 0,4575$$

$$PES = \left[1 - \frac{1}{\frac{0,45}{0,90} + \frac{0,30}{0,4575}} \right] \cdot 100 = 13,48$$

Calcolo del RISP

Per semplificare la trattazione numerica, il calcolo del RISP viene effettuato sempre su base oraria invece che su base annua. In tal senso, richiamando l'espressione del RISP:

$$RISP = \left[\frac{E_{chp}}{\eta_{e rif}} + \frac{H_{chp}}{\eta_{t rif}} \right] - F_{chp}$$

In questo caso si ha:

$$E_{chp} = 2,4 \text{ MWh}$$

$$H_{chp} = 3,6 \text{ MWh}$$

$$F_{chp} = \frac{E_{chp}}{\eta_{TG}} = \frac{2,4}{0,30} = 8 \text{ MWh}$$

I rendimenti $\eta_{e rif}$ e $\eta_{t rif}$ sono gli stessi del caso precedente, per cui si ha:

- Totale autoconsumo. Se tutta l'energia elettrica prodotta è destinata all'autoconsumo il fattore correttivo è pari a 0,860, quindi:

$$\eta_{e rif} = 0,46 \cdot 0,860 = 0,3956$$

$$RISP = \left[\frac{2,4}{0,3956} + \frac{3,6}{0,90} \right] - 8 = 2,067 \text{ MWh}$$

- Totale cessione alla rete. Se tutta l'energia elettrica prodotta è immessa nella rete il fattore correttivo è pari a 0,925, quindi:

$$\eta_{e\text{ rif}} = 0,46 \cdot 0,925 = 0,4255$$

$$RISP = \left[\frac{2,4}{0,4255} + \frac{3,6}{0,90} \right] - 8 = 1,640 \text{ MWh}$$

- Caso misto con 80% di autoconsumo e 20% di cessione alla rete. Se si ha contemporaneamente energia elettrica autoconsumata e immessa in rete il fattore correttivo è dato dalla media pesata tra i due fattori. Ai fini del calcolo del RISP le percentuali di autoconsumo e di cessione devono essere determinate, come detto, con riferimento all'energia elettrica cogenerativa E_{chp} e non a quella complessivamente prodotta come per il calcolo del PES; procedendo in tal senso, si osserva che la percentuale di autoconsumo dell'80% rispetto alla produzione totale è pari a 2,4 MWh e corrisponde esattamente alla quantità di energia elettrica cogenerativa E_{chp} , di conseguenza l'autoconsumo, riferito alla quota E_{chp} , è pari al 100%. Ai fini del calcolo del RISP, pertanto, questo caso è praticamente equivalente al caso precedente di totale autoconsumo:

$$\eta_{e\text{ rif}} = 0,46 \cdot (0,860 \cdot 1,00 + 0,925 \cdot 0,00) = 0,46 \cdot 0,860 = 0,3956$$

$$RISP = \left[\frac{2,4}{0,3956} + \frac{3,6}{0,90} \right] - 8 = 2,067 \text{ MWh}$$

- Si consideri ora un ulteriore caso misto con 50% di autoconsumo e 50% di cessione alla rete. In questo caso l'energia elettrica autoconsumata e quella ceduta in rete risultano entrambe uguali a 1,5 MWh (50% di 3 MWh), ma la percentuale di autoconsumo deve essere determinata, come detto, con riferimento alla sola energia

elettrica cogenerativa E_{chp} , pari a 2,4 MWh. Di conseguenza, le percentuali di autoconsumo e di cessione sono rispettivamente pari al 62,5% (1,5 MWh su 2,4 MWh) e al 37,5% (0,9 MWh su 2,4 MWh), mentre la restante quota non cogenerativa, pari a 0,6 MWh, è ceduta alla rete. Si ha pertanto:

$$\eta_{e\ rif} = 0,46 \cdot (0,860 \cdot 0,625 + 0,925 \cdot 0,375) = 0,46 \cdot 0,8844 = 0,4068$$

$$RISP = \left[\frac{2,4}{0,4068} + \frac{3,6}{0,90} \right] - 8 = 1,900 \text{ MWh}$$

Calcolo dei certificati bianchi

Per il calcolo dei certificati bianchi si considera il solo caso di autoconsumo totale. Richiamando l'espressione per il calcolo dei certificati bianchi e del coefficiente di armonizzazione K si ha:

$$CB = RISP \cdot 0,086 \cdot K$$

essendo in questo caso:

$$K = \frac{1,4 \cdot 1 + 1,3 \cdot (2,4 - 1)}{2,4} = 1,342$$

Introducendo il valore del RISP si ottiene:

$$CB = 2,067 \cdot 0,086 \cdot 1,342 = 0,238 \text{ tep}$$

Facendo sempre riferimento preliminarmente al valore convenzionale dei certificati bianchi $V_{CB} = 100 \frac{\text{€}}{\text{tep}}$, il corrispettivo per unità di energia prodotta (per MWh) risulta quindi²⁰:

$$C_{CB_{MWh}} = \frac{CB}{E_{chp}} \cdot V_{CB} = \frac{0,238}{2,4} \cdot 100 = 9,937 \frac{\text{€}}{\text{MWh}}$$

²⁰ Il corrispettivo dei certificati bianchi così calcolato è riferito alla sola energia elettrica cogenerativa E_{chp} . Per una valutazione economica riferita all'intera unità fisica tale corrispettivo dovrebbe essere calcolato con riferimento a tutta l'energia elettrica prodotta E .

In questo caso, a fronte di una produzione oraria di energia elettrica $E_{chp} = 2,4 \text{ MWh}$, si ha un fabbisogno orario $F_{chp} = 8 \text{ MWh}$, per cui risulta:

$$F_{chp} = 8 \cdot 3600 \text{ MWh} \cdot \frac{\text{s}}{\text{h}} = 28.800 \text{ MJ}$$

Il consumo orario di combustibile m_c , essendo $H_i = 48 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$, è quindi:

$$m_c = \frac{F_{chp}}{H_i} = \frac{28.800 \text{ MJ}}{48 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}} = 600 \text{ kg}$$

Il consumo orario di combustibile per MWh prodotto risulta pertanto:

$$m_{c_{MWh}} = \frac{m_c}{E_{chp}} = \frac{600}{2,4} = 250 \frac{\text{kg}}{\text{MWh}}$$

Tale valore coincide con quello ottenuto nel caso precedente, ma ciò è ovvio perché il rendimento dell'unità cogenerativa è uguale a quello dell'unità fisica. Pertanto, il costo del combustibile per MWh prodotto è anch'esso uguale a quello del caso precedente, ossia $C_{c_{MWh}} = 62,5 \frac{\text{€}}{\text{MWh}}$.

In questo caso, infine, il corrispettivo dei certificati bianchi ($C_{CB_{MWh}} = 9,937 \text{ €/MWh}$), riferito al valore convenzionale di 100 €/tep , è pari al 15,9% del costo del combustibile ($C_{c_{MWh}} = 62,5 \text{ €/MWh}$). Se si considera il valore attuale dei certificati bianchi, pari a circa 250 €/tep , tale corrispettivo risulta pari al 39,7% del costo del combustibile, il che ne conferma, anche in questo caso, il valore altamente remunerativo.

Appendice A: Postcombustione

Nel caso di impianti con apporto di energia da fonti non cogenerative, in cui il calore utile non cogenerativo derivi da un processo di post-combustione (generalmente a valle di una turbina a gas), il termine $H_{non\ chp}$ può essere determinato mediante la relazione:

$$H_{non\ chp} = F_{non\ chp,H} \cdot \eta_{GVR} \quad (2.7.A1)$$

con ovvio significato dei termini $H_{non\ chp}$ e $F_{non\ chp,H}$, dove η_{GVR} rappresenta il rendimento del generatore di vapore/caldaia a recupero (o di un eventuale essiccatore). Questo rendimento può essere determinato in modo diretto mediante la relazione:

$$\eta_{GVR} = \frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T_0} \quad (2.7.A2)$$

dove:

T_{in} temperatura dei gas all'ingresso del generatore di vapore/caldaia a recupero;

T_{out} temperatura dei gas all'uscita del generatore di vapore/caldaia a recupero;

T_0 temperatura ambiente (di riferimento).

La relazione (2.7.A2) non è però di semplice applicazione pratica perché nel normale esercizio non è possibile determinare con adeguata accuratezza i valori di T_{in} e di T_{out} , che peraltro non sono uniformi nelle sezioni di interesse. In alternativa si può utilizzare la definizione concettuale del rendimento del generatore di vapore/caldaia (da cui l'equazione (2.7.A2) deriva) espressa attraverso la relazione:

$$\eta_{GVR} = \frac{H_{vapore}}{H_{gas\ out\ TG} + H_{gas\ PCE}} \quad (2.7.A3)$$

dove:

H_{vapore} è l'energia termica del vapore prodotto nel generatore di vapore/caldaia a recupero;

$H_{gas\ out\ TG}$ è l'energia termica contenuta nei gas di scarico della turbina a gas;

$H_{gas\ PCE}$ è l'energia termica fornita dal combustibile immesso nell'impianto dal bruciatore di post-combustione.

I valori di H_{vapore} , $H_{gas\ out\ TG}$ e di $H_{gas\ PCE}$ sono riferiti al periodo di rendicontazione. Ai fini del calcolo di dette grandezze si ha che:

H_{vapore} è determinabile attraverso la misura di portata del fluido termovettore (vapore/acqua calda) e la differenza delle entalpie all'uscita e all'ingresso e del generatore di vapore/caldaia, determinabili a loro volta attraverso misure di temperatura e pressione;

$H_{gas\ PCE}$ è misurabile attraverso il contatore del combustibile immesso nel bruciatore di post-combustione;

$H_{gas\ out\ TG}$ è determinabile per via indiretta a partire dal combustibile immesso nella turbina a gas $F_{in\ TG}$ e dalla relativa produzione di energia elettrica E_{TG} (grandezze rilevabili dai rispettivi contatori), mediante la relazione che segue:

$$H_{gas\ out\ TG} = F_{in\ TG} \cdot K_{p5} - \frac{E_{TG}}{K_{p6} \cdot K_{p7} \cdot K_{p8}} \quad (2.7.A4)$$

essendo K_{p5} , K_{p6} , K_{p7} , K_{p8} , opportuni coefficienti correttivi che tengono conto delle varie perdite come specificato nella seguente tabella 2.7.A1:

Tabella 2.7.A1. Coefficienti correttivi per la determinazione del rendimento del generatore di vapore/caldaia a recupero (valori espressi in %).

Potenza Nominale (¹) (MWe)	Combustione K_{p5}	Perdite meccaniche K_{p6}	Generatore elettrico K_{p7}	Riduttore (²) K_{p8}
<2	99,00	98,00	95,00	98,50
2-5	99,00	98,00	96,25	98,50
5-10	99,15	98,50	97,00	98,50
10-20	99,30	98,75	97,50	98,50
20-40	99,45	99,00	98,00	98,50
40-100	99,60	99,20	98,50	98,50
>100	99,70	99,40	98,60	98,50

(¹) Condizioni ISO standard

(²) In assenza di riduttore $K_{p8} = 1$

In pratica, il coefficiente K_{p5} rappresenta il rendimento del sistema di combustione e tiene essenzialmente conto delle perdite per incombusti e per scambio termico verso l'esterno, il prodotto $K_{p6} \cdot K_{p8}$ tiene conto delle perdite meccaniche (e degli assorbimenti degli ausiliari), il coefficiente K_{p7} rappresenta infine il rendimento del generatore elettrico.

Appendice B: Allegati IV-VII del D.M. 05/09/2011

Allegato IV

Valori di rendimento di riferimento per la produzione separata di energia elettrica

	Anno di costruzione:	1996 e precedenti	1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006-2011
Solido	Tipo di combustibile:											
	Carbone fossile/coke	39,7	40,5	41,2	41,8	42,3	42,7	43,1	43,5	43,8	44,0	44,2
	Lignite/mattonelle di lignite	37,3	38,1	38,8	39,4	39,9	40,3	40,7	41,1	41,4	41,6	41,8
	Torba/mattonelle di torba	36,5	36,9	37,2	37,5	37,8	38,1	38,4	38,6	38,8	38,9	39,0
	Combustibili a base di legno	25,0	26,3	27,5	28,5	29,6	30,4	31,1	31,7	32,2	32,6	33,0
	Biomasse di origine agricola	20,0	21,0	21,6	22,1	22,6	23,1	23,5	24,0	24,4	24,7	25,0
	Rifiuti (urbani) biodegradabili	20,0	21,0	21,6	22,1	22,6	23,1	23,5	24,0	24,4	24,7	25,0
	Rifiuti (urbani e industriali) non rinnovabili	20,0	21,0	21,6	22,1	22,6	23,1	23,5	24,0	24,4	24,7	25,0
	Scisti bituminosi	38,9	38,9	38,9	38,9	38,9	38,9	38,9	38,9	38,9	38,9	39,0
Liquido	Petrolio (gasolio + olio combustibile residuo), GPL	39,7	40,5	41,2	41,8	42,3	42,7	43,1	43,5	43,8	44,0	44,2
	Biocarburanti	39,7	40,5	41,2	41,8	42,3	42,7	43,1	43,5	43,8	44,0	44,2
	Rifiuti biodegradabili	20,0	21,0	21,6	22,1	22,6	23,1	23,5	24,0	24,4	24,7	25,0
	Rifiuti non rinnovabili	20,0	21,0	21,6	22,1	22,6	23,1	23,5	24,0	24,4	24,7	25,0
Gassoso	Gas naturale	50,0	50,4	50,8	51,1	51,4	51,7	51,9	52,1	52,3	52,4	52,5
	Gas di raffineria/idrogeno	39,7	40,5	41,2	41,8	42,3	42,7	43,1	43,5	43,8	44,0	44,2
	Biogas	36,7	37,5	38,3	39,0	39,6	40,1	40,6	41,0	41,4	41,7	42,0
	Gas di cokeria, gas di altoforno, altri rifiuti gassosi, calore residuo recuperato	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35

Allegato V

Valori di rendimento di riferimento per la produzione separata di calore

	Tipo di combustibile:	Vapore /acqua calda	Utilizzo diretto dei gas di scarico (1)	
Solido	Carbone fossile/coke	88	80	
	Lignite/mattonelle di lignite	86	78	
	Torba/mattonelle di torba	86	78	
	Combustibili a base di legno	86	78	
	Biomasse di origine agricola	80	72	
	Rifiuti (urbani) biodegradabili	80	72	
	Rifiuti (urbani e industriali) non rinnovabili	80	72	
	Scisti bituminosi	86	78	
	Liquido	Petrolio (gasolio + olio combustibile residuo), GPL	89	81
		Biocarburanti	89	81
Rifiuti biodegradabili		80	72	
Rifiuti non rinnovabili		80	72	
Gassoso		Gas naturale	90	82
	Gas di raffineria/idrogeno	89	81	
	Biogas	70	62	
	Gas di cokeria, gas di altoforno + altri rifiuti gassosi	80	72	

(1) Devono essere utilizzati i valori che si applicano al calore diretto se la temperatura è pari o superiore a 250° C.

Allegato VI

Fattori di correzione legati alle condizioni climatiche medie per l'applicazione dei valori di rendimento di riferimento per la produzione separata di energia elettrica

Zona climatica	Temperatura media (°C)	Fattore di correzione in punti percentuali
Zona A: Valle d'Aosta; Trentino Alto-Adige; Piemonte; Friuli-Venezia Giulia; Lombardia; Veneto; Abruzzo; Emilia-Romagna; Liguria; Umbria; Marche; Molise; Toscana	11,315	+0,369
Zona B: Lazio; Campania; Basilicata; Puglia; Calabria; Sardegna; Sicilia	16,043	-0,104

Allegato VII

Fattori di correzione legati alle perdite evitate sulla rete

Tensione di collegamento alla rete elettrica	Per l'energia elettrica esportata verso la rete	Per l'energia elettrica consumata in loco
> 200 kV	1	0,985
100-200 kV	0,985	0,965
50-100 kV	0,965	0,945
0,4-50 kV	0,945	0,925
< 0,4 kV	0,925	0,860

Per una maggiore comprensione del significato di questa correzione si consideri la figura 2.7.B1 seguente, che indica il percorso dell'energia elettrica prodotta in media tensione (MT) da un impianto

termoelettrico convenzionale e a media o a bassa tensione (BT) da un impianto di cogenerazione, supponendo di dover alimentare, in tutti i casi, utenze a bassa tensione.

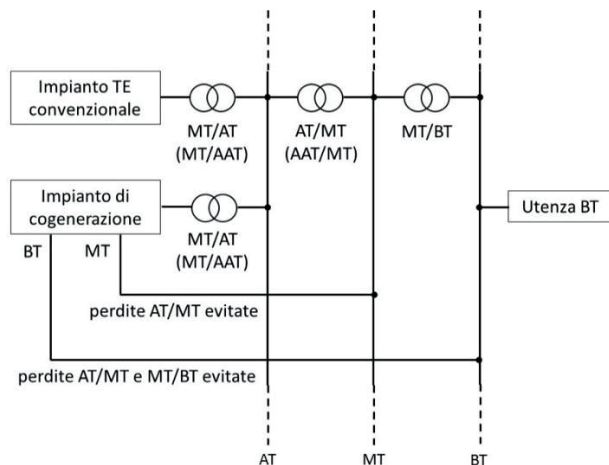


Figura 2.7.B1. Schema esemplificativo delle perdite di rete, evitate e non, in relazione alla tensione di generazione.

La tabella che segue richiama i campi di tensione corrispondenti ai livelli di bassa, media alta e altissima tensione. La tensione di generazione degli alternatori di media e grande potenza è compresa, di norma, nel campo 3÷25 kV, più frequentemente nel campo 6÷15 kV.

Classificazione del livello di tensione	Campo di tensione (kV)	Note
AAT	$V > 220$	in Italia 380 kV
AT	$35 < V \leq 220$	in Italia 132, 150 e 220 kV
MT	$1 < V \leq 35$	distribuzione a grandi utenze
BT	$V \leq 1$	in Italia 230 e 400 V

L'impianto termoelettrico convenzionale genera energia elettrica in media tensione, che viene trasformata, mediante i trasformatori di macchina MT/AT o MT/AAT, in alta tensione o in altissima tensione, per essere poi immessa nelle reti di trasmissione ad alta o ad altissima tensione rispettivamente. Successivamente essa viene nuovamente trasformata in media tensione mediante trasformatori AT/MT o AAT/MT, per essere immessa nelle reti di distribuzione e, infine viene ulteriormente trasformata in bassa tensione mediante trasformatori MT/BT per essere distribuita alle utenze a bassa tensione.

Gli impianti di cogenerazione di taglia medio-grande generano energia elettrica in media tensione, che può essere immessa in rete ad alta o altissima tensione, previa trasformazione mediante i trasformatori di macchina MT/AT o MT/AAT, oppure fornita direttamente a utenze industriali di media tensione, eventualmente previa trasformazione MT/MT (non indicata in figura), in quanto la tensione di generazione dell'alternatore può essere diversa da quella della rete di distribuzione.

Gli impianti di cogenerazione di piccola taglia generano energia elettrica in bassa tensione, e in questo caso l'energia elettrica prodotta viene distribuita direttamente a utenze a bassa tensione.

Con riferimento all'impianto termoelettrico convenzionale si osserva quanto segue:

- Il trasferimento alle utenze in bassa tensione dell'energia elettrica prodotta presuppone tre stadi di trasformazione con le relative perdite:
 - MT/AT o MT/AAT dall'alternatore alla rete ad alta o altissima tensione;
 - AT/MT o AAT/MT dalla rete ad alta o altissima tensione a quella a media tensione;
 - MT/BT dalla rete a media tensione a quella a bassa tensione.
- Il trasporto dell'energia elettrica prodotta per il trasferimento alle utenze in bassa tensione presuppone inoltre la presenza di perdite di linea in alta, media e bassa tensione.

Le perdite di rete, in termini generali, sono costituite dall'insieme delle perdite di trasformazione e di linea.

Con riferimento agli impianti di cogenerazione si osserva invece quanto segue:

- Se l'energia elettrica è prodotta in media tensione e, previa trasformazione MT/AT o MT/AAT, viene immessa in reti ad alta o altissima tensione, non si ha alcuna differenza rispetto agli impianti termoelettrici convenzionali. Di qui il fattore correttivo pari a 1 nella riga 2 ($V > 200$ kV), colonna 2 (energia elettrica esportata verso la rete), dell'allegato VII. In realtà, se l'energia elettrica viene immessa in rete sempre ad alta tensione ma inferiore rispetto al caso precedente ($50 < V \leq 200$ kV), righe 3 e 4, colonna 2 dell'allegato VII, si applicano coefficienti correttivi minori dell'unità per via delle minori perdite di trasformazione.
- Se l'energia elettrica è prodotta in media tensione e viene immessa nella rete pure a media tensione, si evitano sicuramente le perdite di trasformazione AT/MT o AAT/MT, potendo comunque essere presenti perdite di trasformazione MT/MT tra diversi livelli di media tensione dell'alternatore e della linea. In questo caso si applica un fattore correttivo minore, riga 5, colonna 2 dell'allegato VII²¹, per via delle perdite di trasformazione evitate.
- Se l'energia elettrica è prodotta in bassa tensione e viene immessa nella rete pure a bassa tensione, oltre alle perdite di trasformazione AT/MT o AAT/MT si evitano anche le perdite di trasformazione MT/BT, potendo anche in questo caso essere comunque presenti perdite di trasformazione BT/BT tra diversi livelli di bassa tensione del generatore elettrico e della linea. In questo caso si applica un fattore correttivo ancora minore, riga 6, colonna 2 dell'allegato VII, per via delle perdite di trasformazione ancora minori.

²¹ È appena il caso di osservare che la media tensione è definita con riferimento al campo 1-35 kV, che risulta compreso nel più ampio campo 0,4-50 kV considerato nell'allegato VII.

Tutto quanto sopra si riferisce al caso in cui l'energia elettrica generata dall'impianto di cogenerazione venga immessa in rete. Se invece essa viene autoconsumata nel luogo di produzione, a qualunque livello di tensione, si evitano anche le perdite di trasmissione. Per questo motivo, nel caso di autoconsumo in loco si applicano coefficienti correttivi minori rispetto al caso di immissione in rete, colonna 3 dell'allegato VII. Il valore di tali coefficienti diminuisce al diminuire della tensione di generazione, ovvero di collegamento alla rete elettrica, poiché le perdite di trasmissione aumentano al diminuire della tensione e in tal senso aumenta l'entità delle perdite evitate della trasmissione.

Capitolo 3

Cenni sui processi e sui sistemi integrati di gassificazione del carbone e altri combustibili

3.1 Elementi introduttivi e generalità sulla gassificazione

Un processo di gassificazione è costituito dall'insieme delle trasformazioni chimico-fisiche con le quali si ottiene la conversione di un combustibile primario, alimentato al gassificatore in fase liquida o solida, in un combustibile di sintesi in fase gassosa (il cosiddetto *syngas*). Nella maggior parte delle applicazioni il combustibile primario è costituito da carbone, ma possono essere gassificati anche *TAR*, lignite, biomasse, torba, bitumi, *RDF*, pneumatici e oli usati, nonché numerose altre sostanze combustibili caratterizzate da significativi contenuti energetici. Si tratta, in ogni caso, di combustibili di "bassa qualità", impiegabili con difficoltà in impianti di tipo convenzionale. Una volta gassificati essi consentono invece di ottenere un combustibile gassoso "pulito" facilmente utilizzabile in impianti di potenza ad elevato rendimento (es. impianti a ciclo combinato gas/vapore) oppure come materia prima per la produzione di importanti prodotti chimici di base quali metanolo, ammoniaca, idrogeno, combustibili di sintesi, etc.

Nonostante l'interesse nei confronti dei processi di gassificazione sia relativamente recente, è opportuno ricordare come essi abbiano in realtà origini ben più lontane. Il loro sviluppo iniziale risale infatti alla seconda metà del XVIII secolo, allorché alcuni sperimentatori inglesi notarono come riscaldando il carbone in assenza d'aria si potesse produrre un combustibile gassoso (processo di pirolisi). Già nel 1816 le strade di Londra venivano illuminate bruciando il gas da pirolisi prodotto nelle "officine" del gas (da cui il nome di gas "illuminante" con il quale esso era noto). Il maggiore impulso allo sviluppo delle tecnologie di gassificazione si ebbe tuttavia solamente tra il 1920 e il 1930, grazie alla disponibilità di impianti per la produzione di ossigeno a basso costo (processo Linde), in quanto i processi di gassificazione differiscono dai processi di pirolisi per l'utilizzo di un agente ossidante. Tale processo di sviluppo conobbe una fase di stasi negli anni successivi al secondo Conflitto Mondiale a causa della accresciuta disponibilità di petrolio e gas naturale.

La crisi energetica degli anni '70 e '80 e la conseguente necessità di operare una diversificazione delle fonti energetiche primarie ha condotto ad un rinnovato interesse nei riguardi di tali tecnologie. A livello mondiale, risultano attualmente in esercizio numerosi impianti di gassificazione integrati con cicli combinati (IGCC) di taglia commerciale (250÷550 MW), mentre numerosi altri sono in fase di avanzata realizzazione. In Italia, in particolare, sono stati realizzati intorno agli anni 2000 alcuni impianti IGCC alimentati con residui della raffinazione del petrolio.

3.2 I processi di gassificazione

Un processo di gassificazione realizza la conversione dei composti organici del carbone (o di qualunque altro combustibile) in gas di sintesi attraverso lo sviluppo di reazioni chimiche con ossigeno (alimentato puro o in aria) e vapore d'acqua (Figura 3.2.1). Il gas di sintesi così prodotto è costituito da una miscela contenente principalmente CO , CO_2 , H_2 , H_2O , CH_4 e, nel caso di gassificazione con aria, N_2 , nonché altri

elementi perlopiù indesiderati (H_2S , COS , NH_3 , HCl , TAR , polveri, etc.). Le principali reazioni coinvolte nel processo sono essenzialmente le seguenti:

- 1) $C + O_2 \leftrightarrow CO_2$ *Combustione (esotermica)*
- 2) $C + \frac{1}{2}O_2 \leftrightarrow CO$ *Combustione (esotermica)*
- 3) $C + H_2O \leftrightarrow CO + H_2$ *Gassificazione (endotermica)*
- 4) $C + CO_2 \leftrightarrow 2CO$ *Gassificazione (endotermica)*
- 5) $C + 2H_2 \leftrightarrow CH_4$ *Idrogassificazione (esotermica)*
- 6) $CO + H_2O \leftrightarrow CO_2 + H_2$ *Shift Conversion (esotermica)*

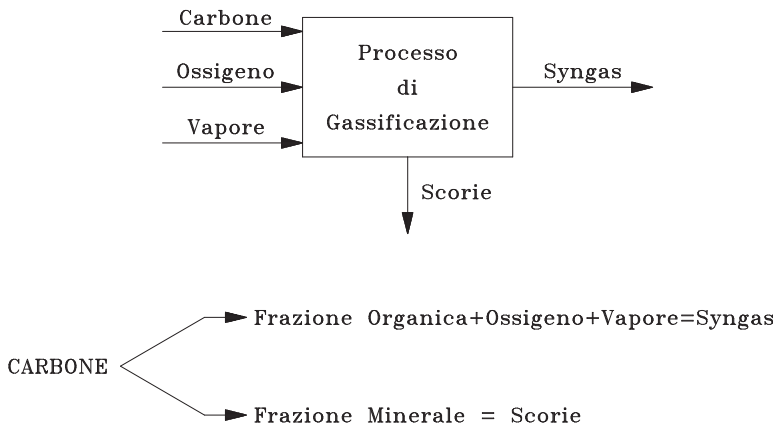


Figura 3.2.1. Rappresentazione schematica di un processo di gassificazione.

Ai fini del bilancio energetico del processo, l'energia termica liberata dalle reazioni esotermiche di combustione, idrogassificazione e "shift conversion" viene utilizzata dalle reazioni endotermiche di gassificazione. Il processo reale risulta in realtà molto più complesso e comprende numerosi meccanismi di reazione intermedi e altri prodotti di reazioni secondari.

In effetti, come schematizzato in figura 3.2.2, il carbone subisce inizialmente una fase di riscaldamento (fino a circa 200÷300 °C) durante la quale libera dapprima l'acqua e i composti gassosi volatili; successivamente, all'aumentare della temperatura, le complesse strutture molecolari del carbone vengono spezzate dando origine alla formazione di idrocarburi pesanti (*TAR*) e di un residuo solido costituito in pratica da carbonio puro ("char"). Il "char" partecipa al processo di gassificazione vero e proprio secondo le reazioni sopra riportate, mentre il *TAR* viene gassificato solamente in presenza di opportune condizioni termodinamiche.

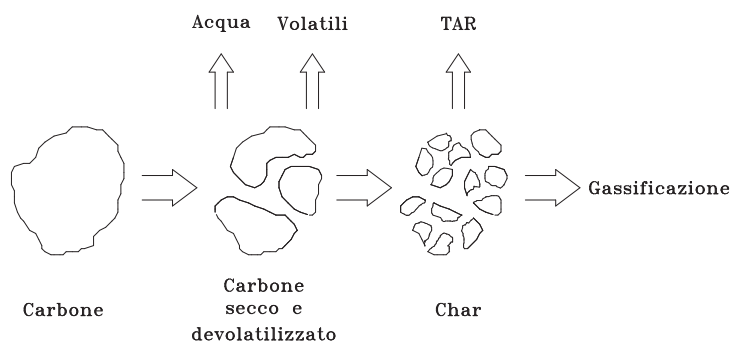


Figura 3.2.2. Rappresentazione schematica delle trasformazioni fisiche del carbone.

Occorre inoltre tenere conto del fatto che l'intero processo di conversione risulta notevolmente influenzato anche dalla cinetica delle reazioni. In effetti la conversione del carbone dipende dal tempo a disposizione per lo sviluppo delle reazioni (tempo di permanenza del carbone all'interno del reattore) e dalle condizioni termodinamiche (temperatura e pressione); all'aumentare del tempo di permanenza, della temperatura e della pressione si osservano via via maggiori percentuali di conversione del carbone. Conseguentemente, la composizione del gas prodotto e l'efficienza del processo di gassificazione variano in funzione delle condizioni operative del processo e delle caratteristiche del combustibile primario.

Oltre alla temperatura e alla pressione, fra i parametri operativi del processo risultano di notevole importanza i rapporti in massa fra ossigeno, vapore e combustibile primario. In tal senso si definiscono i due rapporti:

$$\alpha = \frac{\text{Massa di ossigeno}}{\text{Massa di combustibile}} \quad (3.2.1)$$

$$\mu = \frac{\text{Massa di vapore}}{\text{Massa di combustibile}} \quad (3.2.2)$$

Le figure 3.2.3-3.2.6 illustrano in maniera sintetica l'effetto delle principali variabili di processo nei confronti della composizione molare del syngas, calcolata all'equilibrio e utilizzando un tipico carbone bituminoso.

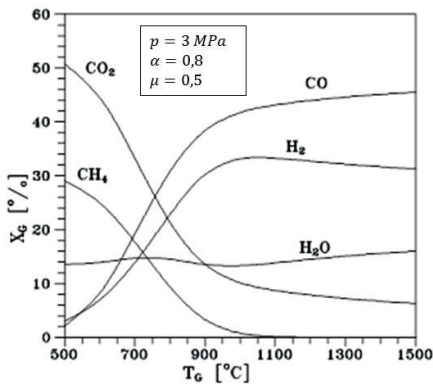


Figura 3.2.3. Composizione in funzione di T_g .

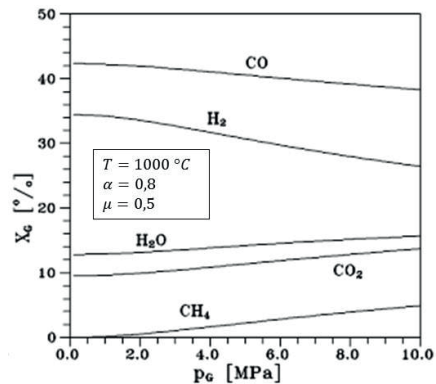


Figura 3.2.4. Composizione in funzione di p_g .

Come evidenziato in figura 3.2.3, l'incremento della temperatura operativa (variabile, a seconda del processo di gassificazione, fra 700 e 2000 °C) favorisce le reazioni di gassificazione endotermiche, dando luogo ad un gas con elevati contenuti di CO e H₂ e basse concentrazioni di CO₂, H₂O e CH₄. Viceversa, come mostrato dalla figura 3.2.4, l'aumento della pressione (variabile tra 1 bar e circa 80 bar) favorisce le

reazioni che avvengono con diminuzione del numero di moli, conducendo complessivamente alla diminuzione della concentrazione di CO e H_2 e all'aumento di CO_2 , H_2O e CH_4 . Inoltre, valori elevati di temperatura e di pressione favoriscono il raggiungimento di elevati valori di conversione del carbone.

Le figure 3.2.5 e 3.2.6 riportano l'andamento della composizione del syngas in funzione dei parametri α e μ .

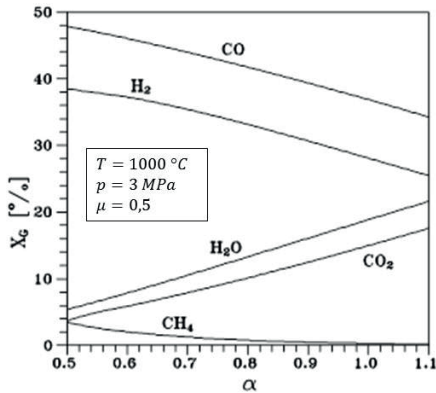


Figura 3.2.5. Composizione in funzione di α .

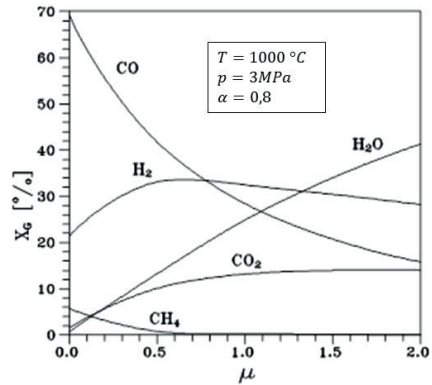


Figura 3.2.6. Composizione in funzione di μ .

All'aumentare del rapporto α diminuisce la frazione molare di CO e di idrogeno mentre aumenta quella di CO_2 , H_2O e CH_4 . Ciò è peraltro ovvio perché all'aumentare del parametro α aumenta la disponibilità di ossigeno con un conseguente maggiore avanzamento delle reazioni di ossidazione. All'aumentare del rapporto μ aumentano invece le percentuali di CO_2 , H_2O e H_2 mentre diminuiscono quelle di CO e CH_4 . Al fine di ottenere elevati valori di conversione del carbonio sono necessari valori di α elevati, mentre la presenza di elevate quantità di vapore è necessaria solo in corrispondenza di bassi valori del parametro α (impiegati, per esempio, per basse temperature di gassificazione).

Ai fini delle prestazioni del processo di gassificazione, risulta infine di notevole importanza anche il grado di purezza dell'ossidante, definito come:

$$\varphi = \frac{\text{Massa di ossigeno}}{\text{Massa di ossidante}} \quad (3.2.3)$$

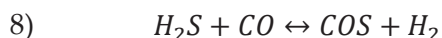
Poiché l'azoto e l'argon rappresentano degli inerti, la composizione finale risulta modificata solo per l'effetto di diluizione da essi operato. Operando con aria in luogo di ossigeno con elevato grado di purezza (normalmente intorno al 95-98%) si osserva pertanto una notevole diminuzione del potere calorifico del syngas.

Le caratteristiche del carbone che maggiormente influenzano le prestazioni di un processo di gassificazione sono il tenore di ceneri e la relativa temperatura di fusione, la reattività, il tenore di umidità e il potere calorifico. Il tenore di ceneri e la relativa temperatura di fusione influenzano infatti la temperatura operativa del gassificatore. Nei gassificatori con estrazione delle ceneri a secco la temperatura operativa deve risultare inferiore a quella di fusione delle ceneri, mentre accade esattamente il contrario nei gassificatori con estrazione delle ceneri allo stato fuso. Anche la reattività del carbone è un parametro di estrema importanza, in quanto i carboni più reattivi (in linea di massima quelli di formazione più recente) possono essere gassificati con minori apporti di ossigeno e di vapore, a tutto vantaggio dell'efficienza del processo. Il contenuto di umidità influenza invece l'efficienza del processo in relazione al fabbisogno di energia necessario per vaporizzare l'acqua presente nel carbone. Infine, il potere calorifico del carbone influenza soprattutto la quantità di carbone da alimentare per ottenere un prefissato output, e pertanto le dimensioni e il costo dell'intero sistema.

I processi di gassificazione che impiegano combustibili contenenti zolfo (in particolare carbone e *TAR*) conducono alla produzione di un gas di sintesi grezzo contenente numerosi composti solforati. Fra essi il solfuro di idrogeno (H_2S) e il solfuro di carbonile (COS) sono i più importanti, ma sono pure presenti piccole quantità di CS_2 , CH_3SH , C_2H_5SH , ecc. I composti solforati costituiscono una fonte di ossidi di zolfo (SO_2 e SO_3) qualora il syngas venga utilizzato come combustibile; essi risultano comunque elementi indesiderati (es. per i catalizzatori)

anche qualora il syngas venga utilizzato come materia prima in processi di sintesi chimica.

Le reazioni di gassificazione si sviluppano in difetto di ossigeno (atmosfera riducente) rispetto alle condizioni stechiometriche, cosicché, contrariamente a quanto accade durante un processo di combustione, lo zolfo presente nel combustibile primario non forma specie chimiche ossidate (ossidi di zolfo) ma specie chimiche ridotte (H_2S e COS). L'idrogeno solforato (H_2S) si forma mediante reazioni in fase eterogenea gas/solido a partire dallo zolfo metallico; successivamente le reazioni si sviluppano anche in fase gassosa conducendo alla formazione di solfuro di carbonile (COS). In particolare, le reazioni di interesse sono:



A parità di tecnologia di gassificazione e di condizioni operative la concentrazione di H_2S e di COS risulta direttamente proporzionale al tenore di zolfo nel combustibile primario (mediamente la somma delle concentrazioni di H_2S e di COS è dell'ordine del 1-2%). All'aumentare della temperatura di gassificazione aumenta inoltre il rapporto fra COS e H_2S .

Oltre ai composti dello zolfo, il gas di sintesi contiene altri elementi inquinanti quali:

- Composti dell'azoto (NH_3 e HCN)
- *TAR* (ovvero idrocarburi ad elevato peso molecolare)
- Composti alogenati (es. HCl)
- Alkali (sali di sodio e potassio)
- Fenoli (composti derivati da idrocarburi aromatici mediante sostituzione di uno o più atomi di idrogeno con gruppi ossidrilici “-OH”)
- Particolato

I composti dell'azoto si formano a partire dall'azoto contenuto nel combustibile ma non a partire dall'azoto presente nell'ossidante; tali composti devono essere rimossi in quanto tossici e potenziali fonti di NO_x in sede di combustione. I processi di gassificazione non producono invece, in maniera diretta, significative quantità di NO_x . Tipicamente il gas di sintesi è caratterizzato da concentrazioni di NH_3 variabili fra 600 e 5000 *ppm*, essendo i valori più bassi tipici dei processi operanti ad elevata temperatura e, viceversa, i valori maggiori caratteristici dei processi a bassa temperatura. La presenza nel syngas di significative quantità di *TAR* rappresenta un notevole inconveniente in quanto nella sua struttura molecolare si ritrova dall'1 al 5% dello zolfo contenuto nel combustibile primario; la produzione di *TAR* interessa comunque essenzialmente solo i processi di gassificazione operanti a bassa temperatura. Gli alcali rappresentano una fonte di disturbo in quanto cominciano a fondere a temperature di circa 680 °C, aderendo alle superfici delle apparecchiature attraversate dal gas.

In relazione al loro assetto fluidodinamico, i processi di gassificazione possono essere classificati nell'ambito di tre grandi categorie, e precisamente *Gassificatori a letto fisso*, *Gassificatori a letto fluido* e *Gassificatori a letto trascinato*. Le caratteristiche salienti di ciascuna categoria sono sintetizzate nella seguente tabella 3.2.1.

Oltre alle peculiarità sintetizzate nella citata tabella, le tre categorie sopra citate sono caratterizzate da differenti aspetti operativi e funzionali, come di seguito specificato.

a. Gassificatori a letto fisso

- Elevata efficienza energetica, favorita dallo scambio termico in controcorrente fra carbone entrante e gas di sintesi uscente;
- Temperatura interna al reattore limitata dalla temperatura di fusione delle ceneri e bassa temperatura del gas prodotto;
- Basso consumo di ossigeno ed elevato consumo di vapore;
- Limiti nella accettabilità di carboni con elevato contenuto di ceneri e con elevato contenuto (max. 10-30%) di fini di carbone (particelle con diametro inferiore a 6 *mm*);

- Syngas con elevate percentuali di idrocarburi pesanti e bassi trascinamenti di particolato;
 - composizione tipica del syngas: CO 15%, CO_2 30%, H_2 45%, CH_4 10% (processi con estrazione delle ceneri allo stato secco);
 - Bassa potenzialità (1÷3 ore di permanenza del carbone all'interno del reattore)
- b. Gassificatori a letto fluido
- Distribuzione uniforme di temperatura lungo il reattore, con valori inferiori alla temperatura di fusione delle ceneri a causa dei problemi di agglomerazione (distruzione del letto fluido);
 - Moderati consumi di ossigeno e di vapore;
 - Preferenza per i carboni molto reattivi (a causa della bassa temperatura operativa);
 - Syngas con medio-basso contenuto di idrocarburi pesanti ed elevato trascinamento di particolato;
 - Possibilità di operare la desolforazione internamente al gassificatore;
 - Composizione tipica del syngas: CO 40%, CO_2 20%, H_2 30%;
 - Media potenzialità (30÷60 minuti di permanenza del carbone all'interno del reattore).
- c. Gassificatori a letto trascinato
- Flusso in equicorrente tra carbone, ossigeno e vapore ed elevata temperatura operativa;
 - Basso consumo di vapore ed elevato consumo di ossigeno;
 - Possibilità di gassificare qualunque tipo di carbone, con alimentazione in forma secca o di slurry;
 - Syngas praticamente privo di idrocarburi pesanti e di metano;
 - Scorie prodotte allo stato vetrificato e praticamente inerti;

- Composizione tipica del syngas: CO 60%, CO₂ 3%, H₂ 30%;
- Elevata potenzialità (pochi secondi di permanenza del carbone all'interno del reattore).

Tabella 3.2.1. Principali caratteristiche dei processi di gassificazione.

	Tipo di gassificatore		
	<i>Letto fisso</i>	<i>Letto fluido</i>	<i>Letto trascinato</i>
Pressione operativa	20÷30 bar	20÷30 bar	20÷80 bar
Temperatura operativa	400÷600 °C	800÷1000 °C	1200÷2000 °C
Moderatore	Vapore	Vapore	Acqua/vapore
Rapporto μ	0,3÷1,5 kg/kg	0,3÷0,8 kg/kg	0÷0,1 kg/kg
Ossidante	Ossigeno/aria	Ossigeno/aria	Ossigeno
Rapporto α	0,3÷0,6 kg/kg	0,5÷0,8 kg/kg	0,7÷1,0 kg/kg
Granulometria carbone	5÷50 mm	3÷4 mm	50÷100 μ m
Alimentazione	Secco	Secco	Secco/slurry
Scorie	Secche/fuse	Secche	Fuse
Principali tecnologie	Lurgi, BGL	HTW, KBR, U-GAS	GE Energy (ex Texaco), Shell, Prenflo, Siemens, MHI, CB&I E-Gas (ex Destec)

3.3 L'impianto di gassificazione

La configurazione complessiva di un impianto di gassificazione dipende dalla tecnologia di gassificazione, dal tipo di combustibile primario e dall'utilizzo finale del syngas. In maniera del tutto generale, come schematizzato in figura 3.3.1, un impianto di gassificazione risulta costituito dalle seguenti sezioni fondamentali:

- sezione di preparazione del combustibile primario, dove il combustibile primario subisce tutta una serie di trattamenti specifici prima di essere introdotto nel gassificatore;
- sezione di preparazione dell'ossidante, dove a partire dall'aria atmosferica viene prodotto e compresso l'ossidante necessario al processo di gassificazione;
- sezione di gassificazione, dove hanno luogo le trasformazioni chimico-fisiche del processo, e che essenzialmente coincide con il reattore di gassificazione precedentemente esaminato;
- sezione di condizionamento, dove il gas grezzo prodotto dal processo di gassificazione viene trattato prima del suo utilizzo finale.

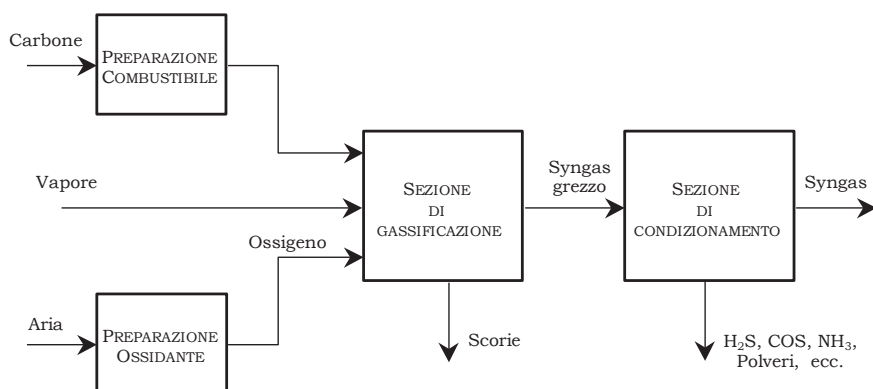


Figura 3.3.1. Rappresentazione schematica di un impianto di gassificazione.

Poiché la sezione di gassificazione è stata oggetto dell'analisi precedente, nel seguito si esamineranno le sezioni di preparazione del

combustibile, di preparazione dell'ossidante e di condizionamento del gas grezzo.

Sezione di preparazione del combustibile

I processi di gassificazione sono in grado di utilizzare una vastissima gamma di combustibili comprendente, oltre al carbone, anche combustibili di bassa qualità (*TAR*, bitumi, torba), inclusi quelli derivanti da fonti rinnovabili (biomasse) e i rifiuti urbani e/o industriali (oli usati, pneumatici, ecc.). La tabella 3.3.1 riporta, per confronto, le principali caratteristiche chimico-fisiche di alcuni dei citati combustibili.

Tabella 3.3.1. Caratteristiche chimico-fisiche di alcuni combustibili gassificabili.

	<i>Carbone</i>	<i>Lignite</i>	<i>Torba</i>	<i>Legna</i>	<i>TAR</i>	<i>RDF</i>
<i>C</i> [%]	76÷87	65÷75	50÷60	48÷50	80÷85	40÷50
<i>H</i> [%]	3.5÷5.0	4.5÷6.5	5÷6.5	6÷6.5	11.5÷12.5	5÷6
<i>O</i> [%]	2.8÷11.3	20÷30	30÷40	38÷42	1.5÷2.5	35÷40
<i>N</i> [%]	0.8÷1.2	1÷2	1÷2.5	0.5÷2.3	0.2÷0.3	-
<i>S</i> [%]	1.0÷3.0	1÷3	0.1÷0.2	-	2÷2.8	0.1÷0.2
<i>Ceneri</i> [%]	4.0÷10.0	6÷10	2÷10	0.4÷0.6	0.3	8÷12
<i>Volatili</i> [%]	10÷50	50÷60	60÷70	75÷85	-	70÷80
<i>T_{fus}</i> [°C]	1100÷1300	1100÷1300	1100÷1200	1350÷1450	-	-
ρ [kg/m ³]	720÷880	650÷750	300÷400	320÷420	920÷970	-
<i>Hi</i> [MJ/kg]	25÷33	20÷24	20÷21	18÷19	38÷42	7÷8

Più in dettaglio si ha che:

- Il *carbone* risulta il combustibile più utilizzato negli impianti di gassificazione, soprattutto in virtù della sua ampia disponibilità e dell'esperienza maturata nel settore. Da recenti valutazioni, ai livelli di consumo attuali, risultano riserve mondiali accertate di petrolio per circa 50 anni, di gas naturale per circa 65 anni e di carbone per oltre 230 anni; le stime sulle riserve presunte indicano valori circa

doppi rispetto a quelle accertate. Contrariamente al petrolio e al gas naturale, inoltre, il carbone presenta una distribuzione geografica delle riserve abbastanza uniforme sull'intera superficie terrestre. In relazione al rango (ovvero al grado di maturità geologica) e alle caratteristiche chimico-fisiche i carboni vengono suddivisi in quattro grandi classi: ligniti, carboni sub-bituminosi, carboni bituminosi e antraciti.

- La Torba è un combustibile solido di formazione relativamente recente, caratterizzato da elevati contenuti di umidità. Esso rappresenta un combustibile largamente diffuso in tutto il mondo che tuttavia viene pochissimo sfruttato a fini energetici. L'elevata reattività e l'elevato contenuto di volatili fanno della torba un combustibile facilmente gassificabile, e attualmente esistono in funzione vari impianti di gassificazione alimentati con tale combustibile.
- Le Biomasse comprendono tutta una serie di sostanze organiche prodotte direttamente o indirettamente dal processo fotosintetico (legna, residui agricoli e zootecnici, scarti e sottoprodotti di alcune lavorazioni industriali, ecc.). Impianti di gassificazione basati su processi a letto fluido alimentati con scarti della lavorazione del legno sono in funzione per esempio in Svezia.
- Il TAR è rappresentato dagli idrocarburi pesanti che si ottengono come residuo della raffinazione del petrolio (in particolare, viene prodotto in grande quantità dai processi di "cracking"). Il TAR è un combustibile liquido caratterizzato da un elevato potere calorifico, ma che presenta lo svantaggio di contenere notevoli percentuali di zolfo (anche 3÷4%) e di metalli pesanti (sodio, nichel e vanadio), nonché di possedere un'elevata viscosità. Attualmente in Italia sono operativi 3 impianti IGCC alimentati con TAR.
- I Combustibili Bituminosi sono particolari combustibili di recente sfruttamento commerciale, rappresentati da emulsioni di bitume e acqua (es. l'*orimulsion* è costituito per il 70% da bitume e per il 30% da acqua). Tali combustibili risultano facilmente gassificabili e rappresentano una interessante opportunità in quanto le riserve

mondiali di bitumi sono molto consistenti (il solo Venezuela possiede riserve di bitumi superiori alle riserve mondiali di petrolio).

Il carbone che arriva all'impianto non è, in linea di massima, pronto per essere alimentato al gassificatore, ma deve subire una serie di trattamenti specifici, variabili in funzione del tipo di carbone, del sistema di alimentazione e delle caratteristiche del processo di gassificazione. Anche nel caso di impiego di combustibili liquidi (*TAR* ed emulsioni bituminose) sono necessarie, a monte della sezione di gassificazione, specifiche apparecchiature per la movimentazione e lo stoccaggio di tali combustibili. In tal senso, l'insieme delle apparecchiature preposte al trattamento preliminare e alla preparazione del combustibile prima dell'alimentazione al gassificatore, rappresenta la *sezione di preparazione del combustibile*. La configurazione di tale sezione dipende dalle caratteristiche del combustibile primario (principalmente dalla distribuzione granulometrica), dall'assetto fluidodinamico del gassificatore (a letto fisso, a letto fluido o a letto trascinato) e dal sistema di alimentazione prescelto (alimentazione allo stato solido o allo stato liquido).

Pur tenendo conto del gran numero di possibili configurazioni, nell'ambito di tale sezione possono distinguersi molto schematicamente quattro sottosezioni:

- 1) *Ricevimento, stoccaggio e movimentazione*. Essa comprende tutte le apparecchiature necessarie alle operazioni di scarico del combustibile dai mezzi di trasporto, allo stoccaggio a breve e a lungo termine, e al trasporto fino alla sezione di macinazione o di preparazione della carica di alimento.
- 2) *Macinazione*. Comprende uno o più mulini, i quali hanno il compito di ridurre le dimensioni del carbone grezzo fino a quelle specificamente richieste dai successivi trattamenti (miscelazione con acqua, agglomerazione o immissione diretta nel gassificatore).
- 3) *Preparazione della carica di alimento*. La configurazione di questa sezione dipende dal tipo di gassificatore. Nel caso di alimentazione con combustibili allo stato liquido o pseudo-liquido essa è rappresentata dalla sezione di preparazione delle miscele di idrocarburi

pesanti o di preparazione della miscela acqua-carbone ("*slurry*"). Nel caso di alimentazione con combustibili allo stato solido in gassificatori a letto fisso può invece comprendere la sezione di agglomerazione dei fini.

- 4) Alimentazione al gassificatore. L'utilizzo di sistemi di alimentazione del carbone allo stato solido richiede la pressurizzazione del polverino attraverso specifiche tramogge ermetiche ("*lock-hoppers*"), mentre l'alimentazione dei combustibili liquidi (miscele acqua-carbone o idrocarburi pesanti) viene realizzata attraverso un sistema di pompe.

Le apparecchiature utilizzate nel sistema di preparazione del combustibile sono tutte di tipo convenzionale e ampiamente impiegate, per esempio, negli impianti termoelettrici a carbone; infatti la granulometria del carbone e le modalità di introduzione dello stesso all'interno del gassificatore non differiscono in modo sostanziale. Anche le apparecchiature preposte alla movimentazione e allo stoccaggio dei liquidi sono largamente impiegate nella comune pratica industriale, per esempio nelle raffinerie di petrolio.

Il problema della scelta del sistema di alimentazione si pone, in pratica, solo per i gassificatori a letto trascinato e a letto fisso. Per questi ultimi, in particolare, la scelta è limitata al sistema di alimentazione della quota parte di fini altrimenti non accettabile dal gassificatore. I fini possono essere alimentati sotto forma di agglomerati o, attraverso gli ugelli, come polverino o *slurry*. Per i gassificatori a letto trascinato è possibile scegliere tra l'alimentazione a *slurry* e a polverino. La prima consente di migliorare le caratteristiche di semplicità e affidabilità del sistema, di operare con maggiori pressioni e di limitare le immissioni nell'ambiente di polverino. L'alimentazione a secco consente invece di ottenere maggiori rendimenti globali (il vapore viene prodotto esternamente al gassificatore utilizzando energia termica a bassa temperatura e non energia pregiata del combustibile all'interno del gassificatore).

Sezione di preparazione dell'ossidante

Lo svolgimento delle reazioni di gassificazione richiede la presenza di una opportuna quantità di ossidante. Tale ossidante può essere fornito alimentando al gassificatore ossigeno di elevata purezza (95÷99%), aria o aria arricchita in ossigeno. La produzione di questo agente ossidante deve avvenire tenendo conto delle specifiche caratteristiche del processo di gassificazione, e cioè composizione chimica dell'ossidante (nella fattispecie la percentuale di ossigeno presente), temperatura e pressione di alimento al gassificatore. A questo compito è preposta la *sezione di preparazione dell'ossidante*.

La scelta dell'agente ossidante da utilizzare in un processo di gassificazione è condizionata da numerosi fattori e non risulta agevole fornire una soluzione di validità generale. Tuttavia, i criteri generali di scelta sono legati alle seguenti considerazioni:

- L'uso dell'ossigeno consente di ridurre le portate in gioco (circa il 50%) e con esse il costo del gassificatore e delle apparecchiature a valle di esso;
- Il gas prodotto utilizzando l'ossigeno non è diluito con l'azoto e possiede un più elevato potere calorifico (circa $8 \div 18 \text{ MJ}/\text{Nm}^3$ contro $4 \div 8 \text{ MJ}/\text{Nm}^3$);
- Il sistema di produzione dell'ossigeno richiede consistenti investimenti iniziali e presenta elevati assorbimenti energetici per il frazionamento dell'aria e per la compressione dell'ossigeno ed eventualmente dell'azoto (fino a 1 MJ per kg di ossigeno prodotto);
- La presenza dell'unità di frazionamento criogenico dell'aria comporta in ogni caso una notevole complicazione impiantistica e una diminuzione della disponibilità dell'impianto;
- Nel caso di gassificazione in pressione l'utilizzo dell'ossigeno (prodotto a pressione prossima a quella atmosferica) comporta un minor lavoro di compressione in virtù delle minori portate.

Attualmente la grande maggioranza dei processi di gassificazione impiega l'ossigeno come agente ossidante, prodotto mediante impianti di

frazionamento criogenico dell'aria (ASU, Air Separation Unit). I processi criogenici (*Air Liquide, Air Producs, Linde, Praxair*, ecc.) effettuano dapprima la purificazione dell'aria (da H_2O , CO_2 , polveri ecc.), la sua liquefazione e la successiva distillazione frazionata in ossigeno e azoto. In futuro potrebbero tuttavia trovare applicazione anche i processi di produzione dell'ossigeno attraverso adsorbimento selettivo con setacci molecolari.

In prospettiva, tuttavia, l'alimentazione con aria potrebbe offrire maggiori vantaggi, specie in virtù della notevole semplificazione impiantistica. L'alimentazione con ossigeno sembra invece ancora preferibile in relazione all'utilizzo del syngas nei processi di sintesi chimica (nei quali l'azoto contenuto nell'aria costituisce un elemento indesiderato), e relativamente ai processi di gassificazione a letto trascinato, nei quali il controllo della temperatura di gassificazione risulta difficoltoso se si utilizza l'aria come ossidante. In questo ambito però l'ottimizzazione delle prestazioni dell'impianto IGCC può essere ricercata attraverso lo sviluppo di configurazioni impiantistiche di tipo integrato, nelle quali il compressore dell'impianto di turbina a gas fornisce anche l'aria totalmente o parzialmente, richiesta dall'unità di produzione dell'ossigeno. L'unità di frazionamento dell'aria produce, oltre all'ossigeno, anche azoto, parte del quale può essere poi utilizzato per diluire il combustibile prima della sua introduzione nella camera di combustione, al fine di limitare la produzione di NO_x (in virtù delle minori temperature di combustione) e di incrementare la potenza generata (grazie all'incremento della portata massica evolvente nella turbina).

Sezione di condizionamento del gas grezzo

Il gas di sintesi prodotto dalla sezione di gassificazione è costituito da una miscela contenente principalmente CO , CO_2 , H_2 , H_2O , CH_4 e, nel caso di gassificazione con aria, N_2 , nonché altre specie chimiche perlopiù indesiderate. Queste ultime sono rappresentate da particolato, da composti dello zolfo (H_2S e COS), composti dell'azoto (NH_3 e HCN), composti alogenati (HCl), TAR , alcali, fenoli, ecc., in quantità variabile in relazione alla tecnologia di gassificazione, alle condizioni operative del processo e al combustibile primario. Tali impurità devono essere

rimosse al fine di evitare l'immissione di inquinanti in atmosfera e il danneggiamento delle apparecchiature attraversate dal gas di sintesi.

Il gas grezzo viene inoltre prodotto a temperature notevolmente elevate (500÷1600 °C e oltre) e poiché i sistemi di depurazione, trattamento e utilizzo finale non sono, in generale, in grado di operare efficacemente a temperature così elevate, il gas grezzo deve essere opportunamente raffreddato attraverso scambiatori di calore a recupero di vario genere (scambiatori gas/gas, generatori di vapore a recupero, preriscaldatori di acqua, ecc.).

A seconda dell'utilizzo finale del syngas può inoltre essere necessario modificare la composizione chimica e/o le condizioni fisiche del gas stesso. Per esempio, il gas può essere saturato con acqua, compresso (o anche fatto espandere), sottoposto a processi di "shift conversion", ecc.

Pertanto, in linea generale, la sezione di condizionamento del gas grezzo effettua *la depurazione del gas grezzo, il raffreddamento del gas grezzo e la modifica della composizione e/o delle condizioni fisiche del gas grezzo*. Ai fini della caratterizzazione delle interazioni fra il processo di gassificazione e l'ambiente assumono pertanto particolare importanza soprattutto le caratteristiche del sistema di depurazione del gas grezzo, analizzato nel seguito.

3.4 Il sistema di depurazione del syngas

Il sistema di depurazione del gas grezzo è preposto alla riduzione dei livelli di concentrazione delle impurità presenti nel gas grezzo. Esso opera secondo tre diverse tipologie di intervento:

1. *Rimozione del particolato;*
2. *Rimozione dei composti dello zolfo;*
3. *Rimozione degli altri inquinanti secondari.*

Nella maggior parte degli impianti di gassificazione attualmente operativi, il sistema di depurazione è basato sull'impiego di processi a bassa temperatura, da tempo disponibili a livello commerciale e ampiamente utilizzati nella comune pratica industriale. Il loro svantaggio

principale è rappresentato dalla notevole complessità dell'impianto (che utilizza, peraltro, processi chimici, di uso non comune nella normale pratica gestionale degli impianti di potenza) e dalle apprezzabili perdite energetiche (dovute agli scambi termici, alla inevitabile presenza di condense, ecc.).

La figura 3.4.1 riporta gli schemi semplificati della sezione di condizionamento del gas grezzo prodotto da processi a letto fisso, fluido e trascinato. In tali schemi non sono stati riportati elementi fondamentali quali pompe, compressori, scambiatori gas/gas, saturatori, ecc., pure presenti nella sezione di condizionamento del gas di sintesi.

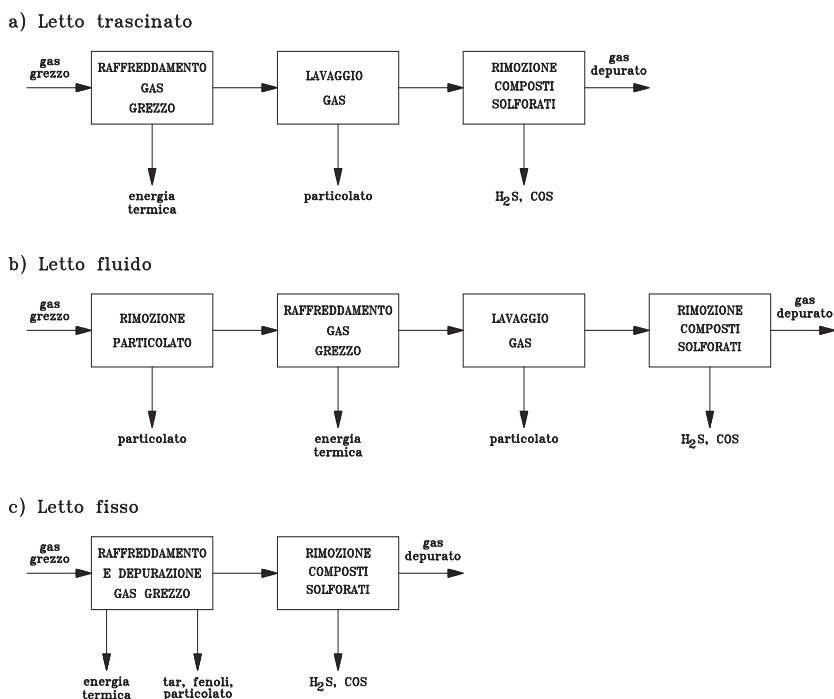


Figura 3.4.1. Schema semplificato della sezione di condizionamento del gas grezzo, basata su processi a bassa temperatura, per gassificatori a letto trascinato (a), fluido (b) e fisso (c).

Dall'esame di tali schemi si evince come le diverse caratteristiche del syngas (temperatura, contenuto di TAR, particolato, ecc.) influenzino

significativamente la configurazione del sistema di depurazione del gas grezzo.

Rimozione del particolato

La limitazione delle emissioni di particolato dagli impianti che utilizzano il carbone si impone sia a causa dei pericoli per la salute provocati dalle polveri di dimensioni più piccole sia ai fini di una efficace protezione delle apparecchiature che utilizzano il gas prodotto.

Come visto, la legislazione di ogni Paese limita severamente la concentrazione del particolato contenuto negli effluenti gassosi scaricati alla atmosfera. Il particolato trascinato nel gas genera inoltre fenomeni di deposito, erosione e corrosione nei componenti delle turbine a gas e delle altre apparecchiature attraversate dal gas. In particolare, nel caso di utilizzo di turbine a gas i limiti alla concentrazione di particolato sono molto bassi (non sono ammesse particelle con dimensioni superiori a circa $20\ \mu m$, le particelle appartenenti alla classe $1\div 20\ \mu m$ devono essere in concentrazioni inferiori a circa $5\ ppm$, quelle appartenenti alla classe $0\div 1\ \mu m$ devono essere presenti in concentrazione inferiore a circa $2.5\ ppm$). Tali limiti divengono ancora più severi nel caso di utilizzo di sistemi con pile a combustibile.

La produzione di particolato risulta fortemente influenzata dalla fluidodinamica del gassificatore. In particolare, i gassificatori a letto fisso e a letto trascinato non producono rilevanti quantità di particolato, anche se nel secondo caso esistono problemi legati alle dimensioni molto piccole del particolato stesso. I gassificatori a letto fluido producono invece notevoli quantità di particolato, rendendo particolarmente impegnativa la relativa azione di rimozione.

La rimozione del particolato negli impianti di gassificazione viene effettuata con apparecchiature convenzionali, simili a quelle già utilizzate negli usuali impianti di combustione. Generalmente il sistema di depolverizzazione completo prevede una prima depurazione del gas all'interno di un ciclone. I cicloni sono apparecchiature semplici e molto diffuse, anche se non garantiscono, in linea generale, adeguate efficienze di rimozione delle polveri e devono pertanto essere abbinati ad altri sistemi più efficaci quali i sistemi di lavaggio dei gas all'interno

di apposite torri ("scrubbers"). Al fine di operare una depolverizzazione a fondo del gas si usano prevalentemente gli "scrubbers Venturi", i quali oltre all'azione di depolverizzazione, raffreddano e saturano il gas trattato.

Rimozione dei composti dello zolfo

Gran parte dello zolfo inizialmente presente nel combustibile primario si ritrova nel gas di sintesi sotto forma di H_2S e COS , con concentrazioni dell'ordine dell'1÷2%; la restante parte dello zolfo viene neutralizzata dai composti basici intrinsecamente presenti nelle ceneri (CaO e MgO) e si ritrova nelle scorie prodotte dal gassificatore. Come evidenziato nella figura 3.4.2, Il sistema di rimozione dei composti solforati di un impianto di gassificazione comprende essenzialmente tre distinte sezioni:

1. la sezione di *desolforazione* del gas di sintesi e di rigenerazione del solvente;
2. la sezione di *recupero dello zolfo elementare* dai gas all'uscita del rigeneratore del solvente;
3. la sezione di *trattamento finale dei gas ("gas di coda")* prima della immissione in atmosfera.

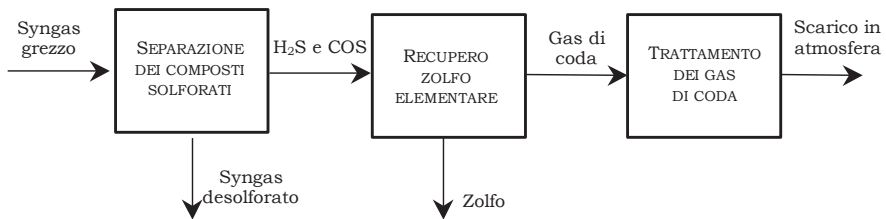


Figura 3.4.2. Sezione di rimozione dei composti dello zolfo.

1) Sezione di desolforazione. La separazione dei composti dello zolfo presenti nel gas di sintesi avviene impiegando specifici processi di desolforazione operanti, in genere, a bassa temperatura ed elevata pressione, che fanno uso di solventi in grado di rimuovere selettivamente

i composti indesiderati. In relazione al tipo di interazione fra solvente e composto da rimuovere, i processi possono essere classificati in:

- *Processi chimici*, nei quali il solvente reagisce con il composto da rimuovere originando altri composti o insiemi di composti instabili;
- *Processi fisici*, nei quali l'interazione fra composto e solvente risulta esclusivamente di natura fisica.

La differenza fra i processi fisici e i processi chimici consiste nel differente tipo di equilibrio che si instaura fra il solvente e il composto da rimuovere, e in particolare nella relazione esistente fra la pressione parziale P_p del composto e il rapporto V_c/V_s tra il volume di composto rimosso e il corrispondente volume di solvente utilizzato.

Come evidenziato dalla figura 3.4.3, l'impiego dei processi di tipo fisico risulta conveniente allorché il composto da rimuovere è presente in elevata concentrazione (e pertanto con elevata pressione parziale) nel syngas, essendo minore il volume di solvente richiesto per l'operazione. Inoltre, per un processo fisico la fase di rigenerazione del solvente viene effettuata attraverso la riduzione della pressione ("flash"), mentre per i processi chimici la rigenerazione avviene per via termica, attraverso la fornitura di calore e il conseguente aumento di temperatura ("stripping" con vapore).

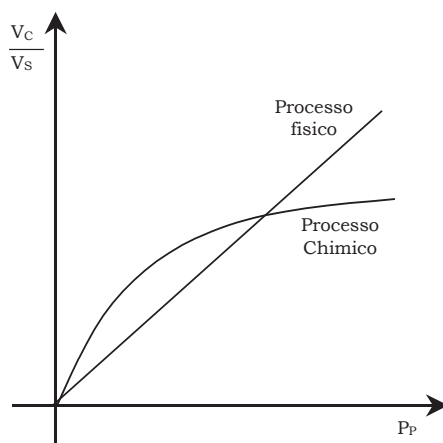


Figura 3.4.3. Equilibrio nei processi chimici e fisici di assorbimento.

Entrambi i processi rimuovono con maggiore efficacia l'idrogeno solforato (efficienza di rimozione superiore al 98%) rispetto al COS (efficienza di circa il 20%).

Nel caso di elevati rapporti molari tra COS e H_2S è opportuno introdurre a monte del processo di desolforazione uno stadio di conversione catalitica del COS in H_2S . Tale conversione avviene a temperature dell'ordine di circa $200\div 300\text{ }^\circ\text{C}$, secondo la reazione:



Salvo differenze marginali lo schema della sezione di desolforazione è riconducibile a quello della figura 3.4.4.

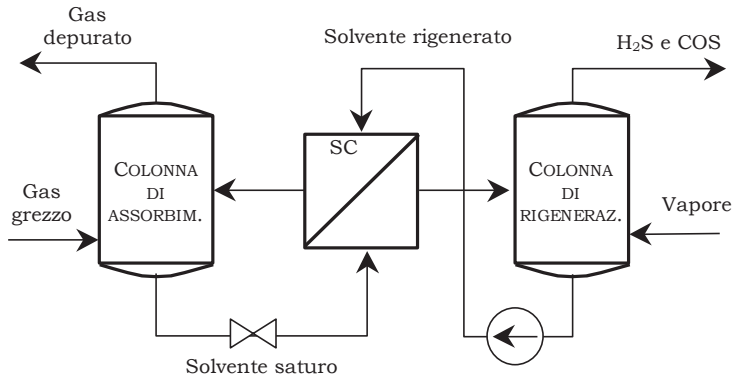


Figura 3.4.4. Schema semplificato della sezione di rimozione dei composti solforati.

La fase di assorbimento avviene all'interno di una colonna a piatti o a riempimento dove il solvente entra in contatto con il gas da trattare rimuovendo i composti indesiderati. Il gas depurato esce dalla testa della colonna mentre il solvente saturo dei composti gassosi precedentemente assorbiti viene estratto dal fondo della colonna. Il solvente saturo viene dapprima depressurizzato e riscaldato e in seguito rigenerato all'interno di una apposita colonna, dove una corrente di vapore provvede a "lavare" il solvente (questa operazione viene spesso indicata con il termine "strippaggio"). Il solvente rigenerato viene quindi

compresso, raffreddato e ricircolato all'assorbitore, mentre i composti gassosi estratti dalla colonna di rigenerazione vengono inviati ad una specifica sezione di trattamento. Nel caso in cui il gas di sintesi debba essere impiegato come materia prima nell'industria chimica occorre prevedere, a valle dell'unità di desolforazione, un sistema di lavaggio dei gas che asporti le eventuali tracce di solvente, le quali possono danneggiare i catalizzatori impiegati nei processi di sintesi.

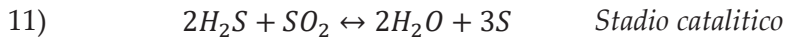
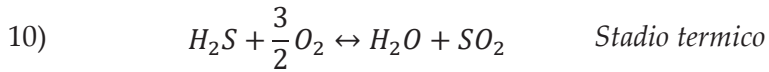
Fra i processi fisici maggiormente utilizzati occorre menzionare il processo *Rectisol* (che utilizza metanolo come solvente, assorbe anche la CO_2 e opera a bassa temperatura e alta pressione), il *Purisol* (molto selettivo nei confronti dell' H_2S e che spesso contiene catalizzatori per l'idrolisi del COS) e il *Selexol* (abbastanza selettivo, spesso utilizzato anche per rimuovere la CO_2 dai gas).

I processi chimici si differenziano per l'uso di solventi a base di soluzioni acquose di ammine e sali alcalini. Tali solventi (*MEA*, *DEA*, *MDEA*, etc.) reagiscono con i composti da rimuovere formando altri composti che poi si scindono in fase di rigenerazione. L'assorbimento avviene a temperature di circa 25÷50 °C e a bassa pressione, mentre la rigenerazione avviene a circa 120 °C e con l'uso di vapore. Essi presentano efficienze di rimozione dei composti dello zolfo di circa il 99%.

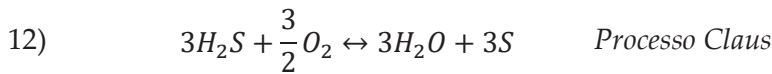
Altri processi di assorbimento dei composti solforati (*Sulfinol*, *Amisol*, *Stretford*, etc.) usano carbonato di sodio e di potassio, ammoniaca e idrossido di sodio, ecc.

2) *Sezione di recupero dello zolfo elementare*. La corrente gassosa ricca di composti solforati prodotta allo scarico della sezione di rigenerazione del solvente viene inviata alla sezione di recupero dello zolfo, nella quale si ha la conversione dei composti dello zolfo in zolfo elementare. Tale recupero consente sia di ottenere zolfo elementare vendibile sul mercato e sia di minimizzare le emissioni inquinanti in atmosfera.

Generalmente gli impianti per il recupero dello zolfo sono di tipo *Claus*, nei quali l' H_2S viene convertito in zolfo elementare attraverso uno o più stadi termici e catalitici. Le reazioni promosse sono le seguenti:



ovvero, globalmente:



Come evidenziato nella figura 3.4.5, nello stadio termico avviene una prima reazione di ossidazione (*reazione 10*), veloce e a temperatura elevata (1260÷1370 °C) all'interno di un reattore tipo forno. L'aria alimentata è in genere sufficiente per ossidare circa un terzo dell' H_2S a SO_2 , nonché tutte le altre specie combustibili eventualmente presenti nei gas. La corrente gassosa prodotta in questo primo stadio viene raffreddata all'interno di un generatore di vapore a recupero nel quale si produce vapore a media pressione. Successivamente essa attraversa il primo stadio catalitico dove, ad una temperatura di circa 200÷260 °C una parte dell' H_2S reagisce con la SO_2 (*reazione 11*), formando zolfo elementare e acqua. Il gas viene successivamente sottoposto a raffreddamento per far condensare e rimuovere lo zolfo; l'energia termica liberata durante la fase di condensazione dello zolfo viene recuperata e utilizzata per produrre vapore a bassa pressione. Se il contenuto di composti dello zolfo risulta ancora elevato, i gas possono essere quindi riscaldati e alimentati in un secondo stadio catalitico per promuovere la conversione di una ulteriore quantità di H_2S a SO_2 . Quando la concentrazione di composti solforati nel gas da trattare è inferiore al 15÷20% in volume, per migliorare il funzionamento dello stadio termico una parte del gas stesso alimenta direttamente lo stadio catalitico, oppure, in alternativa, la combustione nello stadio termico viene realizzata utilizzando ossigeno in luogo di aria. In un impianto Claus circa il 90÷98% dello zolfo inizialmente contenuto nei gas alimentati all'impianto viene di norma recuperato sotto forma di zolfo elementare.

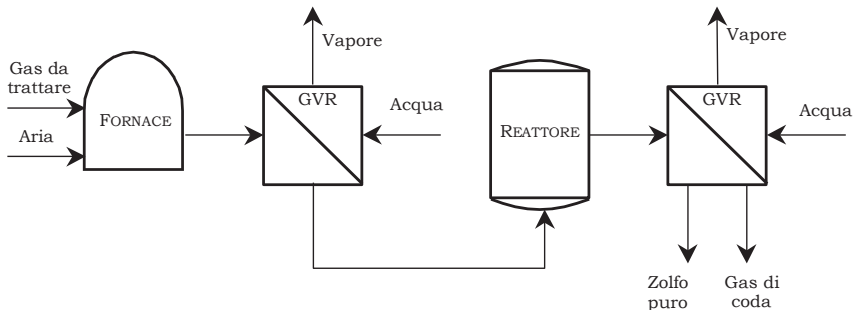


Figura 3.4.5. Schema semplificato dell'impianto Claus.

Altri processi (*Selectox*, *Stretford*, etc.) operano direttamente la conversione dell' H_2S in zolfo elementare attraverso stadi catalitici a bassa temperatura e vengono presi in considerazione quando la concentrazione di idrogeno solforato nei gas da trattare è bassa (10÷15%).

3) Sezione di trattamento finale dei gas. Lo zolfo ancora presente nei gas allo scarico dell'impianto Claus ("gas di coda") sotto forma di H_2S e SO_2 viene trattato in una apposita unità prima di essere scaricato in atmosfera. La sezione di trattamento dei gas di coda viene anche utilizzata per smaltire gli effluenti gassosi prodotti in altre sezioni dell'impianto di gassificazione. I processi maggiormente utilizzati sono lo *SCOT* e il *Beavon*, peraltro operanti con modalità molto simili. La figura 3.4.6 riporta uno schema concettuale del processo *SCOT* (*Shell Claus Off-gas Treating*), abbinato ad un processo *Claus*.

Il processo *SCOT* consta di un primo stadio catalitico, operante a bassa temperatura (circa 150 °C) e con catalizzatori a base di cobalto e molibdeno, nel quale tutti i composti dello zolfo presenti vengono convertiti in H_2S . Successivamente i gas contenenti l' H_2S vengono raffreddati, attraverso uno scambiatore a recupero per la produzione di vapore a bassa pressione, e inviati ad una sezione di assorbimento dell' H_2S operante con solventi a base di ammine. I gas ricchi di H_2S presenti allo scarico della colonna di rigenerazione del solvente vengono ricircolati a monte della stessa unità *Claus*. I gas di scarico così trattati vengono inceneriti o, talvolta, direttamente immessi in atmosfera.

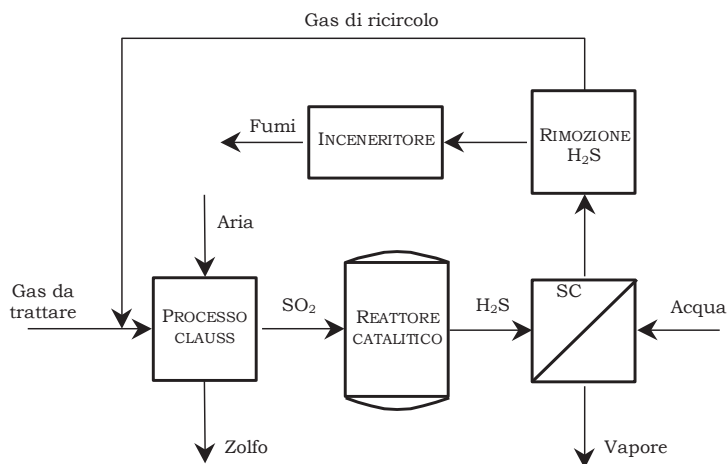


Figura 3.4.6. Schema semplificato della sezione di trattamento dei gas di coda.

Rimozione degli altri inquinanti

Come detto, oltre ai composti dello zolfo e al particolato, il gas di sintesi contiene, in relazione anche alla tipologia del processo di gassificazione, altre specie inquinanti come NH_3 , HCN , TAR , alcali, fenoli, HCl , ecc. NH_3 , HCN , TAR e fenoli sono presenti in quantità significative solo nei gas prodotti da gassificatori a letto fisso. Inoltre, i processi di depolverizzazione dei gas a bassa temperatura garantiscono un agevole controllo anche di questi inquinanti. Infatti, NH_3 , HCN e HCl sono solubili in acqua e pertanto vengono rimossi attraverso i sistemi di lavaggio dei gas. Gli alcali condensano invece sulla superficie del particolato e con esso vengono pertanto eliminati dal gas. TAR e fenoli vengono infine fatti condensare in una apposita sezione di raffreddamento per "quench" subito a valle del gassificatore attraverso lavaggio con condensato acquoso di ricircolo ("liquor").

Trattamento dei gas ad alta temperatura. Come anticipato, la necessità di procedere ad un raffreddamento preventivo del gas di sintesi a monte della sezione di depolverizzazione e di desolforazione introduce perdite energetiche e complicazioni impiantistiche. Per tale motivo sono

attualmente in fase di avanzato sviluppo specifici processi di trattamento del gas ad alta temperatura. Il loro utilizzo consentirà di:

- incrementare il rendimento globale dell'impianto *IGCC*, in quanto si massimizza la frazione di energia convertita in energia meccanica attraverso i due cicli a gas e a vapore;
- ridurre la complessità dell'impianto (vengono eliminati gli ingombranti scambiatori di calore, si riduce l'importanza del sistema di trattamento delle acque, ecc.);
- ridurre il costo iniziale dell'impianto.

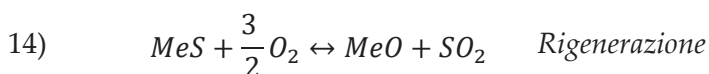
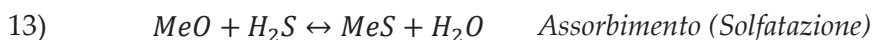
Depolverizzazione ad alta temperatura. I cicloni operanti ad alta temperatura non sono sufficienti a garantire adeguate efficienze di depolverizzazione e devono essere abbinati a sistemi più efficaci. D'altra parte, la tecnologia dei filtri elettrostatici, ampiamente utilizzata nel caso di impianti a combustione convenzionali, si è rivelata di difficile applicazione alla gassificazione sia a causa della bassa resistenza elettrica delle particelle e sia a causa del danneggiamento dei filtri stessi provocato dall'atmosfera riducente del gas di sintesi. Pertanto, la soluzione privilegiata è rappresentata dalla filtrazione operata mediante l'utilizzo di materiali ceramici porosi. Tra le numerose tecniche sviluppate quelle più vicine all'applicazione industriale sono i *filtri ceramici a candela*, i *filtri ceramici cross-flow* e i *filtri a letto granulare*.

L'elemento attivo dei filtri ceramici a candela è rappresentato da un cilindro cavo in materiale ceramico poroso, generalmente carburo di silicio o alluminosilicati. I filtri a candela possono operare fino a temperature di circa 850÷950 °C con efficienze di raccolta delle polveri superiori al 99% e perdite di carico pari a circa l'1÷2% della pressione in ingresso.

Il sistema "cross-flow" è costituito da un modulo base in allumina o alluminosilicati, ottenuto utilizzando un certo numero di sottili lastre piane provviste di nervature parallele che sovrapposte formano i canali dove passa il gas. Le prestazioni dei filtri cross-flow sono simili a quelle dei filtri a candela, insieme ai quali appaiono i sistemi più vicini alla fase di applicazione industriale.

I filtri a letto granulare operano la depolverizzazione del gas attraverso l'impiego di un letto filtrante di granuli di allumina (con diametro di circa 2÷3 mm, superiore pertanto al diametro delle particelle da rimuovere). Le particelle solide attraversano i canali formati dai granuli e rimangono intrappolate sulla loro superficie. Il letto può essere fisso (con funzionamento intermittente, a causa delle cicliche operazioni di pulizia, o continuo, se il letto è circolante) oppure fluido. Tali filtri sono in una fase di sviluppo meno avanzato rispetto ai filtri ceramici a candela e cross-flow.

Desolforazione ad alta temperatura. La desolforazione ad alta temperatura può essere realizzata attraverso processi interni al gassificatore o esterni ad esso. I processi di desolforazione interni al gassificatore vengono impiegati con ottimi risultati solo con gassificatori a letto fluido e si realizzano alimentando il gassificatore con sorbenti basici (CaCO_3 e/o MgCO_3) i quali reagiscono con lo zolfo formando CaS o MgS , i quali vengono successivamente eliminati con le ceneri. La desolforazione esterna al gassificatore viene invece realizzata mediante l'impiego di opportuni sorbenti (solidi) in grado di convertire e adsorbire sulla loro superficie i composti dello zolfo presenti nel gas grezzo. Normalmente vengono impiegati sorbenti a base di ossidi metallici, le cui reazioni fondamentali di assorbimento e rigenerazione sono:



Attualmente i sorbenti di maggiore interesse sono gli ossidi di zinco, in particolare la zinco-ferrite e il titanato di zinco, nonché alcuni ossidi di ferro. Il sorbente può essere ospitato in un reattore a letto fluido, collegato ad un secondo reattore dove avviene la rigenerazione del sorbente stesso, oppure in un reattore a letto fisso che opera in maniera intermittente. Tali processi di desolforazione operano a temperature di circa 550÷650 °C con efficienze globali di rimozione dei composti dello zolfo comprese tra il 90 e il 97%.

Rimozione degli altri inquinanti ad alta temperatura. Poiché con il trattamento dei gas ad alta temperatura il gas grezzo non viene più sottoposto a lavaggio, sono attualmente in fase di sperimentazione specifici sorbenti in grado di rimuovere l'ammoniaca, l'acido cloridrico e gli alcali a secco in reattori simili a quelli utilizzati per la desolforazione ad alta temperatura. La rimozione di TAR e fenoli ad alta temperatura costituisce tuttora un problema molto serio, in quanto la loro eliminazione appare possibile solo mediante processi di cracking catalitico. In tal senso l'utilizzo di processi di trattamento dei gas ad alta temperatura a processi di gassificazione a letto fisso appare molto problematica.

Il presente volume di Impianti combinati gas-vapore e cogenerazione è il frutto di una rielaborazione del testo di "Appunti alle lezioni di Tecnologie energetiche industriali", che per anni è stato un valido supporto didattico per gli allievi dei corsi di laurea magistrale in ingegneria meccanica e in ingegneria energetica dell'Università di Cagliari.

Il volume contiene tutti gli argomenti trattati nell'insegnamento di Tecnologie energetiche industriali, sviluppati ed esposti con giusto approfondimento, e fornisce allo studente uno strumento completo ed esauriente utile per lo studio della materia e per la preparazione all'esame.

Oltre alla trattazione degli impianti a cicli combinati gas-vapore e degli impianti di cogenerazione, che costituiscono le migliori tecnologie di conversione per la generazione di energia elettrica e termica, il volume riporta approfondimenti sugli aspetti normativi inerenti alla cogenerazione ad alto rendimento e cenni sugli impianti integrati di gassificazione a ciclo combinato e sui processi di trasformazione del syngas finalizzati alla produzione di idrogeno.

ISBN 978-88-3312-129-1 (versione online)
978-88-3312-128-4 (versione cartacea)
DOI: 10.13125/unicapress.978-88-3312-129-1