

GENERAZIONE ELETTRICA DA FONTI FOSSILI

Impianti di generazione di energia elettrica di grande taglia

5.1.1 Introduzione

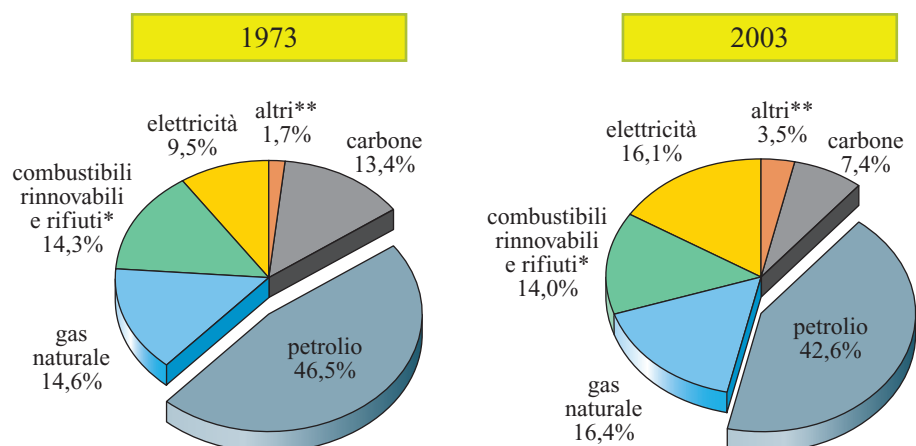
Vengono qui presentate le tecnologie per convertire in energia elettrica l'energia dei combustibili fossili disponibile sotto forma chimica; sono trattati unicamente gli impianti di grande taglia (indicativamente, $P_e > 100$ MW), destinati alla sola produzione di energia elettrica, e che alimentano le reti di trasmissione ad alta tensione. Si rimanda ai successivi capitoli la descrizione delle altre tipologie di conversione, vale a dire delle centrali di taglia medio-grande per la produzione combinata di energia elettrica e calore (cogenerazione, v. cap. 5.2) e delle centrali di piccola taglia per la generazione distribuita interfacciate con le reti di distribuzione a media e bassa tensione (v. cap. 5.3).

Evoluzione della domanda mondiale di energia elettrica

Un dato costante, comune a tutti i contesti economici e sociali, è il continuo, progressivo incremento, sia in

termini relativi, sia in termini assoluti, della richiesta di energia elettrica, il vettore energetico più pulito e pregiato disponibile. Nell'ultimo trentennio (**fig. 1**), il consumo di energia elettrica è aumentato di oltre il 50% (da meno del 10 a più del 15% del totale), a fronte di una contestuale diminuzione dell'uso diretto dei combustibili, soprattutto del carbone, e parzialmente del petrolio, che mantiene comunque un ruolo dominante nel settore dei trasporti; i consumi riportati in **fig. 1** hanno origine da tutte le fonti di energia (fossile, nucleare, idroelettrica e altre rinnovabili); i valori indicati per i combustibili fossili si riferiscono all'energia dei combustibili grezzi, a monte di eventuali processi di raffinazione, e comprendono anche gli impieghi cogenerativi. In **fig. 2** sono riportati in Mtoe (1 Mtoe = 11.630 TWh) gli andamenti per settori dei consumi di energia elettrica; si è registrata una crescita costante in tutti i settori (per il consumo globale, l'incremento medio annuo, nell'ultimo decennio, è dell'ordine di 500 TWh/a). I maggiori aumenti si

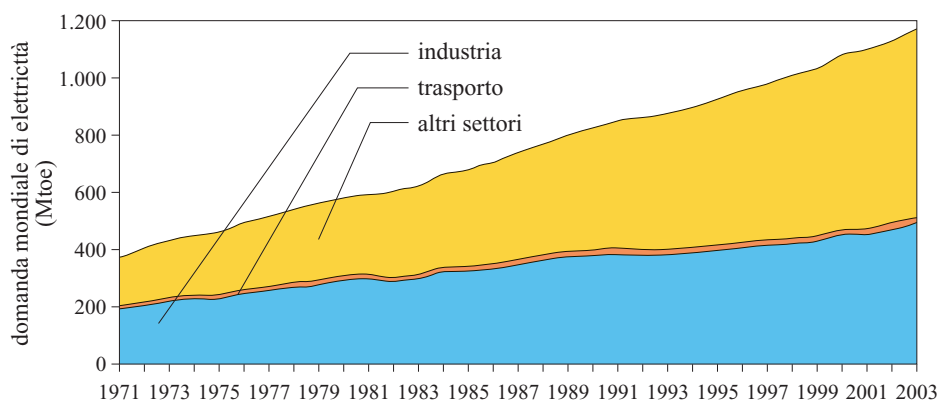
fig. 1. Evoluzione dei consumi finali di energia nel mondo nell'ultimo trentennio. (IEA, 2005).



* il dato relativo ai combustibili rinnovabili e rifiuti antecedente il 1994 è stimato

** altri include geotermia, solare, eolico, ecc.

fig. 2. Evoluzione della domanda di energia elettrica mondiale, nell'ultimo trentennio. (IEA, 2005).



sono avuti nei settori del residenziale, del terziario, dei servizi pubblici, dell'agricoltura, indicati in fig. 2 come altri settori, tutti contesti dove la tendenza a una penetrazione sempre crescente di un vettore energetico pulito e pregiato quale l'energia elettrica è irreversibile; i consumi elettrici soddisfatti con processi cogenerativi non sono invece compresi in fig. 2.

È opinione assai diffusa che, a meno di eventi imprevedibili, questa tendenza trentennale non sia destinata a subire significative variazioni nei decenni futuri, per cui è previsto un flusso costante di ordini e di realizzazioni di nuove centrali, a ritmi superiori a 100 GW/a; le nuove entrate saranno destinate in parte a soddisfare la domanda mondiale crescente di energia elettrica sopra ricordata, in parte a sostituire le centrali obsolete (soprattutto a carbone: si ricorda in proposito che oltre il 60% della capacità a carbone installata in Europa ha più di 20 anni, un dato che raggiunge l'80% negli Stati Uniti). Gran parte delle nuove centrali sarà localizzata nei paesi in via di sviluppo (soprattutto Cina e India), ma si prevede un forte sviluppo di nuove centrali anche in aree fortemente industrializzate. Per esempio, in Europa, a fronte di una capacità installata a inizio millennio dell'ordine di 600 GW, si prevedono nuove realizzazioni entro il 2030 per una potenza complessiva quasi equivalente (550 GW), destinata per circa due terzi a sostituire centrali obsolete e per un terzo a soddisfare gli incrementi della domanda di energia elettrica. Negli Stati Uniti si prospettano scenari di crescita analoghi.

Contributo dei combustibili fossili al soddisfacimento della domanda di energia elettrica

La fig. 3 mostra l'evoluzione temporale della ripartizione fra le fonti energetiche per il soddisfacimento della domanda mondiale di energia elettrica. Nonostante il periodo considerato (1973-2003) abbracci l'intero arco temporale in cui si è registrato un forte sviluppo del nucleare (un fenomeno che non sembra destinato a ripetersi nel prossimo ventennio), il contributo complessivo dei combustibili fossili si è sempre mantenuto molto

elevato: in lieve crescita, fra i combustibili fossili, il ruolo del carbone, in decisa crescita quello del gas naturale, in forte calo quello dei prodotti petroliferi.

La suddivisione delle fonti energetiche per la produzione di energia elettrica, nelle varie aree geografiche è indicata in **tab. 1**: l'energia elettrica complessiva prodotta ammonta a 16.670 TWh e il contributo dei combustibili fossili è ovunque superiore al 60%, eccezion fatta per l'America Latina, ove l'energia idroelettrica gioca un ruolo dominante. Il contributo complessivo dei combustibili fossili è dell'ordine di 11.000 TWh (29,2% da gas naturale, 60,4% da carbone, 10,4% da petrolio); oltre ai combustibili fossili, contribuiscono in misura rilevante alla generazione di energia elettrica solo i grandi impianti idroelettrici e le centrali nucleari; le fonti eolica, solare e geotermica forniscono contributi marginali.

In futuro, è prevedibile che, almeno nello scenario *business as usual*, il ruolo dei combustibili fossili sia destinato a rafforzarsi ulteriormente: il contributo delle fonti di energia rinnovabile, per le quali sono previsti forti tassi di crescita, continuerà a essere limitato in termini assoluti, e difficilmente le energie nucleare e idroelettrica riusciranno a mantenere nel futuro il loro attuale contributo relativo. Le fonti energetiche di riferimento per il soddisfacimento della domanda elettrica mondiale continueranno a essere carbone e gas. Per questo motivo, gran parte del presente capitolo sarà dedicato alle centrali basate su queste due tipologie di combustibili.

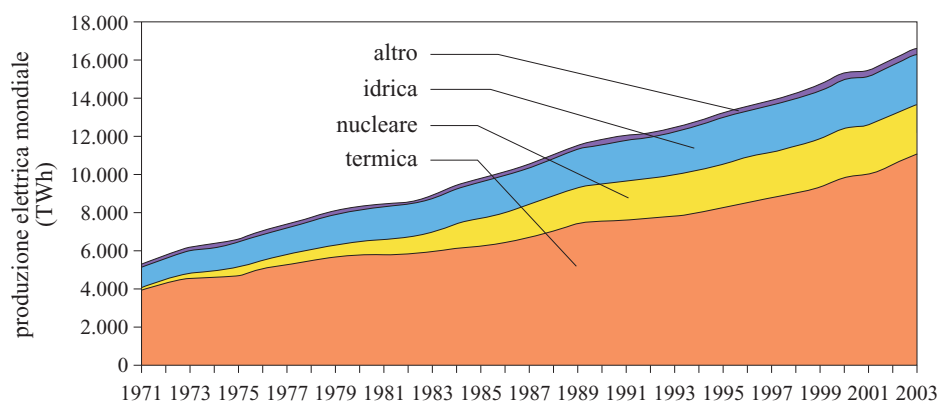
La tecnologia dominante nel 20° secolo: il ciclo a vapore a combustione esterna

Nel 20° secolo la tecnologia dominante per la produzione di energia elettrica da combustibili fossili è stata quella degli impianti a vapore, caratterizzata da due aspetti fondamentali: la combustione esterna e il ciclo a vapore d'acqua.

I vantaggi della soluzione della combustione esterna più il ciclo a vapore sono molteplici, e possono essere riassunti nei punti seguenti:

- essendo la combustione esterna, vi è una netta separazione fra il circuito percorso dal combustibile e dai

fig. 3. Ripartizione della produzione elettrica mondiale, per fonte energetica. (IEA, 2005).



prodotti di combustione e quello percorso dal fluido di lavoro; ciò consente di adottare combustibili fossili di ogni tipologia, anche di basso pregio, quali il carbone, l'orimulsion (emulsione di bitume in acqua prodotta nell'Orinoco, Venezuela), le frazioni pesanti del petrolio e in futuro gli scisti bituminosi, senza pregiudicare l'integrità e la pulizia delle superfici lambite dal fluido di lavoro del ciclo di potenza (palettature delle turbomacchine, superfici di scambio termico);

- essendo il ciclo di potenza un ciclo chiuso (il fluido che evolve nel ciclo è sempre lo stesso: acqua), è possibile utilizzare un fluido che cambia di fase, in particolare un fluido che durante la fase di cessione di calore passa dallo stato di vapore a quello di liquido, condensando; la condensazione comporta a sua volta due importanti vantaggi peculiari dei cicli a vapore e impossibili con cicli a gas, e cioè la cessione di calore all'ambiente con un processo isoterma (con conseguente possibilità di mantenere piccole differenze di temperatura durante l'intero scambio di calore

fra il fluido di lavoro e l'ambiente) e la compressione del fluido di lavoro in fase liquida (con conseguente possibilità di raggiungere pressioni di lavoro molto elevate, con modesti consumi energetici).

I vantaggi ricordati conferiscono al ciclo a vapore un'ottima qualità termodinamica, per cui si ottengono rendimenti elevati anche operando a temperature massime relativamente modeste: una centrale a vapore di medie caratteristiche, operante con temperature massime dell'ordine di 550 °C, riesce a raggiungere rendimenti elettrici netti (energia elettrica/energia chimica del combustibile) superiori al 40%, a tutt'oggi superiori a quelli ottenibili dai più moderni impianti di turbine a gas di derivazione industriale, che pure operano a temperature massime prossime a 1.400 °C e adottano turbomacchine dalla fluidodinamica estremamente sofisticata.

La soluzione combustione esterna più ciclo a vapore comporta peraltro anche notevoli svantaggi:

- la combustione esterna impone superfici di scambio a temperatura più elevata del fluido di lavoro;

tab. 1. Distribuzione percentuale per fonte energetica e area geografica della generazione di energia elettrica (dati 2003)

FONTE ENERGETICA	EUROPA	AMERICA SETTENTRIONALE	AMERICA LATINA	AFRICA	ASIA	OCEANIA	MONDO
Idroelettrica	14,5	13,2	55,7	17,7	12,5	15,3	16,3
Eolica	0,8	0,3	0,0	0,1	0,1	0,3	0,4
Solare	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Termoelettrica	61,5	67,5	40,5	79,6	77,2	83,4	67,3
Geotermica	0,1	0,3	0,7	0,1	0,4	1,0	0,3
Nucleare	23,0	18,7	3,0	2,5	9,8	0,0	15,8
Energia totale prodotta dal continente rispetto alla produzione mondiale	32,7	27,6	6,3	3,0	28,8	1,6	100,0

dovento, a causa dell'elevata pressione del vapore, adottare necessariamente materiali metallici nello scambiatore primario, ciò limita le temperature massime del ciclo di potenza, con penalizzazione del rendimento del ciclo stesso. L'attuale stato dell'arte dei cicli a vapore prevede temperature massime del vapore intorno a 600 °C, contro 540 °C degli anni Ottanta e 560-580 °C degli anni Novanta; le difficoltà, in termini tecnologici e soprattutto economici, per aumentare tale temperatura, arrivando a 700 °C, sembrano al momento difficilmente superabili (**tab. 2**), visto che i rapporti spessore/diametro aumentano sia perché aumenta la pressione, sia perché diminuisce la sollecitazione ammissibile del materiale;

- il ciclo a vapore d'acqua non si presta all'adozione di temperature molto elevate, non solo per gli aspetti tecnologici ed economici sopra evidenziati, ma perché l'acqua ha un punto critico (373 °C) nettamente inferiore alle temperature che l'attuale stato dell'arte nel settore dei materiali metallici consentirebbe di raggiungere; anche adottando cicli con più surriscaldamenti, la frazione di calore introdotta nel ciclo a temperatura relativamente bassa resta elevata. In linea di principio, tale ostacolo potrebbe essere rimosso adottando due diversi approcci, e cioè utilizzando invece dell'acqua un diverso fluido di lavoro, con temperatura critica più elevata, oppure abbandonando i cicli a vapore a favore dei cicli a gas, che consentono di introdurre calore nel ciclo ad alta temperatura senza limitazioni in termini di pressione.

I due approcci di cui sopra, oggetto di studio da decenni, non appaiono né tecnologicamente maturi, né economicamente competitivi, ma potrebbero consentire di superare la barriera del 50% di rendimento netto; nel primo caso, si punta a cicli binari metalli liquidi/vapore d'acqua (**fig. 4**), con spillamenti intermedi dalla turbina

tab. 2. Confronto fra i costi unitari dei tubi del surriscaldatore di un generatore di vapore operante a 600 °C e quelli per innalzare la temperatura di 100 °C

	T _{max} 600 °C	T _{max} 700 °C
Dimensioni, mm (diametro interno · spessore)	221·32	175·60
Materiale	P91	Alloy A617 A130
Costo del materiale al kg	5,5 €	48,0 €
Costo del materiale al metro	1.100 €	16.600 €
Rapporto di costi al metro, a pari area di passaggio	1	24

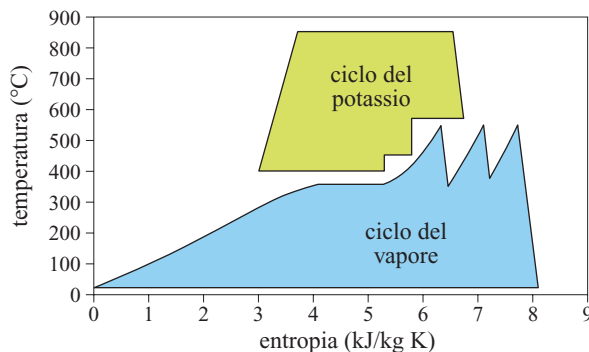


fig. 4. Rappresentazione schematica nel piano temperatura-entropia di un ciclo binario potassio-vapore d'acqua.

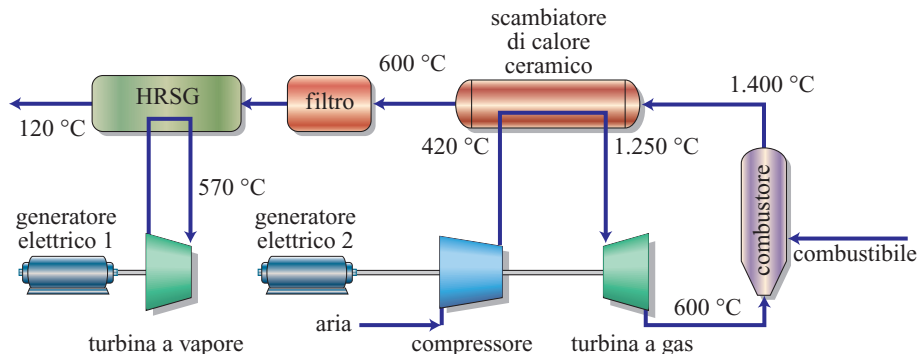
a metallo (potassio) per minimizzare le differenze di temperatura fra i due cicli. Nel secondo caso, si punta a soluzioni basate su scambiatori ceramici ad alta temperatura che cedono calore ad alta temperatura all'aria compressa prima dell'ingresso in turbina; dopo l'espansione in turbina si ha la combustione, i fumi pervengono allo scambiatore ceramico e successivamente alla sezione a vapore: la soluzione è denominata EFCC, Externally Fired Combined Cycle (**fig. 5**). A riprova delle ottime caratteristiche del vapore d'acqua come fluido di lavoro per cicli termodinamici operanti a temperature medio/basse, entrambi gli approcci sopra citati prevedono di affiancare al ciclo primario (topping), che riceve calore ad alta temperatura, un ciclo secondario (bottoming) a vapore d'acqua.

Alternative emergenti: gli impianti a combustione interna

Fino a vent'anni fa, gli impianti a combustione interna avevano avuto scarsa utilizzazione nelle grandi centrali termoelettriche: l'unica eccezione era rappresentata dalle turbine a gas, adottate, grazie al basso costo specifico e alla capacità di adattarsi rapidamente a variazioni del carico, per ruoli di punta e riserva, con tassi di utilizzazione annua molto limitati (spesso decine o poche centinaia di ore all'anno). L'elevato costo del combustibile adottato (spesso gasolio) e il modesto rendimento ne avevano precluso l'utilizzazione per la generazione di energia di base o di medio carico (*mid-merit*, v. oltre). Con l'avvento dei cicli combinati gas/vapore e con la diffusione del gas naturale, il quadro è radicalmente mutato e una frazione molto significativa degli impianti ordinati nel mondo nell'ultimo ventennio è basata sull'accoppiata cicli combinati/gas naturale.

Da un punto di vista concettuale, l'adozione di uno schema a combustione interna comporta importanti vantaggi (tutti legati all'assenza di uno scambiatore di calore, poiché la combustione avviene in seno al fluido di lavoro):

fig. 5. Schema di un impianto EFCC (HRSG, Heat Recovery Steam Generator).



- le pareti lambite dal fluido caldo sono di dimensioni di alcuni ordini di grandezza inferiori rispetto a quelle dello scambiatore primario di un impianto a combustione esterna di pari potenzialità e devono resistere a pressioni molto inferiori, per cui possono essere adottati materiali molto costosi senza eccessive penalizzazioni economiche;
- è possibile attivare meccanismi di raffreddamento, mantenendo la temperatura delle superfici a contatto con il fluido di lavoro a livelli molto inferiori: per esempio, nelle moderne turbine a gas, i gas entrano in turbina a temperature dell'ordine di 1.400 °C, mentre le temperature delle superleghe con cui sono realizzate le palettature non superano 850-900 °C.

Gli svantaggi della combustione interna consistono nell'impossibilità di evitare che i fluidi di lavoro siano rispettivamente aria (nella parte del ciclo a monte della combustione) e, successivamente, gas combusti. Questo implica a sua volta, come in tutti i cicli a gas, l'impossibilità di realizzare nel ciclo processi isotermi: in particolare, la fase di cessione di calore all'ambiente avviene tramite il rilascio in atmosfera di gas caldi con un processo a pressione costante fortemente irreversibile, che penalizza fortemente la qualità termodinamica del ciclo, e quindi il suo rendimento. Inoltre, la soluzione a combustione interna comporta l'adozione di combustibili 'puliti'. Ciò corrisponde a un maggior pregio dei combustibili, che tende in genere a tradursi in un maggior costo specifico. In pratica, le moderne turbine a gas richiedono combustibili gassosi (gas naturale o gas sintetici) o combustibili liquidi di adeguata pulizia. La combinazione del basso rendimento unito al combustibile costoso fa sì che i cicli semplici di turbina a gas, pur essendo fra tutte le tipologie impiantistiche quella più semplice, compatta e di minor costo specifico, non siano attraenti per la generazione di energia di base.

La soluzione vincente è pertanto costituita dai cicli combinati, che adottano appunto una combinazione fra un ciclo superiore aperto (realizzato da una turbina a gas) e un ciclo chiuso sottoposto (il ciclo a vapore che recupera il calore dei gas di scarico della turbina), capace di coniugare i meriti dei due cicli che li compongono. Come

i cicli aperti, i cicli combinati realizzano una combustione interna che consente il raggiungimento di alte temperature, mentre, come i cicli chiusi a vapore, i cicli combinati riescono a cedere calore all'ambiente a bassa temperatura, per una parte preponderante con il processo isotermodarico di condensazione, per la parte rimanente disperdendo in atmosfera i prodotti di combustione a temperature (indicativamente 90-100 °C) ormai prossime alla temperatura ambiente (**fig. 6**).

L'accoppiamento fra i due cicli si realizza con la cessione di calore dei gas di scarico della turbina a gas al ciclo a vapore. Il processo di scambio termico viene ottimizzato, cioè viene minimizzata in ogni punto dello scambio la differenza di temperatura fra il fluido che cede e quello che riceve il calore, grazie all'adozione di più

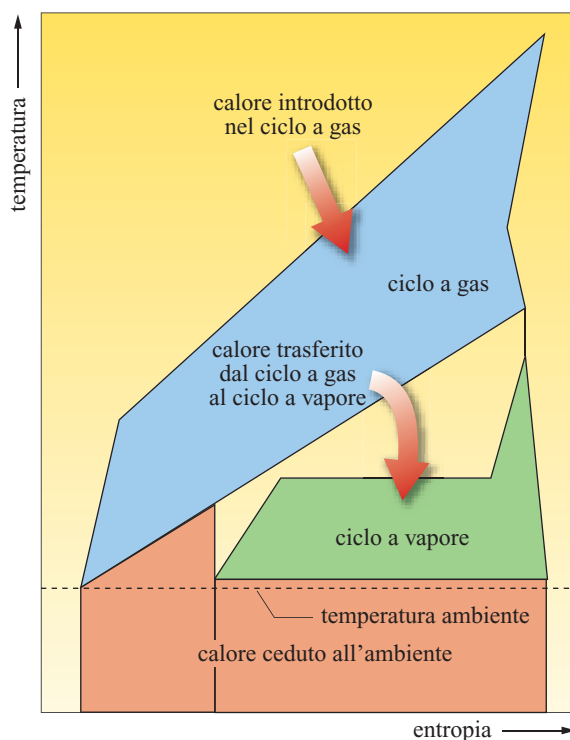


fig. 6. Diagramma temperatura-entropia di un ciclo combinato.

livelli di evaporazione; il risultato è (v. par. 5.1.4), un rendimento elettrico netto che all'attuale stato dell'arte raggiunge, nelle condizioni nominali, valori intorno al 58%, irraggiungibili da un ciclo chiuso.

Nel caso di combustibili puliti (liquidi o gassosi), la soluzione più logica è quella che prevede la combustione in una turbina a gas, inserita in un ciclo combinato; per utilizzare combustibili liquidi o solidi di basso prezzo in combustori di turbina a gas, la via maestra è rappresentata dalla gassificazione (v. par. 5.1.5), che viene integrata in un ciclo combinato, in varie soluzioni impiantistiche denominate IGCC (Integrated Gasification Combined Cycles). Nel caso di combustibili solidi, un'alternativa interessante, che a tutt'oggi non ha peraltro incontrato significativi riscontri applicativi, è rappresentata dagli impianti basati su combustori a letto fluido pressurizzato: i prodotti di combustione in pressione, dopo essere stati puliti, espandono in una turbina a gas che, come in un normale ciclo combinato, alimenta con i gas di scarico una caldaia a recupero; oltre al calore recuperato dai gas di scarico, il ciclo a vapore riceve calore dalla combustione del carbone.

Prospettive future

Nei prossimi decenni, gran parte dell'energia elettrica continuerà a essere prodotta in centrali termoelettriche alimentate da combustibili fossili, soprattutto carbone e gas naturale. Nell'ultimo decennio, la tecnologia dei cicli combinati alimentati a gas naturale ha registrato un fortissimo incremento, superando, in termini di realizzazioni nuove o già appaltate, la tecnologia degli impianti a vapore. È probabile che questa tendenza continui in molte parti del mondo, soprattutto laddove è più acuta la sensibilità ai problemi ambientali (Europa, Giappone, Stati Uniti, ove è previsto un ruolo del gas naturale prevalente rispetto al carbone). Diverse le prospettive

nei paesi emergenti (Cina, India), ove il carbone continuerà a essere la fonte energetica di riferimento per la generazione di energia elettrica. Le future scelte energetiche, e in particolare la competizione fra gas naturale e carbone per la produzione di energia elettrica, saranno fortemente influenzate da diversi fattori.

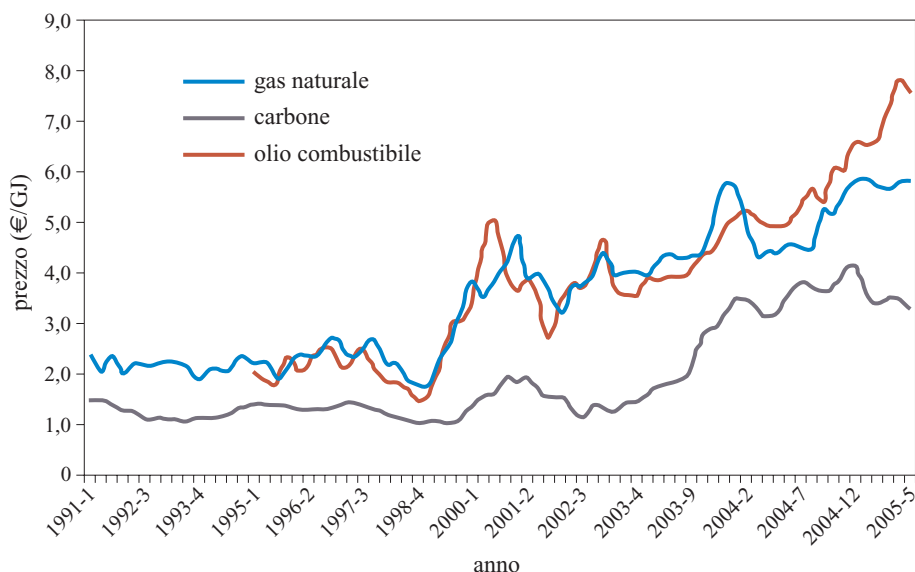
L'evoluzione dei prezzi dei due combustibili, difficilmente prevedibile, condiziona pesantemente le scelte degli operatori: negli ultimi anni si sono registrate importanti variazioni (**fig. 7**) non solo nei prezzi del gas naturale, tradizionalmente influenzato dall'andamento dei prezzi del petrolio, ma anche in quelli del carbone, un combustibile il cui costo era ritenuto in precedenza poco variabile.

Si confrontino, in termini di costi specifici di generazione dell'energia elettrica, due moderne centrali, l'una a vapore che utilizza carbone e l'altra a ciclo combinato che utilizza gas naturale, nelle seguenti ipotesi:

- entrambe siano rispondenti allo stato dell'arte, sia in termini di prestazioni energetiche sia in termini di tecnologie di abbattimento degli inquinanti;
- entrambe siano centrali di base, cioè operino per 7.000-8.000 h/a;
- i costi specifici dei combustibili durante la vita della centrale non si discostino sensibilmente dai valori medi registrati nello scorso quinquennio (assunti nei confronti che seguono rispettivamente pari a 2,2 €/GJ per il carbone e 5 €/GJ per il gas naturale).

Si trova una situazione di sostanziale equilibrio, con costi complessivi di investimento più quelli di gestione più quelli di combustibile dell'ordine di 45 €/MWh, ma con una suddivisione fra le diverse voci assai diversa (**tab. 3**); in sintesi, mentre nelle centrali a carbone le voci relative agli investimenti e alla gestione incidono per oltre il 63% del costo complessivo, per i cicli combinati a gas naturale la voce di gran lunga più importante è

fig. 7. Evoluzione dei prezzi dei combustibili fossili negli ultimi quindici anni.



tab. 3. Pesi percentuali delle diverse voci che compongono il costo dell'energia elettrica di una moderna centrale a vapore a polverino di carbone e di una moderna centrale a ciclo combinato a gas naturale

COMPONENTE	CENTRALE A POLVERINO DI CARBONE ULTRASUPERCRITICA	CENTRALE A CICLO COMBINATO A GAS NATURALE
Costi di investimento	48,1	18,6
Costi di O&M	14,7	8,0
Costi del combustibile	37,2	73,4
Totale	100,0	100,0

rappresentata dal combustibile; se quindi i costi specifici del gas naturale dovessero salire sensibilmente oltre il valore assunto, la soluzione a carbone risulterebbe più competitiva, così come accadrebbe il contrario nel caso di un ritorno dei costi dal gas naturale ai livelli dello scorso secolo.

Con riferimento alla tipologia delle centrali, si ricorda che la domanda di energia elettrica è ampiamente variabile durante l'arco dell'anno, con picchi di potenza che normalmente sono più del doppio della richiesta minima. Anche se parte della regolazione della produzione può essere affidata a impianti idroelettrici ad accumulazione o a impianti di pompaggio, una frazione significativa delle nuove centrali alimentate a combustibile fossile si troverà sempre più a operare a carichi variabili, e con la necessità di frequenti arresti e ripartenze: si ricorda ancora che a seconda delle ore equivalenti annue di funzionamento (rapporto fra l'energia annua prodotta e potenza nominale netta), si distingue convenzionalmente fra centrali di base (>5.000 h/a), centrali di medio carico (fra 2.000 e 5.000 h/a) e centrali di punta (<2.000 h/a).

Le centrali a carbone si prestano a operare bene unicamente a carico di base. Per le centrali di punta la soluzione preferibile sono le turbine a gas a ciclo semplice, caratterizzate da bassi costi specifici di investimento e grande flessibilità operativa. In ogni scenario di costi ragionevole, le centrali a ciclo combinato restano una situazione imbattibile per un funzionamento del tipo a medio carico (fig. 8), mentre per il funzionamento di base la competitività economica fra i cicli combinati a gas naturale e le centrali a carbone dipende, come sottolineato al punto precedente, soprattutto dal costo del gas naturale.

Per quanto riguarda l'evoluzione delle normative in termini di emissioni specifiche, negli scorsi decenni, a seguito della maggiore attenzione rivolta alle problematiche

ambientali, gli operatori del settore elettrico hanno dovuto fronteggiare una costante richiesta di riduzione dei livelli specifici di emissioni nocive delle centrali: non solo periodicamente diventano più severi gli standard richiesti dalle normative, ma spesso le situazioni locali impongono limiti assai più stringenti delle normative vigenti. I limiti imposti ad alcune centrali in corso di realizzazione sono spesso di un ordine di grandezza inferiori ai valori vigenti: per esempio, per la centrale giapponese di Hekinan (2×1.000 MW) sono richieste emissioni specifiche di NO_x e di SO_x inferiori rispettivamente a 30 e 75 mg/Nm^3 con O_2 al 6% (concentrazione molare di ossigeno nei gas di scarico), valori impensabili fino a pochi anni fa. È evidente come questa tendenza porti a impianti sempre più costosi e complessi da gestire e abbia favorito il ricordato sviluppo delle nuove realizzazioni basate sulle più pulite centrali a gas. Nemmeno i cicli combinati alimentati a gas naturale sono peraltro indenni dalla tendenza a dover adottare soluzioni più costose e complesse: anche se oggi è possibile ottenere, con l'adozione dei più sofisticati combustori a fiamma premiscelata, un livello emissivo di NO_x inferiore a 30 mg/Nm^3 (con O_2 al 15%), in alcuni stati (per esempio, Giappone, California) vengono comunque imposti limiti tali da richiedere l'utilizzazione di un SCR (Selective Catalytic Reduction).

Fra le voci del costo dell'energia considerate in tab. 3, non appare il termine relativo a un'eventuale *carbon tax*. Se, a seguito delle preoccupazioni relative ai cambiamenti climatici, si dovesse inglobare nelle voci di costo dell'energia elettrica generata un termine legato alle emissioni di CO_2 , il quadro delle competitività economiche tra carbone e gas sopra delineato potrebbe mutare radicalmente (fig. 9) o a favore del gas naturale (che consente emissioni specifiche nettamente inferiori a quelle delle centrali a carbone) per valori non troppo elevati di carbon tax oppure a favore di soluzioni *near-zero-emission* per valori più elevati di carbon tax (centrali nucleari). Restando al caso dei combustibili fossili, qualora

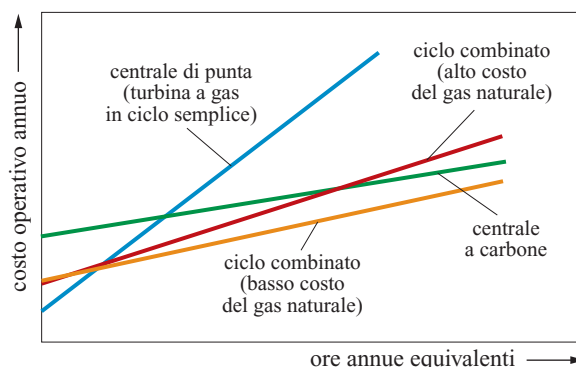
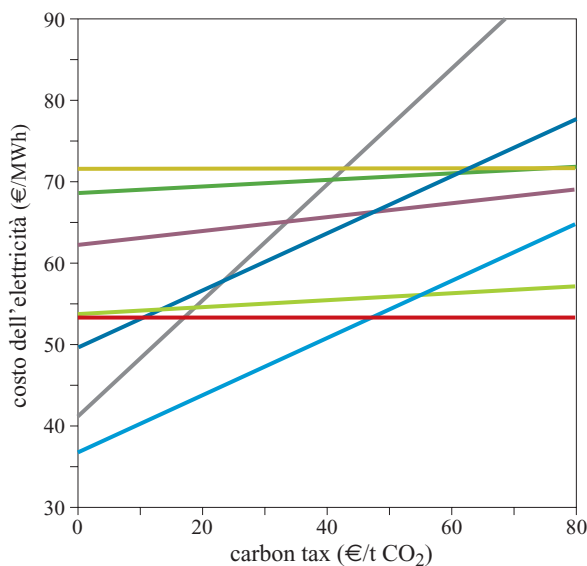


fig. 8. Collocazione nel piano costo operativo annuo-ore annue equivalenti delle diverse tipologie di centrali a combustibile fossile.



- ciclo combinato a gas naturale (4 €/GJ)
- ciclo combinato a gas naturale (6 €/GJ)
- centrale USC a carbone
- ciclo combinato a gas naturale con cattura di CO₂ (4 €/GJ)
- ciclo combinato a gas naturale con cattura di CO₂ (6 €/GJ)
- IGCC a carbone con cattura di CO₂
- centrale eolica
- centrale nucleare

fig. 9. Influenza della carbon tax sul costo dell'energia elettrica, per varie tecnologie di conversione.

lo scenario non rendesse più competitive le soluzioni convenzionali a gas naturale, occorrerebbe ricorrere alla cattura e al successivo immagazzinamento geologico del biossido di carbonio (CCS, Carbon Capture and Sequestration), pratica possibile sia negli impianti a gas naturale, sia in quelli a carbone, anche se con incrementi in termini di costi di investimento e con penalizzazioni in termini di rendimento.

5.1.2 Centrali a vapore

Le centrali termoelettriche con ciclo termodinamico a vapore d'acqua sono a tutt'oggi le protagoniste indiscusse nella produzione di energia elettrica, utilizzando come fonte energetica un'ampia gamma di sorgenti primarie: combustibili fossili di varia natura e pregio, combustibili nucleari, sorgenti rinnovabili quali le biomasse, energia termica solare, rifiuti solidi urbani e altro ancora.

La flessibilità del ciclo a vapore nell'utilizzazione delle diverse sorgenti deriva dal fatto di operare in ciclo chiuso (v. sopra), che preserva le parti più delicate dell'impianto (turbomacchine, scambiatori di calore) dal contatto con prodotti di combustione 'sporchi'; d'altra parte, due importanti caratteristiche dei cicli a vapore ne

hanno consentito lo sviluppo anche utilizzando tecnologie di modesto livello: la prima è costituita dalla capacità del vapore d'acqua di acquisire e cedere calore a temperatura costante nelle transizioni di fase che consente di ottenere rendimenti accettabili anche senza necessità di ricorrere ad alte temperature; la seconda è costituita dal lavoro della fase attiva del ciclo (l'espansione) che è molto più elevato di quello della fase passiva (l'innalzamento della pressione dell'acqua).

Queste due caratteristiche hanno decretato la fattibilità della conversione di energia termica in energia meccanica, sin dagli albori della rivoluzione industriale. Certamente oggi, a più di due secoli di distanza, la tecnologia del vapore è ben nota e diffusa, ma è tuttora oggetto di importanti evoluzioni, in termini di miglioramento del rendimento di conversione e dell'abbattimento delle emissioni inquinanti, che verrà discusso nel seguito.

Evoluzione del ciclo a vapore d'acqua

Il ciclo a vapore, nella sua forma più semplice (ciclo Rankine; fig. 10 A), è costituito dai quattro seguenti processi: a) un innalzamento della pressione fino a un valore elevato, realizzato mediante una pompa; b) una trasformazione isobara ad alta pressione, realizzata in uno scambiatore (Generatore di Vapore, GV), nella quale l'acqua viene riscaldata e fatta evaporare fino alle condizioni di saturazione; c) un'espansione fino a una pressione inferiore, che produce lavoro meccanico; d) una trasformazione contemporaneamente isobara e isoterma, realizzata in uno scambiatore (condensatore), in cui l'acqua torna allo stato liquido.

Il calore viene acquisito, in parte a temperatura variabile durante il riscaldamento del liquido fino alla saturazione, in parte a temperatura costante durante l'evaporazione. Questo ciclo presenta numerosi difetti:

- il calore necessario per riscaldare il liquido viene acquisito a temperatura mediamente bassa, influenzando negativamente il rendimento; infatti il rendimento è tanto più elevato, quanto più alta è la temperatura alla quale il calore viene acquisito (introduzione del calore) e quanto più bassa è quella alla quale viene ceduto all'ambiente (restituzione del calore); nel caso di introduzione o restituzione a temperatura non costante, si fa riferimento a una temperatura media della trasformazione, definita come $\Delta h/\Delta s$ (h e s sono le entalpie specifiche del fluido che evolve nel ciclo);
- durante l'espansione il fluido resta all'interno della curva di transizione di fase e si formano gocce di liquido, che, oltre a diminuire il rendimento, determinano problemi nel funzionamento nella turbina, dove il liquido, con densità molto superiore a quella del vapore, impattando sulle palettature crea degli effetti di erosione che riducono drasticamente la vita della turbina stessa;

- non è possibile ottenere temperature ragionevolmente elevate; aumentando la pressione di mandata della pompa, ovvero la pressione di evaporazione, aumenta la temperatura corrispondente, ma diventano sempre più importanti gli aspetti negativi sopra evidenziati.

Per ovviare al primo difetto, si è introdotta la pratica degli spillamenti rigenerativi (FWH, Feed Water Heating): per riscaldare in modo termodinamicamente corretto il fluido a bassa temperatura (l'acqua di alimentazione), si usa una sorgente di calore a bassa temperatura, invece del calore pregiato ad alta temperatura prodotto dalla combustione della sorgente primaria. La sorgente di calore a bassa temperatura è ottenuta da una quantità opportuna di vapore, estratto dalla turbina a una pressione teoricamente corrispondente alla temperatura a cui si vuole riscaldare il liquido (in realtà leggermente superiore per assicurare un ΔT ragionevole allo scambiatore); nello scambiatore (**fig. 10 B**), il vapore condensa riscaldando il liquido ad alta pressione; le condense vengono inviate al pozzo caldo del condensatore; l'operazione di rigenerazione, visualizzata in **fig. 10 B** per un solo spillamento, viene in realtà compiuta attraverso un numero piuttosto elevato di spillamenti, da 6 a 10.

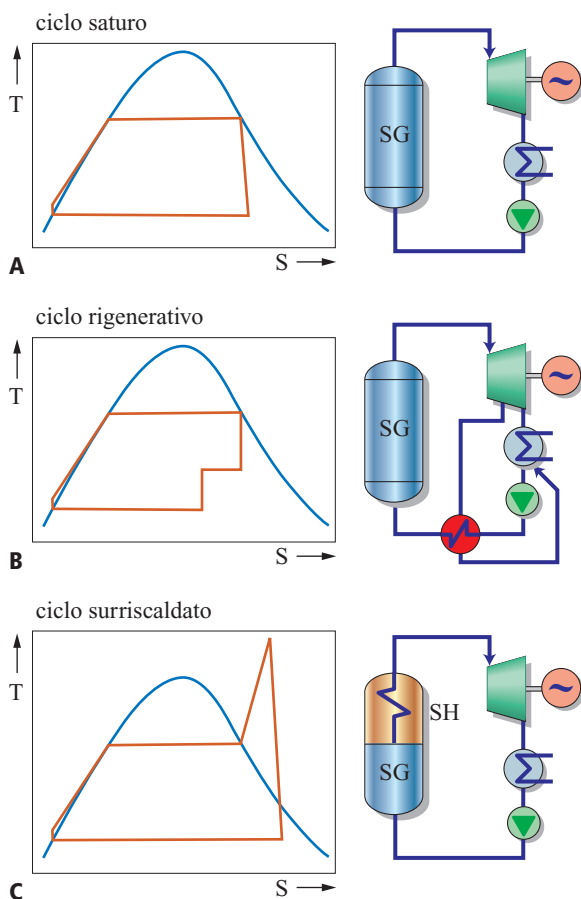


fig. 10. Schemi concettuali dei cicli a vapore.

Per aumentare le temperature di introduzione del calore nel ciclo e risolvere contemporaneamente il problema della presenza del liquido in turbina, è stata decisiva l'introduzione del surriscaldamento del vapore (**fig. 10 C**). L'effetto positivo del surriscaldamento (SH) sul rendimento è dovuto all'aumento della temperatura media di acquisizione del calore; la sua realizzazione comporta tuttavia l'introduzione di sezioni di impianto operanti a temperature elevate, e quindi necessita di materiali resistenti ad alta temperatura. Il surriscaldamento eventualmente ripetuto (RH, ReHeating) è comunque la chiave per ottenere buoni rendimenti di conversione, anche perché consente di adottare pressioni di evaporazione molto elevate (e quindi ancora alte temperature di introduzione del calore nel ciclo), senza incorrere in gravi problemi causati dal liquido in turbina.

Prestazioni

Le prestazioni di un ciclo termodinamico, in particolare il suo rendimento, sono influenzate sia dalle prestazioni dei componenti del ciclo (rendimenti delle turbomacchine, della caldaia, ecc.), sia dai parametri operativi e dalla forma del ciclo. Per l'analisi dei componenti, v. oltre; di seguito vengono esaminati i principali parametri operativi che descrivono la forma del ciclo termodinamico e che stabiliscono la configurazione impiantistica.

Temperatura massima del ciclo. Un aumento della temperatura del vapore all'uscita del surriscaldatore e dei risurriscaldatori comporta un aumento considerevole del rendimento del ciclo, in quanto, come detto, aumenta la temperatura media di introduzione del calore nel ciclo; inoltre diminuisce la presenza del liquido in turbina, in quanto si sposta verso destra la linea di espansione del vapore (v. ancora **fig. 10C**). L'ottenimento di elevate temperature del vapore è limitato dalla resistenza dei materiali metallici con cui sono costruite tutte le parti dell'impianto sottoposte a tali temperature: i fasci tubieri di surriscaldatori e risurriscaldatori, i collettori del vapore surriscaldato, le tubazioni che collegano la caldaia alla turbina, le valvole di controllo della turbina, la cassa e le palettature della turbina (per lo meno nella zona interessata dal vapore a temperatura più elevata). Il ricorso a materiali particolarmente sofisticati, quali per esempio le superleghe a base di nichel utilizzate per le palettature delle turbine a gas, diviene proibitivo, sia per motivi di tecnologia costruttiva che per il costo intrinseco dei materiali. I materiali più utilizzati nelle moderne centrali sono acciai di tipo ferritico, con moderato uso di acciai austenitici, mentre per i futuri sviluppi della tecnologia si punta a un impiego generalizzato di acciai austenitici. La classe di materiali utilizzati fissa piuttosto rigidamente le possibili temperature del vapore (**tab. 4**): si va da 538 °C dei gruppi a vapore standard (con qualche applicazione a 565 °C) a 590-610 °C con riferimento alle più avanzate tecnologie disponibili.

tab. 4. Valori indicativi dei parametri adottati nelle centrali a vapore e del rendimento netto

PARAMETRO	TECNOLOGIA CONVENZIONALE	MIGLIORE TECNOLOGIA ATTUALE	OBIETTIVI DI RICERCA E SVILUPPO
Temperatura massima del ciclo (°C)	535-565	590-620	700-720
Pressione massima del ciclo, bar	170-250	250-320	350-375
Numero di SH + RH	1 + 1	1 + 1 o 1+2	1 + 1 o 1 + 2
Numero di rigeneratori/temperatura dell'acqua di alimentazione (°C)	6-8/280	8-10/310	10/340
Rendimento percentuale netto	40-42	44-46	48-50

Importanti programmi di ricerca tendono all'ottenimento di 700 °C, ma applicazioni industriali a tali temperature non sono prevedibili almeno fino al 2020. Una valutazione di massima dei rendimenti ottenibili con diverse classi di materiali, in relazione ai valori di temperatura e pressione massima del ciclo, mostra che a 540 °C e 170 bar di pressione il rendimento è del 42%, a 560 °C e 250 bar è del 43-44%, a 600 °C e 300 bar è del 45%, a 700 °C e 350 bar potrà arrivare al 47-48%.

Pressione massima del ciclo. L'aumento della pressione massima del ciclo, a pari temperatura massima, comporta anch'esso un aumento della temperatura media di introduzione del calore nel ciclo e quindi, come accennato, un più elevato rendimento. Occorre tuttavia valutare l'effetto sulla presenza del liquido in turbina, in quanto l'aumento della pressione sposta a sinistra la linea di espansione del vapore: gli effetti benefici sono quindi pienamente realizzati solo in presenza di adeguati surriscaldamenti (in numero e in termini di temperatura conseguita). Le centrali con pressione superiore a quella critica (221,2 bar) utilizzano una tecnologia consolidata ormai da decenni, per cui nelle applicazioni si riscontrano sia cicli subcritici (generalmente a 170 bar) che supercritici (solitamente a 240-250 bar). Valori più elevati di pressione, dell'ordine di 300 bar, sono stati raggiunti recentemente (USC, Ultra Super Critical), realizzando così centrali con caratteristiche avanzate. Il conseguimento di elevate pressioni è ovviamente limitato dal dimensionamento meccanico delle parti interessate (fasci tubieri e collettori del generatore di vapore, fasci tubieri dei rigeneratori più caldi, tubazioni di connessione del generatore di vapore, valvole del vapore vivo, corpo della turbina ad altissima pressione). Lo spessore, e quindi la massa e il costo, degli organi in pressione diventano perciò un fattore determinante: si noti peraltro che lo spessore delle tubazioni è proporzionale alla pressione (a parità di diametro), mentre i vantaggi in termini termodinamici sono determinati dalla temperatura (quella media di introduzione del calore), che ha un legame approssimativamente logaritmico con la pressione

(servono cioè grandi aumenti di pressione per conseguire incrementi di temperatura relativamente piccoli). Non sono pertanto da attendersi anche nel futuro valori di pressione significativamente superiori a 350 bar.

Pressione minima del ciclo. Una minore pressione, e quindi una minore temperatura di condensazione comportano un evidente e significativo miglioramento del rendimento del ciclo. Il valore della pressione di condensazione è anzitutto determinato dalla disponibilità del mezzo refrigerante nel sito in cui è realizzata la centrale: l'ampia disponibilità di acqua per il raffreddamento del condensatore è infatti uno dei requisiti principali per la scelta del sito in cui costruire una centrale; le grandi centrali sono infatti spesso situate in prossimità del mare o di grandi corsi d'acqua. Ove possibile, si adottano pressioni di condensazione molto basse: alcune centrali realizzate in Scandinavia hanno pressione di condensazione nominale pari a 0,028 bar (23 °C) e conseguono valori di rendimento molto elevati. Anche in centrali italiane avanzate, a fronte di una temperatura nominale dell'acqua di mare di 18 °C, la pressione è relativamente bassa (0,042 bar, cui corrispondono 29,8 °C). In generale, data la temperatura dell'acqua di raffreddamento disponibile, la differenza tra questa e la temperatura di condensazione (ΔT_C) è stabilita con criteri economici, tenendo conto dei costi, crescenti col diminuire di ΔT_C , di superficie di scambio del condensatore, pompe di circolazione, opere di presa e scarico, maggiore sezione di scarico della turbina. Per centrali raffreddate con torri evaporative o con condensatori a secco (v. oltre), i costi di investimento dei dispositivi di smaltimento del calore crescono e spostano l'ottimo economico verso valori più elevati di ΔT_C : pressioni di condensazione di 0,06-0,08 oppure di 0,10-0,12 bar sono frequenti rispettivamente per torri evaporative e per soluzioni a secco, con evidenti ricadute negative sul rendimento.

Numero di rigeneratori. È stata discussa in precedenza l'utilità del sistema rigenerativo di riscaldamento dell'acqua di alimentazione; con un crescente numero di rigeneratori è possibile utilizzare vapore a minor

pressione per ottenere lo stesso riscaldamento dell'acqua, ed è inoltre possibile ottenere acqua di alimentazione a temperatura più elevata (v. ancora tab. 4).

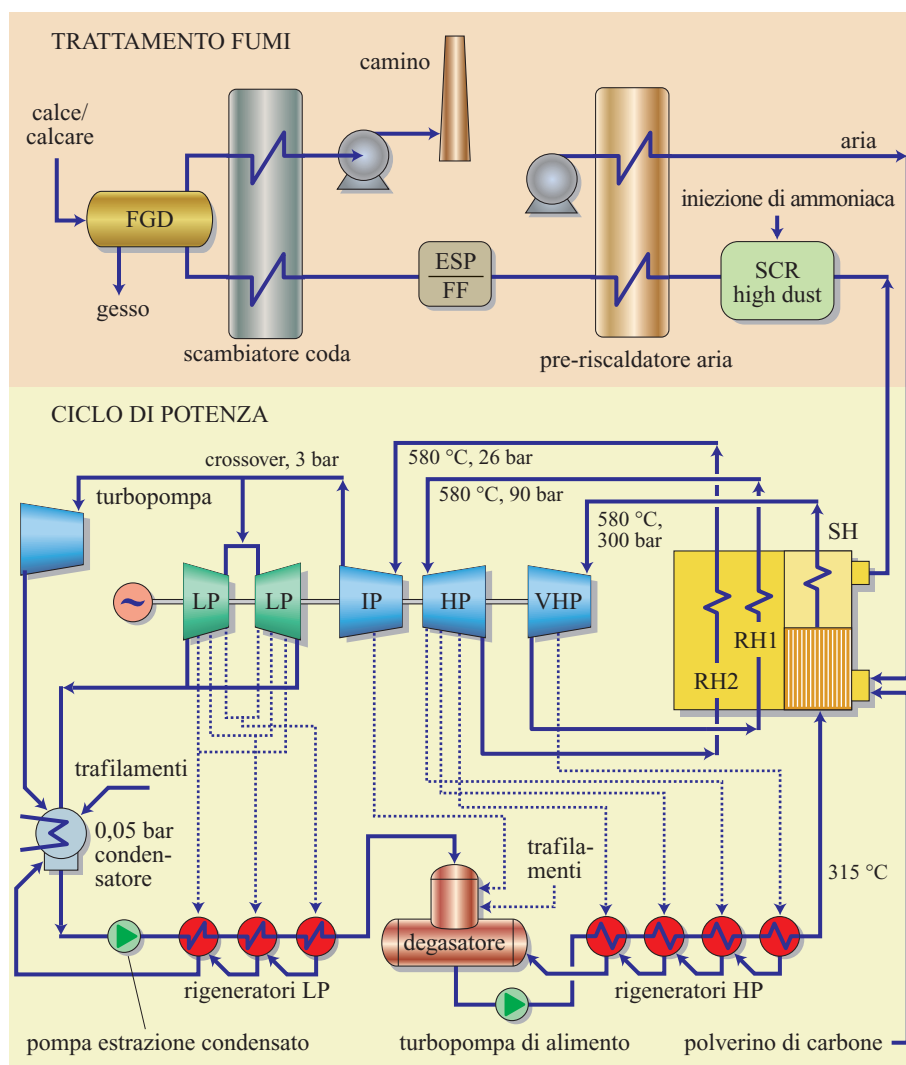
Numero di SH+RH. L'aumento del numero di operazioni di surriscaldamento ha lo stesso effetto positivo dell'aumento della temperatura massima, senza richiedere però materiali più avanzati. Tuttavia, l'incremento dei costi di investimento causato dall'adozione di un ulteriore RH è molto sensibile, in quanto comporta l'introduzione di importanti componenti ad alta temperatura (fasci tubieri, corpi di turbina, piping, ecc.). Il passaggio dalla convenzionale soluzione *single reheat* (SH+RH) a quella *double reheat* (SH+RH+RH) non è pertanto scontato, tenendo anche conto del fatto che l'aumento delle temperature del vapore rende meno migliorativa l'utilizzazione di più surriscaldamenti: la pratica del doppio RH è nota e utilizzata da molti decenni, ma anche in recenti realizzazioni ad alta tecnologia e ad alto rendimento si è ritenuto, per motivi di ottimizzazione economica, di utilizzare un solo surriscaldamento

Aspetto di una moderna centrale

Tenendo conto di quanto precedentemente riportato, la **fig. 11** illustra la configurazione impiantistica di una moderna centrale a vapore; la configurazione è relativa a un ciclo supercritico con doppio surriscaldamento.

Sono presenti tre rigeneratori di bassa pressione e quattro di alta; fra di essi è interposto il degasatore che, oltre a fungere da scambiatore rigenerativo (miscelando acqua e vapore a una pressione intermedia dell'ordine di 5-7 bar), svolge l'importante compito di separare i gas disciolti nel flusso d'acqua, provenienti da rientri di aria nelle zone dell'impianto a pressione subatmosferica. I gas disciolti, in particolare l'ossigeno, svolgerebbero un'azione fortemente corrosiva ad alta temperatura, e vengono pertanto rimossi da un flusso di vapore di stripping che fluisce in controcorrente rispetto all'acqua di alimentazione nella torretta del degasatore; i gas sono poi dispersi in ambiente. La turbina a vapore, pur disposta su un unico albero, è divisa in più corpi, con sdoppiamento del flusso a bassa pressione (v. oltre). È anche

fig. 11. Configurazione impiantistica di una centrale a vapore (LP, Low Pressure; HP, High Pressure; IP, Intermediate Pressure; VHP, Very High Pressure).



presente una turbina dedicata all'azionamento della pompa di alimentazione principale: tale disposizione consente una riduzione della potenza delle macchine elettriche (e delle perdite connesse), ma soprattutto semplifica la regolazione della portata d'acqua circolante. Nella parte in alto di fig. 11 sono illustrati gli organi disposti lungo la linea dell'aria comburente e dei gas combustibili, e cioè i due ventilatori per la circolazione aria/fumi (uno premente e uno aspirante, per mantenere la camera di combustione a una pressione pari a quella atmosferica), lo scambiatore rigenerativo che riscalda l'aria comburente, sottraendo calore ai gas combustibili, i dispositivi di disinquinamento (rimozione ossidi di azoto → SCR, Selective Catalytic Reduction; rimozione polveri → ESP, Electro Static Precipitator; rimozione ossidi di zolfo → FGD, Flue Gas Desulphuration), illustrati più avanti.

Non sono invece presenti alcuni dei numerosi impianti ausiliari che fanno parte di una centrale, quali, per esempio, il sistema di circolazione dell'acqua di raffreddamento del condensatore con eventuali torri evaporative, i sistemi di trattamento del carbone, incluse la macinazione, il trasporto, ecc., l'impianto di demineralizzazione dell'acqua di reintegro del ciclo, i sistemi di trattamento dei reagenti e degli effluenti dei sistemi di disinquinamento, e altri ancora, la cui analisi esula dagli scopi di questa trattazione.

La turbina a vapore

Nelle centrali termoelettriche a vapore d'acqua, la macchina fondamentale è la turbina a vapore, in cui, con l'espansione del vapore stesso, l'entalpia viene convertita in lavoro meccanico. Una grande turbina a vapore è costituita da un numero molto elevato di stadi a flusso assiale; si ricorda che ciascuno stadio comprende una palettatura fissa (statore) e una mobile (rotore): si definisce inoltre stadio ad azione uno stadio in cui tutta l'espansione avviene nelle pale statoriche, per cui la pressione a monte e a valle della schiera rotorica è uguale; in uno stadio a reazione, viceversa, il salto di pressione è ripartito fra la schiera statorica e quella rotorica. Il principale vantaggio delle soluzioni ad azione consiste nella possibilità di elaborare maggiori salti entalpici rispetto agli stadi a reazione, a pari velocità periferica; per contro, gli stadi a reazione consentono più elevati rendimenti. Alcuni numeri adimensionali definiscono le caratteristiche degli stadi assiali:

$$N_S = \omega \frac{\sqrt{V_{ex}}}{\Delta h_{is}^{3/4}}; \quad D_S = D \frac{\sqrt{V_{ex}}}{\Delta h_{is}^{1/4}}; \quad VR = \frac{V_{ex}}{V_{in}}$$

dove N_S è il numero di giri specifico, D_S il diametro specifico, VR il rapporto di espansione volumetrico; Δh_{is} è il salto entalpico isoentropico per unità di massa, V_{ex} e V_{in} sono le portate volumetriche all'uscita e all'ingresso, sempre nel caso di espansione isentropica, ω è la velocità di rotazione e D il diametro medio tra base e

apice di una pala. Data una certa velocità di rotazione, che nelle grandi macchine è imposta dall'accoppiamento diretto con l'alternatore (3.000 giri/minuto per reti a 50 Hz e 3.600 giri/minuto per reti a 60 Hz), e data una massima velocità periferica ammissibile ($u = \omega \cdot D/2$), in funzione dello sforzo centrifugo sopportato dai materiali di cui sono costituiti le pale e i dischi su cui le macchine sono calettate (sforzo che è proporzionale a u^2), ne consegue un massimo salto entalpico Δh_{is} che può venire elaborato da uno stadio proporzionale a $u^2/2$, attraverso un coefficiente K_{is} (coefficiente di carico), il quale può variare entro limiti piuttosto ristretti, da 2 a 5, per un corretto dimensionamento fluidodinamico dello stadio stesso. Con i materiali metallici e con la tecnologia attuale, i massimi salti entalpici sviluppabili da uno stadio sono dell'ordine di 100-150 kJ/kg, contro salti complessivi dell'ordine di 1.500 kJ/kg resi disponibili dal ciclo termodinamico; ciò indicherebbe la necessità di utilizzare almeno dieci stadi, ma in realtà è necessario un numero molto maggiore, principalmente legato all'enorme variazione del volume specifico del vapore durante l'espansione, che aumenta di circa 3.000 volte tra ingresso e uscita. A riguardo:

- il parametro VR non può ragionevolmente superare il valore di 1,5-1,7 per uno stadio, per non imporre forti variazioni delle velocità e soprattutto per restare in un campo di funzionamento subsonico (i fenomeni d'urto legati a flussi supersonici influenzano negativamente il rendimento);
- la necessità di mantenere il diametro specifico entro valori ottimali per conseguire un buon rendimento imporrebbe di usare diametri più piccoli per piccole portate volumetriche, a pari velocità di rotazione ω , salti entalpici minori e quindi scelta che comporterebbe un elevato numero di stadi nelle sezioni di alta pressione.

Alla stessa conclusione si perviene analizzando il numero di giri specifico; quest'ultimo parametro è particolarmente importante, perché influenza notevolmente il rendimento di uno stadio: a bassi N_S uno stadio risulta avere una pala di piccola altezza rispetto al diametro, e ciò comporta elevate perdite per flussi secondari (indotti dalla presenza delle superfici della cassa e del mozzo) e per trafile nei giochi tra le pale in rotazione e la cassa; a N_S eccessivamente elevati corrispondono invece pale molto lunghe rispetto al diametro, in cui la variazione di velocità periferica tra base e apice non consente di adottare triangoli delle velocità ottimali lungo tutta l'estensione radiale della pala.

In una turbina a vapore non è di fatto possibile dimensionare tutti gli stadi (dal primo all'ultimo) con N_S vicini ai valori ottimali (tra 0,15 e 0,35 per ottenere rendimenti elevati). La portata volumetrica è molto più elevata di quanto corrisponde a tale intervallo. Va puntualizzato che la portata in massa delle turbine a vapore degli

impianti tradizionali in realtà diminuisce nel proseguire dell'espansione, per effetto degli spillamenti rigenerativi (la portata massica all'ultimo stadio è di solito il 55-60% di quella al primo stadio); nelle turbine a vapore per cicli combinati si verifica invece la tendenza opposta, a causa dell'introduzione del vapore generato alle pressioni inferiori, e ciò rende più delicati i problemi relativi alla variazione di portata volumetrica; in definitiva, nelle turbine a vapore occorre, oltre ad adottare un numero di stadi molto elevato (30-40 e più), suddividere il flusso di vapore a media o bassa pressione su due o quattro (qualche volta sei) turbine, poste in parallelo ma calettate sullo stesso albero (sdoppiamento dei flussi).

Nell'ultimo decennio, la tecnologia delle turbine a vapore, a grandi linee consolidata sin dagli anni Sessanta in cui sono stati realizzate con successo unità da 600-800 MW_e, ha visto l'affermarsi di significativi progressi nella realizzazione delle palettature, a seguito di una migliore comprensione delle cause di perdite nei canali delle macchine, resa possibile dallo sviluppo della fluidodinamica computazionale e dell'affinamento della conoscenza dello stato di sollecitazione meccanica e termica nelle pale, anch'esso conseguito con metodologie numeriche.

Gli avanzamenti nelle turbine a vapore sono identificabili in tre ordini di provvedimenti: incremento dell'altezza delle pale di bassa pressione; utilizzo di stadi a elevato grado di reazione, anche nei corpi di alta e media pressione; utilizzazione sempre più diffusa di pale con profili tridimensionali.

Per quanto attiene al primo punto, si segnala, come significativo esempio dell'evolversi della tecnologia, lo sviluppo di una pala da 1.219 mm (48") di acciaio, da montarsi su un diametro alla base di 1.880 mm, con un rapporto fra i diametri apice/base pari a quasi 2,3 (fig. 12); l'area di efflusso è di circa 12 m², con conseguente riduzione della velocità di uscita dalla macchina e con diminuzione delle perdite legate all'energia cinetica di scarico. Per il secondo punto, si segnala che anche i costruttori più affezionati alla soluzione ad azione (impulse) stanno progressivamente adottando soluzioni a elevato grado di reazione, nonostante ciò richieda l'utilizzo di un numero di stadi più elevato (circa doppio: il K_{is} , sopra definito, diminuisce indicativamente da 4 a 2, passando da uno stadio ad azione a uno con grado di reazione 0,5); è così possibile, nelle più recenti realizzazioni, ottenere rendimenti adiabatici molto elevati, fino al 94-95%, nei corpi di alta e media pressione.

Il generatore di vapore

Il generatore di vapore non viene qui trattato nella sua generalità; ci si limita ad alcune puntualizzazioni sui generatori delle grandi centrali supercritiche, assai differenti da altre tipologie di generatori utilizzati nel

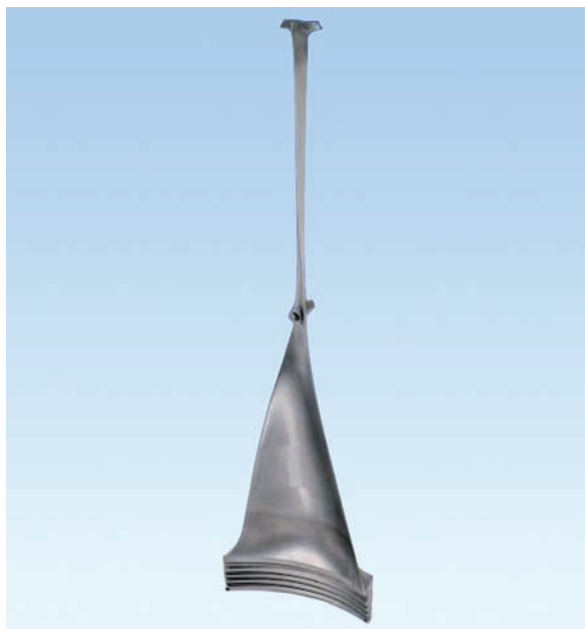


fig. 12. Pala rotorica dell'ultimo stadio di una turbina a vapore (per cortesia Gepower).

settore industriale non solo per le dimensioni ma anche per il tipo di progetto.

Il generatore di vapore è il componente in cui si realizza la combustione con il trasferimento del calore dai gas combusti al fluido che percorre il ciclo termodinamico, cioè l'acqua nelle sue fasi di riscaldamento del liquido, evaporazione (anche a pressione supercritica), surriscaldamento (inteso come SH e 1 o 2 RH). La struttura generale di un grande generatore è riportata in fig. 13. Nella camera di combustione (in basso, a sinistra), il combustibile, addotto ai bruciatori da appositi sistemi di movimentazione (un sistema pneumatico nel caso del polverino di carbone), reagisce con l'aria comburente proveniente dalle casse d'aria (windbox), spinta da un ventilatore e preriscaldata da uno scambiatore rigenerativo (v. oltre). Nella camera di combustione la fiamma raggiunge un'elevata temperatura (oltre 2.000 °C) e irraggia calore verso le pareti, che sono rivestite dalle tubazioni in cui fluisce il vapore in transizione di fase. I numerosissimi tubi che costituiscono l'evaporatore (così chiamato anche nel caso supercritico, sebbene non esista una vera e propria ebollizione con due fasi differenti) sono quindi disposti a isolare la zona più calda dall'ambiente esterno, mediante le cosiddette pareti membranate (tubi uniti da lamiere saldate). I coefficienti di scambio del vapore all'interno dei tubi sono molto elevati e risultano determinanti per mantenere la parete metallica a una temperatura prossima a quella del vapore stesso (circa 400 °C, valore sostenibile anche da acciai al carbonio non particolarmente

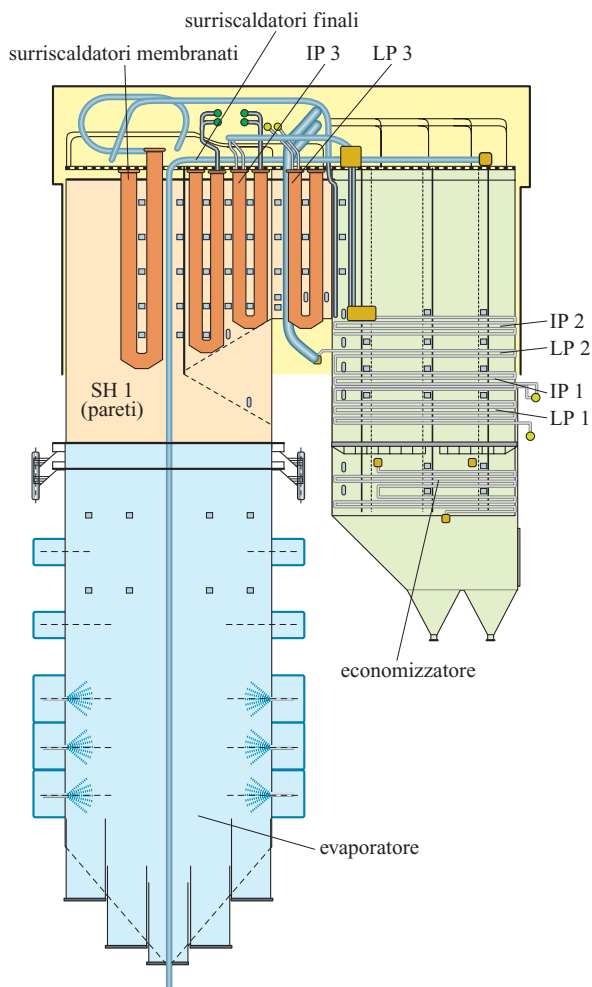


fig. 13. Schema di un grande generatore di vapore supercritico.

costosi), pur in presenza di gas combustibili a temperatura molto elevata.

Quando i gas abbandonano la zona di combustione (in alto in fig. 13) sono a temperature più moderate (circa 1.000 °C) e incontrano i surriscaldatori; i vari scambiatori di calore non sono disposti in controcorrente, ma adottano una disposizione finalizzata a limitare la temperatura di parete delle tubazioni. Gli scambiatori che costituiscono l'SH e gli RH (due RH in fig. 13) sono disposti in modo da minimizzare l'impiego di materiali atti a sopportare temperature molto elevate (e quindi particolarmente costosi) in corrispondenza delle massime temperature del vapore. Ogni SH/RH è suddiviso in almeno due scambiatori, per interporre un atemperatore, dove viene iniettata dell'acqua allo scopo di operare un controllo preciso della temperatura finale del vapore surriscaldato, evitando così il raggiungimento di condizioni critiche per la resistenza del materiale. Successivamente i gas combustibili, ormai a temperatura moderata

(400-450 °C), subiscono un raffreddamento finale fino a circa 350 °C nell'economizzatore, uno scambiatore che riscalda l'acqua di alimentazione dalla condizione di ingresso nel generatore (uscita dai preriscaldatori rigenerativi) a quella di incipiente evaporazione. A questo punto i fumi non sono più in grado di cedere calore al fluido (acqua/vapore), ma vengono ulteriormente raffreddati in uno scambiatore rigenerativo in cui cedono calore all'aria comburente, portandosi alla temperatura finale di circa 120-150 °C (non è conveniente spingersi a temperature inferiori, in quanto si verificherebbe la deposizione di condensate acide, determinate dalla presenza di zolfo nel combustibile). Questi scambiatori (non visibili in fig. 13) sono spesso della tipologia Ljungstrom e consistono in una matrice metallica permeabile al flusso gassoso (pacchetti di lamierini ondulati) mantenuta in lenta rotazione: la matrice si riscalda passando a contatto con i gas combusti, raffreddandoli, e quindi cede calore all'aria quando, nella rotazione, viene a contatto con essa.

La circolazione dell'acqua/vapore nella sezione evaporativa del generatore di vapore è necessariamente di tipo forzato (*once-through*) nei generatori supercritici, in cui non esiste una coesistenza delle fasi liquido e vapore: l'acqua viene inviata in numerosissimi tubi disposti in parallelo, alla fine dei quali è avvenuta la completa evaporazione; il vapore è poi raccolto in un collettore e inviato all'SH; questa disposizione è molto semplice, ma si possono verificare picchi non facilmente controllabili della temperatura di parete dei tubi, qualora a questi non pervenga contemporaneamente la corretta quantità di liquido: se un solo tubo non venisse energicamente raffreddato dall'acqua in fase di evaporazione, esso arriverebbe a temperature insostenibili (con conseguente catastrofica rottura), a causa dell'elevatissima temperatura dei gas nella camera di combustione.

Questa criticità può essere eliminata (o ridotta drasticamente) solo nel caso di generazione di vapore a pressioni più moderate e inferiori a quella critica, adottando due diverse filosofie progettuali.

La caldaia a tubi di fumo. Essa presenta gas combustibili che fluiscono all'interno dei tubi annegati in una 'piscina' di acqua in ebollizione; questa disposizione non è però compatibile con pressioni elevate e quindi non è assolutamente applicabile ai generatori di vapore delle centrali, mentre ha grande diffusione per la generazione di vapore industriale a pressioni dell'ordine di 10-15 bar.

La caldaia a ricircolazione del vapore. Funziona con acqua che giunge a un corpo cilindrico (drum) in cui si ha coesistenza tra acqua e vapore, passa attraverso un tubo discendente (downcomer) a un collettore inferiore e risale al corpo cilindrico attraverso tubi ebollitori (fig. 14); la parte di fluido evaporata viene raccolta nella parte alta del corpo cilindrico e da questo esce quindi vapore saturo. Con questa soluzione viene scongiurata la possibilità di surriscaldamenti localizzati; il vapore

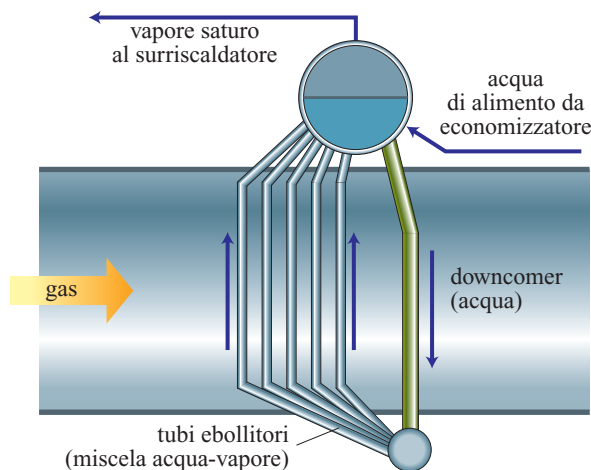


fig. 14. Schema di circolazione in un evaporatore con corpo cilindrico.

uscite è certamente saturo (a meno di un indesiderato trascinamento di gocce, minimizzato da appositi separatori) in ogni condizione di funzionamento, e ciò regolarizza le operazioni dei surriscaldatori. Il sistema si basa sulla differenza di densità tra liquido e vapore ed è quindi applicabile solo a sistemi bifase, escludendo non solo processi supercritici, ma anche quelli a pressioni troppo vicine a quella critica (non si superano mai 170 bar). La circolazione può essere naturale, anche se in alcuni casi si utilizza una pompa di circolazione.

Il rendimento di un generatore di vapore (η_{GV}) è il rapporto tra la potenza termica effettivamente trasferita al fluido da riscaldare e la potenza termica del combustibile (portata per potere calorifico, solitamente inferiore, PCI). Si può valutare (anche sperimentalmente) η_{GV} in modo indiretto, come complemento a 1 della somma delle perdite. Le perdite sono di varia natura: incompleto recupero termico dai gas combusti, connesso al rilascio in ambiente di prodotti di combustione ancora caldi; imperfetto isolamento termico delle pareti del generatore (impropriamente, perdite per irraggiamento); rilascio di incombusti, ovvero incompleto sfruttamento dell'energia chimica del combustibile; rilascio di altre sostanze ad alta temperatura, per esempio le ceneri di carbone raccolte sul fondo della caldaia. Il primo tipo di perdita è certamente più importante in termini quantitativi.

Per ottenere un elevato rendimento occorre che la temperatura dei gas di scarico sia quanto più bassa possibile (per esempio utilizzando uno scambiatore Ljungstrom) e che sia adottato un corretto rapporto in massa tra aria e combustibile. Tale rapporto deve essere superiore a quello stechiometrico, in modo da non avere una quantità significativa di incombusti che, oltre a peggiorare il rendimento, rappresentano sostanze inquinanti assai pericolose (monossido di carbonio, idrocarburi incombusti).

Tuttavia un'eccessiva quantità di aria comporterebbe una crescita della perdita per rilascio di gas caldi nell'ambiente, in quanto se ne aumenterebbe la portata massica: la regolazione ottimale della quantità di aria utilizzata, relativamente al combustibile, è quindi un fattore determinante per le prestazioni di un generatore di vapore, in termini sia energetici sia ambientali. I grandi generatori di vapore delle centrali termoelettriche possono raggiungere rendimenti dell'ordine del 94-95%.

In termini di evoluzione tecnologica, le attenzioni dei progettisti negli ultimi decenni sono state maggiormente concentrate sull'abbattimento degli inquinanti (v. oltre), con interventi a livello di bruciatori, di strutturazione dei flussi d'aria, di integrazione con i dispositivi di rimozione (SCR e altri), e sui materiali per i surriscaldatori, in grado di resistere a temperature del vapore superiori a 600 °C. Va anche citato qualche interessante progetto di razionalizzazione del lay-out complessivo di disposizione della caldaia, dalla classica disposizione a due passaggi della fig. 13 a quella a torre (o singolo passaggio), a quella orizzontale, assai innovativa.

Condensatori

I condensatori devono smaltire nell'ambiente una grande quantità di calore nell'unità di tempo, pari o di poco superiore alla potenza elettrica della centrale; ciò impone l'utilizzazione di grandissime portate del fluido che sottrae calore al vapore condensante, fluido per il quale sono possibili tre alternative: acqua di un fiume o del mare, aria ambiente, corrente di acqua refrigerata a contatto con un flusso di aria ambiente. I dispositivi utilizzati sono di tre tipi.

Scambiatori acqua-vapore. In essi l'acqua di fiume o di mare (o anche l'acqua refrigerata da uno scambiatore acqua-aria) realizza la condensazione del vapore; nel caso di un circuito 'aperto' (acqua di fiume o di mare), l'acqua viene prelevata e poi reimpressa nel suo bacino naturale, a temperatura più elevata, da apposite pompe di circolazione.

Scambiatori aria-vapore. Sono condensatori raffreddati direttamente dall'aria ambiente con un processo convettivo e sono detti scambiatori a secco per differenziarli dalle torri evaporative di seguito menzionate.

Torri evaporative. Servono per raffreddare in un circuito semichiuso l'acqua riscaldata da uno scambiatore come quello al primo punto; nella torre evaporativa l'acqua cede calore all'aria ambiente anche con scambio di massa.

In linea di principio, la prima soluzione, cioè lo scambiatore acqua-vapore, costituisce la soluzione più efficiente e più economica ed è peraltro quella più frequentemente adottata nelle grandi centrali. Infatti l'acqua, rispetto all'aria, presenta eccellenti caratteristiche di scambio termico (a pari velocità e diametri di passaggio, l'acqua presenta un coefficiente convettivo pari

a 500 volte quello dell'aria) e pertanto consente la realizzazione di scambiatori di calore relativamente compatti e poco costosi. L'ottimizzazione tecnica ed economica dello scambiatore porta quindi a soluzioni con una limitata differenza di temperatura tra acqua e condensa, come già sottolineato parlando dell'influenza della pressione di condensazione sulle prestazioni del ciclo. Dal punto di vista costruttivo, la soluzione impiegata è quella degli scambiatori a fascio tubiero. Considerando quindi il costo di investimento relativamente contenuto che indirizza verso soluzioni con piccoli ΔT e basse pressioni di condensazione, la minore variabilità stagionale della temperatura delle acque piuttosto che dell'aria, la relativamente limitata richiesta di potenza per far muovere l'acqua, si comprende come la condensazione a circuito aperto consenta le migliori prestazioni d'impianto. Esistono tuttavia alcune significative limitazioni all'impiego di soluzioni a circuito aperto: l'acqua è prelevata da fonti naturali come fiumi, laghi o mari; la centrale deve essere realizzata in loro prossimità, spesso in luoghi di valore paesaggistico e naturalistico, e ciò pone gravi limitazioni alla reperibilità di siti adatti, soprattutto in paesi densamente popolati; la restituzione dell'acqua all'ambiente comporta una problematica di inquinamento termico, che spesso non era stato preso in considerazione al momento della progettazione degli impianti (specie per quelli più vecchi).

Questi problemi limitano le zone adatte alla costruzione di un nuovo impianto, in quanto la somma degli effetti di due centrali elettriche può superare localmente i limiti imposti: studi e associazioni ambientaliste hanno evidenziato già da tempo la dannosità dello scarico di acque calde, con alterazioni dell'ecosistema preesistente; sono pertanto in vigore leggi che regolamentano lo scarico di acque calde e quindi influiscono sulla progettazione della centrale.

A fronte di queste limitazioni, e per svincolare la ricerca di siti con disponibilità di grandissime quantità di acqua, assume concretezza l'ipotesi tecnica di utilizzare condensatori raffreddati ad aria (scambiatori a secco); l'impegno di una simile soluzione in termini progettuali, impiantistici e di prestazioni è rilevante, in relazione alle basse capacità di scambio termico dell'aria (quindi alla necessità di grandi superfici di scambio) e alla potenza richiesta dai ventilatori per far muovere l'aria. Le enormi portate volumetriche di aria richiedono grandissime sezioni di passaggio (un gruppo da 600 MW_e richiede circa 50.000 m³/s di aria: a una velocità di 2,5 m/s corrispondono 20.000 m², una superficie pari a quella di tre campi da calcio), con problemi non solo di occupazione di spazio, ma soprattutto di tenuta di vuoto (i rientri di aria comportano un aumento della pressione allo scarico della turbina) e di formazione di ghiaccio (con rottura dei tubi). Nonostante

queste difficoltà, l'offerta di condensatori ad aria è assai ampia ed è per lo più concentrata su soluzioni modulari 'a capanna', con ventilazione forzata alla mandata dello scambiatore (*forced draft*), il quale è costituito da pacchi di tubi alettati disposti in verticale. La soluzione a secco è particolarmente diffusa per la sezione a vapore dei cicli combinati, caratterizzata da potenze da smaltire inferiori rispetto a quelle degli impianti con caldaia a combustione.

Per questi ultimi è comunque più frequente l'impiego di torri evaporative che, a fronte di consumi di acqua non nulli ma assai ridotti rispetto ai sistemi aperti, consentono notevoli risparmi rispetto alle soluzioni a secco. Le torri evaporative (**fig. 15**) sono scambiatori di calore aria-acqua a contatto diretto, dove cioè i due fluidi non sono separati da una parete fisica (tubo), ma possono interagire anche dal punto di vista dello scambio di massa: una parte, seppur piccola, dell'acqua evapora fino a portare l'aria in condizioni di saturazione; i due fluidi si muovono in controcorrente e pertanto nello scambio termico l'aria si riscalda a contatto con l'acqua più calda, aumentando nel contempo e progressivamente la quantità di acqua che può essere fatta evaporare nell'aria. Il flusso di acqua pertanto si raffredda perché cede calore sensibile all'aria, ma soprattutto perché cede all'acqua che evapora il calore latente di evaporazione. Il limite inferiore del raffreddamento dell'acqua è quello dell'aria ambiente in condizioni corrispondenti alla temperatura del bulbo umido; al contrario, in uno scambiatore a secco il limite

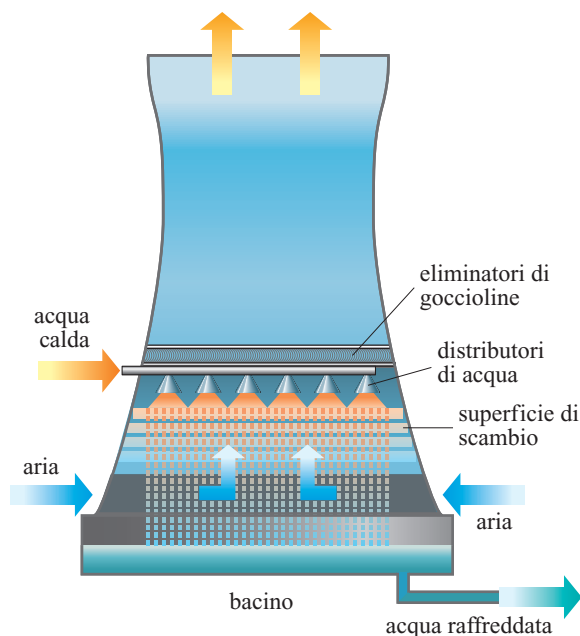


fig. 15. Schema di una torre evaporativa a circolazione naturale dell'aria, soluzione usata per le grandi centrali (Hamon).

inferiore è dato dalla temperatura del bulbo secco, che nelle condizioni di massimo carico estivo è notevolmente superiore a quella del bulbo umido. Le torri evaporative sono quindi in grado di assicurare temperature di condensazione più contenute rispetto ai sistemi a secco, e ciò vale soprattutto nelle condizioni di esercizio più gravose.

Il consumo di acqua di una torre evaporativa è enormemente ridotto rispetto ai sistemi aperti: si pensi che 1 kg di acqua in una torre asporta una quantità di calore corrispondente a quella di evaporazione (2.500 kJ/kg) contro circa 30 kJ/kg dei sistemi aperti. Nella realtà il consumo di acqua risulta però più elevato (circa il doppio), perché occorre non solo reintegrare l'acqua evaporata e dispersa in atmosfera, ma anche quella allontanata con il cosiddetto *blowdown* necessario per mantenere una concentrazione accettabile di sostanze solide (calcare, sali) nell'acqua in circolazione. La portata di aria risulta assai limitata rispetto a un sistema a secco, perché la variazione di entalpia dell'aria umida è aumentata del contributo del calore latente legato alle diverse quantità di vapore presenti tra ingresso e uscita. Alla minore portata d'aria corrisponde inoltre una minore occupazione di spazio e, in linea di principio, un minor consumo di energia da parte dei ventilatori, quando presenti.

Le torri evaporative non sono però esenti da problemi legati alla proliferazione di batteri nell'ambiente caldo e umido, in particolare di *Legionella pneumophila*, assai pericolosa per la salute, e alla formazione del cosiddetto 'pennacchio' (condensazione dell'acqua contenuta nel flusso di aria umida all'uscita, a contatto con l'aria esterna più fredda). Quest'ultimo fenomeno, indesiderato sia per motivi estetici che per le ricadute al suolo di goccioline d'acqua, può venire efficacemente contrastato con diverse soluzioni tecnologiche (per esempio, mediante miscelamento con aria ambiente riscaldata in una sezione a secco della torre), a fronte di un aumento non trascurabile dei costi di investimento.

Rimozione degli inquinanti

Nelle centrali termoelettriche alimentate a combustibili fossili il tema del contenimento delle emissioni di inquinanti gassosi è di importanza fondamentale. L'efficienza energetica e il basso costo del kWh prodotto non sono oggi requisiti sufficienti a garantire il successo di un investimento nel settore elettrico, se non si tiene in primaria considerazione l'aspetto ambientale. Ciò vale per tutti i combustibili, soprattutto per il carbone, che è considerato un combustibile sporco e inquinante; ciò però non è vero qualora si adottino le migliori tecnologie disponibili (BAT, Best Available Technologies), che sono pertanto della massima importanza nella progettazione e nell'esercizio delle centrali.

I principali inquinanti presenti nei prodotti di combustione delle centrali a carbone sono gli ossidi di azoto noti come NO_x (monossido di azoto NO, forma prevalente in sede di combustione, e biossido di azoto NO_2 , forma in cui sono convertiti in atmosfera), gli ossidi di zolfo (SO_2 e, in proporzione molto minore, SO_3) e le polveri (tutte le particelle solide di varia composizione chimica e granulometria). Le emissioni di tali inquinanti (intesi come NO_2 per gli NO_x e SO_2 per gli ossidi di zolfo) sono generalmente espresse in mg/Nm^3 nei gas secchi al 6% di O_2 (3% per i combustibili liquidi o gassosi).

I valori di riferimento delle emissioni di una grande centrale a carbone, per la normativa europea 2001/80/CE che entrerà in vigore il 1° gennaio 2008, sono $200 \text{ mg}/\text{Nm}^3$ per NO_2 e SO_2 e $30 \text{ mg}/\text{Nm}^3$ per le polveri. Trattasi di valori molto restrittivi: basti pensare che per rispettare il limite di $200 \text{ mg}/\text{Nm}^3$ di SO_2 in assenza di sistemi di depurazione dei fumi occorrerebbe usare un carbone con un tenore di zolfo inferiore allo 0,1% circa (di ben rara reperibilità), o alternativamente usare un carbone con l'1% di zolfo con un sistema di desolforazione in grado di catturare almeno il 90% dell' SO_2 presente nei fumi (i carboni commerciali hanno contenuti di zolfo che possono variare per lo più tra lo 0,5 e il 4%). Si tenga anche presente che vengono spesso imposti, a livello locale e specialmente per gli ossidi di azoto, livelli di emissioni anche più restrittivi.

La rimozione degli inquinanti avviene in generale con due metodologie: quelle primarie, che fanno in modo che l'inquinante non si formi, e quelle secondarie, che ne prevedono la rimozione dai gas combusti. Per le polveri e gli ossidi di zolfo non esistono tecnologie primarie economicamente proponibili, per cui sarà esaminata solo la loro rimozione, mentre per gli ossidi di azoto sono possibili ambedue le strade (o meglio sono necessarie entrambe).

Combustori a basse emissioni di NO

L'NO è prodotto nella combustione tramite due meccanismi fondamentali:

- dissociazione e successiva ossidazione per via termica (ossia favorita dalle alte temperature) dell'azoto molecolare (N_2) contenuto nell'aria (*thermal NO*);
- generazione dall'azoto presente nel combustibile non in forma molecolare, ma legato chimicamente in forma di ciano- e ammino-composti che, a elevata temperatura, danno origine a specie quali NH_3 e HCN e quindi NO (*fuel-bound NO*).

Per un combustibile come il carbone che contiene quantità non trascurabili di azoto, le produzioni di *thermal NO* e di *fuel-bound NO* sono comparabili e dipendono dalla composizione del combustibile; entrambe sono fortemente condizionate dalla temperatura della fiamma, ma i *fuel-bound* vengono prodotti a temperature molto basse rispetto a quelle presenti in camera di

combustione, per cui è estremamente difficile contrastarne la formazione. Per gli NO termici, le tre principali reazioni coinvolte sono (teoria di Zel'dovich estesa):



Le prime due reazioni sono reversibili, mentre la terza è praticamente tutta spostata a destra. La concentrazione di NO nei prodotti di combustione è sempre molto diversa da quella di equilibrio, e le linee guida da seguire per ottenere emissioni accettabili di NO_x limitandone la formazione in sede di combustione, possono essere così riassunte:

- ridurre i tempi di permanenza, operazione difficilmente attuabile nei generatori di vapore e nelle camere di combustione anche di turbine a gas;
- ridurre la concentrazione di N₂ anche se per la combustione in aria questa considerazione è irrilevante, poiché la concentrazione di azoto in camera di combustione è comunque estremamente elevata;
- ridurre la concentrazione di O₂ in vicinanza della fiamma: ciò è possibile con una combustione ricca. Poiché questa comporta alte emissioni di CO e altri incombusti è necessario far seguire una forte diluizione con aria per ottenerne l'abbattimento e quindi il completamento della combustione; questo approccio, noto come staged combustion, è uno dei criteri principali perseguiti nei combustori a basse emissioni;
- diminuire la temperatura di equilibrio della fiamma, aggiungendo un inerte al comburente o al combustibile, che non reagisce e diluisce la fiamma raffreddandola; quali inerti si usano acqua o vapore, la cui aggiunta causa tuttavia una drastica diminuzione del rendimento della caldaia, oppure gli stessi prodotti di combustione: in quest'ultimo caso si parla di EGR (Exhaust Gas Recirculation), una misura efficace per ridurre gli NO_x, che però comporta un aumento della portata di gas circolante in caldaia costituito da aria comburente più gas riciccolati, e di conseguenza un aumento delle sue dimensioni, delle superfici di scambio e del costo. L'EGR deve essere quindi utilizzato con moderati rapporti di ricircolazione ed è da solo insufficiente a garantire forti riduzioni delle emissioni. Un altro modo per ridurre la temperatura della fiamma consiste nel condurre la combustione in condizioni non stechiometriche, sia con una combustione povera (l'aria in eccesso non partecipa alla combustione e si comporta a tutti gli effetti come un inerte, riducendo pertanto il rendimento della caldaia e aumentandone le dimensioni), sia con una combustione in eccesso di combustibile, che

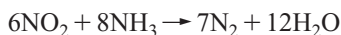
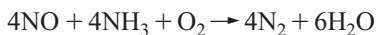
fa ricadere nel punto precedente (riduzione della concentrazione di O₂).

La *staged combustion* risulta essere la tecnologia più interessante per la riduzione degli NO_x in sede di combustione, abbinando i due approcci suggeriti dalla formulazione di Zel'dovich. Una delle modalità con cui viene attuata con maggiore successo è il reburning: si ha inizialmente una combustione in condizioni molto prossime a quelle stechiometriche, che produce NO_x in quantità inferiori rispetto alla normale combustione in eccesso d'aria; viene quindi iniettata un'ulteriore quantità di combustibile (indicativamente il 10% di quello totale), in modo da creare un'atmosfera riducente che consuma l'NO precedentemente formatosi e ancora chimicamente attivo, convertendolo in N₂ (reburning). Questa seconda combustione è però accompagnata da una larga produzione di incombusti (soprattutto CO) che viene successivamente ossidata con un'ulteriore iniezione di aria (OFA, Over Fine Air); in pratica, in nessuna zona si ottiene il picco di temperatura della normale combustione in eccesso di aria; l'effetto della minore temperatura di picco si somma a quello riducente nella zona di reburning, particolarmente utile per la riduzione dei fuel-bond NO. Questo meccanismo è ripetuto in scala più piccola in bruciatori a basse emissioni che riprendono la stessa sequenza di combustione a stadi, applicandola alla fiamma stessa: attorno alla zona centrale, con combustione circa stechiometrica, si realizza un'iniezione secondaria di combustibile con effetto riducente, seguita da un'iniezione di aria secondaria per l'ossidazione finale, introdotta dall'anello più esterno del bruciatore. Queste misure non sono in linea generale sufficienti a garantire emissioni di NO_x ai livelli richiesti dalle normative più stringenti (soprattutto con il carbone, per il contributo dei fuel-bond NO), in quanto si può parlare di efficienze di riduzione dal 50 al 70% rispetto a combustori convenzionali. Pertanto, nelle centrali maggiormente ecocompatibili (le uniche di nuova costruzione proponibili nella Comunità Europea), è necessario ricorrere, parallelamente alle misure sopra citate, a sistemi di rimozione di NO_x dai gas di scarico.

Rimozione di NO_x

La rimozione di NO_x viene effettuata direttamente dai prodotti di combustione del generatore di vapore, tramite SCR: il processo viene attuato con l'iniezione di un elemento fortemente riducente, affinché si possano realizzare reazioni, appunto di riduzione, in ambiente ricco di O₂ come i gas combusti: infatti, la rimozione di CO, qualora necessaria (il che succede molto raramente), non richiede aggiunta di reagenti, poiché l'ossigeno richiesto per la conversione di CO in CO₂ è già presente nei fumi; è solo necessaria la presenza di un catalizzatore per accelerare le reazioni. Tale riducente

è individuato generalmente nell'ammoniaca, che in presenza di un opportuno catalizzatore dà luogo alle seguenti reazioni:



In pratica la reazione si ottiene spruzzando ammoniaca su una matrice ceramica a nido d'ape (honeycomb) o, più frequentemente, su una matrice metallica opportunamente corrugata; la matrice ha lo scopo di offrire un'ampia superficie di contatto tra i gas combusti che la attraversano e i metalli di cui è ricoperta, e che svolgono la funzione di catalizzatori (si tratta solitamente di pentossido di vanadio, V_2O_5 , o triossido di tungsteno, WO_3). Le reazioni avvengono con la massima efficienza in un campo di temperatura dei gas attorno a 300-380 °C, ma con opportuni affinamenti dei catalizzatori è possibile allargare questo campo di funzionamento. Nelle grandi centrali a vapore con caldaie a carbone, la temperatura richiesta è coerente con quella di scarico dei gas dall'economizzatore.

L'utilizzazione di ammoniaca pura come riducente comporta problemi non trascurabili nello stoccaggio e nel trasporto di tale fluido, che è estremamente tossico, infiammabile, e richiede pressioni superiori ai 10-15 bar per restare liquido a temperatura ambiente; una possibile soluzione è data dall'utilizzazione di una soluzione idrata NH_4OH , liquida a pressione ambiente, ma che va fatta evaporare per l'iniezione con conseguente consumo energetico, oppure di urea ($(\text{NH}_2)_2\text{CO}$) che è trasportata allo stato solido e va poi diluita in acqua. L'urea è assai più sicura ma più costosa: è quindi più indicata per impianti relativamente piccoli (per esempio, impianti di cogenerazione) che per grandi centrali. I principi di funzionamento dell'SCR comunque non cambiano. I requisiti fondamentali e le problematiche di esercizio degli SCR sono:

- efficienza di conversione (percentuale di NO_x convertita in azoto), che dipende da composizione del catalizzatore, geometria ed estensione della superficie catalizzata, corretta e uniforme alimentazione di ammoniaca, temperatura operativa, che deve restare in un campo piuttosto ristretto; l'efficienza è generalmente compresa tra l'85 e il 90%; valori più elevati comportano costi maggiori;
- perdite di carico, dovute alla presenza della matrice catalizzata, da contenere per non aggravare i consumi dei ventilatori;
- *ammonia-slip* (quantità di ammoniaca non convertita nella reazione e quindi presente nei gas di scarico), che deve essere quanto più possibile ridotta per ovvi problemi di tossicità e per evitare reazioni successive dell' NH_3 che possono formare sostanze che provocano intasamento del catalizzatore (v. oltre);

- durata del catalizzatore, fattore determinante condizionato da numerosi parametri di esercizio (erosione dovuta al passaggio del gas e delle polveri in esso contenute, avvelenamento causato da particolari elementi come arsenico o vanadio contenuti nelle ceneri dei combustibili pesanti, plugging ovvero ostruzione o anche solo copertura del catalizzatore da parte di polveri, ceneri o prodotti di reazione indesiderati).

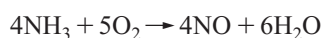
Le operazioni degli SCR sono rese quindi difficoltose dalla presenza di polveri e di ossidi di zolfo. Tenendo conto della contemporanea presenza di dispositivi atti a eliminare tali inquinanti (v. oltre), esistono tre possibili configurazioni di applicazione di SCR nel contesto della linea di trattamento dei fumi di una centrale.

High dust. Poiché l'SCR opera in presenza di polvere, occorre adottare sezioni di passaggio più ampie, con operazioni periodiche di pulizia con getti di aria o vapore; poiché l'SCR è soggetto alla formazione di solfati di ammonio, in quanto l' SO_2 è ancora presente, la sua vita utile è decisamente più breve che nelle altre due configurazioni e il catalizzatore va sostituito con una certa frequenza (3-5 anni), a discapito dei costi di esercizio; ciononostante questa è la configurazione di gran lunga più diffusa.

Low dust. Si impiega un precipitatore elettrostatico ad alta temperatura, anteposto all'SCR, le cui condizioni operative migliorano; i problemi si spostano però su quest'ultimo.

Tail end. Si eseguono filtrazione e desolfurazione a bassa temperatura (risolvendo anche i segnalati problemi connessi alla presenza di SO_2) e si riportano i gas a circa 350 °C prima di farli pervenire all'SCR; l'ingente quantità di calore è in gran parte fornita da un processo rigenerativo, ma è comunque necessario un contributo dall'esterno per fornire la differenza di temperatura tra le due correnti gassose, indispensabile per il funzionamento dello scambiatore recuperativo. Questa è la configurazione migliore per i vari organi di trattamento gas, ma richiede grandi scambiatori di calore e consumi energetici addizionali, quindi presenta costi che sembrano superiori rispetto alla soluzione high dust.

I notevoli costi dell'SCR, sia in termini di investimento che di esercizio, fanno sì che venga talvolta proposto il processo SNCR (Selective Non Catalytic Reduction), che costituisce una soluzione assai più economica ma molto meno efficiente; si inietta ammoniaca nella corrente dei gas combusti, in assenza della matrice catalitica, eliminando quindi i costi relativi e i problemi operativi di cui sopra; per avere una cinetica sufficiente, la temperatura dei gas deve essere però attorno a 850-900 °C, a cui tuttavia la reazione:



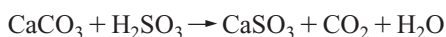
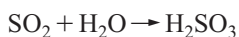
inizia a diventare significativa, con conseguenze disastrose sulla rimozione di NO. A temperature più elevate

(per esempio, 1.000 °C), potrebbe verificarsi addirittura un aumento di NO; pertanto, anche in condizioni ottimali, la soluzione SNCR è caratterizzata da un'efficienza di rimozione del 40-60%, in genere insufficiente per le applicazioni più esigenti in termini ambientali.

Rimozione dello zolfo

La rimozione dell'SO₂ (prodotto della combustione dello zolfo contenuto nel combustibile) è di notevole rilevanza, soprattutto nei casi in cui, come nelle caldaie a polverino di carbone, non sono proponibili metodi primari di abbattimento; si ricorda, al riguardo, che un abbattimento primario di SO₂, nel caso di combustione a letto fluido (850-870 °C), è realizzabile con addizione di sorbente a base di calcare nel letto fluido stesso (il sorbente è un elemento che, iniettato nei gas di scarico, reagisce con un inquinante assorbendolo); la tecnologia del letto fluido ha visto significative applicazioni con combustibili particolari (biomasse, combustibili derivati da rifiuti, lignite), ma è meno diffusa per il carbone di buona qualità, in quanto più costosa e priva di significativi vantaggi rispetto alle caldaie a polverino di carbone.

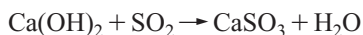
Per ottenere la rimozione dello zolfo, sono disponibili numerosissime tecnologie, una delle quali (*wet scrubbers*) copre almeno il 90% delle applicazioni; tutte le tecniche fanno riferimento a un sorbente in grado di reagire con l'SO₂ o con specie chimiche da esso derivate, a base di sodio, di magnesio o, molto più frequentemente, di calcio. Nei wet scrubber, in particolare, i fumi sono messi a contatto con soluzioni acquose di calcare, a temperature più basse possibile (ambiente) per favorire le reazioni di assorbimento, che possono essere così sintetizzate:



Il contatto tra il gas e la soluzione acqua/calcare è nella maggior parte dei casi assicurato da uno spray della soluzione su un materiale di riempimento di vario tipo; il prodotto è quindi gesso o solfato di calcio idrato (CaSO₄ · 2H₂O). La terza reazione è importante per avere un prodotto di buona qualità commerciale, per mantenere la miscela acquosa sufficientemente fluida e omogenea e per facilitare la successiva separazione tra acqua e gesso: la reazione richiede un buon apporto di ossigeno, che viene solitamente realizzato insufflando aria sul fondo dello scrubber. La tecnologia degli wet scrubber è pienamente collaudata, presenta significativi costi di investimento (anche se non superiori rispetto ad altre), ma soprattutto è in grado di ottenere un'elevata efficienza di rimozione, fino al 92-95%, indispensabile per consentire l'utilizzazione di carboni a tenore anche elevato di zolfo; l'efficienza di rimozione è condizionata dall'eccesso di

sorbente presente (rapporto Ca/S), che deve essere superiore all'unità (1,1-1,2) per ottenere i valori più elevati.

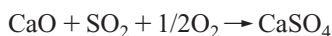
Una soluzione alternativa è costituita dai *dry scrubber*, in cui la soluzione è molto più densa e l'acqua è fatta evaporare a contatto con i fumi; un buon funzionamento di questo processo richiede calce idrata invece che calcare, più reattiva ma certamente più costosa; le principali reazioni sono:



Le polveri di sorbente reagito e di gesso sono recuperate a valle dello scrubber con precipitatori elettrostatici o filtri a maniche (v. oltre); spesso si preferisce utilizzare un precipitatore elettrostatico anche prima del dry scrubber per recuperare separatamente le ceneri e non aggravare l'apporto di solidi nello scrubber.

Il gesso prodotto non è di qualità commerciale, e pertanto, a fronte di un costo di investimento inferiore, la tecnologia dry ha due significativi svantaggi (necessità di calce invece che calcare, prodotto non riutilizzabile) e un'efficienza di rimozione inferiore, seppur ancora piuttosto elevata (85-90%), il che giustifica il suo minor successo rispetto alla tecnologia wet.

Un ultimo sistema meritevole di segnalazione è l'iniezione di sorbente in caldaia; il sistema è relativamente semplice, ma scarsamente efficiente (50-70%), principalmente per i ridotti tempi di residenza. La finestra di temperatura per la massima reattività è attorno a 850-900 °C per la reazione:



analogamente a quanto avviene nei letti fluidi (che hanno però tempi di residenza lunghi); la CaO è prodotta per decomposizione della CaCO₃ (calcinazione) a temperature elevate (circa 1.000 °C). Il sistema è poco usato in nuove realizzazioni, ma ha qualche importanza per la riqualificazione di impianti esistenti.

Rimozione del particolato

Il particolato è formato dalle particelle solide contenute nei gas di scarico, sia di tipo inorganico, provenienti quindi dalle ceneri contenute nel combustibile, sia di tipo organico, a base di residui carboniosi da combustione incompleta. Essendo queste ultime in quantità trascurabili rispetto alle prime (almeno in condizioni di funzionamento ottimali), si fa riferimento alla rimozione delle ceneri leggere, quelle trasportate dai fumi (*fly-ash*), ricordando che una quota ricade sul fondo della camera di combustione e viene più facilmente rimossa (*bottom-ash*). Le tecnologie di riferimento nel trattamento di grandi volumi di gas combusti sono due:

Precipitatori elettrostatici (ESP). Il loro principio di funzionamento prevede la formazione di un campo elettrico, ottenuto con differenze di potenziale dell'ordine

di 50-100 kV in corrente continua, sufficiente a conseguire la ionizzazione del gas: gli ioni negativi, durante il loro moto, caricano negativamente le particelle solide, che migrano quindi sull'elettrodo positivo, sul quale si scaricano, cadono verso il basso (o sono rimosse con semplici sistemi meccanici) e si raccolgono in una tramoggia; gli elettrodi positivi sono detti 'di raccolta', e sono costituiti da piastre metalliche, quelli negativi sono detti 'di scarica', e sono solitamente fili in acciaio. Gli ESP operano normalmente a temperature inferiori a 200 °C (a valle del preriscaldatore d'aria), ma sono anche disponibili per temperature dell'ordine di 300-400 °C; la capacità di rimozione è molto buona (maggiore del 99,9%) per polveri non particolarmente fini come il PM10 (Particulate Matter 10, con dimensioni medie minori di 10 µm), ma scende per diametri inferiori (per esempio, 95% per PM1); i costi di investimento sono relativamente elevati, ma risultano contenuti i costi di manutenzione e l'affidabilità è elevata; i consumi energetici sono ridotti, in virtù delle basse perdite di carico dei gas; gli ESP sono quindi i sistemi più diffusi nel mercato;

Filtri in tessuto (FF, Fabric Filters). Sono costituiti da borse (bag) in tessuti di varia natura (anche piuttosto sofisticati, come teflon rinforzati da fibre di vetro), sistemati in incastellature (baghouse) che ne consentono la pulizia mediante scuotimenti o insufflamento di aria forzata in controcorrente rispetto al flusso normale; il punto di forza, rispetto agli ESP, sta in una rimozione ottimale anche per granulometrie molto fini (per esempio, maggiore del 99,5 anche per PM1); la temperatura di esercizio dipende dal tipo di tessuto, ed è generalmente minore di 150 °C; un'umidità eccessiva può rendere collose le ceneri e ostacolare la pulizia; i costi di investimento sono inferiori o pari a quelli degli ESP, ma è maggiore il costo di esercizio per la vita limitata dei filtri e per le perdite di carico più elevate; anche l'affidabilità è inferiore rispetto agli ESP; nonostante questi svantaggi, gli FF sono però oggi considerati la miglior tecnologia di riferimento soprattutto per la loro elevata efficienza nei confronti delle polveri sottili.

Rimozione dei metalli pesanti e del mercurio

I prodotti della combustione del carbone contengono, seppure con concentrazioni talvolta bassissime (dell'ordine di poche parti per miliardo), particelle di origine metallica, alcune delle quali di elevata tossicità. Molte di queste (As, B, Cd, Cr, Cu, Mo, Ni, Pb, Se, V, Zn) sono presenti allo stato solido e vengono rimosse dagli ESP o dai FF assieme al particolato di origine metallica meno pericoloso per la salute (Al, Ca, Fe, Mg, Si). Più difficile è la rimozione di composti a base di Cl, F e Hg, che non sono trattenuti, se non in parte, dagli ESP, essendo presenti in varie forme chimiche per lo più gassose; gli alogenuri, nelle forme prevalenti di HCl e HF, sono catturati con notevole efficienza dai desolforatori a umido.

Particolarmente importante e delicata è la rimozione del mercurio, i cui composti sono particolarmente tossici; il mercurio si trova nei gas combusti in varie forme: elementare (Hg^0 , il più critico in termini di rimozione), ossidato (HgO) e legato con Cl o S ($HgCl_2$, HgS , H_gSO_4); questi ultimi composti vengono rimossi con elevata efficienza dagli ESP, mentre gli wet scrubber risultano piuttosto efficienti nella rimozione del mercurio ossidato; pertanto un abbattimento delle emissioni di mercurio dell'ordine del 90% è ottenuto utilizzando dispositivi già presenti per la desolforazione e per la rimozione delle polveri. Qualora ciò non sia sufficiente (anche se non sono oggi vigenti nella Comunità Europea regolamentazioni in materia), è necessario ricorrere a tecniche quali filtri a letto di carboni attivi, iniezione di carboni attivi prima dell'ESP, adsorbimento su zeoliti o allumina impregnati con zolfo. Queste tecniche, applicate finora in pochi impianti di taglia industriale, comportano un significativo aumento dei costi (legati al consumo e alla rigenerazione dei carboni attivi e delle zeoliti), in relazione alle grandi quantità di gas da trattare e alle bassissime concentrazioni del mercurio, dell'ordine dei $\mu g/m^3$.

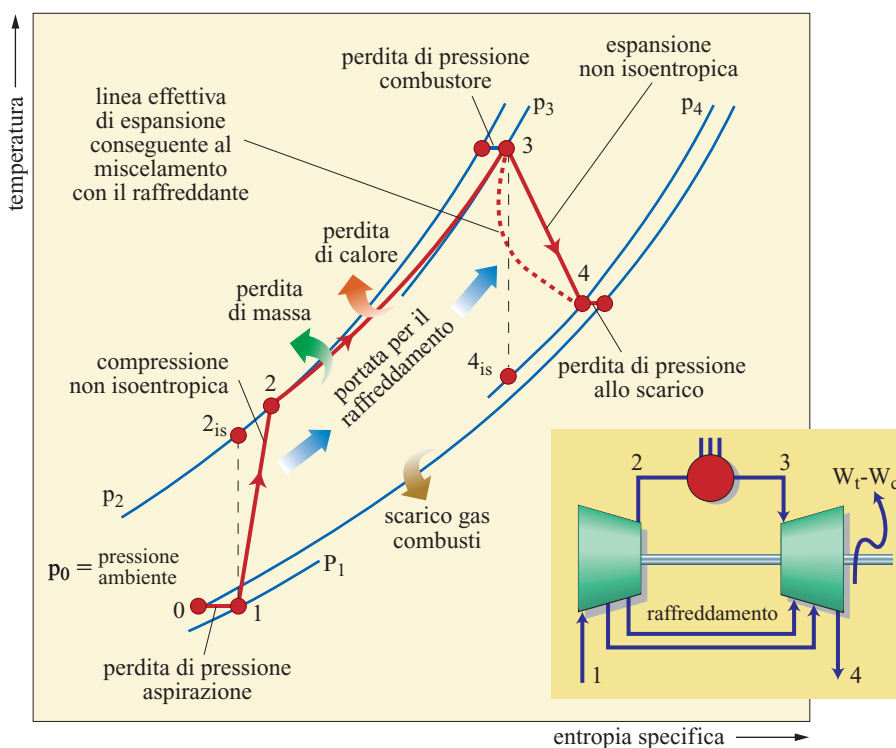
5.1.3 Turbine a gas

Le turbine a gas sono macchine termiche che generano potenza grazie a un ciclo termodinamico con fluido di lavoro costituito da un gas, il cui comportamento è approssimabile a quello di un gas perfetto che segue l'equazione di stato $pV=nRT$, dove p è la pressione, V il volume occupato dal gas, n il numero di moli, R la costante dei gas (8.314 J/mol·K) e T la temperatura termodinamica.

Il ciclo ideale di riferimento (ciclo Joule o Brayton) è costituito da due trasformazioni adiabatiche isoentropiche e da due isobare; le prime due trasformazioni sono realizzate da un compressore e una turbina in cui il gas scambia lavoro senza scambiare calore; le altre due trasformazioni sono realizzate da due scambiatori di calore in cui il gas scambia calore senza scambiare lavoro.

Il ciclo reale (**fig. 16**) si differenzia da quello ideale non solo per le inevitabili irreversibilità che hanno luogo lungo le quattro trasformazioni che lo compongono (aumenti di entropia nel compressore e nella turbina, perdite di carico durante l'introduzione e la cessione del calore), ma soprattutto perché il fluido di lavoro, ovvero il gas che compie il ciclo termodinamico, viene trasformato con una combustione interna al gas stesso: il compressore aspira aria ambiente, comprimendola fino alla pressione superiore del ciclo (1-2); nell'aria compressa viene iniettato combustibile, che ossidandosi libera calore Q_1 , innalzando la temperatura del gas e modificandone la composizione (2-3); i prodotti di combustione si espandono in turbina fino alla pressione ambiente e vengono quindi scaricati in atmosfera (3-4); l'ultima

fig. 16. Ciclo a gas reale aperto a combustione interna realizzato in una turbina a gas: W_t , lavoro fornito dalla turbina; W_c , lavoro assorbito dal compressore (Lozza, 2006).



trasformazione necessaria per chiudere il ciclo, ovvero la cessione del calore Q_2 all'ambiente, avviene nell'ambiente stesso, al di fuori del perimetro dell'impianto.

Combustione interna

Il ciclo è aperto, poiché è in comunicazione con l'ambiente esterno attraverso l'aspirazione del compressore, che immette aria nel ciclo, e l'uscita della turbina, che scarica dal ciclo i prodotti di combustione; la configurazione aperta e a combustione interna consente di fare completamente a meno di apparecchiature di scambio termico, poiché il calore Q_1 viene generato all'interno dello stesso fluido di lavoro e il calore Q_2 viene scambiato nell'ambiente per contatto diretto tra i gas scaricati e l'atmosfera. In tal modo tutto il sistema risulta costituito di soli tre componenti: il compressore, il combustore (camera di combustione) e la turbina (espansore).

La totale eliminazione di apparecchi di scambio termico consente una drastica riduzione delle dimensioni, della massa e del costo della turbina a gas che, proprio grazie alla compattezza, alla leggerezza e all'economicità, è diventata nel dopoguerra il propulsore che domina incontrastato in campo aeronautico. Le prestazioni delle turbine a gas dipendono in modo cruciale dalla temperatura massima del ciclo termodinamico, ovvero dalla temperatura all'ingresso della turbina. La spinta a elevare tale temperatura è talmente forte che già dagli anni Sessanta sono state adottate complesse configurazioni raffreddate, nelle quali la sezione della turbina esposta ai gas a temperatura più elevata viene raffreddata con

aria relativamente fredda prelevata dal compressore, che viene immessa nelle pale e poi scaricata nel flusso principale dei gas combusti (fig. 17); in tal modo i materiali della turbina (superleghe a base di nichel) restano entro i limiti di temperatura che garantiscono adeguata resistenza meccanica; le due curve di espansione riportate in fig. 16 mettono in evidenza come questo raffreddamento delle parti calde della turbina condiziona l'espansione dei gas (che non è più adiabatica) e quindi le prestazioni del ciclo termodinamico.

Anche per le necessità proprie delle applicazioni aeronautiche, che hanno segnato lo sviluppo e il successo della turbina a gas, il compressore e la turbina sono montati sullo stesso albero rotante, con interposto il combustore, a formare un insieme estremamente compatto e leggero, facilmente trasportabile anche nelle versioni terrestri;

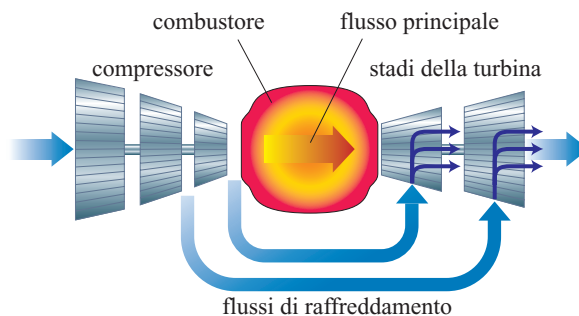


fig. 17. Schema di turbina a gas raffreddata con l'aria prelevata dal compressore (Lozza, 2006).

la potenza netta disponibile per azionare il carico è naturalmente la differenza tra la potenza generata dalla turbina e quella assorbita dal compressore.

Al pari di tutti i sistemi a combustione interna, in cui i prodotti di combustione fluiscono attraverso gli organi che provvedono alla produzione di lavoro, anche per la turbina a gas il combustibile utilizzabile è soggetto a restrizioni: passando i prodotti di combustione attraverso componenti sofisticatissimi (e costosissimi), come le parti raffreddate della turbina, tali restrizioni sono estremamente severe, poiché anche minime contaminazioni da parte di particelle solide o di composti corrosivi (metalli alcalini, vanadio, zolfo, sali, ecc.) potrebbero essere fatali per l'integrità della macchina. In pratica gli unici combustibili impiegabili per applicazioni che richiedono elevata affidabilità sono il gas naturale (o, con le opportune precauzioni, il gasolio) nelle applicazioni terrestri e il cherosene nelle applicazioni aeronautiche.

Ciclo termodinamico

Le caratteristiche e quindi le prestazioni del ciclo di una turbina a gas sono determinate da due circostanze, di seguito riportate.

A differenza del ciclo di Carnot, nel quale gli scambi di calore avvengono mantenendo il fluido di lavoro a temperatura costante, nel ciclo Joule sia il calore Q_1 introdotto nel ciclo sia il calore Q_2 ceduto all'ambiente sono scambiati a temperatura variabile (v. ancora fig. 16); ricordando che, per il teorema di Carnot, un ciclo che opera tra due temperature assegnate raggiunge il massimo rendimento nel caso in cui il calore sia introdotto e ceduto dal ciclo a temperatura costante (pari rispettivamente alla temperatura massima e minima), segue che il rendimento realizzabile dal ciclo Joule è inferiore a quello di un ciclo di Carnot operante nello stesso intervallo di temperatura.

La combustione interna trasferisce calore al gas che realizza il ciclo termodinamico senza il tramite di alcuna superficie di scambio; ciò permette di superare i problemi dei materiali delle apparecchiature che consentono l'introduzione del calore nel ciclo (sollecitazioni ammissibili, stress termici, creep, corrosione); è quindi possibile far lavorare la turbina a gas a temperature massime del ciclo molto superiori a quelle adottabili nei cicli a combustione esterna, nella fattispecie nei cicli a vapore.

Dalla prima circostanza seguono le mediocri prestazioni termodinamiche del ciclo di una turbina a gas: per temperature massime del ciclo simili a quelle dei cicli a vapore (500-600 °C), e per temperatura minima pari a quella ambiente, è impossibile per la turbina a gas eguagliare il rendimento di un ciclo a vapore; con la condensazione quest'ultimo riesce infatti a cedere il calore Q_2 a temperatura costante molto prossima a quella dell'ambiente, mentre l'evaporazione consente di introdurre buona parte del calore Q_1 a temperatura anch'essa costante, per quanto inferiore alla temperatura critica dell'acqua (373 °C).

La seconda circostanza, essendo il ciclo caratterizzato da temperature massime molto elevate (irraggiungibili dai cicli a combustione esterna), consente viceversa alla turbina a gas di compensare l'handicap dello scambio di calore a temperatura variabile e di raggiungere rendimenti simili a quelli ottenibili dai cicli a vapore.

Le moderne turbine a gas oggi sul mercato operano con temperature di ingresso in turbina prossime a 1.400 °C, raggiungendo nelle versioni aeronautiche un rendimento netto del 41-42%, in linea con quello delle centrali a vapore ipercritiche, con temperatura massima del ciclo di 550-600 °C. L'innalzamento della temperatura massima da 550-600 °C a 1.400 °C è il prezzo che la turbina a gas deve pagare per compensare la cattiva qualità del ciclo Joule.

Parametri del ciclo

Il ciclo Joule ideale è completamente definito una volta assegnati il fluido di lavoro (caratteristiche del gas che evolve nel ciclo), le temperature massima e minima (temperatura all'ingresso della turbina, TIT, e temperatura all'aspirazione del compressore), il rapporto di compressione β (rapporto tra pressione all'uscita e all'ingresso del compressore).

Per la definizione del ciclo reale sono necessari parametri aggiuntivi circa la qualità dei componenti e dei processi reali: rendimenti delle turbomacchine, perdite di carico, eventuali perdite termiche, trafile, modalità dell'eventuale raffreddamento della turbina, ecc. Per quanto anche questi parametri tecnologici abbiano un impatto molto significativo sulle prestazioni, è qui sufficiente discutere i parametri termodinamici del ciclo ideale di riferimento. Nel caso della turbina a gas a combustione interna sono assegnati a priori:

- il fluido di lavoro, aria ambiente per il compressore, prodotti di combustione per la turbina; le caratteristiche dei prodotti di combustione (in particolare, l'andamento del calore specifico al variare della temperatura) variano poco con il tipo di combustibile e con il rapporto aria/combustibile e gli effetti di tali variazioni sulle prestazioni del ciclo sono modesti e, in prima approssimazione, trascurabili;
- la pressione e la temperatura minime, che sono necessariamente quelle dell'atmosfera, da cui viene prelevata l'aria aspirata dal compressore e a cui vengono scaricati i gas all'uscita della turbina (a rigore, ciò non è vero quando, principalmente nella stagione estiva, per aumentare la potenza erogabile, l'aria aspirata dal compressore viene preventivamente raffreddata).

Le caratteristiche termodinamiche del ciclo possono quindi essere definite da due soli parametri: la temperatura massima (TIT) e il rapporto di compressione β ; la scelta di tali parametri è a discrezione del progettista.

Per esemplificare i possibili criteri di scelta è particolarmente utile studiare l'andamento dei due principali

indici di merito della turbina a gas: il lavoro specifico (lavoro per unità di massa di aria aspirata dal compressore), ovvero potenza per unità di portata di aria, e il rendimento, ovvero rapporto tra lavoro netto e calore messo a disposizione dal combustibile.

Essendo le dimensioni, la massa e i costi della turbina a gas legati alla portata di aria aspirata dal compressore, il lavoro specifico è un indice al quale sono legati tre importanti indici specifici: la potenza per unità di volume (ingombro specifico della macchina), la potenza per unità di massa e quindi di peso della macchina, il costo di investimento specifico (costo per unità di potenza installata).

All'aumentare del lavoro specifico, i primi due indici specifici aumentano e il terzo diminuisce; ne consegue l'interesse a realizzare un lavoro specifico quanto più elevato possibile.

A parità di potenza da erogare, il lavoro specifico determina in ultima analisi il costo di investimento e quindi i costi fissi, mentre il rendimento determina il consumo di combustibile e quindi i costi variabili.

Rapporto di compressione

La **fig. 18** riporta l'andamento del rendimento η in funzione del lavoro specifico w , al variare del rapporto di compressione β per tre valori della temperatura massima TIT; i valori dei rendimenti delle turbomacchine, delle perdite di carico, delle caratteristiche dei materiali, dell'efficacia del raffreddamento, ecc. sono considerati costanti e corrispondenti alle più avanzate turbine a gas industriali di grande potenza. Oltre un certo valore del rapporto di compressione, le curve si interrompono poiché la temperatura dell'aria prelevata all'uscita del compressore per raffreddare la turbina diventa così alta da rendere impossibile il mantenimento di temperature accettabili per i materiali delle parti più calde della turbina (i componenti più critici sono il primo stadio dello statore e il primo stadio del rotore

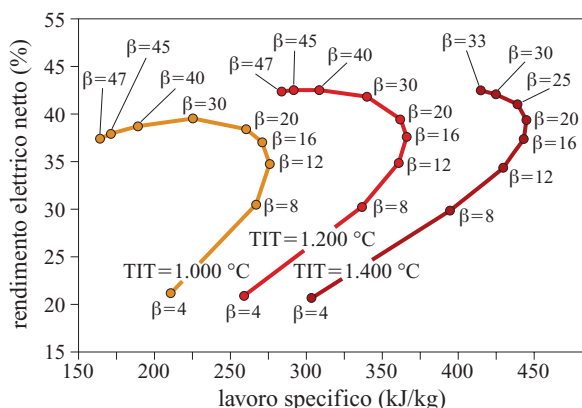


fig. 18. Andamento del rendimento di una turbina a gas in funzione del lavoro specifico, al variare del rapporto di compressione e per tre valori della TIT.

della turbina, che vengono investiti da gas alla temperatura massima del ciclo).

Al variare del rapporto di compressione il punto rappresentativo delle prestazioni della turbina a gas descrive nel piano (w, η) una curva che ammette un massimo per il lavoro specifico e uno per il rendimento; poiché all'aumentare di β la curva viene percorsa in senso antiorario, il rapporto di compressione che realizza il massimo lavoro specifico è sempre inferiore a quello che realizza il massimo rendimento.

Il punto corrispondente al massimo lavoro specifico (rapporto di compressione moderato) interessa le applicazioni nelle quali è particolarmente importante contenere il costo di investimento (centrali elettriche di punta destinate a funzionare poche centinaia di ore all'anno), oppure raggiungere potenze specifiche elevate (propulsori di aerei militari). Come illustrato più avanti, il valore di β che massimizza il lavoro specifico è generalmente molto vicino a quello che massimizza il rendimento del ciclo combinato, cosicché il punto di massimo lavoro specifico interessa anche tutte le applicazioni di ciclo combinato.

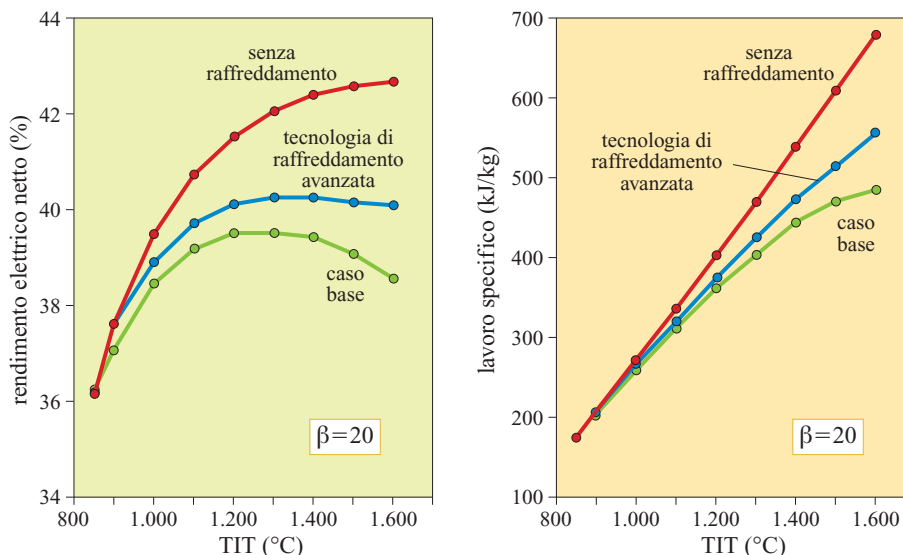
Il punto corrispondente al massimo rendimento (molto vicino al valore limite oltre il quale il raffreddamento della turbina va in crisi) interessa le applicazioni nelle quali è particolarmente importante contenere il consumo di combustibile (centrali elettriche destinate a funzionare migliaia di ore all'anno oppure propulsori di aerei civili).

I valori di β che rendono massimo il lavoro e il rendimento variano con la TIT e con i rendimenti delle turbomacchine: tanto maggiore è la TIT, tanto maggiori sono i rendimenti di compressore e turbina, e tanto maggiori sono i valori di β che massimizzano w e η . Allo stato attuale (TIT = 1.350-1.400 °C, rendimento dei singoli stadi di compressore e turbina prossimo al 90%), il rapporto di compressione che massimizza il lavoro specifico è compreso tra circa 16 e 20, mentre quello che massimizza il rendimento è superiore a 40; ciò spiega perché le macchine industriali heavy-duty destinate al funzionamento in ciclo combinato o a centrali di punta hanno rapporti di compressione di 16-18, mentre le macchine destinate alla propulsione dei grandi aerei civili (e quelle di derivazione aeronautica, per funzionamento continuo, di taglia più elevata, 40-50 MW_e), hanno rapporti di compressione di 30-40.

Temperatura di ingresso in turbina

La **fig. 18** mostra che all'aumentare della TIT il lavoro specifico aumenta in modo molto significativo. Si verificherebbe inoltre un sensibile aumento del rendimento con la TIT in assenza di raffreddamento; il prelievo di aria relativamente fredda dal compressore da impiegare per mantenere a temperatura accettabile le parti calde della turbina causa, viceversa, perdite che

fig.19. Andamento del rendimento e del lavoro specifico delle turbine a gas in funzione della TIT con rapporto di compressione pari a 20 in tre casi tipici.



moderano, o addirittura annullano totalmente, i vantaggi termodinamici derivanti da più elevata TIT: la **fig. 19** illustra l'influenza della TIT sul rendimento e sul lavoro specifico di una turbina a gas con rapporto di compressione costante pari a 20; il caso base di **fig. 19** si riferisce agli stessi valori dei rendimenti delle turbomacchine, delle perdite di carico, delle caratteristiche dei materiali, dell'efficacia del raffreddamento, ecc., adottati in **fig. 18**.

Mentre all'aumentare della TIT il lavoro specifico aumenta sempre, il rendimento ammette un massimo oltre il quale i vantaggi termodinamici conseguenti all'innalzamento della temperatura massima del ciclo sono totalmente vanificati dalle perdite conseguenti al raffreddamento. Il valore della TIT per il quale la curva del rendimento della macchina raffreddata si appiattisce cambia con la qualità dei componenti e dei materiali; tanto maggiore è tale qualità (rendimenti delle turbomacchine più elevati, materiali che possono sopportare temperature maggiori, tecniche di raffreddamento più efficaci, ecc.), tanto maggiore risulta essere la TIT fino alla quale il rendimento continua ad aumentare, e tanto maggiori sono i corrispondenti valori del rendimento e del lavoro specifico. In assenza di raffreddamento, una situazione, questa, realizzabile con materiali ceramici in grado di operare a temperature anche maggiori della TIT, l'andamento del rendimento diventa continuamente crescente.

Dalla **fig. 19** risulta evidente un forte incentivo all'adozione di TIT sempre più elevate, perlomeno fintanto che all'aumento della TIT corrisponde un aumento del rendimento. L'incentivo all'aumento di TIT si scontra però con i limiti di resistenza dei materiali di cui sono costituiti il combustore e i primi stadi della turbina: in una macchina come la turbina a gas che funziona in condizioni stazionarie, i materiali a contatto con il gas che evolve si portano, in assenza di raffreddamento,

all'incirca alla stessa temperatura del gas stesso. Di conseguenza, un aumento della temperatura dei gas che entrano in turbina è possibile solo se tale aumento è compatibile con le proprietà dei materiali di cui sono costituite le parti più sollecitate, in particolare le pale del rotore, sottoposte a fortissimi sforzi centrifughi.

Progressi nella metallurgia e nelle tecniche di realizzazione delle singole parti della turbina (fusione a cera persa, solidificazione con cristalli orientati secondo una direzione preferenziale, palette costituite da singoli cristalli, ecc.) hanno consentito nella seconda metà del 20° secolo di elevare la temperatura di esercizio dei componenti più critici (pareti del combustore, palette del primo stadio dello statore e del primo stadio del rotore della turbina) di circa 200 °C. Ciononostante, le temperature sopportabili dai materiali oggi disponibili (circa 900 °C per le turbine industriali heavy-duty, quasi 1.100 °C per le turbine aeronautiche) sono ancora insufficienti per garantire alla turbina a gas le prestazioni richieste dal mercato. Per questo la TIT è stata spinta ben oltre il limite sopportabile dai materiali, introducendo la tecnica del raffreddamento delle parti più calde della turbina con aria relativamente fredda prelevata dal compressore.

La **fig. 20** mostra l'evoluzione della TIT nella seconda metà del 20° secolo; si è registrato un incremento di circa 12,5 °C/a; circa un terzo di questo incremento è da attribuirsi al miglioramento dei materiali, i restanti due terzi sono da attribuirsi all'adozione di tecniche di raffreddamento delle pale sempre più sofisticate ed efficienti: l'aria prelevata dal compressore percorre una intricata rete di canali che attraverso l'albero raggiunge le pale statoriche e rotoriche; percorre quindi l'interno della pala, raffreddandola in canali finemente corrugati per aumentare il coefficiente di scambio termico; viene infine scaricata nel flusso di gas che investe l'esterno della

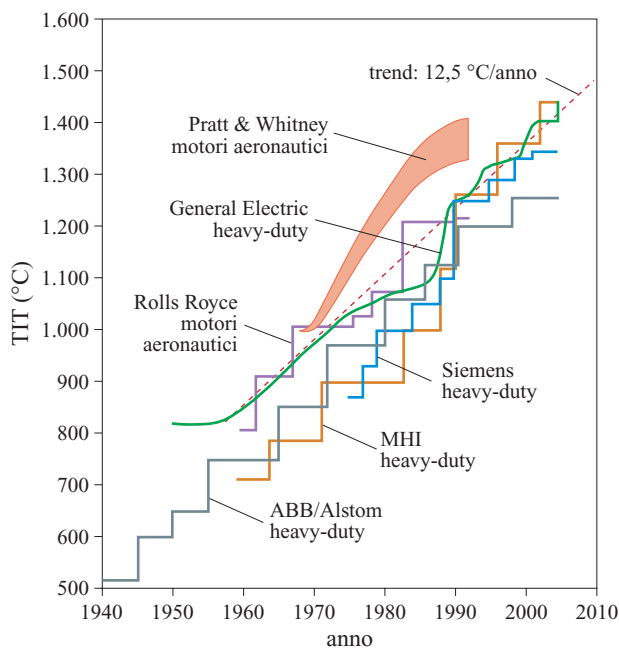


fig. 20. Evoluzione temporale delle temperature di ingresso in turbina per turbine a gas industriali e aeronautiche.

pala attraverso minuscoli fori praticati nelle zone più critiche, al fine di creare uno schermo esterno relativamente freddo (*film cooling*). A ulteriore difesa delle pareti metalliche, la superficie esterna delle pale viene rivestita con un sottile strato di materiale (ossidi di zirconio), particolarmente resistente alle alte temperature e alla corrosione (*thermal barrier coating*).

In una moderna turbina a gas il processo di espansione avviene per buona parte a entropia fortemente decrescente, poiché la diminuzione di entropia conseguente alla sottrazione di calore da parte della elevata portata d'aria di raffreddamento scaricata nel gas sopravanza nettamente l'aumento di entropia dovuto alle irreversibilità dell'espansione. Si osservi, al riguardo, che i flussi di raffreddamento rappresentano una percentuale significativa della portata complessiva uscente dalla turbina.

La tendenza al continuo aumento della TIT è destinata a continuare anche in futuro perché, come illustrato in fig. 19, i miglioramenti tecnologici spostano la condizione di massimo rendimento verso temperature sempre più elevate. Le prestazioni conseguibili con tecnologie e materiali anche eccezionalmente sofisticati sono comunque limitate: anche adottando una TIT pari a 1.500 °C, grazie a materiali ceramici che non richiedono raffreddamento, e rapporti di compressione elevatissimi (oltre 80), si raggiungerebbero al più rendimenti del 50%; questo valore relativamente modesto consegue dal limite intrinseco del ciclo a gas (introduzione e cessione del calore a temperatura variabile).

Realizzazioni industriali: modelli sul mercato

Dal punto di vista costruttivo e progettuale le turbine a gas per applicazioni terrestri sono classificabili in turbine heavy-duty o industriali, progettate e sviluppate esclusivamente per impiego terrestre, principalmente per la produzione di energia elettrica, e turbine aeroderivative, cioè turbine con il minor numero di modifiche rispetto a modelli progettati e sviluppati per la propulsione aeronautica.

Le turbine heavy-duty sono caratterizzate da una progettazione più essenziale, nella quale la riduzione della massa e dell'ingombro non è un fattore determinante rispetto alla riduzione dei costi di costruzione. Nella stragrande maggioranza sono modelli monoalbero, con rapporto di compressione prossimo al valore che rende massimo il lavoro specifico (v. ancora fig. 18), perché:

- si preferisce privilegiare la massimizzazione del lavoro specifico per contenere il costo di investimento;
- un valore moderato di β consente di limitare il numero di stadi, rendendo accettabile la configurazione monoalbero, nettamente più semplice ed economica di quella multialbero;
- nelle applicazioni terrestri, l'elevata temperatura dei gas scaricati dalla turbina con valori moderati di β (per le macchine di ultima generazione, circa 600 °C) è particolarmente idonea per alimentare un impianto a vapore a recupero, realizzando così un ciclo combinato gas-vapore con rendimenti elevatissimi; in effetti, il valore di β che rende massimo il lavoro specifico della turbina a gas è molto prossimo a quello che rende massimo il rendimento del ciclo combinato.

In **fig. 21** è riportato un modello in scala di turbina a gas industriale per generazione di energia elettrica; lo spaccato illustra la struttura della macchina e il percorso del fluido che realizza il ciclo: l'aria ambiente entra da destra e procede verso sinistra lungo la direzione dell'asse di rotazione attraverso i 17 stadi del compressore; segue quindi il combustore, comprendente più bruciatori disposti lungo una circonferenza, con asse inclinato rispetto all'asse di rotazione (la figura ne mostra

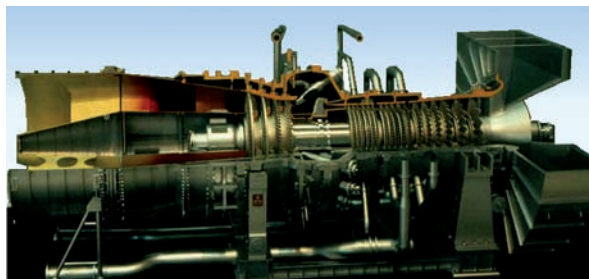


fig. 21. Modello in scala di turbina a gas industriale per generazione di energia elettrica (per cortesia dell'Autore).

uno, nella parte alta dello spaccato); i gas di combustione attraversano quindi i 4 stadi della turbina e vengono infine scaricati nel lungo diffusore assiale visibile a sinistra; un alternatore viene collegato all'estremità di destra dell'albero di rotazione, attraverso il giunto visibile al centro del canale anulare che adduce l'aria al compressore.

Le turbine di derivazione aeronautica hanno caratteristiche sensibilmente differenti, poiché conservano tutte le principali caratteristiche dei propulsori per aerei da cui derivano; per tali propulsori è essenziale limitare sia la massa, e quindi il peso, per far sì che il velivolo possa sollevare il massimo carico utile, sia la sezione frontale, per ridurre la resistenza aerodinamica; da quest'ultima prescrizione deriva, tra l'altro, l'adozione di combustori anulari. Rispetto alle applicazioni terrestri va inoltre sottolineata l'esigenza di un rendimento elevato, che consente non solo di contenere la spesa per il combustibile, ma anche di diminuire la massa del carburante da trasportare e quindi di aumentare il carico utile. Pertanto queste turbine sono dotate di tutti gli accorgimenti tecnicamente fattibili per ottenere il massimo rendimento (rapporti di compressione molto elevati, materiali e sistemi di raffreddamento sofisticati, turbomacchine avanzate, tipicamente multialbero).

Dal punto di vista dei costi, le turbine aeroderivative possono usufruire dei benefici di un volume di produzione molto maggiore di quello delle turbine heavy-duty; limitando l'attenzione alle macchine di elevata taglia di ciascuna tipologia, il numero di turbine aeronautiche costruite annualmente nel mondo è oltre dieci volte superiore al numero di turbine heavy-duty, anche se il fatturato è analogo poiché questo tipo di turbine hanno taglie medie molto più elevate; anzi, negli ultimi anni il fatturato dalla vendita di turbine heavy-duty (mediamente di taglia superiore a 200 MW_e) ha superato quello dalla vendita di motori aeronautici (mediamente di taglia di 50 MW_e). Il maggior volume di produzione dei motori aeronautici offre la possibilità di sostenere costi di ricerca e sviluppo maggiori, poiché tali costi possono essere distribuiti su un numero di esemplari molto maggiore; ciononostante, la sofisticazione delle macchine aeronautiche è tale da renderle intrinsecamente più costose, cosicché il costo specifico delle macchine aeroderivative è maggiore di quello delle macchine industriali; esse risultano quindi competitive quasi solamente nella fascia di potenza (non oltre 50-70 MW_e) in cui i cicli combinati non riescono a manifestare pienamente la loro superiorità.

Negli ultimi anni la differenza tra le tecnologie e i materiali impiegati per i motori aeronautici e le macchine heavy-duty è andata via via diminuendo, in conseguenza di un continuo travaso di tecniche e competenze dal settore aeronautico a quello industriale: i principali costruttori mondiali di macchine heavy-duty hanno

stretto accordi con i principali costruttori di motori aeronautici, in modo di garantire anche per le macchine terrestri la miglior tecnologia disponibile. Date le dimensioni raggiunte dal mercato delle macchine terrestri, che come ricordato dà ormai luogo a un fatturato superiore a quello del mercato aeronautico, ricerca e sviluppo si stanno orientando verso le esigenze di entrambe le applicazioni, e la tradizionale supremazia della tecnologia aeronautica sta sempre più attenuandosi.

Prestazioni

Il mercato delle turbine a gas per applicazioni stazionarie fa capo a un numero di costruttori e di modelli relativamente limitato poiché, trattandosi di macchine molto sofisticate che richiedono enormi costi di ricerca e sviluppo, esse sono progettate e realizzate in modo molto rigido, con ridottissime possibilità di adattamento alle specifiche del cliente. L'utente di una turbina a gas deve quindi adattarsi all'offerta dei costruttori, una situazione opposta a quelle delle turbine a vapore, dove la macchina viene generalmente tagliata su misura delle esigenze del cliente e dell'applicazione specifica.

Gli andamenti del rendimento e del lavoro specifico in funzione della potenza elettrica per i modelli oggi disponibili sul mercato mostrano che:

- esiste una correlazione positiva tra potenza e rendimento; le turbine da pochi MW_e arrivano al più a rendimenti del 30%, le turbine aeronautiche da 40-50 MW_e superano il 40%, mentre le grandi turbine industriali da oltre 100 MW_e arrivano al 35-40%. Le macchine di grande taglia realizzano rendimenti più elevati grazie ai maggiori rendimenti di turbina e compressore, ai migliori sistemi di raffreddamento delle palettature e quindi alle TIT più elevate, alla tecnologia in generale più sofisticata resa possibile dalle economie di scala;
- le turbine aeroderivative hanno rendimenti mediamente più elevati, soprattutto nella fascia di potenza tra 10 e 50 MW_e dove i rendimenti si avvicinano e superano il 40%;
- i rendimenti più elevati in assoluto sono ottenuti da cicli modificati rispetto al ciclo semplice, in particolare da cicli con iniezioni di vapore (STIG, STeam Injected Gas) o con raffreddamento intermedio e rigenerazione (ICR, Inter Cooled Recuperated); tali rendimenti sono dovuti a recuperi di calore più o meno completi dai gas di scarico;
- anche per il lavoro specifico emerge un andamento nettamente crescente con la potenza, sempre conseguente all'aumento della TIT e al maggior rendimento delle macchine; le più grandi macchine industriali con potenza maggiore di 150 MW_e raggiungono lavori specifici superiori a 400 kJ/kg, nettamente superiori, grazie ai β moderati, a quelli raggiunti dalle macchine aeronautiche.

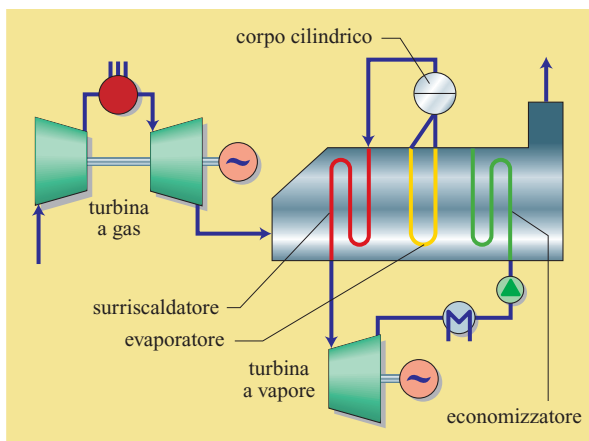


fig. 22. Ciclo combinato unfired a singola evaporazione.

5.1.4 Cicli combinati

Per quanto potenzialmente valido per qualsiasi combinazione di cicli termodinamici, il termine ciclo combinato è universalmente riferito all'accoppiamento in cascata di un ciclo a gas e di un ciclo a vapore, nel quale il calore di scarto del primo diventa il calore disponibile per il secondo. La **fig. 22** riporta lo schema impiantistico che realizza un ciclo combinato nella sua forma più semplice: il ciclo è del tipo *unfired* per distinguerlo dalla variante *fired* (v. oltre). Il ciclo combinato nel piano T,S è già stato illustrato in fig. 6.

L'ideazione e il successo dei cicli combinati risiedono nella potenzialità termodinamica dei gas scaricati dalla turbina a gas; grazie all'elevata temperatura (che è andata via via aumentando con l'aumento della TIT), essi rendono disponibile una grande quantità di calore relativamente pregiato, ovvero calore che può essere efficacemente impiegato per generare lavoro attraverso un altro ciclo termodinamico. Ciò non viene realizzato nel ciclo a gas semplice, nel quale i gas scaricati dalla turbina sono rilasciati direttamente nell'atmosfera senza dar luogo ad alcun effetto utile; nel ciclo combinato, invece, buona parte del calore che può essere ceduto dai gas scaricati dalla turbina a gas viene introdotta in un ciclo a vapore a recupero, con generazione di lavoro aggiuntivo a quello della turbina a gas.

La scelta dell'acqua quale fluido di lavoro è dettata sia da considerazioni tecnico-economiche (l'acqua è un fluido universalmente disponibile e per i cicli a vapor d'acqua esiste amplissima, ormai secolare, esperienza operativa), sia da motivi termodinamici: le temperature di scarico raggiunte dalle moderne turbine a gas heavy-duty (circa 600 °C, con una continua tendenza all'aumento) consentono infatti di realizzare con il vapor d'acqua un ciclo di ottime caratteristiche termodinamiche.

L'accoppiamento tra il ciclo topping a gas (in grado di operare a temperature elevate, fuori dalla portata dei cicli chiusi) e il ciclo bottoming a vapore (particolarmente efficiente a temperatura medio-bassa, grazie alla capacità di cedere calore a temperatura costante e prossima alla temperatura ambiente) consente di ottenere rendimenti di conversione molto superiori a quelli delle singole tecnologie considerate separatamente. L'elevato rendimento è il motivo principale dell'enorme successo industriale dei cicli combinati a gas naturale, a cui hanno contribuito anche i ridotti costi di investimento e le emissioni estremamente contenute.

Ciclo termodinamico

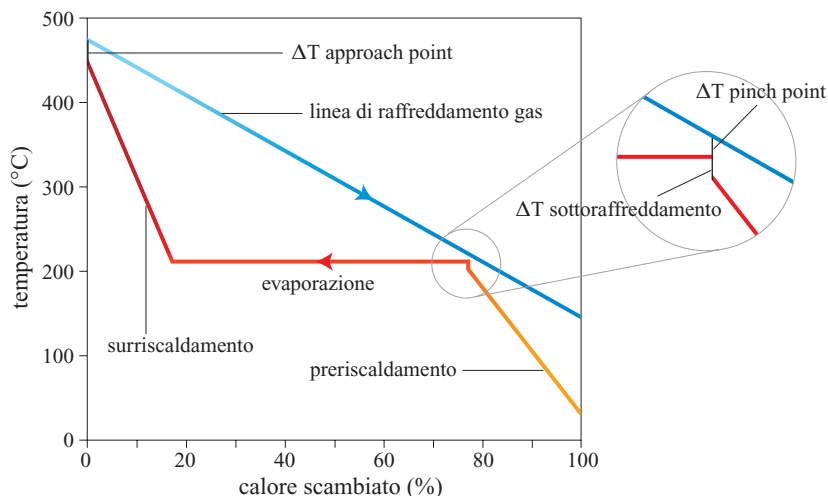
L'interposizione di un ciclo a vapore tra lo scarico del ciclo a gas e l'ambiente cambia in modo significativo la termodinamica del sistema; la temperatura dei gas scaricati in atmosfera non è più quella all'uscita della turbina a gas (500-600 °C), bensì quella all'uscita della caldaia a recupero (non più di 100-130 °C). Per ottenere buone prestazioni è cruciale la modalità con la quale il calore ceduto dal ciclo a gas viene introdotto nel ciclo a vapore.

In un impianto a vapore a combustibili fossili, i prodotti di combustione raggiungono una temperatura talmente elevata (oltre 2.000 °C), da non aversi alcun vincolo per i parametri (pressione di evaporazione, temperatura di surriscaldamento) dai quali più dipendono le prestazioni del ciclo; in tal caso è conveniente innalzare il più possibile la pressione e la temperatura massime del vapore. Il valore fino al quale è possibile spingersi è limitato dalla resistenza dei materiali di cui sono costituite le superfici di scambio termico della caldaia: 160-170 bar, 540-560 °C per i cicli subcritici convenzionali, 250-350 bar, 600-630 °C per i cicli ipercritici avanzati (v. par. 5.1.2).

Nella sezione a vapore di un ciclo combinato, si verifica la situazione opposta, nel senso che la pressione e la temperatura massime del vapore non sono più determinate dai materiali che costituiscono le superfici di scambio termico, certamente in grado di tollerare le temperature tipiche della caldaia a recupero, bensì dall'andamento della temperatura dei gas che cedono il calore nella caldaia stessa. La situazione è illustrata in **fig. 23**, nella quale sono evidenziati i punti in cui la differenza di temperatura è di maggior importanza per il dimensionamento degli scambiatori; i valori di temperatura in figura sono esemplificativi: le grandi turbine heavy-duty dell'ultima generazione scaricano i gas a temperatura di circa 600 °C (Lozza, 2006). Dall'andamento delle temperature nella caldaia a recupero risulta inoltre che:

- la temperatura massima raggiungibile dal vapore è data dalla temperatura dei gas scaricati dalla turbina a gas diminuita di un'opportuna differenza di temperatura (ΔT approach point, circa 25-30 °C) per garantire un adeguato scambio di calore nella parte più calda del surriscaldatore;

fig. 23. Andamento delle temperature in una caldaia a recupero con un solo livello di evaporazione (Lozza, 2006).



- la pressione di evaporazione e la temperatura corrispondente determinano la temperatura del gas al *pinch point*, dove si verifica la minima differenza di temperatura (circa 8-15 °C): la temperatura del gas che esce dall'evaporatore deve cioè essere uguale alla temperatura di evaporazione più tale differenza;
- un aumento della pressione di evaporazione comporta necessariamente un aumento della temperatura del gas al pinch point, e quindi della temperatura di scarico all'uscita dell'economizzatore; ciò riduce il calore recuperato dai gas e ceduto al ciclo a vapore, aumentando il calore dissipato in atmosfera.

Per ottenere rendimenti elevati del ciclo a vapore sarebbe auspicabile adottare pressioni di evaporazione elevate; d'altro canto, pressioni di evaporazione elevate comportano una riduzione del calore recuperato nel ciclo a vapore, da cui un peggioramento delle prestazioni del ciclo combinato; ciò risulta evidente dall'espressione del rendimento del ciclo combinato, η_{CC} :

$$\eta_{CC} = \eta_{TG} + (1 - \eta_{TG} - \xi_{TG}) r \eta_{CV}$$

dove η_{TG} è il rendimento del ciclo di turbina a gas, η_{CV} è il rendimento del ciclo a vapore a recupero, ξ_{TG} è la frazione dell'energia entrante con il combustibile dispersa in perdite elettriche, termiche e meccaniche della turbina a gas, e infine r è il rapporto tra il calore ceduto al ciclo a vapore e il calore che i gas scaricati dalla turbina potrebbero cedere se raffreddati fino alla temperatura ambiente; r è quindi la frazione del calore disponibile nei gas che viene trasferita al ciclo a vapore. Per quanto sopra illustrato, un aumento della pressione di evaporazione comporta un aumento di η_{CV} e una riduzione di r ; la pressione che rende più elevato il rendimento del ciclo combinato è quella che massimizza il prodotto $r \eta_{CV}$. Con l'attuale tecnologia degli impianti di turbine a gas e degli impianti a vapore, i valori ottimali della pressione di evaporazione in un ciclo a un livello di pressione (v. oltre) sono 30-40 bar,

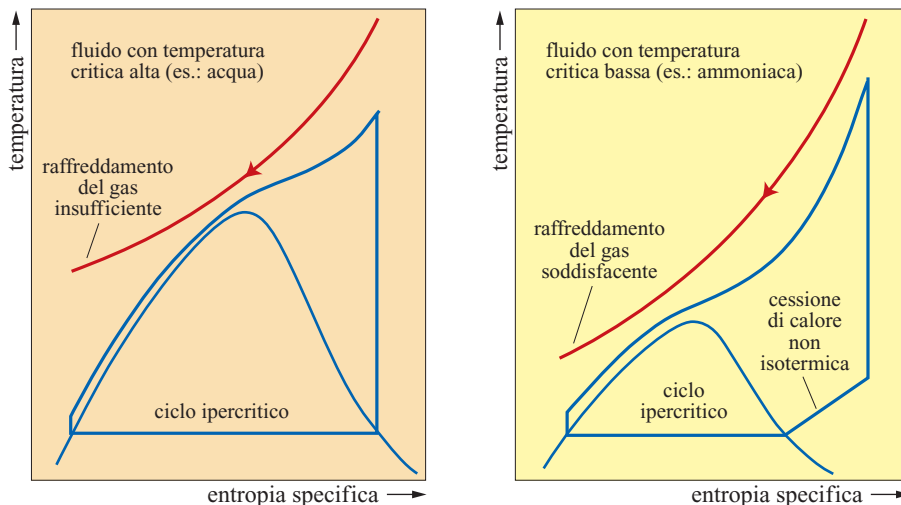
nettamente inferiori a quelli adottati nei cicli a vapore convenzionali.

Cicli a più livelli di pressione

Nei cicli combinati, le prestazioni ottenibili dai cicli a vapore a recupero a un solo livello di pressione, per quanto ottimizzate, sono relativamente basse. Fintanto che la pressione di evaporazione è una sola e lontana dalla pressione critica, il ciclo a vapore a recupero è infatti un ciclo, nel quale l'introduzione di calore a temperatura costante mal si adatta alla sorgente di calore a temperatura variabile costituita dalla corrente gassosa. La rilevanza dello scambio di calore a temperatura variabile diminuisce all'avvicinarsi alla pressione critica e scompare passando a condizioni ipercritiche; tuttavia, la temperatura critica dell'acqua (373 °C) è troppo elevata per consentire un buon raffreddamento di gas di scarico uscente dalla turbina a 450-600 °C. Per garantire un sufficiente raffreddamento del gas sarebbe necessario un fluido di lavoro, per esempio l'ammoniaca, con temperatura critica inferiore a quella dell'acqua (**fig. 24**), soluzione possibile ma certamente meno pratica, meno consolidata e più costosa del sistema a vapor d'acqua. Inoltre, anche lungo un'isobara ipercritica il calore specifico varia in modo significativo tra la fase liquida e quella vapore, mentre il calore specifico dei gas scaricati da una turbina a gas subisce variazioni di scarso rilievo: pertanto non è comunque possibile effettuare uno scambio termico con differenze di temperatura molto ridotte lungo tutta la trasformazione.

Per meglio accoppiare una sorgente a temperatura variabile con un fluido che riceve calore a temperatura costante (fase di evaporazione di un ciclo a vapore) si possono realizzare cicli multipli con temperature di introduzione del calore via via crescenti; allo scopo si adottano cicli a vapore a più livelli di pressione (**fig. 25**). Tanto maggiore è il numero di livelli di pressione, tanto più l'andamento della temperatura del vapore si avvicina a

fig. 24. Recupero di calore da corrente gassosa con ciclo ipercritico (Lozza, 2006).



quello della temperatura del gas. Minori differenze di temperatura comportano peraltro un aumento delle superfici richieste per lo scambio termico; l'aggravio di costi di impianto è tuttavia modesto, poiché il costo della caldaia a recupero incide per non più del 10% sul costo totale di un impianto a ciclo combinato.

Nelle applicazioni di grande taglia destinate a funzionare migliaia di ore all'anno, l'importanza di ottenere rendimenti il più possibile elevati è tale da giustificare quasi sempre la complicazione e i costi della configurazione a tre livelli di pressione con risurriscaldamento (v. ancora fig. 25 in basso); ciò anche grazie

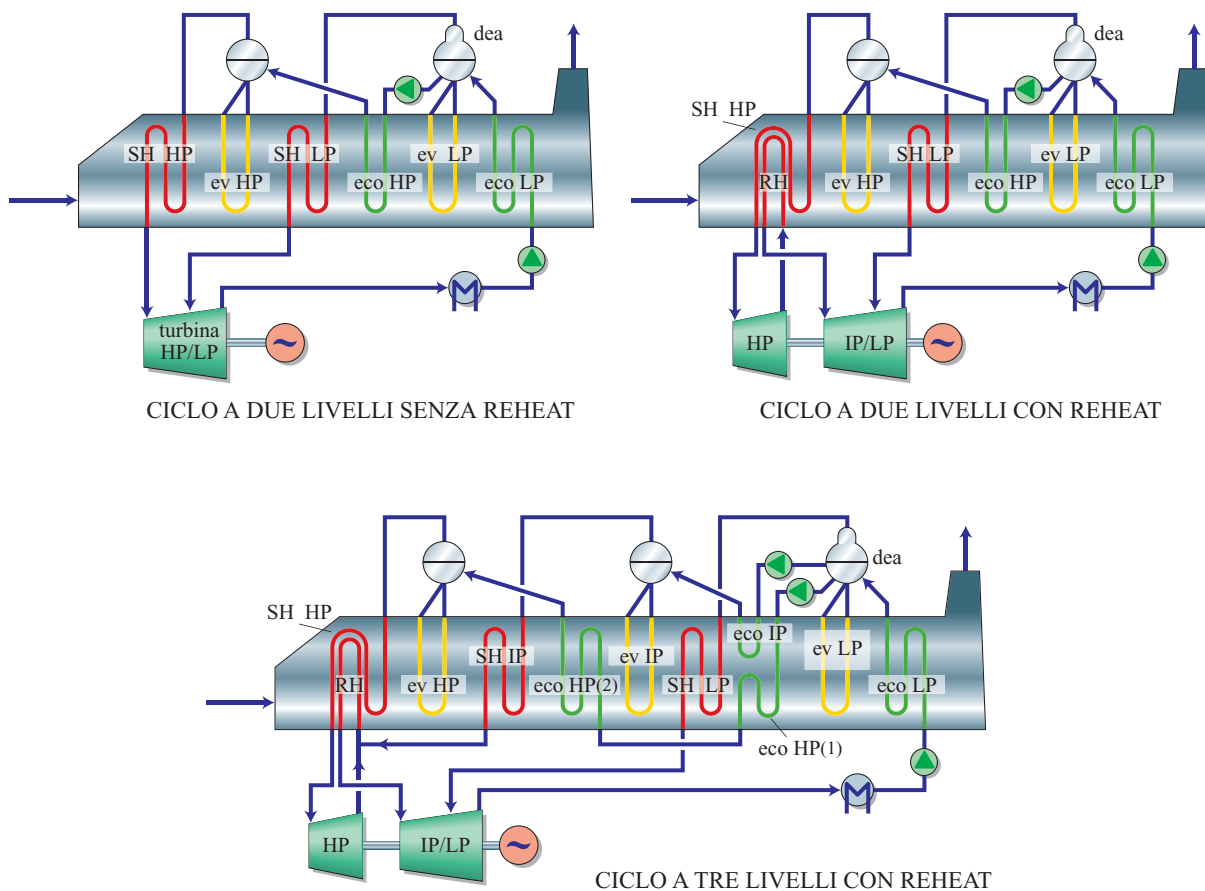


fig. 25. Cicli a vapore a recupero a più livelli di pressione: dea, degasatore; eco, economizzatore; ev, evaporatore (Lozza, 2006).

alle economie di scala rese possibili dalla grande taglia dei gruppi basati sulle turbine heavy-duty di ultima generazione (potenza di circa 250 MW_e), caratterizzati da una potenza complessiva di circa 400 MW_e. Nelle applicazioni di taglia minore (30-100 MW_e) si adottano generalmente configurazioni più semplici a due livelli di pressione, leggermente meno efficienti ma anche meno costose. Negli impianti a tre livelli più sofisticati e recenti la pressione massima di evaporazione arriva a 140-170 bar; valori ipercritici possono generare piccoli aumenti di rendimento, ma le complicazioni e gli aumenti di costo che ne conseguono rendono incerti i vantaggi economici. La temperatura massima del vapore dipende ovviamente da quella dei gas uscenti dalla turbina a gas; nel caso di turbine a gas di derivazione aeronautica ad alto rapporto di compressione si arriva al più a 500 °C, mentre con le macchine heavy-duty di ultima generazione (temperatura di scarico di circa 600 °C) si arriva a valori al limite della resistenza dei materiali, ovvero 565-590 °C.

L'adozione di più livelli di pressione consente di diminuire sensibilmente due tipi di perdite, quelle per lo scambio di calore nella caldaia a recupero, grazie alla riduzione delle differenze di temperatura con le quali il calore stesso viene trasferito al vapore, e quelle per lo scarico dei gas in atmosfera, grazie alla riduzione della relativa temperatura.

Le perdite nella turbina a vapore aumentano passando dalla configurazione a un livello di pressione a quella a due livelli (mitigandone i vantaggi), sia perché aumenta il lavoro prodotto dalla turbina a vapore sia perché il rendimento di espansione diminuisce a causa della maggiore percentuale di liquido nella sezione di bassa pressione. Nel caso di tre livelli di pressione con risurriscaldamento, invece, le perdite nella turbina a vapore diminuiscono poiché il risurriscaldamento elimina gran parte del liquido in turbina e aumenta la portata volumetrica degli stadi di media pressione, migliorandone il rendimento.

Rapporto di compressione della turbina a gas

La presenza del ciclo a vapore a recupero cambia in modo significativo l'andamento delle prestazioni al variare del rapporto di compressione del ciclo a gas: nel ciclo a gas semplice, l'adozione di piccoli rapporti di compressione è molto penalizzante, perché l'elevata temperatura allo scarico della turbina comporta grandi dissipazioni di calore nell'ambiente. Nel ciclo combinato ciò non è più vero, perché la presenza del ciclo a vapore a recupero riduce drasticamente la perdita associata allo scarico dei gas all'ambiente; ne conseguono modeste variazioni del rendimento su un ampio campo di valori di β perché:

- per β piccoli la temperatura dei gas scaricati dalla turbina è molto alta ed è quindi possibile realizzare un ciclo a vapore con rendimento elevato (pressioni

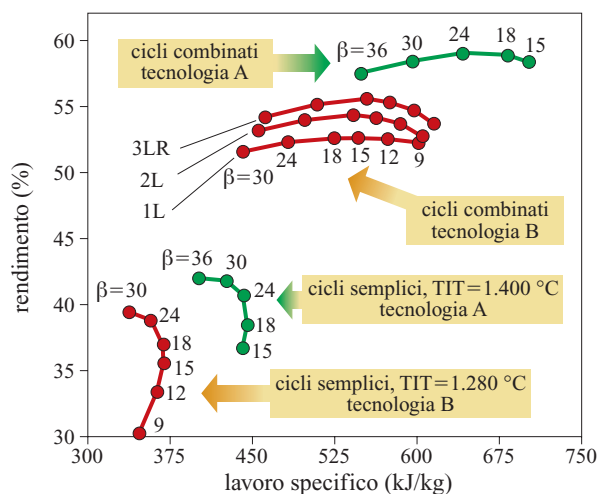


fig. 26. Rendimenti e lavori specifici di cicli combinati per diversi rapporti di compressione della turbina a gas, a confronto con il corrispondente ciclo semplice (Lozza, 2006).

e temperature massime molto 'spinte'); ciò compensa la mediocre prestazione del ciclo a gas;

- per β elevati il rendimento del ciclo a vapore è modesto, perché la ridotta temperatura dei gas scaricati dalla turbina impedisce di adottare pressioni e temperature massime elevate; d'altro canto, il ciclo a gas realizza rendimenti elevati, compensando con ciò alla mediocre prestazione del ciclo a vapore.

Quanto sopra è illustrato in **fig. 26**, in cui *A* e *B* individuano due diversi livelli tecnologici, il primo, avanzato, con TIT=1.400 °C, corrispondente alle macchine heavy-duty degli ultimi anni Novanta, il secondo con TIT=1.280 °C; le sigle 1L, 2L e 3LR in figura indicano i livelli di pressione nel ciclo a recupero (*R*=risurriscaldamento); la curva del ciclo combinato corrispondente alla tecnologia *A* è relativa a un ciclo 3LR (Lozza, 2006). Passando da $\beta=10$ a $\beta=30$ il rendimento del ciclo a gas semplice cambia di circa 10 punti percentuali, mentre per il ciclo combinato la variazione è inferiore a 3 punti percentuali. Al pari di quanto si verifica per il ciclo a gas semplice, il valore di β che rende massimo il rendimento aumenta con la TIT e con la sofisticazione tecnologica; allo stato attuale dell'arte delle grandi turbine heavy-duty, il massimo rendimento si ottiene per $\beta=18-20$, che è appunto il valore adottato nelle macchine sul mercato, progettate specificatamente per il funzionamento in ciclo combinato.

Si osservi ancora dalla **fig. 26**, come per β molto bassi il vantaggio dell'adozione di più livelli di pressione diminuisce (tecnologia *B* e $\beta=9$); quando la temperatura dei gas uscenti dalla turbina è molto alta, il profilo di temperature nella caldaia a recupero diventa infatti sempre più simile a quello di una caldaia a combustibile

fossile; in tal caso una frazione preponderante del calore ceduto dai gas è disponibile a temperatura superiore a quella critica dell'acqua (373 °C) e quindi una sola evaporazione a pressione anche molto elevata è sufficiente a recuperare efficacemente la quasi totalità del calore disponibile nei gas.

Miglioramento delle prestazioni e ricombustione

L'aumento delle prestazioni della turbina a gas ottenibile aumentando la TIT e, più in generale, ricorrendo a una tecnologia più sofisticata, comporta un aumento ancora più sensibile delle prestazioni del ciclo combinato. Infatti, i vantaggi di un aumento della TIT non sono più attenuati da un aumento della temperatura di scarico dei gas come nel ciclo semplice, grazie al recupero del ciclo a vapore.

Con le macchine più avanzate e con un ciclo a vapore adeguato è possibile raggiungere rendimenti netti attorno al 58%, un valore confermato dalle più moderne realizzazioni, ottenuto peraltro senza ricorrere a β particolarmente elevati (v. ancora fig. 26: tecnologia A e $\beta=20$). La soglia del 60% di rendimento, impensabile per qualsiasi altra tecnica di conversione, appare alla portata dei cicli combinati dell'attuale decennio. Le strade per raggiungere tale obiettivo sono le stesse che conducono al miglioramento delle prestazioni delle turbine a gas in ciclo semplice: aumento del rendimento delle turbomacchine, aumento della temperatura sopportabile dai materiali, riduzione delle portate di raffreddamento attraverso tecniche e schemi di raffreddamento più efficaci, aumento della TIT. A esse si aggiunge nel ciclo combinato una possibilità in più: il raffreddamento della turbina a gas con vapore prelevato in opportuni punti del ciclo a vapore a recupero. L'interesse all'utilizzazione di vapore quale fluido refrigerante scaturisce dalle proprietà termofisiche più favorevoli di quelle dell'aria: il calore specifico del vapore è circa doppio di quello dell'aria, per cui l'asportazione di una data quantità di calore nell'unità di tempo può essere effettuata con circa la metà della portata di raffreddamento; anche il coefficiente di scambio termico del vapore è molto superiore a quello dell'aria, da cui deriva la possibilità di mantenere le paletture entro una data temperatura anche con temperature del gas molto superiori.

Un'ulteriore variante di interesse per il ciclo combinato è la ricombustione, consistente nell'effettuare due volte la combustione, la prima all'uscita del compressore e la seconda interrompendo l'espansione e convogliando i gas a pressione intermedia a un secondo combustore. Nel ciclo semplice questa tecnica comporta un forte aumento di lavoro specifico ma è generalmente deleteria per il rendimento, perché la seconda combustione innalza la temperatura di scarico dalla turbina e quindi la dissipazione di energia all'ambiente; nel ciclo combinato, invece, la presenza del ciclo a vapore

a recupero consente comunque il recupero di calore dei gas. Oltre che per aumentare lavoro specifico e rendimento, la tecnica della ricombustione può diventare anche un mezzo per ridurre le emissioni specifiche di ossidi di azoto (NO_x): gli NO_x generati nel combustore di una turbina a gas sono quasi esclusivamente termici e la loro produzione varia in modo all'incirca esponenziale con la temperatura massima raggiunta nel combustore. A parità di rendimento del ciclo combinato, una turbina con ricombustione consente di mantenere temperature massime nei combustori (e la TIT) più ridotte, da cui deriva una significativa riduzione della produzione di NO_x . Rispetto a un ciclo combinato con pari rendimento e con turbina a gas senza ricombustioni, esiste poi anche un significativo aumento del lavoro specifico, mentre la TIT minore attenua la criticità dei materiali e del raffreddamento delle parti più calde della macchina. Riduzione delle emissioni di NO_x e contenimento della TIT sono stati gli obiettivi primari che hanno guidato la progettazione dell'unica macchina con ricombustione oggi sul mercato.

I rendimenti ottenibili con grandi macchine heavy-duty in linea con lo stato dell'arte della tecnologia, quando inserite in configurazioni avanzate di ciclo combinato con ricombustione e/o raffreddamento a vapore, possono superare notevolmente la barriera del 60%.

La probabilità che configurazioni complesse come quelle ipotizzate abbiano applicazione pratica e successo commerciale dipende da un complesso di fattori: costi di ricerca e sviluppo, costi di investimento aggiuntivi, flessibilità di esercizio, affidabilità, ecc. La necessità di modifiche alla turbina a gas costituisce indubbiamente una barriera non facile da superare perché, come già accennato, la sofisticazione della progettazione e la standardizzazione delle moderne turbine a gas hanno creato una fortissima rigidità da parte dei costruttori, che sono estremamente restii a introdurre qualsivoglia modifica.

L'iniziativa di due costruttori che negli anni Novanta hanno perseguito le due varianti considerate ha avuto finora una storia travagliata: Asea Brown Boveri, la cui tecnologia è ora detenuta da Alstom Power, ha sviluppato, con l'obiettivo primario di contenere le emissioni di NO_x , un modello di grande taglia con ricombustione che ha richiesto quasi un decennio per la messa a punto, e che solo recentemente sta dimostrando la propria competitività commerciale; alla fine degli anni Novanta, General Electric ha lanciato un nuovo modello heavy-duty di grande taglia con raffreddamento a vapore, che tuttavia non è ancora disponibile commercialmente per le problematiche emerse nelle prime installazioni.

Limiti del ciclo combinato

L'irreversibilità del processo di combustione costituisce l'handicap termodinamico di base del ciclo combinato; i continui progressi tecnologici in atto sono

destinati a ridurre l'entità delle altre perdite, così da rendere plausibile l'abbattimento della barriera del 60% di rendimento in tempi non lontani, ma per andare oltre è necessario incidere significativamente sulla perdita di energia in fase di combustione, un obiettivo raggiungibile solamente passando a modalità di estrazione dell'energia del combustibile radicalmente diverse. Ciò è realizzabile sostituendo l'intrinsecamente irreversibile processo di combustione con il processo elettrochimico sul quale sono basate le celle a combustibile, convertendo direttamente in energia elettrica una parte dell'energia del combustibile senza passare attraverso la produzione di calore; è ipotizzabile la realizzazione di sistemi con rendimento netto complessivo di oltre il 73%, il cui futuro dipenderà da disponibilità, affidabilità e competitività delle celle a combustibile.

Componenti del ciclo combinato

Il ciclo combinato non costituisce una tecnologia originale in sé, bensì l'opportuno accoppiamento di due tecnologie, quella dell'impianto di turbina a gas e quella dell'impianto a vapore, ben note e consolidate; i componenti del ciclo combinato sono quindi gli stessi dei due impianti, con alcune peculiarità derivanti dalla necessità di accoppiare efficacemente le due tecnologie; le più rilevanti tra queste peculiarità hanno origine dalla configurazione a più livelli di pressione del ciclo a vapore, che richiede caratteristiche specifiche soprattutto per la caldaia a recupero e per la turbina a vapore.

La caldaia a recupero di un ciclo combinato presenta caratteristiche molto diverse da quelle di una caldaia di un ciclo convenzionale alimentato con combustibile fossile perché: *a)* non esistono bruciatori né camera di combustione; *b)* l'evaporazione avviene a più livelli di pressione; *c)* lo scambio termico ha luogo con differenze di temperatura molto piccole e con superfici di scambio molto grandi; *d)* tutta l'aria di combustione passa attraverso il compressore della turbina a gas, e non esiste quindi la necessità di un preriscaldatore d'aria; *e)* il degasatore è integrato nel corpo cilindrico di bassa pressione.

L'assenza della fiamma e le caratteristiche del combustibile impiegabile nella turbina a gas, che deve necessariamente essere pulito per non compromettere la turbina a gas, fanno sì che non esistano problemi di corrosione o erosione degni di nota. Unica eccezione, la sezione finale dell'economizzatore; nel caso di temperature dei gas allo scarico molto basse (inferiori a 90-100 °C), è possibile che sulle superfici più fredde si formino condense acide nelle quali si concentra l'acido nitrico formato dagli ossidi di azoto presenti nei prodotti di combustione.

Al pari delle caldaie a combustibile fossile, un elemento distintivo fondamentale della caldaia è il meccanismo che garantisce la circolazione nei tubi dell'evaporatore, che può essere di tre tipi.

Circolazione ad attraversamento forzato once-through.

È la configurazione tipica dei generatori di vapore ipercritici dove il flusso di acqua e poi vapore, spinto dalla pompa di alimentazione della caldaia, prosegue senza soluzione di continuità dallo stato iniziale a quello finale e non esiste distinzione fisica tra le sezioni per il riscaldamento del liquido (economizzatore), l'evaporazione e il surriscaldamento; nei cicli combinati questa soluzione è rara, sia perché fino a oggi non stati ancora realizzati cicli a recupero ipercritici, sia perché essa pone difficoltà di controllo delle condizioni del vapore nei transitori e ai carichi parziali. Un certo interesse è emerso recentemente per il caso di frequenti variazioni di carico; in tal caso la modesta inerzia termica della configurazione once-through consente una maggior velocità di risposta.

Circolazione naturale. La forza motrice del flusso nell'evaporatore è originata dalla differenza di densità tra il liquido che scende dal corpo cilindrico nei tubi down-comer e la miscela di liquido e vapore che risale nei tubi bollitori; per la semplicità e le capacità di autorregolazione è una soluzione molto diffusa.

Circolazione forzata. La forza motrice del flusso nell'evaporatore è garantita da una pompa, attraverso la quale si controlla la portata nei tubi bollitori; è la soluzione preferita nelle caldaie verticali, perché non obbliga a sistemare il corpo cilindrico in posizione sopraelevata rispetto ai tubi bollitori che, essendo disposti orizzontalmente non possono fornire il battente necessario per la circolazione naturale.

A differenza dei cicli a vapore convenzionali, dove il degasatore viene alimentato con vapore spillato dalla turbina fungendo anche da scambiatore rigenerativo (a miscela) per il preriscaldamento dell'acqua, nel ciclo combinato la generazione del vapore richiesto dal degasatore avviene in un banco di tubi bollitori posti nella caldaia a recupero, sfruttando il calore disponibile nei gas a bassa temperatura. In molti casi la produzione di vapore in tale banco di tubi può essere spinta fino a quantità superiori a quelle necessarie per il degasaggio, inviando l'eccesso di vapore alla turbina per aumentarne la potenza; questa configurazione prende il nome di degasatore integrato, perché in tal caso un unico corpo cilindrico assolve sia la funzione di degasaggio, sia la produzione di vapore di bassa pressione. È la soluzione più diffusa negli impianti recenti, in quanto consente un certo risparmio di costi senza comportare alcuna penalizzazione termodinamica.

Il collegamento caldaia-turbina a gas deve prevedere giunzioni flessibili in grado di compensare le dilatazioni differenziali che, date le temperature e le dimensioni in gioco, sono molto significative; è poi necessario un canale a sezione fortemente crescente per rallentare il gas dalla velocità molto elevata all'uscita della turbina (100-150 m/s a valle del diffusore), a velocità conformi

a quelle della caldaia (5-15 m/s). Tale canale ha solitamente un notevole sviluppo assiale per mantenere il più possibile uniforme la distribuzione di temperatura e di velocità nelle varie sezioni della caldaia.

In molti casi, soprattutto negli impianti di cogenerazione, è previsto un sistema di by-pass che mediante serrande consente di deviare i gas direttamente in atmosfera senza che essi attraversino la caldaia a recupero; in tal caso i gas sono scaricati da un camino ausiliario. Oltre che permettere il funzionamento della turbina a gas in caso di fuori servizio dell'impianto a vapore, il by-pass consente, all'occorrenza, di regolare la produzione di vapore deviando in atmosfera una frazione della portata di gas.

Le turbine a vapore per ciclo combinato non differiscono sostanzialmente da quelle impiegate nei cicli a vapore convenzionali. Esistono tuttavia differenze nei parametri operativi:

- la massima pressione di ammissione è generalmente più contenuta, fra 60 e 110 bar, con alcune recenti applicazioni a 140-170 bar; ciò comporta una semplificazione della sezione di alta pressione;
- la variazione della portata tra i primi e gli ultimi stadi è opposta a quella che si riscontra nei cicli convenzionali: mentre nei cicli convenzionali la portata diminuisce notevolmente durante l'espansione a causa degli spillamenti rigenerativi per il preriscaldamento dell'acqua (all'ultimo stadio arriva solo il 55-60% della portata iniziale), in un ciclo a recupero non solo mancano gli spillamenti rigenerativi, ma viene aggiunto vapore proveniente dai livelli di media e bassa pressione; in un grande impianto per generazione di energia elettrica, l'ultimo stadio della turbina a vapore elabora una portata superiore del 25-35% a quella del primo;
- le potenze unitarie sono inferiori: negli impianti con turbina a gas da circa 250 MW_e (quelli di taglia maggiore), la turbina a vapore arriva a 130-140 MW_e, il doppio se è servita da due turbine a gas, soluzione tuttavia non molto diffusa; la turbina di una grande centrale a carbone arriva invece a 600-800 MW_e;
- manca generalmente lo stadio di regolazione, che nei cicli a vapore convenzionali consente di mantenere la pressione di ammissione costante al variare della portata di vapore; nel ciclo combinato è infatti conveniente, al diminuire della portata di vapore generato in caldaia, lasciar scendere la pressione e la temperatura di evaporazione in modo da massimizzare la frazione di calore recuperata dai gas; con tale modalità di regolazione (sliding), la pressione di evaporazione si porta automaticamente al valore che soddisfa le esigenze della turbina e lo scambio di calore nella caldaia.

Per quanto di potenza relativamente piccola, la sezione di bassa pressione della turbina è comunque critica, perché per contenere i costi si tende a elaborare tutta la portata volumetrica in un singolo flusso. Nelle turbine a

vapore a singolo flusso dei moderni gruppi combinati da 400 MW_e si adottano nell'ultimo stadio di bassa pressione pale molto sofisticate, con altezza superiore a 1 m (fino a 1,2 m). Grazie agli avanzamenti resi possibili dalla fluidodinamica computazionale, sono oggi disponibili profili di pala particolarmente efficienti che rendono possibili rendimenti estremamente elevati (nella sezione di media pressione può arrivare anche al 95%).

Varianti impiantistiche

Per quanto la configurazione illustrata in fig. 22 finora discussa (ciclo unfired) sia la più comune nella pratica industriale, le combinazioni realizzabili non si limitano a essa.

Occorre anzitutto distinguere tra i sistemi in cui vi è separazione fisica tra il gas e il vapore – come in quelli considerati finora, con il ciclo a gas aperto e il ciclo a vapore chiuso – e quelli in cui avviene, in alcuni punti del ciclo, miscelazione tra gas e acqua o vapore; questi ultimi ricadono più propriamente nella categoria dei cicli misti, dove la distinzione tra ciclo topping e bottoming diventa più sfumata; rientrano in tale categoria i cicli STIG con iniezione di vapore riportato, per i quali si possono prevedere varianti con compressione interrefrigerata e/o ricombustione.

Occorre poi tenere conto delle modalità di introduzione di calore dall'esterno; se ciò avviene esclusivamente nella turbina a gas stessa il ciclo, come già accennato, viene detto unfired, non essendo prevista una combustione che interessi direttamente il ciclo a vapore; se invece vi è anche una seconda combustione destinata a fornire calore al solo ciclo a vapore si parla di ciclo fired, ovvero di ciclo con postcombustione (fig. 27).

Occorre infine distinguere tra impianti greenfield e repowering: i primi sono costruiti interamente *ex novo* (il ciclo a vapore è progettato *ad hoc* per l'impiego in ciclo combinato), mentre i secondi sono l'esito del potenziamento e dell'ammodernamento di un impianto a vapore preesistente, adattato alle nuove condizioni operative imposte dalla turbina a gas.

Cicli fired

I gas uscenti dalla turbina a gas possono dar luogo a un'ulteriore combustione prima dell'ingresso nella caldaia a recupero, utilizzando l'elevata concentrazione di ossigeno (12-16% in volume); si attua in tal caso una postcombustione (*supplementary firing* o, talvolta, *duct burning*). La pratica è ben nota in campo aeronautico, dove è usata per brevi periodi nei motori militari per aumentare drasticamente la spinta, seppur a costo di un forte aumento del consumo di combustibile. Nelle applicazioni terrestri la postcombustione è realizzabile con complicazioni e costi aggiuntivi molto ridotti disponendo una serie di bruciatori prima della sezione di scambio di calore della caldaia (v. ancora fig. 27).

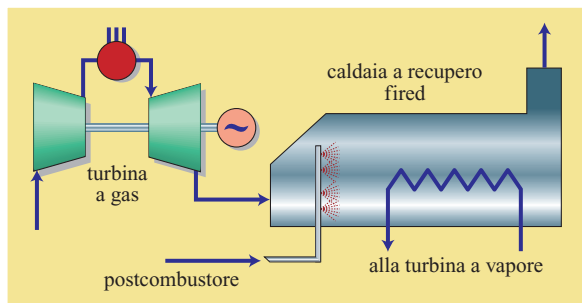


fig. 27. Schema di ciclo combinato fired, con combustione supplementare a valle della turbina a gas.

Obiettivo della postcombustione è l'aumento della produzione di vapore nella caldaia a recupero e quindi della potenza della turbina a vapore. Il calore aggiuntivo generato dal combustibile impiegato nel postcombustore è recuperato con rendimenti elevatissimi perché il rapporto tra l'ulteriore quantità di calore trasferita al vapore e la quantità di calore resa disponibile può essere addirittura superiore all'unità: la postcombustione comporta infatti una rotazione della linea di raffreddamento del gas attorno al pinch point, da cui derivano una minor temperatura dei gas uscenti dal camino e una riduzione della perdita di calore all'ambiente (**fig. 28**). La postcombustione consente quindi non solo di recuperare interamente il calore introdotto nel postcombustore, ma anche di aumentare il recupero di calore dalla corrente gassosa originaria (Lozza, 2006).

L'elevatissimo rendimento termico della postcombustione la rende estremamente interessante per applicazioni cogenerative. Occorre infatti tener conto che negli impianti per sola produzione di energia elettrica, l'energia liberata dal combustibile impiegato nel postcombustore viene convertita in energia elettrica attraverso il solo

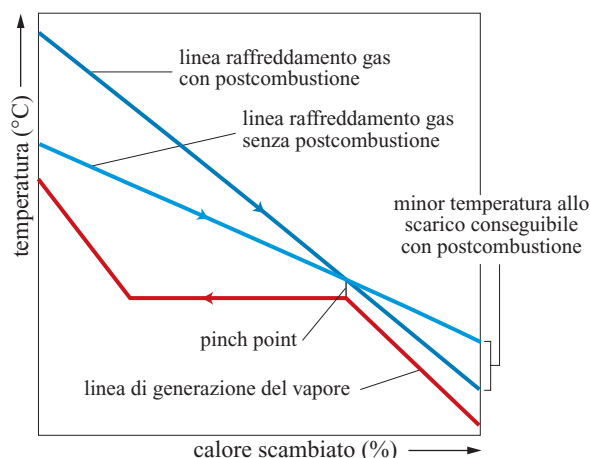


fig. 28. Diagramma qualitativo del recupero termico in una caldaia a recupero in presenza o meno di postcombustione (Lozza, 2006).

ciclo a vapore a recupero, quindi con un rendimento elettrico ben inferiore a quello del ciclo combinato unfired, nel quale l'energia del combustibile impiegato nel combustore della turbina a gas viene utilizzata sfruttando in cascata prima il ciclo a gas, poi il ciclo a vapore. Anche se con la postcombustione si innalzano i parametri operativi del ciclo a vapore (la maggiore temperatura dei gas all'ingresso della caldaia a recupero consente di aumentare la pressione di evaporazione e la temperatura di surriscaldamento), il rendimento del ciclo combinato fired è sempre inferiore a quello del ciclo unfired. Ciononostante, considerando che le variazioni di rendimento possono essere contenute e che il costo di investimento aggiuntivo è molto ridotto, la postcombustione riveste un certo interesse anche negli impianti per la produzione di sola energia elettrica, soprattutto quale pratica per generare potenza di punta per periodi limitati.

Repowering

La turbina a gas trova interessanti applicazioni nei cicli combinati, anche per ripotenziare centrali a vapore esistenti; la strategia si basa sulle seguenti considerazioni: *a*) data la compattezza di una turbina a gas, nel sito di una centrale a vapore esistente non è generalmente difficile trovare spazio per una sua installazione; *b*) la conversione di una centrale elettrica esistente evita le difficoltà del reperimento di un nuovo sito; *c*) il ripotenziamento con turbina a gas può migliorare notevolmente il bilancio termico della centrale esistente; *d*) il costo di investimento specifico è generalmente inferiore al costo per una centrale greenfield, perché nel sito di una centrale esistente sono già disponibili svariate infrastrutture (accessi, edifici di servizio, cabina elettrica e connessione alla rete, eventuali opere di presa per l'acqua di raffreddamento, telecomunicazioni, ecc.).

Per quanto ciascun repowering richieda una progettazione *ad hoc* per tenere conto della specificità della centrale che viene ripotenziata, gli schemi di riferimento ai quali è possibile ricondurre la quasi totalità delle realizzazioni sono quattro.

Con preriscaldamento dell'acqua di alimentazione.

Il recupero di calore dai gas uscenti dalla turbina a gas consente di eliminare (in tutto o in parte) gli spillamenti dalla turbina a vapore aumentando la portata, e quindi la potenza, della turbina stessa (specie in bassa pressione). La possibilità pratica di operare in questo modo è condizionata dai margini offerti dallo stadio di bassa pressione, dall'alternatore e dal condensatore. La soluzione richiede modifiche minime all'impianto esistente, ma fornisce prestazioni modeste: aumento di potenza del 20-35% (molto più basso di quello ottenibile con la radicale trasformazione in ciclo combinato unfired) e aumento del rendimento complessivo di qualche punto percentuale (per esempio, dal 40 al 42%).

Con generazione di vapore di media pressione. I gas di scarico del turbogas sono utilizzati per generare vapore surriscaldato alle stesse condizioni di quello del surriscaldamento del ciclo a vapore (usualmente 35 bar, 540 °C); il vapore prodotto nella caldaia a recupero confluisce alla turbina a vapore esistente insieme a quello proveniente dal surriscaldatore della caldaia principale. L'aumento di portata nella turbina a vapore pone gli stessi problemi del caso precedente e gli incrementi di potenza e di rendimento sono ugualmente mediocri.

Con nuova combustione in caldaia (*hot windbox*). I gas scaricati dal turbogas sono inviati direttamente al generatore di vapore della centrale esistente nel quale, grazie al tenore di ossigeno ancora elevato, sostituiscono in tutto o in parte l'aria primaria quale comburente per la combustione; trovandosi già i gas ad alta temperatura, a pari potenza termica della caldaia si riduce il consumo di combustibile. Il ciclo risultante può essere considerato un ciclo *fully-fired*, ovvero un ciclo con postcombustione completa, con rendimenti che possono raggiungere il 45-47%. Il postcombustore può dar luogo a uno sviluppo di una quantità di calore 1,3-1,5 volte superiore a quella sviluppata nel combustore della turbina a gas: in termini di potenza aggiuntiva ciò si traduce in una potenza elettrica del ciclo a vapore 2-2,5 volte quella della turbina a gas, ovvero in un incremento di potenza della centrale preesistente di circa il 40%. In definitiva sono conseguibili incrementi di potenza e di rendimento nettamente superiori a quelli delle due soluzioni precedenti, al costo tuttavia di modifiche importanti al generatore di vapore (aumento delle portate volumetriche, sostituzione del recuperatore Ljungström, ecc.).

Con trasformazione in ciclo combinato *unfired*. È l'intervento più radicale e più diffuso, che dà luogo ai maggiori incrementi di potenza e rendimento, seppur a fronte di costi e tempi di realizzazione ben maggiori di quelli richiesti dalle altre opzioni; consiste nella completa sostituzione della caldaia e della linea dell'acqua di alimentazione esistenti con una caldaia a recupero tipica di un ciclo combinato *unfired*; l'impianto a vapore esistente è pertanto trasformato nella sezione a recupero di un ciclo combinato, che ne riutilizza il turboalternatore, il condensatore, gli ausiliari e i sottosistemi elettrici. Il mantenimento della turbina a vapore esistente vincola la scelta delle pressioni e delle portate del ciclo a recupero, anche se in pratica è quasi sempre possibile adeguare la turbina esistente alle condizioni del ciclo combinato; ciò a patto che il ciclo a gas sia di potenza sufficiente, il che può richiedere l'installazione di più turbine a gas, nel qual caso ciascuna turbina alimenta una caldaia a recupero e il vapore da queste generato confluisce nell'unica turbina a vapore; la potenza finale può diventare 2,5 volte superiore a quella iniziale, mentre il rendimento, negli impianti di grande potenza, può raggiungere valori prossimi a quelli di un impianto *greenfield* (54-56%).

Data la sostanziale differenza di rendimento nei quattro casi descritti, le prime tre modalità di repowering sono sensate solo se la centrale a vapore esistente continua a usare olio combustibile o carbone nel generatore di vapore. Se ciò non è possibile e se il gas naturale è l'unico combustibile utilizzabile, la trasformazione in un vero ciclo combinato (quarta opzione) resta l'unica opzione ragionevole.

Impatto ambientale

Il ciclo combinato, utilizzando una turbina a gas, è un sistema a combustione interna, il che pone, come già accennato, vincoli pesanti sul tipo di combustibile utilizzabile. L'estrema sofisticazione delle turbomacchine e, in particolare, dei materiali e del sistema di raffreddamento della turbina rende infatti impossibile l'impiego di combustibili che possano produrre particolato solido o composti corrosivi, perché in tempi molto brevi questi danneggerebbero irrimediabilmente la turbina. In pratica, a meno di circostanze particolari, la turbina a gas negli impianti terrestri è alimentata esclusivamente da gas naturale che, se disponibile, risulta più economico dei distillati leggeri impiegabili in alternativa (il gasolio viene usato solo in emergenza, nel caso di interruzione dell'alimentazione di gas naturale). Si ricorda che nelle applicazioni aeronautiche si fa invece ricorso a distillati leggeri (*cherosene*).

Negli impianti terrestri, l'impiego di gas naturale comporta una situazione molto favorevole dal punto di vista ambientale, perché il gas naturale non contiene zolfo se non in tracce (emissioni di ossidi di zolfo nulle), non contiene ceneri e, a meno di condizioni di combustioni anomale, non dà luogo alla formazione di fuligine (emissioni di polveri praticamente nulle).

Nelle turbine a gas alimentate a gas naturale le emissioni degne di nota si limitano quindi agli ossidi di azoto e al monossido di carbonio (CO). I primi sono solitamente indicati come NO_x (insieme del monossido NO e del biossido NO_2); nella combustione si forma prima l'NO, mentre l'NO₂ viene successivamente formato in atmosfera attraverso complessi meccanismi fotochimici. Il CO è emesso con concentrazioni molto basse (alcune parti per milione in volume) e pertanto non riveste solitamente grande importanza; è comunque rilevante quale indicatore della qualità della combustione e, poiché alcune tecniche per l'abbattimento di NO_x comportano un aumento della produzione di CO, non è possibile perseguire emissioni di NO_x piccole a piacere, perché al di sotto di un certo livello le emissioni di CO diventano inaccettabili.

Essendo il gas naturale privo di composti azotati (a eccezione dell'azoto molecolare N_2 , che tuttavia si comporta in modo assolutamente uguale all'azoto dell'aria), l'NO prodotto nel combustore di una turbina a gas deriva pressoché totalmente dalla dissociazione dell'azoto

atmosferico alle alte temperature che caratterizzano la fiamma; la produzione di tali NO_x è notevolmente condizionata dalla temperatura (NO_x termici). I combustori convenzionali, privi di qualsiasi tecnica di controllo delle emissioni, generano gas con concentrazioni di NO_x di 200-300 ppmvd (parts per million volumetric dry) al 15% di O_2 . Tali valori sono molto superiori a quelli ammissibili dalla normativa di tutti paesi industrializzati, che impone limiti di 10-20 ppmvd al 15% di O_2 (in alcuni casi anche meno di 5).

Le tecniche per la riduzione delle emissioni di NO_x di una turbina a gas, di seguito riportate, sono essenzialmente tre, di cui due puntano a diminuire la formazione intervenendo sul processo di combustione e la terza punta alla conversione dell' NO_x in azoto molecolare N_2 a valle dello scarico dalla turbina.

Diluizione della miscela reagente. La diluizione avviene con acqua, vapore, azoto o comunque con una specie chimica inerte che non partecipa alle reazioni di combustione e può essere effettuata miscelando il diluente al combustibile o all'aria, oppure iniettandolo in opportune zone della camera di combustione; la presenza del diluente causa una riduzione della temperatura di fiamma, da cui la riduzione della produzione di NO_x termici. Data la dipendenza pressoché esponenziale della produzione di NO_x termici dalla temperatura, questo intervento può essere molto efficace, fino a diminuire le emissioni di NO_x di un ordine di grandezza; esso è tuttavia sempre meno utilizzato, per una serie di inconvenienti: consumo di acqua o vapore (che devono essere demineralizzati per evitare depositi nella turbina), diminuzione del rendimento del ciclo combinato, 'sporramento' della turbina con diminuzione della vita utile, ecc.

Variatione delle condizioni di combustione. Questa tecnica è concepita in modo da diminuire la temperatura massima realizzata nella fiamma: si passa dalla fiamma a diffusione dei combustori tradizionali, con rapporto di miscela pressoché stechiometrico, a una fiamma premiscelata povera, con rapporto aria/combustibile minore di quello stechiometrico; l'aria in eccesso funge da diluente e abbassa la temperatura della fiamma. Con i moderni combustori basati su questo principio di funzionamento (DLE, Dry Low Emission, e DLN, Dry-Low- NO_x , a sottolineare che la riduzione delle emissioni di NO_x avviene senza alcuna iniezione di acqua o vapore), è possibile diminuire le emissioni anche fino a 10 ppmvd. Va comunque tenuto conto del fatto che la fiamma premiscelata è soggetta molto più della fiamma a diffusione a fenomeni di instabilità che ne limitano il campo operativo, cosicché al diminuire del carico (tipicamente al di sotto del 60-70% della potenza di combustione nominale), essa deve essere estinta e rimpiazzata da una fiamma a diffusione; ciò aumenta significativamente la complessità e il costo del combustore. Infine, la premiscelazione è decisamente meno efficace e/o pericolosa nel

caso di combustibili liquidi o di combustibili molto facilmente infiammabili, come quelli con elevato contenuto di idrogeno generati in un impianto di gassificazione; in tal caso la soluzione con iniezione d'acqua, nonostante i problemi citati, può essere preferibile.

Rimozione a valle della turbina a gas tramite SCR. In questo caso gli NO_x generati nel combustore sono successivamente distrutti in un reattore collocato a valle della turbina. Nel reattore viene iniettata ammoniaca (NH_3) che, grazie all'azione del catalizzatore, reagisce con gli NO_x generando N_2 e H_2O ; il processo deve avvenire tra 300 e 350 °C su una matrice ceramica o metallica ricoperta dal catalizzatore. In condizioni ottimali è possibile ottenere una rimozione di NO_x superiore al 90%. L'SCR comporta un discreto costo di investimento (2-4% del costo di un ciclo combinato) e di esercizio (costo dell'ammoniaca, costo del catalizzatore, che ha una vita utile attorno a 3-5 anni) e complica in modo significativo la gestione dell'impianto (presenza di ammoniaca che non ha reagito, degrado nel tempo del catalizzatore, intasamento della matrice del catalizzatore, perdite di pressione, ecc.). Date le prestazioni ormai raggiunte dai combustori DLN, essi sono adottati solo nel caso in cui siano prescritti limiti di emissione bassissimi (in applicazioni urbane con limiti dell'ordine di 5 ppmvd diventa necessario installare sia il combustore DLN sia l'SCR), oppure laddove si usino combustibili che non consentono l'uso dei DLN (per esempio, gas di sintesi dal carbone).

5.1.5 Gassificazione e cicli combinati (IGCC)

Negli impianti di generazione di energia elettrica, i cicli combinati a gas naturale costituiscono il punto di riferimento in termini di efficienza energetica (elevato rendimento e utilizzo ottimale delle risorse fossili) e di impatto ambientale ('pulizia' intrinseca del gas naturale per assenza di polveri e di zolfo e modesto contenuto di carbonio per la maggior facilità di impiego di tecniche di abbattimento di ossidi di azoto). La turbina a gas non consente tuttavia l'utilizzazione diretta di combustibili meno pregiati e meno costosi, come il carbone, i cui residui di combustione comporterebbero in brevissimo tempo intollerabili effetti di sporramento, corrosione ed erosione dei delicati organi interni della macchina. L'utilizzazione delle turbine a gas (e quindi dei cicli combinati) con carbone e altri combustibili pesanti non è pertanto possibile se non mediante un passaggio intermedio, la gassificazione (IGCC), ossia la conversione del combustibile di partenza in un gas di sintesi, syngas, pulito e compatibile con un motore a combustione interna come la turbina a gas. L'aggiunta di sezioni rilevanti di impianto al ciclo combinato comporta oneri aggiuntivi che frenano la competitività rispetto alle tecnologie USC (v. par. 5.1.2),

nonostante la possibilità di riduzione dell'impatto ambientale. Sembra pertanto delinearci una situazione per cui l'IGCC, per le migliori prestazioni ambientali, viene preferito nel caso di combustibili fossili di minor valore commerciale (carbone ad alto contenuto di cenere e zolfo, orimulsion) e soprattutto di residui di raffineria (residui pesanti come tar, asfalti, coke), settore quest'ultimo in cui si sono avute importanti realizzazioni.

Generalità

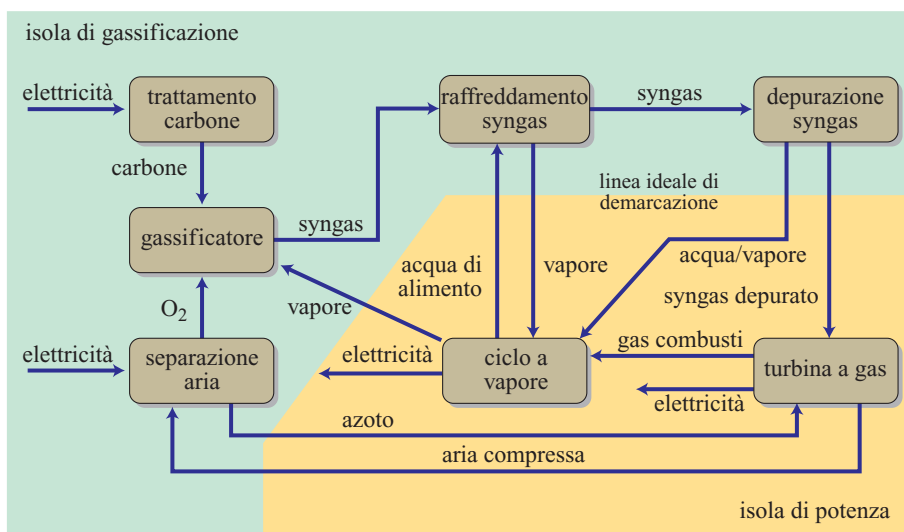
La gassificazione (v. vol. II, cap. 7.3) consiste nella trasformazione di un combustibile solido o liquido in un gas combustibile a seguito di reazioni di ossidazione parziale che trasferiscono il potere calorifico del combustibile originario principalmente a CO e H₂. Si tratta di un processo effettuato a livello industriale da almeno un secolo (i primi sistemi risalgono addirittura alla prima metà del 19° secolo), che ha avuto applicazioni per la produzione di gas di città e di benzine sintetiche, nonché in numerosi processi chimici. L'attuale interesse dell'industria dell'energia verso processi di grande portata ha orientato le soluzioni tecniche verso reattori pressurizzati alimentati a ossigeno (piuttosto che ad aria), da integrarsi in un unico processo con la sezione di potenza. La sezione di gassificazione ha come componente principale il reattore di gassificazione, ma è in realtà composta da numerosi sottoimpianti, che a loro volta possono interagire con il ciclo di potenza, concettualmente del tutto simile a un ciclo combinato a gas naturale. Per i vari sottoimpianti schematizzati in **fig. 29**, si consideri che:

- il trattamento del carbone comprende lo stoccaggio, la macinazione e la preparazione della miscela che alimenta il gassificatore; operando quest'ultimo ad alta pressione (solitamente 30-70 bar), l'alimentazione del carbone non può essere assicurata dal solo trasporto pneumatico ma avviene mediante due metodologie: pompaggio di acqua e polverino di carbone

(slurry) e processi discontinui (lock hopper) in cui il carbone è caricato a pressione atmosferica in tramogge, pressurizzato con gas, scaricato nel gassificatore e depressurizzato per iniziare nuovamente il ciclo;

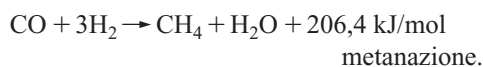
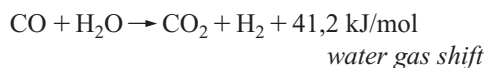
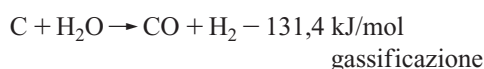
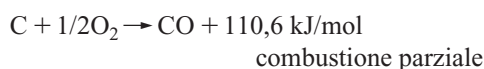
- l'impianto di separazione dell'aria serve a produrre un ossidante ad alto tenore di ossigeno (di solito 95%) per il gassificatore, con un processo criogenico a doppia colonna (Linde-Frankl) ampiamente diffuso nell'industria dell'acciaio; la gassificazione a ossigeno è infatti conveniente rispetto a quella ad aria, perché il gas di sintesi ha maggior potere calorifico, non essendo diluito dall'azoto atmosferico (a pari output energetico, si riducono considerevolmente le dimensioni di tutti gli apparati dell'impianto in relazione alla minor portata di syngas) e perché non è necessario portare tutta la massa inerte di azoto alle temperature di gassificazione, operazione che comporterebbe un maggior avanzamento delle reazioni di ossidazione e quindi un'ulteriore diminuzione del potere calorifico. La produzione di ossigeno è peraltro un processo costoso, sia economicamente sia energeticamente: l'aria deve essere infatti compressa a 5-6 bar prima di entrare nelle colonne di separazione, che producono ossigeno e azoto a pressione atmosferica, e l'assorbimento di potenza del compressore adibito a questo scopo è una frazione rilevante (dell'ordine del 10%) della potenza prodotta da un impianto IGCC;
- la gassificazione, che può essere svolta con numerosi processi (v. oltre), produce comunque un gas (syngas grezzo) a elevata temperatura e ricco di elementi inquinanti (ceneri, zolfo, metalli alcalini, ammoniaca, mercurio e altro); la rimozione di tali elementi è l'aspetto qualificante del processo; nella gran parte dei casi tale rimozione richiede di portare il gas di sintesi a temperatura ambiente e quindi, al fine di produrre energia elettrica, sono necessari sistemi di recupero termico quanto più efficienti possibile.

fig. 29. Schema a blocchi di un impianto IGCC.



Processi di gassificazione

In generale, un gassificatore è un reattore che prevede tre flussi entranti, il combustibile, un ossidante e acqua, sotto forma liquida o di vapore, e due flussi uscenti, il gas di sintesi grezzo e le ceneri, ovvero il residuo solido della combustione, in più possibili forme a seconda del processo, per esempio, polveri di varia granulometria o scorie agglomerate (slag). Le reazioni energeticamente più importanti che hanno luogo nei gassificatori sono:



La combustione parziale del carbonio produce solo il 28% del calore ottenibile con la combustione totale (seconda reazione), lasciando il restante 72% disponibile come potere calorifico nel gas di sintesi; se aumenta la quantità di ossigeno introdotto, aumenta il peso della seconda reazione: si innalza la temperatura del gas di sintesi, che si impoverisce chimicamente. La reazione di gassificazione, che è endotermica e quindi favorita dalle alte temperature, giustifica la presenza dell'acqua entrante nel processo come elemento moderatore della temperatura e allo stesso tempo apportatore di idrogeno: l' H_2 è infatti il secondo componente fondamentale, assieme al CO, del gas di sintesi. La reazione di shift determina invece il rapporto tra i due elementi utili nel gas prodotto. La reazione di metanazione è invece importante solo in processi a bassa temperatura.

È interessante anche conoscere la sorte degli altri elementi presenti in minore quantità nel carbone, ma rilevanti ai fini delle emissioni: lo zolfo in atmosfera povera di ossigeno si converte in H_2S (solfuro di idrogeno) e in minima parte in COS (solfuro di carbonile); l'azoto si ritrova nel gas di sintesi prevalentemente in forma molecolare (N_2) ma è anche presente in tracce come ammoniaca (NH_3) e acido cianidrico (HCN): questi elementi, se non rimossi, sono rilevanti perché, nella combustione finale, sono responsabili della formazione di NO_x . Le ceneri, se portate allo stato fuso al di sopra dei 1.100-1.200 °C, nel successivo raffreddamento tendono a coalescere formando lo slag, agglomerato inerte di grossa granulometria, facile da smaltire. Questa serie di trasformazioni caratterizza in vario modo il funzionamento delle varie tipologie

di gassificatori, che sono riconducibili a tre categorie principali: a letto fisso, a letto fluido, a flusso trascinato (*entrained flow*).

Trattamenti del gas di sintesi

I trattamenti del syngas grezzo sono di due tipi: raffreddamento e recupero termico; pulizia chimica e fisica. I due processi sono in realtà ben collegati, essendo il primo funzionale al secondo, ma è preferibile parlarne separatamente.

Il raffreddamento con recupero termico dal syngas dà luogo a un apporto energetico importante al ciclo di potenza: per i gassificatori di carbone a flusso trascinato tale apporto è dell'ordine del 20% dell'energia introdotta nel sistema. La qualità termodinamica dei processi di recupero è quindi un elemento rilevante per le prestazioni dell'intero impianto e le soluzioni adottate caratterizzano le tecnologie dei vari costruttori. Con riferimento ai gassificatori a letto trascinato, sono individuabili quattro sistemi principali di recupero.

Con raffreddamento syngas sia radiativo sia convettivo. Il raffreddamento ad alta temperatura, vale a dire dalle condizioni di uscita del gassificatore (1.200-1.400 °C) fino a un livello termico più moderato (circa 900 °C), avviene in uno scambiatore radiativo, in cui si solidifica lo slag che viene successivamente separato da un ciclone; segue quindi uno scambiatore convettivo, che porta i gas a temperature di 250-300 °C; entrambi i raffreddatori syngas (syngas cooler) producono vapore ad alta pressione ed effettuano quindi un recupero termico efficiente, anche se questa soluzione comporta elevati costi d'investimento.

Con spegnimento (quenches) dei gas ad alta temperatura con iniezione di acqua o di slurry acqua-carbone. In questo caso si ha un secondo stadio di gassificazione: la temperatura viene riportata a valori più moderati (900-1.000 °C), con solidificazione delle ceneri prima di arrivare a uno scambiatore convettivo che produce vapore ad alta pressione.

Con quenches ad alta temperatura mediante ricircolazione di gas di sintesi già raffreddato. Anche in questo caso seguono la rimozione dello slag e lo scambiatore convettivo, con produzione di vapore ad alta pressione.

Con quenches completo. Il gas è raffreddato da un ingente quantitativo di acqua, fino ad arrivare a saturazione, ovvero a una temperatura che dipende dalla pressione del gassificatore e che per i valori più consueti è attorno a 250 °C. In questo modo vengono eliminati i syngas cooler, con importanti riduzioni del costo d'investimento e decisivo aumento dell'affidabilità; viene tuttavia abbassato drasticamente il livello di temperatura a cui è possibile recuperare il calore: infatti a valle del quench è possibile produrre vapore a non più di 10-20 bar (in dipendenza dalla pressione di gassificazione e dalle esigenze di processo) recuperando calore prevalentemente

dalla condensazione dell'acqua evaporata nel quench, mentre nei casi precedenti era possibile generare vapore di alta pressione (da 100 a 140 bar, a seconda dei requisiti del ciclo di potenza).

I sistemi descritti non completano il recupero termico: seguono altri scambiatori, meno impegnativi dal punto di vista progettuale ed economico, per ridurre la temperatura fino a circa 40-50 °C; il calore è utilizzato per scopi diversi (preriscaldamento del gas depurato anche mediante saturazione, generazione di vapore a bassa pressione, ecc.).

La depurazione è necessaria perché il gas prodotto dai gassificatori è caratterizzato da un contenuto di ceneri fini, di particolato e di acidi solforati tali da renderne impossibile un uso diretto come combustibile; il filtraggio fisico (rimozione di particelle solide) può essere effettuato a secco, con cicloni e filtri, e/o a umido, mediante lavaggio con acqua (scrubbing). I cicloni sono spesso impiegati a monte dei syngas cooler convettivi, per rimuovere le particelle solide di maggiori dimensioni e ridurre l'erosione e lo sporcamento di questi scambiatori; sono economici ma inefficienti per le particelle più piccole. Gli scrubber, usati a valle dei syngas cooler, consentono invece una rimozione molto sicura delle particelle solide e raccolgono in soluzione le tracce di NH₃, HCN e metalli alcalini (Na, K, Li); queste sostanze causerebbero problemi di emissioni e di corrosione della turbina e pertanto gli scrubber sono largamente utilizzati negli impianti IGCC. Le acque raccolte dagli scrubber vanno trattate e in parte riciclate, con un'impiantistica di impatto non trascurabile. Le filtrazioni a secco sono possibili, ma richiedono anche l'aggiunta di reagenti per assorbire i metalli e l'ammoniaca.

Particolarmente importanti sono la rimozione e il trattamento dei gas acidi, principalmente H₂S (il solfuro di carbonile presente viene convertito in H₂S in un reattore di idrolizzazione, in cui reagisce con acqua), essenziali per limitare l'emissione in atmosfera di biossido di zolfo, uno degli inquinanti prodotti dalle centrali che utilizzano combustibili pesanti. Il processo consiste di più fasi in cascata:

- separazione dei gas acidi: avviene mediante assorbimento di H₂S in reagenti chimici (per esempio, soluzioni di acqua e mono- e/o di-etanolammine) o in solventi fisici (Selexol); la soluzione ricca di H₂S viene rigenerata rilasciando il gas acido; la rigenerazione può avvenire per effetto termico e/o di una diminuzione di pressione (flash), sfruttando la minor solubilità del gas ad alta temperatura e bassa pressione. Questi effetti possono essere combinati nell'operazione di stripping, solitamente utilizzata con i solventi chimici, nei quali il gas acido viene liberato in una corrente di vapor d'acqua in cui ha una pressione parziale molto inferiore che nella soluzione;

il vapore viene generato mediante ebollizione di parte della soluzione stessa con somministrazione di calore fornito dall'esterno;

- processo chimico per la produzione di zolfo elementare a partire da H₂S, basato sull'ossidazione per combustione del gas acido (esotermica, che produce SO₂) e sulla reazione endotermica $2\text{H}_2\text{S} + \text{SO}_2 \rightarrow 3\text{S} + 2\text{H}_2\text{O}$ (processo Claus);
- trattamento dei gas di coda: serve a una depurazione finale dei gas combusti del processo Claus e a una rimozione più completa dello zolfo.

Questi processi sono ben noti nell'industria chimica e petrolifera e non costituiscono un elemento critico negli impianti IGCC; la rimozione dei composti solforati dal syngas è pressoché completa (l'efficienza supera facilmente il 99%) e lo zolfo viene prodotto in forma commerciabile. Ciò costituisce uno dei principali punti di forza degli impianti IGCC, perché nessun'altra tecnologia di potenza è in grado di risolvere così efficacemente i problemi ambientali legati alla presenza di zolfo nel combustibile. Ciò consente agli IGCC di operare con combustibili ad elevatissimo tenore di zolfo, come il tar di raffineria o il petcoke, pur rispettando le normative più stringenti sulle emissioni.

Negli ultimi anni grandi sforzi sono stati dedicati allo sviluppo di sistemi di pulizia a caldo del gas di sintesi (HGPU, Hot Gas Clean Up); la possibilità di effettuare tutte le operazioni di depurazione a temperature dell'ordine di 400-550 °C comporta una notevole semplificazione dell'impianto, riducendo l'importanza delle apparecchiature di recupero termico. I sistemi HGPU sono basati su una filtrazione fisica con filtri ceramici e su assorbimento dei gas acidi su un letto di ossidi metallici (Fe, Zn). Finora, tuttavia, questi dispositivi non sono disponibili né a livello industriale né dimostrativo su larga scala; permangono inoltre riserve circa la rimozione dell'ammoniaca e dei metalli alcalini e circa l'efficienza di rimozione dello zolfo, che è inferiore a quella dei sistemi a freddo.

Sezione di potenza

In linea di principio, la sezione di potenza non differisce da quella di un ciclo combinato a gas naturale; esistono tuttavia alcune problematiche specifiche per l'impiego di macchine esistenti, progettate per il funzionamento a gas naturale, che vengono di seguito ricordate.

Il gas di sintesi ha un potere calorifico inferiore (PCI) molto minore di quello del gas naturale, essendo costituito da CO e H₂ che hanno PCI rispettivamente di 12,6 e 10,8 MJ/Nm³ (contro 35,8 MJ/Nm³ del metano), e contenendo una frazione di inerti (CO₂, N₂, H₂O) non trascurabile (15-25%). Inoltre, il PCI finale del gas di sintesi tende a diminuire ulteriormente perché è pratica comune diluire il gas di sintesi con acqua e con azoto, sia per limitare le emissioni di NO_x (v. oltre), che per

recupero termico (preriscaldamento per saturazione con acqua calda ottenuta nel raffreddamento finale del syngas freddo). I valori del PCI del syngas diluito più frequentemente riscontrati (con gassificazione a ossigeno) sono dell'ordine di 4-7 MJ/Nm³, in dipendenza appunto del grado di diluizione (assai variabile), o, in termini massici, di 5-8 MJ/kg (8-12 MJ/kg prima della diluizione), contro 46-50 MJ/kg del gas naturale.

La portata in massa di combustibile diviene, a causa di quanto sopra, da 5 a 10 volte superiore a quella di gas naturale, a pari potenza termica sviluppata: in linea di massima, essa costituisce il 10-18% della portata di aria elaborata dal compressore; a pari portata d'aria, aumenterebbe in misura non dissimile la portata di fluido che si espanderebbe nella turbina, rispetto a un caso a gas naturale. L'aumento di portata comporterebbe un proporzionale aumento di potenza della turbina e un ben più sensibile aumento della potenza dell'intera sezione di turbina a gas (20-30%), perché la potenza assorbita dal compressore resterebbe, in prima analisi, inalterata. L'aumento di portata in turbina comporterebbe però anche un aumento della pressione al suo ingresso; il compressore dovrebbe quindi sviluppare un rapporto di compressione più elevato, con il rischio di superare i margini di stallo; in tal caso sarebbe necessario aumentare la sezione di passaggio degli ugelli della turbina o aggiungere stadi di alta pressione al compressore (modifiche piuttosto complesse e costose), oppure ridurre la portata d'aria agendo sulle palettature regolabili del compressore, ma in tal modo si rinunciarebbe a buona parte dell'aumento di potenza conseguibile.

Altre modifiche, ma di minor rilievo, riguardano il combustore, per consentire il maggior flusso di combustibile; in generale, i costruttori non ritengono necessario limitare significativamente la temperatura di ingresso in turbina rispetto al funzionamento a gas naturale, viste le ottime caratteristiche fisiche del gas di sintesi.

Una problematica importante è connessa alle emissioni di ossidi di azoto; con combustibili ricchi di idrogeno, la temperatura della fiamma stechiometrica è più elevata che bruciando metano, e quindi in una combustione diffusiva si ha maggior formazione di NO; inoltre non sono utilizzabili, fino a oggi, combustori a fiamma premiscelata, viste le caratteristiche dell'idrogeno stesso (alta velocità di fiamma, amplissimo campo di infiammabilità). Pertanto, l'abbattimento delle emissioni di NO_x si può ottenere solo diluendo il combustibile con un inerte, ovvero l'azoto, che fortunatamente in un IGCC è disponibile gratuitamente in grandi quantità come sottoprodotto dell'impianto di separazione aria. Qualora tale misura non sia sufficiente, per limiti tecnici di varia natura, può divenire necessario ricorrere a una rimozione catalitica (SCR).

Dall'esame della fig. 29, emergono inoltre alcune differenze rispetto al caso di ciclo combinato a gas naturale.

La sezione a vapore del ciclo combinato riceve calore (flussi di vapore) non solo dai gas uscenti dalla turbina a gas, ma anche dai già descritti processi di raffreddamento del syngas; molto spesso i syngas cooler producono vapore saturo a partire da acqua di alimentazione a sua volta quasi satura, per motivi di semplicità e di miglior controllo dello scambio di calore; pertanto la caldaia a recupero deve provvedere in misura limitata all'evaporazione e quindi i suoi compiti principali sono il preriscaldamento dell'acqua di alimentazione e il surriscaldamento e risurriscaldamento del vapore.

Altri flussi di acqua e di vapore, seppure con apporti energetici assai inferiori, sono coinvolti in vari processi: molti gassificatori richiedono una consistente alimentazione di vapore; in certi casi, il mantello del gassificatore è raffreddato con produzione di vapore di media pressione; il trattamento e l'eventuale essiccazione del carbone possono richiedere vapore; nei processi di separazione dei gas acidi è richiesto vapore per lo stripping; infine, viene prodotto vapore dal recupero della combustione di H₂S.

È possibile alimentare l'impianto di separazione dell'aria (ASU, Air Separation Unit) prelevando la portata d'aria necessaria dalla mandata del compressore della turbina a gas; questa soluzione integrata permette di fare a meno di un compressore *ad hoc* per rifornire le colonne di separazione. Tenuto però conto che le condizioni di mandata del compressore in una turbina heavy-duty sono attorno a 400-450 °C e 15-18 bar, contro 5-6 bar a temperatura ambiente richiesti dai normali ASU, l'utilizzazione della soluzione integrata richiede di pressurizzare l'impianto di separazione, che in questo caso produce ossigeno e azoto a circa 3 bar, di reiniettare l'azoto nella turbina a gas dopo ricompressione e di raffreddare l'aria spillata, recuperando il calore in modo corretto. Pertanto l'integrazione tra ASU e turbina a gas complica notevolmente l'assetto impiantistico e la gestione dell'impianto.

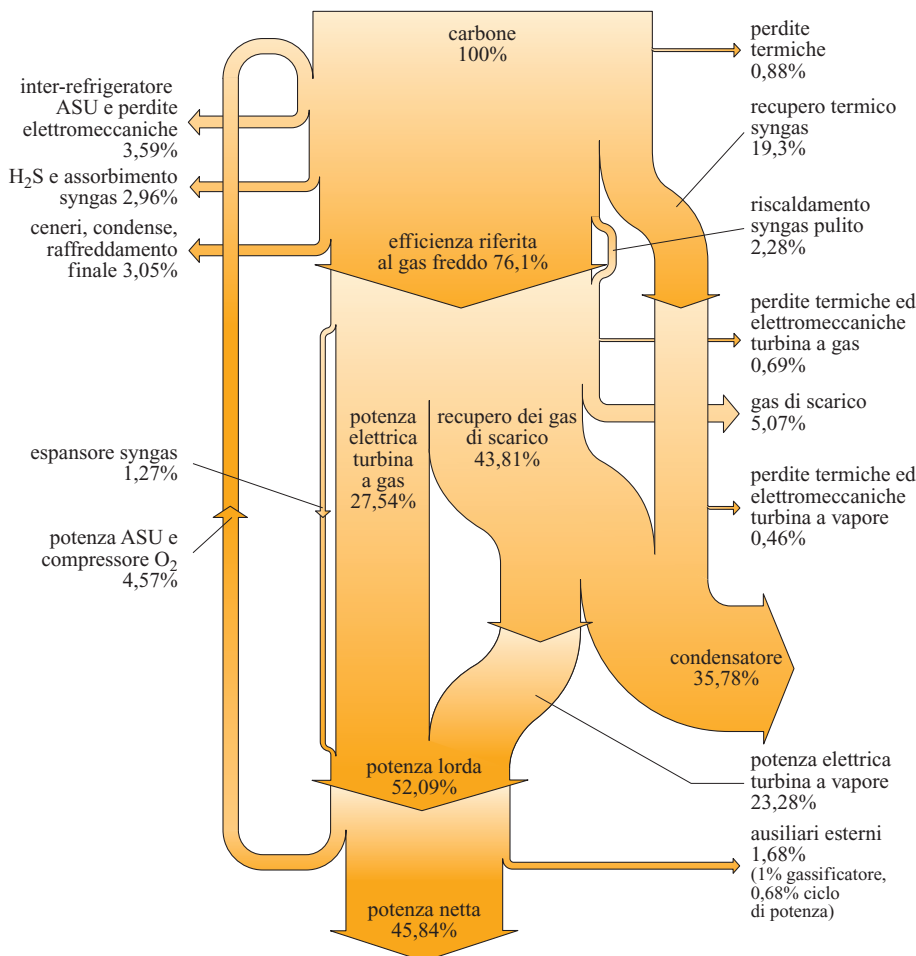
Bilancio generale e prestazioni

In fig. 30 è rappresentato un esempio di diagramma dei flussi di energia di un impianto IGCC; va tenuto conto delle osservazioni di seguito riportate.

Il valore del rendimento netto finale ottenuto (quasi il 46%) è indicativo delle potenzialità della tecnologia IGCC con utilizzazione di componenti collaudati; tuttavia nelle realizzazioni pratiche alcune semplificazioni adottate e una giustificata prudenza (trattandosi di impianti sui quali si ha limitata esperienza operativa) hanno portato a livelli di rendimento significativamente inferiori (40-42% e talvolta anche meno).

La separazione dell'aria assorbe circa il 10% della potenza totale dell'impianto; la ripartizione della potenza tra turbina a gas e ciclo a vapore, rispetto ai cicli combinati a gas naturale, è sbilanciata verso la turbina

fig. 30. Diagramma dei flussi energetici di un impianto IGCC.



a vapore, a causa dei flussi di vapore generati dal raffreddamento del syngas, un contributo ben visibile a destra di fig. 30 (circa il 20% del calore entrante come PCI del carbone).

La fig. 30 illustra inoltre il concetto di efficienza riferita al gas freddo (*cold gas efficiency*), rapporto del prodotto (portata massica per potere calorifico) fra syngas pulito e carbone; è un parametro utile a classificare le prestazioni di un gassificatore, ma non va inteso come un rendimento perché, com'è chiaro dalla figura, il gassificatore è interessato da molti altri flussi energetici, fondamentali a definire il rendimento finale di conversione dell'energia chimica del carbone in energia elettrica.

Il syngas pulito costituisce l'input principale al ciclo di potenza, ma vi sono altri flussi rilevanti; è peraltro da notare la differenza tra la potenza lorda prodotta dai generatori e quella netta utilizzabile, a causa dei consumi dell'ASU e dei numerosi ausiliari.

Esperienze, confronti e possibili evoluzioni

Nel 2005 sono operativi nel mondo solo una decina di impianti IGCC, alcuni dei quali utilizzanti carbone, altri residui di raffineria. I primi impianti di grande

potenza a carbone (Wabash River e Tampa negli Stati Uniti, Buggenum e Puertollano in Europa) hanno avuto esperienze piuttosto travagliate nei primi anni di funzionamento, ma hanno per lo più raggiunto sufficienti valori di affidabilità (attorno a 6.000 ore all'anno, anche di più per Wabash River). Le difficoltà sono state localizzate in svariate sezioni di impianto, non solo nell'isola di gassificazione ma anche nelle turbine a gas, per le quali si sono verificati problemi, talvolta molto gravi, nelle operazioni con syngas. Difficoltosa è stata pure la gestione degli impianti; molti problemi sono stati superati anche a livello di progettazione. Sono invece state molto positive le esperienze accumulate negli impianti italiani di raffineria, che hanno mostrato livelli di affidabilità molto elevati (anche 8.000 ore all'anno) in virtù di una progettazione più prudente e improntata a ottenere la massima affidabilità degli impianti (utilizzo del quench totale con abolizione dei syngas cooler, ASU non integrato, turbine a gas più collaudate e non di ultimissima generazione, ecc.).

Pertanto è assai diffuso il convincimento che non vi siano problematiche tecnologiche irrisolte nel settore degli IGCC, anche a carbone, tenendo presenti le esperienze

accumulate e le prospettive di sviluppo: è oggi possibile costruire un IGCC a carbone con altissima probabilità di conseguire un esercizio commerciale completamente affidabile, basandosi sulle esperienze fatte. Tuttavia è inutile negare che il grado di rischio di un investimento per un IGCC sia a oggi più elevato che per una centrale a polverino (USC).

Constatato quindi che attualmente (2005) le tecnologie USC sono certamente più referenziate dal punto di vista dell'affidabilità, nel confronto IGCC-USC giocano molti altri fattori controversi.

Costi di investimento. Esistono segnali per cui il forte divario tra i costi iniziali rilevati per le prime installazioni di IGCC negli anni Novanta (attorno a 2.000 \$/kW_e contro 1.000-1.200 di USC con dispositivi adeguati di salvaguardia ambientale) sia oggi fortemente attenuato, se non addirittura annullato; in questo confronto giocano molti fattori legati anche alla singola installazione, ma la differenza nei costi dovrebbe risultare comunque minima.

Efficienza energetica. Le prestazioni termodinamiche (rendimento netto) sono pure di difficile interpretazione, vista una certa difficoltà nel reperire i dati di esercizio delle centrali attuali, che peraltro spesso cogenerano vapore e idrogeno, rendendo difficili i confronti; tuttavia i valori rilevati in esercizio sono collocati nella fascia del 40-42%, valore facilmente ottenibile da moderne centrali USC; fino a oggi non si può quindi parlare di superiorità termodinamica degli IGCC, anzi i migliori USC sono certamente più efficienti; la tecnologia IGCC è però suscettibile di importanti miglioramenti (v. oltre), per cui in prospettiva sono ipotizzabili valori del 46-48%, superiori a quelli degli attuali impianti a vapore e paragonabili con quelli previsti per gli USC del prossimo decennio.

Prestazioni ambientali. Le esperienze fatte sono state tutte positive dal punto di vista delle emissioni, per cui la superiorità ambientale degli IGCC resta confermata; le emissioni di NO_x sono state controllate senza problemi con le tecniche segnalate (diluizione con azoto, SCR) e le emissioni di polveri sottili sono trascurabili, mentre i sistemi di rimozione dello zolfo hanno dimostrato grandissima efficienza, ben superiore a quella conseguibile con gli wet scrubber a calcare e con una movimentazione di solidi ridotta di un ordine di grandezza. È vero che, con le normative vigenti, questo punto è determinante solo per combustibili ad alto tenore di zolfo, come i prodotti di raffineria (con un buon carbone, con meno dell'1% di zolfo, le tecniche applicate agli USC sono più che soddisfacenti), ma altrimenti tali risorse non sarebbero accessibili. Non va poi dimenticata la problematica delle emissioni di mercurio e di altri metalli pesanti, pur se oggi manca una regolamentazione specifica; il loro abbattimento sarebbe assai meno gravoso nel caso degli IGCC, in quanto le tecniche di rimozione potrebbero essere

applicate alla sola corrente di gas di sintesi (piccola portata a elevata pressione) invece che ai gas combustibili (grandissima portata a pressione atmosferica).

L'evoluzione degli IGCC prevedibile per i prossimi anni riguarda essenzialmente due aspetti, di seguito riportati.

Il primo aspetto consiste nell'aumento della competitività economica, che passa attraverso la diminuzione dei costi di investimento e l'aumento del rendimento; le direttive tecniche su cui sono previste attività di ricerca e sviluppo a breve e medio termine sono:

- impiego di turbine a gas sempre più avanzate e con migliori prestazioni; per le applicazioni a gas naturale è già disponibile una nuova generazione di macchine operanti a temperature massime dell'ordine di 1.400-1.450 °C con costi specifici inferiori e rendimenti più elevati; il loro impiego con gas di sintesi non è immediato, ma è certamente prevedibile;
- processi innovativi per la separazione dell'aria, con membrane ITM o OTM (Ion/Oxygen Transport Membrane), prossime alla commercializzazione; in queste membrane l'ossigeno migra in forma ionica dal flusso di aria compressa prodotto dalla turbina a gas verso il lato 'permeato': viene completamente eliminato il costoso e complesso processo criogenico degli ASU attuali;
- miglioramento dei processi di gassificazione, con riferimento ad affidabilità e durata (materiali, refrattari), prestazioni termodinamiche (tipologie con alimentazione a secco, con doppio stadio e altro), capacità di utilizzazione di combustibili diversi (per esempio, carboni poco pregiati, ligniti, ecc.);
- standardizzazione dei processi, dei componenti e dei controlli.

Il secondo aspetto consiste nell'applicazione di tecniche di cattura di CO₂ e di produzione di idrogeno: non vi è dubbio che gli IGCC costituiscano la migliore opportunità per l'applicazione di tecniche di cattura di CO₂ (il CO₂ prodotto dalla combustione non viene disperso in atmosfera assieme agli altri prodotti, ma viene reso disponibile come flusso a elevata purezza allo stato liquido e alla pressione di 100-120 bar, per il trasporto e lo stoccaggio di lungo periodo in cavità sotterranee, acquiferi, giacimenti esauriti di idrocarburi e altro). Per realizzare la cattura di CO₂ è sufficiente aggiungere ai classici processi di gassificazione tre processi:

- shift del syngas ($\text{CO} + \text{H}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + \text{H}_2$), realizzato in un reattore catalitico posto a valle della zona di pulizia del syngas, operante tra 250 e 350 °C;
- separazione di CO₂ dal syngas così prodotto, con processi di assorbimento di gas acidi del tutto simili a quelli utilizzati per la rimozione di H₂S, ma dimensionati adeguatamente;
- compressione di CO₂ a una pressione superiore a quella critica, per poter effettuare la liquefazione

e la contemporanea disidratazione, per evitare corrosione delle tubazioni di trasporto al luogo di stoccaggio finale.

Il syngas così prodotto risulta pertanto composto al 90% circa da idrogeno, con cui viene alimentata la turbina a gas che produrrà quindi gas combustivi privi di CO₂, se non per le piccole quantità di CO non convertite dal reattore di shift, di CO₂ non rimosso negli assorbitori e di CH₄ formato dal gassificatore. Con questa tecnologia è possibile catturare circa il 90% del carbonio introdotto nel ciclo, a costo di una diminuzione del rendimento della centrale (dell'ordine dei 6-7 punti percentuali) e di un aumento significativo (circa il 50%) del costo di investimento; queste penalizzazioni si traducono in un costo della cattura di CO₂ dell'ordine di 25-30 €/t, un valore rilevante ma inferiore a quello conseguibile con altre tecnologie applicate al carbone o al gas naturale.

A ciò va aggiunta la possibilità di produzione di idrogeno in grande scala: poiché il syngas è appunto composto al 90% di H₂, è sufficiente una sua depurazione con PSA (Pressure Swing Adsorbers) per rendere disponibile il prodotto in qualità adatta a qualsiasi applicazione.

Anche in un'ottica meno di lungo periodo e indipendente dallo sviluppo delle infrastrutture richieste dalla *hydrogen economy*, è utile ricordare che i processi di gassificazione sono alla base della produzione dei combustibili di sintesi (per esempio, Gas To Liquid con processo Fischer-Tropsch e produzione di metanolo e di dimetil-tere, DME, quest'ultimo ritenuto da molti un'importante alternativa al gasolio nella trazione terrestre).

La cattura di CO₂ e la possibilità di coprodurre idrogeno (o altri combustibili puliti) è un elemento importante e qualificante; la produzione di energia elettrica e idrogeno a emissioni trascurabili di gas serra è oggi possibile, in termini economicamente e tecnologicamente sostenibili, solo da combustibili fossili. Considerata l'eccellenza in termini di abbattimento degli altri inquinanti, è pertanto ragionevole ritenere che gli IGCC possano godere di una buona reputazione da parte dell'opinione pubblica, nonostante la cattiva fama del carbone (quasi sempre ingiustificata, ma ben radicata), e quindi essere più accettati da parte delle popolazioni interessate: questa potrebbe essere la chiave del successo di questa tecnologia nei prossimi decenni.

Bibliografia generale

BLOCH H.P. (1996) *A practical guide to steam turbine technology*, New York, McGraw-Hill.

BOYCE M.P. (2002) *Handbook for cogeneration and combined cycle power plants*, New York, American Society of Mechanical Engineers.

CHIESA P., MACCHI E. (2004) *A thermodynamic analysis of different options to break 60% electric efficiency in combined cycle power plants*, «Journal of Engineering for Gas Turbines and Power», 126, 770-785.

CHIESA P. et al. (1993) *Predicting the ultimate performance of advanced power cycles based on very high temperature gas turbine engines*, in: *Proceedings of the American Society of Mechanical Engineers gas turbine conference*, Cincinnati, (OH), June, ASME Paper 93-GT-223.

CHURCH E.F. (1950) *Steam turbines*, New York, McGraw-Hill.

EL-WAKIL M.M. (1984) *Powerplant technology*, New York, McGraw-Hill.

GAFFERT G.A. (1952) *Steam power stations*, New York, McGraw-Hill.

HAWTHORNE W.R., OLSON W.T. (1960) *Design and performance of gas turbine power plants*, Princeton (NJ), Princeton University Press.

HORLOCK J.H. (1992) *Combined power plants. Including Combined Cycle Gas Turbine (CCGT) plants*, Oxford-New York, Pergamon Press.

HORLOCK J.H. (2003) *Advanced gas turbine cycles*, Amsterdam-Boston, Pergamon Press.

KEHLHOFER R. et al. (1999) *Combined-cycle gas & steam turbine power plants*, Tulsa (OK), PennWell.

MACCHI E. (1993) *Thermodynamic analysis of state-of-the-art and future advanced gas/steam cycles for base-load power generation*, in: *Proceedings of the International conference on natural gas technologies: energy security, environment and economic development*, Kyoto (Japan), 31 October-3 November.

MACCHI E. (2005) *Cicli combinati a gas naturale: polveri sottili ed emissioni gassose*, Milano, Polipress.

SARAVANAMUTTOO H.I.H. et al. (2001) *Gas turbine theory*, Harlow, Prentice Hall.

STODOLA A. (1927) *Steam and gas turbines*, New York, McGraw-Hill, 2v.

TRAUPEL W. (1977) *Thermische Turbomaschinen*, Berlin, Springer, 1977-1982; 2v., v.I: *Thermodynamisch-stromungstechnische Berechnung*.

Bibliografia citata

IEA (International Energy Agency) (2005) *Key world energy statistics*, Paris, IEA.

LOZZA G. (2006) *Turbine a gas e cicli combinati*, Bologna, Progetto Leonardo.

ENNIO MACCHI
GIOVANNI LOZZA
STEFANO CONSONNI
Dipartimento di Energetica
Politecnico di Milano
Milano, Italia