

RICERCA SISTEMA ELETTRICO

Le tecnologie innovative ed efficienti nei sistemi di generazione in assetto co-trigenerativo e nei sistemi integrati con unità a pompa di calore nelle applicazioni industriali e del terziario

M. Bianchi

P. R. Spina

G. Tomassetti, D. Forni

E. Ferrero





Ente per le Nuove tecnologie,
l'Energia e l'Ambiente



Ministero dello Sviluppo Economico

RICERCA SISTEMA ELETTRICO

Le tecnologie innovative ed efficienti nei sistemi di generazione
in assetto co-trigenerativo e nei sistemi integrati con unità a pompa
di calore nelle applicazioni industriali e del terziario

M. Bianchi

P. R. Spina

G. Tomassetti, D. Forni

E. Ferrero



università di ferrara
DA SEICENTO ANNI GUARDIAMO AVANTI.



LE TECNOLOGIE INNOVATIVE ED EFFICIENTI NEI SISTEMI DI GENERAZIONE IN ASSETTO CO-TRIGENERATIVO E NEI SISTEMI INTEGRATI CON UNITÀ A POMPA DI CALORE NELLE APPLICAZIONI INDUSTRIALI E DEL TERZIARIO

M. Bianchi (Dipartimento di Ingegneria delle Costruzioni Meccaniche, Nucleari, Aeronautiche e di Metallurgia – DIEM – dell'Università di Bologna)

P. R. Spina (Dipartimento di Ingegneria dell'Università di Ferrara)

G. Tomassetti, D. Forni (FIRE – Federazione Italiana per l'uso Razionale dell'Energia)

E. Ferrero (ENEA)

Aprile 2009

Report Ricerca Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Area: Usi finali

Tema: Promozione delle tecnologie elettriche innovative negli usi finali

Responsabile Tema: Ennio Ferrero, ENEA

Brevi note sugli autori sono riportate a fine rapporto

Sommario

Il presente rapporto raccoglie i risultati della collaborazione congiunta dell'Ente per le Nuove tecnologie, l'Energia e l'Ambiente (ENEA), del Dipartimento di Ingegneria delle Costruzioni Meccaniche, Nucleari, Aeronautiche e di Metallurgia (DIEM) dell'Università di Bologna, del Dipartimento di Ingegneria dell'Università di Ferrara e della Federazione Italiana per l'uso Razionale dell'Energia (FIRE), operata nell'ambito dell'accordo di programma tra il Ministero dello Sviluppo Economico (MSE) e l'ENEA per lo svolgimento di attività di Ricerca e Sviluppo di Interesse Generale per il Sistema Elettrico Nazionale (Ricerca di Sistema).

Gli argomenti trattati nel rapporto si riferiscono al Tema di Ricerca 5.4.3.1. "Promozione delle tecnologie elettriche innovative negli usi finali" dell'area "Usi finali" ed hanno come obiettivo la ricognizione delle tecnologie innovative ed efficienti nei sistemi di generazione in assetto co-trigenerativo e nei sistemi integrati con unità a pompa di calore nelle applicazioni industriali e del terziario.

In particolare vengono descritte le tecnologie per la generazione di energia elettrica in assetto cogenerativo con riferimento alle taglie di potenza elettrica nominale fino a 10 MVA, sistemi di Generazione Distribuita (GD) secondo la definizione data dall'Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas (AEEG). Nell'ambito di questo rapporto viene posta particolare attenzione alle tecnologie con potenza utile elettrica limitata ad 1 MW, che corrisponde alla potenza nominale massima dei sistemi indicati dalla normativa vigente (D. Lgs. n. 20/07) come sistemi di Piccola Generazione (PG). Per ciascuna tecnologia il rapporto tecnico analizza le principali caratteristiche di funzionamento, le prestazioni energetiche e quelle ambientali. Inoltre vengono fornite informazioni relative ai settori di applicazione e al potenziale di diffusione, evidenziando eventuali limiti e/o barriere. Si riportano anche alcuni esempi realizzativi di interesse nell'ambito nazionale.

Il rapporto è stato concepito e sviluppato in base all'esigenza di realizzare un prodotto di ricerca il più possibile pronto all'utilizzo da parte dei soggetti individuati quali principale obiettivo: gli operatori di settore lato utenza finale.

Si ottempera così all'obbligo previsto per le attività di Ricerca di Sistema di beneficiare gli utenti del sistema elettrico dei risultati prodotti, contribuendo alla diffusione di tecnologie innovative disponibili, ove per "innovativo" si intende sia una tecnologia "nuova", sia una tecnologia energeticamente efficiente ed innovativa nell'applicazione al settore o al processo produttivi.

Un uso più diffuso di tecnologie innovative ed efficienti e una migliore e razionale gestione dell'energia consentono, insieme a concreti benefici economici in termini di riduzione dei costi di approvvigionamento energetico per le utenze finali (tra cui principalmente le aziende che attueranno programmi di efficienza energetica seguendo un approccio di tipo sistemico), una complessiva riduzione dei consumi energetici ed una migliore integrazione dei carichi energetici locali nelle reti energetiche nazionali.

Indice

1. Introduzione.....	6
1.1 La diffusione della cogenerazione.....	8
2. Il quadro normativo/legislativo.....	13
2.1 L'inquadramento istituzionale della cogenerazione in Italia: una evoluzione lunga 100 anni.....	13
2.2 La situazione attuale in Italia.....	15
2.2.1 I certificati bianchi.....	21
2.2.2 I certificati verdi.....	23
2.2.3 La fiscalità della cogenerazione.....	25
2.3 Le direttive Comunitarie e le leggi dei singoli stati europei.....	30
2.4 Gli scenari futuri in Italia ed in Europa.....	35
2.5 La situazione extraeuropea.....	42
3. Tecnologie elettriche innovative a combustibile per la cogenerazione sotto i 10 MVA...53	
3.1 Motori alternativi a combustione interna.....	53
3.2 Turbine a gas di taglia medio-piccola (1÷10 MWe)	70
3.3 Microturbine a gas.....	89
3.4 Impianti con turbine a vapore.....	98
3.5 Cicli Rankine a fluido organico (ORC)	103
3.6 Micro-cicli Rankine.....	113
3.7 Cicli combinati gas-vapore.....	116
3.8 Motori Stirling.....	122
3.9 Celle a combustibile.....	140
3.10 Sistemi termofotovoltaici (TPV)	150

4. Tecnologie elettriche e non elettriche per la produzione del freddo e del caldo.....	157
4.1 Frigoriferi ad azionamento elettrico e meccanico.....	157
4.2 Frigoriferi ad assorbimento.....	160
4.3 Dessiccant cooling.....	166
4.4 Pompe di calore ad azionamento elettrico e meccanico.....	169
4.5 Pompe di calore ad assorbimento.....	174
5. Le barriere alla diffusione della piccola cogenerazione.....	178
5.1 Generalità sulle barriere alla diffusione.....	178
5.2 Possibili linee di soluzione.....	181
5.3 Prospettive e proposte.....	183
Note sugli autori.....	185

1. Introduzione

La richiesta di energia da parte delle utenze elettriche, termiche ed eventualmente frigorifere può essere soddisfatta mediante tecnologie cogenerative che utilizzano combustibili di diversa natura. Come evidenziato in figura 1.1, le tecnologie elettriche per la cogenerazione si servono anche di tecnologie ausiliarie, di tipo elettrico e non elettrico, per la produzione del caldo e del freddo: i flussi di energia prodotti dal sistema di cogenerazione possono essere convogliati alle utenze, oppure impiegati in sistemi ausiliari per la produzione indiretta di freddo o di caldo.

Tale rapporto intende fornire un quadro delle tecnologie consolidate ed innovative nel campo della cogenerazione di piccola taglia (< 10MVA). In particolare la tabella 1.1 riporta un elenco delle tecnologie di cogenerazione che verranno esaminate: per la maggior parte si tratta di tecnologie ben consolidate o comunque disponibili sul mercato, mentre altre (celle a combustibile e termo-fotovoltaico) sono tecnologie ancora in via di sviluppo.

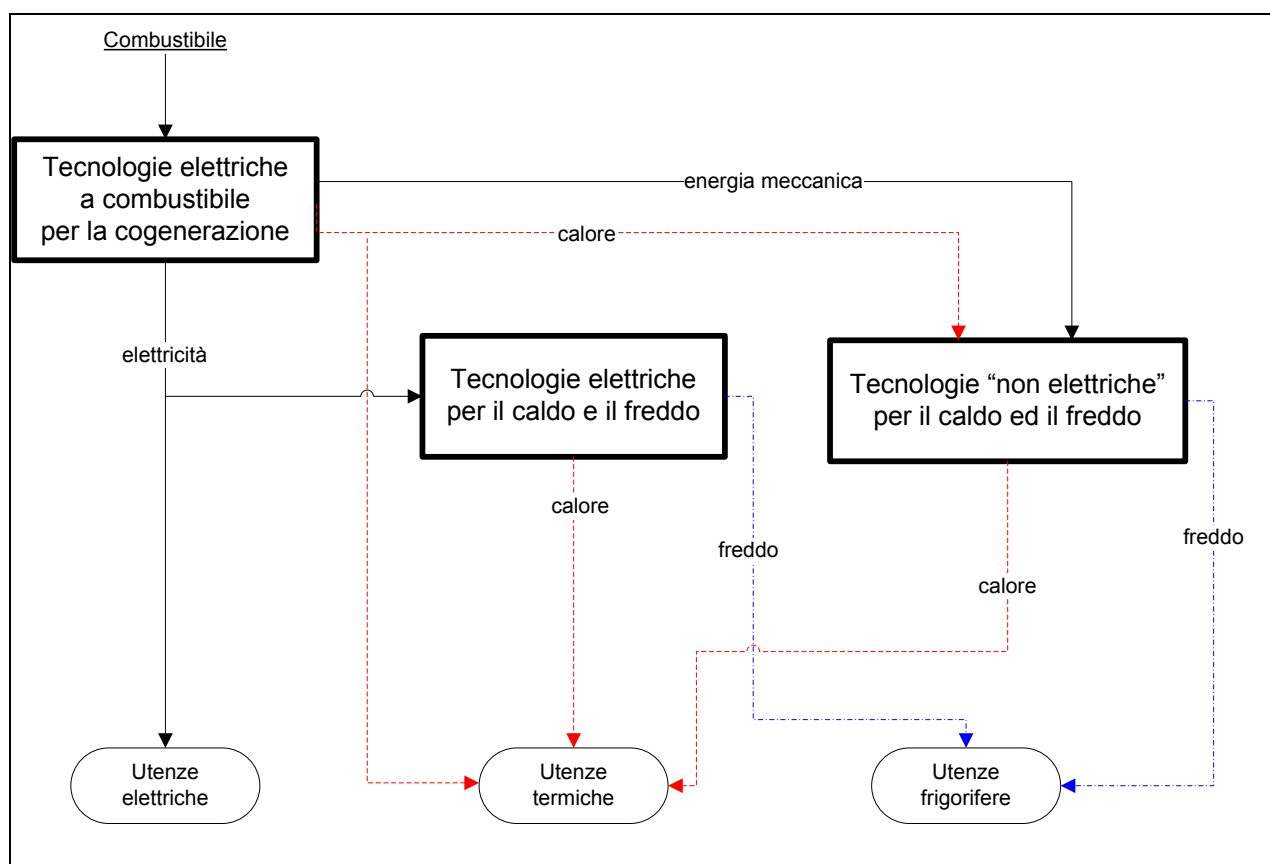


Figura 1.1 – Integrazione delle tecnologie per la cogenerazione con le tecnologie elettriche e non elettriche per la produzione del caldo e del freddo

Tabella 1.1 – Tecnologie per la cogenerazione

Tecnologia	combustibile	Tecnologia (1)	Diffusione (2)
Motori alternativi a combustione interna (MCI)	<i>gas naturale, gasolio</i>	C	*****
	<i>biogas e biocarburanti</i>	C	****
	<i>oli vegetali</i>	D	***
Turbine a gas di taglia medio-piccola (1÷10 MWe)	<i>gas naturale</i>	C	*****
	<i>biogas</i>	D	***
Micro turbine a gas (MTG)	<i>gas naturale</i>	C	***
	<i>biogas</i>	D	**
Impianti con turbine a vapore	<i>combustibili fossili, rifiuti e biomasse di diversa natura</i>	C	*****
Cicli Rankine a fluido organico (ORC)	<i>combustibili fossili, biomasse</i>	C	***
Micro-cicli Rankine	<i>combustibili fossili, biomasse</i>	D	-
Cicli combinati	<i>gas naturale</i>	C	**
	<i>biogas</i>	D	*
Motori Stirling	<i>combustibili fossili, biomasse</i>	D	-
Celle a combustibile (FC)	<i>idrogeno, metanolo, gas naturale, gpl</i>	P	-
Termo-fotovoltaico (TPV)	<i>combustibili fossili, biomasse</i>	P	-

(1) "C" consolidata, "D" disponibile, "P" a livello di prototipo

(2) da una a cinque asterischi in base alla diffusione

Tabella 1.2 – Tecnologie elettriche e non elettriche per il caldo

Tecnologia	Tecnologia (1)	Diffusione (2)
Pompe di calore ad azionamento elettrico	C	*****
Pompe di calore ad azionamento meccanico	C	****
Pompe di calore ad assorbimento	C	**

Tabella 1.3 – Tecnologie elettriche e non elettriche per il freddo

Tecnologia	Tecnologia (1)	Diffusione (2)
Frigoriferi ad azionamento elettrico	C	*****
Frigoriferi ad azionamento meccanico	C	****
Frigoriferi ad assorbimento	C	***
Dessiccant cooling	D	*

1.1 La diffusione della cogenerazione

Diffusione della cogenerazione in Europa

La quantità di energia elettrica prodotta in Europa da impianti cogenerativi si è attestata, per l'anno 2006, a circa 370 TWh, ovvero a circa il 11% della produzione elettrica totale.

La Germania si presenta come il paese con la produzione più elevata (figura 1.1.1) con circa 80 TWh, mentre la Danimarca e la Lettonia sono gli unici paesi che coprono, con la cogenerazione, più del 40% della propria produzione elettrica.

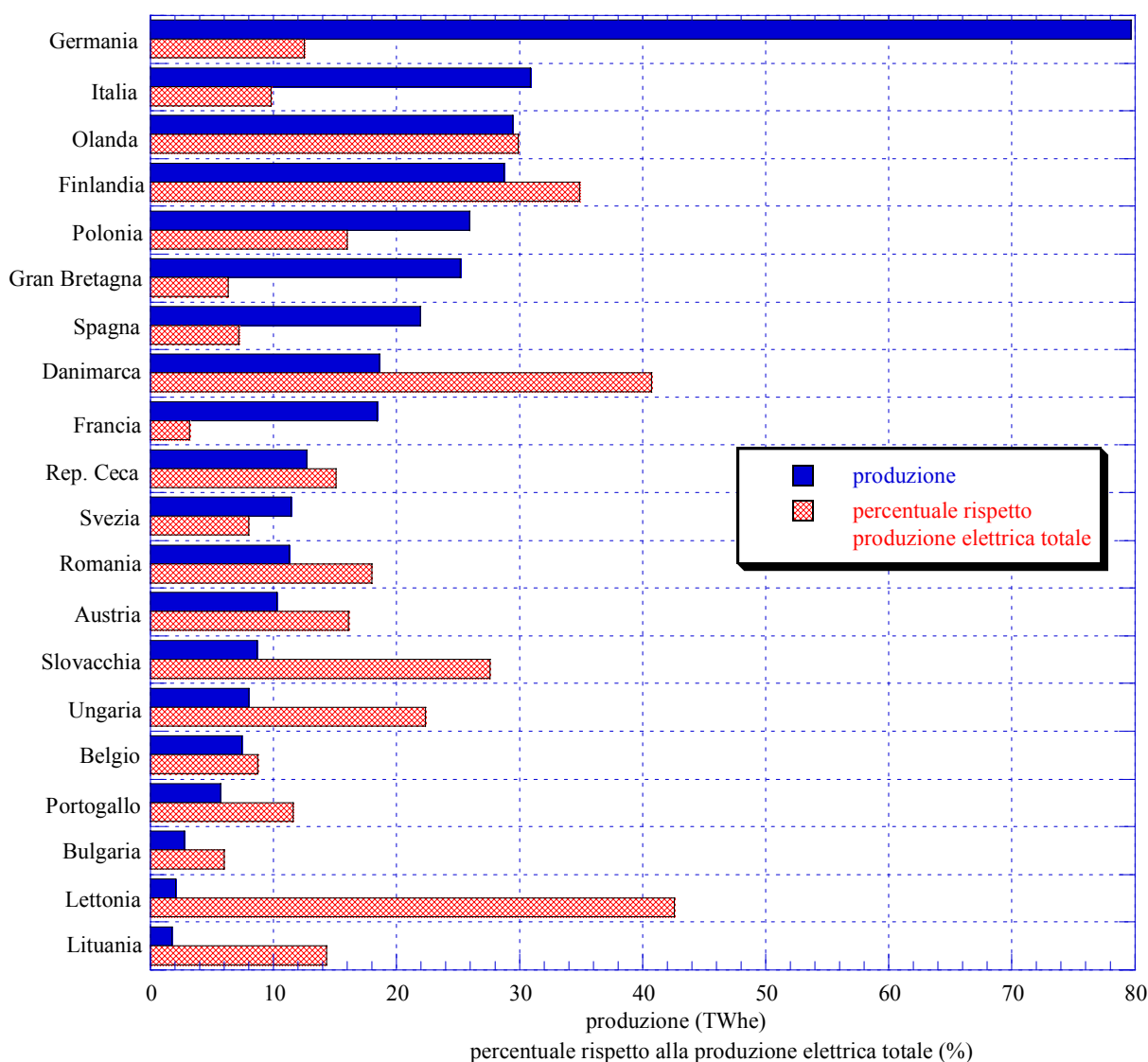


Figura 1.1.1 - Produzione di elettricità da cogenerazione – (dati Eurostat¹, anno 2006)

¹ Eurostat European Commission, "Combined Heat and Power (CHP) in EU, Turkey, Norway and Iceland -2006 data – Issue number 22/2008", <http://epp.eurostat.ec.europa.eu>

Nella tabella 1.1.1 vengono sinteticamente analizzati alcuni aspetti della cogenerazione nei paesi europei dove la produzione cogenerativa è più significativa.

Tabella 1.1.1 – La diffusione della cogenerazione nei principali paesi produttori europei (*dati Eurostat 2006*)

Paese	Diffusione della cogenerazione
Austria	La cogenerazione copre il 16 % della produzione elettrica totale e il 77% della produzione per via termica é cogenerativa, soprattutto nel teleriscaldamento e nel settore industriale. L'utilizzo del gas naturale si attesta al 40 % circa, i combustibili rinnovabili al 26 %, i derivati del petrolio al 10 % e il carbone al 14 %.
Danimarca	Il 41 % della produzione elettrica é da cogenerazione, le unità esistenti sono per lo più accoppiate a reti di teleriscaldamento o a utenze industriali; consistente l'impiego di combustibili fossili solidi (55%), seguito dal gas naturale (25%) e dai combustibili rinnovabili (13%).
Finlandia	La cogenerazione copre circa il 35 % della domanda nazionale di elettricità e il 75 % della domanda di calore; principali applicazioni in teleriscaldamento e usi industriali; forte impiego di combustibili fossili solidi (31 %) e rinnovabili (44 %), nonché di gas naturale (21 %).
Francia	La cogenerazione contribuisce per meno del 4 % alla produzione di elettricità nazionale, ed è concentrata soprattutto nelle industrie di larga scala e in alcune reti di teleriscaldamento. Elevato impiego di gas naturale (58 %) e di combustibili rinnovabili (21 %).
Germania	Circa il 13 % della capacità elettrica totale è in cogenerazione, equamente divisa tra utenze industriali e reti di teleriscaldamento; prevalente l'impiego di gas naturale (46 %), carbone (21%) e a combustibile rinnovabile (15%).
Olanda	La cogenerazione contribuisce per circa il 30% alla produzione elettrica annuale, soprattutto nel settore industriale. Inoltre teleriscaldamento e cogenerazione su piccola scala hanno quote considerevoli. Forte utilizzo del gas naturale (67 %) e del carbone (15 %).
Spagna	Circa il 7 % della produzione elettrica é cogenerativa, generata soprattutto nel settore industriale (quasi assente il teleriscaldamento). Prevalente l'utilizzo di gas naturale (77 %) seguito dai combustibili rinnovabili (9%) e dal petrolio e suoi derivati (7%).
Svezia	La cogenerazione rappresenta circa il 8 % della produzione elettrica totale; utilizzata soprattutto nelle reti di teleriscaldamento e nelle utenze industriali. Le biomasse sono di gran lunga il combustibile più utilizzato (62 %) seguite da carbone (10 %) e petrolio (12 %). Scarso impiego del gas naturale (4 %).
Gran Bretagna	La cogenerazione rappresenta circa il 6 % della produzione elettrica totale. Importante la potenza installata su impianti industriali di larga scala. Il gas naturale é oggi il combustibile principale (72%), seguito da combustibile di processo (20 %).
Romania	La cogenerazione contribuisce per il 18 % alla produzione di elettricità nazionale con scarsa presenza di autoproduttori. Utilizzo quasi esclusivo di gas naturale (45 %) e carbone (45%).
Polonia	La cogenerazione contribuisce per il 16 % alla produzione di elettricità nazionale con una minoritaria quota di autoconsumo elettrico (23 %). Quasi esclusivo utilizzo di combustibili fossili solidi (91%).
Repubblica Ceca	Circa il 15 % della capacità elettrica totale è in cogenerazione, con una minoritaria quota di autoconsumo elettrico (30 %); prevalente l'impiego di carbone (82%).

Concentrandosi sulla realtà italiana, dai dati messi a disposizione dal GSE per l'anno 2006, risulta che la potenza elettrica installata in impianti cogenerativi si attestava intorno agli 8600 MW, ovvero il 9 % circa della potenza del parco di generazione italiano (il 12 % del solo termoelettrico); l'80 % di tale potenza risulta installata in impianti di taglia inferiore ai 20 MW, il 30 % in impianti di "piccola cogenerazione" (inferiori ad 1 MW) e solo il 2,5 % in "micro-cogenerazione" (inferiori ai 50 kW).

La tabella 1.1.2, che mostra la potenza elettrica installata e le taglie medie degli impianti in diversi settori di attività, mette in luce come la climatizzazione e la produzione di calore a bassa temperatura rappresenti una quota parte significativa delle installazioni cogenerative, anche se distribuite su impianti di medio/piccole dimensioni.

Tabella 1.1.2 – Potenza elettrica installata per settore di attività (dati GSE, anno 2006)

Attività	taglia media (MW elettrici)	Potenza installata (MW elettrici)
Industria chimica e petrolchimica	114.3	2972
Raffinazione petrolio	136.6	2459
Industria cartaria	16.7	835
Industria siderurgica	185.0	370
Industria alimentare	11.9	202
Industria automobilistica	23.1	162
Industria ceramica	3.9	74
Riscaldamento e teleriscaldamento	12.5	997
Impianti sportivi	0.1	
Alberghi e ristoranti	0.1	
Commercio	0.5	
Ospedali	1.0	
Case di riposo e simili	1.5	
Concerti	2.0	
Industria tessile	3.0	529
Articoli in gomma e mat plastiche	3.2	
Industria elettronica	9.0	
Trasporti aerei	30.5	

Per quanto riguarda invece le tecnologie elettriche alimentate a combustibile per la cogenerazione, ovvero i motori primi utilizzati, i cicli combinati gas-vapore rappresentano quasi l'80 % delle installazioni, seguiti in secondo ordine dai cicli a vapore semplice (9 %), dai turbogas semplici (6 %) e dai motori a combustione interna alternativi (5 %). In figura 1.1.2 sono riportate le potenze installate nelle tecnologie più diffuse con riferimento all'anno 2006.

Diversa è la situazione se si fa riferimento ai soli impianti cogenerativi al di sotto dei 10 MVA (all'incirca 8-10 MW); in tal caso infatti, come si nota dalla figura 1.1.3, diventa sempre più significativa la presenza delle turbine a gas a ciclo semplice e dei motori endotermici alternativi. Questi ultimi in particolare, per taglie inferiori ad 1 MW elettrico, rappresentano la quasi totalità delle installazioni presenti (figura 1.1.4).

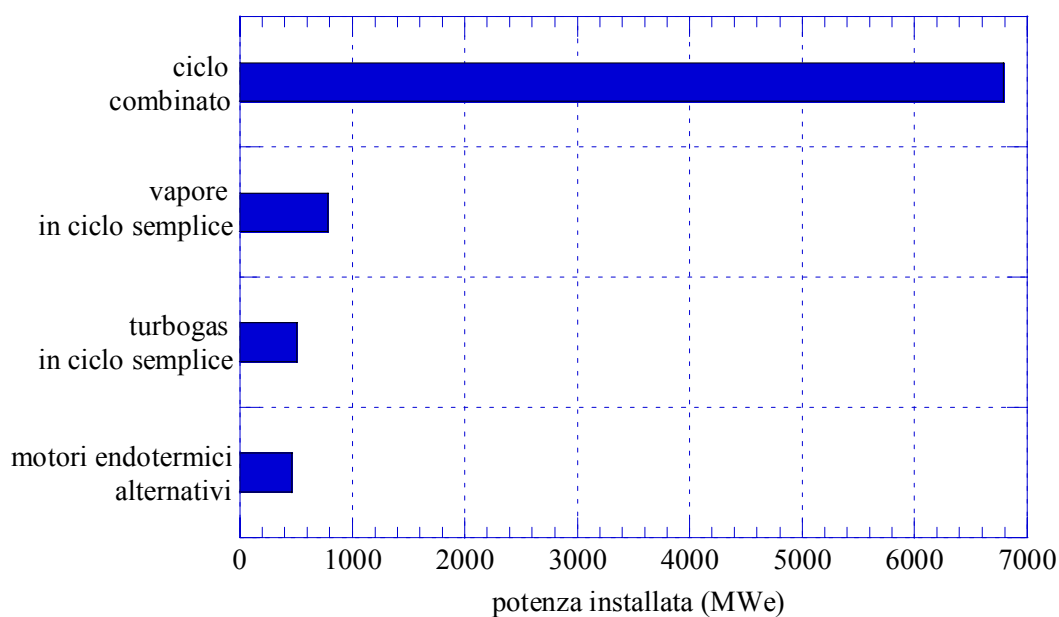


Figura 1.1.2 - Potenza installata in impianti di cogenerazione suddivisa in funzione della tecnologia utilizzata (dati GSE, anno 2006)

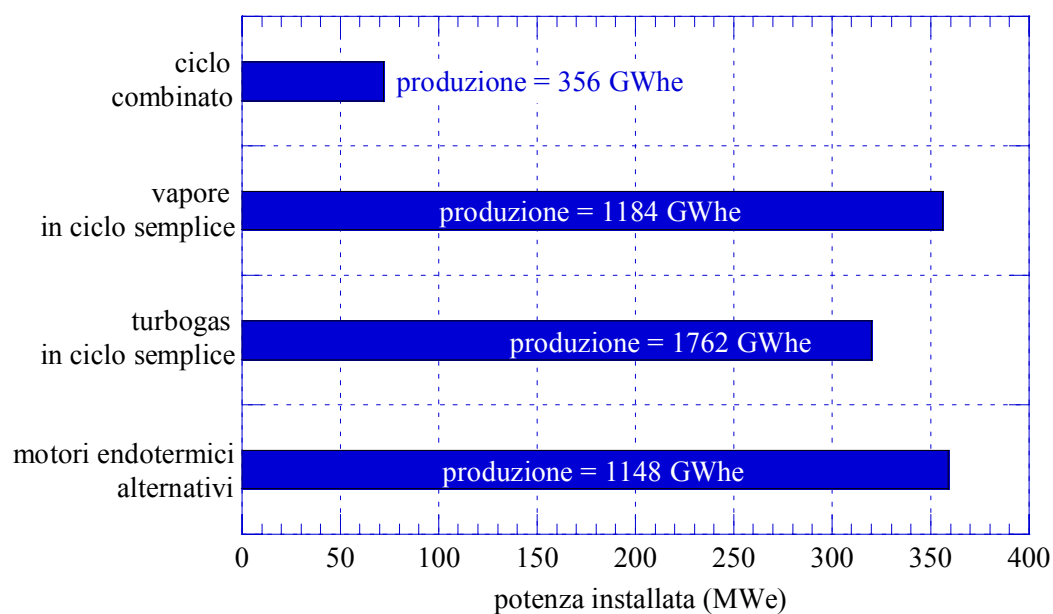


Figura 1.1.3 - Ripartizione tra le diverse tecnologie utilizzate per la cogenerazione con taglia inferiore ai 10 MVA (dati AEEG, anno 2005)

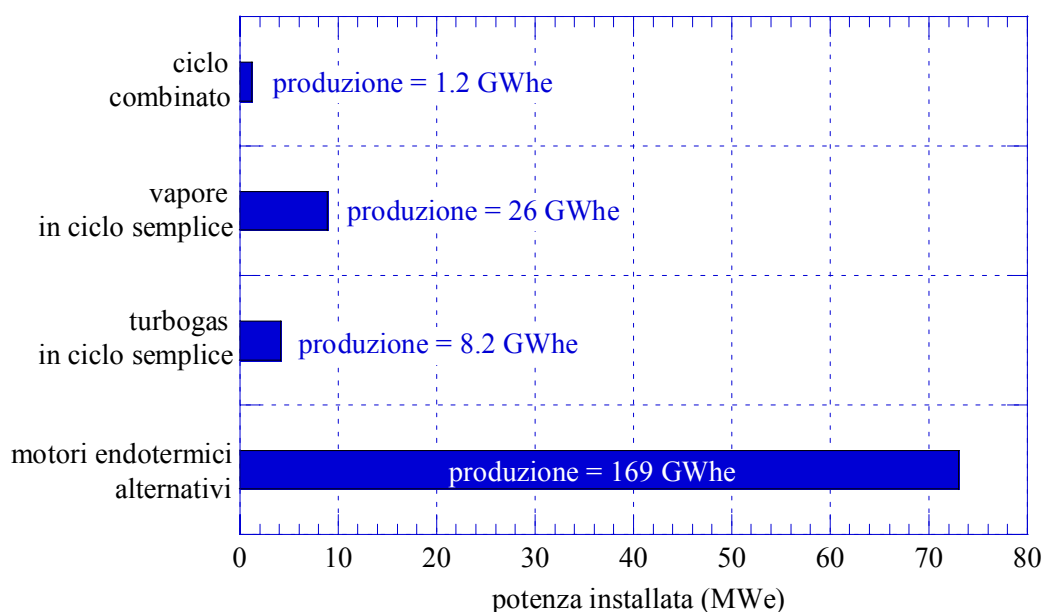


Figura 1.1.4 - Ripartizione tra le diverse tecnologie utilizzate per la cogenerazione con taglia inferiore ai 1 MW (dati AEEG, anno 2005)

In termini energetici, la cogenerazione in Italia ha contribuito nel 2006, con circa 49 TWh elettrici prodotti, al 16 % dell'intera produzione elettrica nazionale (il 20 % con riferimento alla sola termoelettrica), mentre la produzione di calore si è attestata intorno ai 39 TWh termici.

Il consumo di combustibile, nello stesso anno, è risultato pari a 130 TWh con la seguente ripartizione: il 70 % è rappresentato dal gas naturale, il 20 % da combustibile di processo e circa l'8 % da olio combustibile e suoi derivati (gpl e gasolio).

La figura 1.1.5, che illustra l'evoluzione negli ultimi anni della potenza installata e della produzione degli impianti cogenerativi italiani, evidenzia il forte incremento delle installazioni e della produzione elettrica (+ 36 %) a fronte di un più modesto aumento della produzione di calore (+ 8%).

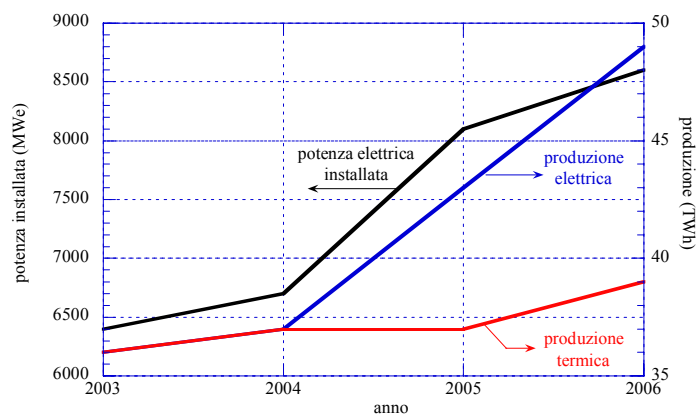


Figura 1.1.5 - Evoluzione della potenza e della produzione da cogenerazione dal 2003 al 2006 (dati GSE)

2. Il quadro normativo/legislativo

2.1 L'inquadramento istituzionale della cogenerazione in Italia: una evoluzione lunga 100 anni

La cogenerazione di elettricità e calore, o di elettricità e freddo, o di tutte e tre queste forme di energia, è una tecnologia ben nota.

Nell'ottocento le industrie avevano caldaie sia per la produzione di calore per i processi, sia per la generazione di energia meccanica con motori a vapore a pistoncini. Nella prima metà del secolo scorso molte industrie, specie tessili, cartarie, dello zucchero, con forte utilizzo di calore di processo (calore distribuito tramite vapore) producevano l'elettricità di cui avevano bisogno generando il vapore ad una pressione più elevata di quella necessaria per il processo e facendolo espandere in una turbina a vapore fino alla pressione richiesta per il processo. Questo schema era definito autoproduzione e si basava su carbone (preziosissimo) tutto importato, e che, nel primissimo dopoguerra, era pagato anche in natura, mandando minatori a lavorare nelle miniere, specie del Benelux.

Tutt'altro era il mestiere delle società elettriche italiane; esse generavano elettricità da impianti idroelettrici (tanto cemento per dighe, acciaio per tubi, ma niente calore), e la vendevano con reti proprie, costruite in concessione dai Comuni. I rapporti fra le imprese industriali con autoproduzione elettrica e le imprese elettriche erano regolati nell'ambito del diritto privato e degli obblighi del concessionario della rete di distribuzione. I "grandi" impianti con turbina a vapore erano costruiti quasi esclusivamente per le navi passeggeri.

La scintilla scoppiò nel 1961-63 con la nazionalizzazione dell'energia elettrica; allora le industrie, forti del dettato di cui all'art. 4 comma 6 della legge n. 1643 del 1962 (legge ispirata dall'articolo n. 43 della Costituzione) e in opposizione al governo allora in carica, salvarono i loro impianti dalla nazionalizzazione della generazione e della rete elettrica; i rapporti con la rete pubblica costituirono oggetto di leggi, regolamenti e norme pubbliche. L'autoproduttore, che aveva necessità di collocare la sua energia elettrica prodotta in eccesso rispetto ai suoi bisogni, si trovò come un cliente che volesse convincere un fornai a comprargli del pane appena fatto che gli avanzava. La sicurezza del proprio personale operante nella rete di distribuzione fu un ottimo argomento usato dal nuovo monopolista nazionale per cercare di respingere i tentativi dei "privati" di utilizzare la rete stessa, peraltro qualificata come servizio pubblico. Questo concetto si sarebbe potuto rafforzare ulteriormente con una serie di normative tecniche che privilegiassero la proprietà della rete rispetto all'eventuale utilizzo di terzi: infatti è quanto venne attuato. Gli autoproduttori cercarono allora di far valere la qualità energetica della loro elettricità: grazie all'utilizzo del vapore scaricato gli impianti a contropressione potevano dichiarare consumi specifici per la generazione elettrica dell'ordine di 1100-1200 kcal/kWhe (ovvero rendimenti del 72-78 %), mentre l'ENEL (che si era dovuto buttare negli impianti termoelettrici per seguire l'espansione della domanda del Paese che si industrializzava e si arricchiva di elettrodomestici) generava con consumi specifici dell'ordine di 2500-2700 kcal/kWhe (ovvero rendimenti del 32-34 %); per fortuna le raffinerie avevano abbondante

ed economico olio pesante residuo. In nome dell'efficienza e delle minori importazioni per il Paese, gli autoproduttori, sia pur sempre mal tollerati, riuscirono così a sopravvivere ed ad espandersi in settori come il chimico ed il petrolchimico.

Con l'arrivo della prima crisi energetica del '73 gli argomenti della maggiore efficienza ripresero fiato. Dopo la seconda crisi del '81, la prima legge di incentivazione dell'efficienza (la n. 308/82), premiò con contributi la cogenerazione pur sempre legata all'autoconsumo prioritario, sia per gli impianti delle industrie, sia per i nascenti impianti delle aziende municipali di teleriscaldamento urbano. L'espansione della cogenerazione al settore civile venne favorita dalla normativa fiscale che permise di sgravare buona parte del calore recuperato dai generatori operanti in cogenerazione dal peso delle accise sui combustibili da riscaldamento. Nel frattempo ci fu un'evoluzione delle tecnologie: bandito il carbone, costoso l'olio combustibile a basso tenore di zolfo per gli impianti a vapore, si introdusse l'uso del gas nelle vecchie caldaie, nelle nuove turbine e nei motori a ciclo Otto; sostanzialmente la cogenerazione si diversificava anche tecnicamente dalla pura generazione per la rete.

Nei primi anni '90, a seguito della mancata capacità del monopolista nazionale ENEL di realizzare le centrali previste, le leggi n. 9 e n. 10 del 1991, attuate dal meccanismo del CIP6/92, favorivano gli imprenditori industriali nel costruire impianti per produrre per la rete nazionale, purché o in cogenerazione con caratteristiche di efficienza o purché basati sull'impiego di combustibili di recupero (catrame, gas di altoforno, rifiuti urbani).

L'evoluzione si completava nel '99 con il decreto D.Lgs. 79/99 di liberalizzazione delle attività di generazione elettrica con modifica globale di tutti gli aspetti istituzionali. Il Decreto introdusse anche il nuovo meccanismo di incentivazione per le fonti rinnovabili, i certificati verdi e prevedeva l'avvio del meccanismo dei certificati bianchi per l'efficienza energetica.

La definizione istituzionale di cogenerazione efficiente risulta basata finora in Italia su un'analisi di efficienza rispetto alla produzione separata di elettricità e calore, procedura del tutto logica in un Paese che produce calore ed elettricità con le stesse tipologie di combustibile. Con la successiva direttiva 2004/8/CE si affermava una formulazione differente, basata su un criterio di efficienza nell'utilizzo del combustibile, scelta congrua per i Paesi europei che generano elettricità da nucleare e carbone, ma penalizzante per larga parte dei nostri impianti.

Negli anni '80 venne introdotto anche il concetto di generazione distribuita che prevede una rete di impianti utilizzanti risorse locali rinnovabili o combustibili fossili, operanti però in cogenerazione secondo le esigenze locali di calore. Queste proposte dovrebbero favorire il decentramento dei sistemi energetici, favorire la partecipazione e le accettazioni locali, aumentando flessibilità ed affidabilità. Alla generazione distribuita si accoppia perciò il panorama della mini e micro cogenerazione e delle reti intelligenti o smart grid, necessarie per far funzionare tutto il sistema in modo interattivo, minimizzando l'uso delle risorse primarie, grazie ad accumuli di tipo termico ed elettrico. Allo stato attuale questo rimane un argomento di tendenza sul quale stanno avviandosi le prime esperienze, anche in Italia, nel VII Programma Quadro della U.E.

2.2 La situazione attuale in Italia

L'attuale quadro legislativo italiano (in vigore ad aprile 2009), in materia di cogenerazione, prende forma dai decreti legislativi di liberalizzazione del settore elettrico e del gas (decreto legislativo n. 79 del 16 marzo 1999, decreto legislativo n. 164 del 23 maggio 2000). Tali decreti prevedono una serie di benefici per gli impianti cogenerativi che rispettano, in termini di produzione termica e risparmio di combustibile, le condizioni definite dall'Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas con le delibere n. 42/02 del 19 marzo 2002, n. 296/05 del 29 dicembre 2005, n. 307/07 del 6 dicembre 2007 e, infine, con la delibera n. ARG/ELT 145/08 del 2 ottobre 2008.

Le condizioni previste dalla delibera AEEG 42/02 e successivi aggiornamenti

La produzione combinata di energia elettrica e calore che rispetta le condizioni previste dalla delibera 42/02 viene definita "*Cogenerazione ad Alto Rendimento*", sulla base di quanto riportato nell'art. 3 del decreto legislativo n. 20 del 8 febbraio 2007.

Tale decreto introduce anche il concetto di "*Garanzia di origine*" (GOc) dell'elettricità prodotta da cogenerazione ad alto rendimento: si tratta di un documento, rilasciato su richiesta del produttore dal GSE attraverso un'apposita procedura, per produzioni annue superiori a 25 MWhe, che accompagna l'energia elettrica prodotta da un sistema cogenerativo ad alto rendimento. La GOc attesta: l'ubicazione dell'impianto, la tecnologia, il combustibile e il suo PCI, la quantità di combustibile utilizzata e l'elettricità da cogenerazione prodotta mensilmente, l'uso del calore cogenerato e il risparmio di energia primaria (*Primary Energy Saving - PES*, come meglio descritto al paragrafo 2.4).

La delibera 42/02 impone ad un impianto cogenerativo di produrre almeno una quantità minima di calore e di conseguire un risparmio di energia primaria; tali condizioni vengono espresse attraverso il limite termico (*LT*) e l'indice di risparmio energetico (*IRE*):

- $LT > LT_{min}$
- $IRE > IRE_{min}$

Il limite termico è definito come:

$LT = \frac{E_t}{E_e + E_t}$	E_c = energia del combustibile utilizzato, valutata nel corso dell'anno solare, con riferimento al potere calorifico inferiore; E_e = energia elettrica <u>al netto degli ausiliari</u> prodotta nell'anno solare dall'impianto cogenerativo; E_t = energia termica utile prodotta nell'anno solare, utilmente utilizzata a scopi civili o industriali.
------------------------------	---

e rappresenta la quota parte di produzione termica dell'impianto cogenerativo, rispetto alla produzione totale: un *LT* pari a 0,10 sta a significare che il 10% della produzione totale dell'impianto cogenerativo è dovuta al calore.

L'IRE è invece definito come:

$IRE = 1 - \frac{\frac{E_c}{\eta_{es} p} + \frac{E_t}{\eta_{ts}}}{\eta_{es} p + \eta_{ts}}$	η_{es} = rendimento elettrico netto di riferimento della produzione elettrica separata; η_{ts} = rendimento termico di riferimento della produzione termica separata; p = coefficiente che tiene conto delle perdite di trasporto e trasformazione dell'energia elettrica.
---	--

e rappresenta, di fatto, il risparmio di combustibile che l'impianto cogenerativo è in grado di conseguire rispetto alla produzione separata di energia elettrica e termica: un *IRE* pari a 0,10 sta a significare che l'utilizzo della cogenerazione permette un risparmio di combustibile pari al 10%.

I valori limite dell'*IRE* e del *LT*, così come i rendimenti elettrici e termici di riferimento, vengono definiti dalla stessa delibera 42/02, aggiornata sulla base di quanto riportato nelle delibere 296/05 e 307/07 che definiscono i parametri di riferimento in vigore fino al 31 dicembre 2009.

In particolare, come risulta dalle figure e dalle tabelle sotto riportate, tali valori sono espressi in funzione della taglia dell'impianto, del tipo di combustibile utilizzato, e, nel caso dell'energia termica, anche in funzione dell'impiego civile o industriale del calore.

Tabella 2.2.1 - Valori limite del *LT*

	< 10 MWe	tra i 10 e i 25 MWe	> 25 MWe
impianti a gas, gpl, gasolio	0,33	0,22	0,15
tutti gli altri impianti	0,15		

Tabella 2.2.2 - Valori limite dell'*IRE*

	Impianti nuova costruzione	Impianti esistenti	Rifacimenti
IRE_{min}	0,10	0,05	0,08

Tabella 2.2.3 - Rendimento termico di riferimento

	uso civile	uso industriale
η_{ts}	0,80	0,90

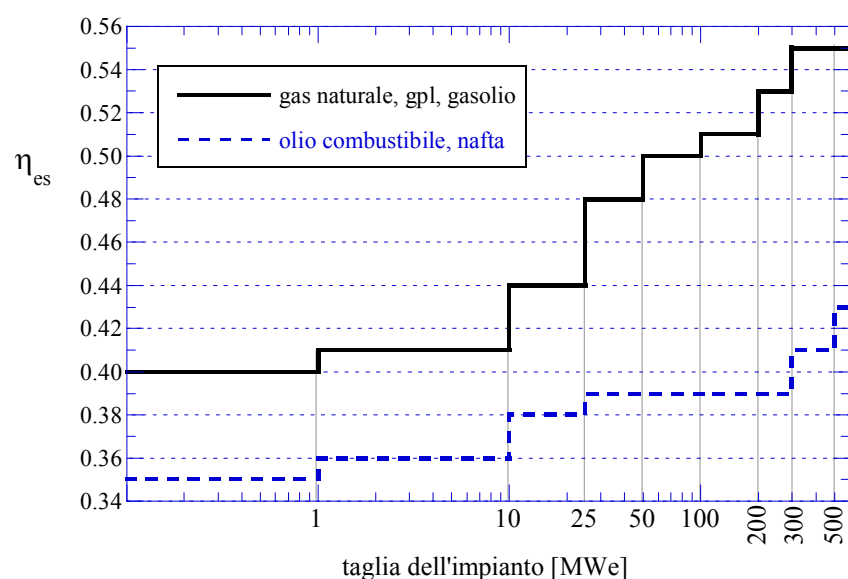


Figura 2.2.1 - Rendimenti elettrici di riferimento secondo la delibera 42/02
(il caso del gas naturale, gpl, gasolio, olio combustibile e nafta)

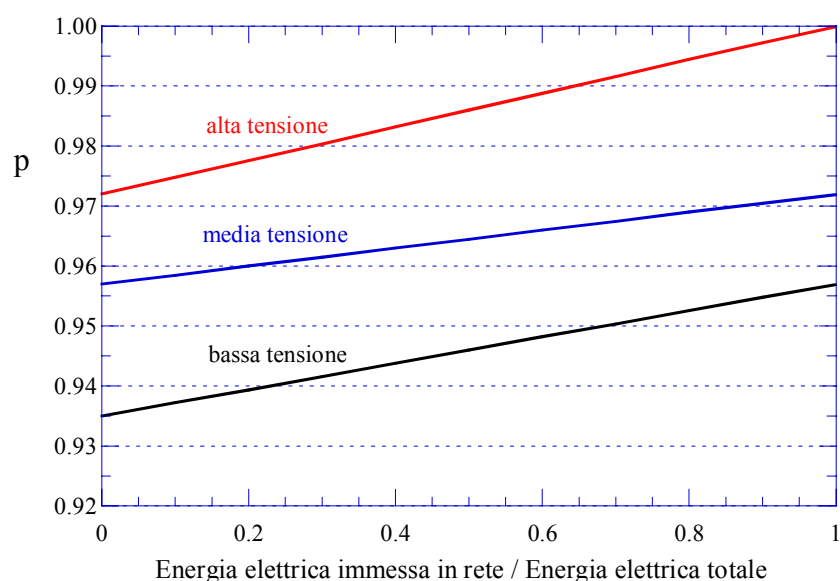


Figura 2.2.2 - Coefficiente p secondo la delibera 42/02

La figure 2.2.3 e 2.2.4 che seguono permettono di individuare, per due casi specifici di impianti di nuova costruzione, le prestazioni energetiche² con cui l'impianto cogenerativo deve lavorare per ottenere la qualifica di cogenerazione ad alto rendimento.

² Con prestazioni energetiche del cogeneratore sono qui da intendersi i rapporti $\frac{E_e}{E_c}$ e $\frac{E_t}{E_c}$, ovvero tra

l'energia elettrica e termica prodotta e il consumo di combustibile. Tali grandezze altro non sono che il rendimento elettrico e termico dell'impianto cogenerativo, valutati con riferimento alla produzione annua e al consumo annuo di combustibile.

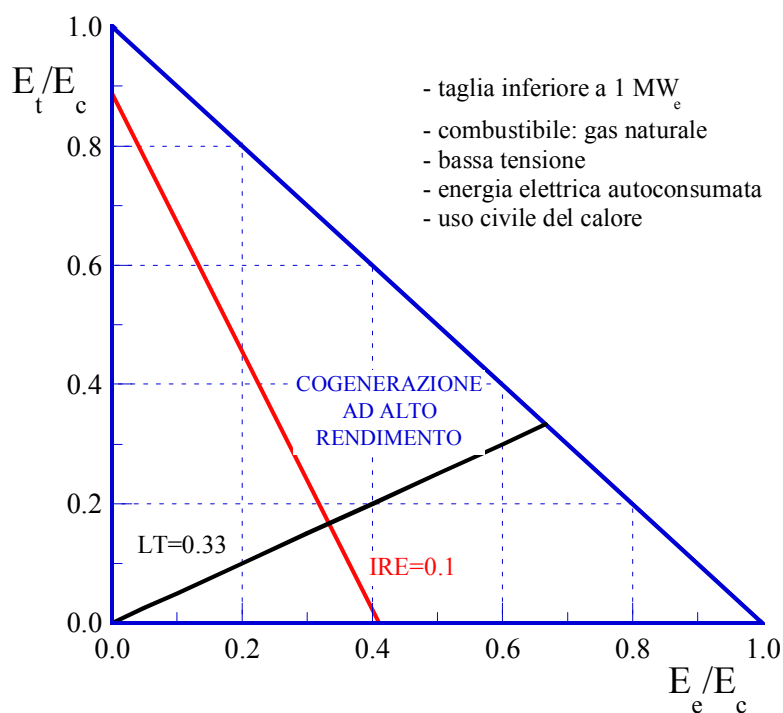


Figura 2.2.3

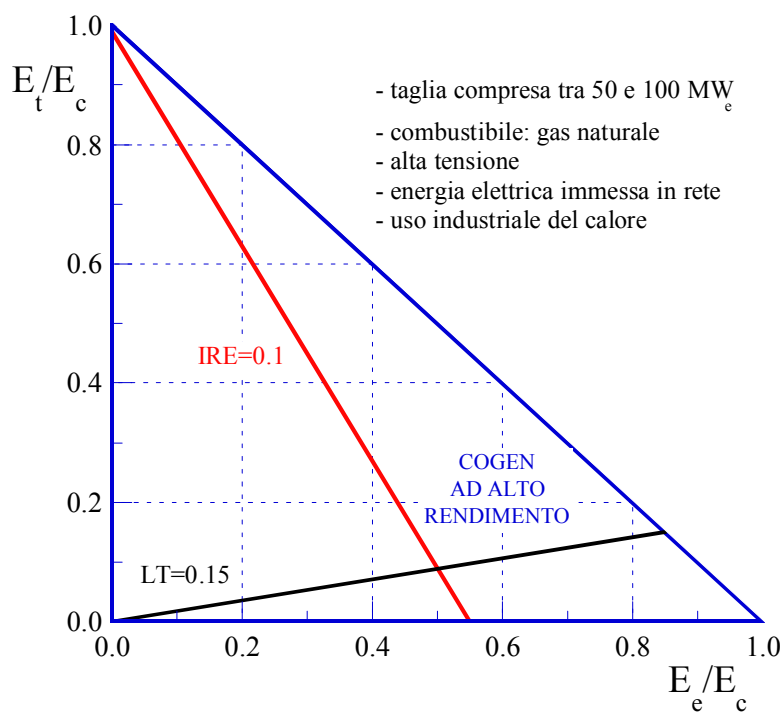


Figura 2.2.4

I benefici per la “cogenerazione ad alto rendimento”

I principali benefici previsti per la cogenerazione ad alto rendimento, che quindi prevedono il rispetto dei parametri della delibera AEEG 42/02 e l’invio al GSE dei dati dell’impianto possono essere riassunti nei seguenti punti:

- priorità di dispacciamento dell’energia elettrica prodotta da cogenerazione rispetto a quella prodotta da fonti convenzionali (art. 11, comma 4, del Decreto Legislativo 16 marzo 1999, n. 79);
- accesso alla disciplina dello scambio sul posto dell’energia elettrica prodotta (per taglie fino a 200 kW elettrici), secondo le regole previste dalla deliberazione n. ARG/ELT 74/08 del 3 giugno 2008 dell’Autorità per l’energia elettrica ed il gas. Il meccanismo permette di scambiare energia con la rete, immettendo la produzione in eccesso e prelevando quando i consumi superano la produzione. La compensazione tra l’energia immessa e quella prelevata è di tipo economico, basato sul valore dell’energia al momento dell’immissione o prelievo dalla rete. Le eventuali eccedenze possono essere portate a credito per gli anni successivi o se si opta per la vendita, riconosciute come ricavo;
- possibilità di ottenere l’emissione di titoli di efficienza energetica³ (Certificati Bianchi) istituiti con i Decreti 20 luglio 2004 del Ministero delle Attività Produttive, di concerto con il Ministro dell’Ambiente e della Tutela del Territorio;
- esenzione dall’obbligo di immettere una quota di energia elettrica prodotta da fonti rinnovabili (o dall’obbligo di acquisto dei relativi certificati verdi) cui sono soggetti i produttori e gli importatori di energia elettrica da fonti non rinnovabili con produzioni o importazioni annue eccedenti i 100 GWh (art. 11, commi 1, 2 e 3 del Decreto Legislativo 16 marzo 1999, n. 79);
- la possibilità di applicare condizioni tecnico-economiche semplificate per la connessione, come definite dall’Autorità con la Deliberazione n. ARG/elt 99/08.
- possibilità di richiedere la garanzia di origine⁴ dell’elettricità prodotta da impianti di Cogenerazione ad Alto Rendimento (GOc) per produzioni superiori ai 25 MWh/anno.

Come si vedrà più avanti, gli impianti cogenerativi possono inoltre beneficiare dell’agevolazione fiscale sull’acquisto di parte del combustibile: accisa ridotta sul gas naturale, GPL, etc. utilizzato per la cogenerazione (Decreto Legislativo n. 504/95 e s.m.i), peraltro valida anche per gli impianti non riconosciuti ad alta efficienza, perché disposta secondo un criterio di equiparazione fra tipo di uso finale.

³ valido solo per alcune soluzioni cogenerative e previo ottenimento della garanzia d’origine.

⁴ La GOc, introdotta dal D. Lgs. 20/07 e regolata dalle procedure approvate con D.M. 6/11/07 viene rilasciata dal GSE, a consuntivo, su richiesta del produttore da inoltrare entro il 31 marzo di ogni anno. La GOc riporta:

- a) ubicazione dell’impianto e la tecnologia;
- b) il combustibile, il suo PCI, il consumo mensile di combustibile e la corrispondente produzione netta di energia elettrica
- g) l’uso del calore generato insieme all’elettricità;
- h) il risparmio di energia primaria.

Se la potenza nominale è al di sotto di 10 MVA, come qualsiasi impianto di generazione elettrica, può accedere al meccanismo del “ritiro dedicato” secondo la delibera AEEG 280/07 del 6 novembre 2007 e s.m.i., che permette di cedere alla rete elettrica tutta l’energia prodotta o parte di questa, valorizzandola al prezzo zonale orario espresso dalla borsa elettrica.

A tali benefici è da aggiungere, nel caso in cui vengano utilizzati combustibili rinnovabili, la possibilità di ottenere e vendere i certificati verdi⁵ (CV): agli impianti entrati in esercizio dal 1 gennaio 2008 vengono riconosciuti CV per i primi 15 anni di esercizio.

Anche per gli impianti di cogenerazione alimentati da fonti non rinnovabili abbinata al teleriscaldamento, entrati in esercizio tra settembre 2004 e dicembre 2006, o prima del 2009 se l’inizio dei lavori di costruzione o l’autorizzazione è precedente al 2007, vi è la possibilità di accedere per 8 anni, ai certificati verdi per l’energia termica utile immessa nella rete di teleriscaldamento, così come previsto dal comma 71 della legge n. 239/04. Per tali impianti è richiesto il rispetto delle condizioni della delibera AEEG 42/02, la presenza di un sistema di monitoraggio continuo delle emissioni inquinanti, la certificazione EMAS se la potenza elettrica supera i 10MW. Vi è inoltre un vincolo di almeno 3.000 MWht forniti annualmente alle utenze della rete che scendono a 500 MWht se il rendimento annuale complessivo di ogni sezione di cogenerazione è almeno dello 80%.

Nel caso in cui vengano utilizzati combustibili quali quelli riportati in tabella 2.2.4, il numero di certificati verdi assegnati è pari all’energia elettrica prodotta, al netto degli ausiliari, moltiplicato per il coefficiente riportato nella tabella stessa (con un minor contributo per i gas di scarica, che hanno un minor costo di realizzazione e conduzione, e una forte incentivazione all’utilizzo delle biomasse agricole e forestali a filiera corta); inoltre, gli impianti con taglia inferiore al 1 MW elettrico, possono optare, in alternativa ai CV, per la tariffa fissa omnicomprensiva riportata in tabella⁶.

⁵ L’attuale normativa in materia di certificati verdi e fonti rinnovabili prende forma dal Decreto Legislativo n.79 del 16/03/99 (decreto Bersani); tale decreto è stato modificato ed integrato dal Decreto Legislativo n. 387 del 29/12/2003 (decreto di attuazione della direttiva europea 2001/77/CE relativa alla promozione dell’energia elettrica prodotta da fonti rinnovabili), dalla Legge 239 del 23/08/2004 (legge Marzano Energia), dal D.L. 1° ottobre 2007 n. 159 come modificato dalla legge di conversione 29 novembre 2007 n. 222 (Collegato alla Finanziaria 2008), dalla Legge n.244 del 24/12/2007 (Legge Finanziaria 2008) nonché dal Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico del 18/12/2008 (D.M. 18/12/2008)

⁶ i certificati verdi non vengono riconosciuti agli impianti di taglia inferiore a 1 kW elettrico secondo quanto previsto nel DM 18/12/2008.

Tabella 2.2.4

Fonte	coefficiente moltiplicativo per il CV	tariffa fissa omnicomprensiva €/MWh
Rifiuti biodegradabili, biomasse diverse da quelle di cui al punto successivo	1,10	220
Biomasse da attività agricola, allevamento e forestale in filiera corta ⁷	1,80	300
Gas di discarica e gas residuati dai processi di depurazione e biogas diversi da quelli del punto precedente	0,80	180

Inoltre il Decreto Legislativo 8 febbraio 2007, n. 20 prevede nuove disposizioni tese a favorire lo sviluppo della cogenerazione, tra cui:

- la possibilità di accesso ai certificati bianchi per tutti gli impianti di cogenerazione ad alto rendimento e l'estensione graduale del diritto d'accesso ai medesimi certificati anche a soggetti diversi da quelli attualmente titolati, secondo criteri stabiliti tramite futuro decreto ministeriale, prevedendo inoltre che si equipari al risparmio di gas naturale il risparmio di forme di energia diverse dall'energia elettrica e dal gas naturale (articolo 6, commi 1, 2, 3, 4 e 5);
- il considerare le particolari condizioni di esercizio delle unità di cogenerazione ad alto rendimento, da parte dell'Autorità, nella definizione delle tariffe connesse ai costi di trasmissione e di distribuzione e nella definizione delle condizioni di acquisto dell'energia elettrica di riserva o di integrazione (articolo 7, comma 4);
- le semplificazioni delle procedure amministrative per l'autorizzazione alla costruzione e alla gestione degli impianti di cogenerazione, con particolare riferimento alle unità di piccola e di micro-cogenerazione (articolo 8), articolo peraltro non ancora attuato.

2.2.1 I certificati bianchi

I Decreti Ministeriali del 20 luglio 2004 e loro successive modifiche e integrazioni prevedono la promozione del risparmio energetico attraverso i certificati bianchi, che attestano interventi di miglioramento dell'efficienza energetica presso gli utenti finali.

E' un meccanismo di "*cap and trade*", in cui viene stabilito un obbligo (*cap*) cui si può adempiere direttamente o acquisendo certificati che ne dimostrino il raggiungimento.

Lo schema si fonda, come per i certificati verdi (che sono approfonditi al successivo paragrafo 2.2.2), su un obbligo imposto ad un numero limitato di soggetti - in questo caso le aziende distributrici di energia elettrica e gas naturale con più di 50.000 clienti finali - di rispettare degli obiettivi di riduzione dei consumi energetici. I "certificati bianchi", chiamati anche "Titoli di Efficienza Energetica" (TEE), attestano il conseguimento di tali

⁷ il coefficiente moltiplicativo vale indipendentemente dal fatto che il calore generato venga utilizzato o meno.

risparmi attraverso l'applicazione di tecnologie e sistemi efficienti. I certificati vengono emessi dal Gestore del Mercato Elettrico (GME) a favore dei distributori, delle società controllate dai distributori medesimi, di società operanti nel settore dei servizi energetici (ESCO) o di società ed enti che abbiano espletato l'obbligo di nomina dell'energy manager (come previsto dall'art. 19 della Legge 10/91), sulla base delle certificazioni dei risparmi conseguiti, effettuate dall'Autorità; un certificato equivale al risparmio di 1 tonnellata equivalente di petrolio (tep). È l'Autorità che definisce le regole tecniche ed economiche per l'attuazione del meccanismo e ripartisce annualmente gli obiettivi nazionali tra i distributori di energia elettrica e gas naturale secondo i criteri definiti dai decreti. Per dimostrare di aver raggiunto gli obblighi di risparmio, i distributori devono consegnare annualmente all'Autorità un numero di titoli equivalente all'obiettivo obbligatorio.

Sono previste tre modalità per la quantificazione dei risparmi, attraverso schede (i) semplificate, (ii) standardizzate o analitiche e (iii) con valutazione a consuntivo. A seconda della modalità di quantificazione dei risparmi e del soggetto che presenta gli interventi, la taglia minima passa dai 25 tep/anno per i progetti standardizzati, ai 50 tep/anno per i progetti analitici presentati da ESCO che diventano 100 tep/anno per quelli a consuntivo. Nel caso la richiesta di riconoscimento dei risparmi conseguiti/emissione dei titoli sia presentata da distributori ed energy manager le soglie negli ultimi due casi diventano rispettivamente 100 e 200 tep/anno.

La cogenerazione e il teleriscaldamento in campo civile sono oggetto delle schede analitiche 21 e 22 (delibera AEEG 177/05); essendo tali schede sospese dal 2006 per un ricorso non vengono riconosciuti TEE per impianti cogenerativi in ambito civile, infatti il regolamento (delibera AEEG 103/03 e s.m.i.) non permette di utilizzare valutazioni diverse dei risparmi nei casi in cui esista una scheda semplificata, a meno che non intervengano particolari circostanze. Gli interventi di cogenerazione al di fuori del campo strettamente civile vanno invece presentati con valutazione a consuntivo; quindi è possibile presentare le richieste e ottenere i titoli, anche se la procedura è un po' più complessa e la soglia minima è più alta (100 o 200 tep/anno). Una delle complessità legata alle valutazioni a consuntivo è dovuta alla valutazione del risparmio addizionale; ovvero viene riconosciuto il risparmio che si ottiene con l'intervento non rispetto alla situazione precedente, ma rispetto al caso in cui nello stesso momento si fosse proceduto all'installazione della tecnologia media di mercato per lo specifico settore. Vi sono settori industriali in cui la cogenerazione è pratica comune, quindi viene riconosciuto solo il risparmio dell'impianto installato rispetto a un impianto di cogenerazione nella media di mercato per quel settore.

La compravendita di titoli avviene o attraverso contratti bilaterali o tramite il mercato dei titoli di efficienza energetica, organizzato e gestito dal GME, mentre l'Autorità determina ogni anno l'entità del contributo da erogare ai distributori per il conseguimento dei loro obblighi. Il contributo è finanziato attraverso un piccolo prelievo dalle tariffe di distribuzione dell'energia elettrica e del gas, stabilito sempre dall'AEEG, in modo da

garantire che l'aggravio complessivo sulla bolletta energetica dei consumatori sia sempre considerevolmente inferiore al beneficio economico complessivo derivante dall'attuazione del meccanismo: il contributo, dunque, partecipa alla realizzazione degli interventi presso i consumatori finali riducendone il costo.

2.2.2 I certificati verdi

Il meccanismo dei certificati verdi (CV) promuove la produzione di energia da fonte rinnovabile, imponendo un obbligo in capo ai soggetti che immettono energia elettrica in rete. Tale obbligo può essere assolto direttamente dal soggetto o attraverso certificati che attestano la produzione di una certa quantità di energia elettrica da fonte rinnovabile. I certificati verdi allo stato attuale certificano la produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili, quali, il vento, le risorse idriche, le risorse geotermiche, le maree, il moto ondoso, le biomasse di origine vegetale e animale o la frazione biodegradabile-biogenica dei rifiuti.

Il Decreto Bersani (e successive modifiche e integrazioni) ha introdotto l'obbligo, per gli operatori che immettono in rete più di 100 GWh_e/anno, che almeno il 2% dell'elettricità provenga da impianti a fonti rinnovabili entrati in esercizio, a seguito di nuova costruzione, potenziamento o rifacimento, in data successiva al 1/4/99; non è tuttavia soggetta all'obbligo l'energia elettrica prodotta dagli impianti cogenerativi ad alto rendimento. L'obbligo è stato incrementato negli anni: dello 0,35% annuo dal 2004 al 2006 e dello 0,75% annuo dal 2007 al 2012. Requisito necessario al rilascio di CV è la qualifica degli impianti alimentati da fonti rinnovabili (IAFR) rilasciata dal GSE su richiesta del produttore; successivamente sempre su richiesta del produttore, viene riconosciuta dal GSE una quota di certificati verdi proporzionale all'energia da fonte rinnovabile prodotta nell'anno precedente o alla quantità attesa di produzione nell'anno in corso o nell'anno successivo.

Nel mercato dei CV, la domanda è costituita dall'obbligo per produttori e importatori di immettere annualmente una "quota" di energia prodotta da fonti rinnovabili, mentre l'offerta è rappresentata dai certificati emessi a favore degli operatori con impianti che hanno ottenuto la qualificazione IAFR dal GSE. Alla produzione di tali impianti entrati in esercizio prima del 2008, viene riconosciuto un CV ogni MWh_e/anno prodotto (in caso di nuova costruzione, rifacimento, potenziamento o riattivazione); i CV vengono emessi per la durata di 8 anni, per impianti alimentati da rifiuti non biodegradabili, qualificati ed entrati in esercizio entro il 31 dicembre 2006 e impianti di cogenerazione abbinata a teleriscaldamento alimentati da fonte non rinnovabile; per 12 anni, per tutti gli impianti alimentati da fonti rinnovabili, entrati in esercizio dal 1/4/99 al 31/12/07 più ulteriori 4 anni al 60% per impianti alimentati a biomassa che presentino determinati requisiti; per 15 anni, per gli impianti alimentati da fonti rinnovabili entrati in esercizio dal 2008.

Gli impianti a fonte rinnovabile entrati in esercizio dal 2008 riceveranno per 15 anni CV, corrispondenti al prodotto della produzione netta di energia elettrica da fonti rinnovabili

moltiplicata per il coefficiente, riferito alla tipologia della fonte, in base a quanto stabilito dalla Finanziaria 2008 e dal suo Collegato. I soli impianti di potenza nominale (media annua per l'idroelettrico) fino a 1 MW_e (o 200 kW_e per l'eolico), su richiesta del produttore, possono accedere, in alternativa ai CV, a una tariffa fissa omnicomprensiva; ogni 3 anni potranno essere rivisti, con decreto ministeriale, il coefficiente moltiplicativo e la tariffa fissa. Gli impianti che entreranno in funzione dal 2009 riceveranno CV o tariffa omnicomprensiva solo se non beneficeranno di incentivi pubblici (nazionali, locali o comunitari) in conto energia, conto capitale o conto interessi con capitalizzazione anticipata. I soli impianti alimentati da biomassa a "filiera corta", peraltro non ancora chiaramente definita, possono cumulare i CV con incentivi fino al 40% del costo dell'impianto. E' da osservare che è prevedibile che l'argomento biomasse venga globalmente riesaminato. Il concetto di filiera corta va rivisto sia rispetto agli indirizzi comunitari che rispetto ai problemi di controllo.

Tabella 2.2.2.1 - Coefficiente moltiplicativo e tariffa fissa omnicomprensiva per le diverse fonti rinnovabili

Fonte	Coefficiente	€/MWh _e
Eolica (<200 kW)	1.0	300
Eolica (>200 kW)	1.0	n.a.
Eolica off-shore	1.1	n.a.
Solare*	n.a.	n.a.
Geotermica	0.9	200
Moto ondoso e maremotrice	1.8	340
Idraulica	1.0	220
Rifiuti biodegradabili, biomasse diverse da quelle di cui al punto successivo	1.1	220
Biomasse e biogas prodotti da attività agricola, allevamento e forestale da filiera corta	1.8	300
Biomasse e biogas di cui al punto precedente, alimentanti impianti di cogenerazione ad alto rendimento, con riutilizzo dell'energia termica in ambito agricolo	1.8	300
Gas di discarica e gas residuati dai processi di depurazione e biogas diversi da quelli del punto precedente	0.8	180

*La fonte solare non gode del riconoscimento dei certificati verdi; tuttavia tale fonte viene incentivata con il meccanismo del "conto energia"

Dal 2008 il prezzo di riferimento dei Certificati è pari alla differenza tra 180 €/MWh_e e il prezzo medio annuo di cessione dell'energia elettrica nell'anno precedente. Tale valore può essere aggiornato ogni 3 anni con decreto ministeriale.

La compravendita dei CV avviene in un mercato elettronico gestito dal GME o attraverso contrattazioni bilaterali dei quali devono comunque essere registrate quantità e prezzi.

L'elettricità prodotta da impianti CHP è esente ai sensi del D.Lgs. 79/99 dall'obbligo dei CV; questa esenzione costituisce un incentivo che è però in corso di riesame.

2.2.3 La fiscalità della cogenerazione

La convenienza economica di un impianto di cogenerazione è dovuta non solo alla possibile maggior efficienza energetica rispetto alla generazione separata e ai costi (dispacciamento, trasmissione, distribuzione, oneri, etc.) che non devono essere sostenuti in caso di autoconsumo in loco dell'energia elettrica prodotta, ma anche alla diversa fiscalità che viene applicata ai combustibili se utilizzati in cogenerazione.

In Italia la fiscalità dei combustibili è molto variabile a seconda dell'utilizzo che viene fatto, prendendo ad esempio il gas naturale, combustibile principe per la cogenerazione, si possono avere le seguenti aliquote:

Tabella 2.2.3.1 - Imposte di consumo e valore aggiunto per diversi "usi" del gas naturale

Uso	imposta di consumo [c€/m ³]	IVA
Civile (0÷480 m ³ /anno)	3,8÷17,1	10%
Civile (oltre 480 m ³ /anno)	12÷18,3	20%
Industriale	0,8÷1,3	10÷20%
Generazione elettrica	0,05	10%

A tali imposte andrebbero aggiunte anche le addizionali regionali, che tuttavia non gravano sul gas usato per la generazione elettrica.

La cogenerazione coinvolge la generazione elettrica e l'uso termico civile o industriale, a seconda del settore di applicazione. Così l'imposizione è quella della generazione elettrica per un massimo di 0,25 m³ di gas naturale ogni kWh prodotto, che è il consumo specifico degli impianti di produzione di energia elettrica stabilito nel 1998 dalla delibera AEEG 16/98.

L'eventuale ulteriore consumo di gas, che si presenta fino a che il cogeneratore ha un rendimento elettrico inferiore al 42% circa, sarà soggetto all'accisa tipica dell'utilizzatore, civile o industriale. Allo stesso modo il gas naturale soggetto ad accisa di generazione ha IVA al 10% mentre quello civile ha IVA al 20%. Si sottolinea che l'IVA è in linea di principio una partita di giro, quindi non è un particolare peso per chi può "scaricarla", mentre lo diventa tipicamente per il settore domestico e pubblico.

Per ogni kWh prodotto, un utilizzatore civile, se confrontato con uno industriale, avrà un vantaggio maggiore in termini di minore imposizione fiscale⁸ (anche di un ordine di grandezza), senza considerare gli eventuali benefici dell'IVA dimezzata (dal 20% al 10%) nel caso non possa "scaricarla".

Nelle valutazioni di fattibilità bisogna essere molto attenti perché ci sono utenze apparentemente civili cui è riconosciuta l'accisa industriale del gas naturale (es. alberghi, ristoranti, esercizi della distribuzione commerciale, impianti sportivi non adibiti ad attività agonistiche e gestiti senza fini di lucro, etc.).

⁸ Infatti l'accisa industriale per produrre l'energia termica in assetto non cogenerativo è circa un decimo di quella civile

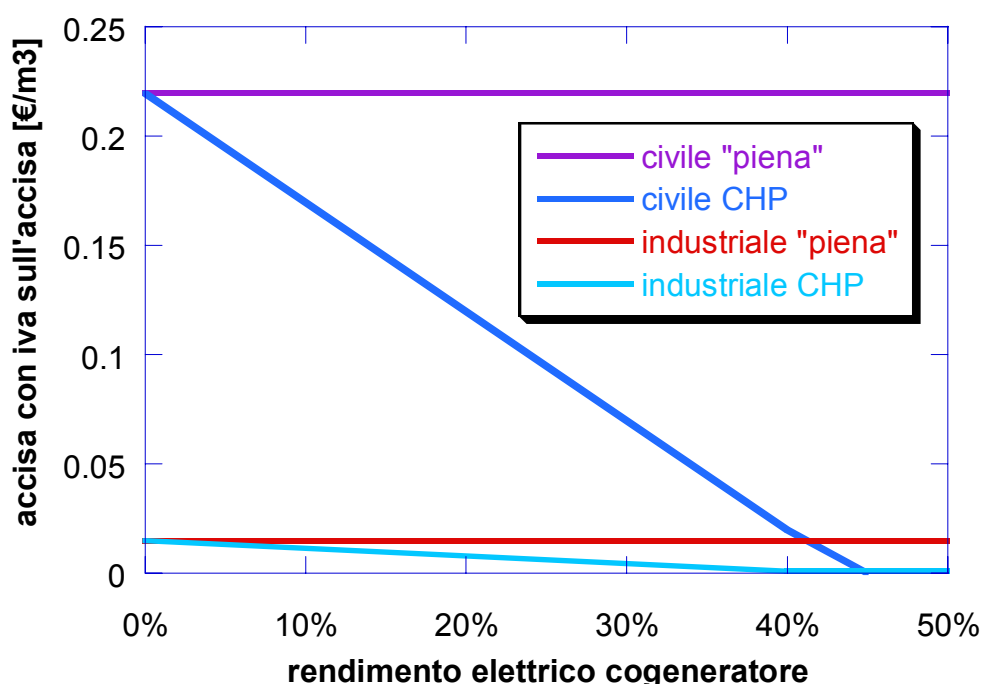


Figura 2.2.3.2 - Andamento dell'accisa sul gas naturale (comprensiva di IVA sull'accisa stessa) al variare del rendimento elettrico del cogeneratore e del tipo di utilizzatore

La fiscalità nel teleriscaldamento

Nel caso di cogenerazione asservita a un impianto di teleriscaldamento, è prevista l'applicazione dell'accisa industriale al gas naturale se la "potenza elettrica installata per la cogenerazione è pari ad almeno il 10% della potenza termica erogata all'utenza" (l'art. 26.3 del D. Lgs. 504/95).

Varie interpretazioni successive hanno chiarito che devono essere soddisfatte le seguenti condizioni:

- la potenza elettrica del cogeneratore deve essere almeno il 10% della potenza termica totale ovvero somma della potenza termica del cogeneratore e delle caldaie di integrazione;
- l'energia elettrica prodotta su base annuale dal cogeneratore deve essere almeno il 10% dell'energia termica totale fornita da cogeneratore e caldaie di integrazione;
- l'impianto deve essere gestito in un'ottica di servizio⁹.

Se così, allora tutto il gas naturale utilizzato, compreso quello delle caldaie di integrazione, anche se poste al di fuori della centrale di cogenerazione, passa ad accisa industriale¹⁰, anche se il calore è destinato a utilizzatori civili, salvo la quota legata alla produzione elettrica (0,25 m³/kWhe soggetto ad accisa per la generazione elettrica).

⁹ L'utente finale deve acquistare l'energia termica dal produttore, che si occupa della gestione dell'impianto ed è intestatario dell'officina elettrica e dei contratti di acquisto del combustibile; l'utente finale ed il produttore devono essere cioè soggetti distinti.

¹⁰ I riferimenti sono l'art. 26.3 del D. Lgs. 504/95 e alcune circolari del Ministero delle Finanze.

In Italia non esiste una definizione univoca di teleriscaldamento per l'applicazione della suddetta agevolazione, è così possibile ottenerne i benefici anche se l'impianto serve un solo edificio, purché il sistema sia gestito in un'ottica di servizio, siano rispettati i vincoli della delibera AEEG 42/02 e il gestore mantenga la proprietà degli impianti e la titolarità dei contratti di acquisto dei vettori energetici (Determinazione MF 3158/2002). Le applicazioni per il riscaldamento degli ambienti soggette a fiscalità civile diventano così economicamente ancora più interessanti.

A titolo di esempio sono riportate due definizioni di teleriscaldamento ritenute significative; la prima contenuta in una norma tecnica sulla cogenerazione, peraltro citata nella suddetta Determinazione, la seconda in un decreto ministeriale dedicato all'incentivazione mediante certificati verdi della cogenerazione abbinata al teleriscaldamento.

Definizione da norma UNI 8887:1987 *"Sistemi per processi di cogenerazione, definizioni e classificazione"*: teleriscaldamento (o riscaldamento a distanza) a cogenerazione è un "insieme degli elementi funzionalmente associati atti a realizzare e controllare un processo di cogenerazione, nonché a trasferire, in parte o integralmente, il calore generato al sistema degli utilizzatori termici non ubicati presso la centrale o sistema di cogenerazione.

La seconda definizione è data da un decreto ministeriale; è molto più articolata ed è valida ai soli fini del rilascio dei certificati verdi per la cogenerazione asservita a teleriscaldamento (D.M. 20/10/04 art. 2.3):

"impianto di cogenerazione abbinato a teleriscaldamento è un sistema integrato, costituito dalle sezioni di un impianto di produzione combinata di energia elettrica e calore [...] e da una rete di teleriscaldamento per la distribuzione del calore, cogenerato dall'impianto di cogenerazione medesimo, a una pluralità di edifici o ambienti per impieghi connessi prevalentemente con usi igienico-sanitari e la climatizzazione, il riscaldamento, il raffrescamento, il condizionamento di ambienti a destinazione residenziale, commerciale, industriale e agricola, ad esclusione, nel caso di ambienti a destinazione industriale, degli impieghi in apparecchiature e macchine a servizio di processi industriali."

La rete di teleriscaldamento deve soddisfare contestualmente le seguenti condizioni:

- I. alimentare tipicamente, mediante una rete di trasporto dell'energia termica, una pluralità di edifici o ambienti;
- II. essere un sistema aperto ovvero, nei limiti di capacità del sistema, consentire l'allacciamento alla rete di ogni potenziale cliente secondo principi di non discriminazione;
- III. la cessione dell'energia termica a soggetti terzi deve essere regolata da contratti di somministrazione, atti a disciplinare le condizioni tecniche ed economiche di fornitura del servizio secondo principi di non discriminazione e di interesse pubblico, nell'ambito di politiche per il risparmio energetico.

Regime IVA per il servizio energia da cogenerazione ad alto rendimento e il calore ad uso domestico da teleriscaldamento

Il servizio energia come definito dal DPR 412/93 e meglio specificato da due circolari del 1998 del Ministero delle Finanze, prevedeva la possibilità di applicazione dell'IVA ridotta al 10% nel caso di servizio di riscaldamento in ambito domestico, se era rispettato il cosiddetto decalogo che tra le altre cose prevedeva l'obbligo di: diagnosi energetica, contabilizzazione del calore fornito, tariffa legata a parametri oggettivi, acquisto dei combustibili da parte dell'impresa che offre il servizio, etc.

La Finanziaria 2007 ha introdotto alcune modifiche, che anche a seguito di una risoluzione del 2007 dell'Agenzia delle Entrate sembrano indicare che l'aliquota ridotta si applichi solo al servizio energia "per la fornitura di energia termica derivante da fonte rinnovabile o da impianti di cogenerazione ad alto rendimento".

L'aliquota ridotta si applica anche "alla fornitura di energia termica per uso domestico attraverso reti pubbliche di teleriscaldamento".

La trigenerazione

La trigenerazione ovvero l'abbinamento a un impianto di cogenerazione di un sistema frigorifero ad assorbimento che permetta di utilizzare il calore per fornire energia frigorifera per il condizionamento estivo degli ambienti, è di sicuro interesse per le applicazioni in campo civile perché permette di aumentare le ore annue di funzionamento del cogeneratore. Dal punto di vista fiscale bisogna ricordare che in risposta a un interpello del 2008 l'Agenzia delle Dogane chiarisce che non viene riconosciuto il passaggio da accisa civile ad accisa industriale per il gas naturale nel caso in cui il calore venga utilizzato in un assorbitore che alimenti una rete di teleraffrescamento.

Adempimenti per gli aspetti fiscali

Il passaggio alla fiscalità di generazione elettrica prevede l'apertura dell'officina elettrica, la presenza di una stazione di misura fiscale, il controllo e sigillo della stazione di misura e di alcune componenti dell'impianto da parte di un funzionario dell'ufficio tecnico di finanza (UTF), la tenuta di un registro di officina da far vidimare una tantum e da aggiornare giornalmente, il versamento iniziale di una cauzione e periodicamente dell'imposta erariale per l'energia elettrica consumata.

Questi adempimenti hanno una incidenza in termini di tempi e di costi il cui peso rispetto ai benefici cresce al diminuire della taglia dell'impianto, diventando davvero importante per impianti di microcogenerazione.

Esiste una procedura semplificata nel caso di (co)generatori di potenza non superiore a 100 kWe utilizzati circa 2184 ore all'anno (7 ore al giorno per 312 giorni); si può scegliere il regime forfettario di abbonamento al canone dell'imposta erariale di consumo. Con l'abbonamento non è richiesta la stazione di misura fiscale, né la cauzione, dato che il pagamento è anticipato e non c'è l'obbligo di tenere il registro, con annotazione giornaliera né della verifica e piombatura dell'impianto da parte dell'UTF prima dell'inizio

dell'attività. Il passaggio di fiscalità avviene in base al combustibile utilizzato, al rendimento della macchina e alle ore di funzionamento previste dall'abbonamento.

Se l'impianto ha una potenza nominale inferiore a 1kWe l'energia elettrica non è sottoposta ad accisa (art. 52 D.Lgs. 504/95), quindi non c'è bisogno di alcun adempimento, ma purtroppo non è neanche riconosciuto il passaggio di fiscalità (di parte) del combustibile utilizzato penalizzando quindi particolarmente gli utenti civili rispetto a quelli industriali.

2.3 Le direttive Comunitarie e le leggi dei singoli stati europei

Le direttive Comunitarie

Dall'inizio degli anni '90 sono molteplici i documenti prodotti dalla Comunità Europea – siano essi risoluzioni, delibere, decisioni ed altro – volti a promuovere la diffusione della produzione combinata di elettricità e calore.

Ultimi, in ordine di tempo ed importanza, la direttiva n. 2004/8/CE del Parlamento e del Consiglio europeo dell'11 febbraio 2004, sulla promozione della “*cogenerazione basata su una domanda di calore utile nel mercato interno dell'energia*” e le relative decisioni collegate del 21 dicembre 2006 (2007/74/CE) e del 19 novembre 2008 (2008/952/CE)¹¹.

I contenuti di tale direttiva verranno descritti più in dettaglio nel prossimo paragrafo presentando la futura normativa italiana, visto che l'Italia - come evidenzia la tabella 2.3.1 che riporta lo stato di attuazione della direttiva nei 27 stati membri dell'Unione Europea - ha recepito tale direttiva con il decreto legislativo 20/07.

Tabella 2.3.1 – Stato di recepimento della 2004/8/CE (informazioni raccolte a inizio 2009)

Stato Membro	direttiva 2004/8/CE	Stato Membro	direttiva 2004/8/CE
Austria		Lussemburgo	
Belgio	<i>recepita</i>	Malta	<i>recepita</i>
Bulgaria		Paesi Bassi	
Cipro	<i>recepita</i>	Polonia	<i>recepita</i>
Danimarca		Portogallo	
Estonia	<i>recepita</i>	Regno Unito	
Finlandia		Repub. Ceca	<i>recepita</i>
Francia	<i>recepita</i>	Romania	<i>recepita</i>
Germania	<i>recepita</i>	Slovacchia	
Grecia	<i>recepita</i>	Slovenia	<i>recepita</i>
Irlanda	<i>recepita</i>	Spagna	
Italia	<i>recepita</i>	Svezia	<i>recepita</i>
Lettonia	<i>recepita</i>	Ungheria	<i>recepita</i>
Lituania			

¹¹ Tra i documenti precedentemente prodotti sono da citare la delibera 92/42/CEE, la **risoluzione** “Strategia comunitaria per promuovere la produzione combinata di calore e elettricità” del 18 dicembre 1997, la **comunicazione** della Commissione europea del 15 ottobre 1997, COM(97)514, per la definizione di una strategia comunitaria volta a promuovere la produzione combinata ed eliminare le barriere al suo sviluppo, nonché il “Piano di azione per la promozione dell'efficienza energetica nella Comunità europea”, COM(2000)247, adottato il 26 aprile 2000 e che prevede espressamente la promozione della cogenerazione tra le misure individuate per favorire l'efficienza energetica nei settori industriali e civili.

Definizione di cogenerazione nei Paesi europei

Di fatto, non esiste un consenso internazionale sulla definizione quantitativa di impianto di cogenerazione e la situazione nei diversi Paesi europei è molto varia:

- in alcuni Paesi (come Germania, Grecia, Austria e Lussemburgo) si fa riferimento al rendimento di primo principio¹² per stabilire una soglia minima al di sopra della quale incentivare la cogenerazione;
- il rendimento di secondo principio o exergetico¹³, nonostante sia quello più corretto dal punto di vista termodinamico, non è utilizzato: l'analisi exergetica è infatti poco nota e di più complessa applicazione rispetto alle altre metodologie. In Olanda e Portogallo si fa riferimento ad un indice di primo principio, corretto in modo da avvicinarsi a quello di secondo principio: l'energia termica viene moltiplicata per un coefficiente riduttivo che vorrebbe avvicinarsi al concetto di coefficiente di Carnot;
- l'indice IRE è sicuramente il più diffuso nella letteratura internazionale ed in Europa è adottato, con alcune varianti, da Italia, Francia e Belgio. In Francia e Belgio si valuta prendendo come riferimento un ciclo combinato ad alta efficienza ($\eta_{es}=0,54$ per la Francia e $\eta_{es}=0,55$ per il Belgio), mentre in Italia il rendimento elettrico di riferimento è differenziato in base alla taglia dell'impianto ed al combustibile utilizzato. Nelle normative italiana e francese, inoltre, per tenere conto del risparmio che gli impianti di cogenerazione eventualmente determinano a livello di perdite sul sistema elettrico nazionale, si introduce un coefficiente riduttivo di η_{es} . Tale coefficiente rappresenta le minori perdite di trasporto e di trasformazione dell'energia elettrica che gli impianti

¹² Si definisce rendimento di primo principio $\eta_I = \frac{E_e + E_t}{E_c}$.

Confrontare i rendimenti degli impianti di generazione separata con un rendimento di primo principio di un impianto cogenerativo non è concettualmente corretto in quanto si dà lo stesso peso a due forme di energia diversamente pregiate dal punto di vista termodinamico.

Utilizzare una definizione di questo tipo porta quindi ad ottenere valori di rendimento molto alti (si raggiungono facilmente valori del 70-80%), ma non pienamente significativi che fanno apparire la cogenerazione come il sistema di gran lunga più efficiente per la conversione dell'energia in quanto neanche i grandi cicli combinati alimentati a gas naturale raggiungono tali livelli di efficienza.

¹³ Si definisce rendimento di secondo principio o exergetico $\eta_{II} = \frac{E_e + E_t \left(1 - \frac{T_a}{T_{med}}\right)}{EX_c}$.

Nella definizione di η_{II} il termine moltiplicativo di E_t rappresenta il rendimento di Carnot mentre i termini T_a e T_{med} rappresentano rispettivamente la temperatura ambiente e quella media di scambio termico (coincidente con quella di transizione di fase per evaporatori e condensatori o media logaritmica per scambiatori di calore generici dove non si verifica alcuna transizione di fase e lo scambio termico provoca variazioni di temperatura); al denominatore è presente l'exergia del combustibile che rappresenta il massimo lavoro estraibile nella conversione reversibile dell'energia chimica.

E' possibile ricorrere ad una definizione semplificata del rendimento di secondo principio che considera al denominatore, al posto dell'exergia del combustibile, EX_c , il quantitativo di energia che è in grado di liberare dalla propria combustione, E_c , ovvero semplicemente il prodotto tra la portata di combustibile ed il suo potere calorifico inferiore; l'errore che si commette utilizzando la definizione semplificata è trascurabile per cui è usualmente accettata la definizione semplificata.

cogenerativi comportano quando consumano l'elettricità autoprodotta o quando immettono energia elettrica nelle reti di bassa e media tensione, evitando le perdite sulle reti, rispettivamente, di media e di alta tensione;

- in Spagna si utilizza il rendimento di Ecabert¹⁴: la normativa spagnola prevede una differenziazione del limite inferiore di tale indice in base al tipo di impianto ed un valore del rendimento termico convenzionale η_{ts} pari a 0,90¹⁵;
- nei Paesi del Nord Europa (come Danimarca, Finlandia e Svezia) è consentita solo la cogenerazione che consente un recupero integrale del calore: sono quindi proibiti componenti che consentono di regolare il rapporto elettricità/calore, come camini di by-pass nel caso di turbine a gas o condensatori freddi per le turbine a vapore. A questo proposito la normativa finlandese si avvale di un indice elettrico ottimo, corrispondente ad una cogenerazione con completo recupero del calore;
- nel Regno Unito è stato introdotto un concetto di "Good Quality CHP" (cogenerazione di qualità), basato sulla rispondenza delle caratteristiche dell'impianto ai limiti inferiori imposti da una coppia di indicatori: "Quality Index" (che rappresenta una sorta di rendimento di primo principio modificato in base alla taglia ed alla tecnologia dell'impianto cogenerativo in esame) e "Power Efficiency" (corrispondente al rendimento elettrico dell'impianto η_e). Gli impianti che rispondono a tali criteri godono di particolari benefici ed incentivi di carattere economico.

La tabella 2.3.2 riporta la situazione riassuntiva.

¹⁴ Si definisce rendimento di Ecabert
$$\eta_E = \frac{E_e}{E_c - \frac{E_t}{\eta_{ts}}}$$

E' espresso come il rapporto tra l'energia elettrica prodotta e la differenza tra l'energia primaria del combustibile consumata dall'impianto di cogenerazione e l'energia termica utile generata, quest'ultima divisa per il rendimento convenzionale di un generatore di calore; è pertanto un indice che attribuisce alla sola energia elettrica il risparmio conseguibile, in termini di combustibile, con la cogenerazione.

¹⁵ Anche la normativa americana prevede l'utilizzo del rendimento di Ecabert; differentemente da quella spagnola in America l'EPA (Environmental Protection Agency) utilizza nella formula di η_E un rendimento $\eta_{ts} = 0,80$;

Tabella 2.3.2

Paese	Condizione di cogenerazione	Richiesta di calore utile	Richiesta di energia elettrica	Note
BELGIO	$IRE \geq IRE_{min}$	-	-	IRE_{min} differenziato nelle regioni in cui lo stato federale è suddiviso
FINLANDIA, DANIMARCA, SVEZIA	$\eta_I \geq \eta_{I\ MIN}$	presente	-	$\eta_{I\ MIN}$ differenziato per tecnologia e combustibile
FRANCIA	$IRE \geq IRE_{min}$	presente	-	-
GERMANIA, AUSTRIA	$\eta_I \geq \eta_{I\ MIN}$	-	-	-
ITALIA	$IRE \geq IRE_{min}$	presente	-	IRE_{min} differenziato per tipologia d'impianto
OLANDA, PORTOGALLO	$\eta_I^* \geq \eta_{I^*\ MIN}$	-	-	Utilizzo di un coefficiente correttivo di E_t nella definizione del rendimento di primo principio
REGNO UNITO	$QI \geq QI_{min}$	-	presente	QI_{min} differenziato per taglia e tecnologia
SPAGNA	$\eta_E \geq \eta_{E,min}$	-	-	$\eta_{E,min}$ differenziato per combustibile

Meccanismi di supporto alla cogenerazione nei principali Paesi europei

Le attuali normative dei principali Paesi europei presentano meccanismi di supporto alla cogenerazione molteplici e di diversa natura. In particolare, volendo dare un quadro sintetico di tali meccanismi, si può operare la seguente classificazione:

- incentivi alla costruzione di nuovi impianti: vengono finanziate diverse fasi dell'iter costruttivo dell'impianto, dallo studio di fattibilità tecnica, ai sussidi in conto capitale ed esenzioni fiscali;
- feed-in tariffs, ovvero prezzo minimo accordato dal Gestore della rete per l'acquisto di elettricità da cogenerazione;
- sussidi diretti sul kWh elettrico prodotto: al prezzo dell'energia elettrica da cogenerazione ceduta alla rete é riconosciuto un premio economico in aggiunta al prezzo medio del mercato di generazione;
- esenzioni fiscali: politiche fiscali che introducono tasse per promuovere attività ecologicamente sostenibili o che defiscalizzano parte del combustibile utilizzato e/o dell'elettricità prodotta;
- certificati verdi: titoli negoziabili che permettono alle imprese che producono energia da fonti convenzionali di rispettare l'obbligo che ogni produttore o importatore ha di produrre una certa quantità di energia elettrica da fonti rinnovabili. Per gli impianti CHP viene data la possibilità di qualificare e rilasciare certificati verdi
- certificati bianchi: incentivo atto a ridurre il consumo energetico in relazione al bene distribuito;
- priorità di dispacciamento: ovvero la garanzia accordata da parte del Gestore della rete di comprare prioritariamente l'energia prodotta da impianti cogenerativi.

Nella tabella 2.3.3 che segue vengono riassunti, per i principali paesi europei i tratti salienti delle rispettive normative in materia di cogenerazione con relativi meccanismi di supporto¹⁶.

¹⁶ informazioni tratte da Cogen Europe "Liberalisation and Decentralised Generation in the EU Member States", 2002 , <http://www.cogen.org>

Tabella 2.3.3 - Meccanismi di supporto alla cogenerazione in Europa

	Austria	Belgio	Danimarca	Finlandia	Francia	Germania	Spagna	Gran Bretagna	Grecia	Italia	Irlanda	olanda	Portogallo	Svezia
Incentivi per la costruzione di nuovi impianti	•	•		•	•		•	•	•	•		•	•	• ^B
Feed-in tariffs		•	•			•				• ^D			•	
Sussidi diretti per kWh		•					•							
Esenzioni fiscali			•		•	•		•		•		•		
Certificati verdi	• ^A	•	•					•		• ^C		•		•
Certificati bianchi					•					•				
Priorità di dispacciamento	•		•		•	•	•			•			•	

^A sotto considerazione

^B solo per centrali a biomassa

^C solo con utilizzo di combustibili rinnovabili; la cogenerazione non rinnovabile è tuttavia esentata dall'obbligo di acquisto dei certificati verdi

^D solo per potenze < 10 MVA

2.4 Gli scenari futuri in Italia ed in Europa

Come già accennato, il decreto legislativo 20/07 reca di fatto l'attuazione della direttiva europea n. 2004/8/CE dell'11 febbraio 2004, sulla promozione della "cogenerazione basata su una domanda di calore utile nel mercato interno dell'energia"; il decreto prevede nuove regole per il riconoscimento della produzione combinata di energia elettrica e calore come "cogenerazione ad alto rendimento".

Tali nuove regole, che entreranno in vigore dal 1 gennaio 2011, impongono ad un impianto cogenerativo, in analogia con quanto previsto nella delibera 42/02, innanzitutto di conseguire un risparmio di energia primaria rispetto alla produzione separata.

L'indice utilizzato per valutare tale risparmio, indicato con l'acronimo PES, *Primary Energy Saving*, è nella sua formulazione, del tutto simile all'Indice di Risparmio Energetico introdotto dalla delibera 42/02, infatti:

$$PES = 1 - \frac{E_c}{\frac{E'_e}{\eta_{es}p} + \frac{E_t}{\eta_{ts}}} > PES_{min}$$

In questo caso però il valore del PES minimo, per gli impianti di nuova costruzione, viene differenziato in base alla taglia:

- per gli impianti di taglia inferiore a 1 MW elettrico, $PES_{min} = 0$
- per tutti gli altri impianti, $PES_{min} = 0,10$

Inoltre, nella direttiva europea scompare il limite termico come parametro per limitare inferiormente la produzione di energia termica del cogeneratore. Al suo posto entra in gioco il concetto di “*elettricità da cogenerazione*”: la quantità di energia elettrica annua al loro degli ausiliari (come è stato chiarito dalla decisione del 19 novembre 2008) da introdurre nel calcolo del PES (nella formula indicata con E'_e) non coincide necessariamente con la produzione elettrica dell'impianto E_e .

L'elettricità da cogenerazione E'_e deve essere valutata secondo lo schema di tabella 2.4.1: se il totale della produzione termica ed elettrica di un anno solare, rapportata al consumo di combustibile, è superiore ad un valore limite (differenziato per tipologia di impianto), allora l'elettricità da cogenerazione è tutta quella prodotta dall'impianto ($E'_e = E_e$). In caso contrario occorre calcolare E'_e in funzione dell'energia termica prodotta E_t in base alla seguente formula:

$$E'_e = CE_t$$

dove C viene definito *rapporto energia/calore*.

Tabella 2.4.1

Tecnologia cogenerativa	condizione	valore dell'energia elettrica da cogenerazione, E'_e, da introdurre nel calcolo del PES
- turbine a gas a ciclo combinato con recupero di calore - turbine a presa di vapore e condensazione	$\frac{E_e + E_t}{E_c} > 0,80$	tutta l'elettricità prodotta dall'impianto $E'_e = E_e$
	$\frac{E_e + E_t}{E_c} < 0,80$	solo parte dell'elettricità prodotta $E'_e = CE_t < E_e$
- tutti gli altri impianti	$\frac{E_e + E_t}{E_c} > 0,75$	tutta l'elettricità prodotta dall'impianto $E'_e = E_e$
	$\frac{E_e + E_t}{E_c} < 0,75$	solo parte dell'elettricità prodotta $E'_e = CE_t < E_e$

Per quanto riguarda poi il valore da attribuire ai rendimenti elettrici e termici di riferimento, nonché al coefficiente p e al rapporto energia/calore C , la direttiva 2004/08/CE ne rimanda la definizione alle successive decisioni della Commissione europea.

I rendimenti di riferimento e il coefficiente p

Nella decisione 2007/74/CE - i cui contenuti non sono stati ripresi dal decreto legislativo 20/07 - vengono presentate importanti novità rispetto a quanto previsto nella delibera 42/02.

Innanzitutto il rendimento elettrico di riferimento della produzione separata η_{es} non viene più differenziato in base alla taglia dell'impianto, ma solo in funzione del combustibile: la tabella 2.4.2 riporta i valori adottati per gli impianti di nuova costruzione con in evidenza i dati dei combustibili più comuni.

Tabella 2.4.2 – Rendimento elettrico di riferimento nella 2004/8/CE (anni 2006-2011)

Tipo di combustibile		η_{es}
SOLIDO	Carbone fossile/coke	0,442
	Lignite/mattonelle di lignite	0,418
	Torba/mattonelle di torba	0,390
	Combustibili a base di legno	0,330
	Biomasse di origine agricola	0,250
	Rifiuti (urbani) biodegradabili	0,250
	Rifiuti (urbani e industriali) non rinnovabili	0,250
	Scisti bituminosi	0,390
LIQUIDO	Petrolio (gasolio + olio combustibile residuo), GPL	0,442
	Biocarburanti	0,442
	Rifiuti biodegradabili	0,250
	Rifiuti non rinnovabili	0,250
GASSOSO	Gas naturale	0,525
	Gas di raffineria/idrogeno	0,442
	Biogas	0,420
	Gas di cokeria, gas di altoforno, altri rifiuti gassosi, calore residuo recuperato	0,350

I valori di tabella sono da riferirsi agli Stati membri che hanno temperature medie annuali di 15 °C; per gli Stati con temperature medie più alte (come nel caso dell'Italia), occorre operare una riduzione pari a 0,1 punti percentuali per ogni grado al di sopra dei 15°C. Viceversa per gli Stati con temperature medie al di sotto dei 15°C occorre aumentare il rendimento elettrico di riferimento di 0,1 punti percentuali per ogni grado al di sopra dei 15 °C¹⁷.

Il fatto che sia scomparso l'effetto taglia dalla definizione della produzione separata di elettricità è un elemento penalizzante per i piccoli/medi impianti cogenerativi che, nelle nuove regole, si troveranno comunque a competere con i rendimenti elettrici della grande produzione; tuttavia tale scelta nasce dalla constatazione che l'alternativa alla cogenerazione è sempre, per quanto riguarda l'approvvigionamento elettrico, l'acquisto di elettricità dalla rete e quindi, di fatto, di elettricità prodotta da impianti di grossa taglia.

¹⁷ L'Italia, con una temperatura media annuale intorno ai 18 °C, dovrebbe quindi adottare valori del rendimento elettrico di riferimento ridotti di 0,3 punti percentuali rispetto ai valori della tabella.

Inoltre, visto che la decisione della Commissione europea prevede la possibilità di definire più zone climatiche per gli Stati che hanno forti variazioni di temperatura all'interno dei propri confini nazionali, è possibile che in Italia tale possibilità venga adottata differenziando i rendimenti di riferimento tra il nord e il sud del Paese.

A mitigare la penalizzazione per la piccola cogenerazione (intesa con taglia al di sotto di un MW elettrico) sono da ricordare, come sopra riportato, una richiesta meno stringente sul PES minimo e condizioni più favorevoli per il calcolo dell'elettricità da cogenerazione. Inoltre, i nuovi valori proposti per il coefficiente p rappresentano un'ulteriore incentivazione alla piccola produzione in quanto tendono a favorire l'autoconsumo in bassa tensione (tipico e più facilmente realizzabile per impianti di piccola taglia): dalla figura 2.4.1 si può rilevare come, in tal caso, p sia da assumersi pari a 0,86, valore nettamente inferiore (e quindi favorevole) rispetto a quanto previsto nella 42/02.

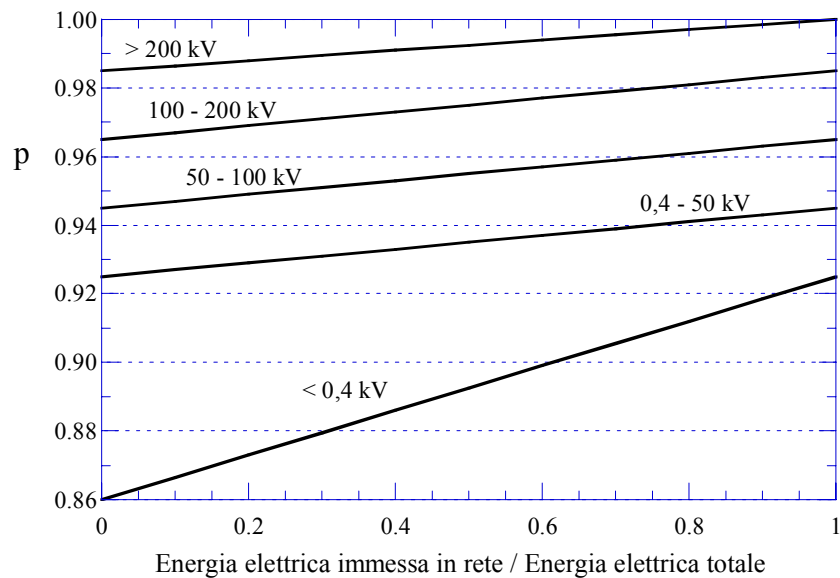


Figura 2.4.1 - Coefficiente p secondo la decisione 2007/74/CE¹⁸

Infine, per quanto riguarda il rendimento di riferimento della produzione termica η_{ts} , la decisione della Commissione europea prevede valori differenziati per combustibile e per utilizzo del calore (utilizzo diretto dei gas di scarico o produzione di acqua calda e/o vapore), come riportato in tabella 2.4.3.

¹⁸ In Italia i livelli di tensione sono così suddivisi: BT < 1 kV, MT tra 1 e 35 kV, AT > 35 kV

Tabella 2.4.3 – Rendimento termico di riferimento nella 2004/8/CE

Tipo di combustibile		acqua calda e vapore	uso diretto dei gas di scarico
SOLIDO	Carbone fossile/coke	0,88	0,80
	Lignite/mattonelle di lignite	0,86	0,78
	Torba/mattonelle di torba	0,86	0,78
	Combustibili a base di legno	0,86	0,78
	Biomasse di origine agricola	0,86	0,78
	Rifiuti (urbani) biodegradabili	0,80	0,72
	Rifiuti (urbani e industriali) non rinnovabili	0,80	0,72
	Scisti bituminosi	0,86	0,78
LIQUIDO	Petrolio (gasolio + olio combustibile resi- duo), GPL	0,89	0,81
	Biocarburanti	0,89	0,81
	Rifiuti biodegradabili	0,80	0,72
	Rifiuti non rinnovabili	0,80	0,72
GASSOSO	Gas naturale	0,90	0,82
	Gas di raffineria/idrogeno	0,89	0,81
	Biogas	0,70	0,62
	Gas di cokeria, gas di altoforno, altri rifiuti gassosi, calore residuo recuperato	0,80	0,72

L'elettricità da cogenerazione secondo la decisione 2008/952/CE

Nella decisione 2008/592/CE vengono stabilite le linee guida per il calcolo dell'elettricità da cogenerazione¹⁹; vengono cioè indicate le modalità con le quali deve essere valutato il rapporto energia/calore *C* nei casi in cui l'efficienza globale del sistema stesso (ovvero il rapporto tra la somma della produzione termica ed elettrica totale e il consumo di combustibile) sia inferiore ai limiti riportati in tabella 2.4.1; in tal caso il sistema cogenerativo viene virtualmente diviso in due diversi sistemi produttivi: uno cogenerativo – a cui spetteranno i benefici previsti se rispettoso dei vincoli sul *PES* - e l'altro che viene trattato come un sistema di sola produzione elettrica (figura 2.4.2).

¹⁹ Nella direttiva 2004/8/CE non era ancora del tutto chiaro come andasse determinato il valore di *C*; la direttiva recita infatti testualmente che tale rapporto è “il rapporto tra elettricità da cogenerazione e calore utile durante il funzionamento in pieno regime di cogenerazione usando dati operativi dell'unità specifica” e suggerisce, se tale rapporto non è noto, di utilizzare, “specialmente a fini statistici”, i valori riportati nella tabella che segue; nella stessa sono riportati anche i dati preliminari di esercizio - per gli anni 2002÷2006 - degli impianti installati in Italia presentati dal GSE al *Microgen Forum* nel febbraio 2009.

tipo di unità	<i>C</i> (direttiva 2004/8/CE)	<i>C</i> (valori GSE)
turbina a gas a ciclo combinato con recupero di calore	0,95	0,32 ÷ 2,46
turbina a vapore a contropressione	0,45	0,18 ÷ 0,25
turbina a presa di vapore a condensazione	0,45	
turbina a gas con recupero di calore	0,55	0,49 ÷ 1,27
motore a combustione interna	0,75	1,05 ÷ 1,73

Sono inoltre definiti i confini del sistema di cogenerazione, chiarendo che l'energia elettrica "prodotta mediante cogenerazione è misurata ai terminali del generatore e il consumo interno per il funzionamento dell'unità di cogenerazione non viene sottratto".

Nella Direttiva il periodo di riferimento per il calcolo dell'energia da cogenerazione era l'anno, mentre la Decisione spiega che il periodo di riferimento per i calcoli è di solito annuale ma che può variare da un minimo di un'ora a un massimo di un anno. La durata del periodo di riferimento dovrà quindi essere stabilita da successivi disposti.



Figura 2.4.2

Nelle figure che seguono sono presentati, per le stesse tipologie di impianti analizzate discutendo l'attuale quadro normativo italiano, le prestazioni energetiche²⁰ con cui l'impianto cogenerativo deve lavorare per ottenere la qualifica di cogenerazione ad alto rendimento secondo le nuove regole dettate dalla direttiva europea.

²⁰ Con prestazioni energetiche del cogeneratore sono ancora da intendersi i rapporti $\frac{E_e}{E_c}$ e $\frac{E_t}{E_c}$, ovvero tra

l'energia elettrica e termica prodotta e il consumo di combustibile. Tali grandezze altro non sono che il rendimento elettrico e termico dell'impianto cogenerativo, valutati con riferimento alla produzione annua e al consumo annuo di combustibile.

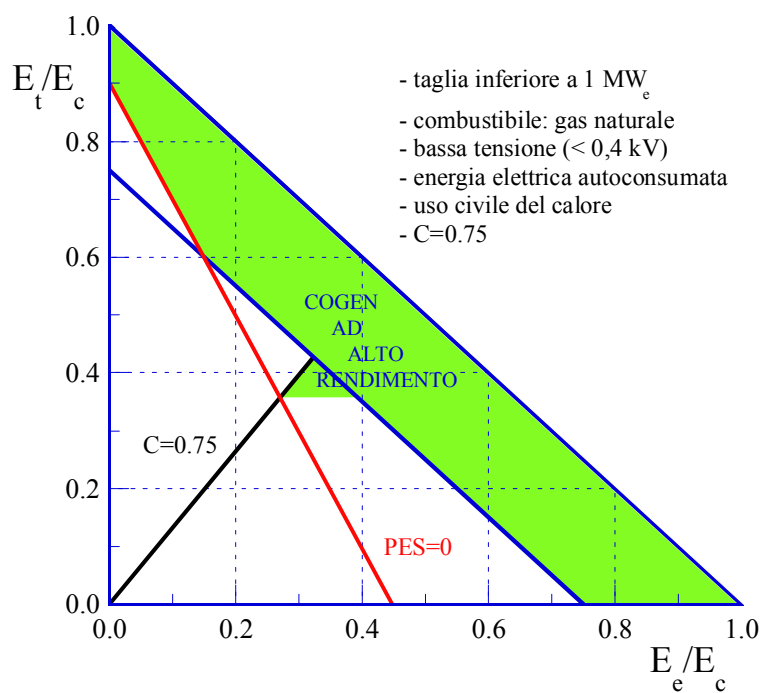


Figura 2.4.3

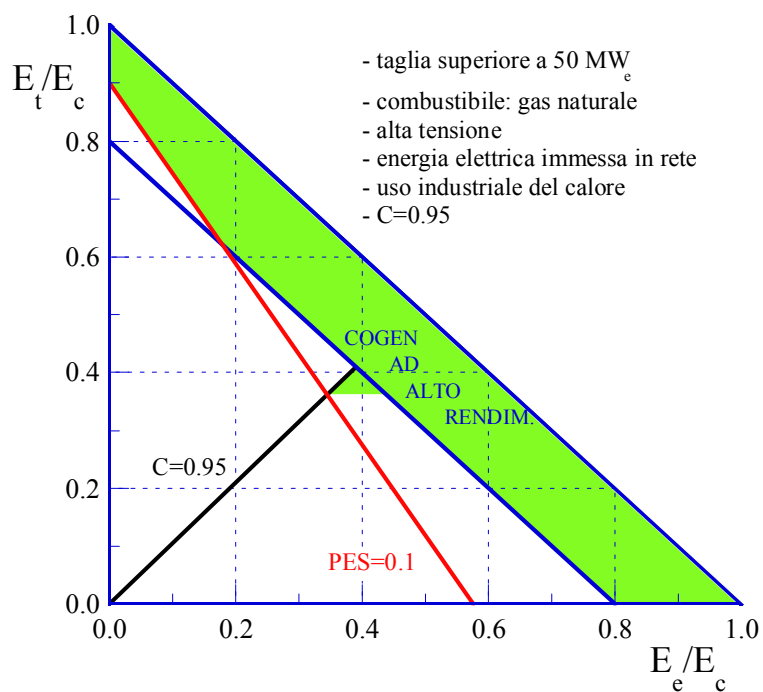


Figura 2.4.4

2.5 La situazione extraeuropea

Introduzione [1-5]

A livello mondiale si sta assistendo ad una diffusione degli impianti di cogenerazione sostenuta sia da politiche ambientali (protocollo di Kyoto) sia economiche (liberalizzazione del mercato dell'energia elettrica, incentivi).

La Tab. 2.5.1 riporta una sintesi delle politiche per la produzione efficiente dell'energia e per il risparmio energetico dei principali Paesi extra UE.

Nel seguito si riporta una panoramica delle politiche e dei regolamenti che riguardano la generazione distribuita e la cogenerazione, considerando singole nazioni o accordi di più stati legati da progetti di cooperazione.

Stati Uniti d'America [7]

Per quanto riguarda le politiche e la normative che coinvolgono gli impianti di generazione distribuita e cogenerazione, il governo federale ha emanato delle direttive guida mediante l'Energy Policy Act del 2005; tuttavia demanda ad organismi nazionali il compito di legiferare circa l'installazione, la produzione, il risparmio, il dispacciamento e i contratti di vendita dell'energia elettrica.

I principali enti che, a livello federale, si occupano dell'aspetto normativo per impianti di cogenerazione sono:

- U.S. Department Of Energy (DOE);
- U.S. Environmental Protection Agency (EPA);
- U.S. Clean Heat and Power Association (USCHPA);
- International District Energy Association (IDEA).

Una lista dei progetti di generazione distribuita sponsorizzata dal DOE è reperibile in [6].

L'EPA sostiene un programma per lo sviluppo di impianti CHP, mettendo a disposizione assistenza tecnica, studi di fattibilità, guida per le normative e sistemi di incentivazione.

Sul sito della "Energy and Environmental Analysis" (EEA) [8] sono riportate le informazioni presenti nella normativa federale che coinvolgono la generazione distribuita.

Tali informazioni sono di quattro tipologie e riguardano:

- riconoscimenti per l'uso di impianti CHP (possono essere riconosciuti benefici in proporzione al calore recuperato sotto forma di "sconto" sulle emissioni inquinanti (modello California), o sotto forma di incentivi destinati all'impianto);
- regolamentazione delle emissioni in aria (il livello delle emissioni dei singoli Stati segue la "Federal Standards", anche se sono possibili scostamenti anche considerevoli);
- incentivi economici (possono essere riconosciuti, sia come percentuale del costo dell'impianto, sia con riferimento all'energia elettrica prodotta);
- requisiti di allacciamento alla rete.

In Tab. 2.5.2 vengono sintetizzate, per ciascuno dei 51 Stati USA, le informazioni presenti nella normativa federale [8] riguardanti gli impianti di generazione distribuita.

Accordo di Programma MSE-ENEA:

Le tecnologie innovative ed efficienti nei sistemi di generazione in assetto co-trigenerativo e nei sistemi integrati con unità a pompa di calore nelle applicazioni industriali e del terziario

Tab. 2.5.1 - Strategie per la produzione di energia e per il risparmio energetico dei principali Paesi extra UE [4]

USA		Giappone		Canada	Australia
Ratifica protocollo di Kyoto	Non ratificato (situazione al 09/2005)	Ratificato (giugno 2002)	Ratificato (dicembre 2002)	Non ratificato (situazione al 09/2005)	
Obiettivo di riduzione delle emissioni di gas serra (base 1990)	-7%	-6%	-6%	+8%	
Legge vigente sul risparmio energetico	"Energy Policy Act" (2005)		"Rational Use of Energy" (1979), e successive revisioni (1983, 1993, 1998, 2002, 2005)	"Energy Efficiency Act" (1992), con successive revisioni (1995, 1997, 1998)	"Stable Energy Supply Plan 2004" e "National Framework for Energy Efficiency" NFEE 2004
Piani di supporto finanziario per il risparmio energetico	Assistenza e incentivi sulla base di "Comprehensive Electricity Restructuring Act" o di "Energy Policy Act" (2005)		Sussidi sulla base di "Law for Supporting Energy Savings and 3R Assistance (Energy Reform Tax System)" e altre misure di incentivi finanziari	Vari incentivi e sgravi fiscali	Vari incentivi e sgravi fiscali
Organizzazioni governative aventi giurisdizione sul risparmio energetico	- Dipartimento dell'energia DOE - Dipartimento dei trasporti DOT - Agenzia per la protezione dell'ambiente EPA		- Ministero dell'Economia, Lavoro e Industria - Ministero del Territorio, Infrastrutture e Trasporti - Ministero dell'ambiente	- Natural Resources Canada (NRCan)	- Dipartimento dell'Industria, Turismo e Risorse (ITR) - Dipartimento dei Trasporti e dei Servizi Regionali (DOTARS) - Dipartimento dell'Ambiente e del Patrimonio (DEH) - Australian Greenhouse Office (AGO)
Organizzazioni che promuovono il risparmio energetico	- Alliance to Save Energy - American Council for an Energy-Efficient Economy (ACEEE)		- New Energy and Industrial Technology Development Organization - The Energy Conservation Center, Japan	- Energy Technology Center - Natural Resources Canada (NRCan)	- National Appliance and Equipment Energy Efficiency Committee (NAEEEC)
Maggiori misure nazionali per la promozione del risparmio energetico	- "Energy Policy Act" (2005) riguardo l'industria, i trasporti ed i consumatori finali - Miglioramento delle infrastrutture - Sviluppo di tecnologie per il sequestro della CO₂, per l'utilizzo dell'idrogeno, dell'energia nucleare, nuove energie - Nuove misure di sgravio fiscale		- Forte rafforzamento della "Law Concerning Rational Use of Energy (industria, trasporti e consumatori finali) - Estensione e revisione degli impianti "top-runner" - Miglioramento dell'efficienza di impianti nucleari - Promozione dell'energia rinnovabile	- Miglioramento degli standard per prodotti a risparmio energetico - Estensione dell'uso di energia rinnovabile - Miglioramento e promozione dell'efficienza delle infrastrutture domestiche	- Promozione dell'efficienza delle apparecchiature e degli edifici - Attuazione di un report sull'utilizzo dell'energia da parte delle imprese - Promozione dell'energia rinnovabile

Accordo di Programma MSE-ENEA:

Le tecnologie innovative ed efficienti nei sistemi di generazione in assetto co-trigenerativo e nei sistemi integrati con unità a pompa di calore nelle applicazioni industriali e del terziario

Tab. 2.5.2 - Informazioni presenti nella normativa federale per piccoli impianti di generazione distribuita [8]

	Riconoscimento per l'uso di impianti CHP	Regolamentazione delle emissioni in aria	Incentivi economici	Requisiti allacciamento alla rete
Alabama		√		
Alaska		√		
Arizona		√		
Arkansas		√		
California	√	√	√	√
Colorado		√		
Connecticut	√	√	√	√
Delaware	√	√		√
District of Columbia				√
Florida		√		
Georgia		√		
Hawaii		√		
Idaho		√		
Illinois		√		√
Indiana		√	√	√
Iowa		√		√
Kansas		√	√	
Kentucky		√		√
Louisiana		√		
Maine	√	√		
Maryland		√		√
Massachusetts	√	√		
Michigan		√		√
Minnesota		√		
Mississippi		√	√	
Missouri		√		
Montana		√		√
Nebraska		√		
Nevada		√		
New Hampshire		√	√	
New Jersey	√	√		
New Mexico		√		
New York		√	√	
North Carolina		√	√	
North Dakota		√		
Ohio		√	√	
Oklahoma		√		
Oregon	√	√	√	
Pennsylvania		√		√
Rhode Island	√	√		
South Carolina		√		
South Dakota		√		
Tennessee		√		√
Texas	√	√		√
Utah		√		
Vermont		√		
Virginia		√	√	√
Washington		√		√
West Virginia		√		√
Wisconsin	√	√	√	√
Wyoming		√		

California [2,9-14]

Nel seguito si riportano i requisiti sull'efficienza e gli incentivi previsti dallo Stato della California per gli impianti di cogenerazione.

Requisiti sull'efficienza degli impianti cogenerativi.

Le unità di cogenerazione ricevono un beneficio nel calcolo delle emissioni inquinanti se presentano i seguenti requisiti di efficienza:

1. coefficiente di utilizzo del combustibile minimo superiore al 60% (non si considera il calore eventualmente generato ed il corrispondente combustibile consumato in dispositivi supplementari a fiamma);
2. coefficiente di utilizzo del combustibile medio annuo superiore al 75% (incluso il calore eventualmente generato ed il corrispondente combustibile consumato in dispositivi supplementari a fiamma).

Incentivi sul calcolo delle emissioni

Viene riconosciuto uno sconto sulle emissioni agli impianti di cogenerazione che soddisfino i requisiti di efficienza visti precedentemente.

Infatti, mentre per un impianto di sola produzione di energia elettrica, il valore di emissione e_e che deve sottostare ai limiti imposti viene calcolato come rapporto tra l'emissione assoluta (in lb) e l'energia elettrica prodotta (in MWh):

$$e_e [\text{lb/MWh}] = \frac{\text{emissioni} [\text{lb}]}{E_e [\text{MWh}_e]},$$

nel caso di impianti di cogenerazione che soddisfino i requisiti di efficienza visti precedentemente, il valore di emissione e_{cog} che deve sottostare ai limiti imposti (gli stessi del motore primo non cogenerativo) viene calcolato come rapporto tra l'emissione assoluta (in lb) e la somma dell'energia elettrica e termica prodotte (in MWh):

$$e_{\text{cog}} [\text{lb/MWh}] = \frac{\text{emissioni} [\text{lb}]}{E_e [\text{MWh}_e] + E_t [\text{MWh}_t]}$$

La relazione che lega il calcolo delle emissioni nel caso di cogenerazione (e_{cog}) con quelle nel caso di sola produzione di energia elettrica (e_e) è quindi la seguente:

$$e_{\text{cog}} [\text{lb/MWh}] = e_e [\text{lb/MWh}] \frac{E_e [\text{MWh}_e]}{E_e [\text{MWh}_e] + E_t [\text{MWh}_t]}$$

Incentivi economici

Il Self-Generation Incentive Program (SGIP) offre degli incentivi per la realizzazione di impianti per la produzione di energia elettrica con microturbine, piccole turbine a gas, impianti eolici, fotovoltaici, celle a combustibile e motori alternativi a combustione interna. Gli incentivi vanno da 0.6 a 4.5 \$/W, a seconda della tecnologia utilizzata.

Fino al 1/1/2008 erano previsti quattro livelli di incentivazione (si veda Tab. 2.5.3). Nel settembre 2006, il decreto AB2778 ha esteso il sistema di incentivazione fino al 1 gennaio 2012. Fatta eccezione per le tecnologie solari, che dal 1 gennaio 2007 vengono gestite separatamente, le tecnologie soggette a politiche di incentivazione dal 1/1/2008 fino al 1/1/2012 sono le celle a combustibile e le turbine eoliche (si veda Tab. 2.5.4).

In particolare gli impianti con celle a combustibile alimentati a combustibile non rinnovabile che possono beneficiare degli incentivi SGIP, devono soddisfare dei requisiti sull'efficienza elettrica e termica stabiliti dal decreto AB2778 (sezione 216.6). Questi requisiti impongono che [12]:

$$\begin{aligned} E_t/(E_t+E_e) &\geq 5\% && \text{(Public Utilities Code 216.6 (a))} \\ (E_e+0,5 E_t)/E_c &\geq 42,5\% && \text{(Public Utilities Code 216.6 (b))} \\ E_e/E_c &\geq 40\% && \text{(Public Utilities Code 353.2 e 379.6),} \end{aligned}$$

dove: E_e è l'energia elettrica utile su base annua, E_t è il calore utile su base annua e E_c è l'energia del combustibile non rinnovabile su base annua.

Questi incentivi sono riservati ad impianti di potenza compresa fra 3 e 5 MW_e. Per impianti di taglia inferiore vale quanto riportato in Tab. 2.5.5.

Tab. 2.5.3 - Programma di incentivazione per la produzione di energia elettrica fino al 1/1/2008 [2]

Tecnologia		Incentivo offerto (\$/W)	Dimensione minima impianto	Dimensione massima impianto
Livello 1	- Fuel cells a combustibile rinnovabile	Minore tra - 4.50 \$/W	30 kW	1.5 MW
	- Fotovoltaico	- 50% del costo		
	- Turbine eoliche	del progetto		
Livello 2	- Fuel cells a combustibile non rinnovabile	Minore tra - 2.50 \$/W	nessuna	1.5 MW
		- 40% del costo del progetto		
Livello 3-R	- Microturbine a combustibile rinnovabile	Minore tra - 1.00 \$/W	nessuna	1.5 MW
	- MCI e turbine a gas a combustibile rinnovabile	- 30% del costo del progetto		
Livello 3-N	- Micro turbine a combustibile non rinnovabile o gas da rifiuti	Minore tra - 1.50 \$/W	nessuna	1.5 MW
	- MCI e turbine a gas a combustibile non rinnovabile o gas da rifiuti	- 40% del costo del progetto		

Tab. 2.5.4 - Programma di incentivazione per la produzione di energia elettrica (1/1/2008 – 31/12/2012) [12]

	Tecnologia	Incentivo (\$/Watt)	Dimensione minima impianto	Dimensione massima impianto	Potenza massima per calcolo incentivo
Livello 2R	Turbine eoliche	1.50 \$/W	30 kW	5 MW	1 MW
	celle a combustibile	4.50 \$/W			
Livello 3-N	celle a combustibile	2.50 \$/W	nessuna	5 MW	1 MW

Tab. 2.5.5 - Percentuale dell'incentivo totale in funzione della taglia dell'impianto [12]

Potenza impianto	Percentuale su incentivo totale
0-1 MW	100%
1-2 MW	50%
2-3 MW	25%

Giappone [4]

Con la legge "Law Concerning the Rational Use of Energy", sono state intraprese delle misure per sostenere un'energia "pulita":

- approvazione di norme riguardanti un uso razionale dell'energia;
- linea guida per un utilizzo razionale dell'energia nelle industrie;
- guida per la creazione di un piano a medio-lungo termine riguardo i produttori e le aziende facenti riferimento alle aziende del Tipo 1 (consumo di energia compreso tra i 1500 e 3000 tep/anno);
- guida per la creazione di un piano a medio-lungo termine riguardo le aziende dei settori minerari, delle forniture elettriche, della fornitura di gas e di calore, facenti riferimento alle aziende del Tipo 1.

Le misure di supporto individuate sono:

- supporti basati sulla "Energy Conservation e Recycling Support Law";
- finanziamenti a tasso agevolato dalla banca dello sviluppo giapponese;
- sistemi fiscali che promuovano investimenti per rinnovare la domanda e la fornitura di energia;
- supporti per operatori del settore che introducano tecnologie che portino ad un risparmio energetico;
- consulenze aziendali in materia d'introduzione di tecnologie per il risparmio energetico.

Requisiti sull'efficienza degli impianti cogenerativi

Non è specificato esplicitamente un criterio che stabilisca un'efficienza minima per un sistema energetico cogenerativo. I risultati di una ricerca condotta nel 2005/2006 [4] sulla situazione relativa alla produzione di energia con impianti cogenerativi (basati su turbine a gas o su motori alternativi a combustione interna, alimentati sia a gas naturale sia a gasolio) ha mostrato che il coefficiente di utilizzo del combustibile è pari a circa 70-80%, nel caso di recupero del 100% dell'energia termica disponibile.

Incentivi

Nel seguito si riportano i programmi di incentivazione secondo l'Official Financial Assistance Programs dell'anno 2005. I programmi non riguardano solo gli impianti di cogenerazione, ma anche tutti quegli impianti che permettano di conseguire un risparmio di energia, come riportato nelle Tabelle. 2.5.6 e 2.5.7, rispettivamente per imprese di grandi o piccole dimensioni.

Oltre agli incentivi previsti nelle Tabelle. 2.5.6 e 2.5.7, un'azienda o un privato che acquista un impianto che contribuisca ad un uso efficiente dell'energia e lo utilizzi entro l'anno di acquisto, può scegliere tra una delle due opzioni seguenti:

- esenzione delle tasse nella misura del 7% del costo dell'impianto (con un massimo che non può superare il 20% dell'imposta dovuta);
- ammortamento straordinario del 30% del costo dell'impianto nell'anno di acquisizione, in aggiunta all' ammortamento ordinario.

Tab. 2.5.6 - Incentivi per grandi imprese (il numero in % esprime la percentuale di finanziamento)

Obiettivi del progetto	Agenzia	%
1. Progetti per il risparmio energetico		
a) Progetti per l'installazione o il miglioramento di attrezzature in accordo con la Energy Conservation Assistant Law, includendo la ristrutturazione di edifici che contribuiscano a ottimizzare l'uso dell'energia.		
b) Progetti per costruzioni edili secondo piani a medio-lungo termine per il risparmio energetico da parte dei proprietari o investitori.	DBJ	50
c) Progetti per l'installazione o il miglioramento di macchinari di produzione che soddisfino i requisiti di risparmio energetico previsti nella legge "Energy Conservation Act" (questi macchinari sono denominati "Top Runner Equipment").	ODFC	
d) Progetti non industriali che migliorino l'efficienza di utilizzo dell'energia di almeno il 10%.		
e) Sistemi di cogenerazione che abbiano un coefficiente di utilizzo del combustibile di almeno il 60% e potenza di almeno 50 kW (la percentuale di finanziamento di questi progetti è del 40%).		
2. Progetti che promuovano un risparmio energetico per il settore industriale di almeno 100 tep/anno		
a) Progetti per l'installazione di apparecchiature supplementari per il recupero di energia non utilizzata (ad esempio, calore di scarto) o attrezzature per aumentare di almeno il 10% l'efficienza dell'utilizzo dell'energia. Sono inclusi anche i progetti ESCO/ESP.	DBJ	50
b) Promozione per l'introduzione nelle aziende di attrezzature che consentano un risparmio energetico in accordo con la Energy Conservation Assistant Law.	ODFC	
3. Progetti per edifici che promuovano il risparmio energetico (solo progetti ESCO/ESP)	DBJ	50
4. Progetti per l'acquisto di attrezzature e macchinari che soddisfino i requisiti previsti dalla Energy Conservation Act ("Top Runner Equipment")	ODFC	40
5. Progetti per l'installazione di impianti che consentano una migliore distribuzione del carico elettrico da condizionatori, sistemi che forniscano acqua calda, caldaie rigenerative.	DBJ	40
Progetti per il miglioramento di impianti eolici (potenza > 1200 kW)		
Progetti per il miglioramento di impianti solari (potenza > 150 kW)		
Progetti per l'introduzione delle Fuel Cell che utilizzino calore di scarto. È richiesta una potenza > 100 kW, ed un rendimento primario di almeno 60%.	DBJ	40
Progetti per l'introduzione di impianti a biomassa		
Progetti per impianti che utilizzino il calore generato dallo scioglimento della neve o del ghiaccio		
- DBJ Development Bank of Japan		
- ODFC The Okinawa Development Finance Corporation		

Tab. 2.5.7 - Incentivi per piccole e medie imprese.

Obiettivo del progetto	Agenzia
<u>Promozione di un uso efficiente dell'energia.</u>	JASME
Progetti per l'acquisizione di impianti che consentano un risparmio energetico. Possono partecipare anche progetti che prevedano l'adeguamento di impianti già esistenti, così come i progetti della ESCO.	NFLC ODFC
<u>Promozione per l'introduzione di attrezzature ad alto rendimento energetico.</u>	JASME
Progetti per la sostituzione di vecchi forni industriali e/o vecchie caldaie o introduzione di apparecchiature supplementari con prestazioni paragonabili con quelle in sostituzione.	NFLC ODFC
<u>Promozione dell'uso di energia proveniente da fonti alternative.</u>	JASME
Progetto per l'installazione di impianti che usino combustibili alternativi al petrolio.	NFLC
- JASME Japan Finance Corporation for Small and Medium Enterprise - NFLC National Life Finance Corporation - ODFC The Okinawa Development Finance Corporation	

Australia [15]

Incentivi sul calcolo delle emissioni

Il documento "Technical Guidelines - Generator Efficiency Standards December" (2006) [15] incentiva gli impianti di produzione di energia elettrica e di cogenerazione ad elevata efficienza mediante la particolare metodologia di valutazione degli indici di emissione che devono sottostare ai limiti imposti. Tali indici riferiscono infatti le emissioni all'energia prodotta.

In particolare, l'Inter-governmental Panel on Climate Change (IPCC) prende in considerazione l'inquinamento generato da 6 gas ad effetto serra: CO₂, CH₄, N₂O, HFC (idrofluorocarburo), PFC (perfluorocarburo) e SF₆ (esafluoruro di zolfo). Le emissioni inquinanti di gas ad effetto serra vengono espresse in massa di CO₂ equivalente; nel caso di gas che derivino dalla combustione di combustibili fossili (carbone, derivati del petrolio, gas naturale) la massa di CO₂ equivalente viene valutata mediante l'equazione [15]:

$$m_{\text{CO}_2\text{equiv}} [\text{kg}] = m_{\text{CO}_2} [\text{kg}] + 21 m_{\text{CH}_4} [\text{kg}] + 310 m_{\text{N}_2\text{O}} [\text{kg}]$$

Per un impianto viene quindi calcolato il Reference Greenhouse Intensity GI_R [kgCO₂/MWh] come rapporto tra la massa di CO₂ equivalente e l'energia prodotta:

$$GI_R [\text{kgCO}_2/\text{MWh}] = \frac{1}{\eta_1 \cdot LHV [\text{MWh}/\text{kg}_{\text{comb.}}]} (F_{\text{CO}_2} [\text{kgCO}_2/\text{kg}_{\text{comb.}}] + 21 F_{\text{CH}_4} [\text{kgCH}_4/\text{kg}_{\text{comb.}}] + 310 F_{\text{N}_2\text{O}} [\text{kgN}_2\text{O}/\text{kg}_{\text{comb.}}]) = \frac{M_{\text{comb.}} [\text{kg}]}{E [\text{MWh}]} (F_{\text{CO}_2} [\text{kgCO}_2/\text{kg}_{\text{comb.}}] + 21 F_{\text{CH}_4} [\text{kgCH}_4/\text{kg}_{\text{comb.}}] + 310 F_{\text{N}_2\text{O}} [\text{kgN}_2\text{O}/\text{kg}_{\text{comb.}}])$$

dove:

- η_1 coefficiente di utilizzo del combustibile (per gli impianti di sola produzione di energia elettrica coincide con il rendimento elettrico)
- LHV potere calorifico inferiore del combustibile
- F coefficiente di emissione (per CO₂, CH₄, N₂O)
- $M_{\text{comb.}}$ combustibile consumato nel periodo di riferimento

E energia prodotta nel periodo di riferimento (per gli impianti di produzione di sola energia elettrica è l'energia elettrica prodotta, mentre per gli impianti di cogenerazione è la somma dell'energia elettrica e termica prodotte)

Pertanto, per dato limite a cui deve sottostare il GI_R , tanto maggiore è il coefficiente di utilizzo del combustibile η_l di un impianto (che, come detto, per gli impianti di sola produzione di energia elettrica coincide con il rendimento elettrico) tanto minore sarà il valore dell'indice GI_R dell'impianto da confrontare con il limite imposto.

Incentivi economici

Il governo australiano non prevede incentivi per impianti cogenerativi che utilizzino combustibile non rinnovabile. Sono invece previsti incentivi per l'uso delle fonti rinnovabili e quindi anche per gli impianti cogenerativi che utilizzino combustibile da fonti rinnovabili.

Asiatic-Pacific partnership

Gli Stati Uniti d'America, assieme ad Australia, Cina, India, Giappone e Corea, hanno siglato il 12 gennaio 2006 l'accordo Asiatic-Pacific partnership on Clean Development and Climate (AP6) [3]. I paesi dell'AP6 producono circa la metà del prodotto interno lordo su base mondiale e rappresentano circa la metà della popolazione mondiale. L'AP6 coordina la cooperazione tra i vari paesi per raggiungere tecnologie per la produzione di energia elettrica a bassa (o nulla) emissione di CO_2 .

Per raggiungere tale obiettivo sono stati individuati dei settori chiave su cui concentrarsi, tra i quali:

- *Fonti di energia rinnovabile e generazione distribuita*

Gli obiettivi previsti per questo settore sono:

- facilitare lo sviluppo di tecnologie per la generazione distribuita alimentata da fonti rinnovabili;
- individuare le linee di sviluppo e le opportunità per sostenere la diffusione della generazione distribuita alimentata da fonti rinnovabili, soprattutto nelle zone rurali, remote ed extraurbane;
- studiare sui benefici che possa portare la diffusione di impianti di generazione distribuita alimentata da fonti rinnovabili;
- promuovere ulteriormente la collaborazione tra i paesi membri in materia di ricerca, sviluppo e implementazione delle tecnologie per lo sfruttamento delle energie rinnovabili, tra cui misure di sostegno all'utilizzo di risorse rinnovabili;
- sostenere progetti di cooperazione per la distribuzione di fonti rinnovabili e tecnologie della generazione distribuita a sostegno dello sviluppo economico e della lotta alla povertà;
- identificare potenziali progetti che consentano di valutare l'applicabilità delle fonti rinnovabili e della generazione distribuita alle loro specifiche esigenze.

- *Produzione di energia e sua trasmissione*

Gli obiettivi previsti per questo settore sono:

- valutare l'opportunità di azioni concrete per sviluppare e sostenere la distribuzione dell'energia elettrica, la trasmissione e la gestione delle tecnologie ecosostenibili;
- facilitare la diffusione di tecnologie e processi per migliorare l'efficienza della produzione di energia elettrica e la sua trasmissione nei paesi membri;
- rafforzare la collaborazione tra i paesi membri per la ricerca e lo sviluppo di tali tecnologie e processi;
- identificare i potenziali progetti che consentano ai paesi membri di valutare la fattibilità per impianti di energia proveniente dalle materie prime e le loro specifiche esigenze;
- individuare le opportunità di rafforzare gli investimenti per un miglioramento dell'efficienza energetica.

Africa

Il "Cogeneration for Africa project" è un'iniziativa promossa dalla GEF (Global Environment Facility) a partire da metà 2007. Il progetto nasce a seguito del successo della cogenerazione nelle isole Mauritius, dove attualmente il 40% del fabbisogno elettrico del paese è soddisfatto dai rifiuti prodotti dall'industria dello zucchero. Esso promuove l'uso di sistemi di cogenerazione inizialmente in 7 stati africani: Kenya, Etiopia, Malawi, Sudan, Uganda, Tanzania e Swaziland. Questo progetto coinvolge industrie agro-alimentari operanti nel settore dello zucchero e in quello delle trasformazioni (cellulosa, carta, prodotti forestali, olio di palma, frutta in guscio, sisal e riso). Lo scopo è quello di promuovere impianti di cogenerazione in Africa ed è sostenuto da un investimento pari a 300 milioni di dollari.

Le attività chiave del progetto sono:

- sviluppo del progetto attraverso studi tecnici per il miglioramento delle tecnologie impiegate;
- ricerca di finanziamenti;
- dimostrazione dei vantaggi degli impianti di cogenerazione in termini economici e ambientali;
- promozione di politiche favorevoli allo sviluppo della cogenerazione.

I risultati attesi possono essere sintetizzati come segue:

- durante il periodo iniziale di 6 anni, viene sostenuto lo sviluppo di moderne e più efficienti tecnologie per la costruzione di impianti per una potenza di 40 MW;
- entro la fine dei 6 anni dovrebbe essere impostata una fase di studio per la promozione di ulteriori progetti;
- successivamente alla fase iniziale di 6 anni, la cogenerazione in Africa dovrebbe stimolare l'installazione di ulteriori 200 MW con progetti a medio e lungo termine.

Bibliografia paragrafo 2.5

- [1] EPA. CHP Combined Heat and Power Partnership.
http://epa.gov/chp/documents/chp_partupdate07.pdf
- [2] EEA Database on State Permitting Issues for DG-California.
www.eea-inc.com/rrdb/DGRegProject/States/CA.html
- [3] Asia-Pacific Partnership on Clean Development and Climate Renewable Energy and Distributed Generation Task Force. Action Plan.
www.asiapacificpartnership.org/APP%20Action%20Plans/REDGTF_Action%20Plan_Version%20202_May07-revised.pdf
- [4] Japan Energy Conservation Handbook 2005/2006.
<http://www.eccj.or.jp/databook/2005-2006e/pdf/1-7all.pdf>
- [5] "Cogeneration for Africa" Project.
<http://cogen.nnep.org/home>
- [6] http://www.eere.energy.gov/de/cs_cooling_heating_power_tech.html
- [7] Regulatory Requirements Database for Small Electric Generators.
<http://www.eea-inc.com/rrdb/DGRegProject/index.html>
- [8] <http://www.eea-inc.com/rrdb/DGRegProject/guide.html>
- [9] Quantifying CHP Benefits.
<http://www.arb.ca.gov/energy/dg/documents/gappd.pdf>
- [10] Ambient Air Quality Standards.
<http://www.arb.ca.gov/legis/legis.htm>
- [11] Procedure for Converting Emission Data to lb/MW-hr.
<http://www.arb.ca.gov/energy/dg/documents/gappc.pdf>
- [12] Self Generation Incentive Program Handbook.
http://sdenergy.org/uploads/2008_SGIP_Handbook-r1-080516.pdf
- [13] ARB Distributed Generation Program.
www.arb.ca.gov/energy/dg/2006regulation.pdf
- [14] Rule 21 Model Rule Draft to Implement D.05-08-013.
www.energy.ca.gov/distgen/interconnection/RULE_21_MODEL_RULE_02-2006.PDF
- [15] Australian Government. Department of the Environment and Heritage, Australian Greenhouse Office. Technical Guidelines Generator Efficiency Standards December 2006.
www.environment.gov.au/settlements/ges/publications/pubs/technical.pdf
- [16] www.saiglobal.com

3. Tecnologie elettriche innovative a combustibile per la cogenerazione sotto i 10 MVA

3.1 Motori alternativi a combustione interna

L'impiego di motori alternativi a combustione interna (MCI) per applicazioni stazionarie di produzione di energia elettrica e termica riguarda una fascia di potenze molto ampia che va dai motori più piccoli, di 1÷5 kW di potenza elettrica, fino a taglie dell'ordine di poche decine di MW. In particolare, i motori più grandi rappresentano una tecnologia molto matura e ben consolidata nel campo della generazione stazionaria, date le elevate efficienze elettriche che possono arrivare facilmente ad oltre il 45 %.

Nel campo delle piccole taglie invece solo ultimamente sono state introdotte in commercio alcune macchine che, dal punto di vista dell'architettura del motore, non contengono elementi particolarmente innovativi; tuttavia tali piccoli motori, pur presentando prestazioni elettriche limitate (rendimenti dell'ordine del 25%), possono diventare economicamente competitivi in applicazioni cogenerative se integrate in modo innovativo con un recupero termico.

L'utilizzo dei MCI nella cogenerazione risale alla seconda metà del XX secolo, inizialmente in campo industriale e, di recente, grazie alla disponibilità sul mercato di macchine di piccola potenza, anche in campo civile.

Descrizione della macchina e componenti fondamentali

Dal punto di vista architettonico i MCI sono caratterizzati da un manovellismo di spinta costituito dall'insieme di pistone, biella e manovella (come schematizzato in figura 3.1.1); il pistone è alloggiato nel cilindro entro il quale, tra la testa del pistone e la testata del motore, si realizza la combustione di tipo non stazionario. L'alimentazione dell'aria per la combustione avviene attraverso un condotto di aspirazione, mentre l'evacuazione dal cilindro dei gas esausti si ha attraverso il condotto di scarico. Il combustibile può essere immesso direttamente in camera di combustione o già nel condotto di aspirazione, a seconda della tipologia di motore. La combustione genera una spinta meccanica sulla testa del pistone e lo mette in movimento lungo l'asse del cilindro; il pistone per effetto di combustioni intermittenti, si muove di moto alternativo e trasmette energia meccanica all'albero motore attraverso il manovellismo di spinta. Nelle applicazioni stazionarie l'energia meccanica, sotto forma di moto di rotazione dell'albero motore, può essere trasferita ad un alternatore, connesso all'albero stesso. L'alternatore presiede alla conversione dell'energia meccanica in energia elettrica a corrente alternata.

L'architettura prevede una struttura con numero di cilindri crescenti all'aumentare della potenza: nell'impiego stazionario sono frequenti motori a 12, 16, 20 cilindri.

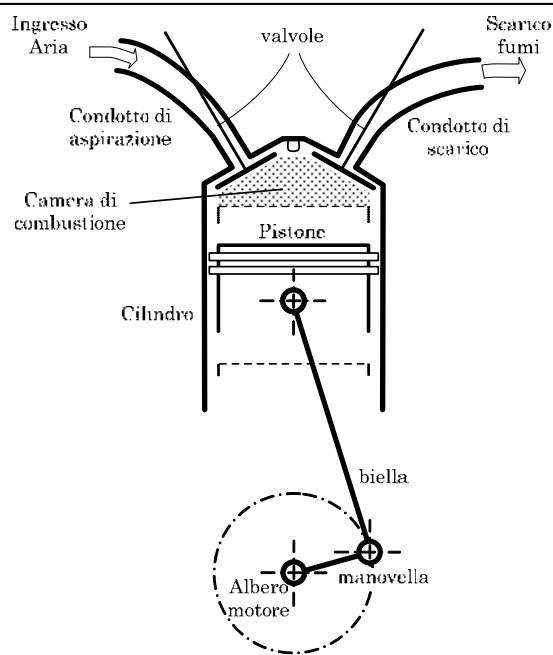


Figura 3.1.1

Dal punto di vista funzionale, i MCI possono poi essere suddivisi in motori a due tempi (2T) e motori a quattro tempi (4T), a seconda del numero di corse effettuate dal pistone ad ogni ciclo. Se si escludono alcune rare applicazioni di motori Diesel 2T di grande potenza, i MCI utilizzati nella cogenerazione sono per lo più tutti a 4T.

I MCI possono essere inoltre classificati, sulla base del ciclo termodinamico che li contraddistingue, in motori a ciclo Otto (o ad accensione comandata, in quanto necessitano di un sistema che inneschi la combustione ad ogni ciclo) e in motori a ciclo Diesel (o ad accensione spontanea, in quanto la combustione si innesca spontaneamente ad ogni ciclo quando il combustibile viene iniettato in seno al comburente che si trova in condizioni di temperatura e pressione tali da permettere l'autoaccensione del combustibile iniettato).

A seconda del tipo di ciclo realizzato il motore presenta caratteristiche progettuali e componenti ausiliari differenti e soprattutto diversi sistemi di alimentazione della miscela di aria e combustibile.

Nell'ambito stazionario, per le taglie sopra i 200 kW, è frequentemente adottata la tecnica della sovralimentazione con turbocompressore (figura 3.1.2) per incrementare il rendimento: in tal caso i fumi di scarico del motore vengono convogliati in una turbina che trascina un compressore, recuperando parte del contenuto entalpico ancora contenuto nei gas di scarico. Il compressore, posizionato sul condotto di aspirazione del motore, comprime l'aria all'ingresso del motore elevandone la densità: in tal modo aumenta la massa d'aria introdotta nel motore per ciclo e dunque la potenza utile. In genere tra il compressore e il motore viene inserito uno scambiatore *intercooler* (IC): l'inter-refrigerazione, a singolo o doppio stadio, ha lo scopo di incrementare ulteriormente la densità dell'aria.

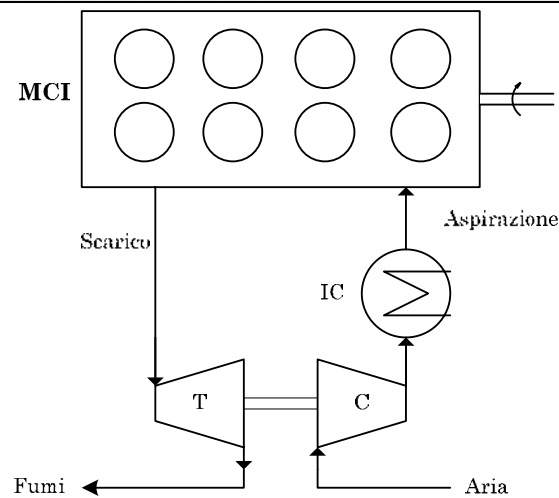


Figura 3.1.2

Principali costruttori e modelli sul mercato

Il rendimento elettrico dei MCI varia da valori dell'ordine del 25 % per taglie inferiori ai 50 kW_e (dove l'impiego è giustificabile solo in assetto cogenerativo, ovvero in presenza di recupero termico) fino a valori intorno al 40÷42 % per taglie intorno ai 1000 kW_e. Nella fascia 1÷10 MW il rendimento può essere oltre il 45%. In ambito stazionario i rendimenti dei Diesel sono per lo più dello stesso ordine di grandezza dei rendimenti di MCI a ciclo Otto di pari taglia. La figura 3.1.3 mostra l'effetto della taglia sul rendimento per numerose macchine esistenti in commercio per applicazioni cogenerative.

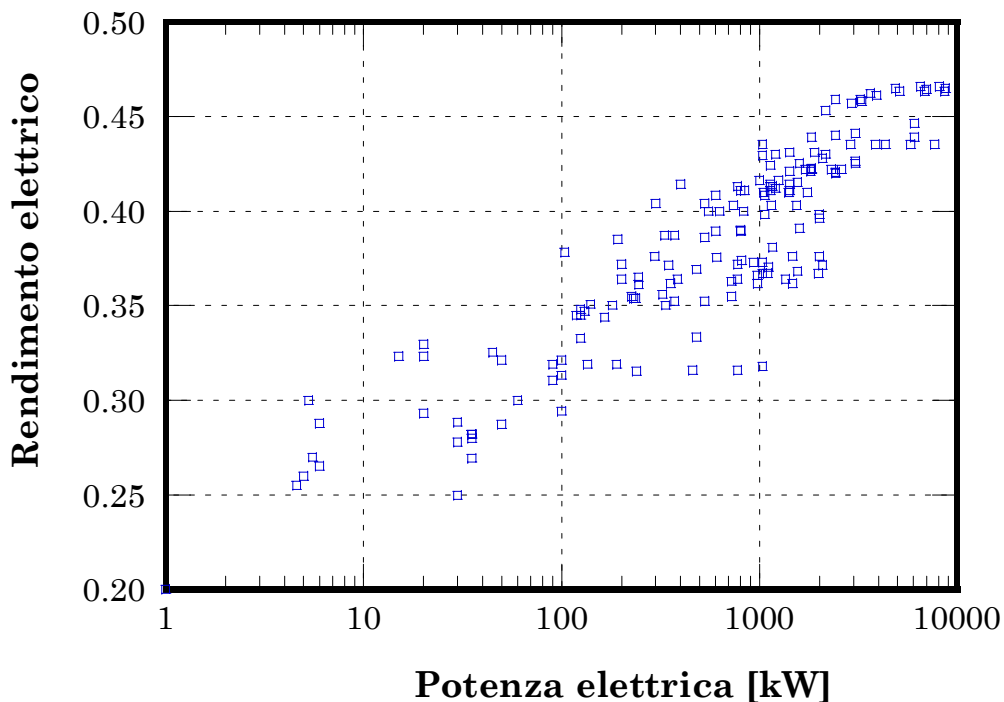


Figura 3.1.3

Le prestazioni elettriche dipendono inoltre dal carico erogato come mostra la figura 3.1.4 che fa riferimento ad alcune specifiche macchine in commercio: in particolare il rendimento cala al diminuire della potenza prodotta; al 50% del carico il rendimento può essere inferiore di 2÷4 punti percentuali al valore nominale. Il funzionamento ai carichi parziali è in genere possibile fino a potenze pari al 20÷30% del carico nominale. L'influenza della temperatura ambiente sulle prestazioni elettriche di un tipico motore è indicata invece in figura 3.1.5: l'aumento di temperatura causa una riduzione di densità dell'aria aspirata, della potenza prodotta e anche del rendimento.

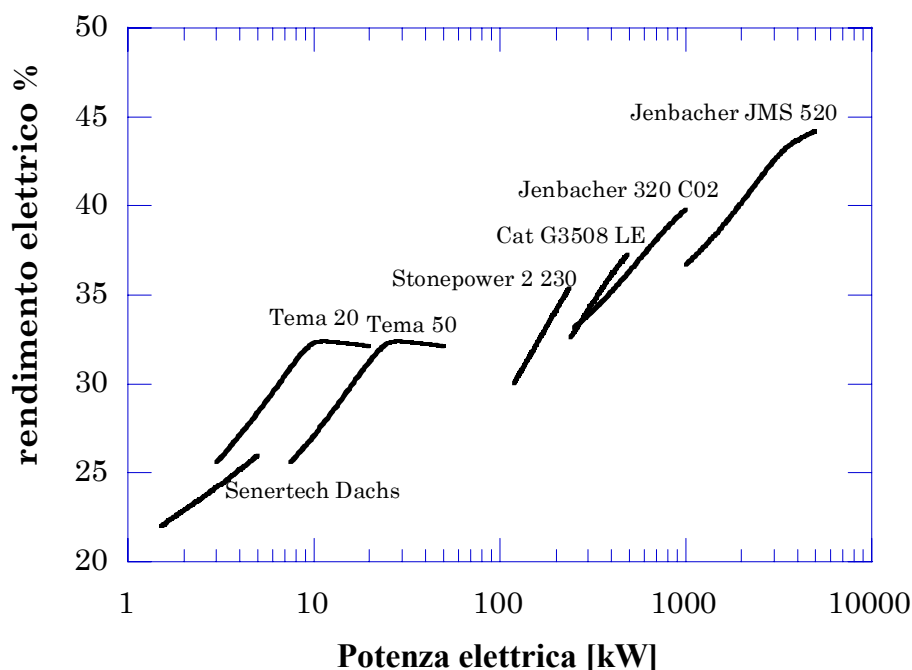


Figura 3.1.4

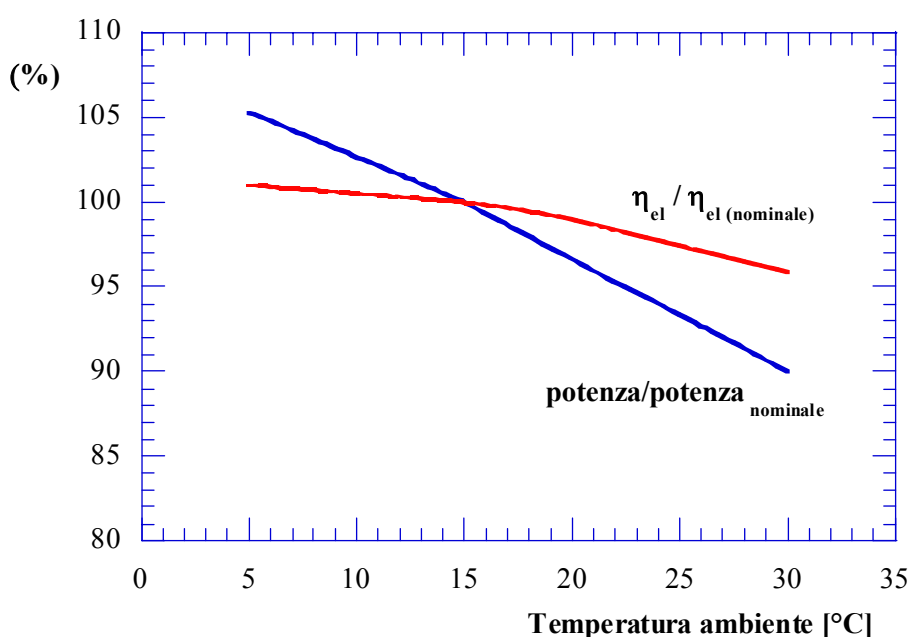


Figura 3.1.5

Tra i principali produttori di motori industriali d'interesse per applicazioni cogenerative troviamo nella fascia di potenze tra 100 kW e 10 MW:

- AB-energy
- Caterpillar
- Deutz Power System
- Ecogen
- Guascor
- Isotta Fraschini Motori
- Jenbacher
- MAN
- MTU
- Rolls-Royce
- Wartsila
- Waukesha

Nella fascia di potenze inferiori (< 100kW), oltre al già citato Ecogen, vi sono i seguenti produttori:

- Aisin (Toyota)
- CPL-Concordia
- EMD
- Energia Nova
- Honda
- MAN
- Sentertech
- Energifera

In particolare Honda, Aisin e Sentertech hanno recentemente immesso sul mercato macchine molto piccole, nel range 1÷10 kW, destinate espressamente al settore della cogenerazione civile.

Tabella 3.1.1 – dati di targa di alcuni MCI nella fascia di potenza 1÷100 kW_e

Marca	Modello	Fuel *	P _{el} kW	P _{th} kW	η _{el}	η _{th}	T _{H2O in} °C	T _{H2O out} °C	NO _x mg/N m ³	CO mg/Nm ³
Honda	Ecowill	GN	1	3.25	0.200	0.650	60	65	120	
AISIN SEIKI	GECC46A2	GN,GPL	4.6	11.7	0.255	0.585	70	83		
Senertec (DACHS)	HKA G 5.0	GN	5	12.3	0.260	0.630	70	83	135	24
Senertec (DACHS)	HKA HR 5.3	OV	5.3	10.3	0.300	0.590	70	83	2400	170
Senertec (DACHS)	HKA HR 5.3	G	5.3	10.5	0.300	0.590	70	83	2150	290
Senertec (DACHS)	HKA F 5.5	GPL	5.5	12.5	0.270	0.610	70	83	224	22
Senertec (DACHS)	HKA G 5.5	GN	5.5	12.5	0.270	0.610	60	65	349	22
AISIN SEIKI	GECC60A2	GN,GPL	6	11.7	0.288	0.562	72	82	66	901
Energifera	TEMA 20-20	GN	15	29	0.323	0.624	70	90	100	100
EMD	EMD 20	G.OV	20	25-30	0.323	0.404	75	85		
ENERGIA NOVA Srl	TANDEM T.20	GN,GPL,G	20	46.35	0.293	0.679			31	14
EMD	EMD 20 G	GN	20	40-50	0.329	0.659	70	90		
Ecogen	EG30A	GN,GPL,G	30	64	0.278	0.593	70	90	250	300
Ecogen	EG30	GN,GPL,G	30	64	0.288	0.615	70	90	250	300
CPL-CONCORDIA	BIBLOC BB35 AB	BG	35	75	0.280	0.624	70	85		

Accordo di Programma MSE-ENEA:

Le tecnologie innovative ed efficienti nei sistemi di generazione in assetto co-trigenerativo e nei sistemi integrati con unità a pompa di calore nelle applicazioni industriali e del terziario

CPL-CONCORDIA	BIBLOC BB35 SB	BG	35	78	0.282	0.629	70	85		
CPL-CONCORDIA	BIBLOC BB35 AM	GN	35	75	0.269	0.577	70	85		
CPL-CONCORDIA	BIBLOC BB35 SM	GN	35	78	0.282	0.629	70	85		
EMD	EMD 45	GN,OV,G	45	70-85	0.325	0.506	70	90		
CPL-CONCORDIA	BIBLOC BB50	GN, BG	50	107	0.287	0.615	70	85		
Energifera	TEMA 50-70	GN	50	97	0.321	0.622	70	90	100	100
MAN	E0834 E302	GN	54	79					5000	
CPL-CONCORDIA	BIBLOC BB60	GN, BG	60	120	0.300	0.600	70	90		
Ecogen	EG60	GN,GPL,G	60	120	0.300	0.600	70	90	250	300
MAN	E0836 E302	GN	75	109					7000	
Ecogen	EG90	GN,GPL,G	90	170	0.310	0.586	70	90	250	300
EMD	EMD 100	GN,OV,G	90	132-140	0.319	0.468	72	90		
Energifera	TEMA 100-100	GN	100	194	0.321	0.622			100	100
TECOGEN	CM 100	GN	100	214	0.294	0.629			31	214

- GN: gas naturale; G: gasolio; GPL: gas di petrolio liquido; BG: biogas, OV: olio vegetale; Liq: combustibili liquidi

Tabella 3.1.2 – dati di targa di alcuni MCI nella fascia di potenza 100÷1000 kW_e

Marca	Modello	Fuel	P _{el} kW	P _{th} kW	η _{el}	η _{th}	T _{H2O in} °C	T _{H2O out} °C	NOx mg/Nm ³	CO mg/Nm ³
StonePower	2 100 Bio	BG	103	132	0.378	0.485			500	650
MAN	E0836 LE202	GN,BG								
MDE (Tognum)	ME 3066 D	GN	119	198	0.345	0.574	70	90	250	300
AB Energy	ECOMAX1 BIO	BG	125	178	0.345	0.492				
AB Energy	ECOMAX 1	GN	125	197	0.348	0.549				
Ecogen	EG125	GN,BG,GPL,G	125	210	0.332	0.559	70	90	250	300
MAN	E2876 TE302	BG								
StonePower	2 130	GN	131	208	0.347	0.550			500	650
EMD	EMD 150	GN,OV,G	135	200-220	0.319	0.472				
Ecogen	EG140	GNBG,GPL,G	140	207	0.351	0.519	70	90	250	300
MAN	E2876 E312	GN								
MDE (Tognum)	ME 3066 LH	GN	165	256	0.344	0.534	80	100	500	300
MDE (Tognum)	ME 3066 L	GN	182	279	0.350	0.537	70	90	500	300
EMD	EMD 200	GN,OV,G	190	250-290	0.319	0.420				
MDE (Tognum)	MB 3066 L	BG	192	241	0.385	0.483	70	90	500	1000
Ecogen	EG200	GN,BG,GPL,G	200	274	0.372	0.509	70	90	250	300
MDE (Tognum)	ME 3066 L	GN	201	275	0.364	0.498	80	100	500	300
MAN	E2876 LE302	GN,BG								
MDE (Tognum)	ME 3042 DH	GN	227	352	0.355	0.551	80	100	500	300
MDE (Tognum)	ME 3042 D	GN	232	369	0.354	0.563	70	90	250	300
StonePower	2 230	GN	236	372	0.354	0.558			250	325
EMD	EMD 250 G	GN	238	340-360	0.315	0.450				
AB Energy	ECOMAX2 BIO	BG	245	340	0.361	0.501				
AB Energy	ECOMAX2	GN	245	373	0.365	0.555				
Isotta Fraschini	L1306T3	Liq	250							
AB Energy	ECOMAX3	GN	294	403	0.376	0.515				
Jenbacher	208 C02	GN	294	397	0.376	0.508	70	90	250	300
EMD	EMD 300	G,OV	300	380-400	0.404	0.512				
MDE (Tognum)	ME 3042 LH	GN	323	485	0.356	0.535	80	100	500	300
AB Energy	ECOMAX3 BIO	BG	330	394	0.387	0.462				
MDE (Tognum)	ME 3042 L	GN	337	525	0.350	0.545	70	90	250	300
Ecogen	EG350	GN,BG,GPL,G	347	430	0.371	0.460	70	90	250	300
MDE (Tognum)	ME 3042 L	GN	357	529	0.362	0.536	70	90	500	300
MDE (Tognum)	MB 3042 L	BG	370	426	0.387	0.446	70	90	500	1000
Caterpillar	G3412 LE	GN	370	493	0.352	0.469			450	300
MDE (Tognum)	ME 3042 Z	GN	386	541	0.364	0.510	70	90	500	300
EMD	EMD 400	GN,OV	400	500	0.414	0.520				
EMD	EMD 450	G, OV	450	500	0.445	0.495				
Caterpillar	G3508 LE	BG	460	764	0.316	0.524			450	500
Caterpillar	G3508 LE	GN	480	631	0.369	0.485			450	300
Caterpillar	G3508 LE	GN	480	677	0.333	0.469			450	300
Isotta Fraschini	V1312T3B	Liq	518							
Ecogen	EG500	GN,BG,GPL,G	525	820	0.352	0.550	70/55	90/57	250	300
AB Energy	ECOMAX5 BIO	BG	526	539	0.404	0.414				
AB Energy	ECOMAX 5	GN	526	665	0.386	0.488				
Jenbacher	312 C202	GN	526	664	0.386	0.487	70	90	250	300

Accordo di Programma MSE-ENEA:

Le tecnologie innovative ed efficienti nei sistemi di generazione in assetto co-trigenerativo e nei sistemi integrati con unità a pompa di calore nelle applicazioni industriali e del terziario

Deutz Power Systems	TCG 2016 V12	BG	555	531	0.400	0.396	84	90	500	300
Deutz Power Systems	TCG 2016 V12	GN	600	556	0.408	0.391	84	90	500	300
AB Energy	ECOMAX6	GN	601	735	0.389	0.476				
Jenbacher	312 C02	GN	601	733	0.389	0.475	70	90	250	300
Ecogen	EG600	GN,BG,GPL,G	607	853	0.375	0.528	70/55	90/57	250	300
AB Energy	ECOMAX6 BIO	BG	625	660	0.400	0.422				
Caterpillar	G3512 LE	GN	725	919	0.363	0.460			450	300
Caterpillar	G3512 LE	GN	725	956	0.355	0.469			450	300
Deutz Power Systems	TCG 2016 V16	BG	740	705	0.403	0.397	84	90	500	300
Caterpillar	G3512 LE	BG	770	1296	0.316	0.532			450	500
Caterpillar	G3512 LE	GN	770	901	0.372	0.435			450	300
Caterpillar	G3512 LE	GN	770	932	0.364	0.441			450	300
Isotta Fraschini	V1708T3	Liq	770							
MTU	ME 8V 4000	GN	772	834	0.413	0.446	70	90	250	1000
Deutz Power Systems	TCG 2016 V16	GN	800	753	0.411	0.400	84	90	500	300
AB Energy	ECOMAX8	GN	801	980	0.389	0.476				
Jenbacher	316 C02	GN	802	975	0.390	0.474	70	90	250	300
Ecogen	EG800	GN,BG,GPL,G	808	1149	0.374	0.532	70/55	90/57	250	300
AB Energy	ECOMAX8 BIO	BG	835	884	0.400	0.423				
AB Energy	ECOMAX9	GN	842	925	0.411	0.451				
Isotta Fraschini	V1712T0	Liq	870							
Ecogen	EG950	GN,BG,GPL,G	930	1324	0.373	0.531	70/55	90/57	250	300
Caterpillar	G3516 LE	GN	975	1229	0.366	0.461			450	300
Caterpillar	G3516 LE	GN	975	1243	0.362	0.462			450	300
Waukesha	APG 1000	GN	1000	1278	0.416	0.532			500	610

Tabella 3.1.3 - dati di targa di alcuni MCI nella fascia di potenza 1000÷10000 kW_e

Marca	Modello	Fuel	P _{el} kW	P _{th} kW	η _{el}	η _{th}	T _{H2O in} °C	T _{H2O out} °C	NO _x mg/Nm ³	CO mg/Nm ₃
Caterpillar	G3516 LE	BG	1030	1378	0.318	0.425			450	500
Caterpillar	G3516 LE	GN	1030	1201	0.373	0.435			450	300
Caterpillar	G3516 LE	GN	1030	1247	0.367	0.445			450	300
Waukesha	16V150LTD	Gas	1036	1296	0.435	0.545			240-500	610
Deutz Power Systems	TCG 2020 V12	Gas	1050	1070	0.410	0.430	81	92	500	300
AB Energy	ECOMAX10 BIO	BG	1064	1043	0.408	0.400				
AB Energy	ECOMAX10	BG	1064	1239	0.398	0.464				
Jenbacher	320 C02	GN	1064	1247	0.398	0.467	70	90	250	300
Caterpillar	G3516 LE	GN	1100	1371	0.367	0.457			450	500
Caterpillar	G3516B LE	BG	1105	1492	0.370	0.499			450	300
AB Energy	ECOMAX11	GN	1130	1233	0.413	0.451				
Ecogen	EG1150	GN	1131	1315	0.414	0.481	70/40	90/45	250	300
Waukesha	16V150LTD	GN,BG,GPL,G	1140	1459	0.424	0.543			200-400	610-550
Deutz Power Systems	TCG 2020 V12	Gas	1155	1278	0.403	0.458	80	92	500	300
Caterpillar	G3516B LE	Gas	1165	1428	0.381	0.467			450	300
MTU	ME 12V 4000	GN	1166	1260	0.413	0.446	70	90	250	1000
Deutz Power Systems	TCG 2020 V12	GN	1200	1158	0.430	0.426	80	92	500	300
Guascor	HGM 560	GN	1200	1235	0.412	0.424	55	90	250	
AB Energy	ECOMAX13 BIO	GN	1244	1238	0.416	0.414				
Caterpillar	G3520B LE	GN	1355	1793	0.364	0.481			450	300
Deutz Power Systems	TCG 2020 V16	BG	1400	1431	0.410	0.430	81	92	500	300
AB Energy	ECOMAX14 BIO	GN	1415	1368	0.421	0.407				
AB Energy	ECOMAX14	BG	1415	1541	0.414	0.451				
Ecogen	EG1400	BG	1415	1643	0.414	0.481	70/40	90/45	250	300
Jenbacher	420 A02	GN	1416	1599	0.411	0.464	70	90	250	300
Rolls-Royce	C25:33L6	GN,BG,GPL,G	1425		0.431			90		
Caterpillar	G3520B LE	GN	1460	1731	0.376	0.445			450	300
Isotta Fraschini	V1712T3B	Liq	1470							
Caterpillar	G3524 LE	Liq	1475	1912	0.362	0.469			450	300
Deutz Power Systems	TCG 2020 V16	GN	1540	1704	0.403	0.458	80	92	500	300
Isotta Fraschini	V1712T3C	Liq	1540							
Caterpillar	G3524 LE	GN	1555	1864	0.368	0.441			450	300
MTU	ME 16V 4000	GN	1562	1677	0.415	0.446	70	90	250	1000
Caterpillar	G3516C LE	GN	1585	1804	0.391	0.445			450	300
Deutz Power Systems	TCG 2020 V16	GN	1600	1584	0.425	0.432	80	92	500	300
Isotta Fraschini	V1716	Liq	1680							

Accordo di Programma MSE-ENEA:

Le tecnologie innovative ed efficienti nei sistemi di generazione in assetto co-trigenerativo e nei sistemi integrati con unità a pompa di calore nelle applicazioni industriali e del terziario

Rolls-Royce	C25:33L6	GN	1710		0.422			90		
Deutz Power Systems	TCG 2020 V20	GN	1750	1775	0.410	0.427	81	92	500	300
Jenbacher	612 E12	Liq	1820	1917	0.421	0.444	70	90	250	300
AB Energy	ECOMAX18	BG	1824	1917	0.422	0.444				
AB Energy	ECOMAX18HE	GN	1824	1756	0.439	0.423				
Ecogen	EG1800	GN	1824	1996	0.422	0.462	70/40	90/45	250	300
Rolls-Royce	C25:33L8	GN	1900		0.431			90		
Caterpillar	G3532 LE	GN,BG,GPL,G	1975	2486	0.367	0.462			450	300
Caterpillar	G3520C LE	Liq	2000	2456	0.376	0.462			450	500
Caterpillar	G3520C LE	GN	2000	2241	0.396	0.444			450	300
Caterpillar	G3520C LE	BG	2000	2134	0.398	0.425			450	300
Deutz Power Systems	TCG 2020 V20	GN	2070	2023	0.428	0.430	80	92	500	300
Caterpillar	G3532 LE	GN	2080	2494	0.371	0.445			450	300
Rolls-Royce	C25:33L9	GN	2160		0.430			90		
Rolls-Royce	KVGB-12G4	GN	2165		0.453			90		
Rolls-Royce	C25:33L8	Liq	2305		0.422			90		
Rolls-Royce	KVGS-12G4.2	GN	2425		0.459			90	500	900
Jenbacher	616 E12	Liq	2430	2594	0.420	0.448	70	90	250	300
AB Energy	ECOMAX24	GN	2433	2600	0.420	0.449				
AB Energy	ECOMAX24HE	GN	2433	2335	0.440	0.422				
Ecogen	EG2400	GN	2433	2702	0.420	0.467	70/40	90/45	250	300
Rolls-Royce	C25:33L9	GN	2590		0.422			90		
Rolls-Royce	B32:40L6	GN,BG,GPL,G	2880		0.435			90		
Rolls-Royce	KVGB-16G4	Liq	2899		0.457			90		
Jenbacher	620 E12	O.V.	3041	3174	0.425	0.444	70	90	250	300
AB Energy	ECOMAX30	Liq	3048	3167	0.426	0.443				
AB Energy	ECOMAX30HE	GN	3048	2919	0.441	0.422				
Rolls-Royce	KVGS-16G4.2	GN	3235		0.459			90	500	900
Rolls-Royce	KVGB-18G4	GN	3260		0.458			90		
Rolls-Royce	KVGS-18G4.2	GN	3640		0.462			90	500	900
Rolls-Royce	B32:40L8	GN	3840		0.435			90		
Wartsila	34SG 9L34SG	GN	3888		0.461					
Rolls-Royce	B32:40L9	GN	4320		0.435			90		
Rolls-Royce	B35:40 V12AG	Liq	4890		0.465			90	500	650
Rolls-Royce	B35:40 V12AG	Gas	5120		0.463			90	500	650
Rolls-Royce	B32:40V12	Liq	5760		0.435			90		
Wartsila	32DF 18V32DF	GN	6080		0.439- 0.446					
Rolls-Royce	B35:40 V16AG	GN	6520		0.466			90	500	650
Rolls-Royce	B35:40 V16AG	Liq	6840		0.463			90	500	650
Wartsila	34SG 16V34SG	Liq	6970		0.464					
Rolls-Royce	B32:40V16	GN	7680		0.435			90		
Rolls-Royce	B35:40 V20AG	GN	8150		0.466			90	500	650
Rolls-Royce	B35:40 V20AG	GN	8550		0.463			90	500	650
Wartsila	34SG 20V34SG	Gas	8730		0.465					

Prestazioni in assetto cogenerativo e caratteristiche dell'energia termica disponibile

I fumi allo scarico di un MCI si trovano a temperature dell'ordine di 350÷450°C e contengono quindi elevate quantità di calore che possono essere recuperate.

Inoltre, il recupero termico è possibile anche dall'acqua di raffreddamento del motore che utilizzata anche in pressione, asporta calore dalle camicie dei cilindri e si trova generalmente a temperature intorno ai 90 ÷ 100 °C; è possibile realizzare un terzo recupero termico sfruttando il calore asportato dall'olio di lubrificazione del motore (che può ad esempio venire raffreddato da un radiatore da 90 °C a 70 °C). Infine il calore può essere recuperato dall'intercooler (a temperature di 40 ÷ 50 °C) e dal raffreddamento del generatore elettrico. I coefficienti di utilizzo del combustibile che si riescono ad ottenere in condizioni di recupero totale del calore sono superiori all'80 %.

In termini quantitativi il calore recuperabile ad alta temperatura (dai fumi) è generalmente pari al 40 ÷ 50% del calore complessivamente recuperabile; in realtà la quota parte di calore recuperato effettivamente dai fumi dipende dalla particolare applicazione e può risultare inferiore a quello teoricamente recuperabile se il livello termico dell'utenza non è

ottimale. La figura 3.1.6 mostra per un tipico motore la ripartizione del calore scaricato all'esterno tra calore recuperato dai fumi, dall'acqua di raffreddamento, dall'olio e dall'inter-cooler e il calore non recuperato.

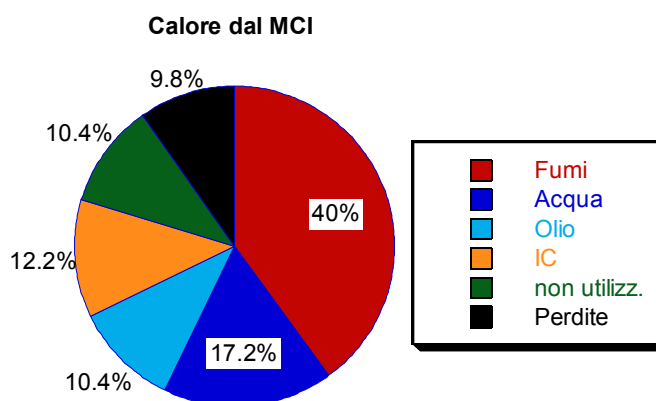


Figura 3.1.6

Il calore scaricato dal motore all'esterno può essere utilizzato per produrre acqua calda e/o vapore per usi tecnologici industriali o per impieghi civili. Uno schema di un circuito di recupero termico è rappresentato in figura 3.1.7 che mostra la successione degli scambiatori di recupero per la produzione di acqua calda. La disposizione degli scambiatori può variare a seconda della particolare applicazione.

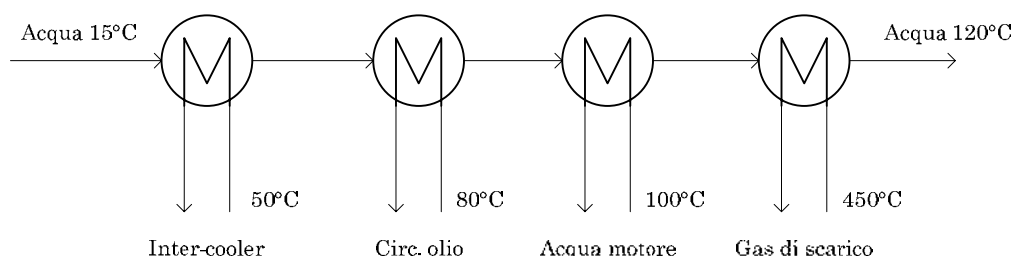


Figura 3.1.7

Date le temperature elevate dei fumi sopra indicate, è possibile sfruttare i gas di scarico del motore anche per generare vapore saturo o surriscaldato. La produzione di vapore ottenibile con il recupero per unità di portata dei fumi del motore termico dipende dalla qualità del vapore richiesto (cioè dalle condizioni di temperatura e pressione) e dalla temperatura a cui si raffreddano i fumi: in genere il raffreddamento dei fumi avviene fino a 120°C, ma per alcune applicazioni civili ed impiegando il gas naturale come combustibile (esente da problemi di rugiada acida) si può scendere fino a 70°C. In altre applicazioni industriali il calore scaricato dai fumi può essere utilizzato per riscaldare olio diatermico a temperature elevate fino, ed oltre, i 200 ÷ 250°C.

La figura 3.1.8 mostra i valori del rendimento termico di un MCI che scarica fumi a 400°C e con temperatura del fluido da riscaldare di ritorno dall'utenza (all'ingresso della linea di scambiatori di recupero) variabile. Si osserva che all'aumentare della temperatura di ingresso del fluido freddo la quantità di calore recuperabile decresce; in particolare, se la

temperatura del fluido supera i 90°C circa, il recupero termico diminuisce decisamente, poiché è possibile sfruttare solo il calore scaricato con i fumi. In figura sono anche indicati i valori di IRE e limite termico, calcolati in base alla normativa italiana sulla cogenerazione ed i limiti individuati dalla delibera AEEG 42/02 e successive modifiche per poter classificare l'impianto come cogenerativo. Si osserva che, nel caso in cui si recuperi solo il calore scaricato con i fumi, per temperature in ingresso del fluido superiori ai 200°C, il valore del LT è inferiore al limite stabilito dalla normativa.

La figura 3.1.9 riporta i valori di rendimento elettrico e termico di diversi motori in commercio ed i limiti individuati dalla 42/02 e successive modifiche. (la curva limite dell'IRE è stata ottenuta sotto le seguenti ipotesi: applicazione dell'energia termica in ambito civile, connessione in media tensione, alimentazione a gas naturale).

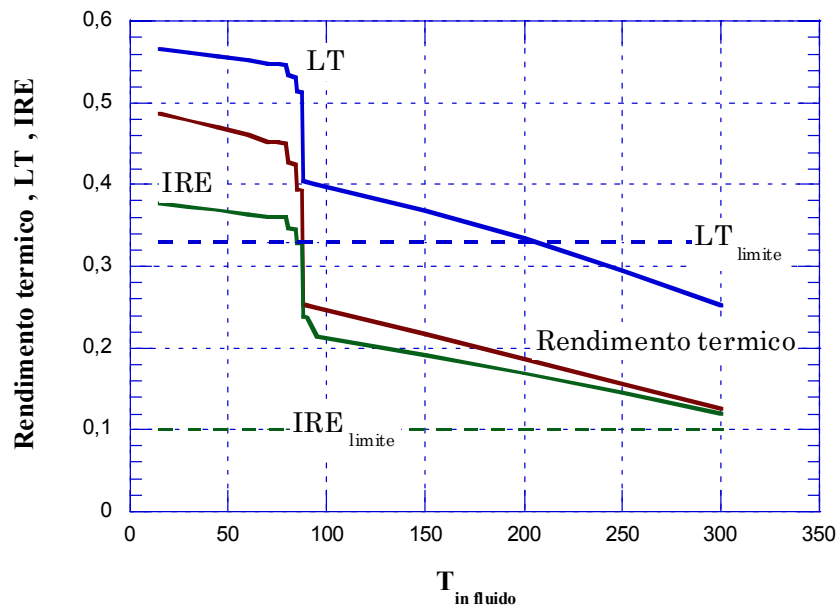


Figura 3.1.8

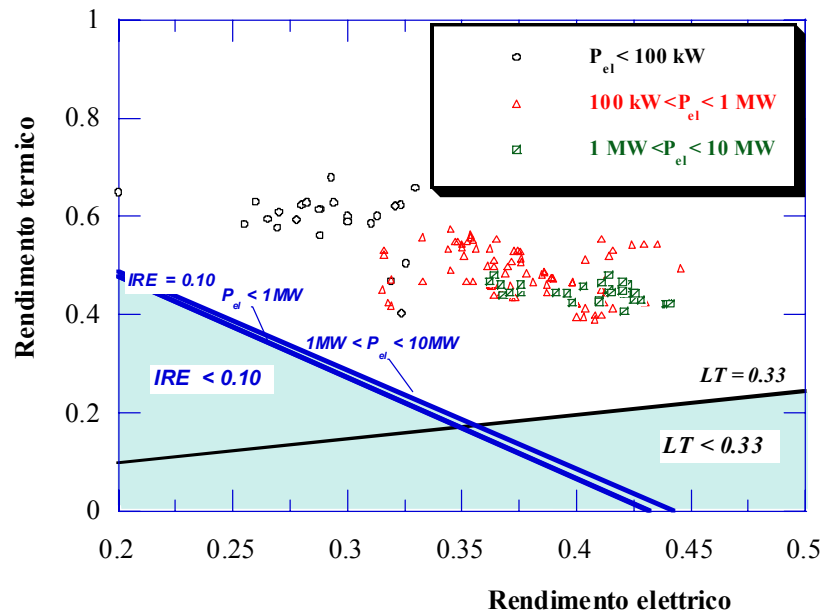


Figura 3.1.9

La figura 3.1.10 fornisce i valori di IRE e limite termico dei motori considerati in figura 3.1.9. Si osserva che al ridursi della taglia di potenza elettrica, a seguito dei minori rendimenti elettrici, il limite termico cresce, passando da valori in media di circa 0.5 a valori pari a $0.7 \div 0.8$ (il valore dell'IRE è stato calcolato ipotizzando un'alimentazione a gas naturale, applicazione dell'energia termica in ambito civile ed una connessione in MT).

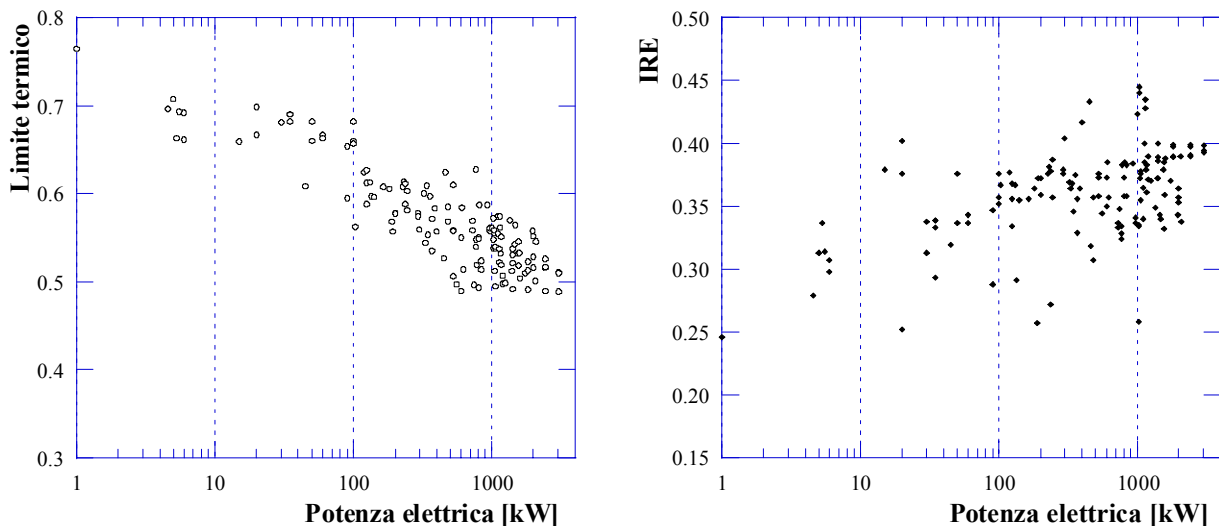


Figura 3.1.10

Se l'utenza termica richiede calore solo ad alta temperatura (cioè realizzabile solo con il recupero dai fumi di scarico), le prestazioni cogenerative calano sensibilmente: ipotizzando, ad esempio, che il calore scaricato dai fumi sia pari al 50% del calore totale scaricato (fumi più raffreddamento olio-acqua), per gli stessi motori presentati in figura 3.1.9 si ottiene la nuova mappa di figura 3.1.11, dalla quale si evince che per diversi motori

non è più assicurato il rispetto delle normative vigenti: diversi motori di piccola taglia non raggiungono il valore minimo di IRE, mentre alcuni motori delle taglie maggiori non soddisfano il vincolo sul limite termico.

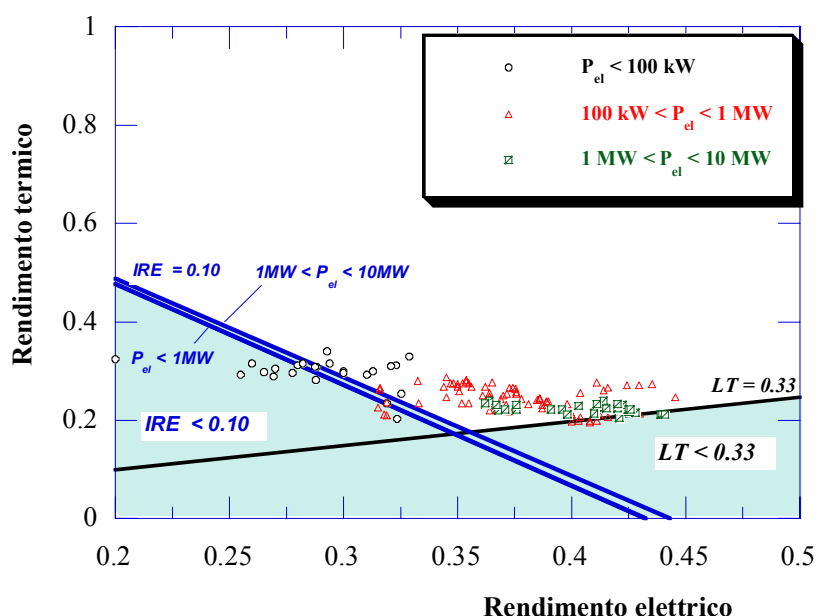


Figura 3.1.11

Combustibili impiegabili

I motori alternativi presentano un' elevata flessibilità di impiego per quanto riguarda i combustibili utilizzabili.

I MCI ad accensione comandata, che nel campo della propulsione funzionano prevalentemente a benzina e molto meno diffusamente a GPL e metano, nell'impiego stazionario sono generalmente alimentati a gas naturale, anche se cominciano a diffondersi MCI ad accensione comandata alimentati a biogas e gas di discarica. Il GPL può essere usato in installazioni stazionarie di piccola taglia; in un motore nato per l'alimentazione a benzina, il GPL causa una riduzione di potenza di circa il 10%, mentre il gas naturale del 15%.

In realtà, nell'impiego stazionario e per le taglie a partire da 50 kW, il progetto del motore viene quasi sempre ottimizzato in funzione dell'alimentazione a gas. In tal caso, i motori a gas a ciclo Otto funzionano tipicamente in regime *lean-burn*, con forti eccessi d'aria, e con precamera per la stabilizzazione dell'accensione. Se si impiega il biogas, il funzionamento è analogo ma è richiesta una modifica del sistema di iniezione per consentire l'ingresso di portate di combustibile maggiore; il biogas infatti, essendo principalmente composto di metano ed anidride carbonica, ha poteri calorifici (tipicamente dell'ordine di 9000-17000 kJ/kg) inferiori al gas naturale. Inoltre, una problematica frequente riguarda il controllo del rapporto di miscela, che per data installazione può subire variazioni sensibili nel corso del tempo: a causa dell'irregolarità di composizione delle biomasse di partenza il contenuto di metano nel biogas subisce fluttuazioni notevoli (presentando valori medi attorno al 30-40%). Per questo motivo si adottano sistemi di controllo in retroazione del rapporto di miscela, mediante sonda λ nei fumi che regola la preparazione della miscela.

Infine esiste la possibilità, per la verità non molto significativa nel campo stazionario, di utilizzo di biocarburanti quali l'etanolo derivante da processi di trasformazione di biomasse vegetali a contenuto zuccherino (canna, barbabietola, ecc.). In quest'ultimo caso il funzionamento avviene in genere sempre in miscela con le benzine (almeno al 10%) in modo da consentire l'avviamento a freddo. I motori funzionanti a bioetanolo-benzina non richiedono modifiche se la miscela presenta meno del 10% di etanolo, mentre è richiesta la ri-mappatura della centralina di controllo del motore se il contenuto di biocarburante è maggiore. La presenza di etanolo nel motore può causare erosione degli elastomeri.

I MCI industriali ad accensione spontanea per impiego stazionario possono essere alimentati a gasolio, ad olio combustibile oppure, molto frequentemente, a gas naturale, con l'aggiunta di una piccola percentuale di gasolio: 1-10 % per l'iniezione pilota, che ha la funzione di provocare l'autoaccensione della carica (si parla di motori *dual-fuel*). L'impiego del gas invece di un combustibile liquido fa riscontrare un aumento della potenza poiché è possibile un funzionamento con minore eccesso d'aria senza incorrere in incombusti allo scarico.

Nel campo dei combustibili rinnovabili (bio-combustibili) è presente una molteplicità di applicazioni: bio-diesel, oli vegetali, oli derivanti da processi industriali di lavorazione di sostanze organiche, oli da grassi animali, oli esausti da cottura cibi, ecc.

Il bio-diesel è un combustibile liquido con proprietà molto simili a quelle del gasolio; è un derivato di biomasse oleaginose da cui viene estratto un olio (olio vegetale grezzo) che viene successivamente trasformato in bio-diesel, mediante un processo di transesterificazione e raffinazione. Il biodiesel può essere utilizzato puro al 100% (nei motori di nuova concezione, dove ha una funzione di pulizia iniettori, non richiede interventi; nei motori di vecchia concezione dove si può avere usura di elastomeri dovuta al maggior potere solvente del combustibile si può usare il biodiesel previa modifica di alcune parti) o in miscela con gasolio convenzionale al 30÷40% senza alcun intervento sul motore. L'impiego di biodiesel, che ha minor potere calorifico del gasolio, porta ad un maggior consumo in termini di volume, ma le penalizzazioni di potenza sono contenute in pochi punti percentuali. Va riscontrato che, rispetto al gasolio, il biodiesel elimina completamente i problemi delle emissioni di ossidi di zolfo.

Tra i combustibili rinnovabili per i motori ad accensione spontanea l'uso dell'olio vegetale (olio di palma, di colza, di girasole, di soia) tal quale, cioè senza la conversione in bio-diesel, è diventato un'opzione teoricamente percorribile, ma economicamente valutabile solo in presenza di incentivi. Dal punto di vista operativo non è ancora ben chiaro se l'impiego di tali combustibili danneggia i motori Diesel o sia realisticamente attuabile su lunghi periodi di funzionamento; certamente l'olio può essere impiegato purché sia adeguatamente trattato con additivi e preriscaldato: rispetto al gasolio la viscosità a 20°C è un ordine di grandezza superiore (la viscosità influisce sulla capacità di nebulizzare il combustibile dentro il motore) e il punto di accensione è molto più alto (300°C contro i 50°C del gasolio). Inoltre processi di polimerizzazione spontanea che agiscono sull'olio ad alta temperatura e in presenza di ossigeno danno luogo a depositi e incrostazioni sugli iniettori, in camera di combustione e sulle valvole.

Dal punto di vista delle emissioni, i MCI, pur riuscendo con apposite tecniche di post-trattamento a rientrare entro i limiti imposti dalle diverse normative, presentano valori di NO_x e CO significativi e superiori a quelli derivanti dall'uso delle turbine e microturbine a gas. In particolare, anche impiegando il gas naturale, che rispetto ai combustibili liquidi non presenta praticamente il problema del particolato, i valori di concentrazione allo scarico di NO_x e CO sono maggiori rispetto ad esempio alle emissioni delle microturbine, che funzionano in condizioni di maggior eccesso d'aria e con temperature interne più ridotte.

L'impiego in un motore del biogas da fermentazioni anaerobiche di biomasse necessita di un sistema di rimozione di composti dannosi, tra cui principalmente l'H₂S (idrogeno solforato). Tale composto produce un aumento di emissioni di SO_x allo scarico e promuove la formazione di acido solforico H₂SO₄ che causa problemi di corrosione nei condotti del motore. La pulizia del gas può avvenire con appositi filtri.

Modalità di connessione e di esercizio

Il motore alternativo per impiego industriale può essere connesso in BT o MT alla rete elettrica. Il funzionamento può avvenire in modalità "grid connected" o anche "in isola", per alimentazione di utenze isolate.

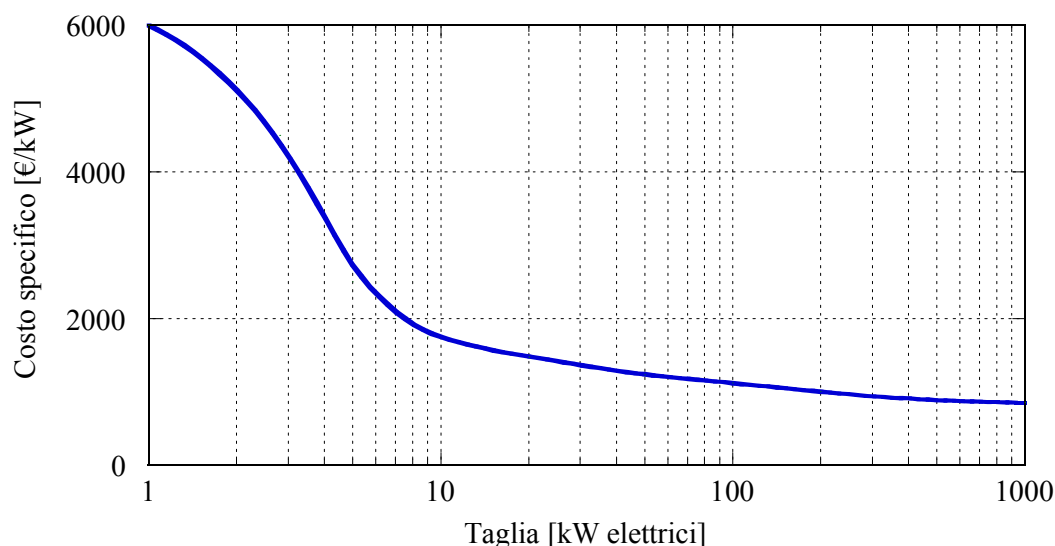
Nel funzionamento "in isola" si rendono necessari dispositivi elettronici di potenza (booster) che forniscano in uscita i valori di tensione e frequenza richiesti dall'utenza; in modalità "grid connected" invece i dispositivi elettronici sono necessari per l'adeguamento ai parametri richiesti dalla rete, sono inoltre da prevedere relè di protezione in caso di improvviso distacco del dispositivo della rete.

Il motore presenta una elevata flessibilità di esercizio con possibilità di funzionamento ai carichi parziali fino al 20-30% del carico nominale e con decadimenti di prestazioni non eccessivi, come ricordato sopra. Per questo motivo tale sistema energetico può essere utilizzato per l'esercizio in modalità "load-following", ovvero con inseguimento dei carichi elettrici delle utenze. Soprattutto nella fascia di taglie più piccole, può anche essere usato come generatore per i carichi di punta (peak-shaving) o come generatore di emergenza (gruppo elettrogeno); nell'ambito cogenerativo tale ultima modalità è poco impiegata, data la necessità di produrre anche energia termica.

La flessibilità operativa consente di avere molteplici modalità di esercizio: il motore in assetto cogenerativo può essere usato sia con funzionamento a pieno carico che in modalità load-following "elettrico segue" (in quest'ultimo caso la disponibilità di energia termica sarà dipendente dal carico elettrico). Infine, si può avere un funzionamento in modalità termico segue, cioè con correzione del punto di funzionamento in modo da garantire la copertura della richiesta termica; in questo caso l'energia elettrica generata può essere utilizzata dalle utenze elettriche, ceduta in toto o in parte alla rete esterna, accumulata in batterie se disponibili (nel caso di installazioni in isola e con taglie limitate, si rende necessario installare un convertitore bidirezionale AC/DC).

Costi, affidabilità e manutenzione

Il costo d'installazione medio è dell'ordine di 700÷1000 €/kW per i motori medio grandi (taglie da 100 kW a 10 MW) e di 1500÷2500 €/kW per le taglie nel range 5÷100 kW. Più in generale si può ritenere che l'andamento del costo specifico sia decrescente con la taglia di impianto, secondo l'andamento riportato in figura 3.1.12.

**Figura 3.1.12**

Tra i principali svantaggi degli MCI ci sono i costi di manutenzione che costituiscono una delle voci principali. Il motore alternativo a combustione interna è una macchina che richiede manutenzione ordinaria periodica principalmente per la sostituzione dell'olio, dei filtri e delle candele per quanto riguarda i motori ad accensione comandata. I costi di manutenzione, seppur variabili in base al costruttore e al modello, in media si aggirano intorno ai 7÷10 €/kW, (in rapporto all'energia elettrica producibile si hanno valori dell'ordine di 8÷25 €/MWh, dove i valori minimi si riferiscono ai motori di taglia maggiore). I costi fissi di manutenzione rappresentano una voce di bilancio significativa se il numero di ore di funzionamento risulta esiguo ossia per gli impianti di piccola taglia. Inoltre la manutenzione straordinaria può richiedere la sostituzione di parti importanti: testa motore, alternatore, componenti elettronici, sistemi di iniezione, ecc. Nel campo della micro cogenerazione ad esempio, il motore Dachs della Senertech da circa 5 kW richiede una manutenzione ordinaria ogni 3500 ore ed una straordinaria con sostituzioni parti ogni 30000 ore, per una vita utile di circa 80000 ore.

La disponibilità dei MCI è comunque in genere elevata, potendo raggiungere valori intorno all'85% (ore di funzionamento tipiche pari a 7500 h/anno).

Livello di diffusione e previsioni di mercato

La diffusione degli MCI come sistema di cogenerazione è molto ampia, soprattutto nel campo delle taglie più elevate e nel settore d'impiego industriale. Si può affermare che nel range di taglie da 100 kW a 10 MW il MCI è il sistema cogenerativo più impiegato.

Nell'ambito della cogenerazione con taglie inferiori ai 100 kW e per applicazioni nel settore civile, le soluzioni basate su motori alternativi non sono così diffuse, ed inoltre proprio in questo settore esiste la concorrenza delle microturbine che presentano efficienze analoghe. Infine le tecnologie dei MCI nelle piccolissime taglie non sono altrettanto mature come nel campo di potenze maggiori: le prime realizzazioni sono entrate in commercio da pochi anni, anche se il motore più piccolo da 1 kW Ecowill Honda a livello mondiale è stato venduto in 30000²¹ esemplari ed il motore Dachs Senertech in 13000 esemplari in Europa.

Esempi di realizzazioni

Centroplast s.p.a. (Meldola-FC)

- tipo di impianto: 2 x MCI ad accensione comandata in assetto cogenerativo;
- combustibile utilizzato: gas naturale;
- modello motore: Guascor 360 turbocompresso;
- potenza elettrica installata: 1224 kW_e; connessione alla rete elettrica in media tensione;
- due Caldaie integrative in parallelo ad olio diatermico (1200 kW cad.);
- Fabbisogno energia elettrica: 5500 MWh/anno; fabbisogno termico (stimato): 1250 MWh/anno per le utenze industriali e 1500 MWh/anno per le utenze uffici;
- produzione termica: 1) acqua calda per riscaldamento ambienti ed acqua calda sanitaria; 2) olio diatermico (T=200-250°C) per utenze industriali;
- recupero termico sui fumi da 470°C a 240°C per riscaldamento olio diatermico più ulteriore raffreddamento fumi fino a circa 80°C per il riscaldamento acqua immessa in rete teleriscaldamento interna all'azienda; ulteriore recupero dall'acqua di raffreddamento motore e dal primo stadio di inter-cooler utilizzati per l'acqua di teleriscaldamento.
- limitato surplus di energia elettrica (pari a meno del 10% della produzione complessiva) immessa in rete.

Hotel Franini (Costa Volpino, BG)

Ristrutturazione centrale termica con sostituzione attuali generatori di calore con due unità Dachs G5.5 per complessivi 11,0 kW elettrici, abbinata a due serbatoi di accumulo inerziale da 750 l cadauno. In questo impianto sono stati installati anche due scambiatori aggiuntivi a fascio tubiero e mantello per condensazione fumi di scarico. Generatore di calore integrativo: due caldaie murali Unical per totali 70 kW. La regolazione è del tipo termico segue e la produzione termica viene convogliata in inverno nell'impianto di riscaldamento e produzione acs. La produzione elettrica viene prevalentemente autoconsumata, ma dopo il 01.01.2009 sarà richiesto lo "scambio sul posto". Caratteristiche sezione cogenerativa- 2 x unità "Dachs G5.5" per un totale di 11,0 kW_e; - motori a c.i. lean burn con catalizzatore ossidante e recupero integrale del calore prodotto; scambiatore

²¹ Dato Cogena relativo al 2007

aggiuntivo per condensazione fumi - l'impianto lavora ca. 5.500 h/anno; - consumo a pieno regime: 4,12 Sm³/h; - combustibile utilizzato: gas naturale; - rendimento elettrico = 27%; - rendimento termico = 72%. (con acqua in ingresso a 35°C)

La Gnoccheria - ristorante (Reggio Emilia, RE)

Ristrutturazione completa impianti con sostituzione attuali generatori di calore con un sistema Dachs SE G5.5 a condensazione, composto da:

- unità cogenerativa da 5,5 kW elettrici
- serbatoio di accumulo inerziale da 750 l
- scambiatore aggiuntivo a fascio tubiero e mantello per condensazione fumi di scarico,
- caldaia integrativa a condensazione da 20 kW
- scambiatore inox per produzione sanitaria da 70 kW

Il sistema è stato collegato all'impianto di riscaldamento con UTA da 40 kW interponendo un ulteriore serbatoio di accumulo inerziale da 2.000 sulla linea di ritorno impianto, risultando così in serie al serbatoio inerziale da 750 L.

In questo modo il prelievo dell'energia termica avviene nelle 7-9 h/gg di apertura dell'esercizio senza utilizzare la caldaia integrativa installata solo per ridondanza, mentre il cogeneratore funziona in inverno quasi in continuo per 24 h/gg.

La regolazione è del tipo termico segue. La produzione elettrica viene prevalentemente autoconsumata, ma dopo il 01.01.2009 sarà richiesto lo scambio sul posto.

Caratteristiche sezione cogenerativa:

- 1 x unità "Dachs G5.5" per un totale di 5,5 kW_e;
- motori a c.i. lean burn con catalizzatore ossidante e recupero integrale del calore prodotto; scambiatore aggiuntivo per condensazione fumi
- l'impianto lavorerà ca. 4.000 h/anno; (commissioning effettuato il 20.11.2008)
- consumo a pieno regime: 2,06 Sm³/h;
- combustibile utilizzato: gas naturale;
- rendimento elettrico = 27%;
- rendimento termico = 72%. (con acqua in ingresso a 35°C)

3.2 Turbine a gas di taglia medio-piccola (1÷10 MW_e)

Descrizione della macchina

La turbina a gas è un sistema che converte l'energia chimica di un combustibile in energia meccanica operando secondo un ciclo aperto che si rifà al ciclo termodinamico di Brayton. La turbina a gas è costituita essenzialmente da un compressore accoppiato ad una turbina e da una camera di combustione situata tra questi due componenti, come mostrato schematicamente in Fig. 3.2.1. L'aria viene aspirata dall'ambiente dal compressore, compressa e successivamente inviata in camera di combustione, dove viene effettuata la combustione in seno al combustibile. I gas di combustione ad alta temperatura e pressione espandono in turbina, fornendo sia lavoro meccanico all'albero di potenza, sia il lavoro meccanico necessario a trascinare il compressore. Aumentando la temperatura massima del ciclo termodinamico, rappresentata in una turbina a gas dalla temperatura dei gas all'uscita dalla camera di combustione e di ingresso in turbina (TIT), aumenta l'efficienza e il lavoro specifico del ciclo termodinamico. Il limite superiore a tale temperatura è imposto dalla capacità dei materiali utilizzati per le parti calde (acciaio, super leghe a base di nichel o cobalto e materiali ceramici) di resistere alle alte temperature. Una panoramica sui valori delle temperature di ingresso turbina (TIT) e dei rapporti di compressione (β) di alcuni modelli di turbine a gas presenti sul mercato è riportata in Fig. 3.2.2. Nella stessa figura sono anche riportate le curve che indicano le regioni a massimo rendimento ed a massimo lavoro specifico. Infatti, come mostrato più in dettaglio in Fig. 2.2.3, il lavoro specifico e il rendimento sono funzione dei due parametri operativi temperatura di ingresso in turbina (TIT) e rapporto di compressione (β).

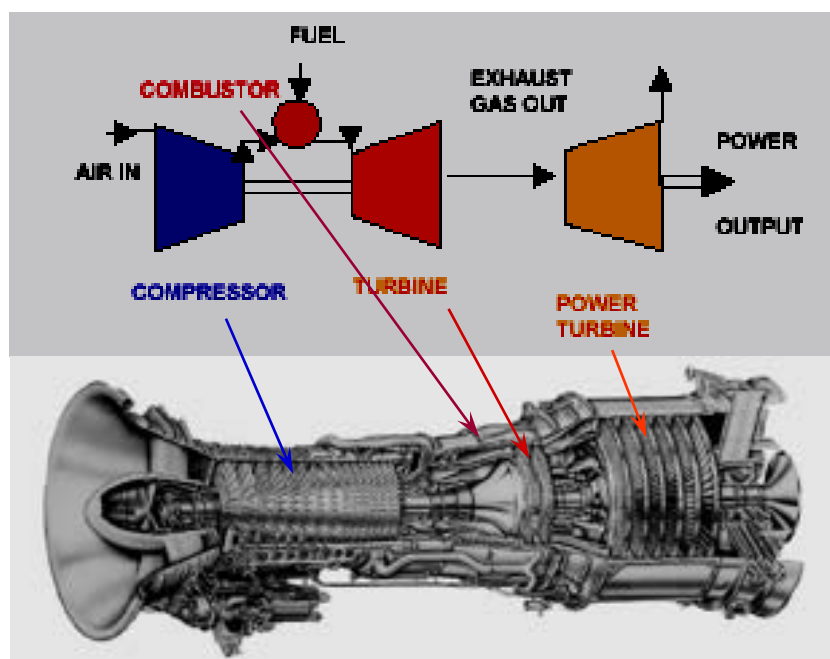


Fig. 3.2.1 - Turbina a gas

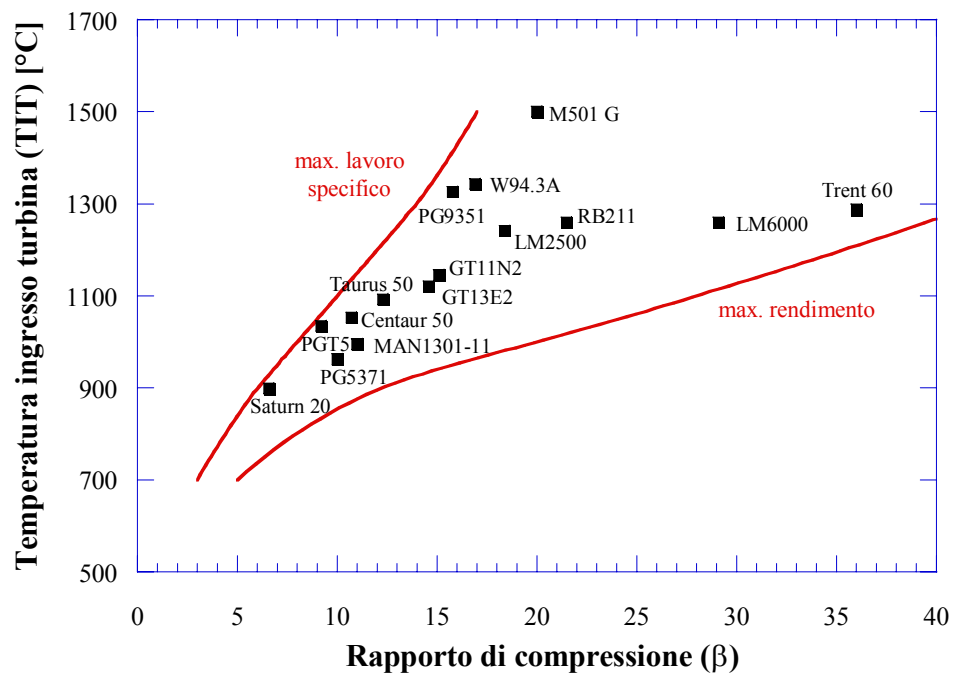


Fig. 3.2.2 – Rapporto di compressione e temperatura di ingresso in turbina di alcuni modelli di turbine a gas [1]

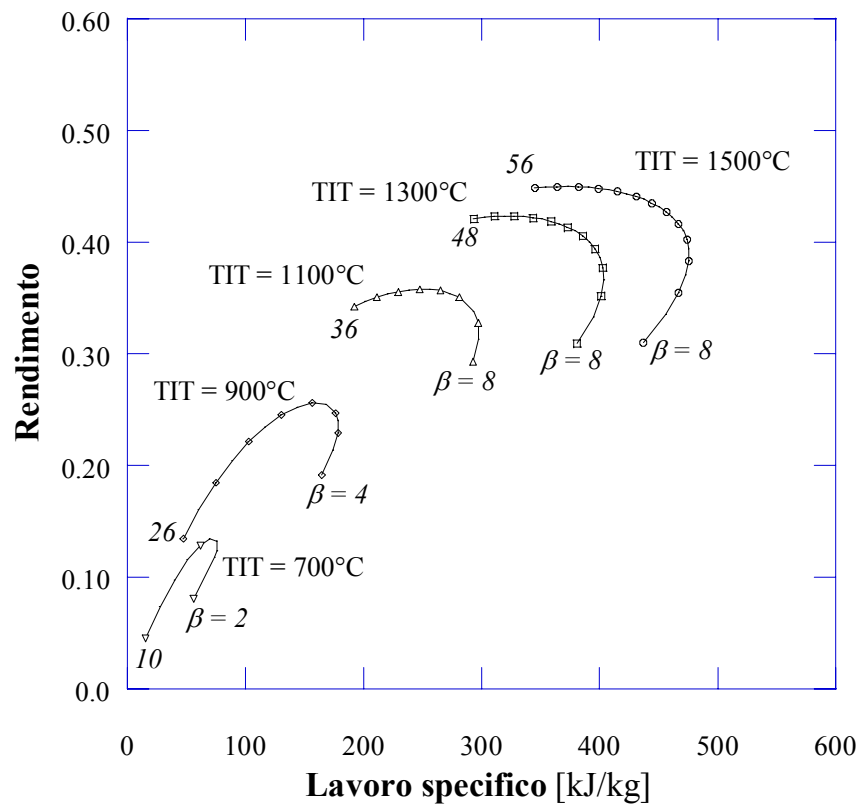


Fig. 3.2.3 – Andamento del lavoro specifico e del rendimento in funzione del rapporto di compressione (β) e della temperatura di ingresso in turbina (TIT) [1]

Le prestazioni di una turbina a gas dipendono inoltre dalle condizioni ambientali e dal carico. In Fig. 3.2.4 sono riportati a titolo esemplificativo gli andamenti di potenza elettrica prodotta, potenza immessa con il combustibile, portata e temperatura dei gas all'uscita della turbina in funzione della temperatura ambiente e del carico per la turbina a gas Siemens SGT-300. Hanno inoltre influenza sulle prestazioni della turbina a gas anche la pressione ambiente (se diminuisce, diminuisce la potenza prodotta), le cadute di pressione all'aspirazione ed allo scarico (se aumentano, diminuisce la potenza prodotta) e la tipologia/composizione del combustibile.

Tra i parametri ambientali (temperatura, pressione e umidità relativa dell'aria aspirata dalla macchina) quello che più influisce sulle prestazioni della turbina a gas è la temperatura dell'aria aspirata: all'aumentare della temperatura, a causa della minore densità dell'aria in aspirazione, si ha un decremento della potenza utile elettrica e, in misura meno marcata, del rendimento. Tale effetto è chiaramente evidenziato in Fig. 3.2.4; la limitazione dell'incremento di potenza che si nota a bassa temperatura è necessaria per evitare problemi di pompaggio del compressore. La sensibilità delle prestazioni alla temperatura dell'aria aspirata dipende da macchina a macchina (ogni costruttore fornisce la specifica curva di *derating* ambientale) ma il trend è generalizzabile.

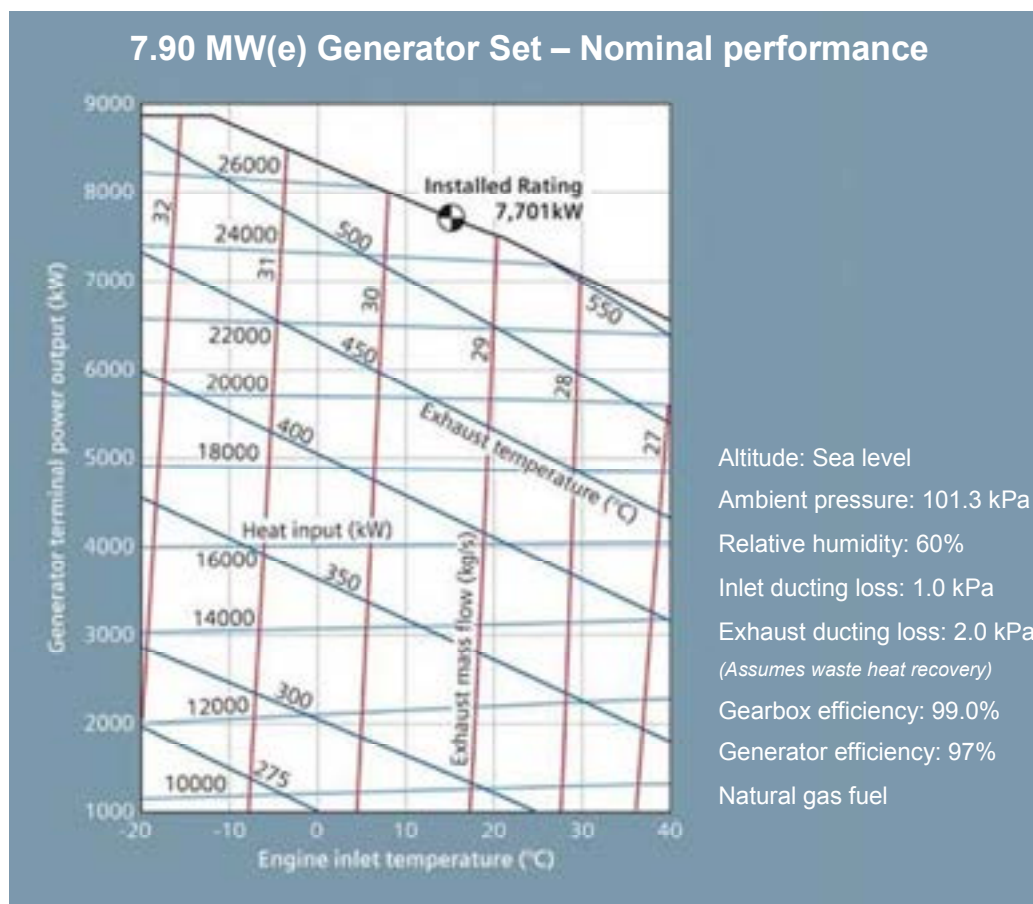


Fig. 3.2.4 – Andamento di potenza elettrica prodotta, potenza immessa con il combustibile, portata e temperatura dei gas all'uscita della turbina in funzione di temperatura ambiente e carico per la turbina a gas Siemens SGT-300

Nelle taglie medie e grandi le turbine a gas sono una tecnologia affermata da tempo. Esse offrono buoni rendimenti elettrici (in media attorno al 30% nelle taglie da 1 a 10 MW_e, con punte fino al 40%, come riportato in Tab. 3.2.1) insieme alla possibilità di recuperare calore ad alta temperatura dai gas di scarico (in media superiori a 500 °C, arrivando in alcuni casi fino a circa 600°C, come riportato in Tab. 3.2.1), caratteristica particolarmente adatta ad alcuni processi industriali caratterizzati da una domanda di vapore o energia termica a media temperatura.

Da un punto di vista meccanico, le turbine a gas possono essere considerevolmente più semplici rispetto ai motori alternativi a combustione interna. Le turbine più semplici possono avere un solo organo mobile (escludendo il sistema combustibile): il rotore composto da albero, compressore, turbina e alternatore. Le turbine a gas più sofisticate possono avere alberi multipli, centinaia di palette di turbina, palette statoriche regolabili e sistemi complessi di tubazioni, combustori e scambiatori di calore. In generale, al diminuire della taglia della turbina, aumenta la velocità di rotazione dell'albero (o degli alberi), con valori che possono arrivare fino a 100.000 giri/min nel caso delle micro turbine a gas.

Principali costruttori e modelli sul mercato

In Tab. 3.2.1 sono riportate le caratteristiche principali delle turbine a gas di taglia tra 1 e 10 MW_e attualmente disponibili sul mercato [2, 3].

Per ciascun modello di turbina a gas è riportata: la potenza elettrica (P_e), il consumo specifico (Heat Rate), il rendimento "η", le emissioni di NO_x, la temperatura di ingresso in turbina "TIT", il rapporto di compressione "β", la temperatura dei gas esausti all'uscita della turbina "TOT", la loro portata e l'anno di introduzione nel mercato.

Tab. 3.2.1 - Turbine a gas (1 - 10 MW_e) attualmente disponibili sul mercato [2, 3]

Costruttore	Modello	Pe [kW _e]	Heat Rate [kJ/kWh]	η [%]	β [-]	TOT [°C]	Portata [kg/s]	NO _x mg/kWh _c	NO _x mg/kWh _e	Anno
Aviadvigatel	GTU-2.5P	2550	17062	21.1	5.9	361	25.6	150	711	1995
Aviadvigatel	GTU-4P	4130	15000	24.0	7.3	414	29.8	150	625	1997
Aviadvigatel	GTU-6P	6140	13793	26.1	8.5	492	32.6	150	575	2002
Centrax Gas Turbine	CX501-KB3	2691	14343	25.1	8.0	566	12.8			1993
Centrax Gas Turbine	CX501-KB5	3947	12371	29.1	10.2	555	15.7			1992
Centrax Gas Turbine	CX501-KN5	4495	11650	30.9	10.7	549	16.4			1992
Centrax Gas Turbine	CX501-KH5	6344	9023	39.9	12.3	522	18.4			1992
Centrax Gas Turbine	CX501-KB7	5333	11215	32.1	13.5	499	21.0			1993
Centrax Gas Turbine	CX501-KN7	5766	10746	33.5	14.0	486	21.7			1993
Dresser-Rand	KG2-3E	1895	21557	16.7	4.7	549	15.0			1989
Ebara	ST6L-795	678	14575	24.7	7.4	589	3.2			1986
Ebara	ST6L-813	848	13793	26.1	8.5	566	3.9			1978
Ebara	ST18A	1961	11842	30.4	14.0	532	8.0			1995
Ebara	SwiftPac 4	3880	11321	31.8	16.9	544	13.9			
Ebara	ST40	4039	10876	33.1	16.9	544	13.9			1999
Hitachi Zosen	GT10	4130	12203	29.5	10.4	566	15.6			2006
Hitachi Zosen	GT13	5600	11215	32.1	14.3	504	21.3			2006

Accordo di Programma MSE-ENEA:

Le tecnologie innovative ed efficienti nei sistemi di generazione in assetto co-trigenerativo e nei sistemi integrati con unità a pompa di calore nelle applicazioni industriali e del terziario

Hitachi Zosen	VHP6	6260	9326	38.6	12.5	533	18.1			2006
IHI Power Systems	IM270	2000	14634	24.6	12.2	545	9.7	148	601	1996
IHI Power Systems	IM400	4100	13235	27.2	10.9	580	15.9	177	652	1982
IHI Power Systems	IM400	5460	12287	29.3	13.5	511	20.3	177	605	1992
IHI Power Systems	IM400 IHI-FLECS	6230	10084	35.7	12.4	554	18.2	177	497	1996
IHI Power Systems	Taurus 70	7336	10811	33.3	16.0	489	26.7			2007
Iskra Energetika	GTES-4	4100	14876	24.2	7.1	422	29.5	150	620	1999
Iskra Energetika	GTES-6	6200	13483	26.7	8.7	478	33.5			2001
Kawasaki Heavy Ind.	S2A-01	648	18182	19.8	8.5	474	5.1			1979
Kawasaki Heavy Ind.	M1A-13X	1425	15254	23.6	9.6	523	7.9	154	652	2001
Kawasaki Heavy Ind.	M1A-13	1485	14876	24.2	9.4	521	8.0			1989
Kawasaki Heavy Ind.	M1A-13D	1485	15000	24.0	9.6	531	7.9	154	641	1995
Kawasaki Heavy Ind.	M1T-13	2930	15063	23.9	9.4	521	16.1			1989
Kawasaki Heavy Ind.	M1T-13D	2930	15254	23.6	9.5	531	15.9	154	652	1995
Kawasaki Heavy Ind.	M7A-01	5512	12162	29.6	12.7	545	21.8			1993
Kawasaki Heavy Ind.	M7A-01S	6545	10811	33.3	12.7	527	22.2			1996
Kawasaki Heavy Ind.	M7A-02	6784	11881	30.3	15.9	516	27.0			1997
Kawasaki Heavy Ind.	M7A-01D	5381	12287	29.3	12.7	542	21.8	154	525	1993
Kawasaki Heavy Ind.	M7A-02D	6721	11921	30.2	15.9	513	27.0	154	510	1997
Kawasaki Heavy Ind.	M7A-03D	7439	10876	33.1	15.9	509	27.0	154	465	2006
MAN Turbo AG	THM1203A	5760	16000	22.5	8.0	515	35.8			1979
MAN Turbo AG	THM1304-10	9320	12857	28.0	10.0	500	45.4			1980
Mitsubishi Heavy Ind.	MF-61	5925	12544	28.7	15.0	496	27.2			1989
Mitsui Eng. & Shipbuilding	SB5	1080	14118	25.5	10.0	492	5.0			1987
Mitsui Eng. & Shipbuilding	SB15	2720	14063	25.6	10.0	491	14.5			1986
Mitsui Eng. & Shipbuilding	MSC40	3520	12903	27.9	9.7	437	18.6			1970
Mitsui Eng. & Shipbuilding	MSC50	4350	12329	29.2	10.3	501	19.0			1985
Mitsui Eng. & Shipbuilding	MSC60	5000	11881	30.3	11.7	481	21.4			1989
Mitsui Eng. & Shipbuilding	MSC70	6840	11146	32.3	15.0	479	25.5			1994
Mitsui Eng. & Shipbuilding	SB30E	7330	12857	28.0	12.5	502	32.9			1995
Mitsui Eng. & Shipbuilding	MSC90	9290	11356	31.7	16.2	464	39.2			1987
Motor Sich-Progress	TV3-137	1100	14400	25.0	7.5	421	7.3			1999
Motor Sich-Progress	AI-20DME	2500	15000	24.0	9.0	520	19.4			1991
Motor Sich-Progress	GTE-6.3/MS	6300	11613	31.0	15.3	431	31.9	150	484	1997
Motor Sich-Progress	GTE-8/MS	8000	11321	31.8	17.5	452	36.8	150	472	2001
NK-Engines	NK-143	10000	10909	33.0	11.3	-	39.7			1996
OPRA	OP16-3A	1910	13383	26.9	6.7	556	8.7			2004
OPRA	OP16-3B (DLE)	1910	13383	26.9	6.7	556	8.7			2004
Orenda Aerospace	OGT2500	2670	13483	26.7	12.0	460	15.0			1994
Orenda Aerospace	GT4000SI	4050	10619	33.9	12.0	450	17.0			1994
Orenda Aerospace	GT6000	6500	11803	30.5	14.0	420	31.0			1994
Pratt & Witney Power Sys.	ST6L-795	678	14575	24.7	7.4	589	3.2			1986
Pratt & Witney Power Sys.	ST6L-813	848	13793	26.1	8.5	566	3.9			1978
Pratt & Witney Power Sys.	ST18A	1961	11842	30.4	14.0	532	8.0			1995
Pratt & Witney Power Sys.	Swift-Pac 4	3880	11321	31.8	16.9	544	13.9			2003
Pratt & Witney Power Sys.	ST40	4039	10876	33.1	16.9	544	13.9			1999
Rolls-Royce	501-KB5	3897	12414	29.0	10.3	560	15.4	154	531	1990
Rolls-Royce	501-KB7S	5245	11429	31.5	13.9	498	21.1	154	489	1992
Rolls-Royce	501-KH5	6447	8978	40.1	12.5	530	18.4	154	384	1982
Siemens	SGT-100	4350	12000	30.0	13.0	527	17.7	154	513	1989
Siemens	SGT-100	4700	11921	30.2	14.1	524	19.1	154	510	1989
Siemens	SGT-100	5050	11921	30.2	14.3	546	19.5	154	510	1997
Siemens	SGT-100	5250	11803	30.5	14.8	530	20.9	154	505	1998
Siemens	SGT-200	6750	11429	31.5	12.3	466	29.5	154	489	1981

Accordo di Programma MSE-ENEA:

Le tecnologie innovative ed efficienti nei sistemi di generazione in assetto co-trigenerativo e nei sistemi integrati con unità a pompa di calore nelle applicazioni industriali e del terziario

Siemens	SGT-300	7900	11538	31.2	13.8	537	29.9	92	296	1995
Solar Turbines	Saturn 20	1210	14815	24.3	6.8	504	6.5			1985
Solar Turbines	Centaur 40	3515	12903	27.9	9.8	443	19.0			1992
Solar Turbines	Centaur 50	4600	12287	29.3	10.6	510	19.1			1993
Solar Turbines	Mercury 50	4600	9351	38.5	9.9	377	17.7			1997
Solar Turbines	Taurus 60	5670	11429	31.5	12.5	510	21.8			1993
Solar Turbines	Taurus 65	6300	10942	32.9	15.1	549	21.1			2005
Solar Turbines	Taurus 70	7520	10651	33.8	16.1	485	26.9			1994
Turbomach SA	Saturn 20	1204	14815	24.3	6.7	506	6.5			1985
Turbomach SA	Centaur 40	3515	12903	27.9	9.7	443	19.0			1992
Turbomach SA	Centaur 50	4600	12245	29.4	10.6	509	19.1			1993
Turbomach SA	Mercury 50	4600	9351	38.5	9.9	374	17.8			1997
Turbomach SA	Taurus 60	5670	11429	31.5	12.0	511	21.8			1993
Turbomach SA	Taurus 65	6300	10942	32.9	15.0	549	21.1			2005
Turbomach SA	Taurus 70	7520	10651	33.8	16.0	486	26.9			1994
Vericor	VPS1	500	17391	20.7	10.5	487	3.6			1974
Vericor	VPS3	3148	12721	28.3	8.7	598	12.8			1978
Vericor	VPS4	3519	11842	30.4	9.9	580	13.8			1999
Zorya-Mashproekt	UGT 2500	2850	12632	28.5	12.0	460	16.5			1992
Zorya-Mashproekt	UGT 6000	6360	11429	31.5	13.5	425	30.5			1978
Zorya-Mashproekt	UGT 8000	9000	10714	33.6	17.9	480	35.0			2006

Prestazioni in assetto cogenerativo e caratteristiche dell'energia termica disponibile

L'elevata temperatura dei gas allo scarico delle turbine a gas (in media superiori a 500 °C, arrivando in alcuni casi fino a circa 600°C, come riportato in Tab. 3.2.1), consente il recupero dell'energia termica mediante cessione di calore ad un fluido termovettore (vapore, acqua pressurizzata, olio diatermico) in una apposita caldaia a recupero, oppure per uso diretto del calore sensibile contenuto nei gas esausti. Il calore recuperato può essere sfruttato per produrre ulteriore energia elettrica negli impianti a ciclo combinato gas-vapore, oppure come calore utile per un processo industriale o per usi civili negli impianti di cogenerazione. In particolare, la temperatura dei gas combusti scaricati dalla macchina rende la turbina a gas in assetto cogenerativo estremamente interessante per le applicazioni industriali, in quanto è possibile generare vapore ad alta pressione o disporre di gas caldi da impiegare in forni o dispositivi di essiccazione.

Uno schema di una turbina a gas cogenerativa con caldaia a recupero per la produzione di vapore (HRSG) è riportato in Fig. 3.2.5.

L'operazione di recupero termico avviene a valle della macchina, sui gas caldi scaricati dalla turbina e destinati ad essere immessi in atmosfera. Questa operazione influenza quindi in modo quasi trascurabile le prestazioni della turbina a gas, in quanto l'unica variazione introdotta rispetto all'assetto non cogenerativo è la variazione della perdita di carico allo scarico della macchina, dovuta all'inserimento del sistema di recupero termico.

Gli impianti cogenerativi con turbina a gas, oltre ad essere uno dei sistemi che consentono di disporre di calore alle temperature più elevate, permettono, mediante l'introduzione di opportuni dispositivi esterni alla macchina, di regolare con facilità la potenza termica destinata al sistema di recupero termico, risultando così molto flessibili rispetto all'andamento temporale dei carichi termici. La regolazione può avvenire secondo due modalità (Fig. 3.2.6):

- regolazione della turbina a gas;
- regolazione del recupero di calore con operazioni che coinvolgono il sistema di recupero termico (ad esempio introducendo un sistema di by-pass e/o di post-combustione).

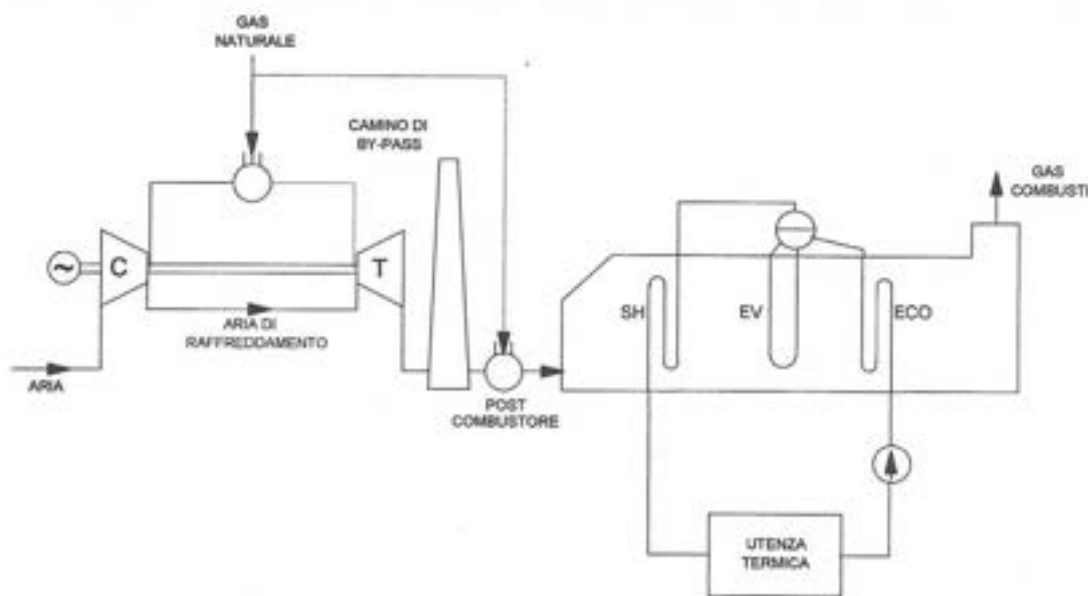


Fig. 3.2.5 – Schema di un impianto con turbina a gas con recupero di calore mediante produzione di vapore

La regolazione della turbina a gas viene attuata mediante diversi interventi che permettono di variare i parametri di funzionamento caratteristici della macchina, penalizzando il meno possibile le prestazioni del sistema in termini di efficienza. Gli interventi di regolazione usualmente utilizzati in modo accoppiato sono:

- regolazione della portata d'aria aspirata dal compressore mediante la rotazione delle IGV (Inlet Guide Vanes: palettature statoriche a calettamento variabile dei primi stadi del compressore);
- regolazione della portata di combustibile per mantenere invariata la temperatura di ingresso turbina (TIT).

Gli interventi di regolazione sul sistema di recupero termico consentono di disaccoppiare il funzionamento della turbina a gas da quello della sezione di recupero termico. Infatti, introducendo un camino di by-pass a monte del sistema di recupero termico, camino che permette di scaricare parte dei gas combusti direttamente in atmosfera senza farli transitare attraverso il sistema di recupero termico stesso, è possibile limitare il calore fornito all'utenza termica senza intervenire sulla turbina a gas (punto C in Fig. 3.2.7). Analogamente, introducendo un meccanismo di post-combustione all'ingresso del sistema di recupero termico, è possibile aumentare la temperatura dei gas combusti in ingresso, aumentando così il calore messo a disposizione dell'utenza termica, senza influenzare le prestazioni della turbina a gas (punto B in Fig. 3.2.7). Entrambe queste modalità di regolazione non sono efficienti da un punto di vista termodinamico in quanto nel primo caso si disperde direttamente nell'ambiente del calore che non viene utilizzato, mentre nel

secondo si brucia un combustibile pregiato (tipicamente gas naturale disponibile per alimentare il combustore della turbina a gas) per generare calore in modo diretto.

Per quanto riguarda il camino di by-pass, esso non presenta limiti di funzionamento, in quanto può consentire a tutta la portata di gas combusti di attraversare il sistema di recupero termico oppure bloccare completamente l'afflusso in tale direzione e smaltire l'intera portata di gas di scarico facendo funzionare il sistema in assetto di sola generazione elettrica. Il dispositivo di post-combustione presenta invece due limiti, il primo dovuto al raggiungimento di temperature troppo elevate per essere sopportate dai materiali del sistema di recupero termico, e il secondo dovuto al completo esaurimento dell'ossigeno ancora disponibile all'interno dei gas scaricati della turbina. In generale, dato l'elevato eccesso d'aria con cui funzionano le turbine a gas, la condizione più restrittiva è quella imposta dai limiti di resistenza alle alte temperature dei materiali.

Queste tipologie di interventi di regolazione, sebbene non siano efficienti dal punto di vista strettamente energetico, conferiscono al sistema cogenerativo una grande flessibilità di funzionamento, in quanto consentono, fissato il carico elettrico, di soddisfare l'intero campo di carichi termici compatibili con i limiti fisici del sistema.

Un problema caratteristico delle turbine a gas in configurazione cogenerativa, è il rendimento relativamente limitato della caldaia a recupero, dovuto alla rilevanza delle perdite per calore sensibile allo scarico (caratteristiche di sistemi con eccesso d'aria elevato). La temperatura dei gas allo scarico della turbina a gas è di norma compresa tra 500 e 600 °C; peraltro, la temperatura al camino non può raggiungere valori molto bassi (prossimi a 25 °C), principalmente per due motivi:

- al di sotto dei 100 °C esistono problemi legati alla condensazione dell'umidità presente nei gas di scarico. Inoltre, risulta problematico garantire un adeguato tiraggio al camino, in quanto il pennacchio di gas freddi presenta una scarsa tendenza al galleggiamento rispetto all'aria ambiente in cui viene immesso;
- Molti processi cogenerativi riconducono il fluido termovettore (di norma acqua) alla caldaia a recupero in condizioni di temperatura ancora elevate (80 - 90 °C nel caso di recupero del condensato in condizioni di pressione atmosferica; molti processi utilizzano e condensano però il vapore in condizioni pressurizzate, per cui il recupero del condensato può avvenire anche a 120 - 150 °C). È quindi impossibile raffreddare i gas nella caldaia a recupero al di sotto della temperatura minima dell'utenza termica.



Fig. 3.2.6 - Piano di funzionamento caratteristico di una turbina a gas a ciclo semplice con cammino di by-pass e sistema di post-combustione

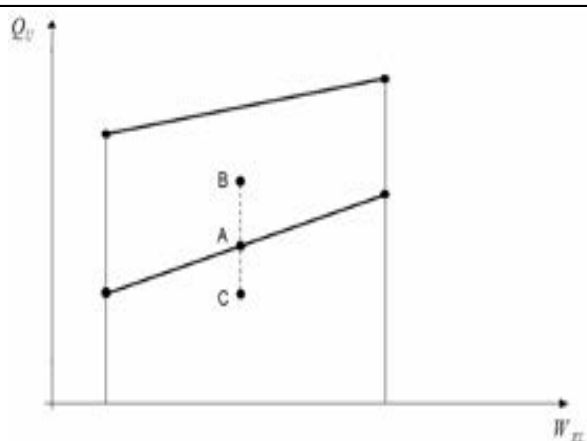


Fig. 3.2.7 - Regolazione del carico termico mediante cammino di by-pass (punto C) e post-combustore (punto B) indipendentemente dalla potenza elettrica erogata dalla macchina (punto A)

In ambito industriale risulta spesso conveniente utilizzare come fluido termovettore il vapore: infatti, nella condensazione che avviene all'utenza termica, è possibile rilasciare grandi quantità di energia per unità di portata di vapore, in quanto il calore latente di vaporizzazione è dell'ordine di 2200 - 2400 kJ/kg. Il vapore viene di norma prodotto in condizioni di modesto surriscaldamento, in modo da evitare la condensazione lungo le linee di trasporto (peraltro coibentate). L'utenza termica provvede a condensare il vapore, e restituisce alla pompa di circolazione un liquido leggermente sottoraffreddato (in modo da evitare problemi di cavitazione; un eccessivo raffreddamento è controproducente in quanto il liquido deve poi essere nuovamente riscaldato nella caldaia a recupero). In considerazione del valore relativamente elevato della temperatura al camino, risulta che in genere il calore sensibile allo scarico della turbina a gas che può essere recuperato è dell'ordine del 60 - 80% dell'energia posseduta dai gas esausti.

Una indicazione sulla quantità di vapore producibile utilizzando un turbogas in assetto cogenerativo è fornita in Fig. 3.2.8, che si riferisce ad una temperatura di ingresso dei gas esausti nel generatore di vapore di 510 °C (media delle temperature di scarico delle turbine riportate in Tab. 3.2.1) e ad una temperatura dei gas al camino limitata inferiormente a 120 °C. Nella figura sono riportate in particolare le curve che rappresentano, al variare della pressione del vapore, la massa di vapore producibile per unità di massa di gas esausto, sia nel caso in cui il vapore prodotto sia vapore saturo, sia nel caso in cui il vapore prodotto sia vapore surriscaldato a cinque diverse temperature di surriscaldamento (T_s) tra i 250 °C e i 450°C. La temperatura di ritorno dell'acqua nel generatore di vapore è assunta pari a 100 °C (condensazione atmosferica). Se invece di produrre vapore si vuole produrre acqua calda, considerando il calore specifico medio a pressione costante dei gas esausti tra 510 °C (media delle temperature di scarico delle turbine riportate in Tab. 3.2.1) e una temperatura al camino tra gli 80 e i 120 °C, si ha che la massa d'acqua calda producibile per unità di massa di gas è indicativamente pari a:

$$\frac{M_{\text{acqua}}}{M_{\text{gas}}} = \frac{c_p|_{\text{medio}} \Delta T_{\text{gas}}}{c_l \Delta T_{\text{acqua}}} \cong 0.26 \frac{\Delta T_{\text{gas}} [^{\circ}\text{C}]}{\Delta T_{\text{acqua}} [^{\circ}\text{C}]}$$

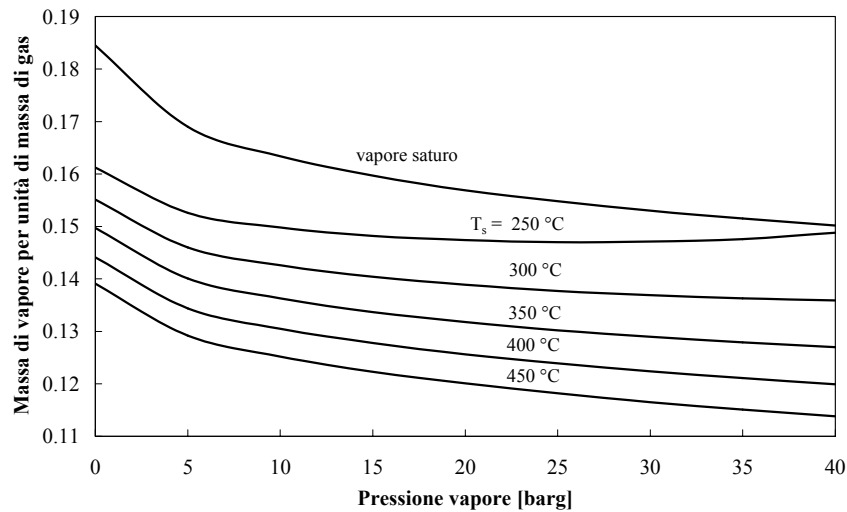


Fig. 3.2.8 – Massa di vapore producibile per unità di massa di gas esausto (vapore saturo e vapore surriscaldato alla temperatura T_s) al variare della pressione del vapore (temperatura di ingresso dei gas esausti nel generatore di vapore = 510 °C; temperatura dei gas al camino > 120 °C)

La figura 3.2.9 riporta i valori di rendimento elettrico e termico delle turbine a gas di taglia 1-10 MW_e in commercio ed i limiti individuati dalla delibera 42/02 dell'AEEG e successive modifiche. Il rendimento termico è stato valutato supponendo di raffreddare i gas esausti scaricati dalla turbina sia fino a 120 °C, sia fino a 100 °C. Le curve limite dell'IRE sono ottenute sotto le seguenti ipotesi: alimentazione a gas naturale, connessione in media tensione (sia nel caso di autoconsumo, sia nel caso di immissione in rete dell'E.E. prodotta), utilizzo dell'energia termica in ambito industriale.

La figura 3.2.10 fornisce i valori di limite termico (LT) e IRE delle turbine a gas considerate in Fig. 3.2.9.

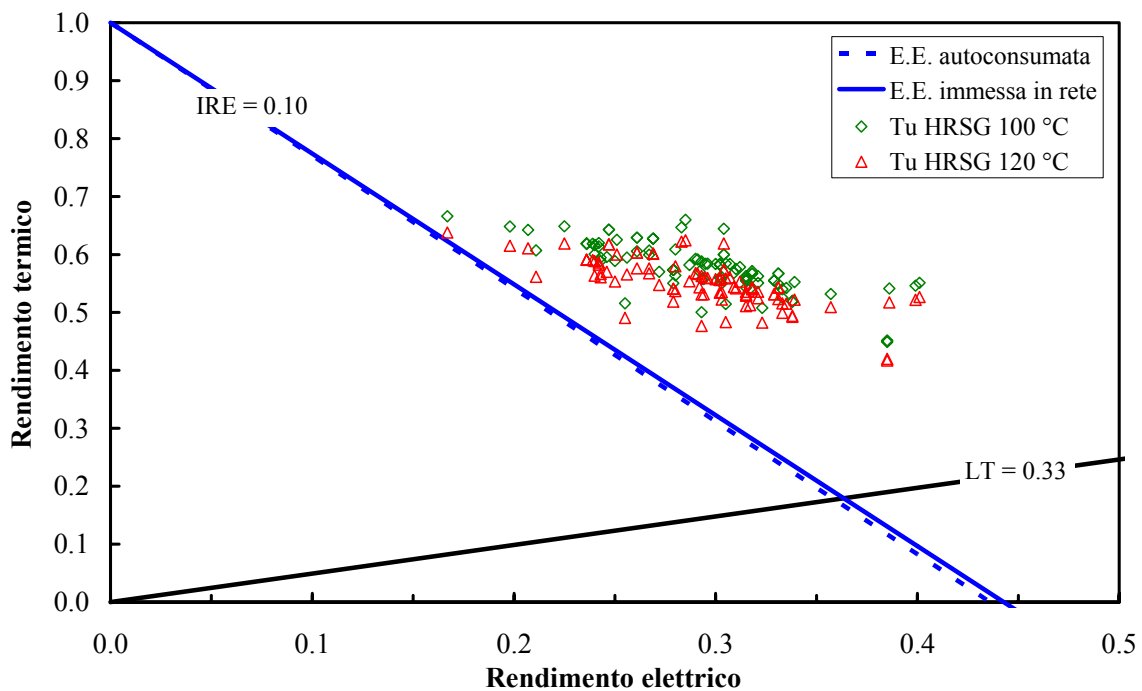


Fig. 3.2.9 – Posizionamento delle turbine a gas di taglia 1-10 MW_e in commercio rispetto alla normativa italiana sulla cogenerazione. Ipotesi: combustibile GN, connessione in MT (sia nel caso di autoconsumo, sia nel caso di immissione in rete dell' E.E. prodotta), utilizzo del calore in ambito industriale, rendimento termico valutato supponendo di raffreddare i gas all'uscita della turbina fino a Tu HRSG = 120 °C e 100 °C

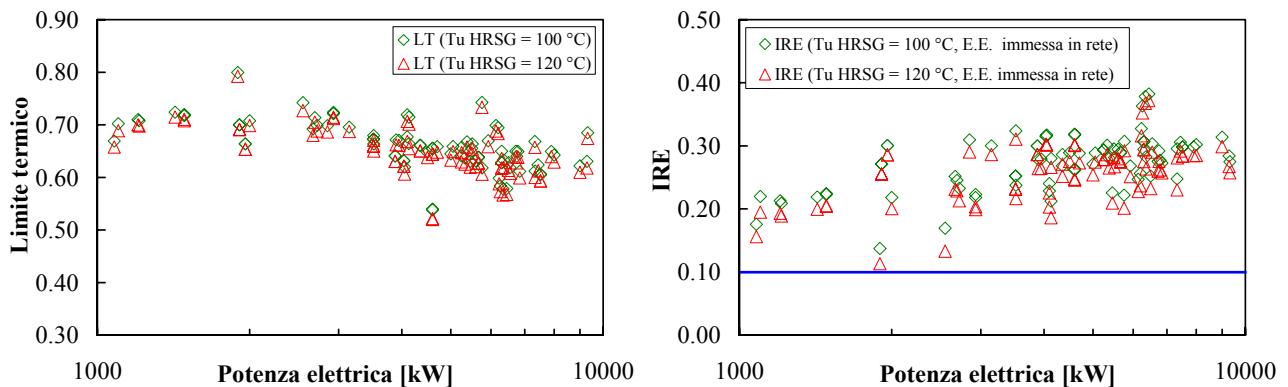


Fig. 3.2.10 – Limite termico (LT) e IRE delle turbine a gas di taglia 1-10 MW_e in commercio. Ipotesi: combustibile GN, connessione in MT (immissione in rete dell'E.E. prodotta), utilizzo del calore in ambito industriale, rendimento termico valutato supponendo di raffreddare i gas all'uscita della turbina fino a Tu HRSG = 120 °C e 100 °C

Combustibili impiegabili

Il principale e più diffuso combustibile per l'alimentazione delle turbine a gas è il gas naturale; tuttavia diversi costruttori forniscono anche varianti di progetto appositamente studiate per l'alimentazione di diversi combustibili: gas naturale, gpl, biogas, propano, gasolio, kerosene. Per la messa in esercizio della turbina a gas è necessaria la connessione alla rete di approvvigionamento del combustibile, che, nella maggioranza delle applicazioni, è la rete del gas naturale. Il sistema di alimentazione del combustibile deve garantire la pressione richiesta dal costruttore in ingresso al sistema di alimentazione della turbina a gas. Ogni modello di turbina a gas, in funzione della tipologia di camera di combustione, del tipo di combustibile e del sistema di alimentazione del combustibile adottati, necessita che il combustibile nel sistema di alimentazione presenti una certa sovrappressione rispetto alla pressione a cui opera la camera di combustione della turbina a gas. A titolo puramente orientativo, assumendo che la pressione richiesta al combustibile gas naturale debba essere del 30-40 % superiore alle pressioni a cui opera la camera di combustione, dati i rapporti di compressione caratteristici delle turbine a gas (generalmente variabili tra 8 e 17, si veda Tab. 3.2.1), è richiesta una pressione di alimentazione del gas naturale che sia, a seconda dei casi, almeno tra 10 e 25 bar. Pertanto, se la rete di approvvigionamento del gas naturale non garantisce questi livelli nel punto di connessione, è necessario un compressore per il gas. La presenza del compressore del gas porta ad una riduzione della potenza elettrica netta prodotta di circa 3-5 % e ad una conseguente riduzione del rendimento di 1-2 punti percentuali.

Nel caso di alimentazione della turbina con combustibile a basso potere calorifico, quali biogas o gas di recupero, dati i valori del potere calorifico (9000-17000 kJ/kg) nettamente inferiori a quelli del gas naturale, le portate di gas richieste a parità di potenza sono superiori: questo fatto richiede in genere una modifica del sistema di iniezione del combustibile in camera di combustione. Inoltre, come per i motori a combustione interna anche se in misura minore rispetto a questi, l'adozione del biogas come combustibile richiede a monte un sistema di abbattimento dall'eventuale H₂S presente nel combustibile. L'insufficiente abbattimento di questo composto presente nel combustibile comporta un aumento delle emissioni di SO_x allo scarico e problemi di corrosione.

In Fig. 3.2.11 sono evidenziate le modifiche richieste alla turbina a gas per poter utilizzare combustibili diversi dal gas naturale (NG)

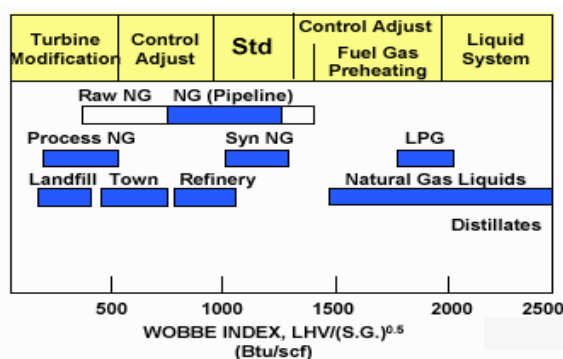


Fig. 3.2.11 – Modifiche richieste alla turbina a gas per l'utilizzo di combustibili diversi dal gas naturale (NG)

Le emissioni inquinanti di una turbina a gas dipendono da:

- combustibile impiegato;
- diluizione dei fumi, cioè percentuale di ossigeno nei gas esausti;
- carico a cui funziona la macchina;
- sistemi di contenimento utilizzati, come ad esempio combustori a basse emissioni (DryLowNox) o sistemi di abbattimento allo scarico (SCR, Selective Catalytic Reactor);
- stato di salute della macchina e del sistema di contenimento delle emissioni.

Il fatto che le emissioni inquinanti dipendano dal tipo di combustibile impiegato e dalla diluizione dei fumi fa sì che il costruttore debba sempre specificare queste informazioni in caso di certificazione dei valori delle emissioni previste. Solitamente, le emissioni di turbine a gas vengono espresse in “ppm” o in “mg/Nm³”, riferite ad una percentuale di ossigeno nei fumi pari al 15 %.

Anche il carico a cui funziona la macchina incide in modo significativo sulle emissioni, anche se la loro variazione con il carico dipende dalla logica di regolazione utilizzata. Ad esempio per riduzioni del carico superiori al 30 % del carico massimo, le emissioni di CO possono anche quadruplicare.

Per una breve rassegna delle metodologie e dei sistemi di contenimento delle emissioni, si rimanda a [4,5].

In definitiva, data la complessità del problema e anche per ragioni di segretezza industriale, le informazioni relative alle emissioni inquinanti non sono molto diffuse. Ciò che il costruttore certifica è in genere il rispetto della normativa vigente.

Per avere un ordine di grandezza delle emissioni di turbine a gas si riportano in Tab. 3.2.2 i dati relativi allo stato dell'arte al 2001 [6]. Valori più aggiornati sono invece riportati in Fig. 3.2.12 [7]. Per un approfondimento sulle unità di misura utilizzate e sulle modalità di conversione, si rimanda a [4,5,8].

Tab. 3.2.2 - Emissioni di turbogas senza recupero di calore (2001)[6]

Emissioni Input Based [mg/kWh _c]		Emissioni Output Based [mg/kWh _e]			
		Sistema 1		Sistema 2	Sistema 3
		Potenza [kW]	1000	5000	10000
		Efficienza [%]	24.5	30.1	32.3
CO ₂	170117	CO ₂	693510	565082	526111
NO _x	504	NO _x	2055	1674	1559
CO	126	CO	514	419	390
PM	10	PM	41	33	31

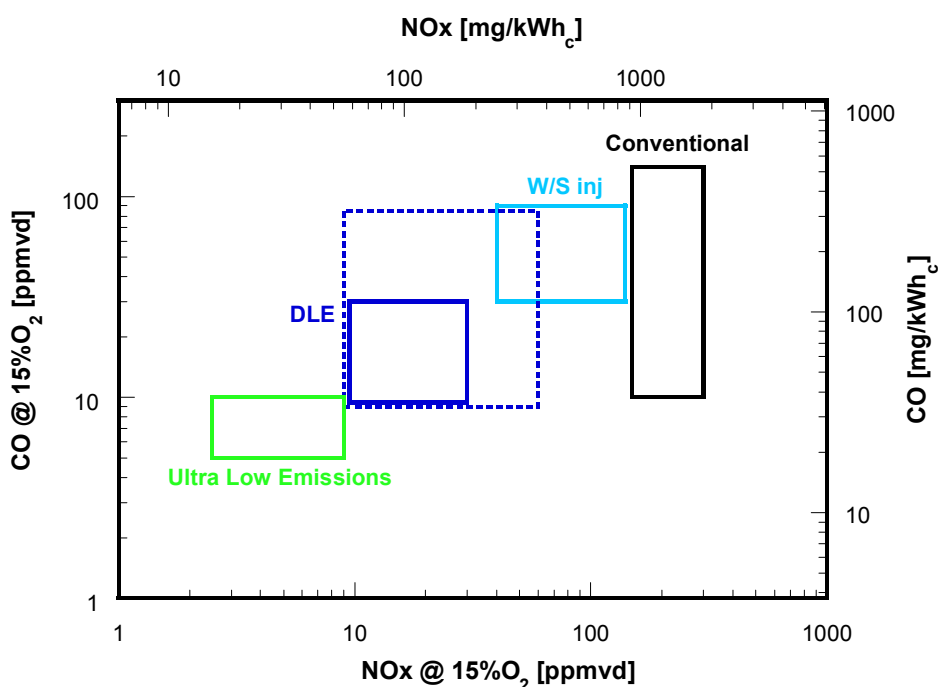


Fig. 3.2.12 – Emissioni di NOx e CO di turbogas alimentati a GN [7]

Modalità di connessione e di esercizio

La turbine a gas possono essere installate in configurazione “stand-alone”, cioè per alimentare utenze completamente isolate dalla rete elettrica o in modalità “grid-connected”, cioè prevedendo la connessione anche alla rete esterna delle utenze.

La connessione delle turbine a gas di taglia da 1 a 10 MW_e avviene generalmente in MT. Per le macchine di taglia maggiore, nel caso di connessione diretta alla rete di trasmissione nazionale, potrebbe capitare di doversi connettere direttamente in AT.

L’esercizio di una turbina a gas può essere continuo o “on demand”, cioè ad esempio per soddisfare utenze saltuarie. Le principali modalità operative sono le seguenti:

- “termico segue”, cioè inseguendo la richiesta termica dell’utenza; il carico elettrico varierà di conseguenza;
- “elettrico segue”, cioè adattandosi alla richiesta elettrica; il carico termico in tal caso varierà di conseguenza;
- in condizioni di “by-pass”, parziale o totale, cioè deviando una parte dei fumi direttamente verso il camino e non verso lo scambiatore di recupero al fine di limitare la potenza termica prodotta.

Come detto in precedenza, un vantaggio della turbina a gas in assetto cogenerativo rispetto ad altri sistemi CHP è costituito dal fatto che, data la modalità di effettuazione del recupero a valle della macchina, il recupero termico non influenza le prestazioni elettriche del sistema: la potenza termica generata può essere variata (tra il suo massimo e zero) in base alle richieste, senza condizionare il rendimento della generazione di energia elettrica.

La turbina a gas è adatta a funzionare a carico ridotto solo entro certi limiti: generalmente, per problemi legati alle emissioni e al ridursi del rendimento con il carico, non si scende a valori inferiori al 60% del carico massimo.

Affidabilità, costi di manutenzione e di impianto

Le turbine a gas presentano un'elevata affidabilità, con intervalli per gli interventi di manutenzione programmata generalmente dell'ordine dell'anno per le turbine a gas di tipo heavy-duty.

I costi di manutenzione "full service" vanno da circa 4 Euro/MWh per le taglie più grandi a valori dell'ordine dei 7 Euro/MWh per le taglie di qualche MW_e (Fig. 2.3.13).

Il costo medio di un impianto di cogenerazione con turbogas "chiavi in mano", può variare fra i 500 e i 1800 € per kW_e installato [9]. Esso risulta più elevato in special modo per le taglie di impianto inferiori ai 3 MW_e, per le quali diventa rilevante l'incidenza dei costi dei vari componenti dell'impianto legati all'utilizzo di una macchina, da alimentare con combustibile ad elevata pressione e con recupero termico ad alta temperatura.

Per valutare l'incidenza del costo del turbogas rispetto al costo dell'intero impianto, si può fare riferimento alla Fig. 3.2.14 [2, 10], in cui il costo di impianto include i costi per il generatore di vapore a recupero, il compressore del gas naturale, l'impiantistica elettrica, il servizio di gestione del cantiere e di commissioning. Si vede come il costo specifico (€/kW) diminuisca all'aumentare della taglia, ma come tale diminuzione risulti più marcata per il costo di impianto. Nel caso in cui il generatore di vapore a recupero debba essere dotato di sistema di post-firing bisogna considerare dei costi aggiuntivi di impianto (dal 5 % al 25 % del costo di impianto, a seconda della tipologia e delle potenzialità del sistema di post-firing) e per il personale (cinque fuochisti per un costo di circa 250000 €/anno.)

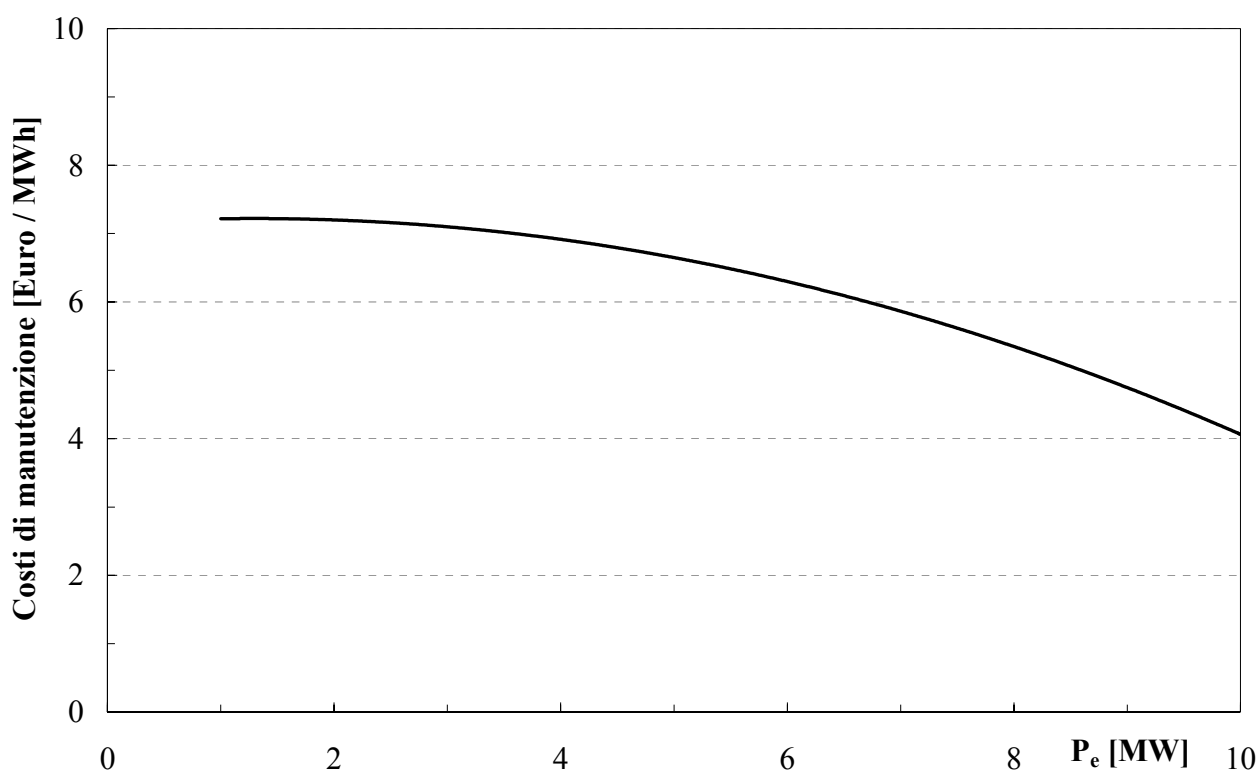


Fig. 3.2.13 – Costi di manutenzione "full service" [10]

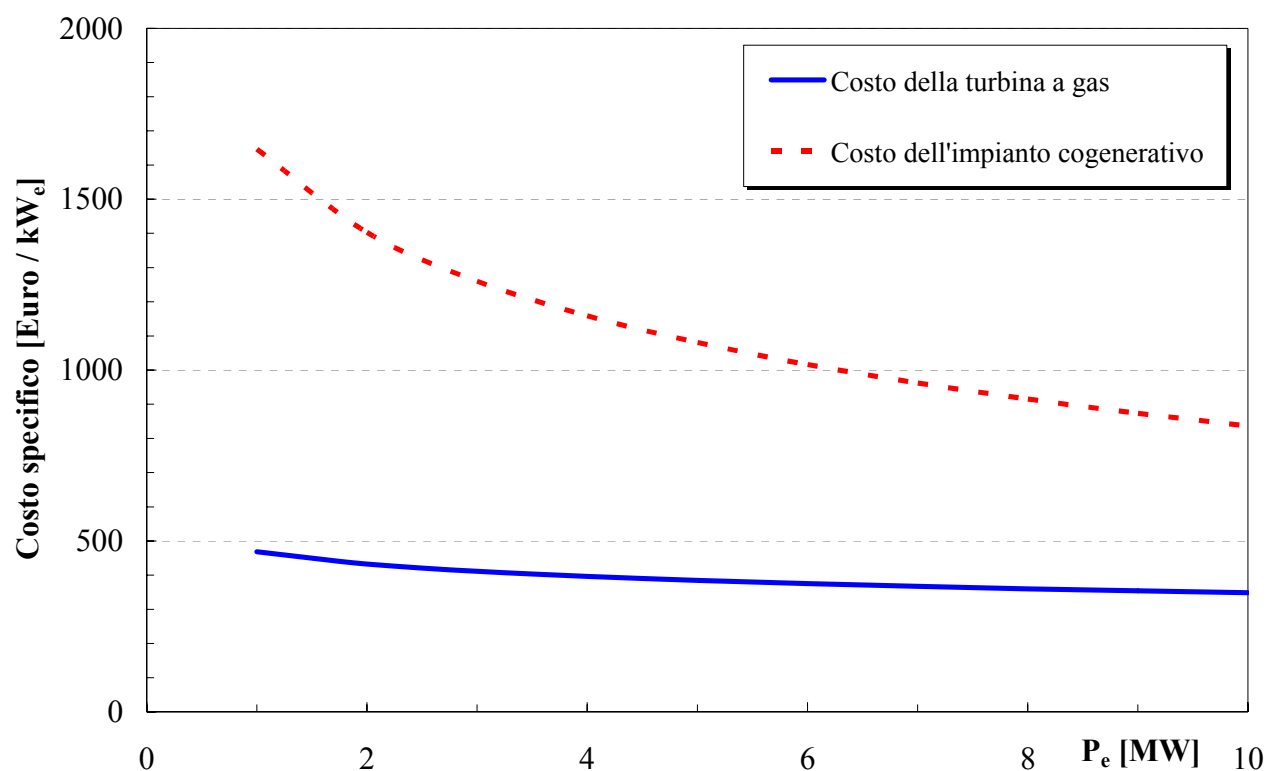


Fig. 3.2.14 – Confronto fra costo della singola turbina a gas e costo dell'impianto cogenerativo [2, 10]

Livello di diffusione e previsioni di mercato

Per il periodo 2005-2014 [2] si stima che verranno prodotte 1589 turbine a gas con potenza fino a 3 MW, pari ad un market share del 21%, e 1557 turbine a gas di potenza da 3-10 MW, pari ad un market share del 20,6%. I dati sono sintetizzati per potenza in Tab. 3.2.3 e per costruttore in Tab. 3.2.4.

Tab. 3.2.3 - Turbine a gas che saranno prodotte nel periodo 2005-2014 [2] (per taglia di potenza)

Potenza [MW _e]	Produzione attesa (unità)	Quota di mercato sulle unità prodotte [%]	Produzione attesa (milioni \$)	Quota di mercato sul valore economico [%]
< 3	1589	21.0	1956	1.7
3 – 10	1557	20.6	4089	3.5
10 – 20	215	2.9	1198	1.0
20 – 50	1105	14.6	10905	9.2
50 – 125	682	9.0	11885	10.0
125 – 180	1122	14.9	35910	30.3
> 180	1280	17.0	52535	44.3
Totale	7550	100.0	118477	100.0

Tab. 3.2.4 - Turbine a gas prodotte dai maggiori produttori per il periodo 2005-2014 [2] (per costruttore)

Potenza [MW _e]	< 3	3 – 10	10 – 20	20 – 50	50 – 125	125 – 180	> 180	Produzione attesa per costruttore	
	(unità)	(unità)	(unità)	(unità)	(unità)	(unità)	(unità)	(unità)	[%]
Alstom	-	-	-	-	193	201	94	488	6.5
General Electric	-	16	44	539	395	475	524	1993	26.4
Hitachi	-	-	-	89	-	-	-	89	1.2
Kawasaki	1017	297	58	-	-	-	-	1372	18.2
Mitsubishi	-	-	22	-	-	-	256	278	3.7
OPRA	340	-	-	-	-	-	-	340	4.5
UTC PWPS	27	21	-	107	-	-	-	155	2.1
Rolls-Royce	5	324	3	79	44	-	-	455	6.0
Siemens	-	226	36	190	3	47	365	867	11.5
Solar	2	625	48	-	-	-	-	675	8.9
Vericor	4	22	-	-	-	-	-	26	0.3
Altri	194	-	-	-	-	399	-	813	10.7
Totale	1589	1557	215	1105	682	1122	1280	7550	100.0

Esempi di realizzazioni

Le prestazioni di sistemi cogenerativi con turbine a gas dipendono, oltre che dal tipo di turbogas utilizzato, anche dal tipo di applicazione considerata. Per avere una panoramica sulle prestazioni di sistemi cogenerativi con turbine a gas, si riportano in Tab. 3.2.5 i dati, relativi allo stato dell'arte al 2001 [6].

Tab. 3.2.5 - Prestazionali tipiche di turbogas cogenerativi nel 2001 [6]

	Sistema 1	Sistema 2	Sistema 3
Potenza [kW]	1000	5000	10000
Efficienza elettrica [%]	24.5	30.1	32.3
Costi di installazione [\$/kW]	1780	1010	970
Pressione combustibile [barg]	6.55	11.03	17.24
Portata dei gas allo scarico [kg/s]	5.54	20.41	39.82
Temperatura gas allo scarico [°C]	510	510	491
Temperatura gas al camino [°C]	138	138	138
Potenza vapore [kW]	2082	7802	14548
Portata vapore [kg/s]	0.84	3.15	5.87
Efficienza in cogenerazione [%]	76	77	79

Nel seguito, sono riportati alcuni esempi di applicazione di turbogas in assetto cogenerativo, in funzione in Italia.

I casi riportati sono quelli, di cui sono disponibili pubblicamente le informazioni tecniche relative alla configurazione del sistema energetico adottato.

Cartiere Cariolaro (Carmignano di Brenta, PD)

Ai fini del potenziamento della centrale di cogenerazione dello stabilimento di Carmignano di Brenta, è stato installato un nuovo TurboGruppo con turbina a gas. L'impianto si compone di un gruppo turbogeneratore a gas della potenza nominale di 5195 kW_e alimentato a gas metano e di una caldaia a semplice recupero per la produzione di circa 11,9 t/h di vapore saturo a 15 bar relativi. Il vapore così prodotto viene inviato al collettore per essere successivamente impiegato nelle fasi di produzione dello stabilimento. Con l'installazione della nuova centrale, la produzione di energia elettrica copre completamente l'alimentazione dello stabilimento in mancanza di rete di alimentazione esterna. Il surplus di energia autoprodotta viene ceduto alla rete. L'intervento alla Centrale termica ha permesso inoltre di minimizzare le emissioni in atmosfera grazie all'utilizzo di combustibili a basso impatto ambientale (metano) in sostituzione di quelli ad alto impatto (nafta). [11]

Cartiere di Trevi (Trevi, PG)

L'Azienda, nell'ottica dell'ottimizzazione delle prestazioni ambientali e del risparmio energetico, nel 1995 installa un impianto di cogenerazione con una turbina PGT2 Nuovo Pignone-General Electric che utilizza gas metano per generare energia elettrica della potenza di 2 MW. I gas di scarico, che hanno una temperatura di 520° C, sono convogliati in uno scambiatore di calore atto a produrre vapore alla pressione di 16 bar, che viene impiegato per gli usi tecnologici dell'azienda. Quindi con una stessa quantità di metano, si producono contemporaneamente sia energia elettrica che vapore saturo, e si ottiene quindi un duplice vantaggio in termini di contenimento dei costi e di minor richiesta di energia agli enti produttori. [12]

Ceramiche Sichenia (Sassuolo, MO)

La ditta, per ridurre i costi operativi, ha installato una turbina a gas da 1.1 MW_e con un generatore elettrico, in assetto cogenerativo. L'elettricità prodotta dal generatore viene usata direttamente dallo stabilimento, mentre i gas esausti all'uscita dalla turbina vengono usati direttamente per asciugare i prodotti ceramici. [13]

Le caratteristiche dell'impianto sono riportate di seguito:

- turbina Solar "Saturn 20": 1.1 MW_e;
- ciclo turbogas con recupero di calore;
- l'impianto lavora 5 giorni alla settimana;
- 5 milioni di kWh all'anno di energia elettrica prodotta;
- quantità di combustibile utilizzato: 360 – 470 Sm³/h;
- combustibile utilizzato: gas naturale;
- rendimento elettrico = 23%;
- rendimento termico = 74%.

Cartiere Fedrigoni S.p.a. (Arco, TN) [14]

- tipo di impianto: turbogas;

- combustibile utilizzato: metano;
- Turbina: Solar Taurus 70;
- Pel: 7,2 MW_e;
- 2 caldaie: 1 a recupero (14 t/h di vapore) ed 1 a olio diatermico (20 t/h) per carichi particolarmente gravosi;
- energia elettrica prodotta dall'impianto in un anno: 54.140.562 kWh prodotta ed utilizzata nell'anno 2007 (346 giorni di esercizio);
- Temperature in gioco: 480°C ingresso caldaia a recupero, 130°C uscita fumi;
- Pressione del vapore saturo: 12 bar;
- Non c'è surplus di energia elettrica che viene immessa in rete.

Riferimenti bibliografici – paragrafo 3.2

- [1] Bhargava R. K., Bianchi M., De Pascale A., Negri di Montenegro G., Peretto A., 2007, "Gas Turbine Based Power Cycles - A State-of-the-Art Review", Proc. of the International Conference on Power Engineering-2007 (ICOPE 2007), Hangzhou, China.
- [2] Gas Turbine World Handbook 2007-2008, Vol. 26, Pequot Publishing, Inc., CT, USA.
- [3] Turbomachinery International – Handbook 2008
- [4] Lozza G., 1996, "Turbine a gas e cicli combinati", Progetto Leonardo, Bologna.
- [5] Negri di Montenegro G., Bianchi M., Peretto A., 2001, "Sistemi energetici e loro componenti", Pitagora Editrice, Bologna
- [6] www.epa.gov
- [7] Gli impianti di produzione dell'energia e la loro efficienza, Convegno ARPA 2005 - www.arpa.emr.it
- [8] Bianchi M., De Pascale A., 2007, "Criteri di valutazione delle emissioni gassose nella cogenerazione", Atti, 62° Congresso Nazionale ATI, Salerno, 11 - 14 Settembre, Cuzzolin Ed., Napoli, Vol. I, pp. 538-543
- [9] Guida alla cogenerazione: efficienza energetica e benefici ambientali con la produzione elettrica distribuita - www.confindustriaixi.it
- [10] www.comart.biz
- [11] www.cariolaro.com
- [12] www.cartiereditrevi.com
- [13] www.solarturbines.com
- [14] www.fedrigonicartiere.com

3.3 Microturbine a gas

Le microturbine a gas presentano taglie di potenza elettrica tipicamente nel range che va dai 30÷200 kW e rendimenti elettrici dell'ordine di 25÷30%. Sono macchine che in generale hanno ormai raggiunto un adeguato livello di sviluppo tecnologico ma presentano una diffusione ancora limitata nel campo della cogenerazione.

Descrizione della macchina e componenti fondamentali

La microturbina a gas (MTG) è un particolare tipo di turbina a gas che si caratterizza per delle taglie di potenza elettrica molto limitate rispetto alle turbine a gas convenzionali; inoltre la microturbina presenta alcune caratteristiche architettoniche ed operative distintive rispetto alle turbine di grandi dimensioni: in generale la filosofia di progetto è diversa, in quanto per taglie così limitate si adottano soluzioni tecnologiche non sofisticate evitando gli accorgimenti più evoluti propri delle macchine di grande potenza e che non sarebbero economicamente giustificabili su macchine così piccole.

Uno schema concettuale di una microturbina è mostrato in figura 3.3.1: il funzionamento prevede l'ingresso di aria esterna che viene compressa da un compressore, preriscaldata in uno scambiatore di calore ed ulteriormente riscaldata nella camera di combustione, a seguito della ossidazione di un combustibile in seno al flusso di aria. I gas caldi vengono espansi in turbina e quindi passano nello scambiatore di recupero prima di essere scaricati. Quando il sistema opera in assetto cogenerativo è presente un secondo scambiatore di calore che sfrutta la temperatura ancora elevata dei gas per riscaldare un fluido esterno, tipicamente l'acqua di alimento delle utenze termiche. La potenza meccanica disponibile all'albero della turbina viene impiegata in parte per trascinare il compressore ed in parte viene ceduta all'esterno, ad un generatore di corrente elettrica calettato sull'asse del turbo-compressore.

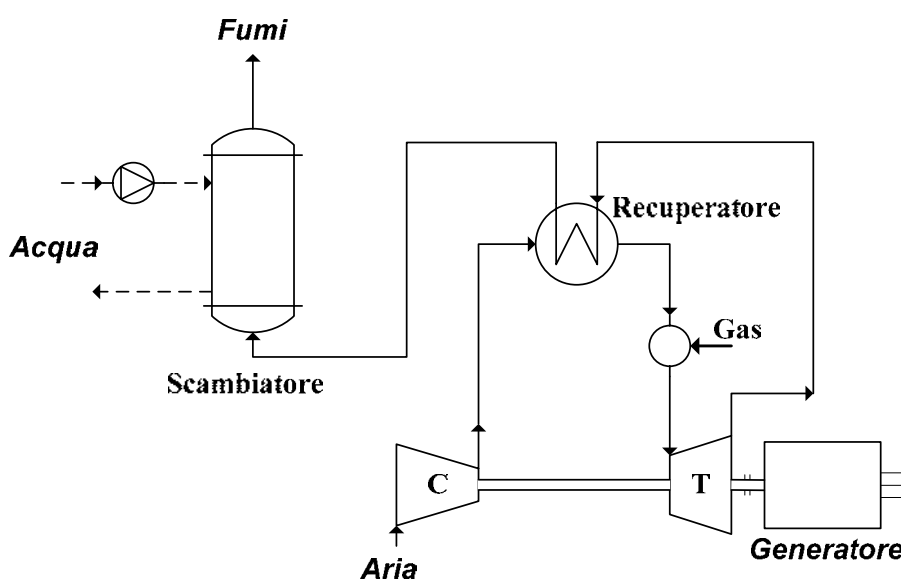


Figura 3.3.1

Date le ridotte potenze in gioco e per contenere le dimensioni del sistema, il gruppo turbo-compressore ruota con velocità molto elevate (dell'ordine di 100000 giri al minuto), il che comporta elevati valori della frequenza della corrente generata; inoltre il sistema è progettato per funzionare con velocità di rotazione variabile al variare del carico e dunque la corrente alternata viene prodotta a frequenza variabile; per questo motivo a valle dell'alternatore è previsto un sistema elettronico di condizionamento, per convertire la corrente alternata alla frequenza nominale di rete pari a 50 Hz²². La possibilità di funzionare a velocità di rotazione variabile, al variare del carico, conferisce alla MTG una flessibilità operativa maggiore rispetto alle grandi turbine a gas, per le quali la velocità di rotazione è invece fissa e stabilita direttamente dalla frequenza di rete. Con tale modalità operativa a giri variabili, si attenua il decadimento di prestazioni in termini di rendimento che si avrebbe a carico ridotto se la velocità fosse costante; pertanto le MTG sono anche utilizzabili in applicazioni nelle quali è richiesta una frequente modulazione del carico.

In definitiva la microturbina a gas si compone dei seguenti elementi:

- un gruppo turbo-compressore che nella fattispecie delle MTG è a sua volta composto da un compressore centrifugo monostadio, ed una turbina a gas monostadio a flusso radiale;
- una camera di combustione, di dimensioni limitate che può essere con architettura anulare (di derivazione aeronautica) o tubolare (disposta trasversalmente all'asse della macchina);
- uno scambiatore di recupero termico a superficie di tipo compatto (a lamierini) spesso integrato all'interno della macchina;
- un alternatore;
- un sistema elettronico di condizionamento della potenza elettrica in uscita.

Dal punto di vista termodinamico, la microturbina si caratterizza per:

- valori di rapporto di compressione limitati, tipicamente nel range $3 \div 5$, in conseguenza dell'impiego di un unico stadio di compressore radiale;
- temperature di ingresso turbina modeste (inferiori a $900 \div 950^{\circ}\text{C}$); la turbina radiale non è infatti raffreddata e non è realizzata in materiale ceramico in accordo con una filosofia di progetto volta a ridurre i costi del sistema;
- un ciclo termodinamico con recupero termico, che consente di ottenere rendimenti elettrici non troppo penalizzati dal limitato contenuto tecnologico dei componenti della MTG.

In assenza del recupero termico infatti, dati i limitati valori di temperatura dei gas in ingresso alla turbina si avrebbe un rendimento del ciclo molto scadente, per rapporti di compressione tipici delle MTG; al contrario, come evidente in figura 3.3.2, per un ciclo con recupero di calore i rendimenti potenzialmente ottenibili con limitati valori di temperatura di ingresso turbina (*TIT*) possono raggiungere valori massimi fino al 30 % circa con

²² In realtà la tensione a frequenza variabile viene prima raddrizzata e poi riportata alla frequenza costante della rete

rapporti di compressione nel range 3 ÷ 5.

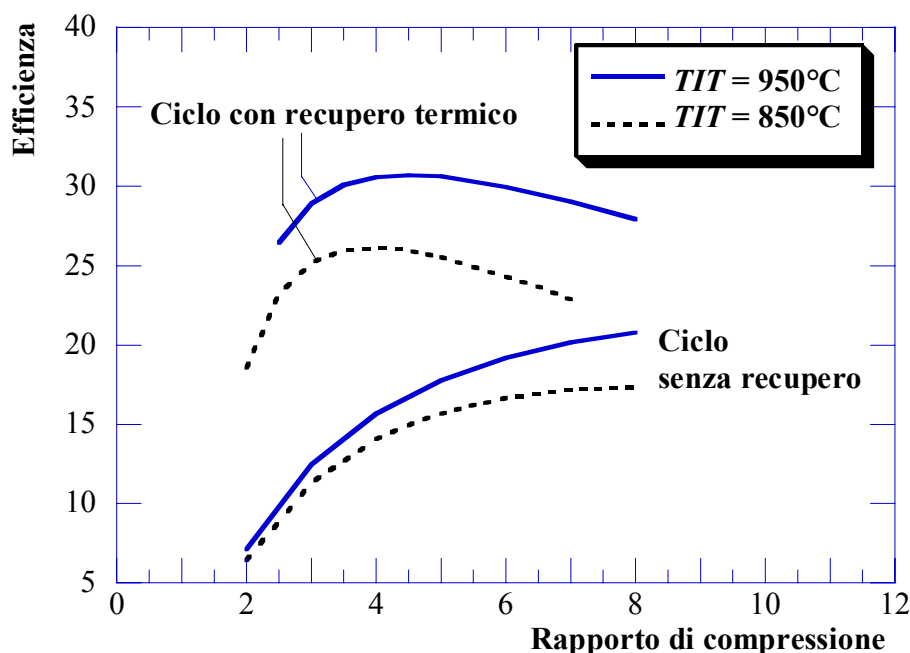


Figura 3.3.2

Principali costruttori e modelli sul mercato

Attualmente i principali produttori di microturbine a gas sono:

- Capstone Turbine Corporation
- Turbec
- Elliott Energy System, Inc. (Ebara Group)
- Ingersoll Rand Company
- Bowman Power System Inc.

I dati fondamentali delle microturbine in commercio desunti dai relativi cataloghi sono riportati in tabella 3.3.1. I valori di emissioni sono espressi in mg/kWh_e e in diversi casi sono stati ricavati in base ai valori di concentrazione nei fumi forniti dai costruttori.

Tabella 3.3.1

Costruttore	Modello	Pe [kW _e]	η _e [%]	η _t [%]	Portata fumi [kg/s]	velocità [rpm]	β	T fumi (no CHP) [°C]	NO _x [mg/kWh _e]	CO [mg/kWh _e]
Capstone	C30	30	26	-	0.31	96000	3.5	275	215	582
Capstone	C60*	60	28	53.7	0.49	96000	3.7	360	200	540
Capstone	C65	65	29	50.0	0.49	96000	3.7	309	83	-
Ingersoll Rand	MT70*	70	28	40.0	0.73	44000	-	210	200	122
Bowman	TG80CG	80	26	48.8	0.83	68000	-	278	597	-
Elliott	TA80*	80	28	60.0	0.77	-	4.0	230	555	405
Elliott	TA100	100	29	50.0	1.0	-	4.0	293	514	326
Turbec	T100	100	30	46.5	0.81	70000	4.5	270	311	189
Capstone	C200	190	31	40.0	1.3	65000	-	280	180	-
Ingersoll Rand	MT250	250	30	44.6	2.0	45000	-	249	104	63
Capstone	C1000**	1000	33	-	6.7	-	-	275	-	-

* vecchio modello, non più indicato nel catalogo aggiornato del costruttore

** package ottenuto con 5 moduli C200

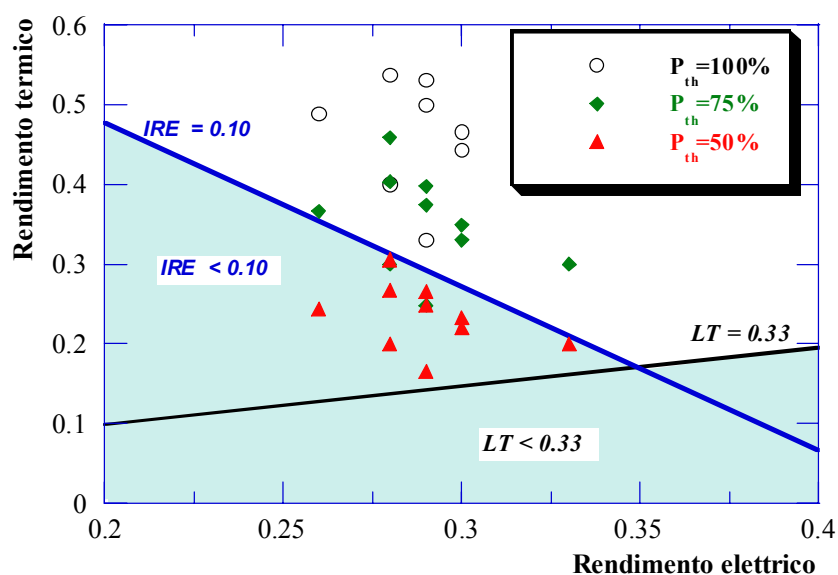


Figura 3.3.3 - posizionamento delle MTG rispetto alla normativa sulla cogenerazione in Italia (ipotesi: utilizzo del calore in ambito civile, connessione in MT, alimentazione a GN)

Prestazioni in assetto cogenerativo e caratteristiche dell'energia termica disponibile

La microturbina a gas si presta all'impiego cogenerativo, in quanto i gas di scarico uscenti dal recuperatore alla pressione ambiente possiedono ancora una temperatura elevata, tipicamente dell'ordine di 250÷300°C; dunque questo contenuto termico nei fumi può essere ulteriormente recuperato con uno scambiatore.

Negli impianti cogenerativi basati su microturbina a gas, i fumi vengono tipicamente sfruttati raffreddandoli fino a temperature prossime (o anche inferiori) a 100 °C per produrre acqua calda a temperature massime in genere di 70÷90°C. In particolare i fumi vengono convogliati in uno scambiatore di calore gas-acqua, del tipo a piastra tubiera, dove si ha il riscaldamento di acqua, fluente nel circuito esterno.

Gli impianti cogenerativi a MTG hanno prestazioni cogenerative elevate, in quanto il rendimento termico, quando si effettua il pieno recupero termico, è dell'ordine di 45÷55% e dunque il coefficiente di utilizzazione del combustibile (considerando la somma delle energie elettrica e termica prodotte) può arrivare a 80÷90%. Il rapporto elettricità/calore è mediamente pari a 0.55÷0.70: una MTG da 100 kW elettrici può produrre fino a 170÷200 kW termici.

L'IRE ottenibile in condizioni di pieno recupero termico (IRE calcolato in base alla normativa vigente 42/02 e successivi aggiornamenti) è tipicamente positivo e dell'ordine di 0.12÷0.30 (maggiori di 0.10, valore limite minimo previsto dalla delibera AEEG 296/05) a seconda dei modelli disponibili sul mercato, mentre il limite termico LT stabilito dalla medesima normativa assume valori a pieno carico termico tipicamente nell'intorno di 0.5÷0.6 (maggiori di 0.33, valore limite previsto dalla delibera AEEG 296/05).

La figura 3.3.3 mostra che le MTG esistenti, in media, soddisfano la normativa vigente in Italia sulla cogenerazione se la potenza termica erogata è almeno pari al 75% della potenza termica massima e la potenza elettrica è pari a quella nominale.

Ovviamente a seconda delle esigenze delle utenze termiche il calore può essere recuperato in quantità variabile e con temperatura dell'acqua d'ingresso diverse. La figura 3.3.4 evidenzia la quantità d'acqua calda producibile per unità di portata in massa di fumi nel caso di una generica microturbina, al variare della temperatura esterna dell'acqua di alimento ed al variare della potenza termica recuperata. Il grafico è ottenuto supponendo di utilizzare una tipica MTG con i fumi a 270°C e supponendo di voler produrre acqua a 90°C. La temperatura dei fumi all'uscita dallo scambiatore di recupero deve essere limitata, per problemi di condense acide, se si impiegano combustibili liquidi; nel caso di impiego di gas naturale come combustibile i fumi allo scarico possono essere raffreddati fino a temperature decisamente più basse dell'ordine di poche decine di gradi Celsius.

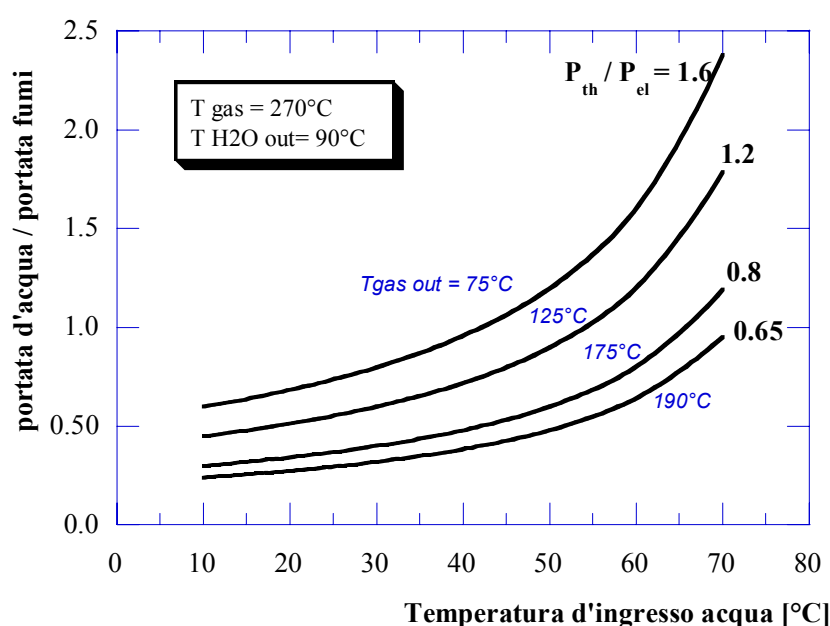


Figura 3.3.4

Combustibili impiegabili

Il principale combustibile per l'alimentazione delle microturbine è il gas naturale; tuttavia diversi costruttori forniscono anche varianti di progetto appositamente studiate per l'alimentazione di diversi combustibili: gas naturale, gpl, biogas, diesel, propano, kerosene. Tali soluzioni sono dunque attualmente disponibili sul mercato. Ad esempio la Capstone fornisce i suoi modelli C30, C65 e C200 in una doppia versione, una prima con alimentazione a gas naturale o gpl ed una seconda con alimentazione a biogas (da discarica o da digestore). Nel caso di alimentazione da biogas il combustibile deve avere un potere calorifico inferiore definito entro un range variabile da macchina a macchina ed un contenuto di idrogeno solforato inferiore a 400 ppm. Le emissioni garantite non variano rispetto al caso di alimentazione a gas naturale nel caso della C30 e sono circa il doppio nel caso della C65.

Per la messa in esercizio della microturbine è necessaria la connessione alla rete di approvvigionamento del combustibile, in particolare a quella del gas naturale nella maggioranza delle applicazioni. Il sistema di alimentazione del gas deve garantire una

pressione d'ingresso del combustibile in camera di combustione adeguata, cioè superiore alle pressioni di esercizio della microturbina generalmente di circa 2 bar al massimo: dati i rapporti di compressione caratteristici delle MTG (variabili tra 3.5 e 4.5, si veda la tabella 3.3.1), è tipicamente richiesta una pressione di alimentazione del gas di circa 5÷7 bar. Pertanto, se la rete di distribuzione del gas non garantisce questi livelli nel punto di prelievo, è necessario un compressore per il gas. Alcuni modelli in commercio sono direttamente dotati del compressore integrato nel package della macchina, mentre nei casi in cui il *fuel-booster* non sia integrato, bisogna considerare una riduzione di prestazioni della MTG (riduzioni percentuali di circa il 3-5% della potenza elettrica e di circa 1-2 punti percentuali di rendimento a seconda del dimensionamento del compressore).

Nel caso di alimentazione della turbina con biogas, dati i valori del potere calorifico (9000-17000 kJ/kg), nettamente inferiori a quelli del gas naturale, le portate di gas richieste a parità di potenza sono superiori: questo fatto richiede in genere una modifica del sistema di iniezione del combustibile in camera di combustione. Inoltre, come nel caso dei motori a combustione interna, l'adozione del biogas come combustibile richiede un sistema di cattura dello zolfo, che può avvenire con appositi filtri, sebbene le MTG siano più tolleranti alla presenza di H₂S rispetto ai MCI; un aumento di emissioni di ossidi di zolfo allo scarico e problemi di corrosione possono eventualmente verificarsi per la non completa eliminazione di questo composto presente nel biogas.

Modalità di connessione e di esercizio

La microturbina può essere installata in configurazione "stand-alone", cioè per alimentare utenze completamente isolate dalla rete elettrica o in modalità "grid-connected", cioè prevedendo la connessione anche alla rete esterna delle utenze.

La connessione della MTG è in BT o MT a seconda delle utenze alimentate.

L'esercizio di una MTG può essere continuo o "on demand", cioè ad esempio per soddisfare utenze saltuarie.

La microturbina, è dotata di una elevata flessibilità di funzionamento derivante dalla presenza dell'interfaccia elettronica di potenza che gestisce regimi diversi di rotazione.

Una MTG può infatti operare secondo le seguenti modalità:

- in modalità "termico segue", cioè inseguendo la richiesta termica dell'utenza; il carico elettrico varierà di conseguenza;
- in modalità "elettrico segue", cioè adattandosi alla richiesta elettrica; il carico termico in tal caso varierà di conseguenza;
- in condizioni di "by-pass", parziale o totale, cioè deviando una parte dei fumi direttamente verso lo scarico e non verso lo scambiatore di recupero al fine di limitare la potenza termica prodotta.

Un vantaggio della microturbina in assetto cogenerativo rispetto ad altri sistemi cogenerativi è costituito dal fatto che, data la modalità di effettuazione del recupero a valle del generatore elettrico, il recupero termico non inficia le prestazioni elettriche del sistema: la potenza termica generata può essere variata (tra il suo massimo e zero) in base alle richieste, senza condizionare il rendimento elettrico della generazione di energia elettrica.

La microturbina è adatta a funzionare a carico ridotto solo entro certi limiti: come evidenziato in figura 3.3.5, che si riferisce ad una tipica macchina da 100 kW, il rendimento elettrico si mantiene abbastanza regolare solo fino al 60% del carico, mentre al di sotto di tale valore si assisterebbe ad un crollo di prestazioni, per cui si evita il funzionamento in tale zona.

Le MTG sono infine sensibili alle condizioni ambiente ed in particolare alla temperatura dell'aria esterna: all'aumentare della temperatura, a causa della minore densità dell'aria in aspirazione, si ha un decremento della potenza utile elettrica e, in misura meno marcata, del rendimento. Tale effetto è messo in luce in figura 3.3.6, per il caso di una MTG Capstone; la sensibilità delle prestazioni alla temperatura dipende da macchina a macchina (ogni costruttore fornisce la specifica curva di *derating* ambientale) ma il trend è generalizzabile. Nel caso della microturbina le cui curve sono riportate in figura, l'incremento di potenza a bassa temperatura è limitata dalle caratteristiche degli ausiliari di condizionamento elettrico della potenza, che sono dimensionati per un assegnato carico massimo, pari alla potenza nominale.

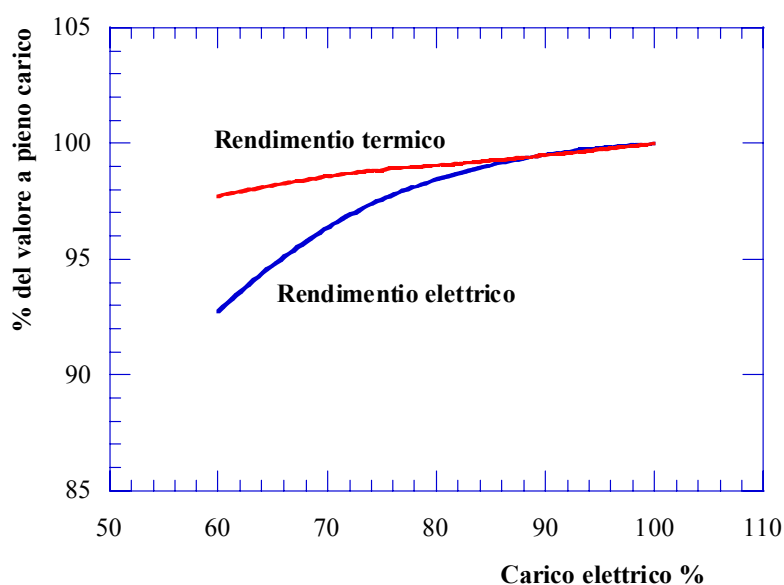


Figura 3.3.5 –rendimento elettrico e termico in funzione del carico per una tipica MTG (valori normalizzati rispetto al valore di progetto)

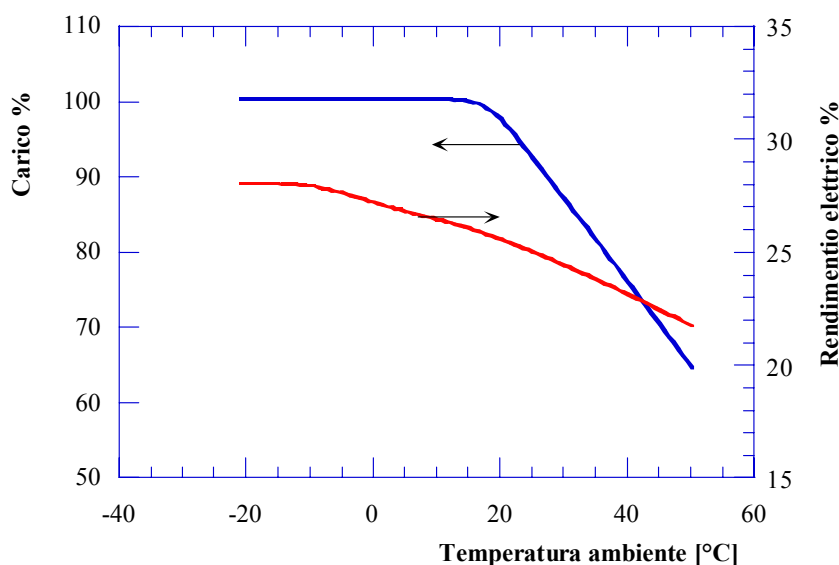


Figura 3.3.5 - andamento del carico e del rendimento al variare della temperatura ambiente (per la microturbina Capstone C30)

Costi di impianto

Sulla base dei prezzi indicati dai costruttori, il costo di una microturbina si colloca tipicamente nell'intervallo di valori 1000÷1500 €/kW.

Affidabilità e costi di manutenzione

Le microturbine sono generalmente garantite per un funzionamento di circa 6000÷8000 h annue, dato variabile da costruttore a costruttore (con fattori di utilizzo pari al 70÷90%). È generalmente necessario un solo ciclo di manutenzione ordinaria annua. Nel caso di macchine lubrificate ad olio viene richiesta la sostituzione dell'olio, con consumi dell'ordine di 3 l/anno per una macchina da 100 kW (Turbec TA100). Nel solo caso delle macchine del costruttore Capstone la lubrificazione delle parti rotanti è effettuata ad aria, quindi non è richiesto alcun olio lubrificante; tuttavia è comunque indicato un ciclo di manutenzione ordinaria delle macchine ogni 8000 h.

La durata della vita delle microturbine è garantita per circa 60000 ÷ 80000 ore (dati Turbec, Ingersoll Rand), ma alcune parti tra cui il combustore richiedono la sostituzione ogni 30000 ore (manutenzione straordinaria, dato Turbec).

Altro componente delicato e soggetto a stress termici notevoli è lo scambiatore-recuperatore, che è investito dai gas ancora caldi uscenti dalla turbina. In genere è questo componente che determina la vita utile complessiva della macchina.

Alcune MTG sono equipaggiabili a richiesta con sistemi di monitoraggio in linea e tele diagnostica (*remote dispatch/monitoring*), per determinare le condizioni di esercizio e segnalare a distanza le eventuali anomalie; in tutti i casi esiste un sistema elettronico di controllo del carico e di protezione automatica.

Livello di diffusione e previsioni di mercato

Le microturbine, entrate sul mercato ormai da una decina di anni, sono attualmente impiegate in alcune installazioni in Italia, in Europa e nel mondo: la Turbec ad esempio afferma di avere installato circa un centinaio di macchine per un totale di 850000 ore accumulate di funzionamento: le installazioni principali hanno fin'ora riguardato sistemi per la cogenerazione in ambito civile (hotel, aeroporti, università, piscine, centri ricerca, ospedali).

Esempio di realizzazione

CDC – Cooperativa di Costruzioni (MO)

- tipo di impianto: microturbina in assetto trigenerativo;
- combustibile utilizzato: gas naturale;
- microturbine installate: 2 macchine Capstone C65;
- Potenza elettrica installata: 130 kW_e; connessione alla rete elettrica in bassa tensione;
- Caldaia integrativa per il frigorifero ad assorbimento: 350 kW frigoriferi, EER = 0.67;
- Fabbisogno (stimato) energia elettrica: 300 MWh/anno; fabbisogno termico (stimato): 350 MWh/anno; fabbisogno frigorifero (stimato): 340 MWh/anno;
- Produzione termica: acqua calda per riscaldamento ambienti ed acqua calda sanitaria;
- Previsto surplus di energia elettrica immessa in rete pari a circa la metà dell'intera produzione elettrica.

3.4 Impianti con turbine a vapore

Descrizione dell'impianto e componenti fondamentali

Un impianto con turbina a vapore è fondamentalmente composto da (i) una pompa necessaria a portare l'acqua alla pressione di vaporizzazione (alcune decine di bar), (ii) un generatore di vapore nel quale il processo di combustione riscalda l'acqua, la vaporizza e surriscalda il vapore, (iii) una turbina nella quale avviene l'espansione del vapore fino a pressioni di decimi di bar ed (iv) un condensatore che riporta il fluido uscente dalla turbina dallo stato di vapore a quello di liquido saturo. I cicli termodinamici di riferimento sono il ciclo Rankine (a vapore saturo) o quello di Hirn (a vapore surriscaldato). Dell'impianto a vapore base ora descritto esistono due varianti utilizzate per impieghi cogenerativi: l'impianto a contropressione e l'impianto a spillamento e condensazione.

Nell'impianto a vapore a contropressione, illustrato in Fig. 3.4.1 (a), tutto il vapore che espande in turbina viene poi utilizzato per il processo che espleta la funzione del condensatore. Il rendimento elettrico risulta penalizzato dall'innalzamento della pressione di condensazione dovuto all'utilizzo del vapore uscente dalla turbina come vapore di processo. Le turbine a contropressione sono largamente utilizzate in applicazioni di processo, si trovano in raffinerie, cartiere, impianti di dissalazione e altri impianti in cui sono necessarie elevate quantità di vapore.

L'impianto a vapore a spillamento e condensazione, illustrato in Fig. 3.4.1 (b), utilizza come vapore di processo una corrente di vapore appositamente spillata alla pressione opportuna, mentre il restante vapore può espandere fino alla pressione del condensatore dove viene condensato. Le due correnti si ricongiungono in ingresso al generatore di vapore. Il rendimento del ciclo termodinamico non è troppo penalizzato rispetto all'assetto non cogenerativo, in quanto la condensazione viene effettuata a pressioni sufficientemente basse. La potenza elettrica globale risulta comunque diminuita, rispetto all'impianto non cogenerativo, in quanto parte del vapore non completa l'espansione in turbina. Le turbine a spillamento e condensazione sono generalmente utilizzate nelle centrali termoelettriche o negli impianti nei quali non c'è un'utenza termica regolare.

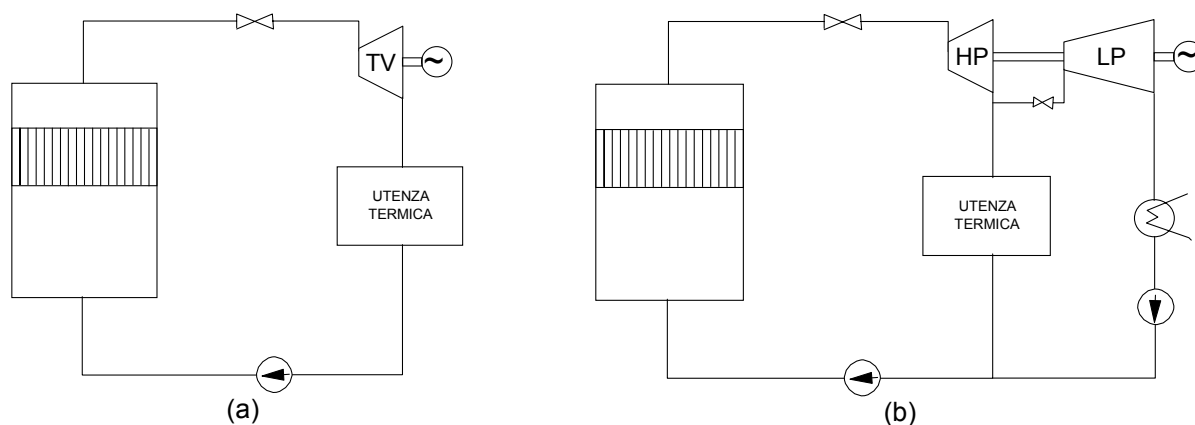


Fig. 3.4.1 – Schemi dell'impianto a contropressione (a sinistra) e dell'impianto a spillamento e condensazione (a destra)

Principali costruttori e modelli sul mercato

Tra i principali costruttori di impianti a vapore di taglia elettrica inferiore ai 10 MW possono essere annoverati:

- Dresser-Rand;
- Elliott;
- Fincantieri;
- MAN Turbo
- Siemens Energy.

I dati di targa dei modelli commercializzati da queste aziende sono riportati in Tab. 3.4.1

Tab. 3.4.1

	modello	Pe [kW _e]	p _{irr} [bar]	T _{irr} [°C]	p _{utv} [bar]	velocità [rpm]	stadio	tipo
Dresser-Rand	RLA-23E	746	46	440	11	4300	singolo	contropressione
Dresser-Rand	RLVA-23E	746	48	440	11	4300	singolo	contropressione
Dresser-Rand	RLHA 15	335	41	400	7	6000	singolo	contropressione
Dresser-Rand	RLHA 24	1865	62	510	20	6300	singolo	contropressione
Dresser-Rand	SST 500	2600	48	440	10	8000	singolo	contropressione
Dresser-Rand	SST 700	2600	48	440	5	6150	singolo	contropressione
Dresser-Rand	C5 Direct Drive	2500	109	510	21	8200	singolo	contropressione
Dresser-Rand	C5S-GIV	2350	109	510	21	3775	singolo	contropressione
Dresser-Rand	C5S-GV	2500	109	510	21	3500	singolo	contropressione
Dresser-Rand	C7 Direct Drive	1950	32	350	21	6000	singolo	contropressione
Dresser-Rand	C7S-GIV	1173	32	350	21	1563	singolo	contropressione
Dresser-Rand	Z-24ZSA-1	670	54	440	12	5500	singolo	contropressione
Dresser-Rand	GSA-2	2500	62	460	17	7200	singolo	contropressione
Dresser-Rand	RLA-23E	746	46	440	11	4300	singolo	contropressione
Dresser-Rand	AVT	3000	65	565	34	13000	singolo	contropressione
Dresser-Rand	TW	185	62	540	20	6500	singolo	contropressione
Dresser-Rand	2TA	3500	125	540	31	14500	singolo	contropressione
Dresser-Rand	GAF	4000	54	440	5	8315	multi	contropressione
Dresser-Rand	B	6055	60	490	12	9500	multi	contropressione
Dresser-Rand	K	4850	28	412	5	10000	multi	contropressione
Dresser-Rand	U	6000	45	454	14	10000	multi	contropressione
Dresser-Rand	S	5200	48	440	20	8000	multi	contropressione
Elliott	PYR	fino 150		fino 399		5000	singolo	
Elliott	Class IV BYR					fino a 16000		
Elliott	B-Line					fino a 16000	multi	
Fincantieri	MS-VS	4000	60	475	0,1 – 0,2	11000		condensazione
Fincantieri	36 C	8000	110	500	0,1 – 0,2	10000		condensazione
Fincantieri	MS-VS	4000	50	475	15	12000		contropressione
Fincantieri	36 B	8000	110	510	15	13000		contropressione
Fincantieri	45 B	8000	70	510	35	11000		contropressione
Fincantieri	THR 1500	1200	48	440	3,4	9000		contropressione

Accordo di Programma MSE-ENEA:

Le tecnologie innovative ed efficienti nei sistemi di generazione in assetto co-trigenerativo e nei sistemi integrati con unità a pompa di calore nelle applicazioni industriali e del terziario

Fincantieri	THR 3000	2200	16	250	0.2	6700	condensazione
Fincantieri	TVR 1500	1100	61	510	0.35	10000	condensazione
Fincantieri	TVR 3000	2200	61	510	0.35	8000	condensazione
Fincantieri	TVR 6000	4400	61	510	0.35	8000	condensazione
MAN Turbo	MARC 1 – C	fino a 3000	30	480		fino a 15000	condensazione
MAN Turbo	MARC 1 – B	fino a 3000	30	480		fino a 15000	contropressione
MAN Turbo	MARC 2 – C	fino a 12000	90	520		fino a 12000	condensazione
MAN Turbo	MARC 2 – B	fino a 12000	90	520		fino a 12000	contropressione
Siemens	BF 3-5	45	101	500	1-8	4500	
Siemens	BF 4/80	250	46	500	1-11	4500	
Siemens	BF 4/125	300	26	430	1-11	4500	
Siemens	AF 3,5 GS	300	101	500	1-17	11000	
Siemens	AF 4 GS	750	101	500	1-17	10500	
Siemens	AFA 3-5	600	101	500	1-17	13600	
Siemens	AFA 4	2200	131	530	0,08 - 25	18000	
Siemens	AFA 6	6000	41	450	0,08 - 11	11400	
Siemens	CFA 4	1600	41	450	1-17	10500	
Siemens	AFA	4000	130	300	26		contropressione
Siemens	CFR	4000	65	300	20		contropressione
Siemens	SST-100	8500	65	480	10	7500	contropressione
Siemens	SST-200	10000	110	520	16		contropressione
Siemens	SST-100	8500	65	480	1		condensazione
Siemens	SST-200	10000	110	520	0.25		condensazione

Prestazioni in assetto cogenerativo e caratteristiche dell'energia termica disponibile

Gli impianti a vapore hanno un rendimento elettrico in assetto cogenerativo che si attesta nel range 15-30 % e un rendimento termico che può arrivare al 60 %. Il coefficiente di utilizzo del combustibile può arrivare fino al 90 %, con una forte preponderanza dell'energia termica prodotta.

L'energia termica è messa a disposizione sotto forma di vapore a pressioni dell'ordine di decine di bar. Il vapore può essere utilizzato direttamente o come vettore energetico intermedio.

Per poter funzionare correttamente questi tipi di impianti necessitano di acqua demineralizzata al fine di evitare incrostazioni in caldaia, sono utilizzati quindi condensatori a superficie per evitare la contaminazione dell'acqua demineralizzata.

Combustibili impiegabili

E' possibile impiegare qualsiasi tipo di combustibile dotandosi dell'apposito generatore di vapore. Anche le emissioni, di conseguenza, dipendono, sia nella qualità sia nella quantità, dalla tipologia di combustibile che viene utilizzato e dalla tecnologia di combustione.

L'elevato costo di questi impianti e il basso indice elettrico li rende adatti ad applicazioni in ciclo combinato, generando il vapore mediante recupero termico da un motore primario

(motori endotermici alternativi o turbine a gas), o ad applicazioni con combustibili solidi (non utilizzabili in turbine a gas o motori a combustione interna).

Modalità di connessione e di esercizio

Per l'avviamento di una turbina a vapore è necessario un viratore, che mantiene in rotazione l'albero sul quale è montata la turbina. A viratore avviato, la turbina è scaldata da un flusso di vapore surriscaldato che proviene dalla caldaia ed è introdotto in macchina mediante un by-pass delle valvole di intercettazione principali. Questa procedura consente un riscaldamento graduale ed uniforme della macchina. Successivamente le valvole sono aperte ed il vapore addotto con portate più elevate fa aumentare la velocità della macchina e consente il distacco del viratore.

L'impianto a vapore a contropressione (Fig. 3.4.1 (a)) fa sì che non vi possa essere regolazione disgiunta dell'erogazione di potenza elettrica e termica (Fig. 3.4.2 (a)), in quanto l'unico grado di libertà è la portata di vapore che è direttamente proporzionale sia alla potenza elettrica sia a quella termica.

L'impianto a vapore a spillamento e condensazione (Fig. 3.4.1 (b)) permette invece una regolazione disgiunta della potenza termica ed elettrica (ridurre od aumentare il carico termico indipendentemente da quello elettrico) poiché la presenza delle due valvole (la valvola a monte della turbina di alta pressione HP e la valvola di bypass tra le due turbine) fa sì che i gradi di libertà del sistema siano due. La regolazione è descritta in Fig. 3.4.2 (b). La linea con pendenza positiva è quella corrispondente alle condizioni con valvola di by-pass completamente aperta (massima portata di vapore che attraversa la turbina). Regolando la portata di vapore mediante la valvola di ammissione della turbina di alta pressione ci si muove lungo essa. La linea con pendenza negativa è quella corrispondente alla massima portata di vapore circolante nell'impianto (valvola di ammissione della turbina di alta pressione completamente aperta). Regolando la portata che attraversa la turbina di media-bassa pressione mediante valvola di by-pass, ci si muove lungo essa. La valvola di by-pass non può essere mai completamente chiusa in quanto la turbina a vapore in assenza totale di portata si riscalda progressivamente per effetto ventilante (dovuto all'attrito sulle superfici degli organi rotanti) e può raggiungere il collasso per raggiungimento dei limiti di resistenza in temperatura. Per questo motivo deve essere assicurato un flusso di massa minimo prossimo al 10% di quello totale.

Per la conduzione del generatore di vapore, in funzione della taglia d'impianto e della pressione del vapore prodotto, è generalmente richiesta la presenza di un conduttore patentato. Prevedendo l'impiego di cinque conduttori patentati, questo comporta un costo aggiuntivo di circa 250000 €/anno.

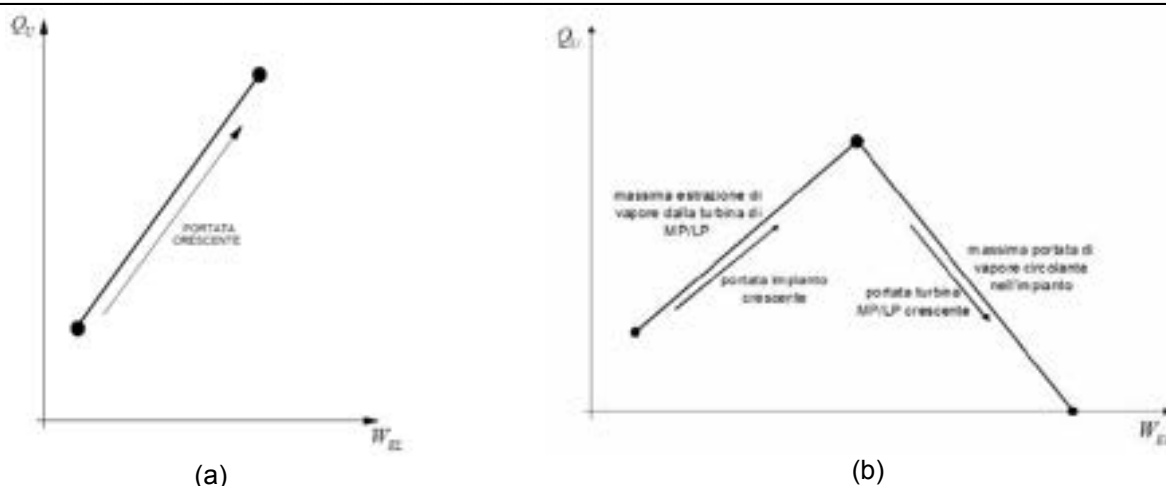


Fig. 3.4.2 – Regolazione dell'impianto a contropressione (a sinistra) e dell'impianto a spillamento e condensazione (a destra)

Affidabilità e costi di impianto

La tecnologia delle turbine a vapore è considerata matura e le avarie sono piuttosto rare. La presenza accidentale ed eccessiva di acqua nel vapore provoca erosione precoce delle pale, a causa dell'impatto ad elevata velocità. Questo può causare sbilanciamenti, e quindi eccessive vibrazioni del rotore, che possono avere conseguenze anche sui cuscinetti reggispinta.

I costi di impianto si possono stimare in 1700-2000 € per ogni kW installato per le turbine a contropressione ed in 1800-2200 € per ogni kW installato per le turbine a spillamento e condensazione.

Esempi di realizzazioni

Econoler S.A.

Econoler S.A. con sede in Spagna, ha installato una turbina a vapore a condensazione in un impianto alimentato dagli scarti delle olive, vicino a Cordoba. Il generatore da 8 MW comprende una turbina a vapore multistadio, un riduttore, un generatore, un sistema integrato di lubrificazione, un condensatore ad acqua ed un sistema di controllo. La turbina è usata per rifornire l'impianto del vapore necessario al processo e l'elettricità generata è venduta al gestore nazionale Spagnolo.

Cartiere BURGO

Cartiere BURGO nello stabilimento di Chiampo (VI) ha installato un impianto cogenerativo con una turbina a vapore a contropressione della potenza elettrica di 3 MW che può produrre 15 t/h di vapore surriscaldato alla pressione di 60 bar che viene poi mandato alle utenze termiche alla pressione di 2.5 bar. Sempre Cartiere BURGO, ma nello stabilimento di Villaorba (UD) ha installato un gruppo cogenerativo con turbina a vapore a condensazione della potenza elettrica di 7.7 MW (il vapore viene spillato a circa 4 bar).

3.5 Cicli Rankine a fluido organico (ORC)

Descrizione dell'impianto e componenti fondamentali

Gli impianti basati sul ciclo Rankine a fluido organico (quali per esempio idrocarburi, HCFC, polisilossani) sono sistemi che permettono la produzione contemporanea di energia elettrica e termica messa a disposizione sotto forma di acqua alla temperatura di 60 – 90 °C. Il ciclo ORC è simile a quello utilizzato da una tradizionale turbina a vapore (par. 3.4), eccetto per il fluido di lavoro che, in questo caso, è un fluido organico con elevata massa molecolare.

L'impianto ORC, schematizzato in Fig. 3.5.1-3.5.2, è sostanzialmente composto da una pompa, una turbina e alcuni scambiatori di calore. Il fluido di lavoro organico viene vaporizzato mediante l'utilizzazione di una sorgente di calore nell'evaporatore. Il vapore del fluido organico si espande nella turbina, attraversa un rigeneratore e viene quindi condensato utilizzando un flusso di acqua in uno scambiatore di calore. Il liquido condensato viene pompato nel rigeneratore dove viene preriscaldato dal fluido uscente dalla turbina e poi nell'evaporatore chiudendo il ciclo. L'utilizzo del rigeneratore non è strettamente necessario, ma permette un aumento del rendimento dell'impianto.

Generalmente questi impianti sono impiegati per la produzione di energia da biomassa solida o utilizzano calore di risulta di processi industriali o di recupero da motori primi. Il vettore energetico utilizzato per la vaporizzazione del fluido organico è in genere olio diatermico (olio minerale, o sintetico per temperature oltre i 300°C) o acqua, mentre per la condensazione è utilizzata acqua. L'utilizzo di olio diatermico consente inoltre di evitare l'impiego di caldaie ad alta pressione.

Il fluido di lavoro, come detto precedente, è un composto organico (o una miscela) caratterizzata da alto peso molecolare: ciò permette di ridurre la velocità di rotazione dell'espansore e una connessione diretta al generatore.

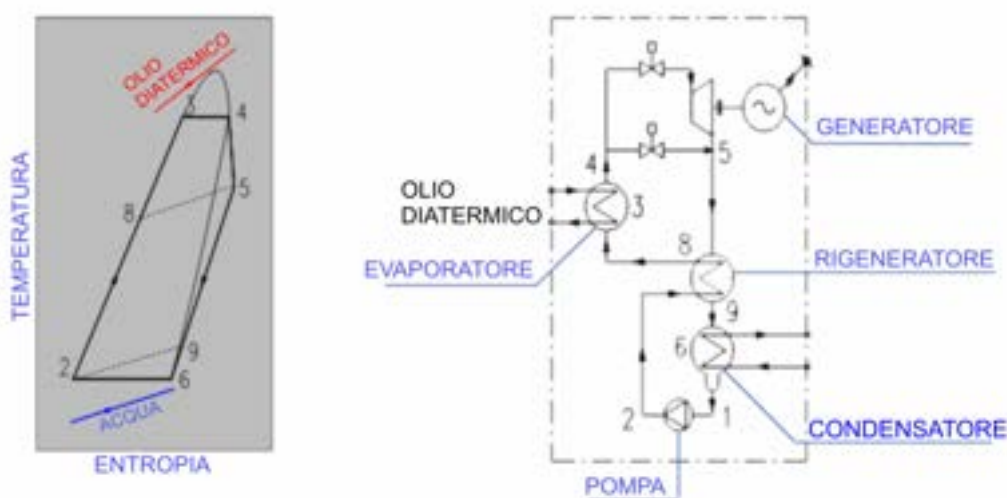


Fig. 3.5.1 – Schema dell'impianto ORC

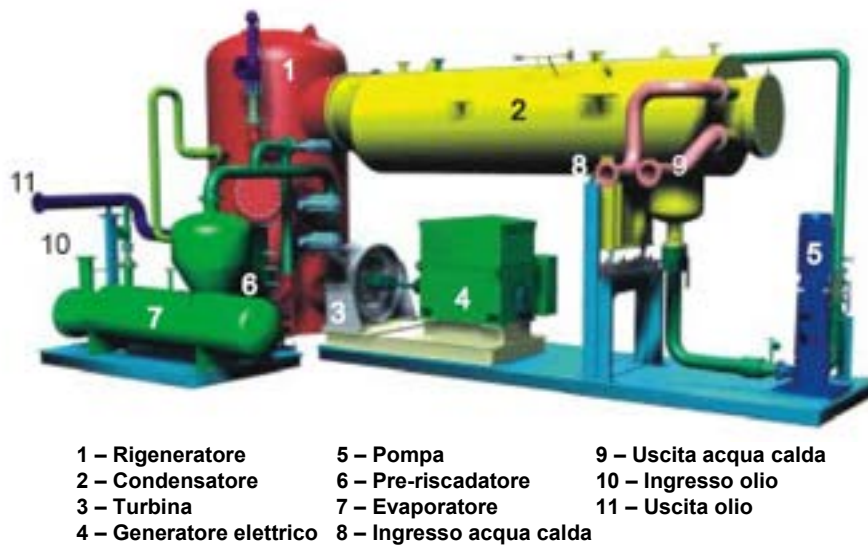


Fig. 3.5.2 – Modulo ORC (Turboden)

Altra caratteristica peculiare dei fluidi impiegati nei cicli ORC è quella di essere “fluidi secchi” cioè caratterizzati da una pendenza positiva della curva del vapore saturo (Fig. 3.5.3). Questo permette di avere un vapore surriscaldato a fine espansione anche partendo dalla curva del vapore saturo, con il vantaggio di assenza di condensa in turbina e la conseguente preservazione delle parti a contatto con il fluido dalla erosione.

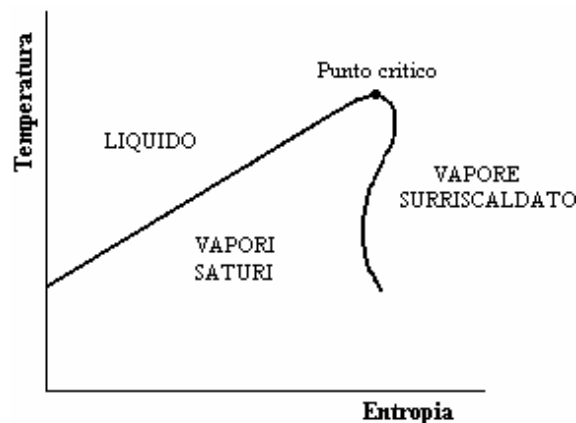


Fig. 3.5.3 – Diagramma T-s di un fluido secco

La scelta del fluido organico da impiegare, per ottimizzare il rendimento del ciclo termodinamico, è effettuata in funzione della temperatura della sorgente termica a disposizione. Per lo stesso motivo, la turbina è generalmente progettata con riguardo al fluido elaborato.

Principali costruttori e modelli sul mercato

I principali produttori mondiali di impianti ORC sono

- **Infinite Turbine**, società con sede in Wisconsin (USA), sito internet <http://www.infinityturbine.com/>;
- **Ormat**, società con sede in Nevada (USA), sito internet <http://www.ormat.com/>.
- **Turboden**, società attiva dal 1980 con sede a Brescia (Italia), sito internet <http://www.turboden.it/>;
- **UTC Power**, controllata della United Technologies Company con sede in Connecticut (USA), sito internet <http://www.utcpower.com/>.

Infinite Turbine

Infinite Turbine offre una gamma di modelli a partire da una potenza elettrica di 30 kW fino a 500 kW (Tab. 3.5.1). In questo tipo di impianto il fluido vettore è acqua (non olio diatermico) con una temperatura in ingresso nell'evaporatore di 70-110 °C. Viste le basse temperature in gioco, per applicazioni CHP il fluido utilizzato, oltre all'acqua di condensazione, è il flusso in uscita dall'evaporatore (ad una temperatura di circa 65 °C).

Tab. 3.5.1

Modello	Pe [kW _e]	Pt [kW _t]	Portata acqua [l/min]
IT 30	30	263	227
IT 80	80	702	606
IT 250	250	2195	1893
IT 500	500	4390	3785



Fig. 3.5.4 – Unità Infinite Turbine IT 80

Ormat

Ormat è leader mondiale nel campo degli impianti per lo sfruttamento dell'energia geotermica. Offre soluzioni basate su cicli ORC per applicazioni geotermiche (Fig. 3.5.5), ma anche per il recupero termico e per la generazione da combustibile (Fig. 3.5.6). Il progetto dei sistemi, sia per applicazioni geotermiche sia per il recupero termico (che possono però essere accoppiati anche ad una caldaia dedicata), viene fatto su specifica. Le taglie dei singoli moduli ORC vanno dai 250 kW_e ai 20 MW_e.

Ormat commercializza anche sistemi ORC per la generazione di energia elettrica in siti isolati alimentati a gas naturale, GPL, kerosene e gasolio con taglie da 0.2 a 4.5 kW_e.

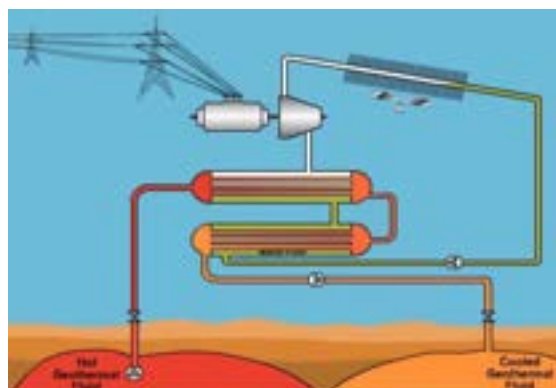


Fig. 3.5.5 – Schema di impianto ORC per lo sfruttamento dell'energia geotermica

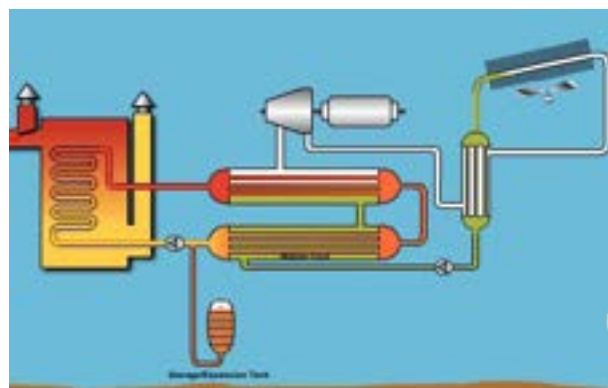


Fig. 3.5.6 – Schema di impianto ORC per il recupero termico e per la generazione da combustibile

Turboden

I dati fondamentali dei moduli ORC in commercio desunti dal catalogo Turboden sono riportati in Tab. 3.5.2, per quanto riguarda gli impianti destinati ad essere alimentati da una caldaia a biomasse, ed in Tab. 3.5.3 per quanto riguarda gli impianti destinati al recupero termico. Le unità vengono fornite in un package generalmente detto turbogeneratore, illustrato nelle figure 3.5.2 e 3.5.7. Il turbogeneratore è dotato delle seguenti interfacce: (a) flangia ingresso/uscita olio diatermico; (b) flange ingresso e uscita acqua raffreddamento; (c) flangia di collegamento circuito di preriscaldamento turbogeneratore (solo per T500, T600, T1100); (d) morsetti di potenza di bassa tensione e interruttore di parallelo in accordo allo schema unifilare allegato; (e) morsetti di interscambio segnali nel quadro di controllo per interfaccia con l'impianto esterno; (f) skid di supporto; (g) collegamenti aria compressa; (h) flangia uscita sistema supervisione perdite e (i) flange per scarico all'esterno della valvola di sicurezza. A richiesta Turboden può provvedere al progetto dell'intero sistema energetico (comprensivo della caldaia) e delle opere ausiliare all'impianto.



Fig. 3.5.7 – Modulo ORC Turboden T600-CHP pronta per il trasporto

Tab. 3.5.2 – Moduli ORC Turboden per impianti destinati ad essere alimentati da caldaia a biomasse

	T200-CHP	T500-CHP	T600-CHP	T800-CHP	T1100-CHP	T1500-CHP	T2000-CHP
Sorgente di calore	Olio diatermico (circuitto chiuso)						
Temperatura olio diatermico (in/out)	300/250 °C	300/250 °C	300/250 °C	300/250 °C	300/250 °C	300/250 °C	310/250 °C
Portata olio	9.5 kg/s	23.4 kg/s	28.3 kg/s	38 kg/s	49 kg/s	74 kg/s	75.4 kg/s
Potenza ceduta dall'olio	1200 kW	2900 kW	3500 kW	4600 kW	6000 kW	8800 kW	11700 kW
Temperatura acqua (in/out)	60/80 °C	60/80 °C	60/80 °C	60/80 °C	60/80 °C	60/80 °C	65/95 °C
Portata acqua	11.6 kg/s	27.7 kg/s	33.5 kg/s	43.6 kg/s	57.0 kg/s	56.4 kg/s	80.0 kg/s
Potenza termica all'acqua	975 kW	2325 kW	2810 kW	3655 kW	4775 kW	7105 kW	9490 kW
Potenza elettrica attiva netta	200 kW	520 kW	625 kW	860 kW	1115 kW	1540 kW	2000 kW
Generatore elettrico	Sincrono	asincrono, trifase, B.T.,	asincrono, trifase, B.T.,	asincrono, trifase, B.T.,	asincrono, trifase, B.T.,	asincrono, trifase, B.T.,	asincrono, trifase, B.T.,

Tab. 3.5.3 – Moduli ORC Turboden per impianti destinati al recupero termico

	T500-HR	T600-HR	T800-HR	T1100-HR	T1500-HR	T2000-HR
Sorgente di calore	Olio diatermico (circuiti chiusi)					
Temperatura olio diatermico (in/out)	270/150 °C	270/150 °C	270/150 °C	280/150 °C	280/150 °C	290/150 °C
Portata olio	10.5 kg/s	12.6 kg/s	17.2 kg/s	21.6 kg/s	29.5 kg/s	35.2 kg/s
Potenza ceduta dall'olio	2750 kW	3300 kW	4500 kW	6200 kW	8500 kW	11000 kW
Temperatura acqua (in/out)	25/35 °C	25/35 °C	25/35 °C	25/38 °C	25/40 °C	25/43 °C
Portata acqua	52.0 kg/s	57.1 kg/s	85.6 kg/s	91.2 kg/s	108.4 kg/s	116.8 kg/s
Potenza termica all'acqua	2185 kW	2630 kW	3580 kW	4945 kW	6759 kW	8775 kW
Potenza elettrica attiva netta	510 kW	610 kW	840 kW	1145 kW	1575 kW	2040 kW
Generatore elettrico	asincrono, trifase, B.T.	asincrono, trifase, B.T.	asincrono, trifase, B.T.	asincrono, trifase, B.T.	asincrono, trifase, B.T.	asincrono, trifase, B.T.

UTC Power

UTC Power commercializza un unico impianto denominato PureCycle™ sviluppato principalmente per applicazioni geotermiche, anch'esso utilizza acqua come sorgente termica. L'acqua deve avere una temperatura minima di 91 °C per consentire all'impianto di funzionare. La potenza elettrica erogata può arrivare a 280 kW.

Prestazioni in assetto cogenerativo e caratteristiche dell'energia termica disponibile

Le prestazioni dipendono come detto precedentemente dalla temperatura della sorgente termica e dal fluido utilizzato. I moduli ORC attualmente in commercio hanno una taglia di 30-1500 kW e consentono di ottenere una efficienza elettrica attorno al 18-20 % e un rendimento termico del 75-80 %.

L'energia termica è messa a disposizione dell'utilizzatore sotto forma di acqua alla temperatura di 60-90 °C

Le figure 3.5.8 e 3.5.9 riportano rispettivamente i valori di rendimento elettrico e termico dei moduli ORC Turboden di taglia inferiore a 1 MW_e e superiore a 1 MW_e. Inoltre sono riportati i limiti individuati dalla delibera 42/02 dell'AEEG e successive modifiche. Le curve limite dell'IRE sono ottenute sotto le seguenti ipotesi: alimentazione a biomassa, connessione in bassa tensione nel caso di autoconsumo, e in media tensione nel caso di immissione in rete dell'E.E. prodotta, utilizzo dell'energia termica sia in ambito industriale e sia civile.

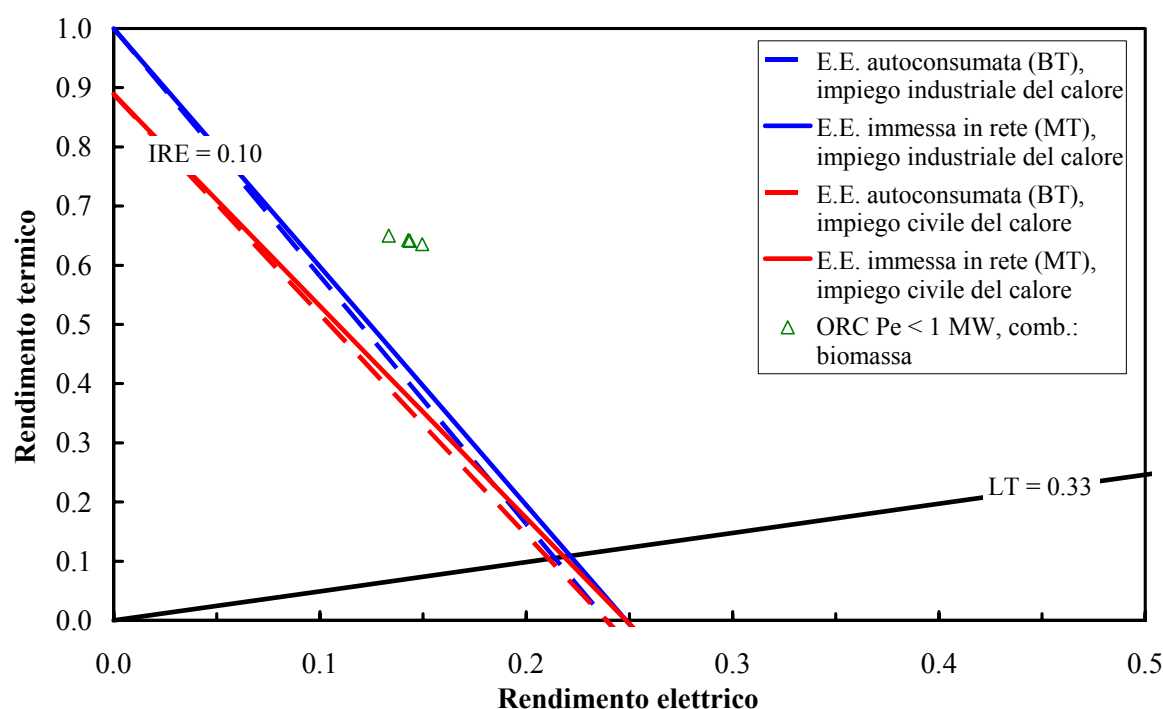


Fig. 3.5.8 – Posizionamento dei moduli ORC Turboden di taglia inferiore a 1 MW_e rispetto alla normativa italiana sulla cogenerazione.

Ipotesi: combustibile biomassa, utilizzo del calore sia in ambito industriale, sia in ambito civile.

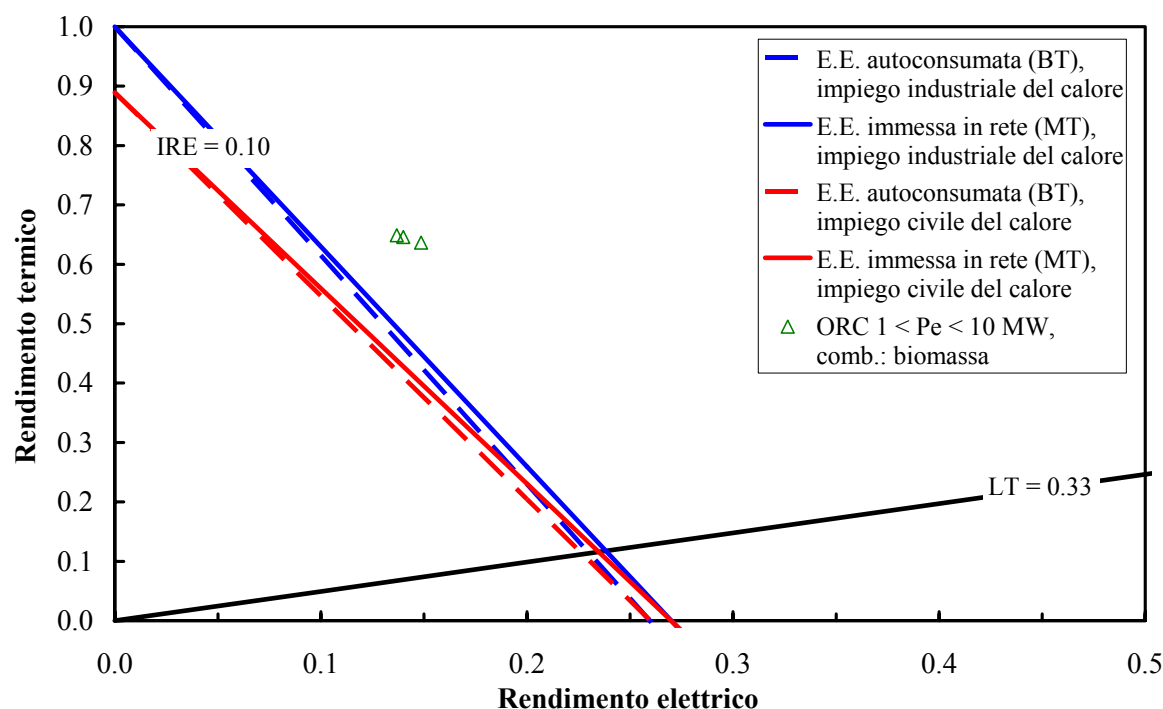


Fig. 3.5.9 – Posizionamento dei moduli ORC Turboden di taglia superiore a 1 MW_e rispetto alla normativa italiana sulla cogenerazione.

Ipotesi: combustibile biomassa, utilizzo del calore sia in ambito industriale, sia in ambito civile.

Combustibili impiegabili

I moduli ORC vengono commercializzati in maniera indipendente rispetto alla fonte del calore che viene loro fornito tramite olio diatermico od acqua. Possono essere quindi accoppiati a qualsiasi sistema energetico che possa produrre olio diatermico od acqua alla temperatura di funzionamento del modulo ORC e possa garantire la potenza adeguata.

In genere vengono utilizzate caldaie ad olio diatermico alimentate a biomasse solide, ma la fonte di calore può essere di tipo geotermico, solare ad alta temperatura o di recupero rispetto a processi industriali.

Modalità di connessione e di esercizio

L'impiego di un generatore elettrico asincrono semplifica la messa in parallelo e il funzionamento, ma non consente di far funzionare la macchina su rete isolata. La connessione avviene su rete a bassa tensione fino ai 100 kW_e mentre per potenze superiori dipende dal distributore.

Il sistema di controllo del turbogeneratore è implementato per mezzo di un controllore a logica programmabile (PLC) che gestisce i segnali digitali e analogici dell'impianto: in questo modo, l'operatore è necessario solo per richiedere la marcia e per verificare periodicamente lo stato del gruppo (per esempio, livello dell'olio nel serbatoio della centralina di lubrificazione).

Se la pressione nell'evaporatore diminuisce a causa di una diminuzione della potenza termica disponibile (per esempio, portata o temperatura dell'olio diatermico al di sotto dei valori nominali), l'impianto regola automaticamente il carico: A metà carico circa, il rendimento di conversione diminuisce approssimativamente di un fattore 0.85.

Costi di impianto

I costi del turbogeneratore si possono stimare attorno a 900-1600 €/kW installato. Il costo specifico cresce con il diminuire della taglia del turbogeneratore. Il costo complessivo di un impianto, compreso della caldaia, dei collegamenti e delle opere civili, si può stimare in circa 4 volte il costo del solo turbogeneratore.

Affidabilità e costi di manutenzione

Turboden garantisce che, in presenza di un uso termico sufficiente, gli impianti di cogenerazione siano in grado di raggiungere anche valori superiori alle 8000 ore/anno di funzionamento.

I costi di manutenzione del solo modulo ORC si possono stimare in 20 €/kW all'anno, che, rapportati all'energia producibile, corrispondono a circa 0.003 €/kWh.

Livello di diffusione e previsioni di mercato

Ormat ha installato oltre 1100 MW di impianti ORC per lo sfruttamento dell'energia geotermica che hanno accumulato milioni di ore di funzionamento. In Fig. 3.5.10 sono riportate le installazioni Ormat nel mondo, suddivise in impianto ORC per lo sfruttamento dell'energia geotermica, per il recupero termico e sistemi ORC per la produzione di energia elettrica in siti isolati.

Turboden al 31/12/2007 ha installato in Europa 69 unità e altre 33 sono in fase di costruzione (Fig. 3.5.11).

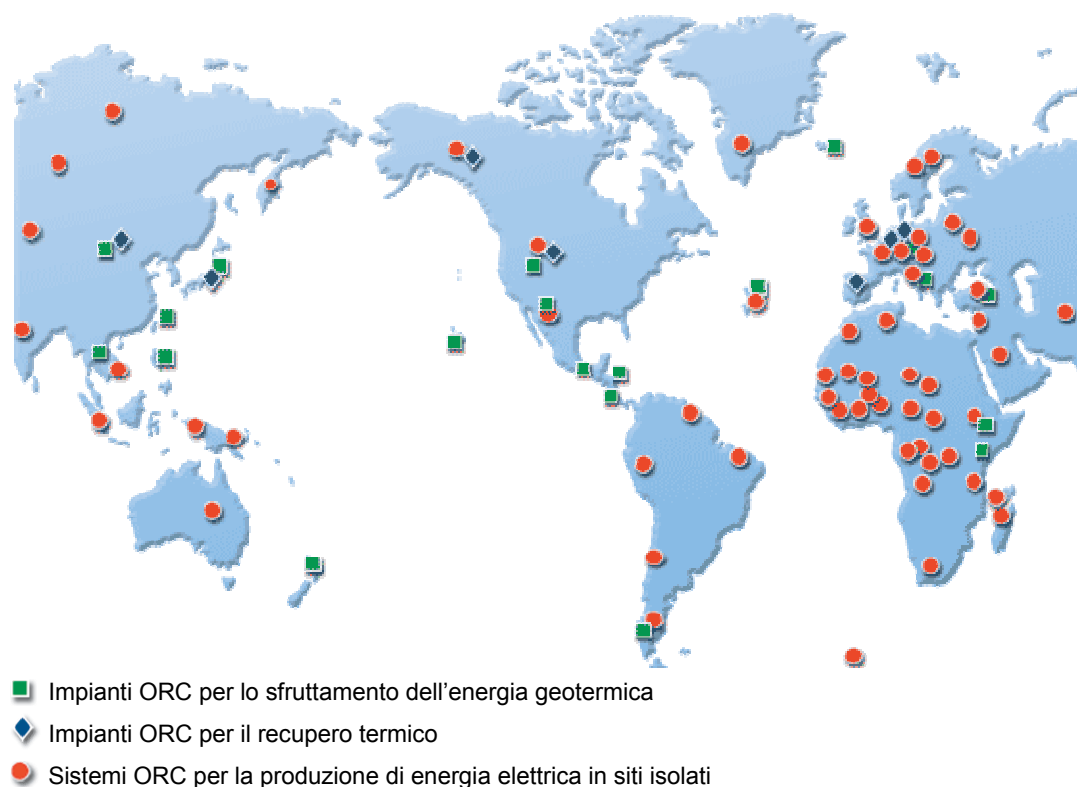


Fig. 3.5.11 – Diffusione impianti ORC Ormat

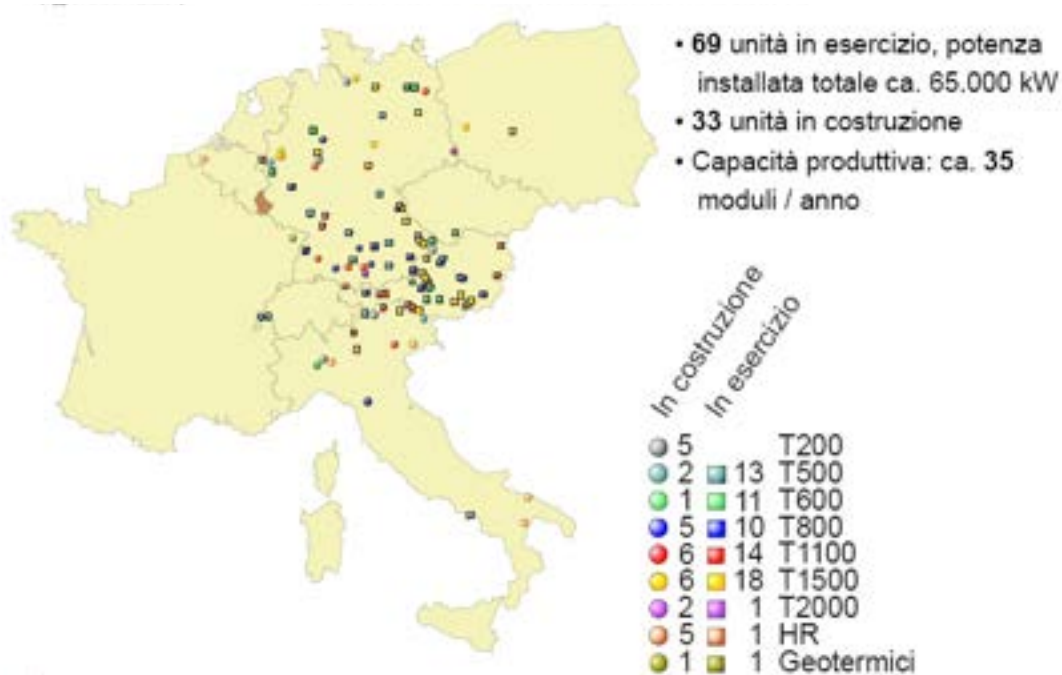


Fig. 3.5.11 – Diffusione impianti ORC Turboden

Esempi di realizzazioni

Impianto di cogenerazione a biomasse vergini di Calenzano (FI).

Il progetto (avviato a primavera 2007) prevede l'utilizzo di cippato prodotto da un mix di tipologie di specie arboree e vegetali di diversa provenienza, quali (i) materiale vegetale prodotto da coltivazioni dedicate; (ii) materiale vegetale prodotto da trattamento esclusivamente meccanico di coltivazioni agricole non dedicate; (iii) materiale vegetale prodotto da interventi selvicolturali, da manutenzione forestale e da potatura; (iv) materiale vegetale prodotto da trattamento esclusivamente meccanico di legno vergine e costituito da cortecce, segatura, trucioli, chips, refili e tondelli di legno vergine, granulati e cascami di legno vergine.

L'impianto prevede la combustione di biomassa di legno vergine per:

- produzione di energia elettrica da immettere nella Rete di Trasmissione Nazionale;
- recupero di energia termica con produzione di acqua calda per teleriscaldamento urbano ad uso civile.

La combustione delle biomasse legnose sarà realizzata in un forno a griglia mobile. Il recupero termico del contenuto entalpico dei fumi di combustione, avverrà in una caldaia ad olio diatermico: l'olio diatermico, riscaldato alla temperatura di circa 310 °C, viene inviato all'impianto di produzione di energia elettrica ORC.

L'impianto ha una potenza elettrica di 800 kW mentre la potenza termica immessa nella rete di teleriscaldamento è di 3.5 MW. Funziona per almeno 255 giorni all'anno e sono previsti 30 giorni di manutenzione. Il numero di addetti all'impianto è di 4 per gestire la combustione di circa 10000 t/anno di biomassa vegetale (circa 40 t/giorno)

Impianto di cogenerazione a biomasse di Linz (Austria).

L'impianto di Linz sfrutta la tecnologia ORC per il teleriscaldamento. Tra i primi impianti della Turboden, è entrato in funzione nel 2001, successivamente ampliato e migliorato nel 2003.

Ha rappresentato una vera e propria svolta: è il primo impianto a livello mondiale da 1000 kW_e con alimentazione a biomassa per la produzione cogenerativa di calore ed energia basato su unità ORC.

L'unità di alimentazione è composta da una caldaia a biomassa per il riscaldamento dell'olio diatermico con una capacità nominale di 6000 kW_t. L'unità ORC ha una capacità elettrica nominale di 1000 kW_e. L'unità di recupero del calore, con una capacità nominale di 2000 kW_t, incrementa l'efficienza complessiva dell'impianto sfruttando i fumi in uscita; include un primo economizzatore per l'olio diatermico e un secondo economizzatore per l'acqua inviata alla rete di distribuzione.

L'impianto è alimentato con i prodotti di scarto delle industrie del legno locali (schegge, segatura, corteccia con contenuto di acqua compreso tra il 30% e il 55%). Il consumo annuale di biomasse ammonta a circa 100000 m³, con la seguente suddivisione: 90000 m³ schegge e trucioli di legno dalle segherie locali, 10000 m³ residui delle potature.

Per il teleriscaldamento è utilizzata oltre all'acqua di condensazione dell'unità ORC, una seconda caldaia a biomassa con capacità 7000 kW_t e i pannelli solari. Il tetto dell'impianto ne è ricoperto; viene raggiunta un'estensione di 630 m² che fornisce una potenza termica di 350 kW_t.

Una caldaia ad olio combustibile, con capacità nominale di 11000 kW_t, è installata come sistema di stand-by e per le richieste di picco; essa produce approssimativamente il 4% dell'intera produzione di energia dell'impianto.

La rete di condotti per il riscaldamento è lunga 37.5 km e connette circa 900 unità, soddisfacendo il 70% degli edifici della città di Linz.

Impianto di cogenerazione a biomasse di Tirano (SO).

E' il primo impianto di cogenerazione (1100 kW_e - 4930 kW_t) con tecnologia ORC realizzato in Italia per il teleriscaldamento, è stato realizzato nel 2003. Il funzionamento avviene in gran parte in controllo termico. Nel periodo invernale la grande richiesta di calore fa sì che l'impianto lavori a pieno carico per alimentare la rete di distribuzione. Quando la domanda di calore è minore e nelle ore di maggior valorizzazione dell'energia elettrica, è possibile operare con modalità di controllo misto. La presenza di areoraffreddatori permette il funzionamento a pieno carico in regime parzialmente dissipativo.

3.6 Micro-cicli Rankine

Descrizione dell'impianto e componenti fondamentali

Sono sistemi energetici cogenerativi basati sullo stesso ciclo termodinamico presentato nelle due sezioni precedenti. La taglia è dell'ordine del kilowatt e l'ingombro è pari a quello di un grande elettrodomestico, quale una lavastoviglie o un frigorifero.

I componenti principali sono come nel caso delle macchine di grossa taglia una pompa, un evaporatore, un espansore e un condensatore.

Nel caso illustrato in Fig. 3.6.1 l'evaporatore è affacciato direttamente alla fiamma e come espansore viene utilizzato un espansore volumetrico rotativo *scroll*. Al condensatore arriva acqua fredda che viene riscaldata ed utilizzata come acqua sanitario o per riscaldamento degli ambienti. In questo caso il fluido utilizzato è generalmente un fluido organico.

In Fig. 3.6.2 come espansore sono utilizzati due pistoni ed è la stessa condensa del vapore a fine espansione che viene utilizzata per il riscaldamento domestico. In questo caso il fluido utilizzato è l'acqua.

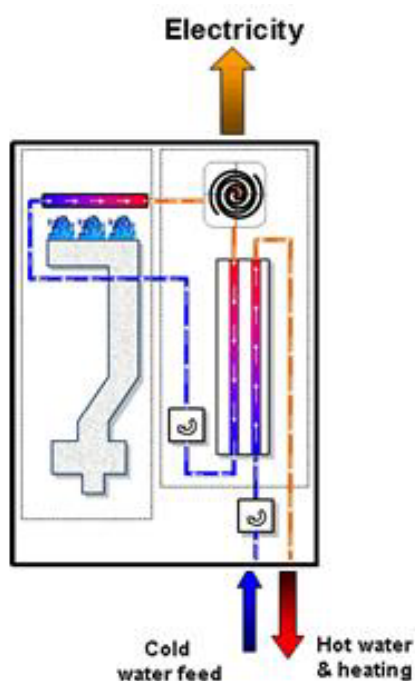


Fig. 3.6.1 – Schema di un impianto Micro ORC con espansore volumetrico rotativo *scroll*

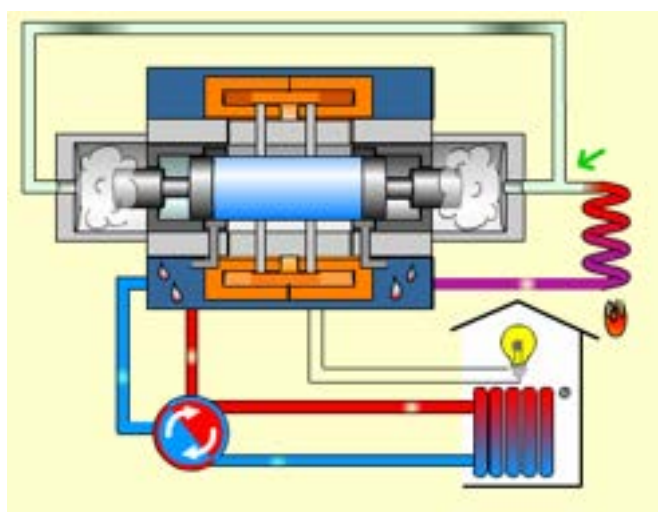


Fig. 3.6.2– Schema di un impianto Micro Rankine con espansore volumetrico alternativo

Principali costruttori e modelli sul mercato

Cogen Microsystems

Cogen Microsystems (Australia, <http://www.cogenmicro.com/>) dovrebbe uscire nel 2010 con due modelli, uno di taglia piccola (2.5 kW elettrici e 11 kW termici) per l'utenza domestica e uno di taglia maggiore (10 kW elettrici e 44 kW termici) per l'utenza commerciale.

Energetix

Energetix Group plc (azienda inglese, <http://www.energetixgroup.com/>) ha in programma la commercializzazione del suo modulo denominato Genlec (Fig. 3.6.3) per l'autunno del 2008. Il principio di funzionamento è quello illustrato in Fig. 3.6.1.



Fig. 3.6.3 – Genlec della Energetix Group plc

Ormat

Come detto al capitolo precedente, Ormat (USA, <http://www.ormat.com/>) commercializza sistemi ORC per la generazione di energia elettrica in siti isolati, che possono essere alimentati a gas naturale, GPL, kerosene e gasolio, con taglie da 0.2 a 4.5 kW_e (Fig. 3.6.4).

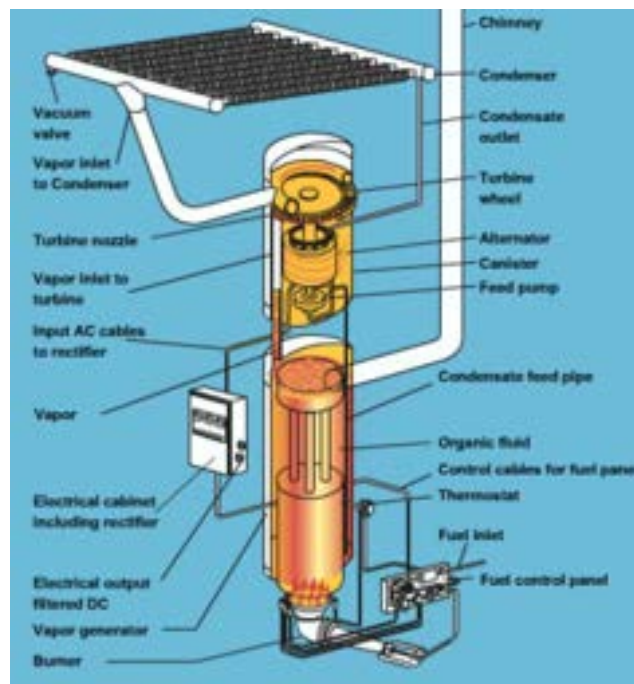


Fig. 3.6.4 – Sistema ORC Ormat per produzione di energia elettrica

OTAG

OTAG GmbH & CO KG (azienda tedesca, <http://www.otag.de/>) ha come unico modello dal 2006 il Lion (Fig. 3.6.5) che può produrre fino a 16 kW termici e 2.1 kW elettrici. Il principio di funzionamento è quello illustrato in Fig. 3.6.2.



Fig. 3.6.5 – Lion della OTAG GmbH & CO KG

Nei rispettivi siti non sono indicati costi di impianti o di manutenzione, le informazioni dei modelli descritti sono riassunte in Tab. 3.6.1.

Tab. 3.6.1

Costruttore, Modello	Potenza Elettrica	Potenza Termica	Fluido di lavoro	Commercializzazione
Cogen Microsystems	2.5 kW	11 kW	acqua	2010
	10 kW	44 kW		
Energetix, Genlec	1 kW	10 kW	fluido organico	2008
OTAG, Lion	0.2-3 kW	2-16 kW	acqua	2006

Prestazioni in assetto cogenerativo e caratteristiche dell'energia termica disponibile

L'energia termica viene messa a disposizione sotto forma di acqua calda. Questi impianti garantiscono un utilizzo del combustibile attorno al 90 %.

Combustibili impiegabili

Questi impianti sono progettati basandosi sull'architettura delle normali caldaie domestiche, il combustibile considerato è il gas naturale.

Esistono prototipi funzionanti a biomasse solide.

3.7 Cicli combinati gas-vapore

I cicli combinati gas-vapore sono sistemi di produzione dell'energia adottati, in genere, nelle grandi centrali termoelettriche (con taglie di potenza elettrica prodotta fino a 800 MW); tuttavia esistono anche unità di dimensioni molto più limitate (nel range di potenza elettrica 5÷10 MW), che spesso si prestano ad un impiego cogenerativo.

Descrizione dell'impianto e componenti fondamentali

Il ciclo combinato gas-vapore si compone essenzialmente di una turbina a gas e di un impianto con turbina a vapore, nel quale la caldaia tradizionale è sostituita da una caldaia a recupero che produce vapore utilizzando i prodotti della combustione della turbina a gas. Uno schema concettuale del sistema è riportato in figura 3.7.1, nella quale viene dettagliata la presenza del recupero termico entro la caldaia indicata come HRSG (Heat Recovery Steam Generator).

Il ciclo a vapore può presentare diversi livelli di pressione del vapore inviato in turbina: in genere più elevato è il numero di livelli di pressione, maggiore è il recupero termico dai fumi e di conseguenza maggiore è il rendimento elettrico del gruppo combinato, anche se contestualmente aumenta la complessità architettonica ed il costo d'impianto.

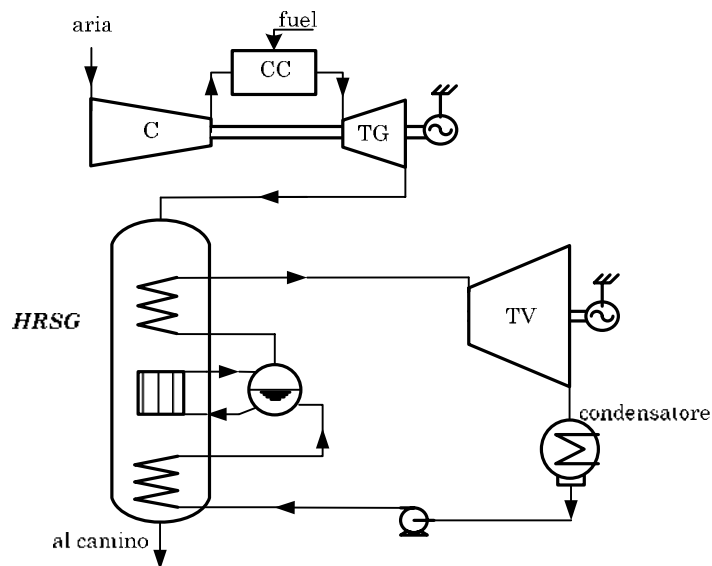


Figura 3.7.1

Prestazioni, principali costruttori e modelli sul mercato

L'elevato livello tecnologico ha permesso di raggiungere, nei cicli combinati di grossa taglia, valori del rendimento elettrico vicini al 60 %, con architetture a tre livelli di pressione (3LP) e adottando il risurriscaldamento del vapore (RH). La figura 3.7.2 fornisce un prospetto dei valori di rendimento dei cicli combinati presenti in commercio: si osserva che esistono tre famiglie di macchine con complessità impiantistica e prestazioni differenti

e che coprono fasce di taglia di potenza diverse: oltre ai più grandi 3 LP + RH, vi sono cicli combinati a due livelli (2 LP) e cicli combinati ad un solo livello di pressione (1 LP), con taglie da pochi MW_e fino a circa 20 MW_e.

In particolare, per quanto riguarda i cicli combinati di taglia più piccola, esistono in commercio solo pochi modelli nel range di potenza elettrica inferiore a 10 MW; questi sistemi, direttamente disponibili “chiavi in mano” in commercio, sono indicati in tabella 3.7.1, che riporta per ciascuna macchina i valori di rendimento e potenza nominale del gruppo e le potenze delle singole sezioni (turbogas e turbina a vapore). Si osserva che in questi impianti la turbina a gas presenta una taglia superiore a 5MW; inoltre si nota che i rendimenti elettrici ottenibili sono nell’intervallo di valori 40 ÷ 44%, poiché per queste taglie viene adottato un ciclo a vapore ad un solo livello di pressione.

In linea di principio è possibile realizzare altri cicli combinati monolivello di taglia inferiore a 10 MW_e utilizzando uno dei turbogas di tabella 3.3.1 con potenza inferiore a 5÷6 MW_e e dimensionando opportunamente il ciclo a vapore sottostante: ovviamente in tal caso tra i costi di realizzazione del sistema comparirà anche il costo di progetto dell’HRSG e del circuito del vapore.

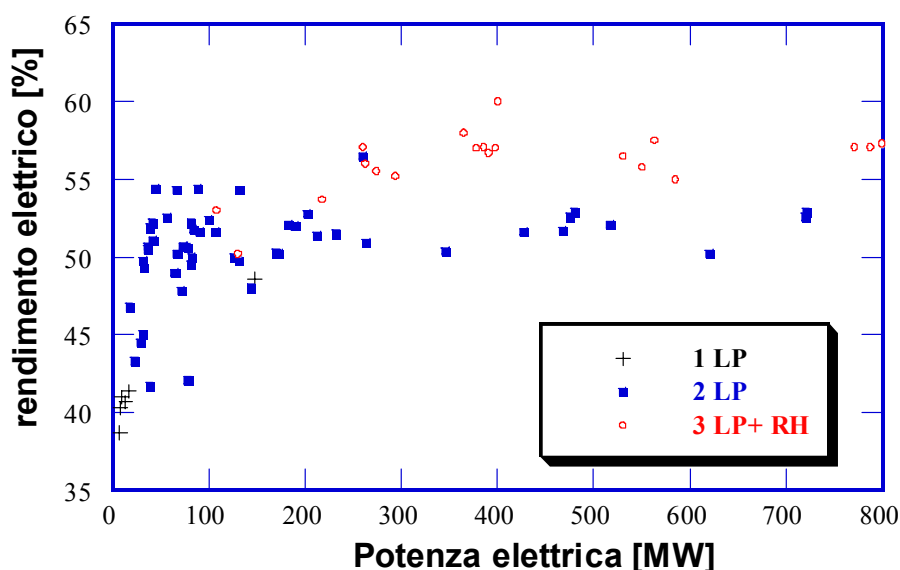


Figura 3.7.2

Tabella 3.7.1 - Cicli combinati “chiavi in mano” con sola produzione di energia elettrica

Costruttore	Modello	Potenza elettrica [kW _e]	HR [BTU/KWh]	Rendimento elettrico [%]	Potenza GT [kW _e]	Potenza TV [kW _e]
GE	GE5	7821	7830	44	5300	2521
Mitsui Engineering & Shipbuilding	MACS7'	8500		40.7	6560	1940
Solar Turbines	STAC 60	7300	8620	39.6	5500	1800
Solar Turbines	STAC 70	9480	8180	41.7	7520	1960

Il ciclo combinato, essendo basato sull'impiego di turbine a gas, è un sistema energetico potenzialmente sensibile alle condizioni ambiente; l'effetto della temperatura esterna sulle prestazioni elettriche di un tipico gruppo combinato è rappresentato in figura 3.7.3, in cui si evidenziano le differenze rispetto ad una turbina a gas e ad un tipico impianto a vapore. Si osservi che in genere il ciclo combinato è meno sensibile della turbina a gas alla variazione di temperatura esterna: quando la temperatura aumenta, gli effetti negativi sulla potenza del turbogas possono essere in qualche misura attenuati, poiché aumenta la quota parte di calore scaricato nei fumi, che viene recuperato in caldaia.

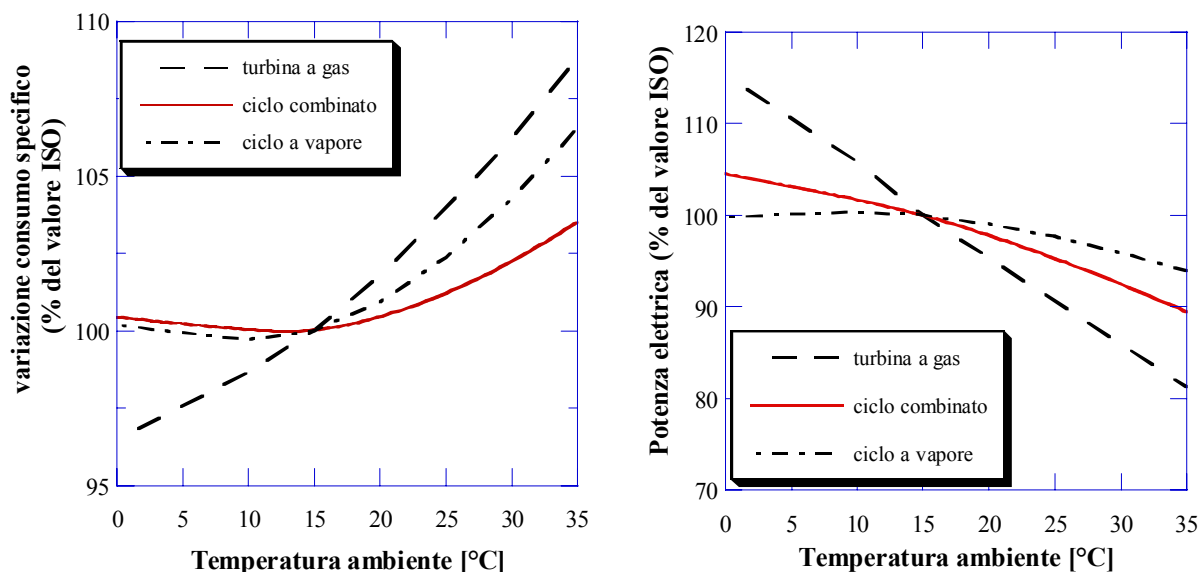


Fig. 3.7.3 – variazioni, rispetto ai valori in condizioni ISO, del consumo specifico (inverso del rendimento elettrico) e della potenza elettrica

Prestazioni in assetto cogenerativo e caratteristiche dell'energia termica disponibile

Il ciclo combinato nasce per la produzione elettrica ad alta efficienza, ma può essere adattato all'impiego cogenerativo, previa modifica del circuito del vapore. In particolare, si può utilizzare una parte del vapore per soddisfare una richiesta termica, prelevandolo dalla turbina con apposito spillamento ed inviandolo ad uno scambiatore di calore, che riscalda il fluido vettore dell'utenza termica (figura 3.7.4). Il vapore estratto dalla turbina, dopo che ha ceduto calore all'utenza termica, viene riportato alla pressione del condensatore ed unendosi alla portata scaricata dalla turbina può proseguire nel ciclo termodinamico con la condensazione. La modalità con cui viene effettuato lo spillamento e la posizione di questo sulla turbina dipendono dalle condizioni di temperatura e pressione richieste dall'utenza termica. Nel caso di più utenze termiche caratterizzate da livelli di temperatura differenti si realizzano più prese di vapore dalla turbina a pressione diversa. In genere, poiché la pressione massima del vapore disponibile in uscita dall'HRSG raggiunge facilmente i 30÷40 bar, gli spillamenti possono avvenire a pressioni variabili in un ampio range (ad esempio 1÷40 bar), potendo servire utenze con temperature richieste da 100 °C a 250 °C. Un ulteriore recupero termico (evidenziato in figura) può avvenire utilizzando uno scambiatore posto entro la caldaia a recupero, spesso in parallelo con l'economizzatore della caldaia, scambiatore che utilizza una parte del calore scaricato con i fumi in ambiente.

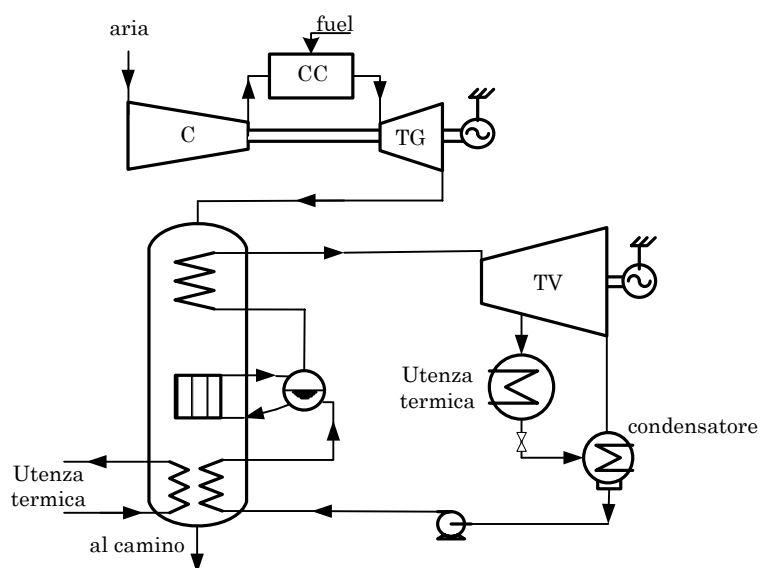


Figura 3.7.4

La presenza dello spillamento nella turbina del ciclo combinato causa una riduzione di potenza elettrica utile rispetto al caso di sola produzione di energia elettrica. Questo fatto rappresenta un limite dell'impiego cogenerativo dei cicli combinati: all'aumentare della produzione termica si riduce la potenza elettrica (figura 3.7.5); come mostrato in figura 3.7.6 per tre diversi impianti combinati ad un livello di pressione, anche il rendimento elettrico cala all'aumentare del rapporto tra produzione termica ed elettrica.

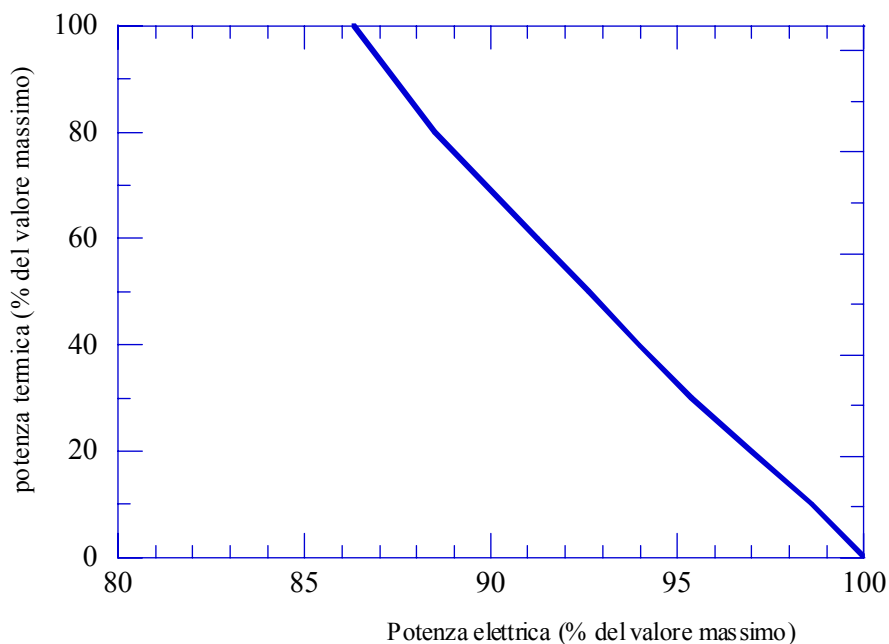


Figura 3.7.5

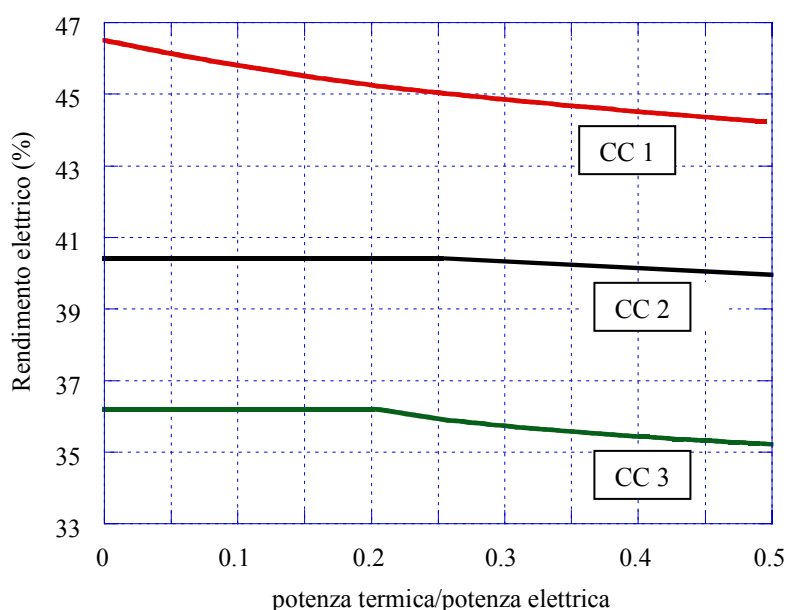


Figura 3.7.6

Combustibili impiegabili ed alimentazione

Come nel caso dell'impiego di turbogas a ciclo semplice, anche nelle soluzioni a ciclo combinato viene quasi esclusivamente utilizzato come combustibile il gas naturale. Le medesime problematiche di alimentazione e tutti gli ausiliari richiesti sulla linea del gas si ritrovano anche nel caso del ciclo combinato. In particolare, la turbina a gas richiede una pressione adeguata del combustibile in ingresso, pressione che è garantita da un compressore dedicato per il gas naturale.

Modalità di connessione e di esercizio dei cicli combinati

Il ciclo combinato viene connesso in parallelo alla rete e può essere utilizzato in condizioni "elettrico segue" con funzionamento a pieno carico elettrico o con modulazione del carico elettrico. In alternativa può essere utilizzato in condizioni "termico segue". La gestione di un impianto combinato in regolazione è meno semplice di quella di un impianto turbogas e i tempi di risposta possono essere meno veloci a causa delle inerzie della caldaia a vapore. La regolazione della potenza elettrica del ciclo combinato può essere fatta agendo direttamente sul solo turbogas oppure anche modificando l'assetto del gruppo a vapore. In generale, la diminuzione di rendimento elettrico ai carichi parziali è inferiore a quella del turbogas a ciclo semplice, ma superiore a quella di un impianto con sola turbina a vapore, come evidenziato in figura 3.7.6.

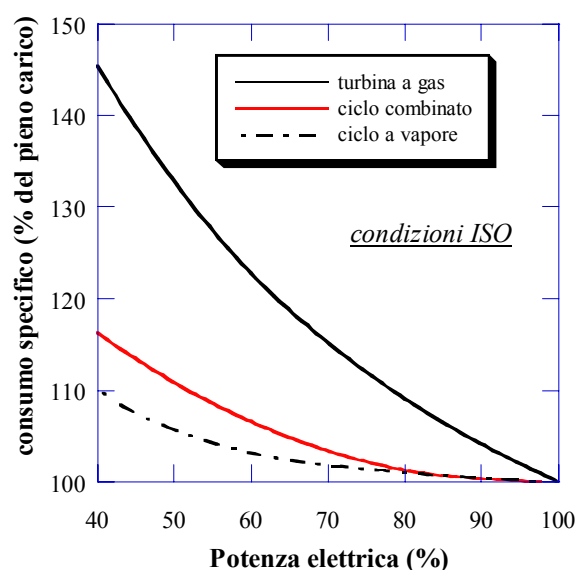


Figura 3.7.6

Costi, livello di affidabilità e di diffusione

Sulla base dei dati disponibili (Gas Turbine World 2006), il costo specifico di un ciclo combinato di piccola taglia (tra 5 e 10 MW_e) raggiunge valori dell'ordine di 600÷700 €/kW (750÷870 \$/kW), decisamente superiori ai costi specifici degli impianti di taglia maggiore. I costi di manutenzione sono la somma dei costi per la manutenzione della turbina a gas, della turbina vapore, nonché della caldaia a recupero. In genere, il sistema richiede un fermo annuale per manutenzione. L'affidabilità dei componenti installati è in linea con quella dei gruppi turbogas a ciclo semplice e quella dei gruppi a vapore.

Si tratta di una tecnologia matura ma poco competitiva rispetto ad altre tecnologie; infatti, la diffusione di cicli combinati nella fascia di potenze in questione è stata fino ad oggi molto limitata, poiché a parità di potenza l'impianto risulta molto più complesso di un sistema con turbina a gas a ciclo semplice e anche rispetto ad un sistema con motore a combustione interna. Inoltre, come visto, le prestazioni ottenibili sono paragonabili se non inferiori a quelle dei motori alternativi a combustione interna.

3.8 Motori Stirling

Descrizione della macchina, principio di funzionamento e componenti fondamentali

Il motore a ciclo Stirling è una macchina motrice a combustione esterna che si distingue per silenziosità ed affidabilità ma che, proprio per la sua natura, è caratterizzata da bassa potenza specifica e limitato rendimento totale.

Il ciclo di riferimento ideale è descritto da due isoterme e da due isocore, con completa rigenerazione tra le due isocore (Fig. 3.8.1).

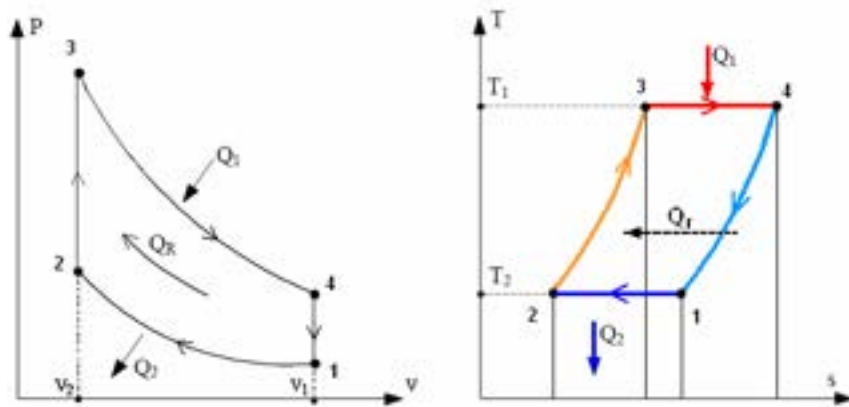


Fig 3.8.1 - Cicli termodinamici di riferimento della macchina di Stirling

Partendo dal punto "1" il fluido di lavoro è sottoposto ad una trasformazione di compressione a temperatura costante che, come visibile nello schema di Fig 3.8.2, può essere realizzata in un cilindro che riduce il volume offerto al gas mentre dalle pareti si provvede al raffreddamento. Dal punto "2" al punto "3" il fluido di lavoro viene trasferito a volume costante attraverso il rigeneratore dal cilindro di compressione a quello di espansione. Il passaggio attraverso il rigeneratore riscalda il fluido sino alla temperatura T_1 . Dal punto "3" inizia la fase di espansione, a temperatura costante per effetto del riscaldamento del cilindro, sino al punto "4" a cui corrisponde il massimo volume del cilindro. A questo punto i due stantuffi riprendono a muoversi simultaneamente, mantenendo cioè costante il volume offerto al gas, che quindi fluisce verso il cilindro di compressione attraverso il rigeneratore (4-1). Questo passaggio raffredda il gas che "deposita" il suo calore nella matrice del rigeneratore che poi lo renderà nell'altro passaggio di riscaldamento (2-3). Con Q_1 viene indicato il calore introdotto nella macchina lungo l'isoterma (3-4) e con Q_2 il calore ceduto dalla macchina lungo l'isoterma (1-2), Q_R è il calore che tramite il rigeneratore viene trasferito internamente alla macchina. Nel ciclo ideale lo scambio di calore con l'esterno avviene quindi solo lungo le due isoterme (1-2) e (3-4); pertanto il rendimento del ciclo Stirling è uguale al rendimento del ciclo di Carnot che opera tra le stesse temperature estreme (T_1 e T_2). Se la trasformazione di espansione avviene a temperatura più alta di quella relativa alla fase di compressione, cioè se il ciclo viene percorso in senso orario, si raccoglie lavoro meccanico utile. Come macchina operatrice frigorifera è invece la fase di compressione quella caratterizzata da più alta temperatura (il ciclo sarà quindi percorso in senso antiorario) e il lavoro meccanico sarà in questo caso assorbito dalla macchina.

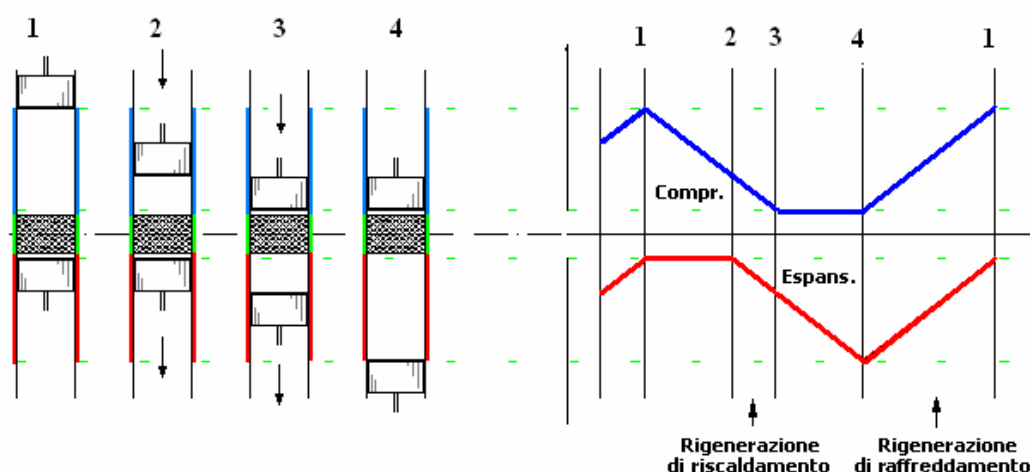


Fig 3.8.2 - Schema di funzionamento ed andamento teorico dei volumi

Da quanto detto risulta evidente come questo motore possa facilmente entusiasmare coloro che desiderino una macchina ad alta efficienza a cui si aggiungono le peculiarità della combustione esterna. Si vedrà più avanti quali e quante difficoltà tecnologiche si incontrano per l'allestimento di questa macchina.

I principali punti di forza della macchina di Stirling sono:

- **cessione di calore dall'esterno**, con conseguente possibilità di utilizzo di energia termica di vario di tipo: di origine geotermica, solare ad alta temperatura, di recupero da processi industriali, derivante dalla combustione (esterna) di combustibili di diversa natura (gassosi, liquidi e solidi);
- **silenziosità**, dovuta ad assenza di combustioni discontinue ed impulsive e al fatto che il moto del fluido che evolve all'interno della macchina non è regolato dalla presenza di valvole, bensì dalle variazioni dei volumi relativi che compongono lo spazio di lavoro offerto al fluido stesso, e queste variazioni vengono, di norma, generate dal moto di stantuffi;
- **affidabilità**, principalmente collegata all'assenza di forti stress da sollecitazioni meccaniche e all'assenza di lubrificazione interna.

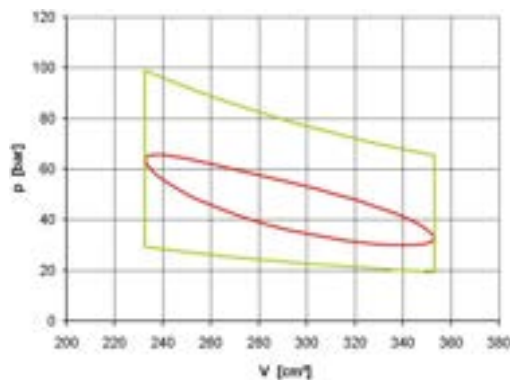
Il ciclo sopra descritto può essere percorso in entrambi i sensi, con la possibilità di realizzare quindi anche una versione "operativa" dello Stirling. Con la dizione macchina di Stirling si indica quindi una gamma assai vasta di macchine a fluido, motrici ed operatrici, funzionanti in ciclo chiuso, rigenerativo, impiegabili quali motori primi, pompe di calore, macchine frigorifere, aventi moto caratteristico dell'elemento mobile alternativo o, raramente, rotativo.

Problematiche realizzative e rendimento reale del motore Stirling.

A fronte delle numerose peculiarità e degli enormi vantaggi promessi, il motore Stirling non ha trovato sino ad oggi applicazione, se non come macchina frigorifera per generare basse temperature (sino a pochi K). La ragione di tutto ciò viene dalla difficoltà di risolvere, con costi ragionevoli, le tante cause di perdita di prestazioni che altrimenti porterebbero il motore ad un costo per unità di potenza prodotta assolutamente non competitivo.

Quanto descritto al paragrafo precedente si riferisce infatti all'ipotesi ideale di macchina e fluido di lavoro senza perdite. Passando alla macchina reale si intuiscono subito quali siano le difficoltà realizzative delle trasformazioni che descrivono il ciclo Stirling. Innanzitutto la rigenerazione, che nel caso reale sarà ampiamente incompleta e quindi per riportare il fluido alle temperature estreme si dovrà intervenire con maggiore introduzione e sottrazione di calore attraverso gli scambiatori. In secondo luogo la generazione dei volumi con funzioni definite dalle spezzate di Fig 3.8.2 è quanto meno improbabile se si vuole far girare il motore ad un regime di rotazione idoneo. La funzione più comune è infatti quella sinusoidale, descritta da stantuffi guidati da un manovellismo di spinta, ma altre soluzioni sono state proposte ed adottate anche con successo.

Quanto detto comporta che, come mostrato in Fig. 3.8.3, il ciclo di indicatore reale si discosta notevolmente da quello ideale descritto nel precedente paragrafo. Ne discende anche che il rendimento di conversione reale (rapporto tra la potenza meccanica o elettrica ottenuta e la potenza immessa con il combustibile) sia molto minore del rendimento termodinamico ideale, che, come detto, coincide con il rendimento del ciclo di Carnot che opera tra le stesse temperature estreme.



η_b	= 0.85-0.92	rendimento del bruciatore
η_t	= 0.65-0.72	rendimento del ciclo termodinamico ideale
η_l	= 0.94-0.96	rendimento limite (dovuto al gas reale)
η_i	= 0.25-0.65	rendimento indicato (rapporto tra lavoro dei cicli di indicatore reale e ideale)
η_m	= 0.75-0.95	rendimento meccanico
η_o	= 0.85-0.90	rendimento organico
$\eta_{g.el.}$	= 0.96-0.98	rendimento del generatore elettrico

Fig. 3.8.3 - Confronto tra cicli di indicatore reale (linea rossa) e ideale (linea verde)

$$\eta_e = \frac{P_e}{P_{comb.}} = \eta_b \eta_t \eta_l \eta_i \eta_m \eta_o \eta_{g.el.} = 0.08 - 0.35$$

Un'altra problematica deriva dal fatto che, per ottenere potenze ragionate, si presuppone il fluido di lavoro per poterne contenere una massa elevata in volumi ridotti. Dovendo il fluido avere buone caratteristiche, sia in termini di scambio termico che di perdite di carico, nella gran parte delle applicazioni, viene usato elio. La sua dimensione molecolare mette a seria prova le tenute quando deve essere garantito il movimento di alberi di potenza. I materiali quindi richiedono attenta e costosa scelta. La necessità del mantenimento di alcune parti ad alta temperatura aggiunge ulteriori complicazioni e costi.

Va inoltre osservato che, comunque, la potenza specifica, in termini di kW per unità di ingombro o peso, rimane notevolmente inferiore a quella ottenibile con motori a combustione interna.

Tipologie ed architetture

I motori Stirling si possono classificare in due famiglie principali in ragione della movimentazione dei componenti mobili.

A guida cinematica. Sono quelle macchine in cui il moto degli stantuffi è generato da un manovellismo trascinato dal movimento rotatorio di un albero motore. Si distinguono in tre tipologie: α , β e γ , che si diversificano per la suddivisione dei volumi (Fig. 3.8.4).

Come si può notare, nella configurazione α la generazione dei volumi è prodotta in due cilindri separati dal moto di due stantuffi guidati da un classico manovellismo di spinta. Questa struttura è stata spesso adottata per la sua semplicità e la facilità costruttiva. Inoltre, la netta separazione della zona calda da quella fredda aiuta ad evitare forme di cortocircuito termico.

Per l'ottenimento di potenze specifiche interessanti viene spesso adottato il metodo della duplicazione degli effetti, utilizzando, come spesso avviene nelle macchine volumetriche, anche la parte inferiore dello stantuffo per la generazione di volume di lavoro.

Uno schema di macchina a doppio effetto è rappresentato in Fig 3.8.5, mentre in Fig 3.8.6 vengono riportati due esempi applicativi. Come si nota la movimentazione della serie di stantuffi-displacer può essere comandata da un albero a gomiti o da sistemi diversi, come, ad esempio, il piatto oscillante.

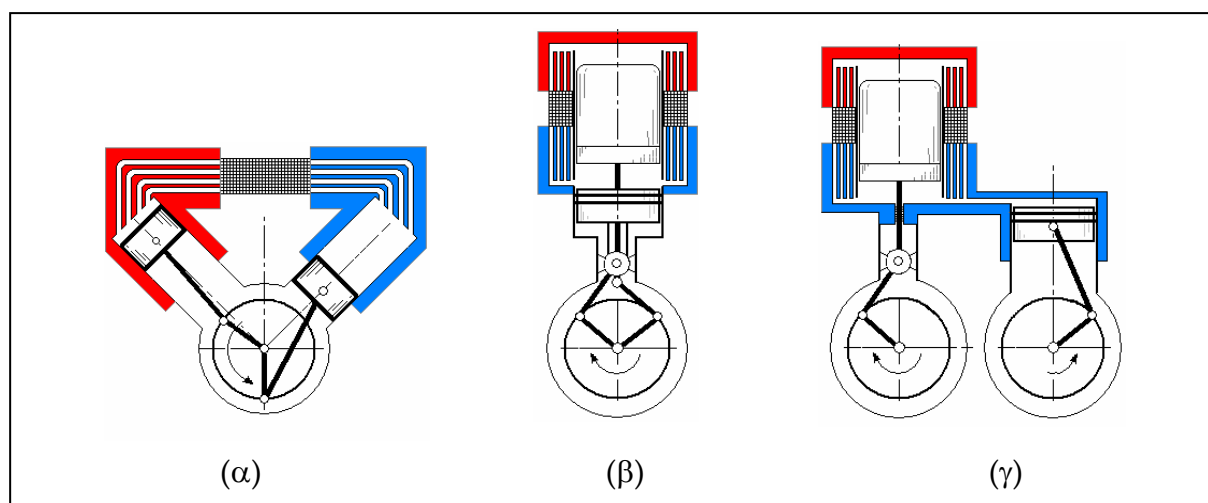


Fig 3.8.4 - Schemi di riferimento delle diverse configurazioni di motori con generazione dei volumi tramite trasmissione manovellismi

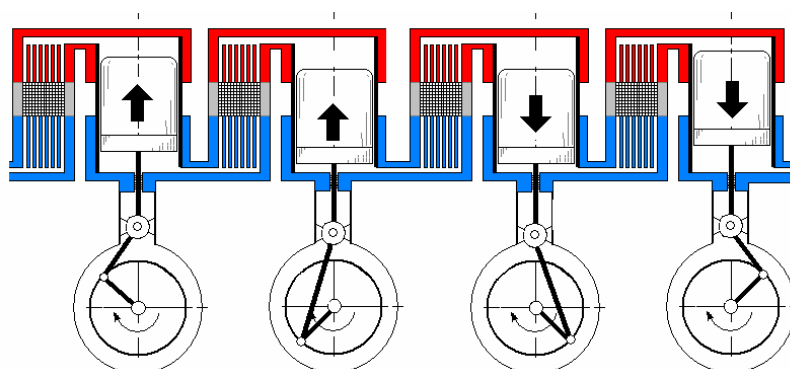


Fig 3.8.5 - Architettura pluricilindrica a doppio effetto

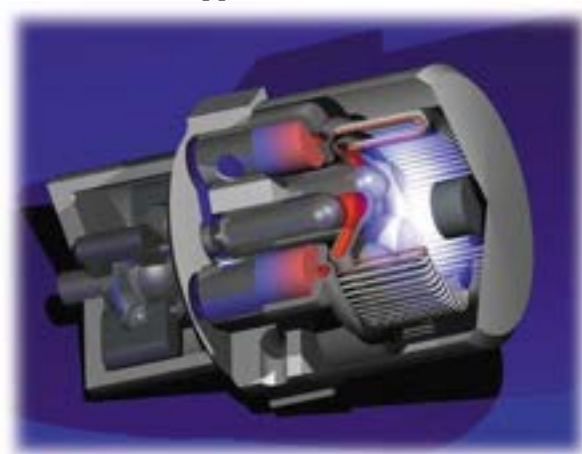
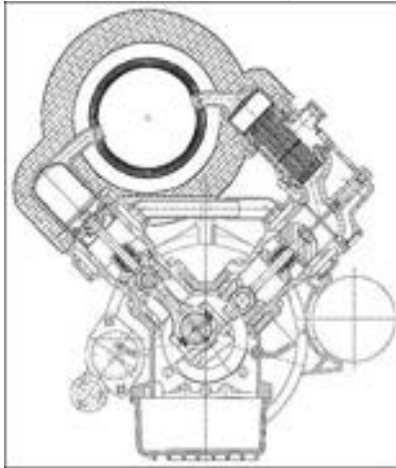


Fig 3.8.6 - Esempi di motore con configurazione α (SOLO 161) e pluricilindrico a piatto oscillante

Tutte le soluzioni sono state adottate con numerose variazioni anche originali, ma nessuna a dimostrato una netta superiorità sulle altre in termini di efficienza e di ottimizzazione della generazione dei volumi. Infatti la funzione volume è sempre vicina alla legge sinusoidale ed i diversi manovellismi sono tutti notevolmente ingombranti.

A pistoni liberi. Sono quelle macchine in cui il pistone di potenza ed il displacer si muovono liberamente sull'asse del cilindro generando reciprocamente volumi destinati alla compressione e all'espansione. Tale architettura può quindi essere solo del tipo β , cioè con i due volumi generati nello stesso cilindro. In queste architetture la conversione del moto del pistone in energia elettrica è generalmente affidata ad un generatore elettrico lineare, che ad oggi ha raggiunto rendimenti del tutto confrontabili con quelli degli analoghi rotativi.

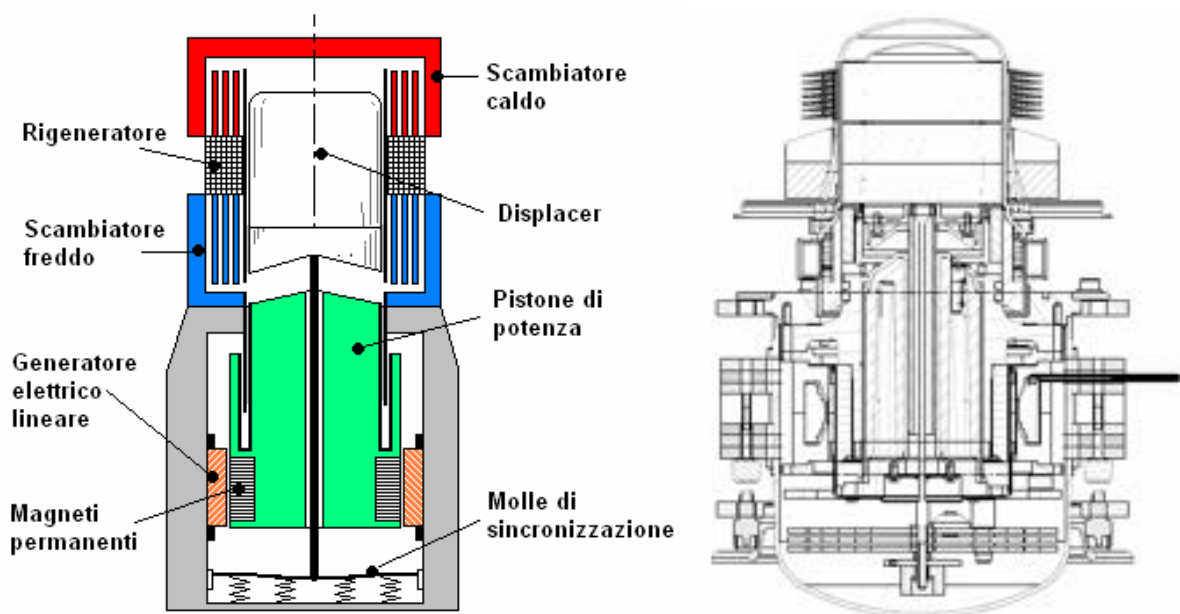


Fig 3.8.7 - Schema funzionale di un motore FreePiston ed esempio realizzativo (MicroGen)

E' evidente il vantaggio in termini di compattezza di tale soluzione; eventuali perdite per shunt termico (ovvero perdite per isteresi e correnti parassite nei nuclei ferromagnetici, tipicamente di maggiore entità nei generatori elettrici lineari) sono compensate dall'assenza delle perdite meccaniche dei manovellismi. Va però osservato che il movimento sincronizzato di pistone di potenza e displacer è affidato all'azione congiunta di molle meccaniche, differenze di pressione nelle diverse zone ed azione di contrasto del generatore elettrico. Ne consegue che potranno essere guidate solo masse non eccessive. Ne deriva la limitazione di applicazione di tale configurazione a motori di potenza bassa, tipicamente non superiore ai 10 kW.

Principali costruttori e modelli sul mercato, affidabilità, costi di installazione e manutenzione

Di seguito si elencano i principale costruttori di motori Stirling e si illustrano le loro applicazioni anche cogenerative. Per ciascun modello vengono riportati alcuni cenni sulla società e/o il consorzio che lo sta sviluppando, alcune immagini, una tabella con le principali prestazioni, alcune informazioni su costi di installazione e manutenzione.

Si tenga presente che:

- Le prestazioni sono spesso fornite dai costruttori senza specificare le condizioni di prova e quindi difficilmente confrontabili tra i vari modelli.
- I dati di durata, manutenzione, affidabilità e costi di esercizio (per manutenzione), sono molto aleatori. Pochi costruttori sono partiti con sperimentazioni sul campo.
- Sui costi finali non ci sono dati certi. Magari si conoscono i prezzi di produzione di un motore Stirling (assolutamente fuori mercato) ma non gli effetti della economia di scala.

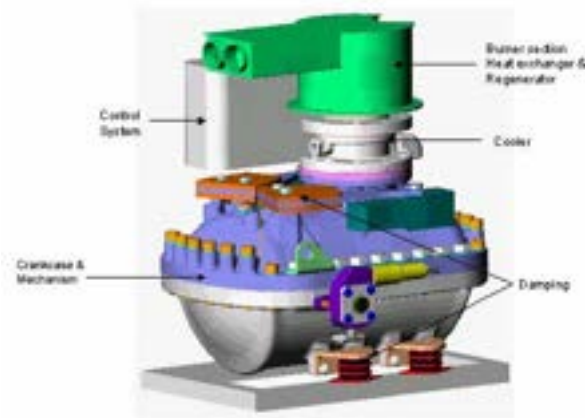
I modelli riportati sono tutti pronti per essere immessi sul mercato, presumibilmente entro i prossimi due-tre anni. I costi sono ancora superiori ai 3000 – 3500 €/kW_e (per le unità da pochi kW_e), ma si stima che produzioni di grande serie possano portare tali costi a valori confrontabili con quelli dei motori a combustione interna

Disenco

La Disenco sviluppa un motore Stirling di tipo β . Il progetto originale è stato sviluppato dalla Lund University, ma la configurazione attuale è stata studiata dalla Ricardo. Disenco collabora con Prodrive per la produzione del motore, con Sentec per l'elettronica di controllo e con la ditta costruttrice di caldaie Malvern.

Accordo di Programma MSE-ENEA:

Le tecnologie innovative ed efficienti nei sistemi di generazione in assetto co-trigenerativo e nei sistemi integrati con unità a pompa di calore nelle applicazioni industriali e del terziario



Potenza Elettrica	3 kW _e (di picco)
Potenza termica	12- 18 kW _t
Consumo	n.d.
Rendimento elettrico	n.d.
Rendimento in cogenerazione	92 %
Rumorosità	n.d.
Ingombri L x H x P (mm)	n.d.
Pesi	n.d.
Combustibili	Gas naturale, GPL. Sono in sviluppo modelli per l'utilizzo di altri combustibili (legno, biodiesel,...)
Manutenzione	n.d. - Il costruttore fornisce una vita utile di 15 anni.
Costi installazione	n.d.

Infinia

Il motore Stirling Infinia (ex STC) è un LFPSE (Linear Free Piston Stirling Engine) che è stato utilizzato per sviluppare un microcogeneratore ad uso domestico accoppiandolo ad una caldaia di integrazione e ad un sistema di accumulo termico a stratificazione da 105 L. Il motore è prodotto dalla giapponese RINNAI. Fanno parte del consorzio che sviluppa il microcogeneratore MerloniTermoSanitari Spa, ENATEC e Bosch.

Potenza Elettrica	1 kW _e
Potenza termica Stirling	6.4 kW _t
Potenza termica caldaia integrazione	19.7 kW _t
Potenza termica totale sistema microcogenerativo	26.1 kW _t
Consumo Stirling	8 kWh _c /kWh _e
Consumo caldaia integrazione	1.04 kWh _c /kWh _t
Consumo sistema	28.5 kWh _c /kWh _e
Rendimento elettrico Stirling	12.5 %
Rendimento termico Stirling	80 %
Rendimento termico caldaia di integrazione	96 %
Rendimento termico sistema microcogenerativo	91.6 %
Rendimento globale Stirling	92.5 %
Rendimento globale sistema microcogenerativo	95.1 %
Rumorosità	n.d.
Ingombri L x H x P (mm)	n.d.
Pesi	n.d.
Combustibili	Gas naturale, GPL
Manutenzione	n.d.
Costi installazione	n.d.



Schema di funzionamento del motore LFPSE Infinia costruito dalla RINNAI

Applicazione ad alimentazione solare

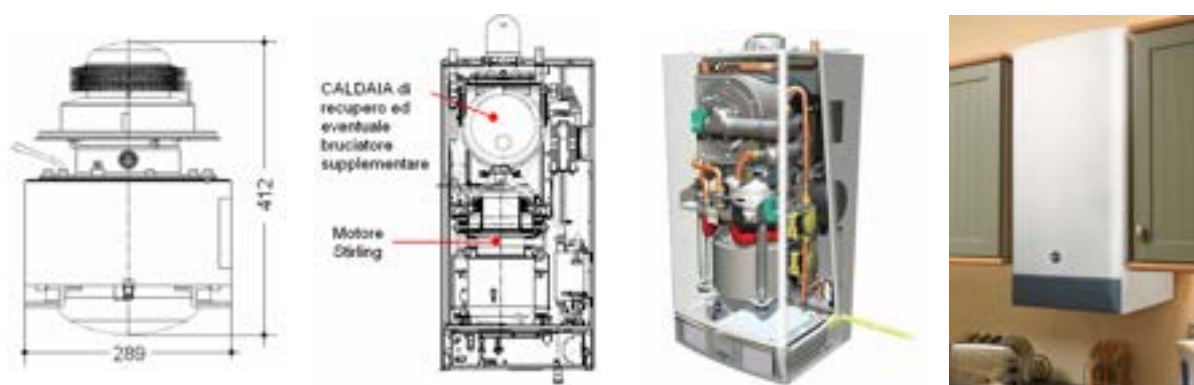
La principale applicazione della società Infinia è costituita da una sistema solare a concentrazione costituito da un paraboloide montato su di una struttura girevole capace di inseguimento solare e di autosostentamento. Il paraboloide si richiude in posizione protetta durante la notte e nel caso di perturbazione atmosferica. Il sistema è calcolato per resistere a venti fino a 160 km/h e rimane in funzionamento fino a venti di 50 km/h. Sono state verificate anche le condizioni di resistenza a neve e grandine.



Potenza di Picco	3 kW	con specchi puliti, 20°C di temperatura ambiente ed insolazione 850 W/m ²
Tensione	220 V AC	50 Hz
Peso	864 kg	
Larghezza	4,7 m	
Altezza	5,6 – 6,4 m	
Emissione acustica	65 dBA @10 m	

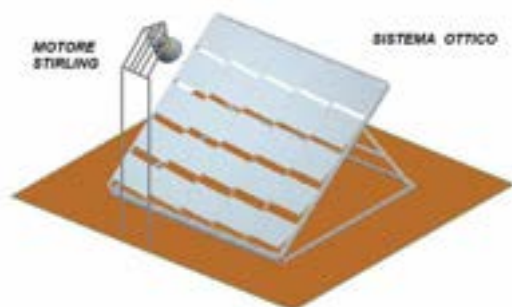
Microgen

Il motore Microgen è un LFPSE (Linear free Piston Stirling Engine) caratterizzato da elevata silenziosità, affidabilità e ottime prestazioni. Un consorzio costituito da Viessmann, Baxi, Vaillant, Remeha e Sunpower ha in progetto un micogeneratore per uso domestico, di cui è previsto il lancio sul mercato nel primo trimestre 2009, basato sul motore Stirling Microgen accoppiato con una caldaia di integrazione, sia in configurazione con accumulo termico che “wall-mounted”.



Potenza Elettrica	1 kW _e (netto) 1,1 kW _e (lordi)
Potenza termica Stirling	6 kW _t
Potenza termica caldaia integrazione	18 – 28 kW _t
Potenza termica totale sistema microcogenerativo	24 – 34 kW _t
Consumo Stirling	7,4 kW
Rendimento elettrico Stirling	13.5 %
Rendimento termico Stirling	81.1 %
Rendimento globale Stirling	94.6 %
Rumorosità	< 45 dBA
Ingombri L x H x P (mm)	450 x 920 x 425
Pesi	110 kg
Combustibili	Gas naturale, GPL
Manutenzione	n.d.
Costi installazione	n.d.

L'unità MICROGEN può essere considerata attualmente il motore Stirling più affidabile ed efficiente tra quelli che stanno affacciandosi su di un mercato che ancora presenta pochissimi concorrenti. E' presente con il solo prototipo da 1 kW_e, che però ben si presta per la micro-cogenerazione, anche con alimentazione solare. Quest'ultimo prodotto prevede in particolare la concentrazione dell'irraggiamento solare tramite un sistema ottico con struttura fissa con una matrice di specchi in grado di inseguire la posizione solare ottimale con movimentazione autonoma e con un assorbimento di potenza minimo. La posizione fissa della struttura, e quindi anche del motore, rende agevole la raccolta del calore di raffreddamento e la sua utilizzazione per riscaldamento o produzione di acqua calda sanitaria. Nella figura seguente sono rappresentati schematicamente il sistema ottico a 25 specchi orientabili ed un motore su struttura fissa, mentre in fotografia è raffigurato un prototipo durante la fase sperimentale.



Schema di impianto con pannello fisso e specchi orientabili autonomamente



Prototipo di sistema cogenerativo solare

SOLO - Stirling System

La società Solo GmbH è stata rilevata dalla società Svizzera Stirling System GmbH con sede a Schaffhausen.

SOLO 161

Il motore Stirling è di tipo α con due cilindri disposti a V.



Potenza Elettrica	2 - 9 kW _e (± 5 %)
Potenza termica	8 - 26 kW _t (± 5 %)
Consumo	16 - 40 kW
Rendimento elettrico	22 - 24,5 % (± 1 %)
Rendimento in cogenerazione	92 - 96 %
Rumorosità	n.d.
Ingombri L x H x P (mm)	1280 x 980 x 700
Pesi	460 kg
Consumo elettrico	n.d.
NO	80 -120 mg/m ³
CO	40 - 60 mg/m ³
Combustibili	Gas naturale, GPL
Manutenzione	n.d.
Costi installazione	n.d.

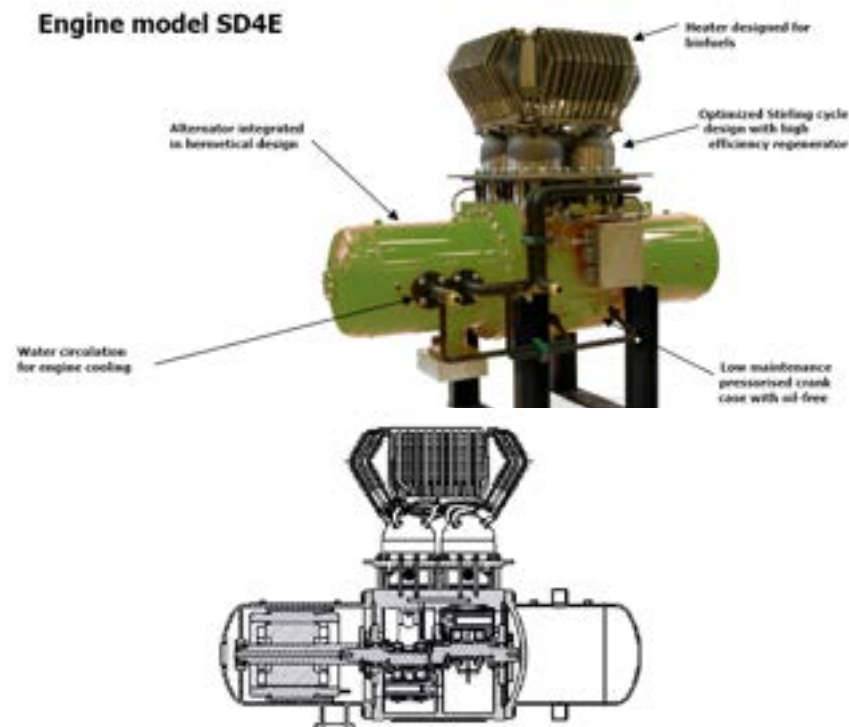
SEM (Stirling Engine Module)



Potenza Elettrica	~ 1.2 kW _e
Potenza termica	5 kW _t (15 kW _t con caldaia ausiliaria)
Consumo	
Rendimento elettrico	~ 18 % (20.9 % in laboratorio; obiettivo: 25 %)
Rendimento in cogenerazione	~ 90 % (riferito al Potere Calorifico Superiore)
Rumorosità	n.d.
Ingombri L x H x P (mm)	n.d.
Pesi	n.d.
Combustibili	Gas naturale, GPL
Manutenzione	Secondo il costruttore le prove sul campo condotte su 5 applicazioni reali per un totale di 20.000 ore, hanno evidenziato una buona affidabilità.
Costi installazione	n.d.

Stirling Danmark

L'azienda, fondata nel 2004 dal Professor Henrik Carlsen del Technical University of Denmark, ha sede in Danimarca e offre sistemi cogenerativi basati su un motore Stirling a 4 cilindri a doppio effetto da 35 kW_e denominato SD4E.



Potenza Elettrica	35 kW _e
Rendimento elettrico	28 %;
Combustibili	Specificamente progettato per bio-combustibili, può essere utilizzato con combustibili di vario tipo, sia solidi, sia liquidi, sia gassosi.
Rumorosità	n.d.
Ingombri L x H x P (mm)	n.d.
Pesi	n.d.
Manutenzione	Intervalli di manutenzione ogni 4.000 – 8.000 ore.
Costi installazione	n.d.

STM Corporation - Stirling Biopower

La Stirling Biopower ha acquisito la STM Corporation, azienda sorta dopo il fallimento di STM Power Inc. (USA), che ha sviluppato motori pensati per la propulsione ibrida.

STM 4

Il motore Stirling STM 4 è un quattro cilindri a doppio effetto a piatto oscillante

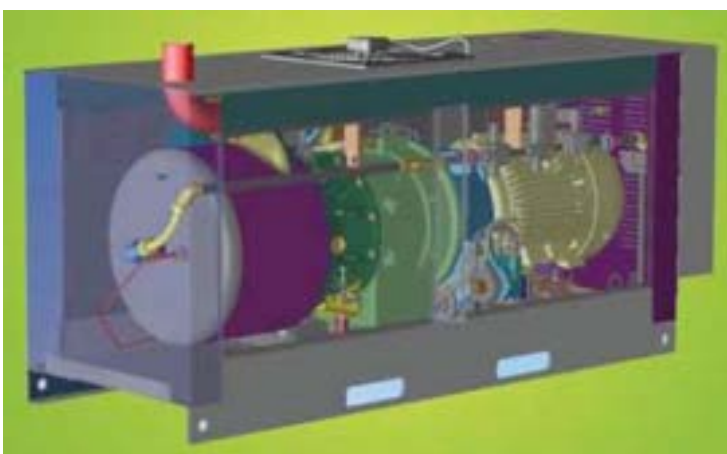


Potenza Elettrica	55 kW _e
Potenza termica	91 kW _t
Consumo	3,333 kWh _c /kWh _e
Rendimento elettrico	30 %
Rendimento in cogenerazione	80 %
Rumorosità	58 dBA a 7 metri
Ingombri L x H x P (mm)	2590 x 1100 x 860 (sola produzione elettrica) 2590 x 1730 x 860 (versione cogenerativa)
Pesi	1455 kg (sola produzione elettrica) 1591 kg (versione cogenerativa)
Combustibili	Combustibili convenzionali, alcol, idrogeno, biomasse (solide, liquide e gassose) Recupero di calore di scarto da processi ad alta temperatura (760°C)
Manutenzione	Per un motore che lavora a pieno regime, la STM dichiara una operazione di manutenzione ordinaria ogni 10.000 ore.
Costi installazione	n.d.

I motori STM possono essere installati in più moduli, in modo da raggiungere potenze elettriche superiori.

PowerUnit

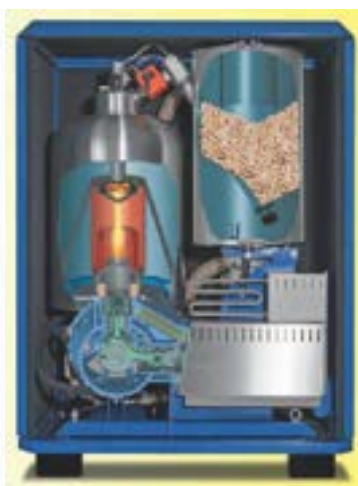
A partire dal motore STM 4 la Stirling Bipower ha sviluppato il cogeneratore PowerUnit



Potenza Elettrica	38 kW _e
Potenza termica	68 - 71 kW _t
Consumo	136 - 141 kW
Rendimento elettrico	27 - 28 %
Rendimento in cogenerazione	75 - 80 %
Rumorosità	n.d.
Ingombri L x H x P (mm)	n.d.
Pesi	n.d.
Combustibili	Combustibili gassosi, liquidi e biomasse Recupero di calore da flussi di aria/gas ad alta temperatura
Manutenzione	n.d.
Costi installazione	n.d.

Sunmachine

Sunmachine è una società con sede in Germania. Produce unità di cogenerazione, basate su motori Stirling di tipo α , alimentate a gas (gas naturale, GPL e biogas) e a pellet. Produce anche un sistema ad energia solare costituito da un paraboloide che concentra la radiazione solare sulla "testa calda" di un motore Stirling.

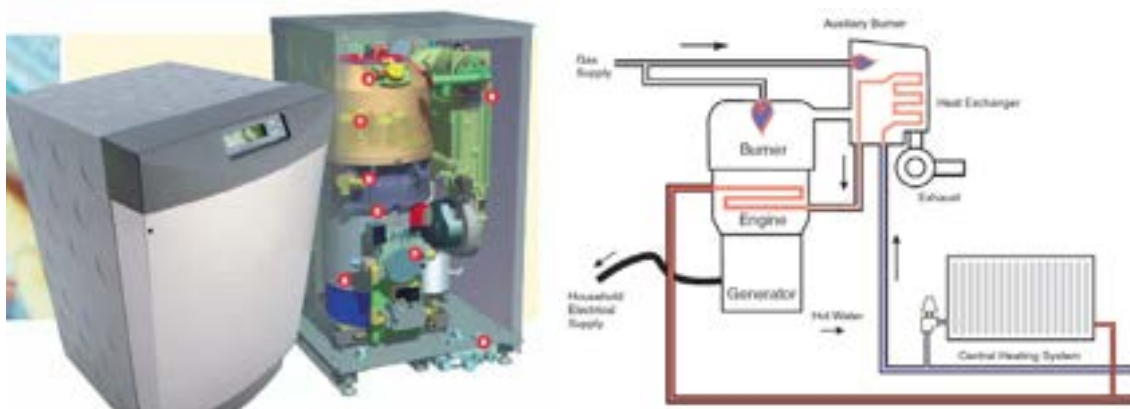


Alimentazione a gas

(gas naturale, GPL, biogas)		Alimentazione a pellet di legna
Potenza Elettrica	1.5 - 3 kW _e	
Potenza termica	4.5 - 10.5 kW _t	
Consumo	7.5 - 14.9 kW _e	
Rendimento elettrico	20 - 25 %	
Rendimento in cogenerazione	~ 90 %	
Rumorosità	~ 49 dB	
Ingombri L x H x P (mm)	1160 x 1590 x 760	
Pesi	300 kg (gas), 410 kg (pellet)	
Combustibili	Gas naturale, GPL, biogas, pellet di legna	
Manutenzione	n.d. - Il costruttore raccomanda un controllo ogni 3500 h o una volta all'anno	
Costi installazione	€ 19.800 (gas) - 23.500 (pellet) (IVA inclusa) in Germania	

WhisperTech

Il microcogeneratore Whispergen della WhisperTech Ltd della è distribuito in Inghilterra dalla E.ON. Dal 2005 è disponibile nella versione con caldaia supplementare per utenze termiche maggiori. La WhisperTech Ltd fornisce anche cogeneratori per applicazioni off-grid per uso a bordo di camper, roulotte od imbarcazioni.



Potenza Elettrica	1 kW _e
Potenza termica	7 kW _t (motore) + 5 kW _t (caldaia integrazione) Min 5,5 kW _t Nominale superiore a 7 kW _t Max superiore a 12 kW _t
Consumo	1,55 m ³ /h (consumo massimo in cogenerazione)
Rendimento elettrico	n.d.
Rendimento in cogenerazione	n.d.
Rumorosità	n.d.
Ingombri L x H x P (mm)	480 x 840 x 560
Pesi	137 kg (senza acqua all'interno)
Consumo elettrico	9 W in stand-by 100 W in funzionamento
Combustibili	Gas naturale
Manutenzione	Una operazione di manutenzione e check all'anno. Esistono appositi contratti di servizio e manutenzione
Costi installazione	£ 3.000 (IVA inclusa) in Inghilterra (di cui £ 1.350 di fornitura) € 14.000 (IVA inclusa) in Germania (di cui € 10.000 di fornitura)

Prestazioni in assetto cogenerativo e caratteristiche dell'energia termica disponibile

Nel motore Stirling la presenza di combustione esterna rende molto flessibile la produzione combinata di energia elettrica e termica. Infatti, a differenza di quanto avviene nelle macchine a combustione interna, dove il calore viene recuperato a valle della macchina, nella camera di combustione esterna si può produrre calore contemporaneamente per il motore e per l'utenza termica ad alta temperatura. In particolare nel motore il calore ad alta temperatura serve per scaldare la "testa calda" dello Stirling, dal quale è anche possibile recuperare calore a più bassa temperatura dal raffreddamento della "testa fredda". E' quindi possibile sfruttare calore a diversi livelli di temperatura.

In sintesi si può dire che con le macchine a combustione interna la cogenerazione è sempre in serie, mentre con il motore Stirling il calore ad alta temperatura è in parallelo alla produzione di energia elettrica e quello a bassa temperatura è in serie, essendo necessariamente derivato dal raffreddamento del motore.

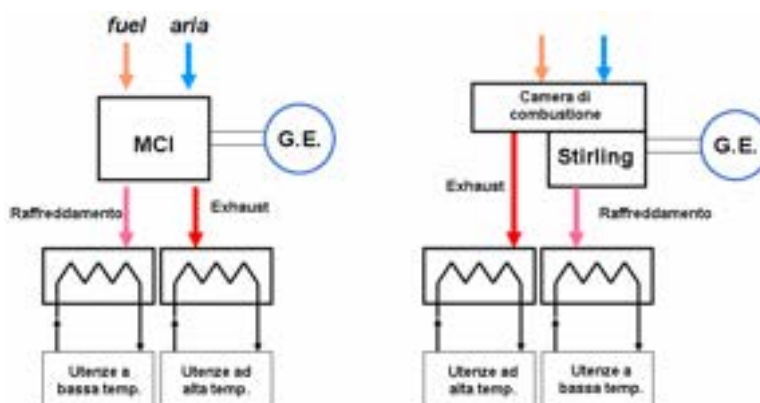


Fig 3.8.8 - Schema impiantistici cogenerativi tipici di MCI e motore Stirling

E' utile evidenziare che, mentre nei motori a combustione interna il raffreddamento è una esigenza tecnologica, nei motori a combustione esterna il rilascio di calore a bassa temperatura è una esigenza termodinamica del ciclo. Esso influisce infatti sul rendimento del ciclo, che sarà tanto maggiore quanto minore è la temperatura di cessione del calore.

In conclusione la cogenerazione con il motore Stirling rende possibile l'inseguimento del carico termico in maniera indipendente dal funzionamento del motore, il cui rendimento influisce solo sul calore rilasciato a bassa temperatura. Da quanto sopra detto risulta che il motore Stirling può trovare nella cogenerazione quella fortuna applicativa che sino ad ora non ha mai avuto. Le più recenti applicazioni stanno dando ragione a tale approccio.

Inoltre la combustione esterna che permette di scegliere liberamente il combustibile o la fonte di calore, apre possibilità che, in una situazione energetica sempre più critica, acquista peculiarità anche economiche molto apprezzate.

In figura 3.8.9 sono riportati i valori dichiarati del rendimento elettrico e termico dei motori Stirling in precedenza descritti ed i limiti individuati dalla delibera 42/02 dell'AEEG e successive modifiche. Le curve limite dell'IRE sono ottenute sotto le seguenti ipotesi: alimentazione a gas naturale, connessione in bassa tensione (sia nel caso di autoconsumo, sia nel caso di immissione in rete dell'E.E. prodotta), utilizzo dell'energia termica in ambito civile.

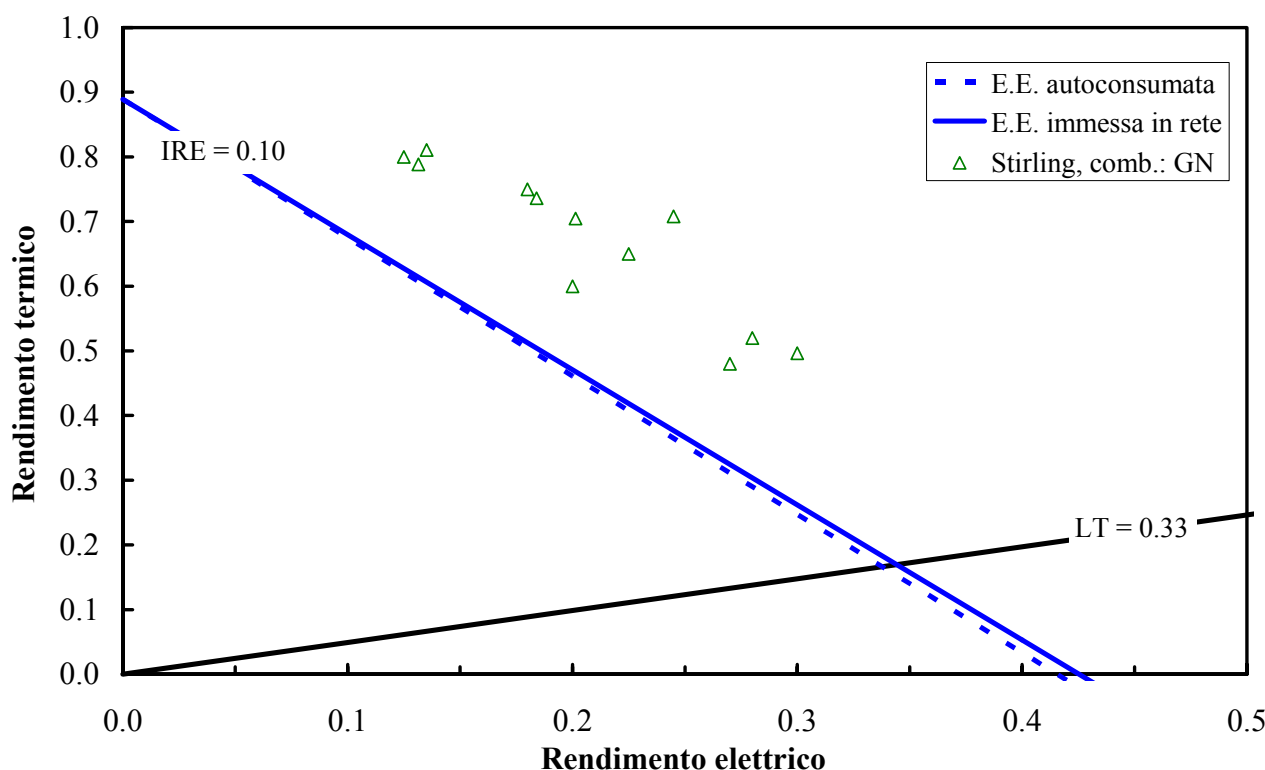


Fig. 3.8.9 – Posizionamento dei motori Stirling rispetto alla normativa italiana sulla cogenerazione.

Ipotesi: combustibile GN, connessione in BT (sia nel caso di autoconsumo, sia nel caso di immissione in rete dell' E.E. prodotta), utilizzo del calore in ambito civile

Combustibili impiegabili

La natura del motore Stirling di macchina a ciclo chiuso ed a “combustione esterna” lo rende adatto all’impiego dei combustibili più disparati, dai tradizionali combustibili fossili sia gassosi, sia liquidi, sia solidi, ai combustibili derivati da recupero o produzione agroalimentare, come biogas di vario genere, landfill gas, combustibili di origine rinnovabile sia liquidi (biooli) sia solidi (pellet). Grazie alla combustione esterna e di tipo continuo (quindi caratterizzata dalla quasi totale assenza di oscillazioni di pressione), si ottengono bassi livelli di emissioni sia gassose sia acustiche, spesso irraggiungibili con altre macchine, quali i motori alternativi a combustione interna.

Il calore introdotto nella macchina può anche non derivare dalla combustione, ma è possibile lo sfruttamento di energia termica di origine geotermica, solare ad alta temperatura o di recupero da processi industriali.

In particolare per quanto riguarda l’energia termica di origine solare, si stanno concretizzando alcune realizzazioni industriali di prodotti che sembrano ottenere un vantaggio economico con lo sfruttamento “termodinamico” dell’irraggiamento solare. In termini cogenerativi il sistema si presenta particolarmente vantaggioso per le applicazioni civili di piccola taglia poiché il recupero del calore scaricato dal motore Stirling può essere agevolmente utilizzato per il riscaldamento e/o la produzione di acqua sanitaria, risultando competitivo nei confronti dei sistemi fotovoltaici.

Previsioni di mercato

Studi svolti hanno permesso di individuare alcune condizioni che devono essere soddisfatte affinché lo Stirling abbia la possibilità di diffondersi in applicazioni cogenerative di tipo civile residenziale, in competizione con le attuali caldaie murali:

- la manutenzione e altri oneri aggiuntivi dovuti alla al sistema di microcogenerazione devono essere comparabili con quelli di una caldaia, sia in termini di costi che in termini di impegno temporale (ad esempio gli interventi di manutenzione dovrebbero essere coincidenti con quelli della caldaia);
- il maggior costo iniziale del sistema di micro-cogenerazione deve poter essere ammortizzato in tempi accettabili per l'utente finale.

Con riferimento a quest'ultimo punto, studi in merito hanno evidenziato che, tenendo conto degli attuali costi dell'energia elettrica e del gas naturale nei vari paese europei, il sovraccosto rispetto ad una caldaia tradizionale, che può supportare un sistema di microcogenerazione con motore Stirling per risultare concorrenziale rispetto alla caldaia in parte del mercato europeo, si dovrebbe attestare, in assenza di incentivi, tra 500 e 1000 €/kW_e, valori questi non ancora in linea con i prezzi che, ufficiosamente, circolano tra i produttori.

Esempi di realizzazioni

Stirling Danmark – Castel D'Aiano (BO)

Il sistema di cogenerazione è costituito da un gassificatore, nel quale viene prodotto gas dalla gassificazione del cippato di legna, una camera di combustione, nella quale il gas viene bruciato, e un motore Stirling SD4E da 35 kW_e (Stirling Danmark) ad essa accoppiato; la potenza termica utile è di 140 kW_t. L'energia elettrica erogata dal generatore viene ceduta direttamente alla rete di bassa tensione, mentre il calore prodotto viene immagazzinato in una batteria di accumulatori termici e distribuito da una rete di teleriscaldamento a varie strutture. La rete di teleriscaldamento ha una lunghezza totale di 800 metri e la volumetria servita raggiunge i 12.500 m³, per un consumo termico stimato in fase di progetto di oltre 480 MWh/anno. In fase di progetto è stato previsto che l'impianto di cogenerazione lavori circa 6.000 ore/anno producendo circa 210 MWh di energia elettrica e 840 MWh di energia termica, di cui solamente una parte viene dispersa in atmosfera per il raffreddamento del motore nei mesi in cui la rete di teleriscaldamento non riesce a distribuire tutta l'energia termica accumulata. Il consumo annuale di legno è stato stimato in circa 450 tonnellate.

Il costo del sistema di cogenerazione, comprendente gassificatore, caldaia e motore Stirling, è stimato in 210.000 €.



WhisperTech

Due cogeneratori Whispergen (WhisperTech) (potenza elettrica nominale 1 kW_e, potenza termica, comprensiva di caldaia integrativa, 12 kW_t) sono installati in provincia di Bergamo in due abitazioni isolate con annesso ufficio, dove producono energia elettrica e calore per riscaldamento e produzione acqua calda sanitaria. Il primo cogeneratore è stato installato a novembre 2006 e ha totalizzato circa 5000 ore di funzionamento (marzo 2009,); il secondo cogeneratore, installato a febbraio 2008, ha totalizzato circa 3700 ore di funzionamento (marzo 2009). Sono previsti interventi di manutenzione una volta all'anno per controllo combustione, pressione azoto nei cilindri e pulizia parti interne. L'installazione chiavi in mano, compresi i costi di avviamento, costa 9.000 €.

3.9 Celle a combustibile

Nel panorama dei sistemi energetici le celle a combustibile o *Fuel Cells* (FC), rappresentano una soluzione che consente, anche con taglie di potenza ridotta, di ottenere rendimenti elettrici significativi. Questa emergente tecnologia può essere impiegata sia per la produzione di energia elettrica, sia per applicazioni cogenerative, presentando benefici in termini di prestazioni e di impatto ambientale. In particolare la modularità delle FC permette di realizzare impianti con potenza elettrica compresa fra 500 W e 10 MW, con rendimenti pressoché identici fra loro e che presentano un'ottima gestione del carico ed un basso costo di esercizio. La densità di potenza (potenza per unità di volume) ottenibile è abbastanza limitata rispetto ai MCI, tuttavia tale aspetto non costituisce un fattore essenziale nell'impiego stazionario.

Descrizione della macchina e componenti fondamentali

Le celle a combustibile sono sistemi elettrochimici capaci di convertire l'energia chimica del combustibile (tipicamente, ma non esclusivamente, idrogeno) direttamente in energia elettrica, senza un processo di combustione e scambio di lavoro meccanico con l'esterno. Infatti, il principio di funzionamento che sta alla base delle FC prevede la presenza di reazioni elettrochimiche che generano una corrente elettrica utile.

La struttura di una FC è analoga a quella di una pila elettrochimica; sono presenti due elettrodi (anodo e catodo) ed un elettrolita disposto tra i due elettrodi (figura 3.9.1). Il combustibile, solitamente H_2 , viene alimentato dall'esterno al comparto anodico, mentre un flusso di ossidante (aria o ossigeno puro) viene convogliato verso il catodo. La presenza di catalizzatore sugli elettrodi favorisce due semireazioni: di ossidazione elettrochimica dell'idrogeno ($H_2 \rightarrow 2H^+ + 2e^-$) e di riduzione elettrochimica dell'ossigeno ($2H^+ + 1/2O_2 + 2e^- \rightarrow H_2O$) con scambio di ioni attraverso l'elettrolita e formazione di acqua; in definitiva le reazioni liberano elettroni sull'anodo generando un flusso di corrente continua: tali elettroni possono essere convogliati su un carico elettrico esterno.

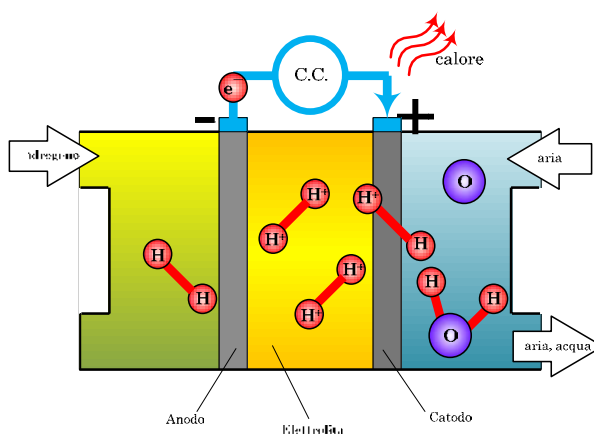


Figura 3.9.1

Per ottenere potenze adeguate, la sezione elettrochimica di un sistema FC si compone tipicamente di numerosi moduli assemblati in parallelo tra loro, il cui insieme prende il nome di *stack*.

Al momento esistono diverse tipologie di FC, ad un diverso livello di sviluppo, che includono:

- le celle a combustibile alcaline AFC,
- le celle a combustibile a membrana polimerica PEMFC,
- le celle a combustibile ad acido fosforico PAFC,
- le celle a combustibile a carbonati fusi MCFC,
- le celle a combustibile ad ossidi solidi SOFC,
- e ultimamente le celle a combustibile a metanolo diretto DMFC.

Tutte queste tipologie si differenziano in base alla natura dell'elettrolita impiegato e sono caratterizzate da temperature di esercizio differenti (variabili da 50°C a 900°C), con importanti risvolti in relazione all'impiego cogenerativo. Usualmente le FC vengono classificate in base alla temperatura, distinguendo tra celle a bassa temperatura (AFC, PEMFC, PAFC e DMFC; tra queste solo le DMFC non hanno attualmente una prospettiva reale di impiego cogenerativo) e celle ad alta temperatura (MCFC e SOFC). La tabella 3.9.1 riporta i valori tipici di temperatura di funzionamento, assieme ad altre caratteristiche tipiche.

Tabella 3.9.1

	PEMFC	AFC	PAFC	MCFC	SOFC
Elettrolita	Membrana polimerica (ioni H ⁺)	Soluzione alcalina (ioni OH ⁻)	Acido fosforico (ioni H ⁺)	Carbonati di litio fusi (ioni CO ₃ ²⁻)	Ossido di zirconio (ioni O ²⁻)
Reforming interno	No	No	No	Si	Si
Ossidante	Aria	O ₂	Aria	Aria	Aria
Temperatura di funzionamento	60-110°C	90-250°C	150-210°C	600-700°C	700-1000°C
Rendimento del sistema (1)	25-35%	32-40%	35-40%	40-50%	45-55%
Sostanze nocive	CO, Zolfo	CO, CO ₂ , Zolfo	CO, Zolfo	Zolfo	Zolfo

(1) con riferimento al potere calorifico superiore, HHV

Per poter generare energia, oltre alla sezione elettrochimica vera e propria, è necessario un complesso di componenti ausiliari fondamentali. Ogni sistema è pertanto costituito da alcuni sottosistemi principali: 1) lo *stack* che produce energia elettrica sottoforma di corrente continua; 2) il sistema di alimentazione dell'ossidante, che prevede in particolare un compressore/ventilatore; 3) il sistema di condizionamento della potenza elettrica che trasforma la corrente continua uscente dallo *stack* in corrente alternata e adeguata tensione e frequenza ai valori opportuni richiesti dal carico esterno; 4) la sezione di stoccaggio e

Un sistema elettronico di supervisione e controllo esterno consente di coordinare il funzionamento delle diverse sezioni e di intervenire, quando necessario, per mantenere la sicurezza dell'impianto, o per far fronte a possibili avarie o malfunzionamenti di qualche sua parte.

Lo schema di figura 3.9.2 mette in evidenza i principali componenti di un sistema a cella a combustibile.

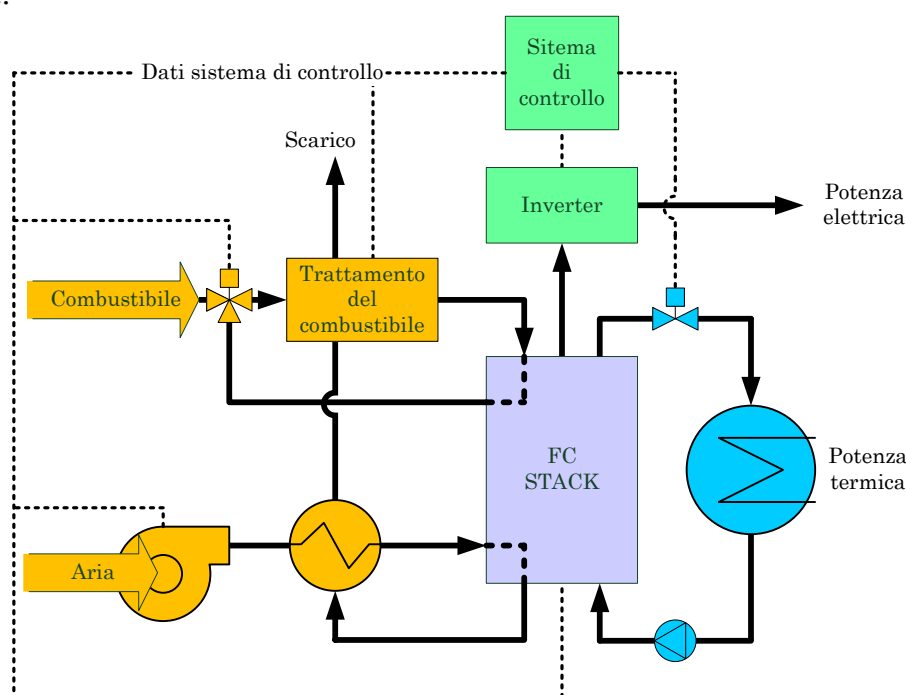


Figura 3.9.2

Tale schema generale d'impianto è simile in tutte le diverse filiere di celle a combustibile, eccetto alcuni accorgimenti tecnologici adottati in funzione delle temperature di funzionamento.

Sebbene gli impianti cogenerativi basati su celle a combustibile abbiano fatto il loro ingresso sul mercato energetico solo negli anni più recenti ed ancora risentano di una notevole immaturità tecnica per poter penetrare tale mercato, sono diverse le società che si stanno attivamente impegnando nello sviluppo e commercializzazione di questi impianti.

- Ballard (Canada) – sin dal 1983 sviluppa e commercializza sistemi per uso stazionario cogenerativo di taglie comprese fra 1-10 kW.
- UTC Fuel Cell (USA) – sta sviluppando un sistema da 5 kW per uso residenziale e piccole applicazioni commerciali. UTC Fuel Cell ha un'esperienza trentennale ed ha già installato sistemi da 4kW alimentati a gas naturale nello stato dell'Ohio.

- Hydrogenics (USA) – ha in produzione un sistema CHP da 5 kW per uso domestico con un rendimento complessivo di circa il 75 %. Hydrogenics sta inoltre sviluppando un sistema di taglia compresa fra i 15-25 kW per un impiego nell’ambito commerciale ed istituzionale.
- Nuvera Fuel Cell (Italia/USA) – sta sviluppando un sistema da 5 kW per uso residenziale con l’intento primario di abbattere i costi di investimento iniziale.
- AltErgy (USA) – progetta e produce sistemi CHP di taglia fra 5-30kW per impiego stazionario.
- Electro Power Sytem (Italia) – ha in progetto di installare diversi sistemi di prova in molte regioni del mondo per provare e affinare un’unità CHP da 7 kW.
- Exergy (Svezia/Italia) – ha realizzato nel 2003 un sistema CHP da 5kW alimentato ad idrogeno ed ora sta mettendo sul mercato un sistema CHP da 5 kW alimentato a gas naturale.
- Helion (Francia) - sta sviluppando un’unità energetica CHP integrata con altre sorgenti rinnovabili di cui ancora non si conosce la data di presentazione.
- Hydra Fuel Cell (USA) – ha installato due sistemi Hydrastax systems negli USA e recentemente ha avuto commesse per ulteriori 50 unità da installare in tutto il mondo.
- Plug Power (USA) - produce un sistema CHP da 7kW per uso residenziale distribuito in tutto il mondo da General Electrics.

Sistemi basati su tecnologia di tipo SOFC:

- Rolls Royce Fuel Cell Systems (UK) – ha terminato lo sviluppo del sistema IP-SOFC conseguendo le caratteristiche prestazionali per poterlo immettere sul mercato e sta iniziando la pre-industrializzazione del prototipo. Il sistema consiste di un’unità cogenerativa ibrida che accoppia un SOFC da 800kW con una micro turina da 200 kW.
- Bloom Energy (USA) – è stata nominata una delle migliori società di SOFC nel 2007 ed ora sta introducendo sul mercato il proprio sistema rigenerativo “stealth mode”.
- Ceres Power (UK) – nel 2007 ha presentato il primo sistema CHP integrato ed ha annunciato due accordi con EDF e Centrica per produrre sistemi CHP per uso residenziale.
- Ceramic Fuel Cell (Australia) – sviluppa sistemi con geometria planare da più di quattordici anni ottimizzati per poter essere alimentati con diversi tipi di combustibile: GPL, bio-combustibile e altri idrocarburi.
- Siemens-Westinghouse (Germania) – è leader nel mercato dei sistemi a geometria tubolare ed è stato installato un sistema cogenerativo da 100kW in Olanda mentre altri due sistemi da 250 kW e 1 MW hanno raggiunto la fase finale di sviluppo.
- Fuel Cell Energy (Canada) – sta sviluppando una sistema a geometria planare da 2 kW con temperatura di funzionamento attorno a 700°C; il prototipo “RP-2” ha recentemente superato le 4000 ore di funzionamento.

- Zteck Corporation (USA) – è in grado di commercializzare un sistema ibrido con cella SOFC da 200 kW accoppiata ad una microturbina e un sistema semplice con cella SOFC da 150 kW per produrre potenza elettrica, termica e frigorifera.

Sistemi basati su tecnologia di tipo MCFC:

- Ansaldo Fuel Cell (Italia) – il programma di sviluppo prevede l'industrializzazione di sistemi di taglia compresa fra i 100kW e i 30 MW. il modello di lancio sarà l'unità "series-500" concepito per entrare nel breve termine sul mercato.
- Fuel Cell Energy (USA) – leader nello sviluppo della tecnologia di sistemi MCFC offre sul mercato la propri sistemi "Direct Fuel Cell" con taglie di potenza comprese fra 250 kW e 1 MW.

Sistemi basati su tecnologia di tipo PAFC:

- Fuji Electric Company (Giappone) – presso il centro di sviluppo della Fuji si produce e vende un sistema CHP da 100kW denominato FP-100.
- HydroGen (USA) – produce diverse unità CHP utilizzando il proprio sistema brevettato da 400kW
- UTC Power(USA) – ha aperto la strada alla commercializzazione dei sistemi a cella combustibile con il modello PC25-PAFC vendendone oltre duecento in tutto il mondo. Sebbene stia continuando la produzione di sistemi CHP di tipo PAFC sta spostando il proprio core business sulla tecnologia PEMFC
- Mitsubishi Electric Corporation (Giappone) – ha in progetto di commercializzare un sistema CHP da 200-kW.

Prestazioni in assetto cogenerativo e caratteristiche dell'energia termica disponibile

Il rendimento elettrico di un sistema a cella a combustibile, benché affetto dagli assorbimenti di energia da parte dei numerosi ausiliari (in primo luogo il compressore dell'aria e l'inverter), assume valori abbastanza elevati: nel caso di alimentazione con idrogeno si ottengono valori fino a 40÷45% per le celle a bassa temperatura e del 48÷50% per le celle ad alta temperatura; e si considera la possibilità di inserire la cella ad alta temperatura in un ciclo termico più complesso (ad esempio integrando la FC con una microturbina) si arriva a valori del rendimento di 60÷65% (rendimenti valutati rispetto al potere calorifico inferiore, LHV).

Nel caso invece di celle a bassa temperatura, considerando l'alimentazione a gas naturale o metanolo con relativo stadio di reforming per la conversione del combustibile in idrogeno, il rendimento complessivo del sistema è tipicamente del 30÷35%.

Una proprietà estremamente interessante dei sistemi a FC è la possibilità di mantenere il rendimento elettrico elevato in un ampio range di valori della potenza erogata: come si osserva in figura 3.9.3, per un tipico sistema con FC, ai carichi parziali si ha addirittura un incremento di rendimento; solo per potenze molto basse il consumo interno di energia dovuto agli ausiliari diviene preponderante.

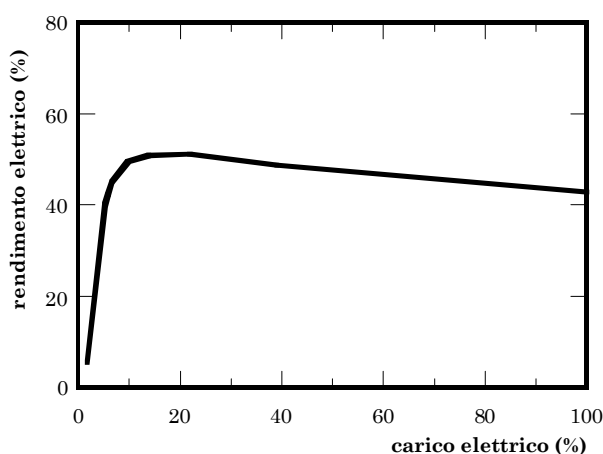


Figura 3.9.3

Il calore prodotto dalle reazioni interne alla FC viene smaltito da un circuito di raffreddamento che prevede un fluido refrigerante della cella ed uno scambiatore esterno. Il calore scaricato può essere sfruttato al fine di un'eventuale cogenerazione e anche per fornire l'apporto termico richiesto dal sistema di trattamento del combustibile. Il rendimento termico massimo dei sistemi a FC può essere dell'ordine del 40÷50%.

La potenza termica resa disponibile presenta caratteristiche differenti in base al tipo di cella impiegata poiché, come si è visto, le temperature interne sono molto diverse.

Nell'ambito delle taglie di potenza elettrica tra 1÷100kW si è soprattutto affermata la cella di tipo PEMFC che ha temperature di funzionamento comprese fra i 60°C e i 110°C, pertanto il loro utilizzo è adatto per l'impiego cogenerativo nel campo residenziale, ad esempio per riscaldare acqua fino a 50÷70°C.

Le celle PAFC funzionano a partire da 150°C fino a circa 210°C; la PAFC è dunque adatta per applicazioni cogenerative per la produzione di acqua calda sanitaria (a partire da 40÷50°C) o vapore a temperature attorno 140°C.

Le celle MCFC usano come elettrolita una miscela di sali fusi composta tipicamente da carbonati di litio, sodio o potassio e funzionano a 600÷700°C per mantenere il sale fuso.

Le SOFC presentano temperature di esercizio più elevate: comprese fra i 700°C fino oltre i 900°C. Dunque sia le MCFC che le SOFC hanno un elevato potenziale cogenerativo, con possibilità di generare calore pregiato ad alta temperatura, non solo per impiego civile, ma soprattutto per utenze industriali ad alta temperatura, con la possibilità di produrre vapore a pressione oltre i 10 bar. In realtà le taglie e le dimensioni previste di questi generatori sono piuttosto elevate e dunque le celle ad alta temperatura ricoprono minor interesse per l'ambito della piccola e micro-cogenerazione.

Combustibili impiegabili

Il combustibile principale per le celle è l'idrogeno, che deve perciò essere reso disponibile da bombole o da appositi reformers, reattori chimici che generano idrogeno a partire da altri combustibili, oppure da elettrolizzatori, che impiegano energia elettrica ed acqua.

In applicazioni stazionarie si può prevedere un utilizzo di gas naturale (prelevato dalla rete previa depurazione dello zolfo) riformato in idrogeno.

Il grado di purezza dell'idrogeno richiesto in alimentazione dipende dalla tipologia di cella: le PEMFC richiedono alimentazione ad idrogeno pressoché puro, poiché piccole impurezze (soprattutto CO e zolfo) causano danni al catalizzatore (platino, molto delicato e costoso); le PAFC sono sensibili allo zolfo e le celle ad alta temperatura non richiedono particolari attenzioni poiché utilizzano catalizzatori meno delicati del platino. L'alta temperatura di esercizio rende possibile l'alimentazione con combustibili diversi dall'idrogeno puro come, ad esempio, il metano. In tal caso il sistema contiene una sezione di pre-reforming interno alla cella. La CO₂ non costituisce un veleno così come i catalizzatori non sono sensibili alla CO che può essere usato come combustibile nel caso di reforming interno, mentre lo zolfo nel combustibile deve essere inferiore alle 0.5 ppm.

Modalità di connessione e di esercizio

I sistemi CHP basati su FC possono alimentare le utenze sia in parallelo con la rete di distribuzione, sia in configurazione di isola di carico per alimentare utenze isolate.

La regolazione del carico viene effettuata intervenendo sul controllo della portata dei reagenti chimici (aria e combustibile) per via elettronica. Riducendo il carico, il rendimento delle FC migliora; per tal motivo i sistemi presentano eccellenti caratteristiche di funzionamento in modalità "load-following"; inoltre l'energia termica messa a disposizione può essere variata (tra il suo massimo e zero) in base alle richieste, senza che questa regolazione condizioni il rendimento elettrico della generazione di energia elettrica. A causa dei lunghi tempi di riscaldamento necessari all'avvio e dei problemi di cui alcune tipologie di elettrolita risentono ad ogni accensione, i sistemi a FC poco si prestano a funzionamenti ciclici del tipo "on demand".

Costi, affidabilità e manutenzione

Attualmente la tecnologia delle FC non ha ancora raggiunto una maturità adeguata: l'affidabilità sul lungo periodo non è ancora garantita ed i costi degli impianti sono ancora molto superiori a quelli dei sistemi concorrenti.

Tra tutte le tipologie di celle, le PAFC, nonostante l'elettrolita utilizzato sia un acido, fortemente corrosivo e potenzialmente pericoloso che rischia di diventare instabile se le temperature raggiunte sono troppo alte, hanno raggiunto una discreta affidabilità e sono da tempo in fase di commercializzazione. Esistono poi diverse installazioni di PEMFC stazionarie ed alcuni produttori commercializzano moduli PEMFC anche in assetto cogenerativo. Per quanto riguarda le celle ad alta temperatura, esistono solo prototipi in numero limitato; inoltre l'elevato tempo necessario per l'avvio, gli elevati costi dei materiali impiegati e dei processi di produzione oltre ai problemi di durata, limitano per ora la diffusione di tale tecnologia.

La tabella 3.9.2 fornisce alcuni dati prestazionali per impianti con taglie comprese fra i 10 kW e i 2 MW; le taglie di potenza scelte, coprono la maggior parte delle applicazioni in cui sia possibile impiegare sistemi a FC per uso cogenerativo ed inoltre sono rappresentative di quegli impianti che sono già commercialmente disponibili o che dovrebbero diventarlo nel breve termine.

Tabella 3.9.2

Caratteristiche e prestazioni	Sistema 1	Sistema 2	Sistema 3	Sistema 4	Sistema 5	Sistema 6
Tipo di FC	PAFC	PEMFC	PEMFC	MCFC	MCFC	SOFC
P.el. nominale (kW)	200	10	200	250	2000	100
Temperatura di funzionam. (°C)	200	75	75	650	650	850
Rendimento elettrico (%) (1)	36	30	35	43	46	45
P.intr. col combustibile (kW)	560	30	590	590	4340	235
Caratteristiche CHP						
P.term disponibile > 80°C (kW)	110	0	0	65	550	30
P.term disponibile < 80°C (kW)	110	13	210	65	490	25
P.term tot (kW)	220	13	210	130	1040	55
Rendimento tot CHP (%HHV)	75	76	70	64	70	66
Limite termico	0.52	0.56	0.51	0.34	0.34	0.36
Disponibilità commerciale	Comm	Demo	Demo	Demo	Demo	Demo

(1) con riferimento al potere calorifico superiore, HHV

I dati in tabella mettono in evidenza che i rendimenti elettrici aumentano all'aumentare della temperatura e della taglia della FC. Contestualmente all'aumentare del rendimento elettrico, la quantità di calore disponibile per produrre energia termica utile decresce per unità di potenza prodotta così come il limite termico.

In tabella 3.9.3 si riporta una stima dei costi di installazione per gli stessi sei sistemi (presentati in tabella 3.9.2) progettati per la generazione distribuita in assetto cogenerativo. La voce di costo dell'impianto tiene conto dei costi dei sottosistemi di cui è composto: stack, reformer, elettronica di potenza, circuito di raffreddamento e organi ausiliari che assumeranno pesi diversi in funzione della tecnologia dei singoli impianti. Il costo finale d'installazione del sistema consiste nel costo complessivo delle attrezzature più il costo di installazione e dei materiali, l'ingegnerizzazione e lo sviluppo del progetto (sono compresi i costi di licenze, assicurazioni, avviamento dell'attività), gli investimenti finanziari ed un piccolo margine di spese varie ed impreviste.

Tabella 3.9.3

Caratteristiche e prestazioni	Sistema 1	Sistema 2	Sistema 3	Sistema 4	Sistema 5	Sistema 6
Tipo di FC	PAFC	PEMFC	PEMFC	MCFC	MCFC	SOFC
P.el. nominale (kW)	200	10	200	250	2000	100
Costi delle attrezzature (euro/kW)						
Impianto	2850	3450	2200	3200	1800	2100
Interruttori di rete	75	185	75	75	10	90
Materiali e mano d'opera	200	75	200	210	170	185
Altri costi (euro/kW)						
Gestione del progetto	90	210	90	80	60	125
Ingegnerizzazione	40	65	40	45	20	55
Varie	75	65	75	70	40	35
Costo di installazione (euro/kw)	3330	4050	2680	3680	2100	2590

I costi di manutenzione per i sistemi a FC variano notevolmente a seconda della tecnologia. Tipiche voci di costo che devono essere prese in considerazione sono: lavori di manutenzione, parti di ricambio degli ausiliari (come i filtri dell'aria e del combustibile, iniettori del reformer, guarnizioni), materiali di consumo (come catalizzatori e assorbitori di zolfo) ed infine sostituzione dello stack ogni quattro o otto anni. In tabella 3.9.4 si mostrano i costi di manutenzione stimati in base ad un funzionamento di 8000 ore all'anno in termini di energia elettrica prodotta dal sistema per effettuare ispezioni di routine, revisioni complete e sostituzioni programmate dei componenti;

Tabella 3.9.4

Caratteristiche e prestazioni	Sistema 1	Sistema 2	Sistema 3	Sistema 4	Sistema 5	Sistema 6
Tipo di FC	PAFC	PEMFC	PEMFC	MCFC	MCFC	SOFC
P.el. nominale (kW)	200	10	200	250	2000	100
Costi di gestione (euro/kWh)						
Costi variabili di servizi	0.0064	0.0090	0.0064	0.0053	0.0040	0.0075
Costi variabili di consumo	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
Costi fissi per 8000 ore/anno	0.0006	0.0017	0.0006	0.0004	0.0002	0.0010
Ricambio stack	0.0143	0.0139	0.0098	0.0259	0.0204	0.0093
Vita dello stack (anni)	5	4	4	4	4	8
Coefficiente di recupero	30%	50%	35%	30%	20%	20%
Totale Costi generici e gestione	0.0215	0.0247	0.0169	0.0318	0.0247	0.0179

Il costo di sostituzione dello stack è stato stimato con la formula seguente:

$$\text{ricambio stack} = (\text{stack originale}) \cdot (1 - \text{coefficiente di recupero}) / (\text{vita dello stack} \cdot 8000 \text{ ore/anno})$$

La vita dello stack è fornita dal produttore in base alla tipologia di FC mentre il coefficiente di recupero prende in considerazione il recupero dei catalizzatori, il riciclaggio delle parti metalliche e il mancato recupero dell'hardware a fine ciclo di vita.

Livello di diffusione e previsioni di mercato

Allo stato attuale esistono pochi sistemi commercialmente disponibili fra cui il più conosciuto è probabilmente il sistema PAFC da 200 kW_e prodotto dalla UTC fuel cells. Questo sistema, di cui sono state vendute più di 200 unità che hanno complessivamente funzionato per diversi milioni di ore, mostra con successo le potenzialità delle FC per penetrare il mercato della generazione distribuita; ciononostante, lo stato dell'arte attuale delle FC è ancora immaturo e la possibilità per il consumatore finale, di trovare sul mercato una gamma di prodotti più vasta, pronta all'uso e garantita è ancora lontana molti anni.

Esempi di realizzazioni

Nel seguito, sono riportati alcuni esempi di applicazione di FC in assetto cogenerativo.

Sulzer Hexis – circa un centinaio di unità Sulzer Hexis da 1kW sono installate presso abitazioni e piccoli edifici in Germania come parte di un progetto prova.

Vaillant – l'Unione Europea ha cofinanziato il progetto "Virtual Fuel Cell Power Plant" che ha previsto l'installazione di 20 unità da 5 kW presso abitazioni familiari in Germania.

Vaillant – Una unità da 5kW sta funzionando presso "Instituti Superior Tecnico" dell'università di Lisbona.

RWE Fuel Cells – in collaborazione con IdaTech sta testando diverse FC da 5kW presso residenze civili in Germania.

NedStack Fuel Cell – ha installato una PEMFC da 50 kW_e presso il parco Olimpico di Torino per fornire elettricità e calore ad un edificio dell'HyPark.

PlugPower – 20 PEMFC PlugPower GenCore sono installate presso il National Guard Headquarters in New Mexico come gruppo di continuità per i sistemi di comunicazione ed elettronici.

3.10 Sistemi termofotovoltaici (TPV)

Descrizione del sistema

Il sistema termofotovoltaico TPV è un impianto che genera energia elettrica mediante celle fotovoltaiche sensibili alla radiazione infrarossa irradiata da un corpo portato a temperatura di emissione mediante un bruciatore (Fig. 3.10.1).

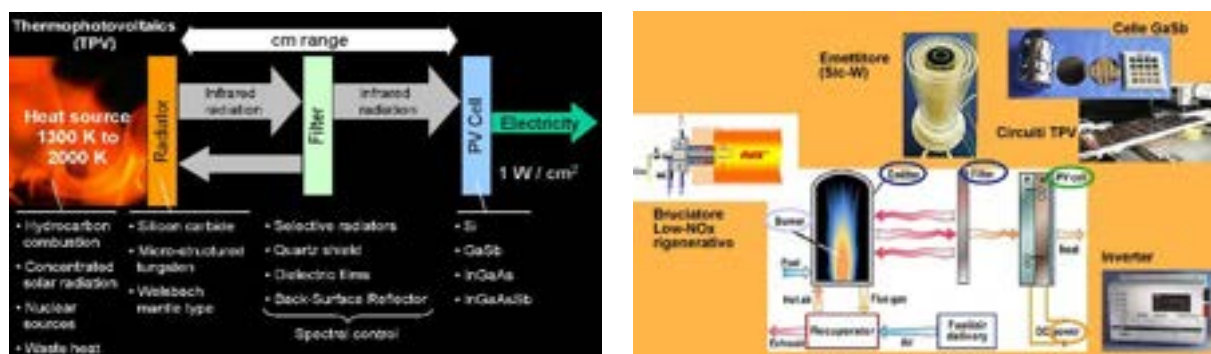


Fig. 3.10.1 – Schema di sistema termofotovoltaico (TPV)

Il concetto base è dunque quello di far avvenire una combustione controllata all'interno di una camera di un materiale opportuno che, raggiunta la temperatura di esercizio, emette una radiazione principalmente infrarossa. Detta radiazione, successivamente filtrata e condizionata, investe celle sensibili a tale lunghezza d'onda (generalmente di Gallio-Antimonio o Silicio), che trasformano la radiazione incidente in energia elettrica. Concettualmente, la realizzazione di un sistema TPV appare semplice. Le complicazioni derivano dal fatto che i componenti principali devono essere scelti in modo da ottenere un sistema ben integrato.

Componenti principali e funzionamento

I componenti principali di un sistema TPV sono: (i) sorgente di calore, (ii) emettitore, (iii) filtro ottico per il controllo dello spettro delle radiazioni emesse, (iv) celle fotovoltaiche.

La sorgente di calore può essere di varia natura ed è strettamente correlata al tipo di emettitore utilizzato. Se l'emettitore è costituito da una camera di combustione chiusa (i fumi caldi lambiscono la superficie interna della camera di combustione e non fuoriescono nell'ambiente in cui sono posizionate le celle fotovoltaiche) il sistema TPV è un sistema a combustione "esterna" in cui è possibile utilizzare:

- combustibili convenzionali (anche di qualità non elevata): gas naturale, gasolio, ecc.;
- combustibili di origine rinnovabile: biomassa legnosa, biogas, syngas, ecc.;
- sorgenti di calore generiche: calore di scarto, sorgenti nucleari, calore derivante da concentratori solari.

Se l'emettitore è costituito invece da un bruciatore poroso, la combustione della miscela aria/combustibile avviene all'interno della matrice porosa stessa del bruciatore e l'emettitore si porta ad incandescenza attraverso lo scambio di calore tra fumi caldi della

combustione e matrice porosa. Con questa configurazione il sistema TPV può essere considerato un sistema a combustione “interna”, in quanto i gas di combustione fuoriescono nell’ambiente in cui sono posizionate le celle fotovoltaiche: in questo caso è quindi possibile utilizzare solo combustibili gassosi di qualità medio/alta (ad esempio gas naturale o combustibili di origine rinnovabile pre-trattati).

Requisito essenziale dell’emettitore è quello di irraggiare ad una frequenza ottimizzata per le celle fotovoltaiche. Questo può essere ottenuto utilizzando sia emettitori di materiali composti con presenza di elementi (tipicamente elementi di terre rare quali erbio, itterbio, ecc.) che emettano ad una frequenza appropriata per le celle utilizzate, sia utilizzando filtri ottici che permettano di riflettere l’energia radiante che non ha un livello energetico sufficiente per attivare le celle PV e far passare invece solo la radiazione utile per le celle. I fotoni non assorbiti dalle PV vengono riflessi verso l’emettitore e/o verso altre zone del sistema dove possono essere riutilizzati come energia utile.

Le celle fotovoltaiche utilizzate possono essere al Silicio (Si) o al Germanio (Ge), che sono relativamente meno costose e più diffuse, ma che presentano energia di attivazione elevata per le applicazioni TPV, oppure a base di Gallio(Ga), Antimonio (Sb), Indio (In) ed Arsenico (As), che sono più efficienti per le applicazioni TPV, presentano energia di attivazione inferiore alle precedenti, ma contengono elementi tossici (Sb, As) e la loro produzione è ancora abbastanza costosa.

Efficienza di un sistema TPV

L’efficienza complessiva di un sistema TPV è definita come il rapporto fra la potenza elettrica P_e generata dalle celle fotovoltaiche e la potenza fornita con il combustibile P_c e può essere espresso in funzione delle efficienze dei singoli componenti:

$$\eta_{TPV} = \frac{P_e}{P_c} = \eta_{RAD} \cdot \eta_S \cdot \eta_{VF} \cdot \eta_{PV}$$

dove

η_{RAD} è il rendimento di irraggiamento, rapporto fra la potenza della radiazione totale che viene generata da una fiamma, o, come nel caso in esame, dalla superficie emittente di un bruciatore (relativa allo spettro di emissione complessivo), e la potenza chimica immessa con il combustibile in ingresso);

η_S è il rendimento spettrale, rapporto fra la potenza della radiazione nell’intervallo di frequenze che può essere assorbito dalle celle e la potenza totale della radiazione emessa dalla fiamma o dalla superficie del bruciatore;

η_{VF} è il fattore di vista, rapporto fra la potenza della radiazione che effettivamente arriva sulla superficie della cella fotovoltaica (una parte di essa infatti non investe la cella, ma viene dispersa) e la potenza della radiazione nell’intervallo di frequenze assorbibili dalla cella stessa;

η_{PV} è l’efficienza della cella fotovoltaica, rapporto fra la potenza elettrica generata dal sistema e la potenza della radiazione assorbita dalle celle.

Schema di un sistema TPV per microgenerazione e modalità di esercizio

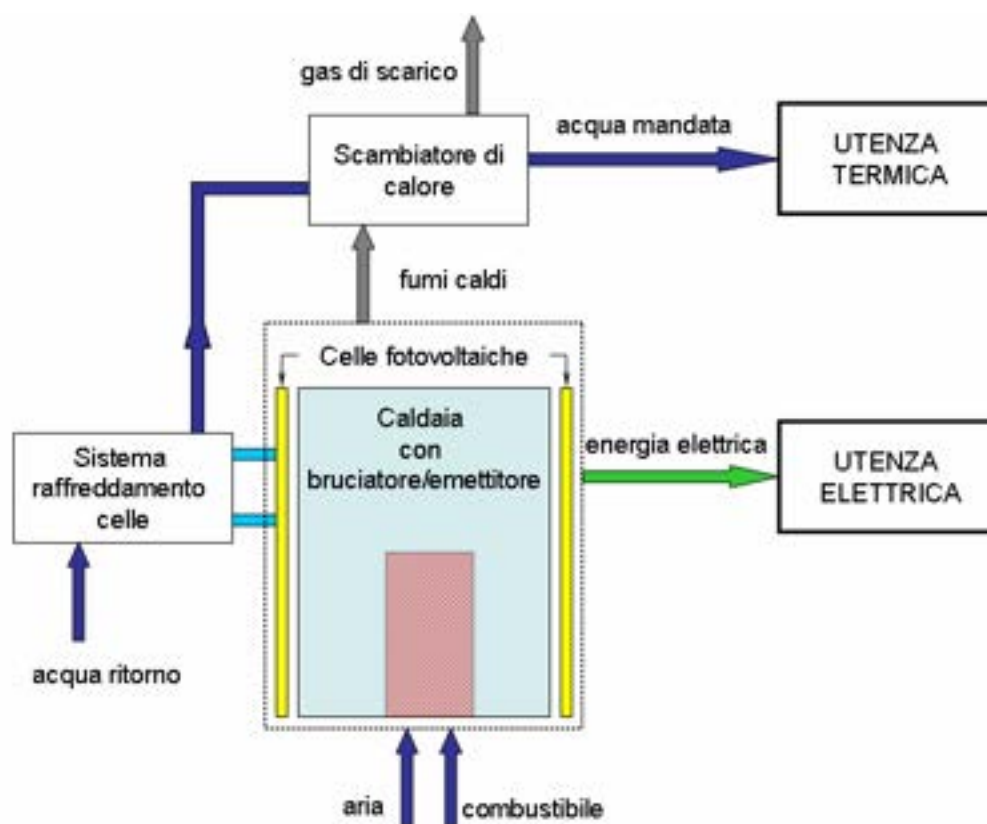


Fig. 3.10.2 – Schema di sistema TPV per microgenerazione

Un sistema TPV per microgenerazione è concettualmente rappresentato in Fig. 3.10.2. Si tratta di utilizzare caldaie per riscaldamento con bruciatore/emettitore a combustione esterna od interna al quale siano direttamente affacciate le celle fotovoltaiche. Il sistema viene esercito con una logica di tipo termico-segue: infatti il sistema deve soddisfare il fabbisogno termico dall'utenza e l'energia necessaria per la generazione di energia elettrica tramite TPV viene fornita come combustibile extra. I gas caldi vengono quindi utilizzati per riscaldare gli ambienti e per produrre acqua calda, mentre l'energia elettrica è un "sottoprodotto" del sistema. Tutto il calore non utilizzato dalle celle per produrre energia elettrica (asportato dalle celle stesse attraverso un sistema di raffreddamento o restituito all'emettitore tramite riflessione dal filtro ottico) è utilmente riutilizzato: in quest'ottica, si può dire che il combustibile extra immesso per la produzione di energia elettrica viene tutto convertito in energia elettrica.

Comunque, rispetto a tutto il combustibile utilizzato dal sistema microgenerativo TPV, a fronte di rendimenti elettrici non elevati ($< 10\%$), il coefficiente di utilizzo del combustibile è generalmente superiore al 90% e può sfiorare il 100% se il sistema utilizza dispositivi che permettano anche il recupero del calore di condensazione.

Applicazioni e prestazioni

Il sistema TPV possiede una particolare adattabilità a numerosi settori di nicchia grazie alla possibilità di operare con range di potenza molto variabili: in particolare, applicazioni in elettronica (1-2 W), sistemi portatili e batterie (10-50 W), produzione energia on-board di veicoli (100-300 W), microcogenerazione domestica (1000-3000 W).

I vantaggi ottenibili attraverso un sistema di cogenerazione di questo tipo sono:

- versatilità: grazie al processo di combustione esterna è possibile bruciare qualsiasi tipo di combustibile (gasolio, gas naturale, biogas, ecc);
- affidabilità e silenziosità: è una macchina statica, senza parti in movimento e di conseguenza è silenziosa e non necessita di frequenti e onerosi interventi di manutenzione;
- elevato rendimento di cogenerazione (coefficiente di utilizzo del combustibile >90 %);
- rapporto fra energia termica ed elettrica ottimale per soddisfare le esigenze dell'utenza residenziale/terziaria.
- costo competitivo con le tecnologie di cogenerazione di piccolissima scala.

Inoltre la cogenerazione con sistemi TPV nel settore residenziale/terziario comporta anche alcuni benefici dal punto di vista ambientale:

- valori di emissioni (NOX, CO) inferiori rispetto alle tecnologie di riferimento;
- possibile ricorso a combustibili di origine rinnovabile;
- possibile ricorso a risorse locali;
- utilizzo delle infrastrutture esistenti.

Principali sviluppatori

I sistemi termofotovoltaici al momento sono prevalentemente ancora in fase di sviluppo o prototipale, anche se non manca un esempio di sistema TPV commercializzabile. La ricerca e sviluppo nel campo è comunque molto attiva, in special modo per quanto riguarda i sistemi cogenerativi.

JX-Crystal Inc. (USA)

La JX Crystal (<http://www.jxcrystals.com/>) nasce come produttrice di celle Gallio-Antimonio (GaSb) e ha costruito un sistema TPV commercializzabile prodotto e venduto in qualche decina di pezzi. La caldaia è alimentata a propano ed è elettricamente autonoma. Il modello, illustrato in Fig. 3.10.3, è denominato Midnight Sun®. La Midnight Sun ha una potenza termica di 7.3 kW_t e tramite celle GaSb riesce a generare 100 W_e elettrici sufficienti al suo auto sostentamento; il surplus viene utilizzato per ricaricare batterie (può essere installato in parallelo con sistemi fotovoltaici solari). Dal 1999 sono state installate 30 unità per test in opera; la campagna è stata soddisfacente ma, a tutt'oggi, la JX-Crystal Inc. (USA) ha smesso la produzione e si è orientata verso nuove soluzioni. In particolare, ha sviluppato un modello (non commerciale) per applicazioni cogenerative dalla potenza termica di 12.2 kW ed elettrica di 1.5 kW.



Fig. 3.10.3 – Caldaia Midnight Sun® della JX-Crystal Inc. (USA)

Paul Scherrer Institute (Svizzera)

Il PSI ha sviluppato diverse caldaie TPV, in collaborazione anche con il produttore Hoval. In particolare, è stata sviluppata un sistema TPV basato su una caldaia con bruciatore ceramico con presenza di Itterbio che presenta un campo di lavoro variabile tra 12 kW_t e 20 kW_t. Il rendimento elettrico ottenuto è stato dell'1 %, con potenza elettrica a disposizione tra 100 W_e e 200 W_e (utilizzabile ad esempio per alimentare gli ausiliari della caldaia stessa).

Lo stesso PSI ha poi sviluppato interessanti applicazioni di sistemi portatili da 30 W_e e 50 W_e basati su tipici bruciatori a butano gassoso derivato dall'evaporazione di butano liquido contenuto in recipienti in pressione (le classiche lampade "da campeggio") che hanno raggiunto rendimenti elettrici tra 1.5 % ed il 2.5 %.

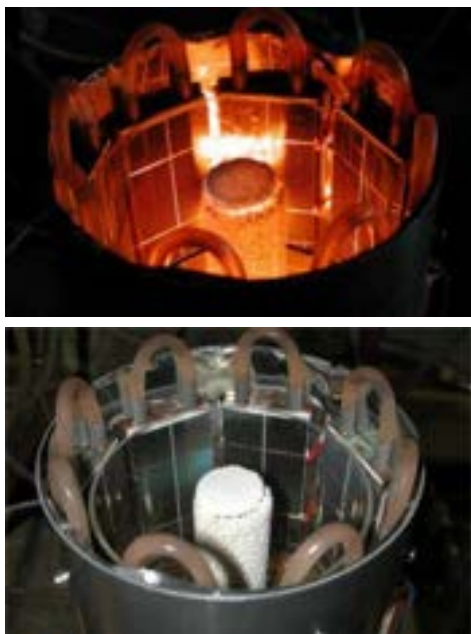


Fig. 3.10.4 – Sistemi TPV del Paul Scherrer Institute

CANMET Energy Technology Centre (Canada)

Molto attivo nello sviluppo di tecnologie e sistemi TPV anche in configurazione cogenerativa è CANMET Energy Technology Centre (Canada), sebbene abbia ad oggi sviluppato prototipi e/o dimostratori. Di particolare interesse, un sistema cogenerativo basato su bruciatori porosi con presenza di Itterbio e utilizzo di celle GaSb che ha raggiunto efficienze elettriche di circa il 2.5 %. Uno schema del sistema cogenerativo proposto è riportato in Figura 3.10.5, insieme ad un'immagine del bruciatore.

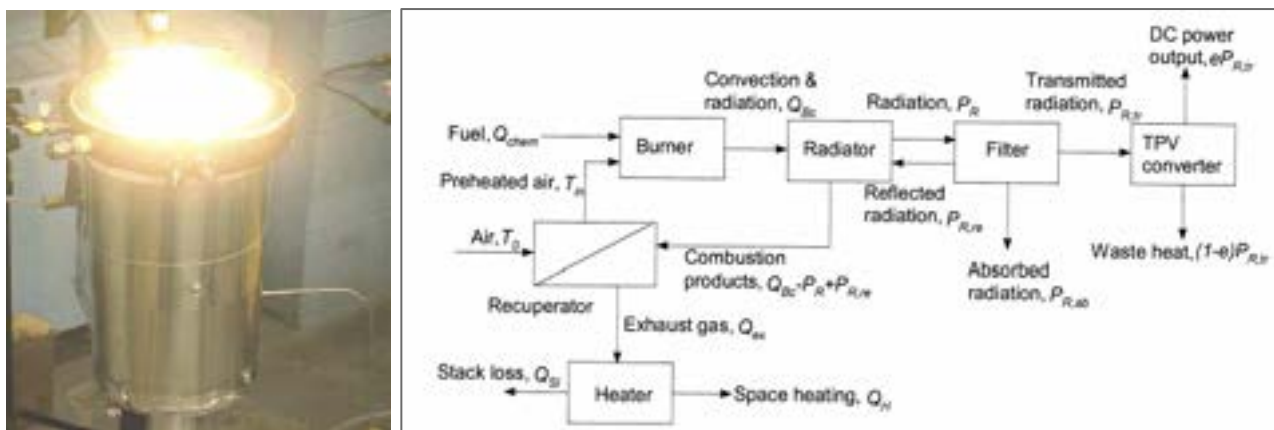


Fig. 3.10.5 – Sistema cogenerativo TPV proposto dal CANMET

Costi

A tutt'oggi la stima dei costi di un sistema TPV è piuttosto difficile da effettuarsi e poche sono le applicazioni reali a cui è possibile riferirsi. Nella Tabella seguente sono riportati alcuni valori indicativi. Nel caso del sistema del Paul Scherrer Institute, una stima della ripartizione dei costi è riportata in Tabella 3.10.21.

Tabella 3.10.1 -

Modello	P_e	P_t	η_e	η_{cog}	Costo	
Midnight Sun	100 W	7.3 kW	1.37 %	n.d.	n.d.	n.d.
JX Crystal ¹	1.5 kW	12.2 kW	12.3 %	n.d.	5250 €	3500 €/kW
JX Crystal ²	550 W	5.6 kW	9.6 %	75 %	800 €	1800 €/kW
Paul Scherrer Inst. ²	200 W	20 kW	1.00 %	n.d.	590 €	2950 €/kW

¹Costo riferito al sistema complessivo caldaia + sistema TPV (senza inverter)

²Costo riferito al solo sistema TPV (senza inverter)

Tabella 3.10.2 - stima della ripartizione dei costi del sistema TPV del Paul Scherrer Institute

Elemento	Descrizione	Costo
Celle	Silicio monocristallino	200 €
Schermo	Vetro termico (senza filtraggio)	190 €
Emettitore	Tela drogata con Itterbio	62 €
Raffreddamento celle	Scambiatori ad alette in alluminio	120 €
Altro	Costi di montaggio, componenti minori	20 €
		(100 €/kW _e piccolo)

Previsioni di mercato

La diffusione dei microcogeneratori TPV è strettamente legata alla diffusione dei sistemi solari fotovoltaici. Infatti lo sviluppo della ricerca sulle celle fotovoltaiche per sistemi solari, in particolare del tipo a concentrazione, e la diffusione degli stessi su larga scala, potrà portare nel giro di pochi anni a ricadute, allo stato attuale quantificabili ancora con incertezza, sia sulla tecnologia delle celle fotovoltaiche sia sui loro costi. Inoltre, i microcogeneratori TPV ben si prestano ad essere integrati con sistemi solari termici e fotovoltaici. Infatti permetterebbero di integrare le richieste di energia elettrica e calore quando non c'è irraggiamento solare, sfruttando in particolare lo stesso inverter del sistema solare fotovoltaico per trasformare in corrente alternata l'energia elettrica prodotta in corrente continua dalle celle fotovoltaiche.

Bibliografia

- [1] Coutts, T.J., 2001, An overview of thermophotovoltaic generation of electricity, *Solar Energy Materials & Solar Cells* 66, pp.443-452
- [2] Paul Scherrer Institute, 2004, Laboratory for micro- and nanotechnology: thermophotovoltaics, <http://lmn.web.psi.ch/shine/tpv1.htm>.
- [3] Tagliaferro, B., Bettocchi, R., Pinelli, M., 2001, Analisi termofluidodinamica di caldaie a basse emissioni, *L'Installatore Europeo*, 5, pp. 4-16
- [4] Qiu K., Hayden A.C.S, 2007, Thermophotovoltaic power generation systems using natural gas-fired radiant burners, *Solar En. and Mat. Solar Cells*, vol. 91, pp. 588-596.
- [5] Qiu K., Hayden A.C.S, 2003, Performance of low bandgap thermophotovoltaic cells in a small cogeneration system, *Solar En.*, vol. 74, pp. 489-495.
- [6] Qiu K., Hayden A.C.S, Mauk, M.G., Sulima, O.V., 2006, Generation of electricity using InGaAsSb and GaSbTPV cells in combustion-driven radiant sources, *Solar En. and Mat. Solar Cell*, vol. 90, pp. 68-81, 2006.
- [7] Palfinger, G., Bitnar, B., Durisch, W., Mayor, J.-C., Grützmacher, D., Gobrecht, J., 2003, Cost estimate of electricity produced by TPV, *Semicond. Sci. Technol.*, vol. 18, pp. 254 - 261.
- [8] Bitnar, B., 2002, Silicon, germanium and silicon/germanium photocells for thermophotovoltaic applications, *Semicon.Sci.Technol.* 18, pp. 221-227.
- [9] Durisch, W., Bitnar, B., von Roth, F., Palfinger, G., 2003, "Small thermophotovoltaic prototype systems", *Solar Energy* 75 (June 2003).
- [10] Durisch, W., Bitnar, B., Mayor, J.-C., von Roth, F., Sigg, H., Tschudi, H.R., Palfinger, G., 2003, "Small self-powered grid-connected thermophotovoltaic prototype system", *Applied Energy* 74, pp. 149-157.
- [11] Fraas, L.M., Ballantyne, R., Ye SZ Hui, S., Gregory, S., Keyes, J., Avery, J., Lamson, D., 1998, "Commercial GaSb cell and circuit development for the midnight sun® TPV stove", *Proceedings of the 4th NREL Conference on Thermophotovoltaic generation of electricity*, p.480.
- [12] Fraas, L.M., Avery, J.E., Huang H.X., 2003, "Thermophotovoltaic furnace-generator for the home using low bandgap GaSb cells", *Semicon.Sci.Technol.*, 18, pp. 247-253.

4. Tecnologie elettriche e non elettriche per la produzione del freddo e del caldo

4.1 Frigoriferi ad azionamento elettrico e meccanico

L'impiego di frigoriferi ad azionamento elettrico o meccanico rappresenta la tecnologia più diffusa e consolidata per la produzione dell'energia frigorifera. In entrambi i casi si parla anche di frigoriferi a compressione, in quanto il componente essenziale della macchina è un compressore che può essere azionato da un motore elettrico, oppure può essere trascinato impiegando direttamente l'energia meccanica fornita da un albero motore.

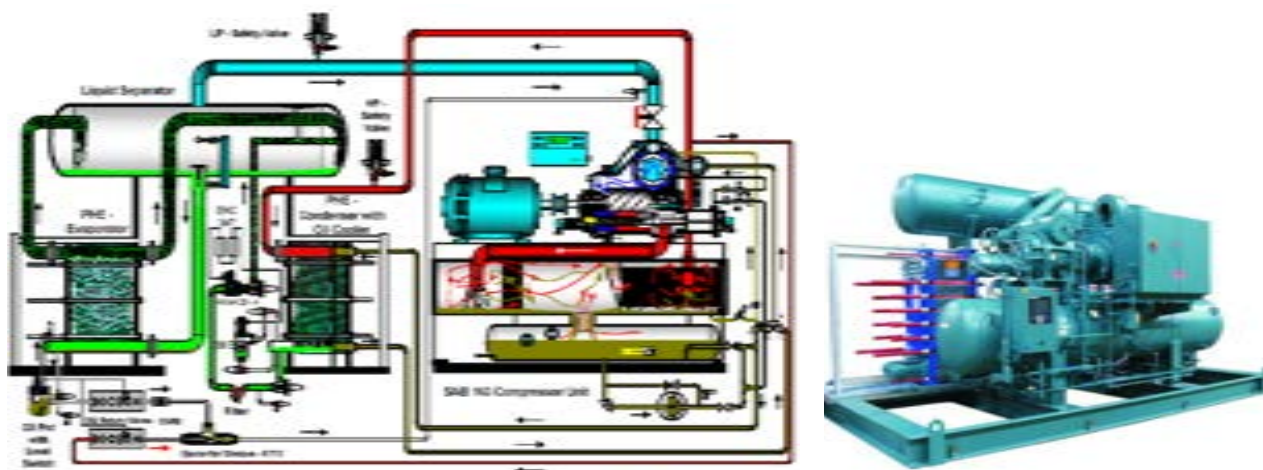


Figura 4.1.1: Esempio di gruppo frigorifero a compressione

Descrizione della macchina e componenti fondamentali

Un impianto frigorifero ad azionamento elettrico o meccanico²³ ha lo scopo di asportare calore da un ambiente da raffreddare (sorgente fredda) cedendo tale calore ad un ambiente che si trova a temperatura superiore (sorgente calda). Il trasferimento di calore avviene mediante un fluido intermedio (fluido frigorifero) che asporta calore dalla sorgente fredda evaporando e cede poi tale calore alla sorgente calda condensando. Uno schema di impianto è mostrato in figura 4.1.2, dove sono visibili i componenti essenziali della macchina frigorifera a compressione: l'evaporatore, il compressore (C), il condensatore e la valvola di laminazione (V). Dunque il fluido operatore percorre un ciclo chiuso nell'impianto: tra l'evaporazione e la condensazione è interposta una fase di compressione, che eleva la pressione e la temperatura del fluido; nel ramo di ritorno tra la condensazione e l'evaporazione viene realizzata una laminazione, che riporta il fluido nelle condizioni iniziali.

²³ simile per molti aspetti ad un impianto a pompa di calore - alcuni modelli in commercio sono sistemi reversibili in grado di funzionare come frigorifero o come pompa di calore

In base al II principio della termodinamica, il trasferimento di calore da una sorgente fredda ad una sorgente a temperatura superiore non avviene spontaneamente ma richiede una spesa energetica, costituita dal lavoro necessario per azionare il compressore.

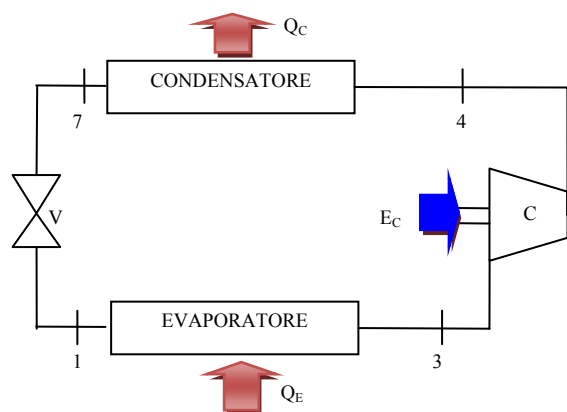


Figura 4.1.2

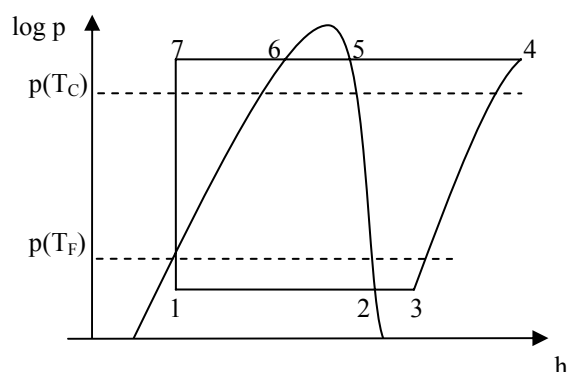


Figura 4.1.3

Il ciclo termodinamico descritto dal fluido è rappresentato in Figura 4.1.3 in un diagramma termodinamico ($\log p - h$). Lungo la trasformazione 1-2 avviene l'evaporazione del fluido, alla pressione (e temperatura) inferiore del ciclo. Il calore di evaporazione del fluido viene prelevato dall'ambiente (sorgente fredda) che si trova a temperatura T_F . Il vapore saturo esce dall'evaporatore leggermente surriscaldato (punto 3) e viene poi compresso mediante la trasformazione 3-4 che riporta il fluido ad una temperatura superiore a quella della sorgente calda (T_C). La trasformazione entro il condensatore consiste in un raffreddamento isobaro, comprendente un desurriscaldamento (4-5) e la condensazione fino alle condizioni di liquido saturo (6); in genere l'impianto è dotato anche di uno scambiatore ulteriore in cui si ha un leggero sottoraffreddamento del liquido fino alle condizioni 7. Il ciclo quindi si chiude con la laminazione isoentalpica (7-1), in cui si riduce la pressione fino al valore minimo, riportando il liquido ad una temperatura inferiore a quella della sorgente fredda.

Risulta evidente che l'adozione di un leggero surriscaldamento del vapore prima dell'aspirazione nel compressore evita il pericolo di ingresso di liquido nella macchina, così come il sottoraffreddamento dopo la condensazione (6-7) aumenta la percentuale di liquido al termine della laminazione, con conseguente aumento della quantità di calore asportata alla sorgente fredda. In alcuni casi la compressione è suddivisa in due stati, con interrefrigerazione: questa pratica riduce la spesa energetica a parità di calore sottratto alla sorgente fredda e permette anche di ridurre la quantità di fluido nell'impianto.

Poiché i livelli di temperatura delle sorgenti calde e fredde, benché dipendenti dalla particolare applicazione, sono abbastanza ridotti (la T_C è in genere dell'ordine di 15-40°C mentre la T_F può essere circa 15-20°C per sistemi di condizionamento ambientale oppure inferiore a 0°C, anche di alcune decine di gradi, nelle applicazioni di refrigerazione) si impiegano in tali impianti fluidi particolari (fluidi frigorigeri, di tipo organico, derivanti da trasformazioni di idrocarburi), in grado di assicurare pressioni operative superiori alla

pressione atmosferica alle temperature ridotte caratteristiche del ciclo frigorifero ed esenti da problemi di congelamento nell'impianto.

I compressori impiegati negli impianti frigoriferi sono prevalentemente di tipo volumetrico e possono presentare architetture molto diverse: compressori alternativi, a viti (dotati di maggiore silenziosità, molto impiegati nelle macchine di taglia maggiore), rotativi a palette (con elevata compattezza) o rotativi di tipo scroll (in grado di realizzare rendimenti volumetrici maggiori). Recentemente sono stati sviluppati anche compressori dinamici a flusso centrifugo per impieghi in frigoriferi di grossa taglia, accoppiati con motori elettrici funzionanti a numero di giri variabile.

L'evaporatore e il condensatore sono altri componenti essenziali la cui struttura è differente a seconda del fluido secondario con cui si opera: in particolare si distingue tra impianti frigoriferi acqua/acqua, aria/acqua o aria/aria. Se gli scambiatori sono ad aria in genere i tubi del fluido frigorifero sono alettati e per incrementare lo scambio termico si può avere una ventilazione assistita. Nel caso di scambio con acqua si possono avere scambiatori a tubo coassiale o a piastre o a fascio tubiero per taglie superiori.

Le prestazioni frigorifere del sistema

Le prestazioni di un gruppo frigorifero a compressione vengono quantificate con un indice adimensionale detto EER (Energy Efficiency Ratio), che rapporta la potenza frigorifera sottratta all'ambiente da raffreddare alla potenza (meccanica o elettrica) spesa nella compressione: $EER = Q_F / P_C$.

L'indice EER dipende dalla tecnologia della macchina (fluido impiegato, tipologia di compressore, eventuale inter-refrigerazione, ecc.) e assume in genere valori superiori per macchine acqua/acqua (EER nel range 3.5÷6), rispetto ai valori tipici di macchine aria/aria (EER = 2÷4). Per data macchina, l'EER varia in base alle condizioni operative effettive: la Fig. 4.1.4 mostra l'effetto della temperatura sull'EER per una tipica macchina frigorifera a compressione acqua/acqua; le prestazioni energetiche dipendono anche dal carico: a carico frigorifero ridotto rispetto al valore nominale l'efficienza della macchina tende tipicamente a calare se l'impianto è on-off e non è dotato di inverter.

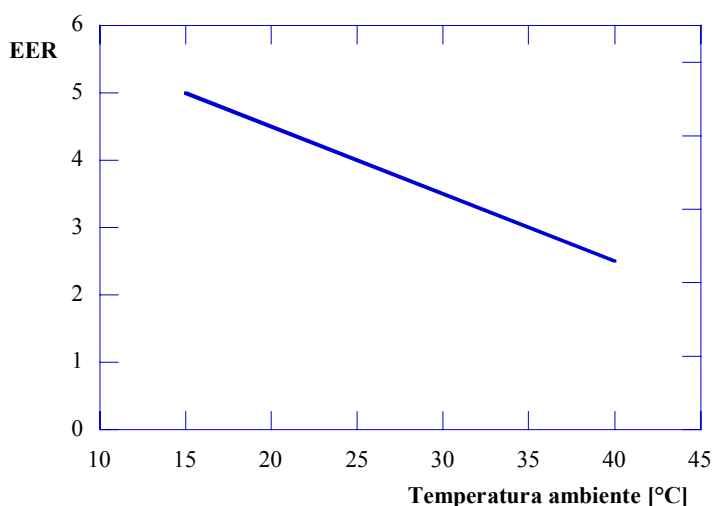


Figura 4.1.4

Analisi del mercato e costi

In commercio si trovano macchine frigorifere di numerosi costruttori (tra cui York, Berg, Frick, Trane, Power Pac, ecc.) con potenze frigorifere che vanno da pochi kW_f delle macchine di piccola taglia a 50-500 kW_f delle macchine di taglia intermedia, fino a 500-5000 kW_f delle macchine industriali di grossa taglia. I costi dei gruppi frigoriferi risentono dell'effetto taglia e del tipo di tecnologia di compressione e di raffreddamento del condensatore, come illustrato in figura 4.1.5 che riporta il costo specifico di diverse famiglie di macchine commerciali; a questi sono da aggiungere i costi di manutenzione ordinaria, fortemente legati alla taglia, nonché gli eventuali costi per i controlli periodici previsti dai Regolamenti (CE) 842/2006 e 1516/2007 per le apparecchiature che utilizzano gas fluorurati ad effetto serra.

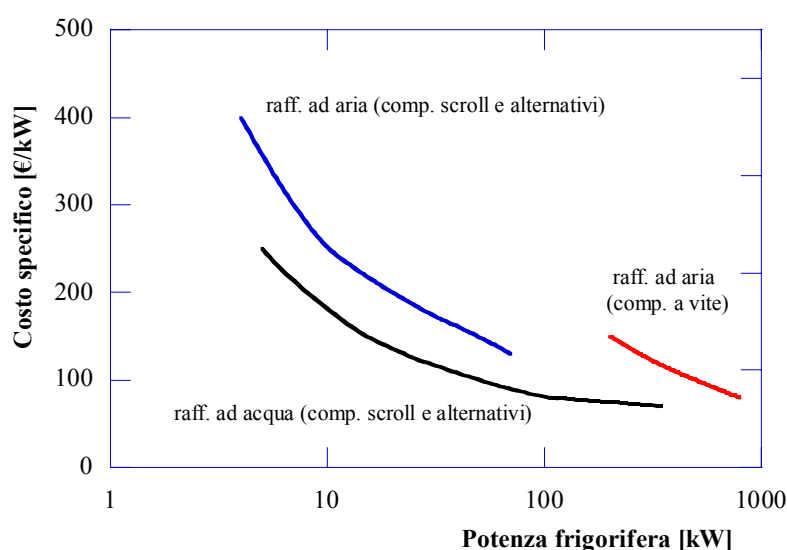


Figura 4.1.5

4.2 Frigoriferi ad assorbimento

Il frigorifero ad assorbimento è un sistema più complesso del sistema a compressione, ma a differenza di quest'ultimo presenta alcune caratteristiche funzionali che lo rendono interessante per applicazioni di tipo co/tri-generativo.

Descrizione della macchina e componenti fondamentali

Un impianto frigorifero ad assorbimento è un sistema che trasferisce calore da una sorgente fredda ad una sorgente calda mediante l'impiego di una ulteriore quantità di calore Q_{Ass} fornito al sistema da una sorgente a temperatura elevata (maggiore di quella della sorgente calda), come evidenziato in Figura 4.2.1. La sorgente di calore che fornisce Q_{Ass} può essere costituita da un bruciatore di combustibile (assorbitore a fiamma diretta) oppure da un sistema di recupero di calore (mediante olio diatermico, acqua o vapore): in quest'ultimo caso è possibile l'accoppiamento tra l'assorbitore ed un impianto cogenerativo, per impiego tri-generativo.

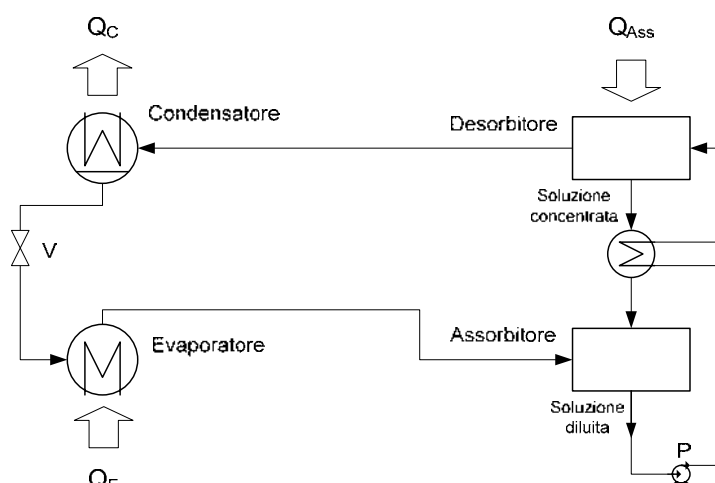


Figura 4.2.1

Il frigorifero ad assorbimento si basa sull'impiego di una miscela binaria di fluidi, ad esempio una soluzione di acqua e bromuro di litio ($\text{H}_2\text{O}-\text{BrLi}$), oppure ammoniaca ed acqua ($\text{NH}_3-\text{H}_2\text{O}$): la prima delle due sostanze della miscela si comporta come fluido refrigerante e la seconda come solvente, in cui il refrigerante è disciolto in concentrazione più o meno elevata a seconda del punto dell'impianto.

L'impianto, rappresentato in modo schematico in figura 4.2.1, presenta i seguenti componenti essenziali:

- un evaporatore, nel quale si ha la sottrazione di calore dall'ambiente da raffreddare con l'evaporazione del fluido refrigerante;
- un assorbitore, nel quale il refrigerante evaporato (fortemente concentrato) viene riassorbito dalla soluzione (diluita) grazie ad una differenza di concentrazione e con un raffreddamento con fluido esterno (non mostrato in figura);
- una pompa che invia la soluzione dall'assorbitore al desorbitore e aumenta la pressione del fluido;
- un desorbitore (anche detto generatore), presso il quale la soluzione, rilascia una frazione di soluto per evaporazione, grazie ad un flusso di calore proveniente dall'esterno;
- un condensatore, dove il vapore, proveniente dal desorbitore, viene condensato, con trasferimento di calore all'esterno (sorgente calda), mediante il medesimo fluido esterno che ha operato il raffreddamento presso l'assorbitore; spesso il fluido vettore di raffreddamento è acqua, inviata in una apposita torre di raffreddamento;
- una valvola di laminazione, che riporta il fluido nell'evaporatore e ne riabbassa la pressione.

L'impianto può presentare anche altri componenti: ad esempio, nel caso di impiego di ammoniaca, si rende necessario l'impiego di una colonna di rettifica, che separi il vapore di NH_3 da quello di H_2O (Figura 4.2.2).

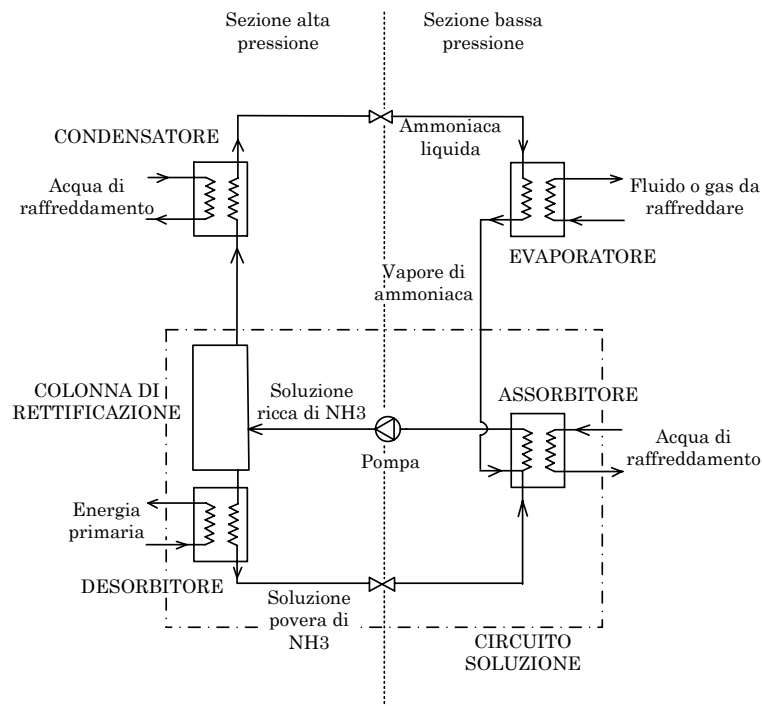


Figura 4.2.2 - (Fonte Baxter: www.baxterenergy.com)

Una variante ulteriore è costituita dall'impianto ad assorbimento a doppio effetto, che differisce dall'impianto a semplice effetto sopra descritto essenzialmente per la presenza di due desorbitori posti in cascata (si veda la figura 4.2.3): l'impianto a doppio effetto utilizza nel desorbitore che funziona a temperatura inferiore il calore reso disponibile al condensatore di livello termico superiore. In genere l'impianto a doppio stadio viene alimentato da una sorgente termica esterna (eventuale calore di scarto di un motore cogenerativo soprastante) a temperatura maggiore ($> 150-200^{\circ}\text{C}$) rispetto al caso a semplice effetto (dove le temperature di alimentazione sono tra 60°C e 130°C). Sono stati ipotizzati anche impianti a triplo effetto che potrebbero funzionare con temperature di alimentazione tra 160°C e 300°C , fornendo prestazioni superiori.

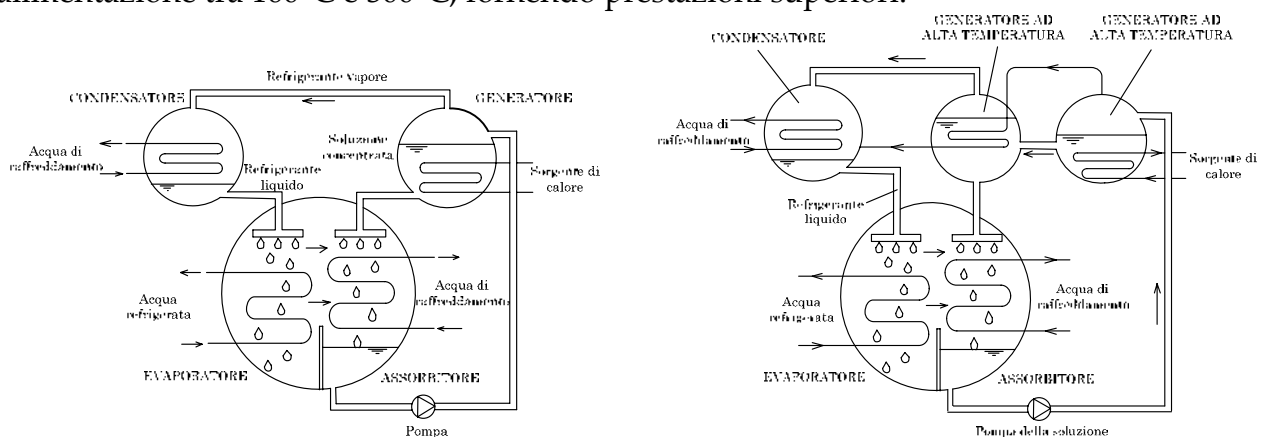


Figura 4.2.3 - layout di impianto ad assorbimento a semplice effetto (sin.) e a doppio effetto (des.)

Le prestazioni frigorifere del sistema

Gli impianti frigoriferi ad assorbimento ad acqua/BrLi consentono di raggiungere temperature di raffreddamento limitate (superiori a 0°C per evitare problemi di congelamento del refrigerante) adatte per un impiego nell'ambito del raffrescamento, mentre gli impianti ad ammoniaca consentono di ottenere temperature tipiche della refrigerazione fino a -40°C÷-60°C. Le prestazioni di un impianto frigorifero ad assorbimento vengono generalmente indicate con un indice EER definito, in questo caso, come rapporto tra potenza frigorifera utile e potenza termica introdotta: $EER = Q_F / Q_{Ass}$. I valori dell'EER per le macchine a semplice effetto sono tipicamente inferiori ad 1: più precisamente l'EER è variabile nel range 0.6÷0.75, con valori superiori per le macchine a bromuro di litio rispetto a quelle ad ammoniaca; per le macchine a doppio effetto l'EER può raggiungere valori superiori all'unità, in genere nel range 1.1÷1.3. Si tenga presente che le prestazioni variano se la macchina funziona a carico parziale: in Fig. 4.2.4 si riporta il legame tra carico frigorifero ed energia entrante nell'impianto, sia per un frigorifero ad assorbimento sia a compressione; la bisettrice corrisponde ad un comportamento ideale ad EER costante al variare del carico. Si osserva che una macchina ad assorbimento mostra un minore consumo rispetto ad una macchina a compressione ed in particolare l'EER del frigorifero ad assorbimento a carico parziale può risultare superiore al corrispondente valore a pieno carico. Ciò è dovuto all'assenza, nei frigoriferi ad assorbimento, di macchine con parti in movimento (escludendo la pompa il cui contributo è poco significativo), le cui prestazioni decadono sempre ai carichi parziali, ed inoltre all'incremento di efficienza di scambio negli scambiatori del sistema quando questo opera con portate inferiori a quelle di progetto.

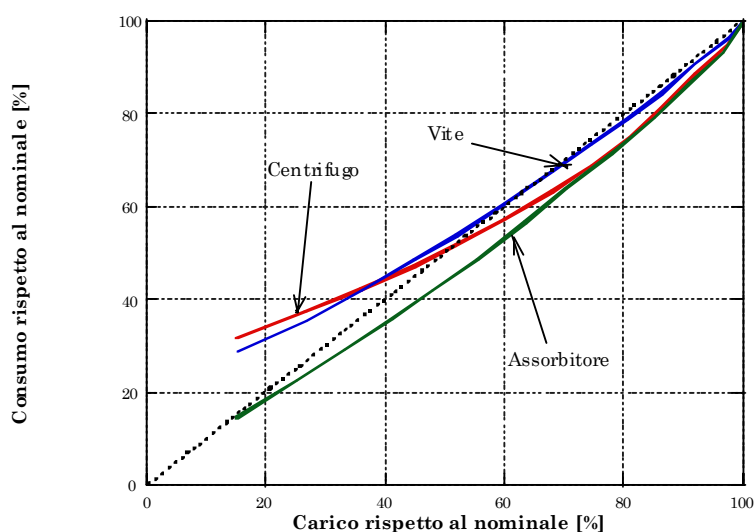


Figura 4.2.4

La figura 4.2.5 mostra invece che le prestazioni del frigorifero ad assorbimento, in termini di potenza utile frigorifera, variano al variare della temperatura dell'utenza frigorifera ed al variare della temperatura di raffreddamento a cui avviene la condensazione (sorgente calda).

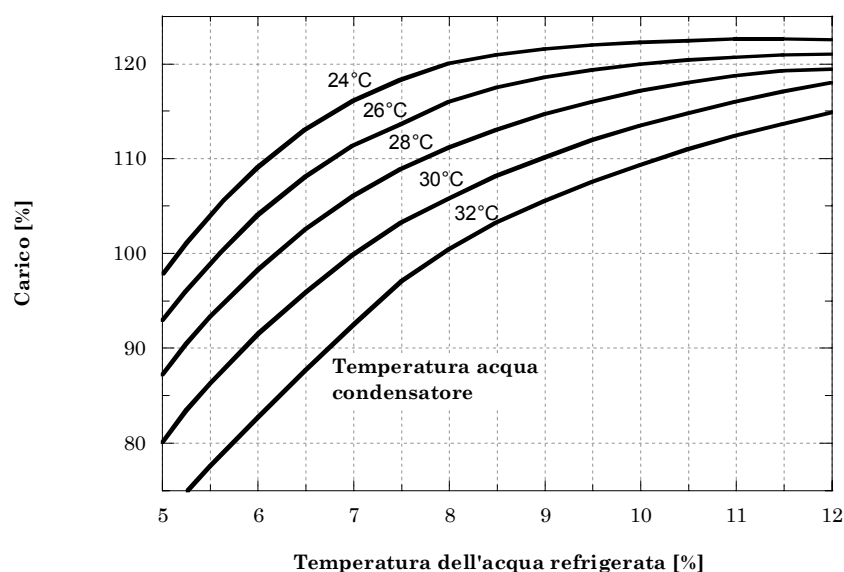


Figura 4.25 - (Fonte Broad: www.broad.com)

Principali costruttori e modelli sul mercato

Le tabelle 4.2.1 e 4.2.2 riportano i dati relativi a diverse macchine presenti sul mercato dalle maggiori case costruttrici del settore: BROAD, BAXTER (che commercializza in Italia le marche COLIBRI, LG CABLE, NISHIYODO), ROBUR, RCGROUP, TRANE, YAZAKI-MAYA, YORK, CARRIER-SANYO. In particolare sono riportati i valori delle potenze frigorifere e dell'indice di prestazione nominale (EER), i livelli termici dell'utenza ed altre caratteristiche essenziali, tra cui la tipologia di sorgente calda esterna impiegabile. Le taglie disponibili sono variabili da circa 10÷20 kW_f fino a diversi MW_f. Nel caso dei gruppi a doppio stadio, quando disponibili sono forniti anche alcuni dati relativi al funzionamento in modalità pompa di calore (per riscaldamento).

I costi di una macchina ad assorbimento variano in funzione della taglia, potendo assumere valori intorno a 500÷600 €/kW per piccole macchine con potenze frigorifere di poche decine di kW, valori di 200÷300 €/kW per macchine di media potenza e valori tra 100 e 150 €/kW nel caso di macchine più grandi (oltre 1 MW).

Accordo di Programma MSE-ENEA:

Le tecnologie innovative ed efficienti nei sistemi di generazione in assetto co-trigenerativo e nei sistemi integrati con unità a pompa di calore nelle applicazioni industriali e del terziario

Tabella 4.2.1 – modelli di frigoriferi ad assorbimento mono stadio

Costruttore	Modelli	Potenze frigorifere (kWf)	EER	Temperature acqua refrigerata (°C)	Sorgente di calore esterna	Miscela binaria	Raffreddamento	Funzionam. in riscaldamento	Taglie
BROAD Systema	BDH BDS BDE	104÷23260	0.74	7÷12	Acqua calda 75-120°C, vapore 0.01-0.2 MPa, fumi di scarico 230-350°C	H ₂ O/BrLi	Acqua	No	24
COLIBRI Baxter	ARP-S	100÷600	0.4	0÷-50	Acqua surriscaldata, vapore, olio diatermico, gas esausti	NH ₃ /Acqua	Acqua	No	6
LG CABLE Baxter	LWM	70÷3000	0.7	4.5÷20	Acqua calda	H ₂ O/BrLi	Acqua	No	26
	AW	350÷5000	0.7	4.5÷20	Vapore < 2 bar	H ₂ O/BrLi	Acqua	No	22
NISHIYODO Baxter	ADCM	40÷1800	0.5	3÷20	Acqua calda a soli 60°C	H ₂ O/BrLi	Acqua	No	6
	ADLM	90÷258	0.35	0÷-5	Acqua calda	H ₂ O/BrLi	Acqua	No	4
ROBUR	GA, ACF-RTCF	17.5÷87.5	0.73	3÷35	Fiamma diretta G.N./GPL	NH ₃ /Acqua	Aria	No	5
	GA, AYF-RTYF	17.5÷69.9	0.73	3÷35	Fiamma diretta G.N./GPL	NH ₃ /Acqua	Aria	Si tramite caldaia	4
	GA, ACF-RTCF LB	12.8÷64	0.54	-10÷35	Fiamma diretta G.N./GPL	NH ₃ /Acqua	Aria	No	5
	GAHP mod. AR	16.9÷84.5	0.67	3÷35	Fiamma diretta G.N./GPL	NH ₃ /Acqua	Aria	p.d.c.*	5
	GAHP mod. W	18.4	0.73	3÷35	Fiamma diretta G.N./GPL	NH ₃ /Acqua	Acqua	p.d.c.	1
THERMAX Rc group	W.COG	35÷282	0.73	4.5÷25	Acqua calda (75-110°C)	H ₂ O/BrLi	Acqua	No	6
	W.LTE	300÷2288	0.75	4.5÷25	Acqua calda (75-110°C)	H ₂ O/BrLi	Acqua	No	13
	W.MTE	300÷4928	0.75	4.5÷25	Acqua surriscaldata a media temperatura (110-150°C)	H ₂ O/BrLi	Acqua	No	22
	S.SEF	300÷4928	0.75	4.5÷25	Vapore a bassa pressione (0.5-3 bar)	H ₂ O/BrLi	Acqua	No	22
TRANE	ABDL	350÷3900	1.0	6÷20	Fiamma diretta G.N./GPL	H ₂ O/BrLi	Acqua	Si	18
	ABSC	335÷1400	0.63	4.5÷15	Vapore/Acqua	H ₂ O/BrLi	Acqua	No	12
	ABSD	2000÷4800	0.71	4÷15	Vapore/Acqua	H ₂ O/BrLi	Acqua	No	8
YAZAKI Maya	WFC	35÷105	0.7	5.5÷12.5	Acqua calda (75-95°C)	H ₂ O/BrLi	Acqua	No	3
YORK	YIA HW/ST	420÷4850	0.6÷0.8	4.4÷16	Acqua calda o surrisc., vap. a bassa p (1 bar rel.)	H ₂ O/BrLi	Acqua	No	21

Tabella 4.2.2– modelli di frigoriferi ad assorbimento a doppio stadio

Costruttore	Modelli	Potenza frigorifera (kWf)	EER	Temp. acqua refrigerata (°C)	Miscela binaria	Sorgente di calore esterna	Raffreddamento	Funzionam. in riscaldamento	Potenza termica (kW)	Temp. acqua calda (°C)	Taglie
BROAD Systema	BZ, BCT, BS, BH, BE, BZS, BZH, BZE, BZHE	16÷23260	1-1.39	7÷12	H ₂ O/BrLi	Fiamma diretta (G.N., GPL, biogas, gasolio), acqua 140-200°C, fumi 400-600°C, Vap. 0.3-0.9 MPa	Torre evaporativa per modelli fino a 115 kW e 233 kW e 582 kW	Si	16-17933	57÷60°C per mod. fino a 115kW; 65÷67°C per mod. da 174 kW a 23 MW	30
COLIBRI Baxter	ARP-M	500÷2500	0.4	0÷-50	NH ₃ /H ₂ O	Acqua surrisc., vapore, olio diatermico, gas esausti	Acqua	No	-	-	10
	ARP-C	>1500	0.4	0÷ -60	NH ₃ /H ₂ O	Acqua surrisc., vapore, olio diatermico, gas esausti	Acqua	No	-	-	Su misura
LG CABLE Baxter	LDF	175÷3000	1.2	4.5÷20	H ₂ O/BrLi	G.N., GPL, biogas	Acqua	Si	175-5000	50÷60°C	27
	LSH	350÷5000	1.2	4.5÷20	H ₂ O/BrLi	Vapore >3.5 bar	Acqua	No	-	-	23
THERMAX Rc group	W.HTE	300÷4928	1.35	4.5÷25	H ₂ O/BrLi	Acqua surriscaldata ad alta temperatura (150-200°C)	Acqua	No	-	-	22
	S.DEF	176÷4928	1.35	4.5÷25	H ₂ O/BrLi	Vapore ad alta pressione (4-11 bar)	Acqua	No	-	-	24
	G.MOD	140÷264	1.25	5÷25	H ₂ O/BrLi	Fiamma diretta	Acqua	Si	107-201	60 °C max	4
	G.HEF	350÷1936	1.25	5÷25	H ₂ O/BrLi	Fiamma diretta	Acqua	Si	321-1774	60 °C max	12
TRANE	ABTF	1250÷4450	1.21	4÷15	H ₂ O/BrLi	Vapore/Acqua	Acqua	No	-	-	14
YAZAKI Maya	CH K	105÷352	1.13	5.5÷12.5	H ₂ O/BrLi	Fiamma diretta G.N./GPL	Acqua	Si	86-286	50.5÷57.5°C	6
YORK	YMPC	106÷352	1.1	7÷10	H ₂ O/BrLi	Fiamma diretta G.N. - Gasolio	Acqua	Si	86-286	40 a 60°C	7
	YPC DF	723÷2440	1.1	5÷15.5	H ₂ O/BrLi	Fiamma diretta G.N.	Acqua	Si	562-1968	80°C max	9
	YPC ST	1084÷2440	1.2	5÷15.5	H ₂ O/BrLi	Vapore<8 bar rel.	Acqua	No	-	-	5

* Pompa di calore

4.3 Desiccant cooling

Il sistema noto come “desiccant cooling” (o raffreddamento con sostanze essiccanti) è utilizzato per il condizionamento estivo dell’aria di ambienti interni. Poiché il sistema richiede un flusso termico dall’esterno, si può pensare di utilizzare parte del calore scaricato da un sistema energetico posto a monte. Uno dei vantaggi del sistema è quello di poter realizzare un effetto frigorifero senza la necessità di impiegare fluidi frigoriferi. In particolare il sistema si basa su un ciclo aperto funzionante con aria umida.

Descrizione del sistema e componenti fondamentali

Il sistema di “desiccant cooling” è rappresentato in figura 4.3.1 ed il relativo diagramma psicrometrico dell’aria umida è presentato in figura 4.3.2: l’impianto presenta una linea di entrata dell’aria dall’esterno verso l’ambiente da condizionare ed una seconda linea di uscita. Le due linee non sono completamente separate: è previsto uno scambio di calore, mediante un rigeneratore che trasferisce calore dall’aria entrante a quella uscente, ed uno scambio di massa d’acqua, mediante un deumidificatore igroscopico (con sostanze chimiche “silica gel”); quest’ultimo abbassa l’umidità della corrente entrante, sottraendo acqua, ed incrementa l’umidità dell’aria uscente, cedendole l’acqua sottratta alla corrente di aria entrante.

Più in dettaglio, l’aria esterna entra in un deumidificatore, posto sulla linea di entrata, dove viene inizialmente deumidificata ed anche riscaldata (trasformazione 1-2); quindi si ha il passaggio in un rigeneratore che raffredda l’aria senza variarne il contenuto di acqua (2-3). Successivamente si effettua l’umidificazione (3-4) con un sistema evaporativo che abbassa anche la temperatura dell’aria. L’aria dell’ambiente interno da condizionare viene prelevata ed inviata nella linea di uscita dove si ha in primo luogo un raffreddamento evaporativo (5-6); l’aria viene successivamente riscaldata (6-7) dal rigeneratore che utilizza il calore contenuto nell’aria esterna nello stato 3; un ulteriore riscaldamento dell’aria avviene mediante uno scambiatore (7-8) che è alimentato con calore da una terza sorgente calda. Infine l’aria, prima di essere espulsa nell’ambiente esterno, attraversa il deumidificatore igroscopico che trasferisce acqua alla corrente d’aria calda rigenerandosi (8-9). Il riscaldamento dell’aria attraverso il riscaldatore (7-8) è necessario per ridurre l’umidità relativa dell’aria stessa - che in tal modo è in grado di assorbire una maggior quantità di acqua - prima che questa venga utilizzata per rigenerare il deumidificatore.

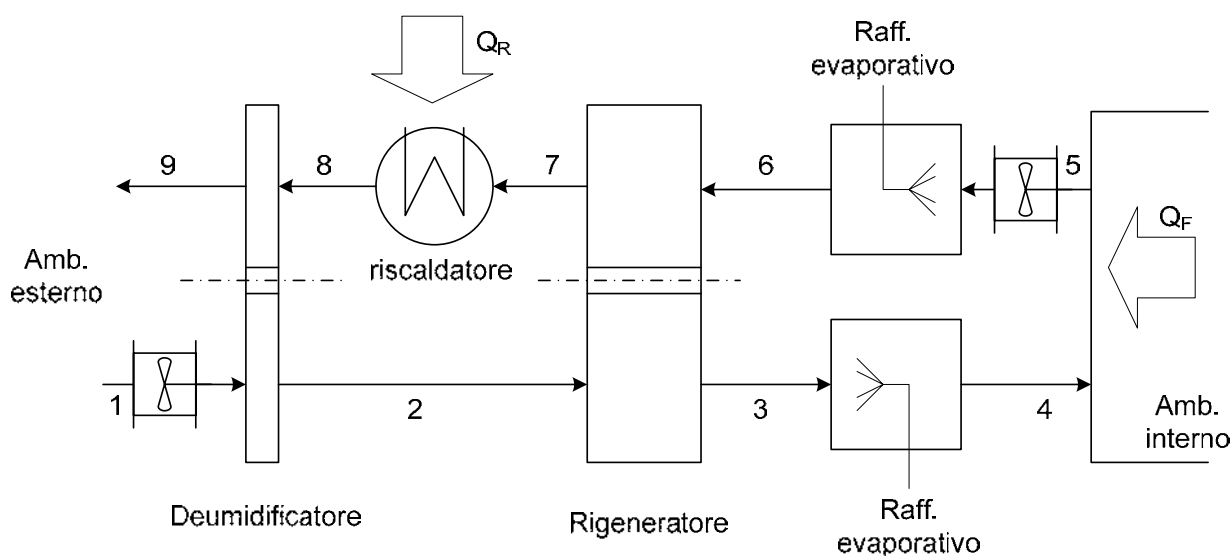


Figura 4.3.1 – layout del sistema

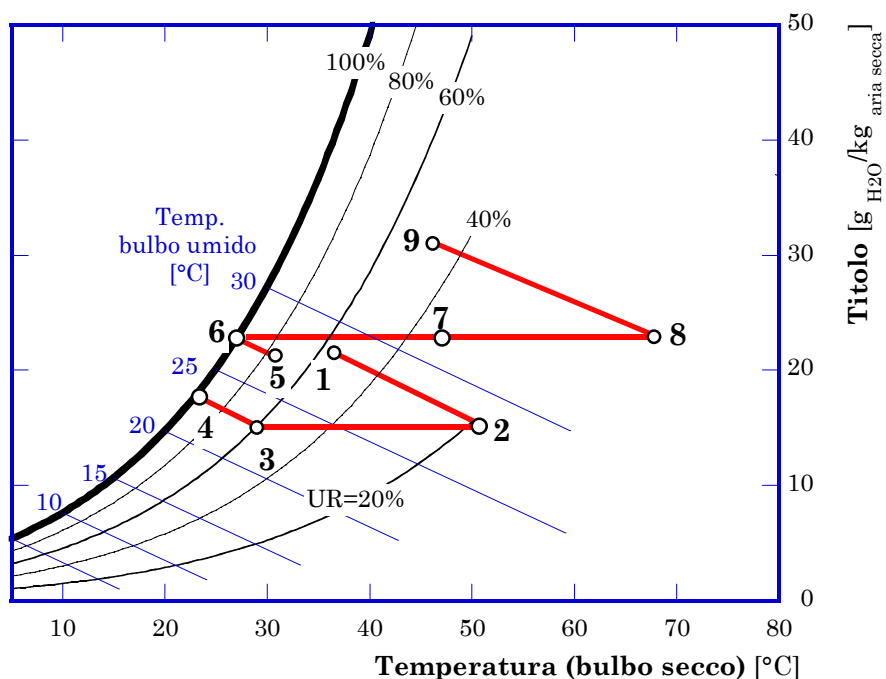


Figura 4.3.2 – diagramma psicrometrico del sistema

Le prestazioni di tali impianti vengono indicate in termini di EER, definito come rapporto tra la potenza refrigerante netta ottenuta e la potenza termica fornita in riscaldamento ($EER=Q_F/Q_R$). L'indice EER ottenibile può raggiungere un valore pari a 1, ma più frequentemente si colloca nell'intervallo 0.5÷0.6, e dunque si tratta di valori inferiori ai valori dell'EER di impianti ad assorbimento; tuttavia, come vantaggi nel caso del desiccant cooling vi è assenza di fluidi pericolosi.

L'impianto richiede anche energia elettrica per i ventilatori che movimentano l'aria nella corrente di ingresso e in quella di uscita e per l'azionamento del rigeneratore e del deumidificatore, che sono costituiti da elementi rotanti (figura 4.3.3) attraversati dai due

flussi di aria. Il rapporto tra l'energia frigorifera utile e l'energia elettrica richiesta dall'impianto assume valori intorno a 5÷6.

Uno dei principali problemi che tale sistema presenta risiede nelle basse velocità di attraversamento del deumidificatore, necessarie per operare efficacemente; ciò comporta un limite alla portata d'aria elaborata, e quindi alla potenza in gioco, a meno di non accettare sistemi di grosse dimensioni.

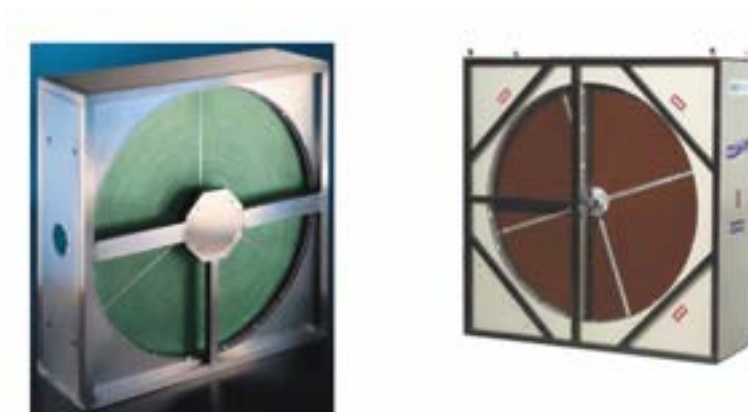


Figura 4.3.3

L'integrazione con un sistema cogenerativo può avvenire a condizione che il flusso di calore sia reso disponibile ad una temperatura compatibile con le esigenze del desiccant cooling: in particolare, la temperatura dell'aria riscaldata uscente dal riscaldatore ed entrante nella ruota deumidificatrice deve essere tipicamente di 60÷70°C, ma con effetto utile già a partire da 50°C. Per questo motivo sono stati ipotizzati alcuni impianti basati sull'impiego di pannelli solari termici.

Livello di diffusione e macchine in commercio

I sistemi in commercio occupano attualmente solo una nicchia di mercato e vengono installati solo in applicazioni in cui è richiesto un controllo accurato dell'umidità ambiente. Le poche macchine in commercio sono limitate a potenze di alcune decine di kW fino a qualche centinaio di kW.

4.4 Pompe di calore ad azionamento elettrico e meccanico

Descrizione della macchina e componenti fondamentali

Le pompe di calore sono sistemi che hanno lo scopo di fornire calore ad un ambiente da riscaldare (sorgente calda) sottraendolo da un ambiente a più bassa temperatura (sorgente fredda). Possono essere impiegate per il riscaldamento, produzione di acqua calda sanitaria e per tutti quei processi che necessitano di calore a bassa temperatura. Esistono in commercio sistemi reversibili in grado di funzionare sia come pompa di calore sia come frigorifero.

Un impianto a pompa di calore, analogamente ad un impianto frigorifero, deve quindi essere in grado di trasferire calore da una sorgente a più bassa temperatura (sorgente fredda) ad una a temperatura superiore (sorgente calda). Nel caso delle pompe di calore l'effetto utile è rappresentato dal calore ceduto alla sorgente calda, mentre nel caso dei frigoriferi, descritti nei par. 4.1 e 4.2, l'effetto utile consiste nel calore sottratto alla sorgente fredda.

Una pompa di calore ad azionamento elettrico o meccanico, analogamente al frigorifero descritto nel par. 4.1, si compone essenzialmente di un circuito all'interno del quale scorre un fluido frigorifero che compie un ciclo termodinamico inverso. Il fluido refrigerante allo stato di vapore leggermente surriscaldato viene compresso e inviato al condensatore, dove condensa, cedendo calore alla sorgente calda, costituita da acqua o aria. L'acqua o l'aria così riscaldate sono utilizzate come fluido vettore per il riscaldamento dei locali o dell'acqua sanitaria. Il fluido frigorifero, dopo essere stato condensato, viene fatto laminare in una valvola (mantenendo inalterata la sua entalpia) e portato alla pressione dell'evaporatore. Nell'evaporatore il fluido frigorifero evapora assorbendo calore dalla sorgente fredda, che può essere aria o acqua. Nel caso questa sia aria, essa viene aspirata a temperatura ambiente e convogliata sull'evaporatore mediante un ventilatore. L'aria viene così raffreddata di 4-6 °C ed espulsa, mentre il fluido refrigerante ne assorbe l'energia termica.

In base al II principio della termodinamica, il trasferimento di calore da una sorgente fredda ad una sorgente a temperatura superiore non avviene spontaneamente ma richiede una spesa energetica, costituita dal lavoro necessario per azionare il compressore.

Prestazioni e caratteristiche dell'energia termica disponibile

Le prestazioni delle pompe di calore ad azionamento elettrico o meccanico vengono quantificate con un indice adimensionale detto COP (Coefficient Of Performance), che è il rapporto tra l'effetto utile (la potenza termica ceduta alla sorgente calda) e la potenza (elettrica o meccanica) spesa per ottenerlo; con riferimento alla Fig. 4.1.2:

$$\text{COP} = Q_c / P_c = (Q_f + P_c) / P_c = \text{EER} + 1.$$

Il COP è variabile a seconda del tipo di pompa di calore e delle condizioni di funzionamento, ed ha, in genere, valori compresi tra 2.5 e 6, con i valori minori che sono relativi alle pompe di calore aria/aria e aria/acqua e i maggiori che sono relativi alle pompe di calore acqua/acqua. L'efficienza sarà tanto maggiore quanto più bassa è la temperatura

della sorgente calda a cui il calore viene ceduto (nel condensatore) e quanto più alta è la temperatura della sorgente fredda da cui viene assorbito (nell'evaporatore). In Fig. 4.4.1 è riportato l'andamento del COP in funzione della temperatura della sorgente fredda per tre diverse temperature della sorgente calda. Nel caso di utilizzo delle pompe di calore per il riscaldamento degli ambienti si possono avere impianti di tipo:

- monovalente, quando la pompa di calore è in grado di coprire interamente il fabbisogno termico necessario al riscaldamento degli ambienti; se la pompa di calore utilizza come sorgente fredda l'aria esterna, tale configurazione è adottabile nelle zone climatiche dove la temperatura esterna scende raramente al di sotto di 0 °C;
- bivalente, costituito dalla pompa di calore e da un sistema di riscaldamento ausiliario (caldaia tradizionale) che copre il fabbisogno termico quando la temperatura dell'aria scende a valori troppo bassi (al di sotto di 0°C).

Le pompe di calore vengono principalmente utilizzate nelle abitazioni residenziali, dove possono essere installate in cantina o nel locale caldaia, e nel settore terziario e industriale, dove le potenze richieste generalmente necessitano di pompe di calore da installare all'esterno, solitamente con sorgente fredda ad aria e caldaia di integrazione. Il calore prodotto è generalmente disponibile ad una temperatura compresa tra i 35 e i 50°C. Inoltre, nel caso di pompe di calore reversibili, queste hanno una capacità di raffrescamento di poco inferiore a quella di riscaldamento, fornendo acqua fino a 3-7 °C.

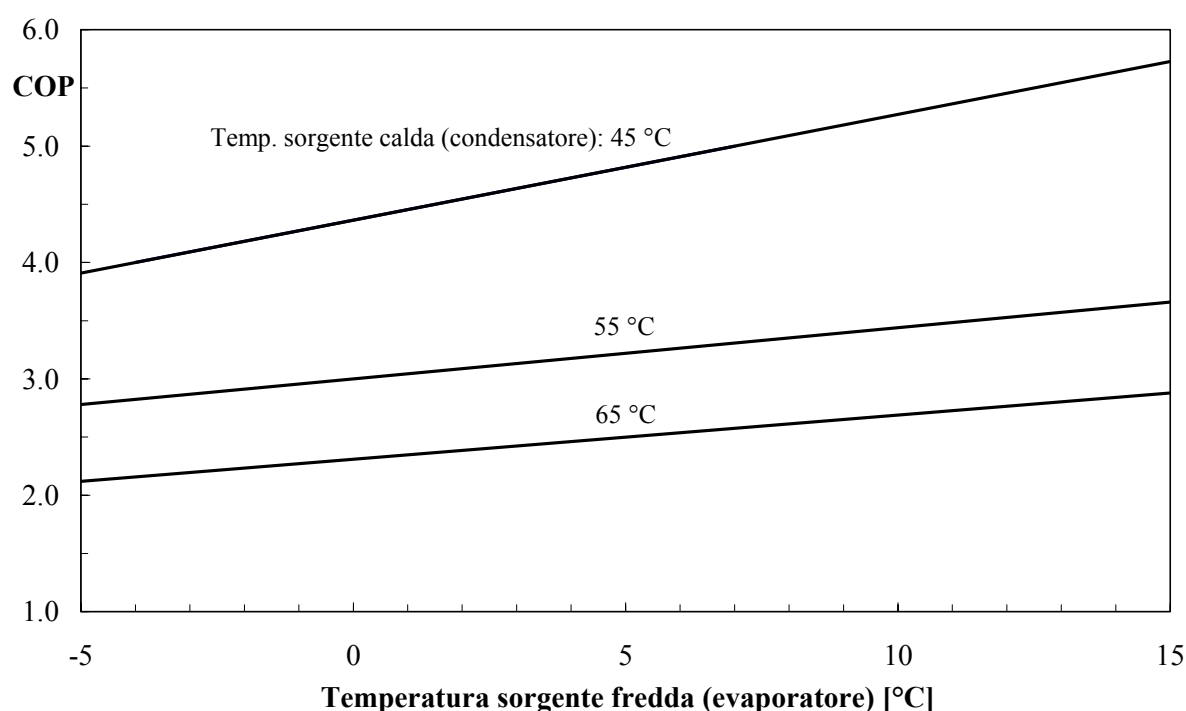


Fig. 4.4.1 – COP in funzione della temperatura della sorgente fredda per tre diverse temperature della sorgente calda (dati Viessman).

Principali costruttori e modelli sul mercato

I principali costruttori presenti sul mercato italiano con i loro prodotti sono: Aermec, Climaveneta, Daikin, Galletti, Hitachi, Mitsubishi, Riello, e Viessman.

In tabella 4.4.1 sono riportati i dati relativi alle pompe di calore in commercio, sia di tipo aria/acqua sia acqua/acqua. Queste hanno la possibilità di produrre acqua calda fino a temperature di circa 50-55 °C e, nel caso di macchine reversibili, acqua fredda a temperature di circa 3-7 °C (alcuni modelli presentano tuttavia la possibilità di avere temperature dell'acqua in uscita inferiori a 0 °C utilizzando soluzioni con glicole). Nella tabella 4.4.1 vengono riportati per ogni modello:

- il fluido refrigerante
- la tipologia pompa di calore
- il range di potenza in modalità riscaldamento (kW)
- il range di potenza in modalità frigorifera per le macchine reversibili (kW)
- il valore del COP medio
- il valore dell'EER medio per le macchine reversibili
- la temperatura minima dell'acqua refrigerata
- la temperatura massima dell'acqua riscaldata

Tabella 4.4.1 – Prestazioni pompe di calore ad azionamento elettrico o meccanico

Costruttore	Modello	Fluido	Tipo	Potenza [kW]		COP	EER	Temp. acqua [°C]	
				risc.	refr.			min ^(*)	max
Aermec	NRA (275HL-350HL, 500H-750H)	R407C	aria/acqua	58-202	51-177	2.54-2.74	2.54-2.86	4 (- 6)	50
Aermec	NRA (800H-3600H)	R407C	aria/acqua	230-1068	196-938	2.57-2.71	2.2.42-2.59	4 (- 6)	50
Aermec	NRC (275H-1000H)	R407C	aria/acqua	58-295	46-264	2.54-2.74	2.54-2.86	4 (- 6)	50
Aermec	RV-H (0601-1802)	R407C	aria/acqua	146-460	124-414	2.40-2.73	2.35-2.68	4 (- 6)	50
Aermec	NLW (0500-1000)	R407C	acqua/acqua	115-340	107-307	3.25-3.43	4.04-4.12	- 6	50
Aermec	WSA (0701-2802)	R134A	acqua/acqua	191-767	179-715	4.36-4.55	4.82-5.11	- 6	50
Aermec	NW (0601-1601)	R407C	acqua/acqua	172-530	157-455	3.13-3.21	3.64-3.82	- 6	50
Climaveneta	NECS-CN (0152-1204)	R410A	aria/acqua	42-135	36-119	3.08-3.24	2.61-2.78	5 (- 8)	55
Climaveneta	RECS (1062-2722)	R134A	aria/acqua	212-695	195-660	2.89-3.26	2.49-2.96	5 (- 8)	55
Climaveneta	ERACS-R (1062-2722)	R134	aria/acqua						
Climaveneta	ERACS-Q (1062-2722)	R134A	aria/acqua	212-695	195-660	2.89-3.26	2.48-2.96	5 (- 8)	55
Climaveneta	HRAQ (0152-1204)	R407C	aria/acqua	39.9-325	34.3-287	2.61-2.96	2.14-2.38	5 (- 8)	55
Climaveneta	NECS-WN (0152-1204)	R410A	acqua/acqua	50.5-428	43.4-371	3.91-4.14	4.34-4.53	5 (- 8)	55

Accordo di Programma MSE-ENEA:

Le tecnologie innovative ed efficienti nei sistemi di generazione in assetto co-trigenerativo e nei sistemi integrati con unità a pompa di calore nelle applicazioni industriali e del terziario

Costruttore	Modello	Fluido	Tipo	Potenza [kW]		COP	EER	Temp. acqua [°C]	
				risc.	refr.			min ^(*)	max
Daikin	EWYQ DAYN (080-250)	R410A	aria/acqua	87.7-284	77-252	2.81-3.00	2.60-2.91	4 (- 10)	50
Daikin	EWYD AJYNN (260-380)	R134A	aria/acqua	274-412	255-385	2.91-3.09	2.71-2.84	4 (- 10)	55
Galletti	LCW HS (055-300)	R407C	acqua/acqua	56.4-333.7	47.3-276.3	3.59-3.66	3.85-4.00		
Galletti	LCC HS (50-160)	R407C	aria/acqua	54-168	47.2-148.2	2.46-2.62	2.03-2.26		
Galletti	LCE H (062-324)	R410A	aria/acqua	70.2-350.8	63.3-313.9	3.10-3.39	2.51-2.94		
Hitachi	RHUE-AG (40-120)	R407C	aria/acqua	110-312	106-324				
Mitsubishi	PUHY-P YSHM-A(-BS) (500-900)	R410A	aria/acqua	63-113	56-101	3.71-3.89	3.03-3.68		
Mitsubishi	PUHY-P YSHM-A(-BS) (950-1250)	R410A	aria/acqua	119.5-156.5	108-140	3.71-3.98	3.11-3.52		
Mitsubishi	PUHY-P YSHM-A(-BS) (450-800) R2	R410A	aria/acqua	56-100	50-90	3.60-3.80	3.02-3.53		
Riello	RAA-EF SERIE 2C (0152H-0612H)	R410A	acqua/acqua	50-215	43-186	3.85-4.18	4.17-4.54		
Riello	RSA-EF SERIE 2C (0152H-0612H)	R410A	aria/acqua	42-169	35.8-143	2.73-3.29	2.31-2.83		
Riello	RSA-EF SERIE 4C FLEXIFLOW (140H-310H)	R407C	aria/acqua	138-325	127-287	2.71-3.13	2.39-2.81		
Riello	RSC-EF SERIE 2C (0152H-0612H)	R410A	aria/acqua	42-173	36-154	3.20-3.39	2.72-2.88		
Riello	RSC-E (0152H-0502H)	R407C	aria/acqua	42-126	37-113	2.57-3.00	2.26-2.67		
Viessman	300WW (240-280)	R407C	aria/acqua	39.6-81.2	30.4-62.3	4.30	3.29-3.31	7	55
Viessman	300WW (240-280)	R407C	acqua/acqua	52-106.8	42.8-87.8	5.6	4.55-4.65	7	55

(*) temperature dell'acqua fredda in uscita inferiori a 0 °C possono essere ottenute in alcuni modelli utilizzando soluzioni con glicole

Costi di impianto e di manutenzione

I costi delle pompe di calore, in analogia con quelli dei frigoriferi (Fig. 4.1.5), risentono dell'effetto taglia e del tipo di tecnologia di compressione e di raffreddamento dell'evaporatore. In Fig. 4.4.2 sono riportati i costi delle pompe di calore aria/acqua e acqua/acqua di quattro diversi costruttori. Le due curve evidenziate in figura forniscono il range di costo tipico delle pompe di calore aria/acqua in funzione della taglia termica. Per quanto riguarda le pompe di calore acqua/acqua, confrontando pompe di calore aria/acqua e acqua/acqua dello stesso costruttore, si vede come, fino a taglie termiche superiori a circa 50 KW_t, i costi delle pompe di calore acqua/acqua siano in prima approssimazione circa il 30 % inferiori di quelli delle pompe di calore aria/acqua di pari potenzialità termica; per taglie inferiori, a causa della minor diffusione delle pompe di

calore acqua/acqua rispetto a quelle aria/acqua, i costi delle due tecnologie diventano confrontabili, ed anzi, per le taglie minori, le pompe di calore aria/acqua diventano più economiche delle acqua/acqua.

Per quanto riguarda i costi di manutenzione questi sono indicativamente dell'ordine di 0.01 Euro per kWh di energia elettrica assorbita; a questi sono da aggiungere gli eventuali costi per i controlli periodici previsti dai Regolamenti (CE) 842/2006 e 1516/2007 per le apparecchiature che utilizzano gas fluorurati ad effetto serra.

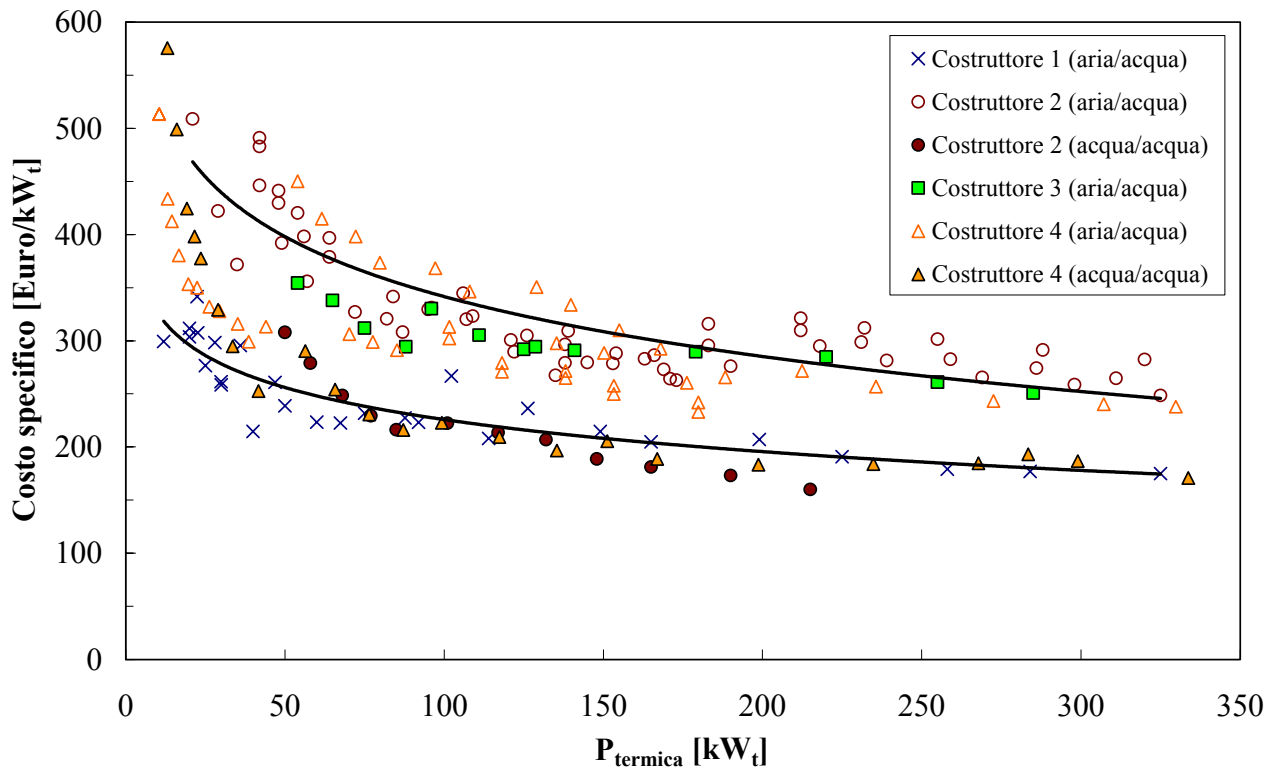


Fig. 4.4.2 – Costi delle pompe di calore aria/acqua e acqua/acqua di quattro diversi costruttori e range di costo tipico delle pompe di calore aria/acqua in funzione della taglia termica.

4.5 Pompe di calore ad assorbimento

Descrizione della macchina e componenti fondamentali

Le pompe di calore ad assorbimento, come già sottolineato nel paragrafo 4.2 a proposito dei frigoriferi ad assorbimento, sfruttano la solubilità e l'elevata affinità tra due sostanze, di cui una funziona da refrigerante e l'altra da assorbente, per realizzare un ciclo dove l'energia introdotta è prevalentemente termica. Il lavoro meccanico della pompa è infatti pari a circa 1 % del calore introdotto nel generatore. Come sorgente termica è possibile utilizzare il calore generato da una combustione (pompe di calore a fiamma diretta), o, in alternativa, si può sfruttare il calore proveniente da un'altra fonte, per esempio quello cogenerato da un motore primo, che viene trasferito al fluido nel generatore mediante uno scambiatore di calore e un fluido termovettore (acqua, olio diatermico, gas caldi).

Le coppie di fluidi refrigerante/solvente utilizzate sono sostanzialmente due:

- $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$, in cui l'acqua funge da refrigerante e il bromuro di litio da solvente;
- $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$, in cui l'ammoniaca funge da refrigerante e l'acqua da solvente; questa coppia di fluidi richiede uno schema d'impianto più complesso, con la presenza di una colonna di distillazione per separazione del vapore d'ammoniaca dal vapor d'acqua.

L'inconveniente principale nell'utilizzo della soluzione $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ è costituito dal rischio di cristallizzazione dei sali di bromuro di litio all'aumentare della temperatura nell'assorbitore, per cui risulta necessario adottare un raffreddamento ad acqua, realizzato solitamente mediante torre evaporativa. Inoltre vi è l'impossibilità tecnica a raggiungere temperature di evaporazione al di sotto di 0°C , per la formazione di ghiaccio.

La macchina $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ risulta essere molto adatta anche all'uso come pompa di calore, in quanto l'ammoniaca viene usata come refrigerante e consente di raggiungere temperature molto basse (temperature di evaporazione fino a -60°C). La macchina ad ammoniaca può essere raffreddata ad aria, senza incontrare problemi di cristallizzazione in quanto le due sostanze sono allo stato liquido. Un altro vantaggio risiede nel fatto che l'evaporatore non opera sottovuoto, per cui non ci sono problemi per un eventuale entrata di aria nel circuito; tuttavia necessita di un impianto più complesso per la presenza della colonna di distillazione (rettificatore) per la separazione dei vapori. L'acqua infatti, a differenza del bromuro di litio, che è un sale, presenta una discreta volatilità, per cui evapora assieme all'ammoniaca; se non separata andrebbe a diminuire l'effetto frigorifero nell'evaporatore, diluendo la soluzione di ammoniaca presente.

Le pompe di calore ad assorbimento, come detto precedentemente, possono utilizzare una qualsiasi sorgente termica, rappresentando quindi una valida alternativa alle macchine a compressione.

Il ciclo ad assorbimento, illustrato in Fig. 4.2.1, ha in comune con quello a compressione meccanica tre componenti: il condensatore, la valvola laminatrice e l'evaporatore, ma ne differisce per il modo di trasferimento di energia al fluido frigorifero. Nella macchina ad assorbimento sono presenti i cicli di due fluidi: quello frigorifero e quello del liquido assorbitore. I due cicli si intersecano perché il fluido frigorifero in certe parti del circuito si

discioglie nel fluido assorbitore, in altre se ne separa, e in altre agisce indipendentemente. Anche nel caso di cicli ad assorbimento vi sono due rami:

- uno ad alta pressione, costituito dal condensatore e dal desorbitore
- uno a bassa pressione, costituito dall'evaporatore e dall'assorbitore

Nel ciclo ad assorbimento H₂O/LiBr, le pressioni in gioco sono inferiori alla pressione atmosferica e la macchina deve essere quindi stagna. Nel ciclo ad assorbimento NH₃/H₂O i valori delle pressioni in gioco sono simili a quelle di un impianto a compressione meccanica.

I vantaggi offerti da queste macchine, oltre alla possibilità di utilizzare il calore di scarto come sorgente di energia, sono l'elevata affidabilità derivante dalla presenza di pochissimi organi in movimento, l'elevata vita utile (oltre 20 anni), la bassa rumorosità e l'assenza di vibrazioni, la ridotta richiesta di energia elettrica e le buone prestazioni ai carichi parziali. Gli svantaggi di queste macchine sono il prezzo unitario, più alto rispetto ad un'analogica macchina a compressione, e i bassi valori di COP.

Prestazioni e caratteristiche dell'energia termica disponibile

Le prestazioni delle pompe di calore ad assorbimento vengono quantificate mediante il COP (Coefficient Of Performance), che è il rapporto tra l'effetto utile, la potenza termica ceduta alla sorgente calda, e la potenza termica spesa al generatore; con riferimento alla Fig. 4.2.1:

$$\text{COP} = Q_c / Q_{\text{Ass}} = (Q_F + Q_{\text{Ass}}) / Q_{\text{Ass}} = \text{EER} + 1.$$

Le prestazioni tipiche delle pompe di calore ad assorbimento a semplice effetto in termini di COP (e di EER nel caso di macchine reversibili, che funzionano anche come frigoriferi ad assorbimento) sono riassunte in Tab. 4.5.1.

La pompe di calore NH₃/H₂O raggiungono valori del COP leggermente inferiori rispetto a quelli della pompe di calore H₂O/LiBr a causa della necessità di impiegare una colonna di rettificazione che separi il vapore di NH₃ da quello di H₂O (si veda Fig. 4.2.2).

Tabella 4.5.1 – Valori tipici del COP delle pompe di calore ad assorbimento a semplice effetto (tra parentesi i valori tipici di EER delle macchine reversibili)

Tipologia di macchina	COP	(EER)
H ₂ O/LiBr	1.4-1.7	(0.70-0.75)
NH ₃ /H ₂ O	1.3-1.6	(0.65-0.70)

Un aumento di COP è conseguibile adottando cicli a doppio, costituiti da due cicli a singolo effetto, come quello illustrato, posti in "cascata", in modo che il calore di condensazione del ciclo soprastante costituisca l'energia in ingresso al generatore del ciclo sottostante.

Nell'ottica di un impiego integrato con un impianto di cogenerazione occorre tuttavia considerare che le macchine a doppio effetto richiedono livelli di temperatura della sorgente di calore che alimenta il generatore più elevati, con temperature che, nelle macchine a doppio effetto, si aggirano attorno a 150-200 °C, contro gli 80-130 °C richiesti dalle macchine a singolo effetto.

Le prestazioni delle pompe di calore ad assorbimento a fiamma diretta (in cui il calore che alimenta il generatore è ottenuto dalla combustione diretta di combustibile) vengono quantificate mediante l'indice GUE (Gas Utilization Efficiency), che è il rapporto tra l'effetto utile (la potenza termica ceduta alla sorgente calda) e la potenza immessa con il combustibile. Il GUE è variabile in funzione del tipo di pompa di calore e delle condizioni di funzionamento ed ha, in genere, valori intorno a 1.5.

Le pompe di calore ad assorbimento possono trovare impiego:

- nelle settore residenziali dove possono essere installate senza problemi anche all'esterno;
- nel terziario e nell'industria, dove le potenze ne richiedono l'installazione esterna, solitamente con sorgente fredda ad aria. Non sono necessari solitamente sistemi di riscaldamento integrativi.

Vengono in genere utilizzate pompe di calore ad assorbimento a fiamma diretta, con alimentazione a gas naturale, in applicazioni dove è richiesta alta affidabilità e continuità di servizio anche in caso di black-out (esempio industria alimentare, settore ospedaliero...).

In sostanza la pompe di calore ad assorbimento rappresentano un sistema per "valorizzare" l'energia termica, in quanto permettono di ottenere al condensatore della pompa di calore una quantità di calore maggiore dell'energia termica immessa nel generatore: $Q_c = \text{COP} \times Q_{\text{Ass}}$

Principali costruttori e modelli sul mercato

Le pompe di calore ad assorbimento sono una tecnologia poco diffusa, principalmente a causa del più elevato costo rispetto ad una pompa di calore ad azionamento elettrico o meccanico. I modelli presenti sul mercato italiano sono principalmente macchine di "piccola" taglia a combustione diretta destinate ad un utilizzo residenziale. In Fig. 4.5.2 viene riportato il GUE in funzione della potenza termica fornita, delle pompe di calore ad assorbimento della Robur (www.robur.it), che è il principale costruttore italiano. I modelli in catalogo, tutti a fiamma diretta, sono i seguenti:

- Robur E3 A HT: pompa di calore ad assorbimento modulante, da installare all'esterno, per riscaldamento e produzione indiretta di acqua calda sanitaria fino a 70°C. La versione HT è quella ottimizzata per funzionamento ad alta temperatura;
- Robur E3 WS: pompa di calore ad assorbimento modulante, per riscaldamento e produzione indiretta di acqua calda sanitaria fino a 70°C;
- Robur PRO LINEA GAHP SERIA A HT: pompa di calore ad assorbimento, da installare all'esterno, per la produzione di acqua calda fino a 65°C. La versione HT è quella ottimizzata per il funzionamento ad alta temperatura;
- Robur PRO LINEA GAHP SERIE RTAR (120-240, 180-360, 240-480, 300-600): pompa di calore ad assorbimento reversibile, da installare all'esterno, per la produzione di acqua calda fino a 60°C o acqua fredda fino a 3°C.

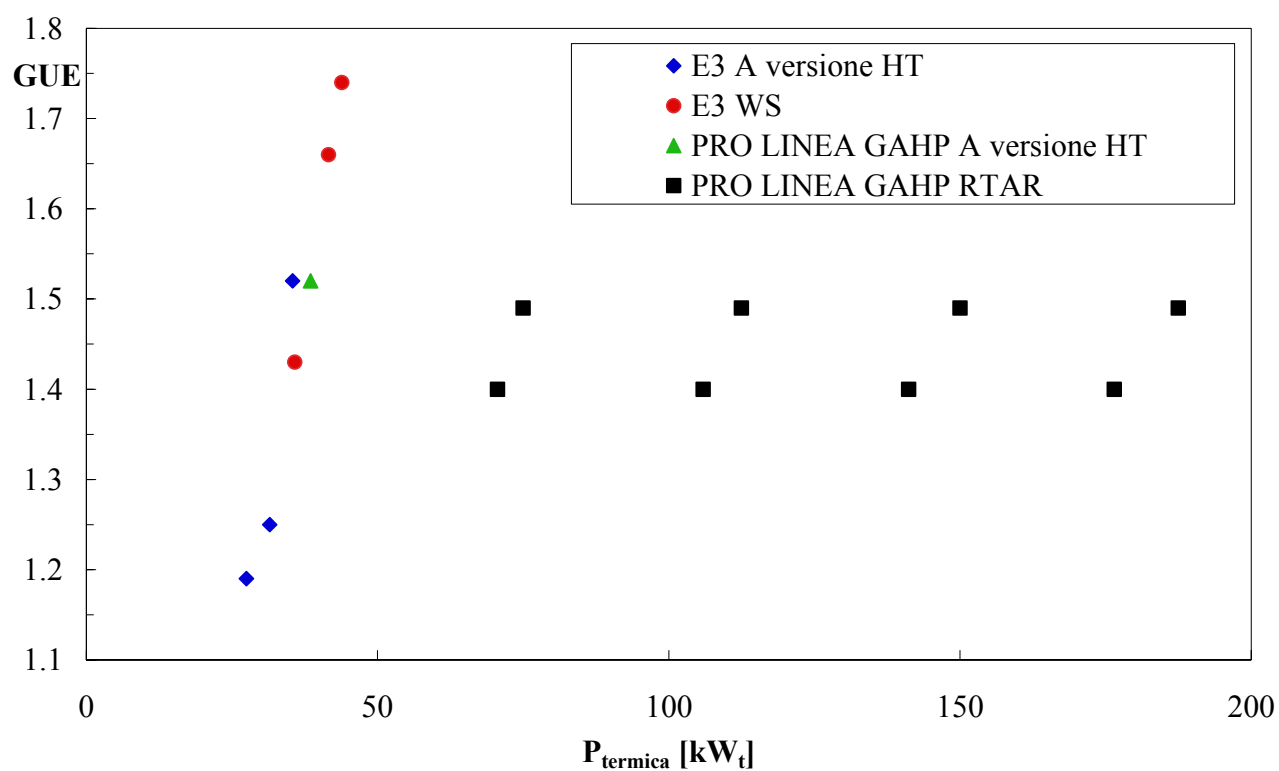


Fig. 4.5.2 – Prestazioni pompe di calore ad assorbimento a fiamma diretta Robur

5. Le barriere alla diffusione della piccola cogenerazione

La cogenerazione ha avuto nel secolo scorso due definiti campi di applicazione:

- le industrie con forti consumi di calore, che si auto-producevano l'elettricità grazie ad impianti a vapore a contropressione nei quali il vapore era prodotto in caldaie a carbone o olio pesante e, prima di andare al processo, generava un po' di elettricità;
- nelle grandi città i grandi impianti, che bruciavano combustibili difficili, carbone e/o rifiuti urbani, in condizioni sufficientemente controllate, generando elettricità e calore da distribuire agli edifici mediante un'apposita rete di teleriscaldamento.

Successivamente, ridotto l'utilizzo dei combustibili difficili (sostituiti da gas naturale o da gasolio desolfurato), è emersa la possibilità di evitare la costruzione delle costose reti di calore, decentrando gli impianti di cogenerazione presso le utenze, sia del terziario con taglie 50 - 1000 kWe (piccola cogenerazione), sia che del settore residenziale, con taglie da 0,5 - 50 kWe (microcogenerazione).

5.1 Generalità sulle barriere alla diffusione

Le barriere alla diffusione possono venire sia dalle difficoltà che possono incontrare gli utilizzatori per ottenere i benefici previsti, sia dalle difficoltà dei venditori per assistere gli utenti nell'apprendere come adattare il generatori alle proprie esigenze.

Il fattore di carico e i benefici per l'utilizzatore

L'utente paga sia l'acquisto del cogeneratore (motore, generatore elettrico, modulo termico, strumentazione di regolazione e controllo) di costo legato alla potenza installata, sia i collegamenti del cogeneratore con le proprie utenze elettriche e termiche, di costo molto legato alle caratteristiche del sito, sia infine la spesa per l'assistenza all'installazione e al primo esercizio, di costo quasi fisso.

I benefici sono invece ovviamente legati alla quantità di elettricità e di calore prodotti ed effettivamente utilizzati. Ne deriva l'importanza di raggiungere un forte fattore di carico annuale e di utilizzare entrambe le due forme di energia prodotta: nelle celle a combustibile si ha in genere un rapporto elettricità-calore attorno a 1,2 - 1,5, mentre nelle turbine a gas a ciclo rigenerativo il rapporto è attorno a 0,7 - 1 e per i motori a gas a ciclo Otto è attorno ad 1.

Gli utilizzatori hanno una richiesta in genere variabile nell'anno e un rapporto elettrico termico ugualmente variabile. Da ciò deriva la difficoltà per i costruttori di scegliere la taglia da produrre e per gli utilizzatori la taglia da acquistare.

La prima difficoltà è che l'utente potenziale generalmente ignora la propria curva di utilizzo annuale di elettricità e calore, quindi è difficile, per chi vuole vendere, poter prevedere e garantire il beneficio ottenibile.

Inoltre spesso è necessario modificare il sistema di controllo e gestione dell'utilizzo del calore, per abbassare temperature inutilmente alte nella rete di distribuzione e mantenere sempre la temperatura di ritorno sufficientemente bassa, così come richiesto dalla macchina; occorre una regolazione che dia priorità al recupero dal cogeneratore rispetto all'intervento della caldaia di integrazione. In alcuni casi può essere necessario sostituire una pompa di circolazione a portata costante con una a portata variabile, per mantenere costante il salto di temperatura; probabilmente può essere necessario installare un dissipatore del calore generato in eccesso.

Ugualmente per quanto riguarda l'impianto elettrico occorre ricordare il costo delle protezioni sia verso la rete che dalla rete, il controllo di disturbi prodotti dall'eventuale inverter nel caso di celle a combustibile, microturbine, etc. e il fatto che può essere necessario, specie nelle piccole utenze, ristrutturare la distribuzione dei carichi nelle tre fasi in modo da poter assorbire al meglio tutta l'elettricità generata.

Una volta definiti, o ipotizzati, i due diagrammi di carico elettrico e termico, occorre valutare lo sfasamento temporale fra gli stessi; in genere l'utente non dispone di registrazioni e allora occorre ipotizzare non solo cosa accade di giorno ma anche di notte, nei giorni festivi, d'estate o d'inverno, prevedendo eventuali dissipatori di calore o accumuli termici.

Individuata la potenza ottimale da installare e scelta quella disponibile sul mercato occorre definire la logica di regolazione: se si segue il carico elettrico, come usuale, o se invece, in alcuni periodi del giorno o dell'anno, convenga seguire il carico termico.

Queste scelte dipendono dalla struttura delle tariffe di acquisto e vendita di elettricità e gas e dal regime fiscale, oltre che dal costo delle apparecchiature e delle installazioni. Quindi dipende sia dal tipo di utente che dal paese dove esso opera. Occorre poi prevedere, a livello di offerta, quale sarà il nuovo contratto da stipulare con la rete elettrica e con quella del gas.

Questi problemi di fattore di carico e di interfaccia sarebbero eliminati se si scegliesse una potenza sempre inferiore alle necessità; con questo vincolo però, nella maggior parte delle applicazioni si sceglierebbe una potenza così bassa che i benefici sarebbero percentualmente così limitati che tutta l'operazione diventerebbe di limitato significato sia energetico sia ambientale sia economico.

L'assistenza all'utente

L'esperienza di questi ultimi venti anni di approccio alla generazione distribuita ha mostrato che non è possibile che un potenziale cliente si compri un generatore per produzione decentrata, se lo porti a casa e se lo installi come farebbe con un generatore elettrico di emergenza; così è stato per motori a gas e così molto verosimilmente sarà per le microturbine e le celle a combustibile.

Tutte le attività, ricordate nel paragrafo precedente, vanno svolte, sia pure in modo più schematico, prima di poter preparare un'offerta garantibile al potenziale cliente. Poi, una volta che il cliente ha accettato, egli avrà certamente bisogno di assistenza sia legislativo-istituzionale nell'ottenere le varie autorizzazioni dagli enti locali e nella ristrutturazione dei contratti con le reti gas ed elettricità, sia di tipo tecnico per la realizzazione delle interfacce (per evitare che gli vengano a costare più dell'impianto base); infine necessiterà di assistenza nella messa a punto, in buona parte sperimentale, delle interazioni fra il generatore e le modalità di utilizzo, analizzando i primi dati di esercizio.

Il tema delle autorizzazioni non è oggi molto più facile che negli anni scorsi, nonostante il sistema dello sportello unico e delle conferenze dei servizi; le basse emissioni allo scarico faciliteranno le cose per le celle a combustibile, ma l'allarme ambientale fa divenire sempre più attento il comportamento delle Istituzioni (il funzionario pubblico è preoccupato delle conseguenze "per lui" della sua firma); dal punto di vista cartaceo 500 watt tendono a somigliare a 500 kW se non a 500 MW, e a richiedere le stesse firme e quasi lo stesso tempo.

Inoltre la cittadinanza residente, spesso supportata da associazioni ambientaliste e liste civiche o politiche locali, si mobilita anche contro gli impianti più piccoli e anche contro le fonti rinnovabili, sostenendo che se non c'è l'inquinamento chimico, c'è quello visivo o quello elettromagnetico: in ogni caso, "not in my backyard". Ed ogni ritardo autorizzativo, dovuto a legittime istanze, sindrome "NIMBY" o altro, significa perdite di tempo, incertezza e aumento dei costi.

Nei paesi come l'Italia ove il consumo di elettricità richiede un contatore fiscale, i generatori distribuiti non sono esentati come le fonti rinnovabili per potenze minori di 20 kW. La procedura per diventare titolare di una "officina elettrica", con obbligo di scritture e di vidimazioni annuali in appositi uffici, sfianca il normale cittadino; poi ogni intervento di manutenzione sulla parte elettrica che richieda la rottura dei sigilli fiscali comporta il costo e il tempo perso per la presenza fisica dell'addetto. Il tema della fiscalità è purtroppo intrinsecamente legato alla procedura per il passaggio di fiscalità del gas utilizzato per la produzione di elettricità, che è condizione preliminare ad ogni valutazione di impiego della cogenerazione fuori dal settore industriale o equiparati (alberghi, piscine, etc.).

Se avanza calore, in modalità non programmabili, in genere può essere solo dissipato, salvo disponibilità di spazi per un possibile accumulo. Se avanza elettricità in modo non programmabile, cioè come eccedenze del momento, se la potenza non supera i 200 kW si può utilizzare il meccanismo dello scambio sul posto con conguaglio annuale; per potenze superiori, fino a 10MVA, le eccedenze possono essere in pratica cedute alla rete, utilizzando il meccanismo del ritiro dedicato; è difficile vendere a terzi (anche se oggi è lecito) senza dare garanzie di costanza della fornitura. Per il resto, valgono i problemi già esposti nel capitolo sui rapporti con il sistema elettrico.

Per le celle a combustibile, visto che l'elettricità è prodotta con basso consumo di combustibile, l'uso più economico delle eccedenze è probabilmente quello di farci del calore per effetto Joule (purché sia utilizzato).

Il singolo potenziale cliente disposto all'acquisto di una cella non ha competenze su questi temi, né tempo per aggiornarsi, quindi o se ne fa carico e le fornisce il venditore in un pacchetto con il prodotto, oppure occorre l'intervento di un terzo, una società di servizi energia (ESCO); in ogni caso i costi aumentano, sia i costi di commercializzazione per il lavoro da fare prima dell'offerta, con rischio di non concretizzare l'ordine, sia i costi di assistenza per la quale si richiedono competenze diverse e molto integrate, sia infine perché la ESCO, oltre ai costi finanziari, deve avere il suo profitto.

5.2 Possibili linee di soluzione

Come visto nel punto precedente i principali ostacoli alla diffusione della generazione distribuita sono: la burocrazia delle varie interfacce, il basso fattore di carico degli utenti e le scarse competenze tecniche degli stessi.

Questi problemi potrebbero essere ridotti se e quando le celle a combustibile riuscissero a superare le loro difficoltà tecniche di affidabilità ed a ridurre drasticamente i costi.

Le possibili linee di soluzione per la cogenerazione di piccola taglia sono:

1. i promotori non debbono farsi prendere la mano dalle potenzialità delle varie nicchie di utenza e dai clienti entusiasti che spesso portano a disperdere le forze, ma devono razionalizzare l'offerta e selezionare la domanda;
2. se si decide di affrontare il mercato partendo da poche nicchie, occorre avere prodotti ingegnerizzati per esse, selezionando taglie abbastanza alte da giustificare i costi di commercializzazione e assistenza;
3. i ministeri (in primo luogo il MEF) e gli organismi competenti debbono modificare le procedure per l'esazione della fiscalità in modo da semplificare il meccanismo di controllo e le procedure di gestione delle varie accise;
4. la diffusione per il largo pubblico delle utenze domestiche è fattibile solo in stretta collaborazione con strutture operanti nella fornitura dei servizi, in particolare distributori di elettricità e/o gas, o ESCO.

L'ultima proposta affronta i problemi alla radice in quanto l'utente finale potrebbe anche non sapere cosa stanno facendo a casa sua. Se è il distributore elettrico (o del gas), o una ESCO con buone radici nel territorio, che conosce i consumi dei suoi clienti, ad installare sue macchine nei siti ottimali, vendendo calore e elettricità all'utente finale e immettendo nella rete le eccedenze di elettricità, si risolvono buona parte dei problemi prima esposti.

Il distributore o la ESCO installerà infatti potenze abbastanza piccole in modo da essere sicuro dell'assorbimento del calore per almeno 4.000 ore/anno, venderà elettricità di supero ad altri utenti, tratterà da pari a pari con la burocrazia, con gli installatori e i manutentori, con le banche e con il fornitore del gas. L'utente finale/cliente avrà un piccolo bonus per il fastidio, senza alcuna preoccupazione.

5.3 Prospettive e proposte

Con riferimento alla situazione vigente ad inizio 2009 qui di seguito rappresentata per i settori industriale e civile (disaggregato in residenziale, mono-familiare e terziario), si propongono alcune soluzioni tecnico/normative di semplice attuazione.

Settore industriale

Il parco di cogenerazione industriale sta raggiungendo l'obsolescenza e il GSE stima che nel 2010 oltre 700 MW di cogenerazione arriveranno a fine vita. La taglia di questi impianti industriali a fine vita è per la quasi totalità dei casi molto al di sopra di quella degli impianti oggetto di questo studio (limitato agli impianti di Generazione Distribuita ossia di potenza elettrica nominale fino a 10 MVA). I TEE, che normalmente non sono elemento determinante alla realizzazione di un impianto o ad anticiparne il rinnovamento, soprattutto in comparti ove la cogenerazione sia già la "media di mercato" (con riferimento al criterio dell'addizionalità previsto dal meccanismo stesso dei TEE), possono però rivelarsi interessanti per la scelta di impianti più efficienti della media, nel caso l'impianto sia da rifare perché giunto a fine vita.

Settore civile

Edifici residenziali: in Italia sono 13 milioni per un totale di 27 milioni di appartamenti; un potenziale bacino per applicazioni soprattutto di microgenerazione (< 50 kWe). Al momento un limite per i condomini è quello di non poter vendere direttamente ai consumatori collegati alle reti interne di utenza. Il problema si pone però anche in presenza di un unico soggetto consumatore, intestatario del contratto di fornitura elettrica, qualora la produzione venga effettuata da un altro soggetto, perché non verrebbe rispettata la condizione di unicità del punto di fornitura. Con l'atto 54/07 l'AEEG ha chiarito che è possibile che l'impianto di produzione e di consumo abbiano diversa proprietà se un singolo utente con contratto di fornitura dell'energia elettrica sul mercato libero dà alla ESCo mandato senza rappresentanza per la conclusione dei contratti di trasmissione, distribuzione e dispacciamento. Il successivo tentativo di semplificazione, auspicato anche dal D.Lgs 115/08 con l'introduzione dei "sistemi efficienti di utenza", che comprendono un impianto di generazione da fonte rinnovabile o cogenerazione ad alto rendimento di potenza non superiore a 10 MWe direttamente connesso con il sistema di consumo di un unico soggetto, sembra al momento arenato dopo la consultazione dell'AEEG. Attualmente non si intravedono spiragli in tempi brevi, anche in considerazione di una sentenza del 22 maggio 2008 della Corte europea sulle reti interne d'utenza.

La microcogenerazione è inoltre gravata dagli adempimenti autorizzativi e per il passaggio di fiscalità, che rappresentano ostacoli sia in termini temporali sia economici. In tale quadro certo non giova la sospensione delle schede analitiche 21 e 22 dedicate alla

cogenerazione in ambito civile, che non permettono di ottenere il pur limitato incentivo fornito dai titoli di efficienza energetica.

La FIRE, con la collaborazione dei suoi soci e degli energy manager interessati ha presentato alcune proposte di semplificazione per gli adempimenti fiscali, che però si spingevano oltre la delega ricevuta dal Ministero dello Sviluppo Economico con il D. Lgs. 20/07.

Le iniziative per la semplificazione autorizzativa, spinte anch'esse dal D. Lgs 20/07, avevano tra l'altro portato alla formazione di gruppi di lavoro normativi presso il CTI per la certificazione delle macchine, nell'ottica di una semplificazione delle pratiche autorizzative e gestionali. Difficoltà di varia natura hanno di fatto bloccato i lavori ministeriali, in particolare perché gli auspicati incisivi cambiamenti si sono confermati al di fuori della portata della delega ministeriale.

In mancanza di un disposto legislativo di ordine superiore, del quale al momento non si ha notizia, si propongono alcune possibili soluzioni di immediata o comunque veloce attuabilità

Soluzioni per la fase autorizzativa e gli adempimenti fiscali:

- a. direttiva apparecchi a gas 90/396/CEE del 29 giugno 1990 "Gli Stati membri non possono vietare, limitare od ostacolare l'immissione sul mercato e la messa in servizio di apparecchi conformi a tutte le prescrizioni della presente direttiva". La certificazione è costosa, ma si potrebbe agire con azioni di supporto sia alla certificazione sia alla progettazione nell'ottica della certificazione (piuttosto che con incentivi che potrebbero essere considerati a livello comunitario come distorsioni del mercato). La certificazione potrebbe inoltre allargare il mercato a tutta Europa. L'atteso D.M. di potenziamento dei TEE per la CHP (previsto dal D. Lgs. 20/07) non solo sbloccerebbe il meccanismo per la cogenerazione in ambito civile, ma potrebbe contribuire a stimolare la domanda, compensando nel breve termine i costi burocratici (autorizzativi, gestione fiscalità, impossibilità vendita agli utenti interni, etc.);
- b. ricorso dell'abbonamento alle accise nei casi di un numero limitato di ore annue di funzionamento e a medio termine azioni per ottenerne un'estensione a un maggior numero di ore annue (es. 12 ore/giorno x 365 giorni/anno = 4380 ore/anno).

Edifici monofamiliari: per essi sono potenzialmente interessanti le soluzioni con potenze elettriche limitate disponibili sui mercati esteri (motori alternativi nel mercato giapponese e Stirling nei mercati nord europei). Si può optare per potenze elettriche inferiori al kWe: in questo modo si evita la trafila degli adempimenti fiscali, ma si perdono i vantaggi del passaggio di fiscalità di parte del combustibile utilizzato. Tali soluzioni hanno di solito efficienza elettrica limitata ($\leq 20\%$), quindi il mancato riconoscimento del passaggio di fiscalità ha un peso inferiore rispetto ad altri casi. Il prossimo atteso D.M. di potenziamento dei TEE, oltre a sbloccare la situazione dei TEE per le applicazioni civili (considerate le limitate potenze in gioco la presentazione dovrà essere effettuata da un distributore o da una ESCO che aggrega un certo numero di interventi), potrebbe

prevedere un maggior supporto per questi piccoli impianti anche a compensazione del mancato passaggio di fiscalità, che potrebbe rivelarsi fondamentale, a parità del resto, nel caso di ingresso sul mercato di tecnologie di piccola taglia ma con rendimenti elevati (es. celle a combustibile).

Le macchine di taglia così piccola copiano spesso le fattezze di caldaie murali, o a basamento, che sostituiscono, e comprendono al loro interno anche il bruciatore di integrazione; il ricorso alla direttiva apparecchi a gas diventa quasi naturale (avendo di fatto una caldaia al loro interno), per permetterne l'installazione ed è giustificato dalla prevedibile produzione in larga scala.

Terziario: il settore presenta situazioni molto differenti e spesso con richiesta di freddo (necessità di trigenerazione); è anche il settore a maggior crescita della domanda energetica negli ultimi anni. Le dimensioni molto variabili potrebbero far ricadere in alcuni casi nella microcogenerazione (< 50 kWe), ma il mercato più consistente dovrebbe essere quello di taglie superiori, anche oltre la piccola cogenerazione (> 1 MWe). Le ore all'anno di utilizzo tendono a essere maggiori, anche per il frequente abbinamento ad assorbitori per la deumidificazione e il raffrescamento estivo. In alcuni casi (es. centri commerciali, etc.) si può presentare il problema delle reti interne di utenza (come descritto per il settore civile); è da valutare, caso per caso, la possibilità di dimensionare gli impianti considerando sistemi di accumulo termico e frigorifero che consentano un livellamento del carico che ottimizzi i rendimenti e riducano, in caso di produzione di freddo con impianti a compressione, gli assorbimenti dalla rete nelle fasce di punta e la cessione (eventuale) nelle fasce vuote.

NOTE sugli AUTORI

Michele Bianchi è professore associato di “Macchine a fluido” e “Sistemi per l’energia e l’ambiente” presso il Dipartimento di Ingegneria delle Costruzioni Meccaniche, Nucleari, Aeronautiche e di Metallurgia (DIEM) dell’Università degli Studi di Bologna. E’ uno degli esperti, in campo nazionale ed internazionale, di sistemi di conversione dell’energia con particolare riferimento alle tecnologie cogenerative. Ha curato gli aspetti tecnico-scientifici relativi alla normativa italiana ed europea, alle tecnologie di generazione elettrica (motori a combustione interna alternativi, microturbine a gas, cicli combinati gas/vapore e celle a combustibile) e per la produzione del freddo, predisponendone i contenuti e coordinando il gruppo di lavoro del dipartimento composto dai ricercatori: Ing. Andrea De Pascale, Ing. Francesco Melino, Ing. Bruno Belvedere, Ing. Lisa Branchini.

Pier Ruggero Spina è professore ordinario di “Macchine a fluido” e “Sistemi per l’energia e l’ambiente” presso il Dipartimento di Ingegneria dell’Università degli Studi di Ferrara. E’ uno degli esperti, in campo nazionale ed internazionale, di sistemi con turbine a gas per la produzione di energia e nel settore “oil & gas”. Ha curato gli aspetti tecnico-scientifici relativi alla normativa extra-europea, alle tecnologie di generazione elettrica (turbine a gas e a vapore, cicli Rankine, motori Stirling e sistemi termofotovoltaici) e per la produzione del caldo (pompe di calore), predisponendone i contenuti e coordinando il gruppo di lavoro del dipartimento composto dai ricercatori: Ing. Michele Pinelli, Ing. Mauro Venturini e Ing. Mirko Morini.

Giuseppe Tomassetti è vice-presidente della Federazione Italiana per l’uso Razionale dell’Energia (FIRE). E’ uno dei maggiori esperti nazionali nel campo dell’efficienza energetica e dell’uso razionale dell’energia. Ha curato l’inquadramento istituzionale delle tecnologie e gli aspetti di definizione delle barriere alla diffusione delle tecnologie trattate, fornendo, anche attraverso il filtro sapiente dei contributi degli operatori del settore, gli elementi per l’identificazione delle strategie di soluzione.

Daniele Forni è Responsabile Tecnico della Federazione Italiana per l’uso Razionale dell’Energia (FIRE). È ingegnere esperto di tecnologie efficienti e di normativa tecnica in ambito energetico ed impiantistico. Ha curato principalmente alcuni aspetti tecnologici ed il quadro normativo/legislativo nazionale di dettaglio, comprese le proposte tecnico-normative di semplificazione degli aspetti di natura autorizzativa e fiscale, fornendo contributi originali derivanti dall’esperienza maturata in particolare con gli operatori di mercato lato utenza.

Ennio Ferrero è responsabile scientifico per ENEA del tema di ricerca “Promozione delle tecnologie elettriche innovative negli usi finali” nell’ambito dell’Accordo di Programma tra il Ministero dello Sviluppo Economico e l’ENEA. È esperto di efficienza energetica e tecnologie efficienti; ha curato l’impostazione dello studio, definendone l’inquadramento nell’ambito delle attività relative al citato tema di ricerca ed i contenuti in funzione delle esigenze del target d’utenza individuato.