

UNIVERSITÀ DELLA CALABRIA



UNIVERSITÀ DELLA CALABRIA

Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Energetica e Gestionale

Scuola di Dottorato ISIMR

Indirizzo: Ricerca Operativa

XXV CICLO

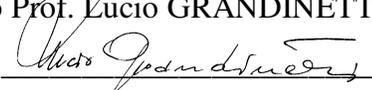
**OTTIMIZZAZIONE DI IMPIANTI DI
TRIGENERAZIONE CON ACCUMULO TERMICO**

Settore Scientifico Disciplinare MAT-09

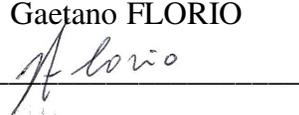
Direttore: Ch.mo Prof. Lucio GRANDINETTI

Firma 

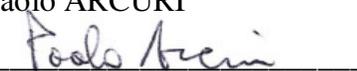
Supervisore: Ch.mo Prof. Lucio GRANDINETTI

Firma 

Supervisore: Ch.mo Prof. Gaetano FLORIO

Firma 

Dottorando: Dott. Paolo ARCURI

Firma 

INTRODUZIONE**CAPITOLO I LA TECNOLOGIA COGENERATIVA E TRIGENERATIVA 1**

1.1	Lo Scenario Energetico	1
1.2	La Cogenerazione	3
1.2.1	Principio di Funzionamento	3
1.2.3	Vantaggi e Limiti della Cogenerazione	5
1.2.2	Parametri Caratteristici	7
1.3	La Trigenerazione	10
1.3.1	Principio di Funzionamento	10
1.3.2	Vantaggi e Limiti della Trigenerazione	12
1.4	Quadro Normativo di Riferimento	14
1.5	Quadro Fiscale di Riferimento	17

CAPITOLO II STATO DELL'ARTE DELLE PRINCIPALI TECNOLOGIE IMPIANTISTICHE 18

2.1	Principali Sistemi di Cogenerazione	18
2.1.1	Turbine a Vapore	18
2.1.2	Turbine a Gas	23
2.1.3	Microturbine a Gas	31
2.1.4	Motori a Combustione Interna	33
2.1.5	Celle a Combustibile	36
2.2	Sistemi di Produzione del Freddo	44
2.2.1	Pompa di Calore a Compressione	44
2.2.2	Pompa di Calore ad Assorbimento	46
2.3	Sistemi di Accumulo Termico	49
2.3.1	Accumulo di Calore Sensibile	51
2.3.2	Accumulo di Calore Latente	51
2.3.3	Accumulo di Legame Chimico	52

CAPITOLO III MODELLAZIONE DI UN SISTEMA DI TRIGENERAZIONE CON ACCUMULO TERMICO 53

3.1	Modellazione dei Principali Sistemi di Cogenerazione	53
3.1.1	Caratterizzazione Energetica di Impianti con Turbina a Vapore	54
3.1.1.1	Turbina a Vapore in Contropressione	54
3.1.1.2	Turbina a Vapore ad Estrazione e Condensazione	56
3.1.2	Caratterizzazione Energetica di Impianti con Turbine a Gas	59
3.1.2.1	Turbina a Gas a Ciclo Semplice	59
3.1.2.2	Turbina a Gas a Ciclo STIG	62
3.1.2.3	Turbina a Gas a Ciclo Combinato	66
3.1.3	Caratterizzazione Energetica di Impianti con Microturbine a Gas	70
3.1.4	Caratterizzazione Energetica di Impianti con Motori a C. I.	71

3.1.5	Caratterizzazione Energetica di Impianti con Celle a Combustibile	74
3.1.5.1	Celle a Combustibile con Recupero Semplice	75
3.1.5.2	Sistemi Ibridi Celle a Combustibile -MTG	77
3.2	Criticità Connesse all'Utilizzo di Impianti di Cogenerazione	81
3.2.1	Effetto Scala Sul Rendimento Elettrico Nominale	81
3.2.2	Variazione del Rendimento Elettrico ai Carichi Parziali	83
3.2.3	Effetto Scala sul Costo Unitario d'Impianto	85
3.3	Modellazione dei Sistemi di Produzione del Freddo	87
3.4	Modellazione del Serbatoio di Accumulo Termico	89

CAPITOLO IV *DIMENSIONAMENTO OTTIMALE DI UN IMPIANTO DI TRIGENERAZIONE CON ACCUMULO TERMICO* 91

4.1	Letteratura Scientifica	92
4.2	Descrizione del Problema	94
4.3	Definizione del Modello Matematico	96
4.3.1	Le Variabili del Problema	97
4.3.2	I Vincoli del Problema	98
4.3.2.1	Vincoli relativi al Campo di Funzionamento del Motore	98
4.3.2.2	Vincoli relativi alle prestazioni delle Pompe di Calore	99
4.3.2.3	Vincoli relativi al Serbatoio ad Accumulo Termico	99
4.3.2.4	Vincoli relativi ai Bilanci Energetici	100
4.3.2.5	Vincoli di Capacità	100
4.3.2.6	Vincoli sulla Strategia di Funzionamento	101
4.3.2.7	Vincoli sul Rendimento Elettrico Nominale	103
4.3.2.8	Vincoli sul Costo Unitario d'Impianto	103
4.3.2.9	Vincoli di natura Normativa	104
4.3.2.10	Vincoli di natura Ambientale	105
4.3.3	La Funzione Obiettivo	106
4.4	Analisi del Problema e Strategia Risolutiva	110

CAPITOLO V *ESPERIMENTI COMPUTAZIONALI* 113

5.1	Il Caso di Studio	113
5.2	Diagrammi di Carico Orario	116
5.3	Ipotesi di Funzionamento dell'Impianto	118
5.4	Assunzioni Tariffarie, Finanziarie ed Economiche	121
5.4.1	Quadro Tariffario	121
5.4.2	Scenario Finanziario	123
5.4.3	Costi di Investimento e Manutenzione	123
5.5	Analisi dei Risultati	124
5.5.1	Analisi Economica	124
5.5.2	Analisi Energetica	137
5.5.3	Analisi Ambientale	138
5.6	Considerazioni sul Modello Proposto	140

CONCLUSIONI

BIBLIOGRAFIA

INTRODUZIONE

Le politiche energetiche nazionali già da tempo hanno dedicato una crescente attenzione verso la promozione e la diffusione della generazione distribuita. Ciò al fine di rispettare gli impegni assunti con la sottoscrizione del protocollo di Kyoto e per far fronte all'emergenza ambientale legata al sempre crescente inquinamento. La diffusione di un sistema decentralizzato di produzione dell'energia, attraverso la realizzazione ed installazione di piccoli impianti con utilizzo in "sito" dell'energia prodotta, consente di ridurre i costi di trasmissione e di distribuzione dell'energia elettrica, alleggerendo il sistema di produzione nazionale e la sua dipendenza dall'estero.

In tale contesto la diffusione capillare della cogenerazione e della trigenerazione di piccola scala può determinare una enorme ricaduta positiva sia in termini energetici che ambientali, soprattutto nei settori ad alto assorbimento energetico, quale quello residenziale.

Nell'ambito di tali problematiche si colloca il lavoro di tesi che ha avuto come obiettivo principale lo sviluppo e la successiva validazione di un modello di programmazione matematica per il dimensionamento ottimale di un sistema di trigenerazione con accumulo termico, in funzione dei fabbisogni energetici di un'utenza residenziale.

In termini semplificati, la cogenerazione è una tecnologia che combina in unico processo la produzione di due forme di energia, elettrica e termica, a partire da un'unica fonte energetica primaria, ovvero quella fornita dal combustibile. La trigenerazione rappresenta una estensione della cogenerazione, in quanto, oltre ad elettricità e calore, produce energia frigorifera mediante elettrocompressori e/o pompe di calore ad assorbimento, direttamente alimentate dai surplus energetici dell'impianto di cogenerazione.

Nella prima parte del lavoro di tesi viene presentato un accurato stato dell'arte della tecnologia cogenerativa e trigenerativa, finalizzata ad effettuare un'analisi tecnica e prestazionale delle principali filiere impiantistiche.

Lo studio è stato poi focalizzato sulla modellazione dei principali sistemi di cogenerazione, al fine di caratterizzazione da un punto di vista tecnico ed energetico le prestazioni di impianti con turbine a vapore, turbine a gas, microturbine, motori a combustione interna e celle a combustibile, in funzione dei parametri tecnici fondamentali, quali il rendimento elettrico ed il rendimento termico. Sulla base poi dei flussi di energia è stato possibile determinare per ciascuna tipologia impiantistica le equazioni di bilancio energetico, rappresentative del campo di funzionamento di un impianto di cogenerazione, necessarie alla successiva implementazione del modello matematico.

Da tale studio è emerso che un fattore di cruciale importanza al fine di implementare con il massimo grado di accuratezza le principali criticità nella gestione di un sistema trigenerativo è rappresentato dal decadimento delle prestazioni dell'impianto al funzionamento a carichi parziali. Tale aspetto risulta solo marginalmente trattato dalla letteratura scientifica in quanto l'approccio di base della maggior parte dei contributi si fonda sull'ipotesi semplificativa del funzionamento dell'impianto a pieno carico, ciò al fine di realizzare un compromesso tra complessità del problema e grado di accuratezza del modello. Dal punto di vista modellistico, infatti, la modellazione a carichi parziali richiede l'introduzione di funzioni non lineari, incrementando la complessità del problema da risolvere.

Altro aspetto significativo analizzato nel lavoro di tesi è l'utilizzo integrato del serbatoio di accumulo termico. Tale aspetto, anch'esso limitatamente trattato in letteratura, assume un'importanza rilevante soprattutto nel settore residenziale, data la forte stagionalità dei fabbisogni energetici, che può pregiudicare la possibilità di un conveniente utilizzo di un impianto trigenerativo. In tale contesto i sistemi di accumulo termico offrono la possibilità di disgiungere il momento della produzione di energia termica dal momento del suo effettivo utilizzo introducendo così un ulteriore grado di libertà nella strategia di funzionamento dell'impianto.

Relativamente ai sistemi di produzione del freddo, sono state analizzate pompe di calore reversibili a compressione con condensazione ad aria e macchine frigorifere ad assorbimento a bromuro di litio, la cui caratterizzazione energetica è stata effettuata in funzione del COP e del EER, che rappresentano i parametri tipicamente utilizzati per valutare l'efficienza delle pompe di calore.

Sulla base delle analisi condotte, è stato quindi possibile sviluppare una procedura di ottimizzazione di un sistema di trigenerazione con serbatoio di accumulo termico che consente di determinare il dimensionamento ottimale del sistema impiantistico, sia in termini di tecnologia, sia in termini di taglia che in termini di conduzione giornaliera dell'impianto in funzione di tutte le variabili in gioco. Il criterio di ottimizzazione utilizzato consiste nella massimizzazione del ritorno economico dell'investimento, che quantifica il guadagno totale rispetto alla soluzione convenzionale, che ricorre al mercato elettrico per il soddisfacimento del fabbisogno elettrico e frigorifero e ad una caldaia tradizionale per il soddisfacimento del fabbisogno termico. Al fine poi di poter valutare la bontà di una scelta impiantistica anche indipendentemente dai costi d'investimento, è stata condotta sia una ottimizzazione di breve periodo (anno solare) che una ottimizzazione di lungo periodo (vita utile dell'impianto).

I modelli formulati rientrano nella classe dei problemi di programmazione Non Lineare Mista Intera, per via delle variabili binarie necessarie a modellare le condizioni di on-off del motore cogenerativo, nei diversi periodi dell'orizzonte di pianificazione, e per via delle funzioni non lineari utilizzate per rappresentare il funzionamento dell'impianto ai carichi parziali, ed il fattore di scala relativo al rendimento elettrico nominale ed al costo unitario d'impianto. Sono state adottate tecniche di linearizzazione specifiche che hanno consentito di pervenire ad un modello di programmazione Lineare Misto Intero la cui soluzione è stata condotta utilizzando un classico algoritmo di Branch and Bound. L'implementazione e risoluzione del problema è stata effettuata in ambiente di sviluppo integrato GAMS 23.4.

Per la validazione dei modelli di ottimizzazione proposti, è stato preso in considerazione un test-case costituito da un'utenza residenziale di medie dimensioni, che per caratteristiche ed andamento dei profili di carico, può essere considerata come rappresentativa dell'intero settore. I risultati ottenuti hanno dimostrato che l'utilizzo di sistemi di cogenerazione abbinati a pompe di calore e serbatoi di accumulo termico, in settori energeticamente complessi come quello residenziale, rappresenta una valida alternativa tecnologica per il risparmio energetico e per un più razionale utilizzo dell'energia, e consente un'elevata riduzione dei costi di gestione, con conseguenti benefici economici, energetici ed ambientali.

CAPITOLO I***LA TECNOLOGIA COGENERATIVA E TRIGENERATIVA***

Il capitolo è dedicato all'introduzione della Cogenerazione e della Trigenerazione. Partendo dalle forti criticità che attualmente caratterizzano lo scenario energetico attuale, vengono introdotti in linee generali i principi di funzionamento della tecnologia cogenerativa e trigenerativa mettendone in evidenza punti di forza e di debolezza. Le successive sezioni sono dedicate alla descrizione sintetica del quadro normativo e fiscale di riferimento, ponendo particolare enfasi sui benefici introdotti dalle recenti normative italiane ed europee allo scopo di favorire la diffusione della cogenerazione ad alto rendimento.

1.1 LO SCENARIO ENERGETICO

Negli ultimi decenni il settore energetico italiano ha subito una profonda trasformazione, legata, principalmente alla progressiva liberalizzazione dei due principali mercati energetici, quello elettrico e quello del gas, e all'apertura a nuovi soggetti terzi rispetto alle aziende statali ed ex monopoliste.

Prima della liberalizzazione, il mercato prevedeva un unico produttore che doveva gestire le risorse di produzione per soddisfare la domanda del sistema, minimizzando i costi. Nel nuovo contesto competitivo, compaiono più soggetti che definiscono il proprio piano produttivo ponendosi come obiettivo la massimizzazione dei profitti futuri attesi. Nella produzione di energia elettrica è possibile impiegare due tipologie di fonti energetiche primarie, classificate in fonti rinnovabili e non rinnovabili. Le fonti rinnovabili sono fonti primarie inesauribili che, una volta utilizzate per alimentare gli impianti di generazione, possono essere recuperate e messe nuovamente a disposizione. Le centrali idroelettriche, quelle solari, quelle eoliche sono tra gli esempi più noti di centrali che producono energia elettrica a partire da fonti rinnovabili. Le fonti energetiche non rinnovabili sono, invece, fonti primarie che, una volta utilizzate nel ciclo produttivo, perdono le caratteristiche

energetiche che le rendevano idonee alla generazione di energia elettrica. Le centrali termoelettriche convenzionali e quelle nucleari rappresentano tipici esempi di impianti di produzione che sfruttano fonti non rinnovabili.

In Italia le principali fonti di energia primaria sono rappresentati dai combustibili fossili, ed in particolare da gas naturale e petrolio. Per quanto riguarda l'energia elettrica prodotta, circa l'82,2% proviene da fonti non rinnovabili, mentre l'unica altra fonte energetica rilevante è quella idraulica tramite la quale viene prodotta il 12,4% dell'energia elettrica totale.

La scarsa diffusione di sistemi di generazione da fonti rinnovabili diversi dall'idroelettrico e dal geotermico, l'assenza di centrali nucleari, e l'utilizzo di vecchi impianti termoelettrici a basso rendimento, sono tra i principali fattori che hanno portato il mercato nazionale a registrare dei prezzi dell'energia elettrica maggiori rispetto alla media europea.

Vale la pena osservare, che nel nuovo contesto liberalizzato il prezzo di mercato dell'energia elettrica è determinato dal Gestore del Mercato sulla base del confronto tra le offerte di vendita presentate da ogni produttore, in termini di potenza-prezzo per ogni ora del giorno successivo, e la domanda oraria da soddisfare: il prezzo orario di mercato è il prezzo dichiarato nella più costosa offerta accettata.

La continua crescita del prezzo dei combustibili, l'incremento mondiale della domanda di energia primaria, la crescente preoccupazione per un sistema energetico non sostenibile a livello ambientale, hanno stimolato, durante gli ultimi anni, l'interesse da parte delle istituzioni governative verso tematiche di risparmio energetico e di miglioramento dell'efficienza nella produzione di energia. In particolare, tra le tecnologie individuate come strumento per l'ottenimento di una maggiore efficienza produttiva un posto di particolare rilievo è occupato dalla cogenerazione.

Il Parlamento Europeo, infatti, riconosce la cogenerazione come necessaria e prioritaria nel perseguire gli obiettivi del Protocollo di Kyoto e il 20/20/20 proposto dalla Comunità Europea ai Paesi membri (entro il 2020 riduzione del 20% delle emissioni di CO₂ e 20% di produzione di energia da fonti rinnovabili).

1.2 LA COGENERAZIONE

Con il termine cogenerazione, noto anche con l'acronimo inglese CHP (Combined Heat and Power), si intende la tecnologia che combina in un unico processo la generazione di potenza elettrica e termica attraverso il recupero di calore che sarebbe altrimenti dissipato [1].

I vantaggi termodinamici derivanti da tale tecnologia sono riconducibili principalmente ad un utilizzo ottimale della fonte energetica primaria rispetto alla generazione separata delle due forme di energia.

1.2.1 PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO

La generazione di potenza "pregiata" (meccanica o elettrica) per via termica, in virtù del secondo principio della termodinamica, è inevitabilmente associata alla cessione di potenza termica a temperatura medio/bassa. Negli impianti destinati alla sola produzione di energia elettrica tale cessione non viene valorizzata in alcun modo in quanto il calore è ceduto all'ambiente circostante direttamente (mediante i prodotti della combustione) e/o indirettamente (mediante i fluidi termovettori).

Tali impianti riescono a convertire in elettricità una frazione generalmente molto inferiore al 50% dell'energia termica messa a disposizione dal processo di combustione di un combustibile. Attualmente gli unici impianti di tipo convenzionale in grado di superare questa soglia sono le grandi centrali a ciclo combinato alimentate a gas naturale che in tempi recentissimi, mediante l'introduzione del raffreddamento delle palettature della turbina a gas realizzato a circuito chiuso attraverso l'uso di vapore, sono riusciti a raggiungere in un impianto sperimentale un rendimento elettrico del 60% [2].

Dal lato della produzione termica, inoltre, generare direttamente calore a bassa temperatura attraverso l'utilizzo di una caldaia è uno dei processi di conversione termodinamicamente più impropri dell'energia chimica dei combustibili.

Il principio su cui si basa la cogenerazione è quindi quello di recuperare il calore di scarto, generato durante la fase di produzione di energia elettrica, per produrre calore utile ai fabbisogni termici di utenze civili o industriali, con rendimenti di primo principio che possono raggiungere anche il 90%. I vantaggi termodinamici derivanti da tale tecnologia sono riconducibili principalmente ad un

utilizzo ottimale della fonte energetica primaria rispetto alla generazione separata delle due forme di energia.

A puro titolo di esempio viene mostrato in Figura 1.1 come, a parità di energia elettrica e termica prodotta, la soluzione cogenerativa consente un risparmio di energia primaria considerevole (circa il 28%).

Benché nota anche in anni precedenti, la tecnologia cogenerativa inizia a diffondersi alla fine degli anni '70 a seguito dell'aumento vertiginoso dei prezzi dei combustibili, dovuto alla crisi energetica. Contestualmente, in Italia, alcuni provvedimenti normativi hanno regolato e favorito l'impiego della cogenerazione sia per l'autoconsumo che per la cessione delle eccedenze alla rete elettrica.

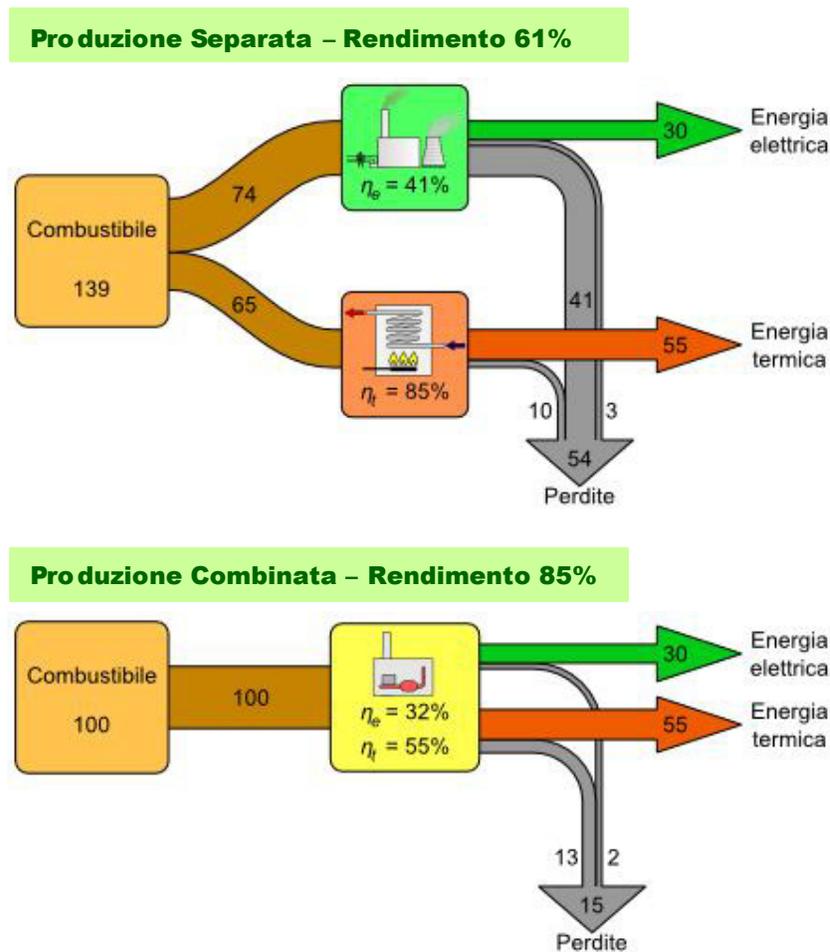


Figura 1.1: Rendimenti con produzione combinata e separata di energia

Il processo cogenerativo è particolarmente indicato ed ha avuto storicamente maggiore applicazione in processi energetici produttivi di grande taglia e ad alta intensità energetico/termica come, ad esempio, l'industria della raffinazione del petrolio, l'industria petrolchimica ed e quella della carta.

Oltre al settore industriale, negli ultimi anni un ambito di applicazione molto interessante è rappresentato dalla piccola cogenerazione, ovvero installazioni al di sotto dei 200 kW elettrici. In tale ambito i principali settori applicativi in cui la tecnologia cogenerativa può maggiormente svilupparsi sono il terziario ed il residenziale, che da soli rappresentano quasi il 50% del consumo finale di energia [3].

1.2.2 VANTAGGI E LIMITI DELLA COGENERAZIONE

L'impiego di un impianto di cogenerazione in luogo di un sistema per la generazione separata di energia elettrica e calore consente di conseguire notevoli vantaggi:

- **Risparmio di Energia Primaria:** grazie alla maggior efficienza di produzione, i sistemi di cogenerazione consentono di raggiungere rendimenti di conversione anche superiori all'80% con conseguente minor consumo di combustibile a parità di energia prodotta.
- **Minori Emissioni in Atmosfera:** La maggiore efficienza dei sistemi cogenerativi consente una riduzione nel consumo delle risorse energetiche e di conseguenza minori emissioni in atmosfera di gas climalteranti, quali ad esempio la CO₂, e di altre sostanze inquinanti che risultano dai processi di combustione. Pertanto, la cogenerazione comporta una riduzione dei costi sociali relativi all'inquinamento atmosferico contribuendo a conseguire gli impegni assunti con la sottoscrizione del protocollo di Kyoto.
- **Vantaggi Economici:** il minor consumo di combustibile a parità di servizio reso degli impianti di cogenerazione rispetto alle soluzioni convenzionali, consentono un approvvigionamento a minori costi energetici unitari, massimizzando i risparmi di gestione e la redditività dell'investimento.
- **Vantaggi Operativi:** i sistemi cogenerativi sono in grado di funzionare anche in modalità "Stand Alone" con il conseguente vantaggio di ridurre i rischi di interruzione dell'alimentazione dell'energia per disservizi di rete, condizione di

importanza fondamentale in tutti quei contesti in cui è importante garantire la continuità dell'approvvigionamento dell'energia elettrica.

– **Vantaggi Finanziari:** Con l'attuazione della direttiva della UE 2004/8, la cogenerazione può beneficiare di semplificazioni amministrative e di criteri in base ai quali possono essere rilasciati "certificati bianchi", ovvero titoli di efficienza energetica che sono scambiati sul mercato in maniera remunerativa.

– **Vantaggi Strategici di Interesse Nazionale:** la diffusione di un sistema decentrato di produzione dell'energia, attraverso la realizzazione ed installazione di piccoli impianti con utilizzo in "sito" dell'energia prodotta, consente di ridurre i costi di trasmissione e di distribuzione dell'energia elettrica, alleggerendo il sistema di produzione nazionale e la sua dipendenza dall'estero.

Per contro, occorre evidenziare che il principio della cogenerazione, seppur valido in generale, può risultare scarsamente conveniente se non sono soddisfatte alcune condizioni:

– **Contemporaneità dei Carichi:** la fattibilità tecnica ed economica dell'impiego di un impianto di cogenerazione è strettamente legata al fattore di contemporaneità dei fabbisogni elettrici e termici dell'utenza in quanto l'impianto produce simultaneamente elettricità e calore. Per tale ragione gli impianti cogenerativi sono tipicamente allacciati alla rete elettrica nazionale cedendo a questa ultima l'energia elettrica prodotta in eccesso e dimensionando l'impianto in modo da soddisfare le richieste di energia termica delle utenze. Eventuali richieste termiche aggiuntive (carico di punta) possono essere soddisfatte attraverso l'introduzione di un sistema termico ausiliario. Eventuali surplus di energia termica prodotta verrebbero invece dissipati.

– **Flessibilità dell'Impianto:** anche nel caso di contemporaneità dei carichi, il rapporto tra l'energia richiesta nelle due forme può variare nel tempo. In tal caso il sistema cogenerativo deve essere in grado di variare il proprio rapporto di cogenerazione a rendimenti accettabili. Tuttavia, non tutti i motori primi utilizzabili in un impianto cogenerativo offrono tale possibilità, limitando le possibili soluzioni tecnologiche. Va detto tuttavia che, per poter operare con alti rendimenti complessivi che giustifichino gli investimenti di impianto,

occorre mantenere per quanto possibile entro limiti ben definiti il rapporto tra l'energia elettrica prodotta e l'energia termica utilizzata.

– **Compatibilità delle Temperature:** Non tutti gli impianti cogenerativi rendono disponibile calore alla medesima temperatura. Può accadere dunque che un sistema cogenerativo non sia adatto a servire una utenza termica poiché questa richiede calore a livelli di temperature troppo elevate. È necessario pertanto scegliere correttamente il sistema cogenerativo da accoppiare ad una determinata utenza oppure introdurre modifiche all'impianto stesso tali da innalzare la temperatura del calore messo a disposizione.

1.2.3 PARAMETRI CARATTERISTICI

Le qualità termodinamiche di un impianto di cogenerazione possono essere valutate a partire da due parametri fondamentali:

– il ***Rendimento Elettrico*** definito come il rapporto tra l'energia elettrica netta prodotta e l'energia fornita dal combustibile:

$$\eta_e = P_e / P_f$$

– il ***Rendimento Termico*** definito come il rapporto tra l'energia termica netta prodotta e l'energia fornita dal combustibile:

$$\eta_t = P_t / P_f$$

Il rapporto fra questi due rendimenti determina un altro parametro fondamentale: l'indice termo-elettrico λ , che permette di confrontare l'efficienza termica delle varie macchine per unità elettrica autoprodotta:

$$\lambda = \frac{\eta_t}{\eta_e}$$

In base a tali parametri è possibile determinare alcuni indici caratteristici che hanno già trovato ampia diffusione nella letteratura tecnica per valutare le potenzialità termodinamiche di un impianto di cogenerazione:

– **Fattore di Utilizzo del Combustibile:** è generalmente denominato rendimento di primo principio in quanto si rifà al primo principio della termodinamica. È definito come il rapporto fra la somma degli effetti utili,

potenza elettrica P_e e potenza termica P_t , forniti dall'impianto e la potenza "spesa" in termini di combustibile P_f :

$$FUC = \frac{P_e + P_t}{P_f} = \eta_e + \eta_t$$

- Pur essendo l'indice più frequentemente utilizzato ha uno scarso significato termodinamico ed è spesso fuorviante, in quanto attribuisce lo stesso "peso" a due grandezze che hanno valore energetico ed economico assai differente.
- **Rendimento Equivalente:** è in pratica un rendimento di secondo principio in quanto attribuisce un valore diverso alla potenza elettrica P_e ed alla potenza termica P_t cogenerate. Purtroppo, non esiste una via univocamente accettata per attribuire giusti pesi alle due forme energetiche che compaiono al numeratore del FUC; numerose sono infatti in letteratura le formulazioni del rendimento equivalente sia in chiave termodinamica che economica [4, 5]. La via termodinamicamente più corretta è quella di convertire il termine P_t in energia pregiata (lavoro meccanico o energia elettrica), mediante un fattore moltiplicativo minore di uno:

$$\eta_{eq} = \frac{P_e + \eta_e^* / \eta_t^* * P_t}{P_f} = \eta_e + 0,5 * \eta_t$$

con:

- $\eta_e^*=0.40$: rendimento elettrico di riferimento pari al rendimento medio delle centrali termoelettriche dell'ENEL;
- $\eta_t^*=0.80$: rendimento termico di riferimento pari al rendimento di una caldaia convenzionale.

Il termine $\eta_e^* P_t / \eta_t^*$ può essere considerato come una potenza elettrica aggiuntiva. Infatti, il rapporto P_t / η_t^* rappresenta la quota parte di combustibile imputabile alla produzione della potenza termica P_t mentre η_e^* rappresenta il rendimento medio con il quale una centrale ENEL converte la potenza fornita dal combustibile in potenza elettrica.

- **Indice di Risparmio di Energia primaria:** si riferisce al potenziale risparmio di combustibile consentito da un impianto di cogenerazione rispetto alla generazione separata delle stesse quantità di potenza elettrica e termica. Fra i vari indicatori di merito per valutare il risparmio di energia

primaria di un impianto di cogenerazione, esso è il più utile, oltre che il più diffuso nella letteratura tecnica internazionale, in quanto consente di confrontare l'ipotesi cogenerativa con l'impianto di tipo convenzionale. Il consumo di combustibile $P_{f,s}$ relativo alla generazione separata di P_e e P_t è esprimibile dalla relazione:

$$P_{f,s} = \frac{P_e}{p^* \eta_e^*} + \frac{P_t}{\eta_t^*}$$

dove η_e^* ed η_t^* rappresentano i rendimenti di riferimento precedentemente definiti. Il coefficiente p rappresenta l'ulteriore risparmio energetico relativo alle minori perdite di trasporto dell'energia elettrica che gli impianti di cogenerazione determinano quando immettono energia elettrica nel sistema elettrico nazionale, evitando le perdite sulle reti di media o alta tensione, o quando autoconsumano l'energia elettrica prodotta, evitando le perdite associate al trasporto di energia elettrica fino al livello di tensione cui gli impianti stessi sono allacciati.

L'indice di risparmio di energia primaria è pertanto definito dalla relazione:

$$IRE = \frac{P_{f,s} - P_f}{P_{f,s}} = 1 - \frac{P_f}{P_{f,s}}$$

Dividendo per la potenza fornita dal combustibile P_f si ha:

$$IRE = 1 - \frac{1}{p^* \eta_e / \eta_e^* + \eta_t / \eta_t^*}$$

1.3 LA TRIGENERAZIONE

Con il termine trigenerazione, noto anche con l'acronimo inglese CHCP (Combined Heat, Cooling and Power), si intende la tecnologia che combina in un unico processo la produzione di energia elettrica, termica e frigorifera a partire da un'unica fonte di energia primaria ovvero quella fornita dal combustibile.

In pratica la trigenerazione è un particolare campo della cogenerazione, rappresentandone una sua evoluzione, in quanto oltre ad autoprodurre elettricità e calore consente di utilizzare tali forme di energia per la produzione dell'energia frigorifera.

1.3.1 PRINCIPIO DI FUNZIONAMENTO

Un impianto di trigenerazione è generalmente composto dai seguenti elementi (Figura 1.2):

- un motore primo cogenerativo con sistema di recupero di calore dai gas di scarico e/o dal circuito di raffreddamento del motore stesso;
- un sistema di produzione di freddo, che può essere costituito da un impianto frigorifero con macchine ad assorbimento, alimentate dal carico termico recuperato dal motore. In aggiunta a tale schema di base, al fine di aumentare l'energia frigorifera prodotta e la flessibilità dell'impianto, può essere utilizzato un impianto frigorifero basato su macchine a ciclo inverso a compressione, eventualmente funzionanti anche come pompa di calore, alimentate dal carico elettrico del cogeneratore.

In Figura 1.3 sono illustrati sinteticamente i flussi energetici in un impianto trigenerativo classico.

La trigenerazione trova applicazione in tutte quelle utenze caratterizzate dalla presenza delle tre richieste energetiche (energia elettrica, calore, freddo); tali richieste possono presentarsi sia separatamente, per esempio in relazione a cicli stagionali inverno/estate, con richiesta di energia elettrica e calore in inverno e richiesta di energia elettrica e freddo in estate, sia contemporaneamente. Utenze di questo tipo spaziano dal settore civile e terziario (utenze residenziali, palazzi per uffici, centri commerciali, ospedali, aeroporti, centri sportivi), al settore industriale (settore alimentare, produzioni climatizzate).

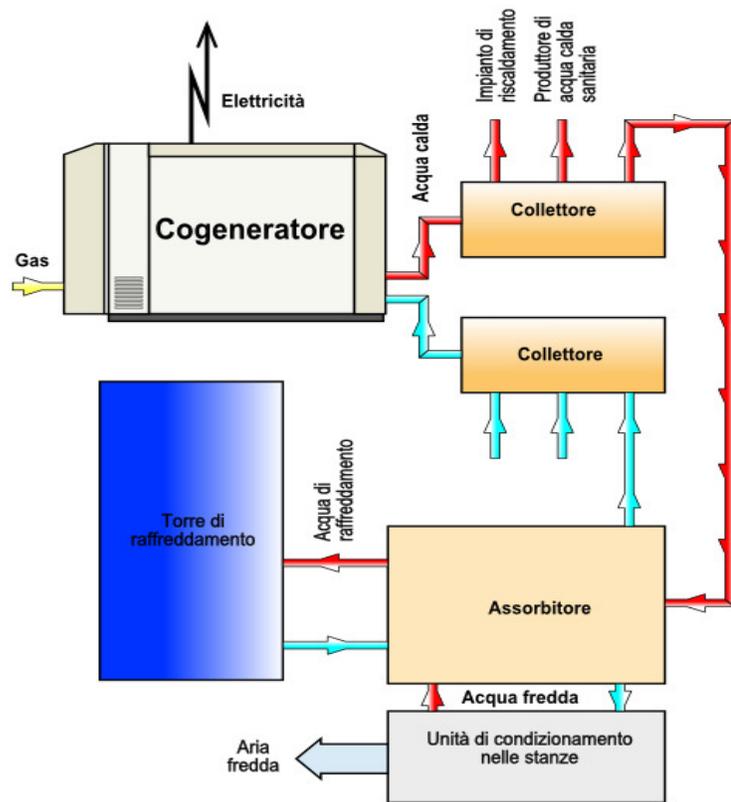


Figura 1.2: Impianto di Trigenerazione

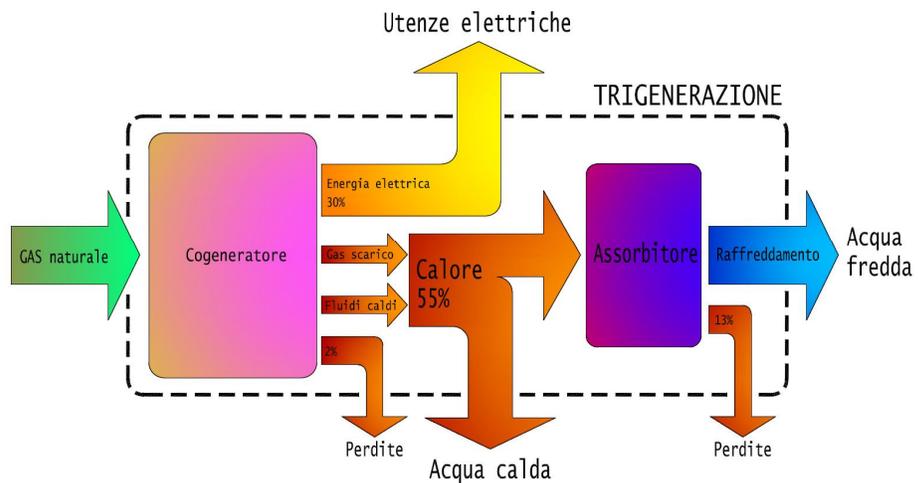


Figura 1.3: Flussi energetici in un Sistema di Trigenerazione

Nei suddetti ambiti, se da un punto di vista energetico i vantaggi dell'impiego della cogenerazione sono evidenti, la fattibilità economica dell'investimento è strettamente legata al fattore di contemporaneità dei fabbisogni elettrici e termici dell'utenza e, di conseguenza, alla possibilità di utilizzare l'impianto il maggior numero di ore annue con limitate parzializzazioni del carico. Ciò ha da sempre rappresentato un limite nella diffusione della sola cogenerazione soprattutto nelle utenze civili, caratterizzate da una forte stagionalità dei carichi, che non consente l'utilizzazione dell'impianto in assenza di riscaldamento. In tale contesto, i sistemi di trigenerazione possono contribuire ad una diffusione capillare della cogenerazione in tutti quei settori, quale quello residenziale, i cui potenziali mercati possono determinare una enorme ricaduta positiva sia in termini energetici che ambientali.

1.3.2 VANTAGGI E LIMITI DELLA TRIGENERAZIONE

L'impiego di un impianto di trigenerazione, in aggiunta a tutti i vantaggi conseguibili dall'utilizzo di un impianto di cogenerazione, consente di ottenere ulteriori benefici:

- **Maggiore Flessibilità di Funzionamento:** La possibilità di impiegare macchine frigorifere a compressione e ad assorbimento, direttamente alimentate dal cogeneratore, consente di superare la criticità connessa alla variabilità dei profili di carico, tipica delle utenze civili. I sistemi di trigenerazione possono quindi garantire un livellamento dei fabbisogni energetici, spostando la domanda energetica da elettrica a termica e viceversa, limitando così l'effetto della stagionalità dei consumi. In particolare l'utilizzo di macchine ad assorbimento introduce un'importante richiesta di calore in estate, riempiendo così l'avvallamento tipico dei diagrammi di carico termico giornalieri estivi e consentendo di utilizzare in maniera conveniente l'impianto anche in assenza di richiesta termica per il riscaldamento;
- **Maggiori Benefici Economici, Energetici ed Ambientali:** i vantaggi che questi impianti presentano rispetto alla classica centrale cogenerativa sono sostanzialmente legati al maggior utilizzo, in termini di ore/anno, che garantiscono. Recuperando il calore anche durante la stagione estiva infatti le ore di utilizzo della centrale aumentano notevolmente e con esso crescono

notevolmente i risparmi energetici, con conseguenti benefici ambientali, mentre si riducono i tempi di recupero dell'investimento.

– **Aumento dell'Efficienza della Rete Elettriche:** gli impianti di trigenerazione offrono un supporto significativo alle reti elettriche durante i mesi caldi estivi. La richiesta del freddo è soddisfatta mediante il processo dell'assorbimento anziché con cicli di compressione alimentati con energia elettrica, aumentando così la stabilità delle reti migliorandone l'efficienza e riducendo i sovraccarichi e le interruzioni che si verificano nei picchi estivi.

Per contro, le principali criticità legate al possibile impiego di un sistema di un trigenerazione, sono relative ai seguenti aspetti:

– **Maggiore Complessità dell'Impianto:** un impianto di trigenerazione è costituito da numerose componenti impiantistiche che devono essere opportunamente dimensionate e gestite.

– **Maggiori Oneri di Manutenzione:** relativi a tutti i componenti dell'impianto.

1.4 QUADRO NORMATIVO DI RIFERIMENTO

Il parlamento Europeo, con la direttiva 2004/8/CE ha riconosciuto il potenziale di efficienza energetica legato alla cogenerazione ed ha incluso la promozione di tale tecnologia tra le priorità comunitarie. La direttiva 2004/8/CE stabilisce i principi secondo i quali gli stati membri devono articolare (i) i meccanismi di sostegno, anche finanziario (ii) l'accesso alle reti elettriche ed alle relative tariffe, (iii) le procedure amministrative per agevolare la penetrazione del mercato cogenerativo.

In particolare, la direttiva stabilisce il metodo da seguire per calcolare, a partire dalla produzione elettrica totale di una dato impianto, la relativa quota di produzione in cogenerazione, fissando, inoltre, le condizioni che tale quota di cogenerazione deve soddisfare per potere essere definita "Cogenerazione ad Alto Rendimento" (CAR).

Nell'allegato II della stessa direttiva vengono indicati i criteri che caratterizzano la CAR come:

- nel caso di unità di piccola cogenerazione (capacità installata inferiore ad 1MW) e micro-cogenerazione (capacità massima inferiore ai 50 kW) è sufficiente che tali sistemi forniscano un risparmio di energia primaria rispetto alla produzione separata;
- negli altri casi è necessario che il sistema garantisca un risparmio di energia primaria pari almeno al 10% rispetto ai valori di riferimento per la produzione separata di elettricità e calore.

Il risparmio di energia primaria, Primary Energy Savings (PES), può essere calcolato tramite la seguente formula:

$$PES=1-\frac{1}{\frac{\eta_{tCHP}}{\eta_{tref}}+\frac{\eta_{elCHP}}{\eta_{elref}}}$$

dove

- η_{tCHP} indica il rendimento termico della produzione mediante cogenerazione;
- η_{tref} rappresenta il rendimento di riferimento per la produzione separata di calore;

- η_{elCHP} indica il rendimento elettrico della produzione mediante cogenerazione;
- η_{elref} rappresenta il rendimento di riferimento per la produzione separata di elettricità.

È appena il caso di evidenziare che ciascun Paese Membro utilizza i propri indici di riferimento per i valori di η_{ref} e η_{elref} in funzione delle caratteristiche medie degli impianti presenti sul territorio nazionale.

Il provvedimento comunitario è stato recepito in Italia inizialmente con il decreto legislativo 8 Febbraio 2007, n.20, il quale ha istituito, tra l'altro, la “garanzia di origine” per la CAR, ovvero una certificazione rilasciata all'energia elettrica prodotta da CAR. In virtù del menzionato decreto le condizioni per la definizione della CAR stabilite dalla direttiva comunitaria si applicano soltanto a partire dal 31 Dicembre 2010. Le produzioni effettuate antecedentemente a quella data vengono valutate in base alla regolamentazione precedente (delibera AEEG n. 42/2002) la quale prevedeva il rispetto dei vincoli relativi ai due indici: Indice di Risparmio Energetico e Limite Termico.

L'attuazione della direttiva in esame è stata contemplata con il decreto del Ministro dello sviluppo economico di concerto con il Ministro dell'ambiente e della tutela del territorio e del mare 4 Agosto 2011.

In dettaglio, la legislazione italiana riconosce all'energia elettrica prodotta in CAR alcuni benefici di seguito riportati:

- Esenzione dall'obbligo di acquisto di certificati verdi (obbligo che grava sull'energia elettrica prodotta da fonti non rinnovabili);
- Ottenimento di certificati verdi, solo per impianti di CAR associati a reti di teleriscaldamento e purché siano soddisfatti alcuni requisiti relativi alla data di entrata in esercizio;
- Diritto all'utilizzazione prioritaria, dopo l'energia elettrica strettamente prodotta da fonti rinnovabili ((D.lgs. 79/99);
- Diritto ad accedere al servizio di scambio sul posto, per impianti con potenza nominale inferiore ai 200 kW. Grazie a tale servizio, un produttore che produce una quantità di energia elettrica in eccesso rispetto a quella necessaria a soddisfare il proprio fabbisogno, può immettere la quantità

eccedente nella rete per poi prelevarla successivamente quando a seguito di un cambiamento delle condizioni di esercizio, il fabbisogno sia tornato ad essere superiore rispetto alla produzione;

- Procedure semplificate per le connessioni alla rete elettrica;
- Costi di connessione ridotti;
- Trattamento particolare relativamente ai costi di trasmissione e distribuzione dell'energia elettrica prodotta ed ai costi di acquisto di energia elettrica di riserva.

Vale la pena soffermarsi sulla legge n. 99 del 23 luglio 2009 che dispone l'incentivazione e l'agevolazione della cogenerazione nell'ambito del sistema dei certificati bianchi, per un periodo minimo di 10 anni e in relazione al risparmio di energia primaria conseguito secondo valori in linea con quelli di analoghi regimi di sostegno in Europa. In particolare, il Ministro dello Sviluppo Economico ha emanato in data 5 Settembre 2011 un decreto attraverso il quale viene istituito un regime di sostegno per la CAR che si basa sul rilascio di titoli di efficienza energetica (certificati bianchi) in un numero commisurato al risparmio di energia primaria che l'impianto realizza in un dato anno. Tale risparmio viene calcolato facendo riferimento al metodo introdotto nel D.M. 4 Agosto 2011.

1.5 QUADRO FISCALE DI RIFERIMENTO

La convenienza del ricorso alla cogenerazione va valutata anche facendo riferimento alle agevolazioni alle quali tali impieghi danno diritto sotto forma di riduzione delle accise che gravano sul consumo di gas naturale, qualora tale combustibile sia utilizzato per alimentare il motore cogenerativo. A livello fiscale i vantaggi derivanti dall'impiego della cogenerazione si manifestano in tre modi, riconducibili ad (i) agevolazione sull'imposta di consumo, (ii) agevolazione sull'addizionale regionale e (iii) sul parametro di defiscalizzazione.

Il vantaggio fiscale deriva dal diverso livello di imposte (addizionale regionale e di consumo) esistente fra usi civili ed industriali ed in particolare dalla possibilità di considerare gli impieghi del gas nel teleriscaldamento alimentato da impianti di cogenerazione come usi industriali, anche se di fatto riforniscono utenze civili.

Inoltre, attraverso l'agevolazione relativa al parametro di defiscalizzazione, una parte del gas naturale utilizzato per la produzione separata di energia elettrica e calore non è sottoposto ad accise. Attualmente il rapporto di defiscalizzazione è 0,250 Nmc/kWh, ovvero ogni 4kWh prodotti un Nmc di metano non è soggetto a tassazione.

CAPITOLO II

STATO DELL'ARTE DELLE PRINCIPALI TECNOLOGIE IMPIANTISTICHE

Viene presentato un accurato stato dell'arte delle principali tecnologie che compongono il sistema di produzione termo-elettrica in esame, ovvero i motori cogenerativi, i sistemi di produzione del freddo e i sistemi di accumulo del calore, con particolare riferimento ai principi di funzionamento, alle caratteristiche strutturali ed alla definizione di vantaggi, punti deboli e campi di applicazione.

2.1 PRINCIPALI SISTEMI DI COGENERAZIONE

I sistemi di cogenerazione possono essere classificati in relazione al tipo di motore termico impiegato per la produzione di potenza meccanica e quindi elettrica. Attualmente, le principali classi di generatori di potenza disponibili sono le seguenti:

- Turbine a Vapore;
- Turbine a Gas;
- Microturbine a Gas;
- Motori a Combustione Interna;
- Celle a Combustibile.

Da questa classificazione discendono le tipologie di impianti cogenerativi, di seguito trattate, che includono anche le estensioni impiantistiche attualmente in uso (Turbine a Vapore ad Estrazione e Condensazione, Turbine a gas a ciclo STIG, Cicli Combinati Gas/Vapore, Cicli Ibridi Celle a Combustibile/Turbine a Gas).

2.1.1. TURBINA A VAPORE

La tecnologia dei cicli a vapore é una tecnologia decisamente matura che ha trovato maggiormente diffusione in industrie con lavorazione a ciclo continuo e con fabbisogni energetici medio-alti.

Le ragioni che rendono attraenti la turbina a vapore sono principalmente:

- grandi potenze unitarie di impianto;
- oneri di manutenzione contenuti;
- possibilità di impiego di combustibili di bassa qualità quali carbone, scarti di lavorazione, residui vegetali, rifiuti, etc.

Per contro, gli scarsi progressi fatti registrare nell'ultimo decennio ed i problemi relativi all'inquinamento stanno facendo venire meno l'interesse verso tale tecnologia, soprattutto se legato alla possibilità di impiego di combustibili poco pregiati che per il loro alto tenore di zolfo hanno maggiore influenza sull'impatto ambientale.

Un aspetto particolare degli impianti a vapore é che il calore recuperato dal ciclo per usi termici non può essere considerato un calore "di scarto", come avviene in altre tipologie di impianto, in quanto esso condiziona sensibilmente, a seconda delle caratteristiche del vapore richiesto, il rendimento dell'intero sistema [6].

In Figura 2.1 è proposto lo schema semplificato di un generico Impianto a Vapore a ciclo Rankine, in cui una massa d'acqua viene:

- 1) compressa da una Pompa fino alla pressione richiesta dal Generatore di Vapore;
- 2) riscaldata e fatta evaporare all'interno del Generatore di Vapore ad alta pressione;
- 3) fatta espandere in una Turbina a Vapore in modo da produrre lavoro che alimenta il Generatore Elettrico
- 4) riportata allo stato di liquido facendo condensare il vapore scaricato dalla turbina (ormai inutilizzabile perché a pressione troppo bassa), in un Condensatore. L'acqua viene poi rinviata alla Pompa e il ciclo riparte.

Nei suddetti impianti a vapore a pura condensazione, al fine di incrementare il rendimento elettrico del ciclo, la pressione e la temperatura di condensazione vengono mantenute al livello più basso possibile (solitamente a temperature dell'ordine dei 35 °C a cui corrisponde una pressione circa 0.05 bar). Ciò impedisce lo sfruttamento del calore di scarto ai fini cogenerativi in quanto disponibile a temperatura troppa bassa per qualsiasi utilizzazione civile o industriale [7].

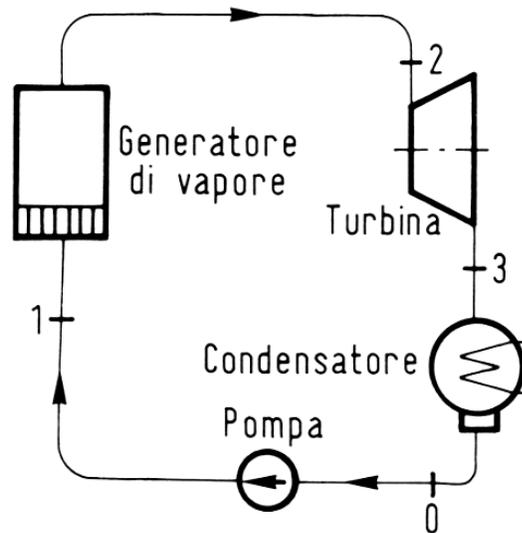


Figura 2.1: Schema semplificato di un Impianto a Vapore a ciclo Rankine

Alcune modifiche al ciclo termodinamico di base devono essere introdotte al fine di rendere l'impianto idoneo alla cogenerazione, così da fornire calore a temperature compatibili con quelle delle utenze. Vengono pertanto analizzati i due tipi di impianto più comunemente utilizzati:

- Turbina a Vapore in Contropressione;
- Turbina a Vapore ad Estrazione e Condensazione.

Turbina a Vapore in Contropressione

I cicli a vapore in contropressione sono prevalentemente utilizzati nel campo delle medie potenze, in genere da 1 a 30 MWe. Essi sono caratterizzati da:

- prestazioni termodinamiche relativamente basse, a causa dei ridotti rendimenti elettrici;
- alti rapporti termo-elettrici;
- una scarsa flessibilità di impianto.

Tali caratteristiche li rendono particolarmente adatti per tutti quei cicli di produzione contraddistinti da fabbisogni energetici costanti in cui la produzione di calore ha un peso maggiore rispetto alla produzione di elettricità [8].

Rispetto al ciclo Rankine classico, negli impianti a contropressione (Figura 2.2) il condensatore di vapore viene by-passato ed il vapore in uscita dalla turbina in contropressione, che ha subito un'espansione fino alla pressione di utilizzo generando energia elettrica mediante un alternatore, viene inviato ad uno scambiatore di calore o ad una caldaia a recupero dove condensa cedendo calore ad un altro mezzo termovettore che alimenta una utenza termica.

In tale sistema viene prodotto tutto il vapore richiesto dalle utenze mentre la produzione di energia elettrica é rigidamente correlata alla produzione di energia termica. Infatti, in funzione delle caratteristiche del vapore e della portata richiesta dalle utenze, è possibile valutare l'energia elettrica producibile a monte del ciclo.

Il diagramma di Figura 2.3 permette di stabilire, fissata la pressione di ammissione in turbina P_a , quella di scarico P_b ed il rendimento del turbo alternatore, la potenza elettrica producibile in rapporto alla portata oraria di vapore. Tale diagramma tiene conto della condizione di avere allo scarico un leggero surriscaldamento come é usuale per evitare la formazione di condensa nelle tubazioni [7].

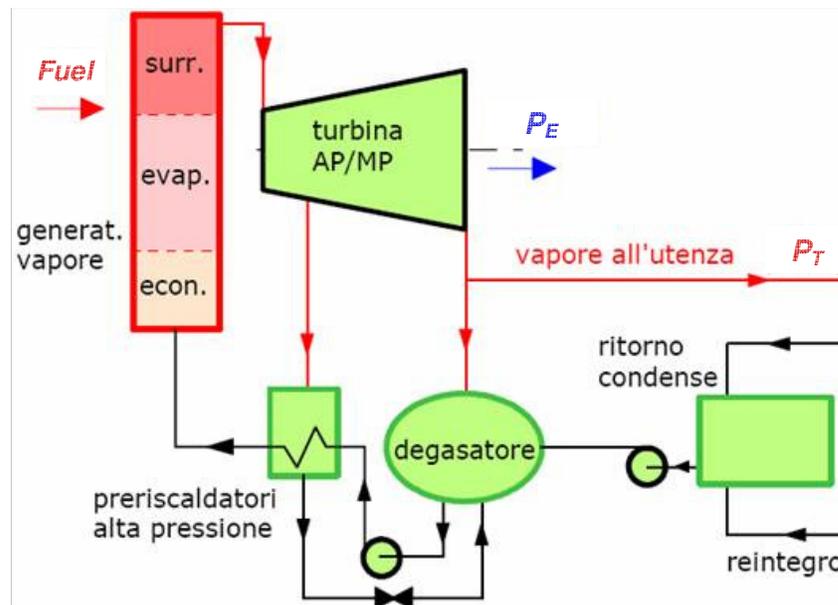


Figura 2.2: Impianto a vapore in contropressione

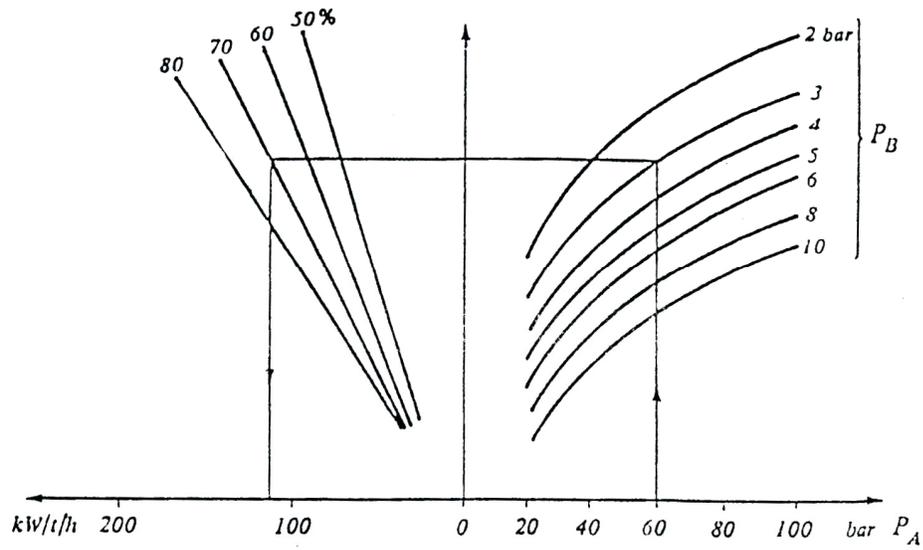


Figura 2.3: Diagramma di esercizio per impianti a vapore in contropressione

Turbina a Vapore a Estrazione e Condensazione

I cicli a vapore ad estrazione e condensazione sono utilizzati nel campo delle medie-alte potenze, in genere da 20 a 300 MWe. Sono caratterizzati da rendimenti elettrici maggiori, rispetto ai cicli a contropressione, e da una grande flessibilità di funzionamento a spese di una più alta complessità di impianto e di maggiori costi di installazione.

Sono cicli a più gradi di libertà in quanto possono realizzare tutte le situazioni intermedie tra una turbina a contropressione ed una a condensazione rendendo indipendenti la richiesta di energia elettrica e vapore [9]. Tali caratteristiche li rendono particolarmente adatti per tutti quei cicli produttivi contraddistinti da fabbisogni energetici periodici o comunque variabili in cui l'importanza economica della produzione di calore è piccola rispetto a quella elettrica [6]. L'impianto è schematizzato in Figura 2.4, dove si può notare come, a differenza degli impianti a contropressione, la turbina a vapore è suddivisa in due sezioni: una sezione ad alta pressione, a valle della quale il vapore viene spillato ed inviato alle utenze, ed una sezione a bassa pressione, dove la rimanente parte di vapore continua la sua espansione fino alla pressione di condensazione.

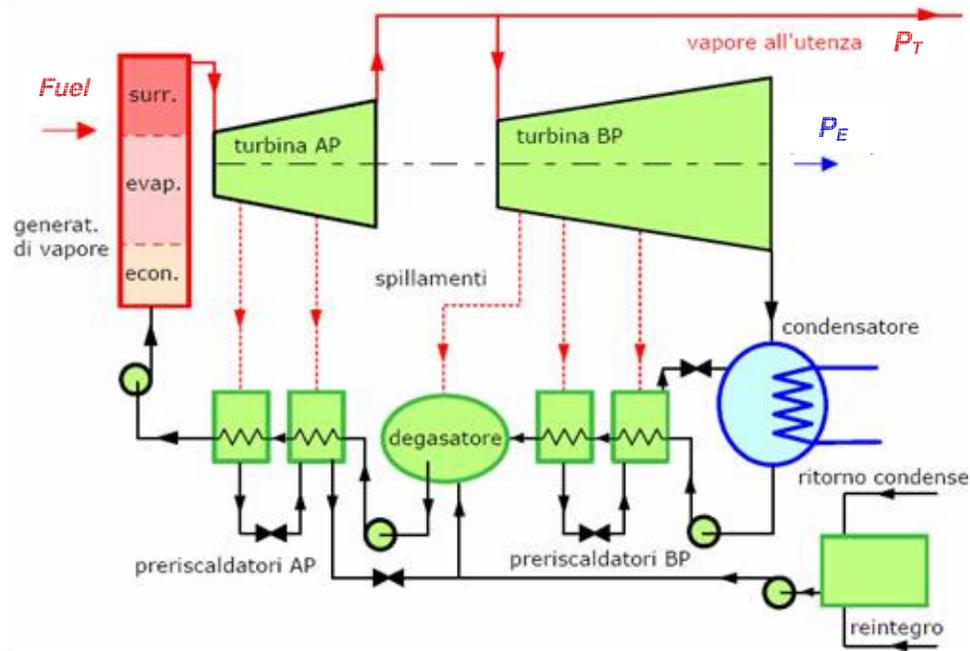


Figura 2.4: Impianto a vapore ad estrazione e condensazione

L'energia elettrica producibile dal turboalternatore è funzione della portata di vapore spillata; al variare di quest'ultima varia la portata elaborata dalla sezione a bassa pressione e quindi la potenza meccanica prodotta. Parimenti, a parità di portata estratta allo spillamento, variazioni di potenza elettrica si ottengono variando la portata di vapore prodotta ed inviata alla sezione ad alta pressione della turbina.

La conoscenza della correlazione tra le tre variabili, potenza meccanica erogata, potenza di vapore prodotta e portata di vapore spillata, è indispensabile per determinare l'energia elettrica producibile. Tale correlazione è rappresentata dal diagramma di esercizio di Figura 2.5, in cui, in funzione del rapporto tra le portate elaborate nelle due sezioni, è possibile determinare la potenza elettrica erogata dal turboalternatore [7].

2.1.2 TURBINE A GAS

La tecnologia delle turbine a gas si è da tempo affermata soprattutto nel campo aeronautico, per le caratteristiche di semplicità ed elevata potenza specifica, ed in gruppi elettrogeni di emergenza per coprire richieste limitate di energia elettrica, mentre sono state raramente utilizzate in processi industriali [10].

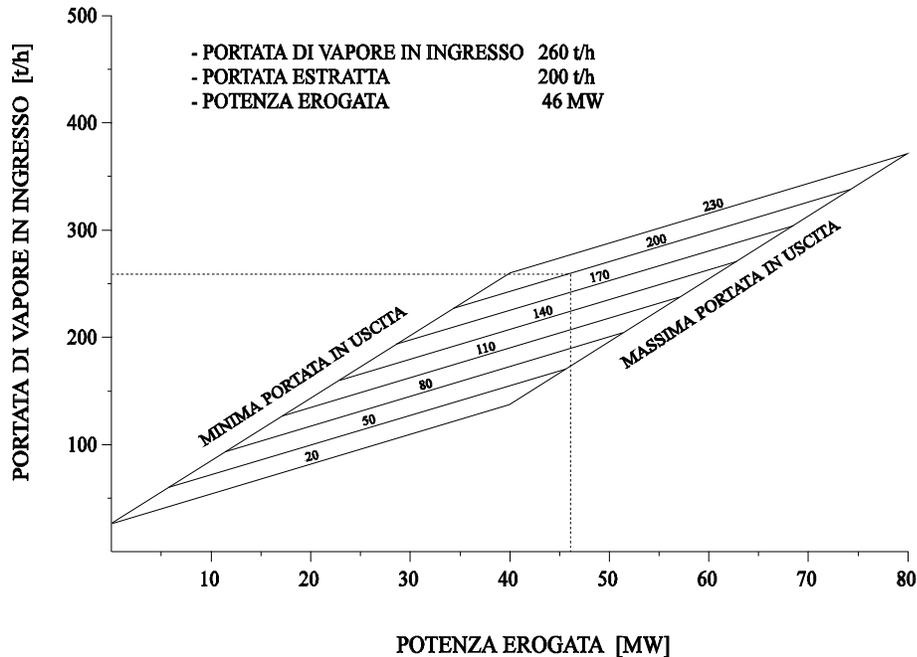


Figura 2.5: Diagramma di esercizio per le turbine a vapore ad estrazione e condensazione

Nell'ultimo decennio, il formidabile sviluppo tecnologico delle turbine a gas, sostenuto anche da continui e massicci finanziamenti provenienti dal settore propulsivo aeronautico, ha determinato un notevole incremento delle vendite in virtù anche di una maggiore disponibilità di gas naturale e di una aumentata sensibilità ai problemi ambientali. Attualmente i turbogas sono le macchine più vendute per generare energia e si può affermare che la tecnologia dei cicli a vapore, dopo aver dominato per decenni il mondo della cogenerazione industriale, sia oggi soppiantata dalle turbine a gas, almeno per tutte le situazioni dove siano disponibili combustibili idonei [11].

La turbina a gas consiste essenzialmente in un compressore nel quale l'aria comburente viene compressa fino alla pressione desiderata e quindi immessa in una camera di combustione dove viene iniettato il combustibile liquido o gassoso. Subito dopo la combustione i gas caldi vengono diluiti per abbassarne la temperatura ai valori ammessi all'ingresso della turbina dove l'espansione dei gas genera la potenza necessaria al trascinamento del compressore, mentre quella eccedente serve a manovrare il generatore elettrico (Figura 2.6).

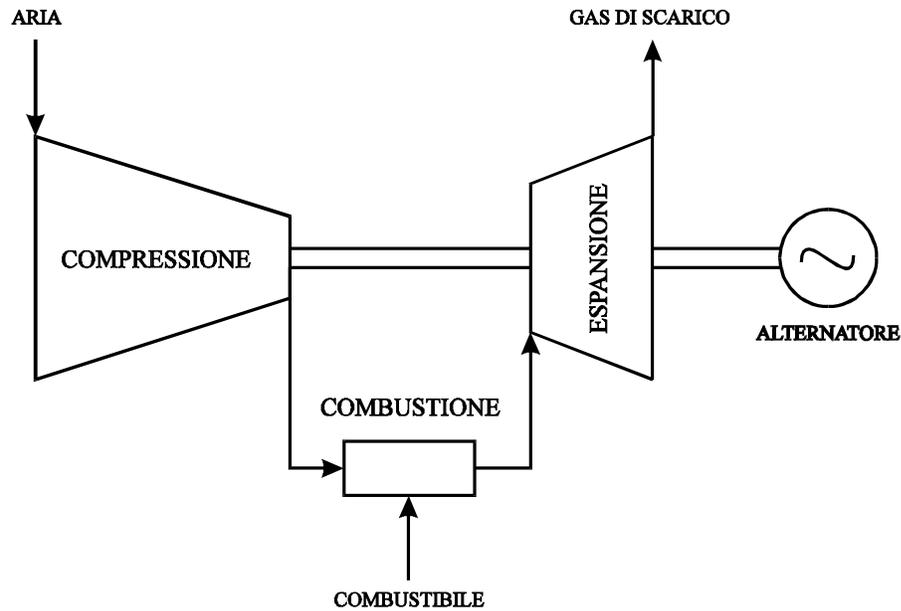


Figura 2.6: Turbina a gas

Tutto il calore dei gas di scarico, disponibili ad alta temperatura (oltre 500 °C), può essere utilizzato nei processi industriali direttamente o mediante una caldaia a recupero per la produzione del vapore. Infatti, l'elevata portata dei gas, dell'ordine di 12 kg per kWh prodotto, genera una potenza termica generalmente doppia rispetto a quella meccanica [7].

A differenza dei cicli a vapore, le prestazioni delle turbine a gas sono in continua evoluzione; ciò è dovuto soprattutto all'adozione di tecniche di raffreddamento sempre più raffinate ed a un miglioramento dei materiali usati che ha determinato una continua crescita della temperatura massima di ammissione in turbina e con essa un continuo aumento dei rendimenti [12].

Oggi vengono utilizzate turbine a gas con rendimenti elettrici ben superiori al 35 % e sono in fase di realizzazione prototipi per i quali ci si attendono rendimenti dell'ordine del 40%. Oltre alle prestazioni termodinamiche, il grande successo delle turbine a gas è legato ad una serie di altri elementi favorevoli di natura tecnica ed economica:

- tempi di installazione e messa in opera molto brevi;
- elevata affidabilità, durata e compattezza;
- totale assenza di fluidi di raffreddamento;

- elevate potenze con ingombri e pesi ridotti;
- possibilità di funzionamento in post-combustione per incrementare la potenza termica.

Quest'ultimo aspetto è molto importante nel funzionamento delle turbine a gas in assetto cogenerativo, in quanto, grazie all'elevato contenuto di ossigeno dei gas di scarico in uscita dalla turbina, è possibile attivare la post-combustione per aumentare l'entalpia dei fumi e quindi la potenza termica trasferita al fluido (dimensionando opportunamente gli scambiatori) con rendimenti prossimi all'unità.

Per quanto riguarda poi l'impatto ambientale, la turbina a gas è tra le soluzioni in assoluto più ecologiche grazie alla possibilità di utilizzare un combustibile "pulito" quale il metano. Per contro, la dipendenza dei turbogas da combustibili pregiati, quali gas naturale o distillati, ne limita l'utilizzo in caso di indisponibilità degli stessi. Inoltre, in caso di alimentazione a metano, il gas deve essere disponibile ad una pressione elevata per cui, se la rete non lo consente, bisogna predisporre una stazione di compressione del gas stesso.

Le turbine a gas si possono dividere in due grandi famiglie: le macchine industriali (o heavy-duty) e quelle di derivazione aeronautica. Le prime sono caratterizzate da bassi rapporti di compressione e da potenze elevate (anche oltre i 200 MWe); le seconde, molto più leggere e compatte, presentano soluzioni meccaniche sofisticate, con elevati rapporti di compressione (fino a 30) e potenze nettamente inferiori (dai 0,5 ai 30 MWe per le macchine più grandi).

I sistemi di cogenerazione che utilizzano le turbine gas, a seconda di come viene effettuato il recupero del calore contenuto nei gas di scarico della turbina, possono assumere le seguenti configurazioni:

- Turbine a gas a ciclo semplice;
- Turbine a gas ad iniezione di vapore;
- Turbine a gas a ciclo combinato.

Turbina a Gas a Ciclo Semplice

Le turbine a gas a ciclo semplice operano secondo un ciclo Brayton aperto ed il recupero del calore avviene mediante una caldaia a recupero che sfrutta l'alta temperatura dei gas di scarico della turbina per produrre vapore da inviare alle utenze

(Figura 2.7). Vengono utilizzate soprattutto nel campo delle piccole-medie potenze, in genere da qualche centinaio di kWe a poche decine di MWe, in tutti quei cicli produttivi in cui vi siano richieste di vapore ad alta pressione con fabbisogni termici doppi di quelli elettrici. In questo tipo di utilizzazioni vengono preferite le turbine di derivazione aeronautica per i loro maggiori rendimenti e per le loro caratteristiche di semplicità, compattezza e contenimento dei costi di investimento per kW installato.

Inoltre è possibile incrementare la quantità e la qualità del calore prodotto mediante l'utilizzo della post-combustione che consente di rendere il sistema flessibile alle variazioni di carico dell'utenza mantenendo inalterata la produzione di energia elettrica.

Problematica principale per questo tipo di impianti è il rapido decadimento delle prestazioni a carichi parziali che rende necessario l'utilizzo di sistemi di regolazione del carico termico, in genere by-pass dei fumi, che permettono di mantenere la turbina gas sempre a carico elevato.

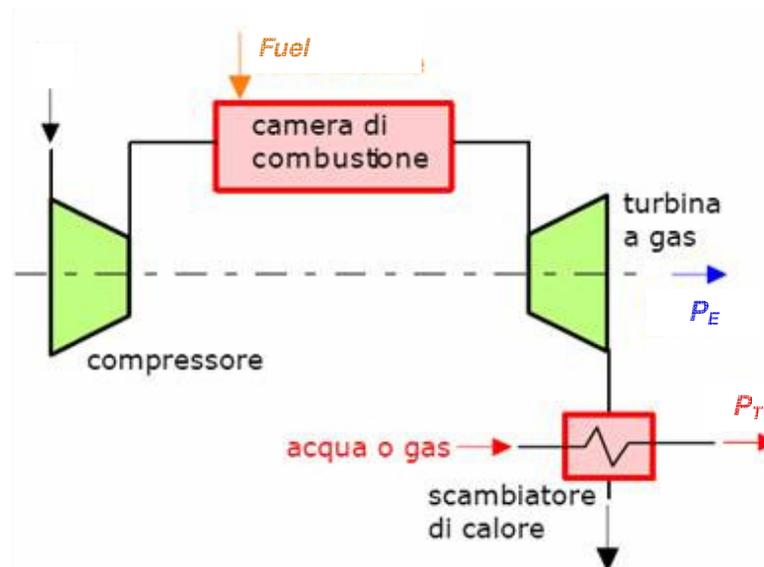


Figura 2.7: Impianto con Turbogas a ciclo semplice

Turbina a Gas a Ciclo STIG

Gli impianti che operano con turbine a gas a ciclo STIG sono caratterizzati dalla possibilità di iniettare il vapore prodotto nella caldaia a recupero, insieme con il combustibile, nella camera di combustione per ottenere una maggiore produzione di

energia elettrica (Figura 2.8). L'impiego di questa tecnica permette di ottenere due effetti contemporanei di rilevante importanza:

- aumento del lavoro specifico della turbina gas all'aumentare della quantità di vapore iniettato che consente di raggiungere elevati rendimenti elettrici senza alterare la temperatura massima del ciclo [13] ;
- riduzione della quantità di sostanze nocive prodotte dai gas di scarico, in quanto l'iniezione di vapore determina una calo della temperatura del combustore e quindi una minore produzione di ossidi di azoto [14].

L'utilizzo delle turbine a gas a ciclo STIG risulta particolarmente attraente nelle applicazioni cogenerative per le caratteristiche di grande flessibilità e versatilità che le contraddistinguono.

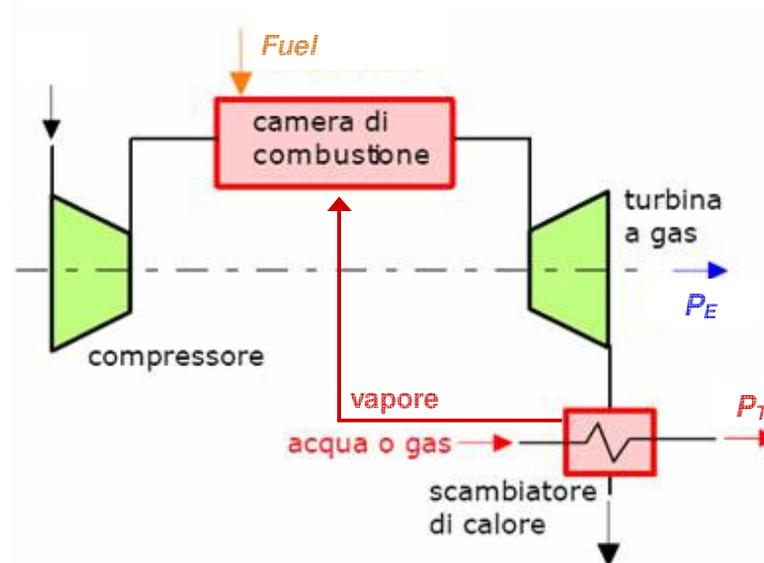


Figura 2.8: Impianto con Turbogas a ciclo STIG

Infatti, variando le quantità di vapore iniettato, è possibile modulare la potenza termica producibile in funzione delle richieste in maniera tale da mantenere la turbina sempre a carico elevato. Inoltre, considerando la possibilità di effettuare post-combustione allo scarico della turbina, questo tipo di impianti è in grado di coprire campi di variazioni della potenza elettrica e termica molto ampi.

A titolo esemplificativo viene mostrato in Figura 2.9 [13] il campo di funzionamento di una turbina STIG di media taglia (3,7 MWe) in cui si evidenzia la

grande flessibilità dell'impianto che può operare sia in condizioni di massimo carico elettrico, quando tutto il vapore prodotto viene iniettato in turbina, sia in condizioni di massimo carico termico, quando tutto il vapore viene inviato alle utenze.

Tali caratteristiche evidenziano come le turbine a ciclo STIG siano particolarmente indicate in tutti i cicli produttivi contraddistinti da richieste di calore molto variabili ed in cui la produzione di energia elettrica ha una importanza economica rilevante. Il loro campo di applicazione è limitato alle medie potenze in quanto la possibilità di impiego del ciclo STIG per taglie superiori a 50 MWe è vincolato da limiti di natura tecnica riconducibili principalmente agli elevati consumi di acqua per kW installato, circa 1,44 kg/h [15].

Infine, tenendo conto che, a parità di vapore iniettato, il rendimento elettrico aumenta all'aumentare del rapporto di compressione, si può concludere che le tipologie di turbine a gas più interessanti per la realizzazione di cicli STIG risultano essere le turbine di derivazione aeronautica caratterizzate da alti rapporti di compressione e da potenze minori [13].

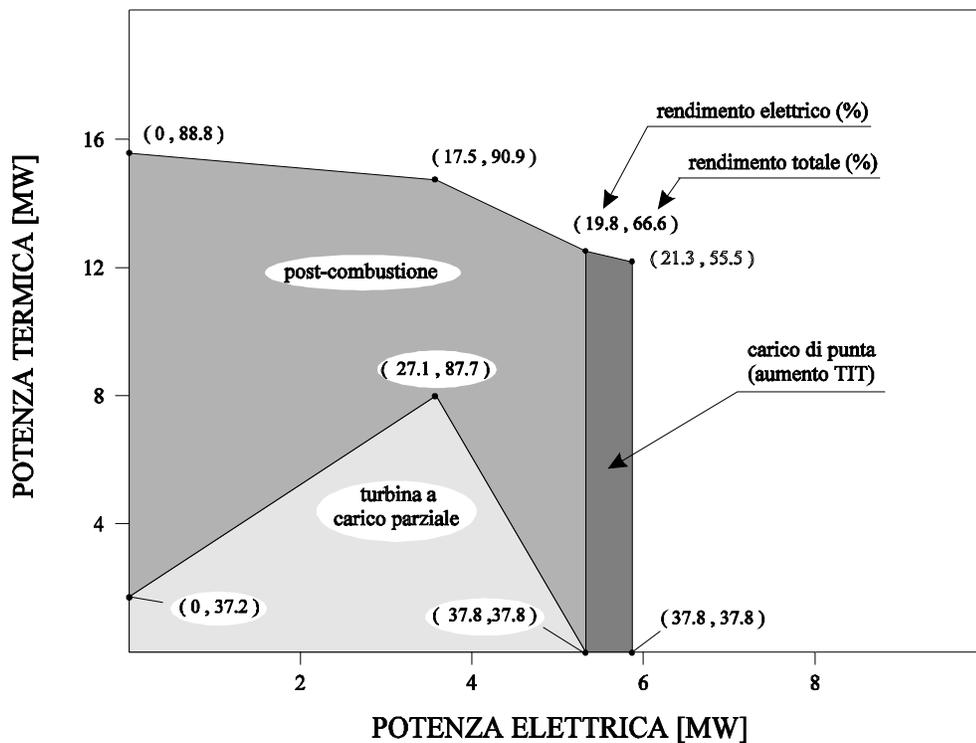


Figura 2.9: Campo di funzionamento per un Turbogas a ciclo STIG di 3,7 MWe

Turbina a Gas a Ciclo Combinato

Si definisce ciclo combinato quel ciclo costituito dall'accoppiamento in cascata di due cicli termodinamici disposti in modo tale che il calore di scarico del ciclo al livello di temperatura più elevato, detto "sovrastante", venga utilizzato dal ciclo a temperatura più basso, detto "sottostante". Lo schema più diffuso di ciclo combinato prevede come motore primo una turbina a gas che, oltre a produrre potenza elettrica, alimenta, con i suoi gas di scarico ad alta temperatura, la caldaia di un ciclo Rankine a vapor d'acqua. In tale ciclo il vapore prodotto dalla caldaia a recupero viene fatto espandere in una turbina a vapore collegata ad un secondo alternatore, per l'ulteriore produzione di elettricità (Figura 2.10).

Gli impianti a ciclo combinato si sono affermati nell'ultimo decennio nel campo delle grandi applicazioni industriali soprattutto per le elevate prestazioni termodinamiche che li contraddistinguono. Alla base del loro successo ha senza dubbio contribuito lo sviluppo della tecnologia delle turbine a gas che, unitamente ai vantaggi conseguibili dall'accoppiamento con un ciclo a vapore, ha permesso a tali impianti di raggiungere valori di rendimento elettrico superiori al 50%, facendone tra i sistemi a più elevato rendimento di conversione. Inoltre a tali vantaggi termodinamici abbinano ottime caratteristiche di impatto ambientale, di contenimento dei costi di esercizio e dei tempi di costruzione.

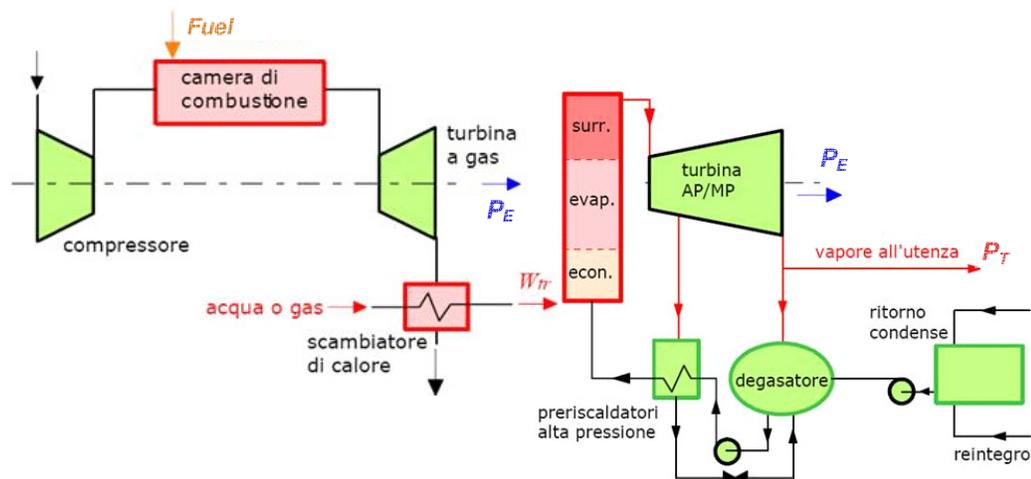


Figura 2.10: Impianto con Turbogas a ciclo combinato

A seconda delle caratteristiche del vapore, del tipo di impiego e della flessibilità richiesta, la sezione a vapore del ciclo può assumere differenti configurazioni.

Solitamente nei cicli produttivi che richiedono quantità di vapore costanti vengono utilizzate le turbine a contropressione che garantiscono elevate prestazioni e costi di investimento minori.

Le turbine ad estrazione e condensazione vengono invece utilizzate soprattutto nei cicli produttivi che richiedono vapore a diversi livelli di pressione o in quantità variabili nel tempo. In questo caso i cicli combinati permettono di realizzare impianti che accoppiano ad altissime qualità termodinamiche una grande flessibilità operativa [16]. Sono sistemi a due gradi di libertà, in grado di seguire variazioni del carico termico ed elettrico mantenendo rendimenti elevati anche in condizioni di funzionamento a carichi parziali. Inoltre è possibile prevedere una post-combustione nella caldaia a recupero, che in questo tipo di sistemi ha una doppia funzione strategica:

- incrementare la produzione di vapore e/o le sue conduzioni termodinamiche per aumentare la potenza erogata dalla turbina;
- fornire alla caldaia tutta la potenza termica normalmente erogata dai gas di scarico, in modo da consentire il funzionamento della sezione a vapore anche durante la manutenzione dei turbogas. Ciò risulta particolarmente utile nei casi in cui l'utenza termica è ininterrompibile.

2.1.3 MICROTURBINE A GAS

Le microturbine a gas rappresentano una tecnologia sufficientemente matura ed in rapida affermazione nel campo delle generazione elettrica distribuita di piccola potenza.

Sono oggi presenti numerosi esemplari commercialmente disponibili sul mercato con taglie comprese tra i 30 ed i 200 kW, con rendimenti elettrici (anche del 30%) paragonabili a quelli delle tradizionali turbine a ciclo semplice di taglia superiore, cosa fino a qualche anno fa impensabile.

Il turbocompressore è costituito da un compressore centrifugo e da una turbina radiale centripeta, operante a velocità dell'ordine dei 70.000-100.000 rpm con bassi

rapporti di compressione (circa 4) [17]. Il principio di funzionamento delle microturbine a gas è il ciclo Joule-Brayton, precisamente il ciclo Joule-Brayton rigenerativo. Nelle turbine a gas di piccola taglia, infatti, il miglioramento dell'efficienza basato sull'incremento della temperatura di ingresso in turbina e del rapporto di compressione, non è economicamente perseguibile [18].

Per contro l'incremento del rendimento può essere realizzato in maniera economicamente conveniente attraverso l'impiego del ciclo rigenerativo, con il quale i fumi uscenti cedono calore all'aria innalzandone la temperatura, rendendo necessario quindi bruciare meno combustibile per ottenere la stessa temperatura di ingresso in turbina. I fumi all'uscita del rigeneratore entrano poi nella caldaia a recupero termico, cedendo il calore utile al fluido termovettore utilizzato dall'utenza per il soddisfacimento dei fabbisogni termici. Il ciclo rigenerativo (Figura 2.11) prevede pertanto che l'aria compressa (punto 2) venga preriscaldata nel rigeneratore (o recuperatore) prima di essere utilizzata nel combustore (punto 3) per raggiungere le massime temperature del ciclo (punto 4) e generare i gas poi espansi in turbina (punto 5) e sfruttati per il recupero di calore (punto 6).

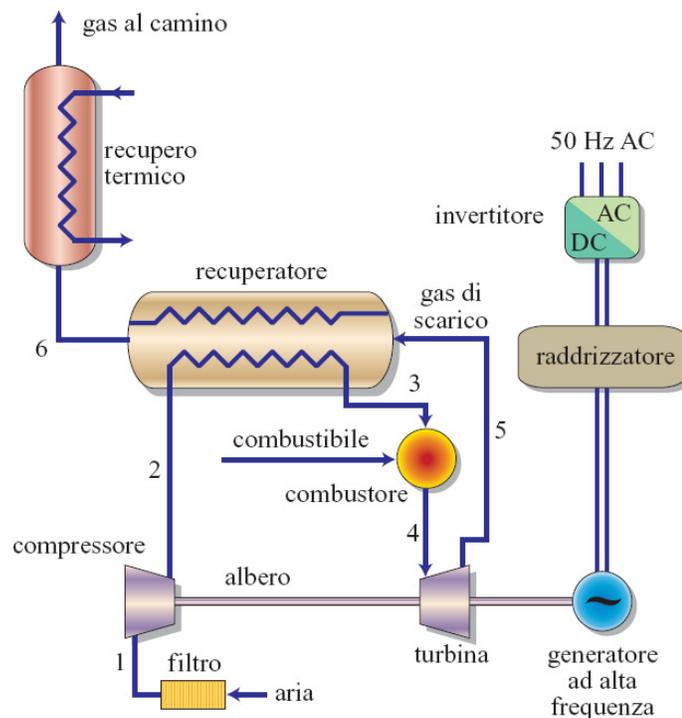


Figura 2.11: Microturbina a gas a ciclo rigenerativo [19]

L'utilizzo di un combustibile pulito, quale il gas naturale, e di un combustore a fiamme premiscelate consente di ottenere livelli delle emissioni inquinanti, in particolare di ossido di azoto, di un ordine di grandezza inferiore rispetto ai motori alternativi a gas.

In definitiva i vantaggi che offrono le microturbine si sintetizzano in:

- ottimo rapporto potenza/peso;
- minimo ingombro;
- bassa rumorosità;
- basse emissioni inquinanti;
- ridotta manutenzione con costi minimi;
- elevata vita utile nell'ordine delle 80.000 ore.

Per contro, presentano alcuni aspetti negativi quali:

- costi complessivi di impianto elevati;
- necessità di un funzionamento pressoché continuo senza frequenti on-off [20];
- problemi all'inseguimento del carico elettrico, in termini non di rendimento ma di velocità nel seguire la variazione di carico [21].

Le turbine attualmente disponibili sul mercato, a ciclo rigenerativo, raggiungono temperature massime di circa 900-950 °C ed adoperano materiali metallici di qualità. Si prevede che la prossima generazione di microturbine consentirà di superare il livello del 30% di rendimento elettrico agendo sia sull'incremento di temperatura, grazie all'adozione di materiali ceramici, che sull'efficienza del rigeneratore.

2.1.4 MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

I motori a combustione interna costituiscono la soluzione più efficiente ed economica per impianti di cogenerazione di piccola e media taglia soprattutto in quelle applicazioni industriali in cui l'utenza termica richiede calore a bassi livelli di temperatura. Questi impianti sono costituiti da un motore alternativo alimentato a gas o a gasolio, la cui potenza meccanica prodotta viene trasformata in potenza elettrica mediante un alternatore (Figura 2.12). Il calore dei gas di scarico ad alta temperatura (400-500°C) può essere utilizzato nei processi industriali o direttamente o mediante

una caldaia a recupero per la produzione di vapore e rappresenta circa il 50% del calore recuperabile. La parte restante può essere recuperata a bassa temperatura (90-100°C) nella misura del 25% dall'acqua di raffreddamento, del 10-12% dall'olio di lubrificazione e del 13-15% dall'aria di sovralimentazione.

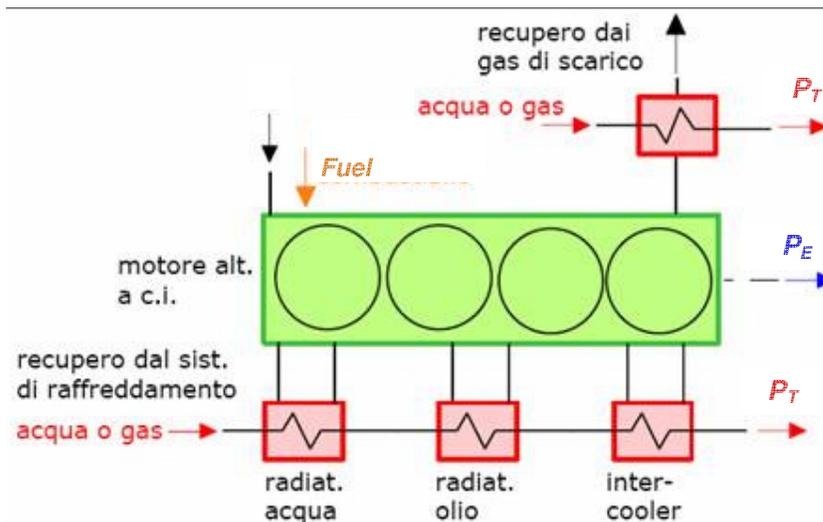


Figura 2.12: Impianto con Motore a combustione interna

I motori vengono classificati in base alla velocità dell'albero e alla potenza unitaria del cilindro, per cui sono disponibili motori alternativi a bassa, media e alta velocità che coprono una ampia gamma di potenze, dai 15 kWe dei motori veloci ai 30 MWe dei motori a bassa velocità (Tabella 2.1).

In ogni caso il rendimento meccanico cresce passando da motori veloci a quelli lenti e contemporaneamente aumenta la vita utile del motore al diminuire della velocità di rotazione [10].

	Giri al minuto	Potenza unitaria per cilindro	Campo di potenze
Motori alta velocità	900-1800	< 200 kWe	15 kWe-2 MWe
Motori media velocità	400-600	< 1 MWe	0,5-10 MWe
Motori bassa velocità	100-200	< 3 MWe	2-20 MWe

Tabella 2.1: Classi di motori a combustione interna

Gli impianti che utilizzano i motori alternativi sono caratterizzati da elevate prestazioni termodinamiche e da rapporti termo-elettrici piuttosto bassi, dovuti agli alti rendimenti elettrici che per le taglie più grosse raggiungono valori del 40%. Inoltre, a differenza delle turbine a vapore, il calore recuperato non influisce assolutamente sul rendimento meccanico del motore, consentendo quindi, nelle più svariate condizioni di impiego, una elevata produzione di energia elettrica.

Solo ad alte temperature di utilizzo tali sistemi pagano l'incapacità di recuperare calore dai circuiti di raffreddamento e di lubrificazione che si riflette in un decadimento del rendimento termico e quindi delle prestazioni globali. Di conseguenza, i motori alternativi risultano particolarmente adatti in tutti i processi industriali caratterizzati da alti fabbisogni elettrici e da richieste termiche di acqua calda e non solo di vapore. Oltre ai vantaggi di natura termodinamica, le ragioni che rendono attraenti tali impianti in applicazioni cogenerative sono principalmente:

- costi complessivi di impianto contenuti;
- alti rendimenti anche a carichi parziali;
- elevate durate di esercizio;
- tempi di realizzazioni brevi anche grazie alla notevole standardizzazione delle taglie.

Per contro, presentano alcuni aspetti negativi quali:

- elevata rumorosità;
- alti costi di manutenzione;
- peso ed ingombro per unità di potenza elevati.

Inoltre, la problematica attualmente più significativa connessa all'utilizzo di motori alternativi, è legata all'inquinamento da ossido di azoto sempre presente in quantità elevate nei gas di scarico [22].

I motori a combustione interna si suddividono in due grandi categorie:

- motori a ciclo Otto, alimentati a metano;
- motori a ciclo Diesel, alimentati a gasolio.

I primi sono caratterizzati da prestazioni globali più elevate anche se in corrispondenza di rendimenti elettrici più bassi e di rapporti termo-elettrici più alti. In pratica, i motori a ciclo Diesel producono più energia elettrica e meno energia termica rispetto ai motori a ciclo Otto.

2.1.5 CELLE A COMBUSTIBILE

La Cella a Combustibile, denominata anche Fuel Cell (FC), è un dispositivo elettrochimico che converte l'energia chimica del combustibile direttamente in energia elettrica senza stadi intermedi di combustione. All'interno della cella, in linea di principio, entra un combustibile (tipicamente idrogeno) e un ossidante (ossigeno o aria) che reagendo chimicamente provocano la scissione del carburante in molecole di idrogeno e ossigeno e da tale reazione si ricavano corrente elettrica continua, acqua e vapore.

La trasformazione di energia chimica del combustibile in energia elettrica, senza passare attraverso la produzione di calore, rappresenta una via radicalmente diversa di affrontare il problema dell'innalzamento dell'efficienza della produzione di energia elettrica e del contenimento delle emissioni. In un generatore termoelettrico tradizionale, infatti, l'energia chimica viene dapprima convertita in calore, da cui, mediante un ciclo termodinamico, si ottiene energia meccanica e infine energia elettrica. Nelle celle, invece, l'energia dei reagenti può essere trasformata in elettricità tramite un unico processo isotermico, sfuggendo ai limiti imposti dal principio di Carnot, sul rendimento termodinamico massimo teorico, ed alle irreversibilità connesse alla sequenza di trasformazioni di un ciclo termodinamico (Figura 2.13). Con riferimento al potere calorifero inferiore del combustibile (LHV) le celle a combustibile possono raggiungere efficienze di conversione superiori al 60% [23].

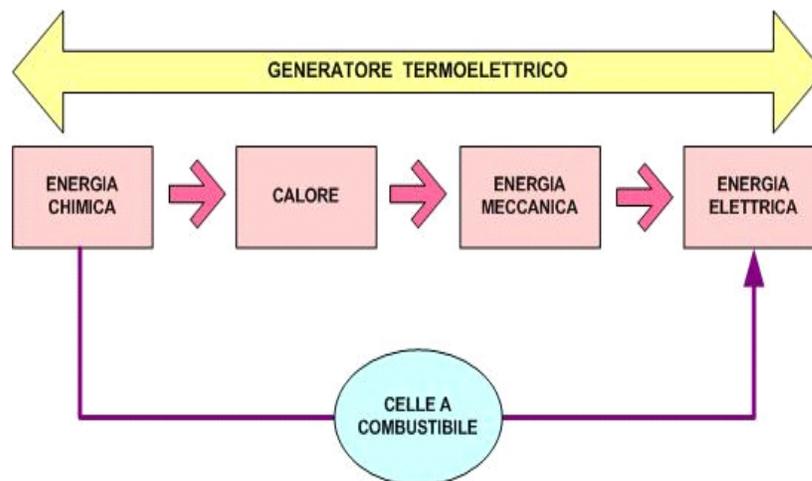


Figura 2.13: Conversione termodinamica ed elettrochimica di un combustibile

La conversione elettrochimica del combustibile consente di ottenere vantaggi significativi:

- Elevati rendimenti elettrici rispetto agli impianti convenzionali che, a seconda della filiera tecnologica e nella configurazione di impianto a ciclo semplice in assetto cogenerativo, variano dal 35% al 55% (rispetto al potere calorifico inferiore del combustibile);
- Rendimento indipendente dalle dimensioni dell'impianto, diversamente da quanto accade per gli impianti convenzionali influenzati dal cosiddetto "effetto scala", ovvero dalla riduzione del rendimento al diminuire della taglia dell'impianto;
- Possibilità di adeguarsi prontamente alle variazioni del carico determinando, a differenza degli impianti convenzionali, una minima perdita di efficienza. Una cella può operare tra il 30% e il 100% del carico senza subire significative cadute di rendimento, che anzi migliora a carico parziale a causa della diminuzione delle perdite di polarizzazione;
- Duttilità e flessibilità di esercizio rispetto ai combustibili impiegati, in quanto alcune configurazioni possono impiegare gas naturale, biogas, gas di discarica, gas da carbone, metanolo o altri combustibili fossili opportunamente trattati;
- Ridottissimo impatto ambientale sia da un punto di vista delle emissioni gassose che di quelle acustiche. I sistemi a fuel cells, oltre ad avere un livello di rumorosità estremamente basso che risulta inferiore ai 60 dBA a 10 mt, producono livelli di emissioni gassose molto al di sotto di quelle degli impianti convenzionali di taglia equivalente. Può considerarsi infatti trascurabile la quantità di NO_x, SO_x, CO e particolato prodotta, ed è molto bassa la quantità di CO₂ immessa nell'ambiente.

Un ulteriore vantaggio delle celle a combustibile in assetto cogenerativo è la loro natura modulare che permette di programmare l'installazione di un'ampia gamma di potenze, il che facilita la realizzazione di diverse tipologie di impianti capaci di soddisfare le esigenze della domanda attuale, con la possibilità di adeguamento successivo alla crescita della domanda attraverso investimenti graduati nel tempo.

Il limite alla loro diffusione tuttavia risiede per ora negli elevati costi di realizzazione e nella tecnologia che, per alcune tipologie di Fuel Cell, ancora non ha raggiunto la piena maturità.

Una Fuel Cell ha struttura piatta ed ha un funzionamento analogo a quello di una batteria essendo costituita da due elettrodi in materiale poroso, un anodo e un catodo, separati da un elettrolita che permette la migrazione degli ioni e che, a seconda del tipo di cella, può essere liquido o solido. Sulla superficie dell'anodo avviene l'ossidazione dell'idrogeno mentre al catodo reagisce l'ossigeno riducendosi. Collegando i due elettrodi tramite un conduttore elettrico, l'elettrolita, si ha la circolazione degli elettroni dall'anodo al catodo con generazione di corrente elettrica. Tale processo, il cui principio di funzionamento è illustrato in Figura 2.14, si svolge senza interruzione finché permane una quantità sufficiente di H_2 e O_2 .

La trasformazione elettrochimica è accompagnata da produzione di calore, che deve essere opportunamente estratto, mediante un sistema di raffreddamento della cella, al fine di garantire il corretto funzionamento isoterma e isobaro della stessa, ed eventualmente recuperato a valle per usi cogenerativi o a monte, nella sezione di trattamento del combustibile. Ogni cella elementare è in grado di fornire valori di tensione e potenza assai bassi (circa 0,6-0,7 V e 15-20 W), per cui la cella finale si compone di uno "stack", ovvero di un insieme di celle elementari collegate tra loro, in grado di raggiungere i livelli di voltaggi e potenze richiesti nella pratica corrente.

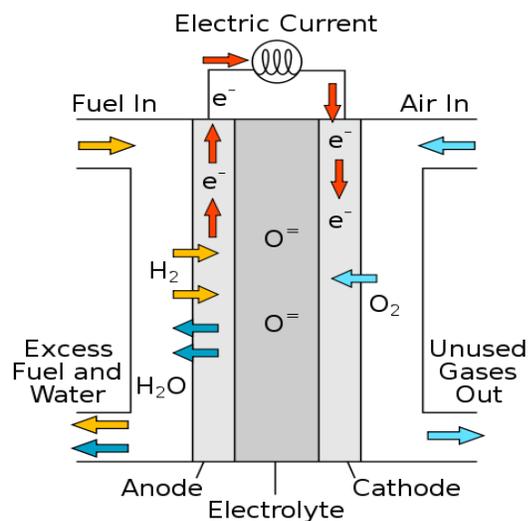


Figura 2.14: Schema di funzionamento di una Fuel Cell

Celle a Combustibile con Recupero Semplice

Da un punto di vista tecnico, un impianto a celle a combustibile è composto dai seguenti blocchi funzionali (Figura 2.15):

- *Modulo elettrochimico*: genericamente indicata come Stack, rappresenta il cuore del sistema di generazione di potenza dell'impianto ed è costituita da uno o più stack di celle elementari. Tale sezione è costituita dall'anodo e dal catodo, ove avvengono le reazioni chimiche che presiedono all'ossidazione del combustibile, e dall'elettrolita che ha funzioni di trasporto degli ioni da un elettrodo all'altro.
- *Fuel processor*: sezione di trattamento del combustibile, genericamente indicata come Reformer, posta a monte della sezione elettrochimica, o all'interno della stessa, ha la funzione di trasformare il combustibile in un gas ricco di idrogeno, purificato secondo le necessità imposte dalla tipologia specifica di cella. Tale sezione è costituita generalmente da un desolforatore, da un reformer e da un shift-converter.
- *Power conditioner*: sezione di condizionamento della potenza elettrica, posta a valle della sezione elettrochimica, ha la funzione di convertire la corrente prodotta dalla cella da continua in alternata e di elevare e regolare la tensione in uscita, in caso di collegamento in rete.

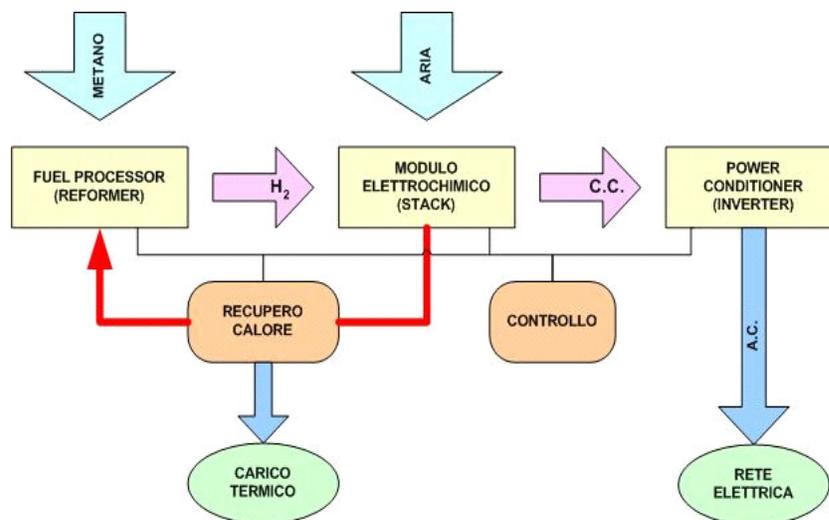


Figura 2.15: Schema di un sistema di potenza a Fuel Cell

Comunemente si fa riferimento a questi elementi rispettivamente come “Reformer”, “Stack” e “Inverter”. L’impianto è completato da sistemi per la circolazione dei fluidi, per il recupero e la riutilizzazione del calore e da sistemi di regolazione e controllo. Completano l’impianto un sistema di regolazione e recupero del calore, il cui compito principale è di fornire l’apporto termico richiesto dalla Sezione di Trattamento del combustibile e permettere il recupero del calore residuo, rendendolo disponibile alle utenze [24].

Le Celle a Combustibile sono classificate in base al tipo di elettrolita impiegato, da cui prendono il nome. Le proprietà dell’elettrolita determinano inoltre il campo di temperatura di funzionamento di una Fuel Cell e, in funzione di tale temperatura, le celle idonee all’utilizzo cogenerativo sono classificate a bassa-media temperatura e celle ad alta temperatura (Tabella 2.2). Si precisa che nella suddetta tabella non sono state incluse le Celle Alcaline (AFC) che, pur avendo raggiunto un buon grado di maturità tecnologica, presentano forti limitazioni per applicazioni cogenerative in quanto richiedono gas di alimentazione estremamente puri ed hanno costi molto elevati, restringendone l’utilizzo alle sole applicazioni speciali, limitate soprattutto all’ambito spaziale e all’autotrazione [18]

Al primo gruppo (bassa-media temperatura) appartengono:

- Celle a combustibile alcaline: Alkaline Fuel Cell (AFC);
- Celle a Combustibile a membrana elettrolitica polimerica: Proton Exchange Membrane Fuel Cell (PEMFC);

Acronimo	Nome	Elettrolita	Ione Trasportato	Temperatura di Funzionamento
PEMFC	Celle ad Elettrolita Polimerico	Membrana Polimerica (Solido)	H ⁺	Bassa-Media Temp. 70÷120 °C
PAFC	Celle ad Acido Fosforico	Acido Fosforico H ₃ PO ₄ (Liquido)	H ⁺	Bassa-Media Temp. 160÷220 °C
MCFC	Celle a Carbonati Fusi	Carbonati Fusi di K o Na (Liquido)	CO ₃ ²⁻	Alta Temp. 600÷700 °C
SOFC	Celle ad Ossidi Solidi	Ossido Metallico Solido	O ²⁻	Alta Temp. 800÷1.000 °C

Tabella 2.2: Classificazione delle Fuel Cell in funzione dell’elettrolita e della temperatura

- Celle a Combustibile ad Acido Fosforico: Phosphoric Acid Fuel Cell (PAFC).

Al secondo gruppo (alta temperatura) appartengono:

- Celle a Combustibile a Carbonati Fusi: Molten Carbonate Fuel Cell (MCFC);
- Celle a Combustibile ad Ossidi Solidi: Solid Oxide Fuel Cell (SOFC).

Le Celle a Combustibile a bassa e media temperatura (PEMFC, PAFC) presentano minori problemi tecnologici e rendimenti elettrici pari al 40–45%. Le celle ad alta temperatura (MCFC, SOFC) presentano, invece, maggiori difficoltà tecnologiche, ma risultano più flessibili rispetto al combustibile e possono raggiungere rendimenti elettrici più elevati pari al 50–55%.

Sistemi Ibridi Cella a Combustibile / MTG

Le caratteristiche di funzionamento delle Celle a Combustibile ad alta temperatura ben si integrano in cicli termodinamici tradizionali, come quelli a gas, realizzando un sistema ibrido in grado di garantire un'efficienza elettrica fino al 70% ed oltre, ben più elevata rispetto ai migliori cicli esistenti, ovvero rispetto ai cicli combinati gas/vapore che attualmente raggiungono efficienze di produzione elettrica pari al 55%.

Infatti, mentre nel loro funzionamento base l'aumento dell'efficienza delle celle ad alta temperatura può essere ottenuto solo a fronte di costosi interventi di pressurizzazione del sistema, nel ciclo integrato, se l'accoppiamento con la turbina è realizzato in modo ottimale, l'aria pressurizzata di cui necessita la cella può essere fornita dal compressore collegato alla turbina a gas.

Nel ciclo ibrido Brayton-Cella a Combustibile, quest'ultima è inserita al posto della camera di combustione, assolvendo al ruolo di ossidatore del combustibile e generando energia elettrica e gas caldi che vengono avviati all'espansione in turbina, per un'ulteriore produzione di elettricità.

La varietà delle tecnologie attualmente proposte non consente di proporre una sintesi univoca dei vari schemi di impianto in fase di sviluppo. Lo schema preso da riferimento è rappresentato schematicamente in Figura 2.16, in cui il ciclo ibrido è costituito da una Microturbina a Gas, con camera di combustione sostituita dalla

celle a combustibile (SOFC o MCFC), alimentata con aria compressa dal compressore e preriscaldata in un rigeneratore, e con un combustibile (gas naturale) a sua volta preriscaldato, desolfurato e compresso.

In sintesi, l'aria che attraversa il compressore, giunge in un rigeneratore in controcorrente, in cui riceve energia termica dai gas in uscita dalla turbina; arriva, quindi, alla sezione elettrochimica della cella ove reagisce con il combustibile. All'uscita del modulo è prevista una camera di combustione dove i gas esausti, ricchi di incombusti, vengono bruciati, sfruttando il combustibile non utilizzato in cella, ed impiegati per innalzare la TIT (temperatura di ingresso in turbina), incrementando ulteriormente il rendimento; questi infine espandono in turbina, per generare ulteriore potenza meccanica, necessaria ad azionare sia il compressore, ad essa accoppiato, che il generatore di energia elettrica, e calore per le utenze cogenerative. I principali vantaggi di tale ciclo sono sintetizzabili in [25]:

- massimizzazione della conversione del combustibile e aumento dell'efficienza della cella;

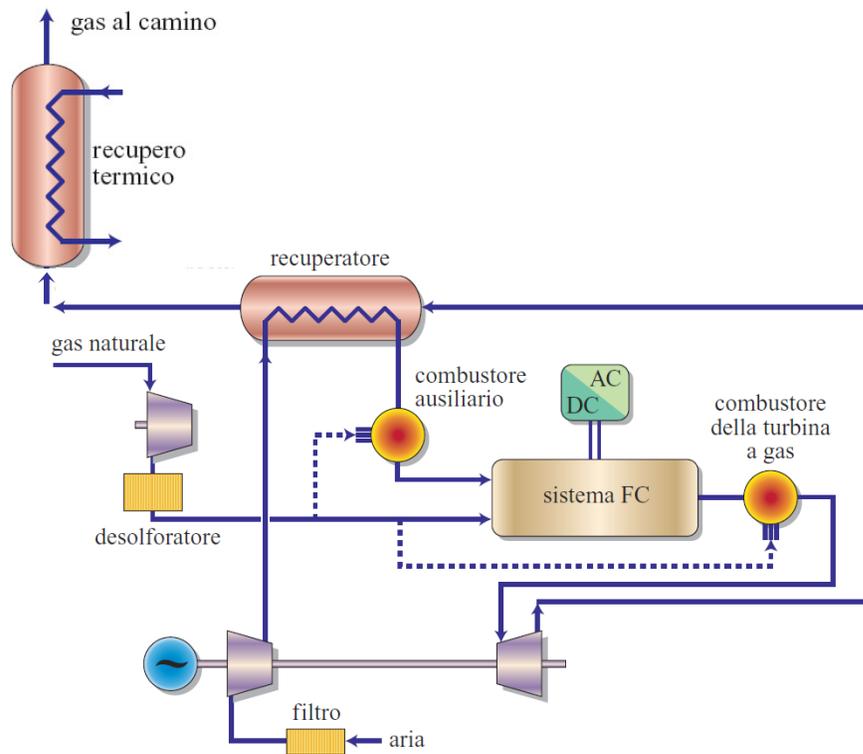


Figura 2.16: Impianto Ibrido Celle a Combustibile-Microturbina a Gas

- ciclo semplice e minimo numero di componenti;
- basso valore della pressione di esercizio della cella a combustibile;
- basso valore della temperatura di immissione in turbina, circa 1082°C per le SOFC, e 788°C per le MCFC; inoltre non è richiesto il raffreddamento delle pale del rotore della turbina;
- relativa semplicità per la rimozione del calore dalla cella, compiuta da una portata di aria in eccesso;
- adattabilità a sistemi di piccola scala di potenza.

Tuttavia si deve tener conto che:

- l'efficienza e il lavoro in uscita dal ciclo sono sensibili alle perdite di pressione, alle differenze di temperatura ed all'efficienza della cella, del compressore e della turbina;
- sono richiesti grossi scambiatori di calore a causa delle caratteristiche dei fluidi in essi evolvanti.

2.2 SISTEMI DI PRODUZIONE DEL FREDDO

I sistemi di produzione del freddo rappresentano una parte fondamentale di un impianto di trigenerazione in quanto utilizzano i cascami energetici dell'impianto di cogenerazione per produrre l'energia frigorifera necessaria al raffreddamento.

Nel presente lavoro vengono prese in considerazione sistemi idonei in ambito residenziale, quali pompe di calore a compressione con condensazione ad aria e pompe di calore ad assorbimento, entrambe reversibili, direttamente alimentate rispettivamente dai surplus elettrici e termici del cogeneratore.

2.2.1 POMPA DI CALORE A COMPRESSIONE

Le pompe di calore a compressione con condensazione ad aria rappresentano una tecnologia ormai ampiamente consolidata. Come noto, lo schema di funzionamento è costituito da un circuito chiuso all'interno del quale un fluido frigorifero attraversa le fasi di compressione, condensazione, laminazione ed evaporazione, estraendo ed apportando calore, a fronte di un lavoro speso sotto forma di energia elettrica. La valvola di espansione reversibile permette di cambiare la direzione di scorrimento del fluido refrigerante in modo da apportare calore in inverno ed estrarre calore, per il raffreddamento, in estate.

Nella sua configurazione di base, una macchina frigorifera a compressione è composta dai seguenti elementi, secondo lo schema riportato in Figura 2.17:

- un compressore, attraverso il quale viene fornita energia al sistema ed in cui il fluido refrigerante, sotto forma di gas, aumenta la propria pressione;
- un condensatore, costituito da uno scambiatore di calore, nel quale il calore assorbito viene dissipato ed il refrigerante passa dallo stato gassoso allo stato liquido;
- un espansore, costituito generalmente da una valvola di espansione, in cui la pressione del liquido (e conseguentemente la sua temperatura) viene abbassata drasticamente;
- un evaporatore, costituito anch'esso (come il condensatore) da uno scambiatore di calore, in cui il refrigerante liquido, in condizioni di bassa pressione e temperatura, assorbe calore dall'ambiente, trasformandosi in gas.

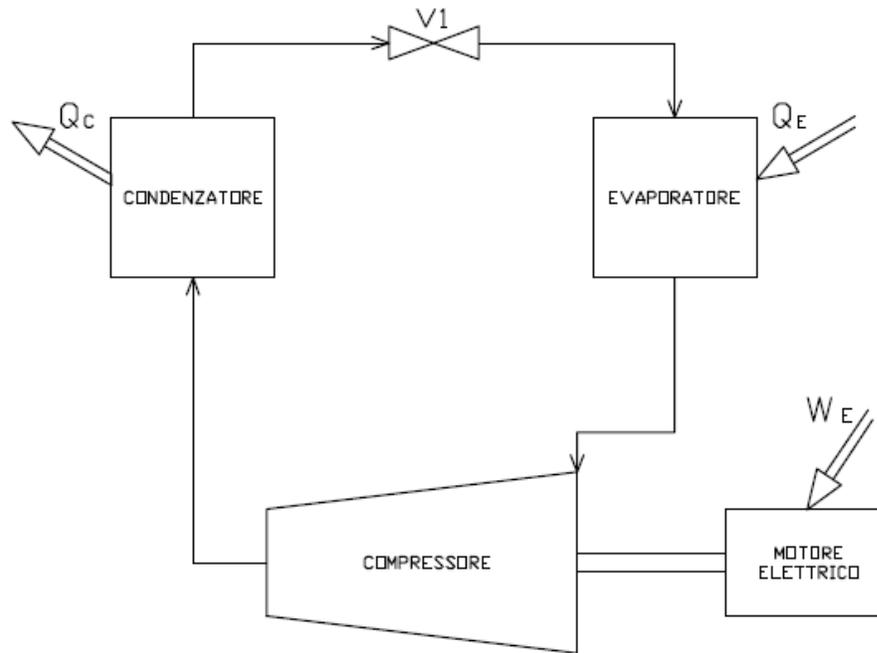


Figura 2.17: Schema di funzionamento di una macchina frigorifera a compressione

Nel condensatore e nell'evaporatore il calore viene scambiato sotto forma di calore latente.

I pregi principali delle pompe di calore a compressione elettriche sono relativi alla semplicità costruttiva ed ai bassi oneri manutentivi.

Per contro, rispetto ad esempio ad altre tecnologie impiegabili in ambito trigenerativo (pompe con condensazione ad acqua o a sonda geotermica) sono caratterizzate da efficienze nominali più basse.

L'efficienza di una pompa di calore, in fase di riscaldamento, è misurata dal Coefficiente di Prestazione (COP - Coefficient of Performance), definito come rapporto tra la quantità di calore ceduta durante la trasformazione ed il lavoro speso dalla macchina per compiere il ciclo stesso, mentre, in fase di raffreddamento, è misurata dall'Indice di Efficienza Energetica (EER - Energy Efficiency Ratio), definito dal rapporto tra il calore assorbito dalla sorgente a temperatura più bassa ed il lavoro speso.

In relazione a tali indicatori di efficienza, una pompa a compressione elettrica può raggiungere valori di COP che variano da 2,7 a 3,5 ed EER compresi tra 2,3 e 3, in funzione della taglia e della temperatura dell'aria esterna.

2.2.2 POMPA DI CALORE AD ASSORBIMENTO

Negli ultimi anni è aumentata notevolmente la diffusione delle pompe di calore ad assorbimento, il cui impiego non si limita più alle tradizionali applicazioni industriali, ma, grazie all'impulso dato dallo sviluppo dei sistemi di trigenerazione, è iniziata una loro progressiva penetrazione anche nel settore della climatizzazione civile, in alternativa ai gruppi elettrici.

A differenza di una macchina a compressione elettrica, gli assorbitori impiegano come fonte di alimentazione del calore che può essere prodotto da un bruciatore di combustibile (assorbitore a fiamma diretta) oppure da un sistema di recupero di calore (mediante acqua o vapore). In quest'ultimo caso è possibile l'accoppiamento tra l'assorbitore ed un impianto cogenerativo per impiego trigenerativo.

Una macchina frigorifera ad assorbimento, nella sua configurazione base, è costituita dai seguenti componenti essenziali [26], secondo lo schema riportato in Figura 2.18:

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

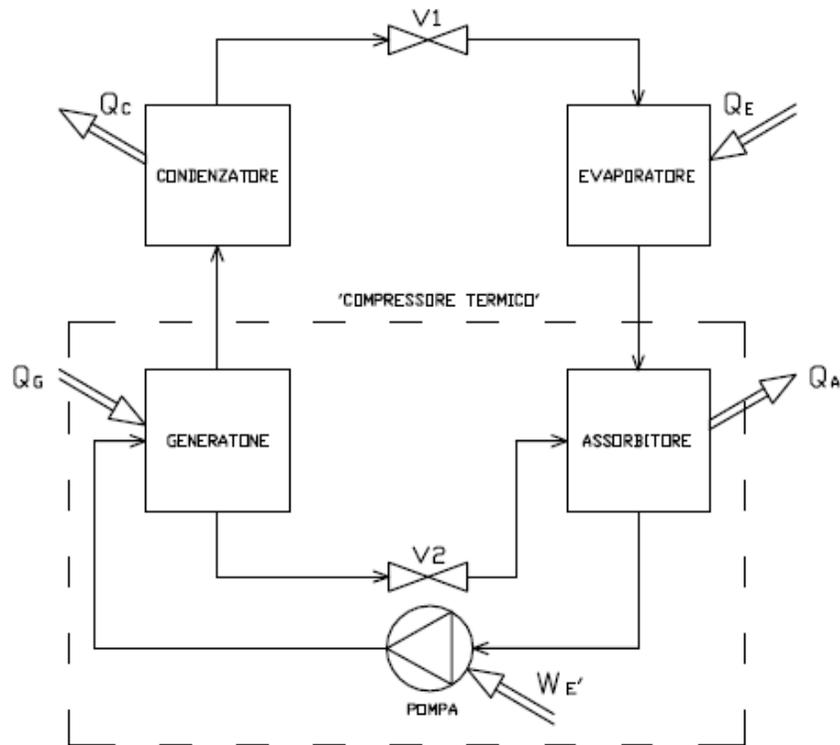


Figura 2.18: Schema di funzionamento di una pompa di calore ad assorbimento

Il ciclo di funzionamento si basa sull'affinità e solubilità del refrigerante e della soluzione assorbente. Le coppie di fluidi più diffuse sono $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, ovvero ammoniaca come refrigerante ed acqua come assorbente, e $\text{H}_2\text{O-LiBr}$, ovvero acqua come refrigerante e una soluzione di bromuro di litio come assorbente, con quest'ultima caratterizzata da rendimenti maggiori. La prima coppia di fluidi è maggiormente impiegata nelle applicazioni di refrigerazione industriale, con basse temperature di evaporazione, mentre la coppia acqua-bromuro di litio è ampiamente usata per applicazioni di condizionamento dell'aria in ambito civile.

Le pompe ad assorbimento attualmente disponibili sul mercato possono essere a singolo stadio o a doppio stadio (che differisce dall'impianto a singolo stadio sopra descritto essenzialmente per la presenza di due generatori posti in cascata), mentre macchine a triplo stadio, con efficienze maggiori, sono di prossima commercializzazione.

I range di potenze frigorifere sono elevati e variano da poco più di 10 kW ad oltre 20 MW, rispettivamente per macchine a singolo e doppio stadio.

Per quanto riguarda le pompe ad assorbimento che utilizzano il bromuro di litio come assorbente e l'acqua come refrigerante, la fonte di calore deve essere ad una temperatura minima di 60-80 °C, per macchine a singolo stadio, o a 150-200 °C, se si considera un sistema a doppio stadio. I sistemi che usano ammoniaca come refrigerante, invece, necessitano di una fonte di calore pari a 100-120 °C, nel sistema singolo stadio.

L'efficienza degli assorbitori, misurata in termini di freddo prodotto rispetto alla quantità di calore introdotto, varia da valori di EER pari a 0,7, per le macchine a singolo stadio, a valori di EER pari a 1,2, per le macchine a doppio stadio. Nel riscaldamento invernale, i valori del COP sono pari a circa 0,9.

2.3 SISTEMI DI ACCUMULO TERMICO

Uno degli aspetti maggiormente critici nella possibilità di utilizzo di un impianto di cogenerazione è legato alla simultaneità dei fabbisogni elettrici e termici dell'utenza, pena la perdita di efficienza nello sfruttamento della risorsa energetica. Inoltre, mentre l'energia elettrica può essere trasportata con facilità e può essere convenientemente utilizzata a grande distanza dal luogo di produzione, il calore non può essere trasportato e deve essere utilizzato contemporaneamente alla sua produzione.

Tali vincoli tecnici pongono un limite alla possibilità di utilizzare la tecnologia cogenerativa in tutti quei settori in cui la richiesta di calore è discontinua o limitata ad intervalli temporali eccessivamente brevi. Ciò è maggiormente rilevante nel settore residenziale, dove i fabbisogni energetici dell'utenza sono fortemente variabili, non solo durante l'anno, ma soprattutto nell'arco della stessa giornata. Tale situazione richiederebbe lo spegnimento del motore cogenerativo per importanti intervalli temporali ed il funzionamento ai carichi parziali per gran parte del tempo di accensione, onde evitare la dispersione verso l'ambiente esterno del calore cogenerato, con conseguente perdita del vantaggio connesso alla scelta di tale tecnologia impiantistica. Inoltre, lo stesso funzionamento ai carichi parziali del motore cogenerativo sarebbe di per sé motivo di un sensibile decadimento delle prestazioni dell'impianto [27].

In tale contesto, un sistema di accumulo termico, noto anche con l'acronimo inglese TES (Thermal Energy Storages), costituisce un'opzione ottimale per disgiungere il momento della produzione di energia termica dal momento del suo effettivo utilizzo. Tale tecnologia, asservita ad un motore cogenerativo, consente di assorbire il flusso di calore prodotto in eccesso per renderlo disponibile successivamente, quando il carico termico lo richieda.

Sebbene l'accumulo termico costituisca una tecnologia ormai matura, sta diventando oggetto di rinnovate attenzioni per applicazioni nel settore residenziale e nel terziario, a causa dell'aumento continuo del fabbisogno energetico e della contestuale riduzione delle scorte di combustibili fossili.

Lo stoccaggio energetico non riduce soltanto la divergenza tra fornitura e domanda, ma incrementa anche l'efficienza e l'affidabilità dei sistemi energetici e

gioca un ruolo importante nella conservazione dell'energia: consente infatti maggiori risparmi di energia primaria e i sistemi di produzione risultano economicamente più competitivi valorizzando al massimo i cascami energetici di scarto. Il recupero di calore mediante accumulo consente inoltre di diminuire le potenze installate in quanto livellando i carichi riduce i valori di picco richiesti, riducendo sensibilmente i costi di esercizio e di generazione.

Nei sistemi di accumulo termico, il calore viene trasferito al mezzo di accumulo durante il periodo di carico e rilasciato in un secondo momento durante il processo di scarico. Più precisamente il processo completo prevede tre fasi (Figura 2.18): carico, conservazione, scarico [28].

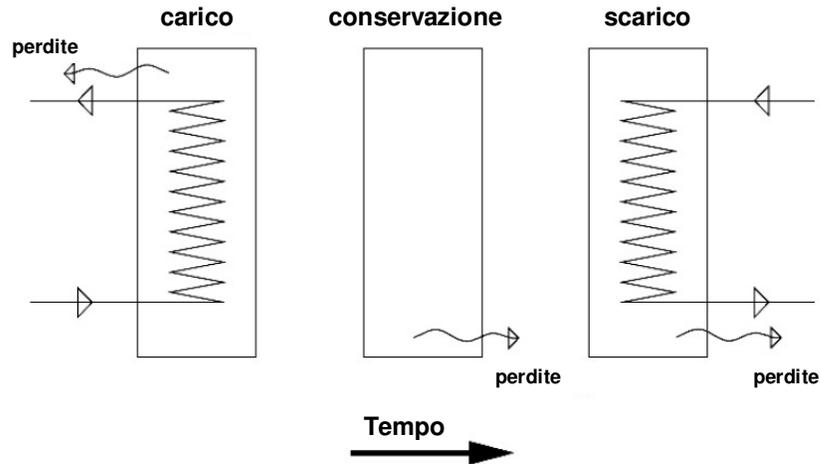


Figura 2.18: Fasi del processo di accumulo

Le caratteristiche più importanti di un sistema di accumulo sono [29]:

- durata, ovvero il tempo durante il quale l'energia può essere conservata con perdite accettabili;
- densità o capacità di accumulo, vale a dire la quantità di energia immagazzinata nell'unità di volume (misurata in kWh/m³);
- efficienza, data dal rapporto tra l'energia estratta dall'accumulo e l'energia accumulata [30]:

$$\eta = \frac{mc(T - T_o)}{mc(T_\infty - T_o)}$$

dove mc è la capacità termica totale del mezzo, T e T_o sono le temperature massima e minima dell'accumulo durante il processo di scarico, T_∞ è la temperatura massima al termine del processo di carico.

I sistemi di accumulo termico sono classificati in base al tipo di scambio termico tra sorgente, accumulatore e utilizzatore [28, 29, 30]. Vi sono, secondo tale parametro, tre metodi di accumulo di calore:

- Calore Sensibile (riscaldamento e raffreddamento di un materiale);
- Calore Latente (fusione e solidificazione, vaporizzazione e condensazione);
- Energia di Legame Chimico (rottura e formazione di legami molecolari).

La scelta della tipologia dipende da numerosi fattori, tra cui principalmente il periodo di stoccaggio richiesto (ad es.: diurno, settimanale, stagionale), la fattibilità economica, le condizioni operative (intervallo di temperature, perdite, capacità, ecc.).

2.3.1 ACCUMULO DI CALORE SENSIBILE

In tale sistema l'energia viene accumulata mediante variazione della temperatura di un mezzo liquido (acqua, olio) o solido (roccia, mattoni, sabbia, terreno) senza alcun cambiamento di fase nell'intervallo di temperature del processo. Ciò che varia è quindi l'energia interna del mezzo accumulatore.

La quantità di energia accumulata è proporzionale alla differenza tra la temperatura finale e quella iniziale, alla massa ed al calore specifico del mezzo [30].

Un buon materiale deve avere elevata capacità termica ed essere economico e reperibile in grandi quantità. Proprio per questo l'acqua si presenta come la miglior candidata per l'accumulo di calore sensibile, rispondendo estremamente bene ai requisiti richiesti. Tuttavia, oltre i 100°C in condizione di normale pressione, vengono impiegati oli, sali fusi, metalli liquidi, ecc, per passare poi ai materiali solidi (rocce e minerali, materiali ceramici, metalli, calcestruzzo, ecc.) che possono essere impiegati in alcuni casi fino a 1000°C [31].

2.3.2 ACCUMULO DI CALORE LATENTE

L'accumulo di calore latente è basato sull'assorbimento o il rilascio di calore durante il cambiamento di fase del mezzo di stoccaggio, da solido a liquido o da liquido a gas e viceversa, senza significative variazioni della temperatura, ossia quasi

isotermicamente. Tali materiali vengono comunemente definiti PCM (Phase Change Materials) e sono suddivisi in inorganici (sali, sali idrati e metalli), organici (distinti in paraffine e non paraffine) e miscele eutettiche [28].

L'energia totale accumulabile in un sistema ad accumulo di calore latente (con cambiamento di fase solido-liquido) è proporzionale alla massa del mezzo di accumulo ed al calore latente di fusione.

L'elevata densità di accumulo dei PCM (anche 100 kW/m^3) e la ridotta variazione di temperatura rendono questa tipologia di stoccaggio molto promettente in quanto è quella che attualmente catalizza la maggior parte degli interessi e degli sforzi della ricerca sui sistemi di accumulo termico. Si consideri che i sistemi a calore latente, a parità di energia termica immagazzinata, hanno dimensioni decisamente inferiori ad un sistema a calore sensibile, sebbene questi ultimi presentino minori difficoltà di progettazione per quanto concerne la trasmissione del calore e la scelta dei materiali [31].

2.3.3 ACCUMULO ENERGIA DI LEGAME CHIMICO

Tali sistemi di accumulo si basano sull'energia di legame assorbita e rilasciata durante la rottura e la formazione dei legami molecolari all'interno di una reazione chimica completamente reversibile. In questo caso il calore accumulato dipende dalla quantità di materiale (massa), dal calore di reazione e dal grado di reazione.

La densità di accumulo, nelle reazioni reversibili, risulta ancora più elevata che nei sistemi a calore latente. Inoltre, in molti casi, i reagenti chimici possono essere accumulati e conservati in condizioni ambientali standard per tempi anche indefiniti, consentendo un facile trasporto e riducendo buona parte delle perdite termiche. Per questo motivo sono privilegiate le reazioni reversibili con reagenti e prodotti facilmente accumulabili in forma liquida o solida [31].

Nonostante i molti aspetti positivi, tale tecnologia è ancora in uno stato di sviluppo iniziale.

CAPITOLO III

MODELLAZIONE DI UN SISTEMA DI TRIGENERAZIONE CON ACCUMULO TERMICO

Nel presente capitolo viene proposta una caratterizzazione energetica dei principali componenti del sistema di trigenerazione con accumulo termico, al fine di analizzarne e parametrizzarne le prestazioni in funzione dei rispettivi parametri tecnici fondamentali. Sulla base dei diagrammi dei flussi di energia, sono determinate, per ciascun componente del sistema, le equazioni di bilancio energetico necessarie alla successiva implementazione del modello matematico.

3.1 MODELLAZIONE DEI PRINCIPALI SISTEMI DI COGENERAZIONE

La caratterizzazione energetica dei principali impianti di cogenerazione è condotta in funzione dei due parametri fondamentali:

– il rendimento elettrico $\eta_e = \frac{\text{Potenza Elettrica Prodotta}}{\text{Potenza Fornita dal Combustibile}} = \frac{P_e}{P_f}$ (3.1)

– il rendimento termico $\eta_t = \frac{\text{Potenza Termica Prodotta}}{\text{Potenza Fornita dal Combustibile}} = \frac{P_t}{P_f}$ (3.2)

Tali parametri sono una sorta di variabili di stato per gli impianti di cogenerazione, permettono di stimare da un punto di vista energetico le varie configurazioni impiantistiche, consentendo una rappresentazione grafica, su un piano cartesiano (η_t, η_e), molto efficace e di rapida comprensione [32].

Il rapporto fra i due rendimenti determina un altro parametro fondamentale: l'indice termo-elettrico λ , già precedentemente definito, che permette di confrontare l'efficienza termica delle varie macchine per unità elettrica autoprodotta. Può essere espresso anche come il rapporto tra la potenza termica ed elettrica:

$$\lambda = \frac{\eta_t}{\eta_e} = \frac{P_t/P_f}{P_e/P_f} = \frac{P_t}{P_e} \quad (3.3)$$

3.1.1. CARATTERIZZAZIONE ENERGETICA DI IMPIANTI CON TURBINA A VAPORE

I cicli utilizzati in questo tipo di impianti possono essere a condensazione, a contropressione e ad estrazione. Scartati gli impianti a pura condensazione nei quali il calore di scarico sarebbe disponibile a temperatura troppa bassa per qualsiasi utilizzazione industriale [7], vengono qui analizzati i due tipi di impianto più comunemente utilizzati:

- Turbina a Vapore in Contropressione;
- Turbina a Vapore ad Estrazione e Condensazione.

3.1.1.1 Turbina a Vapore in Contropressione

Una Turbina a Vapore in Contropressione è generalmente costituita, come mostrato in Figura 3.1, da un generatore di vapore, che produce vapore ad alta pressione, e da una turbina in contropressione in cui il vapore, espandendosi fino alla pressione di utilizzo, genera energia elettrica mediante un alternatore.

Mediante un bilancio energetico si può evidenziare come gli impianti di cogenerazione si posizionano sul piano (η_t, η_e) . In particolare, per le turbine in contropressione, utilizzando il diagramma del flusso di energia di Figura 3.2, possiamo scrivere:

$$P_f \cdot \eta_c = P_e \cdot (1 + L_{me}) + P_t \quad (3.4)$$

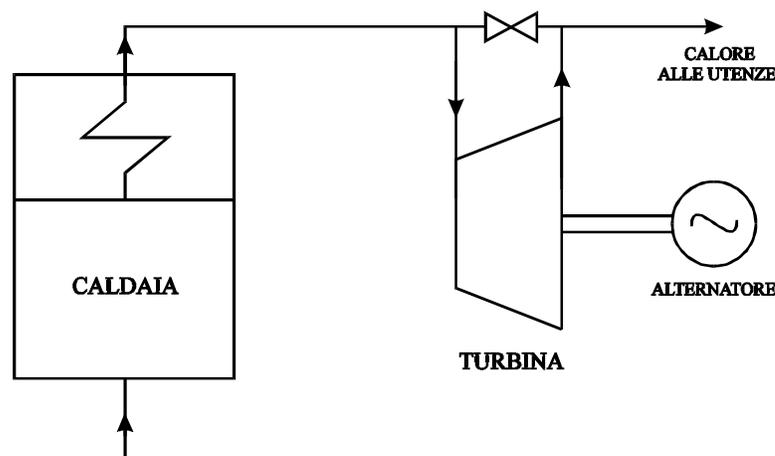


Figura 3.1: Schema semplificato di un Impianto a Vapore in Contropressione

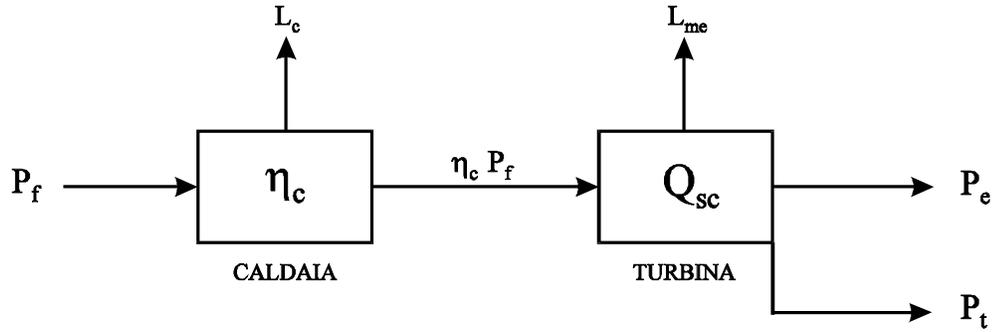


Figura 3.2: Diagramma dei flussi di energia per impianti a Vapore in Contropressione

dove il termine L_{me} rappresenta le perdite di trasformazione della potenza meccanica in potenza elettrica, circa il 4-6 %, ed η_c il rendimento del generatore di vapore che, in linea con il valore di un generatore convenzionale, viene fissato pari a 0,85.

Dividendo l'espressione per la potenza fornita dal combustibile P_f si ottiene:

$$\eta_c = \eta_e \cdot (1 + L_{me}) + \eta_t \quad (3.5)$$

Sul piano cartesiano (η_t, η_e) tale equazione rappresenta una retta di pendenza prossima ai 45° (Figura 3.3).

Considerando ora il consumo specifico di calore della turbina Q_{sc} , ovvero il rapporto $(\eta_c \cdot P_f) / P_e(1 + L_{me})$ tra la potenza termica fornita dalla caldaia e la potenza elettrica prodotta [33], possiamo scrivere:

$$(1 + L_{me}) \cdot P_e = \frac{(P_f \cdot \eta_c)}{Q_{sc}} \quad (3.6)$$

e dividendo per P_f si ha:

$$\eta_e = \frac{\eta_c}{Q_{sc} \cdot (1 + L_{me})} \quad (3.7)$$

da cui si evidenzia il rapporto di inversa proporzionalità tra il rendimento elettrico e il consumo specifico di calore della turbina.

Quindi il tratto di retta utile per questo tipo di impianti va dal punto sulle ascisse $(\eta_c, 0)$, cui corrispondono turbine a vapore avente una linea di espansione con salto entalpico infinitesimo, fino ad un valore massimo di $(1 + L_{me}) \cdot \eta_e$ dato da $(\eta_c / Q_{sc})_{max}$, ossia da impianti con consumi specifici più bassi.

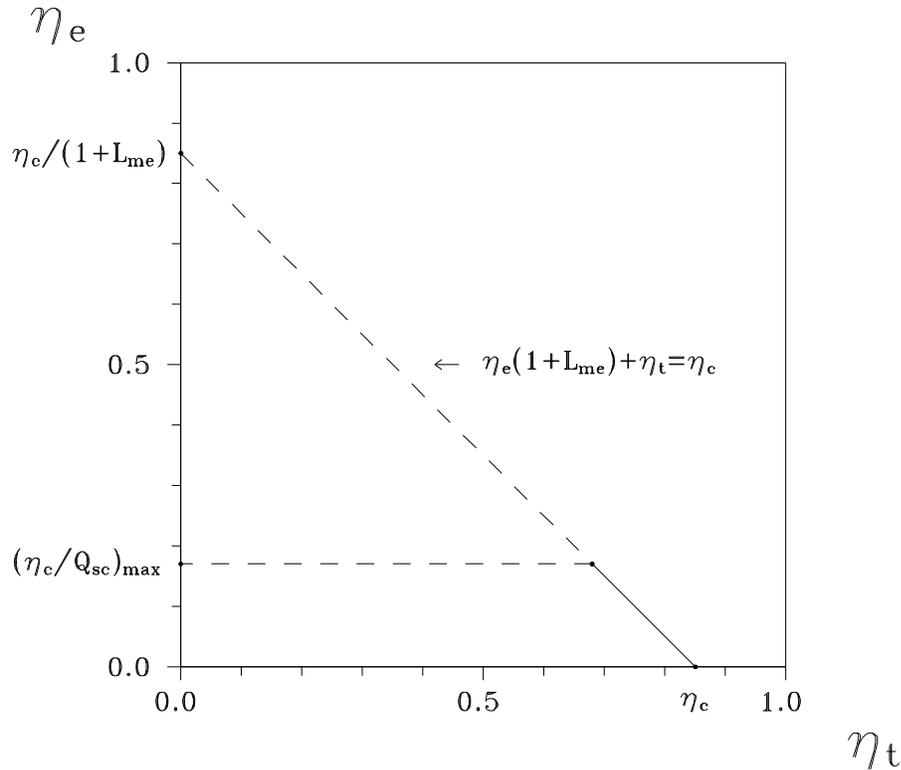


Figura 3.3: Prestazioni delle Turbine a Vapore in Contropressione nel piano (η_t, η_e)

In generale le turbine a vapore in contropressione sono caratterizzate da consumi specifici di turbina elevati, quindi da modesti rendimenti elettrici. Da un punto di vista numerico, i valori più bassi di Q_{sc} , riscontrati nella pratica corrente, sono intorno a 5 kWt/kWe, corrispondenti a condizioni di vapore in ammissione di turbina di 100 bar e 500°C con uno scarico di 3-4 bar [32]. In base a tali considerazioni, il massimo valore del rendimento elettrico sarà:

$$\eta_e = \frac{0,85}{5 \cdot (1 + L_{me})} \cong 0,16 \quad (3.8)$$

3.1.1.2 Turbina a Vapore a Estrazione e Condensazione

L'impianto è schematizzato in Figura 3.4, dove si può notare come, a differenza degli impianti a contropressione, la turbina a vapore è suddivisa in due sezioni: una sezione ad alta pressione, a valle della quale il vapore viene spillato ed inviato alle utenze, ed una sezione a bassa pressione, dove la rimanente parte di vapore continua la sua espansione fino alla pressione di condensazione.

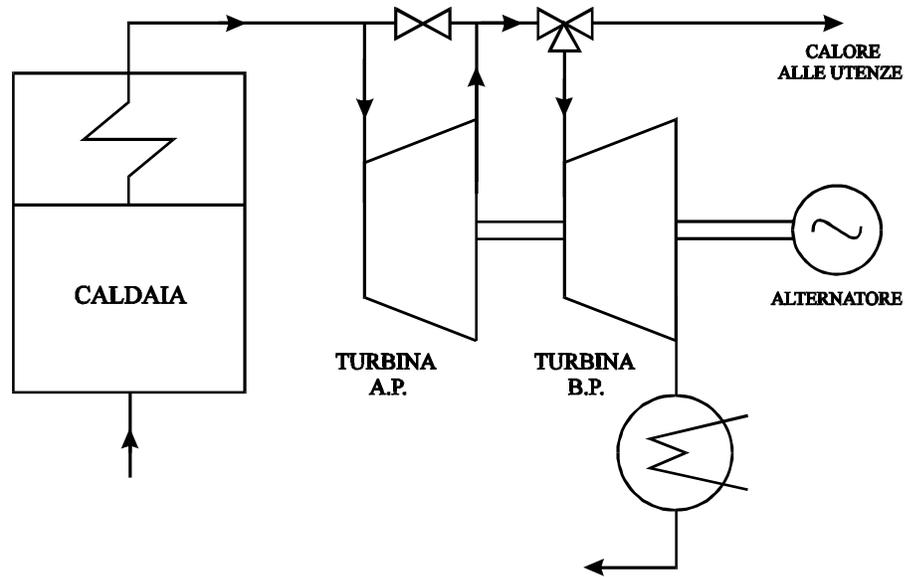


Figura 3.4: Schema semplificato di un impianto a Vapore a Estrazione e Condensazione

Vediamo ora come è possibile rappresentare nel piano (η_t, η_e) , le prestazioni di una turbina ad estrazione e condensazione. Lo schema preso come riferimento è il diagramma del flusso di energia di Figura 3.5.

In questo tipo di impianti non si conosce a priori la quantità di vapore spillato e quindi la potenza elettrica producibile. Quest'ultima è funzione dei consumi specifici delle sezioni di alta e bassa pressione della turbina [32], per cui possiamo scrivere:

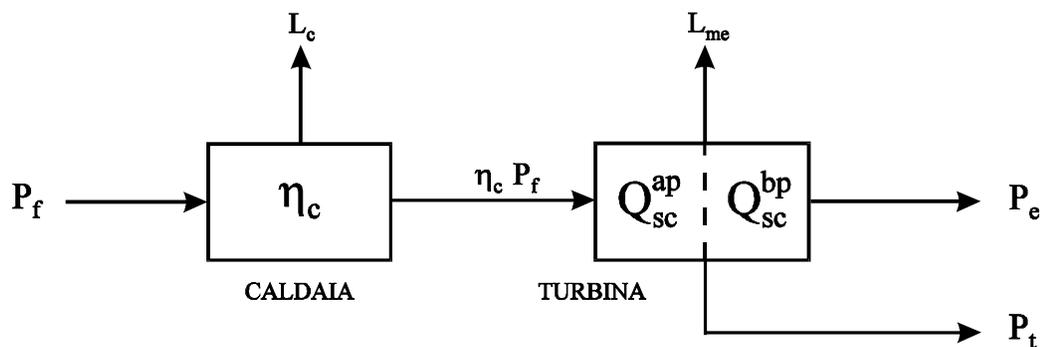


Figura 3.5: Diagramma dei flussi di energia per impianti a Vapore a Estrazione e Condensazione

$$(1 + L_{me}) \cdot P_e = \frac{P_f \cdot \eta_c}{Q_{SC}^{tot}} - \frac{P_t}{Q_{SC}^{bp}} \quad (3.9)$$

dove Q_{sc}^{bp} è il consumo specifico della sezione di bassa pressione mentre Q_{sc}^{tot} è il consumo specifico totale della turbina.

Il termine sottrattivo al secondo membro rappresenta la riduzione della potenza elettrica prodotta dovuto al prelievo di vapore. Dividendo per la potenza fornita dal combustibile si ha:

$$(1 + L_{me}) \cdot \eta_e = \frac{\eta_c}{Q_{SC}^{tot}} - \frac{\eta_t}{Q_{SC}^{bp}} \quad (3.10)$$

Su piano cartesiano (η_t, η_e), tale equazione rappresenta una retta di pendenza modesta, che interseca l'asse delle ordinate nel punto $(1+L_{me}) \cdot \eta_e = \eta_c / Q_{sc}^{tot}$, corrispondente ad impianti in pura condensazione.

Il tratto di retta utile va da tale punto, a rendimento elettrico massimo, fino al punto di intersezione con la retta relativa agli impianti in contropressione, $(1+L_{me}) \cdot \eta_e = \eta_c / Q_{sc}^{ap}$, corrispondente ad impianti che funzionano a prelievo massimo di vapore (Figura 3.6). Di conseguenza, dal punto di vista del rendimento globale gli impianti ad estrazione e condensazione, raggiungono al massimo le prestazioni degli impianti a contropressione.

In realtà, poiché non è possibile marciare con la sezione di bassa pressione della turbina senza vapore per problemi di surriscaldamento allo scarico, il punto di intersezione delle due rette non è un punto di funzionamento ammissibile; il punto effettivo è spostato a sinistra di circa il 5-10 % che è il valore minimo della portata di vapore per il raffreddamento dello scarico della turbina.

Da un punto di vista numerico, si assume che per impianti in pura condensazione, $\eta_t=0$, il corrispondente rendimento elettrico sia pari a 0,374, che è il rendimento medio delle centrali ENEL [11].

Di conseguenza è possibile determinare il relativo consumo specifico di calore totale della turbina dalla relazione:

$$Q_{SC}^{tot} = \frac{\eta_c}{\eta_e \cdot (1 + L_{me})} = \frac{0,85}{0,393} \cong 2,2 \frac{kW_t}{kW_e} \quad (3.11)$$

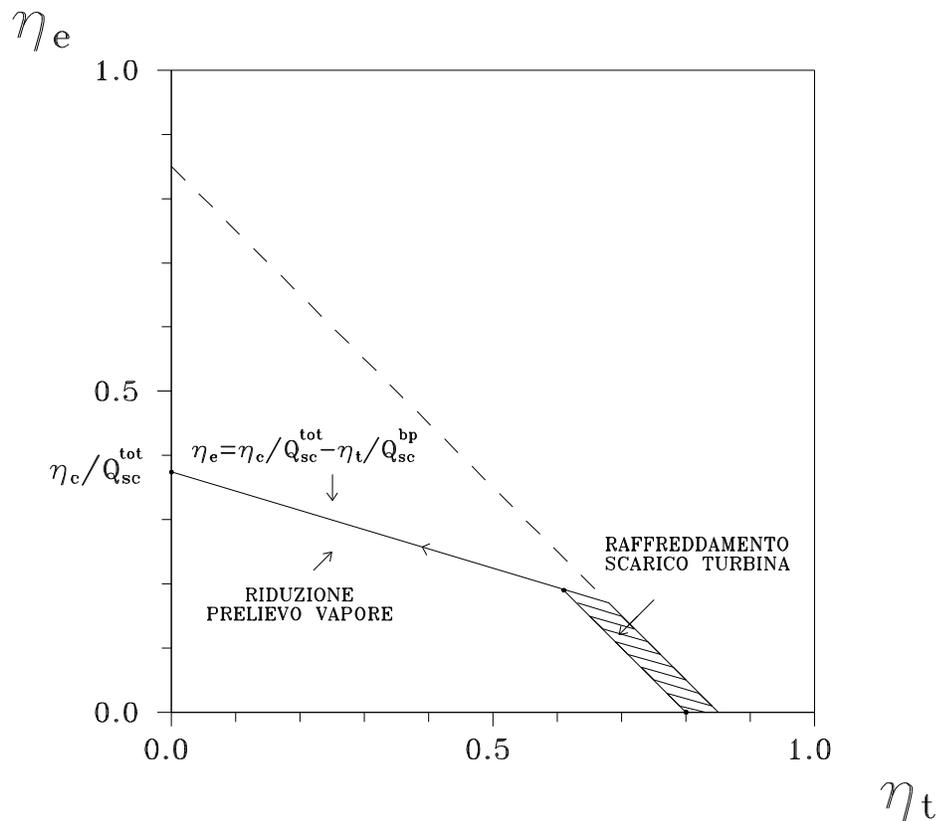


Figura 3.6: Prestazioni delle Turbine a Vapore a Estrazione e Condensazione nel piano (η_t, η_e)

3.1.2. CARATTERIZZAZIONE ENERGETICA DI IMPIANTI CON TURBINE A GAS

I sistemi di cogenerazione che utilizzano le turbine gas, a seconda di come viene effettuato il recupero del calore contenuto nei gas di scarico della turbina, possono assumere le seguenti configurazioni:

- Turbine a Gas a Ciclo Semplice;
- Turbine a Gas ad Iniezione di Vapore;
- Turbine a Gas a Ciclo Combinato.

3.1.2.1 Turbina a Gas a Ciclo Semplice

Le Turbine a Gas a Ciclo Semplice operano secondo un ciclo Brayton aperto ed il recupero del calore avviene mediante una caldaia a recupero che sfrutta l'alta temperatura dei gas di scarico della turbina per produrre vapore da inviare alle utenze

(Figura 3.7). Con riferimento allo schema di Figura 3.8, il bilancio globale di energia per questo impianto è il seguente:

$$P_t = \eta_c \cdot [P_f \cdot (1 - L_r) - P_e \cdot (1 + L_{me})] \quad (3.12)$$

dove L_r sono le perdite di convezione ed irraggiamento della turbina, dell'ordine del 1-2%, L_{me} le perdite di trasformazione tra energia meccanica ed energia elettrica, circa il 4-6%, ed η_c è il rendimento della caldaia a recupero, generalmente sempre inferiore al rendimento di una caldaia a combustione in quanto le perdite di calore al camino sono più alte.

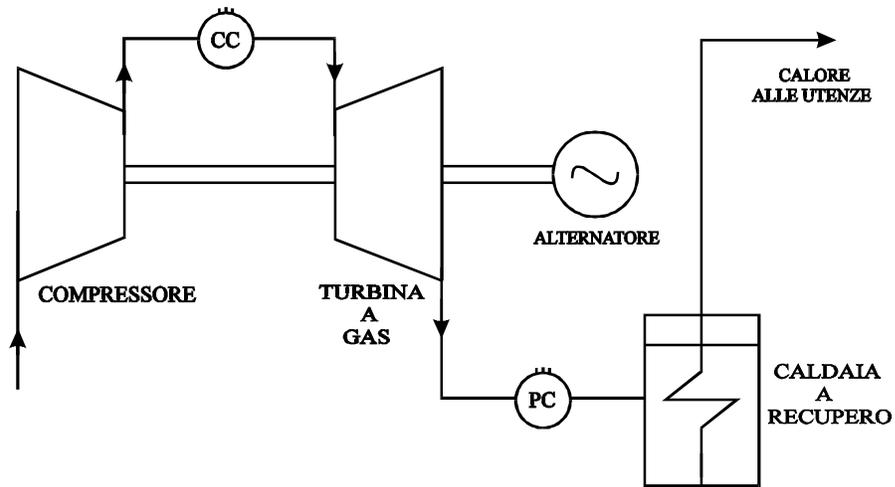


Figura 3.7: Schematizzazione del funzionamento di una Turbina a Gas a Ciclo Semplice

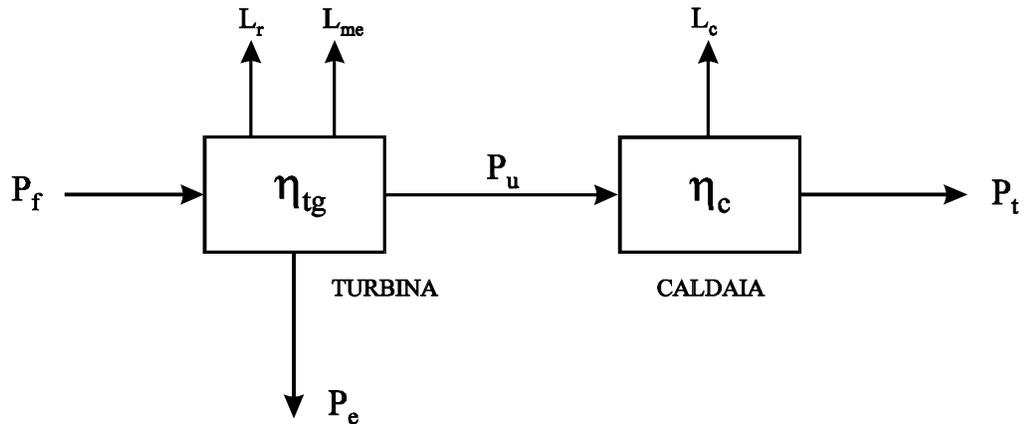


Figura 3.8: Diagramma dei flussi di energia per Turbina a Gas a Ciclo Semplice

Dividendo per la potenza fornita dal combustibile, si ha:

$$\eta_e \cdot (1 + L_{me}) + \eta_t / \eta_c = (1 - L_r) \quad (3.13)$$

che sul piano cartesiano (η_t , η_e) rappresenta una retta di pendenza prossima a 45° (Figura 3.9). Poiché per questi impianti il rendimento elettrico coincide con il rendimento della turbina a gas η_{tg} , il tratto di retta utile è quello compreso tra $\eta_e=0,20-0,35$. Il limite inferiore corrisponde al rendimento delle turbine a gas di piccola taglia con potenze inferiori ad 1 MWe, mentre quello superiore corrisponde alle turbine a gas di derivazione aeronautica di taglia più grossa.

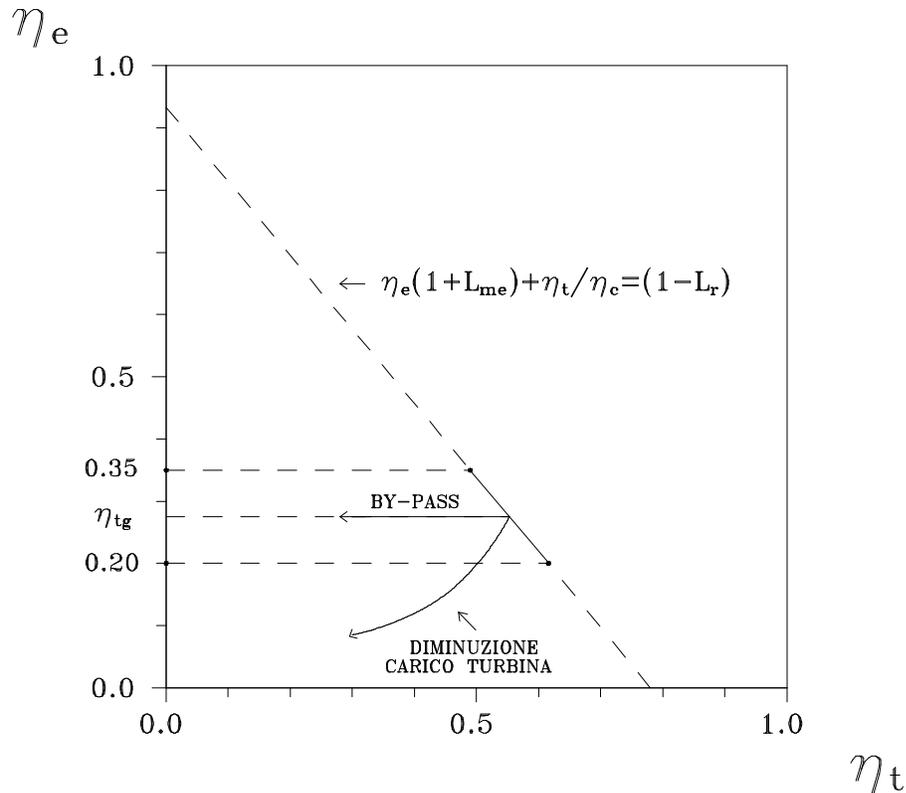


Figura 3.9: Prestazioni delle Turbina a Gas a Ciclo Semplice nel piano (η_t , η_e)

L'effetto di un eventuale by-pass dei fumi riduce soltanto il rendimento termico dell'impianto lasciando invariato quello elettrico, per cui il punto di funzionamento si sposta verso sinistra su una retta parallela all'asse delle ascisse.

L'utilizzo di quest'ultima tecnica rappresenta, quindi, la soluzione migliore per fronteggiare variazioni del carico termico. Infatti, a conferma di ciò, in Figura 3.9

viene evidenziato come modulando le richieste di calore attraverso la riduzione del carico della turbina diminuiscono sia il rendimento termico che elettrico ottenendo risultati disastrosi dal punto di vista energetico.

3.1.2.2 Turbina a Gas a Ciclo STIG

Gli impianti che operano con turbine a gas a ciclo STIG sono caratterizzati dalla possibilità di iniettare il vapore prodotto nella caldaia a recupero, insieme con il combustibile, nella camera di combustione per ottenere una maggiore produzione di energia elettrica (Figura 3.10).

Vediamo come si modifica il bilancio globale dell'energia della turbina a gas in funzione della potenza termica iniettata P_i . Utilizzando il diagramma di flusso di Figura 3.11 si ha:

$$P_t = \eta_c \cdot P_f \cdot [(1 - L_r) - \eta_{tg} \cdot (1 + L_{me})] - P_i \quad (3.14)$$

$$P_e = \eta_{tg} \cdot [P_f + P_i \cdot (1 - L_{mix})] \quad (3.15)$$

dove η_{tg} è il rendimento della turbina gas in condizioni nominali, cioè $P_i = 0$, e L_{mix} rappresenta le perdite dovute al miscelamento del vapore in camera di combustione che sono dell'ordine del 40-45%. Dividendo per la potenza fornita dal combustibile si ottengono le espressioni:

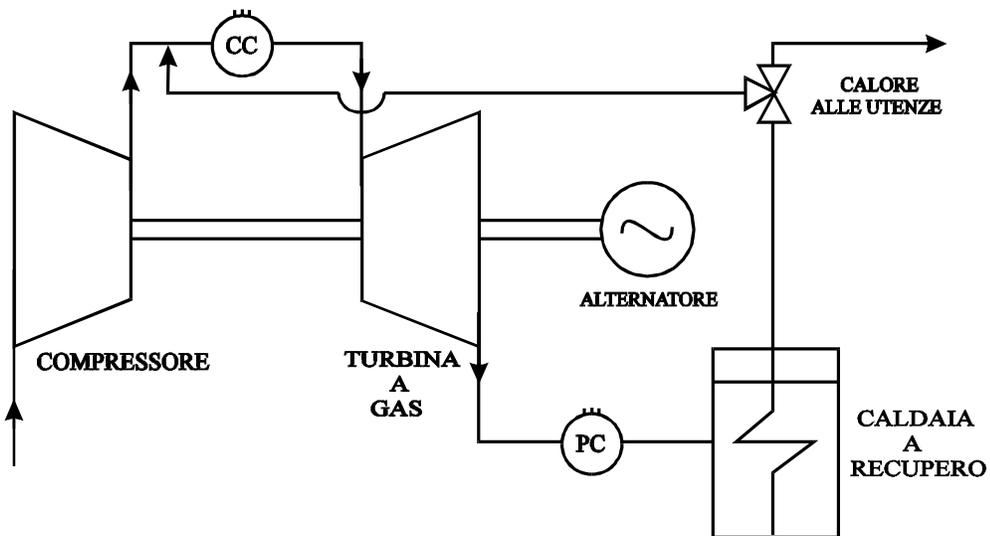


Figura 3.10: Schema semplificato d'impianto per una Turbina a Gas a Ciclo STIG

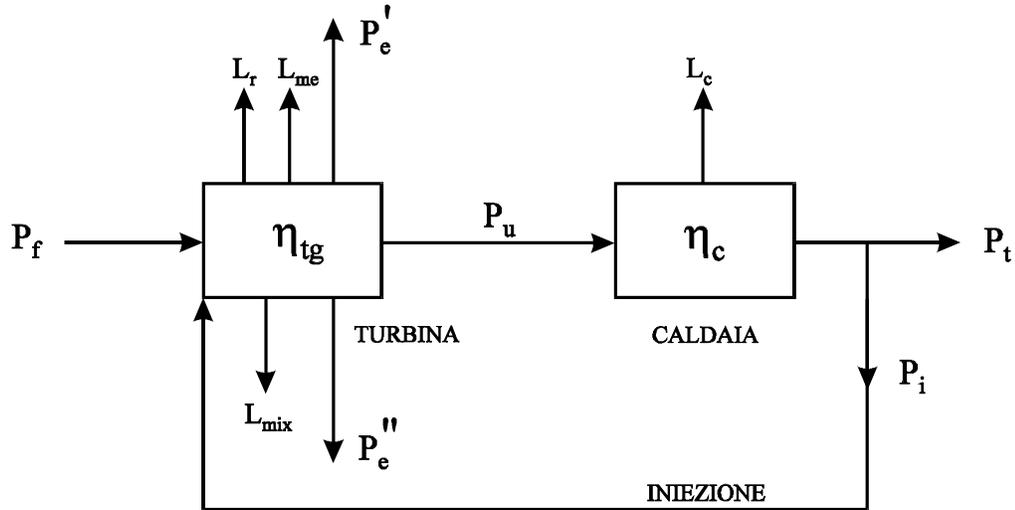


Figura 3.11: Diagramma dei flussi di energia per Turbina a Gas a Ciclo STIG

$$\eta_t = \eta_c \cdot \left[(1 - L_r) - \eta_{tg} \cdot (1 + L_{me}) \right] - P_i / P_f \quad (3.16)$$

$$\eta_e = \eta_{tg} \cdot \left[1 + (1 - L_{mix}) \cdot P_i / P_f \right] \quad (3.17)$$

che rappresentano, in funzione di P_i/P_f , le equazioni parametriche di una retta di pendenza negativa, ovvero il luogo dei punti di funzionamento dell'impianto all'aumentare della quantità di vapore iniettato (Figura 3.12).

Si può adesso analizzare come la post-combustione modifica le equazioni di bilancio dell'energia per gli impianti con turbine a gas sia a ciclo semplice che a ciclo STIG. Per le turbine a gas a ciclo semplice, utilizzando lo schema di Figura 3.13, possiamo scrivere:

$$P_t = \eta_c \cdot \left[P_f' \cdot (1 - L_r) - P_e \cdot (1 + L_{me}) \right] + \eta_{PC} \cdot P_f'' \quad (3.18)$$

dove P_f'' rappresenta il combustibile necessario alla post-combustione e η_{PC} il relativo rendimento. Quest'ultimo può essere considerato prossimo all'unità in quanto la potenza P_f'' viene fornita senza variare apprezzabilmente la portata dei fumi e quindi le perdite energetiche del camino [32]. Introducendo il fattore di post-combustione definito come :

$$x_{pc} = \eta_{PC} \cdot P_f'' / P_f^{tot} \quad (3.19)$$

con $P_f^{tot} = P_f' + P_f''$, e dividendo per P_f^{tot} si ottiene:

$$\eta_t = (1 - x_{pc}) \cdot \eta_c \cdot \left[(1 - L_r) - \eta_{tg} \cdot (1 + L_{me}) \right] + x_{pc} \quad (3.20)$$

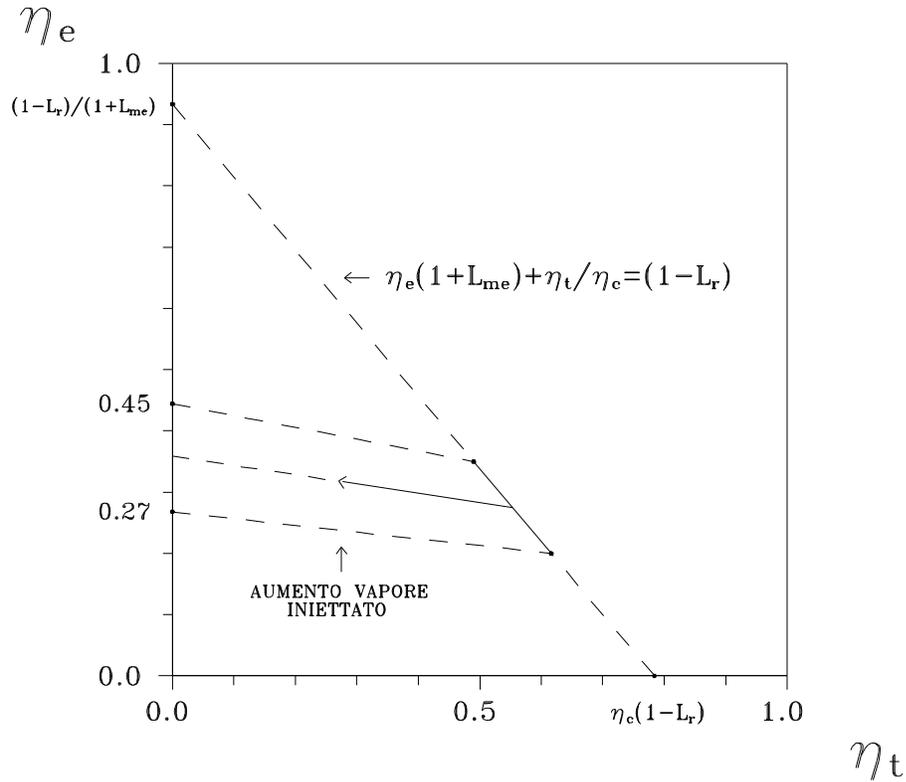


Figura 3.12: Prestazioni delle Turbina a Gas a Ciclo STIG nel piano (η_t, η_e)

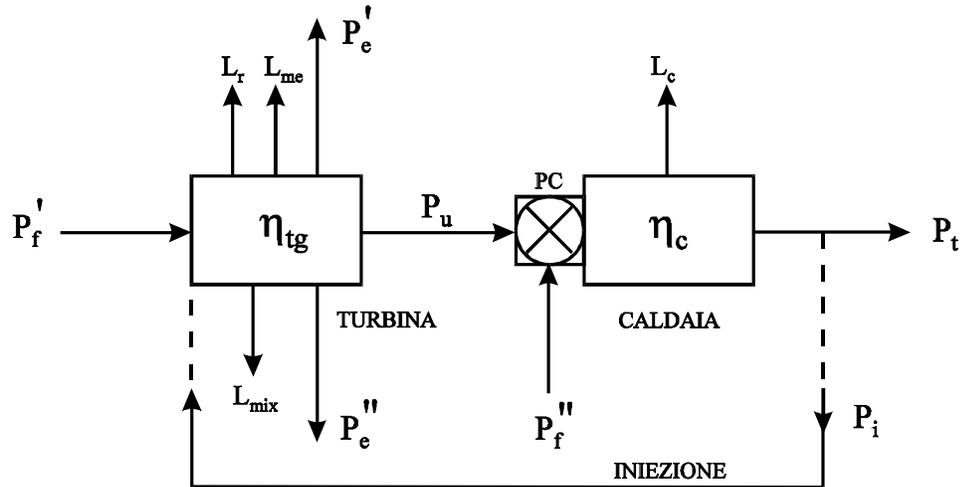


Figura 3.13: Diagramma dei flussi di energia nel caso di utilizzo della post combustione per Turbina a Gas a Ciclo Semplice e a Ciclo STIG

Nello scrivere tale espressione si è tenuto conto del fatto che :

$$\eta_e = \frac{P_e}{P_f^{tot}} = \frac{P_e}{P_f' + P_f''} = \frac{P_e}{P_f'} \cdot (1 - x_{pc}) = \eta_{tg} \cdot (1 - x_{pc}) \quad (3.21)$$

dove η_{tg} rappresenta il rendimento elettrico in condizioni nominali. Per cui, indicando il rendimento termico nominale (senza post-combustione) con la seguente relazione:

$$a = \eta_c \cdot [(1 - L_r) - \eta_{tg} \cdot (1 + L_{me})] \quad (3.22)$$

le espressioni:

$$\eta_t = (1 - x_{pc}) \cdot a + x_{pc} \quad (3.23)$$

$$\eta_e = \eta_{tg} \cdot (1 - x_{pc}) \quad (3.24)$$

rappresentano, in funzione del parametro X_{pc} , le equazioni parametriche di una retta di pendenza negativa che passa per il punto $\eta_t = 1$, quindi il luogo dei punti di funzionamento dell'impianto all'aumentare del rapporto di post-combustione X_{pc} .

Per le turbine a ciclo STIG le equazioni del bilancio dell'energia si modificano, in funzione del rapporto di post-combustione nella, maniera seguente:

$$\eta_t = (1 - x_{pc}) \cdot a + x_{pc} - P_i / P_f^{tot} \quad (3.25)$$

$$\eta_e = \eta_{tg} \cdot (1 - x_{pc}) \cdot [1 + (1 - L_{mix}) \cdot P_i / P_f^{tot}] \quad (3.26)$$

In Figura 3.14 viene mostrato, sia per le turbine a gas a ciclo semplice che per quelle a ciclo STIG, come l'utilizzo della post-combustione permetta di coprire ampie variazioni dei carichi termici, anche se a scapito di un maggiore consumo di energia primaria.

In ogni caso, da un punto di vista pratico, la post-combustione viene limitata a valori di temperatura dei fumi in ingresso alla caldaia di 750-800 °C. Più raramente viene spinta a valori di ingresso dei fumi di 1000 °C e oltre, in quanto ciò comporta un progetto della caldaia a recupero molto particolare con una zona iniziale di tipo radiante e non più convettiva, e l'impiego di materiale refrattario, con costi superiori e con una notevole perdita di flessibilità nell'esercizio dell'impianto. E' facile verificare che ciò corrisponde a limitare il fattore di post-combustione a circa:

$$x_{pc} \cong 0,50 \cdot [(1 - L_r) - \eta_{tg} \cdot (1 + L_{me})] \quad (3.27)$$

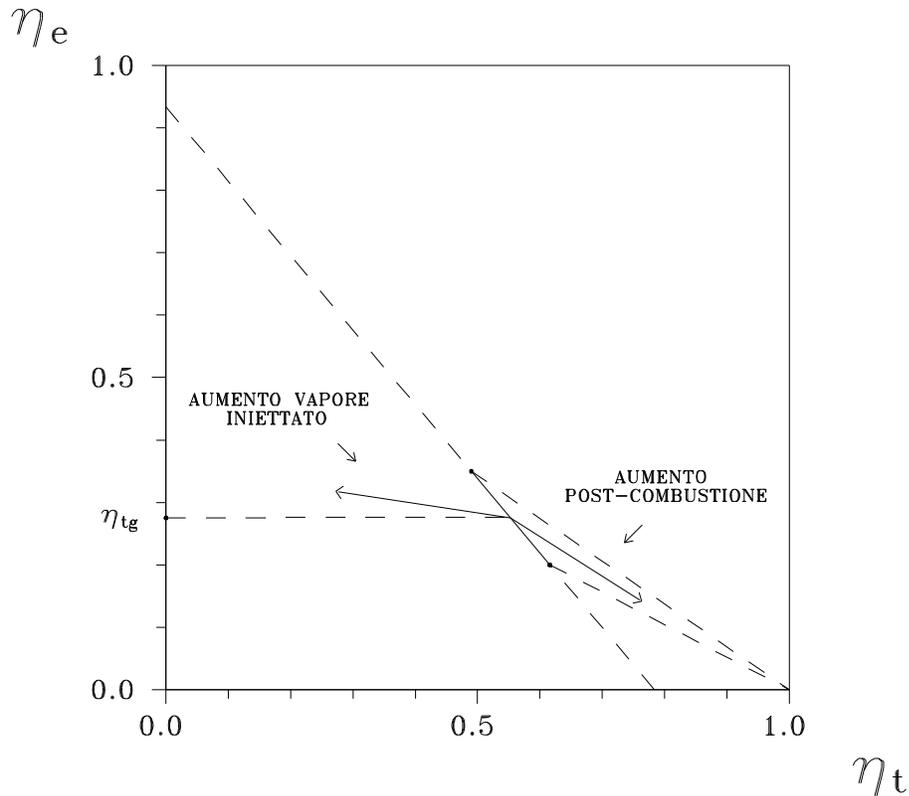


Figura 3.14: Influenza del vapore iniettato e del postcombustore sulle prestazioni di una Turbina a Gas

3.1.2.3 Turbina a Gas a Ciclo Combinato

Lo schema più diffuso di ciclo combinato prevede come motore primo una turbina a gas che, oltre a produrre potenza elettrica, alimenta, con i suoi gas di scarico ad alta temperatura, la caldaia di un ciclo Rankine a vapor d'acqua. In tale ciclo, il vapore prodotto dalla caldaia a recupero viene fatto espandere in una turbina a vapore collegata ad un secondo alternatore, per l'ulteriore produzione di elettricità (Figura 3.15).

Determiniamo ora le prestazioni degli impianti a ciclo combinato considerando le diverse configurazioni che può assumere la sezione a vapore.

Utilizzando lo schema energetico di Figura 3.16, per gli impianti che utilizzano turbine a vapore in contoppressione, il bilancio dell'energia è il seguente:

$$P_e'' \cdot (1 + L_{me}'') + P_t = \eta_c \cdot [P_f \cdot (1 - L_r) - P_e' \cdot (1 + L_{me}')] \quad (3.28)$$

dove il primo ed il secondo membro rappresentano rispettivamente l'energia termica in ingresso alla turbina a vapore e l'energia termica utile erogata dalla caldaia a recupero.

Tenendo conto che $P_e = P_e' + P_e''$, si ha:

$$P_e'' = P_e - \eta_{tg} \cdot P_f \quad (3.29)$$

Sostituendo e dividendo per P_f , si ottiene:

$$(\eta_e - \eta_{tg}) \cdot (1 + L_{me}'') + \eta_t = \eta_c \cdot [(1 - L_r) - \eta_{tg} \cdot (1 + L_{me}')] \quad (3.30)$$

che sul piano cartesiano (η_t, η_e) rappresenta una retta di pendenza negativa di circa 45° .

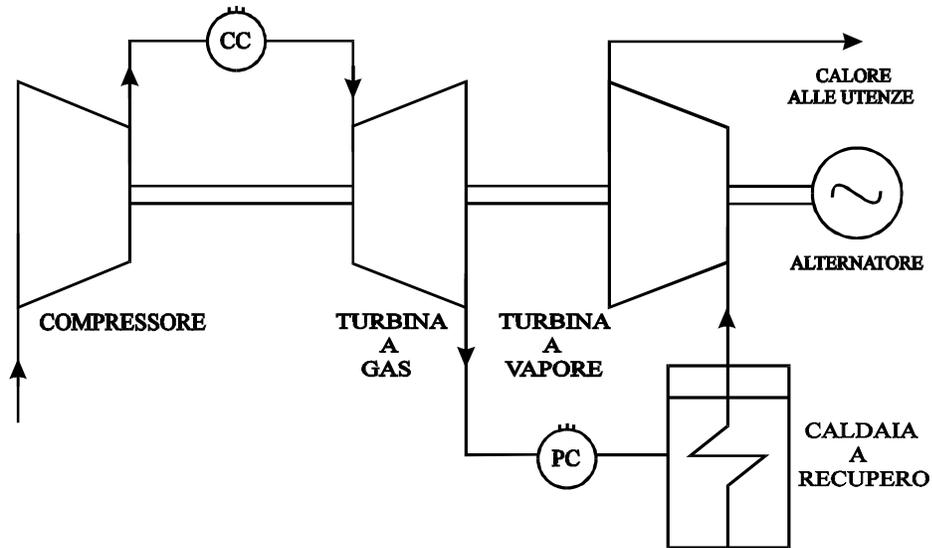


Figura 3.15: Schema semplificato d'impianto per una Turbina a Gas a Ciclo Combinato

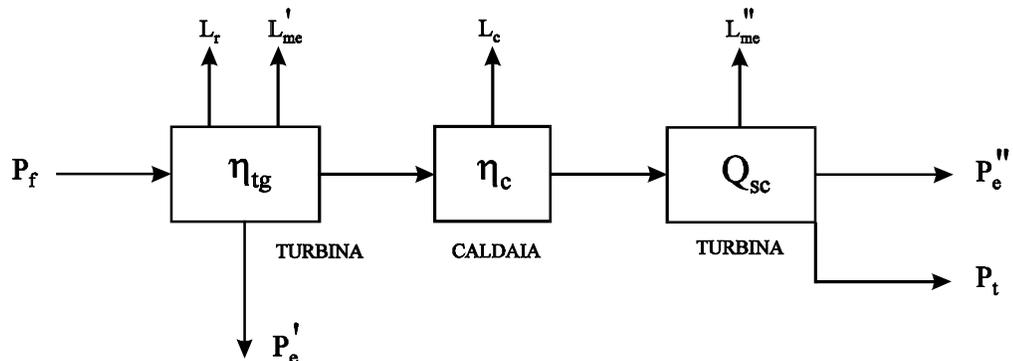


Figura 3.16: Diagramma dei flussi di energia per Turbina a Gas a Ciclo Combinato

Considerando ora il consumo specifico di vapore Q_{sc} della turbina in contropressione possiamo esprimere il rendimento elettrico come somma dei contributi della turbina a gas e della sezione a vapore:

$$\eta_e = \eta_{tg} + \frac{\eta_c \cdot [(1 - L_r) - \eta_{tg} \cdot (1 + L_{me})]}{Q_{sc}} \quad (3.31)$$

Considerando i valori numerici tipici delle turbine a contropressione, visti precedentemente, si ricava l'intervallo di validità della retta che risulta essere compreso nel range $\eta_e=0,32-0,45$ (Figura 3.17). Nella pratica corrente, poiché non è economicamente conveniente utilizzare in ciclo combinato turbine a gas di piccola taglia dato l'elevato costo e le scarse prestazioni globali, il rendimento elettrico di tali impianti si attesta comunque al di sopra del 35%.

Per gli impianti che utilizzano turbine a vapore ad estrazione e condensazione l'equazione del bilancio dell'energia si modifica nella maniera seguente:

$$P_e'' = \frac{P_u}{Q_{sc}^{tot}} - \frac{P_t}{Q_{sc}^{bp}} \quad (3.32)$$

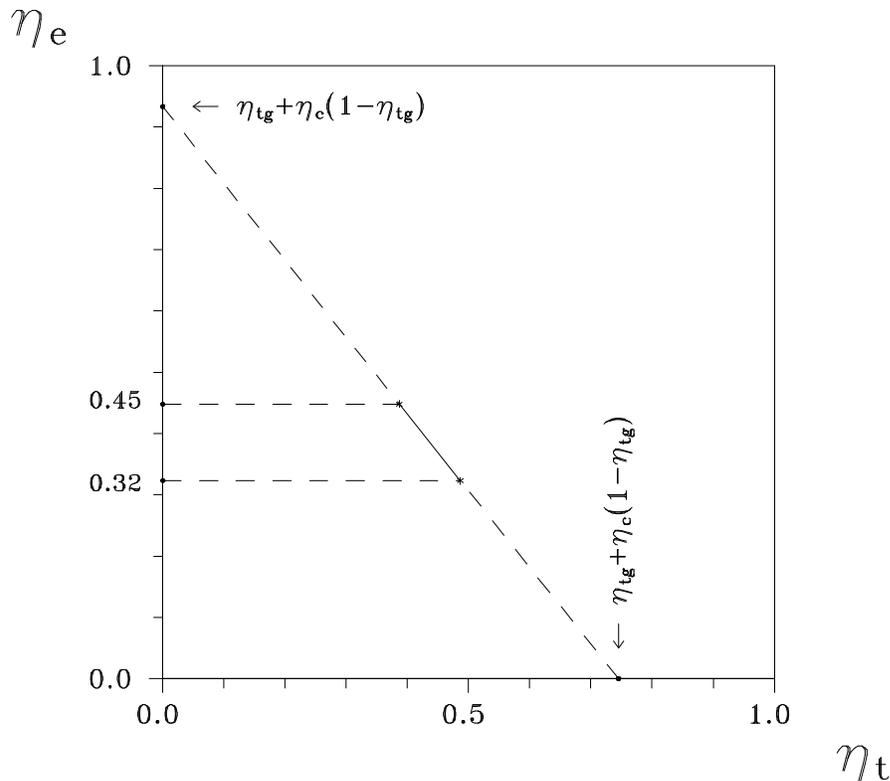


Figura 3.17: Ciclo Combinato con Turbina a Vapore a Contropressione nel piano (η_t, η_e)

dove P_u è l'energia termica utile erogata dalla caldaia a recupero:

$$P_u = \eta_c \cdot [P_f \cdot (1 - L_r) - P_e' \cdot (1 + L_{me}')] \quad (3.33)$$

Ponendo $P_e'' = P_e - \eta_{tg} \cdot P_f$ e dividendo per la potenza fornita dal combustibile P_f si ha:

$$\eta_e + \frac{\eta_i}{Q_{SC}^{bp}} = \eta_{tg} + \frac{\eta_c \cdot [(1 - L_r) - \eta_{tg} \cdot (1 + L_{me}')]}{Q_{SC}} \quad (3.34)$$

Sul piano cartesiano (η_t, η_e) tale equazione rappresenta una retta di modesta pendenza che interseca l'asse delle ordinate nel punto:

$$\eta_e = \eta_{tg} + \frac{\eta_c \cdot [(1 - L_r) - \eta_{tg} \cdot (1 + L_{me}')]}{Q_{SC}} \quad (3.35)$$

Tale valore di η_e rappresenta il rendimento del ciclo combinato a sola produzione elettrica, dato dalla somma dei contributi della turbina a gas e della turbina a vapore in pura condensazione (Figura 3.18).

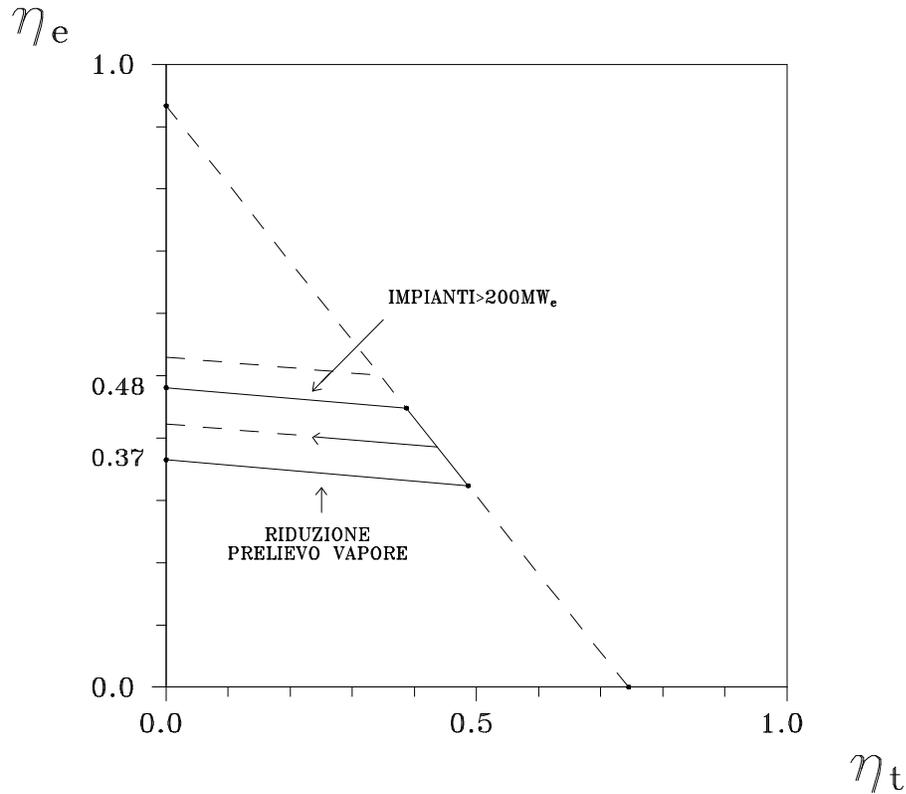


Figura 3.18: Prestazioni delle Turbine a Gas a Ciclo Combinato con Turbina a Vapore ad Estrazione e Condensazione nel piano (η_t, η_e)

Ad esempio, utilizzando una turbina gas di media potenza di derivazione aerodinamica in ciclo combinato, si hanno i seguenti valori:

$$\eta_{tg} = 0,35 \quad Q_{sc}^{tot} = 3 \frac{kW_t}{kW_e} \quad \eta_c = 0,77 \quad (3.36)$$

da cui si ottiene rendimento elettrico, a sola produzione elettrica, pari al 50%.

Con l'impiego di grandi turbine a gas (oltre 200 MWe) di ultima generazione, caratterizzate da alti rendimenti di caldaia e bassi consumi specifici, si raggiungono anche rendimenti elettrici pari al 55%, che rappresenta il massimo valore ottenibile con l'attuale stato della tecnologia.

3.1.3 CARATTERIZZAZIONE ENERGETICA DI IMPIANTI CON MICROTURBINE A GAS

Il principio di funzionamento delle microturbine a gas è il ciclo Joule-Brayton, precisamente il ciclo Joule-Brayton rigenerativo. Il ciclo rigenerativo (Figura 3.19) prevede che l'aria compressa (punto 2) venga preriscaldata nel rigeneratore (o recuperatore) prima di essere utilizzata nel combustore (punto 3) per raggiungere le massime temperature del ciclo (punto 4) e generare i gas poi espansi in turbina (punto 5) e sfruttati per il recupero di calore (punto 6).

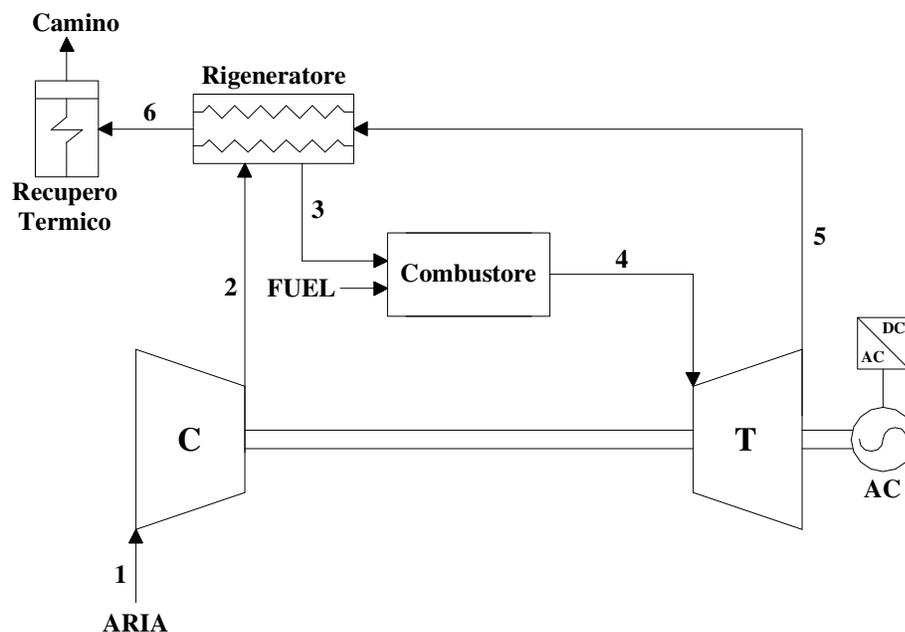


Figura 3.19: Microturbina a Gas a Ciclo Rigenerativo [19]

Con riferimento allo schema di Figura 3.20, il bilancio globale di energia per questo impianto è il seguente:

$$P_t = \eta_c \cdot (1 - L_{Rig}) \cdot [P_f \cdot (1 - L_r) - P_e \cdot (1 + L_{inv})] \quad (3.37)$$

dove L_r sono le perdite di convezione ed irraggiamento della turbina, dell'ordine del 3-4%, L_{inv} le perdite di trasformazione dell'energia elettrica, circa il 6-8%, L_{Rig} le perdite termiche al rigeneratore pari a circa il 10%, ed η_c è il rendimento della caldaia a recupero. Dividendo per la potenza fornita dal combustibile, si ha:

$$\eta_t = \eta_c \cdot (1 - L_{Rig}) \cdot [(1 - L_r) - \eta_e \cdot (1 + L_{inv})] \quad (3.38)$$

che sul piano cartesiano (η_t , η_e) rappresenta una retta di pendenza prossima a 45° (Figura 3.21). Poiché per questi impianti il rendimento elettrico coincide con il rendimento della microturbina, il tratto di retta utile è quello compreso tra $\eta_e=0,18-0,30$.

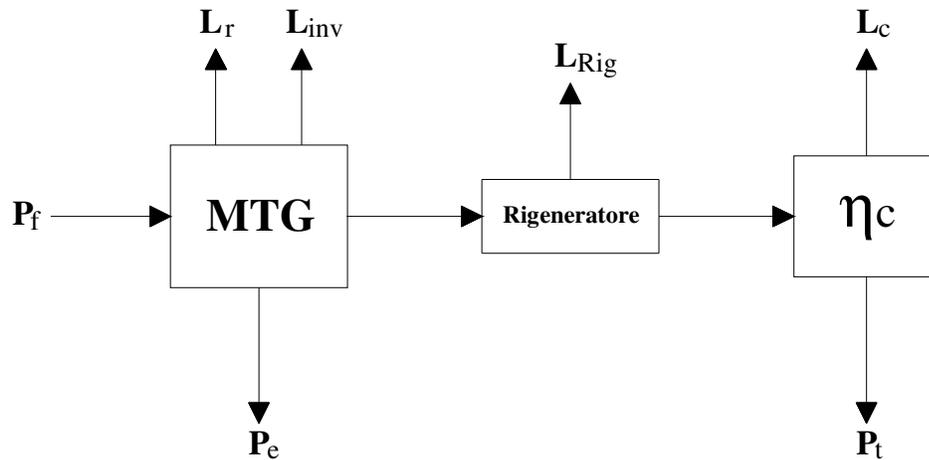


Figura 3.20: Diagramma dei flussi di energia per una Microturbina a Gas

3.1.4 CARATTERIZZAZIONE ENERGETICA DI IMPIANTI CON MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

Questi impianti sono costituiti da un motore a combustione interna alimentato a gas o a gasolio, la cui potenza meccanica prodotta viene trasformata in potenza elettrica mediante un alternatore (Figura 3.22). Il calore è recuperato, per circa il 50%, dai gas di scarico ad alta temperatura (400-500°C) mediante una caldaia a recupero, mentre la restante parte è recuperata a bassa temperatura (90-100°C) dal circuito di raffreddamento e di lubrificazione e dall'aria di sovralimentazione.

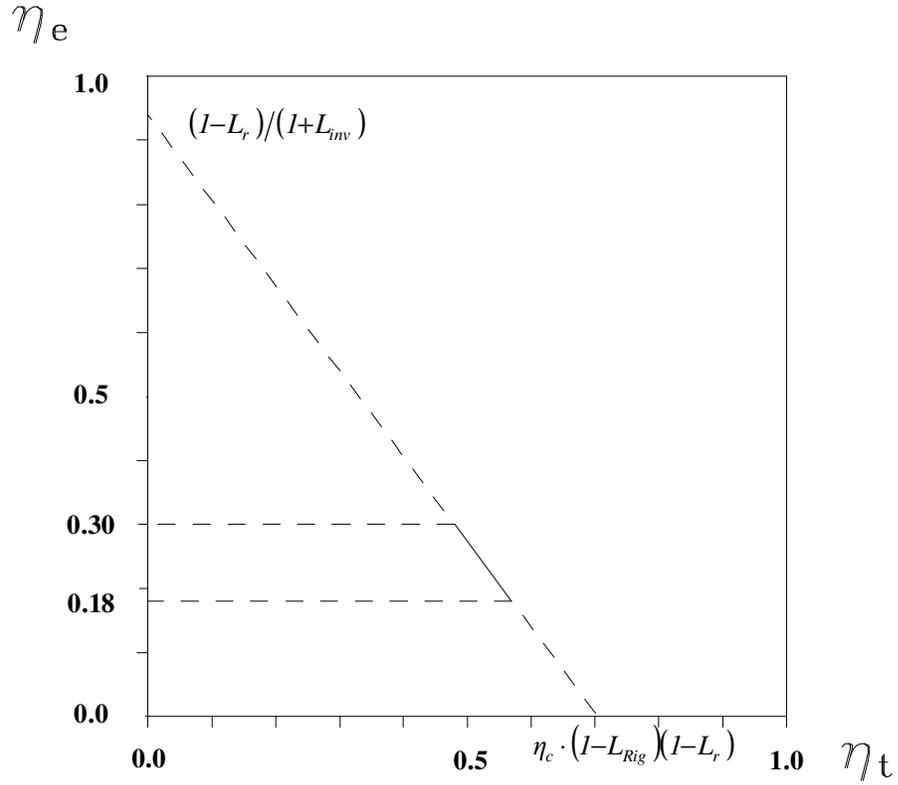


Figura 3.21: Prestazioni di una microturbina a gas nel piano (η_t, η_e)

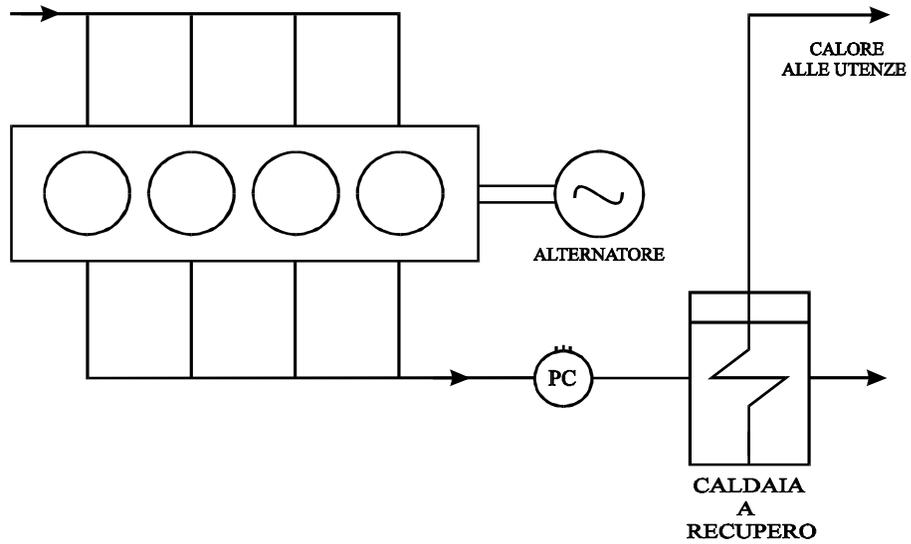


Figura 3.22: Schema semplificato d'impianto per un Motore a Combustione Interna

Determiniamo ora le prestazioni dei motori alternativi nel piano (η_t , η_e) nel caso in cui si recupera tutto il calore disponibile sia ad alta che a bassa temperatura. Con riferimento allo schema del flusso di energia di Figura 3.23, possiamo scrivere la seguente equazione del bilancio energetico:

$$P_t = \eta_c \cdot [P_f \cdot (1 - L_r) - P_e \cdot (1 + L_{me})] \quad (3.39)$$

dove L_r sono le perdite di convezione ed irraggiamento del motore (3-5%), L_{me} le perdite di trasformazione dell'energia meccanica in energia elettrica (4-6%), ed η_c il rendimento della caldaia a recupero (75-80%).

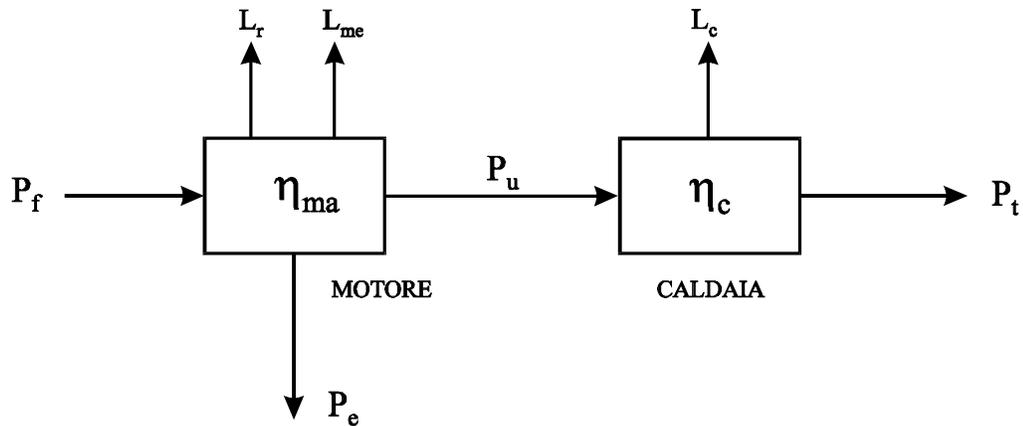


Figura 3.23: Diagramma dei flussi di energia per un Motore a Combustione Interna

Dividendo per la potenza fornita dal combustibile P_f , si ha:

$$\eta_e \cdot (1 + L_{me}) + \eta_t / \eta_c = (1 - L_r) \quad (3.40)$$

che sul piano cartesiano (η_t , η_e) rappresenta una retta di pendenza prossima a 45° (Figura 3.24).

Poiché per questi impianti il rendimento elettrico coincide con il rendimento del motore alternativo η_{ma} , il tratto di retta utile è quello compreso tra $\eta_e = 0,30-0,40$. Il limite inferiore corrisponde al rendimento dei motori a ciclo Otto che, in funzione della taglia, si attestano intorno a valori del 30-35%, mentre quello superiore corrisponde al rendimento dei motori a ciclo Diesel che variano nel range del 35-40%.

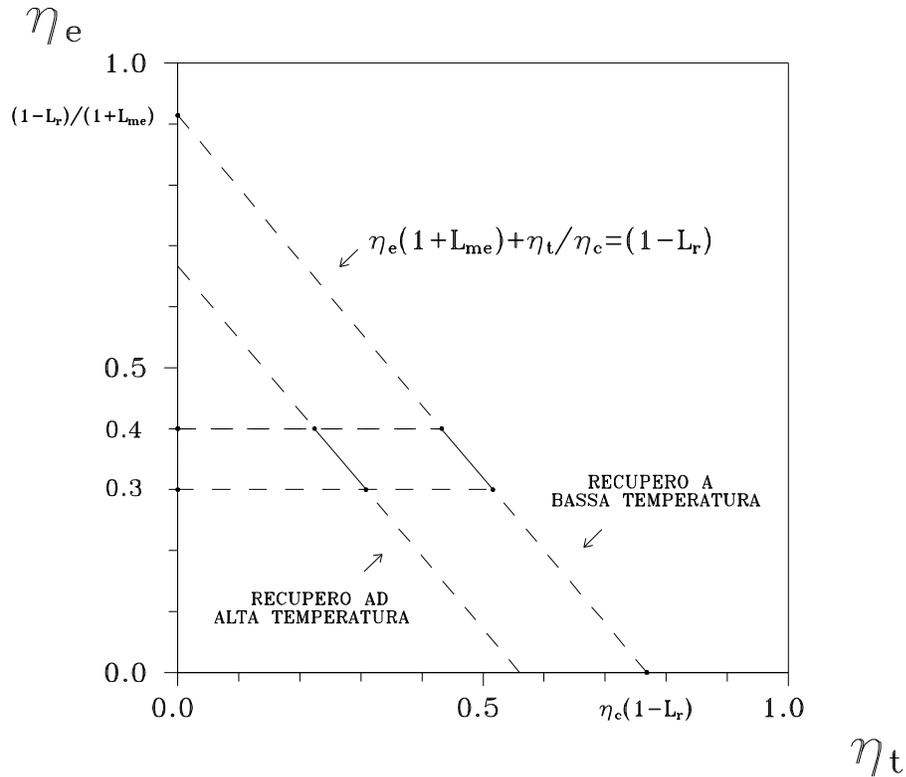


Figura 3.24: Prestazioni dei Motori a Combustione Interna (η_t, η_e)

Nel caso in cui non viene recuperata l'energia termica a bassa temperatura, le perdite del motore L_r risultano più elevate, dell'ordine del 25-30%, per cui la retta in questione si trova molto più spostata verso sinistra evidenziando il rapido decadimento delle prestazioni dei motori nelle utilizzazioni termiche ad alta temperatura.

3.1.5 CARATTERIZZAZIONE ENERGETICA DI IMPIANTI CON CELLE A COMBUSTIBILE

Le Celle a Combustibile generano elettricità attraverso un processo elettrochimico nel quale l'energia immagazzinata nel combustibile è convertita direttamente in energia elettrica. All'interno della cella, in linea di principio, entra un combustibile (tipicamente idrogeno) e un ossidante (ossigeno o aria) che reagendo chimicamente provocano la scissione del carburante in molecole di idrogeno e ossigeno e da tale reazione si ricavano corrente elettrica continua, acqua e vapore.

3.1.5.1 Celle a Combustibile con Recupero Semplice

Indipendentemente dalla tipologia di elettrolita utilizzato, da un punto di vista tecnico un impianto a celle a combustibile può essere schematicamente suddiviso in tre Sezioni: Sezione Elettrochimica, Sezione di Trattamento del combustibile e Sezione di Condizionamento della potenza elettrica (Figura 3.25).

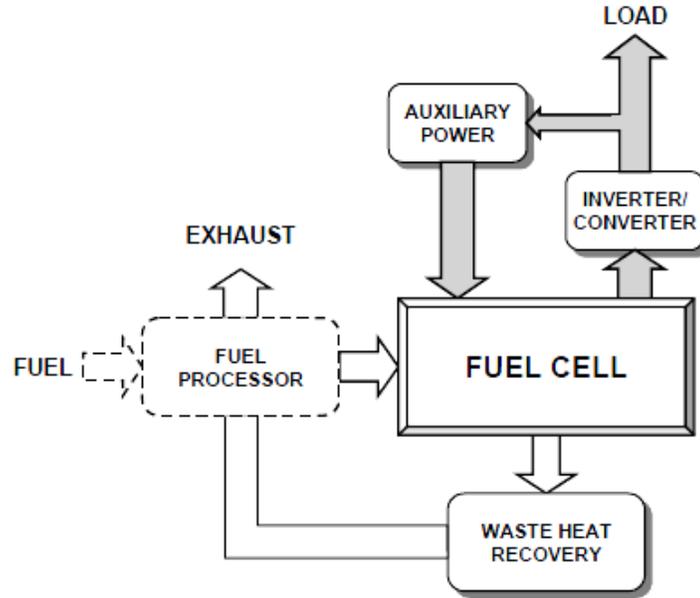


Figura 3.25: Schema semplificato d'impianto a celle a combustibile

In Figura 3.26 sono riportati i diagrammi dei flussi di energia per una cella sia con processo di reforming esterno, sia con processo di reforming interno. Per entrambi gli schemi, l'equazione di bilancio energetico può essere scritta come:

$$P_t = \eta_c \cdot (1 - L_{Ref}) \cdot [P_f \cdot (1 - L_{fc}) - P_e \cdot (1 + L_{inv}) \cdot (1 + L_{aus})] \quad (3.41)$$

dove L_{fc} sono le perdite termiche sull'involucro dell'ordine del 1%, L_{aus} le perdite elettriche per i circolatori ausiliari pari al 7-9%, e L_{inv} le perdite all'inverter di trasformazione dell'energia elettrica da continua ad alternata, pari a al 6-8% della potenza prodotta, L_{ref} le perdite termiche per il calore necessario al processo di reforming dell'ordine del 10-15%, tutte variabili in funzione della tipologia di cella.

Dividendo per la potenza fornita dal combustibile, si ha:

$$\eta_t = \eta_c \cdot (1 - L_{Ref}) \cdot [(1 - L_{fc}) - \eta_e \cdot (1 + L_{aus}) \cdot (1 + L_{inv})] \quad (3.42)$$

che sul piano cartesiano (η_t , η_e) rappresenta una retta di pendenza prossima a 45° (Figura 3.27). Poiché per questi impianti il rendimento elettrico coincide con il rendimento della cella a combustibile, il tratto di retta utile è quello compreso tra $\eta_e = 0,30-0,50$.

Il limite inferiore corrisponde al rendimento delle celle a combustibile a bassa temperatura che, in funzione della taglia, si attesta intorno a valori del 30-40%, mentre quello superiore corrisponde al rendimento delle celle a combustibile a media ed alta temperatura che varia nel range del 40-50%.

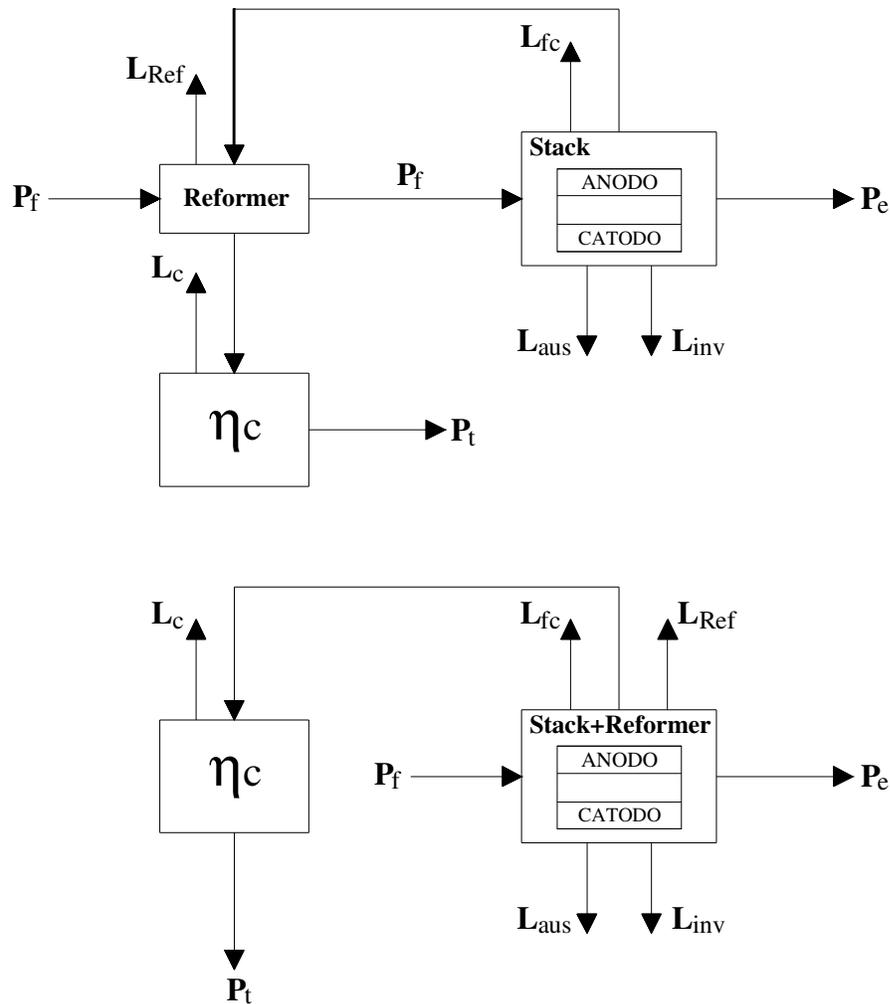


Figura 3.26: Diagramma dei flussi di energia per una Fuel Cell con processo di Reforming esterno ed interno

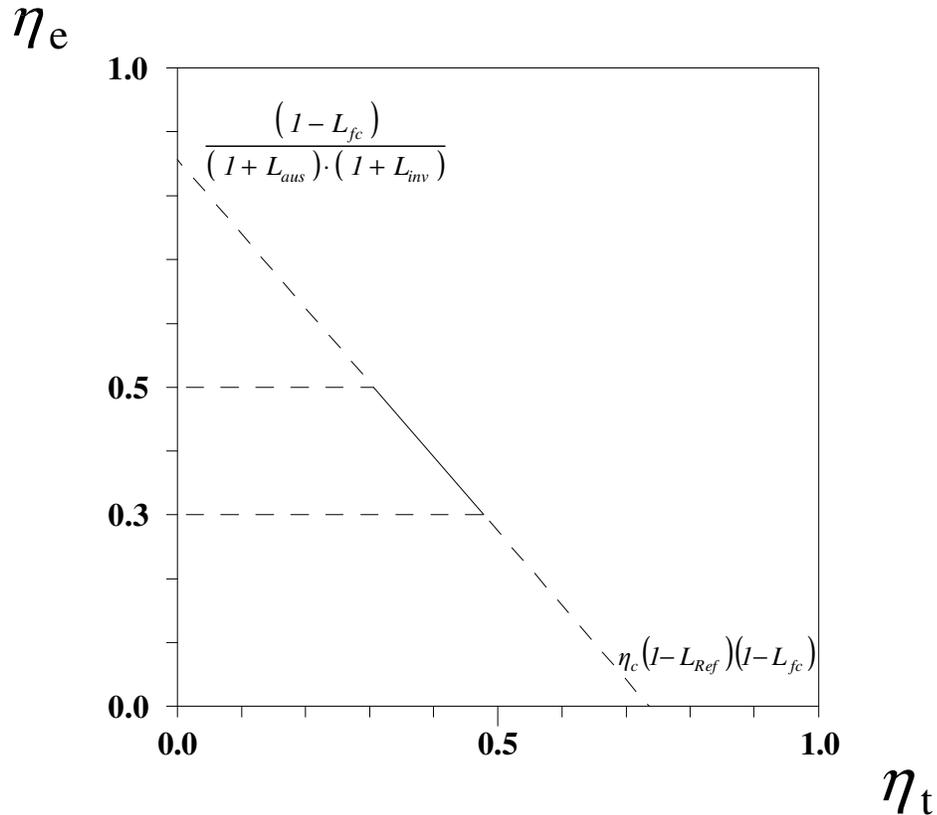


Figura 3.27: Prestazioni delle Fuel Cell nel piano (η_t, η_e)

3.1.5.2 Sistemi Ibridi Cella a Combustibile / MTG

Lo schema preso come riferimento per la caratterizzazione energetica del sistema ibrido è rappresentato schematicamente in Figura 3.28, in cui il ciclo ibrido è costituito da una microturbina a gas, con camera di combustione sostituita dalla celle a combustibile (SOFC o MCFC), alimentata con aria compressa dal compressore e preriscaldata in un rigeneratore, e con un combustibile (gas naturale) a sua volta preriscaldato, desolfurato e compresso.

Con riferimento allo schema di Figura 3.29, il bilancio globale di energia per un ciclo ibrido cella a combustibile-microturbina a gas è il seguente:

$$P_{tU}^{FC} \cdot (1 - L_r) = \frac{P_{tU}^{MTG}}{(1 - L_{Rig})} + P_e^{MTG} \cdot (1 + L_{inv}^{MTG}) \quad (3.43)$$

dove L_r sono le perdite di convezione ed irraggiamento della turbina, dell'ordine del 3-4%, L_{inv} le perdite di trasformazione dell'energia elettrica, circa il 6-8% e L_{Rig} le perdite termiche al rigeneratore pari a circa il 10%.

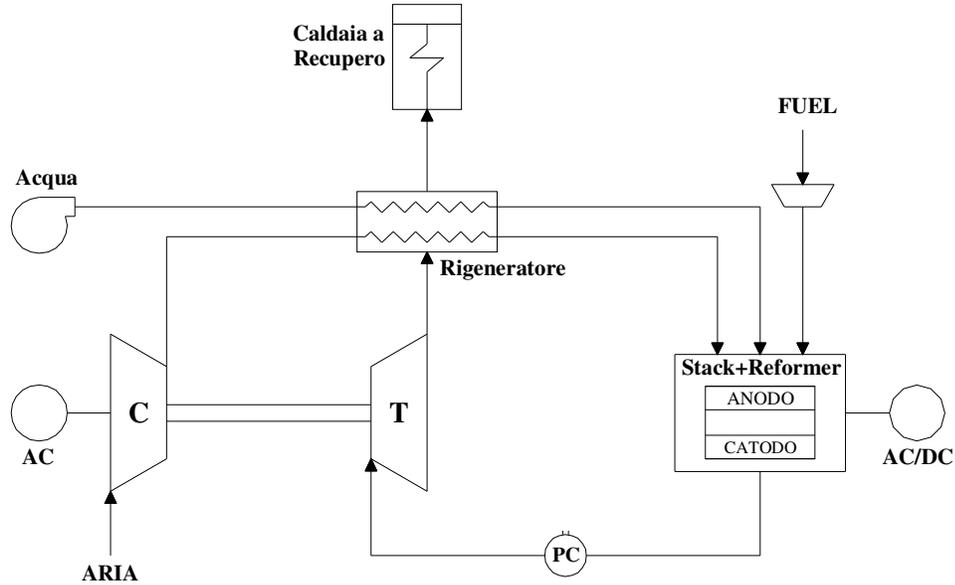


Figura 3.28: Schema semplificato di un Impianto Ibrido Fuel Cell-MTG

Il termine P_{tU}^{FC} della 3.43, rappresenta la potenza termica utile prodotta dalla cella che espande in turbina. Con riferimento alla 3.41 si ha:

$$P_{tU}^{FC} = (1 - L_{Ref}) \cdot [P_f \cdot (1 - L_{fc}) - P_e^{FC} \cdot (1 + L_{aus}) \cdot (1 + L_{inv}^{FC})] \quad (3.44)$$

dove L_{fc} sono le perdite termiche sull'involucro dell'ordine del 1%, L_{aus} le perdite elettriche per i circolatori ausiliari pari al 7-9%, e L_{inv} le perdite all'inverter di trasformazione dell'energia elettrica da continua ad alternata, pari a al 6-8% della potenza prodotta, L_{ref} le perdite termiche per il calore necessario al processo di reforming dell'ordine del 10-15%.

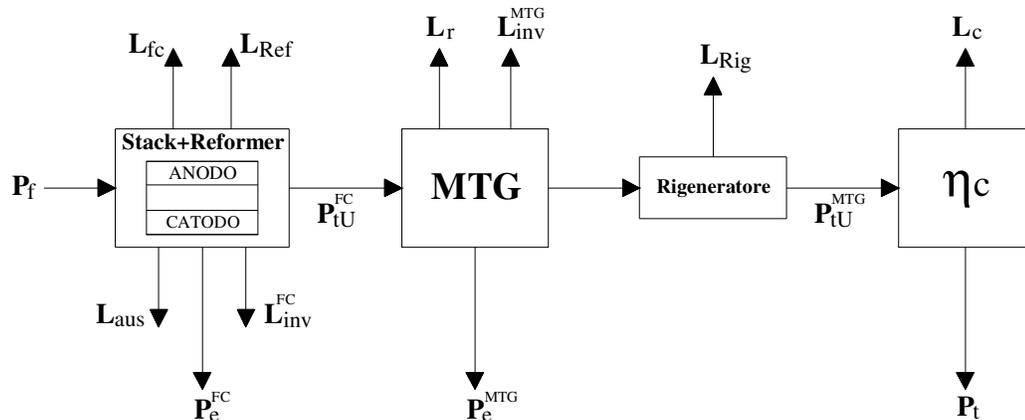


Figura 3.29: Diagramma dei flussi di energia per un Sistema Ibrido Fuel Cell-MTG

Il termine P_{tU}^{MTG} della 3.43, rappresenta la potenza termica utile a valle della microturbina a gas, al netto del calore fornito al rigeneratore al fine di preriscaldare l'aria ed il combustibile in ingresso alla sezione elettrochimica. Tale valore di potenza termica è dato dalla seguente relazione:

$$P_{tU}^{MTG} = P_t / \eta_c \quad (3.45)$$

Il termine P_e^{MTG} della 3.43, rappresenta la potenza elettrica prodotta a valle della microturbina che è funzione del rendimento elettrico della stessa e della potenza termica utile P_{tU}^{FC} prodotta dalla cella che espande nella turbina stessa, secondo la relazione:

$$P_e^{MTG} = \eta_e^{MTG} \cdot P_{tU}^{FC} \quad (3.46)$$

La potenza elettrica totale prodotta dall'impianto è data dalla somma del contributo della cella a combustibile e della microturbina a gas:

$$P_e = P_e^{FC} + P_e^{MTG} \quad (3.47)$$

da cui:

$$P_e^{MTG} = P_e - P_e^{FC} \quad (3.48)$$

Sostituendo le relazioni relative ai termini P_{tU}^{MTG} e P_e^{MTG} nell'equazione 3.43 si ottiene l'equazione di bilancio energetico per un sistema ibrido:

$$P_{tU}^{FC} \cdot (1 - L_r) = \frac{P_t}{\eta_c \cdot (1 - L_{Rig})} + (P_e - P_e^{FC}) \cdot (1 + L_{inv}^{MTG}) \quad (3.49)$$

Introducendo la relazione 3.44, si ha:

$$\frac{P_t}{\eta_c \cdot (1 - L_{Rig})} = P_{tU}^{FC} \cdot (1 - L_r) - (P_e - P_e^{FC}) \cdot (1 + L_{inv}^{MTG}) = (1 - L_r)(1 - L_{Ref}) \left[P_f (1 - L_{fc}) - P_e^{FC} (1 + L_{aus})(1 + L_{inv}^{FC}) \right] - (P_e - P_e^{FC})(1 + L_{inv}^{MTG}) \quad (3.50)$$

che, con la relazione che esprime la potenza elettrica totale del ciclo in funzione della potenza elettrica prodotta dalla cella a combustibile e dalla microturbina a gas:

$$P_e = P_e^{FC} + P_e^{MTG} = P_e^{FC} + \eta_e^{MTG} \cdot (1 - L_{Ref}) \cdot \left[P_f \cdot (1 - L_{fc}) - P_e^{FC} \cdot (1 + L_{aus}) \cdot (1 + L_{inv}^{FC}) \right] \quad (3.51)$$

rappresentano le equazioni di bilancio energetico del sistema.

Dividendo per la potenza fornita dal combustibile, si ha:

$$\frac{\eta_t}{\eta_c \cdot (1 - L_{Rig})} = \left[P_{iU}^{FC} \cdot (1 - L_r) - (P_e - P_e^{FC}) \cdot (1 + L_{inv}^{MTG}) \right] / P_f = \quad (3.52)$$

$$(1 - L_r)(1 - L_{Ref}) \left[(1 - L_{fc}) - \eta_e^{FC} (1 + L_{aus}) (1 + L_{inv}^{FC}) \right] - (\eta_e - \eta_e^{FC}) (1 + L_{inv}^{MTG})$$

con:

$$\eta_e = \eta_e^{FC} + \eta_e^{MTG} \cdot (1 - L_{Ref}) \cdot \left[(1 - L_{fc}) - \eta_e^{FC} \cdot (1 + L_{aus}) \cdot (1 + L_{inv}^{FC}) \right] \quad (3.53)$$

Il tratto di retta utile per questo tipo di impianti, sul piano cartesiano (η_t , η_e), è delimitato da rendimenti elettrici più elevati rispetto alle celle a combustibile a funzionamento semplice, che si innalzano fino a valori compresi tra 48-61% e rendimenti termici compresi tra 18-28% (Figura 3.30). I valori minimi e massimi di tali range sono determinati in corrispondenza rispettivamente dei minimi valori di rendimento elettrico della cella e della microturbina (pari a 0,40 e 0,18), e dei massimi valori di rendimento elettrico della cella e della microturbina (pari a 0,50 e 0,30).

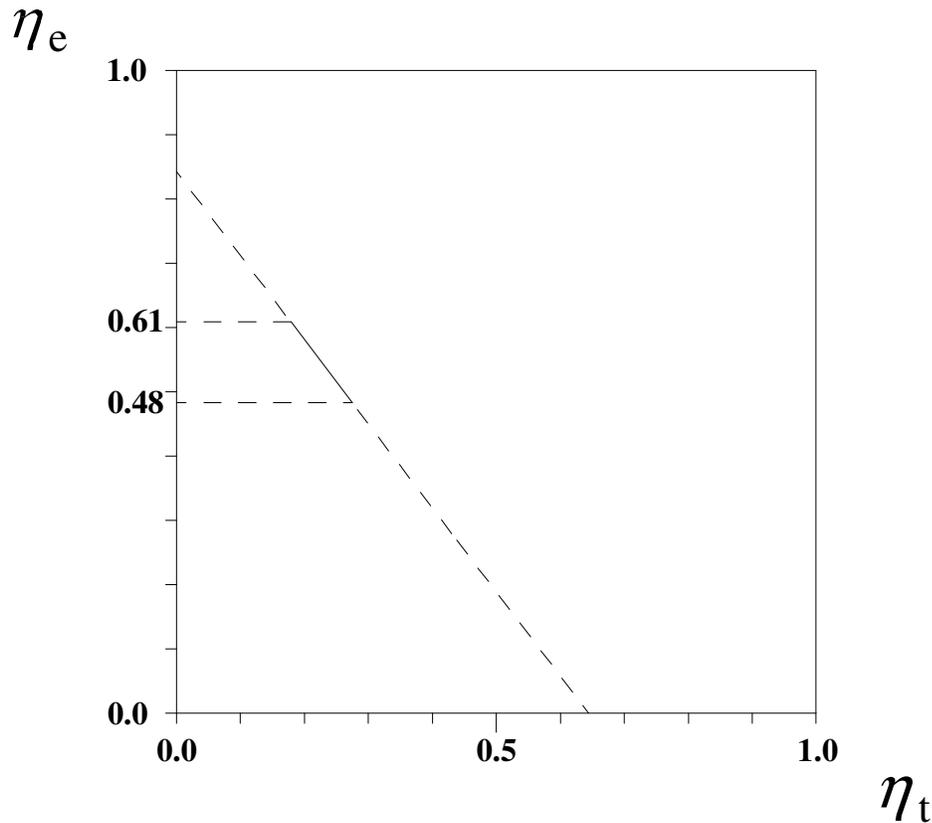


Figura 3.30: Prestazioni dei Sistemi Ibridi Fuel Cell-MTG nel piano (η_t , η_e)

3.2 CRITICITÀ CONNESSE ALL'UTILIZZO DI IMPIANTI DI COGENERAZIONE

Nel presente paragrafo sono analizzate le prestazioni di motori primi cogenerativi ritenuti idonei per applicazioni nel settore residenziale. Tenuto conto di questa specifica utilizzazione, non sono stati considerati i cicli a vapore, i cicli combinati ed i sistemi ibridi, che per dimensione e qualità del recupero termico trovano applicazione soprattutto nel settore industriale e nella generazione stazionaria di energia elettrica.

Il confronto, effettuato in funzione dei parametri che risultano maggiormente critici nel dimensionamento ottimale di un sistema di trigenerativo, ha quindi riguardato:

- Turbine a Gas a ciclo semplice;
- Microturbina a Gas;
- Motori a Combustione Interna;
- Celle a Combustibile a media ed alta temperatura.

Occorre precisare che i sistemi cogenerativi presi in considerazione sono tutti alimentati a gas naturale, che rappresenta il combustibile maggiormente disponibile, meno inquinante e più economico. Inoltre, il confronto prestazionale tra i diversi motori, è stato condotto facendo riferimento sia ai valori di targa dichiarati dai costruttori sia ai dati reperiti in letteratura [21, 34, 35].

3.2.1. EFFETTO SCALA SUL RENDIMENTO ELETTRICO NOMINALE

Le prestazioni di alcuni sistemi cogenerativi convenzionali sono pesantemente influenzate dalla dimensione dell'impianto, ovvero dal cosiddetto "*effetto scala*", che determina un rapporto di proporzionalità tra aumento della taglia e aumento del rendimento nominale.

A tal fine, sulla base dei dati disponibili per ciascuna tecnologia cogenerativa e nel range di taglia d'interesse, riferiti come già anticipato sia a dati di targa che a dati reperiti in letteratura, è stato possibile determinare una funzione caratteristica della variazione del rendimento elettrico nominale in funzione della taglia, attraverso l'interpolazione dei dati.

Il rendimento nominale η_e^{nom} (in %), è quindi stimato in funzione della potenza elettrica installata (P_e), attraverso le seguenti relazioni determinate per ciascuna tipologia d'impianto:

- Turbine a Gas a ciclo semplice;

$$\eta_e^{nom} = 7,83 \cdot \text{Log}(P_e) + 4,63 \quad (3.54)$$

- Microturbina a Gas;

$$\eta_e^{nom} = 8,9 \cdot \text{Log}(P_e) + 11,9 \quad (3.55)$$

- Motori a Combustione Interna;

$$\eta_e^{nom} = 4,06 \cdot \text{Log}(P_e) + 26,05 \quad (3.56)$$

- Celle a Combustibile a media ed alta temperatura;

$$\eta_e^{nom} = \eta_e \quad \forall P_e \quad (3.57)$$

In Figura 3.31, sono sintetizzate le variazioni del rendimento nominale in funzione della taglia, per ciascuna tecnologia considerata, da cui è possibile evidenziare come, per i sistemi basati sulle celle a combustibile, il rendimento elettrico si mantenga costante anche per piccole installazioni, grazie alle loro caratteristiche di modularità.

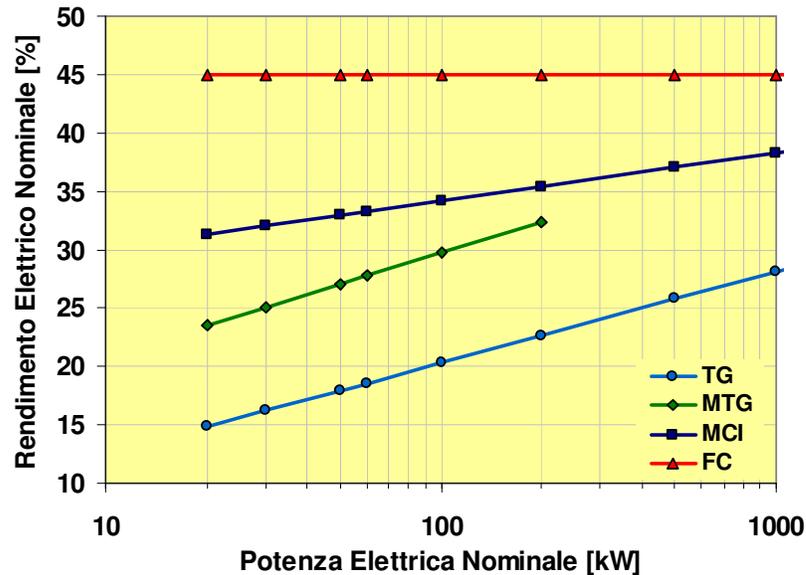


Figura 3.31: Variazione del rendimento nominale in funzione della taglia

3.2.2. VARIAZIONE DEL RENDIMENTO ELETTRICO AI CARICHI PARZIALI

Uno degli aspetti maggiormente critici nel dimensionamento ottimale di un impianto di cogenerazione, è rappresentato dal decadimento delle prestazioni dell'impianto al funzionamento a carichi parziali. Ciò è maggiormente rilevante nel settore residenziale, dove i fabbisogni energetici dell'utenza sono fortemente variabili, non solo durante l'anno, ma soprattutto nell'arco della stessa giornata.

La possibilità di inseguire le variazioni del carico in maniera efficiente, ha una forte ricaduta sulla possibilità d'impiego di una tecnologia, dal un punto di vista economico, energetico ed ambientale.

I dati interpolati fanno riferimento ai dati forniti dai costruttori sul decadimento del rendimento elettrico al variare percentuale del carico (Load) rispetto al carico nominale, considerato pari ad 1.

Tale decadimento prestazionale, determina che la potenza elettrica generata ad un determinato carico (Load) è funzione del carico e del decadimento percentuale del rendimento elettrico nominale $\Delta\eta$, secondo la seguente relazione:

$$P_e^{Load} = Load \cdot \Delta\eta \cdot \eta_e^{nom} \cdot P_f^{nom} = Load \cdot \Delta\eta \cdot P_e^{nom} \quad (3.58)$$

Nel seguito sono quindi riportate le funzioni caratteristiche del decadimento percentuale del rendimento elettrico $\Delta\eta$ in funzione della percentuale di carico (Load), per ciascuna tipologia d'impianto:

- Turbine a Gas a ciclo semplice;

$$\Delta\eta = 1,22 \cdot \text{Log}(Load) + 1 \quad \Delta\eta = \eta_e / \eta_{e_nom} \quad (3.59)$$

da cui si ricava che al 75% di modulazione del carico, il rendimento si riduce al 85% del rendimento nominale, ed al 50% del carico si riduce al 63%.

In termini di potenza:

$$P_e^{Load} = Load \cdot (1,22 \cdot \text{Log}(Load) + 1) \cdot P_e^{nom} \quad (3.60)$$

- Microturbina a Gas;

$$\Delta\eta = 0,45 \cdot \text{Log}(Load) + 1 \quad \Delta\eta = \eta_e / \eta_{e_nom} \quad (3.61)$$

da cui si ricava che al 75% di modulazione del carico, il rendimento si riduce al 95% del rendimento nominale, ed al 50% del carico si riduce al 88%.

In termini di potenza:

$$P_e^{Load} = Load \cdot (0,45 \cdot \text{Log}(Load) + 1) \cdot P_e^{nom} \quad (3.62)$$

– Motori a Combustione Interna;

$$\Delta\eta = 0,68 + 0,32 \cdot Load \quad \Delta\eta = \eta_e / \eta_{e_nom} \quad (3.63)$$

da cui si ricava che al 75% di modulazione del carico, il rendimento si riduce al 92% del rendimento nominale, ed al 50% del carico si riduce al 84%.

In termini di potenza:

$$P_e^{Load} = Load \cdot (0,68 + 0,32 \cdot Load) \cdot P_e^{nom} \quad (3.64)$$

– Celle a Combustibile a media ed alta temperatura;

$$\Delta\eta = 1 \quad \forall Load \quad \Delta\eta = \eta_e / \eta_{e_nom} \quad (3.65)$$

$$P_e^{Load} = Load \cdot P_e^{nom} \quad (3.66)$$

Le Figure 3.32 e 3.33 mettono a confronto il decadimento delle prestazioni delle diverse tecnologie considerate al variare del carico, in termini rispettivamente di rendimento elettrico e di potenza elettrica generata.

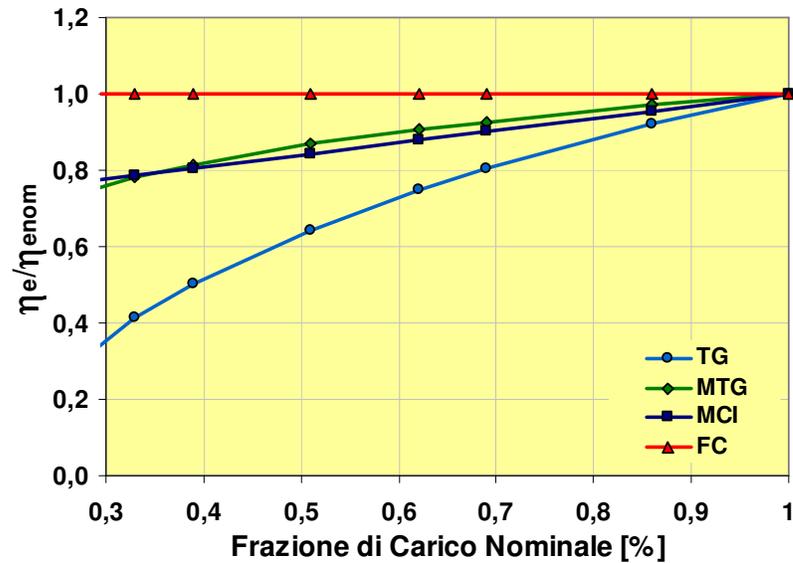


Figura 3.32: Variazione del rendimento elettrico in funzione del carico

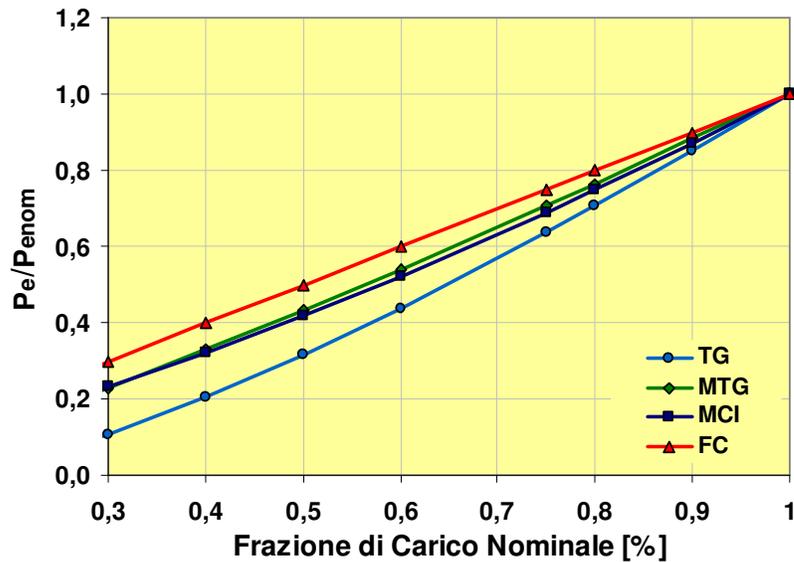


Figura 3.33: Variazione della potenza elettrica in funzione del carico

3.2.3. EFFETTO SCALA SUL COSTO UNITARIO D'IMPIANTO

Analogamente a quanto trattato rispetto al rendimento nominale, anche i costi unitari d'impianto dei sistemi cogenerativi convenzionali sono pesantemente influenzati dall'“effetto scala”, in questo caso in un rapporto di inversa proporzionalità rispetto alla taglia. L'indagine condotta sui principali motori cogenerativi attualmente disponibili sul mercato, ha permesso di determinare le seguenti funzione caratteristiche, rappresentative della variazione del costo unitario d'impianto (c_{imp}) in funzione della potenza elettrica installata (P_e):

- Turbine a Gas a ciclo semplice;

$$c_{imp} = (2,26 - 0,40 \cdot \text{Log}(P_e)) \cdot 1000 \quad (3.67)$$

- Microturbina a Gas;

$$c_{imp} = (3,6 - 0,95 \cdot \text{Log}(P_e)) \cdot 1000 \quad (3.68)$$

- Motori a Combustione Interna;

$$c_{imp} = (1,70 - 0,37 \cdot \text{Log}(P_e)) \cdot 1000 \quad (3.69)$$

- Celle a Combustibile a media ed alta temperatura;

$$c_{imp} = f(P_e) = \text{cost.} \quad (3.70)$$

In Figura 3.34, sono riportate le funzioni di costo al variare della taglia per ciascuna tecnologia considerata.

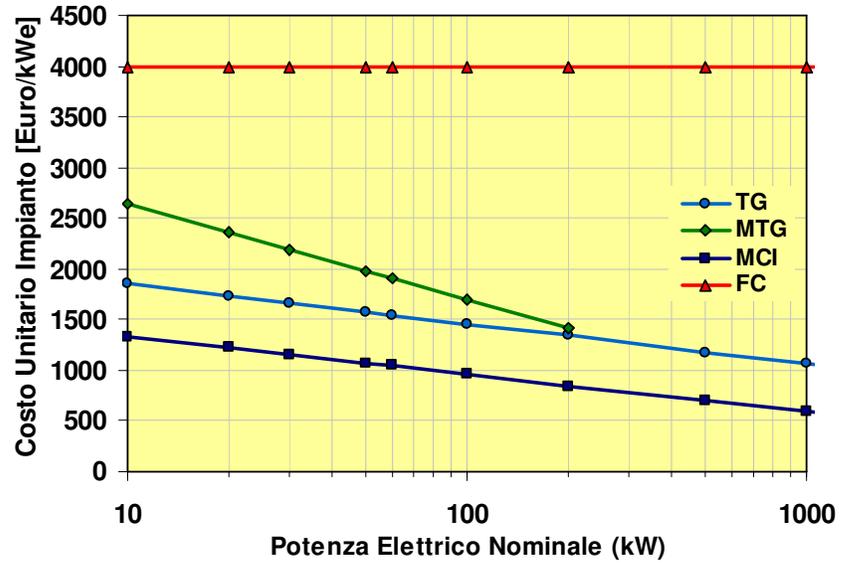


Figura 3.34: Variazione del costo unitario d'impianto in funzione della taglia

3.3 MODELLAZIONE DEI SISTEMI DI PRODUZIONE DEL FREDDO

Nel presente lavoro viene preso in considerazione un sistema di trigenerazione costituito da un motore cogenerativo e da sistemi di produzione del freddo idonei in ambito residenziale, quali pompe di calore a compressione con condensazione ad aria e pompe di calore ad assorbimento, entrambe reversibili, direttamente alimentate rispettivamente dai surplus elettrici e termici del cogeneratore.

Come già ampiamente descritto nel Capitolo II, la pompa di calore è una macchina in grado di trasferire calore da un corpo a temperatura più bassa ad un corpo a temperatura più alta, a fronte di un apporto di lavoro. In assetto reversibile, è un sistema in grado di apportare calore in inverno ed estrarre calore, per il raffrescando, in estate secondo lo schema di Figura 3.35.

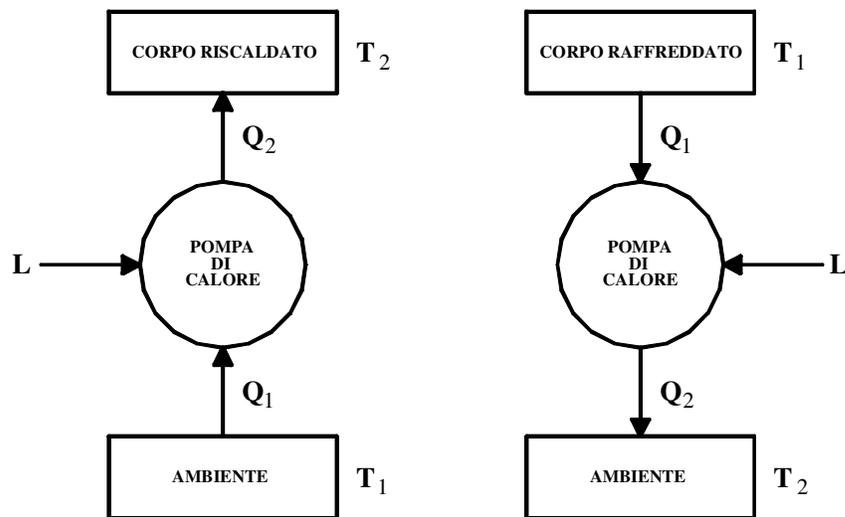


Figura 3.35: Schema di funzionamento di una Pompa di Calore reversibile

L'efficienza di una pompa di calore, come già precedentemente anticipato, viene misurata attraverso il coefficiente termico di prestazione (COP), definito come rapporto tra la quantità di calore ceduta durante la trasformazione ed il lavoro speso dalla macchina per compiere il ciclo stesso:

$$COP = \frac{Q_2}{L} \tag{3.71}$$

In fase di raffreddamento, l'efficienza di una pompa di calore è misurata dal EER (Energy Efficiency Ratio), definito dal rapporto tra il calore assorbito dalla sorgente a temperatura più bassa ed il lavoro speso. Con riferimento allo schema di Figura 3.35, il coefficiente EER è dato dalla seguente relazione:

$$EER = \frac{Q_l}{L} \quad (3.72)$$

In Figura 3.36 è rappresentato il diagramma del flusso di energia di un sistema di trigenerazione, costituito da un impianto di cogenerazione che alimenta direttamente una pompa di calore a compressione (schema A), per il soddisfacimento sia del carico frigorifero (P_F) che termico (P_t), ed una pompa ad assorbimento (schema B), per il soddisfacimento del solo carico frigorifero. In base a tale diagramma è possibile definire le seguenti equazioni di bilancio energetico:

- pompa di calore a compressione:

$$P_F^{hp} = EER^{hp} \cdot P_e \quad (3.73)$$

$$P_t'' = COP^{hp} \cdot P_e \quad (3.74)$$

- pompa di calore ad assorbimento:

$$P_F^{ass} = EER^{ass} \cdot P_t \quad (3.75)$$

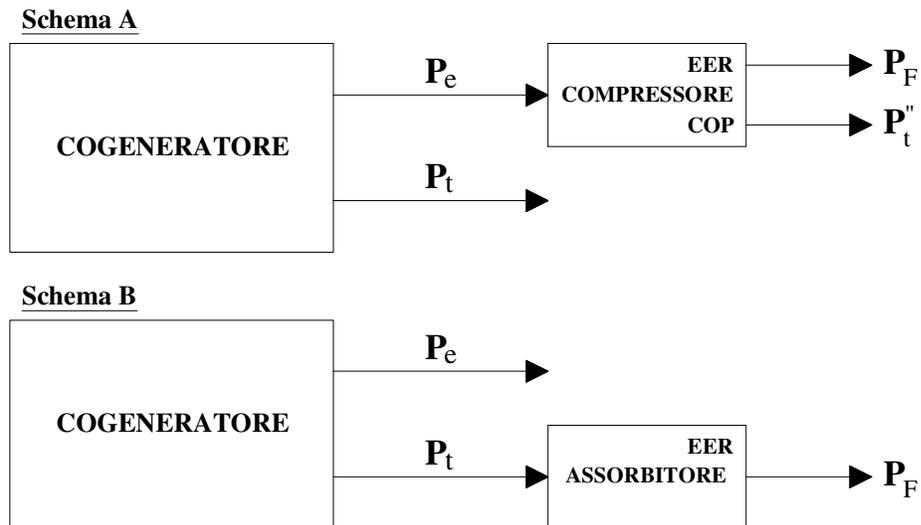


Figura 3.36: Diagramma dei flussi di energia per un Impianto di Trigenerazione con Pompa di Calore a Compressione (Schema A) e ad Assorbimento (Schema B)

3.4 MODELLAZIONE DEL SISTEMA DI ACCUMULO TERMICO

Nel presente lavoro viene preso in considerazione un sistema di accumulo termico a calore sensibile ad acqua. L'acqua rappresenta una delle scelte più diffuse per le applicazioni con temperature inferiori ai 100°C, grazie al bassissimo costo ed all'elevata capacità termica. Inoltre funziona sia da accumulo che da fluido vettore, eliminando i costi e le perdite termodinamiche di scambio [28].

L'accumulatore termico sarà costituito da una massa d'acqua il cui pelo libero si trova alla pressione atmosferica e che lavora tra le temperature limite T^{Min} e T^{Max} . Per semplicità di trattazione il sistema sarà considerato a parametri concentrati e, di conseguenza, le sue proprietà di accumulo sono caratterizzate dal solo volume V . Pertanto la capacità termica del sistema di accumulo termico sarà data dalla:

$$P_t^{tank} = \rho C V \{ T^{Max} - T^{Min} \} \quad (3.76)$$

dove ρ rappresenta il peso specifico del fluido, C il calore specifico del fluido e V il volume del serbatoio di accumulo.

Per la determinazione delle dispersioni all'interno del serbatoio, si farà riferimento ad un cubo interrato che disperde calore verso l'ambiente attraverso la superficie quadrata superiore. In tal caso la dispersione termica ϵ sarà proporzionale al volume secondo la seguente relazione [27]:

$$\epsilon = \epsilon_0 (V)^{2/3} \quad (3.77)$$

dove ϵ_0 rappresenta il coefficiente di dispersione termica.

Un sistema di accumulo termico è un sistema dinamico in cui in un generico intervallo orario (\mathbf{k}) si possono verificare una delle tre fasi che costituiscono il processo di accumulo: carico, conservazione, scarico. In Figura 3.37 è rappresentato il diagramma del flusso di energia di un serbatoio ad accumulo termico. Essendo, inoltre, un sistema ciclico su base giornaliera, la capacità termica del serbatoio in un generico intervallo orario (\mathbf{k}) è condizionata dalla capacità termica disponibile nell'intervallo orario precedente ($\mathbf{k-1}$) secondo la seguente relazione:

$$P_{t(k)}^{tank} = (1 - \epsilon) \cdot P_{t(k-1)}^{tank} + (1 - \mu^{in}) \cdot P_{t(k)}^{tank.in} - (1 - \mu^{out})^{-1} \cdot P_{t(k)}^{tank.out} \quad (3.78)$$

che stabilisce che il calore accumulato nel serbatoio (espresso in termini di potenza termica) alla fine dell'intervallo (\mathbf{k}) è dato dal calore presente all'inizio

dell'intervallo, al netto delle dispersioni termiche ϵ avvenute nel corso dell'intervallo, più il calore immesso e meno il calore prelevato, al netto entrambi delle relative perdite di distribuzione μ^{in} e μ^{out} .

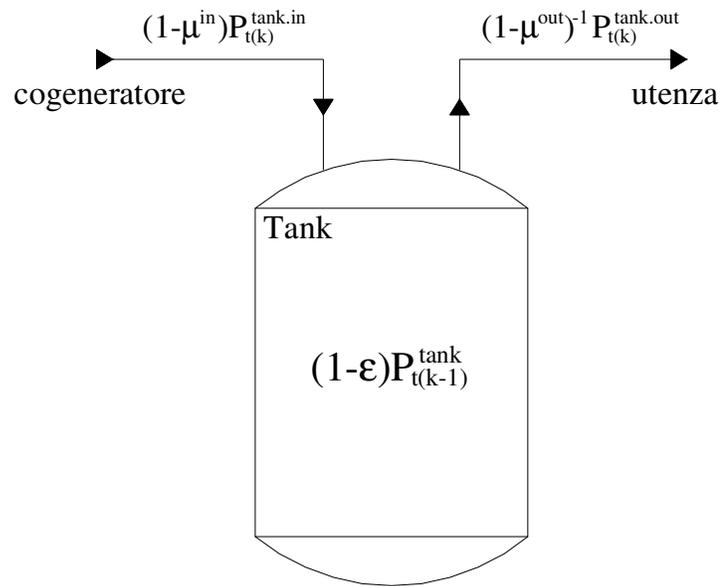


Figura 3.37: Diagramma dei flussi di energia per un Serbatoio ad Accumulo Termico

CAPITOLO IV***DIMENSIONAMENTO OTTIMALE DI UN IMPIANTO DI
TRIGENERAZIONE CON ACCUMULO TERMICO***

Come evidenziato nei precedenti capitoli, i sistemi di trigenerazione con accumulo termico offrono, rispetto ai sistemi convenzionali, notevoli potenzialità sia in termini energetici che ambientali. Tuttavia, il risparmio conseguibile nel consumo di energia primaria ed i benefici legati alla riduzione delle emissioni di sostanze inquinanti, non rendono necessariamente attrattivo l'investimento in tali sistemi. Le principali barriere ad una più capillare diffusione della tecnologia trigenerativa nel settore residenziale, scelto come ambito applicativo nel lavoro di tesi, sono rappresentate dagli elevati costi di investimento e dagli oneri gestionali superiori rispetto ai sistemi convenzionali.

Al fine di sfruttare al meglio le evidenti potenzialità offerte dai sistemi di trigenerazione con accumulo termico, assume una cruciale importanza il problema del dimensionamento ottimale, sia in termini di tecnologia che di taglia, di tutti i componenti del sistema. Dal momento che in ambito residenziale, la domanda elettrica, termica e frigorifera varia stagionalmente su base oraria, la scelta del motore primo è influenzata dalla strategia di funzionamento del sistema, che a sua volta, dipende da una serie di elementi fondamentali, tra i quali l'andamento orario dei carichi elettrici, termici e frigoriferi, le tariffe di acquisto e cessione dell'elettricità, le imposte sull'elettricità acquistata e/o autoconsumata, i costi di manutenzione degli impianti, ecc..

Il problema della valutazione e, quindi, della selezione della tecnologia trigenerativa più idonea per la specifica utenza, risulta, pertanto, un problema di ottimizzazione complesso, nel quale la componente temporale, determinata dalla variabilità dei profili di carico durante l'orizzonte di pianificazione considerato, deve coniugarsi con la natura eterogenea delle variabili di decisione, relative alla taglia del

motore primo, al suo stato di funzionamento e all'eventuale possibilità di acquistare o cedere energia alla rete nazionale.

La complessità del problema, da un lato, e le promettenti prospettive legate all'adozione della soluzione trigenerativa, con o senza accumulo termico, dall'altro, hanno attratto negli ultimi anni l'attenzione della comunità scientifica. Nella prima parte del capitolo viene sinteticamente revisionata la letteratura scientifica rilevante rispetto al tema trattato, mentre la seconda è dedicata alla presentazione del modello matematico proposto.

4.1 LETTERATURA SCIENTIFICA

Negli ultimi decenni, diversi contributi scientifici hanno investigato le potenzialità offerte dall'adozione dei sistemi di trigenerazione rispetto ai sistemi convenzionali.

Una parte significativa dei lavori utilizza metodi di valutazione basati su analisi termoeconomiche ed energetiche (si vedano per esempio i contributi [36, 37]), o sull'applicazione di specifici indicatori, quali l'indice di risparmio energetico, il rapporto di riduzione delle emissioni di anidride carbonica (si veda ad esempio [38] ed i riferimenti contenuti). Tuttavia, l'inerente complessità del problema della valutazione dei sistemi di trigenerazione ha stimolato, negli ultimi anni, un nuovo filone di ricerca basato sull'utilizzo delle tecniche classiche della ricerca operativa.

Tra i contributi apparsi in tale ambito, citiamo [39] dove viene affrontato il problema della progettazione ottimale di un impianto di trigenerazione. Il modello matematico proposto rientra nella classe dei problemi di programmazione matematica di tipo misto-intero. I risultati numerici riportati, ottenuti considerando l'applicazione ad un complesso ospedaliero, hanno mostrato che la nuova soluzione impiantistica consente di conseguire notevoli vantaggi in termini economici, energetici ed ambientali.

In [40] viene affrontato il problema congiunto della sintesi, progettazione e funzionamento ottimale di un impianto di trigenerazione con applicazione al settore civile. Il modello di ottimizzazione viene formulato considerando alcune semplificazioni relative all'esclusione di variabili binarie e all'imposizione di una strategia di funzionamento predefinita. Una estensione del precedente modello è stata

recentemente proposta in [41] per i sistemi di poligenerazione che servono una rete energetica, ovvero un complesso di edifici connessi attraverso una rete di distribuzione di fluidi caldi e/o freddi. In tale lavoro, un elemento importante analizzato è la convenienza di includere nella configurazione ottimale un serbatoio di accumulo termico. Tale componente consente di conservare l'eventuale eccesso di calore e di riutilizzarlo successivamente, determinando un miglioramento della flessibilità del sistema con conseguente riduzione dei costi. Dal punto di vista modellistico, l'introduzione del serbatoio di accumulo richiede l'inclusione di vincoli dinamici, aumentando la complessità computazionale del corrispondente modello di ottimizzazione. Una interessante rassegna delle tecniche proposte per trattare i vincoli dinamici associati al serbatoio di accumulo è proposta in [42].

È opportuno precisare che la convenienza economica ed i benefici ambientali rappresentano i criteri base da considerare nella selezione della configurazione impiantistica ottimale. Al fine di considerare contemporaneamente entrambi gli aspetti è possibile adottare due approcci diversi. Il primo è rappresentato da una strategia di ottimizzazione multi-obiettivo. In tale caso, i due elementi contrastanti, ritorno economico (da massimizzare) ed emissioni inquinanti (da minimizzare), compaiono all'interno della funzione obiettivo pesati tramite opportuni coefficienti. Tale approccio è stato recentemente applicato in [43] dove viene condotta una analisi economica e ambientale di un sistema di trigenerazione applicato all'industria alimentare. Il secondo approccio, orientato al profitto, prevede la massimizzazione del ritorno economico e l'inclusione di specifici vincoli energetici ed ambientali (si veda ad esempio [41]).

Come evidente, l'accuratezza nella modellazione delle varie componenti incide sulla fedeltà di rappresentazione dell'intero sistema fisico. In particolare, il motore primo gioca un ruolo critico nei sistemi di trigenerazione e la precisione nella modellazione matematica di questo elemento fondamentale, influenza direttamente l'accuratezza del sistema complessivo.

Come evidenziato nei precedenti capitoli, esistono diverse tipologie di motore primo, quali le turbine a vapore, turbine a gas, motori a combustione interna, celle a combustibile. Ogni tipo di motore presenta caratteristiche e condizioni di funzionamento specifici. Un elemento fondamentale, solo marginalmente trattato

dalla letteratura scientifica, è l'analisi del funzionamento del motore cogenerativo ai carichi parziali. Nella maggior parte dei casi, viene considerato unicamente il funzionamento a pieno carico del motore, ovvero la potenza di esercizio è assunta sempre uguale a quella nominale. Tale condizione difficilmente si riscontra nella pratica corrente, ed in particolar modo nel settore residenziale caratterizzato da una forte variabilità dei carichi che impone la modulazione del carico del motore al fine di minimizzare le dissipazioni di calore. Nel presente lavoro di tesi un primo elemento significativo è rappresentato proprio dalla trattazione dei carichi parziali. Attraverso la definizione di specifici vincoli, definiti per le diverse tipologie di motori primi, è valutata l'efficienza del motore in funzione della modulazione del carico.

Ulteriore elemento innovativo del lavoro di tesi, investigato in maniera non esaustiva nella letteratura scientifica, è il problema della selezione della tipologia di motore primo più idonea in funzione dello specifico caso applicativo. Nei lavori apparsi in letteratura viene, tipicamente, considerata una sola tipologia di motore per la quale, in funzione della taglia, viene determinata la strategia di funzionamento ottimale. Nel lavoro di tesi viene, invece, condotta una rigorosa analisi comparativa tra le possibili alternative impiantistiche, volta a determinare la tipologia, la taglia ed il funzionamento ottimale del sistema trigenerativo.

4.2 DESCRIZIONE DEL PROBLEMA

Il problema considerato nell'ambito del lavoro di tesi riguarda il dimensionamento ottimale, sia in termini di tecnologia impiantistica che di taglia, di un impianto di trigenerazione con accumulo termico.

L'ottimizzazione è condotta con l'obiettivo di valutare il vantaggio derivante dall'adozione di una soluzione trigenerativa rispetto ad una soluzione convenzionale che ricorre alla rete nazionale per il soddisfacimento del fabbisogno elettrico e ad una caldaia tradizionale per il soddisfacimento del fabbisogno termico. La scelta dell'orizzonte temporale da utilizzare nel processo di valutazione costituisce un elemento importante, considerata la forte instabilità dei parametri economici legata all'andamento variabile dei prezzi dei componenti impiantistici, al quadro tariffario, alle politiche energetiche ed alla congiuntura finanziaria contingente. Oltre ai criteri di valutazione della convenienza economica di lungo periodo (tipicamente la vita

utile dell'impianto), è pertanto opportuno valutare la bontà di una scelta impiantistica indipendentemente dai costi d'investimento e dagli ammortamenti, considerando, quindi, un periodo più limitato, tipicamente l'anno solare.

In una logica di breve periodo, la scelta della configurazione impiantistica ottimale viene determinata in base al criterio di massimizzazione del Margine Operativo Lordo (MOL), calcolato come differenza dei costi di gestione della configurazione trigenerativa rispetto a quelli derivanti da un impianto convenzionale. La soluzione impiantistica così individuata risulta più conveniente sia dal punto di vista economico, relativamente ai soli costi di esercizio, che energetico, essendo determinata sulla base della strategia di gestione ottimale dell'impianto prescindendo dall'influenza dei costi di investimento sul risultato economico finale.

Nel lungo periodo, la valutazione viene condotta sulla base di un'analisi finanziaria, che pone in relazione i costi di investimento dell'impianto con i MOL conseguiti per ciascun anno della vita utile dall'impianto, opportunamente attualizzati. In tale ambito, il criterio di ottimizzazione da utilizzare fa riferimento alla massimizzazione del Risultato Economico Attualizzato dell'investimento (REA), definito in funzione del tasso di inflazione, del tasso di sconto e del conseguente tasso effettivo di attualizzazione assunto.

In Figura 4.1 è schematizzato un sistema di trigenerazione con accumulo termico asservito ad un'utenza residenziale, in cui sono rappresentate tutte le possibili interazioni dinamiche che si instaurano fra l'impianto cogenerativo ed i componenti ausiliari, i fornitori di energia e l'utenza servita.

Il sistema risulta costituito da un cogeneratore, una caldaia ausiliaria, un serbatoio di accumulo termico, una pompa a compressione e un gruppo ad assorbimento, quest'ultimi alimentati dal carico elettrico e termico del cogeneratore. Grazie al collegamento con la rete elettrica nazionale, è possibile acquistare energia elettrica sul mercato, ovvero vendere l'eventuale eccedenza alle condizioni definite dalle normative. Inoltre, la presenza del serbatoio di accumulo, consente di conservare il calore prodotto in eccesso dal cogeneratore rispetto alla domanda termica, rendendola disponibile nei periodi di maggiore richiesta. Ciò consente di attuare una strategia di gestione dell'impianto con più gradi di libertà, contribuendo ad incrementare la flessibilità dell'impianto.

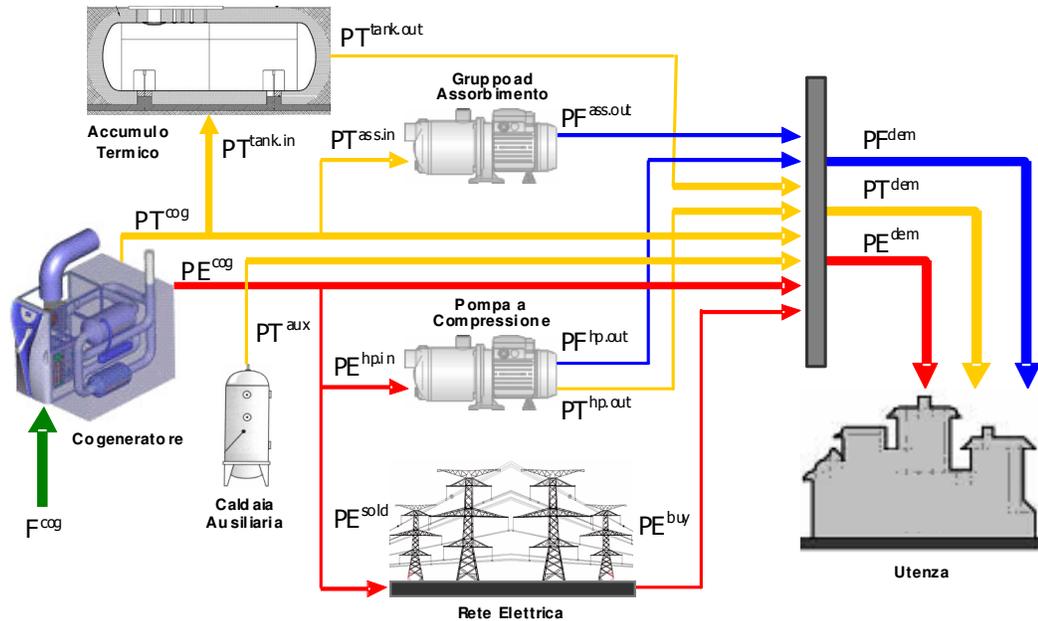


Figura 4.1: Schema d'Impianto

Sulla base dei profili di carico orari, dei dati tecnici relativi ai componenti il sistema, dei costi di installazione e mantenimento, del prezzo di acquisto del combustibile, dei prezzi di acquisto e vendita dell'energia elettrica, e dei vincoli tecnici relativi al funzionamento dei componenti, il modello di ottimizzazione proposto consente di determinare la tipologia di motore primo, la taglia di tutte le componenti impiantistiche e la strategia di funzionamento ottimale.

4.3 DEFINIZIONE DEL MODELLO MATEMATICO

Nel seguito, si assumerà che l'orizzonte temporale sia suddiviso in un insieme di giornate tipo. In particolare verrà adottato l'indice i per rappresentare la ripartizione in giornate tipo (ad esempio invernale, intermedie, estive, ecc.), l'indice j per distinguere tra giornata tipo feriale e festiva, il termine g per denotare il numero di giorni di ciascuna giornata tipo, l'indice k per indicare gli intervalli di tempo in cui viene suddivisa la giornata di 24 ore (nel nostro caso si pone un intervallo temporale Δt pari a 2 ore).

Per ogni intervallo $ij(k)$, si indicherà con $PE_{ij(k)}^{dem}$, $PT_{ij(k)}^{dem}$, $PF_{ij(k)}^{dem}$ la domanda di energia elettrica, termica e frigorifera, rispettivamente.

4.3.1 LE VARIABILI DEL PROBLEMA

Le variabili di decisione si riferiscono alla scelta della taglia ottimale del motore cogenerativo e alla individuazione della strategia di funzionamento ottimale dei componenti il sistema di trigenerazione considerando eventualmente la possibilità di acquisto o vendita di energia elettrica alla rete nazionale. Il modello include, inoltre, delle variabili binarie utilizzate per rappresentare lo stato on/off del motore cogenerativo per ogni intervallo di tempo.

In particolare, si indicherà con:

- PE^{cog} : Potenza Elettrica Nominale Cogenerata
- PT^{cog} : Potenza Termica Nominale Cogenerata
- F^{cog} : Potenza Nominale Fornita dal Combustibile - Impianto di Cogenerazione
- $PE_{ij(k)}^{cog}$: Potenza Elettrica Cogenerata nell'intervallo $ij(k)$
- $PT_{ij(k)}^{cog}$: Potenza Termica Cogenerata nell'intervallo $ij(k)$
- $F_{ij(k)}^{cog}$: Potenza Fornita da Combustibile nell'intervallo $ij(k)$
- $PT_{ij(k)}^{aux}$: Potenza Termica Prodotta dalla Caldaia Ausiliaria nell'intervallo $ij(k)$
- PT_{Max}^{aux} : Massima Potenza Termica Prodotta dalla Caldaia Ausiliaria
- $PT_{ij(k)}^{diss}$: Potenza Termica Dissipata nell'intervallo $ij(k)$
- $PE_{ij(k)}^{sold}$: Potenza Elettrica Venduta nell'intervallo $ij(k)$
- $PE_{ij(k)}^{buy}$: Potenza Elettrica Acquistata nell'intervallo $ij(k)$
- $PE_{ij(k)}^{hpT.in}$: Potenza Elettrica in Ingresso al Compressore nell'intervallo $ij(k)$ per produzione di potenza termica
- $PE_{ij(k)}^{hpF.in}$: Potenza Elettrica in Ingresso al Compressore nell'intervallo $ij(k)$ per produzione di potenza frigorifera
- $PT_{ij(k)}^{hp.out}$: Potenza Termica Prodotta dal Compressore nell'intervallo $ij(k)$
- $PF_{ij(k)}^{hp.out}$: Potenza Frigorifera Prodotta dal Compressore nell'intervallo $ij(k)$
- $PF_{Max}^{hp.out}$: Massima Potenza Frigorifera Prodotta Compressore

- $PT_{ij(k)}^{ass.in}$: Potenza Termica in Ingresso all'Assorbitore nell'intervallo $ij(k)$
- $PF_{ij(k)}^{ass.out}$: Potenza Frigorifera Prodotta dall'Assorbitore nell'intervallo $ij(k)$
- $PF_{Max}^{ass.out}$: Massima Potenza Frigorifera Prodotta dall'Assorbitore
- $PF_{ij(k)}^{buy}$: Potenza Frigorifera Acquistata nell'intervallo $ij(k)$
- $PT_{ij(k)}^{tank.in}$: Potenza Termica in Ingresso al Serbatoio nell'intervallo $ij(k)$
- $PT_{ij(k)}^{tank.out}$: Potenza Termica in Uscita dal Serbatoio nell'intervallo $ij(k)$
- $PT_{ij(k)}^{tank}$: Potenza Termica in Serbatoio nell'intervallo $ij(k)$
- PT_{Max}^{tank} : Massima Potenza Termica in Serbatoio
- $\delta_{ij(k)}$: Stato del Cogeneratore nell'intervallo $ij(k)$ (1 acceso, 0 spento)

4.3.2 I VINCOLI DEL PROBLEMA

Il modello di ottimizzazione fa riferimento al seguente sistema di vincoli.

4.3.2.1 Vincoli relativi al Campo di Funzionamento del Motore Cogenerativo

Tale tipologia di vincoli impongono che le potenze prodotte dal cogeneratore appartengano al campo di funzionamento del motore primo, consentendo di determinare il dimensionamento ottimale del cogeneratore in termini di taglia del motore primo (PE^{cog} , PT^{cog} e F^{cog}).

Facendo riferimento alle equazioni di bilancio energetico definite nel precedente capitolo, vengono di seguito riportati i vincoli relativi al campo di funzionamento di ciascun motore primo cogenerativo.

– *Turbina a Gas a Ciclo Semplice*

$$\eta_c \cdot (1 - L_r) \cdot F^{cog} - \eta_c \cdot (1 + L_{me}) \cdot PE^{cog} - PT^{cog} = 0 \quad (4.1)$$

$$PE^{cog} = \eta_c^{TG} \cdot F^{cog} \quad (4.2)$$

– *Microturbina a Gas*

$$\eta_c \cdot (1 - L_{Rig}) \cdot (1 - L_r) \cdot F^{cog} - \eta_c \cdot (1 - L_{Rig}) \cdot (1 + L_{inv}) \cdot PE^{cog} - PT^{cog} = 0 \quad (4.3)$$

$$PE^{cog} = \eta_c^{MTG} \cdot F^{cog} \quad (4.4)$$

– **Motore a Combustione Interna a Gas**

$$\eta_c \cdot (1 - L_r) \cdot F^{\text{cog}} - \eta_c \cdot (1 + L_{\text{me}}) \cdot PE^{\text{cog}} - PT^{\text{cog}} = 0 \quad (4.5)$$

$$PE^{\text{cog}} = \eta_e^{\text{MCI}} \cdot F^{\text{cog}} \quad (4.6)$$

– **Cella a Combustibile**

$$\eta_c \cdot (1 - L_{\text{Ref}}) \cdot [F^{\text{cog}} \cdot (1 - L_{\text{fc}}) - PE^{\text{cog}} \cdot (1 + L_{\text{inv}}) \cdot (1 + L_{\text{aus}})] - PT^{\text{cog}} = 0 \quad (4.7)$$

$$PE^{\text{cog}} = \eta_e^{\text{FC}} \cdot F^{\text{cog}} \quad (4.8)$$

4.3.2.2 Vincoli relativi alle Prestazioni delle Pompe di Calore

Tali tipologie di vincoli impongono che le variabili indipendenti relative all'energia frigorifera prodotta dalle macchine frigorifere appartengano al campo di funzionamento delle pompe stesse.

– **Pompa di Calore ad Assorbimento:**

$$PF_{ij(k)}^{\text{ass.out}} = PT_{ij(k)}^{\text{ass.in}} \cdot EER^{\text{ass}} \quad (4.9)$$

– **Pompa di Calore a Compressione:**

Funzionamento Estivo

$$PF_{ij(k)}^{\text{hp.out}} = PE_{ij(k)}^{\text{hpF.in}} \cdot EER^{\text{hp}} \quad (4.10)$$

Funzionamento Invernale

$$PT_{ij(k)}^{\text{hp.out}} = PE_{ij(k)}^{\text{hpT.in}} \cdot COP^{\text{hp}} \quad (4.11)$$

Le variabili con gli apici *in* ed *out* rappresentano rispettivamente l'energia cogenerata necessaria all'alimentazione delle macchine frigorifere e l'energia prodotta dalle macchine stesse in funzione del loro EER/COP.

4.3.2.3 Vincoli relativi al Serbatoio ad Accumulo Termico

Tali vincoli stabiliscono che il calore accumulato nel serbatoio alla fine dell'ora (k) è dato dal calore presente all'inizio dell'ora, al netto delle dispersioni termiche ϵ , avvenute nel corso dell'ora, più il calore immesso e meno il calore prelevato, al netto entrambi delle relative perdite di distribuzione μ :

$$PT_{ij(k)}^{\text{tank}} = (1 - \epsilon) PT_{ij(k-1)}^{\text{tank}} + (1 - \mu^{\text{in}}) PT_{ij(k)}^{\text{tank.in}} - (1 - \mu^{\text{out}}) PT_{ij(k)}^{\text{tank.out}} \quad (4.12)$$

4.3.2.4 Vincoli relativi ai Bilanci Energetici

I vincoli di bilancio energetico impongono il soddisfacimento della domanda elettrica mediante l'energia elettrica prodotta dal cogeneratore e quella acquistata dalla rete, al netto dell'elettricità necessaria all'alimentazione del compressore elettrico e dell'eventuale energia elettrica venduta:

$$PE_{ij(k)}^{cog} + PE_{ij(k)}^{buy} - PE_{ij(k)}^{sold} - PE_{ij(k)}^{hpT.in} - PE_{ij(k)}^{hpF.in} = PE_{ij(k)}^{dem} \quad (4.13)$$

I vincoli di bilancio termico impongono il soddisfacimento della domanda termica mediante gli apporti del cogeneratore, della caldaia ausiliaria, della pompa a compressione, dell'eventuale post-combustore, al netto dell'energia termica necessaria all'alimentazione della macchina ad assorbimento e considerando la possibilità di dissipare all'esterno il calore in eccesso:

$$PT_{ij(k)}^{cog} + PT_{ij(k)}^{aux} + PT_{ij(k)}^{pc} + PT_{ij(k)}^{hp.out} - PT_{ij(k)}^{ass.in} - PT_{ij(k)}^{diss} + PT_{ij(k)}^{tank.out} - PT_{ij(k)}^{tank.in} = PT_{ij(k)}^{dem} \quad (4.14)$$

I vincoli di bilancio frigorifero impongono il soddisfacimento della domanda frigorifera mediante l'energia elettrica prodotta dalle macchine frigorifere e quella acquistata dalla rete:

$$PF_{ij(k)}^{hp.out} + PF_{ij(k)}^{ass.out} + PF_{ij(k)}^{buy} = PF_{ij(k)}^{dem} \quad (4.15)$$

4.3.2.5 Vincoli di Capacità

Impongono, in caso di vendita o di acquisto di energia elettrica, che essa non possa eccedere rispettivamente l'energia elettrica massima prodotta dal cogeneratore e l'energia elettrica massima richiesta dall'utenza, sia sotto forma di carico elettrico che frigorifero:

$$PE_{ij(k)}^{sold} \leq PE_{ij(k)}^{cog} \quad (4.16)$$

$$PE_{ij(k)}^{buy} + PF_{ij(k)}^{buy} \leq PE_{ij(k)}^{dem} + \left(PF_{ij(k)}^{dem} - PF_{ij(k)}^{ass.out} / EER^{ass} \right) \quad (4.17)$$

Limiti di capacità sono inoltre necessari per vincolare la potenza termica dissipata, la potenza termica prodotta dalla caldaia ausiliaria, la potenza termica ed elettrica in ingresso alle pompe, la potenza termica in uscita dal compressore e la potenza termica in entrata ed uscita dal serbatoio a accumulo:

$$PT_{ij(k)}^{diss} \leq PT_{ij(k)}^{cog} \quad (4.18)$$

$$PT_{ij(k)}^{aux} \leq PT_{ij(k)}^{dem} \quad (4.19)$$

$$PT_{ij(k)}^{ass.in} \leq PT_{ij(k)}^{cog} \quad (4.20)$$

$$PE_{ij(k)}^{hpF.in} \leq PE_{ij(k)}^{cog} \quad (4.21)$$

$$PE_{ij(k)}^{hpT.in} \leq PE_{ij(k)}^{cog} \quad (4.22)$$

$$PT_{ij(k)}^{hp.out} \leq PT_{ij(k)}^{dem} \quad (4.23)$$

$$PT_{ij(k)}^{tank.in} \leq PT_{ij(k)}^{cog} \quad (4.24)$$

$$PT_{ij(k)}^{tank.out} \leq PT_{ij(k)}^{dem} \quad (4.25)$$

4.3.2.6 Vincoli sulla Strategia di Funzionamento

Tali vincoli consentono di determinare la strategia ottimale di funzionamento dell'impianto per ogni intervallo $ij(k)$, attraverso l'introduzione delle variabili binarie $\delta_{ij(k)}$ associate allo stato *on/off* del motore primo. Nello stato *on* dell'impianto è contemplata la possibilità di far funzionare il motore primo ai carichi parziali. Pertanto tale sistema di vincoli esprime le relazioni, introdotte nel precedente capitolo (Equazioni 3.58-3.66), che descrivono la variazione del rendimento elettrico, e quindi della potenza elettrica cogenerata, in funzione del carico. Al fine di modellare tale condizione introduciamo delle ulteriori variabili di decisione $Load_{ij(k)}$ indicative, per ogni intervallo $ij(k)$, della percentuale di funzionamento rispetto al carico nominale, considerato per convenzione pari ad 1. I valori minimi delle variabili $Load_{ij(k)}$ devono essere fissati in maniera tale da non prevedere la possibilità di far funzionare l'impianto a carichi molto bassi (minori del 50%).

Pertanto, se durante l'intervallo $ij(k)$ il motore cogenerativo è in funzione, la potenza elettrica cogenerata potrà essere espressa come (vedasi Equazione 3.58):

$$0,5 \leq Load_{ij(k)} \leq 1 \quad (4.26)$$

$$PE_{ij(k)}^{cog} = f \left(Load_{ij(k)} \right) \cdot PE^{cog} \cdot \delta_{ij(k)} \quad (4.27)$$

dove $f(\mathbf{Load}_{ij(k)})$ è una funzione non lineare della variabile $\mathbf{Load}_{ij(k)}$.

Come descritto nel capitolo precedente, la forma della funzione $f(\mathbf{Load}_{ij(k)})$ è non lineare per alcune tipologie di motori cogenerativi (vedasi Equazioni 3.59-3.66).

Al fine di trattare tale non linearità è stata operata una linearizzazione a tratti della funzione $f(\mathbf{Load}_{ij(k)})$ considerando un valore di carico intermedio, tra il valore minimo ed il massimo, posto pari al 75%. Di seguito si specifica l'espressione della funzione $f(\mathbf{Load}_{ij(k)})$, linearizzata per ciascuna tipologia di motore primo considerata:

– **Turbine a Gas a Ciclo Semplice;**

$$f(\mathbf{Load}_{ij(k)}) = \begin{cases} [1,28 \cdot (\mathbf{Load}_{ij(k)}) - 0,32] & \forall \quad 0,5 \leq \mathbf{Load}_{ij(k)} \leq 0,75 \\ [1,46 \cdot (\mathbf{Load}_{ij(k)}) - 0,46] & \forall \quad 0,75 \leq \mathbf{Load}_{ij(k)} \leq 1 \end{cases} \quad (4.28)$$

– **Microturbina a Gas;**

$$f(\mathbf{Load}_{ij(k)}) = \begin{cases} [1,10 \cdot (\mathbf{Load}_{ij(k)}) - 0,12] & \forall \quad 0,5 \leq \mathbf{Load}_{ij(k)} \leq 0,75 \\ [1,17 \cdot (\mathbf{Load}_{ij(k)}) - 0,17] & \forall \quad 0,75 \leq \mathbf{Load}_{ij(k)} \leq 1 \end{cases} \quad (4.29)$$

– **Motore a Combustione Interna a Gas;**

$$f(\mathbf{Load}_{ij(k)}) = \begin{cases} [1,12 \cdot (\mathbf{Load}_{ij(k)}) - 0,12] & \forall \quad 0,5 \leq \mathbf{Load}_{ij(k)} \leq 0,75 \\ [1,24 \cdot (\mathbf{Load}_{ij(k)}) - 0,24] & \forall \quad 0,75 \leq \mathbf{Load}_{ij(k)} \leq 1 \end{cases} \quad (4.30)$$

– **Celle a Combustibile;**

$$f(\mathbf{Load}_{ij(k)}) = \mathbf{Load}_{ij(k)} \quad \forall \quad 0,5 \leq \mathbf{Load}_{ij(k)} \leq 1 \quad (4.31)$$

Per tutte le tipologie di motore primo, la potenza termica e la potenza fornita dal combustibile sono determinate in base ai seguenti vincoli:

$$PT_{ij(k)}^{\text{cog}} = \mathbf{Load}_{ij(k)} \cdot PT^{\text{cog}} \cdot \delta_{ij(k)} \quad (4.32)$$

$$F_{ij(k)}^{\text{cog}} = \mathbf{Load}_{ij(k)} \cdot F^{\text{cog}} \cdot \delta_{ij(k)} \quad (4.33)$$

Come evidente i suddetti vincoli sulla strategia di funzionamento risultano non lineari per la presenza del prodotto tra variabili di decisione.

Nella successiva sezione 4.4 verrà dettagliata la strategia adottata per trattare tali non linearità.

4.3.2.7 Vincoli sul Rendimento Elettrico Nominale

Tali vincoli descrivono la variazione, direttamente proporzionale, del rendimento elettrico nominale rispetto alla taglia dell'impianto di cogenerazione. Di seguito vengono riportati i vincoli per ciascun motore primo cogenerativo:

– *Turbine a Gas a Ciclo Semplice;*

$$\eta_e^{TG} = 7,83 \cdot \text{Log} (PE^{\text{cog}}) + 4,63 \quad (4.34)$$

– *Microturbina a Gas;*

$$\eta_e^{MTG} = 8,9 \cdot \text{Log} (PE^{\text{cog}}) + 11,9 \quad (4.35)$$

– *Motore a Combustione Interna a Gas;*

$$\eta_e^{MCI} = 4,06 \cdot \text{Log} (PE^{\text{cog}}) + 26,05 \quad (4.36)$$

– *Celle a Combustibile;*

$$\eta_e^{FC} = \eta_e \quad \forall PE^{\text{cog}} \quad (4.37)$$

4.3.2.8 Vincoli sul Costo Unitario d'Impianto

Tali vincoli descrivono la variazione, inversamente proporzionale, del costo unitario dell'impianto di cogenerazione rispetto alla taglia. Per ciascun motore primo cogenerativo, si ha:

– *Turbine a Gas a Ciclo Semplice;*

$$C_{\text{imp}} = 2,26 - 0,40 \cdot \text{Log} (PE^{\text{cog}}) \quad (4.38)$$

– *Microturbina a Gas;*

$$C_{\text{imp}} = 3,6 - 0,95 \cdot \text{Log} (PE^{\text{cog}}) \quad (4.39)$$

– *Motore a Combustione Interna a Gas;*

$$C_{\text{imp}} = 1,70 - 0,37 \cdot \text{Log} (PE^{\text{cog}}) \quad (4.40)$$

– *Celle a Combustibile;*

$$C_{\text{imp}} = f(PE^{\text{cog}}) = \text{cost} \quad 5.000 \text{ Euro} / kWe \quad (4.41)$$

4.3.2.9 Vincoli di natura Normativa

Tali vincoli impongono il soddisfacimento della condizione per il riconoscimento della produzione combinata di energia elettrica e calore come Cogenerazione ad Alto Rendimento, basata sul PES (Primary Energy Saving), stabilita dalla Direttiva 2004/8/CE e dal D.L. n. 20/2007. I rendimenti di riferimento, in caso di produzione separata, sono così fissati: $\eta^{rif} = 0.90$, $\eta_e^{rif} = 0.485$, per l'energia elettrica immessa in rete, e $\eta_T^{rif} = 0.45$, per quella autoconsumata, calcolati secondo i parametri di correzione del D.M. 5 Settembre 2011.

$$PES = 1 - \sum_{i,j,k} \frac{F_{ij(k)}^{cog}}{\frac{PE_{ij(k)}^{cog}}{\eta_E^{rif}} + \frac{(PT_{ij(k)}^{cog} - PT_{ij(k)}^{diss})}{\eta_T^{rif}}} \geq 0 \quad (4.42)$$

Rispetto alla definizione di “normativa” del PES, nel modello di ottimizzazione formulato si farà riferimento, per maggiore completezza, ad un PES “termodinamico” che consente di individuare in modo più completo i vantaggi offerti dal sistema di trigenerazione, in quanto tiene conto anche dei risparmi di energia relativi all'elettricità immessa in rete, all'energia prodotta dalle pompe di calore, alle dissipazioni che si verificano nel serbatoio di accumulo:

$$PES = 1 - \sum_{i,j,k} \frac{F_{ij(k)}^{cog}}{F_{ij(k)}^{PE_conv} + F_{ij(k)}^{PT_conv} + F_{ij(k)}^{PF_conv}} \geq 0 \quad (4.43)$$

con:

$$F_{ij(k)}^{PE_conv} = \frac{PE_{ij(k)}^{cog} - PE_{ij(k)}^{hpF.in} - PE_{ij(k)}^{hpT.in} - PE_{ij(k)}^{sold}}{\eta_{E.aut}^{rif}} + \frac{PE_{ij(k)}^{sold}}{\eta_{E.imm}^{rif}} \quad (4.44)$$

$$F_{ij(k)}^{PT_conv} = \frac{PT_{ij(k)}^{cog} - PT_{ij(k)}^{diss} - PT_{ij(k)}^{ass.in} - (PT_{ij(k)}^{tank.in} - PT_{ij(k)}^{tank.out}) + PT_{ij(k)}^{hp.out}}{\eta_T^{rif}} \quad (4.45)$$

$$F_{ij(k)}^{PF_conv} = \frac{PF_{ij(k)}^{ass.out} / EER^{ass} + PF_{ij(k)}^{hp.out} / EER^{hp}}{\eta_{E.aut}^{rif}} \quad (4.46)$$

4.3.2.10 Vincoli di natura Ambientale

Viene definito un Indice di Impatto Ambientale riferito al potenziale impatto sull'inquinamento atmosferico prodotto dalle emissioni dei principali gas climalteranti tipicamente emessi da un impianto termoelettrico a gas naturale: CO₂, CO, NO_x. Ciascuno di tali gas è direttamente o indirettamente responsabile dei diversi fenomeni connessi al cambiamento climatico: effetto serra (CO₂), deposizioni acide (NO_x), smog fotochimico (CO). Tali fenomeni connessi al cambiamento climatico, come noto, scaturiscono da effetti ambientali diversi e non comparabili tra loro. Di conseguenza, sebbene esistano degli indicatori universalmente riconosciuti per quantificare l'impatto dei diversi gas climalteranti sui singoli fenomeni ambientali (Global Warming Potential, Photochemical Ozone Creation Potential, Acidification Potential), non esiste una via univocamente accettata per determinare l'impatto globale che le sostanze inquinanti hanno sull'ambiente.

L'indicatore di Impatto Ambientale proposto nel presente lavoro, ha come obiettivo quello di aggregare i quantitativi delle principali sostanze emissive prodotte da un impianto termoelettrico in funzione dei valori limite di emissione introdotti dal D.M. 23/11/2001. Tale decreto, regola la raccolta dati per l'istituzione dell'inventario nazionale delle emissioni prodotte dai complessi industriali, classificati IPPC, in applicazione della direttiva europea 96/61/CE per la prevenzione e la riduzione integrata dell'inquinamento, ovvero la cosiddetta direttiva IPPC (Integrated Pollution Prevention and Control).

L'Indice di Impatto Ambientale si basa su un sistema di fattori di equivalenza che consentono di "pesare", in funzione dei valori limite di soglia stabiliti dalla normativa in materia, le varie sostanze inquinanti prodotte da una sorgente emissiva sulla base di un'unità di misura di riferimento, il kg di CO₂ equivalente, utilizzata per determinare l'impatto globale della sorgente sull'ambiente.

In Tabella 4.1 vengono sintetizzati i valori limiti delle sostanze emissive considerate ed i relativi fattori di conversione.

L'Indice di Impatto Ambientale sarà quindi calcolato in funzione dei kWh elettrici prodotti rapportando la somma pesata in kg CO₂eq/kWh delle sostanze inquinanti, prodotte dal combustibile utilizzato, ed il rendimento elettrico:

$$I_{Amb} = \frac{\sum_i p_i \cdot S_i}{\eta_e} \quad (4.47)$$

dove S_i è la sostanza inquinante, misurata in kg/kWh di combustibile, e p_i è il fattore di conversione, espresso in kg di CO₂eq/kg. Sulla base di tale indice, viene introdotto il relativo vincolo che impone un limite alle emissioni dei principali sostanze inquinanti, in termini di kg di CO₂ equivalente annue:

$$(p_{CO_2} S_{CO_2} + p_{CO} S_{CO} + p_{NOX} S_{NOX}) \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^2 \sum_{k=1}^{12} \frac{F_{ij(k)}^{cog}}{PE_{ij(k)}^{cog}} \cdot \Delta t \cdot g_{ij} \leq Limite \quad (4.48)$$

Sostanza Inquinante S_i	Valore Limite [kg/anno]	Fattore di Conversione p_i [kg CO ₂ eq/kg]
CO ₂	100 x 10 ⁶	1
CO	500 x 10 ³	200
NO _x	100 x 10 ³	1.000

Tabella 4.1: Fattori di conversione emissioni

4.3.3 LA FUNZIONE OBIETTIVO

La funzione obiettivo consiste nella massimizzazione dei ricavi al netto dei costi di gestione ed esercizio relativi alla soluzione impiantistica trigenerativa rispetto a quella convenzionale.

In particolare, sono prese in considerazione le seguenti voci di ricavo e costo (il termine p rappresenta il prezzo unitario, I le imposte e c il costo unitario d'impianto):

Ricavi

- Ricavi per Vendita surplus Energia Elettrica - Impianto di Trigenerazione:

$$R_{ij(k)}^{Esold} = p_{ij(k)}^{Esold} \cdot PE_{ij(k)}^{sold} \quad (4.49)$$

- Costo Evitato per Defiscalizzazione del combustibile - Impianto di Trigenerazione:

$$CE_{ij(k)}^{defisc} = I^{comb} \cdot 0,25 \cdot PE_{ij(k)}^{cog} \cdot PCI \cdot 0,001163 \quad (4.50)$$

Nel calcolo dei ricavi deve essere anche computati i costi evitati rispetto alla soluzione convenzionale, che non dipendo dalle variabili di decisione:

- Costo Evitato per Acquisto Energia Elettrica - Impianto Convenzionale:

$$C_{ij(k)}^{PEconv} = p^{Ebuy} \cdot \left(PE_{ij(k)}^{dem} + PF_{ij(k)}^{dem} / EER_{ij(k)}^{hp} \right) \quad (4.51)$$

– Costo Evitato per Combustibile Caldaia - Impianto Convenzionale:

$$C_{ij(k)}^{PTconv} = p^{comb} \cdot PT_{ij(k)}^{dem} / \eta_T \quad (4.52)$$

– Costo Evitato per Manutenzione Caldaia - Impianto Convenzionale:

$$C_{ij(k)}^{man.boiler} = p^{man.boiler} \cdot PT_{ij(k)}^{dem} \quad (4.53)$$

– Costo Evitato per Investimento Caldaia - Impianto Convenzionale:

$$Inv^{conv} = c_{imp}^{boiler} \cdot PT_{Max}^{dem} \quad (4.54)$$

Costi

– Costo per Combustibile - Impianto di Trigenerazione:

$$C_{ij(k)}^{cog} = p^{comb} \cdot F_{ij(k)}^{cog} \quad (4.55)$$

– Costo per Integrazione Energia Elettrica - Impianto di Trigenerazione:

$$C_{ij(k)}^{Ebuy} = p^{Ebuy} \cdot \left(PE_{ij(k)}^{buy} + PF_{ij(k)}^{buy} / EER_{ij(k)}^{hp} \right) \quad (4.56)$$

– Costo Manutenzione Cogeneratore - Impianto di Trigenerazione:

$$C_{ij(k)}^{man.cog} = p^{man.cog} \cdot PE_{ij(k)}^{cog} \quad (4.57)$$

– Costo Manutenzione Macchina a Compressione - Impianto di Trigenerazione:

$$C_{ij(k)}^{man.hp} = p^{man.hp} \cdot PF_{ij(k)}^{hp.out} \quad (4.58)$$

– Costo Manutenzione Macchina ad Assorbimento - Impianto di Trigenerazione:

$$C_{ij(k)}^{man.ass} = p^{man.ass} \cdot PF_{ij(k)}^{ass.out} \quad (4.59)$$

– Costo Manutenzione Caldaia Ausiliaria - Impianto di Trigenerazione:

$$C_{ij(k)}^{man.aux} = p^{man.aux} \cdot PT_{ij(k)}^{aux} \quad (4.60)$$

– Costo Manutenzione Serbatoio di Accumulo - Impianto di Trigenerazione:

$$C_{ij(k)}^{man.tank} = p^{man.tank} \cdot PT_{ij(k)}^{tank} \quad (4.61)$$

– Costo per Combustibile Caldaia Ausiliaria - Impianto di Trigenerazione

$$C_{ij(k)}^{PTaux} = p^{comb} \cdot PT_{ij(k)}^{aux} / \eta_T \quad (4.62)$$

– Costo per Imposta su Elettricità Autoconsumata - Impianto di Trigenerazione:

$$C_{ij(k)}^{IEaut} = I^{Eaut} \cdot \left(PE_{ij(k)}^{cog} - PE_{ij(k)}^{sold} \right) \quad (4.63)$$

– Costo per Investimento - Impianto di Trigenerazione:

$$Inv^{trig} = c_{imp}^{cog} PE^{cog} + c_{imp}^{ass} PF_{Max}^{ass.out} + c_{imp}^{hp} PF_{Max}^{hp.out} + c_{imp}^{aux} PT_{Max}^{aux} + c_{imp}^{tank} PT_{Max}^{tank} \quad (4.64)$$

Il criterio di ottimizzazione utilizzato consiste nella massimizzazione del ritorno economico dell'investimento, che quantifica il guadagno totale che si ottiene rispetto alla soluzione convenzionale, che ricorre al mercato elettrico per il soddisfacimento del fabbisogno elettrico e frigorifero e ad una caldaia tradizionale per il soddisfacimento del fabbisogno termico. Al fine poi di poter valutare la bontà di una scelta impiantistica anche indipendentemente dai costi d'investimento, che attualmente penalizzerebbero i motori cogenerativi più innovativi, si è ritenuto opportuno condurre due tipi di procedure di ottimizzazione:

- una ottimizzazione di breve periodo (l'anno solare);
- una ottimizzazione di lungo periodo (la vita utile dell'impianto).

Per la *procedura di ottimizzazione di breve periodo* il criterio di ottimizzazione scelto consiste nella massimizzazione del Margine Operativo Lordo (**MOL**), che quantifica il guadagno annuo della configurazione impiantistica considerata rispetto alla soluzione convenzionale ed è esprimibile come:

$$\mathbf{MOL} = (\mathbf{totale\ entrate}) - (\mathbf{totale\ uscite})$$

dove le uscite rappresentano i costi di gestione effettivamente sostenuti, mentre le entrate corrispondono sia ad effettivi trasferimenti in denaro sia a risparmi conseguiti rispetto alla soluzione convenzionale.

La funzione obiettivo può essere quindi espressa come:

$$\langle \max \mathbf{MOL} \rangle = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^2 \sum_{k=1}^{12} \left\{ R_{ij(k)} - C_{ij(k)} \right\} \cdot \Delta t \cdot g_{ij} \quad (4.65)$$

Infine, i termini **R** e **C** rappresentano rispettivamente le voci relative ai Ricavi e Costi precedentemente elencati.

Con la *procedura di ottimizzazione di lungo periodo* viene invece effettuata un'analisi finanziaria, attraverso la massimizzazione del Risultato Economico

Attualizzato dell'investimento (**REA**), che pone in relazione i costi di investimento con i MOL conseguiti per ciascun anno della vita utile dall'impianto (**n**), opportunamente attualizzati.

La funzione obiettivo può essere quindi espressa come:

$$\langle \max \text{REA} \rangle = \sum_{i=1}^n \left\{ \text{FA}_{\text{mol}} \cdot (1 - I) \cdot \text{MOL}_{(i)} + \text{FA}_{\text{amm}} \cdot \text{Amm}_{(i)} \cdot I \right\} - \left(\text{Inv}^{\text{trig}} - \text{Inv}^{\text{conv}} \right) \quad (4.66)$$

in cui Inv^{trig} rappresenta il costo di investimento dell'impianto di trigenerazione, Inv^{conv} il costo dell'impianto convenzionale, **Amm** l'ammortamento annuo del costo d'investimento, **I** quantifica il tasso di imposizione fiscale, mentre FA_{mol} e FA_{amm} rispettivamente il fattore di attualizzazione dei flussi di cassa ed il fattore di attualizzazione dell'ammortamento, che seguono leggi di attualizzazione diverse.

In particolare, per i flussi di cassa finanziari, quali ad esempio gli ammortamenti, il Fattore di Attualizzazione dipende del tasso di sconto nominale " t_s " che è funzione del prodotto tra il tasso ufficiale di riferimento " t_{ur} " ed il tasso di inflazione " t_i ", secondo la relazione:

$$\text{FA}_{\text{amm}} = \frac{I}{(1 + t_s)^n} = \frac{I}{(1 + t_{ur})^n \cdot (1 + t_i)^n} \quad (4.67)$$

Nel caso invece di investimenti nel settore energetico, poiché i costi ed i ricavi sono riferiti alle materie prime energetiche (combustibili, elettricità, ecc.) occorre considerare l'influenza del tasso di aumento delle materie prime energetiche " t_{en} ". In tal caso, il fattore di attualizzazione per flussi di cassa energetici, quale il MOL, è definito dalla seguente relazione:

$$\text{FA}_{\text{mol}} = \frac{I}{(1 + t_s)^n} = \frac{(1 + t_{en})^n}{(1 + t_{ur})^n \cdot (1 + t_i)^n} \quad (4.68)$$

È necessario sottolineare che i MOL presenti nelle due funzioni obiettivo possono avere lo stesso valore solo nel caso in cui le due differenti procedure di ottimizzazione determinino la medesima configurazione impiantistica. Generalmente i costi di investimento influiscono direttamente sia sul dimensionamento della configurazione impiantistica che sulle modalità di gestione della stessa, e quindi sui corrispondenti costi di gestione, determinando, a seconda che si implementi l'ottimizzazione di breve o di lungo periodo, MOL e tempi di ritorno dell'investimento differenti.

4.4 ANALISI DEL PROBLEMA E STRATEGIA RISOLUTIVA

Il modello matematico formulato rientra nella classe generale dei problemi di programmazione matematica di tipo Non Lineare Misto Intero (MINLP) [44]. In tali tipi di problemi si combinano due sorgenti di difficoltà: la prima legata alla natura non lineare dei vincoli e/o della funzione obiettivo, la seconda alla presenza di variabili di decisione intere.

L'introduzione di vincoli non lineari è stata necessaria al fine di modellare, con un maggiore grado di accuratezza, le principali criticità che emergono nella progettazione e nella gestione ottimale di un sistema trigenerativo, che riguardano principalmente:

- la variazione del rendimento nominale dell'impianto di cogenerazione in funzione della taglia;
- la variazione del costo unitario dell'impianto di cogenerazione in funzione della taglia;
- il decadimento del rendimento nominale dell'impianto di cogenerazione in funzione della variazione del carico.

Inoltre, variabili di decisione binarie sono indispensabili per modellare lo stato di funzionamento dell'impianto, al fine di individuare in quali periodi il motore cogenerativo deve essere mantenuto in funzione ed in quali deve essere spento.

Nonostante il notevole interesse applicativo rivestito dai problemi di MINLP, la loro intrinseca difficoltà, ne ha da sempre limitato l'utilizzo non esistendo risolutori di tipo generale (*solver general purpose*) in grado di affrontare efficacemente il processo di soluzione. L'analisi della letteratura scientifica in merito ai problemi di MINLP [45] evidenzia che la maggior parte dei metodi risolutivi proposti è di tipo *problem-oriented*, tendendo a sfruttare la particolare struttura del problema da risolvere, e considerando, in aggiunta, la possibilità di pervenire a soluzioni approssimate attraverso l'impiego di strategie di tipo euristico.

Nel caso del problema considerato, l'analisi della struttura del corrispondente modello di ottimizzazione suggerisce l'adozione di una strategia risolutiva di tipo *bi-level*. Infatti, per ogni tipologia di motore primo considerato, sulla base dei profili di carico richiesti, è possibile individuare un insieme finito di valori relativi alla taglia dell'impianto, in corrispondenza dei quali determinare il piano di

funzionamento ottimale del sistema trigenerativo con accumulo termico. In particolare, per ogni tipologia di motore primo e per ogni taglia individuata relativamente alla tipologia fissata, si risolve un problema di secondo livello relativo alla determinazione del piano di funzionamento ottimale per la soluzione impiantistica considerata. La configurazione ottimale sarà quella in corrispondenza della quale si raggiunge il valore di funzione obiettivo del problema di secondo livello più alto.

Il vantaggio derivante dall'adozione di un tale approccio è evidente: per un fissata taglia del motore primo scompaiono le non linearità legate alla variazione del rendimento nominale e del costo dell'impianto. Permangono invece le non linearità legate al prodotto di variabili di decisione che, data la natura delle variabili coinvolte (binarie e continue) possono essere facilmente risolte adottando tecniche di linearizzazione classiche [45].

La trattazione della non linearità della funzione che descrive la variazione del rendimento elettrico al variare del carico, richiede una precisazione aggiuntiva. Come accennato in precedenza nella sezione 4.3.2.6, la strategia adottata si basa su una linearizzazione a tratti della funzione non lineare.

Supponendo di indicare con $\mathbf{Load}(\mathbf{x}\tau)$, con $\tau=1,\dots,h$, i punti relativi ai valori di carico da utilizzare nel processo di linearizzazione e con $f(\mathbf{Load}(\mathbf{x}\tau))$, i corrispondenti valori della funzione, la linearizzazione può essere condotta introducendo delle variabili aggiuntive $\lambda\tau$ che devono soddisfare i seguenti vincoli:

$$\sum_{i=1}^h \lambda_{\tau} \cdot f(\mathbf{Load}(X_{\tau})) = f(\mathbf{Load}) \quad (4.69)$$

$$\sum_{i=1}^h \lambda_{\tau} \cdot \mathbf{Load}(X_{\tau}) = \mathbf{Load} \quad (4.70)$$

$$\sum_{i=1}^h \lambda_{\tau} = 1 \quad (4.71)$$

con al più due variabili $\lambda\tau$ contigue diverse da zero.

Quest'ultimo vincolo si traduce imponendo che le variabili $\lambda\tau$ siano di tipo SOS2 (Special Ordered Set di tipo 2). La Figura 4.2 mostra un esempio di funzione linearizzata nell'ipotesi di considerare tre tratti di retta distinti.

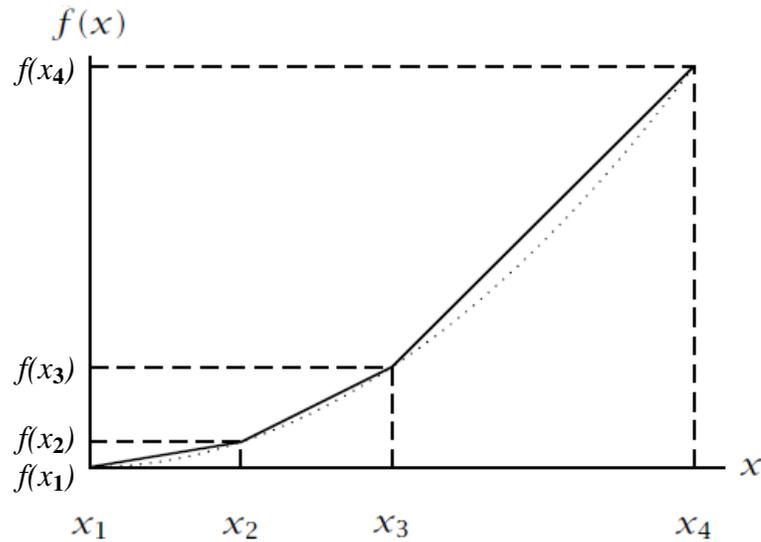


Figura 4.2: Esempio di funzione lineare rizzata a tratti

Maggiore è il numero di punti considerati nel processo di linearizzazione, migliore sarà l'approssimazione della funzione non lineare. Una migliore approssimazione comporta per contro l'introduzione di un numero maggiore di variabili decisionali, determinando un incremento della complessità computazionale del problema. Pertanto, nel modello proposto la linearizzazione della funzione $f(\text{Load}(x\tau))$ è stata condotta considerando due tratti distinti di retta compresi tra il valore di carico minimo (50%), massimo (100%) ed intermedio (75%).

In definitiva, le tecniche di linearizzazione adottate hanno consentito di pervenire ad un modello di programmazione Lineare Misto Intero la cui soluzione è stata condotta utilizzando un classico algoritmo di Branch and Bound.

Il modello matematico formulato è stato risolto utilizzando l'ambiente di sviluppo integrato GAMS 23.4 [46] ed il Cplex come risolutore.

CAPITOLO V

ESPERIMENTI COMPUTAZIONALI

Il capitolo è dedicato alla presentazione dei risultati numerici ottenuti dall'applicazione del modello di ottimizzazione proposto ad un caso di studio, rappresentato da un'utenza residenziale di medie dimensioni.

Al fine di testare la validità del modello, sono stati condotti un ampio ventaglio di esperimenti computazionali che hanno consentito di valutare anche le ricadute, in termini economici, energetici ed ambientali, derivanti dall'impiego di sistemi di trigenerazione con serbatoi di accumulo termico rispetto a soluzioni impiantistiche di tipo convenzionale.

5.1 IL CASO DI STUDIO

Il caso di studio utilizzato per validare il modello matematico proposto è rappresentato da una utenza residenziale di medie dimensioni, che per caratteristiche dei profili di carico può essere considerata come rappresentativa dell'intero settore.

La scelta del settore residenziale, quale settore di intervento per applicazioni di risparmio energetico, è dettata dal fatto che tale settore assorbe da solo oltre il 40% del consumo finale di energia a livello nazionale [3]. Esso pertanto costituisce sicuramente il settore con le maggiori potenzialità di intervento al fine di adempiere ai target fissati dalla Unione Europea per il 2020: decremento del 20% delle emissioni gassose, incremento del 20% della produzione energetica da risorse rinnovabili, incremento del 20% dell'efficienza energetica.

Elemento imprescindibile per la formulazione e soluzione del modello matematico proposto è il reperimento e l'analisi dei dati di input, legati ai profili di carico orari relativi ai fabbisogni elettrici, termici e frigoriferi dell'utenza.

In ambito residenziale ed in generale nel settore civile, tale fase risulta spesso difficoltosa in quanto gli unici dati disponibili sono quelli aggregati su base mensile, desunti dalle bollette energetiche. Una ricostruzione puntuale dei carichi orari

risulterebbe possibile solo attraverso una precisa contabilità energetica, su un intervallo di tempo significativo (almeno un anno), dei consumi relativi a tutte le fonti di consumo (riscaldamento invernale, acqua calda sanitaria, alimentazione elettrica, condizionamento estivo), con un significativo onere di monitoraggio.

Al fine quindi di validare il modello di ottimizzazione formulato, si è ritenuto opportuno fare riferimento a dei profili di carico orario reperiti in letteratura.

In particolare, i profili di carico elettrico sono stati estrapolati sulla base dei risultati di uno studio condotto dal gruppo eERG (end-use Efficiency Research Group) del Politecnico di Milano per il Ministero dell'Ambiente, denominato MICENE [47, 48]. Tale studio riporta i consumi elettrici di utenze monofamiliari determinati attraverso una campagna di monitoraggio su un totale di 110 abitazioni in cui sono stati campionati, in intervalli di 10 minuti per tre settimane in ciascuna stagione, le grandezze relative ai consumi medi e di punta dei principali elettrodomestici, dei sistemi di illuminazione e del contatore generale oltre che i dati relativi alla temperatura dell'aria interna.

Per quanto riguarda i profili di carico termico, nel presente lavoro è stato fatto riferimento ai dati forniti dalla azienda municipalizzata A.S.M. S.p.a. di Brescia [48, 49], opportunamente rielaborati per tenere conto sia degli effetti relativi alle perdite termiche sulla rete di teleriscaldamento, sia del valore limite dell'indice di prestazione energetica applicabili dal 01/01/2010 ad edifici di nuova costruzione.

Sulla base dei profili di carico termico ed elettrico disponibili, sono stati quindi dimensionati i carichi orari termici, elettrici e di condizionamento del caso di studio analizzato, costituito da un'utenza condominiale multifamiliare, ubicata in zona climatica E, composta da n. 80 appartamenti.

Dall'elaborazione dei dati è emerso che il fabbisogno energetico annuo di un complesso residenziale di 80 unità domestiche medie, ovvero rappresentative di un nucleo familiare costituito da circa 4 persone in un appartamento di media grandezza (106 mq con una volumetria di 318 mc), può considerarsi complessivamente pari a circa 809 MWh termici ed a 325 MWh elettrici (vedasi dettaglio in Tabella 5.1). Per ogni singolo appartamento è stato stimato un consumo termico annuo pari a 10.109 kWh, considerando sia la quota relativa al riscaldamento che quella relativa agli usi sanitari, ed un consumo elettrico annuo pari a 4.061 kWh, comprensivi del

fabbisogno relativo al condizionamento estivo, con una distribuzione temporale nell'arco dell'anno riportata in Figura 5.1.

Dal suddetto grafico si evince, come era prevedibile, una forte variabilità del fabbisogno termico che, al di fuori dal periodo invernale, si riduce unicamente alla richiesta di acqua calda ad usi sanitari. Il fabbisogno elettrico è invece pressoché costante nell'arco dell'anno ad eccezione dei mesi estivi in cui è prevalente la richiesta di elettricità per il condizionamento.

Numero Appartamenti	80
Superficie media Appartamento	106 m²
Volumetria media Appartamento	318 m³
Rapporto di Forma Edificio	0,60
Numero medio componenti nucleo familiare	4,06
Zona Climatica	E
Gradi Giorno	2410
Periodo accensione Riscaldamento	6 mesi/anno
Numero ore di accensione Riscaldamento	14 h/giorno
Fabbisogno Elettrico (senza condizionamento) - Singolo Appartamento	3070 kWh/anno
Fabbisogno Frigorifero - Singolo Appartamento	2776 kWh/anno
Fabbisogno Elettrico (con condizionamento) - Singolo Appartamento	4061 kWh/anno
Potenza Elettrica Impegnata - Singolo Appartamento	3 kW
Fabbisogno Termico Riscaldamento - Singolo Appartamento	8228 kWh/anno
Fabbisogno Termico Usi Sanitari - Singolo Appartamento	1880 kWh/anno
Fabbisogno Termico Complessivo - Singolo Appartamento	10109 kWh/anno
Indice di Prestazione Energetica Riscaldamento	77,6 kWh/mq
Fabbisogno Elettrico (senza condizionamento) - Condominio	246 MWh/anno
Fabbisogno Frigorifero - Condominio	222 MWh/anno
Fabbisogno Elettrico (con condizionamento) - Condominio	325 MWh/anno
Fabbisogno Termico Riscaldamento - Condominio	658 MWh/anno
Fabbisogno Termico Usi Sanitari - Condominio	150 MWh/anno
Fabbisogno Termico Complessivo - Condominio	809 MWh/anno
Rapporto Fabbisogno Termico/Elettrico (senza condizionamento)	3,29 kWt/kWe
Rapporto Fabbisogno Termico/Elettrico (con condizionamento)	2,49 kWt/kWe
Potenza Elettrica di Picco (con condizionamento)	149 kWe
Potenza Elettrica di Picco (senza condizionamento)	47 kWe
Potenza Termica di Picco	432 kWt

Tabella 5.1: Caratterizzazione utenza condominiale di riferimento

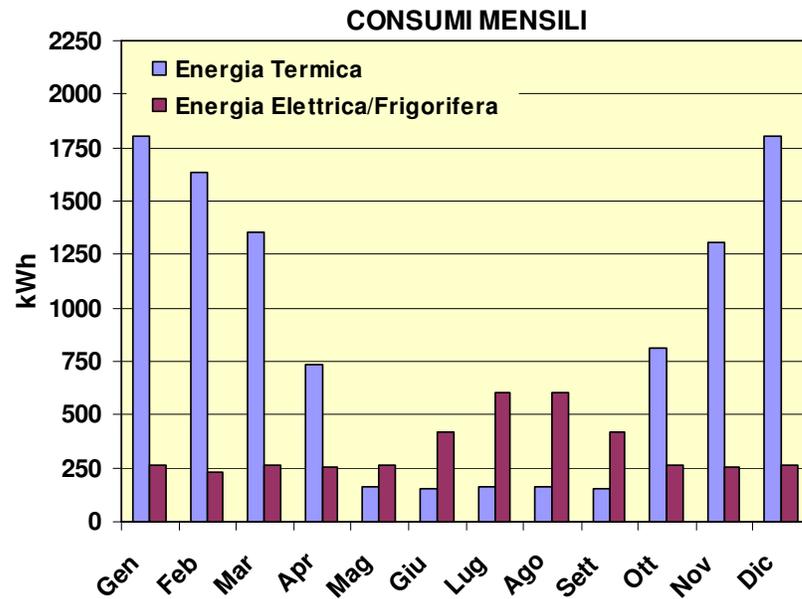


Figura 5.1: Consumi energetici annui condominiali

5.2 DIAGRAMMI DI CARICO ORARIO

In Figura 5.2 sono mostrati i diagrammi di carico giornalieri elettrici, termici e frigoriferi dell'utenza residenziale considerata suddivisi per ciascuna stagione. Sulla base di tali diagrammi sono stati individuati n. 4 giorni tipo, ritenuti rappresentativi dell'intero anno solare:

- Giornata Tipo Invernale di punta (mesi da Dicembre a Febbraio);
- Giornata Tipo Invernale mite (mesi di Novembre, Marzo e Aprile);
- Giornata Tipo Mesi Intermedi (mesi di Maggio, Giugno ed Ottobre).
- Giornata Tipo Estiva (mesi da Luglio a Settembre);

Non sono stati distinti i giorni feriali da quelli festivi in quanto, ai fini della variabilità dei carichi, tale distinzione non risulta significativa in ambito residenziale.

L'andamento dei diagrammi di carico giornalieri per ciascuna giornata tipo, rappresentati in Figura 5.3, evidenzia una forte variabilità dei consumi che presentano i massimi assorbimenti nelle prime e nelle ultime ore della giornata, ad evidenziare come i dati campionati facciano riferimento ad abitudini comportamentali tipiche di utenti stabilmente occupati.

È necessario sottolineare che i carichi termici e frigoriferi dell'utenza condominiale sono dati dalla somma dei carichi termici e frigoriferi delle singole

utenze domestiche che presentano la stessa distribuzione oraria. La curva dei carichi elettrici si presenta, invece, più piatta in quanto la richiesta complessiva di elettricità è data dalla somma dei singoli carichi familiari che si distribuiscono nell'arco della giornata con un determinato fattore di contemporaneità [48].

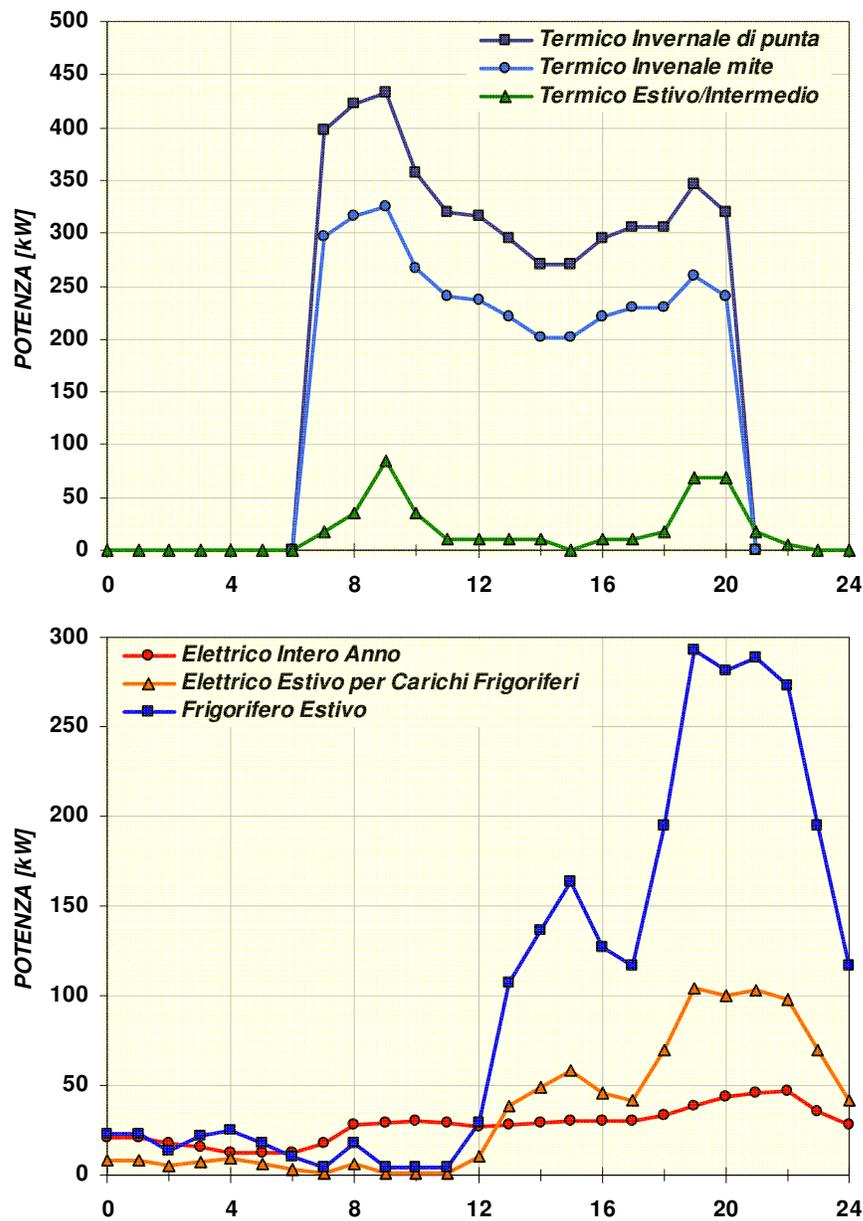


Figura 5.2: Consumi energetici annui condominiali

In definitiva, i dati complessivi evidenziano che le utenze residenziali sono caratterizzate da un elevato rapporto tra fabbisogno termico ed elettrico, e che i carichi termici e frigoriferi sono prettamente stagionali a differenza di quelli elettrici che rimangono quasi costanti su tutto il periodo dell'anno.

5.3 IPOTESI DI FUNZIONAMENTO DELL'IMPIANTO

Nel presente lavoro, il sistema trigenerativo preso in considerazione è costituito dalle seguenti componenti impiantistiche:

- Impianto di cogenerazione con recupero termico;
- Pompa di calore a compressione;
- Macchina frigorifera ad assorbimento;
- Serbatoio ad accumulo termico.
- Caldaia ausiliaria;

Nel dettaglio, per quanto riguarda le tecnologie cogenerative, sono state analizzate i seguenti motori primi:

- Celle a Combustibile;
- Motori a Combustione Interna a gas;
- Microturbina a gas;
- Turbina a Gas a ciclo semplice.

Le pompe a compressione elettriche con condensazione ad aria, sono considerate funzionanti in assetto reversibile, ovvero sia per le eventuali integrazioni termiche in inverno che per la copertura del fabbisogno frigorifero in estate. Nel funzionamento come pompa di calore, è stato assunto un COP pari a 3,3, mentre nel funzionamento come macchina frigorifera è stato assunto un EER pari a 2,8. La macchina ad assorbimento è stata considerata monostadio funzionante solo come frigorifero, assumendo un valore di EER pari a 0,7, tipico per assorbitori a bromurio di litio.

Il serbatoio ad accumulo termico considerato è del tipo a calore sensibile ad acqua. Per la determinazione della capacità termica del serbatoio in un generico intervallo orario (\mathbf{k}), (vedasi Equazione 3.78) sono stati assunti valori di μ^{in} e μ^{out} , relativi alle perdite di distribuzione nelle fasi di carico e scarico, pari entrambi al 2%, mentre per la fase di conservazione è stato assunto un coefficiente di dispersione termica ϵ pari al 10%

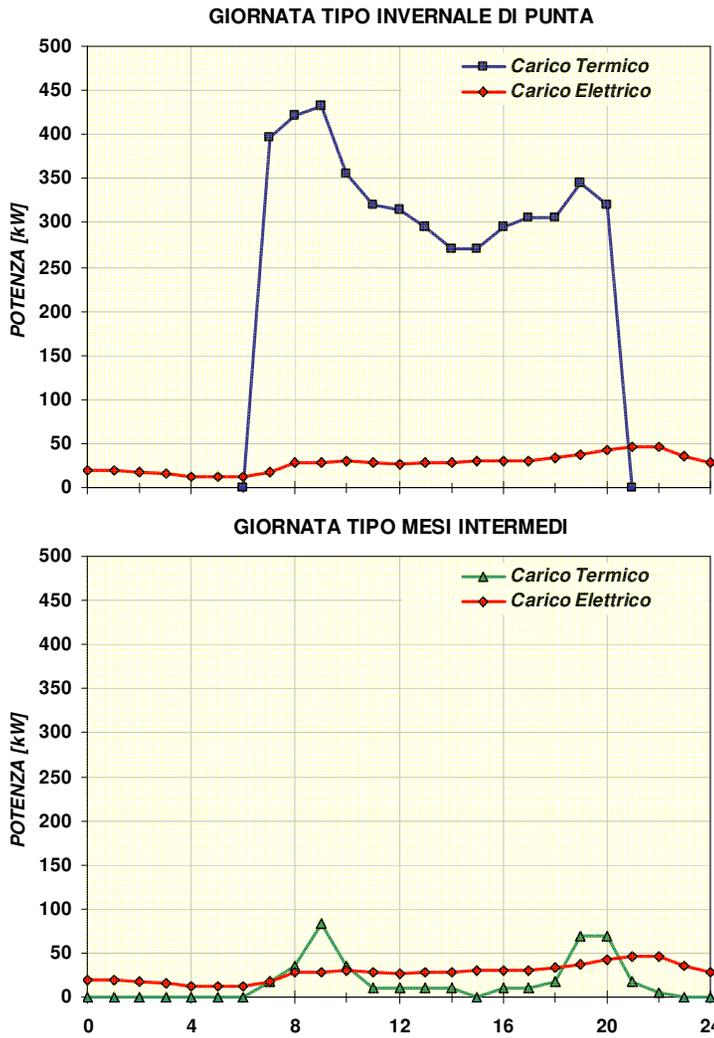
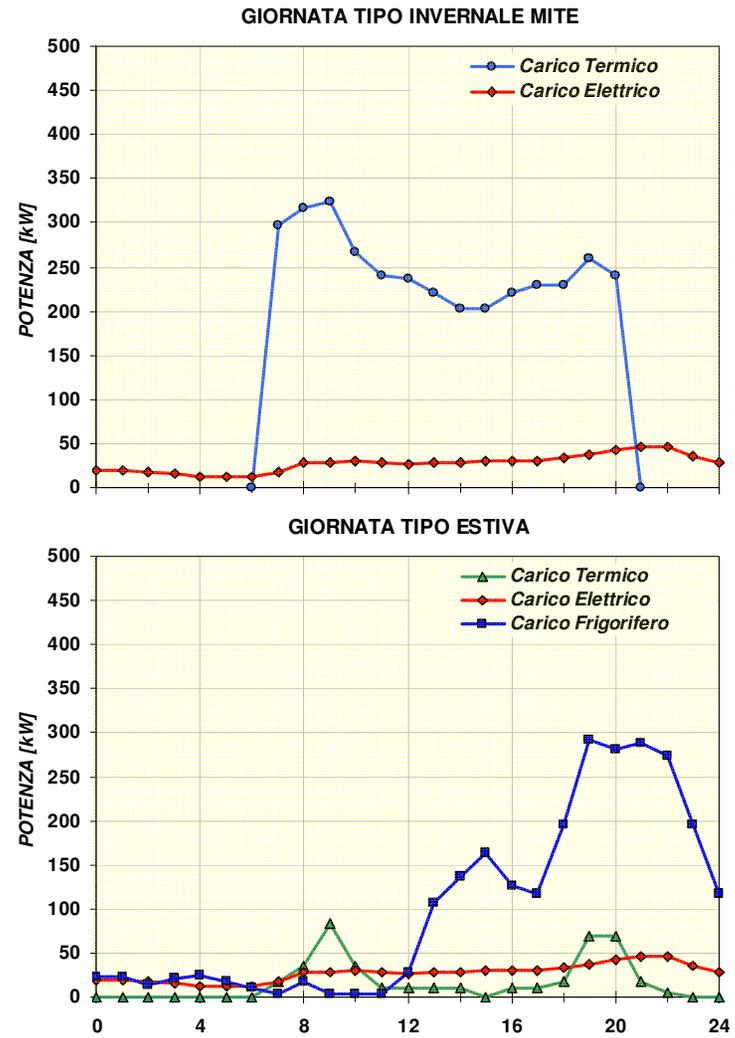


Figura 5.3: Diagrammi di Carico Giornalieri



La caldaia ausiliaria viene utilizzata per le integrazioni termiche ed è stato assunto per essa un rendimento pari al 76%, pari al rendimento termico assunto per l'impianto di tipo convenzionale.

Nell'ottimizzazione del funzionamento dell'impianto, la procedura considera per ogni singolo intervallo orario tutte le possibili strategie di funzionamento allo scopo di individuare quella strategicamente ottimale. Le logiche prese in esame sono quindi:

- Funzionamento a massima potenza elettrica;
- Elettrico segue;
- Termico segue;
- Frigorifero segue;
- Funzionamento ai carichi parziali;
- Motore spento.

È opportuno precisare che ciascuna logica di funzionamento viene stabilita dal modello in funzione della tipologia di carico presente all'interno dell'intervallo orario da ottimizzare.

Inoltre la presenza di pompe di calore e di gruppi frigoriferi a compressione e ad assorbimento, direttamente alimentati dal cogeneratore, e del serbatoio ad accumulo termico, ha portato a definire le seguenti ipotesi di funzionamento:

- Il carico termico richiesto dall'utenza è soddisfatto innanzitutto dal calore prodotto dal motore primo cogenerativo. Se questo risultasse insufficiente, viene prelevato calore dal serbatoio ad accumulo. Se in un determinato intervallo temporale non fosse disponibile calore all'interno del serbatoio, intervengono in successione le pompe di calore a compressione, in caso di eccedenza di energia elettrica, ed in ultimo la caldaia ausiliaria.
- Il calore prodotto in eccesso, viene in primis utilizzato per alimentare eventualmente le macchine ad assorbimento, e successivamente per caricare il serbatoio ad accumulo;
- Il serbatoio ad accumulo e le macchine ad assorbimento sono alimentate esclusivamente dal calore recuperato dal cogeneratore.

- Il calore prodotto dalle macchine a compressione ed il calore stoccato all'interno del serbatoio, è utilizzato esclusivamente per coprire il carico termico dell'utenza;
- L'energia elettrica cogenerata viene utilizzata in primis per soddisfare il carico elettrico richiesto dall'utenza, successivamente per alimentare le pompe di calore a compressione e in ultimo, in caso di ulteriori eccedenze, può essere ceduta remunerativamente alla rete.
- Il carico frigorifero viene coperto innanzitutto dal frigorifero ad assorbimento alimentato dal calore recuperato dal motore primo cogenerativo. Se questo risultasse insufficiente, si fa ricorso alle macchine frigorifere a compressione direttamente alimentate dal cogeneratore. Se anche il carico prodotto dai compressori risultasse insufficiente è possibile ricorrere alla rete per l'acquisto dell'energia elettrica necessaria ad alimentare la macchina frigorifera a compressione per coprire il restante carico frigorifero richiesto.

5.4 ASSUNZIONI TARIFFARIE, FINANZIARIE ED ECONOMICHE

5.4.1 QUADRO TARIFFARIO

La possibilità di impiego di un impianto di trigenerazione in utenza condominiale multifamiliare è stata valutata in termini comparativi rispetto alla soluzione convenzionale di base, in questo caso rappresentata dalle singole 80 utenze domestiche. Pertanto vengono di seguito in dettaglio descritte le assunzioni tariffarie relative sia alle singole utenze domestiche, che rappresentano l'utenza convenzionale di riferimento, sia all'utenza condominiale.

Fornitura Elettrica

Trattandosi di utenze residenziali si farà riferimento al mercato vincolato per forniture a bassa tensione. Per tali tipologie di utenze, il costo medio per entrambe le forniture può considerarsi pari, in funzione dei quantitativi di consumo, ad un costo medio di 19,20 cent€/kWh (dato medio per il III° trimestre 2013 pubblicato dall'Autorità per l'Energia Elettrica e Gas), comprensivo di accise (2,27 cent€/kWh)

ed IVA, ad esclusione unicamente del costo relativo all'impegno di potenza che, per le singole utenze domestiche si calcola sulla base di 3 kW impegnati, e per l'utenza condominiale dipenderà dalla taglia del cogeneratore stabilita in fase di ottimizzazione. Le accise gravano anche sull'energia elettrica cogenerata ed autoconsumata.

Fornitura Gas Naturale

Le tariffe di fornitura del gas dipendono dall'Azienda Distributrice e quindi dall'ubicazione dell'impianto. In ogni caso verrà considerata una tariffa media pari a 88,40 cent€/Sm³ (dato medio per il III° trimestre 2013 pubblicato dall'Autorità per l'Energia Elettrica e Gas), comprensive di imposta al consumo e di addizionale regionale (12,00 e 2,58 cent€/Sm³ rispettivamente) e dell'IVA, sia per l'utenza convenzionale (l'insieme delle singole utenze domestiche) che per l'utenza condominiale, servita dall'impianto di trigenerazione. Le imposte di consumo e regionali gravano anche sull'energia elettrica cogenerata ed autoconsumata.

La fornitura del gas per utilizzi cogenerativi è soggetta a defiscalizzazione delle imposte sulla quota di gas naturale destinato alla produzione di energia elettrica, nella misura di 0,25 Sm³ per kWh prodotto. Per tale quota di gas si applica una imposta, sostitutiva delle precedenti, pari a 0,0135 cent€/Sm³ per la quota parte di energia elettrica autoconsumata e di 0,045 cent€/Sm³ per l'energia elettrica immessa in rete.

Tariffa di Cessione dell'Elettricità Cogenerata alla Rete

Le agevolazioni previste per gli impianti di cogenerazione ad alto rendimento, con potenza inferiore ai 200 kW, che soddisfano l'Indice di Risparmio Energetico ed il Limite Termico, così come definiti dalla Delibera AEEG 42/02 con i valori aggiornati dalla Delibera AEEG n.296/05 attualmente in vigore, sono rappresentate da:

- Scambio sul Posto;
- Cessione dell'energia elettrica eccedente alla rete.

Nel primo caso, effettuando una compensazione tra l'energia elettrica acquistata e quella ceduta, quest'ultima è valorizzata al pari dell'energia elettrica acquistata, a meno delle componenti relative agli oneri generali di sistema, alle

imposte ed all'IVA che in totale assommano a circa il 22% del costo di acquisto dell'energia elettrica (dati pubblicati sul portale dell'Acquirente Unico).

Nel caso in cui l'energia elettrica venduta è maggiore di quella acquistata, le eccedenze possono essere vendute alla rete e l'Acquirente Unico riconosce una tariffa stabilita mensilmente in funzione delle nuove fasce orarie introdotte dalla Delibera AEEG 181/06.

In base alla Delibera AEEG 34/05 ed alla successiva 318/06, il produttore può richiedere al gestore della rete, una valorizzazione dell'energia elettrica ceduta pari al prezzo unico indifferenziato per fasce orarie, attualmente pari a 8,7029 cent€/kWh (dato pubblicato sul portale dell'Acquirente Unico per il mese di Settembre 2013).

5.4.2 SCENARIO FINANZIARIO

La procedura di ottimizzazione di lungo periodo è stata condotta considerando uno scenario finanziario di riferimento in cui è stato assunto che il rapporto tra il costo del combustibile e dell'energia elettrica si mantenga costante nel tempo e che segua l'andamento dell'inflazione, considerata pari al 1,5%; mentre il tasso ufficiale di riferimento è stato assunto pari al 2,0%. In funzione di tali assunzioni il tasso nominale di sconto sarà pari a 2,0% per la determinazione del Fattore di Attualizzazione del Margine Operativo Lordo (vedasi Equazione 4.68), mentre sarà pari a 3,53% per la determinazione del Fattore di Attualizzazione degli Ammortamenti (vedasi Equazione 4.67).

Infine la vita utile dell'impianto è stata assunta pari a 15 anni per tutti i suoi componenti, mentre il tasso di prelievo fiscale è stato considerato nullo in quanto il risparmio sui costi di gestione, derivanti dall'impiego di un impianto di trigenerazione, in ambito residenziale non produce redditi né è soggetto a detrazioni fiscali.

5.4.3 COSTI DI INVESTIMENTO E MANUTENZIONE

In Tabella 5.2 sono riportati i costi specifici di investimento e di manutenzione di tutte le componenti impiantistiche considerate. Il costo specifico dell'impianto di cogenerazione dipende dalla tecnologia impiantistica considerata ed è determinato dalla procedura di ottimizzazione attraverso i vincoli non lineari introdotti al fine di

rappresentare la variabilità del costo d'impianto in funzione della taglia dello stesso (vedasi Equazioni 4.38, 4.39, 4.40, 4.41).

Occorre specificare che nel costo d'investimento del cogeneratore sono compresi sia il costo del sistema di recupero del calore sia le spese per la messa in esercizio e per le opere accessorie necessarie all'adeguamento dei locali, quantizzabili in un importo pari al 25% del costo dell'impianto.

COSTO INVESTIMENTO	
Pompa a Compressione	150 €/kW _{fr}
Macchina ad Assorbimento	300 €/kW _{fr}
Serbatoio ad Accumulo Termico	20 €/kW _{th}
Caldaia Ausiliaria	60 €/kW _{th}
COSTO DI MANUTENZIONE	
Cella a Combustibile	3 cent€/kW _{hel}
Motore a Combustione Interna	2 cent€/kW _{hel}
Microturbina a Gas	1 cent€/kW _{hel}
Turbina a Gas a Ciclo Semplice	0,75 cent€/kW _{hel}
Pompa a Compressione	0,2 cent€/kW _{hfr}
Macchina ad Assorbimento	0,1 cent€/kW _{hfr}
Serbatoio ad Accumulo Termico	0,1 cent€/kW _{hth}
Caldaia Ausiliaria	0,1 cent€/kW _{hth}

Tabella 5.2: Costi di investimento e manutenzione

5.5 ANALISI DEI RISULTATI

Il modello matematico formulato è stato risolto utilizzando l'ambiente di sviluppo integrato GAMS 23.4 [46] ed il Cplex come risolutore.

Di seguito vengono dettagliatamente riportati i risultati raccolti sul caso di studio considerato. In particolare viene prima condotta un'analisi economica valutando i risultati ottenuti dalle tecnologie cogenerative considerate attraverso indicatori economici sia di breve che di lungo periodo (REA, MOL, PBP). Successivamente viene condotta un'analisi energetica ed ambientale al fine di un effettuare un confronto, in termini di utilizzo di energia primaria e di emissioni prodotte, fra le diverse opzioni possibili.

5.5.1 ANALISI ECONOMICA

Il modello di ottimizzazione implementato, in relazione allo scenario

economico finanziario considerato, ha consentito di determinare per tutte le configurazioni impiantistiche analizzate, il dimensionamento ottimale dell'impianto che massimizza sia il Margine Operativo Lordo (MOL) di breve periodo sia il Risultato Economico dell'Investimento (REA), nell'arco della vita utile dell'impianto.

I risultati riportati nelle Figure 5.4, 5.5, 5.6 e 5.7, dimostrano i notevoli vantaggi economici conseguibili con l'utilizzo di un sistema di trigenerazione con accumulo termico.

Tali rappresentazioni grafiche racchiudono una molteplicità di informazioni, sia di carattere economico che di carattere dimensionale. In particolare, vengono analizzati i risultati delle ottimizzazioni condotte per un range di potenza del motore cogenerativo che varia tra i 20 ed i 200 kWe. Per ciascuna taglia del cogeneratore ottimizzata, vengono riportati i seguenti dati:

- valori ottimi dei parametri economici analizzati (REA, MOL, PBP), rappresentati dalle linee ad andamento continuo;
- risultati delle ottimizzazioni riferiti alla configurazione impiantistica in assetto trigenerativo (linee ad andamento continuo di colore rosso) ed alla configurazione impiantistica in sola cogenerazione, ovvero senza l'impiego delle pompe di calore (linee ad andamento continuo di colore blu);
- dimensionamento ottimale delle pompe di calore e del serbatoio di accumulo termico, che massimizza il criterio di valutazione economico considerato relativamente all'impianto in assetto trigenerativo, rappresentato dai diagrammi a barre.

Occorre sottolineare che la non regolarità delle funzioni e dei diagrammi a barre, evidenti in alcune rappresentazioni grafiche, sono imputabili al fatto che le numerose variabili in gioco determinano delle situazioni limiti in termini di taglia dell'impianto. Infatti, in corrispondenza di tali situazioni limiti, la procedura di ottimizzazione genera delle differenti distribuzioni delle potenze cogenerate, che possono produrre il verificarsi di maggiori o minori benefici relativamente alla possibilità di: alimentare le pompe a compressione e ad assorbimento, caricare o scaricare il serbatoio ad accumulo, dissipare energia termica, integrare il carico termico con la caldaia ausiliaria, ecc..

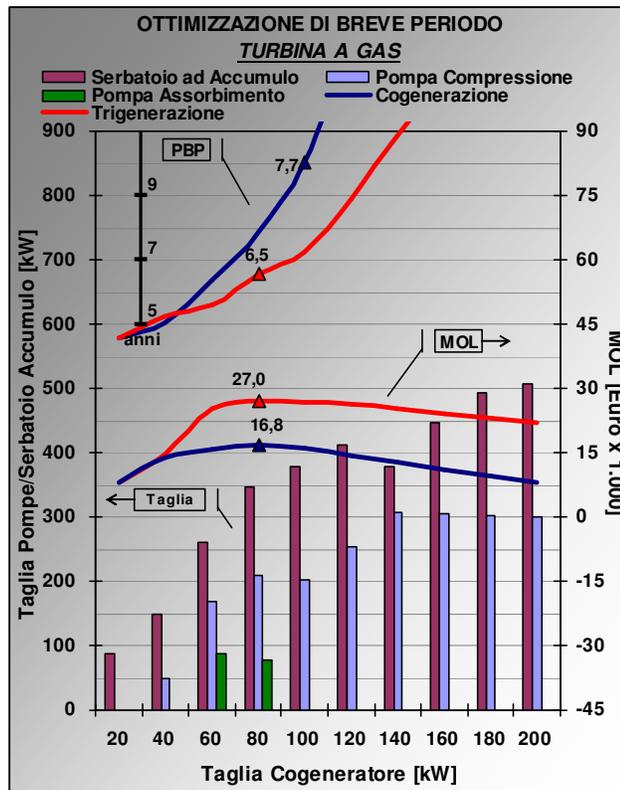
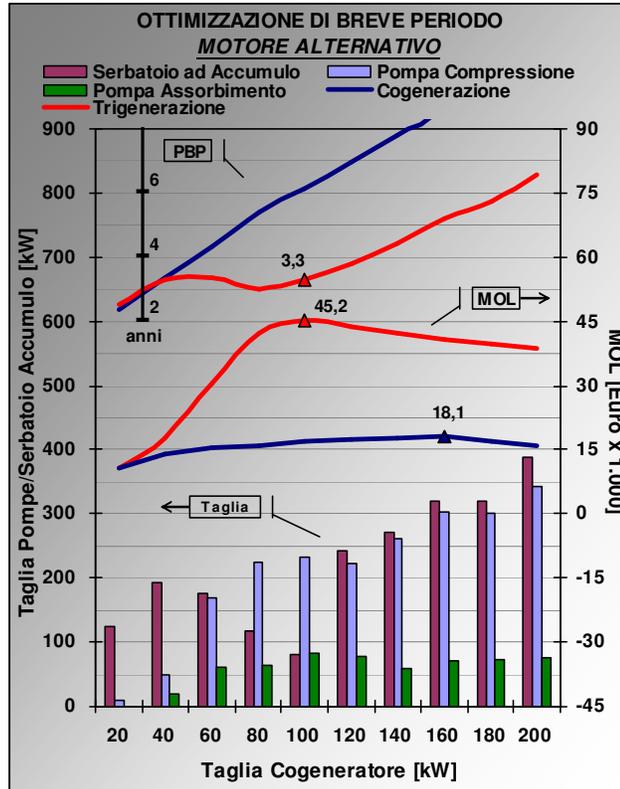


Figura 5.4: Ottimizzazione di Breve Periodo – Motore a Combustione Interna e Turbina a Gas

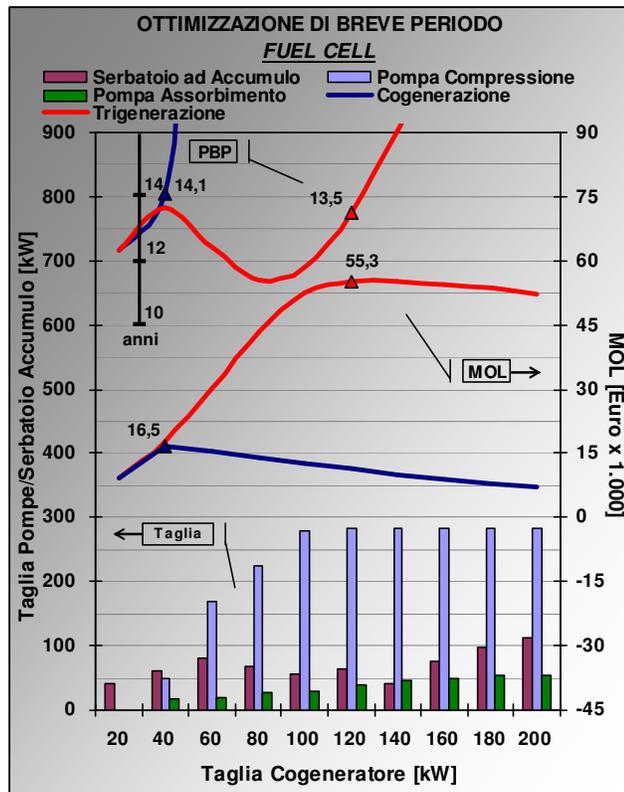
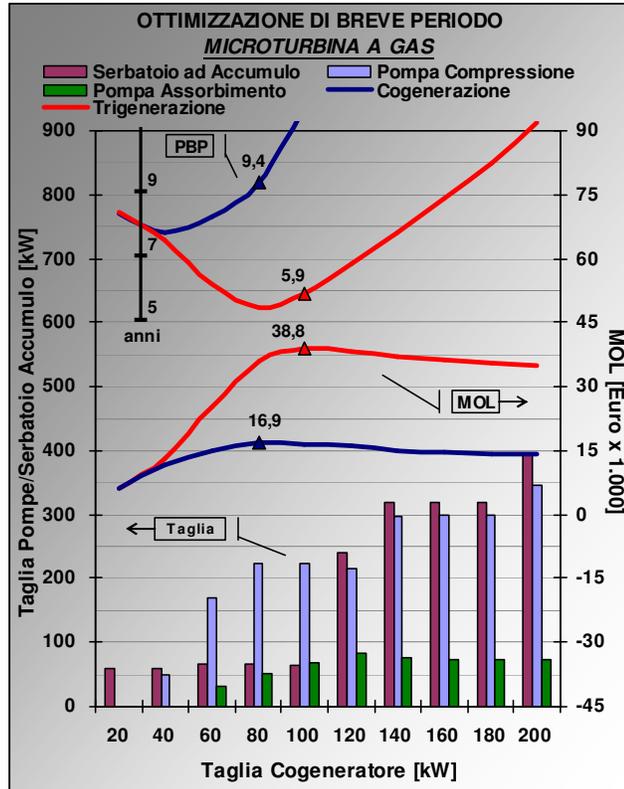


Figura 5.5: Ottimizzazione di Breve Periodo – Microturbina e Cella a Combustibile

Dall'analisi delle simulazioni effettuate (Figure 5.4, 5.5, 5.6 e 5.7) è possibile trarre alcune importanti considerazioni sia sui motori cogenerativi presi in considerazione che sugli effetti derivanti dall'utilizzo del serbatoio ad accumulo termico e delle macchine a compressione e ad assorbimento:

- I risultati economici della configurazione impiantistica trigenerativa con accumulo termico, che prevede l'utilizzo delle pompe a compressione e ad assorbimento, sono significativamente maggiori rispetto al solo utilizzo del motore cogenerativo, per qualsiasi tecnologia utilizzata, sia nel breve che nel lungo periodo. La possibilità di immagazzinare il calore prodotto in eccesso e di impiegare pompe di calore direttamente alimentate dal cogeneratore consente di aumentare la potenza cogenerativa installata e di sfruttare il motore cogenerativo per un numero di ore maggiore durante l'anno solare. Ciò è evidente sia nel periodo invernale, in cui l'eccesso di elettricità prodotta rispetto a quella richiesta consente di alimentare gli elettrocompressori, sia nel periodo estivo, in cui al contrario l'eccesso di energia termica prodotta rispetto a quella richiesta consente di alimentare gli assorbitori e di evitare onerosi acquisti di energia elettrica per coprire il carico frigorifero. Rispetto alla semplice cogenerazione, la possibilità di utilizzare l'impianto anche durante la stagione estiva aumenta il numero di ore di funzionamento con significative ricadute sui costi di gestione e sui tempi di recupero dell'investimento.
- Nell'ottimizzazione di breve periodo, i risultati economici in termini di MOL delle celle a combustibile (Figura 5.5) sono maggiori sia dei motori a combustione interna che, in maniera più significativa, delle microturbine e delle turbine a gas (Figura 5.4 e 5.5). Ciò è principalmente riconducibile alla particolare distribuzione dei fabbisogni energetici dell'utenza residenziale che, nella stagione estiva ed intermedia, è caratterizzata da un ridotto fabbisogno di calore (Figura 5.3), che penalizza il rapporto termo-elettrico maggiore delle microturbine e delle turbine a gas, solo in parte compensato dalla possibilità di accumulare il calore in eccesso tramite il serbatoio ad accumulo termico. A parità di potenza termica prodotta i risultati economici

ottenuti sono dovuti ai maggiori rendimenti elettrici della tecnologia cogenerativa impiegata.

- Nell’ottimizzazione di lungo periodo, in cui le taglie ottime sono influenzate dai costi di investimento e dagli ammortamenti, i risultati economici in termini di REA dei motori a combustione interna (Figura 5.6) sono maggiori rispetto alle altre tecnologie. Ciò è dovuto sia agli elevati rendimenti elettrici che ai minori costi d’impianto. Le celle a combustibile, nonostante i maggiori valori di MOL, sono pesantemente penalizzate dai costi d’impianto, attualmente ancora troppo elevati, che non consentono tempi di rientro del capitale investito sostenibili.
- L’analisi comparativa tra l’ottimizzazione di breve e di lungo periodo mette in evidenza come i costi di investimento influenzino significativamente il dimensionamento ottimale dell’impianto. Infatti, dalle simulazioni effettuate massimizzando il MOL, si evidenzia che gli elevati risparmi sui costi di gestione conseguibili attraverso l’utilizzo del serbatoio di accumulo e delle pompe a compressione e ad assorbimento, consentono una maggiore remunerabilità dell’investimento all’aumentare della potenze installate sia del serbatoio che delle pompe. Per contro, dalle simulazioni effettuate massimizzando il REA, il dimensionamento ottimale dell’impianto, per ciascuna tecnologia cogenerativa, si ottiene per potenze installate minori dei componenti impiantistici ausiliari, in quanto il risultato economico è influenzato dal costo dell’investimento. Ciò è meno evidente per le celle a combustibile per le quali il costo di investimento aggiuntivo per le pompe e per il serbatoio ad accumulo è irrilevante rispetto agli elevati costi d’investimento del motore primo.
- La possibilità offerta dall’accumulo termico di disgiungere il momento della produzione di energia termica dal momento del suo effettivo utilizzo, introduce un ulteriore grado di libertà nella politica di funzionamento del sistema. Ciò risulta rilevante nel caso di studio preso in esame, caratterizzato da fabbisogni energetici fortemente variabili, non solo durante l’anno, ma soprattutto nell’arco della stessa giornata. Il recupero di calore mediante accumulo consente infatti, per tutte le tecnologie considerate, una

migliore gestione dell'impianto, livellando i carichi prodotti con conseguente riduzione dei valori di picco. Ciò consente, come risulta evidente dai grafici proposti nell'ottimizzazione di breve periodo (Figura 5.4 e 5.5), risparmi di gestione molto elevati anche all'aumentare delle taglie installate in virtù proprio di una migliore gestione dell'energia termica prodotta. In questo caso, i grossi quantitativi di calore cogenerato vengono resi disponibili successivamente, mediante l'accumulo termico, nelle ore di maggiore richiesta, evitando quindi gli onerosi ricorsi alla caldaia ausiliaria per le integrazioni termiche. Ovviamente all'aumentare della taglia del cogeneratore aumenta anche la dimensione massima ottimale del serbatoio di accumulo, in quanto occorre by-passare una maggiore quantità di calore. Ciò risulta evidente anche nell'ottimizzazione di lungo periodo (Figura 5.6 e 5.7) a dimostrazione dei significativi risparmi sui costi di gestione a fronte di contenuti costi di investimento aggiuntivi, per l'installazione del serbatoio d'accumulo. Infine dai grafici relativi sia al lungo che al breve periodo è possibile osservare come le dimensioni ottimali del serbatoio di accumulo differiscono notevolmente a seconda della tecnologia cogenerativa utilizzata (Figura 5.4, 5.5, 5.6 e 5.7). Ciò è dovuto principalmente ai differenti rapporti termo-elettrici che caratterizzano i motori primi analizzati, maggiori nel caso dei turbogas e minori nel caso delle celle a combustibile.

- In definitiva, l'impiego di un serbatoio ad accumulo termico e di pompe a compressione e ad assorbimento, nonostante ciò comporti dei costi d'impianto maggiori, consente di ottenere tempi di ritorno dell'investimento minori rispetto alla semplice cogenerazione. In corrispondenza delle taglie ottimali si ottengono, per tutte le tecnologie cogenerative ad eccezione delle celle a combustibile, dei tempi di ritorno compresi tra i 3 ed i 5 anni, che non invalidano la sostenibilità dell'investimento.

In Figura 5.8 sono sintetizzati i risultati comparativi di tutte le tipologie impiantistiche analizzate in riferimento all'ottimizzazione sia di breve che di lungo periodo.

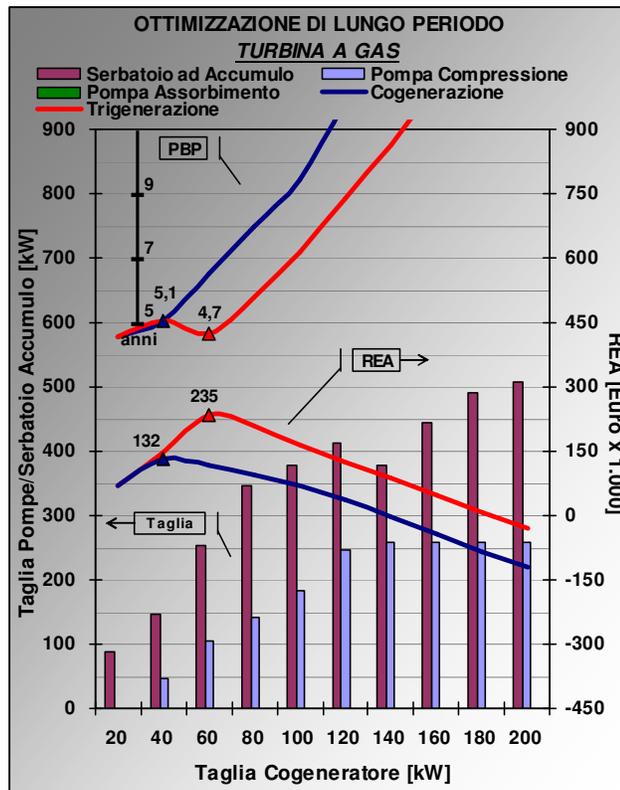
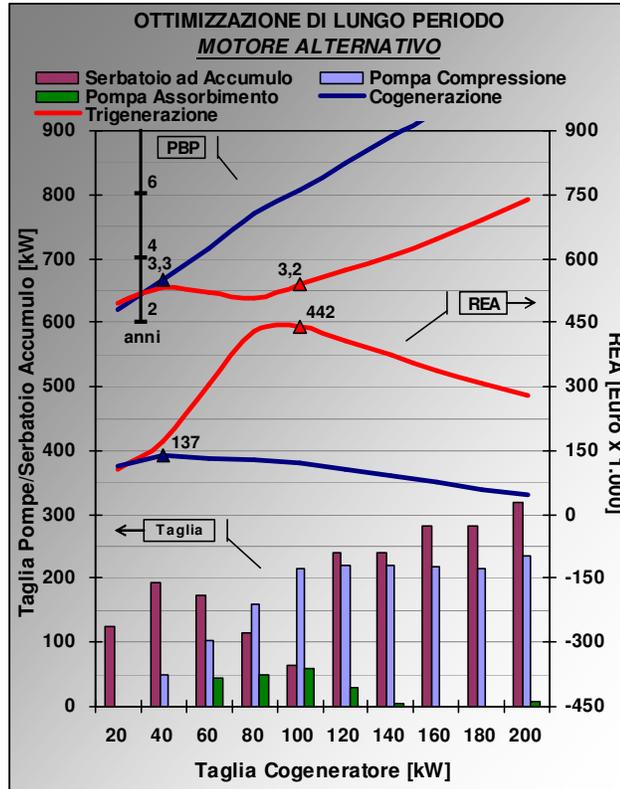


Figura 5.6: Ottimizzazione di Lungo Periodo – Motore a Combustione Interna e Turbina a Gas

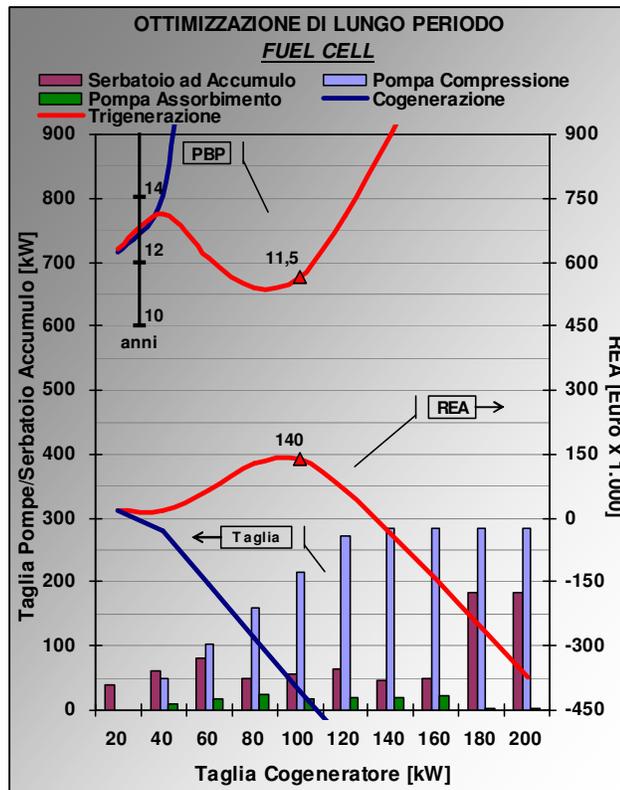
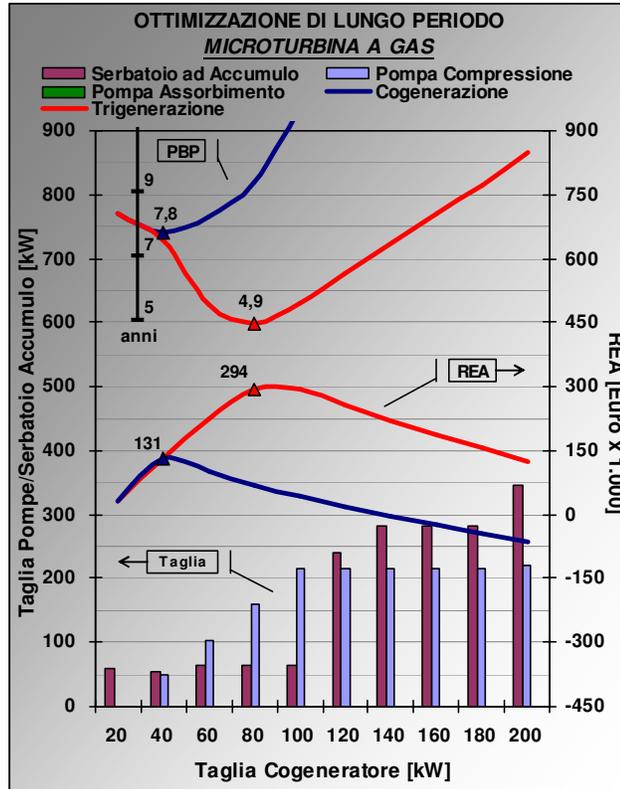


Figura 5.7: Ottimizzazione di Lungo Periodo – Microturbina e Cella a Combustibile

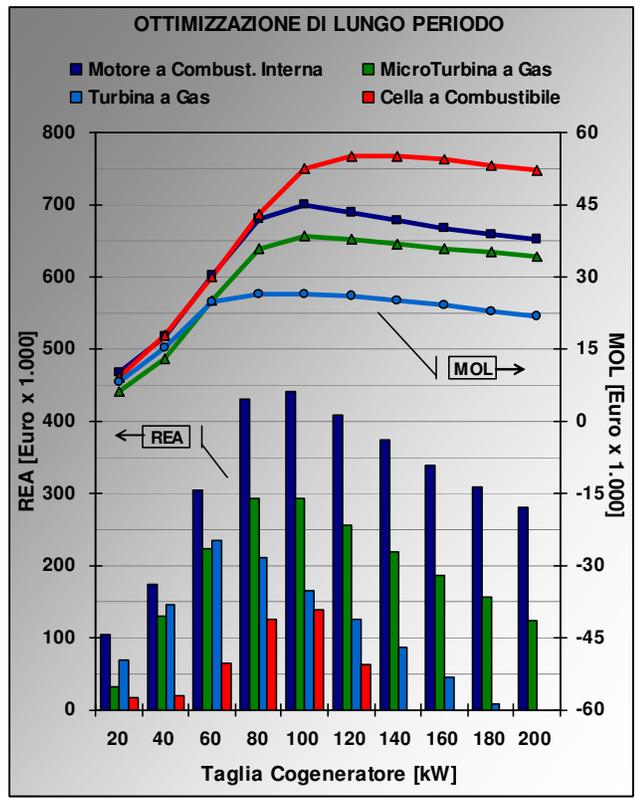
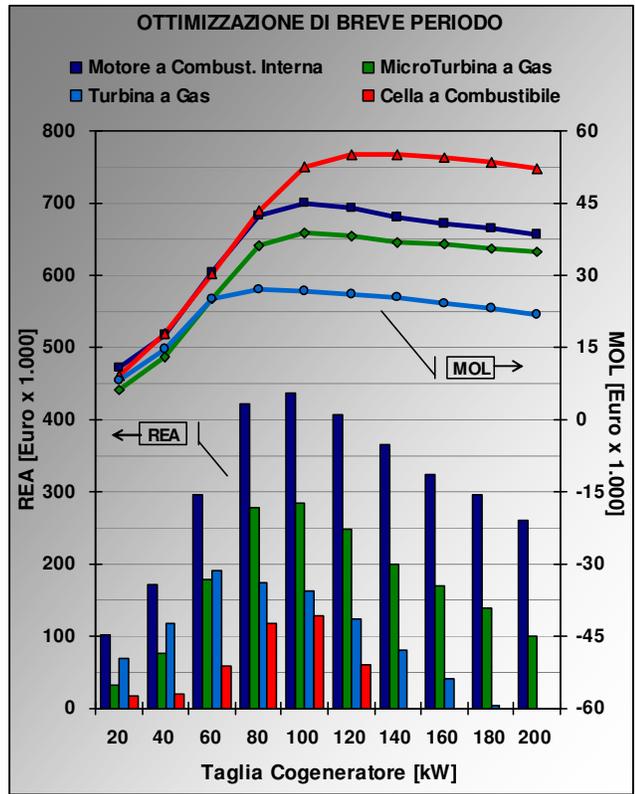


Figura 5.8: Analisi Comparativa Ottimizzazione di Breve e Lungo Periodo

Per quanto riguarda il dimensionamento della configurazione impiantistica che massimizza il MOL (ottimizzazione di breve periodo), le simulazioni fanno ricadere la scelta su una cella a combustibile di 120 kWe abbinata ad un serbatoio di accumulo termico con capacità termica pari a 63 kWth, pompe a compressione di potenza pari a 284 kWf e macchine ad assorbimento monostadio di potenza pari a 39 kWf, per un MOL complessivo di 55.300 Euro (Figura 5.5). A causa degli elevati costi d'investimento, tale configurazione impiantistica è caratterizzata da un tempo di ritorno dell'investimento molto elevato pari a 13,5 anni (REA pari a 63.000 Euro).

Le altre tecnologie cogenerative in corrispondenza delle taglie ottime consentono di ottenere valori di MOL più bassi, dai 45.200 Euro per i motori a combustione interna ai 27.000 Euro per le turbine a gas a ciclo semplice, ma con tempi di recupero attualizzati del capitale decisamente più bassi, dai 3,3 ai 6,5 anni.

In Figura 5.9 è illustrata la strategia di funzionamento ottimale del serbatoio ad accumulo termico per una giornata tipo invernale ed intermedia, in riferimento alla soluzione impiantistica ottimale costituita dalla cella a combustibile di taglia pari a 120 kWe. Il sistema ad accumulo termico è un sistema dinamico in cui in un generico intervallo orario si possono verificare le tre fasi di carico, conservazione e scarico. Essendo, inoltre, un sistema ciclico su base giornaliera, la capacità termica del serbatoio in un generico intervallo orario è condizionata da quella disponibile nell'intervallo orario precedente. Incrociando il programma di funzionamento ottimale del serbatoio con i diagrammi dei fabbisogni termici orari dell'utenza è possibile evidenziare come la strategia di accumulo termico consente di integrare le richieste di picco e di soddisfare le richieste di calore negli intervalli in cui il cogeneratore è spento, il tutto minimizzando le dispersioni termiche all'interno dell'involucro e le perdite di distribuzione del calore.

In riferimento sempre alla soluzione impiantistica ottima con cella a combustibile, la raffigurazione grafica di Figura 5.10 illustra il dimensionamento ottimale del sistema impiantistico rispetto ai diagrammi di carico di una giornata tipo ferialle invernale ed estiva. Le aree cumulative di varie colorazioni rappresentano i contributi di ciascuna componente impiantistica alla copertura del carico, nonché i quantitativi di energia scambiati con l'esterno (elettricità acquistata e venduta, energia termica dissipata, ecc.).

Per quanto riguarda il dimensionamento della configurazione impiantistica che massimizza il REA (analisi di lungo periodo), le simulazioni fanno ricadere la scelta su un motore a combustione interna di 100 kW_e con serbatoio di accumulo termico di capacità pari a 64 kW_{th} abbinato a pompe a compressione di potenza pari a 216 kW_f e pompe ad assorbimento monostadio di potenza pari a 60 kW_f, per un REA complessivo di 442.000 Euro (Figura 5.6). Tale configurazione garantisce inoltre un MOL abbastanza elevato pari a 44.500 Euro con un tempo di ritorno attualizzato dell'investimento di 3,2 anni. Il confronto con il dimensionamento ottimale delle altre tecnologie cogenerative, evidenzia un REA di 235.000 Euro per le turbine a gas a ciclo semplice e di 294.000 Euro per le microturbine a gas, con PBP rispettivamente di 4,7 e 4,9 anni. Per le celle a combustibile, rispetto all'ottimizzazione di breve periodo, il dimensionamento ottimale si ottiene per taglie più basse sia del motore cogenerativo (100 kW_e) che delle componenti ausiliarie, che determinano un REA pari a 140.000 Euro ed un PBP di 11,9 anni.

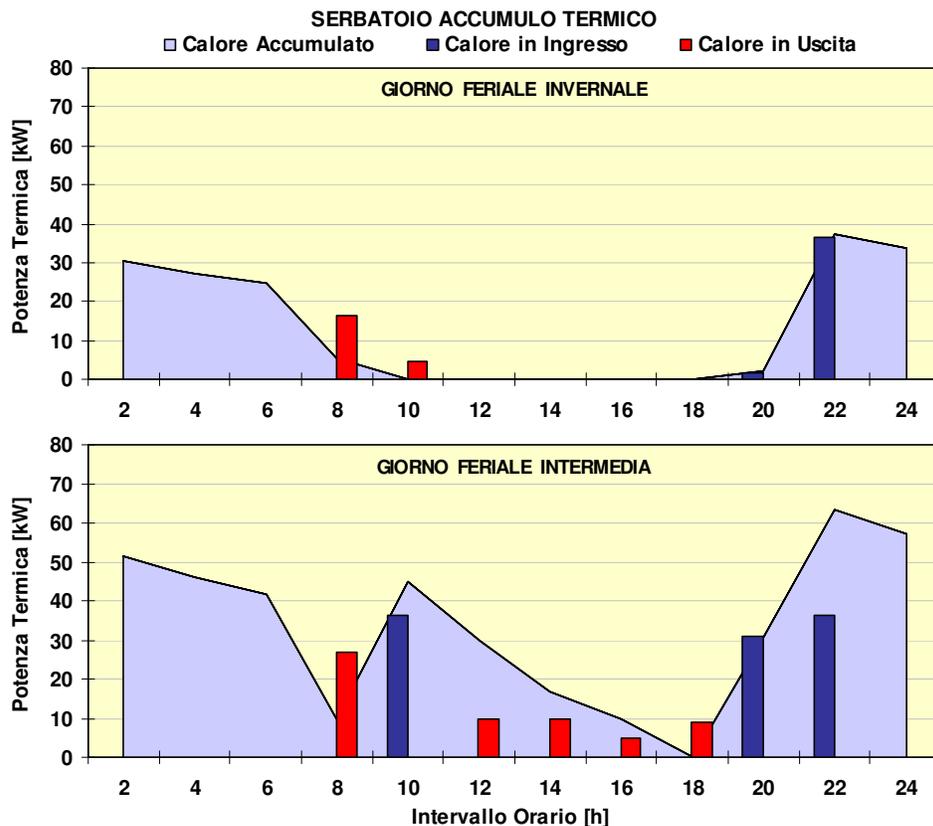


Figura 5.9: Serbatoio Accumulo Termico - Soluzione Ottima di Breve Periodo Fuel Cell

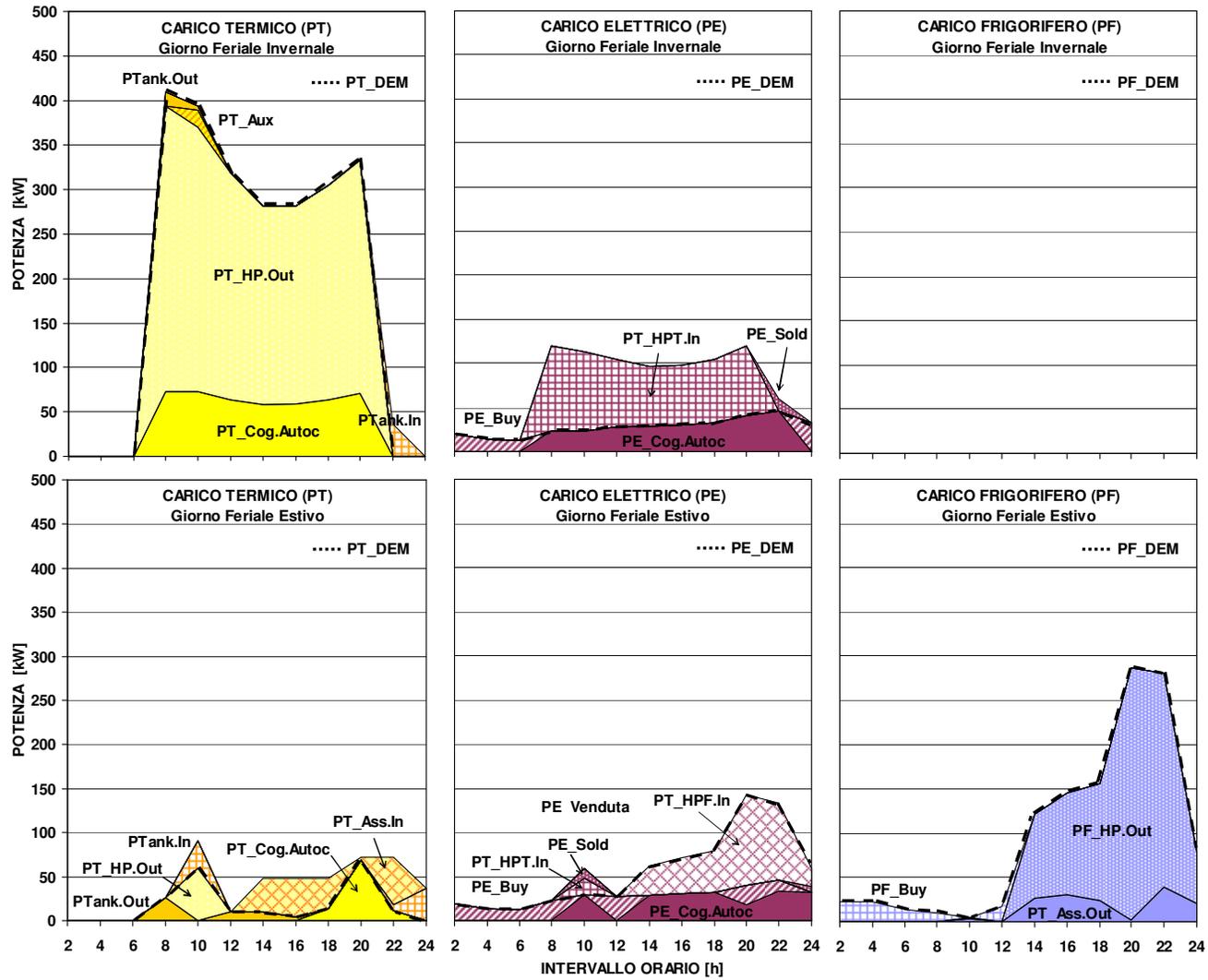


Figura 5.10: Diagrammi di copertura del carico – Soluzione Ottima di Breve Periodo Celle a Combustibile

5.5.2 ANALISI ENERGETICA

L'analisi energetica è stata condotta prendendo a riferimento l'Indice di Risparmio di Energia Primaria (PES) che convenzionalmente definisce il risparmio di energia primaria, in termini di Tonnellate Equivalenti di Petrolio (Tep), conseguibile attraverso l'utilizzo di un impianto di cogenerazione rispetto alla soluzione convenzionale (Equazione 4.42). Quest'ultima, ricorre, per la produzione separata delle stesse quantità di elettricità e calore, ad ENEL per il soddisfacimento del fabbisogno elettrico e ad una caldaia tradizionale per il soddisfacimento di quello termico, con rendimenti stabiliti dalla normativa vigente ($\eta^{rif} = 0,90$, $\eta_e^{rif} = 0,485$, per l'energia elettrica immessa in rete, $\eta_e^{rif} = 0,45$, per quella auto consumata).

Rispetto a tale definizione di "normativa" del PES, nella presente analisi si farà riferimento per maggiore completezza al PES "termodinamico", così come definito nell'Equazione 4.43, che rispetto al precedente consente di individuare in modo più completo i vantaggi offerti dal sistema di trigenerazione, tenendo conto anche dei risparmi di energia relativi all'elettricità immessa in rete, all'energia prodotta dalle pompe di calore e delle dissipazioni del serbatoio ad accumulo termico.

In Figura 5.11 sono illustrati gli andamenti dell'indice PES ottenuti per le simulazioni effettuate nel breve periodo, da cui si possono evincere gli elevati risparmi di energia primaria ottenibili mediante l'impiego della tecnologia trigenerativa. In particolare, le celle combustibile rappresentano la tecnologia che consente di ottenere i risparmi maggiori, nell'ordine del 45% relativamente alla taglia ottimale. Notevoli benefici si raggiungono anche con le altre tecnologia cogenerative che, in corrispondenza delle taglie ottimali, consentono di ottenere valori di IRE pari al 37% per i motori a combustione interna, 28% per le microturbine a gas e 19% per le turbine a gas. I valori dell'indice PES sono graficati in relazione anche al fattore di utilizzo dell'impianto, rappresentato dai diagrammi a barre, che indica il rapporto tra il numero di ore di funzionamento dell'impianto rispetto al numero di ore massimo annuali (8760 ore). Il fattore di utilizzo dell'impianto è un parametro importante sia in chiave economica che energetica poiché, quanto più l'utilizzo dell'impianto si mantiene elevato, in termini di ore/anno, all'aumentare della taglia del cogeneratore, tanto maggiori saranno i benefici economici ed energetici conseguibili.

5.5.3 ANALISI AMBIENTALE

L'indice preso riferimento per l'analisi di tipo ambientale è l'Indice di Impatto Ambientale, così come definito nell'Equazione 4.48, riferito al potenziale impatto sull'inquinamento atmosferico prodotto dalle emissioni dei principali gas climalteranti tipicamente emessi da un impianto termoelettrico a gas naturale: CO₂, CO, NO_x.

Tale indice si basa su un sistema di fattori di equivalenza, nel dettaglio descritti nel Capitolo IV, che consentono di "pesare", in funzione dei valori limite di soglia stabiliti dalla normativa in materia, le varie sostanze inquinanti prodotte da una sorgente emissiva sulla base di un'unità di misura di riferimento, il kg di CO₂ equivalente, utilizzata per determinare l'impatto globale della sorgente sull'ambiente.

In Tabella 5.3 vengono riportati i valori delle emissioni medie prodotte dai motori primi cogenerativi analizzati. In Figura 5.11 sono illustrati gli andamenti dell'indice ambientale ottenuti per le simulazioni effettuate nel breve periodo, da cui si può evincere, come era lecito attendersi, il ridottissimo impatto ambientale prodotto dalle celle a combustibile rispetto alla soluzione convenzionale, rappresentata dalla linea tratteggiata. Le emissioni di quest'ultima sono state determinate facendo riferimento alle emissioni medie di una caldaia convenzionale a gas naturale ed alle emissioni medie del parco termoelettrico nazionale.

Le emissioni prodotte dalle celle, essendo minimi i contributi di NO_x e CO, si limitano esclusivamente alla sola anidride carbonica che, grazie agli elevati rendimenti elettrici, è comunque prodotta in misura abbastanza contenuta, soprattutto se confrontata con quella originata dalle tecnologie tradizionali. I motori a combustione interna rappresentano invece la tecnologia sicuramente a maggiore impatto sull'ambiente a causa degli elevati contributi di NO_x e CO prodotti durante il processo di combustione. Ottimi valori di impatto ambientale si conseguono anche per le microturbine a gas e per le turbine a gas, anche se per quest'ultime in minor misura.

IMPIANTO →	Motore a Comb. Interna	Turbina a Gas Ciclo Semplice	MicroTurbina a Gas	Cella a Combustibile
<i>Emissioni Medie Prodotte [gr/kWh di combustibile] - Impianti alimentati a Gas Naturale [50]</i>				
CO ₂	180	182	180	186
CO	0,872	0,070	0,164	0,008
NO _x	0,872	0,239	0,136	0,01

Tabella 5.3: Valori di emissioni medie per impianti di piccola taglia

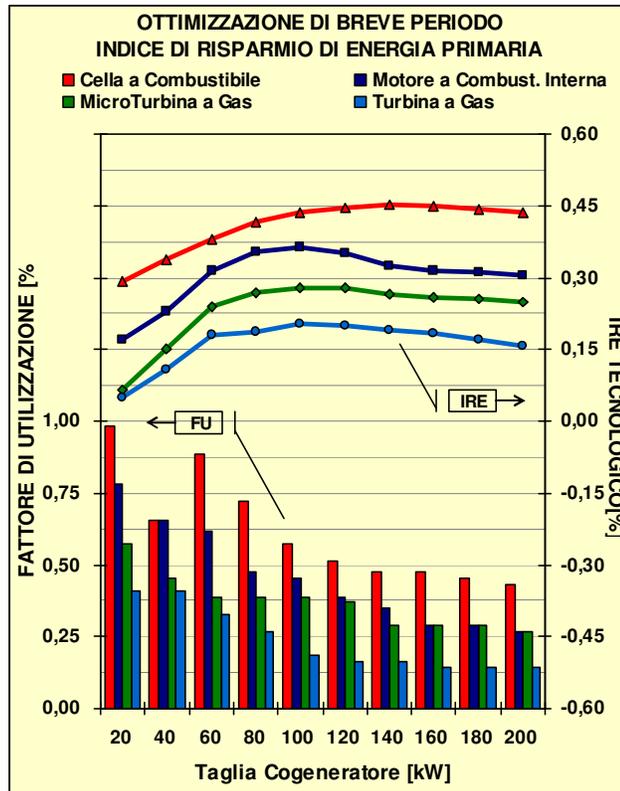


Figura 5.11: Analisi Energetica ed Ambientale

5.6 CONSIDERAZIONI SUL MODELLO PROPOSTO

L'analisi dei risultati raccolti evidenzia che il modello proposto consente di cogliere gli aspetti critici che caratterizzano il problema del dimensionamento ottimale di un sistema di trigenerazione con accumulo termico, asservito ad un'utenza residenziale.

Il modello matematico formulato, di tipo Non Lineare Misto Intero (MINLP), combina le difficoltà legate alla presenza di variabili di decisione binarie con quelle derivanti dalla natura non lineare dei vincoli e della funzione obiettivo. A fronte di una maggiore complessità computazionale, il modello proposto consente di modellare con un maggiore grado di accuratezza le principali criticità connesse alla gestione di un sistema trigenerativo.

Al fine di misurare l'efficacia della formulazione proposta, sono state condotte delle simulazioni considerando una formulazione "rilassata" del modello, ottenuta effettuando le seguenti assunzioni:

- rimozione del vincolo non lineare relativo alla variazione del rendimento elettrico nominale dell'impianto di cogenerazione in funzione della taglia (Equazione 4.36): viene assunto un valore del rendimento elettrico nominale costante al variare della taglia;
- rimozione del vincolo non lineare relativo alla variazione del costo unitario dell'impianto di cogenerazione in funzione della taglia (Equazione 4.40): è assunto un valore del costo unitario costante al variare della taglia;
- rimozione del vincolo non lineare relativo al decadimento del rendimento nominale dell'impianto di cogenerazione in funzione della variazione del carico (Equazioni 4.26, 4.27 e 4,30): è assunto che il motore cogenerativo funzioni sempre a pieno carico, con rendimento elettrico costante, o a carico nullo.

Per il confronto si è fatto riferimento, a titolo esemplificativo, all'analisi di lungo periodo per un sistema di trigenerazione con Motore a Combustione Interna, con rendimento elettrico nominale pari al 33% e costo unitario pari a 900 Euro/kWe.

In Figura 5.12 sono riportati i risultati ottenuti dall'ottimizzazione del modello "rilassato". Dal confronto con i risultati ottenuti dal modello di ottimizzazione proposto per lo stesso motore primo (Figura 5.6), è possibile trarre le seguenti considerazioni:

- In termini dimensionali, l’ottimizzazione “rilassata” comporta mediamente un maggiore ricorso sia al serbatoio ad accumulo che alle pompe di calore a compressione. Ciò poiché il funzionamento sempre a pieno carico del motore cogenerativo determina maggiori eccedenze energetiche che vengono sfruttate sia per alimentare le pompe di calore che per alimentare il serbatoio, a fronte di costi d’investimento mediamente maggiori.

In definitiva, l’analisi comparativa condotta ha consentito di dimostrare che la possibilità di pervenire a soluzioni ottimali più affidabili giustifica l’adozione di modelli matematici più complessi, seppur a spese di un maggiore onere computazionale. In particolare, l’introduzione di vincoli non lineari, che incidono direttamente sulle prestazioni e sui costi del sistema di trigenerazione, ha permesso di modellare il problema in esame in maniera più attinente alle condizioni reali.

CONCLUSIONI

L'attività di ricerca sintetizzata nel presente lavoro di tesi, ha avuto come obiettivo principale lo sviluppo e la successiva validazione di un modello di programmazione matematica per il dimensionamento ottimale di un sistema di trigenerazione con accumulo termico per utenze residenziali.

La prima parte del lavoro è stata dedicata all'introduzione della cogenerazione e della trigenerazione. Partendo dalle forti criticità che attualmente caratterizzano lo scenario energetico attuale, sono stati introdotti in linee generali i principi di funzionamento della tecnologia cogenerativa e trigenerativa, mettendone in evidenza punti di forza e di debolezza. È stato sinteticamente descritto il quadro normativo e fiscale di riferimento, ponendo particolare enfasi sui benefici introdotti dalle recenti normative italiane ed europee allo scopo di favorire la diffusione della cogenerazione ad alto rendimento.

Successivamente è stato presentato un accurato stato dell'arte delle principali tecnologie che compongono il sistema di produzione termo-elettrica in esame, ovvero i motori primi cogenerativi, i sistemi di produzione del freddo e i sistemi di accumulo del calore, con particolare riferimento ai principi di funzionamento, alle caratteristiche strutturali ed alla definizione di vantaggi, punti deboli e campi di applicazione.

La ricerca è stata poi focalizzata sulla modellizzazione del "sistema allargato" costituito dal un impianto di trigenerazione con sistema di accumulo termico. Al fine di analizzare e parametrizzare le prestazioni dei principali impianti di cogenerazione, è stata condotta una caratterizzazione tecnico-energetica di impianti con turbine a vapore, turbine a gas, microturbine a gas, motori a combustione interna e celle a combustibile, in funzione dei parametri tecnici fondamentali, quali il rendimento elettrico ed il rendimento termico. Sulla base poi dei diagrammi dei flussi di energia è stato possibile determinare per ciascuna tipologia impiantistica le equazioni di bilancio energetico, rappresentative del campo di funzionamento di un impianto di cogenerazione, necessarie alla successiva implementazione del modello matematico.

Relativamente ai sistemi di produzione del freddo, sono state analizzate pompe di calore reversibili a compressione con condensazione ad aria e macchine frigorifere ad assorbimento a bromuro di litio, la cui caratterizzazione energetica è stata effettuata in funzione del COP e del EER, che rappresentano i parametri tipicamente utilizzati per valutarne l'efficienza.

È stato anche preso in considerazione un sistema di accumulo termico a calore sensibile ad acqua, la cui caratterizzazione energetica ha tenuto conto delle dinamiche di carico, conservazione e scarico del processo di accumulo, nonché delle dispersioni termiche all'interno dell'involucro e delle perdite di distribuzione del calore.

Sulla base delle analisi condotte, è stata sviluppata una procedura di ottimizzazione di un sistema di trigenerazione con accumulo termico che consente di determinare il dimensionamento ottimale del sistema impiantistico, sia in termini di tecnologia, sia in termini di taglia che in termini di conduzione giornaliera dell'impianto, in funzione di tutte le variabili in gioco (andamento orario dei carichi elettrici, termici e frigoriferi giornalieri, tariffe di acquisto e cessione elettricità, defiscalizzazione del metano, imposte sull'elettricità acquistata e/o autoconsumata, costo di manutenzione degli impianti, ecc.).

Il criterio di ottimizzazione utilizzato ha riguardato la massimizzazione del ritorno economico dell'investimento, che quantifica il guadagno totale che si ottiene rispetto alla soluzione convenzionale, che ricorre al mercato elettrico per il soddisfacimento del fabbisogno elettrico e frigorifero e ad una caldaia tradizionale per il soddisfacimento del fabbisogno termico. Al fine poi di poter valutare la bontà di una scelta impiantistica anche indipendentemente dai costi d'investimento, che attualmente penalizzerebbero i motori primi più innovativi rispetto a possibili scenari futuri, sono state condotte due tipi di procedure di ottimizzazione:

- una ottimizzazione di breve periodo (l'anno solare);
- una ottimizzazione di lungo periodo (la vita utile dell'impianto).

Per la procedura di ottimizzazione di breve periodo è stato scelto, come criterio di ottimizzazione, la massimizzazione del Margine Operativo Lordo (MOL), che quantifica la differenza dei costi di gestione della configurazione impiantistica considerata rispetto a quelli derivanti dall'impianto convenzionale. Con la procedura

di ottimizzazione di lungo periodo è stata invece effettuata un'analisi finanziaria, attraverso la massimizzazione del Risultato Economico Attualizzato dell'investimento (REA), che pone in relazione i costi di investimento con i MOL conseguiti per ciascun anno della vita utile dall'impianto, opportunamente attualizzati.

Il modello matematico formulato rientra nella classe generale dei problemi di programmazione matematica di tipo Non Lineare Misto Intero (MINLP). In tali tipi di problemi si combinano due sorgenti di difficoltà: la prima legata alla natura non lineare dei vincoli e/o della funzione obiettivo, la seconda alla presenza di variabili di decisione intere. L'introduzione di vincoli non lineari è stata necessaria al fine di modellare, con un maggiore grado di accuratezza, le principali criticità che emergono nella progettazione e gestione ottimale di un sistema trigenerativo, che riguardano principalmente:

- la variazione del rendimento nominale in funzione della taglia;
- la variazione del costo unitario d'impianto in funzione della taglia;
- la variazione del rendimento nominale in funzione della variazione del carico.

Inoltre, variabili di decisione binarie sono indispensabili per modellare lo stato di funzionamento dell'impianto, al fine di individuare in quali periodi il motore cogenerativo deve essere mantenuto in funzione ed in quali deve essere spento.

Il modello matematico proposto è stato risolto adottando una strategia risolutiva di tipo *bi-level*, suggerita dall'analisi della struttura del corrispondente problema di ottimizzazione. Infatti, per ogni tipologia di motore primo considerato, sulla base dei profili di carico richiesti, è possibile individuare un insieme finito di valori relativi alla taglia dell'impianto, in corrispondenza dei quali determinare il piano di funzionamento ottimale del sistema trigenerativo con accumulo termico. In particolare, per ogni tipologia di motore primo e per ogni taglia individuata relativamente alla tipologia fissata, si risolve un problema di secondo livello relativo alla determinazione del piano di funzionamento ottimale per la soluzione impiantistica considerata. La configurazione ottimale sarà quella in corrispondenza della quale si raggiunge il valore di funzione obiettivo del problema di secondo livello più alto.

Il vantaggio derivante dall'adozione di un tale approccio è evidente: per un fissata taglia del motore primo scompaiono le non linearità legate alla variazione del rendimento nominale e del costo dell'impianto. Le restanti non linearità legate al prodotto di variabili di decisione ed alla variazione del rendimento elettrico al variare del carico, sono state risolte adottando tecniche di linearizzazione classiche.

L'implementazione e risoluzione del problema è stata effettuata in ambiente di sviluppo integrato GAMS 23.4 [46] ed il Cplex come risolutore.

Le simulazioni effettuate in funzione dei carichi elettrici, termici e frigoriferi di una utenza residenziale, hanno consentito di testare il modello di ottimizzazione implementato. Sul test-case è stato condotto un ampio ventaglio di esperimenti computazionali finalizzati non solo a testare la validità del modello proposto ma anche a valutare le ricadute, in termini economici, energetici ed ambientali, derivanti dall'impiego di sistemi di trigenerazione con accumulo termico rispetto a soluzioni impiantistiche di tipo convenzionale.

Per tutte le configurazioni impiantistiche analizzate, è stato quindi possibile determinare il dimensionamento ottimale dell'impianto che massimizza sia il Margine Operativo Lordo (MOL) di breve periodo sia il Risultato Economico dell'Investimento (REA), nell'arco della vita utile dell'impianto.

I risultati delle simulazioni indicano che la possibilità di disgiungere il momento della produzione del calore dal momento del suo effettivo utilizzo mediante un sistema di accumulo, in aggiunta all'utilizzo di pompe di calore a copertura dei carichi frigoriferi e ad integrazione dei carichi termici, direttamente alimentate dal cogeneratore, consente di conseguire una riduzione dei costi di gestione sia nel breve che nel lungo periodo, oltre che un significativo risparmio di energia primaria e di emissioni inquinanti, rappresentando quindi una valida tecnologia per un più razionale utilizzo delle fonti energetiche.

BIBLIOGRAFIA

- [1] E. Macchi, “Fondamenti Termodinamici, Tendenze Tecnologiche, Problematiche Normative e Benefici Ambientali della Cogenerazione”, Giornata di Studio su tema: “Potenzialità e Prospettive della Produzione Combinata di Energia Elettrica e Termica in Sardegna”, Cagliari 20, Maggio 1994
- [2] S. Consonni, M. Mantovani, “Prospettive della cogenerazione nella Regione Emilia Romagna”, Dipartimento di Energetica, Politecnico di Milano, Luglio, 2007.
- [3] “Rapporto Energia e Ambiente 2005”, ENEA - Ente per le Nuove tecnologie, Roma, 2005.
- [4] C. Caputo, “Gli Impianti Motori Termici”, Collana di Macchine ESA, 1985
- [5] E. Macchi, “Quadro di Riferimento Tecnologico per la Cogenerazione in Italia”, Programma di Istruzione Permanente, Dipartimento di Energetica, Politecnico di Milano, Ottobre 1991
- [6] G. Cherubini, G. Adami, “*Teleriscaldamento e Cogenerazione*“, A.T.I. Sezione Veneta, Padova, 1983.
- [7] C. F. Marcolli, P. Parolini, “*Produzione e Distribuzione dell’Energia Termica ed Elettrica*”, Impianti Meccanici vol. 1, Clup, 1980.
- [8] S. Stecco, “*Sistemi di Conversione dell’Energia*”, Pitagora Editrice Bologna, 1987.
- [9] C. Caputo, “*Gli Impianti Motori Termici*”, Collana di Macchine ESA, 1985.
- [10] “*Ruolo delle Turbine a Gas e dei Cicli Combinati nel Panorama Energetico Italiano*”, Contributo Fiat Avio al Convegno Gruppi Combinati: Prospettive Tecniche ed Economiche.
- [11] E. Macchi, “*Quadro di Riferimento Tecnologico per la Cogenerazione in Italia*”, Programma di Istruzione Permanente, Dipartimento di Energetica, Politecnico di Milano, Ottobre, 1991.

- [12] E. Macchi, “*Il momento delle Turbine*”, Technology Review, Edizione Italiana, 1989.
- [13] S. Consommi, “*Stato dell’Arte e Caratteristiche Termodinamiche di Cicli a Gas con Iniezione di Vapore*”, A.T.I. Sezione Toscana, Firenze, 27 Maggio, 1988.
- [14] A. Strasser, “*The Cheng Cycle Cogeneration System: Technology and Typical Application*”, ASME Cogen-Turbo IGTI Vol. 6,1991.
- [15] G. Cerri, “*Turbina a Gas a Ciclo Misto con Iniezione di Vapore in Camera di Combustione*”, La termotecnica Vol. XXXV, n. 1, 1981.
- [16] E. Macchi, “*Fondamenti Termodinamici, Tendenze Tecnologiche, Problematiche Normative e Benefici Ambientali della Cogenerazione*”, Potenzialità e Prospettive della Produzione Combinata di Energia Elettrica e Termica in Sardegna”, Cagliari, Maggio, 1994
- [17] S. Campanari, G. Lozza and S. Bedogni, “*Strategie di Utilizzo delle Microturbine a Gas con Eventuale Impiego di Pompe di Calore per la Cogenerazione nel Settore Civile*”, Power Technology, n.3, pp. 30-39, 2002.
- [18] F. Donatini, “*Tecnologie di Generazione Distribuita. Il Punto di Vista Energetico e Ambientale*”, La Termotecnica, n.2, pp. 87-94, 2003.
- [19] Sito web: www.treccani.it
- [20] C. La Torre, “*Microcogenerazione ad Uso Domestico*”, L’Installatore Italiano, n.3, pp. 56-62, 2007.
- [21] O. Perego, “*Banca Dati eTecnologie per GD, Aggiornamento 2002*”, Rapporto CESI, Ricerca di Sistema, A3/010657, 2003
- [22] L. Tasso, R. Zinnari, “*Impianti di Cogenerazione di Piccola e Media Taglia: Esperienze e Prospettive*”, Atti del Convegno Nazionale Gruppi Combinati Prospettive Tecniche ed Economiche, 1993.
- [23] L. J. M. J. Blomen, M. N. Mugerwa, “*Fuel Cell Systems*”, 1993.
- [24] V. Quinto, “*Caratteristiche Costruttive delle Celle a Combustibile e Principali Programmi di Ricerca nel Settore*”, CH4 Energia metano, n. 2 – 1995.
- [25] F. Calise, “*Modellazione, analisi exergetica ed ottimizzazione termoeconomica di cicli ibridi SOFC-GT*”, Tesi di Dottorato in Ingegneria dei Sistemi Meccanici, Dipartimento di Macchine, Università degli Studi di Napoli, 2005.

- [26] M. Bianchi, P. R. Spina, G. Tomassetti, D. Forni, E. Ferrero, “*Le tecnologie innovative ed efficienti nei sistemi di generazione in assetto co-trigenerativo e nei sistemi integrati con unità a pompa di calore nelle applicazioni industriali e del terziario*”, Ricerca Sistema Elettrico, ENEA, 2009.
- [27] G. Pagliarini, S. Rainieri, “*Accumulo di Energia Termica Asservito alla Cogenerazione di Energia Elettrica e Calore*”, Il Congresso Nazionale AIGE, Pisa, 4-5 Settembre 2008.
- [28] M.L. Musa “*Modellazione dei Sistemi di Accumulo Termico per Impianti Solari*”, Tesi di Dottorato di Ricerca in Scienze dell’Ingegneria, ciclo XXI, Università degli Studi di Ferrara.
- [29] I. Dincer, M.A. Rosen, “*Thermal Energy Storage - Systems and Applications*”, John Wiley and Sons, Eastbourne UK, 2002
- [30] O. Ercan Ataer, “*Storage of Thermal Energy, in Energy Storage System*”, Encyclopedia of Life Support System, 2006
- [31] A. Rubin, “*L’Accumulo dell’energia Termica: Stato dell’Arte E Studio di Sistemi e Soluzioni per la Media Temperatura*”, Tesi di Laurea, Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università degli Studi di Padova, A.A. 2012/13.
- [32] A. Aluigi, “*Cogenerazione e Risparmio Energetico*”, Gruppi Combinati Prospettive Tecniche ed Economiche, Genova, Novembre, 1992.
- [33] A. Aluigi, “*Garanzie e Verifica delle Prestazioni Garantite: Aspetti Generali e Contrattuali*”, Programma di Istruzione Permanente, Dipartimento di Meccanica, Politecnico di Milano, Ottobre, 1991.
- [34] R. Vanzan, “*Studio dell’efficacia della co-generazione e della trigenerazione nel contrastare lo sviluppo dei carichi elettrici*”, Rapporto CESI, Ricerca di Sistema, A4/523509, 2004.
- [35] E. Tassi, “*Analisi tecnico-economica di sistemi idonei ad applicazioni cogenerative nel settore terziario*”, Rapporto CESI, Ricerca di Sistema, A1/019164, 2002.
- [36] A. Moran, P.J. Magoy, L.M. Chamra, “*Thermoeconomic modeling of micro-chp (micro-cooling, heating, and power) for small commercial applications*”, Int J Energy Res, vol. 32, 2008.

- [37] P. Katsigiannis, D. Papadopoulos, "A general technoeconomic and environmental procedure for assessment of small-scale cogeneration scheme installations: application to a local industry operating in thrace, greece, using microturbines", *Energy Convers Manage*, vol. 46, 2005.
- [38] P. Mancarella, G. Chicco, "Assessment of the greenhouse gas emissions from cogeneration and trigeneration systems, Part I: Models and indicators", *Energy*, 33, 2008.
- [39] P. Arcuri, G. Florio, P. Fragiaco, "Dimensionamento ottimale di impianti di trigenerazione con celle a combustibile: sviluppo di un modello di programmazione lineare mista-intera e confronto tecnico economico con impianti tradizionali in utenze civili", 65° Congresso Nazionale ATI – Domus de Maria (CA), 13-17 Settembre 2010
- [40] A. Piacentino, F. Cardona, "EABOT – Energetic analysis as a basis for robust optimization of trigeneration systems by linear programming", *Energy Conversion and Management*, Vol. 49, 2008.
- [41] A. Piacentino, C. Barbaro, F. Cardona, R. Gallea, E. Cardona, "A comprehensive tool for efficient design and operation of polygeneration-based energy u-grids servine a cluster of buildings. Part I: description of the method", *Applied Energy*, Vol. 111, 2013.
- [42] A. Rong, R. Lahdelma, PB. Luh, "Lagrangian relaxation based algorithm for trigeneration planning with storage", *European Journal of Operations Research*, Vol. 188, 2008.
- [43] F. Freschi, L. Giacccone, P. Lazzeroni, M. Repetto, "Economic and enviromental analysis of a trigeneration system for food-industry: A case study", *Applied Energy*, vol. 107, 2013.
- [44] C.A. Floudas, "Nonlinear and Mixed-Integer Optimization. Fundamentals and Applications", Oxford University Press, 1995.
- [45] P. Belotti, C. Kirches, S. Leyffer, J. Linderoth, J. Luedtke, and A. Mahajan, "Mixed-Integer Nonlinear Optimization", *Acta Numerica*, vol. 22, 2013.
- [46] A. Brooke, D. Kendrick, A. Meeraus, R. Raman, "GAMS User's Guide", GAMS Development Corporation, 1998.

- [47] F. Di Andrea, “*MICENE – Misure dei Consumi di Energia Elettrica nel Settore Residenziale*”, Politecnico di Milano – Dipartimento di Energetica, Ministero dell’Ambiente e della Tutela del Territorio, IAR, Giugno, 2003.
- [48] E. Macchi, S. Campanari and P. Silva, “*La Microcogenerazione a Gas Naturale*”, Polipress, Milano, 2005.
- [49] P. Silva, S. Campanari, E. Macchi, S. Delfino, “*Optimization of the managing strategy of a cogenerative power park in a liberalized, market*”, Proc. Of ASME Turbo Expo, Vienna, 2004.
- [50] “Gas-fired distributed energy resource technology characterizations”, U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy, Novembre, 2003.