

UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA



DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE
CORSO DI LAUREA TRIENNALE IN
INGEGNERIA DELL'ENERGIA

***Cogenerazione e trigenerazione in ambito residenziale:
soluzioni per la gestione energetica privata del futuro***

Relatore: Dott. Giovanni Manente

LAUREANDO: Filippo Baron 1045790

ANNO ACCADEMICO 2015-2016

Indice

SOMMARIO	4
INTRODUZIONE.....	5
CAPITOLO 1: Autoproduzione e cogenerazione	7
I. Concetto di cogenerazione.....	7
II. Commento sulla recente bibliografia scientifica	8
III. Validità della soluzione cogenerativa rispetto ad altre soluzioni rinnovabili nelle applicazioni residenziali.....	8
IV. Conclusioni sulla scelta dei sistemi con MCI rispetto ad altre soluzioni cogenerative.....	9
CAPITOLO 2: Cogenerazione con MCI.....	11
I. Motori endotermici alternativi.....	11
i. Ciclo Otto e Diesel con e senza sovralimentazione	12
ii. Cogenerazione con motori alternativi.....	14
II. Turbine a gas	15
i. Ciclo Brayton-Joule	16
ii. Microturbine a gas a rigenerazione per scopi cogenerativi.....	17
III. Motori Stirling.....	18
i. Tecnologia dei motori Stirling.....	18
ii. Vantaggi e svantaggi dell'uso a scopo cogenerativo	19
IV. Sistemi senza MCI: celle a combustibile con reforming in loco di metano	21
i. Tecnologie attualmente utilizzate e loro vantaggi e svantaggi.....	22
ii. Reforming di metano in loco ed applicazioni cogenerative.....	23
iii. Sviluppi futuri: distribuzione di idrogeno in reti apposite	25
V. Conclusioni con tabelle di confronto su costi d'impianto e d'esercizio, su rendimenti ed emissioni al variare del carico.....	26
VI. Ulteriori soluzioni presentate nella recente bibliografia scientifica	30
CAPITOLO 3: Parametri di progetto e di esercizio degli impianti cogenerativi	34
I. Bilancio energetico di impianti cogenerativi rispetto ad impianti tradizionali con produzione separata	35
II. Brevi cenni sul dimensionamento dell'impianto e regolazione sul carico termico o elettrico	35
III. Valutazioni sulla convenienza della cogenerazione in Italia	38
IV. Conclusioni riportate nella recente bibliografia scientifica.....	39
CAPITOLO 4: Trigenerazione come strumento per la commercializzazione di impianti residenziali.....	40
I. Presentazione del problema del carico estivo.....	40

II. Soluzione proposta da articoli scelti: abbinamento a macchine frigorifere ad assorbimento	41
III. Principi di funzionamento	41
IV. Tipologie disponibili sul mercato e funzionamento	42
V. Efficienza del ciclo	44
VI. Problema del costo aggiuntivo e soluzione con funzionamento in pompa di calore	45
VII. Effetti dell'aggiunta del gruppo ad assorbimento sui parametri del ciclo	47
VIII. Novità dal mercato e commenti sulla recente bibliografia scientifica.....	47
CAPITOLO 5: Brevi cenni sull'impatto ambientale, sul mercato energetico e sugli aspetti costruttivi.....	52
I. Brevi cenni sul controllo delle emissioni nei motori a combustione interna.....	52
i. Controllo delle emissioni nei motori a combustione interna alternativi.....	53
ii. Controllo delle emissioni nelle turbine a gas	55
iii. Confronto tra le emissioni di diversi sistemi cogenerativi	55
II. Breve cenno sul mercato dell'energia elettrica.....	58
III. Cenni sui collegamenti nella posa in opera e sulla manutenzione.....	59
i. Problemi relativi al rumore e alle vibrazioni.....	59
ii. Collegamenti elettrici per gli impianti trigenerativi.....	60
iii. Collegamenti idraulici per gli impianti trigenerativi.....	60
iv. Breve riassunto sulle operazioni di manutenzione	62
IV. Conclusioni riportate nella più recente bibliografia scientifica: soluzioni tecniche, analisi ed accorgimenti nella progettazione di impianti trigenerativi	63
CONCLUSIONE: Fattibilità e aspetti problematici da risolvere.....	69
V. Commenti personali sullo svolgimento del lavoro di tesi.....	73
Bibliografia	74

SOMMARIO

Questo lavoro di tesi ha come principale obiettivo il confronto tecnico ed economico tra i sistemi tradizionali di riscaldamento/raffrescamento ed i sistemi trigenerativi nell'ambito residenziale.

Lo scopo è quello di dimostrare che gli impianti trigenerativi (sistemi provvisti di un cogeneratore accoppiato ad un gruppo ad assorbimento), pur essendo molto più costosi di una tradizionale caldaia a metano, portano a lungo termine benefici sia dal punto di vista delle emissioni, che dal punto di vista del costo di esercizio.

Tale analisi è stata svolta consultando svariati libri e pubblicazioni scientifiche riguardo questo tema, ma con una particolare difficoltà nel reperire informazioni aggiornate e corrette su parametri di tipo economico.

L'analisi stessa si suddivide in una prima fase di inquadramento tecnico delle diverse soluzioni cogenerative presenti sul mercato, seguita da una fase fondamentale di individuazione dei punti deboli dei diversi sistemi. La terza fase consiste nell'individuazione del migliore mix di parametri per condurre un corretto esercizio.

I limiti e le difficoltà presentate dai sistemi già presenti sul mercato hanno reso necessario un'analisi ulteriore sui sistemi ancora in fase di sviluppo, quali le Celle a Combustibile ed i generatori termoelettrici.

In conclusione, questo lavoro di tesi ha portato a sostenere che al momento tali sistemi sono convenienti per applicazioni multifamiliari e per utenze con alto numero di ore di lavoro, mentre restano alcuni importanti punti (come la ricerca sul controllo "intelligente" di tali apparecchi e su altre componenti chiave) sui quali la ricerca ha ancora molto da proporre.

INTRODUZIONE

“Il nocciolo della questione è che le ideologie rappresentano un ostacolo alle nuove scoperte.” [1]

Da questa frase del Premio Nobel per la Fisica nel 1998, Robert Laughlin, prende forma questo lavoro di tesi.

Molto spesso nella storia dell'uomo la tradizione, le ideologie e l'attaccamento alla dottrina tecnica del passato hanno inizialmente ostacolato alcune nuove scoperte scientifiche, successivamente rivelatesi fondamentali per lo sviluppo dell'attuale società moderna.

Negli ultimi decenni, infatti, l'uomo per paura della novità, del costo maggiore rispetto ad altre soluzioni già ben radicate o, infine, di ciò che non conosce, ha faticato ad accettare ciò che la tecnica impiantistica energetica ha proposto come novità nel mercato.

Uno degli esempi di questa tendenza è proprio il caso della cogenerazione; questa tesi vuole cercare di dimostrare come essa può essere diffusa nell'ambito residenziale, senza eccessivo dispendio economico, in tempi brevi e con risultati sicuri e documentati.

La letteratura scientifica propone già moltissimi esempi dell'utilizzo di questa tecnologia in ambito privato, sia con studi teorici che con studi pratici. Alcuni casi di studi teorici sono per esempio la pubblicazione di Rosato et al. [13] in cui si prende in considerazione l'applicazione di motori cogenerativi di taglia 1÷6 kW di output elettrico ad unità abitative monofamiliari. Lo stesso team, con la collaborazione di M. Scorpio, ha poi condotto l'anno successivo un'analisi sperimentale [2] relativa allo stesso tipo di impianto, affiancato però da un chiller elettrico per risolvere il problema dello smaltimento del carico estivo, emerso dall'analisi teorica svolta in precedenza.

Allo stesso modo Goyal et al. [3], nel 2014 hanno svolto un'ulteriore analisi sperimentale sull'accoppiamento di motori a combustione interna di piccola taglia con macchine frigorifere ad assorbimento, in modo da poter risolvere il problema del carico estivo, senza però penalizzare l'output elettrico della macchina.

Relativamente all'analisi del potenziale inquinamento invece, si può dedurre dai lavori di V. Dorer e A. Weber [4] e di G. Angrisani et al. [7] che esistono pro e contro sia nella modalità di funzionamento con “inseguimento del carico elettrico”, che nella modalità “inseguimento del carico termico” per quanto riguarda l'emissione di NO_x e di CO.

Infine, dalla pubblicazione di A. S. Ibáñez et al. [5] si evince come si renda necessaria per ogni tipo di impianto cogenerativo l'installazione di un “modulo” di storage termico per coprire i picchi di domanda.

Oltre alle soluzioni già ben note in campo energetico, in ogni paragrafo si è cercato di citare alcune delle soluzioni più interessanti nelle pubblicazioni più recenti.

Tra queste, sono state citate le pubblicazioni di X. F. Zheng et al. [18], relativa all'utilizzo di generatori termoelettrici nell'ambito delle utenze residenziali, di S. Ma et al. [20] e di Z. Yu et al. [19] per quanto riguarda le celle SOFC, ed i brevetti Capstone, azienda leader nel mercato delle microturbine a gas, per ridurre al minimo le perdite per attrito nei cuscinetti dell'asse della girante.

Dalle pubblicazioni [4] e [15] sono state ricavate informazioni e simulazioni di funzionamento relative all'inseguimento del carico, mentre dal lavoro di H. Tiwari et al. [17] e da [7] sono stati ricavati alcuni punti chiave innovativi utili per lo sviluppo futuro di tale tecnologia.

Altre applicazioni meno promettenti, almeno al momento, di tali apparecchi sono presentate nelle pubblicazioni di Y. Wang et al. [21] ed in [22]: entrambe tali sistemi hanno rendimento troppo basso se confrontato con altri sistemi qui presentati.

Partendo da tali estratti dalla letteratura scientifica, questa tesi propone poi una ricerca più approfondita riguardo alle applicazioni più promettenti, prendendo in considerazione sia soluzioni già disponibili sul mercato (motori a combustione interna, microturbine a gas e motori Stirling), sia soluzioni ancora in corso di studio (celle a combustibile per applicazioni cogenerative con reforming in loco di metano).

Lo scopo principale di tale tesi è dimostrare che, partendo da un corretto esercizio dell'impianto, il sistema trigenerativo costituito da un motore primo a metano e da un gruppo ad assorbimento può risultare conveniente anche per applicazioni residenziali. Nel suo complesso l'impianto comporterebbe un notevole risparmio nei costi di esercizio e nelle emissioni atmosferiche, a patto però di poter affrontare un investimento iniziale indubbiamente superiore ad un tradizionale impianto di riscaldamento residenziale.

CAPITOLO 1: Autoproduzione e cogenerazione

“Tra 15 anni si userà l'elettricità più per le auto che per la luce.” (Thomas Alva Edison, 1910)

I. Concetto di cogenerazione

La cogenerazione consiste nella produzione combinata di energia elettrica e di energia termica, ricavata come “scarto” del processo di conversione da energia chimica del combustibile, ad energia meccanica all'albero del generatore. Questo concetto si inserisce con molta facilità nell'argomento “autoproduzione”, in quanto è molto semplice pensare di adattare un piccolo impianto dotato di motore cogenerativo all'applicazione in una Smart Grid¹. In questo modo è possibile pensare che un quartiere, un condominio o addirittura una singola abitazione possa avere la possibilità di autoprodursi energia termica per il soddisfacimento del carico invernale richiesto dagli utenti e contemporaneamente, avere un cospicuo ritorno economico tramite la rivendita al gestore di rete di una parte dell'energia elettrica prodotta e non autoconsumata.

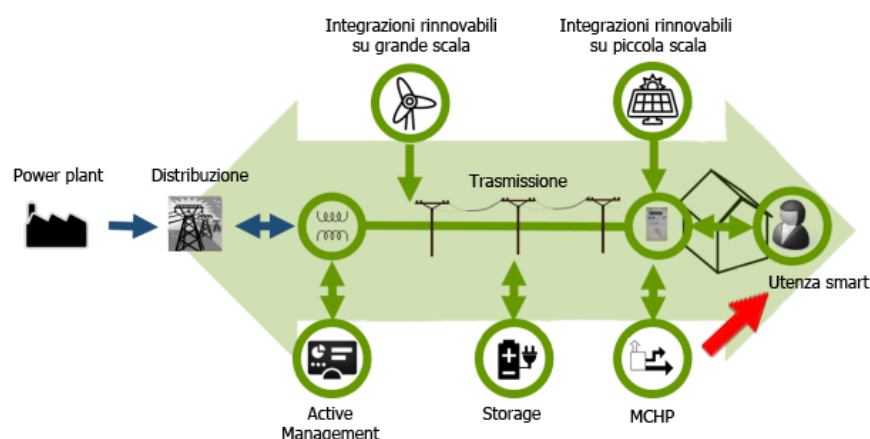


Figura 1 - Integrazione di sistemi MCHP in una smart grid ideale (tratta e rielaborata da www.edsoforsmartgrids.eu)

Già negli anni trenta si ebbe il primo esempio di impianto cogenerativo, seppur di tipo primordiale: la centrale elettrica di Langerbrugge in Belgio forniva anche vapore alla vicina cartiera. Successivamente con la crisi petrolifera del 1973, si indirizzò sempre di più lo sguardo verso la tematica del risparmio energetico, fino a quando nel 1977 il Presidente J. Carter conìò il termine “cogeneration” in un suo discorso alla nazione. [6] In Italia non si pose particolare attenzione all'aspetto cogenerativo dell'energia in quanto, fino agli anni 90, la legge impediva al privato cittadino di autoprodurre energia elettrica. L'allineamento rispetto agli altri paesi europei è avvenuto solo dopo l'approvazione del Piano Energetico Nazionale del 1988, poi realtà operativa tra il 1991 e il 1992. Il primo impulso dato dalla nuova tecnologia non diede però il risultato sperato: ENEL infatti si impose fin da subito contrariamente² alla possibilità di cedere in rete energia autoprodotta. La motivazione era quella di evitare difficoltà nella gestione dei flussi di energia, ma soprattutto si interpretò tale liberalizzazione

¹ Smart Grid: insieme di una rete di informazione e di una rete di distribuzione dell'energia elettrica che consente una gestione intelligente ed un uso razionale della fornitura elettrica.

² In particolare il DM del 24 gennaio 1997 abroga totalmente la possibilità di cessione in rete da parte del privato cittadino.

non tanto come possibilità di attuare un risparmio energetico, ma quanto più per scopi speculativi. [8, pp. 2-3] Questo ostacolo verrà rimosso solo con il successivo Decreto Bersani del 1997, in cui si applica la richiesta della Comunità Europea di portare dal 9% al 18% la quota di energia autoprodotta in tutti gli stati membri, dal 1995 al 2010.

II. Commento sulla recente bibliografia scientifica

La recente bibliografia scientifica, citata nell'introduzione di questa tesi, dimostra anche come si riveli necessario l'accoppiamento di più macchine per costituire un impianto cogenerativo che effettivamente rispetti i canoni del risparmio energetico e dello sviluppo sostenibile. In particolare si dimostra in [3] e nella pubblicazione di G. Angrisani et al. [7] che nel normale funzionamento invernale non si ha surplus di energia termica se l'impianto viene impostato in modo da seguire il carico termico dell'utente e viene dotato di una caldaia di backup e di un serbatoio di accumulo termico. Il problema si presenta nella stagione estiva in cui i vecchi impianti ad uso residenziale venivano necessariamente fermati, in quanto risultava non conveniente per l'utente utilizzare il motore cogenerativo per produrre energia elettrica e dissipare il 100% dell'energia termica. Questa questione, molto trattata nella recente letteratura tecnica, può essere risolta con diversi sistemi e configurazioni d'impianto che verranno trattati nel Capitolo 4.

III. Validità della soluzione cogenerativa rispetto ad altre soluzioni rinnovabili nelle applicazioni residenziali

Rispetto ad altre soluzioni rinnovabili, la cogenerazione risulta il metodo più conveniente a parità di superficie occupata, costo e facilità di gestione. Infatti nel report [9] viene riportato:

“Residential cogeneration (also known as micro-cogeneration and small-scale combined heat and power) is an emerging technology with the potential to deliver energy efficiency and environmental benefits. The concurrent production of electrical and thermal energy from a single fuel source can, if designed and operated correctly, reduce primary energy consumption and associated greenhouse gas (GHG) emissions. The distributed nature of this generation technology also has the potential to reduce electrical transmission and distribution losses, and reduce peak demands on central power generation plants.”

Testo originale dall'introduzione del report [9]

“La cogenerazione di tipo residenziale (anche conosciuta come micro-cogenerazione o produzione combinata su piccola scala di calore e potenza “MCHP”) è una tecnologia emergente con il potenziale per aumentare l'efficienza energetica e i benefici ambientali rispetto alla soluzione attuale. La produzione combinata di energia termica ed elettrica da una sola sorgente di combustibile può, se progettata e messa in funzione correttamente, ridurre il consumo di energia primaria prodotta nelle grandi centrali e contemporaneamente ridurre anche le emissioni di gas serra. La natura di questa tecnologia la rende adottabile per scopi di generazione distribuita e quindi ha inoltre il potenziale di ridurre le perdite elettriche di trasmissione e distribuzione, oltre che ridurre il picco di richiesta nelle grandi centrali di produzione.”

Testo tradotto dall'introduzione del report [9]

Questa affermazione può far sembrare l'alternativa cogenerativa particolarmente sopravvalutata, ma come si evince dalle prime righe dell'analisi [12] la crescita demografica negli ultimi 20 anni, unita al crescente desiderio di comfort e di alti standard di vita, ha portato ad una crescita del consumo di energia a livello mondiale senza precedenti. Considerando il fatto che oltre il 33% di tale energia è

ricavata da fonti fossili e stimando un ulteriore crescita incontrollata di tale richiesta nei prossimi anni, ci si può rendere conto di quanta responsabilità abbia la produzione di energia elettrica nelle emissioni globali di CO₂. Solo il 9% del fabbisogno mondiale di energia primaria è infatti soddisfatto grazie ad uso di energie rinnovabili, pur avendo ormai raggiunto un livello di comune accordo sull'errata gestione delle risorse energetiche ed ambientali nel secolo scorso. Un dato che aiuta nell'analisi della soluzione cogenerativa è proprio contenuto nell'introduzione di [12]: oltre il 30÷40% dell'energia primaria consumata è attribuibile all'uso negli edifici. Proprio per questo, tale tipo di impianto è stato definito una delle tecnologie a destinazione residenziale (e non solo) più interessanti e con ampie possibilità di sviluppo negli anni futuri. [9]

In confronto ad altre tecnologie disponibili sul mercato al momento, la soluzione cogenerativa sembra essere la più accettabile perché richiede pochi ausiliari, basso costo di manutenzione ed ottiene buoni rendimenti pur avendo dimensioni molto contenute. Inoltre non ha alcun problema relativo all'impatto visivo: l'intero impianto può essere infatti installato in una stanza di medie dimensioni anche interrata, purché sia dotata del necessario ricircolo d'aria e delle connessioni elettro-idrauliche per la posa in opera.

IV. Conclusioni sulla scelta dei sistemi con MCI rispetto ad altre soluzioni cogenerative

*“La verità si ritrova sempre nella semplicità,
e non nella complessità e confusione delle cose.” (Isaac Newton, 1720)*

Come risulterà dall'analisi dei diversi sistemi cogenerativi presentati nel capitolo successivo, i sistemi che adottano motori a combustione risultano (almeno attualmente) più adatti all'utilizzo in ambito residenziale, grazie ad alcune caratteristiche come la ridotta dimensione, la silenziosità e la relativamente bassa manutenzione.

Oltre a queste peculiarità, la tecnologia automobilistica ormai già ben sviluppata negli ultimi decenni e perfezionata praticamente giorno dopo giorno, contribuisce attivamente anche nel campo energetico per migliorare i dispositivi cogenerativi dotati di MCI³. Per esempio, l'azienda tedesca Viessmann propone sul mercato un motore per applicazioni micro-CHP chiamato “Vitobloc 200” basato su un motore industriale Toyota a ciclo Otto, alimentato a gas naturale o GPL, che può modulare la potenza elettrica in uscita tra i 3.0 kW (con 6 kW di energia termica recuperabile) e i 6 kW (con 14.8 kW di energia termica recuperabile) con un'efficienza totale a regime del 94%.

In alcuni casi si è provato ad accoppiare un combustore per la biomassa esterno ed un ciclo con microturbina a vapore a recupero: come analizzato in [8, pp. 10-13], si può però dimostrare che l'utilizzo di biomasse come combustibile per gli impianti di cogenerazione è valido solo sotto alcuni aspetti. Uno di questi è relativo al punto di vista del bilancio di CO₂, assorbita durante il processo di crescita dei vegetali, per essere trasformata grazie all'irraggiamento solare in prodotti quali carboidrati, lignina, proteine e lipidi di cui gli stessi sono costituiti, e in ugual modo rilasciata durante la combustione o la gassificazione. Considerando infatti la quantità assorbita pari a quella emessa, non si ha rilascio

³ “MCI” = d'ora in poi con tale abbreviazione si intenderà “motori a combustione interna”.

di ulteriore CO₂ in atmosfera. Inoltre, poiché la biomassa non contiene zolfo, è di fatto impossibile la produzione di ossidi di zolfo⁴. Purtroppo però esistono alcuni aspetti negativi che al momento rendono questa tecnologia poco allettante per il piccolo mercato dell'energia:

- la bassa densità energetica e la ripetitività stagionale delle colture energetiche, creano grosse difficoltà di stoccaggio e trasporto;
- l'alto contenuto di umidità e l'alta resistenza fisica-meccanica della biomassa, comportano elevati costi per la lavorazione e per l'essiccazione.

Quindi in fin dei conti sarebbe sufficiente avere una fornitura costante durante l'anno della stessa biomassa (a meno che non si scelga di adottare costosi sistemi alimentabili con diversi combustibili), con buona densità energetica e basso contenuto di umidità, a costo minore possibile o meglio ancora se nullo; essendo già difficile trovare in ambito industriale una tale combinazione di fattori adatti, risulta molto complicato pensare che in ambito residenziale questa soluzione sia valida. L'unica soluzione attualmente considerabile sul mercato, sarebbe la gassificazione di biomassa per il successivo utilizzo in motori a combustione adatti al syngas: questo processo comporta comunque un minor vincolo rispetto alla stagionalità delle colture (in quanto risulta più semplice stoccare biogas che biomassa da gassificare), ma presenta un costo talmente alto da risultare conveniente solo per interi quartieri di abitazioni, uffici ed industrie che producono scarto utilizzabile come biomassa. Nel mercato esistono già alcuni moduli pronti per l'utilizzo con questa modalità, come il sistema Syfon della CPL CONCORDIA che utilizza un gassificatore accoppiato ad un cogeneratore a syngas dotato di motore V8 che produce 45 kW_{el} e 105 kW_{term}, con un rendimento dell'85%. Tale impianto richiede però un'alimentazione costante con 45 kg di cippato all'ora, quantità disponibile a basso costo solo in vicinanza di segherie, aziende agricole o serre.

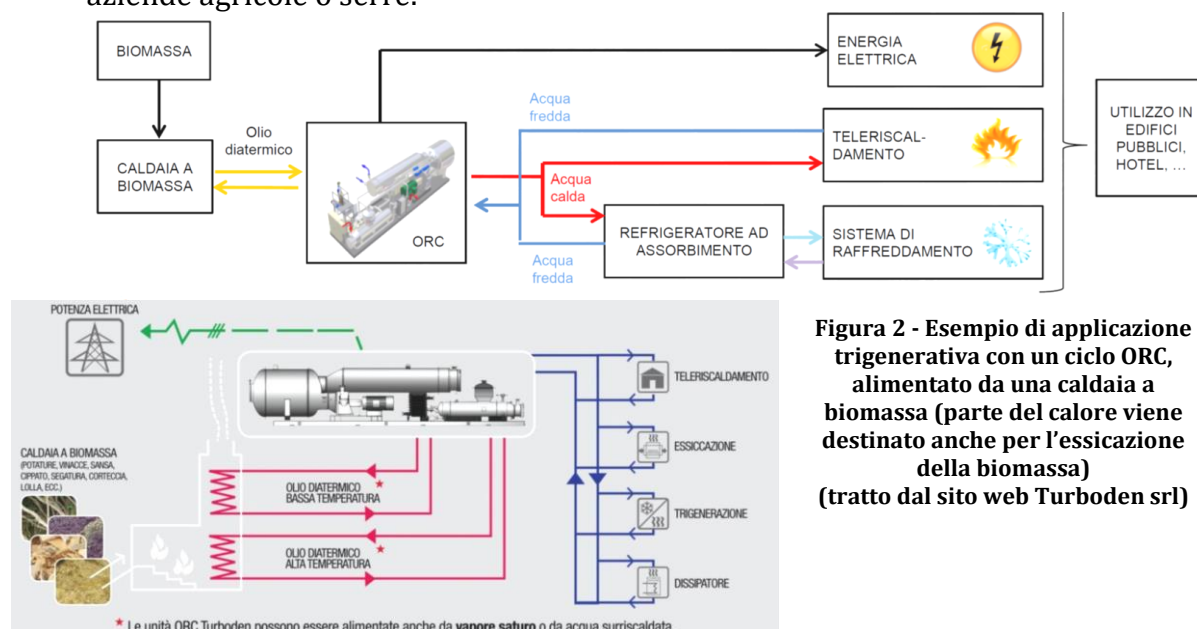


Figura 2 - Esempio di applicazione trigenerativa con un ciclo ORC, alimentato da una caldaia a biomassa (parte del calore viene destinato anche per l'essiccazione della biomassa) (tratto dal sito web Turboden srl)

⁴ Gli ossidi di zolfo sono responsabili delle piogge acide a base di composti di zolfo in quanto si combinano con l'acqua presente in atmosfera seguendo le reazioni chimiche $SO_2 + H_2O \rightarrow H_2SO_3$ (acido solforoso) e $SO_3 + H_2O \rightarrow H_2SO_4$ (acido solforico).

CAPITOLO 2: Cogenerazione con MCI

Come già analizzato nel capitolo precedente, tra tutte le alternative per la riqualificazione energetica, tale tesi tratta principalmente della cogenerazione tramite MCI, date la compatibilità con le richieste del mercato attuali. In questo capitolo vengono analizzate tutte le diverse configurazioni impiantistiche, confrontando i pro e i contro di ognuna e proponendo alcune soluzioni già commercializzate.

I. Motori endotermici alternativi

Nelle applicazioni automobilistiche, tali tipologie di motori sono associabili all'utilizzo di benzina e gasolio, mentre per le applicazioni cogenerative vengono utilizzati come combustibili il metano, il biogas, il syngas e oli pesanti come biodiesel e bio-olio. Tale scelta si rende necessaria a causa del prezzo crescente del combustibile fossile "tradizionale", ma comporta alcuni costi d'investimento iniziali aggiuntivi rispetto al costo della sola unità motrice. Questi costi aggiuntivi sono necessari per:

- l'impianto di produzione del biogas, del syngas o del bio-olio, nel caso non venisse usato il metano dalla rete locale di distribuzione;
- l'adattamento di motori di derivazione automobilistica per sopperire alla diversa densità energetica dei combustibili a derivazione naturale ed alle diverse caratteristiche fisiche del bio-olio (densità maggiore, formazione di composti collosi e cere nel funzionamento a basse temperature);
- l'impianto di post-trattamento dei fumi di scarico per eliminare NO_x e CO prodotti nella combustione.

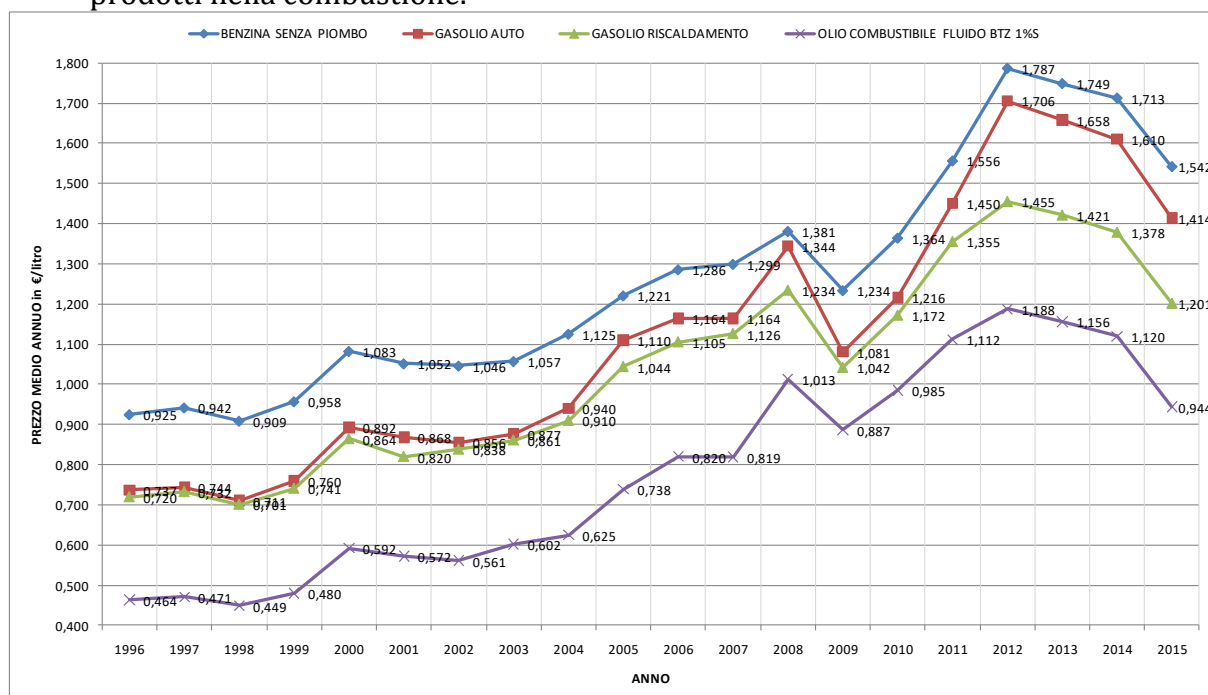


Figura 3 - Grafico del prezzo in € del gasolio per riscaldamento ed autotrazione, della benzina e dell'olio combustibile fluido BTZ 1%S dal 1996 al 2015 (dati tratti dal sito Web del Ministero per lo Sviluppo Economico)

Tali combustibili consentono di poter utilizzare motori industriali già presenti sul mercato, modificati adeguatamente, con un grande risparmio sul costo del combustibile rispetto all'utilizzo di combustibili più raffinati come la benzina o il gasolio, pur seguendo le tracce del ciclo Otto e Diesel come nei motori tradizionali.

i. Ciclo Otto e Diesel con e senza sovralimentazione

Il ciclo Otto ad aria standard consiste in 4 fasi:

- 1) **COMPRESSIONE ISOENTROPICA:** dopo la chiusura delle valvole di aspirazione, il pistone si sposta verso il PMS e comprime la miscela all'interno del cilindro;
- 2) **COMBUSTIONE INTERNA ISOCORA:** una scintilla avvia la combustione della miscela;
- 3) **ESPANSIONE ISOENTROPICA:** l'espansione dei gas combusti genera un moto discendente del pistone, fornendo in questo modo lavoro utile;
- 4) **ESPLUSIONE DEI GAS DI SCARICO ISOCORA:** il moto ascendente del pistone spinge i gas esausti in atmosfera dalle valvole di scarico aperte.

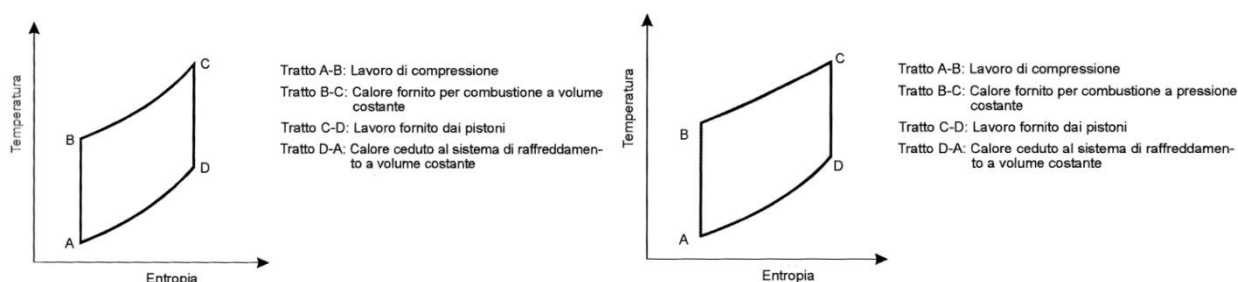


Figura 4 - A sinistra, ciclo Otto ideale; a destra, ciclo Diesel ideale (tratti da [8])

Essendo un ciclo alimentato con una miscela aria-benzina nel caso tradizionale, nell'utilizzo cogenerativo il motore a ciclo Otto può essere alimentato a GPL, a biogas o a metano: in quest'ultimo caso, la pressione del metano è quella della rete di distribuzione locale, essendo la miscela creata prima dell'ingresso nella camera di combustione. Inoltre è richiesto un aumento del rapporto di compressione dal 9,5 tradizionale all'11.

Il ciclo Diesel, considerato come riferimento nei motori a gasolio, differisce dal ciclo Otto solo perché sostituisce la combustione isocora con una isobara. Le fasi allora diventano:

- 1) **COMPRESSIONE ISOENTROPICA:** dopo la chiusura delle valvole di aspirazione, il pistone si sposta verso il PMS e comprime la miscela all'interno del cilindro, come nel ciclo Otto;
- 2) **COMBUSTIONE INTERNA ISOBARA:** la combustione viene avviata dall'aumento della pressione in camera di combustione;
- 3) **ESPANSIONE ISOENTROPICA:** l'espansione dei gas combusti genera un moto discendente del pistone, fornendo in questo modo lavoro utile, come nel ciclo Otto;
- 4) **ESPLUSIONE DEI GAS DI SCARICO ISOCORA:** il moto ascendente del pistone spinge i gas esausti in atmosfera dalle valvole di scarico aperte, come nel ciclo Otto.

A differenza dei motori a ciclo Otto, in quelli a ciclo Diesel si ha aspirazione di un volume costante di aria e modulazione della portata di combustibile iniettato in camera di combustione preriscaldato mediante nebulizzazione. La combustione inizia ad una temperatura di circa 900°C e ad una pressione che varia dai 100 ai 1500 bar (nei diesel common rail).

Questi motori possono essere alimentati teoricamente con qualsiasi tipo di combustibile liquido o gassoso, ma peggiore è la qualità dello stesso e maggiore dovrà essere la manutenzione degli iniettori. In alternativa al

gasolio, possono essere alimentati da metano compresso dalla pressione di rete fino alla pressione raggiunta al PMS. L'ultima alternativa, che però comporta una riduzione di circa il 10% di rendimento rispetto al funzionamento a solo gasolio, è l'alimentazione Dual Fuel: essa consiste nella compressione di una miscela di aria e metano, innescata da una piccola iniezione pilota di gasolio.

I motori a ciclo Otto hanno rendimento compreso tra il 22% e il 35%, valore ben inferiore rispetto a quello dei motori a ciclo Diesel che varia dal 32% al 40% per il rendimento elettrico, mentre il rendimento totale si aggira tra l'80% e l'85%. Tale differenza nel rendimento è dovuta al differente rapporto di compressione, parametro che indica il rapporto tra il volume all'ingresso e all'uscita della camera di combustione, che nei motori a ciclo Otto deve rimanere sotto al valore di 9,5÷10 (per non causare problemi di autoaccensione della miscela), mentre nei motori a ciclo Diesel può arrivare a valori molto più alti. Quindi avendo:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \text{ per il ciclo Otto, } \eta = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \times \frac{\alpha^{\gamma} - 1}{\gamma \times (\alpha - 1)} \text{ per il ciclo Diesel}$$

con r = rapporto volumetrico di compressione, α = rapporto volumetrico di combustione e γ = rapporto dei calori specifici C_p e C_v , si avrà come già visto maggiore rendimento per il ciclo con r più alto. I cicli reali però risultano ben diversi dai cicli ideali sopra presentati, e arrivano a valori di rendimento molto più bassi, anche a causa di parametri ambientali e di ciclo non considerati nei cicli ideali.

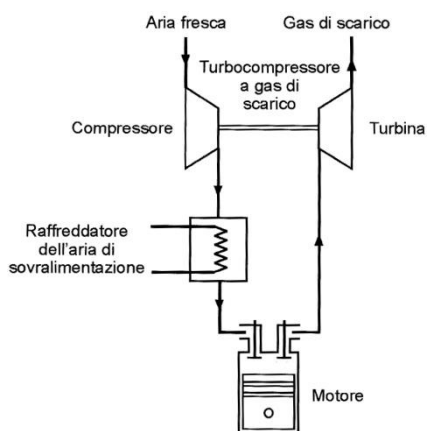


Figura 5 - Turbocompressore con intercooler (tratto da [8])

compressione però comporta un riscaldamento della portata d'aria in entrata nella camera di combustione (fino a circa 140°C), con densità inferiore rispetto a quella della carica fresca, che comporterebbe una notevole riduzione di potenza estratta dal motore⁵. Per questo motivo si è soliti inserire un intercooler ad acqua (più utilizzato in campo cogenerativo) o ad aria, che riduce la temperatura dell'aria compressa fino a circa 45°C prima del suo ingresso in camera di combustione⁶.

Nella maggior parte dei casi i produttori, soprattutto utilizzando le conoscenze derivate dal campo automobilistico, adottano in ambito cogenerativo alcune tecniche per rendere più conveniente la soluzione con motore a combustione interna in tale ambito: è questo il caso della sovralimentazione, tecnologia grazie alla quale si aumenta la portata d'aria aspirata, maggiorando la potenza a parità di cilindrata. Questo effetto si ottiene calettando un turbocompressore sullo stesso albero di una turbina che recupera energia dal deflusso dei gas di scarico. Tale

⁵ Infatti a parità di volume spazzato dal pistone, la potenza prodotta è tanto maggiore quanto più bassa è la temperatura di ingresso dell'aria.

⁶ Per quanto riguarda motori cogenerativi con potenza superiore al MW, si usa installare un ulteriore raffreddatore alimentato da un ciclo frigorifero, che consente di raggiungere temperature anche sotto ai 45°C.

ii. Cogenerazione con motori alternativi

La cogenerazione con motori alternativi consiste nell'installazione di un modulo motore a ciclo Diesel o Otto, alimentato solitamente a gas naturale dalla rete locale di distribuzione (o in alcuni casi prodotto da gassificatori di biomassa), collegato tramite l'albero motore ad un generatore asincrono che a sua volta trasferisce energia elettrica all'utenza, oppure la scambia con la rete nazionale. Aggiungendo alcuni moduli di scambio, si può recuperare l'energia termica (altrimenti scartata nel normale funzionamento automobilistico del motore) derivata dalla conversione di energia chimica del combustibile in energia termica e meccanica. Tale recupero energetico può essere fatto a diverse temperature; infatti i dispositivi del motore che producono calore sono molteplici: in primo luogo, nei motori dotati di intercooler si può recuperare il calore asportato dalla portata d'aria compressa dal turbocompressore (questo calore recuperato può essere usato in circuiti a bassa temperatura); una seconda sorgente di calore è il circuito di raffreddamento del motore stesso che può fornire calore per circuiti che funzionano a temperature tra gli 80°C e i 90°C; infine vi è un recupero di calore molto importante sui gas di scarico, i quali entrano nello scambiatore finale a circa 400°C e ne escono a circa 120°C in modo da evitare la condensazione dei fumi di scarico, che potrebbe portare alla formazione di composti corrosivi. Al contrario, per temperature di scarico dei fumi maggiori diventerebbe troppo basso il rendimento exergetico del processo. Se non c'è necessità di avere multipli livelli di temperatura, si può però adottare una soluzione più economica che consiste nel recuperare in serie prima il calore dal circuito di raffreddamento del motore e successivamente il calore dei fumi di scarico. In tale modo si può alimentare un unico circuito di recupero a temperatura compresa tra gli 85 e i 120°C. La temperatura di circa 120°C è la massima ammissibile per garantire la permanenza nella zona di non-ebollizione dell'acqua del circuito di recupero, oltre ad essere la massima temperatura a cui è possibile alimentare le utenze di tipo residenziale dopo una adeguata miscelazione con acqua fredda.

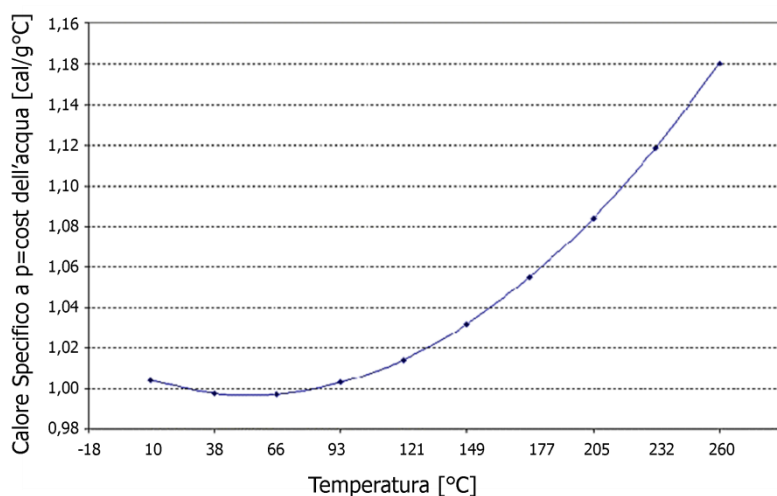


Figura 6 - Variazione del calore specifico a pressione costante dell'acqua (a $p=101325$ Pa) rispetto alla temperatura (tratto e tradotto dal sito www.cheresources.com)

Infine, si tende a rimanere sotto ai 120°C nel circuito di recupero perché il calore specifico dell'acqua aumenta con l'aumentare della temperatura e, per definizione stessa del calore specifico, risulta più difficile lo scambio di calore tra i fumi e l'acqua del circuito di recupero termico. Si può infatti notare come, nel caso di multipli livelli termici, più alta è la temperatura del terzo livello e minore sarà il calore recuperato.

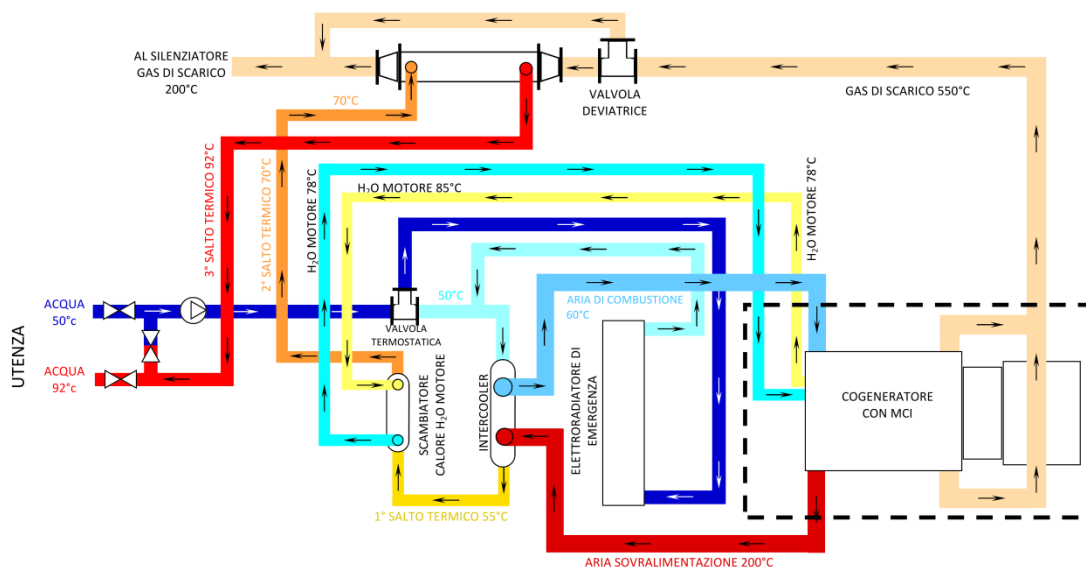


Figura 7 - Schema di recupero termico da un generico cogeneratore (tratto da www.elettroportale.it e rielaborato)

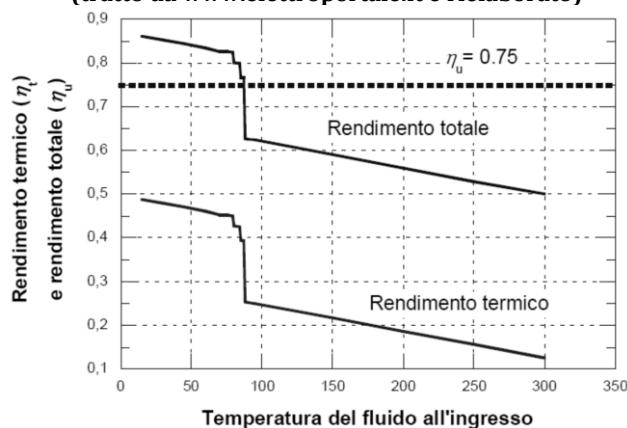


Figura 8 - Rendimento termico e rendimento totale (coefficiente di utilizzo del combustibile) in funzione della temperatura del fluido all'ingresso della linea di scambiatori di recupero per un MCI che scarica i fumi a 400 °C (tratto da [12])

La temperatura dell'acqua di ritorno dal circuito dell'utenza è un parametro da tenere sotto controllo nelle applicazioni cogenerative, in quanto se questo valore aumenta oltre i 90°C circa non è più possibile sfruttare il calore recuperabile dall'acqua di raffreddamento e dall'olio (che si trovano generalmente a temperature attorno ai 90°C) che rappresenta solitamente la metà del totale calore recuperabile in applicazioni residenziali.

Nel caso di applicazioni industriali o di applicazioni private particolarmente innovative e costose, si nota che è possibile usare il calore dei gas di scarico per produrre vapore per uso di processo o per l'accoppiamento di una microturbina a vapore per la produzione di ulteriore energia elettrica.

II. Turbine a gas

Le turbine a gas nate per la generazione elettrica (*"heavy duty"* nel linguaggio tecnico corrente) funzionano molto bene anche per applicazioni cogenerative, pur avendo rendimenti molto inferiori rispetto ai motori a combustione interna. In alcuni casi sono preferibili rispetto ai motori stessi, in quanto sono costruttivamente semplici, esistono in un numero pressoché illimitato di taglie, costano relativamente poco, non hanno bisogno di acqua di raffreddamento e

hanno un basso rapporto massa/potenza. Esse però hanno anche alcuni svantaggi che mantengono ancora molto alta la preferenza dei motori a combustione interna; infatti per esempio hanno basso rendimento elettrico (25÷35%), necessitano di metano ad alta pressione (7 bar circa) e di alta qualità, sono molto rumorose e necessitano di manutenzione frequente, oltre a non essere particolarmente efficienti durante il funzionamento in off-design a basso carico. Rispetto alle turbine di derivazione aeronautica, queste turbine *heavy duty* sono meno compatte e sono progettate per un uso pressoché continuo nell'arco dell'anno: infatti l'albero che collega turbina e compressore tende a flettersi sotto il peso dei componenti quando l'impianto viene fermato per lunghi periodi di tempo e la potenza estratta dalla turbina è molto influenzata anche dalla temperatura dell'aria aspirata⁷, portando netti peggioramenti nella fase di utilizzo estivo.

A differenza di quelle aeroderivate, inoltre, questo tipo di turbine non è quasi mai di tipo assiale (fino ai 200 kW) perché si tende a preferire il singolo stadio di compressione, rispetto ad una compressione multistadio, per ridurre il costo della macchina e la necessità di manutenzione della stessa. Questa scelta inevitabilmente peggiora il rendimento ed è necessario introdurre un rigeneratore prima della camera di combustione per riportare il valore ad un livello accettabile: questo scambiatore fumi-aria consente ai fumi caldi scaricati dalla turbina di scambiare calore per riscaldare la portata d'aria in ingresso al combustore. Tali scelte impiantistiche vengono utilizzate anche nelle microturbine per alzare il rendimento dell'impianto, come analizzato nel sottoparagrafo ii.

Per mia scelta personale, in questa tesi non sono stati trattati gli impianti a vapore ed i cicli combinati turbina-vapore in quanto, rispetto alle configurazioni più innovative presentate, risultano già impiantisticamente datati e l'obiettivo di questa tesi è presentare le soluzioni che presentano ancora ampio margine di sviluppo.

i. Ciclo Brayton-Joule

Il ciclo Brayton-Joule ad aria standard è formato da 4 fasi:

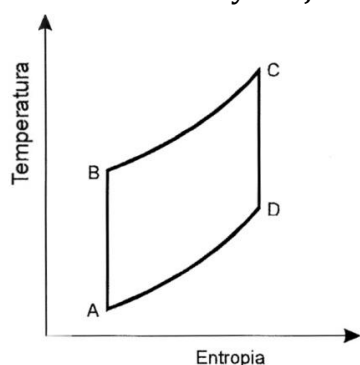


Figura segue alla pagina successiva

- 1) **COMPRESSIONE ISOENTROPICA:** in questa fase, un compressore calettato sullo stesso albero della turbina assorbe parte dell'energia prodotta dalla turbina e comprime il fluido dalla pressione p_A a p_B ;
- 2) **COMBUSTIONE ISOBARA**
- 3) **ESPANSIONE ISOENTROPICA:** il lavoro estratto dal fluido che espande in turbina viene distribuito in parte al compressore e la restante parte va all'alternatore;

⁷ Come riportato in [8] alle pagine 65-66 infatti, durante il periodo estivo si osserva una notevole diminuzione della potenza estratta dovuta alla minor densità dell'aria aspirata. Per questo motivo, nelle turbine di grossa taglia, viene sempre installato un gruppo frigorifero che raffredda l'aria in ingresso nei periodi più caldi dell'anno. Nelle applicazioni private, questo tipo di necessità sarebbe assurda perché la maggior parte della potenza estratta dalla turbina sarebbe utilizzata per comprimere il fluido frigorifero in questo ciclo, portando il rendimento a valori inaccettabili.

Tratto A-B: Lavoro di compressione
 Tratto B-C: Calore fornito per combustione a pressione costante
 Tratto C-D: Lavoro fornito alla turbina
 Tratto D-A: Calore ceduto al sistema di raffreddamento a volume costante

4) SCARICO ISOBARO DEI PRODOTTI DI COMBUSTIONE IN ATMOSFERA.

A differenza del motore a ciclo Diesel, essendo una macchina a moto rotativo, lo scarico in atmosfera avviene a pressione costante anziché a volume costante.

Figura 9 - Ciclo Brayton-Joule ad aria standard ideale (tratto da [8])

ii. Microturbine a gas a rigenerazione per scopi cogenerativi

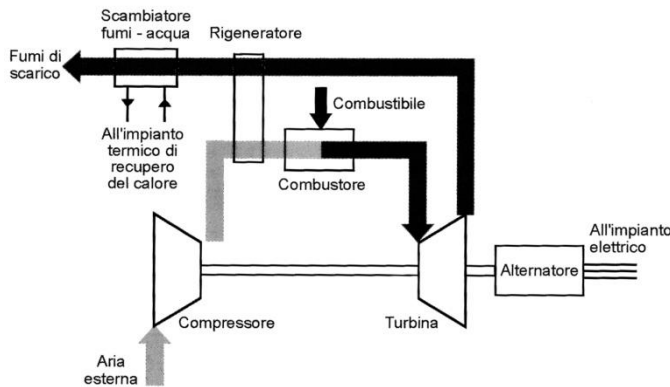


Figura 10 - Schema di turbina a gas con ciclo Brayton-Joule aperto, in assetto cogenerativo (tratto da [8])

Essendo i modelli di piccola taglia semplici riduzioni in scala rispetto ai modelli *heavy duty*, gli accorgimenti introdotti per i grandi impianti (come la rigenerazione) comportano un netto miglioramento nel rendimento termodinamico del ciclo, fino a raggiungere valori tra il 30÷33%, quasi alla pari dei motori a ciclo Diesel.

Poiché a parità di velocità periferica, più il raggio della girante

è piccolo, maggiore deve essere il numero di giri, i costruttori stanno introducendo nel mercato nuovi modelli di microturbine ad alto numero di giri (anche 100000 giri/minuto) per raggiungere livelli di miniaturizzazione impiantistica senza precedenti. In tali modelli però, l'alternatore produrrebbe energia elettrica a circa 1500 Hz, ben diversa dalla normale frequenza di rete di 50 Hz. L'utilizzo di riduttori meccanici è impensabile, visto l'alto numero di giri che porterebbe a rapida usura il componente stesso, risultando quindi come unica alternativa l'adozione di un inverter, che porta l'energia elettrica dalla frequenza di rotazione dell'alternatore alla frequenza di rete. In questo modo si svincola la velocità di rotazione della turbina dalla minima velocità da mantenere all'alternatore; in questo modo si consente alla turbina di lavorare a carico parziale ad un numero di giri inferiore ai 3000 giri/minuto, necessari nei modelli tradizionali per produrre all'alternatore energia elettrica a frequenza di rete.

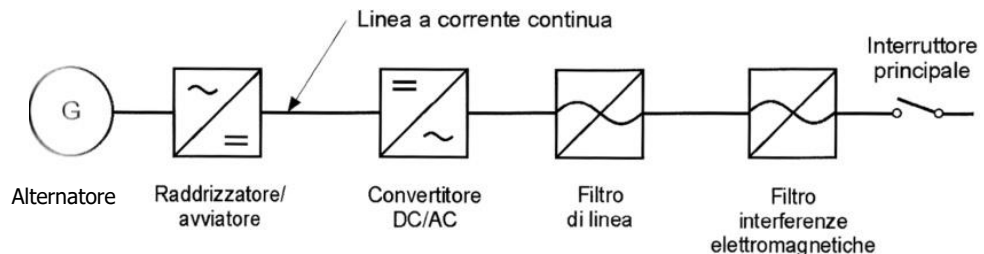


Figura 11 - Schema d'impianto innovativo per turbine ad alta velocità (tratto da [8])

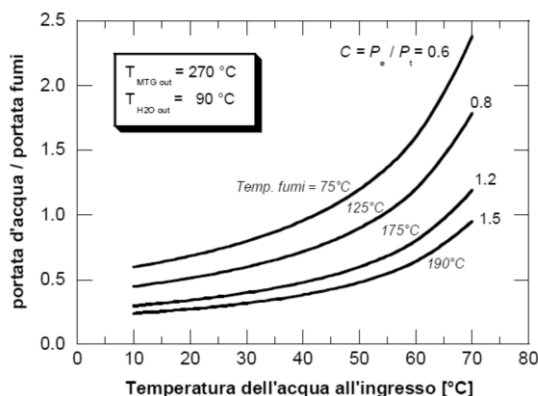


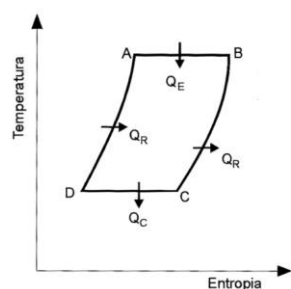
Figura 12 - Portata d'acqua calda producibile per unità di portata di fumi espulsi, in funzione di P_e/P_t e della temperatura dell'acqua all'ingresso dello scambiatore (tratto da [12])

III. Motori Stirling

Il motore Stirling, brevettato nel 1915, consiste in un ciclo esotermico: grazie alla combustione esterna possono quindi essere sfruttati diversi tipi di combustibili, oppure addirittura flussi di calore derivanti da altre fonti di tipo rinnovabile o non. Inoltre risultano molto silenziosi in quanto non hanno molte parti in movimento, oltre ad avere emissioni confrontabili solo con quelle delle celle a combustibile.

i. Tecnologia dei motori Stirling

Il motore, nella sua configurazione originale detta "Alfa", era diviso in una camera "calda" ed in una camera "fredda", separate da uno scambiatore di calore detto "rigeneratore", che sottrae e cede calore all'aria che lo attraversa. Nella prima fase si ha trasferimento di calore dalla camera di combustione esterna alla camera calda. A tale azione il pistone risponde spostandosi verso la camera calda per cercare di mantenerne invariata la temperatura, producendo così una espansione isocora. Nella fase successiva i pistoni si muovono contemporaneamente spostando l'aria dalla camera calda alla camera fredda e riscaldando il generatore (trasformazione isocora). Nella terza fase, il pistone della camera fredda si sposta verso la camera calda, mentre il pistone della camera calda resta fermo, comprimendo così la massa d'aria. La stessa massa d'aria, per mantenere invariata la sua temperatura cede calore ad una sorgente esterna (processo di compressione isoterma). Nella fase finale i due pistoni si spostano contemporaneamente, spostando la massa d'aria e recuperando il calore accumulato nel rigeneratore.



A-B: espansione isoterma
 B-C: trasformazione isocora
 C-D: compressione isoterma
 D-A: trasformazione isocora

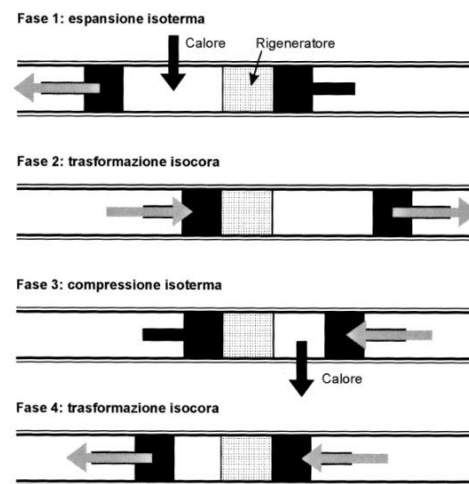


Figura 13 - Ciclo Stirling ideale e fasi del funzionamento (tratti da [8])

A differenza del ciclo originale, negli ultimi anni l'aria nel ciclo è stata sostituita con l'elio. Inoltre sono state introdotte due nuove configurazioni dette "Beta" e "Gamma", in cui uno dei due pistoni si occupa dello spostamento del fluido tra le due camere, mentre l'altro si occupa della compressione e della espansione. Nella configurazione Beta, nello stesso cilindro scorre sia lo "stantuffo di potenza", adibito alla variazione del volume, sia il "displacer", che ha la funzione di spostare il fluido tra le due camere. Tale configurazione si può ritrovare in due varianti: una con il rigeneratore esterno al cilindro, mentre l'altra ha il rigeneratore integrato nel displacer. Nella configurazione Gamma invece si possono individuare 2 alberi separati, uno per pistone (sempre detti "di potenza" e "displacer"), con uno spazio comune per la compressione.

Per riassumere, il motore lavora in un ciclo chiuso, con elio come fluido termodinamico. Quando viene raggiunta un'opportuna differenza di temperatura tra la camera calda ed la camera fredda, si innesca una pulsazione della massa d'elio, trasformata in moto alternato del pistone. La pulsazione continua mantenendo la differenza di temperatura, cioè somministrando calore al punto caldo e sottraendone al freddo.

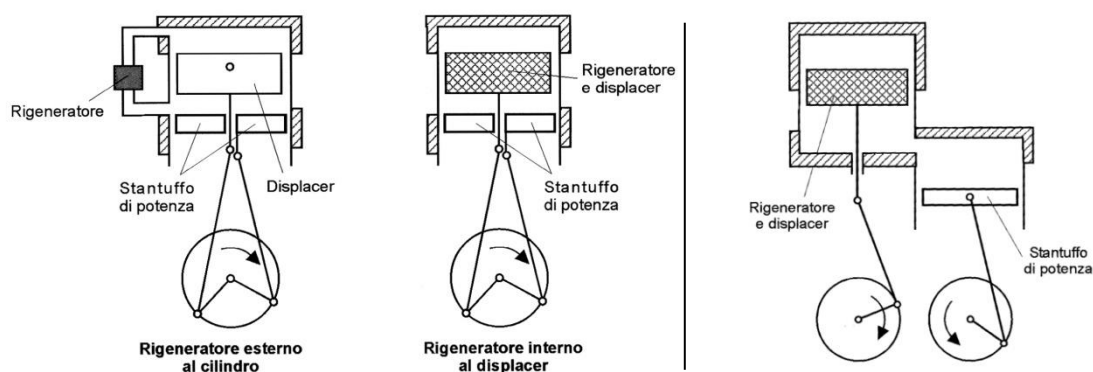


Figura 14 - Configurazione Beta (a sinistra) in due modelli e configurazione Gamma (a destra) (tratti da [8])

ii. Vantaggi e svantaggi dell'uso a scopo cogenerativo

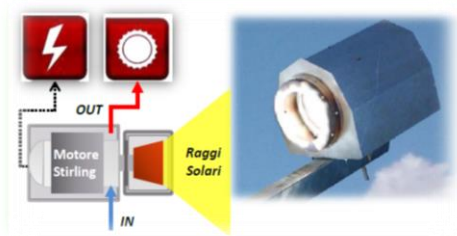


Figura 15 - Schema del sistema Trinum (tratto da Innova Energy Solution S.p.A.)

Nell'uso in ambito cogenerativo, il motore Stirling risulta molto interessante perché può sfruttare un qualunque flusso termico a temperatura tale da consentire un corretto scambio termico. Per esempio, l'azienda italiana Innova Energy Solution S.p.A. propone un sistema commercializzato con il nome di "Trinum" che utilizza uno specchio parabolico a concentrazione in alluminio, il quale cattura i raggi solari e li concentra in un ricevitore. In questo modo si può "alimentare" la camera calda di un motore Stirling, producendo in questo caso 6400 kWh termici all'anno e circa 2100 kWh elettrici all'anno. Questo impianto è dotato di un sistema automatico di controllo, per proteggere i dispositivi dalla neve, dalle temperature

eccessive e dalla pioggia intensa, oltre che di un sistema GPS per l'inseguimento solare durante lo scorrere del giorno. Tale soluzione, oltre che incredibilmente economica, risulta particolarmente interessante dato che tutti i suoi componenti sono completamente riciclabili (specchio in alluminio, struttura in acciaio inox, conduttori in rame). L'unico svantaggio di questa tipologia d'impianto è l'ingombro, in quanto esso necessita di un raggio libero di circa 2,50 metri per consentire il movimento corretto dello specchio.

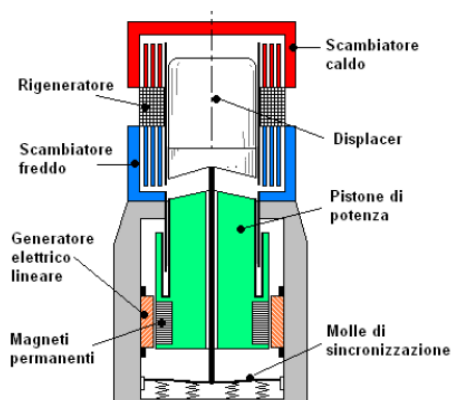


Figura 16 - Schema semplificato di un motore Stirling a pistoni liberi (tratto dal Innova Energy Solution S.p.A.)

In altre applicazioni con motore Stirling, l'unità che contiene il motore stesso ha dimensioni molto ridotte, anche con superficie occupata inferiore a 1 m². Nella maggioranza delle soluzioni attualmente proposte per uso cogenerativo residenziale, il motore Stirling è dotato di un bruciatore a metano che mantiene la camera calda alla temperatura necessaria al funzionamento. L'azienda tedesca Viessmann mette a disposizione per il settore residenziale due tipologie di cogeneratori con motore Stirling: "Vitolwin 300 W" progettato per funzionare a gas naturale e dotato di caldaia a condensazione per coprire il carico di punta, e "Vitolwin 350 F" con la stessa tecnologia ma dotato anche di un serbatoio per l'accumulo di acqua calda per il riscaldamento abitativo da 175 litri. Entrambi questi sistemi forniscono all'utenza circa 1 kW elettrico e circa 5,3 kW termici, con un rendimento del motore Stirling del 96% ed un rendimento del 98% circa della caldaia aggiuntiva.

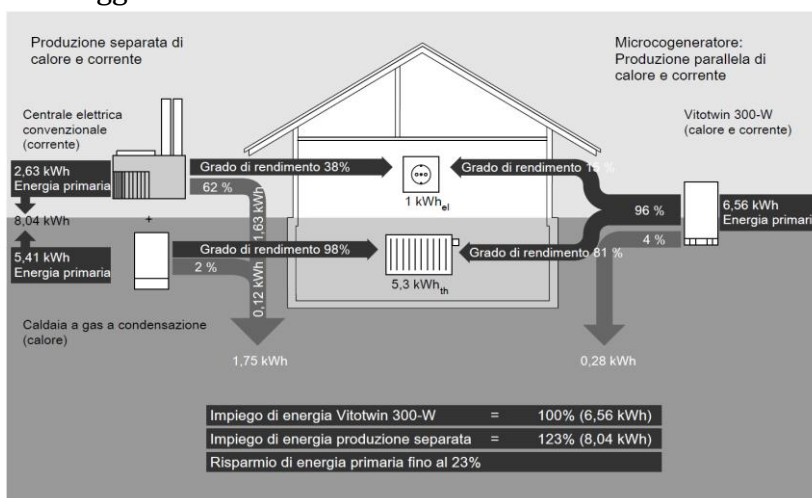


Figura 17 - Esempio di applicazione di microgeneratori Viessmann (tratto dal sito Viessmann)

Essendo la combustione esterna al motore stesso, si pone un grande ostacolo tecnico legato all'inerzia del sistema: esso infatti non può rispondere in modo rapido a continue variazioni di carico e risulta molto lento all'avvio, in quanto il flusso di calore non viene scambiato in modo immediato tra il combustore e la camera calda. Inoltre, nel ciclo di vita dell'impianto stesso non c'è garanzia di perfetta tenuta di valvole e guarnizioni, imponendo così che in luogo di manutenzione vi sia un necessario reintegro di elio all'interno del motore. Tale difetto non si presentava nell'originale motore ad aria, che però aveva grossi problemi di sicurezza in quanto il lubrificante, alle pressioni del fluido nel circuito, tendeva ad atomizzarsi e a creare una miscela esplosiva.

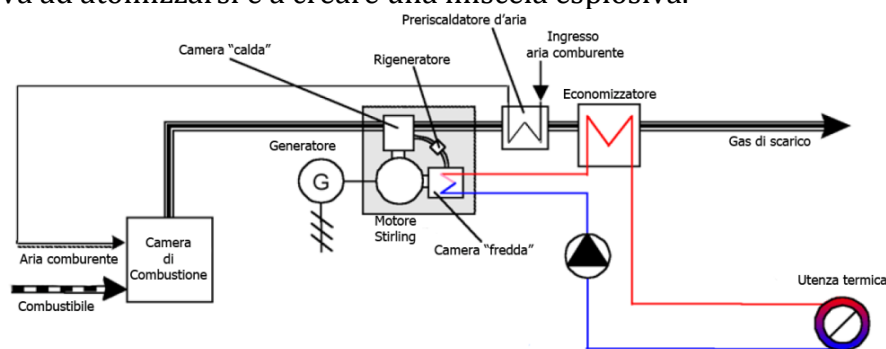


Figura 18 - Schema semplificato d'impianto per una applicazione residenziale di un motore Stirling cogenerativo (tratto e tradotto dal sito energoeffekt.com.by)

IV. Sistemi senza MCI: celle a combustibile con reforming in loco di metano

Una cella a combustibile è un dispositivo che converte direttamente l'energia chimica di un combustibile in energia elettrica in corrente continua. Questi dispositivi risultano molto efficienti in quanto, non passando per la fase di combustione, si riducono le perdite nel processo di conversione.

La conversione elettrochimica avviene facendo avvenire le reazioni di ossidazione e di riduzione del combustibile e del comburente in due camere separate e collegandole elettricamente. Come nelle normali reazioni di ossidoriduzione avverrà un trasferimento di elettroni dalla specie che si ossida, a quella che si riduce. In tale modo, mettendo in serie più celle a combustibile, si può produrre una tensione pari a quella di rete attraverso quella che verrà chiamata "pila a combustibile".

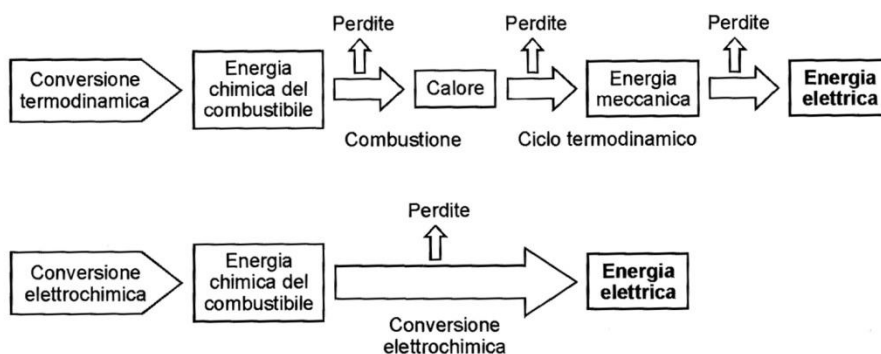
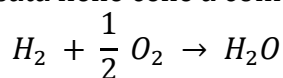


Figura 19 - Differenza tra processo di conversione termochimica ed elettrochimica (tratto da [8])

i. Tecnologie attualmente utilizzate e loro vantaggi e svantaggi

Invertendo la reazione comunemente usata per l'elettrolisi, si ottiene la reazione attualmente più usata nelle celle a combustibile:



Nella cella a combustibile sono inseriti due elettrodi, chiamati catodo e anodo, ed un separatore detto "elettrolita" che può presentarsi sotto forma di solido o di liquido contenuto in una matrice solida. Gli elettroni vengono prodotti dall'idrogeno che si ossida all'anodo, viaggiano tramite il circuito esterno fino al catodo. A questo punto, l'ossigeno si riduce producendo acqua, calore e differenza di potenziale ai capi del circuito esterno. Il calore prodotto, che viene recuperato negli utilizzi cogenerativi, è dato dalla differenza tra il calore di reazione ed il lavoro prodotto sotto forma di elettricità. A seconda dell'elettrolita usato, il prodotto di reazione si forma al catodo o all'anodo: nel primo caso l'elettrolita è una membrana polimerica, oppure acido fosforico, mentre nel secondo caso l'elettrolita è idrossido di potassio.

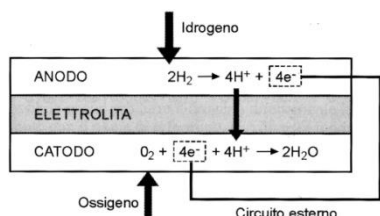


Figura 20 - Schema di funzionamento di una generica cella a combustibile (tratto da [8])

Il rendimento teorico di tali celle a combustibile risulta altissimo, ma nella realtà si arriva al 45÷60% a causa della lentezza della reazione al catodo. Resta in ogni caso evidente la differenza tra il rendimento dei MCI e questa tecnologia, oltre all'indubbio vantaggio ambientale a livello di emissioni.

	ELETTROLITA	VETTORE CARICA NELL'ELETTROLITA	TEMP. ESERCIZIO	REAGENTI	IMPIEGO E SVILUPPO
BASSA TEMPERATURA	ALCALINE (AFC)	Idrossido di potassio	OH ⁻	< 90°C	H ₂ e O ₂ Veicoli (IN COMMERCIO)
	POLIMERICHE SOLIDE (PEM, SPEFC)	Membrana a scambio protonico	H ⁺	50÷100°C	H ₂ e ARIA Veicoli e cogenerazione <200 kW (PROTOTIPI AVANZATI)
ALTA TEMPERATURA	ACIDE (PAFC)	Acido fosforico	H ⁺	160÷220°C	H ₂ e ARIA Cogenerazione >200 kW e <11MW (IN COMMERCIO)
	CARBONATI FUSI (MCFC)	Carbonati di litio e potassio	CO ₃ ⁻	650÷700°C	H ₂ , CO e ARIA Cogenerazione 2 MW (PRIMI PROTOTIPI)
	OSSIDI SOLIDI (SOFC)	Ossido di zirconio stabilizzato	O ⁻	1000°C	H ₂ , CO e ARIA Cogenerazione oltre 30 MW (NON ANCORA PROTOTIPATE)

La tabella sopra riportata, mette a confronto le diverse tecnologie attualmente commercializzate e quelle in via di sviluppo, evidenziando come le celle a bassa temperatura siano più adatte ad applicazioni di trazione automobilistica. Esse richiedono però il platino come catalizzatore (prodotto molto raro), che le rende particolarmente costose. Inoltre le celle ad elettrolita liquido come le AFC e le PAFC riportano problemi di

comportamento non lineare al variare della concentrazione di elettrolita nel tempo.⁸

Al giorno d'oggi, le AFC sono utilizzate solo per applicazioni spaziali, in quanto richiedono ossigeno puro come alimentazione, mentre sono più interessanti dal punto di vista ingegneristico le PEM o le SPEFC, in cui gli elettrodi sono rivestiti di Teflon che li rende impermeabili all'acqua. In queste tipologie di celle, la membrana a scambio ionico in Nafion è inserita tra i due elettrodi impregnati di platino, utilizzato come catalizzatore. Solitamente la temperatura di esercizio di tali celle si aggira intorno agli 80°C, non causando quindi problemi di corrosione e di resistenza dei materiali, ma bensì ponendo un limite alla massima quantità di CO che può essere presente nel combustibile (massimo 10 ppm, altrimenti il catalizzatore viene "avvelenato"). La leggerezza, la compattezza e l'alta densità di corrente (circa 2 A/cm²) però rendono allettante l'utilizzo di tale tecnologia nelle applicazioni cogenerative private nel prossimo futuro. Allo stato attuale la ricerca punta sulle cosiddette "celle a metanolo diretto" in cui non si pone il problema sopra presentato, poiché non c'è traccia di CO nel metanolo.

Anche le celle SOFC sono attualmente in fase di studio per lo stesso tipo di applicazioni in quanto, essendo celle ad alta temperatura, utilizzano anche il CO come combustibile e quindi non si verificano danni al catalizzatore, come nelle altre tipologie di celle.

ii. Reforming di metano in loco ed applicazioni cogenerative

Per alimentare tutte le celle a combustibile sopra elencate, sono necessari ossigeno ed idrogeno: il primo non pone problemi nelle celle che possono anche essere alimentate ad aria e non solo con ossigeno puro, mentre il secondo in ogni caso risulta difficilmente procurabile. L'idrogeno non si trova direttamente in natura, ma solo combinato con altri elementi, come nel caso del metano. Al momento, per quanto riguarda le applicazioni di tipo stazionario, si sta utilizzando la tecnologia del reforming del metano per produrre idrogeno direttamente nelle vicinanze della cella stessa. Le soluzioni già utilizzate ed ancora in corso di studio pensate per l'uso automobilistico, risultano di difficile applicazione per lo scopo cogenerativo: l'immagazzinamento dell'idrogeno richiede infatti grandi volumi sia per lo stoccaggio a pressione atmosferica, sia per quello pressurizzato e la liquefazione dello stesso porterebbe alla perdita del 30% della sua energia (oltre al problema dell'evaporazione rapidissima dal serbatoio stesso).

L'ultima frontiera in campo automobilistico è lo stoccaggio tramite idruri metallici, leghe metalliche molto costose e pesanti che si combinano con l'idrogeno per trattenerlo. Questi materiali sarebbero un'ottima soluzione in quanto potrebbero stoccare circa 3 kg di idrogeno⁹ in meno di 50 litri (valore accettabile rispetto allo stoccaggio pressurizzato della stessa quantità che richiederebbe un volume di 200 litri circa); l'aspetto negativo di questa tecnologia sta proprio nel suo costo elevato e nell'alto rapporto massa/volume.

⁸ Questo problema è stato risolto con le celle ad elettrolita solido come le PEM e le SOFC.

⁹ Per una utilitaria di medie dimensioni, con 3 kg di idrogeno stoccato si avrebbe un'autonomia di circa 500 km.



Per quanto riguarda le applicazioni stazionarie cogenerative risulta indubbiamente più conveniente la tecnologia del reforming in loco di metano, un processo tramite il quale si converte il metano della rete locale di distribuzione in idrogeno per alimentare la fuel cell. Attraverso la "idrodessolforazione" del metano stesso, si produce idrogeno iniettando vapore d'acqua nel reformer secondo la reazione $CH_4 + H_2O \rightarrow CO + 3H_2$ e successivamente trasferendo il CO nel cosiddetto "shift converter" dove, iniettando ulteriore vapor d'acqua, si verifica la reazione $CO + H_2O \rightarrow CO_2 + H_2$ per produrre ulteriore idrogeno convertendo la CO in CO_2 . L'idrogeno prodotto nelle due reazioni viene inviato nello "stack", cioè nella pila a combustibile vera e propria, mentre la CO_2 va espulsa come gas di scarico; il vapor d'acqua ed il calore necessari per le reazioni vengono prelevati direttamente dalla pila a combustibile stessa dove vengono prodotti come scarti della reazione di ossidoriduzione.

Il rendimento elettrico di tali celle si aggira intorno al 45%, mentre il rendimento termico è circa il 30%. Il 20% del calore restante viene utilizzato nel processo di reforming e il 5% viene perso.

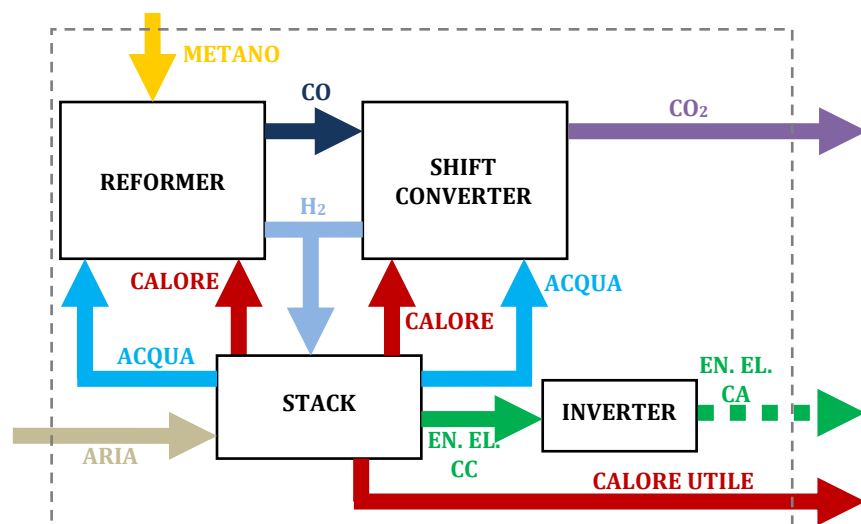


Figura 21 - Schema di funzionamento di una cella a combustibile con reforming di metano

Come si può notare dalla figura, con questo processo si ha emissione di CO_2 in atmosfera, ma il livello di nocività e di quantità delle emissioni è infinitesimo rispetto a quelle di un motore a combustione interna. Inoltre in applicazioni stazionarie è possibile utilizzare come combustibile anche il metanolo, prodotto anche dalla fermentazione di barbabietole da zucchero. Il processo di reforming di metano risulta particolarmente efficiente abbinandolo ad una cella ad acido fosforico (PAFC) che produce vapore a

temperatura più alta rispetto alle normali PEM, e quindi favorisce il processo stesso di conversione. Le celle PAFC oltretutto raggiungono un'efficienza elettrica del 50% circa, pur resistendo molto bene a piccole contaminazioni del catalizzatore da parte del CO.

Altri sistemi di produzione di idrogeno risultano più difficilmente applicabili in ambito privato, come per esempio la gassificazione del carbone¹⁰, l'elettrolisi dell'acqua¹¹ e le tecnologie fotobiologiche¹².

In campo cogenerativo, le celle PAFC sono già disponibili sul mercato, ma hanno costi superiori ai 3500 dollari/kW, mentre le SOFC risultano tuttora troppo costose e presentano molti problemi per essere diffuse su larga scala. Nel frattempo, le celle PEM sono le più proposte come novità nel mercato dell'energia, ovviamente in abbinamento a piccole stazioni per il reforming di metano. In tali unità il calore prodotto dalla cella, prima alimenta il reformer sotto forma di vapore e successivamente l'acqua del circuito termico. Ovviamente è necessario installare un *backup burner* per fronteggiare eventuali richieste di carico eccessive.

iii. Sviluppi futuri: distribuzione di idrogeno in reti apposite

In corso di studio è da citare la ricerca della Chrysler in collaborazione con Shell per sviluppare celle PEM alimentate a benzina con un processo di conversione in idrogeno a 2 stadi, per evitare la contaminazione degli elettrodi con CO. Al momento sembra che la presenza di zolfo nel carburante possa interferire con la vita utile dell'impianto ed inoltre il rendimento elettrico scenderebbe sotto al 33%.

Nel prossimo futuro si auspica di poter rendere disponibili su larga scala microturbine a gas associate a celle SOFC che sostituiscono il combustore. In tale modo l'aria esterna viene compressa dal compressore della microturbina, si riscalda nel rigeneratore ed alimenta la pila a combustibile; i fumi di scarico della pila espandono in turbina e passano nel rigeneratore. Prima dell'espulsione in atmosfera, tali fumi passano in un recuperatore di calore che fornisce calore al circuito di riscaldamento e ACS dell'abitazione. L'idrogeno deriva da un processo di reforming ed alimenta la pila a combustibile, che lo converte con un rendimento elettrico del 52%.

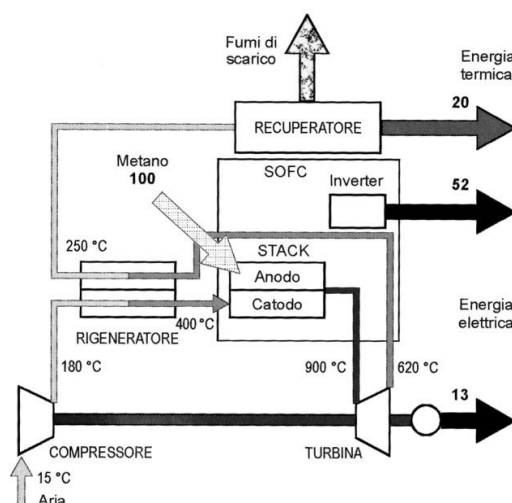


Figura 22 - Bilancio energetico di un sistema SOFC + microturbina a gas con rendimento elettrico pari al 65% e rendimento totale dell'85% (tratto da [8])

¹⁰ La gassificazione del carbone risulta conveniente solo in paesi con disponibilità pressoché illimitata di carbone, oltre a richiedere molto spazio per i sistemi di filtraggio e di stoccaggio.

¹¹ Il processo di elettrolisi richiede grandi quantità di energia elettrica, porta ad una produzione limitata di idrogeno ed ha costi elevatissimi.

¹² Consistono nella produzione di idrogeno tramite l'assorbimento di raggi solari da parte di alghe e batteri. Queste tecnologie sono tuttora solo ancora in fase di studio.

La microturbina ha rendimento elettrico del 30% circa, portando il totale rendimento elettrico al 65%: sarebbe auspicabile che tali sistemi si diffondessero presto anche con piccole taglie a costi contenuti, in quanto darebbero forte aiuto alla diminuzione dell'emissione di CO₂.

Parte dell'alto costo di tali sistemi è dovuta al sistema di reforming del metano, quindi potendo trovare una valida alternativa sarebbe possibile facilitarne la diffusione in massa. La costruzione di una rete di distribuzione di H₂ per uso automobilistico e cogenerativo, in questo caso, diminuirebbe il costo d'impianto, tuttavia al momento sarebbe irrealizzabile per svariati motivi:

- l'idrogeno accelera la comparsa di crepe da fatica statica nelle condutture in acciaio perché si lega con gli atomi di ferro, aumentando quindi i costi di manutenzione;
- l'idrogeno richiede pressione di pompaggio 3 volte maggiore rispetto al gas naturale a causa della sua densità minore;
- l'idrogeno ha densità energetica minore rispetto al metano e quindi richiede tubazioni "feeder" di diametro circa 2 m (invece di 1,4 m del metano).

Essendo l'idrogeno meno viscoso del metano, con una adeguata progettazione delle linee e delle stazioni, la costruzione di un idrogeno dotto però non risulterebbe totalmente impossibile. È invece impensabile la costruzione di reti di trasporto di idrogeno liquido, costose e di difficile gestione, a causa della temperatura troppo bassa necessaria per mantenere l'idrogeno in fase liquida all'interno delle tubazioni.

V. Conclusioni con tabelle di confronto su costi d'impianto e d'esercizio, su rendimenti ed emissioni al variare del carico

	Micro-motori a ciclo Otto/Diesel a gas naturale	Microturbine a gas	Micro-motori a ciclo Stirling	Celle a combustibile
Tipologia migliore per uso cogenerativo	Ciclo Diesel alimentato a metano	Microturbine a rigenerazione con inverter	Associati a microturbina a gas	SOFC + microturbina a gas (in studio)
Rendimento totale raggiungibile	60÷85%	75÷85%	80÷95%	75÷95%
Rendimento elettrico raggiungibile	30÷35%	25÷30%	25÷35%	60÷70%
Rendimento termico raggiungibile	30÷50% (valore massimo solo se recuperato tutto il calore disponibile)	50÷55%	55÷60%	15÷25%
PRO	- costo contenuto, molti produttori - tecnologia consolidata - rendimento costante al variare del n° di giri (Diesel) - intercooler e sovra-alimentazione aumentano η - manutenzione ogni 40000 ore - basse emissioni a regime se ben tarati	- con inverter si dissocia la turbina dalla frequenza di rete - costo accettabile	- silenziosità - costo ridotto - emissioni molto contenute - possibilità di sfruttare qualsiasi tipo di flusso termico - non necessita di cambio dell'olio	- emissioni praticamente nulle - efficienza altissima

CONTRO	<ul style="list-style-type: none"> - possono lavorare a carico <50% solo per tempi brevissimi - sensibilità del ciclo Otto al variare del carico - necessaria modifica rapporto di compressione per adattarli al metano - intercooler è un costo aggiuntivo 	<ul style="list-style-type: none"> - necessità di lavorare senza pause - basso rendimento a carico parziale (senza inverter) - potenza estratta diminuisce se aumenta la temperatura dell'aria in ingresso 	<ul style="list-style-type: none"> - controllo costante della pressione del fluido nel motore - corrosione rapida se c'è infiltrazione d'aria - risposta lenta alle variazioni di carico 	<ul style="list-style-type: none"> - alto costo - problema alimentazione idrogeno - modelli molto efficienti ancora in fase di studio
COSTO SPECIFICO MEDIO	2000÷5000 €/kW per taglie fino ai 5 kW, circa 1000 €/kW per taglie dai 10 ai 100 kW	1500÷4000 €/kW	3000÷5000 €/kW	Superiore ai 9000 €/kW (attualmente)
Esempio commercializzato				
Dati tecnici	SENERTEC Dachs G5.5 5,5 kW _{el} , 14,7 kW _{term} , $\eta_{el}=24\%$, $\eta_{term}=75\%$, 54 dB(A)	CAPSTONE C30 30 kW _{el} , 60 kW _{term} , $\eta_{el}=26\%$, $\eta_{term}=64\%$, 65 dB(A)	VISSMANN Vitotwin 350-F 1 kW _{el} , 26 kW _{term} , 54 dB(A)	Attualmente non ancora commercializzate
Costo	Circa 39.000€	Circa 43.000€	Circa 18.000€	-

Per tutti i tipi di motori presentati, si può notare una correlazione diretta tra il rendimento elettrico e la taglia della macchina, come evidenziato nella figura seguente:

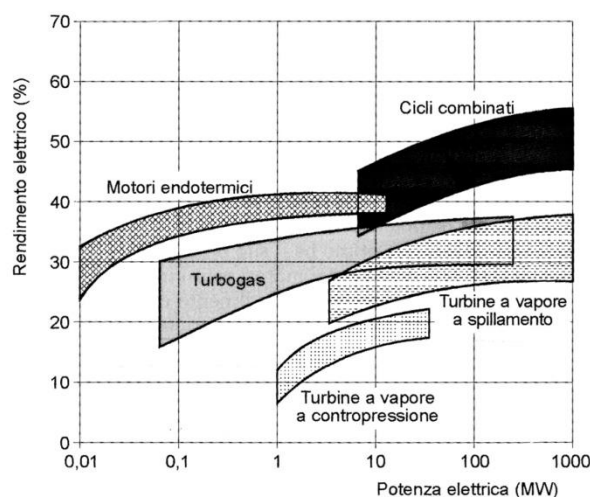


Figura 23 - Tecnologie disponibili sul mercato, rappresentate su un piano potenza elettrica/rendimento elettrico (tratto da [8])

Di conseguenza si potrebbe pensare che una produzione centralizzata di energia elettrica possa risolvere il problema del rendimento, senza però contare che le perdite di trasmissione in questo caso giocano un ruolo fondamentale. Infatti più centralizzata è la produzione, maggiore sarà la lunghezza delle linee di trasmissione e quindi maggiori le perdite elettriche. Passando quindi dalla logica centralizzata ad un'ottica di generazione distribuita, si nota come (al momento) risultino convenienti solo le soluzioni a motore alternativo e a turbina a gas, mentre si attende lo sviluppo delle celle a combustibile e dei motori Stirling. Per quanto riguarda le turbine a vapore a contropressione e a spillamento, esse risultano convenienti solo in ambito industriale e in abbinamento a cicli combinati.

Uno dei problemi degli impianti cogenerativi è la sproporzionalità tra la richiesta elettrica e la richiesta termica, soprattutto nella stagione calda, in cui l'energia termica verrebbe dissipata in atmosfera. Tale mancato sfruttamento di energia termica quindi comporta spesso problemi nella valutazione di convenienza economica dell'impianto; per tale motivo si possono osservare i seguenti grafici:

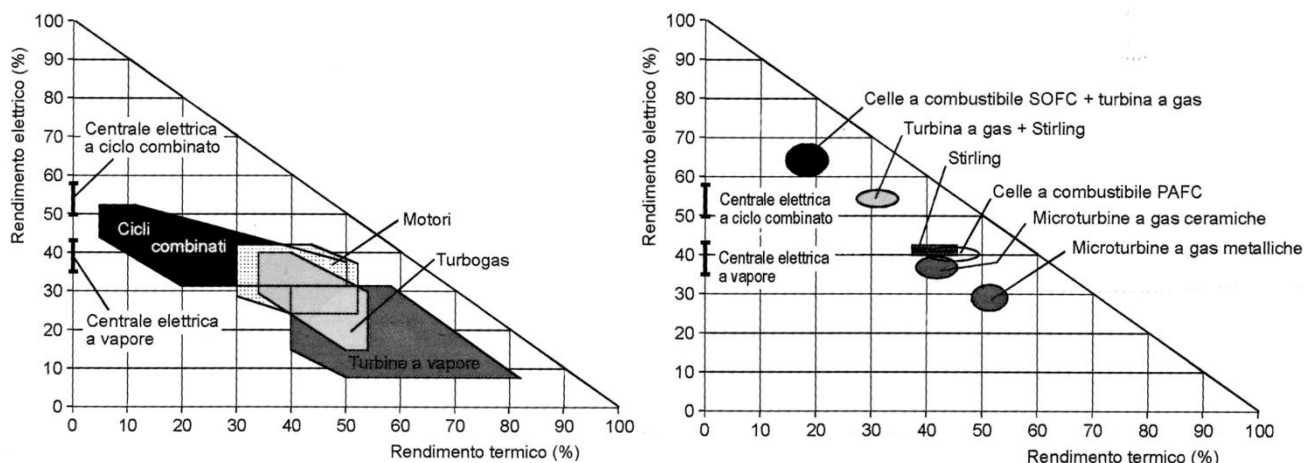


Figura 24 - Posizionamento dei sistemi tradizionali ed innovativi sul piano rendimento elettrico/rendimento termico (tratti da [8])

Da essi si può notare come l'ipotenusa rappresenti il luogo dei punti con rendimento globale unitario, mentre η_{cogen} è dato dalla somma del rendimento elettrico e del rendimento termico per ogni tipologia di macchina. Fatta questa osservazione ed alla luce della precedente, si può dire che sono preferibili le macchine che si posizionano in tali grafici in alto a sinistra (cioè con alto rendimento elettrico e basso rendimento termico). Come si nota, la soluzione migliore può sembrare il ciclo combinato gas/vapore, ma tale tecnologia può essere utilizzata solo in grandi centrali dato il costo enorme e le dimensioni dell'impianto stesso.

Un'ulteriore questione da affrontare in ambito cogenerativo è il livello di temperatura del calore recuperato, che deve risultare compatibile con le richieste dell'utenza; come si evidenzierà poi nel Cap. 4: la questione risulta particolarmente importante nell'accoppiamento di tali dispositivi con macchine ad assorbimento.

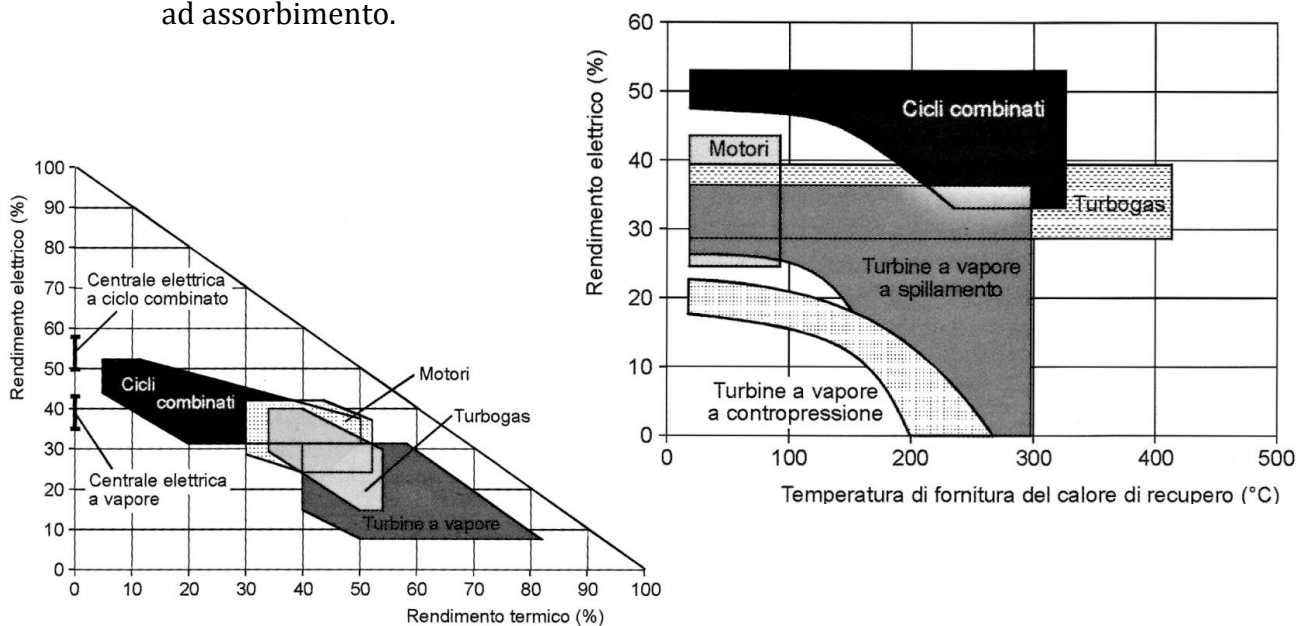


Figura 25 - Temperatura del calore di recupero di diversi sistemi cogenerativi in funzione del rendimento elettrico (tratto da [8])

Nei motori adibiti alla cogenerazione si può recuperare solo una parte del calore dei fumi di scarico in quantità tanto maggiore, quanto minore sarà la temperatura all'uscita e maggiore il livello termico del recupero. I costi sono direttamente influenzati dal valore del rendimento elettrico in quanto a parità di potenza prodotta, maggiore è il suo valore e minore sarà il consumo di combustibile. Essendo il rendimento globale infine pressoché costante, al diminuire del rendimento elettrico aumenta quello termico (variazione non sempre gradita) e viceversa. Il rendimento meccanico, infine, è direttamente proporzionale al grado di carico.

I seguenti grafici riportano come si suddivide l'energia recuperata da diverse tipologie di motori cogenerativi e la variazione del rendimento in funzione del carico; si può notare come le microturbine abbiano rendimento costante grazie all'inverter, che svincola la turbina dalla minima velocità di rotazione per produrre energia alla frequenza di rete.

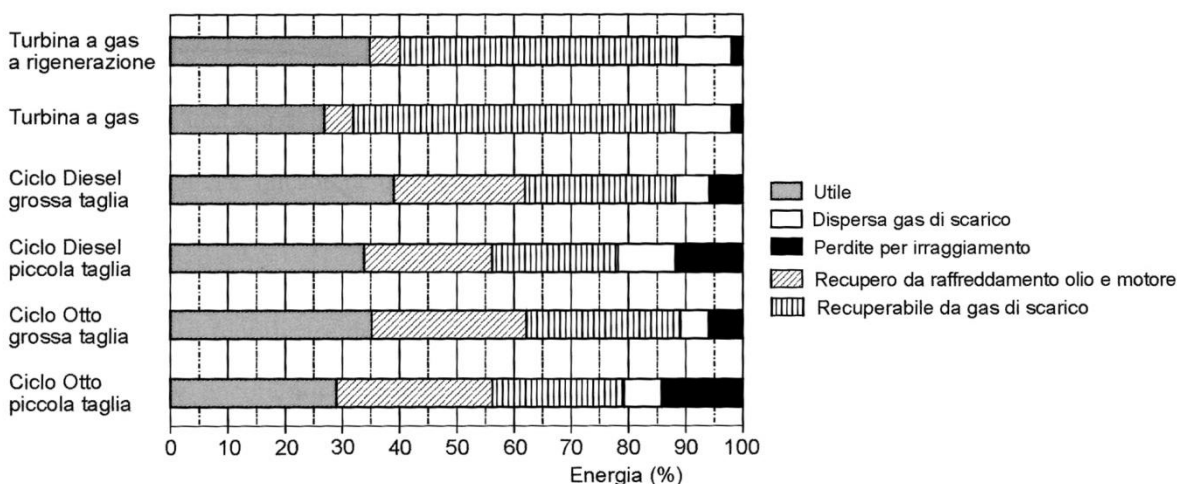


Figura 26 - Bilancio energetico relativo a motori a combustione interna e turbine a gas (tratto da [8])

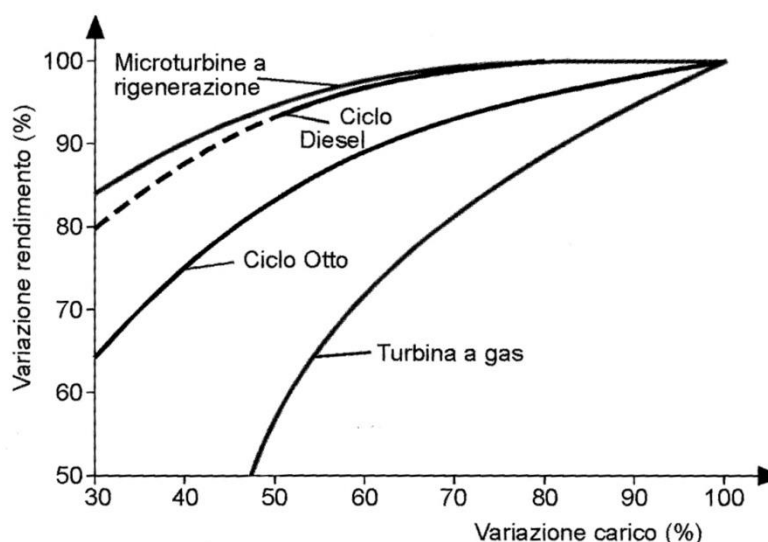


Figura 27 - Variazione del rendimento in funzione del carico (tratto da [8])

VI. Ulteriori soluzioni presentate nella recente bibliografia scientifica

La pubblicazione di X. F. Zheng et al. [18] presenta un innovativo, ma ancora in fase di progettazione, sistema cogenerativo sulla base di generatori termoelettrici. Tale tecnologia consta nello sfruttamento di calore di scarto (anche a bassa temperatura, come $80 \div 100^\circ\text{C}$) per la produzione di energia elettrica: per questo motivo essa viene tuttora utilizzata nelle applicazioni aerospaziali, ma il concetto può essere esteso ad industrie di processo (industrie chimiche, alimentari, farmaceutiche, petrolifere, ceramiche, tessili, plastiche e cartiere) oltre che ad applicazioni più ristrette come lavanderie industriali e fornaci. Nella maggior parte di queste applicazioni, si richiede la conversione di energia chimica (combustibile) in energia termica per produrre calore necessario al processo produttivo: tramite questa tecnologia, il calore di scarto del processo produttivo, può essere riconvertito in energia elettrica. Per consentire questo recupero termico, è strettamente necessario che il calore di scarto venga raccolto in maniera “ordinata” dagli step del processo produttivo: questa caratteristica porta ad un aumento considerevole del costo relativo agli isolamenti termici e ai dispositivi di recupero.

I generatori termoelettrici funzionano grazie ad una serie di semiconduttori N e P, nei quali si applica una fonte di calore in un lato ed un “pozzo freddo” dall’altro lato: in questo modo si sviluppa una differenza di potenziale ai capi del semiconduttore, risultato chiamato “effetto Seebeck”.

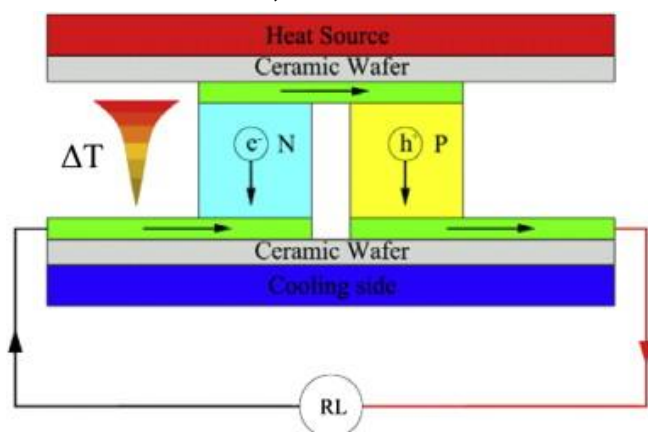


Figura 28 - Schema semplificato di un generatore termoelettrico (tratto [18])

La differenza di potenziale che si genera è funzione del “figura di merito” ZT , definito come:

$$ZT = \sigma S^2 \frac{T}{\lambda}$$

Con S = coefficiente di Seebeck, σ = conduttività elettrica e λ = conduttività termica. Più grande è il valore di ZT , maggiore sarà l’effetto di conversione termoelettrica ottenuto. Attualmente l’efficienza di tali dispositivi si aggira tra il 3% ed il 10%, ma la tecnologia di base resta interessante in quanto priva

di parti rotanti (facilmente usurabili) e robusta. Lo studio [18] propone un’analisi svolta nel Regno Unito, in cui l’82% dell’energia consumata per usi domestici viene usato per il riscaldamento di acqua sanitaria e per il riscaldamento degli ambienti: la maggior parte dei boiler a gas o olio installati ha efficienza compresa tra il 55% e il 90%, rendendo evidente come in certi casi vi sia evidente spreco di energia termica. Nello stesso documento si arriva alla conclusione che il miglior compromesso tra costo e performance si raggiunge per applicazioni domestiche con il Bi_2Te_3 , materiale termoelettrico molto comune nel mercato e con buone performance ($ZT = 0,98$) nel range di temperature disponibili in ambiente domestico ($80 \div 200^\circ\text{C}$).

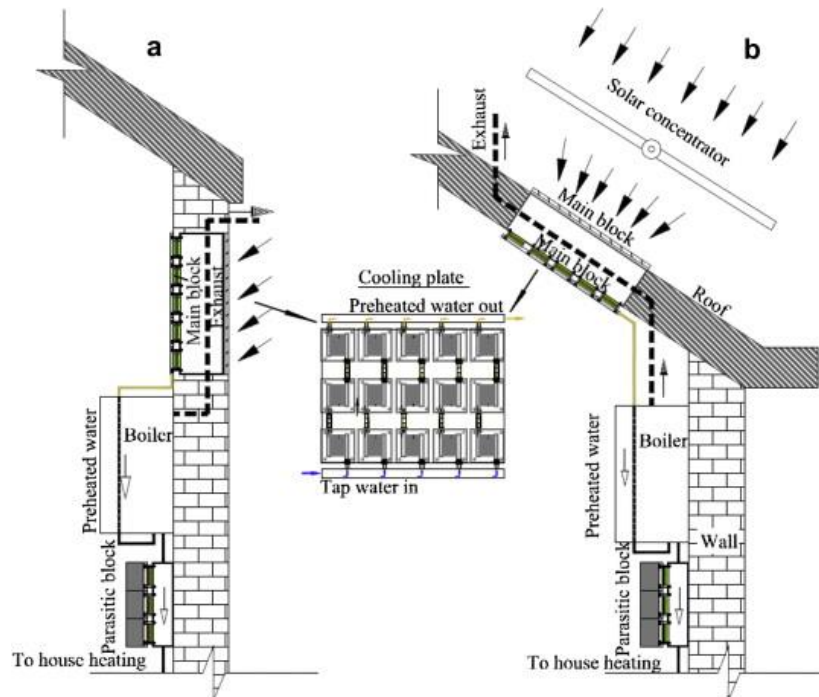


Figura 29 - Esempi di applicazione di generatori termoelettrici a parete o con concentratore solare (tratto da [18])

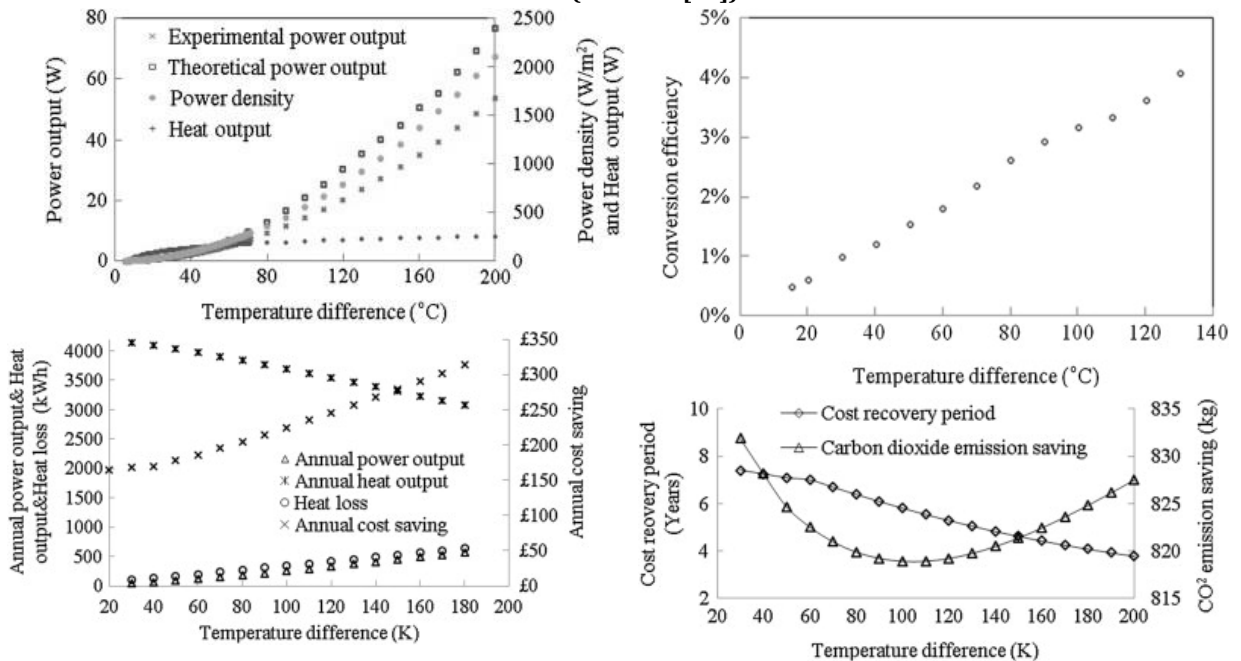


Figura 30 - Grafici della variazione rispetto alla ΔT applicata al modulo termoelettrico di diversi parametri: potenza elettrica in output e densità di energia (in alto a sinistra), efficienza di conversione (in alto a destra), flussi di calore e risparmio annuale rispetto alla soluzione tradizionale (in basso a sinistra), tempo di ritorno ed emissioni di CO₂ risparmiate (in basso a destra) (tratti da [18])

Dalla figura sopra riportata, in generale si può dedurre che all'aumentare della differenza di temperatura applicata al modulo termoelettrico si ha un aumento della potenza elettrica estratta, oltre ad un aumento dell'efficienza di conversione, del risparmio annuo sulla bolletta e delle emissioni di CO₂ risparmiate, unito ad una pesante diminuzione del tempo di recupero dell'investimento.

Con gli attuali valori di ZT, risulta impensabile la sostituzione totale dei sistemi tradizionali con questa tecnologia; al momento essa può contribuire per una piccolissima parte del consumo elettrico annuale per ogni applicazione, ma per il costo rilevante dei suoi componenti attualmente non trova alcuna applicazione.

<i>Cost estimation (assuming the operating temperature difference is 100°C, 64W)</i>							
Component	Module and insulation	Conducting oil	Hot side heat exchanger	Cold side heat exchanger	Thermal interface material	Installation and operation	Total cost
Quantity	67 + 0.2m ²	1 L	1	1	5	1	£1199
Cost	£680	£2.97	£82	£87	£35	£300	

Figura 31 - Stima dei costi per un sistema che produce 64W con una differenza di temperatura di 100°C (tratto da [18])

Per l'estensione di tale tecnologia all'uso domestico di massa, è necessario trovare combinazioni di materiali con ZT più alto, ma cercando di mantenere i costi relativamente bassi.

S. Ma et al. [20] nella loro pubblicazione presentano un innovativo ciclo combinato, formato da celle SOFC e turbine a gas che, nelle condizioni migliori considerabili ha efficienza circa dell'80%. Nell'analisi svolta da Z. Yu et al. [19], le celle SOFC vengono collegate ad un gruppo ad assorbimento a doppio effetto ad acqua e bromuro di litio, consentendo un aumento dell'efficienza di raffreddamento (al diminuire dell'efficienza elettrica e totale) all'aumento della densità di corrente nella cella.

Entrambe questi sistemi però, a causa dell'alto costo delle celle stesse, al momento risultano poco interessanti dal punto di vista economico, pur essendo incredibilmente ottimi dal punto di vista ingegneristico.

Per quanto riguarda le novità nel mercato delle macchine cogenerative, infine, la principale innovazione è il brevetto di Capstone: le microturbine Capstone sono caratterizzate dalla completa assenza di olio lubrificante grazie all'impiego di cuscinetti ad aria che sostengono l'albero della turbina in rotazione senza contatto meccanico. I cuscinetti funzionano su un film d'aria generato da particolari profili aerodinamici presenti sull'asse della microturbina stessa. I fenomeni d'attrito quindi si verificano solo nella fase di avviamento ed arresto della macchina.



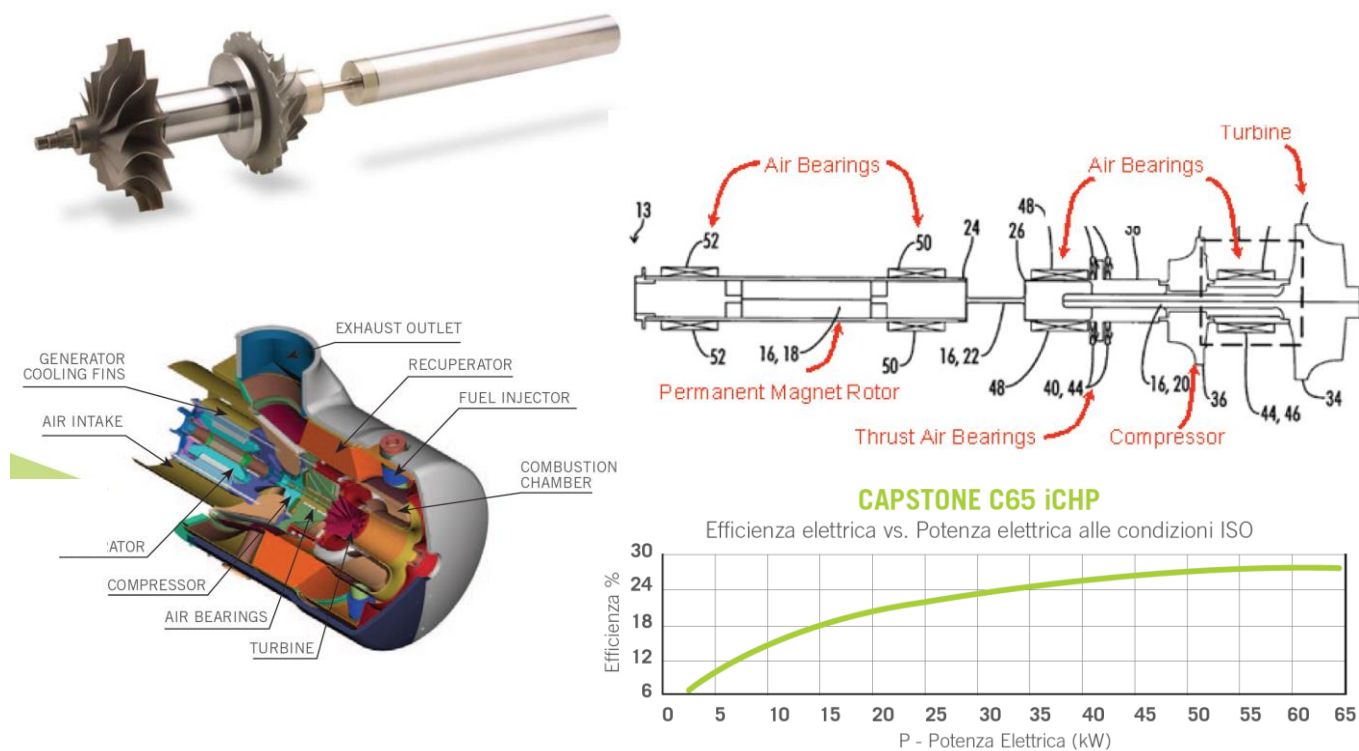


Figura 32 - Componenti e grafici delle microturbine a gas Capstone (tratti dal sito Capstone Turbine Corporation)

Si consiglia di vedere le tabelle allegate alla presente tesi per avere una panoramica più completa delle macchine disponibili sul mercato. Le tabelle stesse sono tratte dalla fonte citata in bibliografia come [12] ed aggiornate al 2010.

CAPITOLO 3: Parametri di progetto e di esercizio degli impianti cogenerativi

Il primo principio della termodinamica definisce il rendimento di un sistema di produzione (separata o combinata) di energia elettrica e termica come:

$$\eta = \frac{\text{Energia termica prodotta} + \text{Energia elettrica prodotta}}{\text{Energia termica rilasciata dal combustibile bruciato}} = \frac{ET+EE}{EB} \quad (1)$$

Nella tradizionale generazione separata, il rendimento elettrico influenza l'energia elettrica prodotta, mentre il rendimento termico influenza l'energia termica prodotta, trasformando la formula precedente in:

$$\eta_{separata} = \eta_E \times \eta_T \times \frac{ET+EE}{\eta_E \times ET + \eta_T \times EE} \quad (2)$$

Nella produzione combinata cogenerativa, invece è necessario tenere in considerazione anche i rendimenti termico ed elettrico del sistema, definiti come:

$$\eta_{Tcog} = \frac{ET_{cog}}{EB_{cog}} \quad \eta_{Ecog} = \frac{EE_{cog}}{EB_{cog}} \quad (3)$$

Il rendimento globale del sistema cogenerativo è dato da:

$$\eta_{cog} = \frac{ET_{cog} + EE_{cog}}{EB_{cog}} = \eta_{Tcog} + \eta_{Ecog} \quad (4)$$

In tale formulazione, la ET_{cog} deve essere considerata come l'energia termica utilizzata dall'impianto e non la totale prodotta (utile + dissipata), così come la EE_{cog} deve essere considerata come l'energia elettrica trasmessa all'utenza e non la totale prodotta (utile + assorbita dagli ausiliari).

La componente EB è data dal prodotto tra la massa combustibile bruciato nell'unità di tempo e il potere combustibile inferiore del combustibile, mentre il valore η_{cog} è chiamato spesso anche "fattore di utilizzo del combustibile". Il rapporto tra la ET_{cog} e la EE_{cog} , che risulta evidentemente $\eta_{Tcog} / \eta_{Ecog}$, viene chiamato μ_{QP} : tale indicatore è utilizzato per valutare il "mix di richiesta" dell'utenza analizzata. In questo modo, il progettista può individuare nel mercato il prodotto che più si addice alle richieste dell'utente.

Come sarà spiegato nei paragrafi successivi, l'impianto cogenerativo non sarà quasi mai sufficiente (soprattutto per quanto riguarda l'aspetto termico) a soddisfare l'intera richiesta dell'utenza: perciò sarà necessario considerare anche il rendimento dei sistemi integrativi, nel caso in cui il calcolo debba essere meno approssimato.

Nome	Tipo	P_e [kW]	η_e [%]	η_t [%]	μ_{QP}
Genlec Kingston (ex Energetix)	MCR	1	10	80	$\mu_{QP} = 8$
Otag lion-powerblock	MCR	2	10.4	83.6	$\mu_{QP} = 8,1$
Infinia	Stirling	1	12.5	80	$\mu_{QP} = 6,4$
Sunmachine	Stirling	3	20	70	$\mu_{QP} = 3,5$
Honda Ecowill	MCI	1	20	65	$\mu_{QP} = 3,25$
Senertec Dachs G5.0	MCI	5	26	63	$\mu_{QP} = 2,4$
Senertec Dachs G5.0 a condensazione	MCI	5	26	74	$\mu_{QP} = 2,8$
Tandem T20	MCI	20	28.6	67.9	$\mu_{QP} = 2,4$
Tema 60-80	MCI	50	29	60	$\mu_{QP} = 2,1$
Capstone C30	MTG	30	26	43.3*	$\mu_{QP} = 1,7$

Figura 33 - Tabella di comparazione tra μ_{QP} di diversi modelli di cogeneratore (tratto da [12])

Con MCR = micro-cicli Rankine, MCI = motori a combustione interna, MTG = micro-turbine a gas

I. Bilancio energetico di impianti cogenerativi rispetto ad impianti tradizionali con produzione separata

Nei sistemi tradizionali di produzione separata si ha produzione nelle grandi centrali di energia elettrica con un rendimento medio del 35÷40%, mentre le centrali più innovative a ciclo combinato raggiungono valori del 50%. La generazione di energia termica avviene direttamente nelle vicinanze dell'utenza tramite caldaie con rendimento energetico medio del 90%. Considerando inoltre una perdita dell'8% circa nelle reti di trasmissione, si può riassumere la situazione come segue:

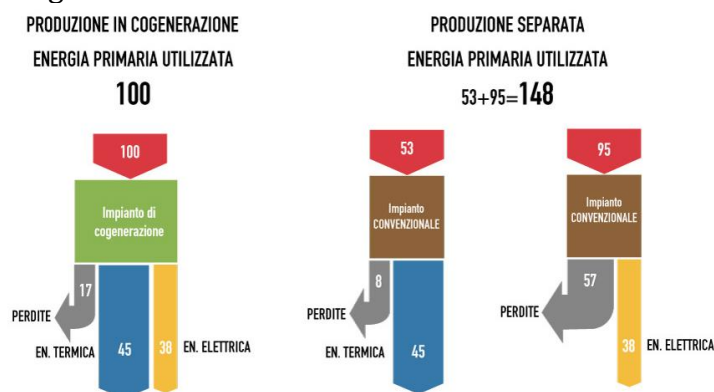


Figura 34 - Confronto tra combustibile richiesto nella soluzione tradizionale e nella soluzione cogenerativa in una applicazione che richiede 45 kWterm e 38 kWel (tratto da www.biobrent.it)

In un sistema cogenerativo, recuperando il calore prodotto dai fumi di scarico e dall'acqua di raffreddamento del cogeneratore, si fornisce parte del calore necessario a produrre acqua calda sanitaria e soddisfare parte della richiesta per il riscaldamento degli ambienti.

Calcolando il rendimento con la (2) per il sistema tradizionale e con la (4) per il sistema cogenerativo si ottiene:

$$\eta_{separata} = \frac{45+38}{53+95} \times 100 = 56\% \quad , \quad \eta_{combinata} = \frac{45+38}{100} \times 100 = 83\%$$

Da questo semplice esempio si nota come la produzione combinata cogenerativa sia decisamente più conveniente rispetto alla soluzione di tradizionale produzione separata.

Uno dei parametri utilizzato per valutare la convenienza di un impianto rispetto ad un altro è il μ_{QP} , definito come rapporto tra la potenza termica prodotta e la potenza elettrica prodotta, o in alternativa come rapporto tra rendimento termico e rendimento elettrico. Un impianto cogenerativo deve avere più possibile μ_{QP} uguale a quello dell'utenza, in quanto per risultare "efficace" è necessario che l'energia termica e l'energia elettrica vengano in maggior parte autoconsumate e che il surplus elettrico venduto al GSE sia ben remunerato.

II. Brevi cenni sul dimensionamento dell'impianto e regolazione sul carico termico o elettrico

Non esistendo relazioni scientifiche che correlano le condizioni climatiche alla richiesta termica ed elettrica, è necessario prestare attenzione a non sovradimensionare il cogeneratore in quanto le richieste variano da utenza a utenza, ora per ora nel corso del giorno ed ogni anno si presentano in modo diverso.

Ogni utenza ha diagrammi di richiesta giornaliera molto variabili ed è quindi necessario utilizzare curve di carico medie nel corso dell'anno suddivise per stagione invernale ed estiva.

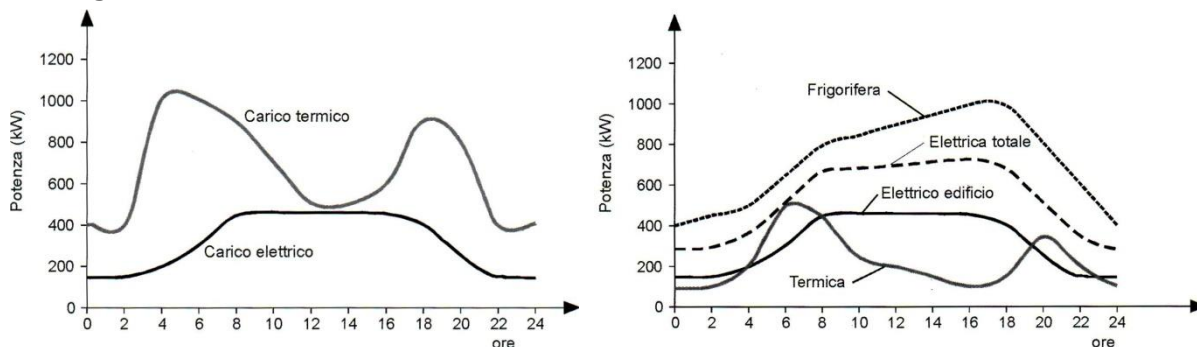


Figura 35 - Andamento giornaliero medio dei carichi termici, elettrici e frigoriferi in inverno a sinistra ed in estate a destra (tratti da [8])

Volendo adottare una “regolazione sul carico elettrico”, a logica è necessario dimensionare il cogeneratore per fare in modo che esso copra la punta di massimo carico richiesto, in quanto il carico non risulta costante. In questo modo il profilo dell'energia elettrica cogenerata corrisponde esattamente alla richiesta elettrica, e quindi non risulta necessario acquistare energia elettrica dalla rete. La potenza termica cogenerata varia insieme alla generazione elettrica e quindi in alcuni momenti del giorno parte dell'energia termica andrà smaltita e in altri momenti del giorno la stessa sarà necessariamente generata dalla caldaia supplementare. Tale condizione non risulta vantaggiosa per quanto detto alla fine del paragrafo precedente, relativamente alla convenienza degli impianti cogenerativi.

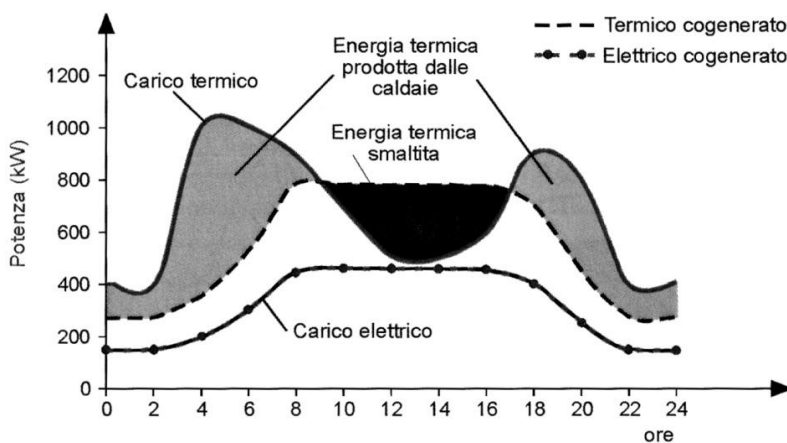
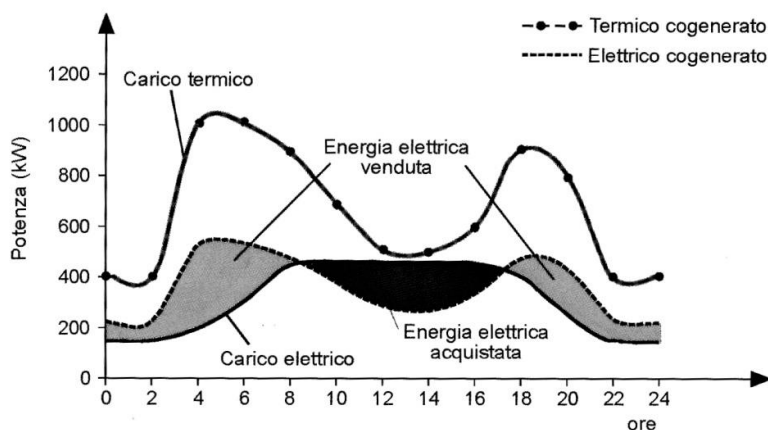


Figura 36 - Regolazione sul carico elettrico (sopra) e sul carico termico (sotto) (tratto da [8])



La “regolazione sul carico termico” invece prevede di coprire completamente la richiesta termica dell’utenza e di riversare in rete l’eventuale potenza elettrica prodotta in surplus. In questo caso risulta evidente come, non essendoci dissipazione di energia termica, questa soluzione sia la più conveniente. Nei momenti in cui la richiesta termica è minore, se la richiesta elettrica è maggiore della potenza cogenerata, la differenza andrà riacquistata dalla rete.

Nella realtà, per non rischiare di sovradimensionare il cogeneratore, è necessario eseguire una complessa analisi economica ed energetica che non è oggetto di questa tesi ma che viene spiegata in dettaglio nel Capitolo 7 del testo riportato in bibliografia come [8].

Per riassumere brevemente, nel dimensionamento di un impianto è necessario rispettare le seguenti linee guida per non commettere errori grossolani:

- più grande è la taglia del cogeneratore, maggiore sarà il costo d’impianto, di esercizio, di manutenzione e più lungo sarà il tempo di pay-back;
- in parzializzazione, il rendimento elettrico diminuisce mentre il rendimento globale resta costante. Di conseguenza si avrà una maggiore produzione di energia termica e un peggioramento della situazione economica in quanto si avrà minor rientro di capitale se il rendimento elettrico diminuisce;
- lo smaltimento di energia termica è sempre da evitare in quanto il sistema cogenerativo sfrutta il combustibile in modo non efficiente quanto le normali caldaie a condensazione.

Come prima scelta si potrebbe pensare di dover adottare un sistema che consenta di sfruttare tutta l’energia elettrica e termica prodotta, ma ciò non risulta sempre possibile: per questo si fissa un limite da rispettare per ottenere un buon compromesso economico per gli impianti cogenerativi. Tale limite consiste nell’imporre che per almeno 6000 ore/anno vi sia totale sfruttamento dell’energia termica prodotta ed in generale che l’energia elettrica cogenerata sia autoconsumata nella maggior frazione o venduta nel caso di sovrapproduzione.

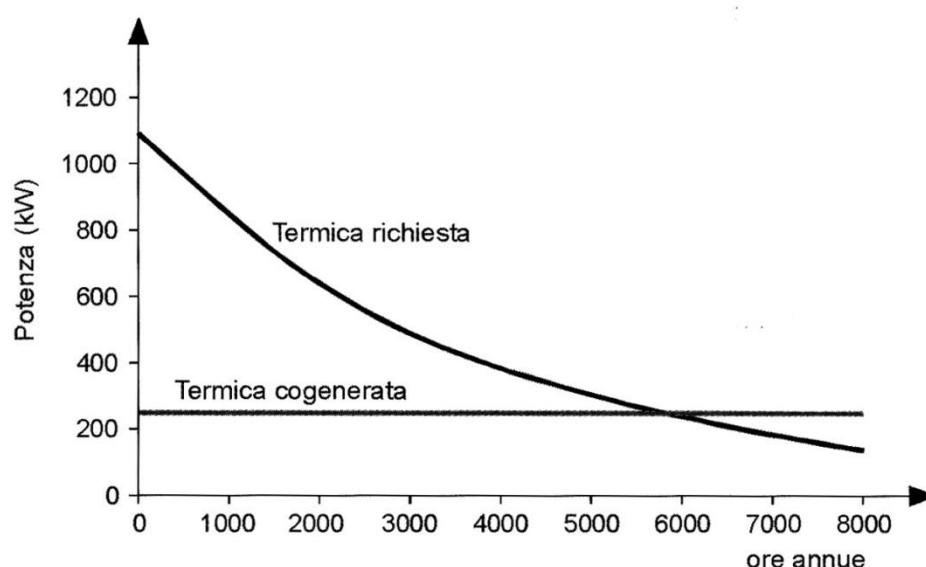


Figura 37 - Punto di ottimale dimensionamento di un impianto cogenerativo per utilizzo residenziale (tratto da [8])

III. Valutazioni sulla convenienza della cogenerazione in Italia

Nel caso di cogenerazione con macchine di piccola taglia, in Italia, risulta una produzione di 1,83 kWh termici ogni kWh elettrico, con una macchina con rendimento elettrico pari al 30% e rendimento termico del 55%. Nella stagione invernale si ha tale produzione con un costo pari a 0,134€, contando 0,104€ per il costo del metano (considerando un costo di metano pari a 0,30€/m³) e 0,03€ per i costi di manutenzione. Nella generazione di tipo tradizionale, il costo di tale produzione risulta variabile tra 0,211€ e 0,291€, a seconda della fascia oraria in cui l'energia elettrica viene utilizzata.

Alzando il costo del metano a 0,45€/m³, il costo della stessa produzione diventa 0,159€ con il sistema cogenerativo e variabile tra 0,246€ e 0,326€ nella soluzione tradizionale.

Nella stagione estiva, pensando di recuperare tutta l'energia termica prodotta, per ogni kWh di energia elettrica prodotto, si ottengono 1,29 kWh frigoriferi; il costo della produzione con la soluzione cogenerativa è uguale a quello della stagione invernale, ma con la soluzione tradizionale varia tra 0,136€ a 0,247€ (si può notare che con il costo del metano più alto, risulta più conveniente la soluzione tradizionale).

Questi conteggi sono esclusi da tasse e IVA, così come riportato dal paragrafo 7.3.2 di [8].

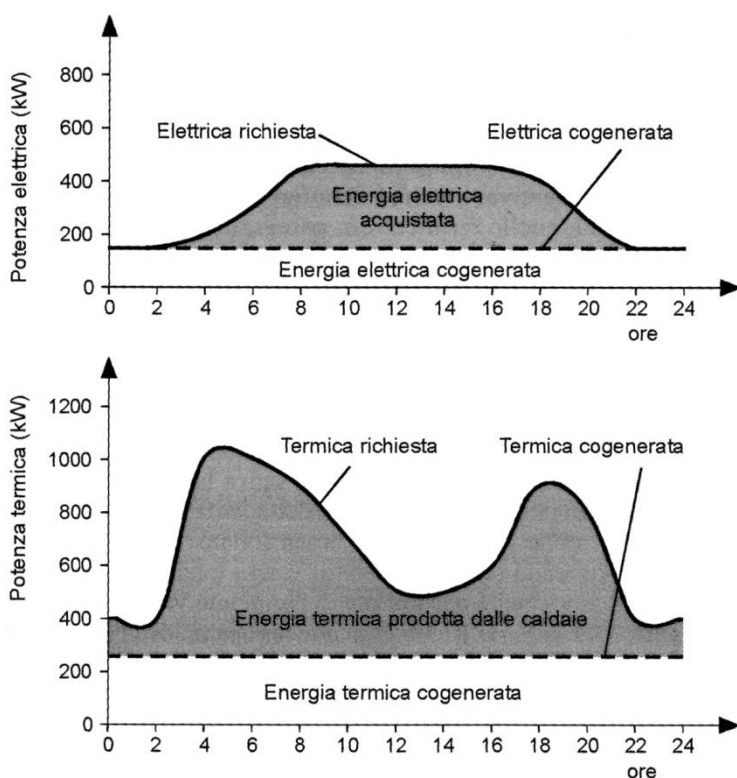


Figura 38 - Profili di funzionamento del cogeneratore nel periodo medio invernale (tratti da [8])

maggioranza dei casi i carichi elettrici sono più o meno costanti ogni giorno del mese, mentre la richiesta di acqua calda sanitaria è pressoché costante tutto l'anno, con un andamento molto simile a quello dei carichi elettrici. Il carico termico totale per il riscaldamento (comprensivo di acqua calda sanitaria) risulta

Riassumendo, si può dire che un sistema cogenerativo è tanto più conveniente:

- quanto maggiore è il rendimento elettrico;
- in inverno rispetto all'estate, perché la produzione termica con sistema tradizionale è sempre più costosa della produzione frigorifera;
- quanto maggiore è il prezzo di vendita del surplus elettrico e quanto minore è il costo del metano (a parità di rendimento elettrico).

Nelle applicazioni residenziali si hanno 8760 ore l'anno di funzionamento per le installazioni multi-familiari, mentre tale valore si abbassa a circa 7000 ore l'anno per singole unità abitative. Il numero elevato di ore di funzionamento consente di appianare gli svantaggi derivati dalla mancata defiscalizzazione del metano e dell'energia elettrica. Nella

elevato fino a quando la temperatura esterna non supera i 15÷20°C, con una banale maggioranza di ore di richiesta annuali nel Nord Italia. Il carico per il condizionamento viene attivato solitamente quando la temperatura esterna è attorno ai 25°C, con punte di carico nelle ore più calde della giornata. Da queste considerazioni si conferma necessario adattare il cogeneratore a lavorare sull'inseguimento del carico termico.

IV. Conclusioni riportate nella recente bibliografia scientifica

Contrariamente a quanto appena affermato per la regolazione sul carico termico, nella pubblicazione di H.I. Onovwiona et al. [15] si sostiene che operando un regime di “*electrical priority controller*” si ottiene un risparmio di combustibile del 6% rispetto ad un regime “*constant thermal output*”. Tale affermazione risulta veritiera ma è limitata ai cogeneratori di taglia di circa 2 kW, che dissipano una quota di calore molto più contenuta quanto minore è la loro taglia ma comunque maggiore rispetto al funzionamento in modalità di inseguimento del carico termico. Per questo motivo, nella conclusione della stessa pubblicazione viene riportato “è necessaria una scelta adeguata della taglia della macchina cogenerativa, del volume dello storage termico ed elettrico e dello *scenario* in cui la stessa opera, per conseguire gli obiettivi di riduzione delle emissioni e di risparmio di energia primaria cercati”.

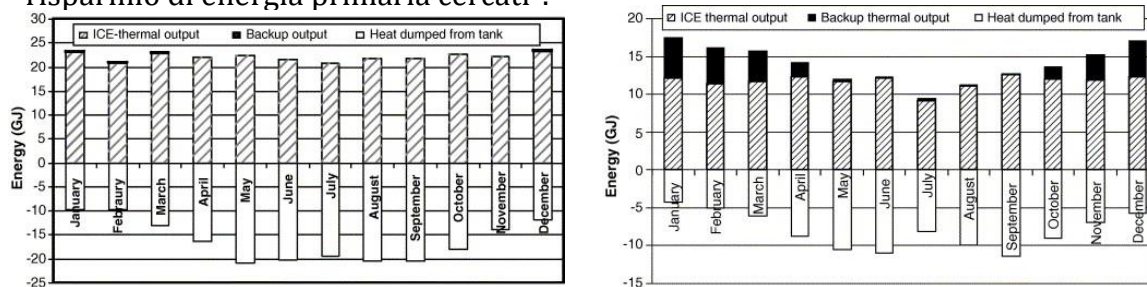


Figura 39 - Suddivisione dei flussi energetici nel corso dell'anno solare con modalità di inseguimento elettrico (a sinistra) e con modalità di "constant thermal output" (a destra) (tratti da [15])

In [2] si evidenzia come, rispetto alla soluzione di inseguimento termico, nella stagione estiva sia più conveniente adottare un sistema di inseguimento elettrico. Questa variazione, rispetto al regime adottato nella stagione invernale, risulta necessaria perché i gruppi ad assorbimento non hanno una risposta rapida alla variazione di richiesta e perché i “backup-chiller” richiedono una quota molto alta di energia elettrica, che causerebbe l’aumento della quota di calore dissipato a discapito del rendimento e dei consumi (in questa stagione, inoltre, la richiesta di ACS risulta praticamente irrilevante).

Per questo motivo, in V. Dorer et al. [4], si sostiene che “spesso l’inseguimento termico risulta efficiente a livello energetico e l’inseguimento elettrico conveniente per il costo alto della potenza elettrica acquistata dalla rete, ma la soluzione più conveniente è un mix tra le due modalità di controllo”. Inoltre “la modalità di controllo per l’inseguimento dei picchi (*termici od elettrici, nda*) risulta quasi sempre meno conveniente dell’impostazione per il soddisfacimento del *base load*”, modalità quest’ultima che prolunga anche la vita dell’impianto e riduce la necessità di manutenzione straordinaria (diminuzione degli start-stop e lavoro a carico pressoché costante). Risulterebbe interessante sviluppare una tecnologia che consenta lo *shift* automatico tra le modalità di funzionamento tramite l’analisi dei consumi od un algoritmo predittivo dei consumi.

CAPITOLO 4: Trigenerazione come strumento per la commercializzazione di impianti residenziali

Nelle applicazioni industriali degli impianti cogenerativi, se il calore estratto dal sistema viene usato anche per scopi di processo, il carico termico resta pressoché costante lungo tutto l'anno. Diversamente accade negli impianti residenziali, in cui la cogenerazione diventa non più conveniente nella stagione estiva.

I. Presentazione del problema del carico estivo

Nelle applicazioni residenziali il carico termico tende quasi ad annullarsi nella fase estiva, in quanto resta solo la richiesta di acqua calda sanitaria. Allo stesso modo, la richiesta di energia elettrica aumenta perché sarà necessario alimentare carichi "energivori" come i condizionatori ed altre apparecchiature come i frigoriferi domestici (essi tendono ad assorbire più potenza quando la temperatura esterna è maggiore rispetto al funzionamento invernale). Questo problema trova la sua unica soluzione nell'accoppiamento di gruppi frigoriferi ad assorbimento con unità cogenerative, per fare in modo che l'energia termica prodotta venga convertita in energia frigorifera invece di doverla dissipare.

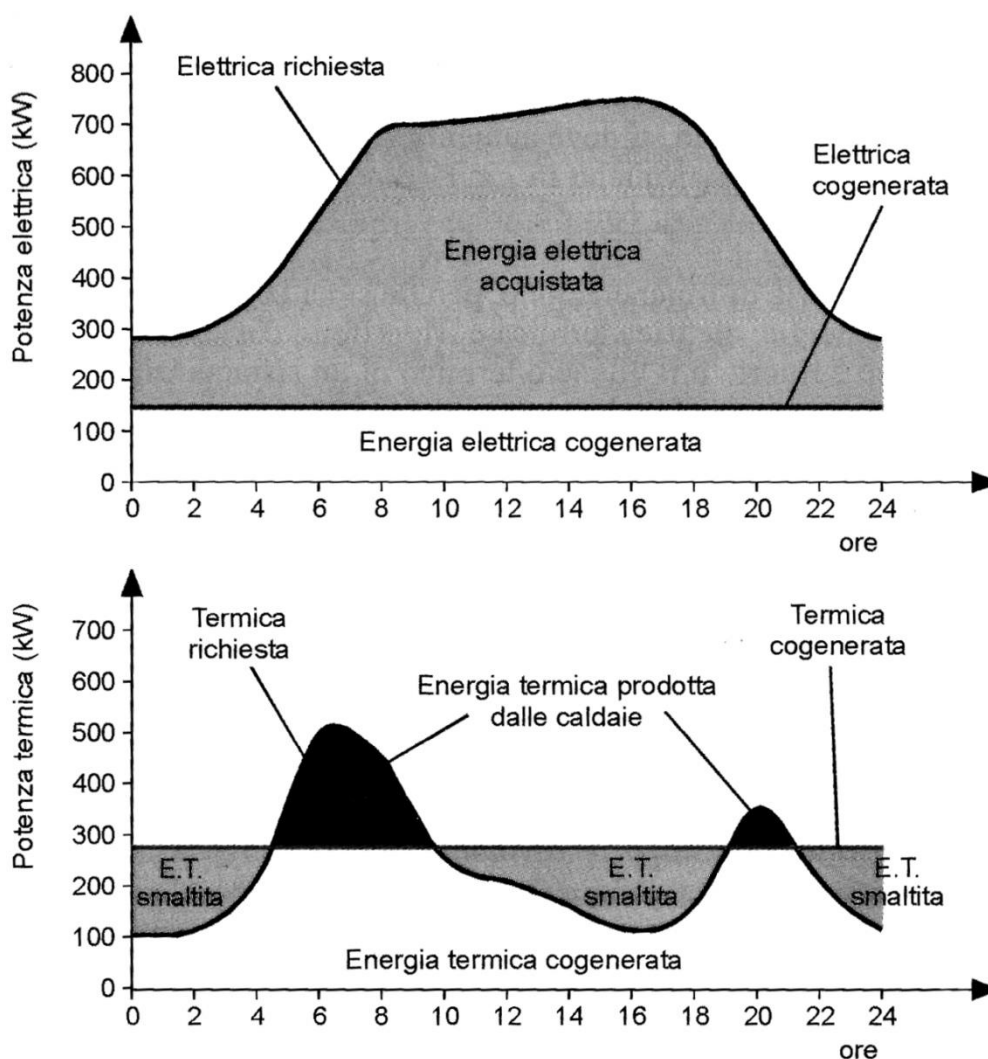


Figura 40 - Profili di funzionamento del cogeneratore nel periodo medio estivo, senza gruppi ad assorbimento (tratti da [8])

II. Soluzione proposta da articoli scelti: abbinamento a macchine frigorifere ad assorbimento

Questa soluzione, oltre a rendere nuovamente conveniente energeticamente ed economicamente la cogenerazione in ambito privato, porta anche ad una diminuzione della richiesta da parte dei *chiller* elettrici, in quanto l'energia frigorifera viene in parte o totalmente prodotta dai gruppi ad assorbimento.

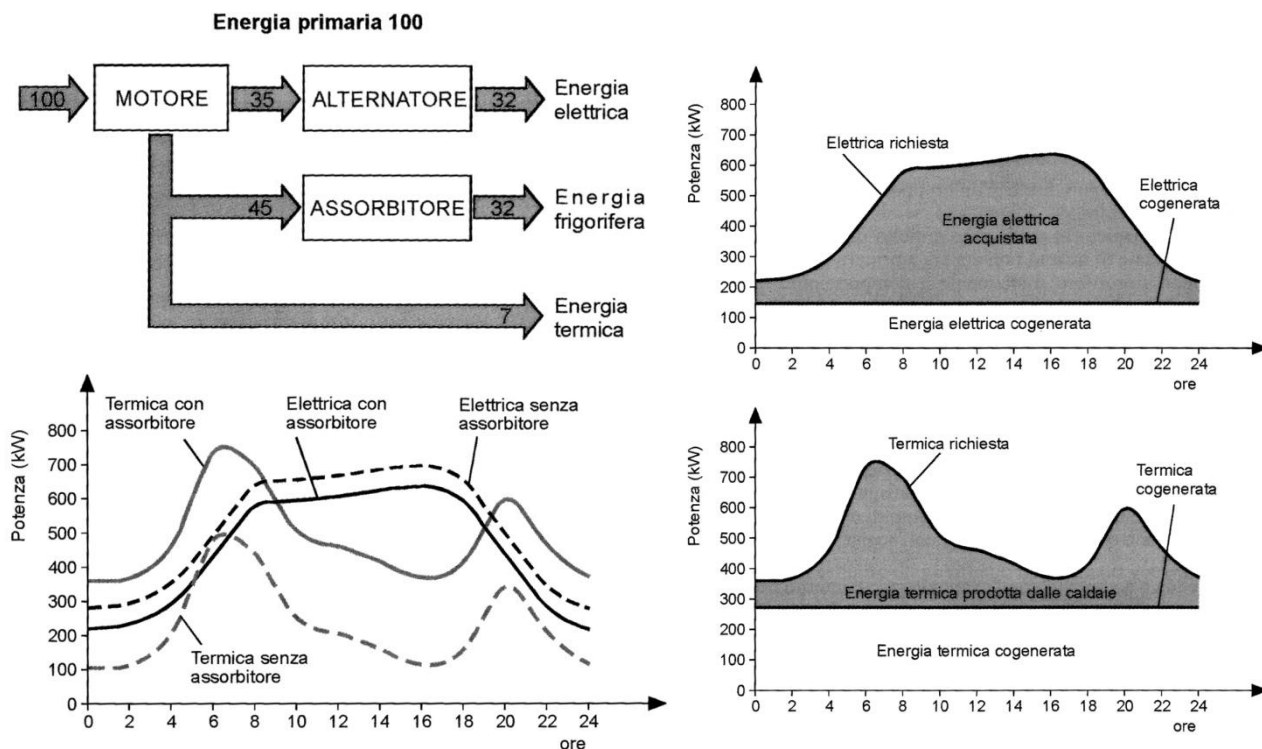


Figura 41 - In alto a sinistra, un bilancio energetico per un sistema trigenerativo; in basso a sinistra, un profilo di carico estivo con e senza gruppi ad assorbimento; a destra, profili di funzionamento di un cogeneratore nel periodo medio estivo con gruppi ad assorbimento (tratti da [8])

III. Principi di funzionamento

Un ciclo frigorifero ad assorbimento funziona in modo molto simile ad un normale ciclo frigorifero; nel secondo l'acqua fredda dell'impianto di condizionamento scorre nell'evaporatore, in cui viene a contatto con il refrigerante che entra in fase liquida ed evaporando sottrae calore alla sorgente fredda, che così viene raffreddata. Nel condensatore, invece, il refrigerante entra come vapore e condensa cedendo calore alla sorgente calda, fuoriuscendo successivamente in fase liquida. Il cambiamento di fase di una qualunque sostanza può avvenire a temperature diverse solo se anche le pressioni sono diverse; per tale motivo è necessario inserire nel ciclo un compressore che porta il refrigerante dalla pressione di evaporazione alla pressione di condensazione, unito ad una valvola di laminazione che svolge la funzione contraria.

Nel ciclo ad assorbimento l'evaporatore ed il condensatore hanno la stessa funzione, ma la funzione di variazione di pressione è affidata a due componenti chiamati "assorbitore" e "generatore" che sostituiscono rispettivamente la valvola di laminazione ed il compressore. Il primo è posto a valle dell'evaporatore e prima del generatore, mentre il secondo è nella stessa posizione del compressore ed è quindi a contatto con la fonte di energia termica.

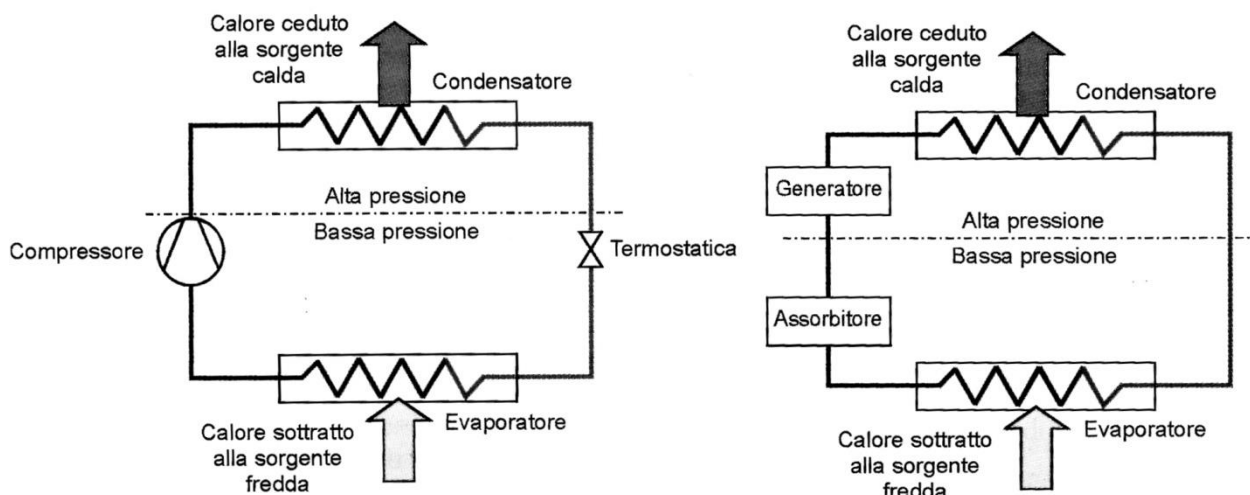


Figura 42 - Circuito frigorifero a compressione a sinistra, circuito frigorifero ad assorbimento a destra (tratti da [8])

IV. Tipologie disponibili sul mercato e funzionamento

La fonte termica può essere una combustione diretta nel gruppo di assorbimento oppure, come nel caso della cogenerazione, una portata d'acqua ad almeno 75°C. Il fluido contenuto nel gruppo ad assorbimento è una miscela di 2 sostanze, una con funzione di refrigerante e l'altra di assorbente: con i rispettivi ruoli, si hanno miscele acqua/bromuro di litio oppure ammoniac/acqua.

Si analizza di seguito il funzionamento in dettaglio di una macchina ad acqua e bromuro di litio: l'acqua dell'impianto di condizionamento scorre nell'evaporatore passando da 12°C a 7°C grazie al refrigerante che viene fatto gocciolare sul fascio tubiero. Nelle condizioni di vuoto esistenti all'interno del recipiente ermetico in cui si trova l'evaporatore, l'acqua che funge da refrigerante evapora a contatto con il fascio tubiero, asportando così calore dall'acqua del circuito di condizionamento, la quale si raffredda. Il refrigerante evaporato farebbe a questo punto aumentare la pressione nel recipiente, se non fosse per la soluzione concentrata di bromuro di litio in acqua che viene spruzzata all'interno di tale recipiente: il bromuro di litio è fortemente igroscopico ed assorbe l'acqua refrigerante appena evaporata, mantenendo costante la pressione nel recipiente e diluendo la sua soluzione. Tale assorbimento è esotermico ed è necessario quindi asportare calore con un impianto di raffreddamento ad acqua; nel fascio tubiero di raffreddamento entra acqua a circa 29°C ed esce a circa 31°C. La soluzione diluita di acqua e bromuro di litio viene mandata nel generatore per essere rigenerata tramite ebollizione grazie al contributo della fonte calda (in questo caso l'acqua calda proveniente dal cogeneratore). In tale modo, l'acqua che aveva operato come refrigerante, si separa dalla soluzione diluita e lascia la soluzione concentrata sul fondo del secondo recipiente, da dove viene raccolta e ri-immessa nel recipiente ermetico per assorbire altro vapore. L'acqua separata sotto forma di vapore passa nel condensatore dove condensa a contatto con l'acqua usata come raffreddamento nel recipiente in pressione che passa da 31°C a 34°C, raffreddando il refrigerante fino a circa 40°C. Quest'ultimo ora può essere ri-immesso nel recipiente in pressione per evaporare nuovamente. Essendo la pressione al condensatore circa 1/10 della atmosferica, e quindi molto maggiore della pressione all'evaporatore (in cui la pressione è circa 1/100 della

atmosferica), il refrigerante a 40°C estratto dalla soluzione diluita, appena entra nel recipiente ermetico, subisce un “flashing” e si porta a 4°C, raccogliendosi sul fondo dello stesso: da qui viene ripompato attraverso il gocciolatore posto sopra al fascio tubiero ed è pronto per evaporare nuovamente.

Negli impianti più moderni la soluzione concentrata preriscalda la soluzione diluita diretta al generatore prima di essere immessa nel recipiente ermetico, rendendo più rapida l’evaporazione del refrigerante nel generatore.

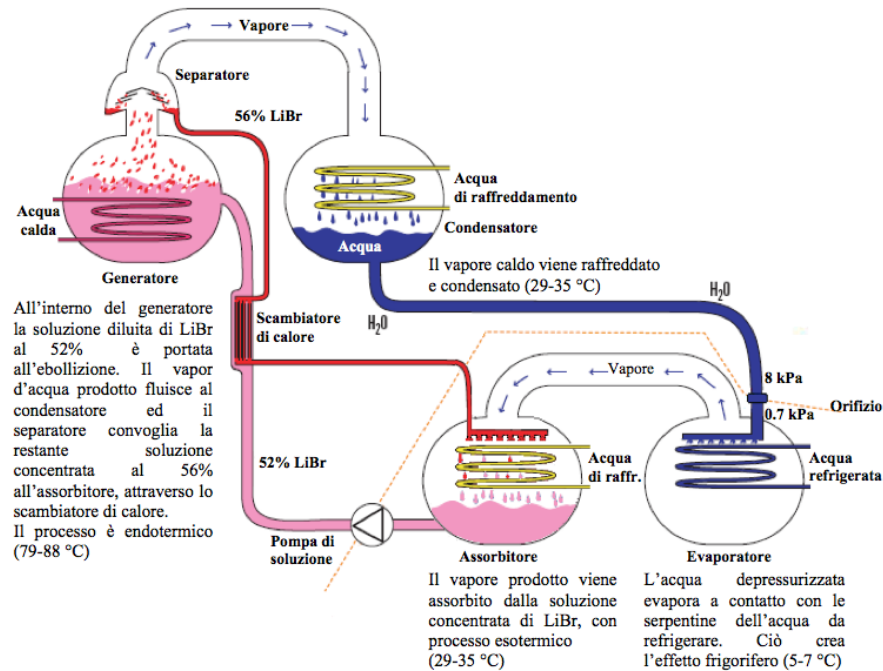


Figura 43 - Schema di circuito frigorifero ad assorbimento a singolo effetto (tratto dal sito Maya Air Conditioning)

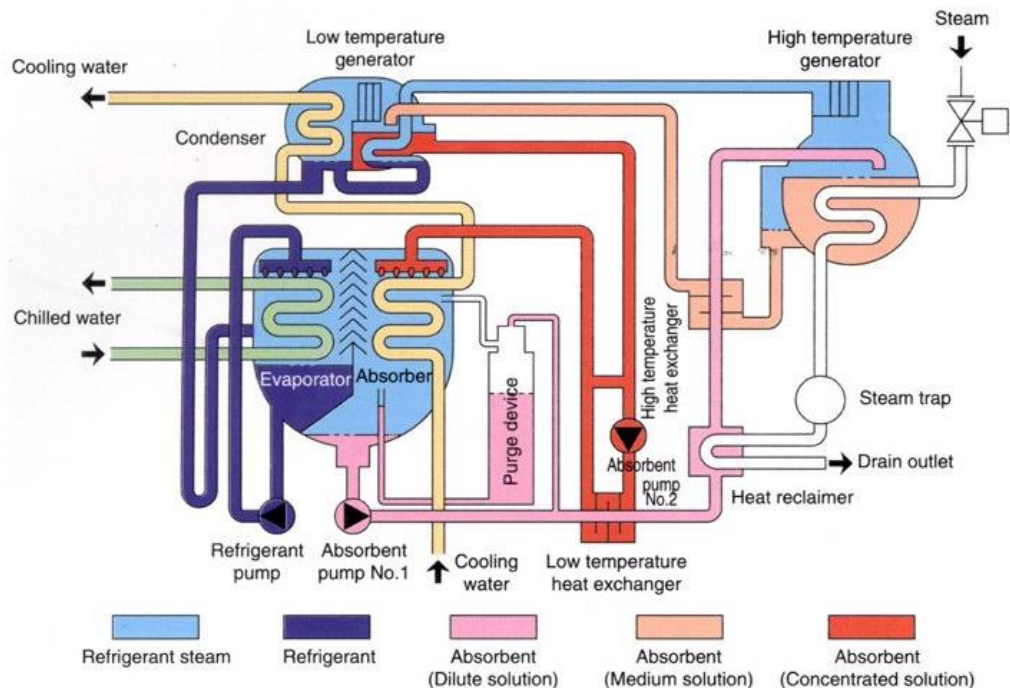


Figura 44 - Schema di circuito frigorifero ad assorbimento a doppio effetto (tratto dal sito Machine History)

I cicli ad ammoniac/acqua sono sostanzialmente uguali, ma risolvono uno dei problemi dei cicli ad acqua/bromuro di litio: quest'ultimi infatti non possono produrre acqua refrigerata a meno di 7°C, essendo la temperatura del refrigerante prima dell'evaporazione già molto vicina alle condizioni di passaggio allo stato solido. Nelle macchine ad ammoniac, il ciclo è a pressione superiore a quella atmosferica (dai 1400 ai 2300 kPa nella fase ad alta pressione, dai 270 ai 400 kPa nella fase a bassa pressione) in quanto l'ammoniac congela a temperature molto minori di 0°C: questo consente la produzione di acqua refrigerata a temperatura sotto lo zero. Inoltre il limite di temperatura sull'acqua immessa nel condensatore può essere alzato di molto, rendendo fattibile anche una condensazione ad aria invece che ad acqua. L'unica limitazione di tale macchina è la necessità di adottare un ulteriore separatore dopo il generatore, necessario per separare correttamente l'acqua dall'ammoniac, in quanto può succedere che entrambe vaporizzino insieme nel generatore.

La torre evaporativa è un elemento fondamentale per queste macchine perché deve smaltire tutto il calore sottratto all'impianto, oltre a quello ceduto al ciclo: considerando un refrigeratore elettrico acqua-acqua con COP=4 ed una potenza per esempio di circa 1000 kW, si trova che la torre dovrà smaltire $1000 + \frac{1000}{4} = 1250 \text{ kW}$, mentre a parità di potenza con un gruppo ad assorbimento "a singolo effetto" con COP=0,7 dovrà smaltire $1000 + \frac{1000}{0,7} = 2429 \text{ kW}$.

V. Efficienza del ciclo

Il COP, o "Coefficient of Performance", è il parametro comunemente usato per valutare le prestazioni energetiche di un qualunque gruppo frigorifero. Nel caso di un gruppo frigorifero ad assorbimento è definito come:

$$COP = \frac{P_f}{P_t} = \frac{\text{energia frigorifera sottratta alla sorgente fredda dall'evap.}}{\text{energia termica ceduta al gruppo frigorifero nel generatore}}$$

Nei modelli "a singolo effetto", cioè dotati di un solo generatore, il COP massimo raggiungibile è di 0,7; questo significa che per ogni kW all'evaporatore è necessario fornire al generatore 1,43 kW di energia termica. Il generatore per fornire tale potenza all'evaporatore deve produrre circa 5 kg/h di refrigerante sotto forma di vapore.

Esistono modelli detti "a doppio effetto" che hanno COP che arrivano anche 1,2, in quanto si recupera parte del calore che negli impianti a singolo effetto viene sprecato nella condensazione. Tali dispositivi richiedono minore produzione oraria di refrigerante vaporizzato, ma richiedono sorgenti calde ad acqua con temperature superiori ai 150°C¹³. Questi sistemi risultano indubbiamente più efficienti, ma hanno un costo maggiore per unità di energia prodotta. Dato già l'alto costo dei sistemi a singolo effetto per usi residenziali, a meno di un abbassamento del prezzo nei prossimi anni è improbabile che questo tipo di sistemi sia adatto per piccole applicazioni.

¹³ 0 in alternativa vapore ad almeno 4 bar, o sistemi a combustione diretta esterna.

VI. Problema del costo aggiuntivo e soluzione con funzionamento in pompa di calore

Prendendo per esempio l'assorbitore a bromuro di litio WFC-C10, commercializzato dalla Yazaki, di potenza frigorifera 35,2 kW, si nota che il suo costo si aggira intorno ai 19.000€; questo costo, aggiunto al già cospicuo costo del cogeneratore stesso, può essere proibitivo per il cittadino comune che decide di adottare un impianto cogenerativo per la sua abitazione. Per tale motivo è necessario che tale componente aggiuntivo venga utilizzato per il numero più alto possibile di ore all'anno, anche nella stagione invernale per quanto possibile.

Con questo non si vuole dire di surriscaldare gli ambienti dell'abitazione, per poi raffreddarli con l'azione dell'assorbitore, ma ci si riferisce al funzionamento in pompa di calore dell'assorbitore.

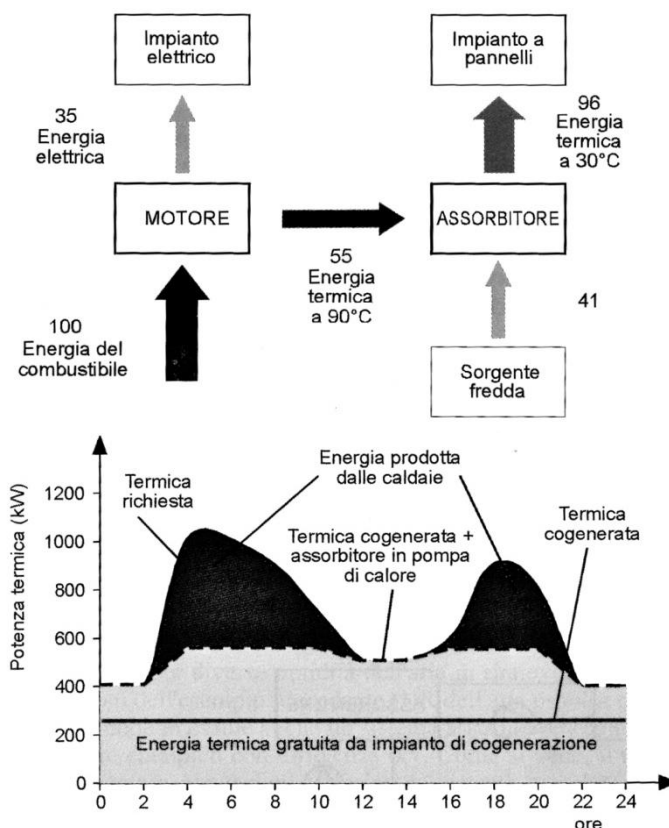


Figura 45 - In alto, bilancio di un cogeneratore con gruppo frigorifero ad assorbimento in funzionamento in pompa di calore; in basso, profilo orario di produzione di energia termica con lo stesso impianto del bilancio soprastante (tratti da [8])

Nelle figure riportate sopra si può notare come, alimentando un assorbitore a bromuro di litio con acqua a circa 90°C nella stagione invernale ed utilizzandolo in funzione pompa di calore si ha un COP che varia tra 1,75 e 1,69 per temperature di evaporazione da 7°C a 5°C, e con temperature di condensazione pari a 25°C in ingresso e 30°C in uscita. Portando la temperatura di condensazione a 30°C in ingresso e 35°C in uscita, il COP varia di poco; si può quindi affermare che l'intervallo di funzionamento in pompa di calore è di 24÷32°C per la temperatura di ingresso al condensatore e di 4÷15°C per la temperatura di uscita dall'evaporatore. Il calore estratto è a circa 35°C e quindi può essere utilizzato solo in impianti appositi detti "a bassa temperatura", come i pannelli radianti a soffitto o il riscaldamento a pavimento.

Come dimostrato dal bilancio riportato da [8] nella figura soprastante, l'efficienza globale del sistema diventa del 131%, recuperando 35% come energia elettrica e 96% come energia termica a bassa temperatura (contro il 90% totale ottenibile utilizzando direttamente l'energia termica recuperata dal cogeneratore).

L'unica limitazione di questa tipologia impiantistica è la disponibilità di acqua a temperatura sufficientemente bassa per mantenere la sorgente fredda alla temperatura adatta: per questo motivo solitamente si utilizza acqua di mare o impianti geotermici appositi. Quando questo non risulta possibile, tale tipologia d'impianto è utilizzabile solo per recuperare il calore dall'aria di espulsione del ricircolo, al posto dei sistemi tradizionali di recupero.

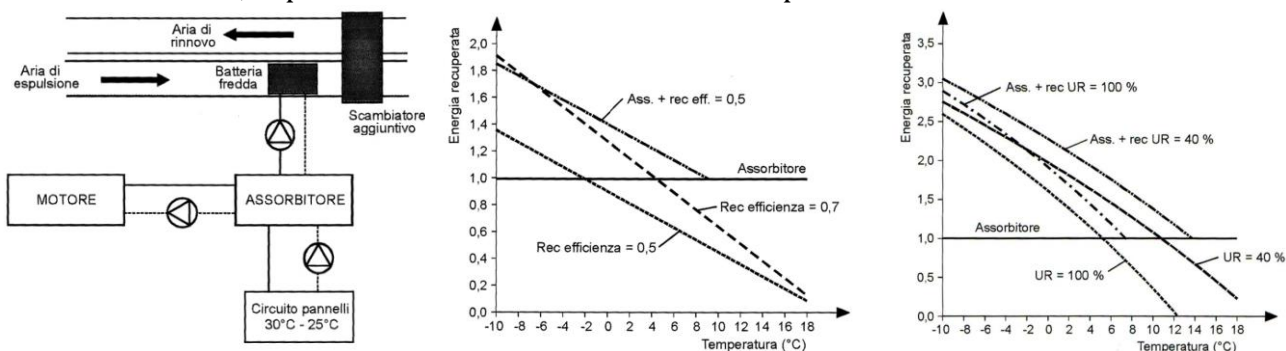


Figura 46 - Assorbitore in pompa di calore utilizzato come scambiatore e confronto con recuperatori di calore sensibile (tratti da [8])

Tale soluzione consiste nel collegare il condensatore dell'assorbitore all'impianto radiante, e l'evaporatore dello stesso ad una batteria fredda inserita nel canale che espelle l'aria aspirata dall'ambiente; pur non riuscendo ad ottenere l'efficienza considerata nell'esempio precedente, tale sistema garantisce un vantaggio rispetto alle tradizionali soluzioni come evidenziato dalle figure sopra. Nella figura centrale si confronta l'efficienza di recupero del gruppo ad assorbimento unito alla batteria fredda (alimentata a $5 \div 10^\circ\text{C}$), rispetto ad un recuperatore di calore sensibile con efficienza 0,5 e 0,7, e rispetto ad una combinazione gruppo ad assorbimento + batteria fredda + recuperatore aggiuntivo per calore sensibile con efficienza 0,5. La temperatura dell'aria espulsa è considerata pari a 20°C , quindi considerando il valore base pari a 1 per il solo assorbitore (che recupera in modo costante il calore), l'energia recuperata da tutti gli altri sistemi dipende dalla temperatura dell'aria di rinnovo. L'ultimo sistema citato è il migliore perché consente il recupero maggiore.

Nella figura di destra si è confrontato un sistema di recupero entalpico con efficienza 0,7 con diverse umidità dell'aria di rinnovo ed un sistema assorbitore + batteria + recuperatore entalpico con efficienza 0,7. In tal caso, il sistema assorbitore + batteria + recuperatore entalpico porta ad un incremento delle prestazioni del 10% per aria a temperature molto basse.

In conclusione, si può affermare che l'utilizzo di un gruppo frigorifero ad assorbimento è conveniente anche per uso in ambito residenziale solo nei casi in cui sia possibile utilizzarlo come pompa di calore nella stagione invernale¹⁴, o quando si presenta uno dei seguenti casi:

¹⁴ L'utilizzo come pompa di calore nella stagione invernale aumenta il numero di ore annuali di utilizzo, facendo diminuire il tempo di ritorno dell'investimento (molto superiore rispetto al semplice sistema cogenerativo per il costo aggiuntivo del gruppo assorbitore).

- a) vicinanza del sito ad una fonte costantemente fredda d'inverno, come il mare, o in abbinamento ad un impianto geotermico;
- b) possibilità di installare una batteria fredda ed un recuperatore.

VII. Effetti dell'aggiunta del gruppo ad assorbimento sui parametri del ciclo

Abbinando ad un impianto cogenerativo un gruppo frigorifero ad assorbimento che recupera parzialmente o totalmente l'energia termica prodotta dal cogeneratore nella stagione invernale, non si ha cambiamento nei profili di carico elettrico e termico invernale, mentre varia il profilo di carico termico nella stagione estiva. Inoltre è possibile recuperare calore sia ad alta temperatura dal cogeneratore, sia a bassa temperatura dal gruppo ad assorbimento, riducendo od addirittura annullando il contributo delle caldaie nella stagione invernale e dei chiller di backup nella stagione estiva, come evidenzia la figura sottostante.

L'utilizzo di tale gruppi in modalità pompe di calore aumenta la richiesta elettrica e diminuisce la richiesta termica dall'impianto nella fase invernale, mentre nella stagione estiva si ha funzionamento da normale gruppo frigorifero.

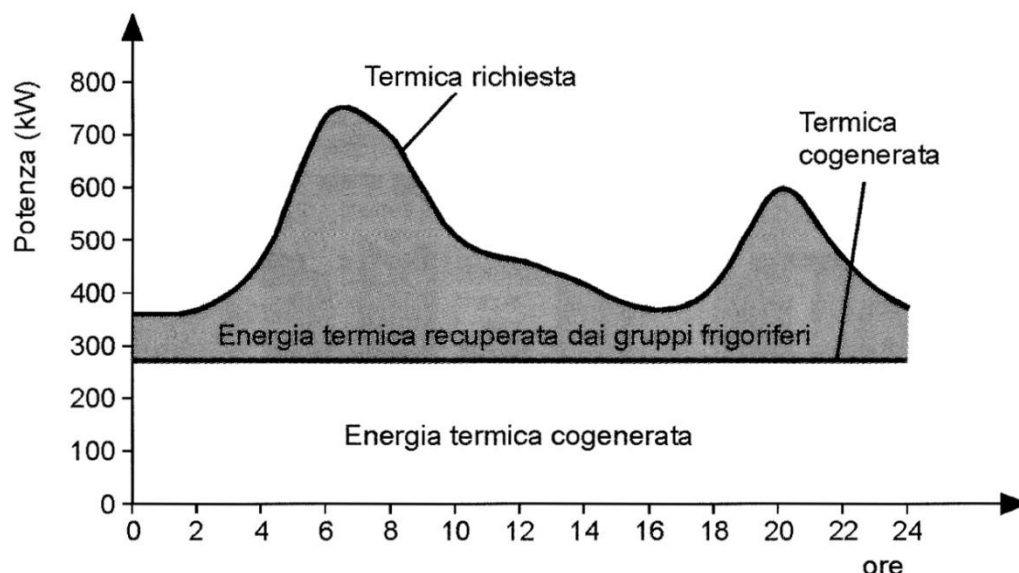


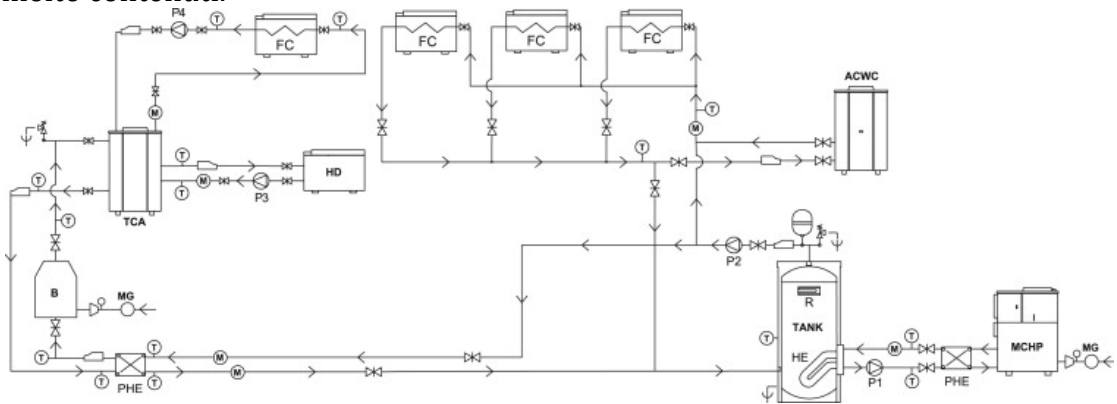
Figura 47 - Profilo orario di produzione termica con cogeneratore abbinato ad assorbitore, funzionante in pompa di calore (tratto da [8])

VIII. Novità dal mercato e commenti sulla recente bibliografia scientifica

Nella pubblicazione di H. Tiwari et al. [17] viene analizzata una possibile applicazione di gruppi ad assorbimento nel campo dei trasporti su gomma: la sorgente calda dell'assorbitore è uno scambiatore posto a valle del catalizzatore dei fumi di scarico, mentre la sorgente fredda è posta all'interno della cabina del camion stesso.

Un'ulteriore tecnologia è quella presentata in G. Angrisani et al. [7], analisi sperimentale di un impianto di prova realizzato dalla Seconda Università degli Studi di Napoli, che consiste in un impianto trigenerativo con tecnologia ad assorbimento ad acqua e cloruro di litio. Questa tecnologia consiste in un processo simile a quello utilizzato nelle macchine ad acqua/ammoniaca, ma che utilizza la cristallizzazione per aumentare la densità di energia e per stoccare

energia. Il sistema trigenerativo stesso opera in modalità normale durante la fase invernale, mentre durante il periodo estivo può alimentare l'assorbitore o trasformare il più possibile l'energia in elettricità, per alimentare i chiller elettrici ("ACWC"). L'assorbitore funziona con 2 serbatoi separati per lo stoccaggio di energia sotto forma di energia chimica, in modo da consentire il contemporaneo *discharging* e *charging* dei serbatoi, senza provocare interruzioni nella conversione in energia termica. Essendo lo stoccaggio effettuato sotto forma di energia chimica, non risultano possibili perdite nel tempo o degradazioni di energia. Grazie a questa "doppia modalità", è possibile garantire il flusso di energia frigorifera anche se il gruppo di assorbimento risulta spento per manutenzione o per power failure, oltre a facilitare la definizione del "mix" di funzionamento più efficiente a seconda del profilo di carico dell'utenza. I chiller elettrici, infine, risultano già presenti sul mercato da tempo e quindi hanno prezzi molto contenuti.



MG: natural gas volumetric flow meter; MCHP: micro-cogenerator; PHE: plate heat exchanger; T: Resistance thermometer Pt100; M: water volumetric flow meter; P: pump; HE: heat exchanger; R: electric resistance; ACWC: air cooled water chiller; FC: fan coil; B: gas fired boiler; TCA: Thermal-Chemical Absorption system; HD: heat dissipator

Figura 48 - Schema semplificato dell'impianto (tratto da [7])

Con le seguenti formule è possibile valutare le performance dell'impianto:

$$\begin{aligned}
 P_{p,MCHP} &= V_{CH_4,MCHP} \cdot LHV_{ng} \\
 P_{p,B} &= V_{CH_4,B} \cdot LHV_{ng} \\
 P_{th,MCHP} &= \dot{m}_{H_2O,PHE} \cdot c_{H_2O} \cdot (T_{H_2O,PHE,out} - T_{H_2O,PHE,in}) \\
 P_{th,B} &= \dot{m}_{H_2O,B} \cdot c_{H_2O} \cdot (T_{H_2O,B,out} - T_{H_2O,B,in}) \\
 P_{th,TCA,in} &= \dot{m}_{H_2O,B} \cdot c_{H_2O} \cdot (T_{H_2O,B,out} - T_{H_2O,TCA,out}) \\
 P_{th,HD} &= \dot{m}_{H_2O,HD} \cdot c_{H_2O} \cdot (T_{H_2O,HD,in} - T_{H_2O,HD,out}) \\
 P_{cool,TCA} &= P_{th,TCA,in} - P_{th,HD} \\
 COP_{th,TCA} &= P_{cool,TCA} / P_{th,TCA,in} \\
 \eta_{el} &= (P_{el,MCHP} / P_{p,MCHP}) \cdot 100 \\
 \eta_{th} &= (P_{th,MCHP} / P_{p,MCHP}) \cdot 100
 \end{aligned}$$

} Potenza estratta dal gas naturale nel cogeneratore e nella caldaia di backup
 } Potenza termica estratta dal cogeneratore e dalla caldaia di backup
 } Potenza termica immessa nell'assorbitore termochimico, dissipata nello stesso ed estratta come potenza frigorifera (rispettivamente)
 } Coefficiente di effetto utile dell'assorbitore
 (valori utilizzati: $c_{H_2O} = 4.187 \text{ kJ/kgK}$ e $LHV_{ng} = 9.593 \text{ kWh/Nm}^3$)
 } Rendimento elettrico e termico del cogeneratore

Si può notare che la potenza termica recuperata dal cogeneratore aumenta all'aumentare della potenza elettrica inviata all'utenza (11,3 kW termici estratti se vengono inviati 5,4 kW elettrici; 6,6 kW termici estratti se vengono inviati 0,9 kW elettrici), mentre il rendimento elettrico aumenta all'aumentare della potenza elettrica inviata all'utenza (26,0% se la potenza elettrica è di 5,4 kW; 8,9% se la potenza elettrica è di 0,9 kW). Tale andamento conferma la necessità di far funzionare il cogeneratore al massimo carico per la maggior parte del tempo possibile.

Nella pubblicazione citata inoltre vengono riportate considerazioni relative alla efficienza del sistema cogenerativo rispetto alla *Best Available Technology* (BAT) e al *Conventional System* (CS). Nel periodo invernale si evidenzia come la cogenerazione possa portare ad una concreta riduzione delle emissioni di gas serra, se confrontata con le emissioni dei sistemi tradizionali. L'efficienza del cogeneratore, come già visto nei paragrafi precedenti, è però influenzata dalle curve di richiesta dell'utenza. In generale, si possono riassumere i risultati nel modo seguente:

- la microcogenerazione risulta meno efficiente rispetto alla BAT e al CS quando la potenza elettrica inviata all'utenza è inferiore al kW; quando la potenza elettrica prodotta è di circa 5,4 kW, si può ottenere un risparmio di energia primaria di circa il 19% rispetto al CS, o del 9% rispetto alla BAT.
- la microcogenerazione ha un costo di esercizio ridotto di un valore compreso tra il 6% ed il 30% se comparata con il CS, mentre il valore è superiore al 26% rispetto alla BAT (valori validi per una potenza elettrica di 5,4 kW). Con una potenza estratta di 0,9 kW, non vi sono differenze sostanziali tra la microcogenerazione, la BAT e il CS.
- la microcogenerazione consente una riduzione delle emissioni di gas serra se la potenza elettrica estratta è di 5,4 kW, con un valore pari al 26% rispetto al CS e del 22% rispetto alla BAT.
- durante il periodo estivo, rispetto alla BAT e al CS, con la microcogenerazione risulta maggiore il costo di esercizio, il consumo di combustibile e l'emissione di gas serra. *(Risulta quindi necessario investire nella ricerca per migliorare il funzionamento nella fase estiva di funzionamento dell'impianto, ndr).*

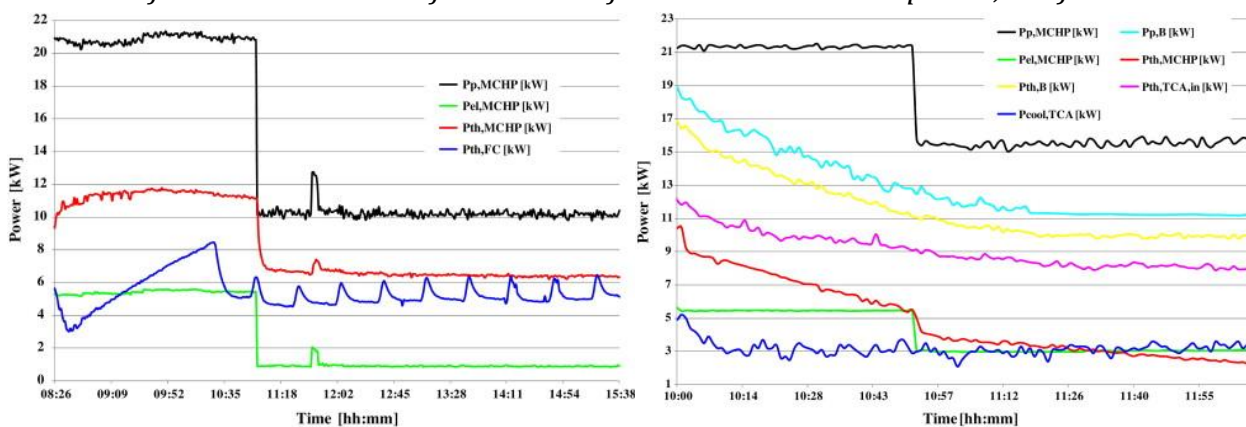
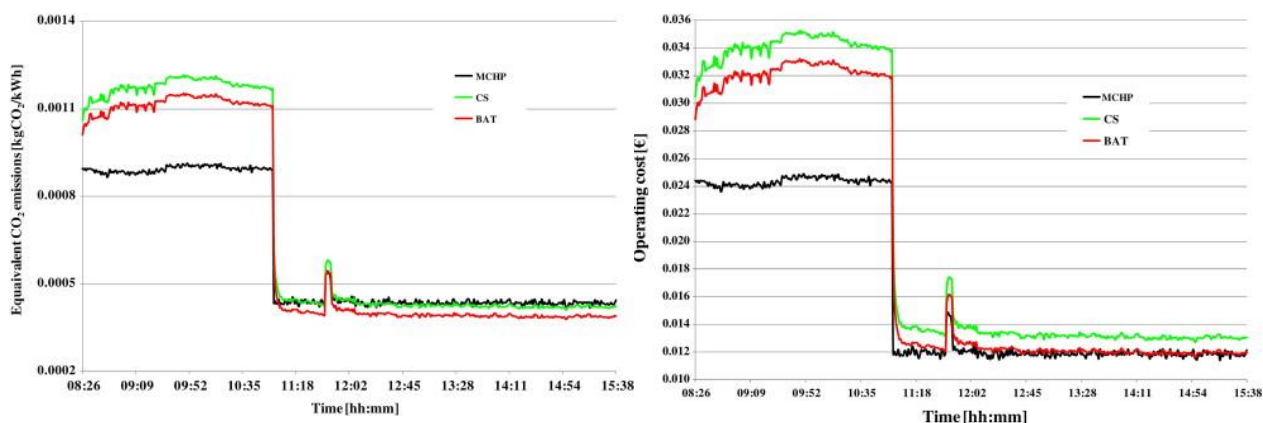


Figura 49 - Valori dei parametri d'impianto nella stagione invernale (a sinistra) e nella stagione estiva (a destra) durante un test di funzionamento (tratti da [7])



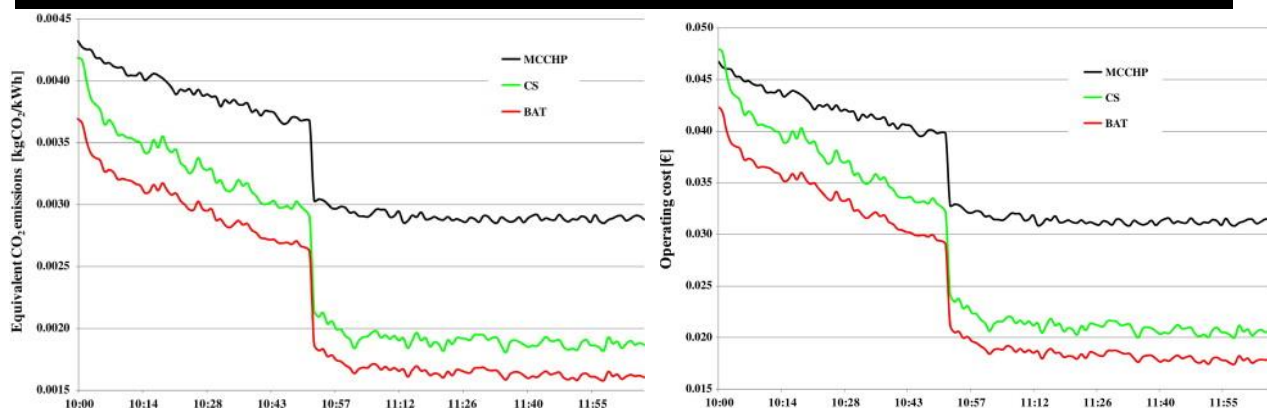


Figura 50 - Emissioni equivalenti di CO₂ per kWh prodotto e costo d'esercizio nella stagione invernale (nella pagina precedente) e nella stagione estiva (in questa pagina), nelle 3 situazioni analizzate (MCHP/MCCHP = microcogenerazione e microtrigenerazione, CS = Conventional System, BAT = Best Available Technology) (tratti da [7])

Il ciclo di Kalina, oggetto di molte pubblicazioni scientifiche negli ultimi anni, consiste in un “*bottoming cycle*” spesso usato in sistemi a ciclo combinato innovativi grazie alla sua proprietà di poter regolare la temperatura di evaporazione semplicemente variando le percentuali dei componenti della miscela binaria usata come fluido evolvente: in questo modo si riducono drasticamente le perdite per irreversibilità del sistema. Tale ciclo, nell'analisi svolta da X. Jing et al. [23], viene combinato in cascata con un ciclo ad assorbimento a doppio effetto per ottenere un'innovativa configurazione a cascata per la trigenerazione. In tale combinazione, un boiler (BOIL) recupera calore da un flusso di gas caldi (G1) e riscalda il fluido evolvente (miscela di ammoniaca e acqua) fino allo stato di vapore, il quale viene successivamente fatto espandere in turbina (TUR) per la generazione elettrica. All'uscita della turbina, il vapore viene assorbito da una soluzione diluita di ammoniaca ed acqua nell'ABS2. La soluzione che fuoriesce da tale assorbitore viene pompata da P1 e separata in due flussi separati: il primo viene inviato nell'ABS1 tramite la valvola V3, mentre il secondo viene inviato al GEN1 in cui la soluzione viene separata in un vapore ricco di ammoniaca e una soluzione diluita in acqua povera di ammoniaca. Il vapore ricco di ammoniaca proveniente dal GEN1 si mescola in 19, con altro vapore ricco proveniente dal GEN2: questa miscela viene condensata in forma di liquido nel condensatore (CON) e raffreddata in HEX1, per poi essere inviata all'evaporatore (EVA) tramite la valvola V4 che ne riduce la pressione fino al valore di pressione di evaporazione: in esso raffredda una portata di liquido refrigerante (circuitto di raffreddamento) grazie all'abbassamento di temperatura ottenuto dalla riduzione di pressione. All'evaporatore, per definizione, si ha evaporazione del fluido che poi viene inviato in HEX1 per raffreddare la portata in entrata all'EVA, in cui viene a sua volta riscaldato dal flusso 20.

Questa portata di vapore di ammoniaca viene suddivisa a sua volta in due flussi: uno viene dissolto in una soluzione diluita (12) nel GEN2, rilasciando calore in ABS3 all'acqua di raffreddamento e scambiando calore con la portata 10 in HEX2. L'altro flusso (25) viene inviato direttamente in ABS1 dove viene assorbito; il liquido che fuoriesce da ABS1 viene pompato da P3 fino al boiler per essere vaporizzato nuovamente.

Questo ciclo coinvolge 4 livelli di pressione e 5 livelli di temperatura:

- BOIL e TUR (inlet) ⇒ alta pressione
- GEN1, GEN2 e CON ⇒ media pressione

- ABS2 e TUR (outlet) ⇒ bassa pressione
- EVA, ABS1 e ABS3 ⇒ bassa pressione (differente dalla precedente)
- BOIL ⇒ opera a T_{H1}
- GEN1 ⇒ opera a T_{H2}
- GEN2, ABS1 e ABS2 ⇒ operano a T_{H3}
- CON e ABS3 ⇒ operano a T_M
- EVA ⇒ opera a T_L

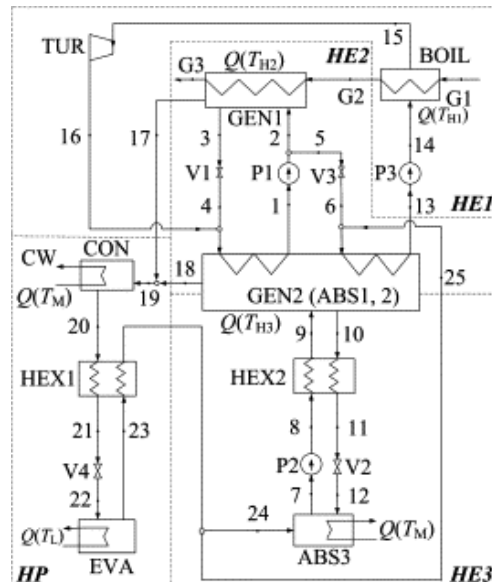


Figura 51 - Schema semplificato del ciclo proposto (tratto da [23])

Ipotizzando che il ciclo funzioni in regime permanente, con perdite di carico e di calore nulle e con situazioni ideali di liquido e vapore saturi, si può valutare il coefficiente “heat-to-power” del ciclo cogenerativo come segue:

$$\eta_I = \frac{W_{TUR} - W_P + Q_{EVA}}{COP_e} \times \frac{1}{Q_{in}}$$

In questa formula, W_{TUR} è il lavoro generato dalla turbina, W_P è il lavoro delle pompe, Q_{in} è il carico termico al BOIL, Q_{EVA} è il carico frigorifero all’EVA ed infine COP_e è il coefficiente di prestazione relativo al ciclo di refrigerazione a compressione di ammoniaca. In questa analisi si è preso come riferimento un valore di COP_e di 2,9, in accordo con la letteratura precedente che trova questo valore quando la temperatura di condensazione del ciclo a compressione di ammoniaca è di 303 K.

Un esempio numerico dei risultati ottenuti si trova nella stessa analisi al paragrafo 3.3 e riporta: “quando l’input di calore al boiler è di 260,95 kW e quello del GEN1 è di 13,67 kW, si ha un power output di 59,60 kW ed un output frigorifero di 155,08 kW (che porta il valore di η_I al 41,18%)”.

In tale configurazione di ciclo si ha un “energy boosting” dovuto allo sfruttamento combinato in cascata degli effetti derivati da ogni *subcycle* negli altri, che porta l’efficienza del ciclo combinato ad un valore più alto rispetto alle efficienze singole dei cicli separati.

Resta necessario indagare, a questo punto, se un ciclo innovativo come questo risulta applicabile a sistemi micro-trigenerativi con costi coerenti con le alternative già presenti sul mercato.

CAPITOLO 5: Brevi cenni sull'impatto ambientale, sul mercato energetico e sugli aspetti costruttivi

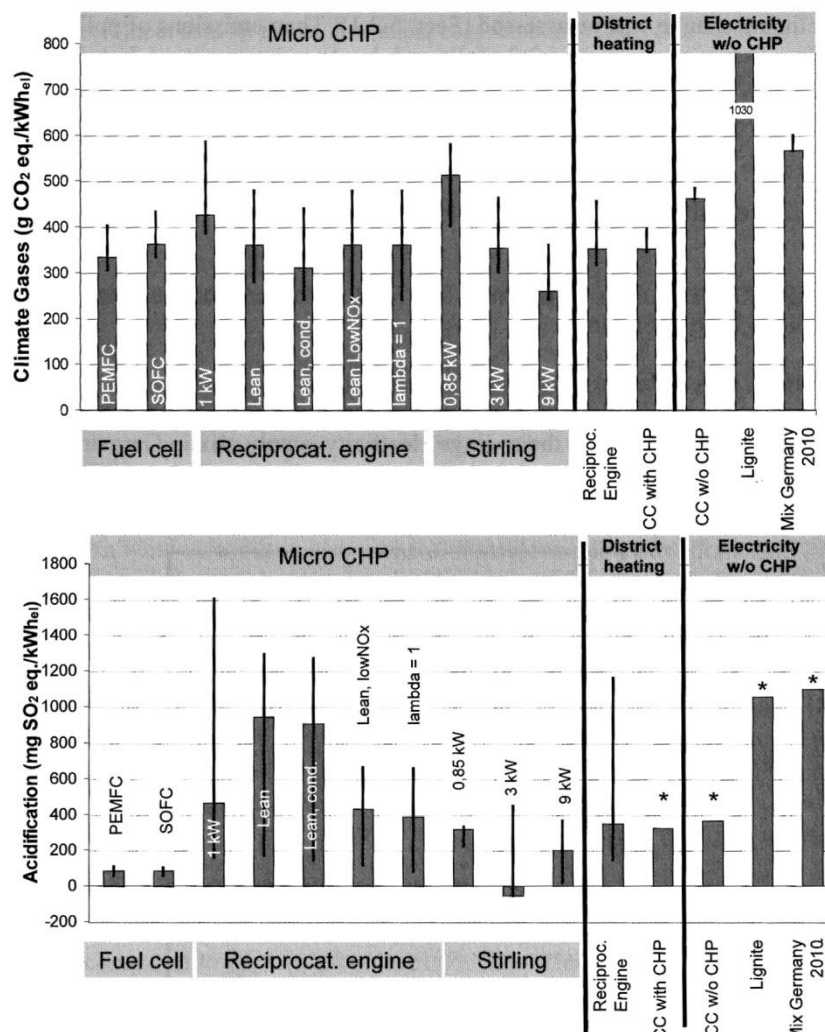


Figura 52 - Emissioni nel ciclo di vita di sistemi micro-cogenerativi, rispetto a sistemi di grande cogenerazione e a sistemi di produzione tradizionale (tratto da [11])

Come evidenziato da questi diagrammi, si può facilmente rilevare che in media gli impianti cogenerativi comportino minori emissioni di gas serra ed “acidificanti” rispetto alle soluzioni tradizionali. In questo capitolo si tratterà brevemente di aspetti quali il controllo delle emissioni, le dinamiche del mercato dell’energia elettrica e i collegamenti in fase di posa d’impianto.

I. Brevi cenni sul controllo delle emissioni nei motori a combustione interna

I motori a combustione interna ad uso cogenerativo contengono nelle loro emissioni NO_x (ossidi di azoto), CO (monossido di carbonio), SO_x (ossidi di zolfo), HC (idrocarburi incombusti), PM₁₀ (particolato fine) e CHO (aldeidi).

I primi si formano a causa della alta temperatura in camera di combustione, in cui l’ossigeno si combina con l’azoto, formando NO o NO₂. Le emissioni di NO_x sono dannose sia per la flora che per la fauna anche perché queste molecole, esposte alla radiazione solare, formano ozono O₃ che causa difficoltà respiratorie ed emicranie.

Il monossido di carbonio è un gas incolore ed inodore che provoca gravi problemi di ossigenazione del sangue se inspirato, oltre a provocare la distruzione dell'ozono nella stratosfera. Esso si forma a causa dell'incompleta combustione del combustibile (per esempio il metano reagisce con 2 particelle di ossigeno O_2 ma non riesce a scindersi completamente il CO_2 e 2 particelle di acqua), che può essere causata da un insufficiente massa d'aria comburente oppure da superfici fredde nella camera di combustione. I motori Diesel presentano minore emissione di CO nel loro funzionamento rispetto ai motori a ciclo Otto.

Gli ossidi di zolfo sono prodotti dall'ossidazione dei composti sulfurei contenuti nel combustibile; nei combustibili gassosi questi possono essere presenti sotto forma di solfuro d'idrogeno H_2S che, combinandosi con l'acqua, crea acido solforoso e solforico (principali responsabili delle piogge acide). Tali composti possono essere rimossi tramite trattamenti preventivi del combustibile, ma i loro prodotti restano tuttora ampiamente presenti nei gas di scarico dei motori a gasolio.

Gli idrocarburi incombusti, come banalmente riporta il loro nome, sono componenti secondari del combustibile che attraversano la camera di combustione senza reagire con il comburente.

Il particolato fine, detto PM_{10} perché si riferisce a particelle con dimensioni inferiori ai $10 \mu m$, è una caratteristica delle emissioni che si trova prevalentemente nei motori a gasolio. Esso si trova sotto forma di fuliggine carboniosa di combustibile non bruciato, o sotto forma di fumo bianco o blu, causato rispettivamente da cattiva regolazione della portata d'aria o introduzione di lubrificante in camera di combustione. Alcuni dei motivi dell'emissione di tali fumi possono essere: cattiva regolazione del rapporto aria/combustibile, filtro dell'aria sporco o iniettori intasati.

Infine, gli aldeidi sono prodotti della combustione di combustibili liquidi e di olio lubrificante; tali composti sono praticamente assenti nei motori a gas.

i. Controllo delle emissioni nei motori a combustione interna alternativi

Come già noto, nei motori ad accensione con scintilla la miscela si forma prima dell'immissione nella camera di combustione tramite carburatore o tramite circuiti di iniezione elettronica. Nei modelli più innovativi, l'iniezione del combustibile avviene direttamente nella camera di combustione nella fase di aspirazione, a differenza dei modelli con accensione a compressione in cui l'iniezione e la combustione avvengono praticamente contemporaneamente nella fase di compressione. Il rapporto aria/combustibile, nei motori ad accensione con scintilla, viene variato al variare del carico. Spesso il valore detto "stechiometrico" viene associato erroneamente ad una condizione di "ottimo", ma nella maggioranza dei casi i motori lavorano in eccesso d'aria per permettere al combustibile di ossidarsi completamente. Per valutare tale differenza tra il rapporto aria/combustibile effettivo e stechiometrico, si utilizza il valore λ definito

$$\text{come: } \lambda = \frac{\text{rapporto aria-combustibile effettivo}}{\text{rapporto aria-combustibile stechiometrico}}$$

Il valore λ detto "rapporto di combustione effettivo" è pari a 1 per un rapporto stechiometrico pari a 16.

Nei motori più innovativi, detti "a combustione magra", si utilizzano valori di λ maggiori di 1 che comportano un aumento di concentrazione di

ossigeno nei fumi di scarico, oltre alla diminuzione della temperatura di combustione (che a sua volta comporta la riduzione di emissioni di NO_x , oltre a ridurre il consumo di combustibile). Tale sistema di alimentazione in eccesso d'aria non è adatto però per motori nati per funzionare con $\lambda=1$: infatti i motori a combustione magra richiedono particolari geometrie di camera di combustione (dette "camere aperte ad alta turbolenza", con λ che può arrivare a 1,53) e sistemi di iniezione in precamera di combustione, che portano λ anche a 1,75.

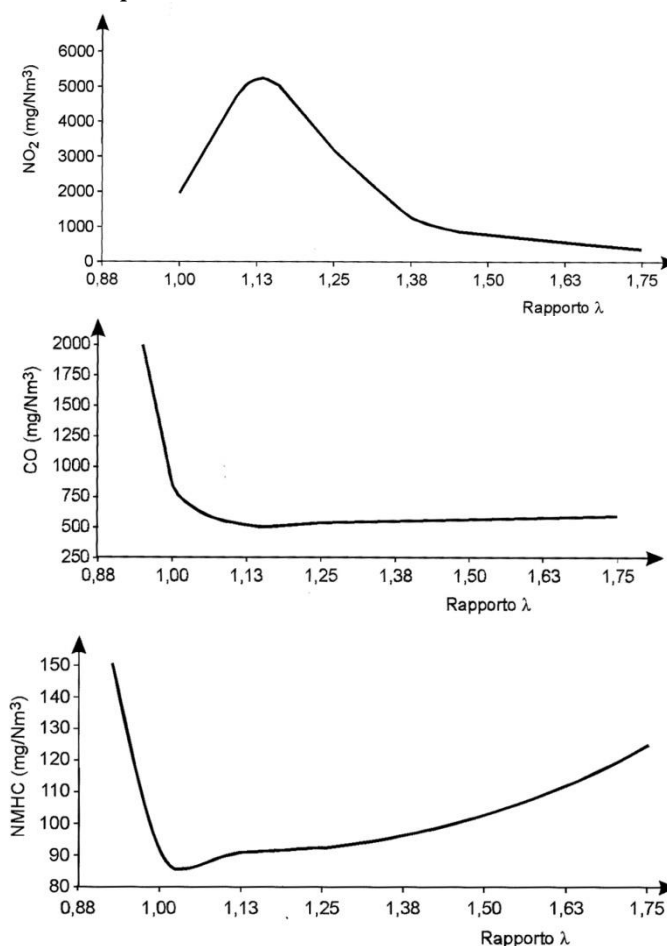


Figura 53 - Andamento delle emissioni di NO_x , CO e HC al variare del rapporto λ (tratti da [8])

Le curve qui presentate sono valide per il metano e presentano la relazione tra emissioni inquinanti e λ .

La prima presenta un picco in corrispondenza di $\lambda=1,1$, valore utilizzato nei motori "stechiometrici" di vecchia concezione. Il GPL ha una curva simile, mentre il biogas presenta una curva più piatta ed emissioni decisamente inferiori.

La seconda curva rappresenta le emissioni di CO al variare di λ , con un picco di minimo poco sopra al valore stechiometrico, per poi aumentare quando i valori di NO_x sono minimi.

L'ultima affermazione deriva dal fatto che la miscela è meno infiammabile quando la temperatura di combustione è bassa, con quindi conseguente formazione di incombusti.

Nei motori ad accensione per compressione è impossibile lavorare con λ stechiometrico senza causare emissioni abbondanti di CO e particolato. Infatti, si lavora sempre in eccesso d'aria per garantire la completa ossidazione del combustibile soprattutto a carico parziale. Inoltre negli ultimi anni è stata adottata una nuova tecnologia (chiamata "valvola EGR") che consente di ridurre la presenza di incombusti allo scarico, facendo ricircolare in camera di combustione una parte dei gas di scarico. I motori Diesel producono maggiore emissioni di NO_x e risulta quindi necessario installare un catalizzatore per portare tale valore sotto i limiti di legge, posizionato come nello schema seguente:

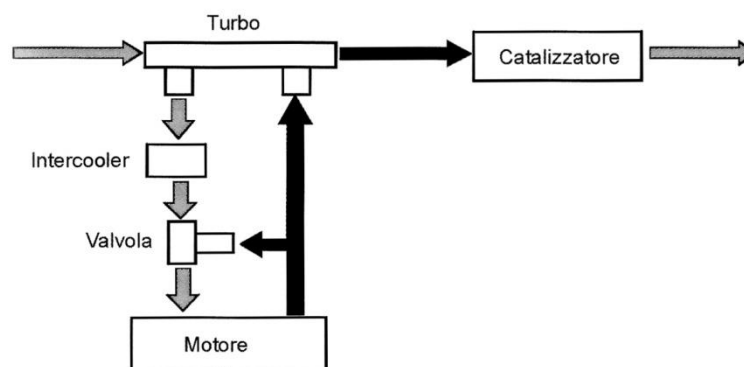


Figura 54 - Posizionamento della valvola EGR e del catalizzatore (tratto da [8])

ii. Controllo delle emissioni nelle turbine a gas

Le turbine a gas lavorano in elevato eccesso d'aria (oltre 200%), riducendo così la temperatura di combustione e le emissioni in modo drastico rispetto ai motori a combustione interna visti in precedenza. Oltre a tracce di NO_x , CO_x , HC, O_2 e N_2 , sono presenti nello scarico anche tracce di SO_x in funzione della percentuale di zolfo contenuta nel combustibile. Gli incombusti e la CO sono prodotti principalmente nelle fasi di avviamento e a carico parziale, mentre nei modelli più innovativi è stato inserito un sistema di controllo della formazione di NO_x tramite getti di vapore ed acqua che impediscono la combinazione tra azoto ed ossigeno. Tale sistema, unito all'utilizzo di combustibile a basso contenuto di azoto e alla riduzione della temperatura di combustione tramite eccesso d'aria, consente di contenere la produzione di NO_x sotto al limite di legge.

iii. Confronto tra le emissioni di diversi sistemi cogenerativi

La tabella seguente presenta i valori medi di emissioni di diversi motori ad accensione per scintilla alimentati a metano, a variare di λ .

GAS	$\lambda = 0,97$	$\lambda = 1$	$\lambda = 1,06$	$\lambda = 1,53$	$\lambda = 1,74$	ARIA
N_2	69%	71%	72%	73,9%	74,6	79%
H_2O	21%	19%	17%	12,9%	10,9%	tracce
CO_2	6%	9%	9%	6,4%	5,7%	tracce
O_2	tracce	0,5%	1,5%	6,8%	8,8%	21%
CO	4%	0,25%	tracce	tracce	tracce	----
NO_x	tracce	0,25%	0,5%	tracce	tracce	----
HC	tracce	tracce	tracce	tracce	tracce	----

Figura 55 - Composizione dei gas di scarico di un motore a ciclo Otto al variare di λ (tratto da [8])

Nel grafico seguente, tratto dal testo [8], vengono presentati valori medi di emissioni per diversi sistemi cogenerativi in mg/m³; la normativa di riferimento presa in considerazione è il DM 51/90, in cui sono presentati tutti i valori limite di emissioni per le diverse applicazioni industriali e civili.

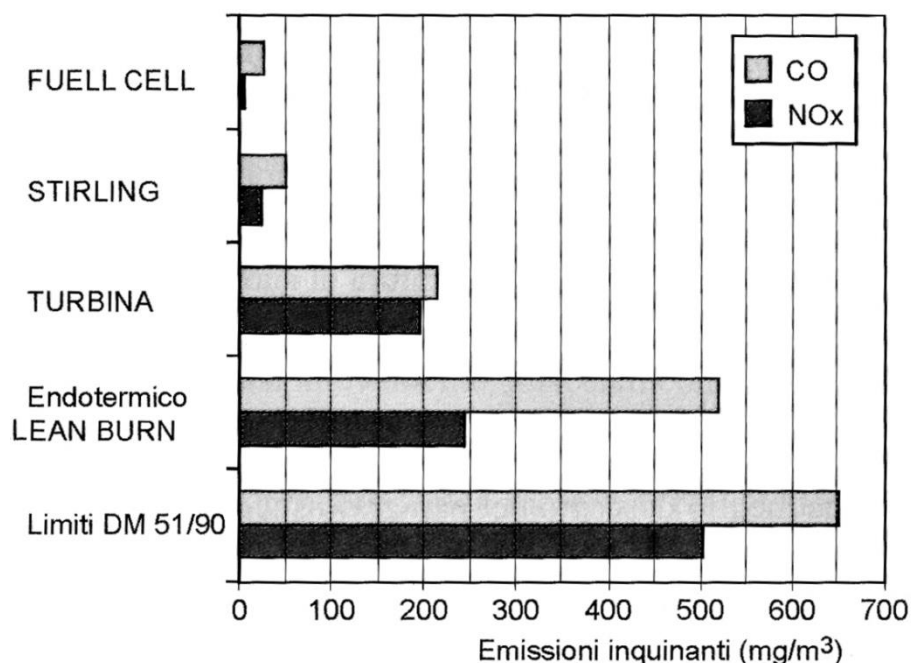


Figura 56 - Emissioni inquinanti di diversi motori cogenerativi (tratto da [8])

I valori medi, pur essendo inferiori rispetto ai limiti di legge, possono essere ulteriormente ridotti tramite sistemi di abbattimento come:

- il *trattamento catalitico*, che opera un'ossidazione del CO o una riduzione delle molecole di NO_x, a seconda del materiale che compone il catalizzatore stesso¹⁵.
- il *trattamento catalitico a 3 vie*, processo che avviene in un catalizzatore che opera sia la riduzione di NO_x che l'ossidazione di CO, trasformandoli in CO₂, acqua e azoto¹⁶. Questo sistema è spesso affiancato ad un sistema elettronico che controlla λ.
- il *trattamento catalitico Dual Bed*, che consiste in una riduzione iniziale dei gas di scarico, poi diluiti con aria e successivamente ossidati, risolvendo così il problema del trattamento catalitico a 3 vie che può operare solo in un ridotto range di valori di λ. Questo sistema riduce gli NO_x e il CO fino al 98%.
- il *trattamento di sola ossidazione catalitica*, che è utilizzato nei motori a combustione magra, nei quali non risulta necessario agire sui valori di NO_x.

¹⁵

RIDUZIONE CATALITICA	OSSIDAZIONE CATALITICA
$2NO_x + 2CO \rightarrow 2N_2 + 2CO_2$	$2CO + O_2 \rightarrow 2CO_2$
$2NO_x + CH_4 \rightarrow N_2 + CO_2 + 2H_2O$	$CH_4 + 2O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O$
$2NO_x + H_2 \rightarrow N_2 + H_2O$	$2H_2 + O_2 \rightarrow 2H_2O$

¹⁶ Questo tipo di catalizzatore consente di ridurre gli NO_x del 90%, il CO dell'80% e gli incombusti del 50%.

- il *trattamento RDBM*, che è invece strutturato in questo modo:

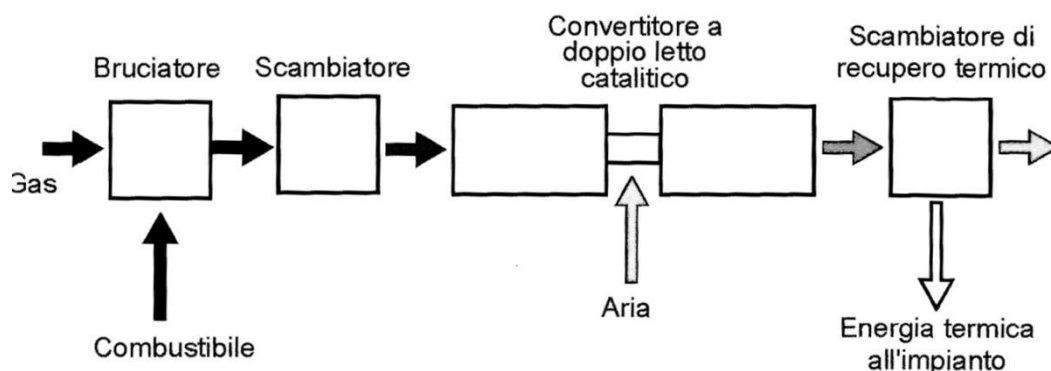
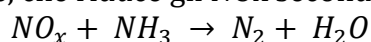


Figura 57 - Schema impianto RDBM (tratto da [8])

- il *trattamento di riduzione catalitica selettiva*, che viene utilizzato nei motori a combustione magra per ridurre gli NO_x senza variare gli altri valori di emissioni e senza consumare ulteriore combustibile. Tale processo consiste nell'iniezione di ammoniaca a monte di un convertitore riducente, che riduce gli NO_x secondo la reazione:



Questo sistema risulta molto efficace, ma è molto costoso e di difficile gestione (problemi di stoccaggio dell'ammoniaca e di taratura dell'impianto che potrebbe portare ad immissione in atmosfera di ammoniaca).

Tramite questa tabella di confronto, fissando 100% le emissioni di un motore a combustione stechiometrica senza controlli e 100 unità il costo dello stesso, si vuole evidenziare l'efficacia ed il costo delle soluzioni sopra elencate.

Motore	Trattamento	Emissioni			Costi
		NO _x	CO	NMCH	
Combustione stechiometrica	-	100%	100%	100%	100
	riduzione catalitica	10%	100%	100%	108
	ossidazione catalitica	100%	15%	20%	107
	3 vie catalitica	10%	15%	20%	114
	doppio letto	2%	5%	15%	125
	RDBM	2%	2%	5%	150
Combustione magra	-	10%	25%	500%	105
	ossidazione catalitica	10%	3%	100%	115
	RDBM	2%	2%	25%	160
	catalitica selettiva	1%	2%	100%	200

Figura 58 - Confronto tra diversi sistemi di controllo delle emissioni (tratto da [8])

Da questo confronto si può affermare che i motori a combustione magra presentano già in partenza minori emissioni di NO_x e CO, ma sono svantaggiati per le emissioni di HC; essi allora andranno necessariamente abbinati a sistemi di ossidazione catalitica. Nei normali motori a combustione stechiometrica, invece, il migliore costo/beneficio risulta per il trattamento catalitico a 3 vie e per il Dual Bed; questi sistemi però richiedono la sostituzione del catalizzatore dopo un certo periodo di tempo, pena altrimenti il peggioramento delle emissioni.

Come già analizzato in precedenza, il sistema RDBM comporta un maggiore consumo di combustibile, aumentando il costo di esercizio dell'impianto. Il sistema di riduzione selettiva, come già visto risulta di difficile e costosa gestione, oltre ad essere pericoloso per le emissioni di ammoniaca in atmosfera in caso di errori di taratura dell'impianto.

II. Breve cenno sul mercato dell'energia elettrica

Nel campo cogenerativo esistono, come in ogni altro campo scientifico-ingegneristico, un'infinità di diverse soluzioni impiantistiche; alcune di esse risultano a prima vista incredibilmente convenienti ed allettanti, ma ad uno sguardo più attento ed approfondito rivelano la loro natura "empirica" e la loro bassa efficienza. Negli anni immediatamente successivi all'introduzione del Primo Conto Energia nel 2003¹⁷ applicato dal 2005, che venne successivamente raffinato nel 2007, nel 2010, nel 2011 ed infine nel 2012, vi fu una vera e propria "corsa all'oro" verso gli impianti fotovoltaici da parte di privati cittadini abbagliati dalla prospettiva di intascare denaro facile con un investimento relativamente piccolo. Questa tendenza portò lo stesso Conto Energia verso l'autodistruzione perché in pochissimo tempo vennero a mancare gli ideali fondamentali verso cui la direttiva comunitaria portava: l'incentivazione all'utilizzo delle energie rinnovabili infatti portò infatti indubbiamente vantaggi al sistema energetico nazionale, ma gli investimenti irragionevoli e senza consulenze tecniche adeguate portarono più all'idea dello sfruttamento ad ogni costo, che verso un utilizzo cosciente e responsabile. Interessi di origine mafiosa verso i cospicui incentivi statali¹⁸, utilizzo irragionevole di tecnologie a basso costo per garantirsi rientro di investimenti di denaro sporco ed altre pratiche poco pulite portarono alla conclusione delle nuove proposte di Conto Energia il 6 luglio 2013.

Come si nota nella Figura 59, infatti a fine 2013 solo poche regioni hanno interpretato correttamente la novità del Premio per l'efficienza energetica¹⁹, mentre in altre la maggioranza degli impianti sono stati semplicemente installati senza alcun ulteriore intervento di riqualificazione energetica.

Per non portare alla "demonizzazione" delle rinnovabili, lo Stato Italiano tuttora propone un sistema di detrazione dalle tasse del costo di impianto fino al 50% dello stesso come spesa di ristrutturazione, mantenendo attiva la possibilità di

¹⁷ Introdotto dalla Direttiva 2001/77/CE, recepita con l'approvazione del Decreto legislativo 387 del 2003.

¹⁸ Fino allo storico maxi-sequestro di circa 1,3 miliardi di euro ad un noto imprenditore chiamato "il re dell'eolico" e noto alle forze dell'ordine per le sue relazioni con clan mafiosi come Cosa Nostra nella pratica dei "pizzini per il fotovoltaico". (Aprile 2013, fonte ADNKRONOS)

¹⁹ Consiste in un premio economico che varia dal 5 al 30 % della tariffa base per gli impianti installati su edifici di nuova costruzione e su edifici esistenti che oltre all'installazione del nuovo impianto, operino anche interventi di riqualificazione energetica dell'edificio stesso.

vendere al gestore elettrico locale l'energia elettrica autoprodotta e non consumata ed introducendo la novità dello "scambio sul posto".

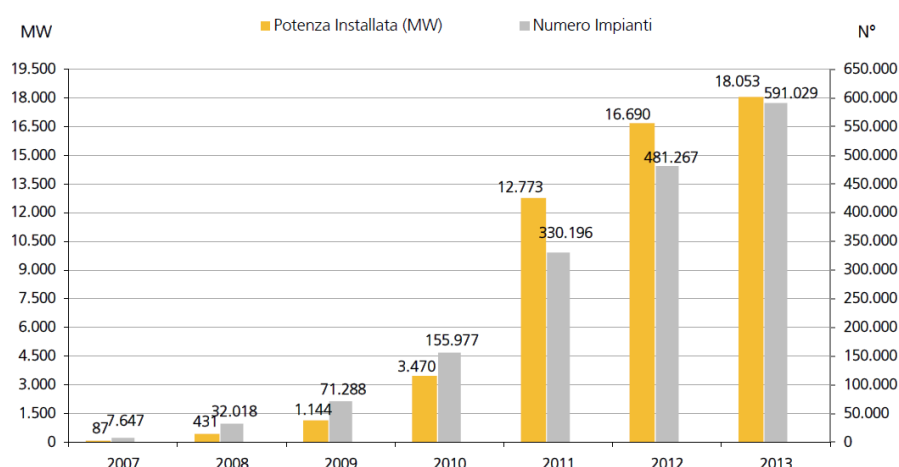


Figura 59 - Andamento potenza e numero di impianti fotovoltaici dal 2007 al 2013 (tratto da [10])

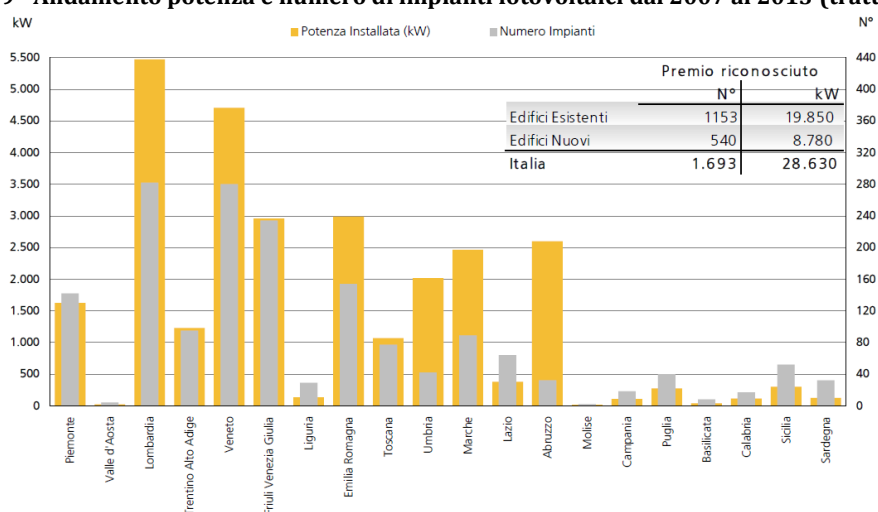


Figura 60 - Premio per l'efficienza energetica a fine 2013 (tratto da [10])

III. Cenni sui collegamenti nella posa in opera e sulla manutenzione

i. Problemi relativi al rumore e alle vibrazioni

Il rumore derivato dagli impianti cogenerativi, soprattutto per quanto riguarda i motori a combustione alternativi e le turbine a gas, è difficilmente contenibile con semplici barriere acustiche. Nella maggior parte dei casi (soprattutto nelle applicazioni in centri storici o zone residenziali protette), risulta necessario spostare gli impianti all'interno della struttura che servono, installandoli in cabine afonizzate. Un ulteriore accorgimento molto usato è l'installazione di silenziatori nel camino dei gas di scarico. In particolari condizioni, si verificano multiple riflessioni di rumore tra le pareti degli edifici circostanti, che rendono più interessanti le soluzioni che adoperano motori Stirling, più silenziosi e più compatti. In ogni caso, le prese d'aria della cabina d'installazione devono essere opportunamente protette contro la fuoriuscita di rumore e tutti i componenti dell'impianto devono essere posti su appositi tappeti in gomma o ammortizzatori meccanici per limitare le vibrazioni.

ii. Collegamenti elettrici per gli impianti trigenerativi

I cogeneratori di potenza limitata dotati di generatore asincrono non autoeccitato, solitamente, sono collegati in parallelo alla rete di bassa tensione secondo le prescrizioni ENEL contenute nel documento DK 5940 come sotto riportato nella figura di sinistra:

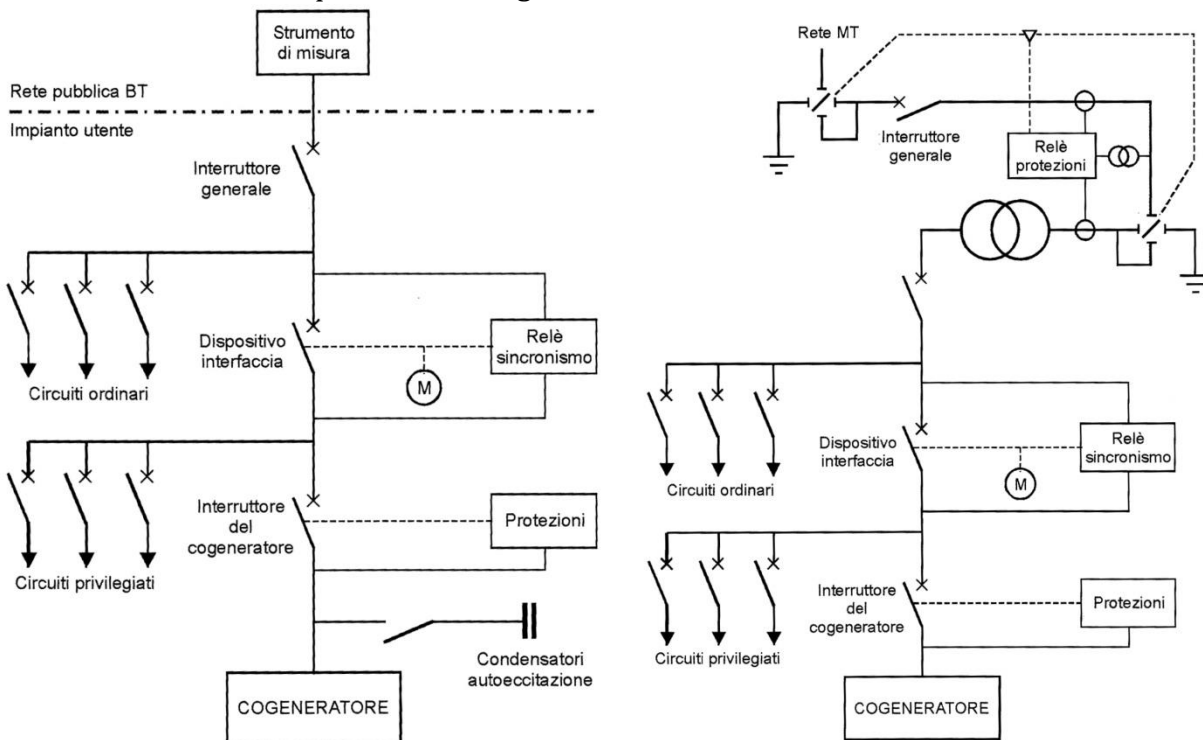


Figura 61 - Schemi di cogeneratori in parallelo con la rete BT (a sinistra) e con la rete MT (a destra) (tratti da [8])

In alternativa è possibile collegare cogeneratori dotati di generatori trifase di qualsiasi tipo (anche asincroni autoeccitati) alla rete di media tensione attraverso un trasformatore, come riportato nella figura di destra.

iii. Collegamenti idraulici per gli impianti trigenerativi

I cogeneratori vanno collegati sempre in parallelo alle caldaie, che vengono utilizzate solo nel caso in cui il cogeneratore stesso non sia in grado di sopperire alla richiesta termica da solo. In tale modo, sia il cogeneratore che le caldaie possono fornire calore al circuito di riscaldamento e al circuito ACS.

I gruppi frigoriferi ad assorbimento vanno connessi in parallelo al circuito dell'acqua calda tramite una valvola di regolazione che consente di modulare la potenza frigorifera estratta dal gruppo stesso, modificando la portata d'acqua calda che passa nel generatore. In caso d'emergenza, il gruppo ad assorbimento può essere alimentato anche dalla caldaia.

I gruppi frigoriferi devono essere collegati in parallelo con i chiller elettrici (che funzionano solo nel caso in cui il gruppo ad assorbimento non riesca a soddisfare la richiesta frigorifera dell'utenza, per non dover utilizzare la caldaia per portare maggiore energia termica all'assorbitore), formando il "circuito dell'acqua refrigerata".

Il circuito di condensazione ad acqua dei gruppi ad assorbimento può prevedere più assorbitori in parallelo (se necessario) che rispondono tutti

ad un'unica torre evaporativa, la quale può servire anche il circuito dei chiller elettrici. In alternativa alla torre evaporativa, può essere presente una sorgente geotermica (terreno, mare, lago, ecc.).

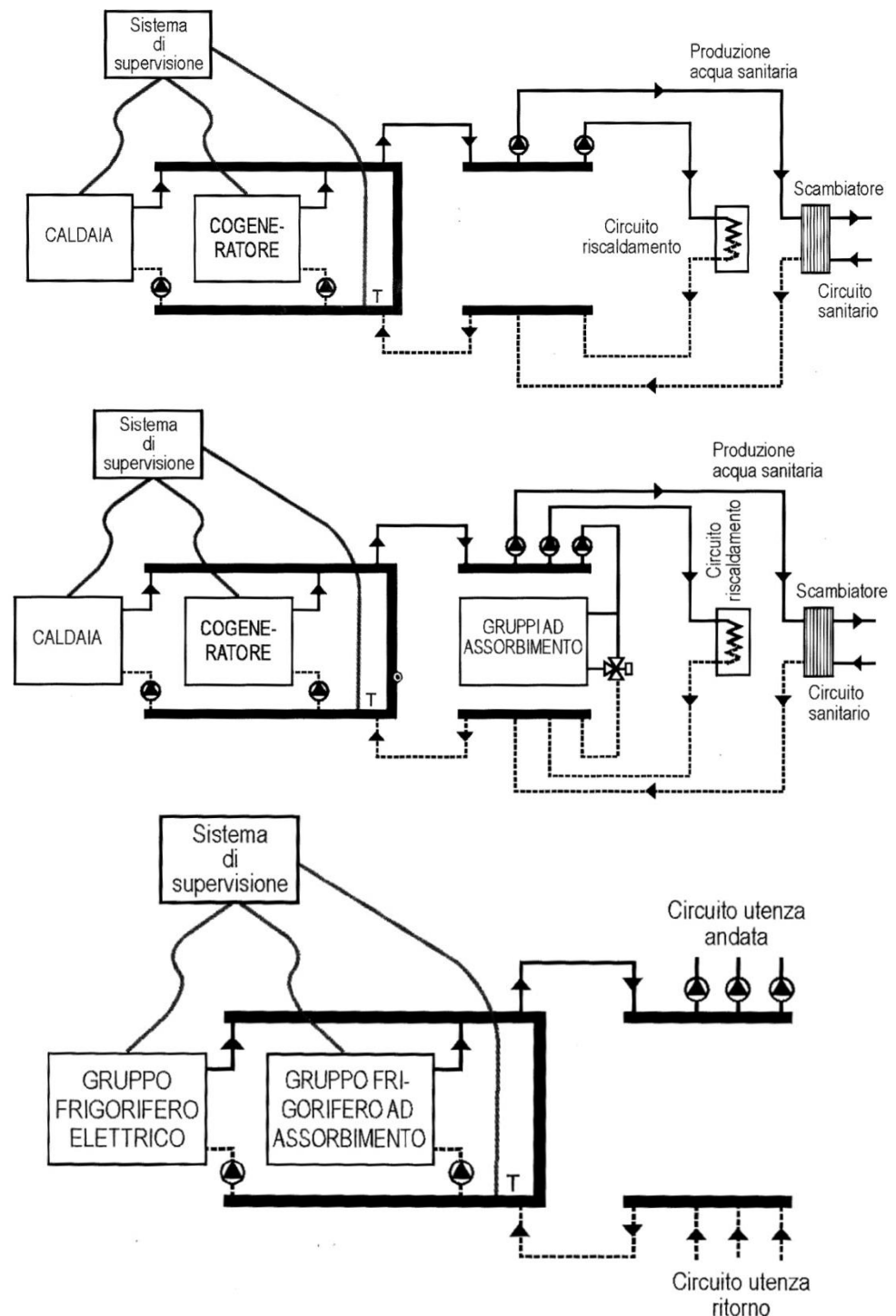


Figura 62 - Collegamenti idraulici per trigeneratori: in alto, collegamento del cogeneratore al circuito ad alta temperatura; in mezzo, collegamento dei gruppi ad assorbimento al circuito ad alta temperatura; in basso, collegamento del gruppo ad assorbimento al circuito dell'acqua refrigerata (tratti da [8])

iv. Breve riassunto sulle operazioni di manutenzione

Il corretto funzionamento degli impianti cogenerativi è necessario per rispettare per tutta la vita dell'impianto i limiti di legge sulle emissioni inquinanti e rumorose, oltre che per garantire la durata nel tempo dell'impianto stesso nella sua integrità. La prerogativa per tale condizione è una buona manutenzione, sia del cogeneratore, che dell'alternatore e del quadro elettrico.

Alcune delle operazioni di manutenzione consigliate, relative ai motori endotermici, sono:

Intervallo consigliato	Intervento
<i>Ogni 150 ore di funzionamento</i>	- controllo dei livelli (olio del motore, acqua di raffreddamento, olio del riduttore ed elettrolita della batteria)
<i>Ogni 1000 ore di funzionamento</i>	- sostituzione olio motore e riduttore; - sostituzione filtro olio; - pulizia filtro aria; - verifica stato candele;
<i>Ogni 2000 ore di funzionamento</i>	- controlli aggiuntivi (carica della batteria, serraggio testata, asta snodata, ecc.); - pulizia vano motore; - controllo connessioni e tubi flessibili; - controllo drenaggio condensa fumi di scarico;
<i>Ogni 3000 ore di funzionamento</i>	- sostituzione candele e cavi candele; - sostituzione coperchio e rotore distributore; - sostituzione spazzole motorino di avviamento;
<i>Ogni 5000 ore di funzionamento</i>	- controllo elastomero del giunto elastico; - controllo pulizia scambiatori; - controllo pompe di circolazione interna;
<i>Ogni 10000 ore di funzionamento</i>	- controllo funzionamento riduttore; - controllo testata del motore; - controllo generale sistema di scarico;

La manutenzione dell'alternatore prevede:

Intervallo consigliato	Intervento
<i>Ogni 3000 ore di funzionamento</i>	- controllo spazzole;
<i>Ogni 5000 ore di funzionamento</i>	- controllo statore e rotore; - serraggio cavi; - controllo cuscinetti; - controllo eccitatrice; - controllo regolatore di tensione automatico; - misura e trascrizione dei valori di resistenza e isolamento; - controllo sensori di temperatura dello statore principale;

Le operazioni di manutenzione sul quadro elettrico invece prevedono:

Intervallo consigliato	Intervento
Ogni 2000 ore di funzionamento	- ispezione generale;
Ogni 3000 ore di funzionamento	- controllo cavi soggetti a movimento o vibrazioni; - prova funzionamento allarmi e blocchi; - controllo scatole di derivazione, quadri di controllo, quadri di potenza, sistemi di supervisione ecc;
Ogni 5000 ore di funzionamento	- controllo serraggio connessioni; - prova degli interruttori/contatti di commutazione e dei relativi interblocchi meccanici ed elettrici; - prova taratura relè di protezione;
Ogni 10000 ore di funzionamento	- prova isolamento cavi;

IV. Conclusioni riportate nella più recente bibliografia scientifica: soluzioni tecniche, analisi ed accorgimenti nella progettazione di impianti trigenerativi

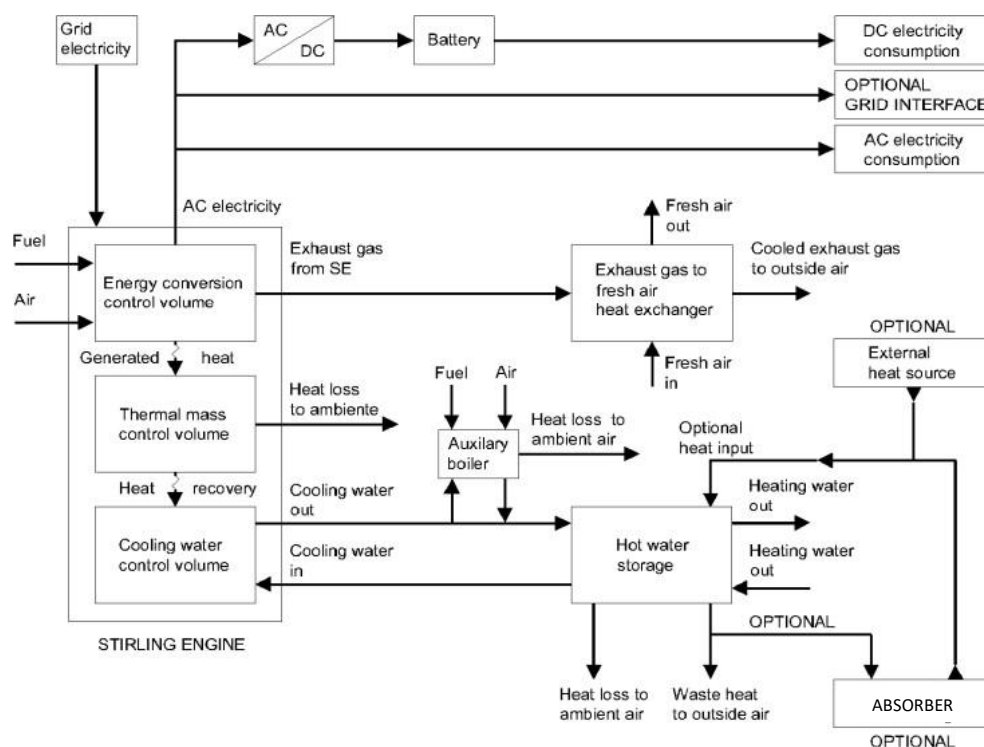


Figura 63 - Schema semplificato di impianto trigeneratore con storage termico ed elettrico in DC (tratto e modificato da [14])

Dall'analisi di H. I. Onovwiona et al. [15] si può intuire il funzionamento del backup burner e del sistema di sicurezza dalle sovratemperature: il primo sistema si attiva quando l'acqua immagazzinata nel modulo di storage scende ad una temperatura inferiore ai 50°C e si disattiva quando la stessa supera i 60°C. Il secondo sistema funziona invece quando l'acqua contenuta nel modulo di storage supera la temperatura di 75°C, disattivandosi poi

quando la stessa scende sotto ai 70°C. Come si evidenzia nella pubblicazione di K. Alanne et al. [14], risulta necessario comunque dissipare parte del calore prodotto dal cogeneratore durante il funzionamento a regime nel corso dell'anno: nella stessa pubblicazione viene presentato un interessante grafico che permette di analizzare come le dimensioni dello storage termico influiscano sulla quantità di calore dissipato nel corso della vita dell'impianto.

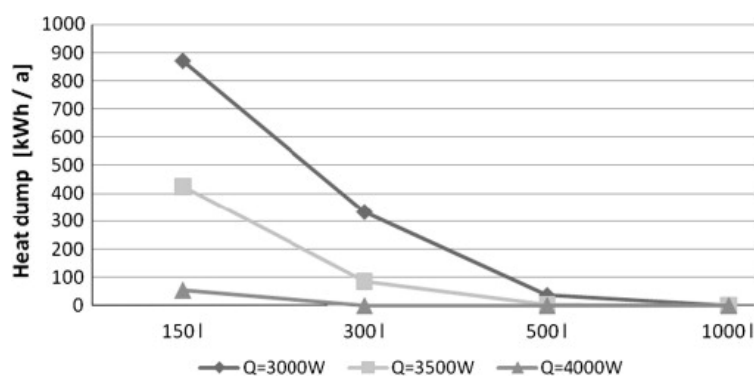


Figura 64 - Variazione della quantità di calore dissipato in un anno in funzione della diversa soglia di accumulo e della capacità del serbatoio (tratto da [14])

Usualmente, il backup burner risulta completamente disattivato da maggio a settembre in quanto, in questo periodo, la quota di calore necessaria per la richiesta di acqua calda è molto bassa ed è molto inferiore rispetto alla quota inviata al gruppo di assorbimento. [15] Nella stagione invernale, questo dispositivo può essere utilizzato per accumulare acqua calda per utilizzarla per ACS o riscaldamento degli ambienti. Nella stagione estiva, invece questa quota immagazzinata può essere utilizzata per attivare eventuali gruppi ad assorbimento. [2]

Nelle conclusioni riportate nell'analisi [13] si trova la conferma di quanto si nota dal grafico di Fig. 63, in quanto dalle analisi svolte da A. Rosato et al. si è scoperto che risulta preferibile avere uno storage termico di piccolo volume (minor inerzia termica, peso, ingombro e costo) ma capace di accumulare fluido ad alte temperature. Inoltre nella stessa pubblicazione si evidenzia che (nel caso dell'installazione di una unità WhisperGen e di una unità SenerTec) le emissioni di CO₂ risultano ridotte circa del 18,9%, mentre l'energia primaria consumata risulta ridotta del 13,4%.

Tali valori risultano compatibili con quelli trovati nell'analisi [2] e riportati nella conclusione della stessa: questa compatibilità deriva dalla elevata conoscenza tecnica ormai raggiunta nell'ambito dei MCI cogenerativi che, quasi indipendentemente dalla casa produttrice e dalla taglia, hanno fattori di utilizzo del combustibile pressoché uguali, oltre ad avere sistemi di riduzione delle emissioni praticamente "unificati". Nella stessa pubblicazione si evidenzia anche che i momenti in cui si raggiungono le "worst performance" sono proprio il *warm-up* ed il *cool-down* dell'impianto: tali transitori vanno ridotti il più possibile ed allo stesso tempo va ridotta il più possibile la quota di calore prodotto che non viene utilizzata per riscaldamento d'ambienti, per ACS o per attivare gruppi ad assorbimento.

Una ulteriore analisi del vantaggio della soluzione trigenerativa rispetto alla semplice generazione elettrica, in termini di emissioni inquinanti, si trova nella pubblicazione di R. Goyal et al. [3]: in essa viene presentato un test-setup di un impianto micro-cogenerativo dotato di MCI e 4 assorbitori Electrolux da 95W in output.

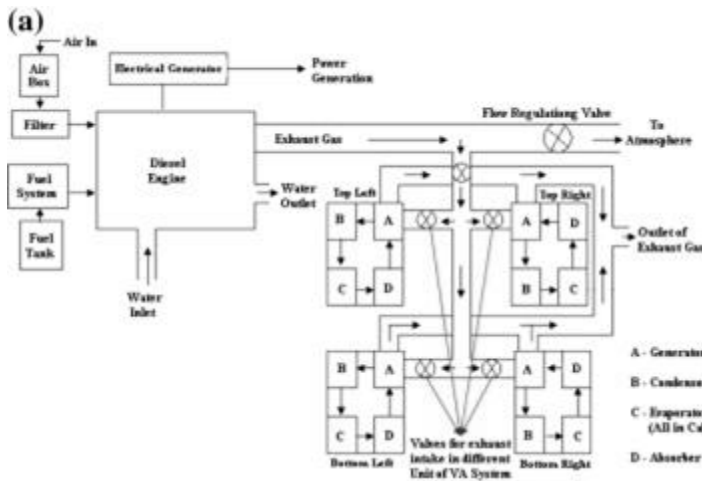
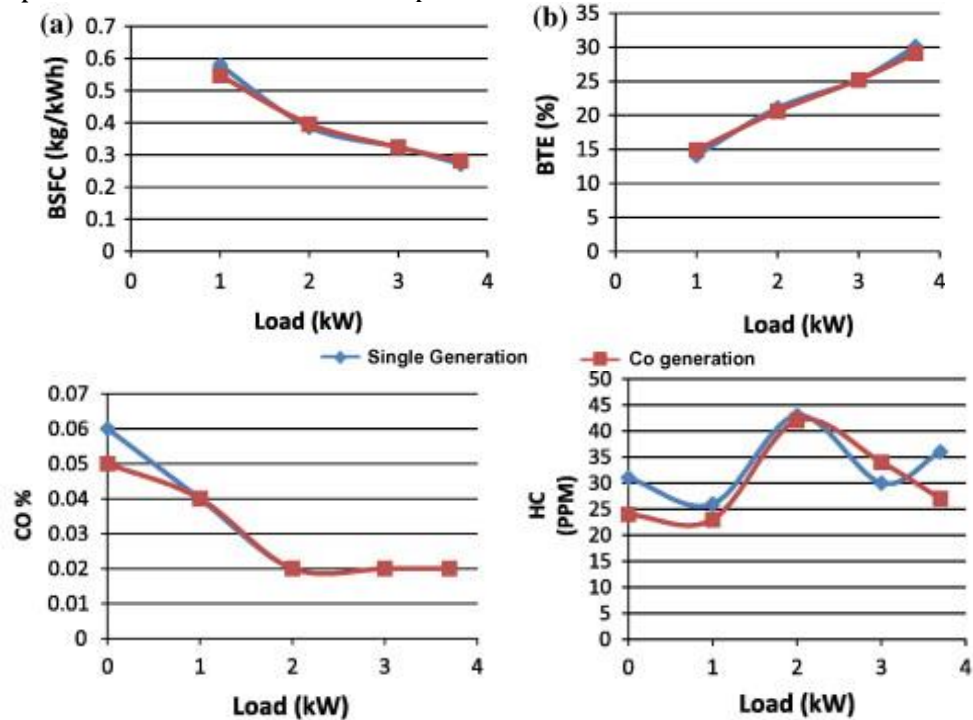


Figura 65 - Setup sperimentale (tratto da [3])

Le concentrazioni di emissioni inquinanti, il consumo specifico di carburante (BSFC) ed il rendimento di combustione (BFC) di tale configurazione sono stati rilevati da sistemi elettronici e ne risultano i grafici sottostanti; dai primi due si evidenzia come il BSFC ed il BFC siano pressoché uguali tra la soluzione di trigenerazione e generativa semplice; entrambe questi parametri quindi non sono stati influenzati dall'inserimento dei gruppi assorbitori.

I successivi grafici, indicano come anche le emissioni inquinanti siano pressoché uguali tra la soluzione di generazione elettrica e la soluzione trigenerativa. L'emissione di CO₂ nella soluzione trigenerativa risulta ridotta del 19,49% rispetto alla soluzione di funzionamento semplice, ad un regime pari al 100%; questo risultato è ottimo e, se unito al minor consumo di combustibile del 2,95% ottenibile al massimo carico, può essere un'ottima dimostrazione di come l'inserimento di gruppi ad assorbimento sia costoso, ma praticamente influente sui parametri di ciclo.



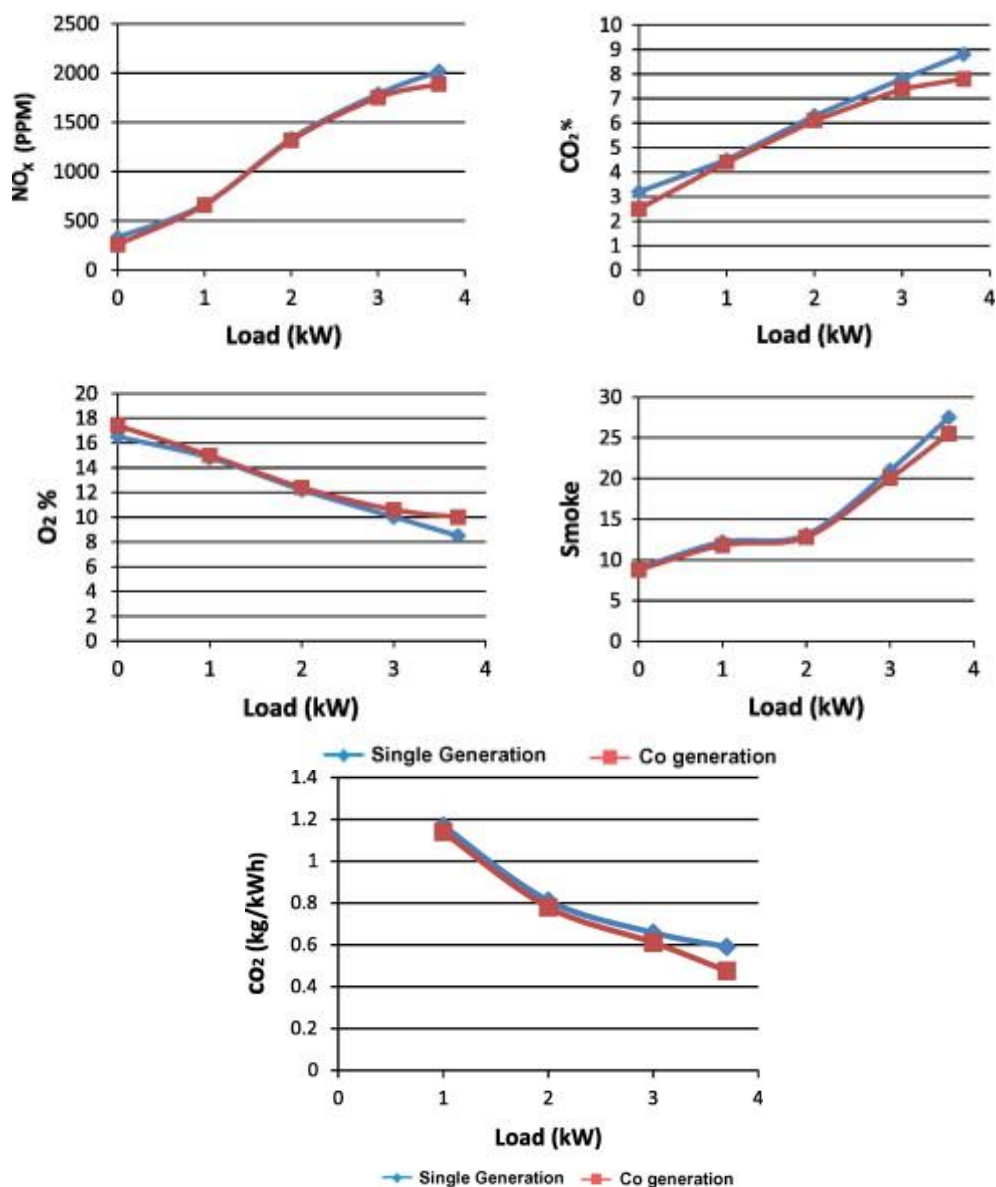


Figura 66 - Variazione dei parametri di ciclo e delle concentrazioni di inquinanti al variare del carico, confronto tra soluzione cogenerativa e soluzione tradizionale (tratto da [3])

Un efficiente e semplice metodo per il calcolo del corretto volume di storage si trova nell'analisi di A. S. Ibáñez et al. [5], in cui è preso come riferimento uno schema di richiesta di ACS e, tramite semplici formule, viene trovato il volume necessario per lo storage termico. La formula di primo grado presentata in questa pubblicazione deriva dall'interpolazione lineare di risultati sperimentali ottenuti da un sistema cogenerativo "Dachs" da 5,5 kWel e 10,8 kWth (con MCI), ed ha un'accuratezza del 99,9% per il calcolo del volume minimo del serbatoio di storage in funzione del numero di appartamenti serviti, del numero di occupanti per ogni appartamento e della richiesta individuale per ogni occupante.

I seguenti grafici a barre, tratti da [4], mettono in evidenza come diversi tipi di macchine cogenerative consentano la riduzione di energia primaria consumata e di emissioni di CO₂, nell'applicazione in diversi ambiti.

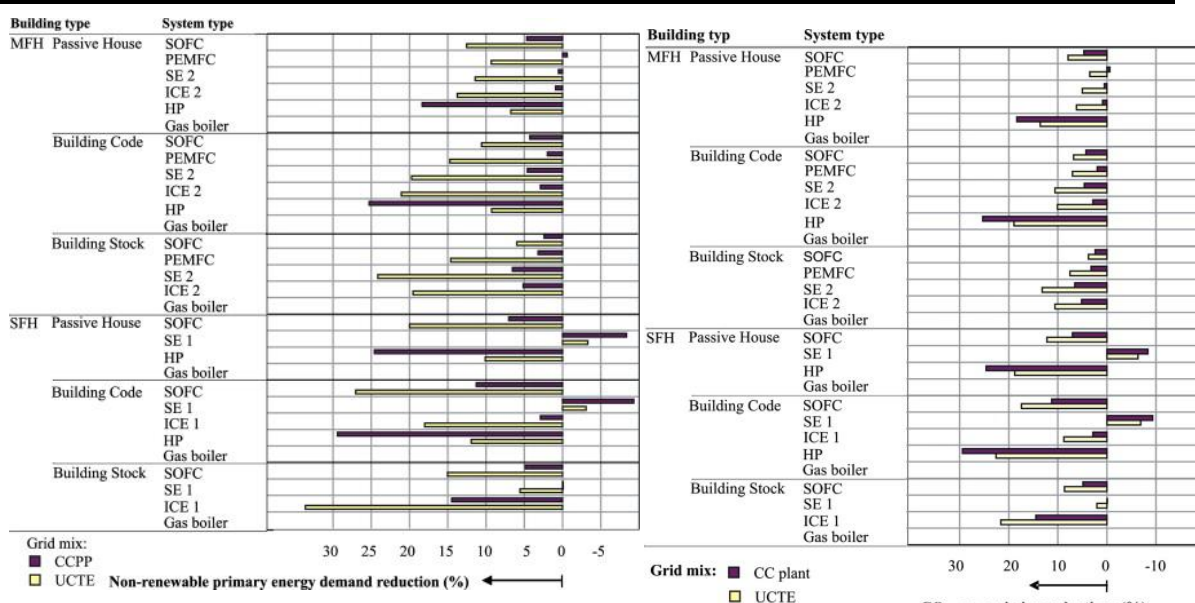


Figura 67 - Riduzioni di energia primaria consumata (a sinistra) e di CO₂ emessa (a destra) per diverse applicazioni (tratto da [4])
 (MFH = multi-family house, SFH = single-family house, Passive House = low energy building, Building Code = present Swiss building code, Building Stock = existing building)

Rispetto al corrente mix energetico UE (“UCTE”), la maggior parte dei sistemi di micro-cogenerazione offre una riduzione di energia primaria consumata (“NRPE”), eccetto il motore Stirling cogenerativo (“SE”) nelle applicazioni SFH Passive House e Building Code (a causa del basso rendimento elettrico).²⁰ Rispetto invece alle emissioni, si ha un massimo di riduzione per il motore a combustione interna (“ICE”) nelle applicazioni SFH Building Stock (14%) e per le celle SOFC nelle applicazioni SFH Building Code (11%). Per quanto riguarda il mix energetico relativo a sole centrali con cicli combinati, la massima riduzione di energia primaria consumata si ha con il sistema a pompa di calore, oppure con il motore a combustione interna nell’applicazione SFH Building Stock e con le celle SOFC nell’applicazione SFH Building Code. Ugualmente al mix precedente, il motore Stirling richiede un aumento di energia primaria consumata nelle stesse applicazioni.

Infine, si possono trovare interessanti considerazioni relative alle emissioni inquinanti nella pubblicazione di G. Angrisani et al. [16], nella quale si confrontano un sistema cogenerativo AISIN SEIKI con 6 kW_{el} e 11,7 kW_{therm} in output, con un *reference system* composto da un boiler a gas naturale e un *power plant mix*, con le stesse potenze in output. L’analisi delle emissioni, come evidenziano i due grafici successivi, ha portato gli autori a sostenere che:

- l’inseguimento del carico termico, in confronto all’inseguimento elettrico, comporta maggiori emissioni di NO_x (1,3 ÷ 1,4 volte) ma minori emissioni di CO (0,5 ÷ 0,7 volte);
- in generale, il sistema proposto, consente di ridurre le emissioni di NO_x di 0,44 ÷ 0,59 volte, rispetto al sistema tradizionale; per quanto riguarda invece le emissioni di CO, le emissioni sono di 7,37 ÷ 17,47

²⁰ La riduzione di energia primaria consumata comprende anche il surplus elettrico immesso in rete, inteso come risparmio di produzione.

volte superiori rispetto al sistema tradizionale (l'autore fa però notare che nell'impianto sperimentale non è stato installato il catalizzatore, quindi in ogni caso le emissioni di CO sarebbero tanto minori quanto maggiore è la qualità costruttiva del catalizzatore);

- le condizioni climatiche influenzano in modo abbastanza rilevante le emissioni inquinanti, come si può notare dai grafici sottostanti.

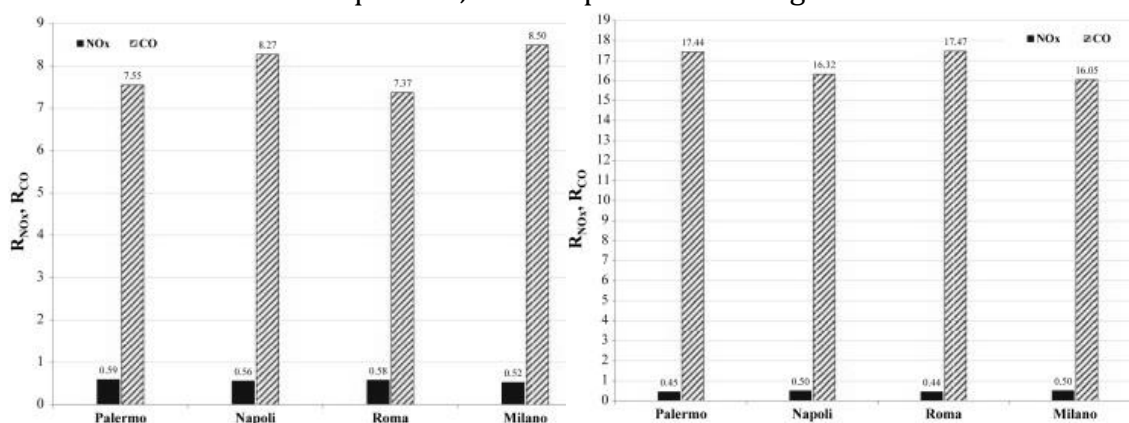


Figura 68 - Massa di CO e di NOx emessa nel funzionamento del cogeneratore proposto in [16] in diverse città, rispetto al Conventional System (tratto da [16])

		BOILER	ELECTRIC GRID
ELECTRIC LOAD FOLLOWING	NO_x	1,1 ÷ 2,1	6,6 ÷ 7,3
	CO	107,9 ÷ 197,9	326,5 ÷ 356,1
THERMAL LOAD FOLLOWING	NO_x	3,9 ÷ 5,6	0,8 ÷ 2,2
	CO	168,9 ÷ 261,0	19,1 ÷ 44,6

Figura 69 - Tabella di confronto tra le emissioni del microcogeneratore e dei sistemi tradizionali (rapporto tra massa di inquinante emessa dal cogeneratore e massa di inquinante emessa dai sistemi tradizionali) (tratto da [16])

Y. Wang et al. [21] nella loro analisi propongono un sistema trigenerativo dotato di Direct Flame Fuel Cell ("DFFC") e di un gruppo ad assorbimento ad acqua e bromuro di litio. Nello studio si evidenzia come l'efficienza elettrica sia limitata al 20% circa, considerando però che nell'*experimental setup* la cella SOFC microtubulare che fa parte del sistema DFFC ha un'efficienza pari al 30% circa; questo valore può essere alzato ulteriormente migliorando la qualità dei materiali costitutivi della cella stessa.

Infine, nella pubblicazione di J. Liu et al. [22], viene proposto un sistema di storage energetico sotto forma di aria compressa. Il serbatoio può essere "naturale" (nel caso di vicinanza a grotte naturali o vecchie miniere in disuso) oppure "artificiale" (necessarie volumi molto grandi e componenti molto costosi): la riconversione dell'energia dalla forma di aria compressa alla forma elettrica è eseguita tramite motori pneumatici, mentre la compressione dell'aria viene eseguita nei periodi di minimo carico o di minor costo dell'energia acquistata dalla rete. Questa tipologia di storage, al momento resta poco utilizzata a causa degli eccessivi volumi occupati per unità di energia e per il costo di alcuni componenti come il motore pneumatico ed il compressore.

CONCLUSIONE: Fattibilità e aspetti problematici da risolvere

L'obiettivo principale di questa tesi è valutare l'applicabilità dei sistemi trigenerativi all'ambito residenziale: in particolare, è ovviamente necessario che tale sistema funzioni al massimo delle sue capacità e, nello specifico, è necessario garantire il corretto esercizio di ogni sua componente principale e ausiliaria.

Dalle soluzioni presentate nei capitoli precedenti, si può evincere facilmente come la soluzione cogenerativa, e ancor più l'alternativa trigenerativa, sia attualmente conveniente per soluzioni dalle caratteristiche molto particolari che devono sottostare a semplici regole base:

- il carico termico/frigorifero può essere variabile durante il giorno, ma la regolazione del cogeneratore va effettuata sul carico termico "base", cercando di stabilire un funzionamento pressoché costante per ridurre la necessità di manutenzione;
- per non rendere necessario il fermo dell'impianto nella stagione estiva, è necessario l'accoppiamento del cogeneratore ad uno o più gruppi ad assorbimento;
- la produzione termica va dissipata il meno possibile, per non peggiorare il rendimento;
- la rete elettrica nazionale deve essere considerata come "serbatoio d'energia elettrica", in modo da consentire all'utente di riversare in rete il surplus di energia elettrica in modo temporaneo. Tale surplus viene in parte riacquistato quando il cogeneratore non produce abbastanza per soddisfare la richiesta elettrica dell'utenza, ed in parte monetizzato dal GSE; tale meccanismo risulta conveniente solo se il prezzo del kW venduto è sufficientemente alto.

Date tutte queste considerazioni, si può facilmente capire perché attualmente tale tipologia d'impianto venga utilizzata principalmente in applicazioni di tipo multifamiliare o commerciale.

Alcuni esempi di questo tipo di applicazioni possono essere condomini, piscine, centri benessere, lavanderie industriali, mense, industrie alimentari, attività agricole, palestre, alberghi, ricoveri e case di cura: in tali ambiti si ha un fattore di carico molto alto, che consente di accorciare il tempo di recupero anche a fronte di investimenti molto elevati. Tramite queste tipologie d'impianto è possibile inoltre eliminare vecchie caldaie a basso rendimento, molto inquinanti se utilizzate per usi intensivi.

A prima vista può sembrare ovvia anche la convenienza d'utilizzo anche in edifici formati principalmente da uffici: in questi ambienti però risulta pari a zero la richiesta di ACS, mentre la richiesta termica/frigorifera ad uso riscaldamento/raffreddamento è elevata solo durante la stagione invernale/estiva. Per tale motivo, come dimostrato in [8] nel capitolo 8, nei locali adibiti ad uso uffici, così come nei teatri e nei cinema, non risulta conveniente l'installazione di impianti cogenerativi/trigenerativi.

Per l'industria, in particolare, l'adozione di sistemi CHP è uno dei pochi interventi di efficientamento energetico che comporta anche la possibilità di acquistare metano defiscalizzato, con un ovvio risparmio sui costi d'esercizio.

	CHP	BRUCIATORI EFFICIENTI	ORC	ISOLAMENTO TERMICO	SCAMBIATORI DI CALORE
Titoli di Efficienza Energetica (TEE)	✓	✓	✓	✓	✓
Defiscalizzazione del combustibile	✓				

Figura 70 - Confronto tra vari sistemi di efficientamento energetico (tratto da [24])

Tra le diverse tecnologie individuate da quest'analisi, ve ne sono alcune escluse a priori o ritenute poco interessanti per applicazioni di tale tipo. Lo stesso trend risulta evidente da una tabella presente nella pubblicazione [24] qui riportata:

	Impianti a vapore	Turbine a gas	Cicli combinati	MCI	Motori Stirling
P > 1MWe	✓	✓	✓	✓	
P < 1MWe				✓	✓

Figura 71 - Applicabilità di alcuni dei sistemi CHP a seconda dell'ordine di grandezza della potenza elettrica estratta dal sistema stesso (tratto da [24])

Oltre ad evidenti problemi di costo d'impianto e di superficie occupata, gli impianti a vapore, le turbine a gas ed i cicli combinati sono difficilmente utilizzabili in ambito residenziale anche perché sul mercato non esistono modelli della taglia corretta e con rendimenti accettabili.

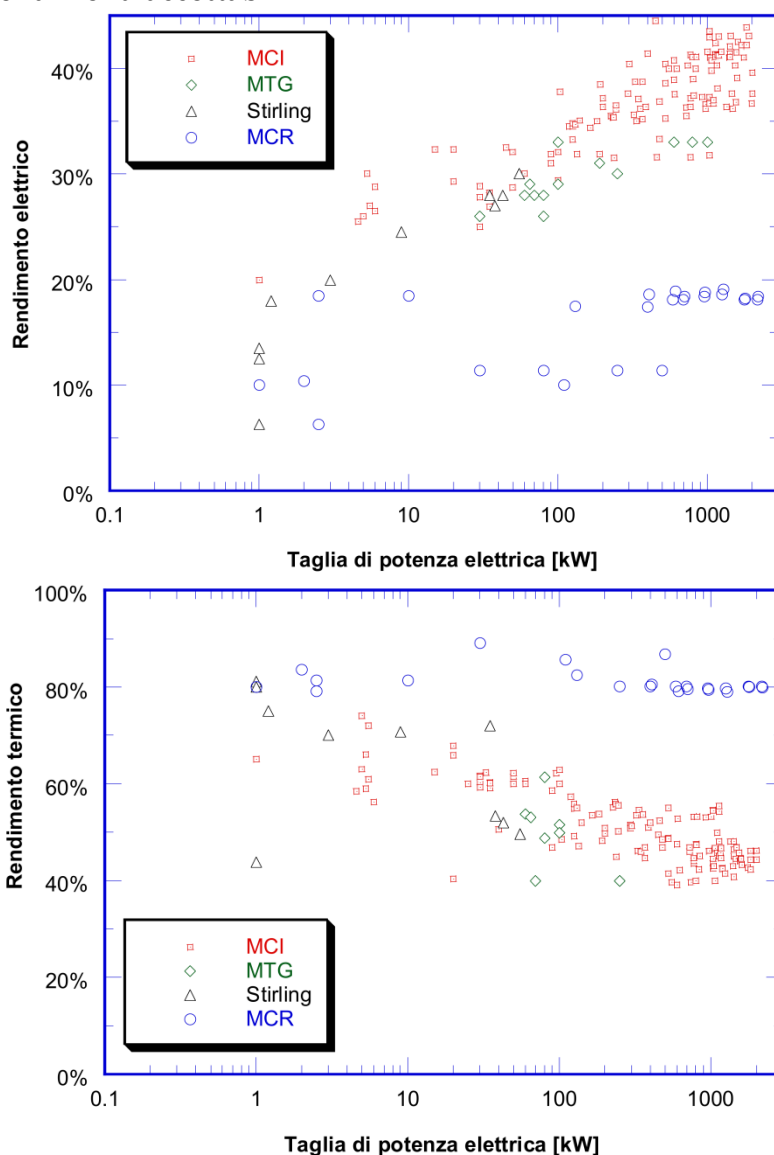


Figura 72 - Modelli presenti sul mercato di cogeneratori di tipo MCI (motori a combustione interna), MTG (microturbine a gas), Stirling e MCR (micro cicli Rankine), disposti sui piani taglia elettrica/rendimento elettrico (sopra) e taglia elettrica/rendimento termico (sotto) (tratti da [12])

Si evidenzia, nei due grafici di figura 72 e come visto in precedenza, che i sistemi di cogenerazione sono quelli che garantiscono un buon rendimento elettrico anche per piccole taglie ed un buon rendimento termico se comparato con sistemi dotati di microturbina a gas, molto più costosi e di difficile manutenzione.

Riassumendo in una tabella tutti i valori ricavati dalle diverse schede tecniche e dalla più recente bibliografia, si può concludere con il prospetto che segue (con valori tratti da una scheda informativa sulla cogenerazione di CNA Energia):

Tecnologia	Potenza elettrica (kW_{el})	Rend. totale (%)	Rend. elettrico (%)	Rend. termico (%)	μ_{QP}	T sorgenti recupero
Motori endotermici (*)	3 ÷ 20000 (diesel) 5 ÷ 5000 (gas)	70 ÷ 85	25 ÷ 50	30 ÷ 45	0,6 ÷ 1,8	Due livelli: uno a 400-700°C, l'altro a 90-120°C
Microturbine a gas	30 ÷ 400	70 ÷ 80	23 ÷ 33	60 ÷ 75	1,8 ÷ 3,3	450-660°C
Celle a combustibile	10 ÷ 1000	70 ÷ 90	30 ÷ 60	35 ÷ 45	0,6 ÷ 1,5	Dai 70-100°C delle celle ad elettrolita polimerico, agli 800-1000°C delle celle ad ossidi solidi
Turbine a vapore	500 ÷ 100000	60 ÷ 85	20 ÷ 38	35 ÷ 50	0,9 ÷ 1,5	Spillamento di vapore a diversi livelli termici, da 540°C in giù

(*) I valori del rendimento sono riferiti al recupero di tutto il calore disponibile; nel caso in cui si sfruttino solo i gas di scarico il rendimento complessivo cala del 15-30%. Va valutata caso per caso la possibilità di recuperare tutto il calore disponibile e di raggiungere quindi la piena efficienza della cogenerazione.

Dalla medesima fonte si può notare come i motori endotermici siano indubbiamente i più economici nel campo cogenerativo, pur richiedendo una manutenzione più frequente rispetto ad altri sistemi ma meno complicata. I costi d'impianto e di manutenzione stimati sono riportati nella seguente tabella:

Tecnologia	Costo di impianto €/kW	Costi di manutenzione €/kWh
Motori endotermici	200-350 diesel 250-750 gas	0,005-0,01 diesel 0,007-0,02 gas
Microturbine a gas	800-1100	0,005-0,01
Celle a combustibile	3500-5000	0,005-0,02
Turbine a vapore	500-1300	0,006-0,008

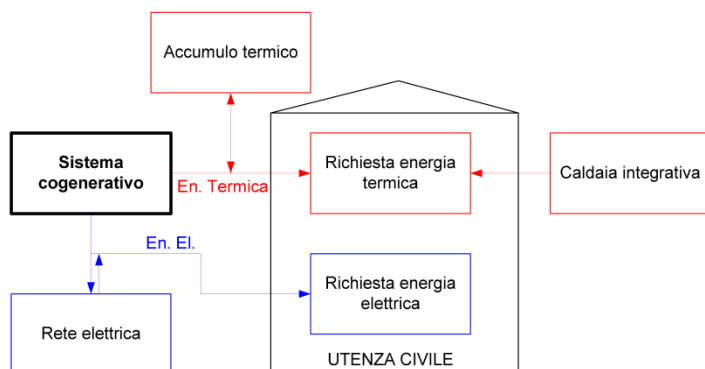
Figura 73 - Costi d'impianto e di manutenzione stimati per ogni tipologia d'impianto (tratto da una scheda informativa di CNA Energia)

Il problema del carico estivo, come visto nel capitolo dedicato alla trigenerazione, viene risolto abbinando al cogeneratore uno o più gruppi ad assorbimento. Quest'ultimi però aumentano l'investimento iniziale e quindi è necessario aumentare il numero di ore di lavoro dell'impianto nel suo complesso. Tale soluzione consiste nell'adottare un funzionamento in pompa di calore del gruppo ad assorbimento nella stagione invernale.

Attualmente, oltre al problema dell'alto costo dei componenti che incide sul tempo di rientro dell'investimento, si pone anche il problema del fattore di carico stesso, troppo basso nelle applicazioni monofamiliari per rendere interessante e conveniente tale soluzione. L'unica soluzione possibile per risolvere tale problema consiste nell'abbinamento dell'impianto di uno storage termico, che consenta di livellare il carico termico per portarlo ad un valore tale da raggiungere un numero di ore di lavoro di almeno 4000 ore/anno. Questo accumulo termico, come visto nella bibliografia più recente, risulta più efficiente se consiste in un serbatoio di piccolo volume (minor inerzia termica) ed in uno scambio ad alta temperatura.

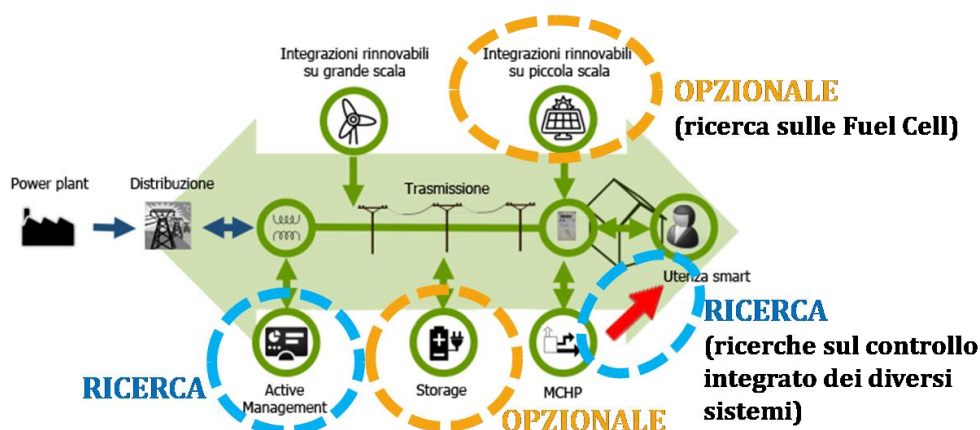
Riassumendo ancora brevemente le soluzioni cogenerative presentate nel capitolo 2 di tale tesi, si può arrivare a dire che:

- i motori a combustione interna hanno costi molto competitivi, sia per l'installazione che per l'esercizio; il punto critico è la necessità di manutenzione, molto frequente ma semplice. Utilizzando componenti più costosi ma di maggiore qualità, si riduce la necessità di manutenzioni frequenti;
- le microturbine a gas, più recenti ed ancora non molto diffuse, presentano costi maggiori e manutenzione più rara ma anche più costosa. Necessitano inoltre di inverter elettronici per garantire un buon rendimento anche a carico non nominale;
- i motori Stirling sono i più costosi perché risultano complessi sia in fase di progetto che nella fase di esercizio. In esercizio è necessario ridurre al minimo le fuoriuscite di fluido operativo. Inoltre anche la manutenzione è frequente e complicata, rendendo poco competitivo questo sistema in ambito residenziale;
- le celle a combustibile, ancor più dei motori Stirling, sono una tecnologia ancora di fase di ricerca e con pochi esempi applicativi sul mercato. Il principale problema da risolvere, oltre al costo, alla durata di vita limitata dell'impianto e alle difficoltà tecnologiche già viste, è la fornitura di idrogeno alla cella.



Inoltre, per un buon esercizio dell'impianto nel suo complesso, esso deve prevedere una regolazione sul carico base termico, con conseguente assenza di dissipazione di emergenza e con un intervento automatico della caldaia di backup nei momenti di picco.

Figura 74 - Schema semplificato di un impianto cogenerativo (tratto da [12])



Come si può notare dall'immagine sovrastante (la stessa immagine si trova all'inizio di questa tesi, priva però di tutte le notazioni a margine che sono frutto di questa analisi), lo storage elettrico al momento non risulta conveniente per l'alto investimento e per il basso rendimento di conversione, mentre l'integrazione con altre rinnovabili (per esempio il solare termico o la geotermia) deve diventare oggetto di ricerca approfondita nel futuro. Questa ulteriore possibilità di sviluppo, unita alla ricerca sulla gestione "intelligente" dei diversi nodi di scambio e di controllo, potrebbe segnare una nuova alba per i sistemi trigenerativi in ambito residenziale.

V. Commenti personali sullo svolgimento del lavoro di tesi

Tale tesi prevedeva un confronto concreto tra diversi prodotti sul mercato, per stabilire una linea guida teorica di prezzo relativa ad ogni tipologia d'impianto. Proprio questa fase è risultata molto complicata: infatti molte aziende italiane e straniere non pubblicano sul loro sito web le brochure tecniche ed i listini prezzo dei loro prodotti. In questo modo, un semplice cittadino interessato a queste tecnologie è costretto a dover contattare un'infinità di uffici commerciali, solo per sapere (anche solo in maniera grossolana) la fascia di prezzo su cui si attestano i prodotti delle stesse aziende. Per questo motivo, oltre che per l'alto costo d'investimento e per le problematiche già trattate in precedenza, tali tecnologie non hanno ancora fatto il "boom" che ci si aspettava dalla loro introduzione sul mercato.

Per concludere, è indubbiamente necessario un maggiore sforzo da parte delle società che erogano servizi energetici, dei produttori di tali macchine e della pubblica amministrazione, riguardo allo "snellimento" delle pratiche necessarie alle nuove installazioni ed alla corretta diffusione informativa per gli utenti finali. In tale modo, si potrebbe riuscire a migliorare la diffusione di tali tipologie d'impianto e diminuendo quindi il costo d'impianto, attualmente alto a causa delle poche applicazioni.

Esistono indubbiamente molte altre strade per raggiungere l'efficienza energetica che da molti anni a questa parte si insegue, ma i vantaggi presentati dai sistemi micro-CHP rendono gli stessi una delle chiavi per la generazione distribuita del futuro, a patto di riuscire a risolvere gli ultimi problemi che al momento rendono tale tecnologia "fumosa" agli occhi dei meno esperti.

Bibliografia

1. **Laughlin, Robert.** *A Different Universe: Reinventing Physics from the Bottom Down (Un Universo diverso. Reinventare la fisica da cima a fondo)*. Torino : Codice Edizioni (ed. italiana), 2005. p. 133.
2. *Experimental analysis of a micro-trigeneration system composed of a micro-cogenerator coupled with an electric chiller.* **A. Rosato, S. Sibilio, G. Ciampi, M. Scorpio.** 2014, Applied Thermal Engineering 73.
3. *An experimental investigation of CI engine operated micro-cogeneration system for power and space cooling.* **R. Goyal, D. Sharma, S.L. Soni, P. Gupta, D. Johar.** 2014, Energy Conversion and Management 89.
4. *Energy and CO2 emissions performance assessment of residential micro-cogeneration systems with dynamic whole-building simulation program.* **V. Dorer, A. Weber.** 2009, Energy Conversion and Management 50.
5. *Sizing of thermal energy storage devices for micro-cogeneration systems for the supply of domestic hot water.* **A. S. Ibáñez, J. I. Linares, M. M. Cledera, B. Y. Moratilla.** 2014, Sustainable Energy Technologies and Assessments 5.
6. *National Energy Plan.* **Carter, Jimmy.** 20/04/1977.
7. *Experimental results of a micro-trigeneration installation.* **G. Angrisani, A. Rosato, C. Roselli, M. Sasso, S. Sibilio.** 2012, Applied Thermal Engineering 38.
8. **Vio, Michele.** *Impianti di Cogenerazione.* Milano : Editoriale Delfino, 2009.
9. **IEA/ECBCS, Annex 42.** *An experimental and simulation-based investigation of the performance of small-scale fuel cell and combustion-based cogeneration devices serving residential buildings.* Ottawa, Ontario : Natural Resources Canada CANMET Energy Technology Centre, 2008.
10. **Gestore Servizi Energetici, GSE.** *Rapporto Statistico 2013 Solare Fotovoltaico.*
11. **M. Pehnt, M. Cames, C. Fischer, B. Praetorius, L. Schneider, K. Schumacher, J.P. Vob.** *Micro Cogeneration: towards decentralized energy system.* Berlino : Springer, 2006.
12. **Michele Bianchi, Pier Ruggero Spina.** *Report RdS/2010/220.* Report Ricerca di Sistema Elettrico. 2010.
13. *Energy, environmental and economic dynamic performance assessment of different micro-cogeneration systems in a residential application.* **A. Rosato, S. Sibilio, G. Ciampi.** 2013, Applied Thermal Engineering 59.
14. *Techno-economic assessment and optimization of Stirling engine micro-cogeneration systems in residential buildings.* **K. Alanne, N. Soderholm, K. Siren, I. Beausoleil-Morrison.** 2010, Energy Conversion and Management 51.
15. *Modeling of internal combustion engine based cogeneration systems for residential applications.* **H.I. Onovwiona, V.I. Ugursal, A.S. Fung.** 2007, Applied Thermal Engineering 27.
16. *Influence of climatic conditions and control logic on NOx and CO emissions of a micro-cogeneration unit serving an Italian residential building.* **G. Angrisani, A. Rosato, C. Roselli, M. Sasso, S. Sibilio, A. Unich.** 2014, Applied Thermal Engineering 71.
17. *Adsorption refrigeration system for cabin cooling of trucks.* **H. Tiwari, G.V. Parishwad.** 2012, International Journal of Emergent Technologies.
18. *A potential candidate for the sustainable and reliable domestic energy generation - thermoelectric cogeneration system.* **X. F. Zheng, Y. Y. Yan, K. Simpson.** 2012, Applied Thermal Engineering 53.

19. *Analysis of total energy system based on solid oxide fuel cell for combined cooling and power applications.* **Z. Yu, J. Han, X. Cao, W. Chen, B. Zhang.** 2009, International Journal of Hydrogen Energy 35.
20. *Thermodynamic analysis of a new combined cooling, heat and power system driven by solid oxide fuel cell based on ammonia–water mixture.* **S. Ma, J. Wang, Z. Yan, Y. Dai, B. Lu.** 2011, Journal of Power Sources 196.
21. *A micro tri-generation system based on direct.* **Y. Wang, Y. Shi, M. Ni, N. Cai.** 2014, International Journal of Hydrogen Energy 39.
22. *Thermodynamic analysis of a novel tri-generation system based on compressed air energy storage and pneumatic motor.* **J. Liu, J. Wang.** 2015, Energy 91.
23. *Effect of cycle coupling-configuration on energy cascade utilization for a new power and cooling cogeneration cycle.* **X. Jing, D. Zheng.** 2013, Energy Conversion and Management 78.
24. **Politecnico di Milano.** *L'efficienza energetica in Italia: soluzioni tecnologiche ed opportunità di business nell'industria.* Luglio 2015

TABELLA DI CONFRONTO TRA COGENERATORI CON MCI DISPONIBILI SUL MERCATO [12]

Tab. 2.2.1.1 – Dati di targa di alcuni MCI nella fascia di potenza 1÷100 kW_{el}

Marca	Modello	Fuel *	P _e kW	P _t kW	η _e	η _t	T _{H2O in} °C	T _{H2O Out} °C	NOx mg/Nm 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 Low NOx	GN	5	12.3	0.260	0.630	< 70	< 83	< 150	< 30
Senertec (DACHS)	HKA G 5.0 Low NOx a cond.	GN	5	14.6	0.260	0.740	< 70	< 83	< 150	< 30
Senertec (DACHS)	HKA HR 5.3	BD	5.3	10.3	0.300	0.590	< 70	< 83	< 2500	< 300
Senertec (DACHS)	HKA HR 5.3 a cond.	BD	5.3	11.7	0.300	0.660	< 70	< 83	< 2500	< 300
Senertec (DACHS)	HKA HR 5.3	G	5.3	10.5	0.300	0.590	< 70	< 83	< 2500	< 300
Senertec (DACHS)	HKA HR 5.3 a cond.	G	5.3	11.9	0.300	0.660	< 70	< 83	< 2500	< 300
Senertec (DACHS)	HKA F 5.5	GPL	5.5	12.5	0.270	0.610	< 70	< 83	< 250	< 30
Senertec (DACHS)	HKA F 5.5 a cond.	GPL	5.5	14.8	0.270	0.720	< 70	< 83	< 250	< 30
Senertec (DACHS)	HKA G 5.5	GN	5.5	12.5	0.270	0.610	< 70	< 83	< 400	< 30
Senertec (DACHS)	HKA G 5.5 a cond.	GN	5.5	14.8	0.270	0.720	< 70	< 83	< 400	< 30
AISIN SEIKI	GECC60A2N	GN	6	11.7	0.288	0.562	60	65	66	901
AISIN SEIKI	GECC60A2P	GPL	6	11.7	0.288	0.562	60	65	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	47.5	0.286	0.679	75	85	31	14
EMD	EMD 20 G***	GN	20	40-50	0.329	0.659	70	90		
Energifera	TEMA 30	GN, GPL	25	60	0.280	0.600	< 72	< 95	secondo Dlgs. 152/06	
CPL-CONCORDIA	BIBLOC BB30 AM	GN	30	65	0.278	0.602	70	85		
CPL-CONCORDIA	BIBLOC BB30 SM	GN	30	64	0.288	0.616	70	85		
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 BB30 AB	BG	33	66	0.283	0.623	70	85		
CPL-CONCORDIA	BIBLOC BB35 AB	BG	35	68	0.304	0.591	70	85		
CPL-CONCORDIA	BIBLOC BB35 SB	BG	35	68	0.304	0.591	70	85		
CPL-CONCORDIA	BIBLOC BB35 AM	GN	35	71	0.297	0.602	70	85		
CPL-CONCORDIA	BIBLOC BB35 SM	GN	35	71	0.297	0.601	70	85		
EMD	EMD 45	GN,BG,OV,G	40-45	55-63	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
Energifera	TEMA 60	GN, GPL	50	120	0.290	0.600	< 72	< 95	secondo Dlgs. 152/06	
MAN	E0834 E302	GN	54	79					5000	
CPL-CONCORDIA	BIBLOC BB60 AM	GN	60	120	0.300	0.600	70	90		
CPL-CONCORDIA	BIBLOC BB60 SM	GN	60	120	0.300	0.600	70	90		
CPL-CONCORDIA	BIBLOC BB60 AB	BG	60	120	0.296	0.605	70	90		
CPL-CONCORDIA	BIBLOC BB60 SB	BG	60	120	0.296	0.605	70	90		
Ecogen	EG60A	GN,GPL,G	60	120	0.300	0.600	70	90	250	300
Ecogen	EG60	GN,GPL,G	60	120	0.300	0.600	70	90	250	300
MAN	E0836 E302	GN	75	109					7000	
Ecogen	EG90A	GN,GPL,G	90	170	0.310	0.586	70	90	250	300
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	GN, GPL	95	170	0.321	0.622	< 72	< 95	secondo Dlgs. 152/06	
Energifera	TEMA 100-100***	GN	100	194	0.310	0.600			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, BD: biodiesel, OV: olio vegetale; Liq: combustibili liquidi

** Nel caso di motori che possono funzionare con più combustibili, i valori di emissioni indicati e garantiti dai costruttori si riferiscono all'alimentazione con gas naturale.

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

TABELLA DI CONFRONTO TRA COGENERATORI CON MICROTURBINA A GAS SUL MERCATO [12]

Tab. 2.2.2.1

Costruttore	Modello	P_e [kWe]	η_e [%]	η_t [%]	Portata fumi [kg/s]	velocità [rpm]	β	T fumi (no CHP) [°C]	NOx [mg/kWhe]	CO [mg/kWhe]
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	0.49	96000	3.7	309	83	-
Ingersoll Rand	MT70*	70	28	40	0.73	44000	-	210	200	122
Bowman	TG80CG	80	26	48.8	0.83	68000	-	278	597	-
Elliott	TA80*	80	28	60	0.77	-	4.0	230	555	405
Elliott	TA100	100	29	50	1.0	-	4.0	293	514	326
Turbec	T100	100	33	46.5	0.81	70000	4.5	270	311	189
Capstone	C200	190	31	40	1.3	65000	-	280	180	-
Ingersoll Rand	MT250	250	30	44.6	2.1	45000	-	242	104	63
Capstone	C600**	600	33	-	4.0	-	-	280	180	-
Capstone	C800**	800	33	-	5.3	-	-	280	180	-
Capstone	C1000**	1000	33	-	6.7	-	-	280	180	-

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

TABELLA DI CONFRONTO TRA COGENERATORI CON MOTORI STIRLING DISPONIBILI SUL MERCATO [12]

Tab. 2.2.4.1

Produttore.	P_e [kW]	P_t [kW]	η_e [%]	η_t [%]
Whispergen	1	7	6.3	43.8
Microgen*	1	6	13.5	81.1
Infinia	1	6.4	12.5	80.0
Stirling Systems (ex SOLO)	1.2	5	18.0	75.0
Disenco	3	15	-	-
Sunmachine	3	10.5	20.0	70.0
SOLO*	9	26	24.5	70.8
Stirling Danmark	35	90	28.0	72.0
Stirling Biopower (ex STM Power)**	38	75	27.0	53.3
Stirling Biopower (ex STM Power)***	43	80	28.0	52.0
STM Power*	55	91	30.0	49.6

* modello non più disponibile in commercio

** versione a 50 Hz

*** versione a 60 Hz