

Appunti ed Esercizi di *Fisica Tecnica e Macchine Termiche*

Cap.8. La cogenerazione e gli impianti cogenerativi

Paolo Di Marco

Versione 2006.02 – 02.04.07.

La presente dispensa è redatta ad esclusivo uso didattico per gli allievi dei corsi di studi universitari dell'Università di Pisa. L'autore se ne riserva tutti i diritti. Essa può essere riprodotta solo totalmente ed al fine summenzionato, non può essere alterata in alcuna maniera o essere rivenduta ad un costo superiore a quello netto della riproduzione. Ogni altra forma di uso e riproduzione deve essere autorizzata per scritto dall'autore.

L'autore sarà grato a chiunque gli segnali errori, inesattezze o possibili miglioramenti.

8.1. Introduzione

Nei capp. 6 e 7 abbiamo visto che, in forza del secondo principio della termodinamica, la produzione di energia elettrica o meccanica da una fonte di calore (in genere, la combustione) ha come effetto indesiderato e inevitabile che una parte del calore prodotto non può essere convertito in energia meccanica, ma viene restituito come “rifiuto” alla sorgente fredda. In alcuni casi il calore refluo viene scambiato a temperature vicine a quella ambiente (è il caso del condensatore degli impianti a vapore), mentre in altri (es. scarico dei motori a combustione interna) ci si può trovare a temperature superiori a 500 °C. In quest’ultimo caso, non utilizzando il calore, si ha un rilevante spreco di disponibilità.

D’altra parte, in altre applicazioni (in genere per il riscaldamento di edifici) “sprechiamo” calore disponibile ad alta temperatura (sempre originato da una combustione, tipicamente a temperature superiori ai 1000 °C) per utilizzarlo a temperatura molto più bassa: questa procedura, come mostrato nell’esempio 6 del Cap.6, comporta una rilevante distruzione di disponibilità.

Una rilevante quota di industrie (es. industria cartaria, chimica, alimentare, petrolifera, siderurgica ...) ha necessità di energia termica e/o vapore a temperature medio-basse (ovvero inferiori a 250°C) per i suoi processi. Il calore a bassa temperatura è inoltre necessario per il riscaldamento di edifici, e, accoppiato ad una macchina ad assorbimento (v. Cap.10) può essere utilizzato anche per il raffrescamento estivo degli stessi. Sembra quindi praticabile utilizzare per le applicazioni che necessitano di calore a temperatura medio-bassa il calore refluo proveniente dagli impianti di conversione dell’energia. Questa procedura prende il nome di *cogenerazione*. La cogenerazione, se applicata correttamente, consente di realizzare notevoli risparmi energetici: pertanto la sua applicazione è incoraggiata ed incentivata economicamente da normative italiane ed europee.

8.2. Bilancio termico e indici caratteristici

Bilancio termico di un impianto cogenerativo

Il flusso energetico in un motore termico può essere rappresentato in un diagramma di Sankey, Fig.8.1. La potenza termica $G_c H_i$, teoricamente ottenibile dalla combustione con un processo di combustione esterna (impianti a vapore) o interna (turbogas, motori alternativi) subisce la perdita dovuta al rendimento di combustione, con rendimento η_b : a combustione avvenuta ritroviamo una quantità pari a $(1-\eta_b)G_c H_i$, che rappresenta le perdite per incombusti o fumi al camino, e una potenza $W_{tc} = \eta_b G_c H_i$ in ingresso alla macchina termica. Avremo quindi un ciclo termodinamico caratterizzato da un certo rendimento reale η_{td} : la quantità

$$W'_{m,u} = \eta_{td} \eta_b G_c H_i \quad (8.1)$$

si trasforma in potenza meccanica ceduta dal fluido agli organi meccanici, mentre

$$W_{tf} = (1 - \eta_{td}) \eta_b G_c H_i \quad (8.2)$$

che non si è convertita, rappresenta la potenza termica allo scarico (detto anche calore refluo): quest’ultima si ritrova nei gas di scarico di una turbogas o di un motore alternativo, oppure nell’acqua di raffreddamento del condensatore di un impianto a vapore.

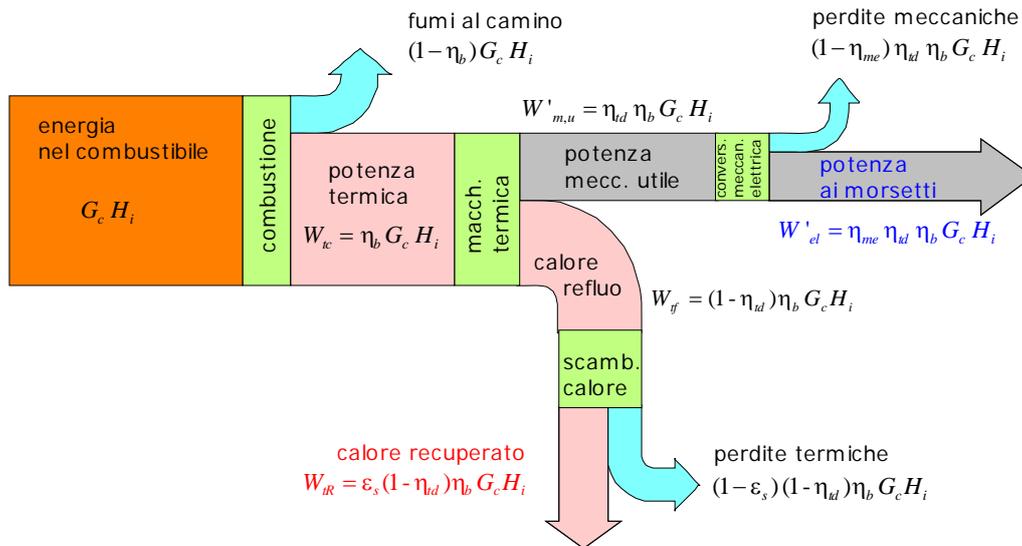


Figura 8-1: Diagramma di Sankey che illustra i flussi energetici in un impianto cogenerativo.

Come già illustrato nel Cap. 7, la potenza all'asse o ai morsetti della macchina, a causa delle perdite meccaniche ed elettriche, subirà un'ulteriore decurtazione caratterizzata da un rendimento meccanico ed elettrico $\eta_{me} = \eta_m \eta_{el}$, e solo la quantità

$$W'_{el} = \eta_{me} \eta_{td} \eta_b G_c H_i = \eta_{ge} G_c H_i \quad (8.3)$$

sarà disponibile all'asse. Il rapporto $W'_{el} / G_c H_i$, rappresenta il rendimento elettrico globale dell'impianto, $\eta_{ge} = \eta_{me} \eta_{td} \eta_b$, in cui è stato incluso anche il rendimento di conversione elettrica.

Torniamo adesso alla potenza termica W_{fr} che viene scaricata dall'impianto motore. Si può pensare di non convertire questa aliquota, ma di utilizzarla così com'è in un impianto termico: dunque W_{fr} rappresenta l'energia in ingresso per l'impianto termico, che altro non è che uno scambiatore di calore, caratterizzato da una propria efficienza ϵ_s (v. Cap.13) che quindi fornirà una potenza termica recuperata pari a

$$W_{tR} = \epsilon_s (1 - \eta_{td}) \eta_b G_c H_i \quad (8.4)$$

Tale aliquota è disponibile per la cogenerazione. La rimanente aliquota, ovvero $(1 - \epsilon_s)(1 - \eta_{td}) \eta_b G_c H_i$, costituirà la perdita allo scarico dello scambiatore.

Tuttavia non vi è attualmente una possibilità realistica di immagazzinare la potenza termica recuperata, per cui se il fabbisogno effettivo (che può variare nel tempo) $W_{tR,u}$ è minore della potenza recuperata la parte in eccesso andrà perduta. Si definisce allora un *fattore di utilizzo del calore*, f_u , dato dal rapporto tra il calore utile ed il calore recuperato

$$f_u = \frac{W_{tR,u}}{W_{tR}} \quad (8.5)$$

Parametri caratteristici

L'impianto cogenerativo produce quindi un duplice effetto utile: una potenza meccanica ed una potenza termica recuperata. Risulta pertanto spontaneo definire come principale figura di merito di tale impianto un *indice di utilizzazione*, I_u , dato come al solito dal rapporto tra l'effetto utile e la spesa sostenuta

$$I_u = \frac{W'_{el} + W_{tR,u}}{G_c H_i} \kappa \quad (8.6)$$

Per tale indice si usa talvolta anche la dizione di *rendimento cogenerativo*, non del tutto corretta in quanto al numeratore compare la somma di due diverse forme di energia.

Bisogna notare che l'indice di utilizzazione è limitato solo da aspetti tecnologici e non esiste nessun principio fisico che gli vieti di essere pari ad 1, valore non raggiungibile dal rendimento globale η_{ge} , v. Eq.(8.3), a causa della limitazione imposta dal secondo principio della termodinamica.

Sulla base delle Eqq. (8.3), (8.4), I_u può essere riformulato come segue

$$I_u = \eta_b \eta_{td} \eta_{me} + f_u \varepsilon_s \eta_b (1 - \eta_{td}) \quad (8.7)$$

Da questa espressione risulta evidente che una diminuzione del rendimento termodinamico η_{td} , pur riducendo la potenza meccanica utile, non necessariamente penalizza l'indice di utilizzazione.

Si definisce inoltre il rapporto tra la potenza meccanica (od elettrica) ottenuta e la potenza termica recuperata, r , come

$$r = \frac{W'_{el}}{W_{tR}} = \frac{\eta_{td} \eta_{me}}{\varepsilon_s (1 - \eta_{td})} \quad (8.8)$$

Tale rapporto varia a seconda della tipologia dell'impianto (in alcuni casi può variare anche da un istante all'altro del ciclo produttivo) ed è compreso di norma tra 0.1 e 10. Alcuni valori tipici sono riportati in Tab.1.

Per valutare la convenienza di installare un impianto cogenerativo si valuta il fabbisogno di potenza W_{conv} in caso di produzione per via convenzionale, dato da

$$W_{conv} = \frac{W'_{el}}{\eta_{g0}} + \frac{W_{tR,u}}{\eta_{c0}} \quad (8.9)$$

dove con η_{g0} si indica il rendimento globale medio con il quale produce la potenza meccanica W'_{mu} (per l'ENEL tale valore ammonta convenzionalmente a 0,38, per quanto ultimamente sia cresciuto fino a 0.4, vedi Cap.7) e η_{c0} il rendimento di una tipica caldaia industriale (il cui valore è all'incirca di 0,85). Si fa quindi riferimento ad un *indice di risparmio energetico* dato da

$$R\% = \frac{W_{conv} - W_{cog}}{W_{conv}} \cdot 100 \quad (8.10)$$

dove $W_{cog} = G_c H_i$ è il fabbisogno in caso di produzione per via cogenerativa, valutato mediante le (8.6) e (8.7).

Bisogna notare che la *convenienza energetica* della cogenerazione non implica automaticamente la sua *convenienza economica*: infatti l'energia meccanica o elettrica prodotta all'esterno potrebbe avere un costo diverso da quella prodotta *in loco*. Per approfondire tali considerazioni si veda il testo di Anglesio, Cap.5. Inoltre, il ricorso alla cogenerazione preclude ovviamente la possibilità di utilizzare combustibili diversi per la produzione di energia termica e meccanica.

La normativa italiana (Legge 9/91) infine introduce un ulteriore parametro, detto *indice energetico*, I_{en} , per stabilire se un impianto cogenerativo è sufficientemente efficiente per esser soggetto ad agevolazioni fiscali.

$$I_{en} = \frac{E_{m,u}}{0.51 E_{cog}} + \frac{E_{tR,u}}{0.9 E_{cog}} - 0.49 \quad (8.11)$$

Dove $E_{m,u}$ ed $E_{tR,u}$ sono le energie meccanica (od elettrica) e termica utili prodotte su base annua ed E_{cog} l'energia immessa nell'impianto su base annua tramite combustibili fossili commerciali. In realtà la definizione dell'indice I_{en} non è esattamente quella della Eq.(8.11), ma vi corrisponde nella sostanza. Ad esempio, il valore soglia fissato dalle normative di legge (provvedimento CIP 6/92, non più in vigore) è $I_{en} = 0.51$. Questo corrisponde ad imporre che la somma dei primi due termini della (8.11) sia maggiore di uno,

$$\frac{E_{m,u}}{0.51 E_{cog}} + \frac{E_{tR,u}}{0.9 E_{cog}} \geq 1 \quad (8.12)$$

ovvero in sostanza che per essere efficienti bisogna consumare in totale meno energia di

$$E_{cog} = \frac{E_{m,u}}{0.51} + \frac{E_{tR,u}}{0.9} \quad (8.13)$$

Attualmente, all'interno della Comunità Europea, i vari stati adottano diversi criteri quantitativi per valutare l'efficienza degli impianti cogenerativi, sostanzialmente basati su formulazioni simili a quelle dell'indice energetico. Non è comunque semplice trovare un singolo indice rappresentativo di tutte le possibili situazioni.

Se la produzione ed il consumo di energia sono costanti durante l'anno, è possibile sostituire alle energie E nella Eq.(8.11) le corrispondenti potenze W ; altrimenti, le energie E devono essere valutate mediante un integrale.

ESEMPIO 8-1 – Valutazione della convenienza di un impianto cogenerativo

Un impianto industriale ha un fabbisogno costante di $W'_{el} = 3$ MW di energia elettrica e contemporaneamente di $W'_{tR,u} = 4$ MW di energia termica. Valutare la convenienza energetica della cogenerazione con un impianto motore di rendimento elettrico globale $\eta_{ge} = 0.3$, un rendimento meccanico-elettrico $\eta_{me} = 0.9$, ed un rendimento di combustione $\eta_b = 0.85$. Assumere che la produzione separata sia soggetta ai rendimenti $\eta_{g0} = 0.38$ e $\eta_{c0} = 0.85$.

Essendo il fabbisogno costante, si possono utilizzare indifferentemente le potenze o le energie. Nel caso di produzione separata si ha, v. Eq.(8.9)

$$W_{conv} = \frac{W'_{el}}{\eta_{g0}} + \frac{W'_{tR,u}}{\eta_{c0}} = \frac{3}{0.38} + \frac{4}{0.85} = 7.89 + 4.71 = 12.6 \text{ MW}$$

Il fabbisogno energetico per produrre 3 MW di potenza elettrica utile con $\eta_{ge} = 0.3$ è:

$$W_{cog} = G_c H_i = \frac{W'_{el}}{\eta_{ge}} = \frac{3}{0.3} = 10 \text{ MW}$$

Facendo cogenerazione, l'energia termica che si rende disponibile vale, Eq. (8.2)

$$W_{tf} = (1 - \eta_{td})\eta_b W_{cog} = W_{cog} \left(\eta_b - \frac{\eta_{ge}}{\eta_{me}} \right) = 10 \left(0.85 - \frac{0.3}{0.9} \right) = 5.17 \text{ MW}$$

dove si è tenuto conto che $\eta_{td} \eta_b = \eta_{ge} / \eta_{me}$.

La potenza termica effettivamente recuperata, supponendo una efficienza dello scambiatore $\varepsilon_s = 0.80$, vale, v. Eq. (8.4)

$$W_{tR} = \varepsilon_s W_{tf} = 4.13 \text{ MW}$$

Ed è quindi superiore alla richiesta, per cui si può accettare anche un valore di f_u , Eq.(8.5) minore di 1, oppure ridurre l'efficienza dello scambiatore.

Il risparmio energetico conseguibile con la cogenerazione è dato da, Eq.(8.10)

$$R\% = \frac{W_{conv} - W_{cog}}{W_{conv}} \cdot 100 = \frac{12.6 - 10}{12.6} \cdot 100 = 20.6\%$$

Infine l'indice energetico, utilizzando le potenze al posto delle energie dato che che il fabbisogno di energia è supposto costante nel tempo, vale, Eq.(8.11)

$$I_{en} = \frac{W'_{el}}{0.51 W_{cog}} + \frac{W_{tR,u}}{0.9 W_{cog}} - 0.49 = \frac{3}{10 \cdot 0.51} + \frac{4}{10 \cdot 0.9} - 0.49 = 0.54$$

Bisogna notare che questa analisi non tiene conto della temperatura cui è necessaria l'energia termica, che influenzerà la scelta del tipo di impianto.

□

Altri fattori che incidono sulla fattibilità della cogenerazione.

La convenienza della cogenerazione non dipende solo da fattori energetici od economici quali quelli illustrati in precedenza; altri aspetti da tenere in conto sono i seguenti.

- Il *fattore di contemporaneità* nell'utilizzo dell'energia termica e meccanica: non potendo tali forme di energia essere immagazzinate, è necessario che vengano sfruttate contemporaneamente.
- La *variabilità temporale* dei fabbisogni di energia termica ed meccanica.
- La *temperatura* cui deve essere disponibile l'energia termica: alcuni impianti, es. le turbogas, rilasciano energia ad alta temperatura, mentre altri, tipicamente gli impianti a vapore, la erogano a temperature che possono non essere sufficientemente alte per alcune applicazioni.
- Il *combustibile utilizzabile*: in generale i motori a combustione interna devono fare uso di combustibili "pregiati" mentre i generatori di vapore tradizionali sono più "tolleranti" sulla qualità dello stesso.
- Il *costo di impianto*, che deve essere considerato insieme a quelli di esercizio nell'analisi economica. L'impianto si ripaga in genere in due-tre anni.

8.3. Principali tipologie degli impianti cogenerativi

Gli impianti cogenerativi possono essere classificati sommariamente nelle categorie seguenti:

- *Impianti a ciclo non modificato*: in questi impianti, si aggiunge semplicemente uno scambiatore che recupera il calore dai prodotti della combustione, allo scarico di una turbina a gas o di un motore alternativo, senza modificare il ciclo termodinamico dell'impianto originario. Si devono sostenere dei costi per installare lo scambiatore di recupero e la rete di distribuzione dell'energia termica recuperata, ma in questo caso il calore recuperato è *quasi* completamente “gratuito” dal punto di vista energetico: il “quasi” deriva dal fatto che è necessario incrementare leggermente la pressione allo scarico per consentire ai gas di attraversare i componenti successivi.
- *Impianti a ciclo modificato*: alcuni cicli, tra cui principalmente quello Rankine, hanno il pregio di restituire il calore refluo al condensatore a temperature molto basse: se si vuole recuperare questo calore, è necessario modificare il ciclo innalzandone la temperatura inferiore, cioè innalzando la pressione nel condensatore o eliminandolo. Un'altra possibilità è quella di spillare una parte del vapore destinata alla turbina a pressione relativamente elevata, destinandolo semplicemente alla produzione di energia termica. Entrambe queste soluzioni penalizzano il rendimento di primo principio dell'impianto originario, e i relativi costi vanno a sommarsi a quelli di impianto, analoghi al caso precedente.

Impianti cogenerativi con turbina a vapore

A controcompressione

In questi impianti a vapore (v. Fig.8-2) si elimina il condensatore e gli stadi di bassa pressione della turbina: il vapore viene estratto dalla turbina ed una pressione che generalmente varia tra 2 e 10 bar (Tale turbina viene detta *a controcompressione*, in contrapposizione alla turbina *a condensazione* che è quella seguita da un condensatore) ed inviato al processo. L'impianto può essere a ciclo aperto: in questo caso, è necessario trattare chimicamente una grande quantità di acqua. Questo tipo di impianti viene detto *ad un grado di libertà*, in quanto la potenza meccanica e quella termica generata stanno tra loro in proporzioni fisse: riducendo la portata di vapore, si riducono entrambe.

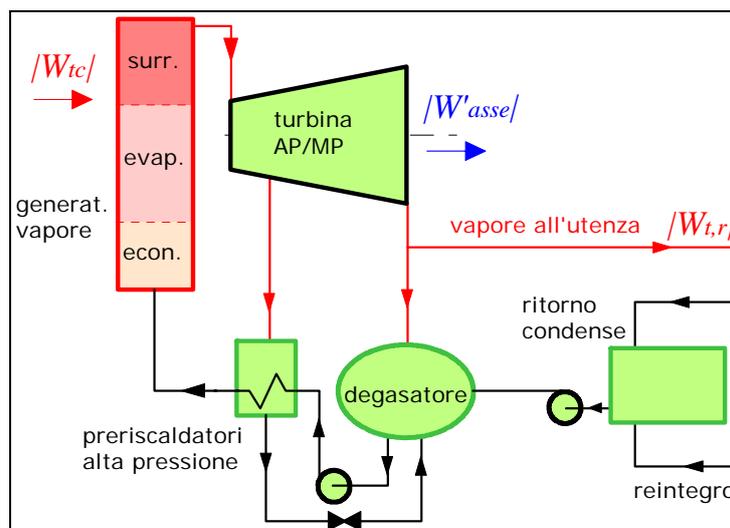


Figura 8-2: Impianto cogenerativo con turbina a vapore a controcompressione.

Inoltre, in caso di mancanza del carico termico, l'impianto non può funzionare a causa della mancanza del condensatore, oppure bisogna scaricare il vapore surriscaldato in atmosfera se il ciclo è aperto. Questi impianti sono adatti per valori medio-bassi del rapporto r , definito nell'eq. (8.8), il cui valore tipico è intorno a 0.2, e per utenze poco variabili nel tempo.

A controcompressione e derivazione

Nei casi in cui si richiede la variazione del rapporto tra quantità di energia elettrica prodotta e quantità di calore utilizzato (grandezze che, come visto in precedenza, sono rigidamente collegate in un impianto a controcompressione) può rivelarsi vantaggioso l'impiego dei cosiddetti impianti a derivazione (una o più) e controcompressione, nei quali esiste la possibilità di variare tale rapporto utilizzando una o più derivazioni regolate di vapore, v. Fig8-3.

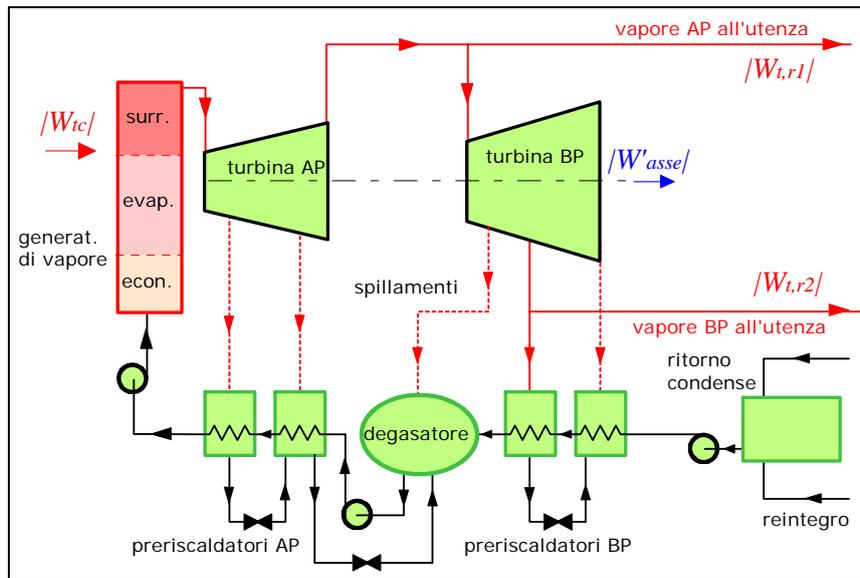


Figura 8-3: Impianto cogenerativo con turbina a vapore a controcompressione e derivazione.

A condensazione e derivazione

Tali tipi di impianti, v. Fig8-4, caratterizzati dalla presenza di un condensatore allo scarico della turbina, si dimostrano convenienti allorché la quantità di energia meccanica da produrre è elevata rispetto a quella termica (alti valori di r , maggiori di 0.6). Inoltre è possibile far funzionare l'impianto anche in assenza di domanda di energia termica. Per contro, i valori di I_u sono modesti a causa della grande quantità di calore che si scarica nel condensatore. Vi è anche la possibilità di aumentare la temperatura al condensatore fino a 80-100 °C (riducendo così pesantemente il rendimento termodinamico) per utilizzarne il calore refluo ad es. per teleriscaldamento di ambienti civili o serre per agricoltura.

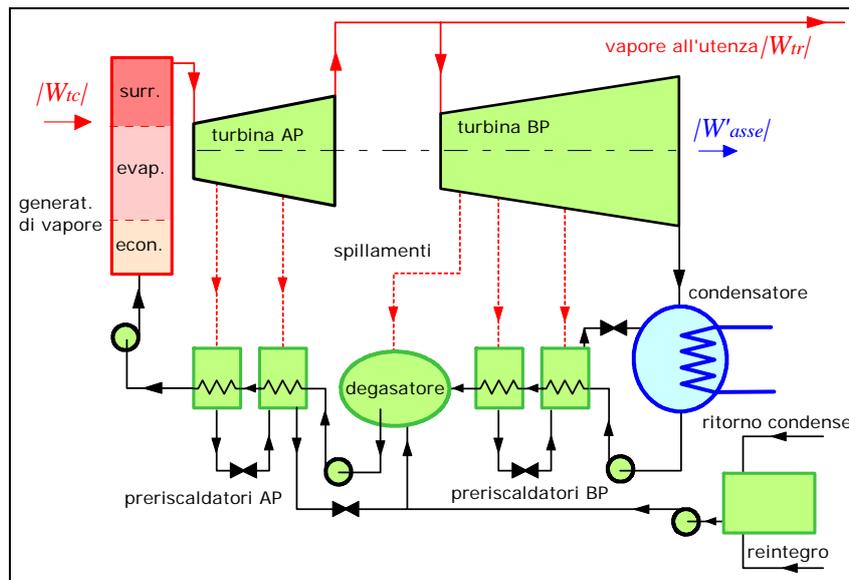


Figura 8-4: Impianto cogenerativo con turbina a vapore a condensazione e derivazione. E' possibile prelevare vapore per l'utenza anche da altri spillamenti.

Impianti cogenerativi con turbina a gas (TG)

La *TG* è una delle macchine più versatili per effettuare la cogenerazione: essa rende disponibile allo scarico elevate portate di gas a temperatura $\cong 500-700\text{ }^{\circ}\text{C}$ e fornisce potenze fino a 200 MW. Il recupero di calore può essere effettuato o utilizzando direttamente i gas di scarico come fluido caldo (quando possibile, ad es. nei cementifici), oppure inviando questi in uno scambiatore o in generatore di vapore a recupero (*GVR*) per produrre aria calda o vapore, secondo uno schema del tipo illustrato in Fig.8-5. La presenza di un componente a valle diminuisce leggermente la potenza erogata dalla *TG*, visto che la pressione in uscita dalla turbina non è più pari alla pressione atmosferica ma un po' più elevata (una controcompressione allo scarico di 0.01 bar implica riduzione di potenza di circa l'1%).

Valore tipico di r (eq.(8.8)) per una *TG* è di circa 0.5, tuttavia è possibile di avere un r variabile. In caso di elevata richiesta di potenza termica ($r > 0.5$) si può effettuare una post-combustione sfruttando l'elevato tenore di ossigeno residuo nei gas di scarico, che permette di aumentare r fino a 4. Gli impianti con *TG* sono in genere economici da installare, in quanto non richiedono costose opere civili, e molto standardizzati.

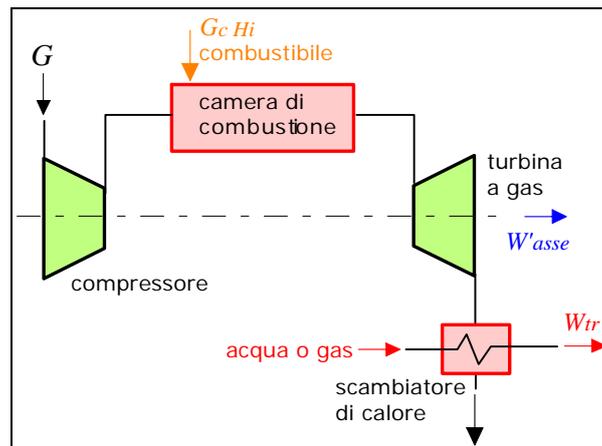


Figura 8-5: Impianto cogenerativo con turbina a gas. E' possibile effettuare anche una post-combustione per incrementare W_{tr} .

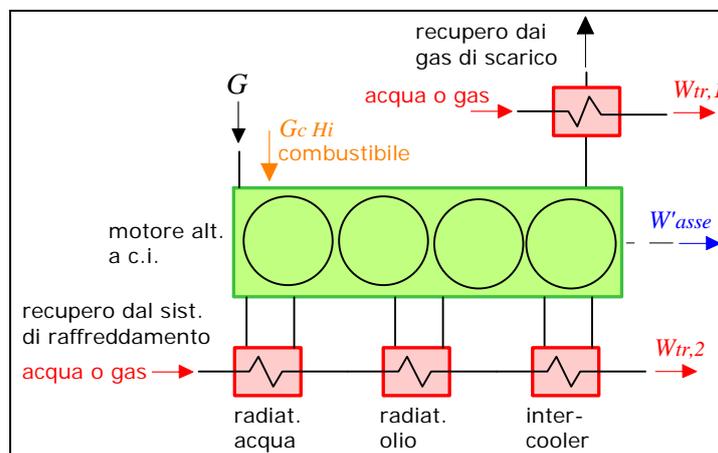


Figura 8-6: Impianto cogenerativo con motore alternativo a c.i. E' possibile effettuare il recupero anche dai soli gas di scarico o (meno frequentemente) dal solo sistema di raffreddamento.

Impianti cogenerativi con motori alternativi

I motori alternativi utilizzati per la cogenerazione sono in genere diesel sovralimentati, visto l'ordine delle potenze in gioco (fino a 10 MW) che lavorano con rapporti aria combustibile molto elevati; l'eccesso d'aria provoca una diminuzione della temperatura dei gas allo scarico. Il recupero di calore avviene sia a spese dei gas di scarico, che consente di produrre vapore saturo (fino a 15 bar), sia a spese dell'acqua di raffreddamento ($T \cong 80^\circ\text{C}$), utilizzata per il riscaldamento di edifici o simili. Alternativamente, un modo più economico, si può recuperare calore da una sola di queste fonti. Spesso si utilizza la cogenerazione negli impianti di propulsione navale, in cui c'è necessità di energia meccanica ed elettrica (per la propulsione e per i sistemi di bordo), vapore per i servizi di bordo (ottenuto dai gas di scarico), e calore (recuperato dall'acqua di raffreddamento) utilizzato negli impianti di dissalazione dell'acqua di mare. Uno schema di impianto può essere del tipo di Fig.8-6.

Impianti cogenerativi con cicli combinati

Per questi impianti, la cogenerazione si effettua nell'impianto a vapore utilizzando le tre tecniche descritte in precedenza, con preferenza per la derivazione e condensazione. Sono impianti ad elevata potenza meccanica e rapporto r decisamente elevato (fino a 10).

Confronto tra le varie tipologie

In Tab.1 sono riassunte le caratteristiche delle principali tipologie d'impianto. Come regola generale, gli impianti a turbina sono adatti per potenze meccaniche medio-alte, hanno un costo elevato ed una buona affidabilità. I motori alternativi sono adatti per potenze basse, hanno un costo d'impianto minore ed una flessibilità di esercizio maggiore. Per le turbogas e i motori a combustione interna il ciclo termodinamico non è modificato, mentre invece lo è per gli impianti a vapore.

Impianto	$r = W'_{el} / W'_{IR}$	$W'_{m,u}$ [MW]	Osservazioni
TG con recupero allo scarico	0.2-1	2-200	Ciclo non modificato Due gradi di libertà Calore a temperatura elevata Possibilità di postcombustione Necessario combustibile di buona qualità
TV a contro-pressione	0.1-0.5	1-80	Ciclo modificato Elevati valori di I_u Può utilizzare combustibili non pregiati Avviamento lento Valore di r fisso nell'esercizio (un grado di libertà) NON utilizzabile solo per prod. energia meccanica.
TV a derivazione e contropressione	1	1-80	Come sopra ma Valore di r flessibile nell'esercizio (due gradi di lib.)
TV a derivazione e condensazione	0.3-2	3-200	Come sopra ma Utilizzabile solo per prod. energia meccanica.
Motore alternativo c.i., recupero totale	0.5-1	0.1-10	Ciclo non modificato Due gradi di libertà Basse potenze Parte del calore a bassa temperatura Necessari due impianti di recupero.
Motore alternativo c.i., recupero gas di scarico	1-2	0-10	Come sopra Basso costo
Ciclo combinato	1-10	10-200	Ciclo modificato Due gradi di libertà Impianto complesso e costoso Ideale per alte potenze

Tabella 1: Principali caratteristiche degli impianti cogenerativi (valori indicativi).

Bibliografia

- R. Della Volpe, Macchine, Liguori, Cap.9
- P. Anglesio, Elementi di Impianti Termotecnici, Pitagora, Cap.5.