

Impianti a ciclo combinato

prospettive tecnologiche per l'incremento del rendimento

Il problema energetico è influenzato da fattori strategici, economici e politici, riconducibili alla limitata disponibilità delle risorse energetiche, la quale ha contribuito, nel corso degli ultimi anni, ad accelerare la diffusione di un uso razionale dell'energia. In questo scenario è emersa la spinta tecnologica verso la realizzazione di impianti di conversione sempre più efficienti, il cui obiettivo finale è al tempo stesso l'ottimizzazione dello sfruttamento delle fonti energetiche (riduzione del consumo di risorse, prevalentemente combustibili fossili, a parità di energia finale prodotta) e la riduzione dell'impatto ambientale (intendendo i rilasci di emissioni nocive sia in aria, che nelle acque e nei suoli). Il raggiungimento di queste finalità e le caratteristiche che li contraddistinguono hanno fatto pendere il piatto della bilancia verso gli impianti a ciclo combinato, che consentono una combinazione vincente tra un ciclo aperto (ciclo Joule delle turbine a gas) e un ciclo chiuso (ciclo Hirn degli impianti a vapore), coniugando, nel miglior modo possibile i pregi di questi due sistemi. Infatti nelle centrali termoelettriche a ciclo combinato si realizza un processo di combustione interno, come nei cicli aperti (turbogas) ed avviene una cessione di energia termica all'ambiente a bassa temperatura (in misura maggiore attraverso la condensazione ed in misura minore attraverso il raffreddamento dei gas combusti nella caldaia a recupero fino a temperature comprese tra 85-100 °C) in maniera analoga a quella dei cicli chiusi (centrali a vapore). Il risultato finale è un rendimento elettrico netto prossimo al 60% (diversi impianti si attestano oggi al 58%), irraggiungibile per i turbogas e per le centrali convenzionali a vapore.

Canali percorribili per l'avanzamento tecnologico dei cicli combinati

Il rendimento degli impianti a ciclo combinato ha subito una continua e progressiva crescita negli ultimi anni; a partire dagli anni Settanta, periodo nel quale è comparsa per

TABELLA 1 - PRESTAZIONI DI IMPIANTI A CICLO COMBINATO

Costruttore	ABB ¹	Siemens ²	Siemens ³	General Electric ⁴
Potenza (MW)	393	450	420	480
Rendimento (%)	58	58	60	60
Turbina a gas	GT 24/GT26	501G/701G	501 ATS	MS7001H/9001H
β	30	21	29	23
TIT (°C)	1280	1430	1510	1426

¹ **ABB** - Impianto con ricombustione e pale raffreddate a film

² **Siemens Westinghouse** Pale raffreddate a film con combustore raffreddato a vapore

³ **Siemens Westinghouse** Come la soluzione al punto 2 ma con raffreddamento a vapore dello statore

⁴ **GE** Raffreddamento in circuito chiuso mediante vapore dello statore e del rotore (primo stadio)

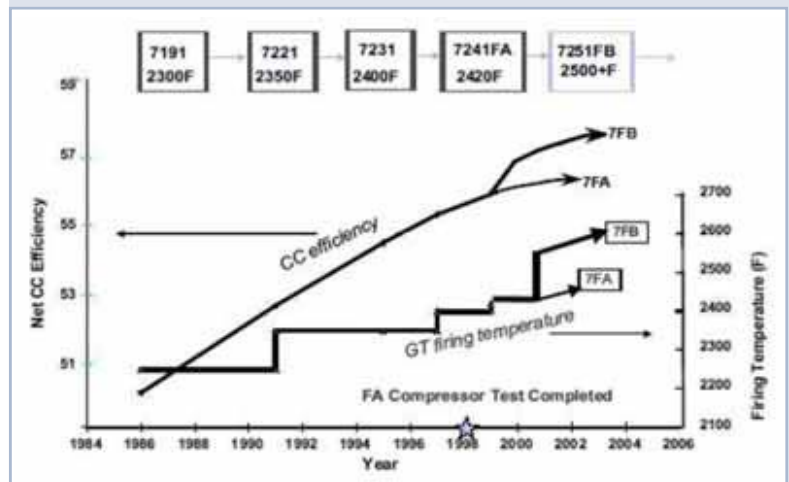


FIGURA 1
Trend di crescita del rendimento dei cicli combinati

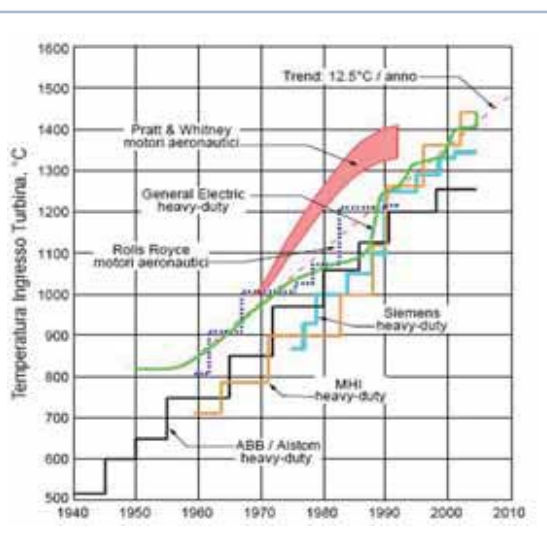
la prima volta sul mercato tale tecnologia, si è registrata una crescita media per decennio dell'efficienza pari al 7-8% (Figura 1), per cui si è passati da valori prossimi al 37% negli anni Settanta, al 45% negli anni Ottanta, al 52% negli anni Novanta, fino agli odierni valori prossimi al 60%. In Tabella 1 si riporta un confronto, in termini di prestazioni, di alcuni impianti a ciclo combinato. È evidente che i miglioramenti del rendimento di conversione sono otteni-

bili solamente ricorrendo a tecnologie molto sofisticate, con massiccio uso di tecniche di controllo e di modellizzazione numerica. Questa consistente crescita delle prestazioni dei cicli combinati è da ascrivere a diversi fattori:

- miglioramento delle prestazioni fluidodinamiche delle palettature delle turbine a gas e a vapore;
- ottimizzazione dei processi di combustione;
- crescita continua della temperatura massima di ingresso nelle turbine a gas.

È bene sottolineare come sia stata la crescita della TIT la causa trainante del progresso che ha investito gli impianti a ciclo combinato; infatti si è registrato un suo progressivo trend di crescita di circa 12,5 °C/anno. Una parte (circa un terzo), di questo incremento è da ascrivere al miglioramento dei materiali utilizzati per la realizzazione dei primi stadi (quelli esposti alle temperature più elevate) delle turbine a gas, mentre la restante parte è da attribuirsi all'evoluzione delle tecniche di raffreddamento delle palettature.

FIGURA 2
Evoluzione temporale della TIT



Palettature ad elevata efficienza

L'impiego di moderni software di calcolo consente di svolgere al meglio la simulazione numerica degli efflussi nei canali delle turbomacchine anche nel caso di geometrie fortemente tridimensionali e in presenza di perdite per trafiletti attraverso i giochi esistenti tra le pale rotoriche e la cassa della macchina. Per quanto concerne le turbine a vapore i miglioramenti più significativi riguardano le palettature degli stadi di bassa pressione, che hanno altezze sempre maggiori. In esse i problemi derivano dall'incremento della velocità relativa del fluido (w) e dalla irregolarità del flusso lungo il raggio. Per contrastare tale fenomeno occorre "forzare" l'efflusso verso la base della pala; ciò è possibile con diversi sistemi:

- progettando le pale per una distribuzione di velocità tangenziale (v_t) lungo il raggio diversa dal "vortice libero"

e tendente ad uno svergolamento della pala a grado di reazione costante, che implica una distribuzione di tipo a "vortice forzato" della velocità tangenziale;

- costruendo pale fortemente tridimensionali, caratterizzate da rastremazione alla base e all'apice e da generatrici non curve. Con questi adattamenti è possibile contenere la disuniformità del flusso lungo l'altezza della pala e quindi si ha una riduzione delle perdite di carico;
- realizzando palettature inclinate rispetto alla direzione dell'efflusso.

Con questi accorgimenti è possibile ridurre le perdite di carico. Le soluzioni esposte possono essere anche adottate nelle turbine a gas e nei primi stadi dei compressori assiali. Un argomento di grande attualità è lo studio delle variazioni temporali degli efflussi nelle turbomacchine, dipendenti dalle interazioni tra pale statoriche e rotoriche. Esse creano instabilità durante l'esercizio, perdite di efficienza e pericolose sollecitazioni meccaniche. Il progressivo avanzamento tecnologico dei sistemi di calcolo ha permesso di comprenderne meglio i meccanismi e di migliorare i rendimenti degli stadi.

Scenari di crescita della TIT

La causa, che ha maggiormente inciso sulla crescita del rendimento degli impianti a ciclo combinato, è stata, come precedentemente riportato, il continuo incremento della TIT (acronimo di Turbine Inlet Temperature). I passi in avanti compiuti dalla ricerca nel settore del raffreddamento delle palettature e nello sviluppo di materiali capaci di garantire alte prestazioni ad elevate temperature, hanno rappresentato la spinta per innalzare la temperatura di ingresso nelle turbine a gas, al fine di migliorarne il rendimento ed il lavoro specifico prodotto. Risulta necessario definire con chiarezza cosa si intenda per temperatura massima del ciclo quando si è in presenza di un sistema di raffreddamento delle pale. Vi sono infatti tre precise definizioni nella letteratura tecnica, che sono state introdotte per fissare un livello di temperatura, che sia rappresentativo dello standard tecnologico conseguito, della qualità e delle prestazioni del ciclo e delle sollecitazioni a cui sono sottoposti i materiali:

- temperatura di ingresso in turbina secondo ISO (TIT_{ISO}). È la temperatura derivante dalla miscelazione dei gas combusti e delle portate di refrigerante impiegate per raffreddare le pale della turbina;
- temperatura di ingresso in turbina nel primo rotore (TIT). È la temperatura che si ottiene miscelando i gas uscenti dalla camera di combustione e la portata di refrigerante della prima schiera statorica. È quindi la temperatura "percepita" dalla prima schiera rotorica;
- temperatura di uscita dal combustore (COT acronimo di Combustor Outlet Temperature). Rappresenta la temperatura dei gas combusti in uscita dalla camera di combustione.

Naturalmente si parla di valori medi di temperatura dal momento che vi sono disomogeneità dovute alla geometria del combustore. È evidente che $COT \geq TIT \geq TIT_{ISO}$, dove il segno di uguaglianza vale in assenza di raffreddamento delle palettature. La TIT riveste un ruolo fondamentale poiché è la temperatura a cui è esposto l'elemento più sollecitato della macchina (la palettatura rotorica del primo stadio), individua fisicamente il punto in cui il ciclo termodinamico inizia a compiere lavoro ed è generalmente accettata come la temperatura di riferimento del ciclo. Ne discende che è interessante analizzare l'evoluzione nel corso degli anni della TIT (Figura 2), resa possibile dagli avanzamenti tecnologici avuti nei campi dei sistemi di raffreddamento e dei materiali. Ad oggi non si riscontrano segnali di rallentamento di questo continuo trend di crescita (stimato in 12,5 °C/anno), anche se è ovvio che in futuro si tenderà asintoticamente ad un determinato valore.

Oggi sono disponibili sul mercato macchine delle serie G ed H con TIT di circa 1.460 °C, mentre sono da ritenersi ormai collaudate macchine aventi temperature di ingresso in turbina comprese tra 1.240 °C e 1.370 °C. I continui progressi della tecnologia hanno reso per certi versi "superate" le turbine della serie E con TIT comprese tra 1.100 °C-1.150 °C. Le lettere dell'alfabeto vengono usualmente utilizzate dai costruttori di turbine a gas per evidenziarne l'avanzamento tecnologico; la "E" indica macchine risalenti agli anni Ottanta, la sigla "FA" quelle risalenti agli anni Novanta, mentre la "FB", la "G" e la "H" si riferiscono a macchine di ultima generazione, che reciteranno un ruolo da protagonisti nel quindicennio 2000-2015.

Tecniche di raffreddamento delle palettature delle turbine a gas

Tra i fattori che hanno permesso la continua crescita della TIT vi sono i miglioramenti che sono stati realizzati nelle tecniche di raffreddamento delle palettature delle turbine a gas. Un efficiente sistema di raffreddamento delle schiere statoriche e rotoriche deve mantenere ogni punto della pala ad una temperatura inferiore o al più uguale alla temperatura massima sopportabile dal materiale ($T_{m,max}$). Ciò è reso possibile da uno scambio termico convettivo (regolato da un coefficiente di convezione h) tra la parete esterna della paletta (avente una temperatura pari a T_p) e la portata di gas (a temperatura T_g) che evolve in turbina, caratterizzato da un flusso termico areico q (W/m^2):

$$q = h \cdot (T_g - T_p)$$

e tale da ottenere $T_p \leq T_{m,max}$. Vi sono due tecniche per asportare tale flusso termico areico:

- a circuito aperto (denominata OL-AC dall'acronimo inglese Open Loop Air Cooling), dove il fluido refrigerante, dopo aver asportato il calore, si congiunge con la por-

tata di gas partecipando all'espansione in turbina;

- a circuito chiuso. Per questa tecnica sono possibili due modalità: CL-SC (Closed Loop Steam Cooling) e CL-MC (Closed Loop Mixed Cooling). In questa soluzione il refrigerante non si miscela con i gas combust (si possono usare aria o vapore come fluidi refrigeranti).

Raffreddamento a circuito aperto

Il sistema a circuito aperto è ampiamente impiegato nelle turbine a gas ed è caratterizzato dal prelievo di una data portata d'aria dal compressore, la quale viene fatta fluire all'interno di canali che attraversano la pala dalla base fino all'apice (in Figura 3 è rappresentato uno schema semplificato). Il refrigerante, dopo aver assolto il suo compito (asportazione del calore), viene iniettato nella corrente dei gas combust. Lo scambio termico tra i gas, il materiale con il quale è realizzata la paletta e l'aria può essere descritto utilizzando il modello della lastra piana, lambita da

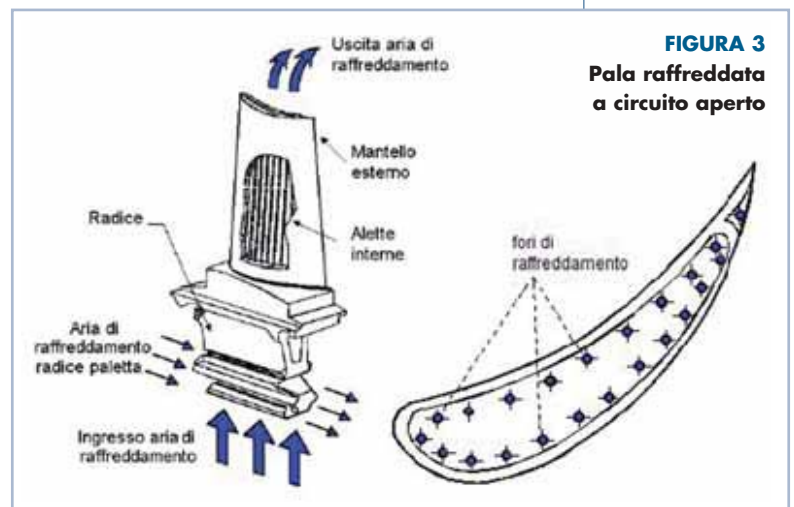


FIGURA 3
Pala raffreddata a circuito aperto

due fluidi a diversa temperatura (Figura 4). Le resistenze termiche dipendono dai parametri che governano le modalità di trasmissione del calore per convezione e per conduzione. La resistenza totale (1/h) sarà pertanto data da:

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{\frac{\lambda}{s}} + \frac{1}{h_e}$$

Dove:

h_i è il coefficiente di scambio termico convettivo lato refrigerante;

λ è la conducibilità termica del materiale costituente la pala;

s è lo spessore della parete;

h_e è il coefficiente di scambio termico convettivo lato gas;

Per la continuità del flusso termico si può scrivere:

$$q = h_c \cdot (T_g - T_{WALL,EST}) = \frac{\lambda}{s} \cdot (T_{WALL,EST} - T_{WALL,INT}) = h_i \cdot (T_{WALL,INT} - T_{COOL})$$

La temperatura più critica è quella della parete esterna che, in ogni condizione di funzionamento della turbina deve sempre rimanere al di sotto della temperatura massima sopportabile dal materiale ($T_{m,max} < 900\text{ }^\circ\text{C}$), pena la rottura delle palette. I valori delle grandezze dello scambio termico più frequentemente riscontrati nelle turbine a gas degli impianti a ciclo combinato sono h_g : 2-5 W/m²K; s : 1,5-2 mm; λ : 15-20 W/mK per leghe che lavorano ad alte temperature. Le quantità di calore da smaltire sono consistenti, infatti sono dell'ordine di 1 MW/m² nei primi stadi delle macchine di ultima generazione. Ne consegue che la portata di refrigerante in una moderna turbina a gas può costituire un'ingente frazione (fino al 20-25%) del flusso principale, influenzando la resa termodinamica del ciclo. Il raffreddamento OL-AC infatti ha tre rilevanti ripercussioni sulle prestazioni della macchina:

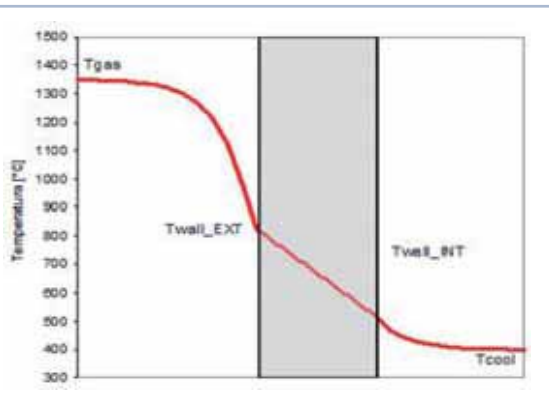


FIGURA 4
Andamento delle temperature in una pala raffreddata

- la miscelazione delle due correnti fluide innesca perturbazioni e conseguente aumento delle perdite fluidodinamiche;
- la temperatura dell'aria è inferiore a quella dei fumi, quindi vi è una diminuzione della temperatura della corrente gassosa che partecipa all'espansione con conseguente riduzione del lavoro prodotto dalla turbina;
- l'aria, avendo una velocità più bassa rispetto a quella dei gas combustivi, dovrà accelerare, sottraendo energia cinetica ai gas, che perderanno capacità di lavoro.

Dal momento che il raffreddamento delle palettature comporta inevitabili cali del rendimento e del lavoro, si deve cercare di minimizzare la portata di refrigerante, cercando un compromesso tra il miglioramento del rendimento dell'impianto reso possibile da una TIT elevata e le penalizzazioni descritte.

Raffreddamento a circuito chiuso

In questi ultimi anni, nello sviluppo delle più moderne turbine impiegate negli impianti a ciclo combinato, si sono riscontrati interessanti miglioramenti nella tecnologia di raffreddamento per cercare di superare le problematiche derivanti dalla modalità più diffusa in tale settore (la tecnica OL-AC). In tale scenario si colloca la soluzione a circuito chiuso (CL-SC o CL-

MC), che presenta ancora delle difficoltà intrinseche, di cui si disquisirà in seguito. Il sistema a circuito chiuso (in Figura 5 viene riportato uno schema) non prevede la miscelazione del refrigerante e dei gas combustivi e ciò comporta degli indubbi vantaggi (conseguibili sia con aria che con vapore):

- la temperatura dei gas non cala (in pratica si aumenta la TIT senza minare le proprietà dei materiali usati per la realizzazione delle pale) e quindi non diminuisce il lavoro estraibile dalla portata dei fumi;
- non vi sono turbolenze e fenomeni dissipativi derivanti dalla miscelazione dei fluidi (riduzione delle perdite fluidodinamiche);
- il refrigerante, dopo aver asportato il calore, può essere impiegato in modo termodinamicamente utile.

Il raffreddamento mediante vapore ha dei risvolti pratici molto importanti in quanto esso presenta, rispetto all'aria, un calore specifico più elevato e una maggiore conducibilità termica. Ne consegue che, a parità di flusso termico asportato, impiegando vapore si ha una riduzione della portata necessaria e di conseguenza si semplifica la progettazione dei canali di passaggio del refrigerante e si limitano le perdite di carico. Nei sistemi CL-SC (Closed Loop Steam Cooling) la potenza termica asportata viene riciclata nella sezione a vapore (sezione bottomer) dell'impianto a ciclo combinato, consentendo un aumento del lavoro prodotto dalla turbina a vapore. Nelle configurazioni impiantistiche attuali il vapore è ad una pressione di circa 30 bar e all'interno dei canali di transito subisce un risurriscaldamento per essere poi utilizzato nel ciclo a vapore. Vi sono comunque ancora notevoli difficoltà tecnologiche rappresentate principalmente:

- dal difficoltoso raffreddamento dei bordi di uscita delle pale, caratterizzati da spessori ridotti;
- dalla tenuta del vapore circolante nelle pale rotoriche.

Si sono recentemente diffuse turbine a gas, installate in impianti a ciclo combinato e raffreddate con sistemi CL-SC, costruite dalla General Electric (tali macchine fanno parte della serie H). Il raffreddamento ad aria presenta invece una maggiore semplicità realizzativa delle tenute (i trafilamenti di aria verso la portata di gas non sono critici). La configurazione impiantistica più efficiente prevede che l'aria, riscaldata all'interno dei canali di passaggio, sia inviata in camera di combustione, in modo da mantenere all'interno del ciclo il flusso termico asportato, riducendo la penalizzazione termodinamica. In questa situazione si deve ricorrere, per garantire la circolazione dell'aria, ad un compressore ausiliario che deve vincere le inevitabili perdite di carico. Per quanto concerne gli sviluppi delle tecniche di raffreddamento a circuito chiuso vanno menzionate proposte miste (CL-MC), nelle quali si impiega aria per le schiere rotoriche e vapore per le quelle statoriche al fine di ridurre il problema delle tenute.

Evoluzione tecnologica dei materiali impiegati per la costruzione delle palettature delle turbine a gas

Le turbine a gas lavorano in condizioni operative estreme di temperatura e pressione per ottenere le massime prestazioni dell'impianto energetico. Tali requisiti possono risultare al limite delle condizioni di progetto delle pale e dei cuscinetti. Di conseguenza la loro vita in esercizio può risultare ridotta, come verosimilmente risulta dalla frequenza delle fratture che tali componenti presentano rispetto alla minore incidenza verificabile in altre parti dell'impianto. Quindi per quanto concerne i materiali da impiegarsi nella realizzazione delle pale delle turbine a gas, la loro scelta è condizionata principalmente dalla resistenza ad alta temperatura. Oltre alla resistenza alla sollecitazione meccanica, normalmente esistente nelle turbomacchine, soprattutto per le pale rotoriche (sottoposte all'azione della forza centrifuga), sono cruciali le resistenze alla corrosione ed all'ossidazione, dovute alla reattività dell'ossigeno ad alta temperatura e all'erosione provocata dal passaggio dei gas ad alta velocità. A ciò si aggiunge il fatto che nelle condizioni di esercizio è lo scorrimento viscoso (creep) a determinare lo stato di sollecitazione accettabile per un dato materiale. Tale fenomeno comporta una progressiva deformazione del materiale, conducendolo alla rottura. Gli acciai al carbonio e quelli alto-legati presentano una non idonea resistenza al creep già a temperatura di 550-600 °C, valori di gran lunga inferiori alla TIT. Ne discende che la ricerca di materiali in grado di garantire ottime prestazioni ad elevate temperature è un passo fondamentale per l'incremento della temperatura di funzionamento degli impianti a ciclo combinato e di conseguenza per l'aumento del loro rendimento.

A tal proposito la via dell'innovazione tecnologica è stata intrapresa con le superleghe a base di nichel ottenute per "solidificazione direzionale" (DS), con le superleghe monocristalline e con quelle "solidificate direzionalmente ed indurite con ossidi dispersi" (ODS: Oxide Dispersion Strengthened). Naturalmente lo sviluppo di nuovi materiali va attentamente valutato attraverso la messa a punto di nuove tecniche diagnostiche simulanti le condizioni di lavoro dei componenti e, in tale ambito, la fatica termomeccanica è risultata un ottimo strumento diagnostico complementare di quelli già esistenti. Vi è un ampio ricorso a leghe di nichel per le schiere rotoriche (gli elementi più critici) e a leghe di cobalto per quelle statoriche. A titolo di esempio si riportano le composizioni chimiche delle pale fisse e mobili di una turbina a gas (Tabella 2), installata in un impianto a ciclo combinato e dotata di 4 stadi di espansione. Le proprietà meccaniche dei materiali sono influenzate anche dal trattamento di solidificazione impiegato. Dal momento che la deformazione plastica avviene al bordo dei grani cristallini (ed in particolare in quelli orientati normalmente rispetto alla direzione di applicazione dello sforzo), un miglioramento delle prestazioni dei materiali si è riscontrato con la "solidificazione direzionale" (DS), la quale orienta tutti i grani lungo la direzione radiale della paletta, cioè concordemente con la direzione di applicazione della sollecitazione. Un esem-

TABELLA 2 - COMPOSIZIONE CHIMICA DELLE LEGHE USATE NELLE PALETTATURE Fisse E MOBILI DI UNA TURBINA A GAS

materiale schiere statoriche	Primo stadio	G-CoCr23Ni10WTa
	Secondo stadio	G-NiCr14Co9TiAlWMo
	Terzo stadio	G-NiCr14Co9TiAlWMo
	Quarto stadio	G-NiCr14Co9TiAlWMo
materiale schiere rotoriche	Primo stadio	G-NiCr12Co9TiAlW-TaMo
	Secondo stadio	G-NiCr12Co9TiAlW-TaMo
	Terzo stadio	G-NiCr14Co9TiAlWMo
	Quarto stadio	G-NiCr14Co9TiAlWMo

pio di quanto detto è la lega GTD 111 DS (Figura 6) che, rispetto alla lega realizzata con solidificazione equiasiale, è caratterizzata da una maggiore resistenza a trazione (circa il 25% in più) e da una più elevata temperatura massima di esercizio (circa 30 °C di incremento).

Un ulteriore miglioramento delle proprietà di resistenza al creep si è avuto con l'avvento delle superleghe monocristalline (SC: single crystal), capaci di garantire una buona resistenza a fatica termomeccanica fino a circa 1250°C. Nelle superleghe monocristalline non esistono direzioni preferenziali di attacco. Un ulteriore passo in avanti si è registrato con l'avvento delle superleghe ODS, le quali hanno un'ottima resistenza al creep (possono sopportare temperature prossime ai 1.350 °C). Esse sono indurite dalla combinazione di due fattori: dispersione di ossido e precipitazione del composto intermetallico γ . Nella loro composizione chimica si riscontra una forte presenza di cromo (tra il 15% ed il 20%), di boro e zirconio, i quali migliorano la stabilità del bordo del grano e consentono quindi una migliore resistenza alle alte temperature. Tra le superleghe ODS attualmente impiegate nella realizzazione di turbine a gas rivestono un ruolo importante le Inconel MA 754 (a base di Ni e Cr e con percentuali minori di Ti e Al), le Inconel MA 758 (aventi una percentuale di Cr pari al 30% per innalzarne la resistenza all'ossidazione fino a circa 1.150 °C) e le più recenti Inconel MA 760 (usate soprattutto per le pale statoriche). Molto diffuse sono anche le

FIGURA 5
Raffreddamento a circuito chiuso CL-SC e CL-MC

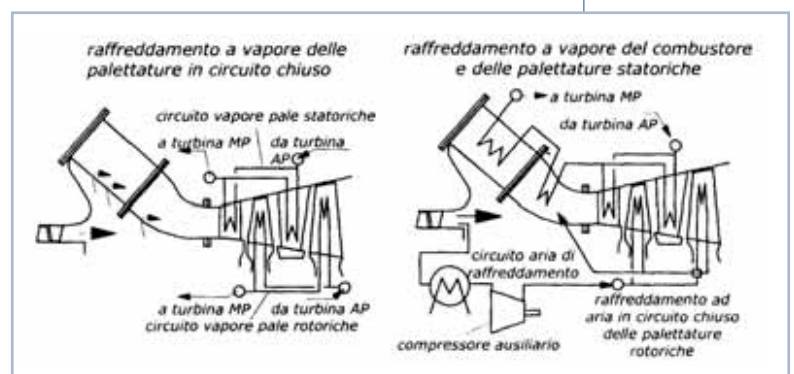
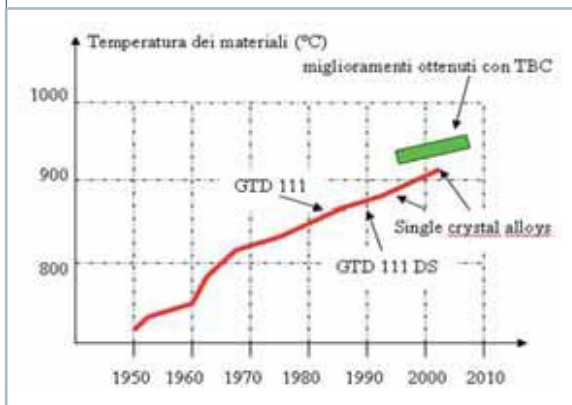
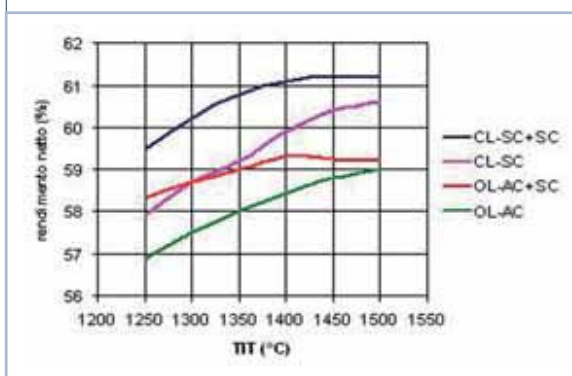


FIGURA 6
Evoluzione temporale delle temperature di esercizio dei materiali impiegati nelle turbine a gas



superleghe della serie "Udimet" (in particolare le Udimet 700 e 710), a base di Ni e contenenti alte percentuali di Co e Cr ed in misura minore Mo, Ti ed Al, impiegate nella realizzazione delle giranti. Una consistente spinta alla crescita della TIT è stata data anche dallo sviluppo dei "rivestimenti a barriera termica" (TBC: Thermal Barrier Coating), i quali permettono di realizzare uno strato termicamente isolante, costituito da ittrio e zirconio. La TBC costituisce una resistenza termica tra i fumi e la parete metallica della pala ed ha il vantaggio di innalzare la temperatura dei gas entranti in turbina mantenendo quasi inalterata quella della pala. Lo spessore dei materiali di rivestimento è di circa 0,2-0,5 mm e la conducibilità termica dello strato si aggira intorno ai 2-4 W/mK. Inizialmente tale tecnologia ebbe una lenta diffusione a causa di problemi legati al suo possibile distacco e all'erosione della palettatura, ma ora è applicata con continuità nelle turbine a gas di ultima generazione, in seguito al grande sviluppo tecnologico che si è riscontrato in questo campo. Un'altra importante strada che si sta percorrendo, seppur a rilento, è quella dei materiali ceramici, i quali sono in grado di sopportare temperature di esercizio prossime ai 2.000 °C, senza dover ricorrere a tecniche di raffreddamento della pala. Il principale vincolo alla diffusione delle leghe ceramiche è rappresentato dalla loro fragilità e dalla loro modesta resistenza meccanica. Allo stato attuale il loro impiego nelle turbine a gas è limitato a parti di piccole dimensioni o ad elementi non sottoposti a sollecitazioni meccaniche.

FIGURA 7
Rendimento degli impianti a ciclo combinato



Confronto tra soluzioni tecnologiche volte ad incrementare il rendimento degli impianti a ciclo combinato

Tra le vie percorribili per incrementare il rendimento degli impianti a ciclo combinato si sta diffondendo anche il ricorso ad uno stadio di combustione intermedio (SC acronimo di sequential combustion) durante la fase di espansione. Recenti studi hanno mostrato l'incidenza sul rendimento degli impianti delle tecniche di raffreddamento OL-AC e CL-SC e dell'adozione della combustione sequenziale accoppiata alle due citate tecnologie (Figura 7). Sulla base dei risultati riportati in Figura 7 si può notare come la crescita della TIT in impianti nei quali si ricorre alla tecnologia OL-AC (curva verde) porta ad un esiguo incremento delle prestazioni a fronte di un gravoso aumento della temperatura di ingresso in turbina (si dovrebbe avere un incremento di circa 250 °C della TIT per passare dal 57% al 59%). L'introduzione della combustione sequenziale (soluzione OL-AC+SC rappresentata dalla curva in rosso) permette un guadagno percentuale del rendimento (con TIT di circa 1.400 °C si avrebbe un η_{CC} del 59,2%), ma tali vantaggi tendono ad annullarsi all'aumentare della TIT. L'impiego di tecniche di raffreddamento a ciclo chiuso (CL-SC) consentono di ottenere efficienze del 60% (curva in viola) già con le attuali TIT (sempre ricordando le problematiche che limitano ancora la diffusione di tale tecnologia). L'adozione contemporanea della tecnologia CL-SC e della combustione sequenziale (soluzione CL-SC+SC, rappresentata dalla curva in blu) permette un ulteriore aumento di η_{CC} (con TIT di 1.400 °C si avrebbero rendimenti di circa il 61,2%). Tale soluzione è però al momento in fase di studio presso i maggiori costruttori di turbine a gas.

Conclusioni

I notevoli sforzi profusi dalla ricerca verso il miglioramento delle prestazioni delle centrali termoelettriche a ciclo combinato sono riconducibili al fatto che, allo stato attuale, esse rappresentano la migliore tecnologia disponibile (rientrano infatti nel campo delle BAT) in fatto di produzione di energia elettrica (garantendo un rendimento elettrico netto prossimo al 60%) e di contenimento delle emissioni di agenti inquinanti. L'avanzamento tecnologico che ha investito i settori dei materiali e delle tecniche di raffreddamento delle pale ha dato una forte spinta al trend di crescita della TIT e dei rendimenti di tali impianti. Dal momento che la maggiore penalizzazione dell'efficienza di conversione risiede nelle perdite del combustore (dovute alle irreversibilità delle reazioni di combustione), si dovrà cercare in futuro di limitare queste perdite, ricorrendo a processi di ossidazione del combustibile più efficienti (ad esempio si parla dell'abbinamento delle turbine a gas con celle a combustibile). L'incremento del rendimento di conversione degli impianti è di fondamentale importanza in

quanto consente un minore consumo di risorse comunque limitate, una riduzione del calore ceduto all'ambiente, minori emissioni di agenti inquinanti e quindi comporta non solo benefici "energetici", ma anche ambientali e sociali.

Bibliografia

[1] Caputo C., Arrighetti C., *Impianti convertitori di energia*, Ed. Ambrosiana-Anno 1997.
 [2] Gaul G.R., Dodd A.M., *The W501G testing and validation in the Siemens-Westinghouse advanced turbine systems program*, ASME paper 2001-GT-0399.
 [3] Matta R.K., Mercer G.D., Tuthill R.S., *Power Systems for the 21th century- H gas turbine combined cycles*, Pubblicazione General Electric Power Systems GER - 3935B, April 2000.
 [4] Gebhardt E., *The F technology experience story*, Pubblicazione General Electric Power Systems GER - 3950C, October 2000.
 [5] Negri di Montenegro G., Bianchi M., Peretto A., *Sistemi energetici e loro componenti*, Pitagora Editrice Bologna, II edizione , gennaio 2003.

[6] Bhargava R. K., Bianchi M., De Pascale A., Negri di Montenegro G., Peretto A., *"Gas Turbine Based Power Cycles - A State-of-the-Art Review"*- Proceedings of ICOPE-07-Atti di International Conference on Power Engineering, ICOPE-2007, Hangzhou, China, October 23-27 2007.
 [7] Macchi E., *Cicli combinati a gas naturale. Polveri sottili ed emissioni gassose*, Ed. Polipress- Anno 2005.
 [8] Capata R., Sciubba E., *Select design problems in turbomachinery*, Edizioni Euroma - anno 2004.
 [9] Bressers J., *Effect of cycle type and coating on TMF lives of a single crystal nickel based gas turbine blade alloy*, Thermomechanical fatigue of material:Second Volume- ASTM STP 1263- Ed. Verrilli e Castelli, American Society for testing and materials- anno 1996.
 [10] Sato A., *A 5th generation Ni-Base single crystal superalloy with superior elevated temperature properties*, Material for advance power engineering 2006- Cost Proc. Of 8th Liege Conf. 18-21 September 2006-Vol. 1, 287-298.
 [11] GE Power systems, *Gas turbine and combined cycle product*, March 2003.
 [12] Sciubba E., *Dispense del corso di turbomacchine*, Anno Accademico 2002-2003.

Aerorefrigerante a due sezioni per compressore alternativo
 Prima sezione: refrigerante acqua
 Seconda sezione: refrigerante gas naturale
 Pressione - temperatura: 37 Bar G/200 °C

AEROREFRIGERANTI

APPLICAZIONI: industria petrolchimica, impianti di processo, centrali di potenza, ausiliari di macchine

- refrigeranti acqua
- refrigeranti olio lubrificante
- refrigeranti gas compressi e di processo
- condensatori e refrigeranti fluidi caldi

UNITERM s.r.l.
 Fraz. S. Maurizio al Lambro - via Cilea
 20093 - COLOGNO MONZESE (MI) - ITALY
 Tel. +.39.02.2543190/2542948
 Fax +.39.02.2538931
 e-mail: unitermsrl@unitermsrl.it
 www.unitermsrl.it



UNITERM

