



Università degli Studi di Ferrara

DOTTORATO DI RICERCA IN
"SCIENZE DELL'INGEGNERIA"

CICLO XXVI

COORDINATORE Prof. Stefano Trillo

**Sviluppo di un modello per il dimensionamento ottimizzato
di sistemi multienergia per il soddisfacimento
dei fabbisogni energetici dell'edificio**

Settore Scientifico Disciplinare ING-IND/09

Tutore

Prof. Ing. Spina Pier Ruggero

Dottorando

Ing. Barbieri Enrico Saverio

Cotutore

Ing. Morini Mirko

Anni 2010/2013

Indice

1. Introduzione	1
1.1 Obiettivi della tesi	3
1.2 Outline della tesi	4
2. Richieste energetiche	7
2.1 Richieste energetiche per riscaldamento e raffrescamento	7
2.1.1 Determinazione delle richieste tramite misure	7
2.1.2 Determinazione delle richieste tramite codici di calcolo	7
2.1.3 Determinazione delle richieste tramite dati specifici	13
2.2 Richieste energetiche per acqua calda sanitaria	16
2.2.1 Determinazione delle richieste tramite misure	16
2.2.2 Determinazione delle richieste tramite codici di calcolo	16
2.2.3 Determinazione delle richieste tramite dati specifici	19
2.3 Richieste energetiche per illuminazione e apparecchiature elettriche	20
2.3.1 Determinazione delle richieste tramite misure	20
2.3.2 Determinazione delle richieste tramite codici di calcolo	20
2.3.3 Determinazione delle richieste tramite dati specifici	21
3. I sistemi di generazione	23
3.1 Solare termico	23
3.2 Solare fotovoltaico	25
3.3 Cogeneratori	27
3.3.1 Motori a combustione interna alternativi	28
3.3.2 Microturbine a gas	31
3.3.3 Micro cicli Rankine	33
3.3.4 Motori Stirling	34
3.3.5 Fuel cell	36
3.4 Accumuli termici	38
3.5 Frigoriferi ad assorbimento	40
3.6 Frigoriferi a compressione e pompe di calore	42
3.6.1 Frigoriferi a compressione	43
3.6.2 Pompe di calore	44
3.7 Caldaie a condensazione	51
4. Sviluppo del modello	57
4.1 Dati di input al modello	59
4.1.1 Richieste energetiche	59
4.1.2 Temperatura esterna dell'aria	59
4.1.3 Irradiazione solare	61

4.2	Modello energetico	66
4.2.1	Solare termico	71
4.2.2	Solare fotovoltaico	74
4.2.3	Cogeneratore	77
4.2.4	Accumulo termico	81
4.2.5	Frigorifero ad assorbimento	83
4.2.6	Frigorifero ad assorbimento a fiamma diretta	88
4.2.7	Poma di calore reversibile geotermica	91
4.2.8	Pompa di calore reversibile ad aria	100
4.2.9	Chiller elettrico ad aria	109
4.2.10	Caldia a condensazione	113
4.3	Modello finanziario	117
4.3.1	Costo investimento iniziale impianto	121
4.3.2	Costo energia elettrica prelevata dalla rete	121
4.3.3	Costo gas naturale prelevato dalla rete	128
4.3.4	Passaggio di accisa sul gas naturale per generazione elettrica	131
4.3.5	Passaggio di Iva sul gas naturale per generazione elettrica	133
4.3.6	Qualifica CAR (Cogenerazione ad Alto Rendimento)	135
4.3.7	Certificati bianchi	139
4.3.8	Quinto Conto Energia	141
4.3.9	Ritiro dedicato	144
4.3.10	Scambio sul posto	146
4.3.11	Conto Termico	152
4.4	Modalità di calcolo	159
4.4.1	Calcolo diretto	159
4.4.2	Ottimizzazione	161
4.4.2.1	Algoritmi di ottimizzazione	162
4.4.2.2	Definizione della funzione obiettivo	166
5.	Assunzioni generali	169
5.1	Sistemi di generazione	169
5.1.1	Solare termico	170
5.1.2	Solare fotovoltaico	170
5.1.3	Cogeneratore	170
5.1.4	Accumulo termico	172
5.1.5	Frigorifero ad assorbimento	173
5.1.6	Pompa di calore ad aria	174
5.1.7	Pompa di calore geotermica	177
5.1.8	Chiller ad aria	179
5.1.9	Caldia a condensazione	181
5.2	Discretizzazione temporale	183

6. Casi applicativi	185
6.1 Progetto Torre3	185
6.1.1 Richieste energetiche	186
6.1.2 Dati ambientali	191
6.1.3 Sistemi di generazione e parametri finanziari	191
6.1.4 Ottimizzazione	192
6.1.4.1 Funzione obiettivo	193
6.1.5 Risultati	194
6.1.5.1 Osservazioni ai risultati	200
6.2 Green Energy Laboratory	201
6.2.1 Dati ambientali	203
6.2.2 Richieste energetiche	204
6.2.3 Sistemi di generazione	208
6.2.4 Ottimizzazione	209
6.2.4.1 Funzione obiettivo	210
6.2.5 Risultati	212
6.2.5.1 Osservazioni ai risultati	219
7. Conclusioni e sviluppi futuri	223
 Bibliografia	 227

1. Introduzione

In base al rapporto *Impact Assessment of Energy Efficiency Directive* dell'Unione europea [1] l'energia utilizzata negli edifici ad uso civile rappresenta il 40% del consumo finale di energia dell'UE e contribuisce per il 36 % alle emissioni di CO₂ e all'inquinamento atmosferico nei Paesi dell'Unione europea.

Al fine di contenere le emissioni inquinanti e incrementare l'efficienza energetica, il governo dell'Unione europea ha richiesto ai suoi Stati membri una riduzione complessiva del consumo di energia primaria del 20 % entro il 2020 [2]. E' bene sottolineare che tale misura interessa molteplici settori: residenziale, terziario, industriale e trasporti. Ad ogni stato membro è richiesto di sviluppare un piano di azione nazionale per il raggiungimento di tale obiettivo.

Mediante il PAEE 2011 (*Piano di Azione Italiano per l'Efficienza Energetica 2011* [3]) il governo italiano si è posto l'obiettivo di una riduzione del consumo di energia primaria per gli edifici pari a 84.6 GWh/anno entro il 2016 e di 103.8 GWh/anno entro il 2020. Tale risparmio corrisponde rispettivamente al 6.4 % e al 7.9 % dell'ammontare medio annuo del consumo nazionale di riferimento (media della quantità di energia distribuita o venduta ai clienti finali durante gli ultimi cinque anni precedenti l'attuazione della Direttiva 2009/29/CE, pari a 1315 GWh/anno).

Il processo di sensibilizzazione nei confronti dei temi di efficienza energetica e di contenimento del consumo di energia primaria negli edifici affonda le sue radici nella Direttiva 2002/91/CE (nota come EPDB - *Energy Performance Building Directive* [4]) e nella Direttiva 2005/32/CE (nota come EuP - *Energy-using Products* [5]). Per gli edifici infatti le misure di miglioramento dell'efficienza energetica sono imputabili a due principali categorie d'intervento: la prestazione energetica dell'edificio (involucro e impianto, il cui riferimento è la Direttiva EPBD) ed il consumo degli apparecchi elettrici (elettrodomestici ed illuminazione, il cui riferimento è la Direttiva EuP).

La Direttiva EPBD per l'incremento dell'efficienza energetica degli edifici è stata recepita dal governo italiano attraverso il Decreto Legislativo 192/05. Rispetto al precedente quadro legislativo, il D.Lgs 192/05 e i suoi provvedimenti attuativi stabiliscono requisiti minimi obbligatori per il fabbisogno d'energia primaria, fissano più elevati livelli d'isolamento termico per l'involucro, prevedono la certificazione energetica, promuovono l'utilizzo d'impianti e apparecchiature a maggior rendimento, impongono l'utilizzo di fonti d'energia rinnovabili. La prestazione energetica dell'edificio viene calcolata come quantità di energia primaria consumata annualmente con un uso standard dell'edificio: si fa riferimento all'energia utilizzata per il riscaldamento dell'ambiente e dell'acqua calda sanitaria, il raffrescamento estivo e l'illuminazione.

Standard di efficienza energetica sempre più elevati si sono imposti nel corso degli anni, rendendo necessaria una revisione della Direttiva 2002/91/CE. Tale direttiva è stata infatti abrogata e sostituita con la Direttiva 2010/31/UE [6]. Le disposizioni della nuova direttiva sono state recepite dal governo italiano, con il decreto legge 63/13, che modifica il decreto legislativo 192/05. La direttiva europea 2010/31/UE, sulle prestazioni energetiche degli edifici, nota anche come EPBD recast, richiede a ciascuno Stato membro di ridefinire gli obiettivi minimi di prestazione energetica degli edifici nell'ottica del livello ottimale in funzione dei costi definito come il "livello di prestazione energetica (consumo di energia primaria) che comporta il costo più basso durante il ciclo di vita economico stimato dell'edificio". Tale costo è determinato tenendo conto sia dei costi di investimento iniziali che

di costi di gestione annuali, nell'ottica di un'ottimizzazione economica dell'impianto ("cost optimally") su base temporale pari al ciclo di vita economico stimato.

La EPBD recast individua inoltre l'obiettivo dei Nearly Zero Energy Building (NZEB) per i nuovi edifici a partire dal 2020. È richiesto che il fabbisogno energetico molto basso o quasi nullo di questa tipologia di edifici, sia coperto in misura significativa da energia prodotta con fonti rinnovabili. La diffusione di sistemi di generazione che utilizzino fonti rinnovabili (ad esempio pannelli fotovoltaici) si inserisce in un quadro più ampio di generazione distribuita (GD). Nella GD gli impianti, oltre a soddisfare le richieste dell'edificio, esportano la sovra produzione verso altri utenti. In quest'ottica, oltre ai sistemi alimentati da fonti rinnovabili, potrebbero trovare applicazione anche i sistemi di cogenerazione. Questi sistemi producono contemporaneamente energia elettrica e calore garantendo un'elevata efficienza di utilizzo del combustibile. Se, infatti, si attribuisce tutto il consumo di energia primaria al servizio di riscaldamento/raffrescamento dell'edificio, allora l'energia elettrica da loro prodotta contestualmente è "energeticamente gratuita".

In questo scenario, in cui molteplici sistemi di generazione trovano applicazione, si inseriscono gli impianti multienergia. Con il termine multienergia si intende un sistema energetico ibrido in grado di soddisfare tutte le richieste energetiche dell'edificio sfruttando una combinazione di due o più convertitori energetici alimentati da fonti energetiche rinnovabili e non, al fine di superare le limitazioni che sarebbero caratteristiche di ciascun convertitore e ciascuna fonte presa singolarmente [7]. Rispetto all'aggettivo "ibrido", l'aggettivo "multienergia" è usato per enfatizzare la peculiarità che questi sistemi utilizzano contemporaneamente molteplici convertitori energetici per coprire una o più richieste energetiche. Questi sistemi si distinguono da quelli tradizionali che, alimentati da un'unica fonte energetica, soddisfano un'unica richiesta energetica. I sistemi multienergia sono caratterizzati da un ampio potenziale di miglioramento dell'efficienza nella generazione energetica, soprattutto in corrispondenza dei carichi parziali (condizione in cui si trovano a dover operare per la maggior parte del tempo per le caratteristiche della domanda di energia degli edifici [8]).

Negli ultimi anni, attenzione crescente è stata rivolta a sistemi multienergia per il soddisfacimento delle richieste energetiche degli edifici. Molteplici esempi sono ricavabili dalla letteratura, e comprendono, variamente aggregati: cogeneratori, pannelli fotovoltaici e collettori solari termici, pompe di calore geotermiche, turbine eoliche, caldaie a biomassa, ecc. Corrado e Fabrizio [9] presentano un impianto multienergia asservito ad un complesso di 10 appartamenti composto da collettori solari termici e pannelli fotovoltaici, una pompa di calore acqua-acqua reversibile, una pompa di calore aria-aria reversibile, una caldaia a biomassa e una caldaia a condensazione alimentata con gas naturale. Sontag e Lange [10] considerano un impianto multienergia asservito ad un complesso di 40 unità residenziali composto da un cogeneratore alimentato a gas naturale, collettori solari termici, pannelli fotovoltaici e da una turbina eolica. È inoltre considerato su sistema di accumulo termico per l'energia prodotta dai collettori solari termici e dal cogeneratore.

Lee e Lee [11] presentano un sistema multienergia composto da collettori solari termici, pannelli fotovoltaici, pompa di calore geotermica, chiller elettrici ad aria e caldaia a condensazione.

Burer e Tanaka [12] esaminano un impianto asservito ad un district heating composto da una fuel cell (SOFC), una turbina a gas naturale, una pompa di calore reversibile, un frigorifero ad assorbimento e una caldaia a condensazione alimentata a gas naturale.

Ooka e Komamura [13] analizzano un impianto composto da frigorifero ad assorbimento a recupero di calore e a fiamma diretta, cogeneratore a gas naturale, pompa di calore, frigorifero a compressione e caldaia a gas naturale.

Piacentino e Cardona [14] considerano un impianto asservito ad un albergo composto da un cogeneratore, un frigorifero ad assorbimento, un serbatoio di accumulo e una pompa di calore reversibile.

Una delle caratteristiche che rende complesso il progetto e la gestione di un sistema multienergia è la fluttuazione delle condizioni al contorno (temperatura esterna e irradiazione solare). Queste infatti condizionano sia la produzione energetica dei sistemi che sfruttano fonti rinnovabili, sia le prestazioni degli altri sistemi di generazione. Ne consegue la necessità di impostare una discretizzazione temporale tale da poter considerare la variazione dei carichi richiesti, le produzioni energetiche dei sistemi a fonte rinnovabile, la variabilità delle efficienze di conversione in funzione delle condizioni al contorno e le fluttuazione dei prezzi dell'energia.

Per il numero di variabili e la loro mutua interazione, le molteplici fonti di energia utilizzabili (sia rinnovabili che non), l'ampio numero di tipologie di convertitori energetici (pannelli fotovoltaici, collettori solari, cogeneratori, pompe di calore, ecc.) e le possibili configurazioni dell'impianto, si tratta di un problema complesso. È di fondamentale importanza quindi avere a disposizione accurati modelli di simulazione che aiutino a dimensionare e a gestire l'impianto multienergia al fine di raggiungere il risultato ottimale in termini di risparmio di energia primaria e di costi economici.

1.1 Obiettivi della tesi

L'obiettivo della tesi è di sviluppare un modello per l'analisi e l'ottimizzazione di impianti multienergia, in grado di prendere in considerazione:

- la distribuzione e l'entità delle richieste energetiche di edifici aventi differenti destinazioni d'uso;
- molteplici tipologie di sistemi di generazione: sistemi ad energia rinnovabile, sistemi alimentati parzialmente da energia rinnovabili e sistemi alimentati da gas naturale e sistemi alimentati da energia elettrica;
- la variazione delle efficienze di conversione dei sistemi di generazione in funzione della taglia nominale;
- la variazione delle efficienze di conversione dei sistemi di generazione in corrispondenza dei carichi parziali;
- la variazione delle efficienze di conversione dei sistemi di generazione al variare delle condizioni climatiche al contorno;
- il costo impiantistico di ciascun sistema di generazione in funzione della taglia nominale;
- la valorizzazione economica dei vettori energetici prelevati ed immessi in rete, in un ottica di generazione distribuita;
- le forme di incentivazione attualmente presenti a livello nazionale per l'impiego di sistemi ad energia rinnovabile e dei sistemi cogenerativi.

Si vuole quindi sviluppare un modello in grado di valutare sia le prestazioni energetiche dell'impianto multienergia, sia i costi sostenuti durante l'intero ciclo di vita dell'edificio (costi di investimento e costi

operativi annuali). Ci si propone di applicare al modello un algoritmo di ottimizzazione che sia in grado di individuare per quanto riguarda l'impianto di generazione la configurazione tale da garantire "il livello di prestazione energetica che comporta il costo più basso durante il ciclo di vita economico stimato", come richiesto dalla EPBD recast.

1.2 Outline della tesi

Nel **capitolo 1** vengono presentati i sistemi multienergia in riferimento allo stato dell'arte attuale e allo scenario normativo all'interno del quale si inseriscono. Sono inoltre riportati gli obiettivi della tesi.

Nel **capitolo 2** sono analizzate le richieste energetiche tipiche di un edificio del settore civile: riscaldamento dell'ambiente e dell'acqua calda sanitaria, raffrescamento estivo, illuminazione e altre apparecchiature elettriche, e le metodologie utilizzabili per la loro determinazione.

Nel **capitolo 3** sono presentate le tecnologie per la generazione del calore, dell'energia frigorifera e dell'elettricità per il soddisfacimento delle richieste energetiche di edifici nel settore civile. Tra le tecnologie prese in considerazione vi sono quelle alimentate a combustibili fossili, ad energia elettrica, per mezzo del calore prodotto da altri sistemi e quelle che sfruttano parzialmente o totalmente fonti di energia rinnovabile. Per ogni tecnologia è presentato brevemente il principio di funzionamento, le grandezze caratteristiche e la principali tipologie commercialmente disponibili. Per alcune di esse, sono stati analizzati i modelli preseti sul mercato, allo scopo di creare un database di dati prestazionali ed economici di riferimento.

Nel **capitolo 4** vengono presentate le equazioni che consentono al modello di ricavare le prestazioni dei vari sistemi di generazione al variare delle condizioni al contorno (parzializzazione del carico e condizioni ambientali). In particolare, sono stati modellizzati: pannelli fotovoltaici, collettori solari termici, cogeneratore, accumulo termico inerziale, frigorifero ad assorbimento a recupero di calore, frigorifero ad assorbimento a fiamma diretta, pompa di calore geotermica e ad aria, entrambe reversibili. Sono stati inoltre inseriti caldaia a condensazione e chiller elettrico ad aria come sistemi ausiliari. Il modello è in grado di fornire anche valutazioni di natura finanziaria: è possibile determinare il costo di investimento dell'impianto e il costo di operatività annuale, tenendo conto anche delle diverse forme di incentivazione attualmente disponibili (Passaggio di iva e di accisa sul gas per generazione elettrica, V Conto Energia, Certificati Bianchi, Conto Termico, ecc). In base alla natura ed al numero delle variabili incognite, il modello è in grado di operare in due modalità distinte. Se sono note le taglie dei sistemi di generazione, il modello opera come un calcolatore determinando le produzioni energetiche dei diversi sistemi di generazione, le efficienze raggiunte, il combustibile utilizzato, l'energia elettrica prelevata dalla rete e quella immessavi con una determinata discretizzazione temporale. In alternativa, il modello può operare in modalità ottimizzatore: in questo caso vengono ricavate le taglie dei sistemi di generazione che consentono di minimizzare/massimizzare una determinata funzione obiettivo (energetica e/o economica) utilizzando uno specifico algoritmo di ricerca.

Nel **capitolo 5** vengono riportate le assunzioni adottate, in termini di prestazioni energetiche e di costi di acquisto dei sistemi di generazione utilizzate, nelle successive simulazioni. È stato infatti possibile, dall'analisi delle soluzioni commerciali disponibili delle principali tecnologie (riportate nel **capitolo 3**), determinare i coefficienti numerici delle funzioni matematiche che descrivono il comportamento di

una famiglia di convertitori energetici. Lo stesso approccio è stato utilizzato per la caratterizzazione economica ricavando il costo specifico del singolo sistema. Infine, viene assunta come intervallo temporale per le simulazioni una discretizzazione oraria.

Nel **capitolo 6** si riportano due casi applicativi. Il primo è il progetto di una torre adibita ad uso misto commerciale/uffici denominato “Progetto Torre3”. Viene condotta un’ottimizzazione per la determinazione della configurazione ottimale dell’impianto multienergia che consenta la minimizzazione di una funzione obiettivo ibrida energetica/economica. Il secondo caso considerato è il “Green Energy Laboratory (GEL)”, edificio costruito all’interno del campus della Jiao Tong University di Shanghai. Il GEL ospita al suo interno laboratori, aule studio e uffici, ed è pensato come piattaforma per lo studio delle tecnologie innovative e delle strategie di ottimizzazione per il risparmio energetico negli edifici. In questo secondo caso viene condotta un’ottimizzazione energetica per la determinazione della configurazione ottimale dell’impianto multienergia che consenta la minimizzazione di una funzione obiettivo puramente energetica.

Infine nel **capitolo 7** vengono riepilogate le conclusioni a cui si è giunti e vengono suggeriti possibili sviluppi futuri del modello.

2. Richieste energetiche

Nel presente capitolo verranno analizzate le richieste energetiche tipiche di un edificio del settore civile e le metodologie impiegabili per la loro determinazione. Le domande energetiche di un edificio variano continuamente durante il corso dell'anno; la dipendenza dal tempo delle domande di energia è, infatti, uno degli elementi che contraddistingue le utenze del settore civile da quelle del settore industriale. Tale variabilità è legata sia alle fluttuazioni delle condizioni climatiche che al grado di fruizione dei locali dell'edificio da parte degli utenti.

La fluttuazione delle richieste energetiche unitamente alle variazioni delle condizioni ambientali influenzano grandemente il comportamento del sistema energetico. Per analizzare le prestazioni dei sistemi di generazione è quindi necessario poter disporre delle richieste energetiche con un sufficiente grado di discretizzazione temporale, in modo tale da valutare entità e contemporaneità.

Le richieste energetiche di un edificio sono:

1. Riscaldamento degli ambienti;
2. Raffrescamento degli ambienti;
3. Acqua calda sanitaria;
4. Richieste per illuminazione ed altre apparecchiature elettriche (escluse quelle per il raffrescamento degli ambienti).

Nel seguito verranno analizzate le modalità con cui tali richieste possono essere determinate.

2.1 Richieste energetiche per riscaldamento e raffrescamento

Le richieste energetiche per riscaldamento e raffrescamento possono essere ricavate: direttamente tramite misure, utilizzando codici di calcolo oppure ricorrendo a dati specifici provenienti da letteratura scientifica.

2.1.1 Determinazione delle richieste tramite misure

Disponendo delle misurazioni (base oraria o inferiore) delle richieste energetiche per riscaldamento e raffrescamento degli ambienti si ottiene un'informazione dettagliata della loro distribuzione temporale nell'arco delle ventiquattro ore della giornata. Le misurazioni rappresentano quindi la metodologia più accurata per condurre l'analisi energetica dell'utenza presa in considerazione. Tuttavia a causa dell'elevato costo di acquisto e di installazione degli apparati di misura, e della necessità di lunghi tempi per la determinazione e l'analisi dei dati, solo raramente tali misurazioni sono disponibili.

2.1.2 Determinazione delle richieste tramite codici di calcolo

È possibile avvalersi di software per il calcolo delle richieste energetiche per il riscaldamento ed il raffrescamento dell'edificio. I codici di calcolo disponibili appartengono a due principali famiglie: codici di calcolo di tipo dinamico (es. Trnsys, Energy Plus, Ecotect, DOE-2, HOMER, RETScreen) e codici di calcolo di tipo stazionario o semi-stazionario (es. EdilClima, MC4, TERMUS, DOCET).

I software dinamici consentono di effettuare simulazioni del comportamento energetico dell'edifici quanto meno orarie. Attraverso questi modelli di analisi, la variabilità delle condizioni climatiche

esterne viene descritta facendo ricorso a dati climatici su base oraria e la variabilità delle condizioni ambientali interne all'edificio viene correlata alla capacità termica dei materiali, alla modalità di occupazione e alle logiche di gestione degli impianti. Si ottiene così l'andamento orario o suborario delle richieste energetiche per il riscaldamento ed il raffrescamento degli ambienti durante l'intero corso dell'anno (figura 1); ogni giorno risulta quindi essere caratterizzato da una specifica richiesta energetica con una sua specifica distribuzione.

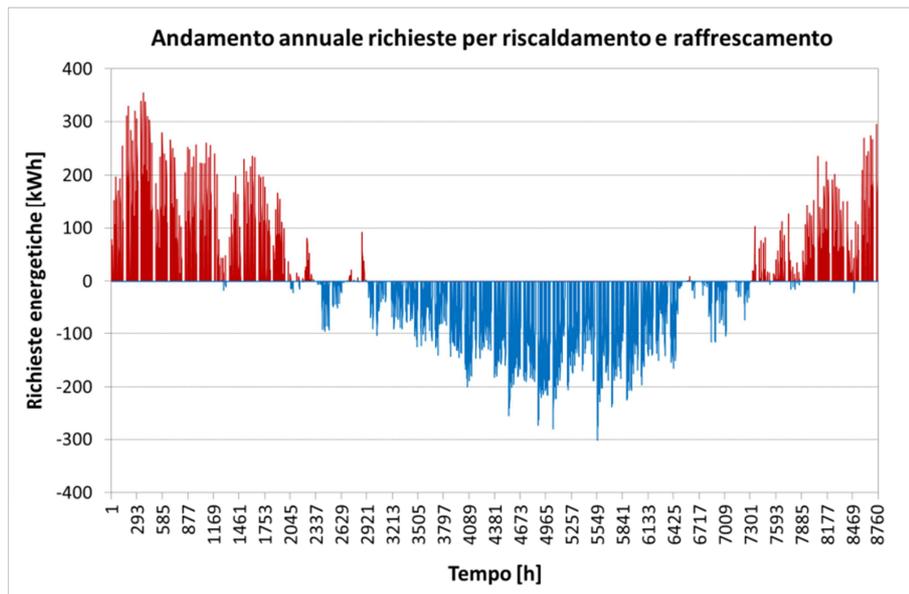


Fig.1 Esempio di andamento annuale orario delle richieste energetiche per il riscaldamento (rosso) ed il raffreddamento (blu) ottenute mediante software dinamico [Trnsys]

Per ovviare al problema della complessità di una simulazione dinamica in alternativa è possibile utilizzare software stazionari o semi-stazionari. A differenza dei software dinamici, essi risolvono il bilancio energetico su base mensile o stagionale. I software di tipo stazionario utilizzano metodologie per la valutazione delle prestazioni energetiche degli edifici di derivazione CEN (Comitato Europeo di Normazione). Tali metodologie costituiscono il riferimento su cui si basano anche i decreti nazionali di recepimento della EPBD, Direttiva UE sull'efficienza energetica degli edifici. In tale contesto, l'UNI e il CTI hanno messo a punto una serie di norme nazionali finalizzate all'applicazione delle norme europee in Italia. Il pacchetto di norme di riferimento nazionale è dato dalla UNI/TS 11300. La Specifica tecnica UNI/TS 11300 è nata con l'obiettivo di definire una metodologia di calcolo univoca per la determinazione delle prestazioni energetiche degli edifici.

Essa è suddivisa in quattro parti:

- UNI/TS 11300 - Parte 1: *Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale;*
- UNI/TS 11300 - Parte 2: *Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria;*
- UNI/TS 11300 - Parte 3: *Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione estiva;*

- UNI/TS 11300 - Parte 4: *Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria.*

Attraverso l'uso di software stazionari si ottiene il valore mensile della richiesta energetica per il riscaldamento ed il raffrescamento degli ambienti (figura 2).

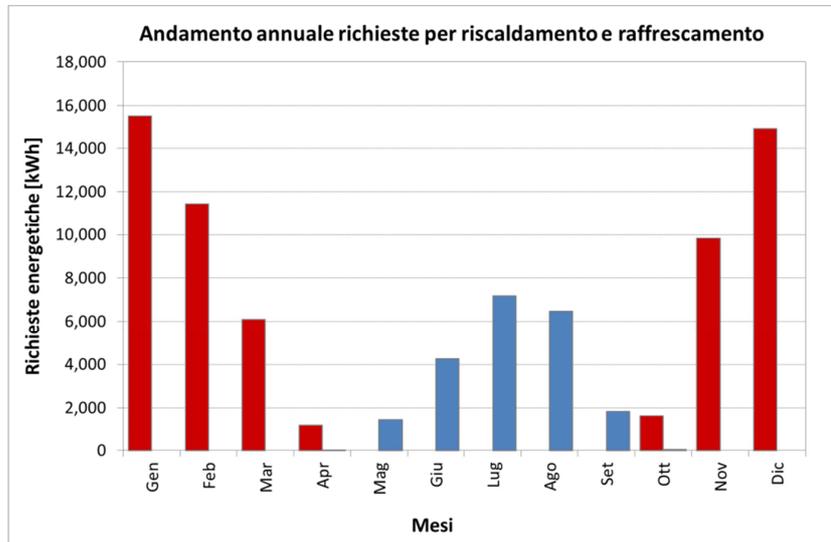


Fig.2 Esempio di richieste energetiche mensili per il riscaldamento (rosso) ed il raffrescamento (blu) ottenute mediante software stazionario [Edilclima]

Al fine di distribuire su base oraria tale richiesta energetica la normativa UNI/TS 11300 – Parte 4 suggerisce di dividere la richiesta mensile per il numero di giorni che compongono il mese e distribuire a sua volta la richiesta giornaliera utilizzando dei profili di carico adimensionali determinati in funzione della temperatura esterna e della temperatura interna di riferimento (metodo basato sul *Profilo del giorno tipo mensile*). In base a tale metodo, nota la temperatura oraria dell'aria per il mese in oggetto $\theta_{h,mese}$ il profilo di carico adimensionale per il riscaldamento (pedice H) del mese considerato si ottiene utilizzando la relazione (1).

$$\frac{\Phi_{H,d,in,h}}{Q_{H,d,in,avg,giorno}} = \frac{|17^{\circ}\text{C} - \theta_{h,mese}|}{\sum_{h=1}^{24} |17^{\circ}\text{C} - \theta_{h,mese}|} \quad (1)$$

Dove il termine a destra dell'uguaglianza individua il fattore di carico orario adimensionale per il riscaldamento, mentre a sinistra vi è il rapporto tra la differenza tra la temperatura di 17 °C e la temperatura oraria del mese considerato, e la sommatoria dei valori positivi di tale differenza sulle 24 ore del giorno. Si sottolinea che se la differenza tra la temperatura di 17 °C e la temperatura oraria del mese considerato è minore di zero il fattore di carico orario adimensionale corrispondente risulta nullo.

In maniera del tutto analoga, utilizzando al relazione (2), si determina il profilo di carico adimensionale per il raffrescamento (pedice C).

$$\frac{\Phi_{C,d,in,h}}{Q_{C,d,in,avg,giorno}} = \frac{|\theta_{h,mese} - 23^{\circ}\text{C}|}{\sum_{h=1}^{24} |\theta_{h,mese} - 23^{\circ}\text{C}|} \quad (2)$$

I valori di 17 °C e 23 °C sono assunti come temperature esterna di bilanciamento alla quale si annulla il carico rispettivamente di riscaldamento e raffrescamento con temperature di riferimento interne di 20 °C e 26 °C.

In figura 3 si riporta a titolo di esempio il profilo di carico adimensionale per il riscaldamento per il giorno tipo di Ottobre e il profilo adimensionale per il raffrescamento per il giorno tipo di Giugno, entrambe per la città di Ferrara.

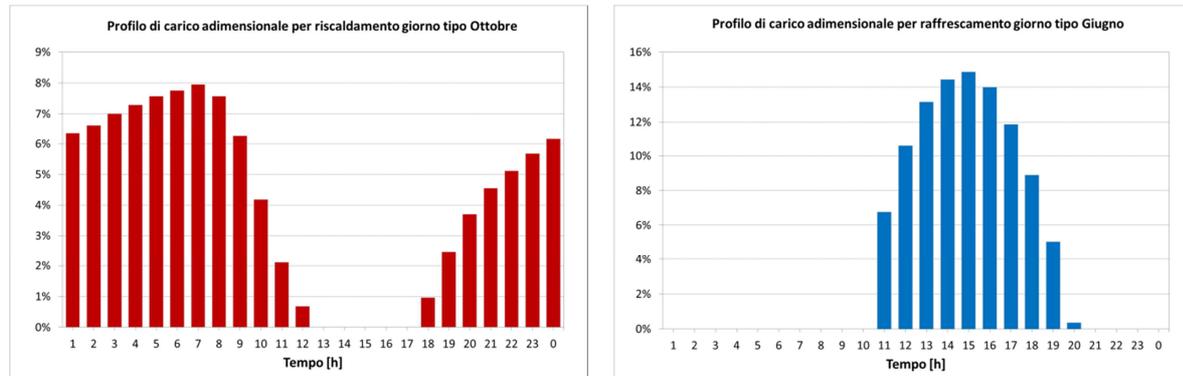


Fig.3 Profili di carico adimensionali per il giorno tipo di Ottobre e di Giugno, rispettivamente per il riscaldamento ed il raffrescamento, per la città di Ferrara ottenute secondo la normativa 11300-4

Si osserva che per il mese di Ottobre a Ferrara, dalle 13:00 alle 17:00, la temperatura esterna risulta maggiore di 17 °C, mentre per il mese di Giugno la temperatura esterna risulta maggiore di 23 °C dalle 11:00 alle 20:00.

La peculiarità dei profili di carico così ricavati è che sono influenzati solo dalla temperatura esterna dell'aria, mentre non viene presa in considerazione la destinazione d'uso dell'edificio. È infatti indubbio che, destinazioni d'uso differenti, portino a differenti distribuzioni delle richieste energetiche per il riscaldamento ed il raffrescamento nel corso della giornata.

In letteratura sono riportati profili di carico adimensionali in funzione della destinazione d'uso. A titolo di esempio si riportano nel seguito i profili di carico adimensionali per il riscaldamento ed il raffrescamento per diverse destinazioni d'uso proposte da due autori: Ennio Macchi [15] e Michele Vio [16].

A differenza del caso precedente in cui veniva ricavato un profilo del giorno tipo per ogni mese, in questo caso si ha disposizione un profilo di carico adimensionale per il periodo di riscaldamento ed un profilo di carico per il periodo di raffrescamento.

Nel seguito vengono presentati i profili di carico adimensionali associati ad alcune destinazioni d'uso tra le più comuni: edificio residenziale (figura 4), ad uso ufficio (figura 5), albergo (figura 6) e centro commerciale (figura 7).

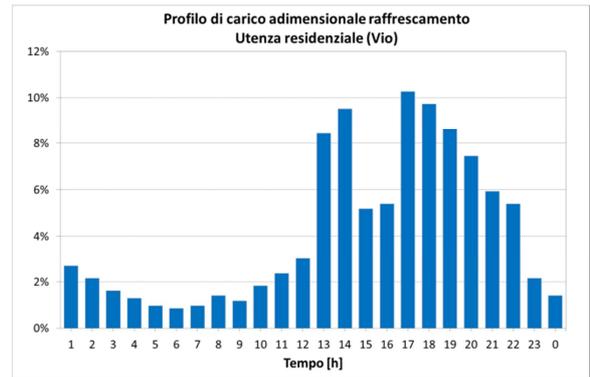
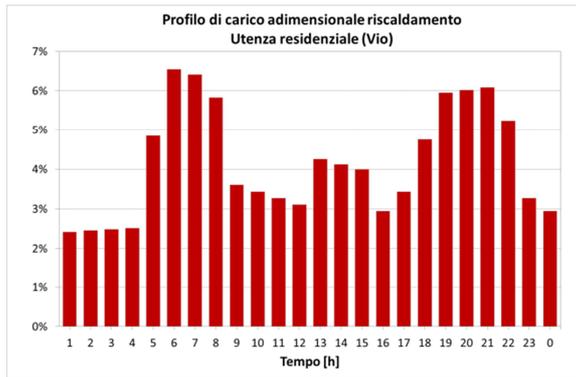
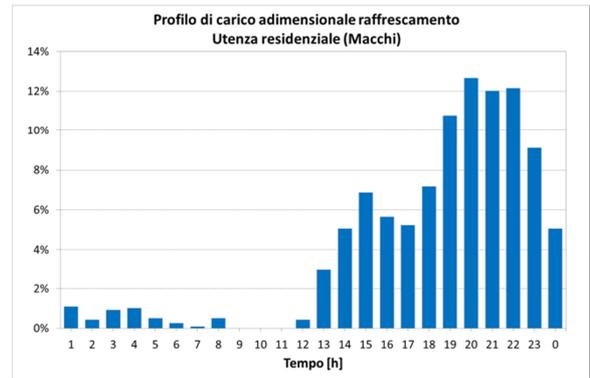
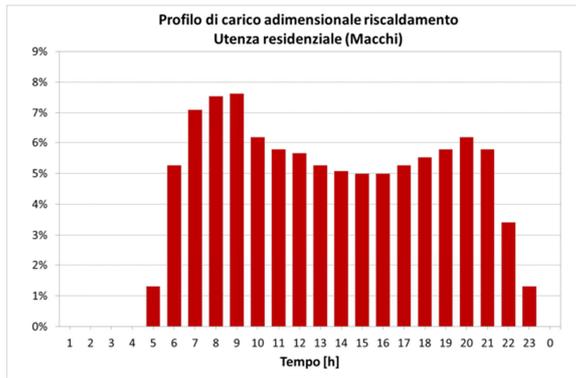


Fig.4 Profili di carico adimensionali per il riscaldamento ed il raffrescamento per utenza residenziale

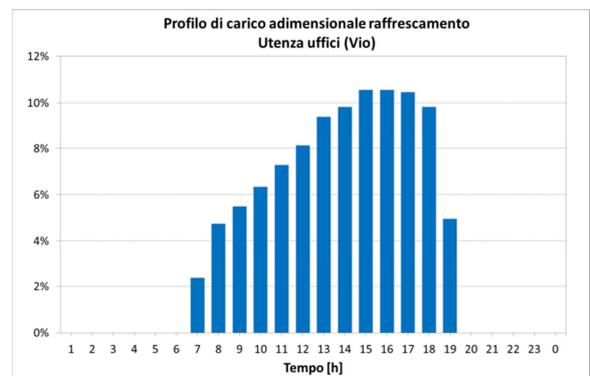
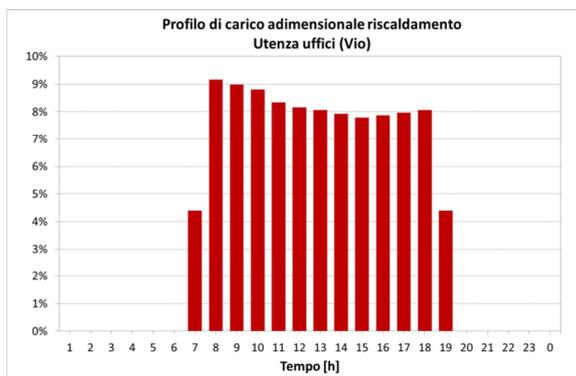
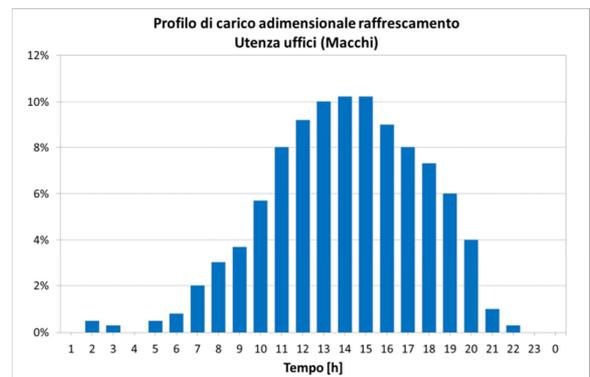
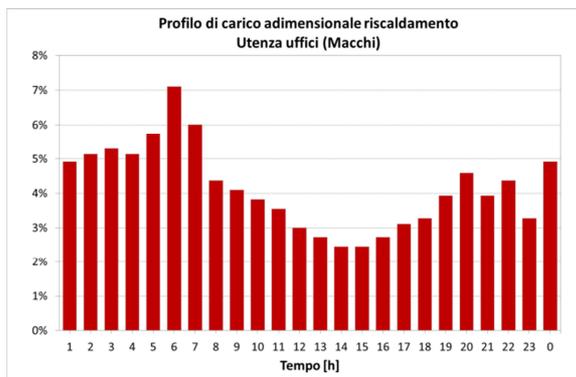


Fig.5 Profili di carico adimensionali per il riscaldamento ed il raffrescamento per utenza uffici

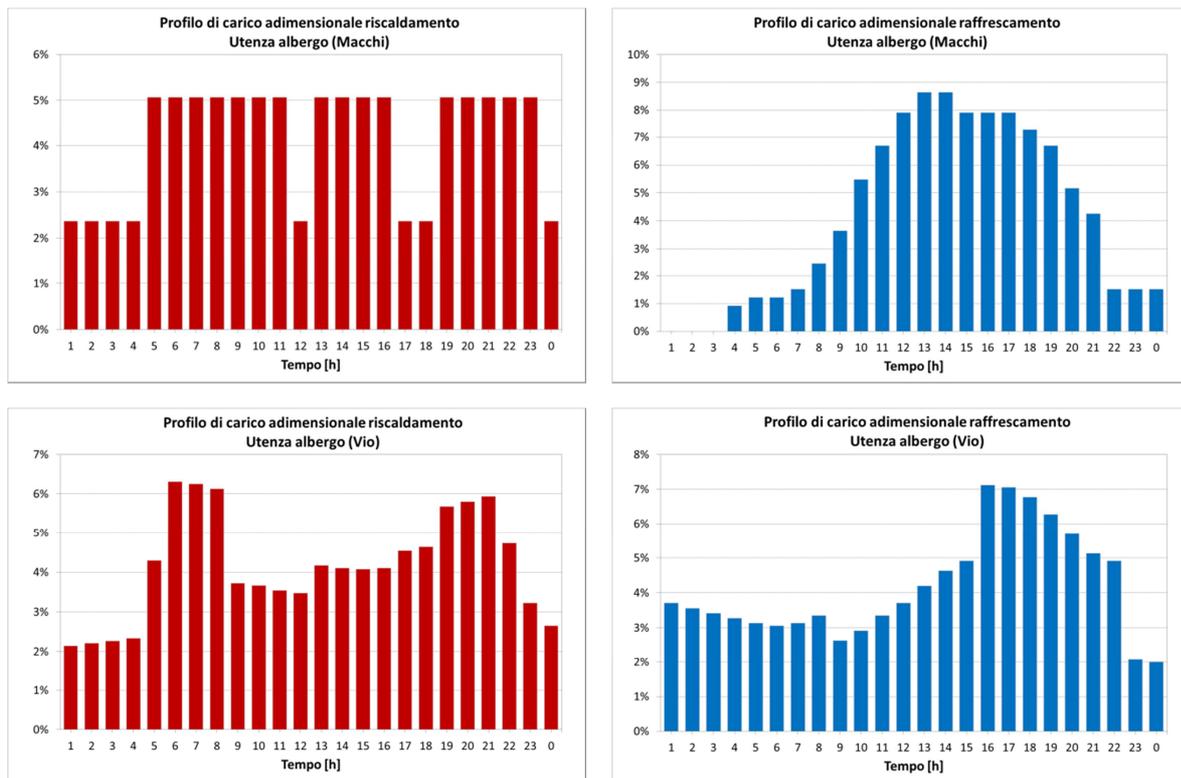


Fig.6 Profili di carico adimensionali per il riscaldamento ed il raffreddamento per utenza albergo

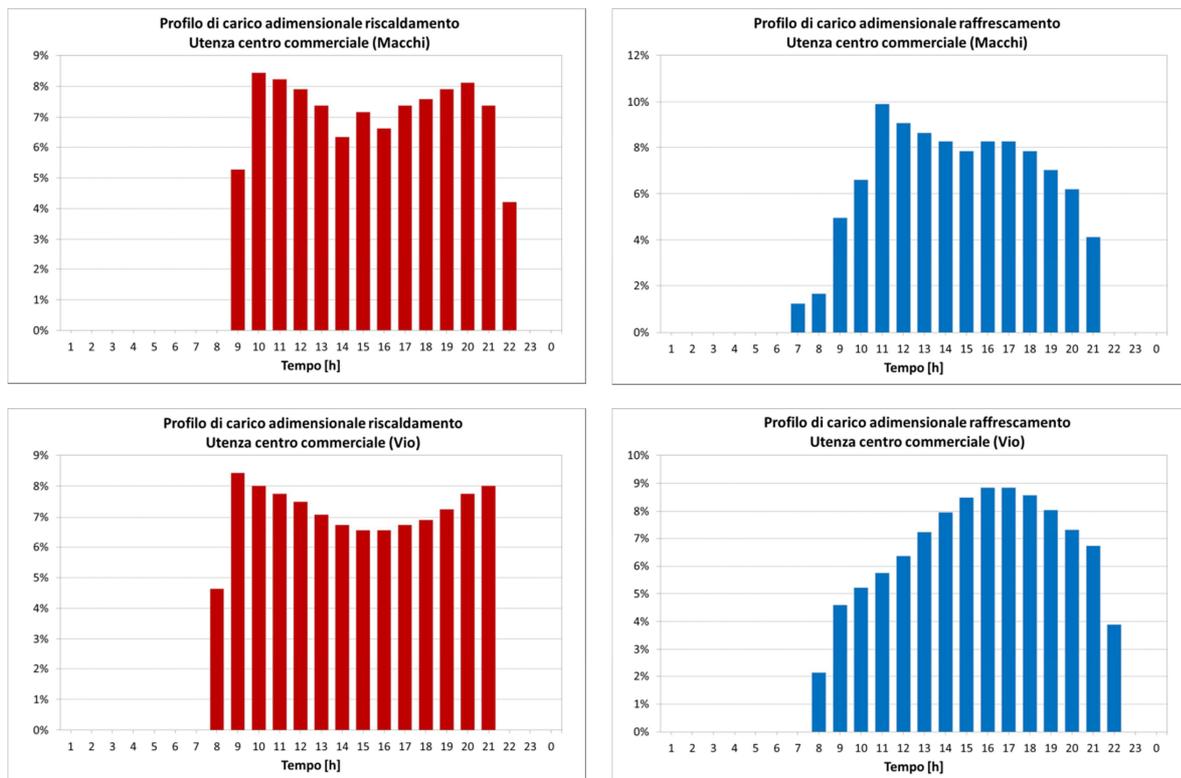


Fig.7 Profili di carico adimensionali per il riscaldamento ed il raffreddamento per utenza centro commerciale

La scelta dei profili di carico adimensionali in funzione della destinazione d'uso introduce un certo grado di arbitrarietà. In questo caso quindi, la scelta risulterà dettata dall'esperienza e del grado di sensibilità sviluppato dall'operatore.

2.1.3 Determinazione delle richieste tramite dati specifici

Riducendo ulteriormente il grado di accuratezza è possibile considerare le richieste energetiche specifiche per il riscaldamento ed il raffrescamento degli ambienti su base annuale. Una via per valutare la richiesta specifica per il riscaldamento è fornita dalla *Certificazione energetica*. La Certificazione energetica degli edifici è una procedura di valutazione prevista dalle direttive europee, 2002/91/CE "Energy Performance of Buildings Directive" [4] e 2006/32/CE "Efficienza degli usi finali dell'energia e servizi energetici" [17], in base alla quale viene calcolata la quantità di energia primaria consumata annualmente in relazione ad un uso standard dell'edificio.

All'interno del D.M. 26 giugno 2009 "Linee guida nazionali per la certificazione energetica degli edifici" [18] la prestazione energetica complessiva dell'edificio è espressa attraverso l'indice di prestazione energetica globale EP_{gl} calcolato tramite l'equazione (1).

$$EP_{gl} = EP_i + EP_{acs} + EP_e + EP_{ill} \quad (1)$$

dove:

EP_i è l'indice di prestazione energetica per la climatizzazione invernale;

EP_{acs} è l'indice di prestazione energetica per la produzione dell'acqua calda sanitaria;

EP_e è l'indice di prestazione energetica per la climatizzazione estiva;

EP_{ill} è l'indice di prestazione energetica per l'illuminazione artificiale.

Tali dati sono espressi in kWh/(m²anno) per edifici residenziali e in kWh/(m³anno) per tutte le altre tipologie di edifici. Tuttavia, ad oggi la normativa di riferimento a livello nazionale, riduce la valutazione della prestazione energetica complessiva dell'edificio alle sole richieste di energia primaria per la climatizzazione invernale (EP_i) e per la produzione dell'acqua calda sanitaria (EP_{acs}). Per la climatizzazione estiva è prevista una valutazione delle caratteristiche dell'involucro edilizio.

L'indice di prestazione energetica globale dell'edificio (EP_{gl}) si ricava utilizzando l'equazione (2).

$$EP_{gl} = EP_i + EP_{acs} \quad (2)$$

L'indice di prestazione energetica per la climatizzazione invernale EP_i , nel caso di edifici residenziali, può essere ricavato con la relazione (3).

$$EP_i = \frac{(Q_{h,H}/A_{pav})}{\eta_g} \quad (3)$$

dove:

$Q_{h,H}$ è fabbisogno di energia termica dell'edificio [kWh];

A_{pav} è la superficie utile dell'edificio [m²];

η_g è il rendimento medio stagionale.

Nota la zona climatica ed il rapporto S/V dell'edificio è possibile ricavare l'indice di prestazione energetica limite per la climatizzazione invernale $EP_{i,L}$ utilizzando i valori riportati nelle tabelle 1 e 2. Nella definizione del rapporto di forma dell'edificio S/V, S è la superficie che delimita verso l'esterno espressa in m^2 (ovvero verso ambienti non dotati di impianto di riscaldamento), V è il volume lordo riscaldato espresso in m^3 . Per valori di S/V compresi nell'intervallo $0,2 \div 0,9$ e, analogamente, per gradi giorno (GG) intermedi ai limiti delle zone climatiche riportati in tabella si procede mediante interpolazione lineare.

Tab.1 Valori limite applicabili dal 1/gennaio/2010 per edifici residenziali della classe E1 espressi in $kWh/(m^2 \text{ anno})$ [DM 11/marzo/2008].

Rapporto di forma dell'edificio S/V	ZONA CLIMATICA									
	A	B		C		D		E		F
	fino a 600 GG	a 601 GG	a 900 GG	a 901 GG	a 1400 GG	a 1401 GG	a 2100 GG	a 2101 GG	a 3000 GG	oltre 3000 GG
≤ 0.2	7.7	7.7	11.5	11.5	19.2	19.2	27.5	27.5	37.9	37.9
≥ 0.9	32.4	32.4	43.2	43.2	61.2	61.2	71.3	71.3	94.0	94.0

Tab.2 Valori limite applicabili dal 1/gennaio/2010 per tutti gli altri edifici espressi in $kWh/(m^3 \text{ anno})$ [DM 11/marzo/2008].

Rapporto di forma dell'edificio S/V	ZONA CLIMATICA									
	A	B		C		D		E		F
	fino a 600 GG	a 601 GG	a 900 GG	a 901 GG	a 1400 GG	a 1401 GG	a 2100 GG	a 2101 GG	a 3000 GG	oltre 3000 GG
≤ 0.2	1.8	1.8	3.2	3.2	5.4	5.4	7.7	7.7	10.3	10.3
≥ 0.9	7.4	7.4	11.5	11.5	15.6	15.6	18.3	18.3	25.1	25.1

Noto l'indice di prestazione energetica limite per la climatizzazione invernale e utilizzando la scala di classi energetiche (tabella 3), espressione della prestazione energetica per la climatizzazione invernale, è possibile ricavare il richiesta di energia primaria annuale massima per la climatizzazione invernale per un edificio appartenente ad una specifica classe energetica (eq. (4)).

Tab.3 Classificazione della prestazione energetica per il riscaldamento invernale

CLASSE ENERGETICA	$EP_{i,L}(Classe_i)$		
A_i+	<	$0.25 * EP_{i,L}$	$kWh/(m^2 \text{ anno})$
A_i	<	$0.50 * EP_{i,L}$	$kWh/(m^2 \text{ anno})$
B_i	<	$0.75 * EP_{i,L}$	$kWh/(m^2 \text{ anno})$
C_i	<	$1.00 * EP_{i,L}$	$kWh/(m^2 \text{ anno})$
D_i	<	$1.25 * EP_{i,L}$	$kWh/(m^2 \text{ anno})$
E_i	<	$1.75 * EP_{i,L}$	$kWh/(m^2 \text{ anno})$
F_i	<	$2.50 * EP_{i,L}$	$kWh/(m^2 \text{ anno})$
G_i	\geq	$2.50 * EP_{i,L}$	$kWh/(m^2 \text{ anno})$

$$EP_i = EP_{i,L}(Classe_i) \quad (4)$$

Dalla richiesta di energia primaria per la climatizzazione invernale, così ottenuta, nota la superficie (o il volume) dell'edificio ed il rendimento globale medio stagionale si passa alla richiesta termica annuale per la climatizzazione invernale con l'equazione (5).

$$Q_{h,H} = EP_{i,L}(Classe_i) \cdot \eta_g \cdot A_{pav} \quad (5)$$

Tale richiesta deve essere frazionata per i mesi del periodo di riscaldamento in funzione della stagionalità. L'effetto della stagionalità può essere valutato considerando la variazione della temperatura media mensile per i mesi del periodo di riscaldamento, in funzione della zona climatica. La figura 1 mostra, per diverse città italiane in zona climatica E durante il periodo di riscaldamento, l'influenza della stagionalità: in particolare si riporta il rapporto tra la differenza di temperatura di 17 °C (temperatura di bilanciamento esterna per il riscaldamento) e la temperatura media mensile ed il rispettivo valore massimo di questa differenza, valore quest'ultimo che si verifica nel mese di gennaio per tutte le città prese in considerazione (norma UNI 10349). Sulla base del valore medio di tali dati, si può stimare l'andamento del fattore di stagionalità durante i mesi di riscaldamento, riportato nella figura 2. Moltiplicando richiesta termica annuale per la climatizzazione invernale per il fattore di stagionalità del mese considerato si ottiene la richiesta termica mensile per la climatizzazione invernale.

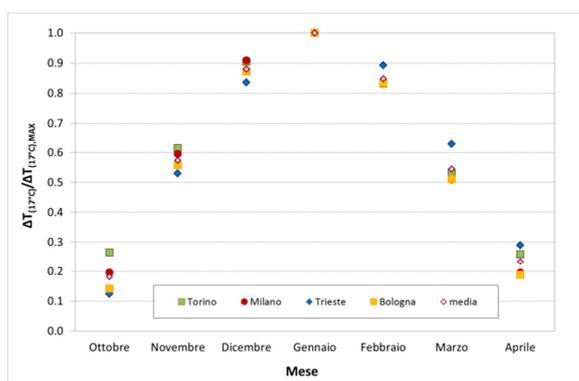


Fig.1 Andamento della differenza di temperatura (normalizzata rispetto al valore massimo) tra la temperatura di 17°C e la temperatura media mensile per il periodo di riscaldamento per diverse città italiane in zona climatica E

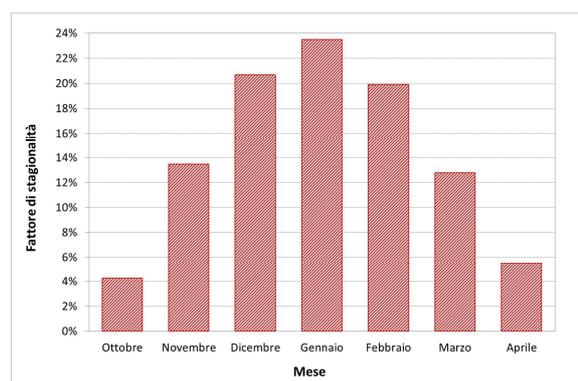


Fig.2 Fattore di stagionalità utilizzato per frazionare la richiesta termica annuale (zona climatica E)

Una volta ricavata la richiesta termica mensile per il riscaldamento degli ambienti, dividendo per il numero di giorni che compongono il mese si ottiene la richiesta media giornaliera. Successivamente, utilizzando i profili di carico orari presentati in precedenza è possibile ricavare la richiesta oraria per il riscaldamento degli ambienti.

Per valutare la richiesta specifica annuale per il raffrescamento si possono considerare dati di letteratura. Anche in questo caso, una volta individuata la richiesta specifica annuale per il raffrescamento estivo, questo andrà frazionato per i mesi estivi in funzione della stagionalità. La figura 3 mostra, per diverse città italiane in zona climatica D durante i mesi estivi, l'influenza della stagionalità: in particolare si riporta il rapporto tra la differenza tra la temperatura media mensile e la temperatura di 23 °C (temperatura di bilanciamento esterna per il raffrescamento) ed il rispettivo valore massimo di questa differenza, valore quest'ultimo che si verifica nel mese di Luglio per tutte le

città prese in considerazione (norma UNI 10349). Rispetto al caso del riscaldamento, durante i mesi estivi si osserva una maggiore dispersione dei risultati. Sulla base del valore medio di tali dati, si può stimare l'andamento del fattore di stagionalità durante i mesi estivi, riportato nella figura 4. Moltiplicando richiesta termica annuale per la climatizzazione invernale per il fattore di stagionalità del mese considerato si ottiene la richiesta termica mensile per la climatizzazione invernale.

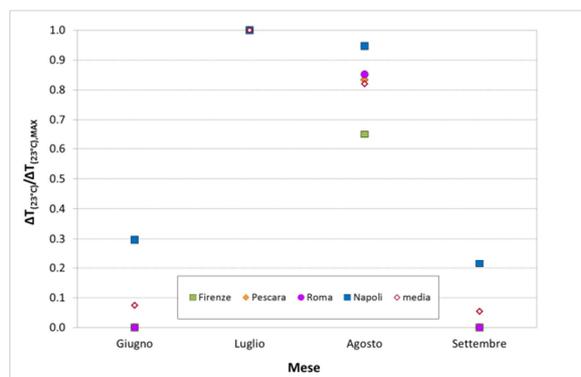


Fig.3 Andamento della differenza di temperatura (normalizzata rispetto al valore massimo) tra la temperatura media mensile e la temperatura di 23°C durante i mesi estivi per diverse città italiane in zona climatica D

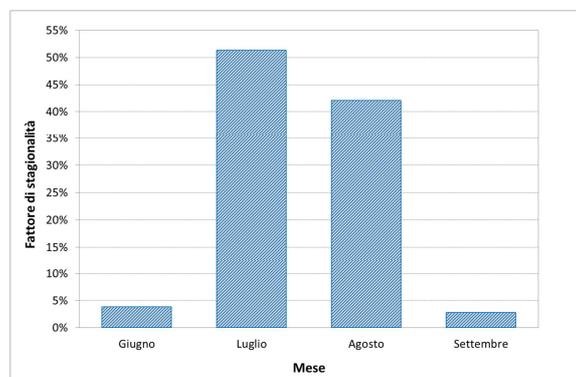


Fig.4 Fattore di stagionalità utilizzato per frazionare la richiesta per il raffrescamento annuale (zona climatica D)

Una volta ricavato il consumo mensile per il raffrescamento degli ambienti dividendo per il numero di giorni che compongono il mese si ottiene la richiesta media giornaliera. Successivamente, utilizzando i profili di carico orari presentati in precedenza è possibile ricavare la richiesta oraria giornaliera per il raffrescamento degli ambienti.

2.2 Richieste energetiche per acqua calda sanitaria

La richieste energetica per l'acqua calda sanitaria può essere ricavata: direttamente tramite misure, utilizzando codici di calcolo oppure ricorrendo a dati specifici provenienti da letteratura scientifica.

2.2.1 Determinazione delle richieste tramite misure

Disponendo delle misurazioni temporali (base oraria o inferiore) delle richieste energetiche si ottiene un'informazione dettagliata della loro distribuzione temporale nell'arco delle ventiquattro ore della giornata. Le misurazioni quindi, pur richiedendo tempi lunghi di determinazione, rappresentano la metodologia più accurata per condurre l'analisi energetica dell'utenza considerata.

2.2.2 Determinazione delle richieste tramite codici di calcolo

È possibile avvalersi di software per il calcolo della richiesta energetica per la produzione di acqua calda sanitaria. A tale scopo possono essere impiegati sia codici di calcolo dinamici (es. Energy Plus) che stazionari (es. EdilClima, MC4). I primi forniscono l'andamento orario o suborario della richiesta energetica per acqua calda sanitaria durante il corso dell'anno. I codici di calcolo stazionari, sviluppati per la certificazione energetica, ricalcano la metodologia proposta nella norma tecnica 11300 – Parte

2. In base a tale norma l'energia termica richiesta annualmente associata all'acqua calda sanitaria è ricavabile a partire dal dato relativo al fabbisogno giornaliero specifico, espresso in l/giorno e differenziato in base alle destinazioni d'uso dell'edificio. L'energia termica richiesta annua per produrre acqua calda sanitaria $Q_{h,W}$, espressa in [Wh] è ricavabile tramite l'equazione (1).

$$Q_{h,W} = \rho \cdot c \cdot V_W \cdot (\theta_{er} - \theta_0) \cdot G \quad (1)$$

dove:

ρ è la massa volumica dell'acqua [kg/m^3];

c è il calore specifico dell'acqua (pari a $1.162 \text{ Wh}/\text{kg}^\circ\text{C}$);

V_W è il volume di acqua richiesta durante il periodo di calcolo [m^3/G];

θ_{er} è la temperatura di erogazione [$^\circ\text{C}$];

θ_0 è la temperatura di ingresso dell'acqua fredda sanitaria [$^\circ\text{C}$];

G è il numero di giorni del periodo di calcolo.

I volumi di acqua calda sanitaria sono riferiti convenzionalmente ad una temperatura di erogazione di 40°C e ad una temperatura di ingresso di 15°C . I valori del fabbisogno giornaliero specifico a sono riferiti a dati medi giornalieri. Il volume dell'acqua richiesta è ricavato utilizzando l'espressione (2).

$$V_W = a \cdot N_u \quad (2)$$

dove:

a è il fabbisogno giornaliero specifico [l/giorno];

N_u è il parametro che dipende dalla destinazione d'uso dell'edificio. Per abitazioni il valore N_u è il valore della superficie utile dell'abitazione; valori per destinazioni d'uso diverse sono riportati nella norma UNI/TS 11300 – Parte 2.

Al fine di distribuire su base oraria tale richiesta energetica la normativa UNI/TS 11300 – Parte 4 suggerisce di distribuire la richiesta giornaliera utilizzando un profilo di carico adimensionale, riportato in figura 1.

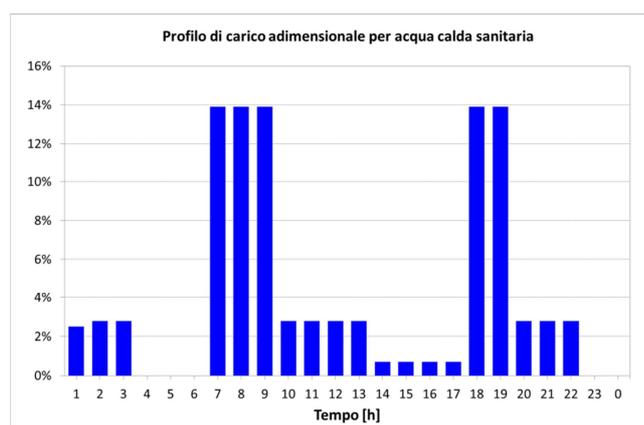


Fig.1 Profilo di carico adimensionale per acqua calda sanitaria per utenza residenziale secondo la normativa 11300-4

In letteratura sono riportati profili di carico adimensionali in funzione della destinazione d'uso. A titolo di esempio, si riportano i profili proposti da due autori: Ennio Macchi [15] e Michele Vio [16].

Nel seguito vengono presentati i profili di carico relativi ad alcune destinazioni d'uso tra le più comuni: edificio residenziale (figura 2), ad uso ufficio (figura 3), albergo (figura 4) e centro commerciale (figura 5).

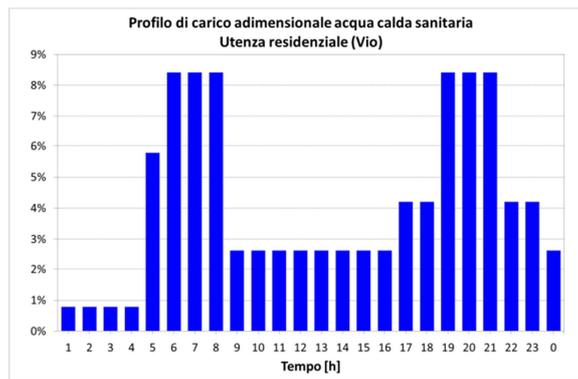
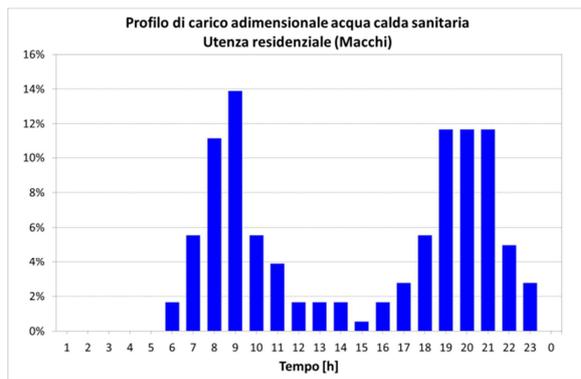


Fig.2 Profili di carico adimensionali per acqua calda sanitaria per utenza residenziale

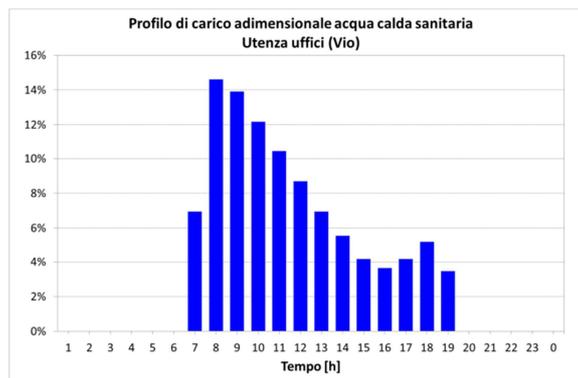
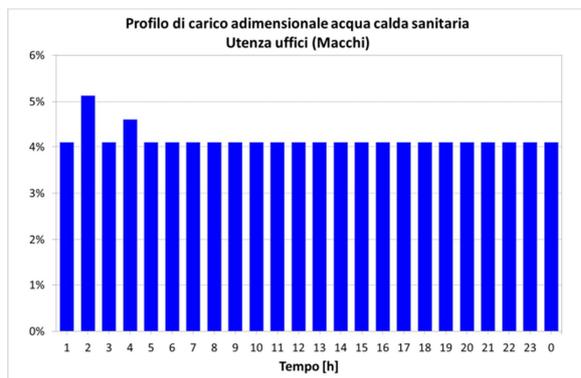


Fig.3 Profili di carico adimensionali per acqua calda sanitaria per utenza uffici

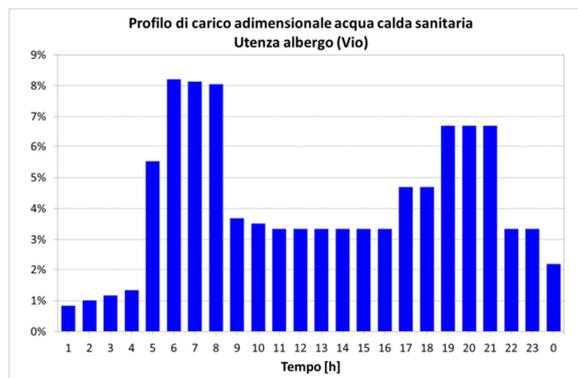
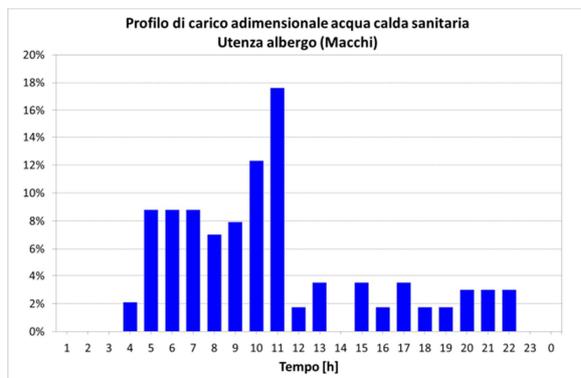


Fig.4 Profili di carico adimensionali per acqua calda sanitaria per utenza albergo

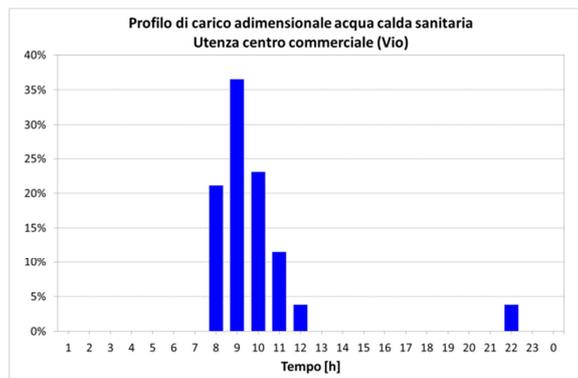
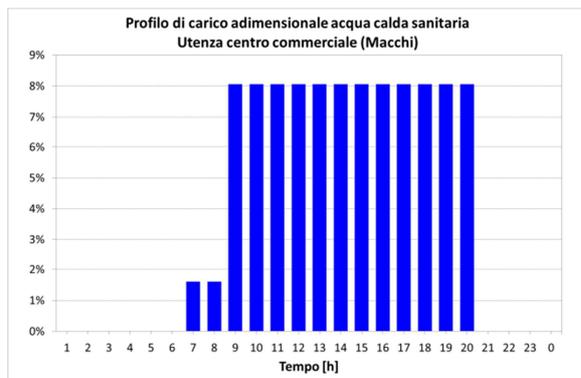


Fig.5 Profili di carico adimensionali per acqua calda sanitaria per utenza centro commerciale

La scelta dei profili di carico adimensionali in funzione della destinazione d'uso introduce un certo grado di arbitrarietà. In questo caso quindi, la scelta risulterà dettata dall'esperienza e del grado di sensibilità sviluppato dall'operatore.

2.2.3 Determinazione delle richieste tramite dati specifici

Riducendo ulteriormente il grado di accuratezza è possibile considerare richieste specifiche per l'acqua calda sanitaria su base annuale. Una via per valutare la richiesta specifica per l'acqua calda sanitaria (acs) è fornita dalla *Certificazione energetica*.

L'indice di prestazione energetica, espresso in (kWh/m²anno), per la produzione dell' acqua calda per usi igienici e sanitari EP_{acs} può essere ricavato dall'equazione (1).

$$EP_{acs} = \frac{(Q_{h,W}/A_{pav})}{\eta_g} \quad (1)$$

dove:

$Q_{h,W}$ è l'energia termica richiesta annua per produrre acqua calda sanitaria alla temperatura desiderata (riferita a 365 giorni di utilizzo) [kWh];

A_{pav} è la superficie utile dell'edificio [m²];

η_g è il rendimento medio stagionale.

Utilizzando la scala di classi energetiche (tabella 1), espressione della prestazione energetica per l'acqua calda sanitaria, è possibile ricavare il richiesta di energia primaria annuale massima per la produzione di acqua calda sanitaria $EP_{acs,L}$ per un edificio appartenente ad una specifica classe energetica (eq. (2)).

Tab.1 Classificazione della prestazione energetica per l'acqua calda sanitaria

CLASSE ENERGETICA	$EP_{acs,L}(Classe_i)$		
A_i+	<	5.6	kWh/(m ² anno)
A_i	<	11.2	kWh/(m ² anno)
B_i	<	16.8	kWh/(m ² anno)
C_i	<	22.4	kWh/(m ² anno)
D_i	<	27.9	kWh/(m ² anno)
E_i	<	39.1	kWh/(m ² anno)
F_i	<	55.9	kWh/(m ² anno)
G_i	≥	55.9	kWh/(m ² anno)

$$EP_{acs} = EP_{acs,L}(Classe_i) \quad (2)$$

Dalla richiesta di energia primaria per l'acqua calda sanitaria, così ottenuta, nota la superficie dell'edificio ed il rendimento globale medio stagionale si passa alla richiesta termica annuale per la produzione di acqua calda sanitaria tramite l'espressione (3).

$$Q_{h,W} = EP_{acs,L}(Classe_i) \cdot \eta_g \cdot A_{pav} \quad (3)$$

Tale richiesta termica deve essere frazionata per i mesi dell'anno: per l'acqua calda sanitaria è possibile supporre una distribuzione uniforme nel corso dell'anno.

Una volta ricavata la richiesta termica giornaliera per il riscaldamento degli ambienti, utilizzando i profili di carico orari presentati in precedenza è possibile ricavare la richiesta oraria per la produzione di acqua calda sanitaria.

2.3 Richieste energetiche per illuminazione e apparecchiature elettriche

Le richieste energetiche per l'illuminazione e altre apparecchiature elettriche può essere ricavata: direttamente tramite misure, utilizzando codici di calcolo oppure ricorrendo a dati specifici provenienti da letteratura scientifica. La richiesta elettrica si compone di tre voci principali:

- Illuminazione degli ambienti;
- Apparecchiature elettriche (differenziate a seconda della destinazione d'uso);
- Sistemi di movimentazione eventuali (ascensori).

2.3.1 Determinazione delle richieste tramite misure

Le misurazioni sono più comuni per quanto riguarda le richieste elettriche rispetto alle altre richieste (figura 1). Attraverso le misure della domanda di energia per mezzo di contatori si ottiene un'informazione dettagliata delle richieste complessive di elettricità per illuminazione ed altre apparecchiature elettriche nell'arco delle ventiquattro ore della giornata.

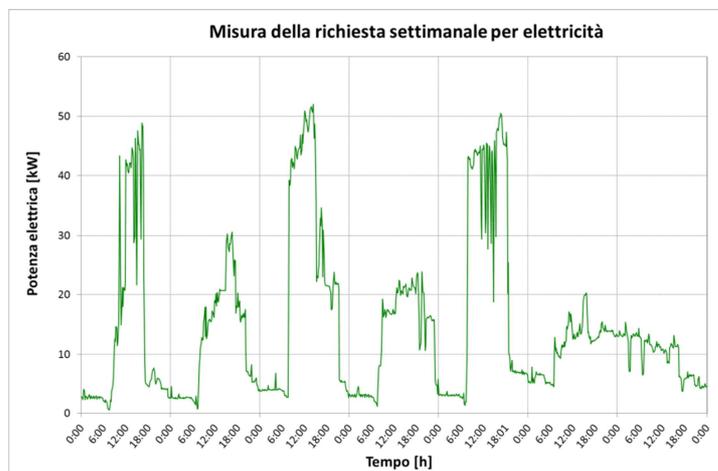


Fig.1 Esempio di andamento settimanale delle richieste energetica per elettricità

Le misurazioni, pur richiedendo tempi lunghi di determinazione, rappresentano la metodologia più accurata per condurre l'analisi energetica dell'utenza presa in considerazione.

2.3.2 Determinazione delle richieste tramite codici di calcolo

Sono disponibili differenti software per stabilire il fabbisogno di energia elettrica per l'illuminazione (es. Daysim, Lightswitch, Adeline, Energy Plus). Tali software necessitano generalmente di introdurre come parametri di input: la potenza installata per illuminazione (W oppure W/m^2), l'illuminamento di

riferimento in funzione dell'attività svolta (lux) e l'orario di inizio e fine attività. Essi restituiscono come output l'energia elettrica consumata per l'illuminazione. L'illuminamento di riferimento in funzione dell'attività svolta, espresso in lux, può essere ricavato utilizzando la norma tecnica UNI EN 12464-1 *Illuminazione dei posti di lavoro*.

2.3.3 Determinazione delle richieste tramite dati specifici

Riducendo ulteriormente il grado di accuratezza è possibile considerare le richieste energetiche specifiche per illuminazione e apparecchiature elettriche.

Per l'illuminazione: nota la potenza installata per illuminazione (kW oppure kW/m²), ipotizzando il tempo di utilizzo in base alla destinazione d'uso degli ambienti (h/anno), è possibile ricavare la richiesta annuale di elettricità per illuminazione (kWh/anno oppure kWh/m²anno).

In riferimento alle richieste di elettricità per apparecchiature elettriche:

- Per hardware e attrezzature informatiche (computer, monitor, stampanti, fax, fotocopiatrici, scanner, ecc) è possibile fare riferimento all'etichettatura *Energy Star* introdotta dall'Agenzia statunitense per la protezione dell'ambiente. Per ogni tipologia di prodotto al sito www.eu-energystar.org/it, in base allo specifico utilizzo, è possibile ottenere il consumo di elettricità in kWh/anno.
- Per i grandi elettrodomestici (frigocongelatore, lavastoviglie, lavatrice, ecc) è possibile utilizzare le informazioni provenienti dall'etichettatura energetica *Energy label*. Per ogni tipo di elettrodomestico, sotto precise ipotesi di funzionamento, viene fornito in base alla classe energetica dell'elettrodomestico un intervallo di consumi di elettricità espressi in kWh/anno. I valori fanno riferimento a condizioni di lavoro standard.

Per la valutazione dell'energia richiesta per il loro funzionamento di sistemi di movimentazione (ascensori, montacarichi, ecc) è possibile utilizzare il report *Energy-Efficient Elevators and Escalator* [19] progetto supportato dalla Commissione Europea nell'ambito del *Intelligent Energy Europe Programme*. In base al tipo di sistema di movimentazione, ipotizzando un numero di cicli di funzionamento annuale, è possibile avere una stima del consumo annuale di elettricità espresso in (kWh/anno).

Una volta realizzata la somma delle richieste specifiche per illuminazione d'ambienti, apparecchiature elettriche e sistemi di movimentazione, è possibile ipotizzare una distribuzione uniforme della richieste di elettricità per i giorni di occupazione degli ambienti.

La distribuzione oraria del carico elettrico può essere realizzata utilizzando i profili di carico adimensionali in funzione della destinazione d'uso riportati in letteratura. A titolo di esempio si riportano nel seguito i profili di carico adimensionali per illuminazione ed altre apparecchiature elettriche per diverse destinazioni d'uso proposte da due autori: Ennio Macchi [15] e Michele Vio [16].

Per omogeneità di rappresentazione sono riportati i profili di carico adimensionali per le utenze presentate per le precedenti richieste energetiche: edificio residenziale (figura 1), ad uso ufficio (figura 2), albergo (figura 3), e centro commerciale (figura 4).

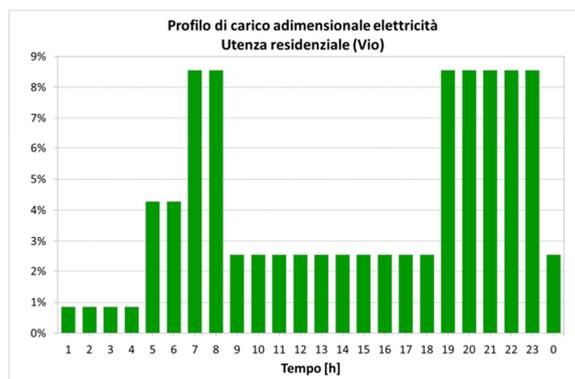
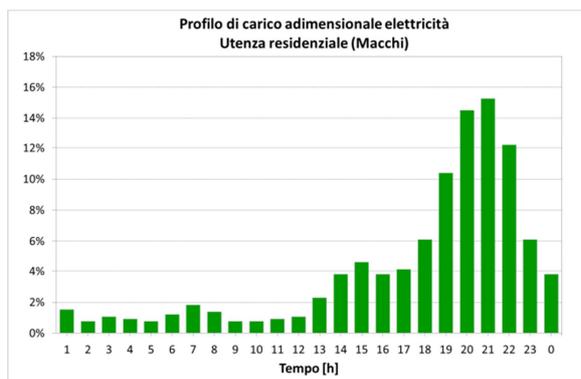


Fig.1 Profili di carico adimensionali elettricità per utenza residenziale

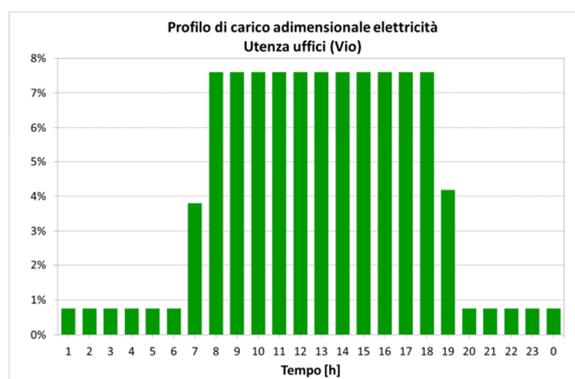
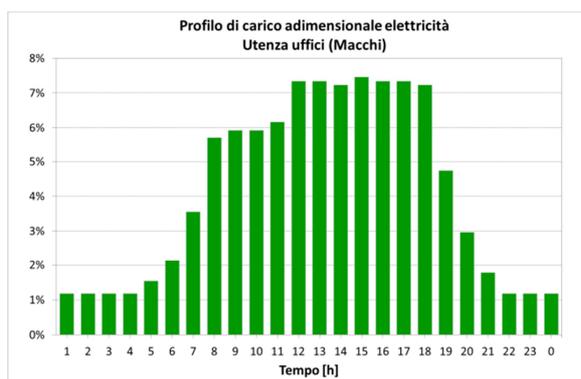


Fig.2 Profili di carico adimensionali elettricità per utenza uffici

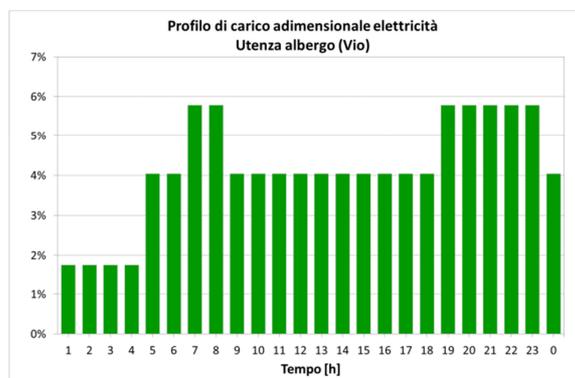
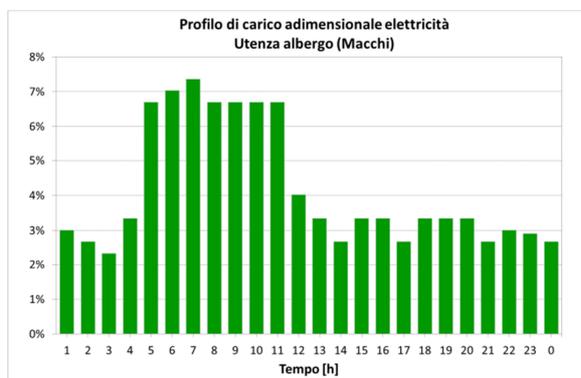


Fig.3 Profili di carico adimensionali elettricità per utenza albergo

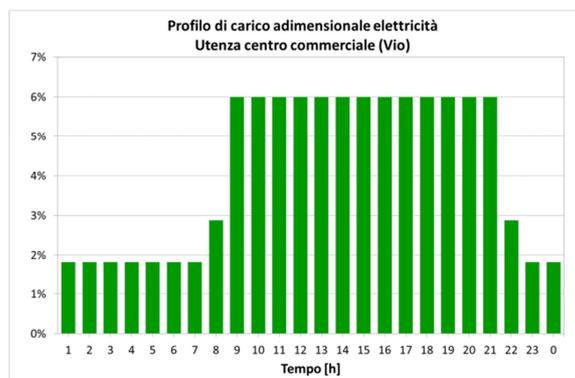
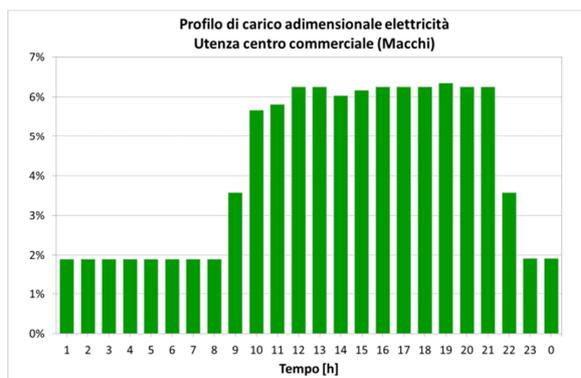


Fig.4 Profili di carico adimensionali elettricità per utenza centro commerciale

3. I sistemi di generazione

In questo capitolo verranno presentate le tecnologie per la generazione del calore, dell'energia frigorifera e dell'elettricità per il soddisfacimento delle richieste energetiche di edifici nel settore civile. Tra le tecnologie prese in considerazione vi saranno quelle alimentate a combustibili fossili, ad energia elettrica, per mezzo del calore prodotto da altri sistemi e quelle che sfruttano parzialmente o totalmente energie rinnovabili.

Per ogni tecnologia verrà presentato brevemente il principio di funzionamento e la principali tipologie di soluzioni commercialmente disponibili, cui farà seguito la definizione delle grandezze utilizzate per la valutazione delle prestazioni energetiche della specifica tecnologia. Per alcuni sistemi di generazione è stata condotta un'analisi dei prodotti presenti sul mercato ed è riportato l'elenco dei dati di targa riguardanti potenza ed efficienza del sistema di generazione.

3.1 Solare termico [20-21]

Gli impianti solari termici sono rappresentati dai dispositivi di conversione dell'energia solare in energia termica attraverso il riscaldamento di acqua, o altri fluidi di processo. L'attuale impiego prevalente è senz'altro legato alla produzione di acqua calda sanitaria, ma risultano in progressiva diffusione le applicazioni degli impianti solari termici per il settore del riscaldamento degli ambienti e della produzione di energia termica da utilizzare in macchine ad assorbimento per la produzione di freddo.

La modalità di funzionamento prevede la presenza di un collettore che, riscaldato dalla radiazione solare diretta, trasferisce il calore al fluido che circola al suo interno. Il fluido convoglia il calore direttamente alle utenze oppure lo fa passare attraverso sistemi di accumulo.

Esistono diversi tipi di collettori solari; la scelta della tipologia dipende essenzialmente dalla temperatura operativa del fluido richiesta e dalle caratteristiche dell'utenza.

I **collettori vetrati piani** (Flat Plate Collector - FPC), sono essenzialmente costituiti da una copertura in vetro, una piastra captante (assorbitore) isolata termicamente nella parte inferiore e lateralmente, il tutto contenuto all'interno di una cassa metallica o di plastica. La radiazione solare penetra attraverso la lastra trasparente e colpisce la piastra captante sottostante. La superficie della piastra è opportunamente trattata in modo da essere selettiva rispetto al tipo di radiazione; essa infatti presenta un'elevata assorbenza in corrispondenza della luce visibile proveniente dal Sole e una bassa remissività alla radiazione infrarossa generata dal riscaldamento della piastra. Sul retro dell'assorbitore, viene fatta passare una serpentina di rame che trasmette il calore raccolto al fluido termovettore (acqua) che scorre al suo interno, raggiungendo temperature comprese tra i 40÷60 °C. Per tipologia di costruzione sono disponibili molte soluzioni distinte per la selettività dell'assorbitore e per l'utilizzo di materiali diversi.

I **collettori a tubi evacuati** (Evacuated Tube Collector - ETC) sono composti da una serie di tubi, ciascuno dei quali è costituito da un tubo di vetro all'interno del quale è presente un tubo di acciaio. Tra il tubo di acciaio (interno) e il tubo di vetro (esterno) è praticato il vuoto, il quale impedisce la trasmissione di calore per conduzione. L'assenza di perdite per conduzione rende questi collettori più efficienti rispetto ai collettori a piastra. Per tale ragione, questi collettori sono particolarmente indicati

per applicazioni a media temperatura (fra 60 °C e 80 °C, a seconda della temperatura esterna). Le prestazioni dei collettori solari a tubi evacuati possono essere incrementate sfruttando le maggiori efficienze di trasferimento del calore associate ai cicli di cambiamento di fase liquido-vapore per determinate sostanze: è il caso dei collettori a tubo di calore (heat pipe). In questo particolare tipo di collettori, le canalizzazioni all'interno dei singoli elementi sono costituite da un unico tubo di calore all'interno del quale è presente un fluido basso-bollente. Per effetto dell'irraggiamento solare, il fluido contenuto all'interno dei tubi evapora e risale verso l'estremità, dove attraverso uno scambiatore a condensazione cede il proprio calore, sotto forma di calore latente, all'acqua. Una volta condensato, il fluido ritorna verso il basso. Il fluido termovettore è solitamente metanolo o isobutano.

A loro volta i FPC ed i ETC sono distinguibili in impianti a circolazione naturale e a circolazione forzata. Quelli a circolazione naturale prevedono un serbatoio di accumulo posizionato più in alto del pannello e nelle sue immediate vicinanze. Sono più affidabili e meno costosi, il serbatoio collocato in alto risulta antiestetico e richiede un'adeguata verifica del carico sostenibile dalla copertura dell'edificio. Inoltre le inevitabili dispersioni termiche del serbatoio, per quanto coibentato, ne sconsigliano l'uso in località con temperature notturne piuttosto rigide. Negli impianti a circolazione forzata intervengono delle pompe a rendere possibile la circolazione nel momento in cui nei pannelli il fluido vettore si trova ad una temperatura più elevata rispetto a quella dell'acqua del serbatoio di accumulo. Quest'ultimo può perciò essere posizionato all'interno. La maggiore velocità del fluido permette un maggiore scambio termico e porta ad un rendimento del pannello leggermente superiore. Tuttavia aumenta il consumo elettrico richiesto dalla pompa di circolazione; nonostante ciò i sistemi a circolazione forzata risultano i più diffusi.

I **collettori a concentrazione** usano dei dispositivi ottici riflettori o rifrattori per aumentare la radiazione incidente sulla superficie assorbente. A parità di irraggiamento solare, una densità di energia più elevata comporta un'area assorbente più piccola e quindi anche minori perdite verso l'esterno. Con i sistemi a concentrazione si possono ottenere temperature più elevate. I sistemi a concentrazione solare possono utilizzare diversi tipi di collettori:

- Compound Parabolic Collectors (CPC): collettore stazionario (temperatura max 80 ÷ 120 °C);
- Linear Fresnel Collectors (Fresnel): collettore ad inseguimento (temperatura max 100 ÷ 400 °C);
- Parabolic Trough Collectors (PTC): collettore ad inseguimento (temperatura max 100 ÷ 200 °C).

Per il funzionamento dei collettori ad inseguimento è necessario che l'angolo fra la direzione dei raggi solari e la normale alla superficie riflettente non superi stretti limiti. La radiazione solare viene concentrata sull'elemento di raccolta delle energia termica (tubo ricevitore o Heat Collecting Element - HCE) posto sull'asse dei fuochi delle sezioni del collettore. Il fluido termovettore viene fatto circolare all'interno dei tubi ricevitori con la funzione di trasportare il calore assorbito che potrà essere utilizzato per la produzione di energia elettrica o termica. I collettori solari vengono quindi orientati inseguendo continuamente la posizione del Sole nel suo moto apparente. Tali tipi di impianti necessitano di un sistema di tracking (inseguimento) solare che muove il collettore in modo da ridurre l'angolo fra il Sole e la normale alla superficie riflettente.

Non tutta l'energia incidente sul collettore può tuttavia essere sfruttata a causa delle perdite che si verificano nel collettore. Tali perdite sono sia di tipo radiativo sia di tipo conduttivo, causate quindi dallo scambio termico con l'aria esterna ed i sostegni. Pur in presenza di notevoli differenze in relazione alla tipologia del collettore considerato, il rendimento del pannello è dipendente dalla

temperatura esterna T_a , dall'irraggiamento solare globale G e dalla temperatura media del collettore stesso T_m . Per la determinazione del rendimento è possibile considerare l'espressione (1).

$$\eta = \eta_0 - k \cdot \left(\frac{T_m - T_a}{G} \right) \quad (1)$$

Dove η_0 è l'efficienza ottica che solitamente risulta dell'ordine di 0.75÷0.85, la costante k assume valori dell'ordine 3÷5 W/m²K, essendo i valori più bassi tipici dei collettori sotto vuoto e quelli più elevati tipici di collettori vetrati. In base alla relazione (4.7) risulta evidente che il rendimento del collettore varia nel corso dell'anno sia perché cambiano le temperature dell'aria esterna sia perché cambia l'irraggiamento solare. Inoltre il rendimento del collettore dipende notevolmente anche dalla temperatura interna del collettore stesso, a sua volta influenzata dalla radiazione solare. Nel caso in cui le temperature interne del collettore siano elevate, il termine di perdita può essere più efficacemente esprimibile introducendo anche un termine quadratico, come riportato nell'espressione (2).

$$\eta = \eta_0 - k_1 \cdot \left(\frac{T_m - T_a}{G} \right) - k_2 \cdot G \cdot \left(\frac{T_m - T_a}{G} \right)^2 \quad (2)$$

3.2 Solare fotovoltaico [20-21]

La cella fotovoltaica converte direttamente la radiazione solare in energia elettrica e rappresenta l'elemento base con il quale vengono realizzati gli impianti fotovoltaici. Il principio fisico su cui si basa il funzionamento di questi dispositivi è l'effetto fotovoltaico, in relazione al quale la radiazione solare che incide sulla superficie di un semiconduttore determina il passaggio di alcuni elettroni dalla banda di valenza a quella di conduzione. In questo modo all'interno della cella fotovoltaica si crea una coppia elettrone-lacuna, rispettivamente dotati di carica elettrica negativa e positiva. Tali cariche elettriche vengono poi opportunamente instradate in un circuito elettrico grazie alla particolare configurazione della cella, originando così una corrente elettrica nel caso in cui il circuito elettrico venga chiuso con un carico (utenza).

Le celle fotovoltaiche attualmente commercializzate vengono per la maggior parte realizzate in silicio, spesso derivante dagli scarti dell'industria elettronica, in quanto per la produzione di celle non servono gradi di purezza elevati.

Le **celle in silicio cristallino** possono avere una struttura molecolare monocristallina o policristallina. Nella struttura monocristallina gli atomi sono orientati nello stesso verso e legati gli uni agli altri nello stesso modo; in quella policristallina essi sono aggregati in piccoli grani monocristallini orientati in maniera disordinata. L'efficienza delle celle in silicio monocristallino è circa 16÷17 %, contro il 14÷15 % del silicio policristallino, e consente di avere una minore superficie occupata a parità di potenza, ma un costo superiore rispetto al silicio policristallino.

Le **celle a film sottile in silicio amorfo** sono ricavate depositando un sottile strato di semiconduttore su un supporto plastico o su un substrato polimerico. Per quanto riguarda i materiali non viene impiegato silicio puro, ma alcuni suoi composti con l'idrogeno. Attraverso questo processo si abbattano i costi di produzione, in quanto il materiale semiconduttore richiesto è enormemente inferiore rispetto agli altri casi (spessore di circa 1 μm). Uno dei principali vantaggi nell'utilizzo del silicio amorfo consiste nella

possibilità di costruire strutture flessibili, con evidenti vantaggi in termini di installazione. D'altro canto l'efficienza raggiungibile da questo tipo di celle è ancora molto bassa, circa 6÷8 %.

Vi sono poi **celle a film sottile realizzati con materiali innovativi**, aventi gli stessi vantaggi dei *thin film* in silicio amorfo, ma realizzate con materiali che consentono di ottenere efficienze superiori. Due diverse soluzioni prevedono l'utilizzo di diselenurio di indio e rame e tellururo di cadmio. I valori dell'efficienza sono dell'ordine del 10÷12 %. Ancora in fase di sviluppo sono i film a policristalli di arsenurio di gallio e di arsenurio di gallio e alluminio, caratterizzati da un'efficienza attorno al 30%, ma penalizzati da costi di produzione elevatissimi, che trovano giustificazione solo per applicazioni spaziali. Per tutte le tipologie di celle, poiché ogni cella fornisce una potenza dell'ordine di alcuni W, i moduli fotovoltaici vengono realizzati assemblando più celle in serie al fine di aumentare la tensione, mentre la corrente circolante è la stessa (vedi espressione (1)).

$$\begin{cases} I = I_1 = I_2 = \dots = I_N \\ V = \sum_{i=1}^N V_i \end{cases} \quad (1)$$

I moduli commerciali hanno un numero di celle compreso fra 36 e 72, con corrispondenti valori di tensione di circa 15÷20 V e 30÷40 V, rispettivamente, e potenze di 80÷90 W e 160÷180 W.

A partire dal rendimento della cella η_C si può determinare quello del modulo in condizioni di riferimento utilizzando le equazioni (2) e (3).

$$\eta_{M,rif} = \eta_C \cdot f_R \cdot f_P \quad (2)$$

con:

$$f_R = \frac{N_C \cdot A_C}{A_M} \quad (3)$$

Dove N_C è il numero di celle presenti nel modulo, A_C è l'area di ciascuna cella e A_M è l'area del modulo. Il fattore f_R risulta circa 0.8 per celle circolari e circa 0.9 per celle rettangolari smussate. Il fattore f_P invece tiene conto delle dissipazioni lungo i cavi di collegamento delle celle, assumendo un valore dell'ordine di 0.95. Il rendimento del modulo risulta pertanto inferiore al rendimento della cella: il rendimento dei moduli composti da celle in silicio monocristallino e policristallino è pari a circa 12÷14 % mentre per moduli costituiti da celle in silicio amorfo è dell'ordine del 5÷6 %. Il rendimento del modulo dipende notevolmente dalle condizioni ambientali. Sperimentalmente i costruttori individuano specifiche correlazioni, come l'equazione (4), che consentono di valutare il rendimento effettivo del modulo η_M a partire da quello determinato in condizioni di riferimento.

$$\eta_M = \eta_{M,rif} \cdot [1 - \beta \cdot (T_C - T_{rif})] \quad (4)$$

Dove β assume valori dell'ordine di 0.004÷0.005 °C⁻¹ per celle in silicio monocristallino e policristallino e di circa 0.001 °C⁻¹ per celle di silicio amorfo. Il rendimento di un modulo fotovoltaico diminuisce pertanto all'aumentare della temperatura operativa della cella T_C . La temperatura operativa della cella è a sua volta funzione della temperatura media dell'aria esterna T_a e delle condizioni di irraggiamento solare.

Per la determinazione di questa temperatura si può far ricorso alla correlazione (5).

$$T_c = T_a + (219 + 832 \cdot K) \cdot \frac{NOCT - 20}{800} \quad (5)$$

Dove K è l'indice di serenità medio mensile, che tiene pertanto conto delle condizioni di irraggiamento solare, mentre $NOCT$ (Nominal Operating Cell Temperature) è la temperatura nominale di lavoro della cella, determinata sperimentalmente facendo operare la cella a circuito aperto (dunque con rendimento nullo) con irraggiamento solare di 800 W/m^2 , temperatura esterna di $20 \text{ }^\circ\text{C}$ e velocità del vento di 1 m/s . Tipicamente $NOCT$ è di circa $45 \text{ }^\circ\text{C}$ per celle in silicio monocristallino e policristallino e di circa $50 \text{ }^\circ\text{C}$ per celle di silicio amorfo.

L'unione di più moduli su un'unica struttura di supporto viene definita pannello fotovoltaico, mentre la serie di molteplici pannelli è chiamata stringa. L'insieme di più stringhe collegate in parallelo costituisce l'impianto fotovoltaico. Attraverso quest'ultima tipologia di collegamento, si provvede ad un innalzamento della corrente in uscita ed a un mantenimento della tensione secondo quanto specificato dall'espressione (6).

$$\begin{cases} V = V_1 = V_2 = \dots = V_N \\ I = \sum_{i=1}^N I_i \end{cases} \quad (6)$$

Una volta noto il rendimento effettivo del singolo modulo, è possibile calcolare il rendimento dell'impianto fotovoltaico a partire dalla stima delle perdite introdotte dall'inverter, dalle connessioni elettriche e dall'eventuale sistema di accumulo. Tali perdite vengono conglobate in un unico fattore denominato Balance of System (BoS), cosicché il rendimento totale viene calcolato usando l'equazione (7).

$$\eta_{tot} = \eta_M \cdot \eta_{BoS} \quad (7)$$

Il rendimento η_{BoS} risulta dell'ordine del $0.80 \div 0.85$ in assenza di sistemi di accumulo dell'energia elettrica e dell'ordine del $0.70 \div 0.75$ se è presente il sistema di accumulo.

3.3 Cogeneratori [22-23]

Per cogenerazione si intende la produzione combinata di energia elettrica e calore realizzata in un sistema integrato che converte l'energia primaria di una qualsivoglia fonte di energia, nella produzione congiunta di energia elettrica e di energia termica (calore), entrambe considerate effetti utili, conseguendo, in generale, un risparmio di energia primaria ed un beneficio ambientale rispetto alla produzione separata delle stesse quantità di energia elettrica e termica.

Il concetto che sta alla base della cogenerazione è semplice: il motore primo (prime mover) di ogni ciclo termodinamico progettato per la generazione elettrica utilizza una fonte di calore ad alta temperatura. Questo calore deve, a sua volta essere ceduto all'ambiente a più basse temperature, scaricando direttamente o indirettamente (tramite opportuni scambiatori di calore) i prodotti della combustione. Si tratta di una quota significativa del calore generato che, se non utilizzato, rappresenta una perdita molto alta delle prestazioni del motore primo. Nel ciclo cogenerativo questo calore,

altrimenti di scarto, viene utilizzato a vantaggio dell'efficienza energetica del processo termodinamico, con conseguente risparmio significativo rispetto alla generazione separata.

Le unità cogenerative possono essere classificate in base a:

- Tipologie di motore primo (MCI, MTG, Stirling, MRC, FC, ecc);
- Modalità di funzionamento (a punto fisso ON-OFF, modulazione del carico);
- Tipologia di circuito di recupero termico (recupero costante e non modificabile, con by-pass sul recupero dei fumi);
- Modalità di assemblaggio dell'unità cogenerativa (unico fabbricante, diversi fabbricanti);
- Accumulo termico inerziale (sottosistema privo di accumulo, sottosistema con accumulo presente lato impianto, sottosistema con accumulo incluso nel sistema cogenerativo);
- Composizione dell'unità cogenerativa (unica unità di cogenerazione, più unità di cogenerazione).

Si riportano nel seguito le principali soluzioni di prime mover per la generazione stazionaria di potenza, che si prestano all'impiego cogenerativo in ambito civile, evidenziandone le specifiche peculiarità e distinguendo tra tecnologie già consolidate e diffuse e tecnologie ancora in via di sviluppo (figura 1).

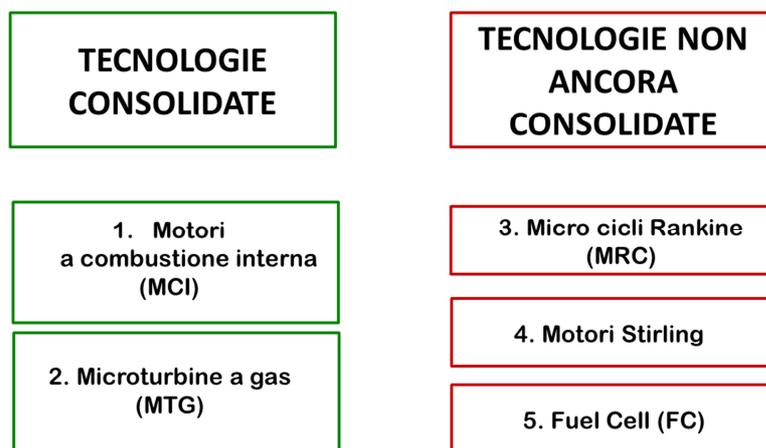


Fig.1 Tecnologie cogenerative consolidate e tecnologie ancora in via di sviluppo

3.3.1 Motori a combustione interna alternativi

Tra le tecnologie disponibili i motori a combustione interna (indicati con l'acronimo MCI) hanno l'indubbio vantaggio di essere la tecnologia più matura, conosciuta e applicata da tempo. Hanno quindi raggiunto un'elevata affidabilità, rendimenti piuttosto alti e costi relativamente contenuti. Per contro hanno costi di manutenzione elevati, rumorosità di funzionamento, presenza di vibrazioni e necessità di impiegare sistemi di abbattimento degli inquinanti per raggiungere livelli di emissioni (NOx, CO) confrontabili con quelli delle migliori tecnologie concorrenti.

Le taglie di potenza elettrica variano da pochi kW fino a diversi MW ed i rendimenti elettrici garantiti dai costruttori assumono valori da circa 20 % a 45 % a seconda della taglia.

Il combustibile impiegabile nei MCI può essere gassoso (molto frequentemente gas naturale, ma anche in alcuni casi biogas) o liquido (principalmente gasolio, GPL o benzina, ma anche oli vegetali derivati da biomasse) a seconda della specifica realizzazione.

In base alle modalità di combustione i MCI possono essere classificati in motori ad accensione per compressione, anche detti a Ciclo Diesel (o semplicemente Diesel), nei quali la combustione si innesca spontaneamente ad ogni ciclo quando il combustibile viene iniettato in seno al comburente, che si trova in condizioni di temperatura e pressione che permettono l'autoaccensione del combustibile iniettato, e in motori ad accensione comandata, anche detti a Ciclo Otto, nei quali l'accensione della miscela aria-combustibile viene innescata mediante una scintilla generata dalla candela.

Nella piccolissima taglia la soluzione più diffusa è quella dell'alimentazione a gas naturale, con ciclo Otto e funzionamento di tipo "lean-burn", cioè con preparazione di una miscela aria-combustibile sottostechiometrica (forti eccessi d'aria), e con precamera per la stabilizzazione dell'accensione. Questa modalità di funzionamento è stata essenzialmente concepita al fine della riduzione dei picchi di temperatura di combustione e dunque per il contenimento delle emissioni di specie inquinanti quali gli ossidi di azoto (NOx).

I motori alternativi a combustione interna presentano frequentate una architettura policilindrica, distribuendo in tal modo la potenza su più cilindri; tuttavia nel particolare caso di motori di piccolissima taglia, adatti all'impiego in ambito civile, si può anche avere una semplice e meno costosa configurazione monocilindrica.

Nel MCI in assetto cogenerativo il sistema prevede, come sinteticamente illustrato in figura 1, un circuito di recupero termico dall'olio di lubrificazione del motore, dall'acqua di raffreddamento del motore e dai fumi allo scarico.

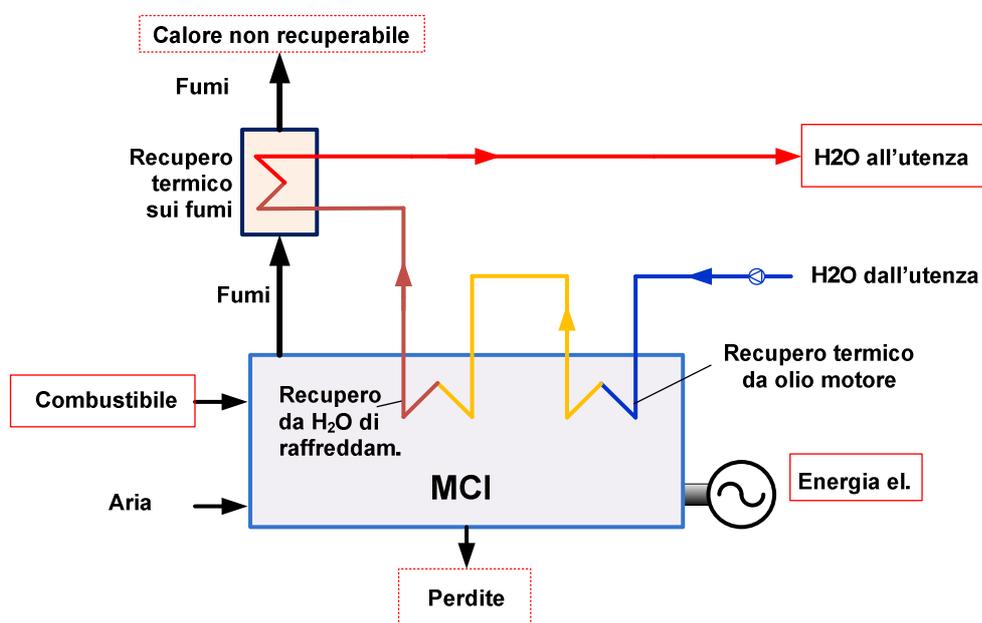


Fig.1 Recuperi termici di un MCI cogenerativo

I fumi allo scarico di un MCI si trovano a temperature dell'ordine di 350÷450 °C e contengono quindi elevate quantità di calore che possono essere recuperate; l'acqua di raffreddamento del motore, che, a volte, è pressurizzata, asporta calore dalle camicie dei cilindri e si trova generalmente a temperature intorno ai 90÷100 °C; l'olio di lubrificazione del motore richiede anch'esso di essere raffreddato e può, ad esempio, essere raffreddato da un radiatore da 90 °C a 70°C. Generalmente il circuito di recupero è

percorso da acqua che si riscalda a temperature compatibili con quelle richieste da un'utenza di tipo civile (70÷90 °C).

I MCI si prestano particolarmente bene alla cogenerazione in ambito civile, poiché solo in questo caso tutti i flussi termici ad alta e a bassa temperatura possono essere utilmente sfruttati; al contrario in altre applicazioni che richiedano temperature maggiori di 100÷150 °C non si può sfruttare il calore scaricato dall'olio né quello dall'acqua di raffreddamento, che nel complesso possono rappresentare più della metà del calore totale reso disponibile.

Le prestazioni del MCI dipendono dal carico erogato: il rendimento elettrico si riduce al diminuire della potenza prodotta. Il funzionamento ai carichi parziali è in genere possibile fino a potenze del 15÷20 % del carico nominale. I MCI risentono anche della variazione della temperatura ambiente rispetto alle condizioni nominali: l'aumento di temperatura causa una riduzione di densità dell'aria, della potenza prodotta e anche del rendimento. La sensibilità delle prestazioni al carico ed alla temperatura dipende da macchina a macchina ma il trend è generalizzabile.

La tabella 1 riporta i dati di targa dei principali MCI nella fascia di potenza elettrica inferiore a 100 kW_{el} in assetto cogenerativo.

Tab.1 Dati nominali di MCI (potenza fino a 100 kW_{el})

Motori a combustione interna (MCI)								
Costruttore	Modello	Combustibile	P _{el}	P _{th}	P _f	C	η _{el}	η _{th}
			[kW]	[kW]	[kW]	[-]	[-]	[-]
Honda	Ecowill	GN	1	3	5	0.33	0.200	0.650
Yanmar	CP4WE	GN	3.87	8	14	0.48	0.267	0.578
AISIN SEIKI	GECC46A2	GN	5	11	18	0.45	0.260	0.590
Senertec	HKA G 5.0	GN	5	12	19	0.42	0.260	0.630
Senertec	HKA G 5.5	GN	5.5	13	20	0.42	0.270	0.610
AISIN SEIKI	GECC60A2	GN	6	12	21	0.50	0.290	0.560
Yanmar	CP10WE	GN	10	17	33	0.59	0.307	0.533
Yanmar	CP25WE-TN	GN	25	38	75	0.66	0.335	0.515
Yanmar	CP25WE-TL	GN	25	39	76	0.64	0.330	0.510
Yanmar	CP25WE-TM	BG	25	39	76	0.64	0.330	0.510
Yanmar	CP25WE-TF	BG	25	41	78	0.61	0.320	0.520
Energifera	TEMA 30	GN,GPL	30	64	103	0.47	0.290	0.620
Energifera	TEMA FIX 30	GN,GPL	30	60	100	0.50	0.300	0.600
Energifera	TEMA 40	GN,GPL	40	83	136	0.48	0.295	0.605
Energifera	TEMA FIX 45	GN,GPL	44	88	142	0.50	0.310	0.620
MAN	E0834	GN	47	63	129	0.75	0.364	0.488
Energifera	TEMA 60	GN,GPL	52	99	165	0.53	0.315	0.597
MAN	E0834	GN	54	79	148	0.68	0.365	0.535
MAN	E0836	GN	56	78	163	0.72	0.344	0.479
Tecogen	CM-60	GN	60	133	208	0.45	0.289	0.641
Tecogen	CM-60	GN	60	127	208	0.47	0.289	0.614
MAN	E0834	GN	68	87	177	0.78	0.385	0.531
MAN	E0834	BG	68	87	178	0.78	0.383	0.520
Energifera	TEMA 70	GN,GPL	70	125	206	0.56	0.340	0.605
Caterpillar	G3304	GN	71	122	211	0.58	0.336	0.578
Caterpillar	G3304	GN	71	128	220	0.55	0.323	0.583
MAN	E0836	GN	75	109	204	0.69	0.367	0.533
Tecogen	CM-75	GN	75	149	246	0.50	0.305	0.603
Tecogen	CM-75	GN	75	142	246	0.53	0.305	0.577
Schmitt Enertec	FMB-100-BSM	BG	81	128	248	0.63	0.326	0.515
Energifera	TEMA 100	GN,GPL	85	165	266	0.52	0.320	0.610
Schmitt Enertec	FMB-120-GSK	GN	100	161	291	0.62	0.344	0.555

* GN: gas naturale; GPL: gas di petrolio liquefatto; BG: bio gas

I MCI a combustione di piccola taglia per impieghi cogenerativi presentano costi di investimento ancora elevati che possono arrivare a circa 2000÷5000 €/kW nel caso di taglie elettriche nel range 1÷5 kW_{el}. Nella fascia di potenza 10÷100 kW_{el} il costo tende mediamente a decrescere fino a circa 1000 €/kW_{el}. Un aspetto da considerare infine è quello dei costi di gestione/manutenzione. I MCI necessitano di controlli periodici dei sistemi di lubrificazione (l'intervento più comune è quello di sostituzione dell'olio) e di iniezione del combustibile, principalmente da imputarsi alla necessità di. I costi medi di gestione/manutenzione possono essere stimati in circa 10÷25 €/MWh (in rapporto all'energia elettrica prodotta).

3.3.2 Micro turbine a gas

Le Micro Turbine a Gas (indicate con l'acronimo MTG) presentano taglie di potenza elettrica tipicamente nel range che va dai 30÷200 kW e rendimenti elettrici dell'ordine di 25÷30 %. Sono macchine che hanno ormai raggiunto un adeguato livello di sviluppo tecnologico, ma presentano una diffusione ancora limitata nel campo della cogenerazione.

Il combustibile principalmente utilizzato è il gas naturale, ma diverse macchine in commercio sono anche alimentabili con GPL, biogas, propano, gasolio o kerosene.

Uno schema concettuale di una MTG è mostrato in figura 1: l'aria esterna viene aspirata e compressa, preriscaldata in un recuperatore ed ulteriormente riscaldata a seguito della combustione in seno al flusso d'aria.

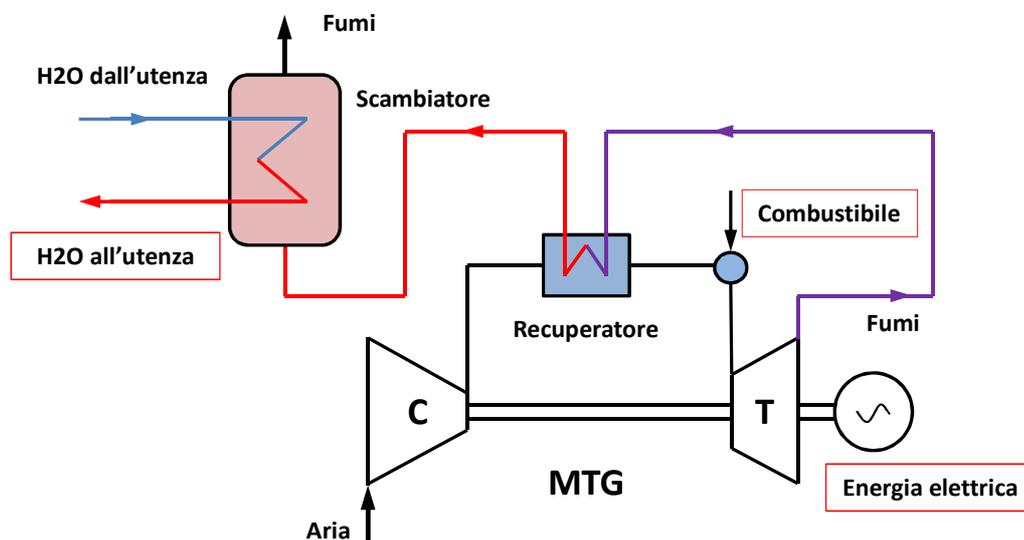


Fig.1 Schema di una MTG in assetto cogenerativo

I gas di combustione caldi vengono espansi in turbina, il cui albero è collegato con il generatore di corrente elettrica. Allo scarico della turbina i gas ancora caldi vanno a preriscaldare nel recuperatore il flusso d'aria alla mandata del compressore prima che entri in camera di combustione e, quindi, vanno ad uno scambiatore dove, raffreddandosi, cedono ad un fluido parte del calore che viene quindi recuperato (calore cogenerato).

Dal punto di vista termodinamico, la micro turbina a gas si caratterizza per:

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

Le MTG scaricano i gas (a valle del recuperatore) a temperature di circa 200÷300 °C. Tali valori sono compatibili con la realizzazione di un recupero termico, che viene generalmente realizzato con uno scambiatore di calore gas-acqua, del tipo a piastra tubiera, dove si ha il riscaldamento di acqua diretta alle utenze. Tale configurazione è tipicamente utilizzabile per applicazioni cogenerative di tipo civile, che richiedono temperature medio-basse. I fumi vengono tipicamente sfruttati raffreddandoli fino a temperature prossime (o anche inferiori) a 100 °C per produrre acqua calda a temperature massime in genere di 70÷90 °C.

I sistemi cogenerativi con MTG hanno prestazioni in cogenerazione elevate, in quanto il rendimento termico, quando si effettua il pieno recupero termico, è dell'ordine di 40÷50 % e dunque il coefficiente di utilizzo del combustibile (considerando la somma delle energie elettrica e termica prodotte) può arrivare a 80÷90 %. Il rapporto C elettricità/calore è mediamente pari a 0.55÷0.70: una MTG da 100 kW elettrici può produrre fino a 170÷200 kW termici.

Le MTG sono adatte a funzionare a carico ridotto solo entro certi limiti: il rendimento elettrico si mantiene abbastanza regolare solo fino al 60% del carico, mentre al di sotto di tale valore si assiste ad un crollo delle prestazioni. Come per i motori a combustione interna, anche le MTG sono sensibili alle condizioni ambientali, in particolare alla temperatura dell'aria: all'aumentare della temperatura, a causa di una minore densità dell'aria, si ha un decremento della potenza utile elettrica e, in misura meno marcata, del rendimento. La sensibilità delle prestazioni al carico ed alla temperatura dipende da macchina a macchina ma il trend è generalizzabile.

In tabella 1 è riportato, senza pretesa di esaustività, l'elenco dei modelli di MTG presenti sul mercato nel range di potenza elettrica 1÷100 kW_{el}.

Tab.1 Dati nominali di MTG (potenza fino a 100 kW_{el})

Micro turbine a gas (MTG)								
Costruttore	Modello	Combustibile	P _{el} [kW]	P _{th} [kW]	P _f [kW]	C [-]	η _{el} [-]	η _{th} [-]
Capstone	C15	GN	15	-	71	-	0.211	-
Capstone	C30	GN	30	65	127	0.461	0.236	0.513
Capstone	C65	GN	65	123	245	0.529	0.265	0.502
Capstone	C65 ICHP	GN	65	136	245	0.478	0.265	0.555
Capstone	C65 CARB ICHP	GN	65	139	255	0.468	0.255	0.545
Bowman	TG80CG	GN	80	177	308	0.451	0.26	0.576
Turbec	T100	GN	100	165	333	0.606	0.33	0.495

Sulla base dei prezzi indicati dai costruttori, il costo di una MTG si colloca tipicamente nell'intervallo 1000÷2000 €/kW_{el}. Nel caso di sistemi Capstone, la MTG non richiede olio di lubrificazione delle parti rotanti, per cui i costi e gli interventi di manutenzione previsti sono molto ridotti.

3.3.3 Micro cicli Rankine

I Micro Cicli Rankine (MCR) sono sistemi di produzione dell'energia elettrica di taglia medio-piccola, variabile da pochi kW ad alcuni MW, che si prestano anche alla cogenerazione per impiego civile. I MCR sono sistemi energetici basati su di un ciclo termodinamico simile a quello utilizzato da una tradizionale turbina a vapore saturo.

Il sistema a micro cicli Rankine più semplice, rappresentato in figura 1, è sostanzialmente composto da:

- pompa;
- espansore (rotativo o volumetrico);
- evaporatore;
- condensatore.

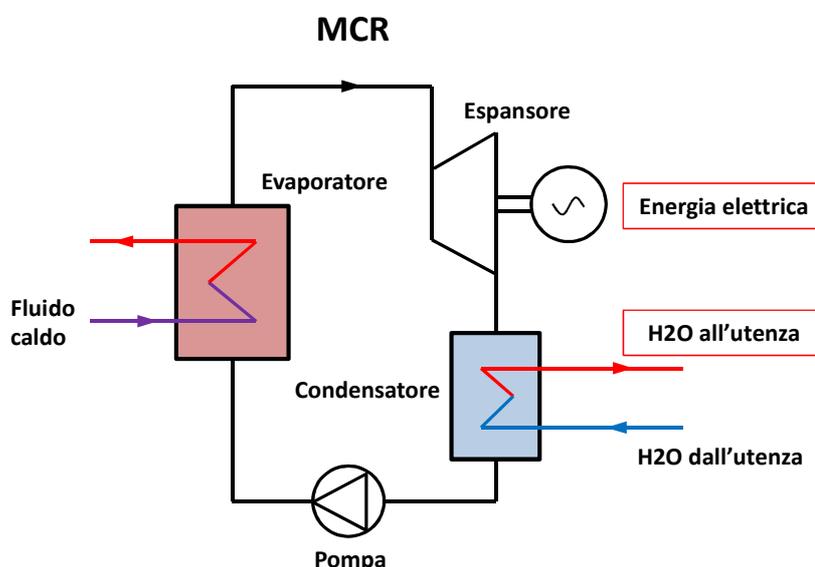


Fig.1 Schema di un MCR cogenerativo

Il fluido di lavoro viene vaporizzato mediante l'utilizzazione di una sorgente di calore nell'evaporatore. Il vapore si espande nell'espansore e viene quindi condensato utilizzando un flusso di acqua in uno condensatore. In alcuni impianti il vapore surriscaldato del fluido operatore, dopo l'espansione e prima del condensatore, attraversa uno scambiatore recuperatore, che raffredda e desurriscalda il vapore espanso, riscaldando nel contempo il fluido prima dell'ingresso nel vaporizzatore. L'utilizzo del recuperatore non è strettamente necessario, ma permette un aumento del rendimento dell'impianto. Nei sistemi di taglia maggiore il recuperatore è sempre presente, mentre per i sistemi MCR nella fascia di potenze elettriche 1÷10 kW l'impiego di questo ulteriore scambiatore di calore non trova luogo, poiché costituisce una eccessiva complicazione, date le esigue potenze in gioco.

Il fluido di lavoro dei MCR può essere acqua, ma, molto più spesso, si utilizza un fluido organico; in quest'ultimo caso si parla anche di *Organic Rankine Cycle* (ORC). Si tratta di fluidi con elevata massa

molecolare: si usano ad esempio idrocarburi, fluidi frigoriferi di tipo HFC o fluidi della famiglia dei polisilossani, che sono composti organici contenenti atomi di silicio legati ad idrocarburi.

Caratteristica peculiare dei fluidi impiegati nei cicli ORC è quella di essere “fluidi secchi” (dry fluid) cioè caratterizzati da una pendenza positiva della curva del vapore saturo nel diagramma termodinamico temperatura-entropia. Questo permette di avere un vapore surriscaldato a fine espansione anche partendo dalla curva del vapore saturo, con il vantaggio di assenza di condensa in turbina e, quindi, un minor pericolo di erosione delle pale.

L'impiego di fluidi organici (dry fluid), che sono caratterizzati da valori di temperatura critica e pressione critica inferiori a quelli dell'acqua, consente inoltre di operare con pressioni e temperature del fluido operatore più basse di quelle che si avrebbero utilizzando l'acqua (wet fluid).

La scelta del fluido organico da impiegare, per ottimizzare il rendimento del ciclo termodinamico, è effettuata in funzione della temperatura della sorgente termica a disposizione. I MCR possono essere alimentati da sorgenti termiche di varia natura, quali ad esempio sistemi di combustione diretta, flussi termici allo scarico di altri motori primi o cascami termici derivanti da processi industriali. Nelle applicazioni civili, il gruppo MCR è tipicamente alimentato da un sistema di combustione costituito essenzialmente da un bruciatore di gas naturale o altro combustibile. Tale bruciatore può essere disposto in modo che la fiamma sia direttamente affacciata all'evaporatore in cui si ha la cessione del calore al fluido operatore del MCR. In alternativa, soprattutto nei sistemi di taglia maggiore, il fluido caldo è costituito da un fluido termovettore intermedio, tipicamente olio diatermico, che trasporta il calore dalla zona di combustione all'evaporatore.

Le soluzioni costruttive più diffuse, dei micro cicli Rankine per applicazioni civili, impiegano espansori volumetrici di tipo rotativo (scroll) o espansori alternativi.

3.3.4 I motori Stirling

Il motore a ciclo Stirling è una macchina motrice volumetrica a combustione esterna; quest'ultima caratteristica consente l'impiego di molteplici sorgenti termiche e tipologie di combustibili, analogamente a quanto avviene nei MCR. Il motore Stirling utilizzando la proprietà dei gas di espandersi quando riscaldati e viceversa di ridursi se raffreddati. Il processo si attiva semplicemente raggiungendo una opportuna differenza di temperatura tra l'estremità calda e l'estremità fredda di un cilindro. Un'estremità è difatti scaldata dal bruciatore mentre l'altra è raffreddata da uno scambiatore di calore. La particolarità del motore Stirling è il rigeneratore. Il rigeneratore è un accumulatore di calore interposto nel flusso alternato del fluido l'estremità calda del cilindro e l'estremità fredda. Esso limita la perdita netta di calore nell'estremità fredda, dove il calore è sottratto dallo scambiatore. Il fluido di lavoro è solitamente aria, azoto oppure elio o idrogeno.

Dal punto di vista funzionale, il ciclo termodinamico ideale del motore Stirling si svolge tra due isoterme e due isocore, con completa rigenerazione tra le due isocore.

Con riferimento alla figura 1, nella prima fase (1-2) il fluido di lavoro è compresso a temperatura costante, cedendo una quantità di calore equivalente al lavoro di compressione ricevuto che può essere realizzata in un cilindro dove, raffreddando le pareti, si riduce il volume offerto al gas. Passando attraverso il rigeneratore (2-3), il fluido di lavoro viene trasferito a volume costante dal cilindro di compressione a quello di espansione. Il passaggio attraverso il rigeneratore riscalda il fluido.

L'incremento di temperatura a volume costante dovuto all'assorbimento del calore rigenerato da parte del fluido ne causa un aumento di pressione. Successivamente (3-4) pistone continua la sua corsa, dando la possibilità al fluido di espandersi, per effetto del riscaldamento del cilindro. Il fluido attraverso la parete assorbe una quantità di calore equivalente al lavoro di espansione compiuto. A questo punto i due stantuffi riprendono a muoversi simultaneamente, mantenendo cioè costante il volume offerto al gas, che quindi fluisce verso l'estremità fredda attraverso il rigeneratore (tratto 4-1). Il fluido di lavoro compiendo una trasformazione rigenerativa isocora, torna nelle condizioni iniziali, cedendo al rigeneratore il calore assorbito nel tratto 2-3

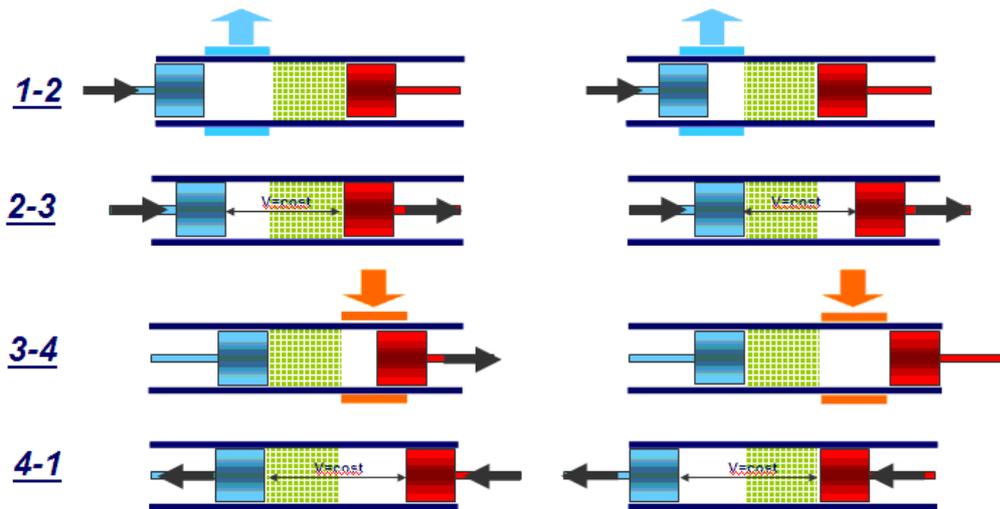


Fig.1 Fasi del ciclo del motore a ciclo Stirling

La macchina Stirling reale può presentare architetture diverse, che si possono classificare in due famiglie principali, in ragione della movimentazione dei componenti mobili: motori Stirling a guida cinematica e motori Stirling a pistoni liberi.

A guida cinematica. Sono quelle macchine in cui il moto degli stantuffi è generato da un manovellismo trascinato dal movimento rotatorio di un albero motore. Si distinguono in tre tipologie: α , β e γ , che si diversificano per la suddivisione dei volumi (figura 2). Nella configurazione α la generazione dei volumi è prodotta in due cilindri separati dal moto di due stantuffi guidati da un classico manovellismo di spinta. Questa struttura è stata spesso adottata per la sua semplicità e la facilità costruttiva. Inoltre, la netta separazione della zona calda da quella fredda aiuta ad evitare forme di cortocircuito termico.

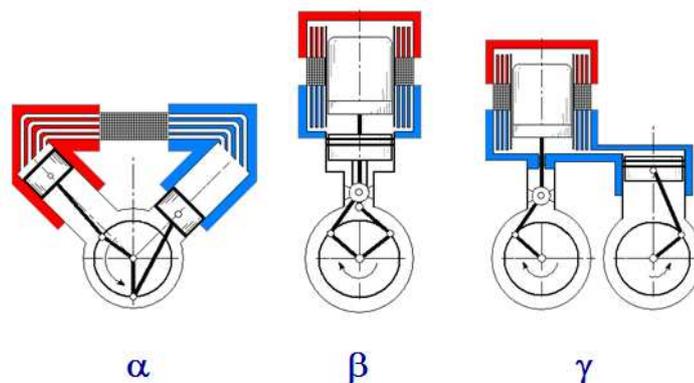


Fig.2 Architetture realizzative motori Stirling

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

Per le applicazioni cogenerative dei motori Stirling, il cui schema è riportato in figura 3, la maggior parte del calore (70÷80%) è recuperabile dal circuito di raffreddamento dello scambiatore freddo. Un'ulteriore quota di energia è sfruttabile a fini cogenerativi viene fornita dal raffreddamento dei gas combusti.

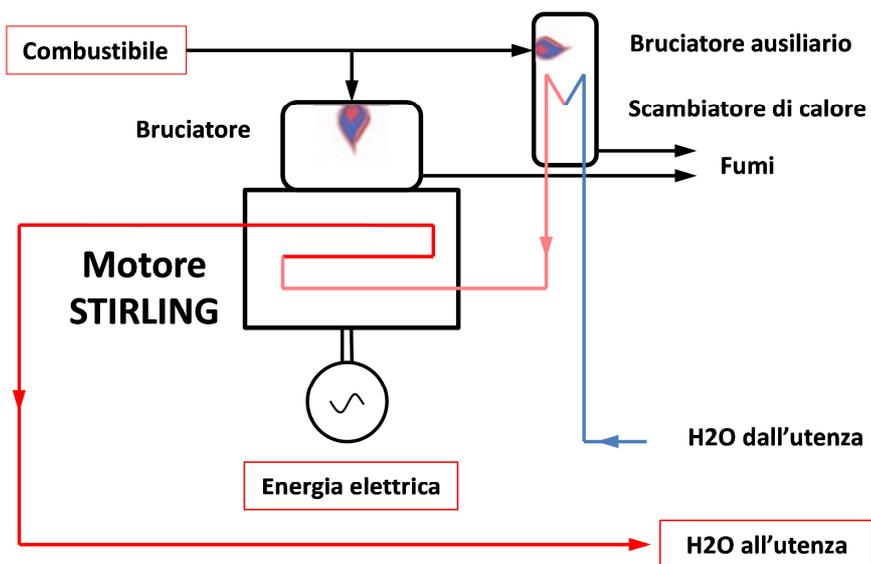


Fig.3 Schema di un Motore Stirling cogenerativo

3.3.5 Le fuel cell

Le celle a combustibile o fuel cell (FC) sono dei dispositivi che consentono di convertire in modo diretto l'energia chimica di un combustibile e di un comburente in energia elettrica a corrente continua. La struttura di una FC presenta due elettrodi (anodo e catodo) ed un elettrolita disposto tra i due elettrodi, che potrà essere un liquido trattenuto da una matrice o un solido. La reazione di ossidoriduzione implica il trasferimento di elettroni dall'anodo al catodo; la presenza di catalizzatore sugli elettrodi favorisce due semireazioni: di ossidazione elettrochimica dell'idrogeno e di riduzione elettrochimica dell'ossigeno con scambio di elettroni attraverso l'elettrolita e formazione di acqua e calore. Le reazioni avvengono in compartimenti separati e gli elettroni vengono convogliati in un flusso ordinato. Il sistema fornisce energia elettrica e calore dovuta alla reazione. Per ottenere potenze adeguate, la sezione elettrochimica di un sistema FC si compone tipicamente di numerosi moduli assemblati in parallelo tra loro, il cui insieme prende il nome di Stack.

Il parametro di classificazione più utilizzato per catalogare le FC si basa sul tipo di elettrolita utilizzato. Le proprietà dell'elettrolita condizionano infatti le principali caratteristiche delle celle, come le specie chimiche coinvolte nelle reazioni elettrochimiche, la temperatura di funzionamento, la tolleranza ad impurità e gas diversi. Allo stato attuale di sviluppo esistono cinque tipologie di FC; a queste se ne

aggiunge una sesta, in fase di sviluppo, denominata “a metanolo diretto” che costituisce un’evoluzione delle celle polimeriche solide. La tabella 1 fornisce la classificazione generale delle tipologie di FC.

Tab.1 Classificazione delle tipologie di celle a combustibile

	Alcaline	Polimeriche	Acide	Carbonati	Ossidi
Nome	AFC	PEMFC	PAFC	MCFC	SOFC
Elettrolita	Idrossido di Potassio (liquido)	Membrana a scambio protonico (solido)	Acido Fosforico (liquido)	Carbonati di Litio o Potassio (liquido)	Ossido di Zirconio stabilizzato (solido)
Ione trasportato	OH^-	H^+	H^+	$\text{CO}_3^{=}$	O^-
Ossidante	O_2	Aria	Aria	Aria	Aria
Temperatura di funzionamento [°C]	90 ÷ 250	60 ÷ 110	150 ÷ 210	600 ÷ 700	700 ÷ 1000
Rendimento del sistema ⁽¹⁾ [%]	32 ÷ 40	25 ÷ 35	35 ÷ 40	40 ÷ 50	45 ÷ 55
Sostanza nocive	CO, CO ₂ , Zolfo	CO, Zolfo	CO, Zolfo	Zolfo	Zolfo
Sviluppo	Consolidato	Prototipazione avanzata	In commercio	Primi prototipi	Pre prototipazione

(1) Con riferimento al potere calorifero superiore

Le FC, oltre alla sezione elettrochimica vera e propria, necessitano di un complesso di componenti ausiliari.

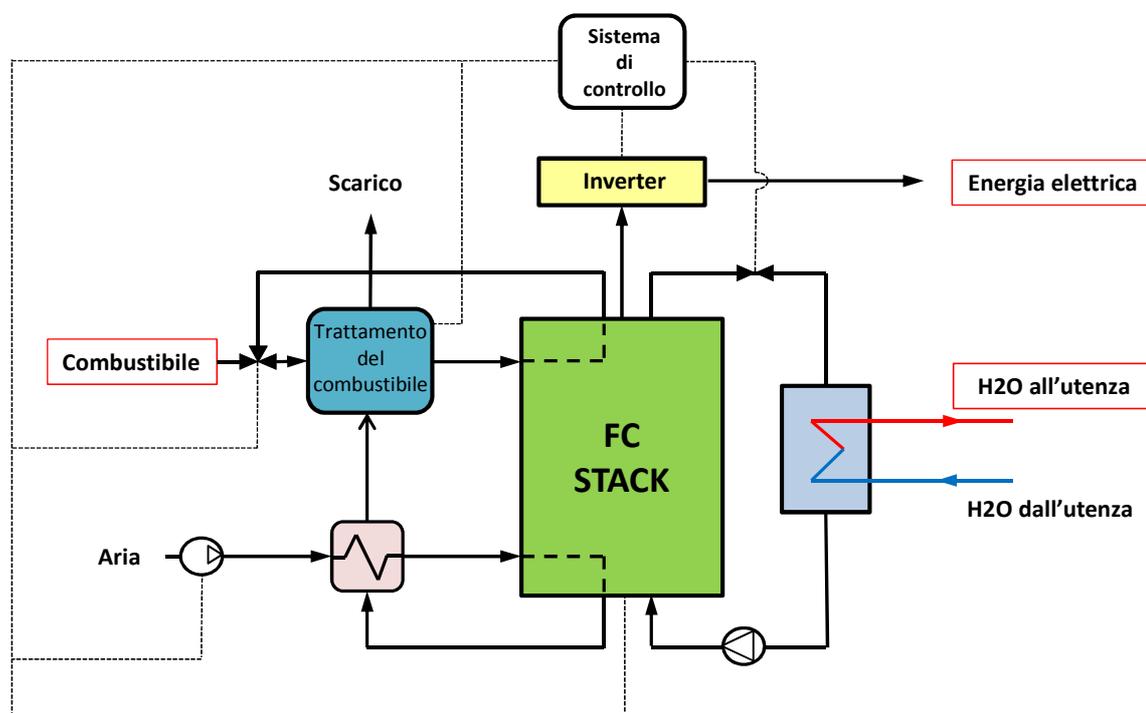


Fig.1 Principali componenti di un sistema a cella combustibile

Il sistema rappresentato in figura 1 è costituito da:

1. Lo stack che produce energia elettrica sottoforma di corrente continua;
2. Il sistema di alimentazione dell'ossidante (O_2 , aria), che prevede un ventilatore/compressore;

3. Il sistema di condizionamento della potenza elettrica che trasforma la corrente continua in uscita dallo stack in corrente alternata e adegua tensione e frequenza ai valori opportuni richiesti, tramite un convertitore ad inverter (rendimenti prossimi al 95÷96%);
4. La sezione di stoccaggio e trattamento del combustibile, con eventuale produzione di idrogeno riformato da idrocarburi, qualora non sia direttamente disponibile l'idrogeno. Il combustibile dal quale è più semplice produrre idrogeno da reforming è senza dubbio il metano: il processo che si attua è quello della idrodesolforazione tramite vapor d'acqua;
5. Il sistema di raffreddamento dello stack.

3.4 Accumuli termici

I sistemi di accumulo termico svolgono la funzione di gestire i flussi energetici provenienti dai diversi componenti dell'impianto, consentendo di immagazzinare l'energia termica prodotta e di utilizzarla secondo le richieste dell'utenza. Un sistema di accumulo termico deve disporre di elevata capacità termica del mezzo termovettore, buona efficienza termica (basso rapporto superficie/volume e ottima coibentazione) e stratificazione interna, compatibilità ambientale e igienica del fluido termovettore e del serbatoio. L'acqua è il mezzo di accumulo più comunemente sfruttato negli impianti ad uso civile, data la notevole capacità termica e disponibilità. Per la preparazione di acqua calda sanitaria domestica si sceglie, come mezzo di accumulo, l'acqua potabile stessa. Nel caso di volumi maggiori è invece preferibile ricorrere, come batteria di accumulo, non ad acqua sanitaria ma ad acqua di impianto in serbatoi inerziali; questi garantiscono una maggior durata nel tempo, non creano problemi per la qualità sanitaria dell'acqua di stoccaggio e possono essere destinati a coprire contemporaneamente fabbisogni differenti (ad esempio acqua calda sanitaria e riscaldamento ambienti).

L'impiego dei serbatoi di accumulo consente inoltre di utilizzare sistemi di generazione di taglia inferiore; infatti, favorendo il riscaldamento regolare della massa di fluido in essi contenuta, evitano la fornitura discontinua di potenze elevate, necessarie per coprire le richieste di picco. Il riscaldamento di acqua fredda può avvenire direttamente nel recipiente (**riscaldatori a miscela**), oppure attraverso un serpentino immerso (**termo-accumulatori**). In entrambi i casi si effettua il riscaldamento dell'acqua a spese del fluido caldo accumulato nel serbatoio.

- Nei riscaldatori a miscela l'acqua calda si miscela con quella fredda e la temperatura dell'acqua erogata si abbassa nel tempo sino a un valore minimo, oltre il quale non è più possibile la fornitura agli utilizzatori.
- Nei termo-accumulatori l'acqua fredda proveniente dalle utenze, attraversa un serpentino riscaldandosi; la temperatura dell'acqua accumulata nel serbatoio si abbassa riducendo nel tempo anche la temperatura dell'acqua erogata sino a una temperatura minima.

I serbatoi vengono ulteriormente distinti a seconda della modalità di accumulo e della funzione specifica nell'economia dell'impianto in:

- Bollitori per acqua calda sanitaria;
- Accumuli inerziali;
- Puffer;
- Serbatoi combinati.

I **bollitori per acqua calda sanitaria** sono serbatoi di accumulo al cui interno viene stoccata direttamente l'acqua potabile, che, grazie a opportuni scambiatori, riceve il calore proveniente dai collettori del circuito solare e/o da altre sorgenti integrative. In base al modello di scambiatore si distinguono in serbatoi ad intercapedine e serbatoi con scambiatori a serpentina. I primi presentano, in corrispondenza della superficie laterale, un'intercapedine in cui può circolare il fluido riscaldante, proveniente dai collettori. Sono impiegati prevalentemente in impianti di piccole dimensioni. Negli altri il calore è ceduto dal fluido solare all'acqua di accumulo attraverso un tubo a serpentina (figura 1a). Esistono serbatoi a singola o doppia serpentina. In quelli a singolo serpentino lo scambiatore è collocato nella zona inferiore del recipiente, è collegato ai pannelli solari e al suo interno scorre il fluido termovettore (acqua o glicole). L'eventuale integrazione ausiliaria è realizzata a valle del serbatoio facendo passare l'acqua preriscaldata in una caldaia istantanea. In quelli a doppio serpentino è presente un secondo scambiatore nella parte alta del serbatoio che consente l'integrazione diretta da parte del generatore ausiliario. I bollitori devono ottemperare ad alti standard di igiene ed essere resistenti alla corrosione in presenza di ossigeno (contenuto nell'acqua sanitaria). Sono costruiti in vari tipi di acciaio e subiscono particolari trattamenti interni.

Gli **accumuli inerziali** contengono generalmente acqua di riscaldamento (non soggetta a normative sulla qualità igienico-sanitaria) e vengono utilizzati in impianti di dimensioni medio-grandi (figura 1b). Gli accumuli inerziali in circuiti a vaso chiuso non richiedono particolari protezioni anticorrosive, presentano pressioni inferiori e non sono soggetti a depositi di calcare, in quanto il sistema è riempito una sola volta con acqua. Sono spesso in acciaio al carbonio, hanno costi inferiori e una maggiore garanzia di durata. Lo scambio termico con il fluido caldo è realizzato con scambiatori esterni a fascio tubiero o a piastre. Ciò consente lo scambio di potenze più elevate in spazi ridotti e facilita la manutenzione.

Esistono anche vasi inerziali destinati unicamente allo stoccaggio di acqua calda sanitaria; essi sono sottoposti ad adeguati trattamenti anticorrosivi e devono soddisfare requisiti igienici più restrittivi, pertanto non possono in alcun modo venire a contatto con il fluido di riscaldamento.

Nella categoria in esame rientrano anche le unità di accumulo stagionale; queste assorbono grandi quantitativi di calore durante l'estate per erogarli nei periodi di riscaldamento invernale. Ciò richiede elevati volumi di stoccaggio. Serbatoi in acciaio fino a varie decine di metri cubi possono essere interrati o integrate nelle costruzioni.

I **puffer** potrebbero rientrare nella categoria degli accumuli inerziali, tuttavia si possono identificare con questo termine, i serbatoi contenenti esclusivamente acqua tecnica, in cui il riscaldamento avviene per mezzo di serpentine immerse nel recipiente. Non è necessario rispettare requisiti igienici restrittivi e l'eventuale produzione di acqua calda sanitaria è realizzabile, istantaneamente, mediante uno scambiatore a piastre esterno.

I **serbatoi combinati** integrano il bollitore all'accumulo inerziale e sono utilizzati in impianti per la produzione di acqua calda sanitaria e l'integrazione al riscaldamento (figura 1c). Si basano sul riscaldamento istantaneo dell'acqua sanitaria che, scorrendo in uno scambiatore di calore (a tubi lisci o alettati) inserito nel recipiente (o ad esso esterno; in questo caso si parla di accumuli inerziali combinati), riceve calore dal fluido di impianto.

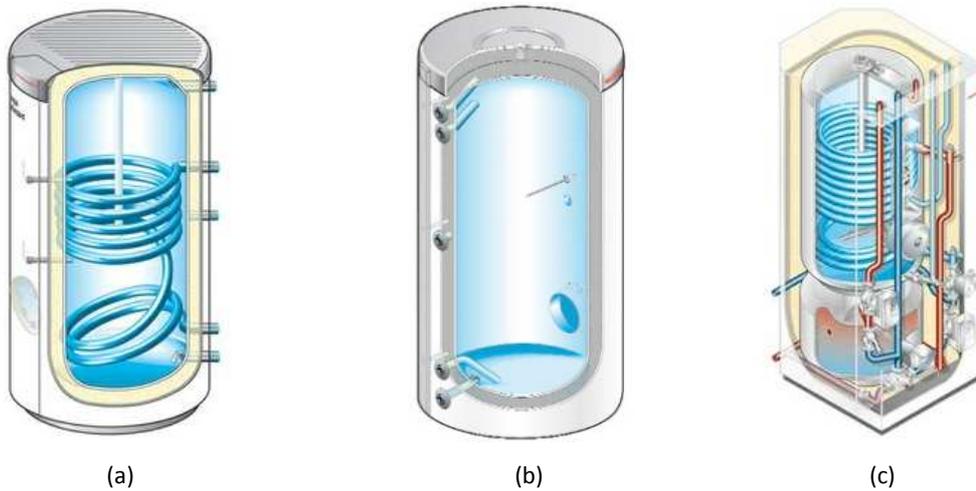


Fig.1 Sistemi di accumulo termico: **(a)** bollitore; **(b)** accumulo inerziale; **(c)** serbatoio combinato.

Esistono serbatoi combinati a doppio contenitore, detti “tank in tank”, in cui quello interno è un bollitore per l’acqua sanitaria e quello esterno raccoglie il fluido dell’impianto termico; il volume di acqua sanitaria può, pertanto, essere limitato anche disponendo di accumuli inerziali di grandi dimensioni. Il bollitore è mantenuto in temperatura attraverso lo scambio di calore tra le pareti esterne e l’acqua dell’accumulo.

I serbatoi per lo stoccaggio di acqua, se di dimensioni rilevanti, possono operare sotto un grado di stratificazione non trascurabile, ed essere caratterizzati da una notevole differenza di temperatura, tra la sommità e la base del recipiente. I modelli per lo studio della stratificazione rientrano in due categorie. La prima, nota come approccio multi-nodale (“multinode approach”), suddivide l’accumulo in N sezioni (nodi) e scrive un bilancio energetico per ognuna di esse; ne deriva un set di N equazioni differenziali da cui ricavare la temperatura degli N nodi in funzione del tempo. La seconda, detta approccio a blocchi o a flussi (“plug flow approach”), suppone che volumi di fluido a diversa temperatura si muovano in blocco all’interno del serbatoio e richiede una costante registrazione di dimensione temperatura e posizione di ogni segmento di liquido. Il grado di stratificazione di un serbatoio reale dipende da struttura, taglia, luogo di installazione, configurazione di ingressi e uscite e velocità dei flussi entranti e uscenti

3.5 Frigoriferi ad assorbimento [22]

Il frigorifero ad assorbimento è un sistema più complesso del sistema a compressione. Un impianto frigorifero ad assorbimento trasferisce calore da una sorgente fredda ad una sorgente calda mediante l’impiego di una ulteriore quantità di calore Q_{ASS} , fornito al sistema da una sorgente a temperatura elevata. La sorgente di calore che fornisce Q_{ASS} può essere costituita da un bruciatore di combustibile (assorbitore a fiamma diretta) oppure da un sistema di recupero di calore (mediante olio diatermico, acqua o vapore).

Il frigorifero ad assorbimento si basa sull’impiego di una miscela binaria di fluidi, ad esempio una soluzione di acqua e bromuro di litio ($H_2O-BrLi$), oppure ammoniaca e acqua (NH_3-H_2O): la prima delle due sostanze della miscela si comporta come fluido refrigerante e la seconda come solvente, in cui il refrigerante è disciolto in concentrazione più o meno elevata a seconda del punto dell’impianto.

Rispetto a una macchina a bromuro di litio-acqua, che consente di raggiungere temperature di raffreddamento limitate (superiori a 0 °C), i sistemi ad ammoniaca-acqua assicurano temperature tipiche della refrigerazione, fino a -40, -60 °C, ma sono caratterizzati da coefficienti di prestazione inferiori rispetto ai sistemi a H₂O-BrLi.

Inoltre i sistemi ad ammoniaca necessitano di temperature di ingresso nel generatore sono comprese tra 90-180 °C, mentre, per un'unità di assorbimento a H₂O-BrLi, raggiungono i 70-90 °C.

In figura 1 è riportata la configurazione tipo di un frigorifero ad assorbimento.

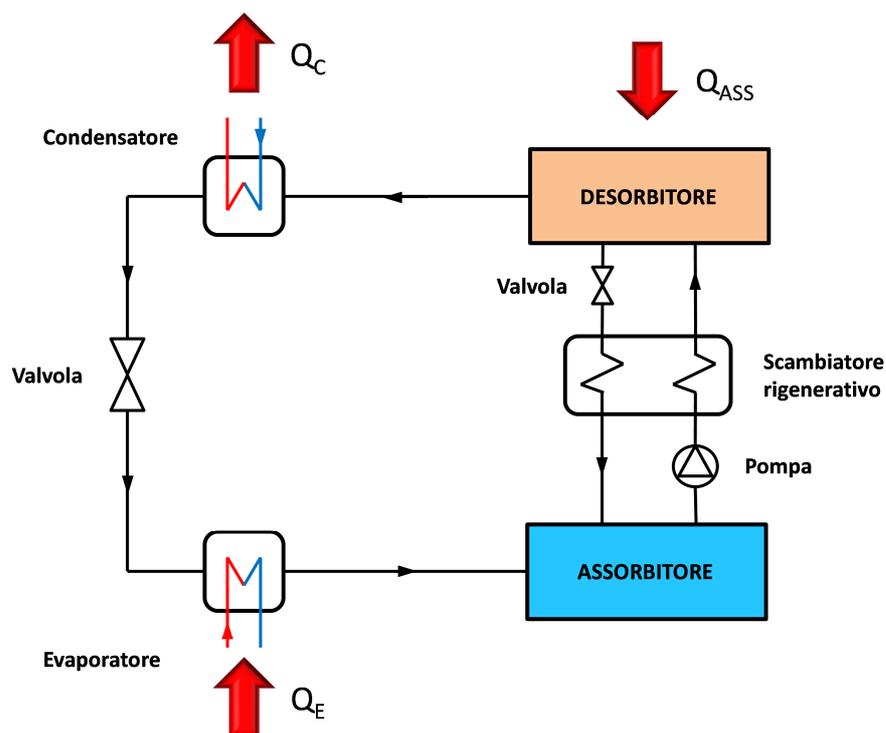


Fig.1 Schema di un frigorifero ad assorbimento

Il frigorifero ad assorbimento presenta i seguenti componenti essenziali:

- un evaporatore, nel quale si ha la sottrazione di calore (Q_E) dall'ambiente da raffreddare (sorgente fredda) con l'evaporazione del fluido refrigerante;
- un assorbitore, nel quale 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 (compressione di liquido) dall'assorbitore al desorbitore e aumenta la pressione del fluido fino al valore massimo del ciclo;
- un desorbitore (anche detto generatore), presso il quale la soluzione, rilascia una frazione di soluto per evaporazione, grazie ad un flusso di calore proveniente dall'esterno (Q_{ASS}). Il calore può essere generato da una combustione (macchina a fiamma diretta) o in alternativa è possibile sfruttare il calore proveniente da un'altra fonte, per esempio quello cogenerato da un motore primo;

- un condensatore, dove il vapore, proveniente dal desorbitore, viene condensato, con trasferimento di calore (Q_c) all'ambiente esterno, mediante il medesimo fluido 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 per riprendere il ciclo.

L'efficienza di un sistema ad assorbimento è espressa dall'indice di prestazione COP (equazione (1)), dato dal rapporto tra il calore sottratto dall'evaporatore all'ambiente e il calore fornito al generatore.

$$COP = \frac{Q_E}{Q_{ASS}} \quad (1)$$

Frigoriferi ad assorbimento a singolo effetto. I Sistemi ad assorbimento a singolo effetto sono alla base del condizionamento degli ambienti. I valori di temperatura richiesta sono intorno ai $80 \div 90$ °C per cui l'alimentazione può essere effettuata con acqua calda surriscaldata o con vapore a bassa pressione. Per macchine a singolo effetto i valori del COP sono inferiori all'unità: più precisamente variano tra $0.6 \div 0.75$ e risultano maggiori per cicli a bromuro di litio rispetto a quelli ad ammoniac.

Frigoriferi ad assorbimento a doppio effetto. Introduzione di un secondo generatore. Il primo stadio di generazione dovrà essere alimentato mediante energia termica a temperature superiori rispetto a monostadio: generalmente sono richieste temperature di almeno 150 °C, che rendono quindi necessaria, per macchine indirette, alimentazione con vapore. Per macchine a doppio effetto il COP può superare l'unità, arrivando a essere compreso tra 1.1 e 1.3.

Frigoriferi ad assorbimento a triplo effetto e sistemi multistadio. La tecnologia dell'assorbimento può essere estesa a sistemi multistadio. Un ciclo a triplo effetto è realizzato integrando ad una macchina a doppio effetto un ulteriore ciclo esterno, che opera a temperatura maggiore. Il calore che deriva dalla condensazione del refrigerante e dal raffreddamento dell'assorbitore, nel ciclo superiore, alimenta il generatore dello stadio di alta della macchina a doppio effetto. Analogamente il calore asportato dal condensatore nello stadio di alta è ceduto al generatore di bassa. Il refrigerante è comune ai tre stadi della macchina. Data l'elevata temperatura richiesta dal ciclo aggiuntivo, frigoriferi a triplo effetto dovranno, spesso, basarsi sulla combustione diretta. Il COP raggiunge, approssimativamente, un valore di 1.5.

3.6 Frigoriferi a compressione e pompe di calore [24-25]

Sia i gruppi frigoriferi che le pompe di calore consentono di asportare calore da una sorgente fredda per cederlo ad un'altra a temperatura superiore. Ciò che contraddistingue gruppi frigoriferi dalle pompe di calore è l'effetto utile prodotto: per un impianto frigorifero l'effetto utile è dato dal calore sottratto alla sorgente fredda, mentre per una pompa di calore è rappresentato dal calore ceduto alla sorgente calda.

Come è noto dal secondo principio della termodinamica, il trasferimento di calore da un corpo freddo ad uno a temperatura superiore non avviene spontaneamente ma richiede una spesa di energia. Nel

caso delle macchine a compressione quest'ultima è costituita dal lavoro meccanico speso dal compressore.

I gruppi frigoriferi a compressione e le pompe di calore sono costituiti dagli stessi componenti fondamentali (figura 1, sx):

- compressore;
- condensatore;
- valvola di laminazione;
- evaporatore.

Anche il ciclo di riferimento è il medesimo: sia i gruppi frigoriferi che le pompe di calore utilizzano il ciclo di compressione del vapore saturo di un refrigerante (figura 1, dx). Il fluido refrigerante che si trova nella condizione di vapore surriscaldato alla pressione ed alla temperatura di evaporazione (T_e, p_e) viene infatti elaborato dal compressore, temperatura e pressione si innalzano al valore di condensazione (T_c, p_c). Per mezzo del condensatore il fluido passa dallo stato di vapore surriscaldato allo stato liquido, durante tale processo è reso disponibile il calore Q_2 . Il passaggio attraverso la valvola di laminazione riduce temperatura e pressione del fluido refrigerante al valore di evaporazione (T_e, p_e). Affinché il ciclo si chiuda è necessario fornire il calore Q_1 , per mezzo dell'evaporatore il fluido passa dallo stato liquido allo stato di vapore surriscaldato. Il ciclo può ricominciare.

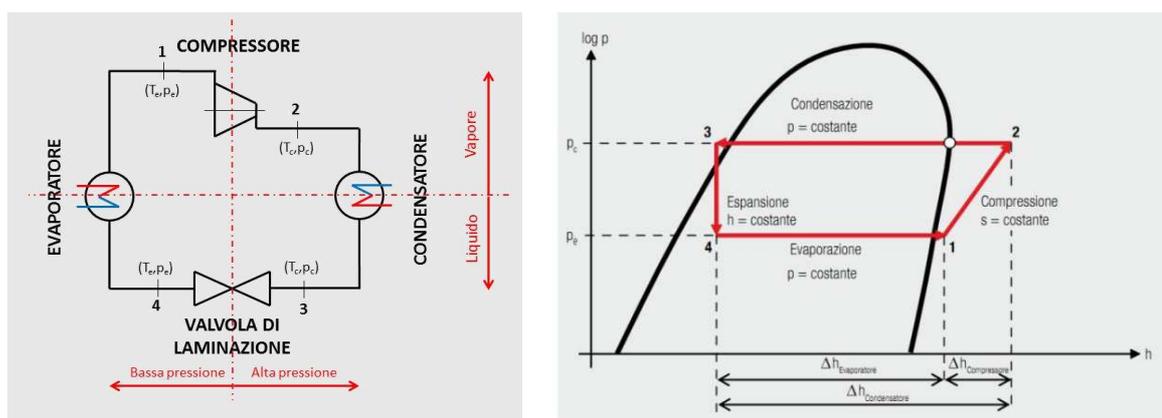


Fig. 1 Schema concettuale di una pompa di calore/circuito frigorifero e rappresentazione del ciclo sul diagramma p-h

3.6.1 Frigoriferi a compressione

L'impiego di gruppi frigoriferi a compressione rappresenta la tecnologia più diffusa e consolidata per la produzione dell'energia frigorifera. Un semplice schema è riportato in figura 1. Nei gruppi frigoriferi a compressione il lavoro necessario per trasferire il calore dalla sorgente fredda alla sorgente calda è fornito dal compressore, che è generalmente azionato da un motore elettrico oppure viene trascinato da un motore endotermico.

I compressori impiegati negli impianti frigoriferi sono prevalentemente di tipo volumetrico e possono presentare architetture molto diverse: compressori alternativi, a viti (dotati di maggiore silenziosità, molto impiegati nelle macchine di taglia maggiore), rotativi a palette (con elevata compattezza) o rotativi di tipo scroll (in grado di realizzare rendimenti volumetrici maggiori).

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

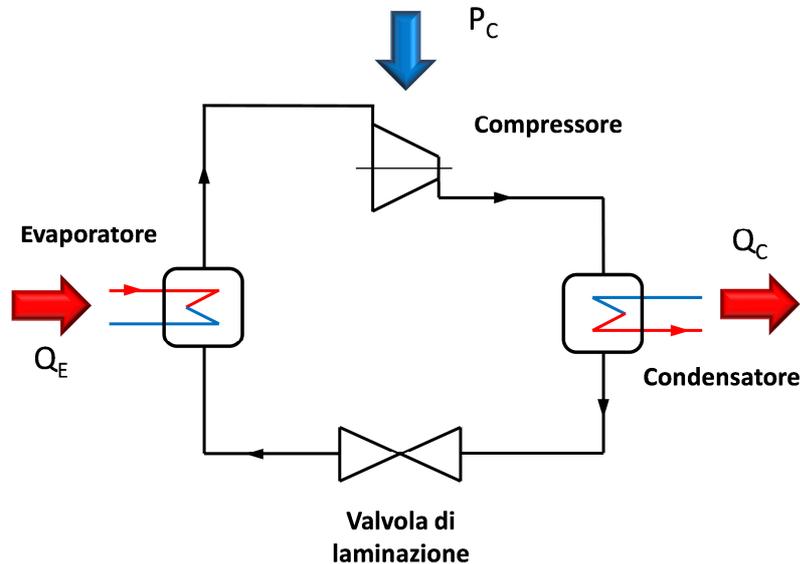


Fig. 1 Schema di un frigorifero a compressione

Le prestazioni di un gruppo frigorifero a compressione vengono quantificate tramite l'espressione (1), grazie alla quale viene definito un indice adimensionale detto EER (Energy Efficiency Ratio).

$$EER = \frac{Q_E}{P_C} \quad (1)$$

dove:

Q_E è il calore sottratto dall'ambiente da raffreddare;

P_C è il lavoro speso nella compressione.

L'indice EER dipende dalla tecnologia della macchina (fluido impiegato, tipologia di compressore, eventuale inter-refrigerazione, ecc.) e assume in genere valori superiori per macchine che scambiano con acqua (EER nel range 3.5÷6), rispetto ai valori tipici di macchine che scambiano con aria (EER = 2÷4).

3.6.2 Pompe di calore

La pompa di calore consente di asportare calore da un ambiente a temperatura inferiore per trasferirlo ad un altro ambiente che si trova a temperatura superiore, in altre parole consente di riqualificare energia termica a bassa entalpia.

Come indicato in figura 1, l'ambiente da cui si assorbe calore è detto pozzo freddo e si trova alla temperatura T_e ; nella pompa di calore il fluido frigorigeno estrae calore dalla sorgente fredda tramite l'evaporatore. L'ambiente a cui si cede calore, anche detto pozzo caldo, si trova alla temperatura T_c ; nella pompa di calore il fluido frigorigeno cede calore al pozzo caldo per mezzo del condensatore.

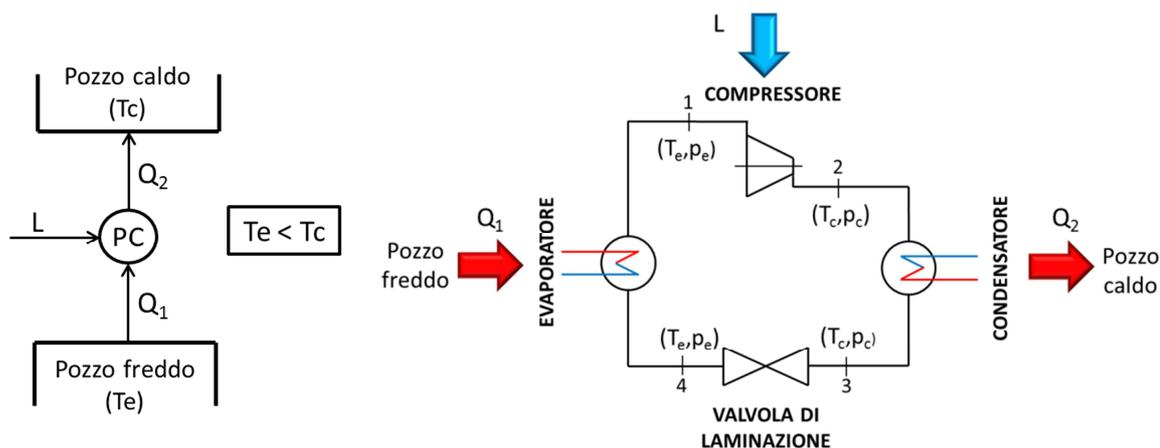


Fig. 1 Schema di una pompa di calore

Durante il funzionamento della pompa di calore si ha un assorbimento di calore (Q_1) dall'ambiente esterno grazie all'evaporatore, una cessione di calore (Q_2) all'ambiente da riscaldare grazie al condensatore ed un consumo di energia elettrica nel compressore (L). L'effetto utile della pompa è il calore $Q_2 = Q_1 + L$. Tramite l'equazione (1) è possibile determinare il rendimento COP (*Coefficient of Performance*) teorico di una pompa di calore, il quale è dato dal rapporto fra l'energia termica fornita dalla pompa di calore e l'energia che viene spesa per il suo funzionamento.

$$COP = \frac{Q_2}{L} = \frac{Q_2}{Q_2 - Q_1} = \frac{T_c}{T_c - T_e} \quad (1)$$

Esso è tanto più elevato, a parità di T_c , quanto minore è la differenza $T_c - T_e$.

Il parametro che influenza fortemente le prestazioni del sistema pompa di calore è la differenza tra la temperatura della sorgente in entrata T_e e la temperatura richiesta dal sistema di distribuzione del calore installato nell'abitazione T_c . La conseguenza immediata di questa considerazione è che un impiego energeticamente efficiente di un sistema a pompa di calore per il riscaldamento invernale di edifici presuppone la scelta di terminali d'impianto operanti a basse temperature; favorevoli a questa condizione sono quindi i pannelli radianti sia a soffitto che a pavimento, ed anche i ventilconvettori (temperature dell'ordine dei $45-35$ °C). Allo stesso modo conviene "ancorare" la pompa di calore alla sorgente esterna naturalmente disponibile alla più elevata temperatura possibile.

Le pompe di calore possono essere reversibili, in grado cioè sia di fornire che di sottrarre calore ad un ambiente, svolgendo una funzione di riscaldamento nel periodo invernale e di condizionamento in quello estivo. Con le pompe di calore si ha quindi il vantaggio di sfruttare una sola macchina, che grazie ad una valvola diventa reversibile poiché presenta la possibilità di invertire le funzioni dell'evaporatore e del condensatore, fornendo così riscaldamento in inverno e raffrescamento in estate.

Durante il funzionamento estivo (in modalità raffrescamento) il ciclo viene invertito: si ha un assorbimento di calore (Q_1) dall'ambiente da climatizzare grazie all'evaporatore, una cessione di calore all'ambiente esterno (Q_2) per mezzo del condensatore ed un consumo di energia elettrica nel compressore (L). Il rendimento, in configurazione di raffreddamento, è dato dall'EER (Energy Efficiency Ratio), definito tramite l'equazione (2).

$$EER = \frac{Q_1}{L} = \frac{Q_1}{Q_2 - Q_1} = \frac{T_c}{T_c - T_e} \quad (2)$$

Anche in questo caso minore è la differenza di temperatura $T_c - T_e$ maggiore risulta essere l'efficienza della macchina.

Sia per il COP che per l'EER, per determinare il rendimento effettivo è necessario tener conto, nel calcolo di L, oltre che dell'energia elettrica consumata dal compressore, anche di quella utilizzata da tutti gli altri organi ausiliari (ventilatore, pompe, ecc.).

E' possibile classificare le pompe di calore in base al tipo di servizio erogato:

- Produzione di acqua calda sanitaria;
- Riscaldamento invernale degli ambienti;
- Climatizzazione estiva degli ambienti;
- Combinato (pompa di calore reversibili).

Le pompe di calore si possono inoltre classificare in base al tipo di fonte energetica sfruttata (figura 2):

- Aria (disponibilità elevata, praticità d'uso, prestazioni energetiche variabili);
- Acqua (Prestazioni costanti e migliori rispetto alla sorgente aria, disponibilità variabile per tipo di fonte, necessità di operare di prelievo e scarico, vincoli normativi per prelievo e scarico);
- Suolo (buone prestazioni energetiche, tecnologia poco diffusa, elevati costi di realizzazione delle opere nel terreno, disponibilità limitata per necessità di ampie superfici).

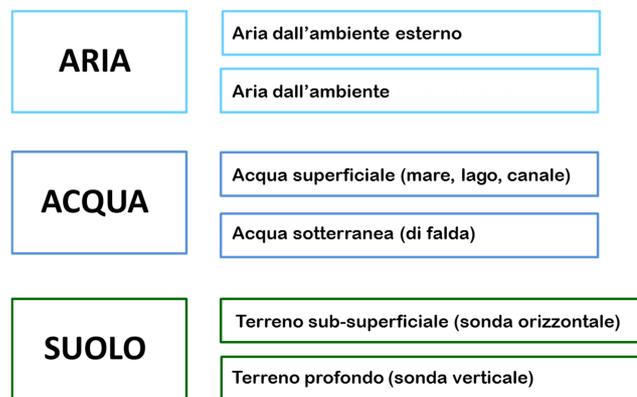


Fig. 2 Classificare delle pompe di calore in base al tipo di fonte energetica

In base alla tecnologia utilizzata per la compressione è possibile avere:

- Pompe di calore a compressione azionate da motore elettrico;
- Pompe di calore a compressione azionate da motore endotermico.

In base al tipo di distribuzione le pompe di calore si distinguono in:

- Ad espansione diretta (il fluido di lavoro scambia calore con l'aria del locale da riscaldare/raffrescare);
- Idronica (il fluido di lavoro scambia calore con acqua, che è utilizzata per la distribuzione).

Gli impianti alimentati da pompa di calore possono essere infine di tipo monovalenti o bivalenti. Si utilizza la configurazione monovalente quando la pompa di calore è in grado di coprire interamente il fabbisogno termico stagionale. In caso contrario si deve realizzare un sistema bivalente, costituito dalla pompa di calore e da un sistema di riscaldamento ausiliario che copra il fabbisogno termico. Si distingue tra impianti bivalenti monoenergetici quando una quota del fabbisogno termico stagionale è coperto dalla pompa di calore ed una quota di integrazione è fornita da un generatore ausiliario che utilizza lo stesso vettore energetico (elettricità o gas); e impianti bivalenti bienergetici quando il fabbisogno termico stagionale è coperto dalla pompa di calore e da un generatore ausiliario che utilizza un vettore energetico diverso da quello utilizzato dalla pompa di calore.

Pompe di calore ad aria. Le pompe di calore che usano l'aria (ASHP – Air Source Heat Pumps) come sorgente trovano le condizioni più favorevoli per il loro impiego nelle zone a clima moderato, dove la temperatura esterna scende raramente sotto gli 0 °C. Non richiedono inoltre costi di investimento per raggiungere la sorgente stessa e si possono installare ovunque.

Sono state analizzate le schede tecniche delle pompe di calore ad aria di diversi produttori (Aermec, Daikin, Galletti, Riello). In tabella 1 si riporta l'elenco, senza pretese di esaustività, delle possibili soluzioni commerciali presenti sul mercato nel range di potenza termica 1÷200 kW_{th}. Nell'analisi si è fatto riferimento a configurazioni che prevedessero terminali di emissione a bassa temperatura. Le grandezze nominali sono note per temperatura dello scambiatore di calore lato utenze pari a 45 °C in inverno e 7 °C in estate e temperature dello scambiatore di calore lato sorgente pari a 35 °C in estate e 7 °C in inverno.

Tab.1 Dati nominali di ASHP (potenza fino a 200 kW_{th})

Pompe di calore ad aria (ASHP)							
Costruttore	Serie	Modello	Fluido	P_T	P_F	COP	EER
				[kW]	[kW]	[-]	[-]
DAIKIN	EWYQ	006ACV3P	R410A	6.4	6.0	2.83	2.55
RIELLO	HP AQ	R6/6	R407C	6.8	6.6	3.40	2.87
AERMEC	ANLI	25H	R 410A	7.3	6.4	3.14	2.66
DAIKIN	EWYQ	007ACV3P	R410A	7.8	7.1	2.74	2.41
GALLETTI	MCP	7	R407C	8.8	7.6	3.20	3.14
RIELLO	RSA-EF	H0031	R407C	9.0	7.9	3.10	2.90
RIELLO	HP AQ	R10/10	R407C	9.7	9.7	3.50	2.94
GALLETTI	MPE-H	8	R410A	10.0	8.2	3.07	2.67
GALLETTI	MPE-H	10	R410A	10.9	9.1	3.00	2.82
DAIKIN	EWYQ	009ACW1P	R410A	11.0	9.0	3.48	2.94
RIELLO	RSA-EF	H0041	R407C	11.2	10.0	3.30	3.12
DAIKIN	EWYQ	010ACV3P	R410A	11.5	9.5	3.39	2.82
DAIKIN	EWYQ	011ACW1P	R410A	12.5	11.0	3.30	2.91
DAIKIN	EWYQ	011ACV3P	R410A	13.0	11.0	3.35	2.66
RIELLO	RSA-EF	H0061	R407C	16.3	14.2	3.30	3.10
GALLETTI	MCE-H	15	R410A	16.7	14.3	3.04	2.67
GALLETTI	MCP	15	R407C	18.1	15.8	3.19	3.02
GALLETTI	MCE-H	18	R410A	19.7	16.6	2.95	2.52
RIELLO	HP AQ	R20/18	R407C	19.9	18.5	3.20	2.76
GALLETTI	MPE-H	18	R410A	20.0	16.9	3.02	2.67
AERMEC	ANR	902	R 407C	20.3	17.6	2.98	2.55
RIELLO	RSA-EF	H0071	R407C	21.1	18.2	3.30	2.90
GALLETTI	MCP	18	R407C	23.3	19.6	3.06	2.83

continua...

Pompe di calore ad aria (ASHP)							
Costruttore	Serie	Modello	Fluido	P_T	P_F	COP	EER
				[kW]	[kW]	[-]	[-]
RIELLO	HP AQ	R25/21	R407C	26.2	25.2	3.40	3.03
GALLETTI	MPE-H	24	R410A	27.2	23.3	3.35	2.88
RIELLO	RSA-EF	H0101	R407C	29.5	25.6	3.30	2.90
GALLETTI	MPE-H	27	R410A	30.0	26.1	3.37	2.79
GALLETTI	MPE-H	28	R410A	31.4	27.5	3.43	3.18
AERMEC	ANLI	100H	R 410A	31.7	28.8	2.78	2.45
GALLETTI	MCE-H	31	R410A	35.2	30.5	3.29	2.85
RIELLO	RSA-EF	H0121	R407C	35.3	30.9	3.20	2.80
GALLETTI	MPE-H	32	R410A	35.6	30.9	3.41	3.07
GALLETTI	MCE-H	34	R410A	38.6	33.5	3.24	2.74
GALLETTI	MPE-H	35	R410A	39.3	34.3	3.39	2.98
GALLETTI	MCP	32	R407C	40.0	34.4	3.25	3.09
RIELLO	RSA-EF serie 2C	0152H	R410A	41.8	35.8	3.20	2.60
RIELLO	RSC-EF serie 2C	0152H	R410A	42.0	36.0	3.23	2.77
GALLETTI	MCE-H	39	R410A	44.1	38.4	3.26	2.87
GALLETTI	MPE-H	40	R410A	45.2	38.9	3.44	3.04
GALLETTI	MCP	40	R407C	47.4	40.4	3.20	2.91
RIELLO	RSC-EF serie 2C	0182H	R410A	48.0	42.0	3.20	2.80
RIELLO	RSA-EF serie 2C	0202H	R410A	54.1	48.0	3.20	2.70
GALLETTI	LCP	42	R410A	54.6	51.4	3.40	3.20
RIELLO	RSC-EF serie 2C	0202H	R410A	56.0	49.0	3.30	2.72
AERMEC	HL	280	R 410A	58.0	51.0	3.12	2.54
GALLETTI	LCP	52	R410A	60.2	56.5	3.30	3.10
GALLETTI	MPE-H	54	R410A	60.8	52.0	3.32	2.92
RIELLO	RSA-EF serie 2C	0252H	R410A	63.6	54.6	3.20	2.70
RIELLO	RSC-EF serie 2C	0252H	R410A	64.0	55.0	3.20	2.75
AERMEC	HL	300	R 410A	68.0	61.0	3.19	2.71
GALLETTI	LCP	62	R410A	70.1	66.4	3.30	3.30
AERMEC	HL	330	R 410A	75.0	66.0	3.09	2.52
GALLETTI	MPE-H	66	R410A	75.3	62.8	3.26	2.60
GALLETTI	LCP	72	R410A	77.8	74.1	3.30	3.20
RIELLO	RSC-EF serie 2C	0302H	R410A	82.0	73.0	3.28	2.80
RIELLO	RSA-EF serie 2C	0302H	R410A	84.1	73.2	3.40	2.80
GALLETTI	LCP	82	R410A	87.0	81.6	3.20	3.10
RIELLO	RSC-EF serie 2C	0352H	R410A	95.0	84.0	3.40	2.80
RIELLO	RSA-EF serie 2C	0352H	R410A	96.2	83.5	3.40	2.80
AERMEC	HL	500	R 410A	99.0	83.0	2.98	2.09
AERMEC	HL	550	R 410A	106	90.0	2.94	2.10
RIELLO	RSC-EF serie 2C	0412H	R410A	107	95.0	3.34	2.88
GALLETTI	LCP	94	R410A	108	99.2	3.30	3.10
GALLETTI	LCP	104	R410A	119	108	3.30	3.00
RIELLO	RSA-EF serie 2C	0452H	R410A	121	103	3.40	2.60
RIELLO	RSC-EF serie 2C	0452H	R410A	122	107	3.39	2.82
AERMEC	HL	600	R 410A	129	110	2.99	2.12
RIELLO	RSC-EF serie 2C	0512H	R410A	135	119	3.37	2.83
RIELLO	RSA-EF serie 2C	0512H	R410A	138	119	3.40	2.80
GALLETTI	LCP	124	R410A	142	130	2.90	3.00
RIELLO	RSA-EF serie 4C	140 HA	R407C	145	132	3.40	3.00
AERMEC	HL	650	R 410A	150	124	3.13	2.13
GALLETTI	LCP	144	R410A	158	143	3.10	3.00
AERMEC	HL	700	R 410A	165	140	2.99	2.13
RIELLO	RSA-EF serie 4C	160 HA	R407C	171	154	3.40	3.00
RIELLO	RSC-EF serie 2C	0612H	R410A	173	154	3.33	2.80
RIELLO	RSA-EF serie 4C	180 HA	R407C	190	170	3.10	2.60

Pompe di calore ad acqua. L'impiego di pompe di calore che utilizzano come sorgente di calore l'acqua (WSHP – Water Source Heat Pumps) è vincolato alla disponibilità della risorsa idrica in prossimità dell'impianto. La minore variazione termica stagionale dell'acqua garantisce efficienze maggiori che nel caso di pompe di calore che utilizzano l'aria come sorgente di calore. Sia per le pompe di calore che sfruttano acqua superficiale che di falda, si può prevedere un diretto utilizzo dell'acqua nello scambiatore di calore della pompa di calore, incrementando l'efficienza. Nei casi in cui l'acqua però contenga sabbia, è buona norma installare uno scambiatore esterno. Uno svantaggio dei sistemi che usano l'acqua come fonte di calore, nei confronti di quelli che usano l'aria è il loro maggior costo impiantistico iniziale per la parte estrazione di calore dalla sorgente: necessitano infatti di un circuito idrico con pompe di sollevamento e/o circolazione acqua, relative valvole e scambiatore esterno, della realizzazione di un pozzo artesiano e sistema di smaltimento acqua esausta nel caso di acqua di falda.

Pompe di calore geotermiche. Le pompe di calore che sfruttano il suolo come sorgente di calore (GSHP - Ground Source Heat Pumps), anche dette pompe di calore geotermiche (GHP - Geothermal Heat Pumps), garantiscono un rendimento costante lungo tutto l'arco dell'anno, indipendentemente dalle condizioni climatiche esterne. Come rappresentato in figura 3, a partire da circa 20 metri di profondità, la temperatura del sottosuolo si mantiene costante, non dipendendo più dalle variazioni di temperatura giornaliera e stagionali. Per le latitudini italiane, in pianura e nelle valli al di sotto dei 1000 metri di altitudine, questa temperatura varia tra gli 8 °C e i 12 °C. Sotto i 20 metri di profondità, la temperatura aumenta di 1°C ogni 33 metri circa.

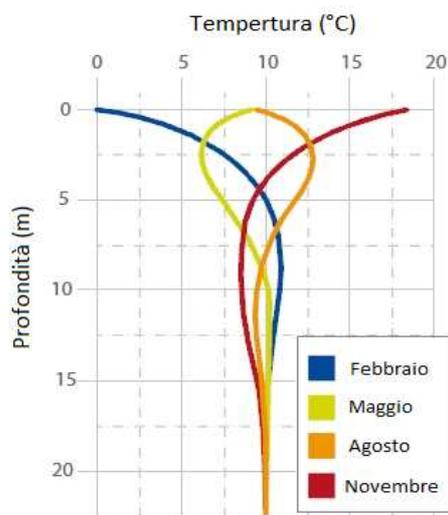


Fig.3 Temperatura media del sottosuolo

Nelle GSHP l'acqua o acqua addizionata di glicole etilenico, per evitare l'eventuale rottura per gelo, scambia (assorbe o cede) calore con il terreno, circolando in tubi di plastica (collettori) che formano un circuito chiuso. I tubi possono essere disposti verticalmente, in uno o più pozzi profondi, oppure orizzontalmente, disposti secondo varie geometrie. Le diverse soluzioni dipendono dal tipo di terreno che si trova nel luogo dell'installazione, dallo spazio disponibile, dalla possibilità di perforare uno o più pozzi, ecc. Il costo dei collettori e soprattutto della loro posa nel terreno sono sensibilmente superiori a quelli dei sistemi di captazione della acque. Però, dove non esistono acque superficiali o di falda disponibili, possono costituire una valida soluzione. Nella disposizione verticale vengono praticate una o più perforazioni con un diametro variabile tra i 10 e i 15 cm, la profondità delle perforazioni (30÷200

m) viene determinata in base al volume degli ambienti da riscaldare e al tipo di terreno. Una volta portata a termine la perforazione, generalmente, si inserisce fino in profondità un tubo ad U o tubi coassiali in polietilene ad alta densità. Lo spazio vuoto viene riempito con una miscela di bentonite e cemento, per assicurare un buon contatto termico tra i tubi e la parete della perforazione. Per essere installata una pompa di calore geotermica necessita l'impiego di uno o più collettori. In seguito, viene creato un circuito chiuso tra la perforazione ed il sistema di riscaldamento/raffreddamento dell'edificio, mediante l'utilizzo di appositi scambiatori di calore. Nella disposizione orizzontale tubi in polietilene ad alta densità, nei quali circola acqua o acqua additivata con glicole, vengono interrati ad una profondità non eccessiva (60÷150 cm). Più lo scavo è profondo, più la temperatura migliora e meno risente della variazione di temperatura dell'aria esterna, ma in compenso aumenta il costo. Una variante è costituita dal cosiddetto "sistema di pali energetici" con il quale lo scambio termico con il terreno è realizzato attraverso i pali di fondazione di un edificio. In questa particolare configurazione la pompa di calore è collegata ad un sistema di tubi ad U posti all'interno dei pali di fondazione che formano la base portante dell'edificio.

Sono state analizzate le schede tecniche delle pompe di calore geotermiche di diversi produttori (es., Riello, Rossato Group, Viessmann, ecc). In tabella 2 è riportato l'elenco, senza pretese di esaustività, delle possibili soluzioni commerciali presenti sul mercato nel range di potenza termica 1÷200 kW_{th}. Nell'analisi si è fatto riferimento a configurazioni che prevedessero terminali di emissione a bassa temperatura. Le grandezze nominali sono note per una temperatura dello scambiatore di calore lato utenza uguale a 45 °C in inverno e 7 °C in estate e temperature dello scambiatore di calore lato sorgente pari a 30 °C in estate e 10 °C in inverno.

La tecnologia della pompa di calore utilizza l'energia fornita da aria, acqua e suolo per la produzione di acqua calda sanitaria, riscaldamento invernale e climatizzazione estiva. Le pompe di calore trasformano in energia utile una energia a bassa entalpia che altrimenti resterebbe inutilizzata, sfruttando quindi calore "gratuito". Tali apparecchi sono considerati quindi "rinnovabili" per la quota parte di energia sottratta all'aria o all'acqua o al suolo (Direttiva RES). L'impiego di pompe di calore che utilizzano energie rinnovabili a bassa temperatura aumenta l'efficienza energetica e contribuisce in modo sostanziale alla riduzione delle emissioni di gas serra.

La quantità di energia prodotta dalle pompe di calore da considerarsi energia da fonte rinnovabile (E_{RES}) può essere calcolato utilizzando l'espressione (3).

$$E_{RES} = Q_{usable} \cdot \left(1 - \frac{1}{SPF}\right) \quad (3)$$

Dove Q_{usable} calore totale prodotto dalla pompa di calore (verranno prese in considerazione solo quelle macchine che avranno un valore minimo di SPF maggiore di $1.15 \cdot 1/\eta$), SPF è il rendimento medio stagionale della pompa di calore, η è il rendimento del parco termoelettrico a livello UE (rapporto tra la produzione di energia elettrica ed il consumo di energia primaria per la sua produzione).

Tab.2 Dati nominali di GSHP (potenza fino a 200 kW_{th})

Pompe di calore geotermiche (GSHP)					
Costruttore	Modello	P_T	P_F	COP	EER
		[kW]	[kW]	[-]	[-]
WHITEAM	LANCE 3	4.5	4.2	5.6	4.2
WHITEAM	LANCE 5	5.6	5.2	5.1	4.3
RIELLO	RAA-EF-H 0011	6.8	5.2	4.0	3.4
WHITEAM	LANCE 7	7.2	6.7	5.1	4.3
VISSMANN	Vitocal 300-G 106	8.4	6.9	5.6	4.6
WHITEAM	LANCE 9	8.6	8.1	5.1	4.3
RIELLO	RAA-EF-H 0025	9.2	7.7	4.0	3.6
WHITEAM	LANCE 10	9.8	9.4	5.2	4.4
VISSMANN	Vitocal 300-G 108	10.9	9.0	5.7	4.7
WHITEAM	LANCE 12	12.2	11.5	5.3	4.5
VISSMANN	Vitocal 300-G 110	14.2	11.7	5.7	4.7
RIELLO	RAA-EF-H 0041	14.6	11.3	4.1	3.5
WHITEAM	LANCE 15	15.0	13.9	4.2	3.9
ROSSATO GROUP	ACTEA 14	15.7	13.1	4.1	4.1
WHITEAM	LANCE 18	16.9	15.8	4.1	3.8
VISSMANN	Vitocal 300-G 113	18.3	15.2	5.9	4.9
WHITEAM	LANCE 20	19.1	18.0	4.1	3.8
RIELLO	RAA-EF-H 0061	20.0	15.7	4.4	3.9
VISSMANN	Vitocal 300-G 116	21.5	17.8	5.8	4.8
WHITEAM	LANCE 25	23.4	22.0	4.2	4.0
ROSSATO GROUP	ACTEA 18	23.6	20.0	4.1	4.2
RIELLO	RAA-EF-H 0071	24.9	19.8	4.3	3.9
VISSMANN	Vitocal 300-G 220	28.4	23.4	5.7	4.7
ROSSATO GROUP	ACTEA 23	29.5	25.6	4.2	4.4
WHITEAM	LANCE 30	30.5	28.8	4.3	4.0
WHITEAM	LANCE 35	34.8	33.1	4.3	4.1
VISSMANN	Vitocal 300-G 226	36.6	30.4	5.9	4.9
ROSSATO GROUP	ACTEA 29	39.3	32.4	4.3	4.3
RIELLO	RAA-EF-H 0121	41.7	33.4	4.4	3.9
VISSMANN	Vitocal 300-G 232	43.0	35.6	5.8	4.8
ROSSATO GROUP	ACTEA MAXI 60	86.3	69.8	5.0	4.5
ROSSATO GROUP	ACTEA MAXI 73	101	81.6	4.9	4.5
ROSSATO GROUP	ACTEA MAXI 93	132	106	4.9	4.5
ROSSATO GROUP	ACTEA MAXI 119	166	135	5.0	4.5
ROSSATO GROUP	ACTEA MAXI 138	194	157	5.0	4.5

3.7 Caldaie a condensazione [26]

La caldaia è l'elemento centrale che compone un impianto di riscaldamento tradizionale.

Attraverso il processo chimico della combustione vengono generati fumi caldi che, scambiando calore con il fluido termovettore (solitamente acqua), producono il calore necessario per il riscaldamento dei locali e per la produzione dell'acqua calda sanitaria.

L'evoluzione della tecnologia ha messo a punto nel tempo sistemi di generazione del calore con rendimenti sempre più elevati, fino ad arrivare allo sviluppo delle attuali caldaie a condensazione. Questo tipo di caldaie consentono di ottenere rendimenti superiori al 100%, in riferimento al potere calorifico inferiore (PCI), grazie alla loro capacità di recuperare gran parte del contenuto energetico proprio dei fumi di combustione.

Il rendimento di una caldaia, in prima approssimazione, può essere espresso dalla relazione (4).

$$\eta_{gen} = \frac{\dot{Q}}{\dot{P}_i} = \frac{\dot{m}_a(h_u - h_i)}{\dot{m}_c K_i} \quad (4)$$

Il rendimento viene quindi valutato come rapporto tra la potenza termica \dot{Q} spesa per il riscaldamento del fluido destinato all'utenza (acqua) e la potenza termica \dot{P}_i introdotta con il combustibile. In particolare: \dot{m}_a indica la portata di acqua riscaldata, $(h_u - h_i)$ la differenza di entalpia tra l'ingresso e l'uscita della caldaia, \dot{m}_c la portata di combustibile introdotto e con il termine K_i si intende il potere calorifico inferiore (P.C.I.) del combustibile.

Passando dall'entalpia alle temperature, considerando una trasformazione che avviene in prossimità della curva limite inferiore (c.l.i.) del diagramma di stato dell'acqua, e considerando il calore specifico del liquido (c_l) costante, il rendimento può essere definito tramite l'espressione (5).

$$\eta_{gen} = \frac{\dot{Q}}{\dot{P}_i} \cong \frac{\dot{m}_a c_l (T_u - T_i)}{\dot{m}_c K_i} \quad (5)$$

Da tale relazione è possibile notare come un aumento della variazione di temperatura tra ingresso ed uscita della caldaia porti ad un aumento del rendimento. Quindi tanto più bassa sarà la temperatura di ritorno in caldaia T_i tanto più elevato sarà il rendimento di generazione, a parità di portata d'acqua riscaldata.

Il potere calorifico inferiore e quello superiore di un combustibile rappresentano la quantità di energia che si può ricavare dalla sua combustione: quello superiore comprende anche il calore latente di vaporizzazione. Nelle caldaie tradizionali viene sfruttato il solo calore sensibile, cioè quello associato ad un'effettiva variazione di temperatura; qualora fosse possibile sfruttare tutto il contenuto energetico del combustibile introdotto, con questo tipo di caldaie si raggiungerebbe al più un rendimento del 100%. Nelle caldaie a condensazione è invece possibile utilizzare anche il calore latente, cioè quello non associato ad una effettiva variazione di temperatura, ma legato alla cessione di calore dovuta alla condensazione del vapore d'acqua, a temperatura e a pressione costante, contenuto nei fumi. Se si considera il metano come combustibile si ha che il rapporto P.C.S./P.C.I. è pari a 1.11. Come schematicamente riportato in figura 4, nelle caldaie a condensazione si rende quindi disponibile un'ulteriore quantità di calore che, se completamente sfruttato, porterebbe ad un rendimento del 111% (combustibile: metano).

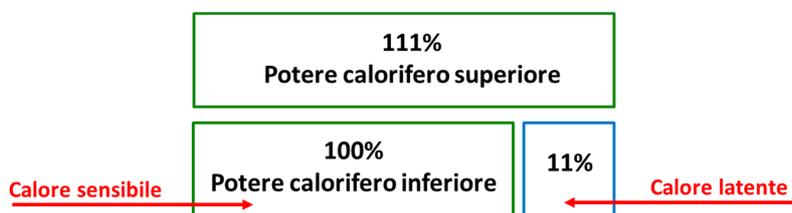


Fig.4 P.C.S. e P.C.I. per combustione di metano [9]

Con le caldaie tradizionali, arrivare alla condensazione del vapore d'acqua contenuto nei gas di combusti provocherebbe danni da corrosione delle superfici di scambio termico interne. Le caldaie a condensazione, invece, grazie all'uso di materiali resistenti alla corrosione e all'impiego di speciali scambiatori di calore, sono in grado di recuperare gran parte del calore contenuto nei fumi, sia

sensibile che latente. In linea di massima, tanto più è elevata la differenza tra il potere calorifico inferiore e il potere calorifico superiore, cioè tanto è maggiore la quota di calore latente, più risulta efficace la tecnica della condensazione (vedi tabella 3).

Tab.3 Rapporto P.C.S. / P.C.I. di vari combustibili [3]

	Gas metano	GPL	Olio combustibile
Potere calorifico superiore (P.C.S.)	37.78 MJ/m ³	125.81 MJ/m ³	38.12 MJ/l
Potere calorifico inferiore (P.C.I.)	34.02 MJ/m ³	116.09 MJ/m ³	35.85 MJ/l
P.C.S./P.C.I.	1.11	1.08	1.06

Per una caldaia tradizionale il calore latente (11 %) viene perso direttamente nei fumi, che vengono espulsi a temperature superiori a 150 °C [3], per evitare la formazione di condensa acida molto corrosiva. L'alta temperatura dei fumi di scarico fa sì che anche le perdite al camino e all'involucro siano elevate (10 %). Ne seguirà che di tutto il calore generato dalla combustione solo il 90 % andrà all'impianto.

In una caldaia a condensazione i fumi fuoriescono dall'impianto ad una temperatura prossima ai 40 °C. La bassa temperatura dei fumi consente di avere meno perdite al camino (indicativamente 2 %) e minori perdite all'involucro (indicativamente 2 %), portando così il rendimento al 107 % sul potere calorifico inferiore, in quanto grazie alla condensazione del vapore contenuto nei fumi si trasferisce più calore all'acqua di riscaldamento (circa il 7 %). Per condensare i vapori dei fumi, le caldaie a condensazione sfruttano la temperatura dell'acqua di ritorno dall'impianto termico. I fumi vengono fatti passare in uno speciale scambiatore/condensatore che permette di sottrarre, tramite condensazione, il calore latente del vapore acqueo contenuto nei fumi. I fumi che escono a bassa temperatura dalla caldaia a condensazione, non avendo la spinta necessaria per risalire una canna fumaria, devono pertanto essere smaltiti tramite un sistema di tiraggio forzato azionato da un ventilatore. Gli scarichi di condensa sono invece smaltiti da due impianti di smaltimento: uno per la condensa proveniente dalla caldaia stessa, l'altro per quella proveniente dal sistema di scarico dei fumi.

Al fine di ottenere la massima efficienza dalla caldaia a condensazione, come rappresentato in figura 5, è necessario:

- minimizzare la temperatura di scarico dei fumi;
- minimizzare la temperatura di ritorno dell'acqua in caldaia;
- far funzionare la caldaia il più a lungo possibile a bassa potenza per minimizzare il ΔT finale fumi/acqua;
- mantenere sempre un eccesso d'aria stabile e limitato.

Minimizzare la temperatura di scarico dei fumi significa sfruttare al massimo il calore ottenuto dalla reazione di combustione attraverso il combustibile. Ciò porta infatti a sfruttare anche il calore contenuto nel vapore acqueo dei fumi.

Il secondo punto dipende dall'impianto, in particolare dal tipo di emettitori (corpi scaldanti utilizzati) e dalle modalità del loro utilizzo. Il rendimento della caldaia è massimizzato con sistemi che utilizzano acqua a temperatura medio-basse come nel caso di sistemi con riscaldamento a pavimento o pannelli

radianti. In relazione al terzo punto occorrerà scegliere generatori che abbiano un ΔT finale fumi/acqua il più basso possibile e ciò avviene sia massimizzando la superficie di scambio termico dello scambiatore acqua/fumi (massimizzare il coefficiente di scambio termico) sia diminuendo la potenza al focolare cioè facendo funzionare la caldaia a carichi parziali (30 % del carico). Il quarto punto dipende dalle caratteristiche del generatore, cioè dalla sua capacità di modulare la potenza termica della fiamma mantenendo un basso e costante eccesso d'aria.

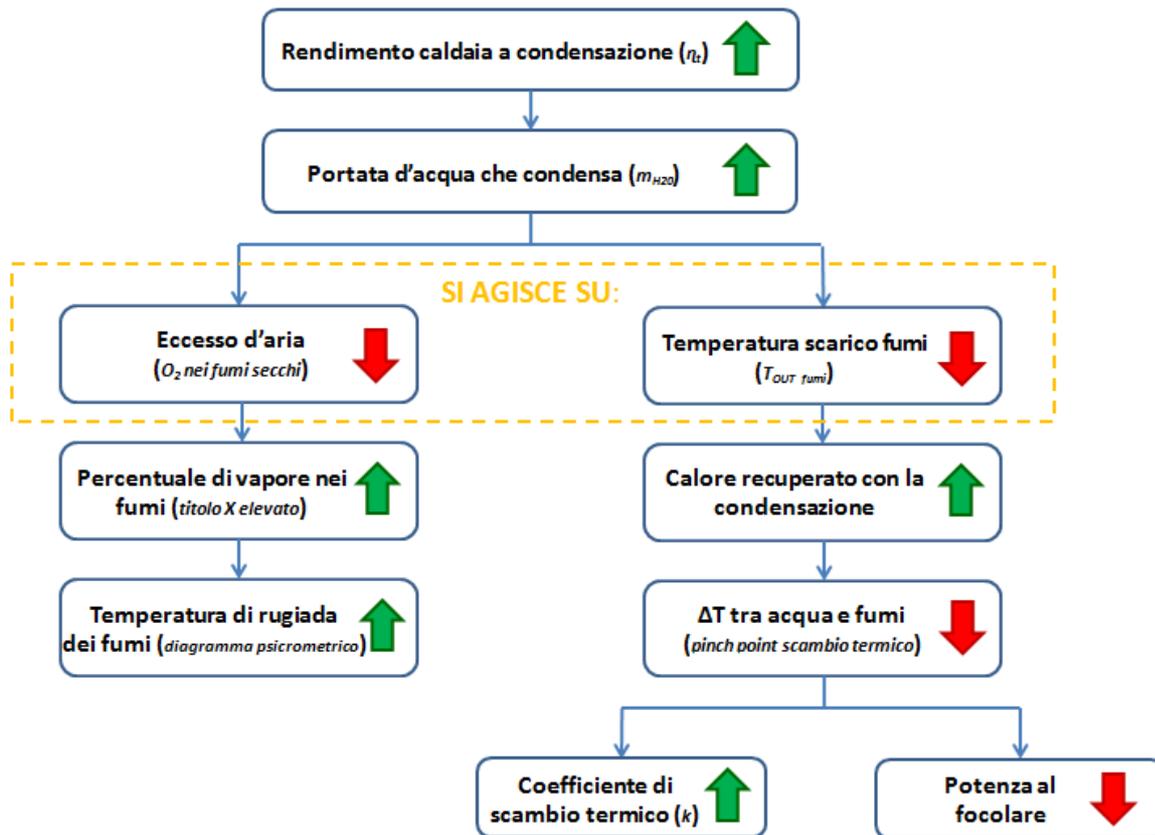


Fig.5 Schema ottimizzazione del rendimento

In tabella 4, sono prese in considerazione le caldaie a condensazione che conferiscono potenze termiche medio/basse, da un minimo di 10 kW ad un massimo di 200 kW, evitando le caldaie a condensazione di tipo industriale che presentano valori molto superiori, dell'ordine dei MW. Sono state analizzate le schede tecniche delle caldaie a condensazione di diversi produttori (es. Ariston, Baxi, Beretta, Herman, ICI Caldaie, ecc). L'elenco riportato in tabella non ha la pretesa di essere esaustivo. Nell'analisi si è fatto riferimento a configurazioni che prevedessero terminali di emissione a bassa temperatura (temperatura mandata/ritorno 50/30 °C).

In base ai dati forniti dai costruttori, il costo specifico [€/kW] è compreso tra i 50 e i 200 €/kW in funzione dalla taglia della caldaia a condensazione.

Tab.4 Dati nominali e a carico ridotto di caldaie a condensazione (potenza fino a 200 kW_{th})

Caldaie a condensazione				
Costruttore	Modello	P _{th} [kW]	$\eta_{100\%}$ (30°C ritorno) [-]	$\eta_{30\%}$ (30°C ritorno) [-]
ARISTON	GENUS PREMIUM SYSTEM 12FF	12.0	1.071	1.087
IMMERGAS	VICTRIX 12	12.3	1.070	1.079
BAXI	LUNA PLATINUM HT 1.12	12.4	1.058	1.078
JUNKERS	CERAPUR ZSB14-3A	13.3	1.065	1.095
VAILLANT	ECO BLOCK EXCLUSIV VM 146	15.2	1.065	1.080
RIELLO	FAMILY CONDENS 16IS	16.0	1.049	1.046
UNICAL	ALKON 18R	17.0	1.027	1.079
BAXI	LUNA PLATINUM HT 1.18	17.4	1.058	1.077
ARISTON	GENUS PREMIUM SYSTEM 18FF	18.0	1.066	1.090
HERMANN	THESI 3 CONDENSING 26	18.5	1.062	1.084
LAMBORGHINI	FUTURIA SOLAR 180	19.0	1.054	1.091
RIELLO	ALUDOMUS KV80 20ISC	20.0	1.013	1.082
BAXI	LUNA PLATINUM HT 24	20.6	1.058	1.076
VAILLANT	ECO BLOCK PLUS VMW IT 236	20.6	1.060	1.080
JUNKERS	CERAPUR ZWB24-3A	20.8	1.040	1.085
ARISTON	GENUS PREMIUM 25FF	22.0	1.070	1.080
VAILLANT	ECO BLOCK EXCLUSIV VM 206	22.8	1.065	1.080
UNICAL	ALKON 24R	23.8	1.019	1.072
BAXI	LUNA PLATINUM HT 1.24	24.7	1.057	1.076
IMMERGAS	HERCULES 26	24.9	1.065	1.065
HERMANN	THESI 3 CONDENSING 31	25.0	1.068	1.092
ICI CALDAIE	SOLAR C 25	25.0	1.076	1.087
RIELLO	FAMILY CONDENS 25KIS	25.0	1.038	1.072
RIELLO	RESIDENCE CONDENS 25KIS	25.0	1.052	1.078
BALTUR	TEMPERIA 26 K	26.0	1.051	1.063
HERMANN	MASTER CONDENSING 26	26.0	1.051	1.063
VAILLANT	ECO BLOCK PLUS VMW IT 296	26.0	1.060	1.080
UNICAL	KONDINOX RTFS 28-CTFS 28	26.5	1.039	1.081
LAMBORGHINI	IXDYN CONDENS 25C	26.6	1.054	1.091
VAILLANT	ECO COMPACT eco VSC 246	27.0	1.060	1.080
VAILLANT	ECO BLOCK EXCLUSIV VM 276	27.2	1.065	1.080
ARISTON	GENUS PREMIUM 30FF	28.0	1.070	1.080
ARISTON	GENUS PREMIUM SYSTEM 30FF	28.0	1.070	1.080
RIELLO	ALUDOMUS KV120 28ISC	28.0	1.015	1.080
UNICAL	ALKON 28R	28.0	1.023	1.078
LAMBORGHINI	IXTECH CONDENS 28	28.8	1.028	1.060
BAXI	LUNA PLATINUM HT 33	28.9	1.058	1.077
BALTUR	GENIO TECNIC MC 30	29.0	1.069	1.085
JUNKERS	SUPRAPUR KBR7-30A	29.6	1.057	1.103
RIELLO	FAMILY CONDENS 30KIS	30.0	1.047	1.052
ARISTON	GENUS PREMIUM 35FF	31.0	1.070	1.072
ICI CALDAIE	SOLAR C 31	31.0	1.074	1.076
BALTUR	GIOIA 32 K	32.0	1.059	1.074
HERMANN	MASTER CONDENSING 32	32.0	1.059	1.074
VAILLANT	ECO BLOCK PLUS VMW IT 346	32.4	1.060	1.080
IMMERGAS	VICTIX SUPERIOR 32	32.7	1.057	1.070
BAXI	LUNA PLATINUM HT 1.32	33.0	1.057	1.076
IMMERGAS	HERCULES 32	33.0	1.073	1.073
JUNKERS	CERAPUR ZWB35-3A	34.8	1.013	1.082
RIELLO	TAU UNIT 35	34.8	1.063	1.077
UNICAL	ALKON 35R	34.8	1.010	1.072
JUNKERS	SUPRAPUR KBR11-42A	40.0	1.035	1.093
BERETTA	POWER PLUS 50M	45.0	1.077	1.087
RIELLO	CONDEXA PRO 50M	45.0	1.077	1.087

continua...

Caldaie a condensazione				
Costruttore	Modello	P_{th}	$\eta_{100\%}$ (30°C ritorno)	$\eta_{30\%}$ (30°C ritorno)
		[kW]	[-]	[-]
VAILLANT	ECO BLOCK EXCLUSIV VM 466	47.9	1.065	1.080
THERMITAL	MAXICONDACQUA 45M	48.5	1.077	1.087
ICI CALDAIE	SPEEDY 55	51.8	1.052	1.070
LAMBORGHINI	FUTURIA N50	53.0	1.064	1.090
RIELLO	TAU UNIT 55	55.0	1.082	1.100
ROBUR	CALDARIA 75 COND	67.5	1.083	1.086
VAILLANT	ECO BLOCK EXCLUSIV VM 656	69.2	1.065	1.080
BERETTA	POWER PLUS 100M DEP	69.7	1.082	1.087
BERETTA	POWER PLUS 100S DEP	69.7	1.082	1.087
BALTUR	CONDECO 75	69.9	1.075	1.085
RIELLO	TAU UNIT 75	75.0	1.087	1.095
LAMBORGHINI	FUTURIA N80	79.5	1.060	1.090
HERMANN	MAXI HE 80	80.0	1.030	1.084
BALTUR	CONDECO 90	83.5	1.075	1.085
ICI CALDAIE	SPEEDY 90	84.0	1.066	1.080
ROBUR	CALDARIA 100 COND	89.9	1.077	1.087
BERETTA	POWER PLUS 100M	90.0	1.077	1.087
BERETTA	POWER PLUS 100S	90.0	1.077	1.087
RIELLO	CONDEXA PRO 100M	90.0	1.077	1.087
THERMITAL	MAXICONDACQUA 90M	96.8	1.077	1.087
RIELLO	TAU UNIT 110	110	1.059	1.089
THERMITAL	ALL CONDENSING 115	115	1.040	1.080
HERMANN	MAXI HE 120	116	1.030	1.084
LAMBORGHINI	FUTURIA N125	123	1.060	1.090
BALTUR	CONDECO 160	149	1.070	1.085
RIELLO	TAU UNIT 150	150	1.079	1.092
THERMITAL	ALL CONDENSING 150	150	1.040	1.080
HERMANN	MAXI HE 160	160	1.030	1.084
IMMERGAS	ARES	200	1.020	1.080

4. Sviluppo del modello

È stato sviluppato in ambiente Matlab® un modello per l'analisi energetica ed economica di impianti multienergia. Il modello ha come scopo l'allocazione ottimale delle richieste energetiche di un edificio, utilizzando sistemi ad energia rinnovabile, sistemi alimentati parzialmente da energia rinnovabili, sistemi alimentati da gas naturale e sistemi alimentati da energia elettrica. L'analisi si basa sulle serie temporali, con la possibilità di variare l'intervallo di tempo considerato (time-step).

Vengono inizialmente caricate le richieste energetiche (riscaldamento, climatizzazione, acqua calda sanitaria, elettricità per illuminazione e ad altre apparecchiature elettriche) e i dati della località dove è collocato l'edificio: latitudine, longitudine, temperatura ambiente e radiazione su piano orizzontale.

Vengono quindi presi in considerazione i sistemi energetici (figura 1) atti a soddisfare le richieste di cui sopra; per ognuno di essi sono stati valutati i principali parametri in grado di descriverne le prestazioni. All'interno del modello sono stati previsti pannelli fotovoltaici (PV) per la produzione di elettricità e collettori solari termici (SH) per la produzione di calore. Un algoritmo calcola la radiazione su piano avente la stessa inclinazione della superficie su cui verrà installato i pannelli e/o i collettori e, nota l'efficienza, ricava la produzione energetica. È inoltre modellizzato un cogeneratore (CHP), che consente la contemporanea produzione di energia termica ed elettrica con consumo di combustibile fossile. Il calore prodotto dai due sistemi precedenti (SH+CHP) se non contestualmente utilizzato potrà essere accumulato all'interno di un serbatoio di accumulo di capacità finita (STORAGE). Il calore prodotto durante il periodo in cui è previsto il raffrescamento può alimentare un frigo ad assorbimento (ABS) per la produzione di freddo. Sono state inserite nel modello due tipologie distinte di pompe di calore: una pompa di calore geotermica (GSHP) ed una pompa di calore ad aria (ASHP), entrambe reversibili. È stato inoltre modellizzato un frigorifero ad assorbimento a fiamma diretta (ABS D-Fire).

I sistemi descritti possono essere tutti presenti contemporaneamente o ne possono essere considerati solo alcuni di essi.

Sono infine modellizzati sistemi ausiliari in grado di coprire eventuali energie altrimenti non soddisfatte: il collegamento con la rete elettrica è stata considerato biunivoco (possibilità di prelievo/immissione), una caldaia ausiliaria (AB) produce l'eventuale calore non soddisfatto, un condizionatore elettrico ausiliario (AC) produce l'eventuale freddo non soddisfatto.

La logica di accensione delle macchine è termico-segue. È stabilito un ordine di priorità con il quale soddisfare le richieste termiche: si dà inizialmente priorità all'energia immagazzinata nel serbatoio di accumulo e a seguire ai collettori solari termici, al cogeneratore, alla pompa di calore geotermica e poi la pompa di calore ad aria. L'eventuale calore non prodotto viene generato dalla caldaia ausiliaria.

Durante i mesi in cui è previsto la climatizzazione, essa è soddisfatta preferenzialmente dal frigo ad assorbimento e a seguire dalla pompa di calore geotermica, poi dalla pompa di calore ad aria e dal frigo ad assorbimento a fiamma diretta. L'eventuale richiesta per climatizzazione non soddisfatta viene infine generata dal chiller ad aria con funzione ausiliaria.

La simulazione dell'impianto prende in considerazione la variazione delle performance dei sistemi al variare delle richieste energetiche e delle condizioni ambientali in cui i sistemi si trovano ad operare.

L'influenza della temperatura ambiente sulle efficienze ottenibili è considerata per il solare fotovoltaico, per il solare termico, per il cogeneratore, per le pompe di calore reversibili e per chiller ad aria ausiliario.

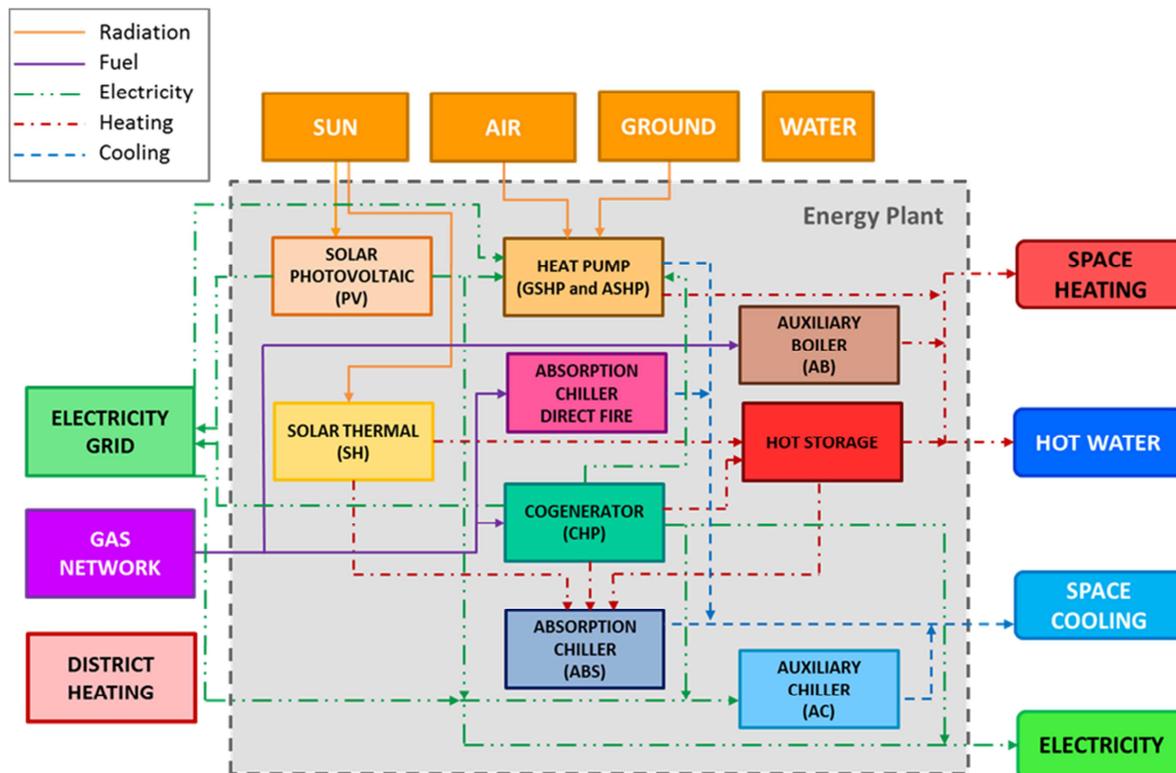


Fig.1 Esempio di Impianto multienergia

La variazione delle prestazioni in funzione del carico richiesto ai sistemi è stata valutata per il cogeneratore, per il frigorifero ad assorbimento a recupero di calore e a fiamma diretta, per le pompe di calore reversibili, per la caldaia ed il chiller ausiliari. Per tali sistemi è stata prevista la possibilità di modulare il carico fino ad un valore minimo arbitrario. Le prestazioni a carico parziale vengono ricavate in funzione delle prestazioni a carico nominale. Il carico parziale (chiamato *LOAD*) è definito utilizzando il rapporto adimensionale (1).

$$LOAD = \frac{P_k}{P_{k,nominale}} \quad (1)$$

Dove $P_{k,nominale}$ è la potenza a carico nominale e P_k è la potenza attuale.

Note le taglie delle macchine che compongono l'impianto e date le richieste orarie, il modello valuta quindi le produzioni energetiche dei diversi sistemi di generazione, le efficienze raggiunte, il combustibile utilizzato, l'energia elettrica prelevata dalla rete e quella immessa differenziata per fasce orarie. Per valutare l'efficienza energetica dell'impianto è stato utilizzato come indice complessivo il consumo annuale di energia primaria.

Il modello fornisce anche risultati di natura finanziaria: noti i prezzi specifici delle varie tecnologie, in base alla taglia della macchina installata, viene valutato il costo di investimento dell'impianto. Inoltre, viene ricavato il costo di operatività annuale, come somma del costo dell'elettricità prelevata e del combustibile utilizzato. Allo stato attuale, all'interno del modello diverse forme di incentivazione sono state prese in considerazione (Passaggio di iva e di accisa sul gas per generazione elettrica, V Conto Energia, Certificati Bianchi, Conto Termico, ecc). Per valutare l'economicità dell'impianto è stato utilizzato come indice complessivo l'NPV (*Net Present Value*) dopo un fissato numero di anni.

In base alla natura ed al numero delle variabili incognite, il modello è in grado di operare in modalità:

- a. **Calcolo diretto:** note le taglie e l'estensione dei sistemi di generazione, viene simulato il funzionamento annuale dell'impianto multienergia;
- b. **Ottimizzazione:** utilizzando un algoritmo di ricerca vengono individuate le taglie dei sistemi di generazione che consentono la minimizzazione/massimizzazione di una funzione obiettivo.

4.1 Dati di input al modello

Come input iniziali al modello è necessario individuare le richieste energetiche, la temperatura esterna dell'aria e l'irradiazione solare su una superficie arbitrariamente inclinata ed orientata.

4.1.1 Richieste energetiche

Come input al modello devono essere note le richieste energetiche dell'utenza da soddisfare: domanda di riscaldamento, domanda di acqua calda sanitaria, domanda di elettricità per illuminazione ed altre apparecchiature elettriche (escluse quelle per il raffrescamento), domanda di climatizzazione, indicate nel diagramma di flusso rispettivamente come **D1, D2, D3, D4**. Tali richieste possono essere determinate utilizzando i metodi presentati al capitolo 3. Esse devono essere definite con intervallo temporale omogeneo (stesso time-step).

4.1.2 Temperatura esterna dell'aria

La temperatura dell'aria nel giorno tipo mensile per la località considerata può essere ricavata utilizzando il metodo proposto nella norma tecnica UNI 11300-parte 4. Il metodo è basato sull'andamento della temperatura esterna del giorno tipo mensile ottenuto in base ai dati della UNI 10349. La temperatura dell'aria esterna, all'ora h del mese in esame è data dall'espressione (1).

$$\theta_{h,mese} = \theta_{avg,mese} + \rho_{h,mese} \cdot \Delta\theta_{mese} \quad (1)$$

dove:

$\theta_{h,mese}$ temperatura dell'aria esterna, all'ora h del mese considerato [°C]

$\theta_{avg,mese}$ temperatura media giornaliera [UNI 10349]

$\rho_{h,mese}$ coefficiente orario, differenziato per regioni

$\Delta\theta_{mese}$ escursione giornaliera

I valori del coefficiente $\rho_{h,mese}$ sono differenziati in funzione di due zone climatiche, A e B, in cui sono raggruppate le regioni italiane (vedi tabella 1).

Tab.1 Raggruppamento delle regioni italiane in due zone climatiche

Zona A	Zona B
Valle D'Aosta, Piemonte, Liguria, Lombardia, Veneto, Friuli Venezia Giulia, Emilia-Romagna, Toscana, Marche, Sardegna, Trentino-Alto Adige	Umbria, Lazio, Abruzzo, Molise, Puglia, Campania, Basilicata, Calabria, Sicilia

In tabella 2 sono riportati i valori di $\rho_{h,mese}$ per la zona A. Per la zona B il coefficiente $\rho_{h,m}^B$ relativo all'ora h del mese m si ricava come $\rho_{h,m}^B = \rho_{h,m+1}^A$.

Tab.2 Coefficienti $\rho_{h,mese}$ per le regioni della zona A

ORA	GENNAIO	FEBBRAIO	MARZO	APRILE	MAGGIO	GIUGNO	LUGLIO	AGOSTO	SETTEMBRE	OTTOBRE	NOVEMBRE	DICEMBRE
1	-0.23	-0.23	-0.27	-0.29	-0.34	-0.34	-0.34	-0.32	-0.28	-0.25	-0.25	-0.23
2	-0.26	-0.27	-0.32	-0.34	-0.39	-0.40	-0.38	-0.36	-0.31	-0.28	-0.27	-0.25
3	-0.28	-0.31	-0.35	-0.38	-0.43	-0.44	-0.43	-0.41	-0.34	-0.32	-0.30	-0.38
4	-0.31	-0.34	-0.37	-0.42	-0.47	-0.49	-0.47	-0.44	-0.38	-0.35	-0.33	-0.31
5	-0.33	-0.37	-0.40	-0.45	-0.49	-0.50	-0.49	-0.46	-0.41	-0.38	-0.35	-0.33
6	-0.35	-0.39	-0.41	-0.46	-0.46	-0.46	-0.47	-0.46	-0.43	-0.40	-0.38	-0.35
7	-0.37	-0.41	-0.43	-0.45	-0.41	-0.38	-0.41	-0.45	-0.44	-0.42	-0.39	-0.35
8	-0.35	-0.38	-0.38	-0.37	-0.29	-0.25	-0.29	-0.37	-0.38	-0.38	-0.36	-0.34
9	-0.28	-0.28	-0.24	-0.19	-0.11	-0.08	-0.11	-0.19	-0.21	-0.24	-0.24	-0.26
10	-0.17	-0.13	-0.04	0.06	0.12	0.13	0.11	0.06	0.03	-0.02	-0.07	-0.14
11	0.01	0.05	0.16	0.27	0.31	0.30	0.29	0.28	0.26	0.20	0.13	0.02
12	0.19	0.22	0.31	0.39	0.41	0.39	0.39	0.40	0.39	0.35	0.30	0.21
13	0.43	0.41	0.44	0.47	0.47	0.45	0.45	0.47	0.49	0.48	0.48	0.44
14	0.57	0.53	0.53	0.52	0.49	0.48	0.48	0.50	0.54	0.55	0.58	0.58
15	0.61	0.58	0.55	0.53	0.50	0.49	0.49	0.51	0.54	0.56	0.60	0.61
16	0.59	0.57	0.54	0.50	0.48	0.47	0.48	0.50	0.50	0.53	0.56	0.57
17	0.50	0.50	0.47	0.44	0.43	0.42	0.43	0.46	0.42	0.44	0.47	0.47
18	0.37	0.38	0.37	0.35	0.36	0.35	0.36	0.38	0.32	0.32	0.33	0.34
19	0.18	0.21	0.23	0.23	0.26	0.26	0.27	0.27	0.19	0.16	0.14	0.15
20	0.02	0.07	0.09	0.11	0.14	0.15	0.16	0.16	0.07	0.03	-0.01	0.00
21	-0.06	-0.02	0.00	0.01	0.02	0.04	0.05	0.04	-0.02	-0.06	-0.09	-0.08
22	-0.12	-0.08	-0.09	-0.10	-0.11	-0.10	-0.09	-0.09	-0.11	-0.12	-0.14	-0.12
23	-0.16	-0.13	-0.16	-0.18	-0.21	-0.21	-0.20	-0.19	-0.19	-0.18	-0.18	-0.16
0	-0.20	-0.18	-0.22	-0.25	-0.27	-0.28	-0.28	-0.27	-0.24	-0.23	-0.23	-0.20

Al fine di determinare la temperatura dell'aria nel giorno tipo mensile, vengono caricati i dati relativi alla temperatura media mensile giornaliera dell'aria $temp_{media}$ per la località considerata, l'escursione giornaliera mensile $delta_{temp}$ per la località considerata, ed i coefficienti orari mensili regionali $COEF_{temp,ora}$. Si calcola quindi la temperatura dell'aria secondo l'equazione (2).

Dati di INPUT:

$temp_{media}$ = temperatura media mensile giornaliera dell'aria [°C] <12>

$delta_{temp}$ = l'escursione giornaliera mensile [°C] <12>

$COEF_{temp,ora}$ = coefficienti orari mensili <12,24>

Equazioni:

Calcolo della temperatura dell'aria esterna nell'ora h del mese m della località considerata:

$$TEMP_{ora}(m, h) = temp_{media}(m) + COEF_{temp,ora}(m, h) \cdot delta_{temp}(m) \quad (2)$$

4.1.3 Irradiazione solare

La potenza resa disponibile dal sole su una superficie unitaria perpendicolare alla direzione di propagazione dell'irradiazione solare fuori dall'atmosfera è pari a $g_{sc} = 1367 \text{ W/m}^2$. Tale valore, detto costante solare, è da intendersi come valore medio di riferimento, perché la potenza oscilla a causa della variazione periodica della distanza sole-terra (eq. (1)).

Sulla superficie terrestre si registra un valore della potenza inferiore rispetto alla costante solare, a causa di fenomeni di assorbimento e riflessione che hanno luogo nel percorso attraverso l'atmosfera. L'irradiazione solare che raggiunge la superficie terrestre si distingue in tre principali componenti:

1. **irradiazione solare diretta** (colpisce la superficie con un determinato angolo),
2. **irradiazione solare diffusa** (colpisce la superficie con angoli diversi),
3. **irradiazione solare riflessa** (riflessa dalle superfici circostanti).

La somma di queste tre componenti determina l' **irradiazione solare totale**.

La porzione di irradiazione diretta, diffusa e riflessa ricevuta da una superficie dipendono da:

- a. condizioni meteorologiche,
- b. inclinazione ed orientamento della superficie,
- c. presenza di elementi riflettenti.

Prima di esaminare in dettaglio le equazioni, con le quali ricavare il valore dell'irradiazione solare totale oraria differenziata per mese, si introducono alcune definizioni che potranno essere utili nel seguito.

- Irraggiamento: energia radiante incidente su una superficie per unità di area e di tempo [W/m^2].
- Irradiazione (o insolazione): energia radiante incidente su una superficie per unità di area. È ricavata integrando l'irraggiamento entro uno specifico intervallo di tempo [J/m^2].
- Latitudine: posizione angolare a nord o a sud dell'equatore. Essa assume valori compresi tra -90° (sud) e 90° (nord).
- Declinazione: posizione angolare del sole, quando si trova sul meridiano locale, rispetto al piano dell'equatore. Essa assume valori compresi tra $-23,45^\circ$ e $23,45^\circ$.

Angoli che descrivono l'inclinazione e l'orientamento della superficie considerata:

- Inclinazione *beta*: angolo tra la superficie del piano considerato e quello orizzontale. Essa assume valori compresi tra 0° e 180° .
- Angolo azimutale di superficie *gamma* (o orientamento): deviazione della proiezione sul piano orizzontale della normale alla superficie dal meridiano locale. Esso è pari a 0° se la superficie considerata è orientata a sud, 180° se è orientata ad nord.
- Angolo di incidenza *teta*: angolo tra la radiazione diretta incidente su una superficie e la normale alla superficie stessa.

Vi sono inoltre alcuni angoli che descrivono la posizione del sole nel cielo:

- Angolo orario *omega*: posizione angolare del sole a est o a ovest del meridiano locale dovuta alla rotazione della terra sul proprio asse a una velocità di 15° all'ora (mattino: negativo, pomeriggio: positivo).
- Angolo zenitale *teta_z*: angolo tra la verticale (zenith) e la linea congiungente il sole. Equivale all'angolo di incidenza della radiazione diretta su una superficie orizzontale.

Le equazioni riportate nel seguito consentono di calcolare la irradiazione totale per time-step su una superficie arbitrariamente inclinata a partire da misure giornaliere medie mensili della radiazione solare su piano orizzontale.

Step 1. Vengono caricati i dati giornalieri medi mensili dell'irradiazione solare diffusa su piano orizzontale $h_{diff,misurata,orizzontale}$ e dell'irradiazione totale su piano orizzontale $h_{tot,misurata,orizzontale}$ (normativa di riferimento UNI 10349).

Step 2. Si utilizzano le relazioni riportate in [27]. L'indice di serenità medio mensile K viene calcolato come rapporto (eq.(5)) fra l'irradiazione solare giornaliera media mensile totale su piano orizzontale, che rappresenta un dato di input [MJ/m^2], ed il corrispondente valore dell'irradiazione solare giornaliera media mensile totale su piano orizzontale disposto fuori dall'atmosfera terrestre (equazioni (1), (2), (3), (4)). Essendo la radiazione extra-atmosfera espressa in [W/m^2] nell'equazione (1), la radiazione extra-atmosferica su superficie orizzontale ricavata con l'equazione (3) risulta espressa in [J/m^2]; pertanto nell'equazione (4) è necessario trasformare i [J/m^2] in [MJ/m^2] per avere un rapporto adimensionale nella successiva equazione (5) dato che $h_{tot,misurata,orizzontale}$ è espressa in [MJ/m^2].

Si calcola l'irradiazione solare che raggiunge la superficie arbitrariamente inclinata ed orientata per ogni time-step (k) dei giorni di riferimento (j). A tale scopo si ricorre al "isotropic diffuse model", ideato da Liu e Jordan (1963), in base al quale l'irradiazione incidente su una superficie inclinata è data da tre componenti: diretta, diffusa e riflessa dal terreno (eq. (17)).

L'intervallo temporale considerato è stabilito dall'angolo orario, valutato come media tra l'angolo orario di inizio time-step (ω_{a1}) e l'angolo orario di fine time-step (ω_{a2}).

Vengono ricavate, quindi, le distribuzioni per time-step delle tre irradiazioni nel seguente modo.

Si calcola il rapporto R_{tot} con l'equazione di Collares-Pereira e Rabl (eq. (9)). R_{tot} è il rapporto tra l'irradiazione totale per time-step su piano orizzontale e quella totale giornaliera su piano orizzontale. Con l'equazione (10) si ottiene l'irradiazione totale per ogni time-step su piano orizzontale dei giorni di riferimento individuati con n_{day} .

Si calcola il rapporto R_{diff} (eq. (11)). Se la radiazione diffusa è assunta isotropa, esso corrisponde al rapporto tra la radiazione diffusa per time-step su piano orizzontale e quella totale giornaliera su piano orizzontale. Con l'equazione (12) si ottiene l'irradiazione diffusa per ogni time-step su piano orizzontale dei giorni di riferimento individuati con n_{day} .

L'irradiazione diretta su piano orizzontale per ogni time-step dei giorni di riferimento individuati con n_{day} è ottenuta come differenza tra l'irradiazione totale per ogni time-step su piano orizzontale e l'irradiazione diffusa per ogni time-step su piano orizzontale, come indicato nell'equazione (13).

Si calcola il fattore R_{dir} (eq. (16)) che rappresenta il rapporto tra l'irradiazione solare diretta incidente su una superficie arbitrariamente inclinata e quella incidente sulla superficie orizzontale, per ogni time-step dei giorni di riferimento individuati con n_{day} .

Nell'equazione (17) si compongono le tre irradiazioni per ottenere l'irradiazione solare che raggiunge il collettore per ogni time-step (k) dei giorni di riferimento (j). Il primo termine è dato dal prodotto tra l'irradiazione diretta su piano orizzontale e il fattore R_{dir} : si ottiene così l'irradiazione diretta su una superficie arbitrariamente inclinata di un angolo pari alla inclinazione β . Il secondo termine è dato dalla radiazione diffusa moltiplicata per il fattore di vista verso il cielo $(1 + \cos \beta)/2$ di una superficie inclinata di un angolo pari alla inclinazione β . Il terzo e ultimo termine è dato dall'irradiazione riflessa moltiplicata per il fattore di vista verso il terreno $(1 - \cos \beta)/2$ di una

superficie inclinata di un angolo pari alla inclinazione β . La radiazione riflessa, a sua volta, è data dal prodotto tra il coefficiente di riflessione del terreno $C_{rif,terreno}$ e l'irradiazione totale.

Dati di INPUT:

β = inclinazione [°]: indica l'angolo tra la superficie considerata ed il piano orizzontale $\rightarrow 0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$

γ = orientamento [°]: deviazione della proiezione sul piano orizzontale della normale alla superficie dal meridiano locale $\rightarrow (0 \text{ a sud, } -90 \text{ a est, } 90 \text{ ovest}) -180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$

latitudine= posizione angolare della località considerata rispetto all'equatore [°] $\rightarrow -90^\circ$ (sud) \leq latitudine $\leq 90^\circ$ (nord)

$h_{diff,misurata,orizzontale}$ = irradiazione solare giornaliera media mensile diffusa sul piano orizzontale [MJ/m²] $\langle n_{day} \rangle$

$h_{tot,misurata,orizzontale}$ = irradiazione solare giornaliera media mensile totale sul piano orizzontale [MJ/m²] $\langle n_{day} \rangle$

Dati ausiliari:

n_{step} = intervallo di tempo in cui è divisa l'ora [h⁻¹]

g_{sc} = radiazione extra-atmosfera o costante solare [W/m²]

n_{day} = è l'ordinale del giorno rispetto all'anno (1 gennaio=1)

ω_1 = angolo orario [°] di inizio time-step dovuta alla rotazione della terra sul proprio asse a una velocità di 15° all'ora (mattino: negativo, pomeriggio: positivo) $\langle n_{hour} * n_{step} \rangle$

ω_2 = angolo orario [°] di fine time-step dovuta alla rotazione della terra sul proprio asse a una velocità di 15° all'ora (mattino: negativo, pomeriggio: positivo) $\langle n_{hour} * n_{step} \rangle$

$C_{rif,terreno}$ =coefficiente di riflessione del terreno (es. neve=0,7)

Equazioni:

Step 2. Calcolo dell'irraggiamento extra-atmosferico g_{0n} espresso in [W/m²] su piano normale alla radiazione per il giorno selezionato $n_{day}(j)$ come giorno tipo del periodo considerato:

$$g_{0n}(j) = g_{sc} \left(1 + 0.033 \cos \left(\frac{360}{365} * n_{day}(j) \right) \right) \quad (1)$$

g_{sc} è la costante solare e rappresenta l'energia, proveniente dal sole, ricevuta, per unità di tempo, da una superficie unitaria perpendicolare alla direzione di propagazione della radiazione fuori dall'atmosfera, essa è pari a $g_{sc} = 1367 \text{ W/m}^2$. Variazioni della distanza sole-terra conducono ad alterazioni del flusso di radiazione extra-atmosferica nell'ordine del +/- 3% durante il corso dell'anno.

La declinazione δ indica la posizione angolare del sole, quando si trova sul meridiano locale, rispetto al piano dell'equatore. δ è espresso in [°] e assume valori compresi tra -23,45° e 23,45°.

Calcolo δ con la formula di Cooper, per il giorno $n_{day}(j)$ come giorno tipo del periodo considerato:

$$\delta(j) = 23,45 \text{ sen} \left(\frac{360}{365} * (284 + n_{day}(j)) \right) \quad (2)$$

Calcolo della radiazione extra-atmosferica su superficie orizzontale per un periodo di un ora [J/m²]:

$$I_0(j, k) = \frac{12 * 3600}{\pi} * g_{0n}(j) * \left[\cos \mathbf{delta}(j) * \cos \mathbf{latitudine} * (\text{sen } \mathbf{omega}_2(k) - \text{sen } \mathbf{omega}_1(k)) + \frac{\pi(\mathbf{omega}_2(k) - \mathbf{omega}_1(k))}{180} * \text{sen } \mathbf{delta}(j) * \text{sen } \mathbf{latitudine} \right] \quad (3)$$

E' necessario annullare gli elementi negativi di I_0 .

Calcolo dell'indice di serenità medio mensile K :

$$h_0(j) = \frac{\sum_1^k I_0(j, k)}{10^6} \quad (4)$$

$$K(j) = \frac{h_{tot, misurata, orizzontale}(j)}{h_0(j)} \quad (5)$$

Calcolo dell'angolo orario al tramonto:

$$\mathbf{omega}_s(j) = \cos^{-1}(-\tan \mathbf{latitudine} * \tan \mathbf{delta}(j)) \quad (6)$$

Calcolo dei coefficienti a e b per la determinazione di R_{tot}

$$a(j) = 0.409 + 0.5016 * \text{sen}(\mathbf{omega}_s(j) - 60) \quad (7)$$

$$b(j) = 0.6609 - 0.4767 * \text{sen}(\mathbf{omega}_s(j) - 60) \quad (8)$$

Calcolo del rapporto tra irradiazione totale oraria e quella giornaliera:

$$R_{tot}(j, k) = \frac{\pi}{24} \left(a(j) + b(j) * \cos \left(\frac{\mathbf{omega}_1(k) + \mathbf{omega}_2(k)}{2} \right) \right) * \frac{\cos \left(\frac{\mathbf{omega}_1(k) + \mathbf{omega}_2(k)}{2} \right) - \cos \mathbf{omega}_s(j)}{\sin \mathbf{omega}_s(j) - \frac{\pi * \mathbf{omega}_s(j)}{180} * \cos \mathbf{omega}_s(j)} \quad (9)$$

R_{tot} è il rapporto tra l'irradiazione solare totale oraria e quella totale giornaliera.

E' necessario annullare gli elementi negativi di R_{tot} e gli elementi per cui I_0 è nulla.

Calcolo della distribuzione per time-step (k) della radiazione totale su piano orizzontale in [MJ/m²]:

$$I_{tot, orizzontale}(j, k) = R_{tot}(j, k) * h_{tot, misurata, orizzontale}(j) \quad (10)$$

Calcolo del rapporto tra irradiazione diffusa oraria e quella giornaliera:

$$R_{diff}(j, k) = \frac{\pi}{24} * \frac{\cos \left(\frac{\mathbf{omega}_1(k) + \mathbf{omega}_2(k)}{2} \right) - \cos \mathbf{omega}_s(j)}{\sin \mathbf{omega}_s(j) - \frac{\pi * \mathbf{omega}_s(j)}{180} * \cos \mathbf{omega}_s(j)} \quad (11)$$

R_{diff} è il rapporto tra l'irradiazione solare diffusa oraria e quella diffusa giornaliera.

E' necessario annullare gli elementi negativi di R_{diff} e gli elementi per cui I_0 è nulla.

Calcolo della distribuzione per time-step (k) della radiazione diffusa su piano orizzontale in [MJ/m²]:

$$I_{diff, orizzontale}(j, k) = R_{diff}(j, k) * h_{diff, misurata, orizzontale}(j) \quad (12)$$

Calcolo della distribuzione per time-step (k) della radiazione diretta su piano orizzontale in $[MJ/m^2]$:

$$I_{dir,orizzontale}(j, k) = I_{tot,orizzontale}(j, k) - I_{diff,orizzontale}(j, k) \quad (13)$$

Calcolo del coseno dell'angolo di incidenza:

$$\begin{aligned} \cos TETA(j, k) = & \text{sen}(\mathbf{delta}(j)) * \text{sen} \textit{latitudine} * \cos \beta - \text{sen}(\mathbf{delta}(j)) \\ & * \cos \textit{latitudine} * \text{sen} \beta * \cos \gamma + \cos(\mathbf{delta}(j)) * \cos \textit{latitudine} \\ & * \cos \beta * \cos \left(\frac{\mathbf{omega}_1(k) + \mathbf{omega}_2(k)}{2} \right) \\ & + \cos(\mathbf{delta}(j)) * \text{sen} \textit{latitudine} * \text{sen} \beta \\ & * \cos \gamma * \cos \left(\frac{\mathbf{omega}_1(k) + \mathbf{omega}_2(k)}{2} \right) \\ & + \cos(\mathbf{delta}(j)) * \text{sen} \beta + \text{sen} \gamma \\ & + \text{sen} \left(\frac{\mathbf{omega}_1(k) + \mathbf{omega}_2(k)}{2} \right) \end{aligned} \quad (14)$$

Calcolo del coseno dell'angolo di zenit del sole:

$$\begin{aligned} \cos TETA_z(j, k) = & \cos \mathbf{delta}(j) * \cos \textit{latitudine} \\ & * \cos \left(\frac{\mathbf{omega}_1(k) + \mathbf{omega}_2(k)}{2} \right) + \text{sen} \mathbf{delta}(j) * \text{sen} \textit{latitudine} \end{aligned} \quad (15)$$

Calcolo del rapporto tra il coseno dell'angolo di incidenza ed il coseno dell'angolo di zenit del sole:

$$R_{dir}(j, k) = \frac{\cos TETA(j, k)}{\cos TETA_z(j, k)} \quad (16)$$

E' necessario annullare gli elementi negativi di R_{dir} e gli elementi per cui I_0 è nulla.

Il fattore geometrico R_{dir} è il rapporto tra l'irradiazione solare diretta incidente su una superficie generica inclinata e quella incidente sulla superficie orizzontale, in un qualunque intervallo temporale.

Calcolo della irradiazione totale su superficie inclinata in $[MJ/m^2]$:

$$\begin{aligned} I_{tot}(j, k) = & I_{dir,orizzontale}(j, k) * R_{dir}(j, k) + \frac{I_{diff,orizzontale}(j, k) * (1 + \cos \beta)}{2} \\ & + I_{tot,orizzontale}(j, k) * c_{rif,terreno} * \frac{(1 - \cos \beta)}{2} \end{aligned} \quad (17)$$

Nota: (j) indica il giorno tipo del periodo considerato. E' necessario replicare il giorno tipo per il numero di giorni che rappresenta in modo tale da ottenere I_{tot} per tutti i giorni dell'anno con time-step (k) dato da n_{step} .

4.2 Modello energetico

Si descrive nel seguito il flusso delle procedure, delle domande e delle istruzioni operative che il programma esegue per la determinazione delle grandezze energetiche.

Il programma elabora il singolo intervallo temporale (time-step) e in successione tutti gli intervalli temporali fino ad analizzare l'intero anno.

Per il singolo time-step viene sommata la domanda di riscaldamento **D1** alla domanda di acqua di acqua calda sanitaria **D2** determinando la domanda termica **D5**.

Alla domanda di climatizzazione **D4** dello step considerato è associata la richiesta termica del frigo ad assorbimento (ABS) **D8**, tale domanda è calcolata utilizzando la funzione **F1**.

Domanda termica **D5** e domanda termica **D8** vengono sommate a determinare la domanda termica totale **D9**. E' la domanda termica totale a determinare il funzionamento dei sistemi descritti nel seguito, la logica di funzionamento impostata è **termico-segue**.

Viene aggiornato il contenuto energetico del serbatoio di accumulo mediante l'insieme di operazioni contenute in **C2**. Il contenuto del serbatoio di accumulo all'inizio del time-step considerato (prima cioè di prelievi ed immissioni) è pari al contenuto energetico del serbatoio di accumulo alla fine (dopo prelievi ed immissioni) dello step precedente. Il contenuto energetico del serbatoio di accumulo può essere corretto in funzione di un fattore di dispersione espresso in percentuale.

L'insieme di operazioni indicate con **C2** è relativo al prelievo di energia dal serbatoio di accumulo. La domanda termica totale **D9** viene infatti prioritariamente soddisfatta prelevando l'energia contenuta nel serbatoio di accumulo. Se la domanda termica totale è maggiore dell'energia contenuta nell'accumulo allora viene prelevata tutta l'energia dell'accumulo, in caso contrario viene prelevata dall'accumulo la quantità di energia termica pari alla domanda termica totale. Viene valutato l'accumulo disponibile **D11** come differenza tra le dimensioni energetiche dell'accumulo e il quantitativo energetico contenutovi all'interno.

Con **D10** viene individuata la domanda termica totale ancora da soddisfare.

La somma tra **D10** e **D11** determina la domanda termica totale **D12** che il solare termico (STH) è chiamato a soddisfare utilizzando la funzione **F2**. In altre parole al solare termico è richiesto di soddisfare la domanda termica totale e di riempire l'accumulo termico.

L'insieme di operazioni indicate con **C3** consente di indirizzare la quantità di energia prodotta dal solare termico eccedente la domanda **D10** verso il serbatoio di accumulo, aggiornando il contenuto energetico dell'accumulo e aggiornando il valore dell'accumulo disponibile **D14**.

Con **D13** viene individuata la domanda termica totale ancora da soddisfare.

La somma tra **D13** e **D14** determina la domanda termica totale **D15** che il cogeneratore (CHP) è chiamato a soddisfare utilizzando la funzione **F3**. In altre parole al cogeneratore è richiesto di soddisfare la domanda termica totale e di riempire l'accumulo termico. Il cogeneratore produrrà contemporaneamente una certa quantità di energia elettrica che andrà ad aggiornare la domanda di elettricità **D33**.

L'insieme di operazioni indicate con **C4** consente di indirizzare la quantità di energia prodotta dal cogeneratore eccedente la domanda **D13** verso il serbatoio di accumulo, aggiornando il contenuto energetico dell'accumulo e aggiornano il valore dell'accumulo disponibile **D16**.

Con **D17** viene individuata la domanda termica totale ancora da soddisfare.

Viene ora valutata la domanda termica totale **D17**. Se la domanda termica totale **D17** è uguale a zero allora i sistemi precedenti (accumulo, solare termico, cogeneratore) sono in grado di soddisfare interamente la domanda termica totale (che si ricorda essere data dalla somma delle domande di riscaldamento, acqua calda sanitaria e di calore per il frigo ad assorbimento). Se la domanda termica totale **D17** è maggiore di zero allora i sistemi precedenti non sono in grado di soddisfare interamente la domanda termica totale. In questo caso risulta necessario valutare il funzionamento del frigo ad assorbimento. Se la domanda termica totale **D17** al netto della domanda termica del frigo ad assorbimento **D8** è maggiore di zero allora i sistemi precedenti non sono in grado di soddisfare la domanda termica **D5** e di conseguenza non sono in grado di soddisfare in nessun modo la domanda termica del frigo ad assorbimento **D8**, pertanto si azzerà il funzionamento del frigo ad assorbimento e si annulla la domanda termica ad esso associato. Se la domanda termica totale **D17** al netto della domanda termica del frigo ad assorbimento **D8** è minore o uguale a zero allora i sistemi precedenti sono in grado di soddisfare la domanda termica **D5** ma non sono in grado di soddisfare la domanda termica del frigo ad assorbimento così come valutata con **D8**. Risulta quindi necessario valutare se è possibile modificare il funzionamento del frigo ad assorbimento così da poter essere alimentato dal calore prelevato dall'accumulo e prodotto dai sistemi precedenti eccedente la domanda termica **D5**. Viene quindi calcolata la produzione termica a disposizione del frigo ad assorbimento come differenza tra domanda termica del frigo ad assorbimento **D8** e domanda termica totale ancora da soddisfare **D17**.

La funzione **F4** determina il funzionamento del frigo ad assorbimento con a disposizione la produzione termica appena calcolata (domanda termica per ABS).

Si procede al calcolo della differenza (residuo) tra la domanda termica del frigo ad assorbimento **D8** e la domanda termica per ABS appena calcolata. Se tale differenza risulta maggiore di zero allora i sistemi precedenti (accumulo, solare termico, cogeneratore) hanno soddisfatto una domanda termica totale (data dalla somma di domanda termica **D5** e domanda termica del frigo ad assorbimento **D8**) maggiore di quella effettivamente richiesta (data dalla somma di domanda termica **D5** e domanda termica per ABS appena calcolata). In questo caso viene riassegnata la domanda termica del frigo ad assorbimento **D8** e viene rieseguito il calcolo fino a che il residuo risulta nullo.

Con **D18** viene individuata la domanda di climatizzazione ancora da soddisfare.

Viene valutato il funzionamento della pompa di calore geotermica (GSHP). Se lo step considerato è riferito al periodo di riscaldamento allora la funzione **F5** cercherà di soddisfare domanda termica totale ancora da soddisfare **D19** richiedendo una certa quantità di energia elettrica. La domanda di energia elettrica viene quindi aggiornata con **D31**. Con **D20** viene calcolata la domanda termica totale ancora da soddisfare. Se lo step considerato non è riferito al periodo di riscaldamento (periodo di raffrescamento) allora la funzione **F6** cercherà di soddisfare domanda di climatizzazione ancora da soddisfare **D21** richiedendo una certa quantità di energia elettrica. La domanda di energia elettrica viene quindi aggiornata con **D32**. Con **D22** viene calcolata la domanda di climatizzazione ancora da soddisfare.

Viene valutato il funzionamento della pompa di calore ad aria (ASHP). Se lo step considerato è riferito al periodo di riscaldamento allora la funzione **F7** cercherà di soddisfare domanda termica totale ancora da soddisfare **D23** richiedendo una certa quantità di energia elettrica. La domanda di energia elettrica viene quindi aggiornata con **D33**. Con **D24** viene calcolata la domanda termica totale ancora da

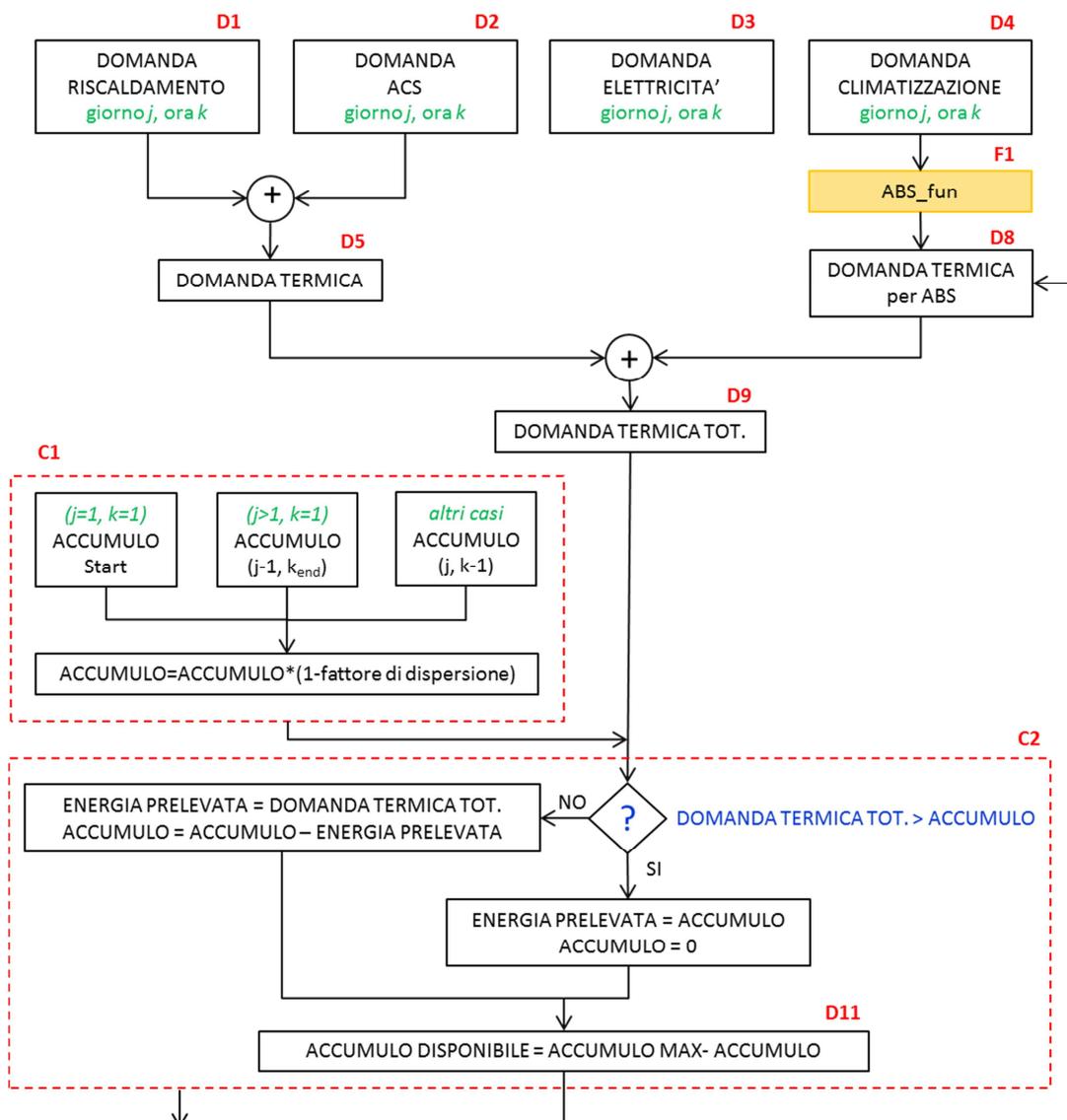
soddisfare. Se lo step considerato non è riferito al periodo di riscaldamento (periodo di raffrescamento) allora la funzione **F6** cercherà di soddisfare domanda di climatizzazione ancora da soddisfare **D25** richiedendo una certa quantità di energia elettrica. La domanda di energia elettrica viene quindi aggiornata con **D34**. Con **D26** viene calcolata la domanda di climatizzazione ancora da soddisfare.

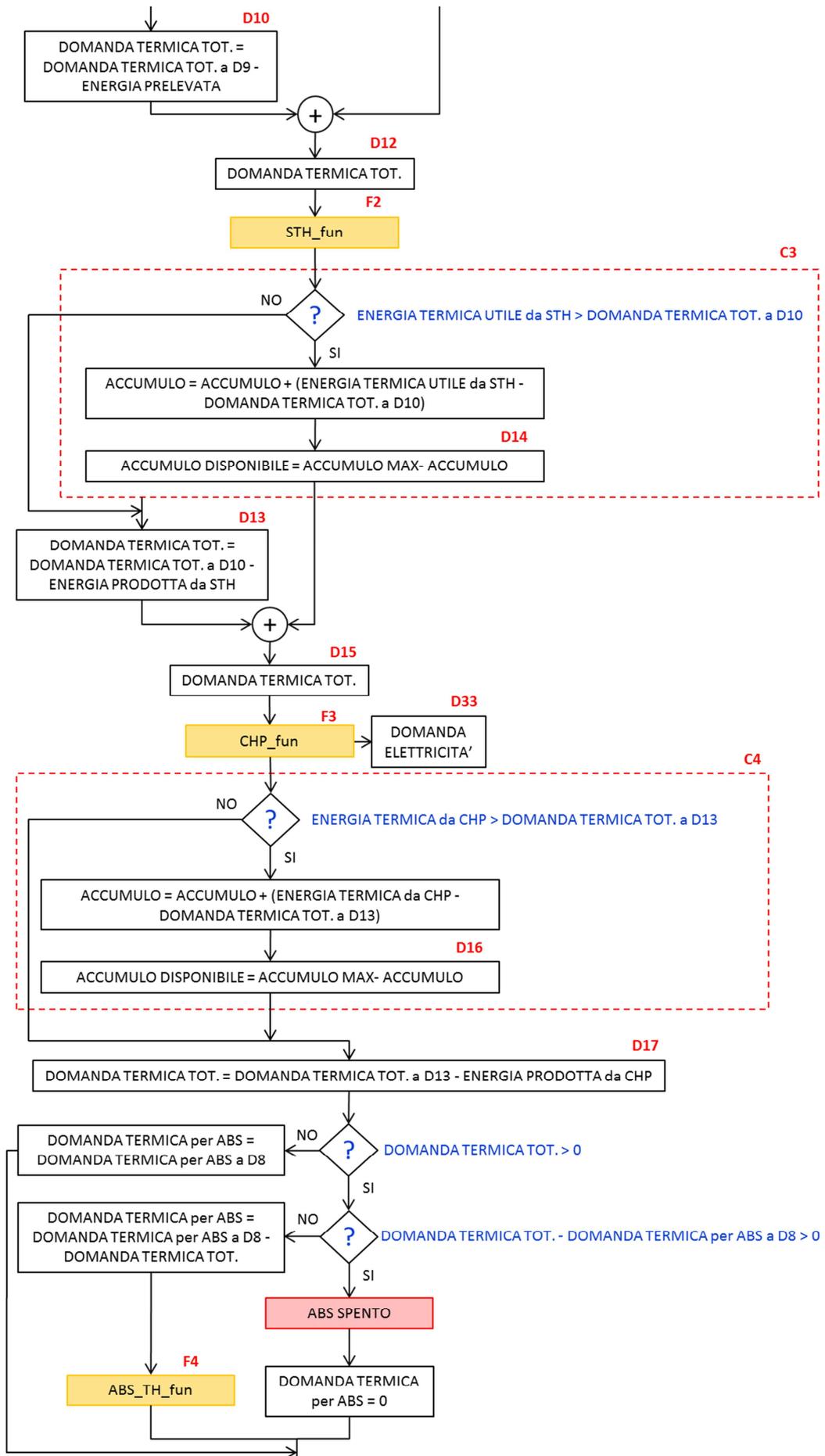
Il frigo ad assorbimento a fiamma diretta (ABS a FD) utilizzando la funzione **F9** cercherà di soddisfare la domanda di climatizzazione ancora da soddisfare **D27**. Con **D28** viene calcolata la domanda di climatizzazione ancora da soddisfare.

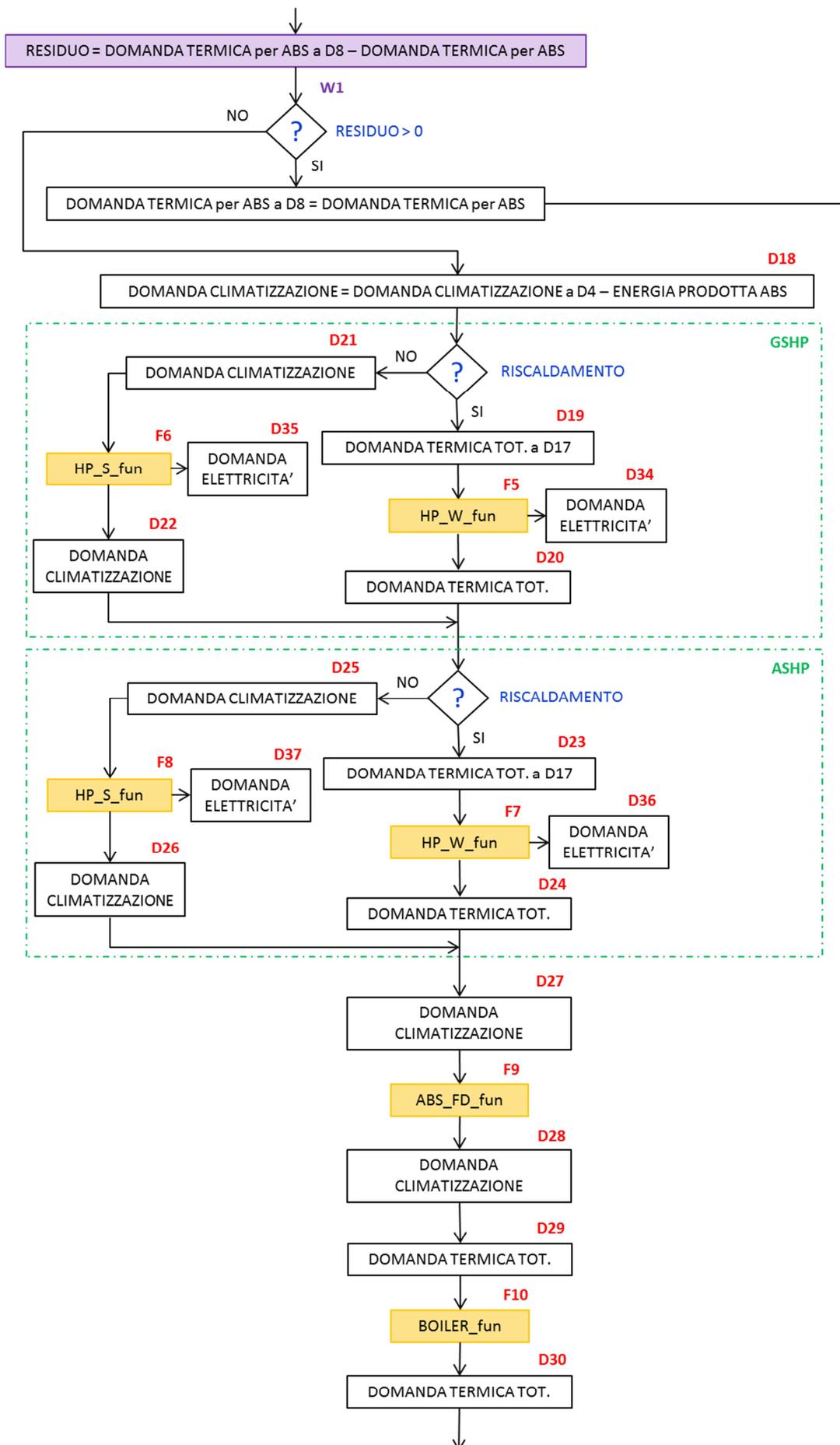
La caldaia ausiliaria (AB) utilizzando la funzione **F10** cercherà di soddisfare la domanda termica ancora da soddisfare **D29**. Con **D30** viene calcolata la domanda termica ancora da soddisfare.

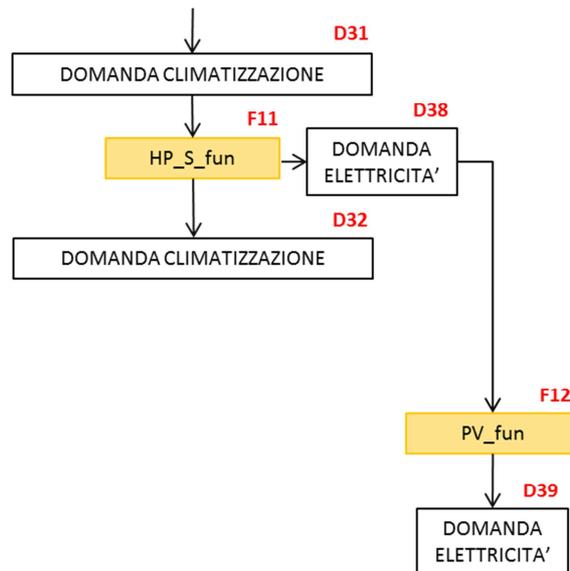
Il chiller ad aria con funzione ausiliaria (AC), utilizzando la funzione **F11**, cercherà di soddisfare la domanda di climatizzazione ancora da soddisfare **D31** richiedendo una certa quantità di energia elettrica. La domanda di energia elettrica viene quindi aggiornata con **D38**. Con **D32** viene calcolata la domanda di climatizzazione ancora da soddisfare.

Il fotovoltaico (PV) utilizzando la funzione **F12** cercherà di soddisfare la domanda di energia elettrica **D38**. Con **D39** viene calcolata la quantità di energia elettrica che verrà prelevata dalla rete elettrica.









4.2.1 Solare termico

Vengono caricate le caratteristiche dell'impianto solare termico (STH): l'efficienza ottica $\eta_{a\text{ottica}}$, i fattori di perdita k_1 e k_2 ed il fattore di incidenza angolare medio del collettore $i_{am\text{medio}}$.

step 1. Viene valutata l'efficienza per ogni time-step in funzione della temperatura dell'aria $TEMP_{\text{step}}(j, k)$ e del potenza incidente (eq. (1)) sulla superficie unitaria inclinata di un angolo β e orientata di un angolo γ utilizzando l'equazione (2).

Si calcola la potenza utile fornita dalla superficie unitaria dell'STH come prodotto della potenza incidente sulla superficie unitaria inclinata di un angolo β e orientata di un angolo γ e l'efficienza totale (eq. (3)).

L'equazione (4) consente di passare dalla potenza [kW/m²] all'energia [kWh/m²].

Si calcola la potenza e l'energia prodotta dall'STH per la totalità dei pannelli installati (eq. (5) e (6)).

Infine, si calcola l'ingombro totale dell'STH con l'equazione (7).

Step 2. Viene valutata la domanda di energia termica. Se la domanda è presente e se l'energia prodotta dall'STH è maggiore della domanda, allora è necessario dissipare parte della produzione (eq. (9), (11)) ottenendo energia e potenza effettive (eq. (8) e (10)). L'efficienza di conversione rimane inalterata (eq. (12)).

Se la domanda è presente e se l'energia prodotta dall'STH è minore o uguale alla domanda, allora vengono confermate le grandezze calcolate allo **step 1.** (eq. (13), (15) e (17)) senza dissipare (eq. (14) e (16)).

Se la domanda di energia termica non è presente tutta la produzione viene dissipata (eq. (19) e (21)) e si annullano le altre grandezze (eq. (18), (20), (22)).

Dati di INPUT:

$\eta_{a\text{ottico}}$ = efficienza ottica del collettore

k_1 = fattore di perdita [W/m²K]

k_2 = fattore di perdita [W/m²K²]

$i_{am\text{medio}}$ = fattore di incidenza angolare medio del collettore

$temp_{media}$ = temperatura media dei collettori [°C]

num = quantità di collettori STH installati

a_{lorda} = superficie lorda del pannello PV [m²]

a_{netta} = superficie captante del pannello PV [m²]

$DEMAND_{hot}$ = domanda di energia termica [kWh] $\langle n_{day}, n_{hour} * n_{step} \rangle$

Dati ausiliari:

I_{tot} = irraggiamento totale sulla superficie unitaria inclinata di un angolo $beta$ e orientata di un angolo $gamma$

$TEMP_{step}$ = temperatura dell'aria [°C] $\langle n_{day}, n_{hour} * n_{step} \rangle$

n_{step} = intervallo di tempo in cui è divisa l'ora [h⁻¹]

Equazioni:

step 1. Calcolo della potenza incidente [W/m²] sulla superficie unitaria inclinata di un angolo $beta$ e orientata di un angolo $gamma$ a partire dall'irraggiamento totale I_{tot} espresso in [MJ/m²]:

$$G_{tot} = \frac{I_{tot} * 1000000}{3600} \quad (1)$$

Calcolo dell'efficienza totale dell'STH in funzione della temperatura e della potenza incidente nello specifico periodo di calcolo considerato (j, k) :

$$ETA_{tot}(j, k) = eta_{ottico} * iam_{medio} - k_1 * \left(\frac{temp_{media}(j) - TEMP_{step}(j, k)}{G_{tot}(j, k)} \right) - k_2 * G_{tot}(j, k) * \left(\frac{temp_{media}(j) - TEMP_{step}(j, k)}{G_{tot}(j, k)} \right)^2 \quad (2)$$

E' necessario annullare gli elementi di ETA_{tot} a cui non corrisponde nessuna irradiazione I_{tot} .

Calcolo della potenza termica per unità di superficie [kW/m²] e dell'energia termica per unità di superficie [kWh/m²] prodotta dall'STH:

$$P_{th,unitario}(j, k) = \left(\frac{G_{tot}(j, k)}{1000} \right) * ETA_{tot}(j, k) \quad (3)$$

$$E_{th,unitario} = \left(\frac{P_{th,unitario}}{n_{step}} \right) \quad (4)$$

Nota: $TEMP_{step}$ e I_{tot} devono avere le stesse dimensioni.

Calcolo della potenza [kW] e dell'energia prodotta [kWh] dall'STH per la totalità dei collettori installati:

$$P_{th} = P_{th,unitario} * a_{netta} * num \quad (5)$$

$$E_{th} = E_{th,unitario} * a_{netta} * num \quad (6)$$

Calcolo della superficie occupata [m²] dall'STH:

$$a_{STH} = a_{lorda} * num \quad (7)$$

step 2. La quota prodotta dall'STH eccedente la domanda di calore viene dissipata.

SE $DEMAND_{hot}(j, k) > 0$ & SE $E_{th}(j, k) > DEMAND_{hot}(j, k)$

ALLORA utilizzo solo una parte della produzione (carico parziale) e dissipo la rimanente:

$$E_{th,eff}(j, k) = DEMAND_{hot}(j, k) \quad (8)$$

$$E_{th,diss}(j, k) = E_{th}(j, k) - E_{th,eff}(j, k) \quad (9)$$

$$P_{th}(j, k) = E_{th}(j, k) * n_{step} \quad (10)$$

$$P_{th,diss}(j, k) = E_{th,diss}(j, k) * n_{step} \quad (11)$$

$$ETA_{tot}(j, k) = ETA_{tot}(j, k) \quad (12)$$

SE $DEMAND_{hot}(j, k) > 0$ & SE $E_{th}(j, k) \leq DEMAND_{hot}(j, k)$

ALLORA utilizzo tutta la produzione dell'STH (pieno carico):

$$E_{th}(j, k) = E_{th}(j, k) \quad (13)$$

$$E_{th,diss}(j, k) = 0 \quad (14)$$

$$P_{th}(j, k) = P_{th}(j, k) \quad (15)$$

$$P_{th,diss}(j, k) = 0 \quad (16)$$

$$ETA_{tot}(j, k) = ETA_{tot}(j, k) \quad (17)$$

ALTRIMENTI SE $DEMAND_{hot}(j, k) \leq 0$

ALLORA tutta la produzione viene dissipata e si annulla l'efficienza di conversione:

$$E_{th}(j, k) = 0 \quad (18)$$

$$E_{th,diss}(j, k) = E_{th}(j, k) \quad (19)$$

$$P_{th}(j, k) = 0 \quad (20)$$

$$P_{th,diss}(j, k) = P_{th}(j, k) \quad (21)$$

$$ETA_{tot}(j, k) = 0 \quad (22)$$

FINE

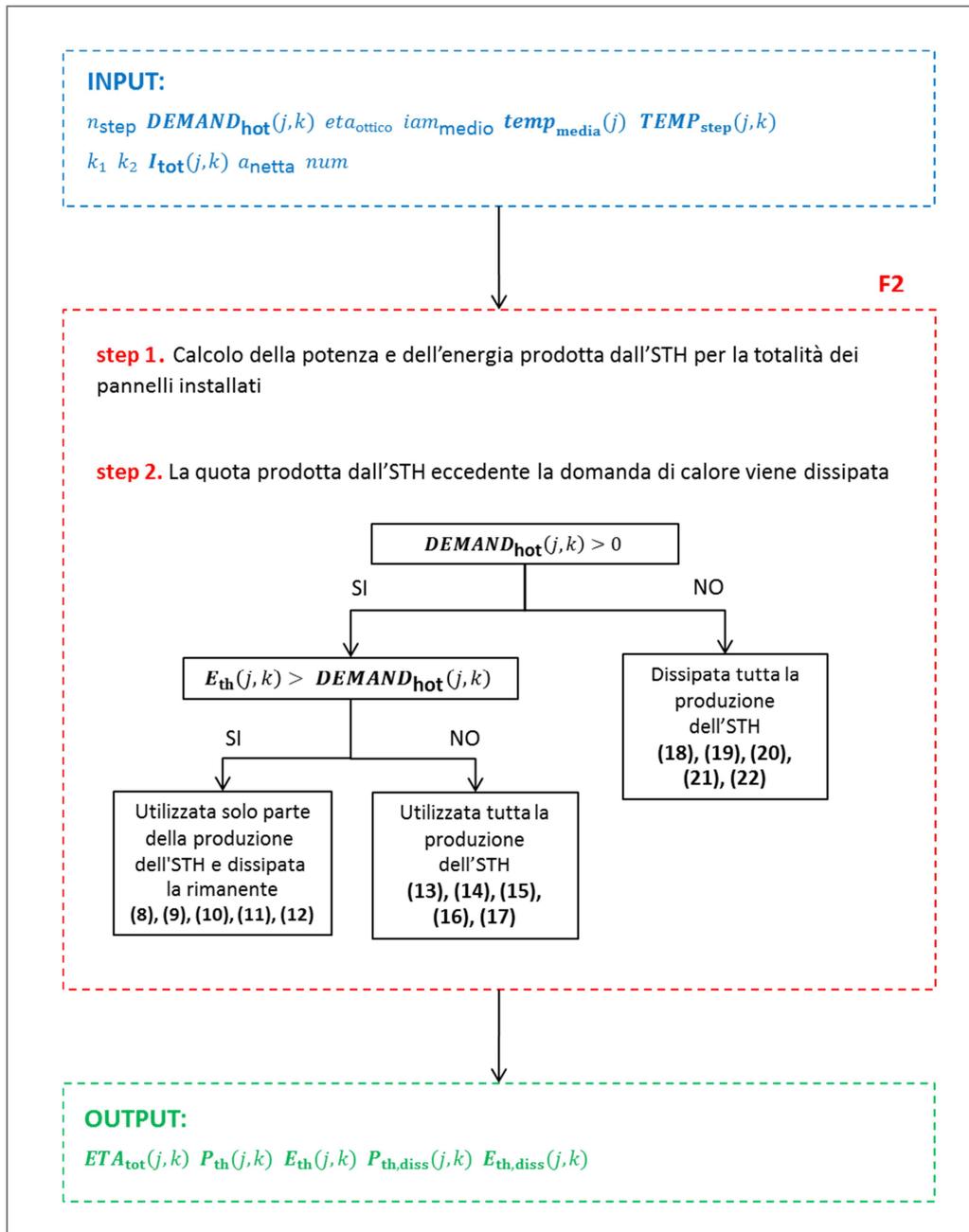


Fig.1 Diagramma di flusso per il solare termico

4.2.2 Solare fotovoltaico

Vengono caricate le caratteristiche dell'impianto solare fotovoltaico (PV).

Viene calcolata la temperatura operativa delle celle, utilizzando l'equazione (1).

Viene valutata l'efficienza del pannello PV al variare delle condizioni ambientali (2). Si calcola l'efficienza totale del PV utilizzando l'eq. (3). Si calcola la potenza utile fornita dalla superficie unitaria del PV come prodotto della potenza incidente sulla superficie unitaria inclinata di un angolo β e orientata di un angolo γ e l'efficienza totale (eq. (4)). L'equazione (5) consente di passare dalla potenza [kW/m²] all'energia [kWh/m²].

Si calcola la potenza e l'energia prodotta dal PV per la totalità dei pannelli installati (eq. (6) e (7)).

Infine, si calcola l'ingombro totale del PV con l'equazione (8).

Dati di INPUT:

$p_{el,picco}$ = potenza di picco [kW]

NOCT = temperatura nominale di lavoro della cella [°C]

β = coefficiente di penalizzazione legato alla temperatura [°C⁻¹]

$temp_{rif}$ = temperatura di riferimento del pannello PV [°C]

$eta_{pannello,rif}$ = efficienza del pannello fotovoltaico [adimensionale]

eta_{BOS} = fattore Balance of System tiene [adimensionale]

num = quantità di pannelli PV installati

a_{lorda} = superficie lorda del pannello PV [m²]

a_{netta} = superficie captante del pannello PV [m²]

Dati ausiliari:

k = l'indice di serenità medio mensile [adimensionale] < n_{day} >

n_{step} = intervallo di tempo in cui è divisa l'ora [h⁻¹]

$TEMP_{step}$ = temperatura dell'aria [°C] < $n_{day}, n_{hour} * n_{step}$ >

I_{tot} = irradiazione totale su superficie inclinata ed orientata come il pannello PV [MJ/m²]

< $n_{day}, n_{hour} * n_{step}$ >

Equazioni:

Calcolo della temperatura operativa delle celle nello specifico periodo di calcolo considerato (j, k):

$$T_c(j, k) = TEMP_{step}(j, k) + (219 + 832 * k(j)) * \frac{NOCT - 20}{800} \quad (1)$$

$k(j)$ è l'indice di serenità medio mensile.

NOCT (Nominal Operating Cell Temperature) è la temperatura nominale di lavoro della cella.

Calcolo dell'efficienza al variare delle condizioni ambientali del PV nello specifico periodo di calcolo considerato (j, k):

$$ETA_{pannello}(j, k) = eta_{pannello,rif} * [1 - \beta * (T_c(j, k) - temp_{rif})] \quad (2)$$

β assume generalmente valori dell'ordine di 0,004÷0,005 °C⁻¹ per celle in silicio mono- e policristallino e di circa 0,001 °C⁻¹ per celle di silicio amorfo.

Calcolo dell'efficienza:

$$ETA_{tot}(j, k) = ETA_{pannello}(j, k) * eta_{BOS} \quad (3)$$

E' necessario annullare gli elementi di ETA_{tot} a cui non corrisponde nessuna irradiazione I_{tot} .

Calcolo della potenza elettrica per unità di superficie [kW/m²] e dell'energia elettrica per unità di superficie [kWh/m²] prodotta dal PV:

$$P_{el,unitario}(j, k) = \left(\frac{I_{tot}(j, k) * 1000}{3600} \right) * ETA_{tot}(j, k) \quad (4)$$

$$E_{el,unitario} = \left(\frac{P_{el,unitario}}{n_{step}} \right) \quad (5)$$

Nota: Le matrici $TEMP_{step}$ e I_{tot} devono avere le stesse dimensioni (*righe, colonne*).

Calcolo della potenza [kW] e l'energia prodotta [kWh] dal PV per la totalità dei pannelli installati:

$$P_{el} = P_{el,unitario} * a_{netta} * num \quad (6)$$

$$E_{el} = E_{el,unitario} * a_{netta} * num \quad (7)$$

Calcolo della superficie occupata [m²] dal PV:

$$a_{pv} = a_{lorda} * num \quad (8)$$

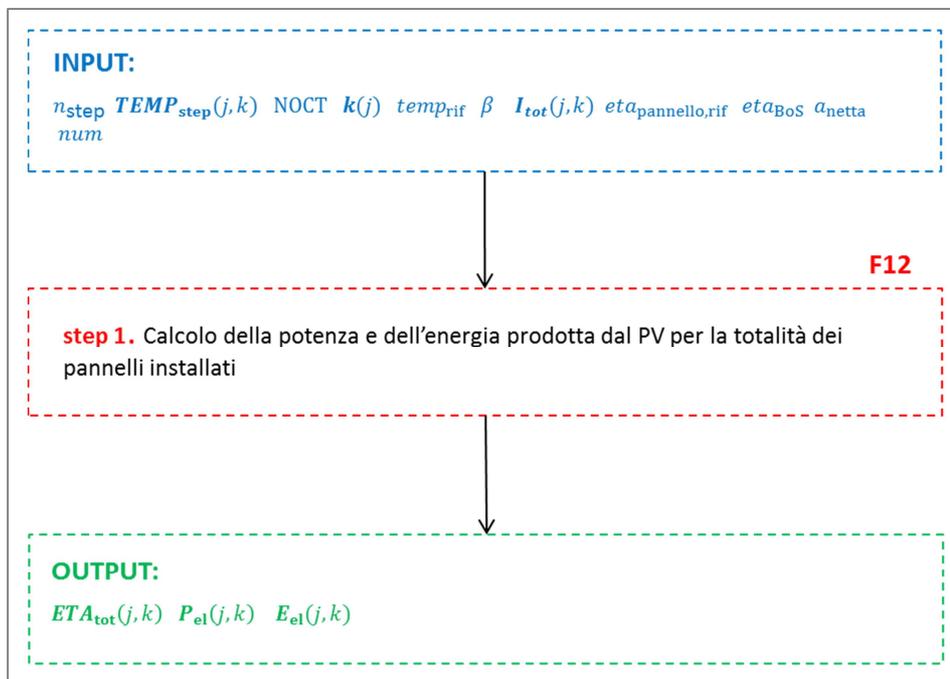


Fig.1 Diagramma di flusso per il fotovoltaico

4.2.3 Cogeneratore

Vengono caricate le grandezze relative alle condizioni nominali del cogeneratore (CHP): rendimento elettrico $\eta_{el,nom}$, potenza elettrica $p_{el,nom}$, potenza termica $p_{th,nom}$.

Per ogni grandezza nominale vengono utilizzati due coefficienti adimensionali definiti in corrispondenza della temperatura minima $temp_1$ e della temperatura massima $temp_2$ alla quale il CHP opera.

I coefficienti adimensionali sono così definiti:

$$\begin{aligned}\eta_{el,adim,temp1} &= \frac{\eta_{el,temp1}}{\eta_{el,nom}} & \eta_{el,adim,temp2} &= \frac{\eta_{el,temp2}}{\eta_{el,nom}} \\ p_{el,adim,temp1} &= \frac{p_{el,temp1}}{p_{el,nom}} & p_{el,adim,temp2} &= \frac{p_{el,temp2}}{p_{el,nom}} \\ p_{th,adim,temp1} &= \frac{p_{th,temp1}}{p_{th,nom}} & p_{th,adim,temp2} &= \frac{p_{th,temp2}}{p_{th,nom}}\end{aligned}$$

step 1. La potenza elettrica, la potenza termica ed il rendimento elettrico in condizioni nominali vengono corretti per ogni periodo di calcolo determinato dal giorno j e dal time-step k in funzione della temperatura dell'aria ambiente $TEMP_{step}(j, k)$.

Per ogni grandezza si calcola il rispettivo coefficiente adimensionale di conversione in funzione della temperatura del periodo di calcolo (eq. (1), (1a), (3), (3a), (6) e (6a)). Utilizzando le equazioni (2), (4), (7) si ottiene la grandezza corretta in funzione della temperatura ambiente. Con le equazioni (5), (8) si passa dalla potenza [kW] all'energia [kWh] considerando l'intervallo di tempo in cui è divisa l'ora n_{step} . Con le equazioni (9) e (10) viene calcolato rispettivamente l'energia introdotta con il combustibile [kWh] ed il consumo di combustibile espresso con unità di misura coerente con lhv .

step 2. Si valuta il carico richiesto al CHP in funzione della specifica domanda energetica del periodo di calcolo considerato (j, k) . Il carico è definito mediante la formula (11) come rapporto tra la potenza termica richiesta per soddisfare la domanda e la potenza termica disponibile del CHP nelle specifiche condizioni di temperatura calcolate allo **step 1**.

Se il carico richiesto è maggiore del $load_2$ il CHP funzionerà a pieno carico (eq. (12), (13), (14), (15), (16), (17), (18), (19) e (20)) e rimarrà della domanda residua da soddisfare.

Se al contrario il carico richiesto è inferiore al $load_1$ il CHP è spento (eq. (21), (22), (23), (24), (25), (26), (27), (28) e (29)) e rimarrà tutta la domanda da soddisfare.

Nel caso in cui il carico richiesto sia compreso tra $load_1$ e $load_2$ è necessario modulare la potenza del CHP in funzione della domanda energetica dello specifico periodo di calcolo (eq. (30), (31), (32), (32), (34), (35), (36), (37), (38), (39), (40), (41), (42), (43) e (44)).

Dati di INPUT:

$\eta_{el,nom}$ = rendimento elettrico nominale [adim]

$p_{el,nom}$ = potenza elettrica nominale [kW]

$p_{th,nom}$ = potenza termica nominale [kW]

$temp_{nom}$ = temperatura dell'aria per cui sono note le prestazioni nominali [°C]

$temp_1$ = temperatura minima dell'aria per cui sono note le efficienze [°C]

$temp_2$ = temperatura massima dell'aria per cui sono note le efficienze [°C]

$\eta_{el,adim,temp1}$ = rendimento elettrico adimensionale alla temperatura minima dell'aria [adim]

$\eta_{el,adim,temp2}$ = rendimento elettrico adimensionale alla temperatura massima dell'aria [adim]

$p_{el,adim,temp1}$ = potenza elettrica adimensionale alla temperatura minima dell'aria [adim]

$p_{el,adim,temp2}$ = potenza elettrica adimensionale alla temperatura massima dell'aria [adim]

$p_{th,adim,temp1}$ = potenza elettrica adimensionale alla temperatura minima dell'aria [adim]

$p_{th,adim,temp2}$ = potenza elettrica adimensionale alla temperatura massima dell'aria [adim]

$load_1$ = carico minimo consentito [adim]

$load_2$ = carico massimo consentito [adim]

$p_{el,adim,load1}$ = potenza elettrica adimensionale per il carico minimo consentito [adim]

$p_{el,adim,load2}$ = potenza elettrica adimensionale per il carico massimo consentito [adim]

$\eta_{el,adim,load1}$ = rendimento elettrico adimensionale per il carico minimo consentito [adim]

$\eta_{el,adim,load2}$ = rendimento elettrico adimensionale per il carico massimo consentito [adim]

lhv = potere calorifero inferiore del combustibile [kWh/kg] oppure [kWh/Sm3]

$DEMAND_{hot}$ = domanda di energia termica [kWh] $\langle n_{day}, n_{hour} * n_{step} \rangle$

Dati ausiliari:

n_{step} = intervallo di tempo in cui è divisa l'ora [h^{-1}]

$TEMP_{step}$ = temperatura dell'aria [$^{\circ}C$] $\langle n_{day}, n_{hour} * n_{step} \rangle$

Equazioni:

step 1. INTERPOLAZIONE SULLA TEMPERATURA

Calcolo del rendimento elettrico del CHP in funzione della temperatura dello specifico periodo di calcolo considerato (j, k):

SE $TEMP_{step}(j, k) > temp_{nom}$

$$ETA_{el,adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{TEMP_{step}(j,k) - temp_{nom}}{temp_2 - temp_{nom}}\right) * (\eta_{el,adim,temp2} - 1)\right) \quad (1)$$

ALTRIMENTI

$$ETA_{el,adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{TEMP_{step}(j,k) - temp_{nom}}{temp_1 - temp_{nom}}\right) * (\eta_{el,adim,temp1} - 1)\right) \quad (1a)$$

FINE

$$ETA_{el} = ETA_{el,adim} * \eta_{el,nom} \quad (1)$$

Calcolo della potenza [kW] e dell'energia elettrica [kWh] del CHP in funzione della temperatura:

SE $TEMP_{step}(j, k) > temp_{nom}$

$$P_{el,adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{TEMP_{step}(j,k) - temp_{nom}}{temp_2 - temp_{nom}}\right) * (p_{el,adim,temp2} - 1)\right) \quad (3)$$

ALTRIMENTI

$$P_{el,adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{TEMP_{step}(j,k) - temp_{nom}}{temp_1 - temp_{nom}}\right) * (p_{el,adim,temp1} - 1)\right) \quad (3a)$$

FINE

$$P_{el} = (P_{el,adim} * p_{el,nom}) \quad (4)$$

$$E_{el} = \left(\frac{P_{el}}{n_{step}}\right) \quad (5)$$

Calcolo della potenza [kW] e dell'energia termica [kWh] del CHP in funzione della temperatura:

SE $TEMP_{step}(j, k) > temp_{nom}$

$$P_{th,adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{TEMP_{step}(j,k) - temp_{nom}}{temp_2 - temp_{nom}}\right) * (p_{th,adim,temp2} - 1)\right) \quad (6)$$

ALTRIMENTI

$$P_{th,adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{TEMP_{step}(j,k) - temp_{nom}}{temp_1 - temp_{nom}}\right) * (p_{th,adim,temp1} - 1)\right) \quad (6a)$$

FINE

$$P_{th} = (P_{th,adim} * p_{th,nom}) \quad (7)$$

$$E_{th} = \left(\frac{P_{th}}{n_{step}}\right) \quad (8)$$

Calcolo dell'energia introdotta con il combustibile [kWh] e del combustibile consumato dal cogeneratore nell'arco dell'anno in [Sm³ oppure kg] a seconda dell'unità di misura in cui è espresso lhv :

$$E_{fuel} = \frac{E_{el}}{ETA_{el}} \quad (9)$$

$$FUEL = \frac{E_{fuel}}{lhv} \quad (10)$$

step 2. INTERPOLAZIONE SUL CARICO (load)

Calcolo del carico in funzione della domanda di calore dello specifico periodo di calcolo considerato (j, k):

$$LOAD_{step}(j, k) = \frac{DEMAND_{hot}(j, k)}{E_{th}(j, k)} \quad (11)$$

SE $LOAD_{step}(j, k) > load_2$

ALLORA il CHP produce a pieno carico con le grandezze calcolate con l'interpolazione sulla temperatura:

$$LOAD_{step}(j, k) = load_2 \quad (12)$$

$$ETA_{el}(j, k) = ETA_{el}(j, k) * eta_{el,adim,load2} \quad (13)$$

$$P_{el}(j, k) = P_{el}(j, k) * p_{el,adim,load2} \quad (14)$$

$$E_{el}(j, k) = \frac{P_{el}(j,k)}{n_{step}} \quad (15)$$

$$P_{th}(j, k) = LOAD_{step}(j, k) * P_{th}(j, k) \quad (16)$$

$$E_{th}(j, k) = \frac{P_{th}(j,k)}{n_{step}} \quad (17)$$

$$E_{fuel}(j, k) = \frac{E_{el}(j,k)}{ETA_{el}(j,k)} \quad (18)$$

$$ETA_{th}(j, k) = \frac{E_{th}(j,k)}{E_{fuel}(j,k)} \quad (19)$$

$$FUEL(j, k) = \frac{E_{fuel}(j,k)}{lhv} \quad (20)$$

ALTRIMENTI SE $LOAD_{step}(j, k) < load_1$

ALLORA il CHP è spento:

$$\mathbf{LOAD}_{\text{step}}(j, k) = 0 \quad (21)$$

$$\mathbf{ETA}_{\text{el}}(j, k) = 0 \quad (22)$$

$$\mathbf{P}_{\text{el}}(j, k) = 0 \quad (23)$$

$$\mathbf{E}_{\text{el}}(j, k) = 0 \quad (24)$$

$$\mathbf{P}_{\text{th}}(j, k) = 0 \quad (25)$$

$$\mathbf{E}_{\text{th}}(j, k) = 0 \quad (26)$$

$$\mathbf{E}_{\text{fuel}}(j, k) = 0 \quad (27)$$

$$\mathbf{ETA}_{\text{th}}(j, k) = 0 \quad (28)$$

$$\mathbf{FUEL}(j, k) = 0 \quad (29)$$

ALTRIMENTI il CHP deve modulare per soddisfare la domanda di calore dello specifico periodo di calcolo:

$$\mathbf{E}_{\text{th}}(j, k) = \mathbf{DEMAND}_{\text{hot}}(j, k) \quad (30)$$

$$\mathbf{P}_{\text{th}}(j, k) = \mathbf{E}_{\text{th}}(j, k) * n_{\text{step}} \quad (31)$$

SE $\mathbf{LOAD}_{\text{step}}(j, k) > 1$

$$\mathbf{P}_{\text{el,adim}}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{\mathbf{LOAD}_{\text{step}}(j, k) - 1}{\text{load}_2 - 1}\right) * (\mathbf{p}_{\text{el,adim,load2}} - 1)\right) \quad (32)$$

$$\mathbf{P}_{\text{el}}(j, k) = \mathbf{P}_{\text{el,adim}}(j, k) * \mathbf{P}_{\text{el}}(j, k) \quad (33)$$

$$\mathbf{E}_{\text{el}}(j, k) = \left(\frac{\mathbf{P}_{\text{el}}(j, k)}{n_{\text{step}}}\right) \quad (34)$$

$$\mathbf{ETA}_{\text{el,adim}}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{\mathbf{LOAD}_{\text{step}}(j, k) - 1}{\text{load}_2 - 1}\right) * (\mathbf{eta}_{\text{el,adim,load2}} - 1)\right) \quad (35)$$

$$\mathbf{ETA}_{\text{el}}(j, k) = \mathbf{ETA}_{\text{el,adim}}(j, k) * \mathbf{ETA}_{\text{el}}(j, k) \quad (36)$$

ALTRIMENTI

$$\mathbf{P}_{\text{el,adim}}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{\mathbf{LOAD}_{\text{step}}(j, k) - 1}{\text{load}_1 - 1}\right) * (\mathbf{p}_{\text{el,adim,load1}} - 1)\right) \quad (37)$$

$$\mathbf{P}_{\text{el}}(j, k) = \mathbf{P}_{\text{el,adim}}(j, k) * \mathbf{P}_{\text{el}}(j, k) \quad (38)$$

$$\mathbf{E}_{\text{el}}(j, k) = \left(\frac{\mathbf{P}_{\text{el}}(j, k)}{n_{\text{step}}}\right) \quad (39)$$

$$\mathbf{ETA}_{\text{el,adim}}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{\mathbf{LOAD}_{\text{step}}(j, k) - 1}{\text{load}_1 - 1}\right) * (\mathbf{eta}_{\text{el,adim,load1}} - 1)\right) \quad (40)$$

$$\mathbf{ETA}_{\text{el}}(j, k) = \mathbf{ETA}_{\text{el,adim}}(j, k) * \mathbf{ETA}_{\text{el}}(j, k) \quad (41)$$

FINE

$$\mathbf{E}_{\text{fuel}}(j, k) = \frac{\mathbf{E}_{\text{el}}(j, k)}{\mathbf{ETA}_{\text{el}}(j, k)} \quad (42)$$

$$\mathbf{ETA}_{\text{th}}(j, k) = \frac{\mathbf{E}_{\text{th}}(j, k)}{\mathbf{E}_{\text{fuel}}(j, k)} \quad (43)$$

$$\mathbf{FUEL}(j, k) = \frac{\mathbf{E}_{\text{fuel}}(j, k)}{\text{lhv}} \quad (44)$$

FINE

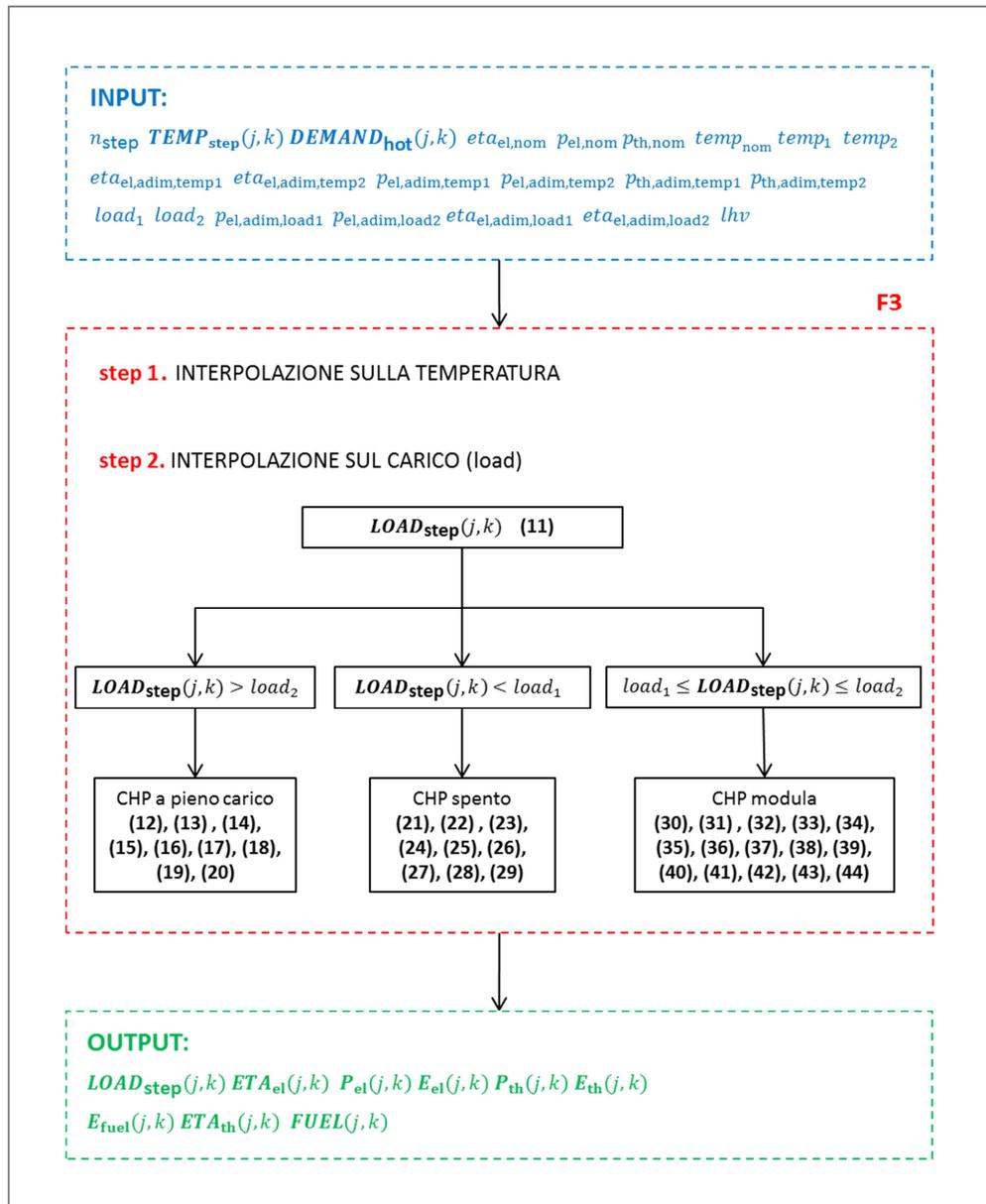


Fig.1 Diagramma di flusso per il cogeneratore

4.2.4 Accumulo termico

La presenza di un accumulo termico di volume adeguato funge da volano termico, colmando lo sfasamento tra produzione di energia e suo utilizzo.

L'accumulo termico è consigliato nel caso di installazione che prevedano:

- collettori solari termici** in cui, per la natura stessa della fonte solare, la produzione non coincide necessariamente con la domanda di calore. In assenza di un adeguato volume di accumulo l'energia prodotta eccedente la domanda andrebbe dissipata.
- unità cogenerative** in cui la presenza di un accumulo fa sì che l'accensione del cogeneratore sia svincolata dalla concomitante domanda energetica, riscaldando il volume di acqua presente nel serbatoio. E' quindi possibile utilizzare un cogeneratore di potenza inferiore ma che lavori ai più alti rendimenti per un numero elevato di ore, limitando il numero di accensioni giornaliere.

L'adozione di un accumulo termico consente di aumentare il rendimento globale dell'impianto e porta ad un considerevole risparmio energetico: possibilità di utilizzo di energia proveniente da fonti rinnovabili e incremento dell'efficienza dell'unità cogenerativa che si traduce in una maggiore longevità e affidabilità dell'impianto. Tale scelta tecnologica presenta tuttavia un maggiore costo di realizzazione e la necessità di spazio per l'installazione dell'accumulo.

L'acqua è il mezzo di accumulo più comunemente sfruttato negli impianti ad uso civile, data la notevole capacità termica e la sua disponibilità.

Dimensionamento del sistema di accumulo:

Nel caso di accumulo termico asservito ai collettori solari, per dimensionarne il volume, si considera la relazione suggerita dalla normativa UNI 8477-2, secondo la quale le dimensioni di un accumulo ad acqua dovrebbero essere comprese 0.035 e 0.3 m³/m² di superficie captante (per sistemi ad acqua). Il volume dell'accumulo, espresso in m³, è dato dalla seguente relazione:

$$V_{Storage,STH} = (0.035 \div 0.3) * n_{panel,STH} * a_{netta,STH} \quad (1)$$

Una volta individuato il volume si considera quindi l'energia stoccabile al suo interno. Per sistemi senza transizioni di fase l'energia stoccabile nel serbatoio di accumulo, espressa in kWh, è:

$$E_{Storage,STH} = \frac{V_{Storage,STH} * \rho_{H_2O} * c_{p,H_2O} * \Delta t}{3600} \quad (2)$$

dove:

ρ_{H_2O} è assunta di 987 kg/m³

c_{p,H_2O} è assunto pari a 4.18 kJ/(kg K)

Δt è la differenza tra la temperatura massima dell'acqua in uscita dai collettori solari termici e la temperatura media dell'acqua di ritorno dall'utenza.

Per accumulo termico asservito ad una unità cogenerativa, si considera un accumulo in grado di stoccare almeno una quantità di energia pari 2 ÷ 4 volte la potenza termica nominale della unità cogenerativa.

$$E_{Storage,CHP} = (2 \div 4) * P_{th,CHP} \quad (3)$$

Nel caso si disponga sia di un impianto solare termico che di impianto cogenerativo la quantità di energia stoccabile all'interno dell'accumulo è data dalla somma dei due contributi valutati con le formule (2) e (3).

$$E_{Storage} = E_{Storage,STH} + E_{Storage,CHP} \quad (4)$$

Qualora si disponga del valore della dispersione termica dell'accumulo $k_{Storage}$, espressa in %, l'energia stoccata nell'accumulo viene diminuita ad ogni step di calcolo considerato:

$$E_{Storage} = E_{Storage} * (1 - k_{Storage}) \quad (5)$$

4.2.5 Frigorifero ad assorbimento

Vengono caricate le grandezze relative alle condizioni nominali del frigorifero ad assorbimento (ABS): potenza termica assorbita $p_{th,nom}$, efficienza frigorifera in raffreddamento eer_{nom} .

step 1. Calcolo della potenza frigorifera nominale $p_{cool,nom}$ e dell'energia nominale $e_{cool,nom}$ prodotta dall'ABS, rispettivamente equazione (1) e (2). Calcolo dell'energia termica nominale assorbita $e_{th,nom}$ (eq. (3)).

step 2. Calcolo dell'efficienza frigorifera in raffreddamento, dell'energia e della potenza frigorifera, dell'energia e della potenza termica assorbita dall'ABS in condizione di minimo carico (eq. (4), (5), (6), (7) e (8)) ed in condizione di massimo carico (eq. (9), (10), (11), (12) e (13)). Tali grandezze verranno richiamate nell'equazioni (44) e (45).

step 3. Per soddisfare la domanda di energia frigorifera l'ABS necessita di essere alimentato da una sorgente di calore, tale calore potrà provenire da sistemi di accumulo termico (es. serbatoio di accumulo) e/o direttamente da sistemi alimentati da fonti rinnovabili (es. collettori solari termici a debole concentrazione) e/o direttamente da sistemi alimentati da combustibili fossili (es. cogeneratore).

Al fine di determinare la domanda termica associata al funzionamento dell'ABS si calcola il carico richiesto all'ABS in funzione della specifica domanda frigorifera per ogni periodo di calcolo determinato dal giorno j e dal time-step k .

Il carico (load) è definito mediante la formula (14) come rapporto tra la potenza frigorifera richiesta per soddisfare la domanda e la potenza frigorifera nominale dell'ABS.

Se il carico richiesto è maggiore del $load_2$ l'ABS funziona a pieno carico (eq. (15), (16), (17), (18), (19) e (20)) e rimarrà della domanda frigorifera residua da soddisfare.

Se al contrario il carico richiesto è inferiore al $load_1$ l'ABS è spento (eq. (21), (22), (23), (24), (25) e (26)) e rimarrà tutta la domanda frigorifera da soddisfare.

Nel caso in cui il carico richiesto sia compreso tra $load_1$ e $load_2$ l'ABS modula la potenza in modo da soddisfare la domanda frigorifera senza dissipare energia (eq. (27), (28), (29), (30), (31) (32), (33) e (34)).

step 4. Si verifica se la disponibilità di calore è tale da consentire il funzionamento dell'ABS stabilito allo **step 3.** per lo specifico periodo di calcolo considerato (j, k). Nel caso in cui la potenza termica disponibile sia inferiore alla potenza richiesta, verifico se è possibile modulare la produzione dell'ABS rispetto allo **step 3.**

Se la potenza disponibile è inferiore alla minima potenza necessaria all'ABS, l'ABS risulterà spento (eq. (35), (36), (37), (38), (39) e (40)) e rimarrà tutta la domanda frigorifera da soddisfare.

In caso contrario, l'ABS modula la potenza rispetto allo **step 3.** (eq. (41), (42), (43), (44), (45) (46), (47) e (48)) e rimarrà della domanda frigorifera residua da soddisfare.

Nel caso in cui la potenza termica disponibile sia maggiore o uguale alla potenza richiesta all'ABS, vengono confermate le grandezze calcolate allo **step 3.** (eq. (49), (50), (51), (52), (53) e (54)).

Dati di INPUT:

$p_{th,nom}$ = potenza termica nominale assorbita [kW]

eer_{nom} = efficienza frigorifera nominale in raffrescamento [adim]

$load_1$ = carico minimo consentito [adim]

$load_2$ = carico massimo consentito [adim]

$eer_{adim,load1}$ = Energy Efficiency Ratio adimensionale per il carico minimo consentito in raffrescamento [adim]

$eer_{adim,load2}$ = Energy Efficiency Ratio adimensionale per il carico massimo consentito in raffrescamento [adim]

DEMAND_{cold} = domanda di energia frigorifera [kWh] $\langle n_{day}, n_{hour} * n_{step} \rangle$

AVAILABILITY_{hot} = disponibilità di energia termica per alimentare il FRIGORIFERO AD ASSORBIMENTO [kWh] $\langle n_{day}, n_{hour} * n_{step} \rangle$

Dati ausiliari:

n_{step} = intervallo di tempo in cui è divisa l'ora [h^{-1}]

Equazioni:

step 1. Calcolo della potenza frigorifera nominale [kW], dell'energia frigorifera nominale [kWh] e dell'energia termica nominale assorbita [kWh] dall'ABS:

$$p_{cool,nom} = p_{th,nom} * eer_{nom} \quad (1)$$

$$e_{cool,nom} = \frac{p_{cool,nom}}{n_{step}} \quad (2)$$

$$e_{th,nom} = \frac{p_{th,nom}}{n_{step}} \quad (3)$$

step 2. Calcolo dell'efficienza [adim], dell'energia [kWh] e della potenza [kW] frigorifera, dell'energia [kWh] e della potenza [kW] termica assorbita dall'ABS in condizione di minimo carico:

$$eer_{min} = eer_{adim,load1} * eer_{nom} \quad (4)$$

$$e_{cool,min} = load_1 * e_{cool,nom} \quad (5)$$

$$p_{cool,min} = e_{cool,min} * n_{step} \quad (6)$$

$$e_{th,min} = \frac{e_{cool,min}}{eer_{min}} \quad (7)$$

$$p_{th,min} = e_{th,min} * n_{step} \quad (8)$$

Calcolo dell'efficienza [adim], dell'energia [kWh] e della potenza [kW] frigorifera, dell'energia [kWh] e della potenza [kW] termica assorbita dall'ABS in condizione di massimo carico:

$$eer_{max} = eer_{adim,load2} * eer_{nom} \quad (9)$$

$$e_{cool,max} = load_2 * e_{cool,nom} \quad (10)$$

$$p_{cool,max} = e_{cool,max} * n_{step} \quad (11)$$

$$e_{th,max} = \frac{e_{cool,max}}{eer_{max}} \quad (12)$$

$$p_{th,max} = e_{th,max} * n_{step} \quad (13)$$

step 3. Calcolo del carico in funzione della domanda di freddo dello specifico periodo di calcolo considerato (j, k):

$$LOAD_{step}(j, k) = \frac{(DEMAND_{cold}(j, k) * n_{step})}{p_{cool,nom}} \quad (14)$$

SE $LOAD_{step}(j, k) > load_2$

ALLORA l'ABS produce a pieno carico:

$$LOAD_{step}(j, k) = load_2 \quad (15)$$

$$P_{cool}(j, k) = p_{cool,nom} * LOAD_{step}(j, k) \quad (16)$$

$$E_{cool}(j, k) = \frac{P_{cool}(j, k)}{n_{step}} \quad (17)$$

$$EER(j, k) = eer_{adim,load2} * eer_{nom} \quad (18)$$

$$P_{th}(j, k) = \frac{P_{cool}(j, k)}{EER(j, k)} \quad (19)$$

$$E_{th}(j, k) = \frac{P_{th}(j, k)}{n_{step}} \quad (20)$$

ALTRIMENTI SE $LOAD_{step}(j, k) < load_1$

ALLORA l'ABS è spento:

$$LOAD_{step}(j, k) = 0 \quad (21)$$

$$P_{cool}(j, k) = 0 \quad (22)$$

$$E_{cool}(j, k) = 0 \quad (23)$$

$$EER(j, k) = 0 \quad (24)$$

$$P_{th}(j, k) = 0 \quad (25)$$

$$E_{th}(j, k) = 0 \quad (26)$$

ALTRIMENTI l'ABS modula:

$$E_{cool}(j, k) = DEMAND_{cold}(j, k) \quad (27)$$

$$P_{cool}(j, k) = E_{cool}(j, k) * n_{step} \quad (28)$$

SE $LOAD_{step}(j, k) > 1$

$$EER_{adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{LOAD_{step}(j, k) - 1}{load_2 - 1}\right) * (eer_{adim,load2} - 1)\right) \quad (29)$$

$$EER(j, k) = EER_{adim}(j, k) * eer_{nom} \quad (30)$$

ALTRIMENTI

$$EER_{adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{LOAD_{step}(j, k) - 1}{load_1 - 1}\right) * (eer_{adim,load1} - 1)\right) \quad (31)$$

$$EER(j, k) = EER_{adim}(j, k) * eer_{nom} \quad (32)$$

FINE

$$P_{th}(j, k) = \frac{P_{cool}(j, k)}{EER(j, k)} \quad (33)$$

$$E_{th}(j, k) = \frac{P_{th}(j, k)}{n_{step}} \quad (34)$$

FINE

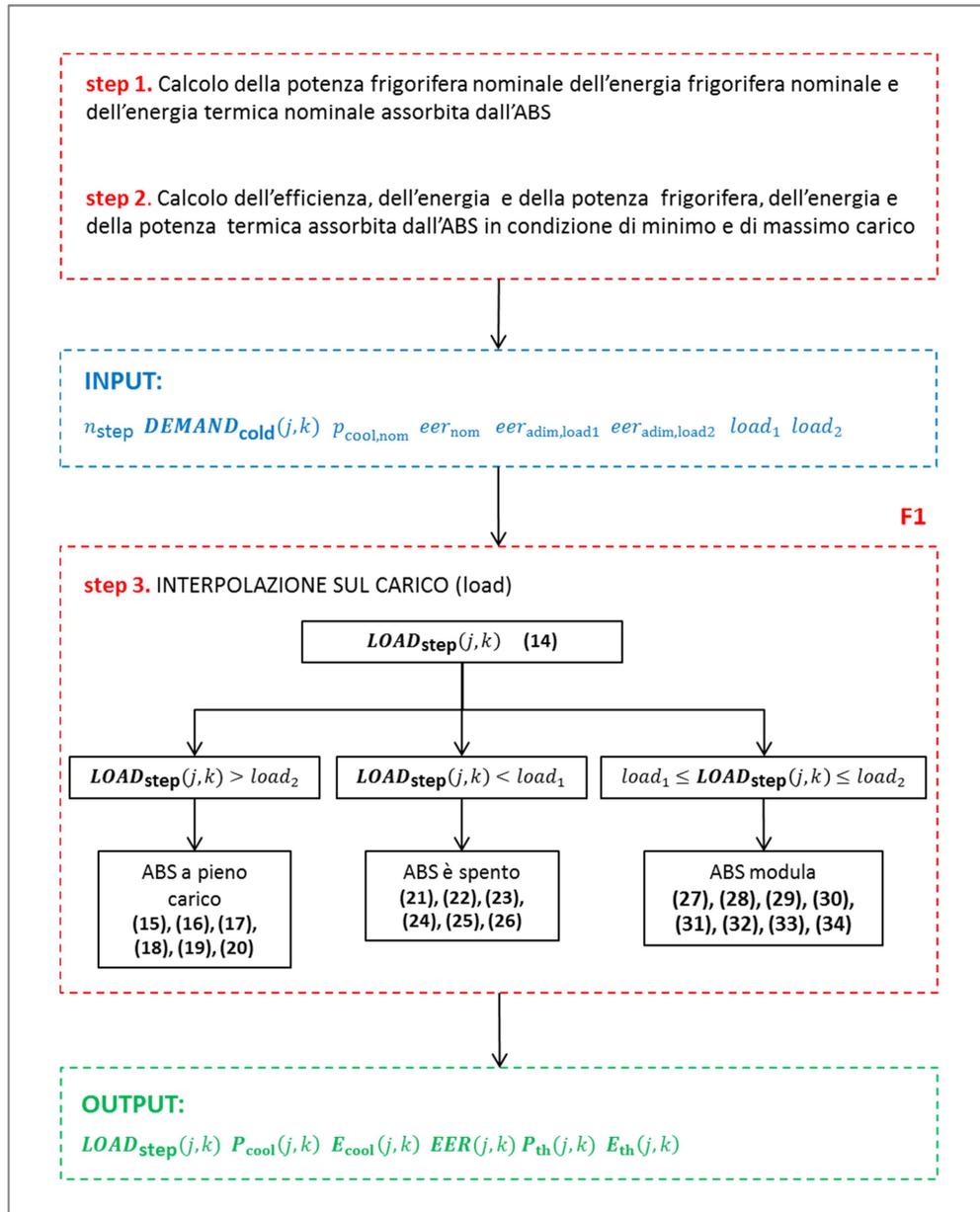


Fig.1 Diagramma di flusso per il frigorifero ad assorbimento

step 4. Verifico se la disponibilità di calore è tale da consentire il funzionamento stabilito allo **step 3.** per lo specifico periodo di calcolo considerato (j, k):

$$SE P_{th}(j, k) > (AVAILABILITY_{hot}(j, k) * n_{step}) \ \& \ SE p_{th, min} > (AVAILABILITY_{hot}(j, k) * n_{step})$$

ALLORA annullo il funzionamento dell'ABS calcolato allo **step 3.**

$$LOAD_{step}(j, k) = 0 \quad (35)$$

$$P_{cool}(j, k) = 0 \quad (36)$$

$$E_{cool}(j, k) = 0 \quad (37)$$

$$EER(j, k) = 0 \quad (38)$$

$$P_{th}(j, k) = 0 \quad (39)$$

$$E_{th}(j, k) = 0 \quad (40)$$

SE $P_{th}(j, k) > (AVAILABILITY_{hot}(j, k) * n_{step})$ & SE $p_{th,min} \leq (AVAILABILITY_{hot}(j, k) * n_{step})$

ALLORA l'ABS deve modulare rispetto alle condizioni calcolate allo **step 3**.

$$E_{th}(j, k) = AVAILABILITY_{hot}(j, k) \quad (41)$$

$$P_{th}(j, k) = E_{th}(j, k) * n_{step} \quad (42)$$

$$SE P_{th}(j, k) < p_{th,nom} \quad (43)$$

$$EER(j, k) = eer_{nom} + \left(\frac{P_{th}(j,k) - p_{th,nom}}{p_{th,min} - p_{th,nom}} \right) * (eer_{min} - eer_{nom}) \quad (44)$$

ALTRIMENTI

$$EER(j, k) = eer_{nom} + \left(\frac{P_{th}(j,k) - p_{th,nom}}{p_{th,max} - p_{th,nom}} \right) * (eer_{max} - eer_{nom}) \quad (45)$$

FINE

$$E_{cool}(j, k) = E_{th}(j, k) * EER(j, k) \quad (46)$$

$$P_{cool}(j, k) = E_{cool}(j, k) * n_{step} \quad (47)$$

$$LOAD_{step}(j, k) = \frac{P_{cool}(j,k)}{p_{cool,nom}} \quad (48)$$

SE $P_{th}(j, k) \leq (AVAILABILITY_{hot}(j, k) * n_{step})$

ALLORA è confermato il funzionamento dell'ABS calcolato allo **step 3**.

$$LOAD_{step}(j, k) = LOAD_{step}(j, k) \quad (49)$$

$$P_{cool}(j, k) = P_{cool}(j, k) \quad (50)$$

$$E_{cool}(j, k) = E_{cool}(j, k) \quad (51)$$

$$EER(j, k) = EER(j, k) \quad (52)$$

$$P_{th}(j, k) = P_{th}(j, k) \quad (53)$$

$$E_{th}(j, k) = E_{th}(j, k) \quad (54)$$

FINE

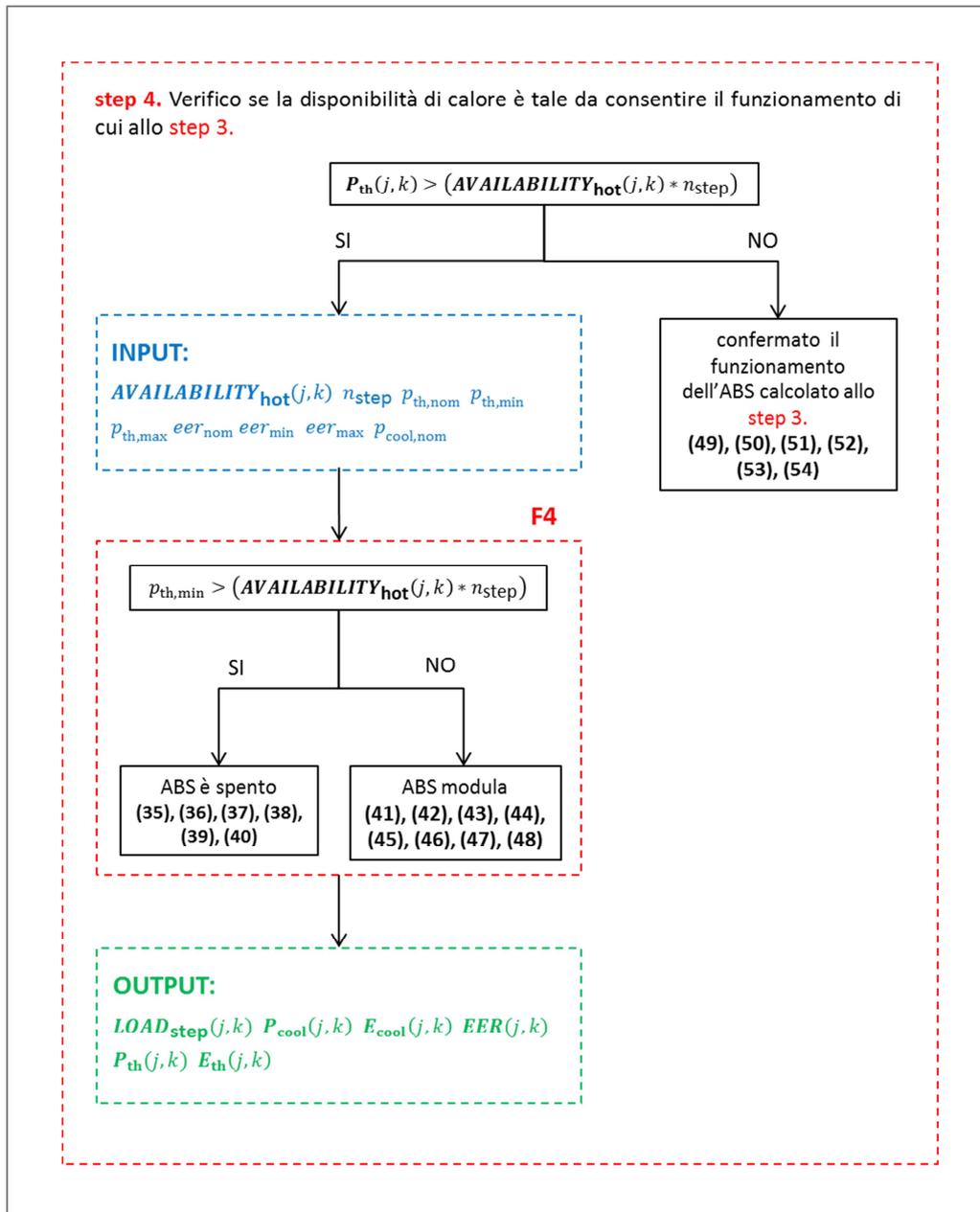


Fig.2 Diagramma di flusso dello **step 4** per il frigorifero ad assorbimento

4.2.6 Frigorifero ad assorbimento a fiamma diretta

Vengono caricate le grandezze relative alle condizioni nominali del FRIGORIFERO AD ASSORBIMENTO a fiamma diretta (ABS a FD): potenza nominale introdotta con il combustibile $p_{fuel,nom}$, efficienza frigorifera in raffreddamento eer_{nom} .

Per il frigorifero ad assorbimento a fiamma diretta l'efficienza frigorifera nominale è data da:

$$eer_{nom} = \frac{p_{cool,nom}}{p_{fuel,nom}} = \frac{p_{cool,nom}}{fuel_{nom} * l_{hv}}$$

dove:

$p_{cool,nom}$ è la potenza frigorifera prodotta, espressa in kW;

$fuel$ è la portata di combustibile, espressa in m^3/h oppure in kg/h ;

lhv è il potere calorifero del combustibile impiegato, espresso in kWh/m³ oppure in kWh/kg.

step 1. Calcolo della potenza frigorifera nominale $p_{cool,nom}$ dell'ABS a FD (eq. (1)) e dell'energia frigorifera nominale $e_{cool,nom}$ prodotta dall' ABS a FD (eq. (2)) e dell'energia nominale introdotta con il combustibile $e_{fuel,nom}$ (eq. (3)).

step 2. Per soddisfare la domanda di energia frigorifera l'ABS a FD necessita di calore ottenuto dalla combustione diretta di combustibile.

Il carico (load) è definito mediante la formula (4) come rapporto tra la potenza frigorifera richiesta per soddisfare la domanda e la potenza frigorifera nominale dell'ABS a FD.

Se il carico richiesto è maggiore del $load_2$ l'ABS a FD funziona a pieno carico (eq. (5), (6), (7), (8), (9) e (10)) e rimarrà della domanda frigorifera residua da soddisfare.

Se al contrario il carico richiesto è inferiore al $load_1$ l'ABS a FD è spento (eq. (11), (12), (13), (14), (15) e (16)) e rimarrà tutta la domanda frigorifera da soddisfare.

Nel caso in cui il carico richiesto sia compreso tra $load_1$ e $load_2$ l'ABS a FD modula la potenza in modo da soddisfare la domanda frigorifera senza dissipare energia (eq. (17), (18), (19), (20), (21) (22), (23) e (24)) .

Dati di INPUT:

$p_{fuel,nom}$ = potenza nominale introdotta con il combustibile [kW]

eer_{nom} = efficienza frigorifera nominale in raffreddamento [adim]

$load_1$ = carico minimo consentito [adim]

$load_2$ = carico massimo consentito [adim]

$eer_{adim,load1}$ = Energy Efficiency Ratio adimensionale per il carico minimo consentito in raffreddamento [adim]

$eer_{adim,load2}$ = Energy Efficiency Ratio adimensionale per il carico minimo consentito in raffreddamento [adim]

lhv = potere calorifero inferiore del combustibile [kWh/m³] oppure [kWh/kg]

$DEMAND_{cold}$ = domanda di energia frigorifera [kWh] $\langle n_{day}, n_{hour} * n_{step} \rangle$

Dati ausiliari:

n_{step} = intervallo di tempo in cui è divisa l'ora [h⁻¹]

Equazioni:

step 1. Calcolo della potenza frigorifera nominale [kW], dell'energia frigorifera nominale [kWh] e dell'energia nominale introdotta con il combustibile [kWh] nell'ABS:

$$p_{cool,nom} = p_{fuel,nom} * eer_{nom} \quad (1)$$

$$e_{cool,nom} = \frac{p_{cool,nom}}{n_{step}} \quad (2)$$

$$e_{\text{fuel,nom}} = \frac{p_{\text{fuel,nom}}}{n_{\text{step}}} \quad (3)$$

step 2. Calcolo del carico in funzione della domanda di freddo dello specifico periodo di calcolo considerato (j, k):

$$\mathbf{LOAD}_{\text{step}}(j, k) = \frac{(\mathbf{DEMAND}_{\text{cold}}(j, k) * n_{\text{step}})}{p_{\text{cool,nom}}} \quad (4)$$

SE $\mathbf{LOAD}_{\text{step}}(j, k) > \text{load}_2$

ALLORA l'ABS a FD produce a pieno carico:

$$\mathbf{LOAD}_{\text{step}}(j, k) = \text{load}_2 \quad (5)$$

$$\mathbf{P}_{\text{cool}}(j, k) = p_{\text{cool,nom}} * \mathbf{LOAD}_{\text{step}}(j, k) \quad (6)$$

$$\mathbf{E}_{\text{cool}}(j, k) = \frac{\mathbf{P}_{\text{cool}}(j, k)}{n_{\text{step}}} \quad (7)$$

$$\mathbf{EER}(j, k) = \text{eer}_{\text{adim,load2}} * \text{eer}_{\text{nom}} \quad (8)$$

$$\mathbf{E}_{\text{fuel}}(j, k) = \frac{\mathbf{E}_{\text{cool}}(j, k)}{\mathbf{EER}(j, k)} \quad (9)$$

$$\mathbf{FUEL}(j, k) = \frac{\mathbf{E}_{\text{fuel}}(j, k)}{\text{lhv}} \quad (10)$$

ALTRIMENTI SE $\mathbf{LOAD}_{\text{step}}(j, k) < \text{load}_1$

ALLORA l'ABS a FD è spento:

$$\mathbf{LOAD}_{\text{step}}(j, k) = 0 \quad (11)$$

$$\mathbf{P}_{\text{cool}}(j, k) = 0 \quad (12)$$

$$\mathbf{E}_{\text{cool}}(j, k) = 0 \quad (13)$$

$$\mathbf{EER}(j, k) = 0 \quad (14)$$

$$\mathbf{E}_{\text{fuel}}(j, k) = 0 \quad (15)$$

$$\mathbf{FUEL}(j, k) = 0 \quad (16)$$

ALTRIMENTI l'ABS a FD modula:

$$\mathbf{E}_{\text{cool}}(j, k) = \mathbf{DEMAND}_{\text{cold}}(j, k) \quad (17)$$

$$\mathbf{P}_{\text{cool}}(j, k) = \mathbf{E}_{\text{cool}}(j, k) * n_{\text{step}} \quad (18)$$

SE $\mathbf{LOAD}_{\text{step}}(j, k) > 1$

$$\mathbf{EER}_{\text{adim}}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{\mathbf{LOAD}_{\text{step}}(j, k) - 1}{\text{load}_2 - 1}\right) * (\text{eer}_{\text{adim,load2}} - 1)\right) \quad (19)$$

$$\mathbf{EER}(j, k) = \mathbf{EER}_{\text{adim}}(j, k) * \text{eer}_{\text{nom}} \quad (20)$$

ALTRIMENTI

$$\mathbf{EER}_{\text{adim}}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{\mathbf{LOAD}_{\text{step}}(j, k) - 1}{\text{load}_1 - 1}\right) * (\text{eer}_{\text{adim,load1}} - 1)\right) \quad (21)$$

$$\mathbf{EER}(j, k) = \mathbf{EER}_{\text{adim}}(j, k) * \text{eer}_{\text{nom}} \quad (22)$$

FINE

$$E_{fuel}(j, k) = \frac{E_{cool}(j, k)}{EER(j, k)} \quad (23)$$

$$FUEL(j, k) = \frac{E_{fuel}(j, k)}{l_{hv}} \quad (24)$$

FINE

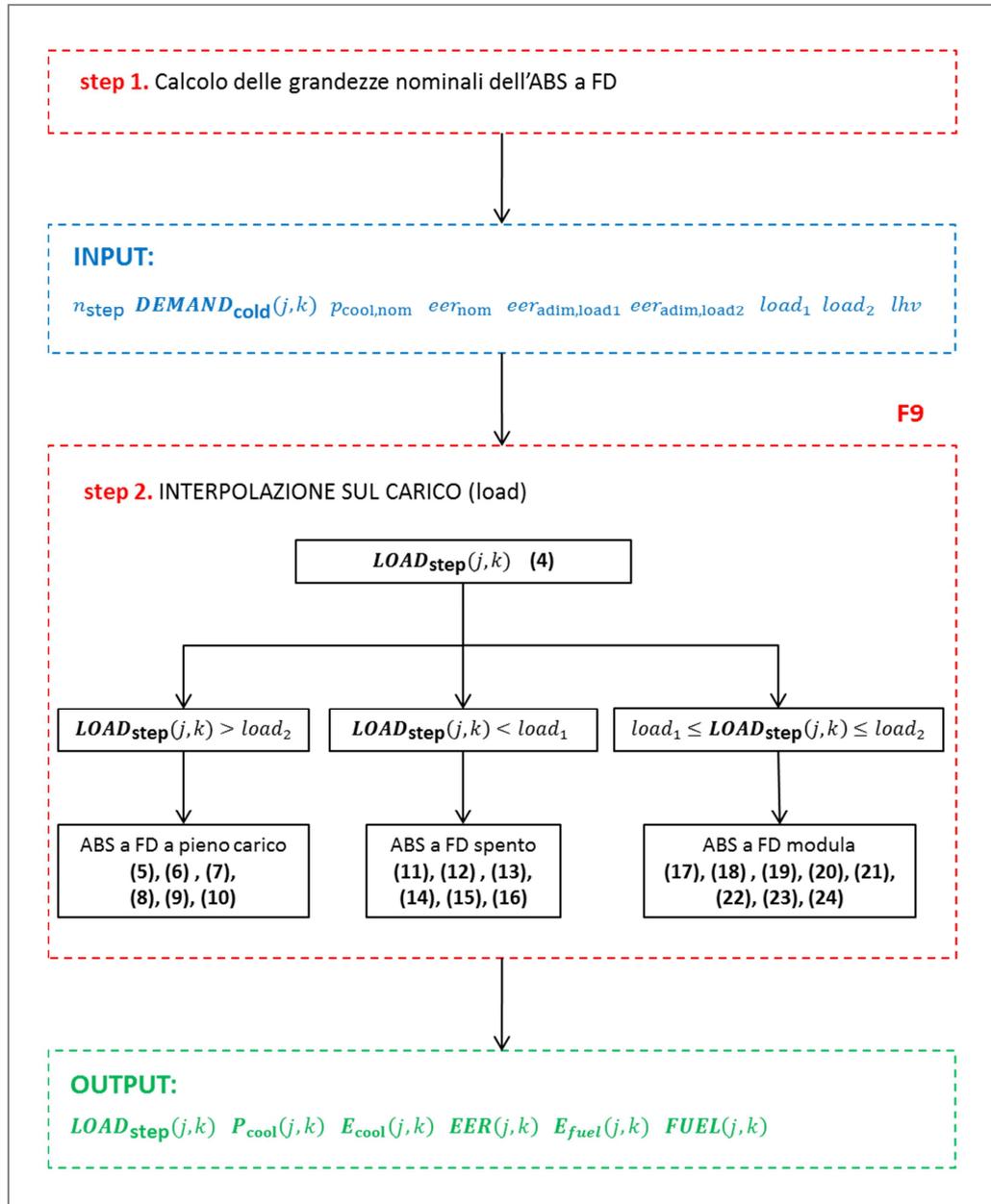


Fig.1. Diagramma di flusso per il frigorifero ad assorbimento a fiamma diretta

4.2.7 Pompa di calore reversibile geotermica

Vengono caricate le grandezze relative alle condizioni nominali della pompa di calore (HP): potenza termica in riscaldamento $p_{th,nom}$, potenza frigorifera in raffreddamento $p_{cool,nom}$, efficienza termica in riscaldamento cop_{nom} , efficienza frigorifera in raffreddamento eer_{nom} .

Per ogni grandezza nominale vengono utilizzati due coefficienti adimensionali definiti in corrispondenza della temperatura minima e della temperatura massima alla quale opera la pompa di calore. Ipotizzando un funzionamento reversibile della pompa di calore sono definite due coppie di temperature: temperatura del terreno minima $temp_{W1}$ e massima $temp_{W2}$ per il funzionamento invernale (lettera W per indicare WINTER) e temperatura del terreno minima $temp_{S1}$ e massima $temp_{S2}$ per il funzionamento estivo (lettera S per indicare SUMMER).

$$\begin{aligned}
 p_{th,adim,tempW1} &= \frac{p_{th,tempW1}}{p_{th,nom}} & p_{th,adim,tempW2} &= \frac{p_{th,tempW2}}{p_{th,nom}} \\
 p_{cool,adim,tempS1} &= \frac{p_{cool,tempS1}}{p_{cool,nom}} & p_{cool,adim,tempS2} &= \frac{p_{cool,tempS2}}{p_{cool,nom}} \\
 cop_{adim,tempW1} &= \frac{cop_{tempW1}}{cop_{nom}} & cop_{adim,tempW2} &= \frac{cop_{tempW2}}{cop_{nom}} \\
 eer_{adim,tempS1} &= \frac{eer_{tempS1}}{eer_{nom}} & eer_{adim,tempS2} &= \frac{eer_{tempS2}}{eer_{nom}}
 \end{aligned}$$

step 1. La potenza termica in riscaldamento, la potenza frigorifera in raffrescamento, l'efficienza termica in riscaldamento e l'efficienza frigorifera in raffrescamento in condizioni nominali della pompa di calore geotermica vengono corretti in funzione della temperatura del terreno $TEMP_{step}(j, k)$.

In prima approssimazione $TEMP_{step}(j, k)$ può essere considerata costante durante l'anno e pari alla media annuale della temperatura dell'aria per il sito considerato.

Tuttavia, nel caso si volesse considerare la variazione stagionale della temperatura del terreno, $TEMP_{step}(j, k)$ risulterebbe influenzata dalla profondità raggiunta e dall'ordinale del giorno rispetto all'anno.

Se in funzionamento riscaldamento la temperatura del terreno è maggiore della massima temperatura per cui sono note le prestazioni, allora le grandezze corrette in funzione della temperatura sono ottenute moltiplicando la grandezza adimensionale alla temperatura massima del terreno per la grandezza nominale (eq. (1) e (2)). In questo modo, per temperatura del terreno maggiore della massima temperatura per cui sono note le prestazioni, le grandezze assumono valore costante.

Se in funzionamento riscaldamento la temperatura del terreno è minore della minima temperatura per cui sono note le prestazioni, allora la pompa di calore si spegne (eq. (3) e (4)).

Se in funzionamento riscaldamento la temperatura del terreno è maggiore o uguale alla minima temperatura per cui sono note le prestazioni e minore o uguale alla massima temperatura per cui sono note le prestazioni, allora le grandezze adimensionali vengono ricavate per interpolazione in relazione alla temperatura del terreno (eq. (5), (5a), (6) e (6a)). Moltiplicando le grandezze adimensionali per le relative grandezze nominali (eq. (7), e (8)) si ricavano le grandezze corrette in funzione della temperatura del terreno.

Se in funzionamento raffrescamento la temperatura del terreno è minore della minima temperatura per cui sono note le prestazioni, allora le grandezze corrette in funzione della temperatura sono ottenute moltiplicando la grandezza adimensionale alla temperatura minima del terreno per la grandezza nominale (eq. (9) e (10)). In questo modo se la temperatura del terreno è minore della minima temperatura per cui sono note le prestazioni le grandezze assumono valore costante.

Se in funzionamento raffrescamento la temperatura del terreno è maggiore o uguale alla minima temperatura per cui sono note le prestazioni, allora le grandezze adimensionali vengono ricavate per interpolazione in relazione alla temperatura del terreno (eq. (11), (11a), (12) e (12a)). Moltiplicando le grandezze adimensionali per le relativi grandezze nominali (eq. (13) e (14)) si ricavano le grandezze corrette in funzione della temperatura del terreno.

step 2. Si calcola il carico richiesto alla POMPA DI CALORE in funzione della specifica domanda energetica del periodo di calcolo considerato (j, k).

In funzionamento riscaldamento, il carico è definito mediante la formula (15) come rapporto tra la potenza termica richiesta per soddisfare la domanda e la potenza termica disponibile della HP nelle specifiche condizioni di temperatura calcolate allo **step 1**.

Se il carico richiesto è maggiore del $load_{W2}$ la HP funziona a pieno carico (eq. (16), (17), (18), (19), (20) e (21)) e rimarrà della domanda termica residua da soddisfare.

Se al contrario il carico richiesto è inferiore al $load_{W1}$ la HP è spenta (eq. (22), (23), (24), (25), (26) e (27)) e rimarrà tutta la domanda termica da soddisfare.

Nel caso in cui il carico richiesto sia compreso tra $load_{W1}$ e $load_{W2}$ la HP modula la potenza in modo da soddisfare la domanda termica senza dissipare energia (eq. (28), (29), (30), (31), (32), (33), (34) e (35)).

In funzionamento raffrescamento, il carico è definito mediante l'equazione (36) come rapporto tra la potenza frigorifera richiesta per soddisfare la domanda e la potenza frigorifera disponibile della HP nelle specifiche condizioni di temperatura calcolate allo **step 1**.

Se il carico richiesto è maggiore del $load_{S2}$ la HP funzionerà a pieno carico (eq. (37), (38), (39), (40), (41) e (42)) e rimarrà della domanda frigorifera residua da soddisfare.

Se al contrario il carico richiesto è inferiore al $load_{S1}$ la HP è spenta (eq. (43), (44), (45), (46), (47) e (48)) e rimarrà tutta la domanda frigorifera da soddisfare.

Nel caso in cui il carico richiesto sia compreso tra $load_{S1}$ e $load_{S2}$ la HP modula la potenza in modo da soddisfare la domanda frigorifera senza dissipare energia (eq. (49), (50), (51), (52), (53), (54), (55) e (56)).

Dati di INPUT:

$p_{th,nom}$ = potenza termica nominale in riscaldamento (INVERNO) [kW]

$p_{cool,nom}$ = potenza frigorifera nominale in raffrescamento (ESTATE) [kW]

cop_{nom} = efficienza termica nominale in riscaldamento (INVERNO) [adim]

eer_{nom} = efficienza frigorifera nominale in raffrescamento (ESTATE) [adim]

$temp_{nomW}$ = temperatura del terreno per cui sono note le prestazioni nominali in riscaldamento [°C]

$temp_{nomS}$ = temperatura del terreno per cui sono note le prestazioni nominali in raffrescamento [°C]

$temp_{W1}$ = temperatura minima del terreno per cui sono note le prestazioni in riscaldamento [°C]

$temp_{W2}$ = temperatura massima del terreno per cui sono note le prestazioni in riscaldamento [°C]

$temp_{S1}$ = temperatura minima del terreno per cui sono note le prestazioni in raffrescamento [°C]

$temp_{S2}$ = temperatura massima del terreno per cui sono note le prestazioni in raffrescamento [°C]

$cop_{adim,tempW1}$ = efficienza termica adimensionale alla temperatura minima del terreno in riscaldamento [adim]

$cop_{adim,tempW2}$ = efficienza termica adimensionale alla temperatura massima del terreno in riscaldamento [adim]

$eer_{adim,tempS1}$ = efficienza frigorifera adimensionale alla temperatura minima del terreno in raffrescamento [adim]

$eer_{adim,tempS2}$ = efficienza frigorifera adimensionale alla temperatura massima del terreno in raffrescamento [adim]

$p_{th,adim,tempW1}$ = potenza termica adimensionale alla temperatura minima del terreno in riscaldamento [adim]

$p_{th,adim,tempW2}$ = potenza termica adimensionale alla temperatura massima del terreno in riscaldamento [adim]

$p_{cool,adim,tempS1}$ = potenza frigorifera adimensionale alla temperatura minima del terreno in raffrescamento [adim]

$p_{cool,adim,tempS2}$ = potenza frigorifera adimensionale alla temperatura massima del terreno in raffrescamento [adim]

$load_{W1}$ = carico minimo consentito in riscaldamento [adim]

$load_{W2}$ = carico massimo consentito in riscaldamento [adim]

$load_{S1}$ = carico minimo consentito in raffrescamento [adim]

$load_{S2}$ = carico massimo consentito in raffrescamento [adim]

$cop_{adim,load1}$ = efficienza termica adimensionale per il carico minimo consentito in riscaldamento [adim]

$cop_{adim,load2}$ = efficienza termica adimensionale per il carico massimo consentito in riscaldamento [adim]

$eer_{adim,load1}$ = efficienza frigorifera adimensionale per il carico minimo consentito in raffrescamento [adim]

$eer_{adim,load2}$ = efficienza frigorifera adimensionale per il carico massimo consentito in raffrescamento [adim]

$DEMAND_{hot}$ = domanda di energia termica [kWh] $\langle n_{day}, n_{hour} * n_{step} \rangle$

$DEMAND_{cold}$ = domanda di energia frigorifera [kWh] $\langle n_{day}, n_{hour} * n_{step} \rangle$

Dati ausiliari:

n_{step} = intervallo di tempo in cui è divisa l'ora [h^{-1}]

$TEMP_{step}$ = temperatura del terreno [°C] $\langle n_{day}, n_{hour} * n_{step} \rangle$

stagione= indica in un vettore riga la stagione di ciascun gruppo di periodi del vettore periodi_per_profilo: 1 inverno, 2 estate <... >

n_giorni_stagione= numero di giorni dei gruppi stagionali <*stagione*>

cum_stagione= cumulativo dei giorni dei gruppi stagionali <*stagione* + 1>

Equazioni:

step 1. INTERPOLAZIONE SULLA TEMPERATURA

SE *stagione* =1 (RISCALDAMENTO)

SE $TEMP_{step}(j, k) > temp_{W2}$

ALLORA assegnazione valori della potenza termica [kW] e del COP alla massima temperatura per cui sono note le efficienze in riscaldamento:

$$P_{th}(j, k) = (p_{th,adim,tempW2} * p_{th,nom}) \quad (1)$$

$$COP(j, k) = cop_{adim,tempW2} * cop_{nom} \quad (2)$$

ALTRIMENTI SE $TEMP_{step}(j, k) < temp_{W1}$

$$P_{th}(j, k) = 0 \quad (3)$$

$$COP(j, k) = 0 \quad (4)$$

ALTRIMENTI interpolazione sulla temperatura per ricavare potenza termica [kW] e COP:

SE $TEMP_{step}(j, k) > temp_{nomW}$

$$P_{th,adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{TEMP_{step}(j,k) - temp_{nomW}}{temp_{W2} - temp_{nomW}}\right) * (p_{th,adim,tempW2} - 1)\right) \quad (5)$$

$$COP_{adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{TEMP_{step}(j,k) - temp_{nomW}}{temp_{W2} - temp_{nomW}}\right) * (cop_{adim,tempW2} - 1)\right) \quad (6)$$

ALTRIMENTI

$$P_{th,adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{TEMP_{step}(j,k) - temp_{nomW}}{temp_{W1} - temp_{nomW}}\right) * (p_{th,adim,tempW1} - 1)\right) \quad (5a)$$

$$COP_{adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{TEMP_{step}(j,k) - temp_{nomW}}{temp_{W1} - temp_{nomW}}\right) * (cop_{adim,tempW1} - 1)\right) \quad (6a)$$

FINE

$$P_{th}(j, k) = (P_{th,adim}(j, k) * p_{th,nom}) \quad (7)$$

$$COP(j, k) = COP_{adim}(j, k) * cop_{nom} \quad (8)$$

FINE

ALTRIMENTI SE *stagione* =2 (RAFFRESCAMENTO)

SE $TEMP_{step}(j, k) < temp_{S1}$

ALLORA assegnazione valori della potenza frigorifera [kW] e del COP alla minima temperatura per cui sono note le efficienze in raffrescamento:

$$P_{cool}(j, k) = (p_{cool,adim,tempS1} * p_{cool,nom}) \quad (9)$$

$$EER(j, k) = eer_{adim,tempS1} * eer_{nom} \quad (10)$$

ALTRIMENTI interpolazione sulla temperatura per ricavare potenza frigorifera [kW] e EER:

SE $TEMP_{step}(j, k) > temp_{nomS}$

$$P_{cool,adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{TEMP_{step}(j,k) - temp_{nomS}}{temp_{S2} - temp_{nomS}}\right) * (p_{cool,adim,tempS2} - 1)\right) \quad (11)$$

$$EER_{adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{TEMP_{step}(j,k) - temp_{nomS}}{temp_{S2} - temp_{nomS}}\right) * (eer_{adim,tempS2} - 1)\right) \quad (12)$$

ALTRIMENTI

$$P_{cool,adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{TEMP_{step}(j,k) - temp_{nomS}}{temp_{S1} - temp_{nomS}}\right) * (p_{cool,adim,tempS1} - 1)\right) \quad (11a)$$

$$EER_{adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{TEMP_{step}(j,k) - temp_{nomS}}{temp_{S1} - temp_{nomS}}\right) * (eer_{adim,tempS1} - 1)\right) \quad (12a)$$

FINE

$$P_{cool}(j, k) = (P_{cool,adim}(j, k) * p_{cool,nom}) \quad (13)$$

$$EER(j, k) = EER_{adim}(j, k) * eer_{nom} \quad (14)$$

FINE

FINE

step 2. INTERPOLAZIONE SUL CARICO (load)

SE $stagione = 1$ (RISCALDAMENTO)

ALLORA calcolo del carico in funzione della domanda di calore dello specifico periodo di calcolo considerato (j, k):

$$LOAD_{step}(j, k) = \frac{DEMAND_{hot}(j, k)}{E_{th}(j, k)} \quad (15)$$

SE $LOAD_{step}(j, k) > load_{W2}$

ALLORA la POMPA DI CALORE produce a pieno carico:

$$LOAD_{step}(j, k) = load_{W2} \quad (16)$$

$$P_{th}(j, k) = LOAD_{step}(j, k) * P_{th}(j, k) \quad (17)$$

$$E_{th}(j, k) = \frac{P_{th}(j,k)}{n_{step}} \quad (18)$$

$$COP(j, k) = cop_{adim,load2} * COP(j, k) \quad (19)$$

$$P_{el}(j, k) = \frac{P_{th}(j,k)}{COP(j,k)} \quad (20)$$

$$E_{el}(j, k) = \frac{P_{el}(j,k)}{n_{step}} \quad (21)$$

ALTRIMENTI SE $LOAD_{step}(j, k) < load_{W1}$

ALLORA la POMPA DI CALORE è spenta:

$$LOAD_{step}(j, k) = 0 \quad (22)$$

$$P_{th}(j, k) = 0 \quad (23)$$

$$E_{th}(j, k) = 0 \quad (24)$$

$$COP(j, k) = 0 \quad (25)$$

$$P_{el}(j, k) = 0 \quad (26)$$

$$E_{el}(j, k) = 0 \quad (27)$$

ALTRIMENTI la POMPA di CALORE modula:

$$E_{th}(j, k) = DEMAND_{hot}(j, k) \quad (28)$$

$$P_{th}(j, k) = E_{th}(j, k) * n_{step} \quad (29)$$

SE $LOAD_{step}(j, k) > 1$

$$COP_{adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{LOAD_{step}(j, k) - 1}{load_2 - 1}\right) * (COP_{adim, load_2} - 1)\right) \quad (30)$$

$$COP(j, k) = COP_{adim}(j, k) * COP(j, k) \quad (31)$$

ALTRIMENTI

$$COP_{adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{LOAD_{step}(j, k) - 1}{load_1 - 1}\right) * (COP_{adim, load_1} - 1)\right) \quad (32)$$

$$COP(j, k) = COP_{adim}(j, k) * COP(j, k) \quad (33)$$

FINE

$$P_{el}(j, k) = \frac{P_{th}(j, k)}{COP(j, k)} \quad (34)$$

$$E_{el}(j, k) = \frac{P_{el}(j, k)}{n_{step}} \quad (35)$$

FINE

ALTRIMENTI SE *stagione* =2 (RAFFRESCAMENTO)

ALLORA calcolo del carico in funzione della domanda di freddo dello specifico periodo di calcolo considerato (j, k):

$$LOAD_{step}(j, k) = \frac{DEMAND_{cold}(j, k) * n_{step}}{P_{cool}(j, k)} \quad (36)$$

SE $LOAD_{step}(j, k) > load_{S2}$

ALLORA la POMPA DI CALORE produce a pieno carico:

$$LOAD_{step}(j, k) = load_{S2} \quad (37)$$

$$P_{cool}(j, k) = LOAD_{step}(j, k) * P_{cool}(j, k) \quad (38)$$

$$E_{cool}(j, k) = \frac{P_{cool}(j, k)}{n_{step}} \quad (39)$$

$$EER(j, k) = eer_{adim, load_2} * EER(j, k) \quad (40)$$

$$P_{el}(j, k) = \frac{P_{cool}(j, k)}{EER(j, k)} \quad (41)$$

$$E_{el}(j, k) = \frac{P_{el}(j, k)}{n_{step}} \quad (42)$$

ALTRIMENTI SE $LOAD_{step}(j, k) < load_{S1}$

ALLORA la POMPA DI CALORE è spenta:

$$LOAD_{step}(j, k) = 0 \quad (43)$$

$$P_{cool}(j, k) = 0 \quad (44)$$

$$E_{\text{cool}}(j, k) = 0 \quad (45)$$

$$EER(j, k) = 0 \quad (46)$$

$$P_{\text{el}}(j, k) = 0 \quad (47)$$

$$E_{\text{el}}(j, k) = 0 \quad (48)$$

ALTRIMENTI la POMPA di CALORE modula:

$$E_{\text{cool}}(j, k) = DEMAND_{\text{cold}}(j, k) \quad (49)$$

$$P_{\text{cool}}(j, k) = E_{\text{cool}}(j, k) * n_{\text{step}} \quad (50)$$

SE $LOAD_{\text{step}}(j, k) > 1$

$$EER_{\text{adim}}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{LOAD_{\text{step}}(j, k) - 1}{load_2 - 1}\right) * (eer_{\text{adim}, \text{load2}} - 1)\right) \quad (51)$$

$$EER(j, k) = EER_{\text{adim}}(j, k) * EER(j, k) \quad (52)$$

ALTRIMENTI

$$EER_{\text{adim}}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{LOAD_{\text{step}}(j, k) - 1}{load_1 - 1}\right) * (eer_{\text{adim}, \text{load1}} - 1)\right) \quad (53)$$

$$EER(j, k) = EER_{\text{adim}}(j, k) * EER(j, k) \quad (54)$$

FINE

$$P_{\text{el}}(j, k) = \frac{P_{\text{cool}}(j, k)}{EER(j, k)} \quad (55)$$

$$E_{\text{el}}(j, k) = \frac{P_{\text{el}}(j, k)}{n_{\text{step}}} \quad (56)$$

FINE

FINE

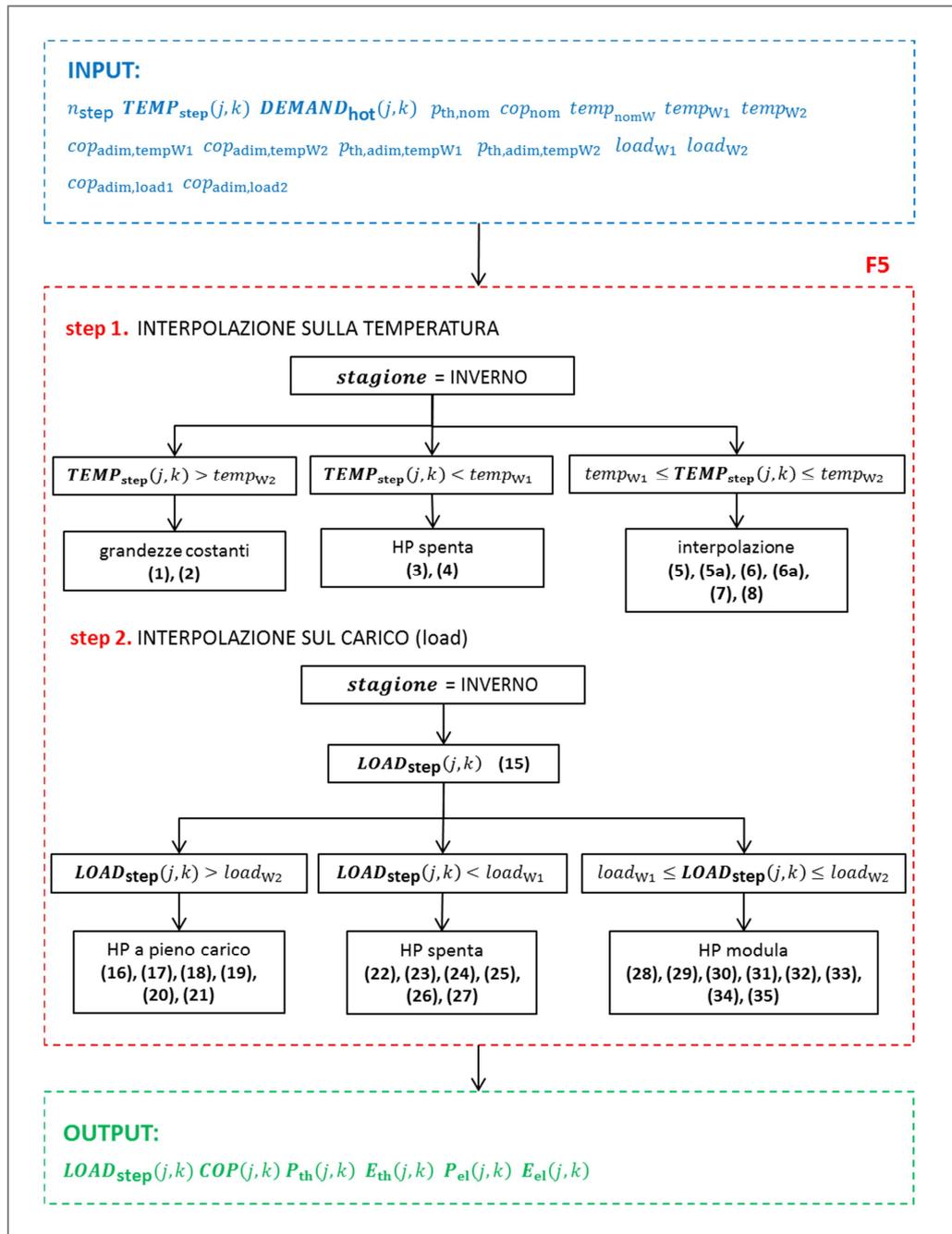


Fig.1 Diagramma di flusso per la pompa di calore geotermica funzionamento invernale

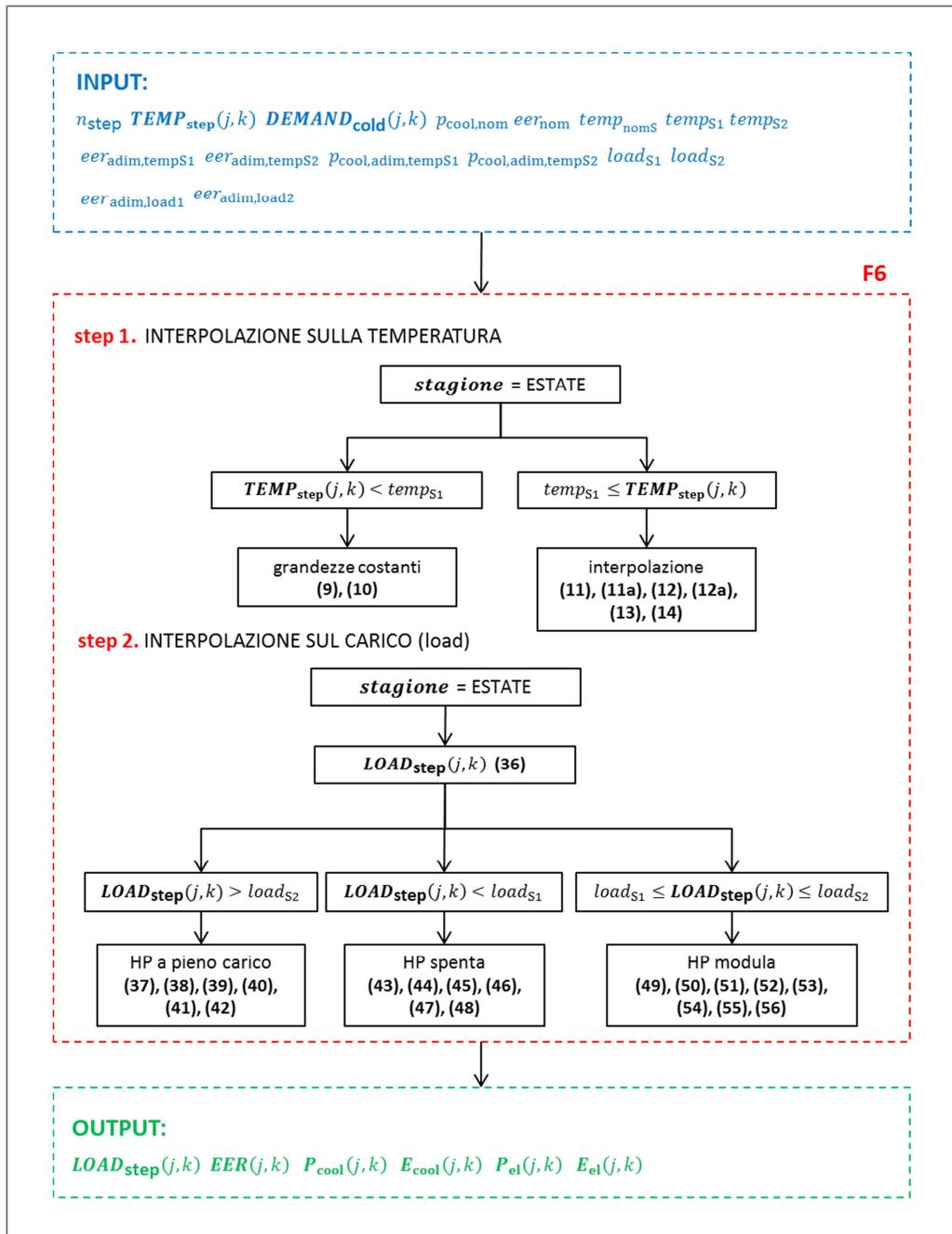


Fig.2 Diagramma di flusso per la pompa di calore geotermica funzionamento estivo

4.2.8 Pompa di calore reversibile ad aria

Vengono caricate le grandezze relative alle condizioni nominali della pompa di calore (HP): potenza termica in riscaldamento $p_{th,nom}$, potenza frigorifera in raffreddamento $p_{cool,nom}$, efficienza termica in riscaldamento cop_{nom} , efficienza frigorifera in raffreddamento eer_{nom} .

Per ogni grandezza nominale vengono utilizzati due coefficienti adimensionali definiti in corrispondenza della temperatura minima e della temperatura massima alla quale opera la pompa di calore. Ipotizzando un funzionamento reversibile della pompa di calore sono definite due coppie di temperature: temperatura dell'aria minima $temp_{W1}$ e massima $temp_{W2}$ per il funzionamento

invernale (lettera W per indicare WINTER) e temperatura dell'aria minima $temp_{S1}$ e massima $temp_{S2}$ per il funzionamento estivo (lettera S per indicare SUMMER).

$$\begin{aligned}
 p_{th,adim,tempW1} &= \frac{p_{th,tempW1}}{p_{th,nom}} & p_{th,adim,tempW2} &= \frac{p_{th,tempW2}}{p_{th,nom}} \\
 p_{cool,adim,tempS1} &= \frac{p_{cool,tempS1}}{p_{cool,nom}} & p_{cool,adim,tempS2} &= \frac{p_{cool,tempS2}}{p_{cool,nom}} \\
 cop_{adim,tempW1} &= \frac{cop_{tempW1}}{cop_{nom}} & cop_{adim,tempW2} &= \frac{cop_{tempW2}}{cop_{nom}} \\
 eer_{adim,tempS1} &= \frac{eer_{tempS1}}{eer_{nom}} & eer_{adim,tempS2} &= \frac{eer_{tempS2}}{eer_{nom}}
 \end{aligned}$$

Per la HP la temperatura a cui vengono fornite le grandezze nominali è 7°C in funzione riscaldamento (WINTER) e 35 °C in funzione raffrescamento (SUMMER).

step 1. La potenza termica in riscaldamento, la potenza frigorifera in raffrescamento, l'efficienza termica in riscaldamento e l'efficienza frigorifera in raffrescamento in condizioni nominali della pompa di calore ad aria vengono corretti per ogni periodo di calcolo determinato dal giorno j e dal time-step k in funzione della temperatura dell'aria $TEMP_{step}(j, k)$.

Se in funzionamento riscaldamento la temperatura dell'aria è maggiore della massima temperatura per cui sono note le prestazioni, allora le grandezze corrette in funzione della temperatura sono ottenute moltiplicando la grandezza adimensionale alla temperatura massima dell'aria per la grandezza nominale (eq. (1) e (2)). In questo modo per temperatura dell'aria maggiore della massima temperatura per cui sono note le prestazioni le grandezze assumono valore costante.

Se in funzionamento riscaldamento la temperatura dell'aria è minore della minima temperatura per cui sono note le prestazioni, allora la pompa di calore si spegne (eq. (3) e (4)).

Se in funzionamento riscaldamento la temperatura dell'aria è maggiore o uguale alla minima temperatura per cui sono note le prestazioni e minore o uguale alla massima temperatura per cui sono note le prestazioni, allora le grandezze adimensionali vengono ricavate per interpolazione in relazione alla temperatura dell'aria dello specifico periodo di calcolo considerato (j, k) (eq. (5), (5a), (6) e (6a)). Moltiplicando le grandezze adimensionali per le relative grandezze nominali (eq. (7), e (8)) si ricavano le grandezze corrette in funzione della temperatura dell'aria.

Se in funzionamento raffrescamento la temperatura dell'aria è minore della minima temperatura per cui sono note le prestazioni, allora le grandezze corrette in funzione della temperatura sono ottenute moltiplicando la grandezza adimensionale alla temperatura minima dell'aria per la grandezza nominale (eq. (9) e (10)). In questo modo per temperatura dell'aria minore della minima temperatura per cui sono note le prestazioni le grandezze assumono valore costante.

Se in estate la temperatura dell'aria è maggiore o uguale della minima temperatura per cui sono note le prestazioni, allora le grandezze adimensionali vengono ricavate per interpolazione in relazione alla temperatura dell'aria dello specifico periodo di calcolo considerato (j, k) (eq. (eq. (11), (11a), (12) e (12a))). Moltiplicando le grandezze adimensionali per le relativi grandezze nominali (eq. (13) e (14)) si ricavano le grandezze corrette in funzione della temperatura dell'aria.

step 2. Si calcola il carico richiesto alla POMPA DI CALORE in funzione della specifica domanda energetica del periodo di calcolo considerato (j, k).

In funzionamento riscaldamento, il carico è definito mediante la formula (15) come rapporto tra la potenza termica richiesta per soddisfare la domanda e la potenza termica disponibile della HP nelle specifiche condizioni di temperatura calcolate allo **step 1**.

Se il carico richiesto è maggiore del $load_{W2}$ la HP funziona a pieno carico (eq. (16), (17), (18), (19), (20) e (21)) e rimarrà della domanda termica residua da soddisfare.

Se al contrario il carico richiesto è inferiore al $load_{W1}$ la HP è spenta (eq. (22), (23), (24), (25), (26) e (27)) e rimarrà tutta la domanda termica da soddisfare.

Nel caso in cui il carico richiesto sia compreso tra $load_{W1}$ e $load_{W2}$ la HP modula la potenza in modo da soddisfare la domanda termica senza dissipare energia (eq. (28), (29), (30), (31), (32), (33), (34) e (35)).

In funzionamento raffrescamento, il carico è definito mediante l'equazione (36) come rapporto tra la potenza frigorifera richiesta per soddisfare la domanda e la potenza frigorifera disponibile della HP nelle specifiche condizioni di temperatura calcolate allo **step 1**.

Se il carico richiesto è maggiore del $load_{S2}$ la HP funzionerà a pieno carico (eq. (37), (38), (39), (40), (41) e (42)) e rimarrà della domanda frigorifera residua da soddisfare.

Se al contrario il carico richiesto è inferiore al $load_{S1}$ la HP è spenta (eq. (43), (44), (45), (46), (47) e (48)) e rimarrà tutta la domanda frigorifera da soddisfare.

Nel caso in cui il carico richiesto sia compreso tra $load_{S1}$ e $load_{S2}$ la HP modula la potenza in modo da soddisfare la domanda frigorifera senza dissipare energia (eq. (49), (50), (51), (52), (53), (54), (55) e (56)).

Dati di INPUT:

$p_{th,nom}$ = potenza termica nominale in riscaldamento (INVERNO) [kW]

$p_{cool,nom}$ = potenza frigorifera nominale in raffrescamento (ESTATE) [kW]

cop_{nom} = efficienza termica in riscaldamento (INVERNO) [adim]

eer_{nom} = efficienza frigorifera in raffrescamento (ESTATE) [adim]

$temp_{nomW}$ = temperatura dell'aria per cui sono note le prestazioni nominali in riscaldamento [°C]

$temp_{nomS}$ = temperatura dell'aria per cui sono note le prestazioni nominali in raffrescamento [°C]

$temp_{W1}$ = temperatura minima dell'aria per cui sono note le prestazioni in riscaldamento [°C]

$temp_{W2}$ = temperatura massima dell'aria per cui sono note le prestazioni in riscaldamento [°C]

$temp_{S1}$ = temperatura minima dell'aria per cui sono note le prestazioni in raffrescamento [°C]

$temp_{S2}$ = temperatura massima dell'aria per cui sono note le prestazioni in raffrescamento [°C]

$cop_{adim,tempW1}$ = efficienza termica adimensionale alla temperatura minima dell'aria in riscaldamento [adim]

$cop_{adim,tempW2}$ = efficienza termica adimensionale alla temperatura massima dell'aria in riscaldamento [adim]

$eer_{adim,tempS1}$ = efficienza frigorifera adimensionale alla temperatura minima dell'aria in raffrescamento [adim]

$eer_{adim,tempS2}$ = efficienza frigorifera adimensionale alla temperatura massima dell'aria in raffrescamento [adim]

$p_{th,adim,tempW1}$ = potenza termica adimensionale alla temperatura minima dell'aria in riscaldamento [adim]

$p_{th,adim,tempW2}$ = potenza termica adimensionale alla temperatura massima dell'aria in riscaldamento [adim]

$p_{cool,adim,tempS1}$ = potenza frigorifera adimensionale alla temperatura minima dell'aria in raffrescamento [adim]

$p_{cool,adim,tempS2}$ = potenza frigorifera adimensionale alla temperatura massima dell'aria in raffrescamento [adim]

$load_{W1}$ = carico minimo consentito in riscaldamento [adim]

$load_{W2}$ = carico massimo consentito in riscaldamento [adim]

$load_{S1}$ = carico minimo consentito in raffrescamento [adim]

$load_{S2}$ = carico massimo consentito in raffrescamento [adim]

$cop_{adim,load1}$ = efficienza termica adimensionale per il carico minimo consentito in riscaldamento [adim]

$cop_{adim,load2}$ = efficienza termica adimensionale per il carico massimo consentito in riscaldamento [adim]

$eer_{adim,load1}$ = efficienza frigorifera adimensionale per il carico minimo consentito in raffrescamento [adim]

$eer_{adim,load2}$ = efficienza frigorifera adimensionale per il carico massimo consentito in raffrescamento [adim]

$DEMAND_{hot}$ = domanda di energia termica [kWh] < n_{day} , $n_{hour} * n_{step}$ >

$DEMAND_{cold}$ = domanda di energia frigorifera [kWh] < n_{day} , $n_{hour} * n_{step}$ >

Dati ausiliari:

n_{step} = intervallo di tempo in cui è divisa l'ora [h^{-1}]

$TEMP_{step}$ = temperatura dell'aria [°C] < n_{day} , $n_{hour} * n_{step}$ >

$stagione$ = indica in un vettore riga la stagione di ciascun gruppo di periodi del vettore `periodi_per_profilo`: 1 inverno, 2 estate <... >

$n_{giorni_stagione}$ = numero di giorni dei gruppi stagionali < **$stagione$** >

$cum_stagione$ = cumulativo dei giorni dei gruppi stagionali < **$stagione + 1$** >

Equazioni:

step 1. INTERPOLAZIONE SULLA TEMPERATURA

SE **stagione** =1 (RISCALDAMENTO)

SE **TEMP**_{step}(*j, k*) > *temp*_{W2}

ALLORA assegnazione valori della potenza termica [kW] e del COP alla massima temperatura per cui sono note le efficienze in riscaldamento:

$$P_{th}(j, k) = (p_{th,adim,tempW2} * p_{th,nom}) \quad (1)$$

$$COP(j, k) = cop_{adim,tempW2} * cop_{nom} \quad (2)$$

ALTRIMENTI SE **TEMP**_{step}(*j, k*) < *temp*_{W1}

$$P_{th}(j, k) = 0 \quad (3)$$

$$COP(j, k) = 0 \quad (4)$$

ALTRIMENTI interpolazione sulla temperatura per ricavare potenza termica [kW] e COP:

SE **TEMP**_{step}(*j, k*) > *temp*_{nomW}

$$P_{th,adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{TEMP_{step}(j,k) - temp_{nomW}}{temp_{W2} - temp_{nomW}}\right) * (p_{th,adim,tempW2} - 1)\right) \quad (5)$$

$$COP_{adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{TEMP_{step}(j,k) - temp_{nomW}}{temp_{W2} - temp_{nomW}}\right) * (cop_{adim,tempW2} - 1)\right) \quad (6)$$

ALTRIMENTI

$$P_{th,adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{TEMP_{step}(j,k) - temp_{nomW}}{temp_{W1} - temp_{nomW}}\right) * (p_{th,adim,tempW1} - 1)\right) \quad (5a)$$

$$COP_{adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{TEMP_{step}(j,k) - temp_{nomW}}{temp_{W1} - temp_{nomW}}\right) * (cop_{adim,tempW1} - 1)\right) \quad (6a)$$

FINE

$$P_{th}(j, k) = (P_{th,adim}(j, k) * p_{th,nom}) \quad (7)$$

$$COP(j, k) = COP_{adim}(j, k) * cop_{nom} \quad (8)$$

FINE

ALTRIMENTI SE **stagione** =2 (RAFFRESCAMENTO)

SE **TEMP**_{step}(*j, k*) < *temp*_{S1}

ALLORA assegnazione valori della potenza frigorifera [kW] e del COP alla minima temperatura per cui sono note le efficienze in raffrescamento:

$$P_{cool}(j, k) = (p_{cool,adim,tempS1} * p_{cool,nom}) \quad (9)$$

$$EER(j, k) = eer_{adim,tempS1} * eer_{nom} \quad (10)$$

ALTRIMENTI interpolazione sulla temperatura per ricavare potenza frigorifera [kW] e EER:

SE **TEMP**_{step}(*j, k*) > *temp*_{nomS}

$$P_{cool,adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{TEMP_{step(j,k)} - temp_{nomS}}{temp_{S2} - temp_{nomS}}\right) * (p_{cool,adim,tempS2} - 1)\right) \quad (11)$$

$$EER_{adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{TEMP_{step(j,k)} - temp_{nomS}}{temp_{S2} - temp_{nomS}}\right) * (eer_{adim,tempS2} - 1)\right) \quad (12)$$

ALTRIMENTI

$$P_{cool,adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{TEMP_{step(j,k)} - temp_{nomS}}{temp_{S1} - temp_{nomS}}\right) * (p_{cool,adim,tempS1} - 1)\right) \quad (11a)$$

$$EER_{adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{TEMP_{step(j,k)} - temp_{nomS}}{temp_{S1} - temp_{nomS}}\right) * (eer_{adim,tempS1} - 1)\right) \quad (12a)$$

FINE

$$P_{cool}(j, k) = (P_{cool,adim}(j, k) * p_{cool,nom}) \quad (13)$$

$$EER(j, k) = EER_{adim}(j, k) * eer_{nom} \quad (14)$$

FINE

FINE

step 2. INTERPOLAZIONE SUL CARICO (load)

SE *stagione* =1 (RISCALDAMENTO)

ALLORA calcolo del carico in funzione della domanda di calore dello specifico periodo di calcolo considerato (j, k):

$$LOAD_{step}(j, k) = \frac{DEMAND_{hot}(j, k)}{E_{th}(j, k)} \quad (15)$$

SE $LOAD_{step}(j, k) > load_{W2}$

ALLORA la POMPA DI CALORE produce a pieno carico:

$$LOAD_{step}(j, k) = load_{W2} \quad (16)$$

$$P_{th}(j, k) = LOAD_{step}(j, k) * P_{th}(j, k) \quad (17)$$

$$E_{th}(j, k) = \frac{P_{th}(j, k)}{n_{step}} \quad (18)$$

$$COP(j, k) = cop_{adim,load2} * COP(j, k) \quad (19)$$

$$P_{el}(j, k) = \frac{P_{th}(j, k)}{COP(j, k)} \quad (20)$$

$$E_{el}(j, k) = \frac{P_{el}(j, k)}{n_{step}} \quad (21)$$

ALTRIMENTI SE $LOAD_{step}(j, k) < load_{W1}$

ALLORA la POMPA DI CALORE è spenta:

$$LOAD_{step}(j, k) = 0 \quad (22)$$

$$P_{th}(j, k) = 0 \quad (23)$$

$$E_{th}(j, k) = 0 \quad (24)$$

$$COP(j, k) = 0 \quad (25)$$

$$P_{el}(j, k) = 0 \quad (26)$$

$$E_{el}(j, k) = 0 \quad (27)$$

ALTRIMENTI la POMPA di CALORE modula:

$$E_{th}(j, k) = DEMAND_{hot}(j, k) \quad (28)$$

$$P_{th}(j, k) = E_{th}(j, k) * n_{step} \quad (29)$$

SE $LOAD_{step}(j, k) > 1$

$$COP_{adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{LOAD_{step}(j, k) - 1}{load_2 - 1}\right) * (cop_{adim, load_2} - 1)\right) \quad (30)$$

$$COP(j, k) = COP_{adim}(j, k) * COP(j, k) \quad (31)$$

ALTRIMENTI

$$COP_{adim}(j, k) = 1 + \left(\frac{LOAD_{step}(j, k) - 1}{load_1 - 1}\right) * (cop_{adim, load_1} - 1) \quad (32)$$

$$COP(j, k) = COP_{adim}(j, k) * COP(j, k) \quad (33)$$

FINE

$$P_{el}(j, k) = \frac{P_{th}(j, k)}{COP(j, k)} \quad (34)$$

$$E_{el}(j, k) = \frac{P_{el}(j, k)}{n_{step}} \quad (35)$$

FINE

ALTRIMENTI SE *stagione* =2 (RAFFRESCAMENTO)

ALLORA calcolo del carico in funzione della domanda di freddo dello specifico periodo di calcolo considerato (j, k):

$$LOAD_{step}(j, k) = \frac{DEMAND_{cold}(j, k) * n_{step}}{P_{cool}(j, k)} \quad (36)$$

SE $LOAD_{step}(j, k) > load_{S2}$

ALLORA la POMPA DI CALORE produce a pieno carico:

$$LOAD_{step}(j, k) = load_{S2} \quad (37)$$

$$P_{cool}(j, k) = LOAD_{step}(j, k) * P_{cool}(j, k) \quad (38)$$

$$E_{cool}(j, k) = \frac{P_{cool}(j, k)}{n_{step}} \quad (39)$$

$$EER(j, k) = eer_{adim, load_2} * EER(j, k) \quad (40)$$

$$P_{el}(j, k) = \frac{P_{cool}(j, k)}{EER(j, k)} \quad (41)$$

$$E_{el}(j, k) = \frac{P_{el}(j, k)}{n_{step}} \quad (42)$$

ALTRIMENTI SE $LOAD_{step}(j, k) < load_{S1}$

ALLORA la POMPA DI CALORE è spenta:

$$LOAD_{step}(j, k) = 0 \quad (43)$$

$$P_{cool}(j, k) = 0 \quad (44)$$

$$E_{cool}(j, k) = 0 \quad (45)$$

$$\mathbf{EER}(j, k) = 0 \quad (46)$$

$$\mathbf{P}_{el}(j, k) = 0 \quad (47)$$

$$\mathbf{E}_{el}(j, k) = 0 \quad (48)$$

ALTRIMENTI la POMPA di CALORE modula:

$$\mathbf{E}_{cool}(j, k) = \mathbf{DEMAND}_{cold}(j, k) \quad (49)$$

$$\mathbf{P}_{cool}(j, k) = \mathbf{E}_{cool}(j, k) * n_{step} \quad (50)$$

SE $\mathbf{LOAD}_{step}(j, k) > 1$

$$\mathbf{EER}_{adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{\mathbf{LOAD}_{step}(j, k) - 1}{load_2 - 1}\right) * (eer_{adim, load2} - 1)\right) \quad (51)$$

$$\mathbf{EER}(j, k) = \mathbf{EER}_{adim}(j, k) * \mathbf{EER}(j, k) \quad (52)$$

ALTRIMENTI

$$\mathbf{EER}_{adim}(j, k) = 1 + \left(\frac{\mathbf{LOAD}_{step}(j, k) - 1}{load_1 - 1}\right) * (eer_{adim, load1} - 1) \quad (53)$$

$$\mathbf{EER}(j, k) = \mathbf{EER}_{adim}(j, k) * \mathbf{EER}(j, k) \quad (54)$$

FINE

$$\mathbf{P}_{el}(j, k) = \frac{\mathbf{P}_{cool}(j, k)}{\mathbf{EER}(j, k)} \quad (55)$$

$$\mathbf{E}_{el}(j, k) = \frac{\mathbf{P}_{el}(j, k)}{n_{step}} \quad (56)$$

FINE

FINE

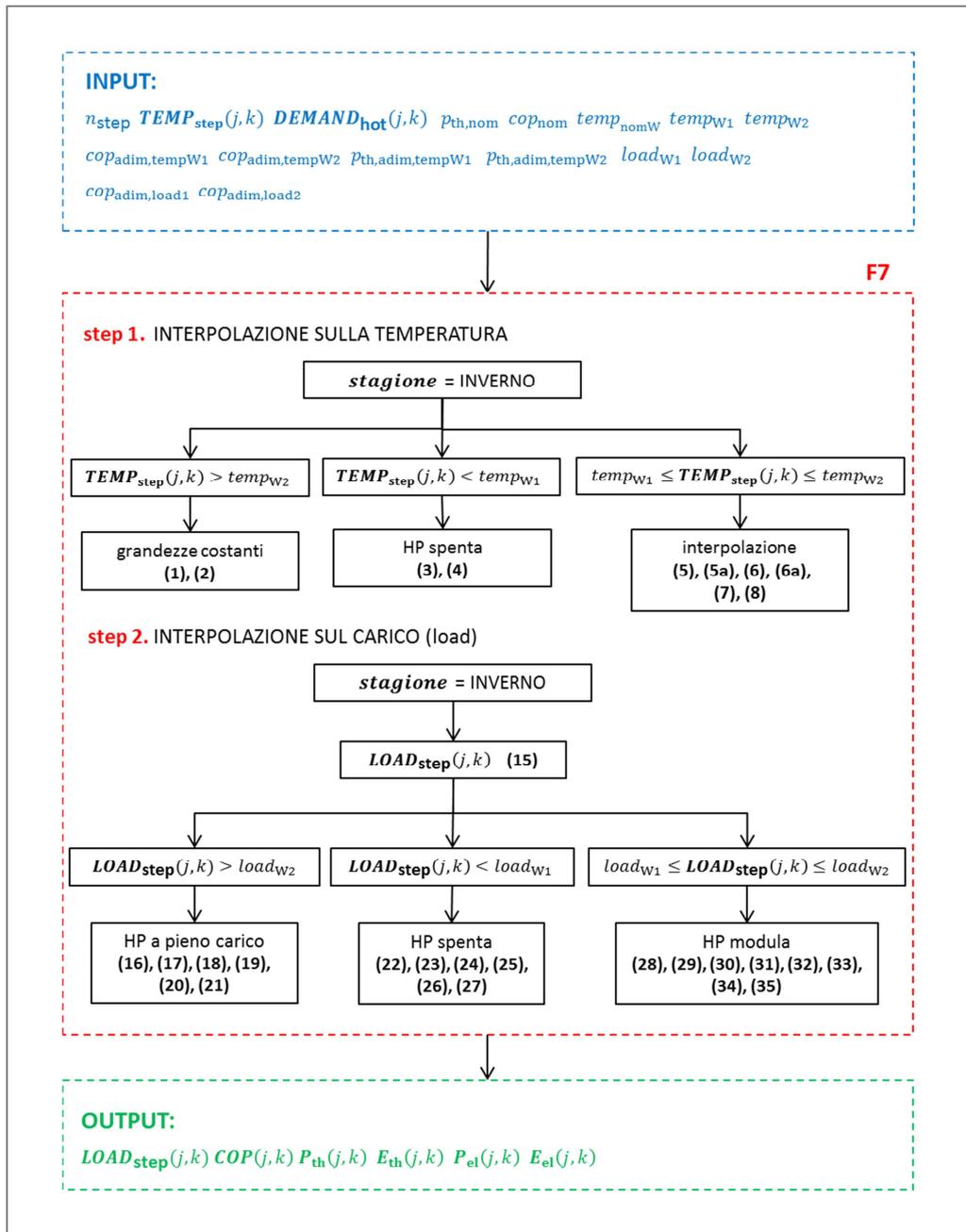


Fig.1 Diagramma di flusso per la pompa di calore ad aria funzionamento invernale

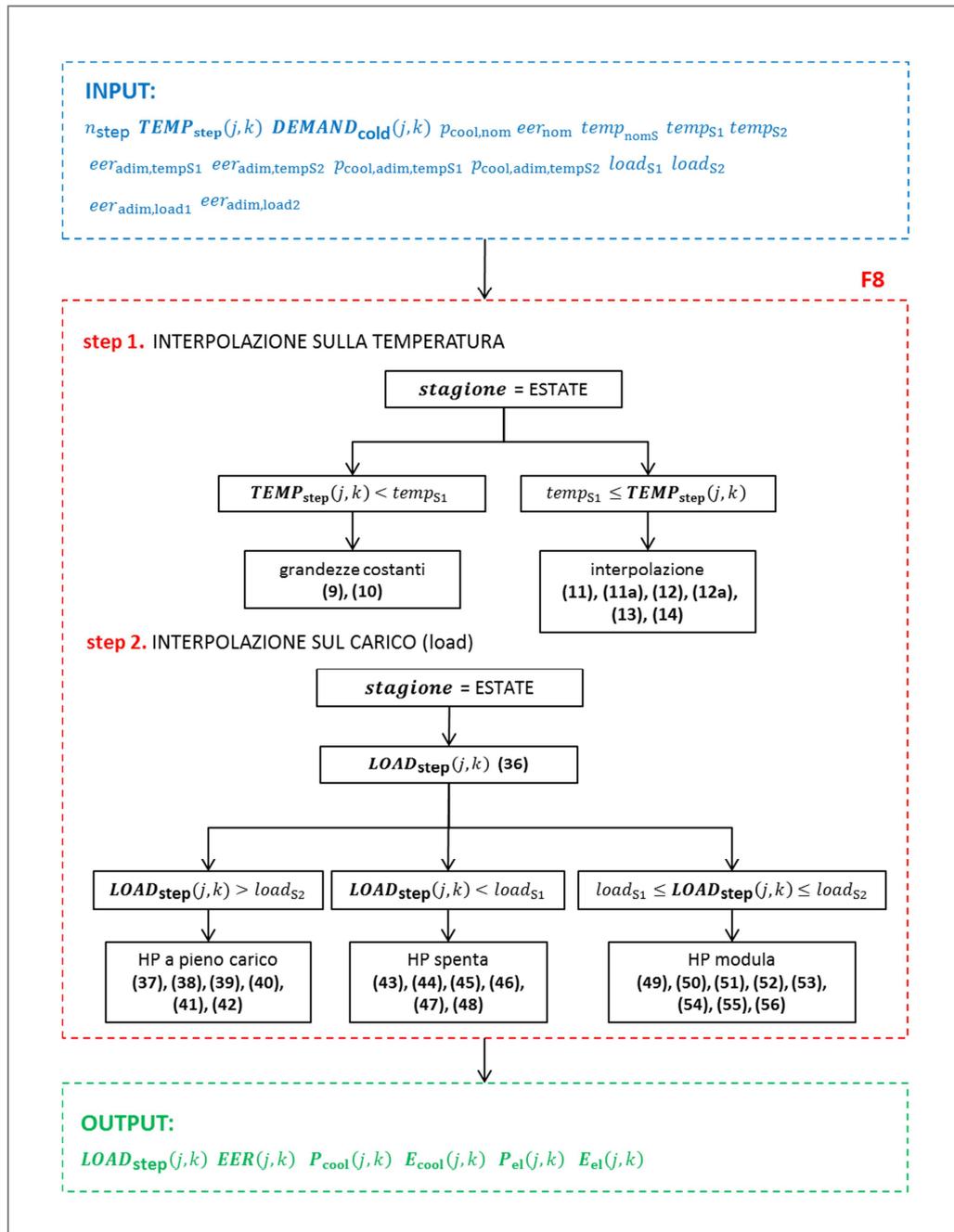


Fig.2 Diagramma di flusso per la pompa di calore ad aria funzionamento estivo

4.2.9 Chiller elettrico ad aria

Vengono caricate le grandezze relative alle condizioni nominali del chiller ad aria con funzione ausiliaria (AC): potenza frigorifera in raffreddamento $p_{cool,nom}$, efficienza frigorifera in raffreddamento eer_{nom} .

Per ogni grandezza nominale vengono utilizzati due coefficienti adimensionali definiti in corrispondenza della temperatura minima e della temperatura massima alla quale opera il chiller elettrico: temperatura dell'aria minima $temp_{S1}$ e massima $temp_{S2}$.

$$p_{cool,adim,tempS1} = \frac{p_{cool,tempS1}}{p_{cool,nom}} \qquad p_{cool,adim,tempS2} = \frac{p_{cool,tempS2}}{p_{cool,nom}}$$

$$eer_{\text{adim,tempS1}} = \frac{eer_{\text{tempS1}}}{eer_{\text{nom}}} \qquad eer_{\text{adim,tempS2}} = \frac{eer_{\text{tempS2}}}{eer_{\text{nom}}}$$

Per l'AC la temperatura a cui vengono fornite le grandezze nominali è 35 °C.

step 1. La potenza frigorifera in raffrescamento, l'efficienza frigorifera in raffrescamento in condizioni nominali dell'AC vengono corretti per ogni periodo di calcolo determinato dal giorno j e dal time-step k in funzione della temperatura dell'aria $TEMP_{\text{step}}(j, k)$.

Se la temperatura dell'aria è minore della minima temperatura per cui sono note le prestazioni, allora le grandezze corrette in funzione della temperatura sono ottenute moltiplicando la grandezza adimensionale alla temperatura minima dell'aria per la grandezza nominale (eq. (1) e (2)). In questo modo per temperatura dell'aria minore della minima temperatura per cui sono note le prestazioni le grandezze assumono valore costante.

Se la temperatura dell'aria è maggiore o uguale della minima temperatura per cui sono note le prestazioni, allora le grandezze adimensionali vengono ricavate per interpolazione in relazione alla temperatura dell'aria dello specifico periodo di calcolo considerato (j, k) (eq. (3), (3a), (4) e (4a)). Moltiplicando le grandezze adimensionali per le relativi grandezze nominali (eq. (5) e (6)) si ricavano le grandezze corrette in funzione della temperatura dell'aria.

step 2. Si calcola il carico richiesto all'AC in funzione della specifica domanda energetica del periodo di calcolo considerato (j, k).

Il carico (load) è definito mediante l'equazione (7) come rapporto tra la potenza frigorifera richiesta per soddisfare la domanda e la potenza frigorifera disponibile dell'AC nelle specifiche condizioni di temperatura calcolate allo **step 1**.

Se il carico richiesto è maggiore del $load_{S2}$ l'AC funzionerà a pieno carico (eq. (8), (9), (10), (11), (12) e (13)) e rimarrà della domanda frigorifera residua da soddisfare.

Se al contrario il carico richiesto è inferiore al $load_{S1}$ l'AC è spento (eq. (14), (15), (16), (17), (18) e (19)) e rimarrà tutta la domanda frigorifera da soddisfare.

Nel caso in cui il carico richiesto sia compreso tra $load_{S1}$ e $load_{S2}$ l'AC modula la potenza in modo da soddisfare la domanda frigorifera senza dissipare energia (eq. (20), (21), (22), (23), (24), (25), (26) e (27)).

Dati di INPUT:

$p_{\text{cool,nom}}$ = potenza frigorifera nominale [kW]

eer_{nom} = efficienza frigorifera [adim]

$temp_{\text{nom}}$ = temperatura dell'aria per cui sono note le prestazioni nominali [°C]

$temp_{S1}$ = temperatura minima dell'aria per cui sono note le prestazioni [°C]

$temp_{S2}$ = temperatura massima dell'aria per cui sono note le prestazioni [°C]

$eer_{\text{adim,tempS1}}$ = efficienza frigorifera adimensionale alla temperatura minima dell'aria [adim]

$eer_{\text{adim,tempS2}}$ = efficienza frigorifera adimensionale alla temperatura massima dell'aria [adim]

$p_{\text{cool,adim,tempS1}}$ = potenza frigorifera adimensionale alla temperatura minima dell'aria [adim]

$p_{\text{cool,adim,tempS2}}$ = potenza frigorifera adimensionale alla temperatura massima dell'aria [adim]

$load_{S1}$ = carico minimo consentito [adim]

$load_{S2}$ = carico massimo consentito [adim]

$eer_{adim,load1}$ = efficienza frigorifera adimensionale per il carico minimo consentito [adim]

$eer_{adim,load2}$ = efficienza frigorifera adimensionale per il carico massimo consentito [adim]

$DEMAND_{cold}$ = domanda di energia frigorifera [kWh] $\langle n_{day}, n_{hour} * n_{step} \rangle$

Dati ausiliari:

n_{step} = intervallo di tempo in cui è divisa l'ora [h^{-1}]

$TEMP_{step}$ = temperatura dell'aria [$^{\circ}C$] $\langle n_{day}, n_{hour} * n_{step} \rangle$

Equazioni:

step 1. INTERPOLAZIONE SULLA TEMPERATURA

SE $TEMP_{step}(j, k) < temp_{S1}$

ALLORA assegnazione valori della potenza frigorifera [kW] e del COP alla minima temperatura per cui sono note le efficienze in raffreddamento:

$$P_{cool}(j, k) = (p_{cool,adim,tempS1} * p_{cool,nom}) \quad (1)$$

$$EER(j, k) = eer_{adim,tempS1} * eer_{nom} \quad (2)$$

ALTRIMENTI interpolazione sulla temperatura per ricavare potenza frigorifera [kW] e EER:

SE $TEMP_{step}(j, k) > temp_{nom}$

$$P_{cool,adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{TEMP_{step}(j,k) - temp_{nom}}{temp_{S2} - temp_{nomS}}\right) * (p_{cool,adim,tempS2} - 1)\right) \quad (3)$$

$$EER_{adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{TEMP_{step}(j,k) - temp_{nom}}{temp_{S2} - temp_{nom}}\right) * (eer_{adim,tempS2} - 1)\right) \quad (4)$$

ALTRIMENTI

$$P_{cool,adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{TEMP_{step}(j,k) - temp_{nom}}{temp_{S1} - temp_{nom}}\right) * (p_{cool,adim,tempS1} - 1)\right) \quad (3a)$$

$$EER_{adim}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{TEMP_{step}(j,k) - temp_{nom}}{temp_{S1} - temp_{nom}}\right) * (eer_{adim,tempS1} - 1)\right) \quad (4a)$$

FINE

$$P_{cool}(j, k) = (P_{cool,adim}(j, k) * p_{cool,nom}) \quad (5)$$

$$EER(j, k) = EER_{adim}(j, k) * eer_{nom} \quad (6)$$

FINE

step 2. INTERPOLAZIONE SUL CARICO (load)

$$LOAD_{step}(j, k) = \frac{DEMAND_{cold}(j, k) * n_{step}}{P_{cool}(j, k)} \quad (7)$$

SE $LOAD_{step}(j, k) > load_{S2}$

ALLORA la POMPA DI CALORE produce a pieno carico:

$$\mathbf{LOAD}_{\text{step}}(j, k) = \text{load}_{S2} \quad (8)$$

$$\mathbf{P}_{\text{cool}}(j, k) = \mathbf{LOAD}_{\text{step}}(j, k) * \mathbf{P}_{\text{cool}}(j, k) \quad (9)$$

$$\mathbf{E}_{\text{cool}}(j, k) = \frac{\mathbf{P}_{\text{cool}}(j, k)}{n_{\text{step}}} \quad (10)$$

$$\mathbf{EER}(j, k) = \text{eer}_{\text{adim,load2}} * \mathbf{EER}(j, k) \quad (11)$$

$$\mathbf{P}_{\text{el}}(j, k) = \frac{\mathbf{P}_{\text{cool}}(j, k)}{\mathbf{EER}(j, k)} \quad (12)$$

$$\mathbf{E}_{\text{el}}(j, k) = \frac{\mathbf{P}_{\text{el}}(j, k)}{n_{\text{step}}} \quad (13)$$

ALTRIMENTI SE $\mathbf{LOAD}_{\text{step}}(j, k) < \text{load}_{S1}$

ALLORA la POMPA DI CALORE è spenta:

$$\mathbf{LOAD}_{\text{step}}(j, k) = 0 \quad (14)$$

$$\mathbf{P}_{\text{cool}}(j, k) = 0 \quad (15)$$

$$\mathbf{E}_{\text{cool}}(j, k) = 0 \quad (16)$$

$$\mathbf{EER}(j, k) = 0 \quad (17)$$

$$\mathbf{P}_{\text{el}}(j, k) = 0 \quad (18)$$

$$\mathbf{E}_{\text{el}}(j, k) = 0 \quad (19)$$

ALTRIMENTI la POMPA di CALORE modula:

$$\mathbf{E}_{\text{cool}}(j, k) = \mathbf{DEMAND}_{\text{cold}}(j, k) \quad (20)$$

$$\mathbf{P}_{\text{cool}}(j, k) = \mathbf{E}_{\text{cool}}(j, k) * n_{\text{step}} \quad (21)$$

SE $\mathbf{LOAD}_{\text{step}}(j, k) > 1$

$$\mathbf{EER}_{\text{adim}}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{\mathbf{LOAD}_{\text{step}}(j, k) - 1}{\text{load}_2 - 1}\right) * (\text{eer}_{\text{adim,load2}} - 1)\right) \quad (22)$$

$$\mathbf{EER}(j, k) = \mathbf{EER}_{\text{adim}}(j, k) * \mathbf{EER}(j, k) \quad (23)$$

ALTRIMENTI

$$\mathbf{EER}_{\text{adim}}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{\mathbf{LOAD}_{\text{step}}(j, k) - 1}{\text{load}_1 - 1}\right) * (\text{eer}_{\text{adim,load1}} - 1)\right) \quad (24)$$

$$\mathbf{EER}(j, k) = \mathbf{EER}_{\text{adim}}(j, k) * \mathbf{EER}(j, k) \quad (25)$$

FINE

$$\mathbf{P}_{\text{el}}(j, k) = \frac{\mathbf{P}_{\text{cool}}(j, k)}{\mathbf{EER}(j, k)} \quad (26)$$

$$\mathbf{E}_{\text{el}}(j, k) = \frac{\mathbf{P}_{\text{el}}(j, k)}{n_{\text{step}}} \quad (27)$$

FINE

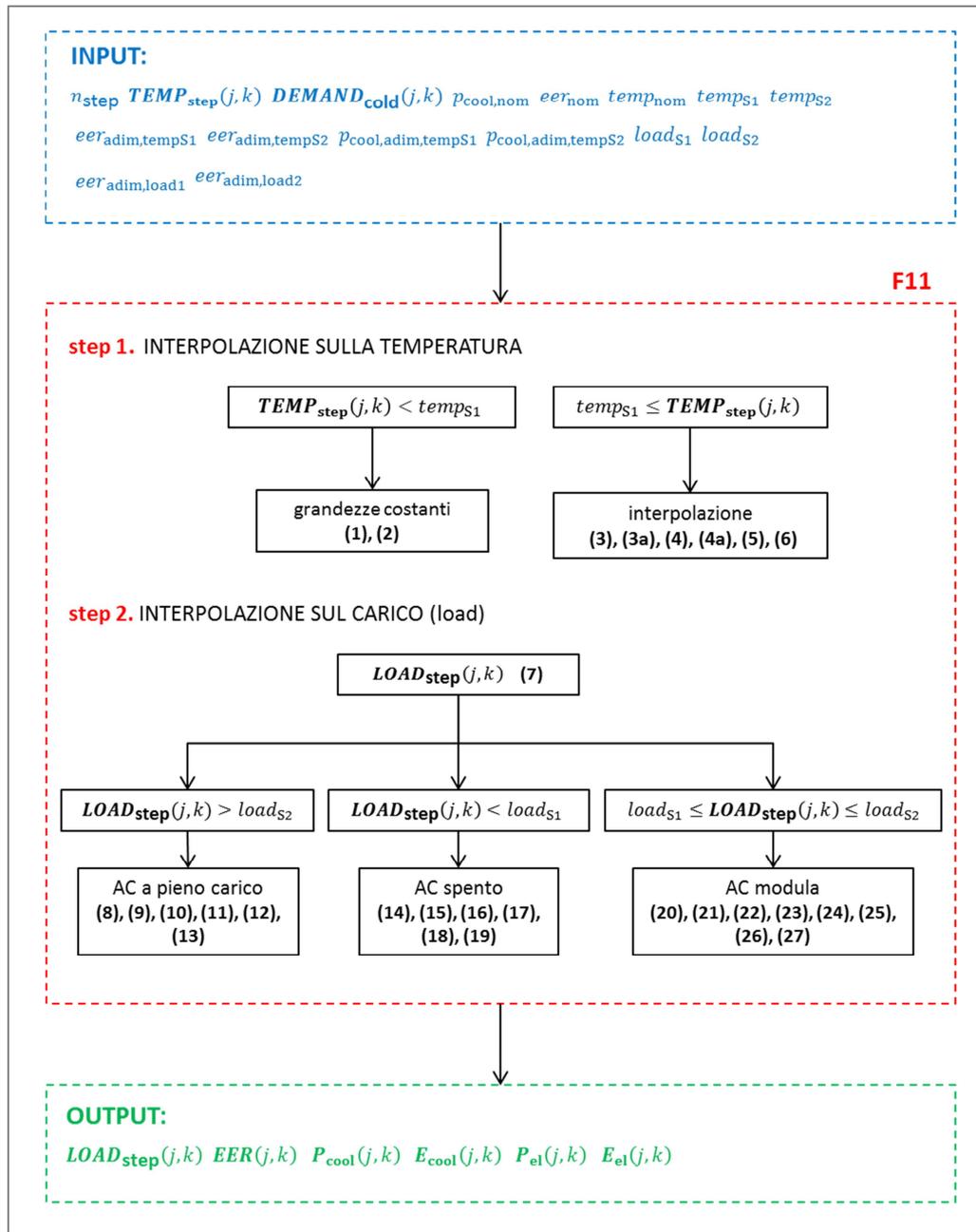


Fig.1 Diagramma di flusso per il chiller elettrico ausiliario

4.2.10 Caldaia a condensazione

Vengono caricate le grandezze relative alle condizioni nominali della caldaia ausiliaria: potenza termica $p_{th,nom}$, rendimento termico $eta_{th,nom}$.

Le prestazioni della caldaia non sono influenzate dalla temperatura ambiente pertanto si considera la sola interpolazione sul carico per determinare le prestazioni.

step 1. Si valuta il carico richiesto alla caldaia in funzione della specifica domanda energetica per ogni periodo di calcolo determinato dal giorno j e dal time-step k . Il carico è definito mediante l'equazione (1) come rapporto tra la potenza termica richiesta per soddisfare la domanda e la potenza termica nominale della caldaia.

Se il carico richiesto è maggiore del $load_2$ la caldaia funzionerà a pieno carico in condizioni nominali (eq. (2), (3), (4), (5), (6) e (7)) e rimarrà della domanda residua da soddisfare.

Se al contrario il carico richiesto è inferiore al $load_1$ la caldaia è spenta (eq. (8), (9), (10), (11), (12) e (13)) e rimarrà tutta la domanda da soddisfare.

Nel caso in cui il carico richiesto sia compreso tra $load_1$ e $load_2$ è la caldaia modula la potenza in modo da soddisfare la domanda senza dissipare energia (eq. (14), (15), (16), (16a), (17), (18) e (19)).

Dati di INPUT:

$p_{th,nom}$ = potenza termica nominale [kW]

$eta_{th,nom}$ = rendimento termico nominale

$load_1$ = carico minimo consentito

$load_2$ = carico massimo consentito

$eta_{th,adim,load1}$ = rendimento termico adimensionale per il carico minimo consentito

$eta_{th,adim,load2}$ = rendimento termico adimensionale per il carico massimo consentito

lhv = potere calorifero inferiore del combustibile

$DEMAND_{hot}$ = domanda di energia termica [kWh] $\langle n_{day}, n_{hour} * n_{step} \rangle$

Dati ausiliari:

n_{step} = intervallo di tempo in cui è divisa l'ora [h^{-1}]

Equazioni:

step 1. INTERPOLAZIONE SUL CARICO (load)

Calcolo del carico in funzione della domanda di calore dello specifico periodo di calcolo considerato (j, k):

$$LOAD_{step}(j, k) = \frac{DEMAND_{hot}(j, k) * n_{step}}{p_{th,nom}} \quad (1)$$

SE $LOAD_{step}(j, k) > load_2$

ALLORA la caldaia funzionerà a pieno carico in condizioni nominali:

$$LOAD_{step}(j, k) = load_2 \quad (2)$$

$$ETA_{th}(j, k) = eta_{th,nom} * eta_{th,adim,load2} \quad (3)$$

$$P_{th}(j, k) = p_{th,nom} * load_2 \quad (4)$$

$$E_{th}(j, k) = \frac{p_{th,nom}}{n_{step}} \quad (5)$$

$$E_{fuel}(j, k) = \frac{E_{th}(j, k)}{ETA_{th}(j, k)} \quad (6)$$

$$FUEL(j, k) = \frac{E_{fuel}(j, k)}{lhv} \quad (7)$$

ALTRIMENTI SE $LOAD_{step}(j, k) < load_1$

ALLORA la caldaia è spenta:

$$\mathbf{LOAD}_{\text{step}}(j, k) = 0 \quad (8)$$

$$\mathbf{ETA}_{\text{th}}(j, k) = 0 \quad (9)$$

$$\mathbf{P}_{\text{th}}(j, k) = 0 \quad (10)$$

$$\mathbf{E}_{\text{th}}(j, k) = 0 \quad (11)$$

$$\mathbf{E}_{\text{fuel}}(j, k) = 0 \quad (12)$$

$$\mathbf{FUEL}(j, k) = 0 \quad (13)$$

ALTRIMENTI la caldaia modula:

$$\mathbf{E}_{\text{th}}(j, k) = \mathbf{DEMAND}_{\text{hot}}(j, k) \quad (14)$$

$$\mathbf{P}_{\text{th}}(j, k) = \mathbf{E}_{\text{th}}(j, k) * n_{\text{step}} \quad (15)$$

SE $\mathbf{LOAD}_{\text{step}}(j, k) > 1$

$$\mathbf{ETA}_{\text{th,adim}}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{\mathbf{LOAD}_{\text{step}}(j, k) - 1}{\text{load}_2 - 1}\right) * (\text{eta}_{\text{th,adim,load2}} - 1)\right) \quad (16)$$

ALTRIMENTI

$$\mathbf{ETA}_{\text{th,adim}}(j, k) = \max\left(0, 1 + \left(\frac{\mathbf{LOAD}_{\text{step}}(j, k) - 1}{\text{load}_1 - 1}\right) * (\text{eta}_{\text{th,adim,load1}} - 1)\right) \quad (16a)$$

FINE

$$\mathbf{ETA}_{\text{th}}(j, k) = \mathbf{ETA}_{\text{th,adim}}(j, k) * \text{eta}_{\text{th,nom}} \quad (17)$$

$$\mathbf{E}_{\text{fuel}}(j, k) = \frac{\mathbf{E}_{\text{th}}(j, k)}{\mathbf{ETA}_{\text{th}}(j, k)} \quad (18)$$

$$\mathbf{FUEL}(j, k) = \frac{\mathbf{E}_{\text{fuel}}(j, k)}{\text{lhv}} \quad (19)$$

FINE

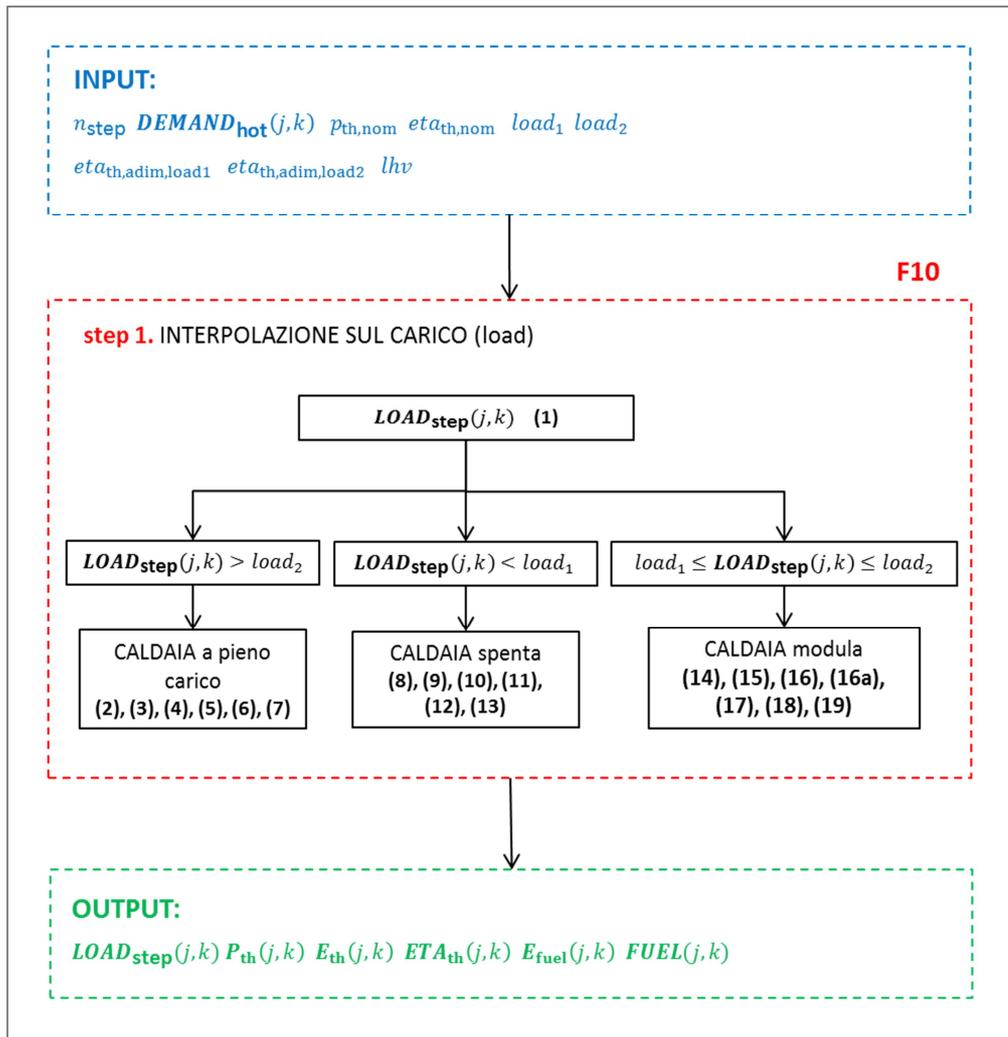


Fig.1 Diagramma di flusso per la caldaia a condensazione ausiliaria

4.3 Modello finanziario

L'analisi economica prevede la valutazione sia dei costi di investimento iniziale sia dei costi variabili legati al funzionamento annuale dell'impianto. In riferimento a questi ultimi, l'impiego di sistemi cogenerativi e sistemi alimentati ad energia rinnovabile prevedono la possibilità di accedere a meccanismi di incentivazione economica, di entità e durata variabile a seconda dei casi.

In primo luogo, viene determinato il costo di investimento iniziale dell'impianto. A tale scopo economica si sono ipotizzati i costi di investimento specifico per i sistemi che costituiscono l'impianto.

Il prodotto tra costo specifico e taglia nominale del sistema determina il costo del sistema stesso.

I costi di funzionamento annuali sono essenzialmente costituiti dal costo dell'energia elettrica prelevata dalla rete e dal costo del gas utilizzato.

Il modello economico prevede la valutazione di molteplici meccanismi incentivanti; essi verranno analizzati in dettaglio nei paragrafi seguenti.

Si descrive nel seguito il flusso delle procedure, delle domande e delle istruzioni operative che il programma esegue per la determinazione delle grandezze economiche.

Nel caso si disponga sia di impianto fotovoltaico che di impianto cogenerativo risulta necessario attribuire una priorità di immissione in rete dell'energia elettrica prodotta dalle due tipologie di impianto e non contestualmente autoconsumata. In altre parole, si tratta di valutare a quale tipologia di impianto sia economicamente vantaggioso attribuire l'energia elettrica immessa in rete. Per le considerazioni riportate in dettaglio all'interno del presente documento (in particolare nella scheda del Quinto Conto Energia e nella scheda del ritiro dedicato) si privilegia l'autoconsumo dell'energia prodotta dall'impianto cogenerativo e l'immissione dell'energia prodotta dall'impianto fotovoltaico eccedente la richiesta. Facendo riferimento all'energia elettrica, si segue la seguente logica (eq. da (1) a (8)):

SE $E_{tot,autoconsumata} > E_{CHP,prodotta}$

ALLORA tutta l'energia elettrica prodotta dal CHP viene autoconsumata

$$E_{CHP,autoconsumata} = E_{CHP,prodotta} \quad (1)$$

$$E_{PV,autoconsumata} = E_{tot,autoconsumata} - E_{CHP,autoconsumata} \quad (2)$$

$$E_{CHP,immessa} = 0 \quad (3)$$

$$E_{PV,immessa} = E_{PV,prodotta} - E_{PV,autoconsumata} \quad (4)$$

ALTRIMENTI tutta l'energia prodotta da PV viene immessa in rete

$$E_{CHP,autoconsumata} = E_{tot,autoconsumata} \quad (5)$$

$$E_{PV,autoconsumata} = 0 \quad (6)$$

$$E_{CHP,immessa} = E_{CHP,prodotta} - E_{CHP,autoconsumata} \quad (7)$$

$$E_{PV,immessa} = E_{PV,prodotta} \quad (8)$$

Una volta valutato il costo dell'elettricità prelevata ed il costo del combustibile utilizzato, si applicano gli sconti, gli incentivi e le remunerazioni relativi alle scelte effettuate.

Se si decide di applicare il passaggio di accisa sul gas per generazione elettrica allora la funzione **E1** aggiorna il prezzo del combustibile utilizzato.

Se si decide di applicare il passaggio di Iva sul gas per generazione elettrica allora la funzione **E2** aggiorna il prezzo del combustibile utilizzato.

Al fine di poter accedere al meccanismo di incentivazione dei certificati bianchi è necessario che l'impianto cogenerativo riceva la qualifica di impianto di Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR). Se all'impianto è riconosciuta la qualifica CAR e se si decide di accedere al meccanismo di incentivazione dei certificati bianchi (TEE) allora la funzione **E3** calcola il valore economico annuale degli incentivi connessi ai certificati bianchi.

Se si decide di accedere al meccanismo di incentivazione del Quinto Conto Energia per l'energia elettrica prodotta da impianto fotovoltaico la funzione **E4** calcola il valore economico annuale degli incentivi connessi al Quinto Conto Energia considerando l'energia elettrica immessa in rete prodotta da impianto fotovoltaico e l'energia elettrica autoconsumata prodotta da impianto fotovoltaico alle quali vengono applicate tariffe differenti. Se si decide di accedere al meccanismo di incentivazione del Quinto Conto Energia, per la quota di energia elettrica immessa in rete prodotta da impianto fotovoltaico non è possibile accedere né al meccanismo dello scambio sul posto né al meccanismo del ritiro dedicato. In questo caso è possibile scegliere per l'energia elettrica immessa in rete prodotta dall'impianto cogenerativo se accedere alternativamente al meccanismo dello scambio sul posto, con la funzione **E6**, o al meccanismo del ritiro dedicato, con la funzione **E5**. Per accedere al meccanismo dello scambio sul posto è necessario che all'impianto cogenerativo sia riconosciuta la qualifica CAR, in caso contrario si accede obbligatoriamente al meccanismo del ritiro dedicato, funzione **E5**, per l'energia elettrica immessa in rete prodotta dall'impianto cogenerativo. La funzione **E5** calcola il valore economico dell'energia elettrica immessa in rete. La funzione **E6** calcola il valore economico del contributo in conto scambio e dell'eventuale credito liquidabile dal GSE.

Se si decide di non accedere al Quinto Conto Energia per l'energia elettrica prodotta da impianto fotovoltaico, è possibile accedere alternativamente al meccanismo dello scambio sul posto, con la funzione **E6**, o al meccanismo del ritiro dedicato, con la funzione **E5**, per l'energia elettrica immessa in rete prodotta da impianto fotovoltaico e in modo analogo per l'energia elettrica immessa in rete prodotta dall'impianto cogenerativo.

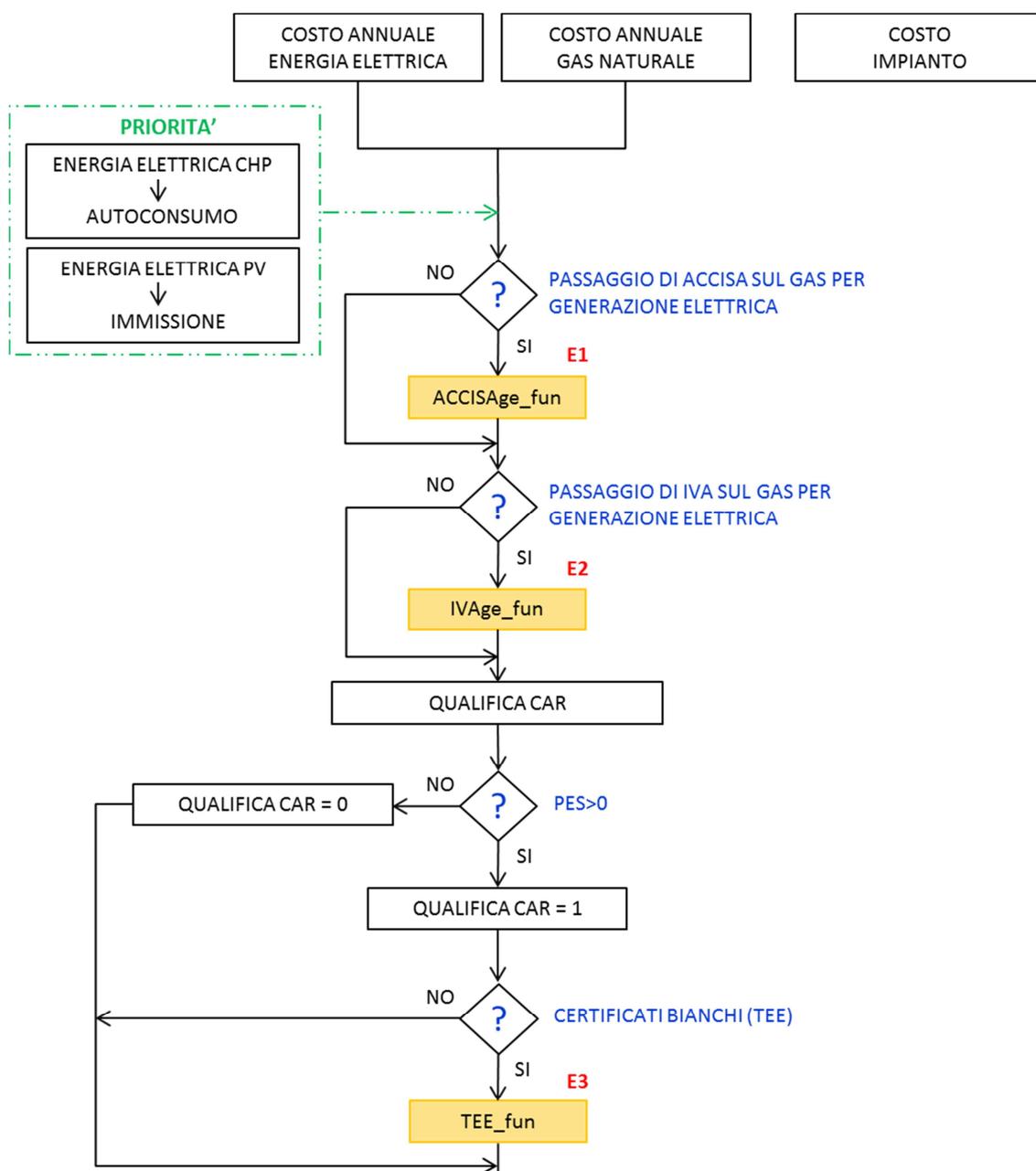
Se si decide di accedere al meccanismo dello scambio sul posto per l'energia elettrica immessa in rete prodotta da impianto fotovoltaico, la funzione **E6** calcola il valore economico del contributo in conto scambio e dell'eventuale credito liquidabile dal GSE per l'energia elettrica immessa in rete prodotta da impianto fotovoltaico. Se si decide di accedere al meccanismo dello scambio sul posto per l'energia elettrica immessa in rete prodotta dall'impianto cogenerativo e tale impianto abbia ricevuto la qualifica CAR, la funzione **E6** calcola il valore economico del contributo in conto scambio e dell'eventuale credito liquidabile dal GSE per l'energia elettrica immessa in rete prodotta dall'impianto cogenerativo. Questo è il caso in cui in unico punto di scambio risultano collegati più impianti di produzione di diversa tipologia aventi diritto al servizio di scambio sul posto (multi-istanza), i contributi in conto scambio e gli eventuali crediti vengono quindi sommati. Se si decide di non accedere al meccanismo dello scambio sul posto per l'energia elettrica immessa in rete prodotta dall'impianto cogenerativo o tale impianto non abbia ricevuto la qualifica CAR, la funzione **E5** calcola il valore economico dell'energia elettrica immessa in rete prodotta dall'impianto cogenerativo.

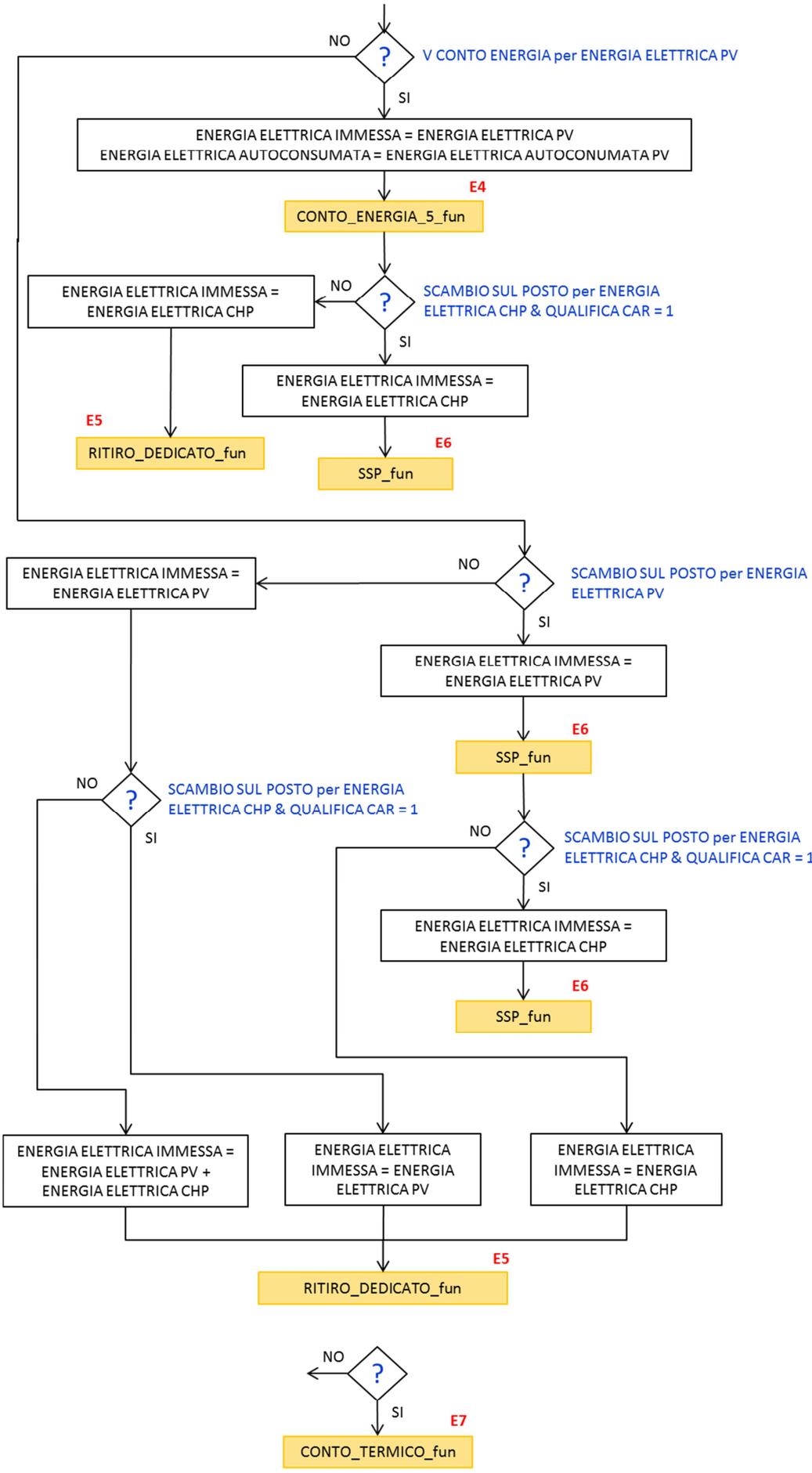
Se si decide di non accedere al meccanismo dello scambio sul posto per l'energia elettrica immessa in rete prodotta da impianto fotovoltaico e se si è deciso di accedere al meccanismo dello scambio sul

posto per l'energia elettrica immessa in rete prodotta dall'impianto cogenerativo e tale impianto abbia ricevuto la qualifica CAR, allora la funzione **E5** calcola il valore economico dell'energia elettrica immessa in rete prodotta da impianto fotovoltaico. Se si decide di non accedere al meccanismo dello scambio sul posto per l'energia elettrica immessa in rete prodotta da impianto fotovoltaico e se si è deciso di non accedere al meccanismo dello scambio sul posto per l'energia elettrica immessa in rete prodotta dall'impianto cogenerativo o tale impianto non abbia ricevuto la qualifica CAR, allora la funzione **E5** calcola il valore economico dell'energia elettrica immessa in rete prodotta dall'impianto fotovoltaico e dall'impianto cogenerativo.

Se si decide di accedere al meccanismo di incentivazione del Conto Termico allora la funzione **E7** calcola il valore economico annuale degli incentivi connessi al Conto Termico.

Le valutazioni economiche sono raccolte all'interno del calcolo dell'NPV (*Net Present Value*) per fissato numero n di anni.





4.3.1 Costo investimento iniziale impianto

Moltiplicando i prezzi specifici delle varie tecnologie per la rispettiva taglia nominale o estensione del sistema considerato viene valutato il costo di investimento legato alla particolare tecnologia adottata. La somma dei costi di investimento dei sistemi che compongono l'impianto energetico determina il costo complessivo dell'impianto.

4.3.2 Costo energia elettrica prelevata dalla rete

Il costo dell'elettricità prelevata è valutato considerando le tariffe del Servizio di maggior tutela in Bassa tensione. Esso è determinato mediante le componenti tariffarie elencate nel TIV (Testo integrato delle disposizioni dell'autorità per l'energia elettrica e il gas per l'erogazione dei servizi di vendita dell'energia elettrica di maggior tutela e di salvaguardia ai clienti finali) valido dall'1 marzo 2013.

Sono considerate le seguenti tipologie contrattuali:

- Domestico D2 – Residenti (potenza disponibile fino a 3 kW);
- Domestica D3 – Residenti (potenza disponibile superiore a 3 kW) e non residenti;
- Altri usi – (potenza disponibile fino a 16.5 kW con potenza contrattualmente impegnata);
- Altri usi – (potenza disponibile superiore a 16.5 kW con potenza contrattualmente impegnata).

Alle quali possono essere applicate le seguenti tariffazioni:

- Monoraria,
- Bioraria (F1 e F23) ;
- Multioraria (F1, F2 e F3 non differenziati per mese).

Le fasce orarie sono così definite:

F1	Nei giorni dal lunedì al venerdì	dalle ore 8:00 alle ore 19:00
F2	Nei giorni dal lunedì al venerdì Nei giorni di sabato	dalle ore 7:00 alle ore 8:00 e dalle ore 19:00 alle ore 23:00 dalle ore 7:00 alle ore 23:00
F3	Nei giorni dal lunedì al sabato Nei giorni di domenica e festivi	dalle ore 00:00 alle ore 7:00 e dalle ore 23:00 alle ore 24:00 tutte le ore della giornata

Il costo dell'elettricità è dato dalla somma del costo dell'elettricità senza imposte, dell'imposta erariale e dell'IVA. Il costo dell'elettricità senza imposte a sua volta è dato dalla somma delle componenti fisse e variabili. Le componenti fisse sono espresse in euro per punto di prelievo [c€/punto di prelievo] oppure in euro per potenza impegnata [c€/kW]; le componenti variabili sono espresse in euro per energia prelevata [c€/kWh].

Il prezzo unitario [c€/kWh] delle componenti variabili è determinato in relazione a scaglioni progressivi di consumo suddivisi in FASCE. Diversamente da quanto accade per il gas il CONSUMO ANNUO [kWh] di elettricità viene attribuito in maniera progressiva ai seguenti SCAGLIONI:

SCAGLIONE 1	fino a 1,800 kWh/anno
SCAGLIONE 2	da 1,801 a 2,640 kWh/anno
SCAGLIONE 3	da 2,641 a 4,440 kWh/anno
SCAGLIONE 4	oltre 4,441 kWh/anno

Le componenti fisse e variabili sono state raggruppate in tre categorie: servizi di vendita e servizi di rete e oneri generali.

Il servizio di *VENDITA* comprende:

- componente **PE** (prezzo energia) è l'elemento del corrispettivo PED, espresso in c€/kWh, a copertura dei costi di acquisto dell'energia elettrica destinata ai clienti in maggior tutela. In base alla tariffazione considerata verrà indicato come: **PE_M** (tariffazione monoraria), **PE_{bio}** (tariffazione bioraria), **PE_F** (tariffazione multioraria);
- componente **PD** (prezzo dispacciamento) è l'elemento del corrispettivo PED, espresso in c€/kWh, a copertura dei costi di dispacciamento dell'energia elettrica destinata ai clienti in maggior tutela;
- componente **PPE** (prezzo perequazione energia) a copertura degli squilibri del sistema di perequazione dei costi di acquisto e dispacciamento dell'energia elettrica destinata al servizio di maggior tutela, espressa in c€/kWh;
- componente **PCV** (prezzo commercializzazione vendita) relativa ai costi di commercializzazione sostenuti da un operatore sul mercato libero, espressa in c€/punto di prelievo;
- componente **DISPbt** (dispacciamento) relativa all'attività di commercializzazione applicata a tutti i clienti finali aventi diritto alla maggior tutela. Ha due componenti: una fissa espressa in c€/punto di prelievo, ed una variabile espressa in c€/kWh, variabile per scaglioni di energia prelevata.

Il servizio di *RETE* comprende:

- componente **τ1** è il corrispettivo fisso di trasmissione, distribuzione e misura espresso in c€/punto di prelievo;
- componente **τ2** è il corrispettivo di potenza di trasmissione, distribuzione e misura espresso in c€/kW;
- componente **τ3** è il corrispettivo di energia di trasmissione, distribuzione e misura espresso in c€/kWh, variabile per scaglioni di energia prelevata.

Gli *ONERI GENERALI* di sistema comprendono:

- componente **UC3** a copertura degli squilibri del sistema di perequazione dei costi di trasmissione e distribuzione e dei meccanismi di integrazione, espressa in c€/kWh;
- componente **UC4** a copertura delle integrazioni tariffarie alle imprese elettriche minori, espressa in c€/kWh, variabile per scaglioni di energia prelevata ;
- componente **UC6** a remunerazione dei miglioramenti della continuità del servizio elettrico, ha tre componenti: due fisse espresse in c€/punto di prelievo e in c€/kW, una variabile in c€/kWh;
- componente **UC7** a copertura degli oneri derivanti da misure ed interventi per la promozione dell'efficienza energetica negli usi finali, espressa in c€/kWh;
- componente **MCT** a finanziamento delle misure di compensazione territoriale per lo smaltimento delle ceneri nucleari, espressa in c€/kWh;
- componente **A2** smantellamento delle centrali nucleari e chiusura del ciclo del combustibile. Ha due componenti: una fissa espressa in c€/punto di prelievo, ed una variabile espressa in c€/kWh, variabile per scaglioni di energia prelevata;
- componente **A3** a finanziamento incentivi alle fonti rinnovabili ed assimilate (ex CIP 6). Ha due componenti: una fissa espressa in c€/punto di prelievo, ed una variabile espressa in c€/kWh, variabile per scaglioni di energia prelevata;

- componente **A4** a finanziamento dei regimi speciali, espressa in c€/kWh, variabile per scaglioni di energia prelevata;
- componente **A5** a finanziamento delle attività di ricerca e sviluppo. Ha due componenti: una fissa espressa in c€/punto di prelievo, ed una variabile espressa in c€/kWh, variabile per scaglioni di energia prelevata;
- componente **As** a copertura degli oneri derivanti dall'adozione di misure di tutela tariffaria per i clienti del settore elettrico in stato di disagio, espressa in c€/kWh, variabile per scaglioni di energia prelevata.

L'imposta erariale è espressa in c€/kWh, variabile per scaglioni di energia prelevata (<http://www.autorita.energia.it/it/dati/eep38.htm>).

Per ogni componente si applica la seguente formula:

$$Corrispettivo[€] = \left(corr.uni. \left[\frac{c€}{punto} \right] + potenza * cor.uni. \left[\frac{c€}{potenza} \right] + energia * cor.uni. \left[\frac{c€}{energia} \right] \right) * 100$$

L'IVA è espressa in percentuale (<http://www.autorita.energia.it/it/dati/eep38.htm>) rispetto all'imponibile. E' pari al 10 % per usi domestici e assimilati (edifici residenziali), mentre è al 21% per gli altri usi, ad eccezione di imprese estrattive, agricole, manifatturiere.

Si riportano nel seguito quattro esempi di calcolo per il secondo trimestre 2013 con tariffazione bioraria:

1. In tabella 1, domestico D2 – residenti (potenza disponibile fino a 3 kW);
2. In tabella 2, domestico D3 – residenti (potenza disponibile superiore a 3 kW) e non residenti;
3. In tabella 3, altri usi (potenza disponibile fino a 16.5 kW con potenza contrattualmente impegnata di 15 kW);
4. In tabella 4, altri usi (potenza disponibile superiore a 16.5 kW con potenza contrattualmente impegnata di 20 kW).

Tab.1 Servizio di maggior tutela tariffazione bioraria per cliente domestico D2 – residenti
(potenza disponibile fino a 3 kW)

2° TRIMESTRE 2013								
TIPO CONTRATTO		Domestico D2 – residenti (potenza disponibile fino a 3 kW)						
PRELIEVO ANNUALE	2,700			[kWh]	di cui in F1	907	[kWh]	33.6 %
					di cui in F23	1793	[kWh]	66.4%
COMPONENTI	POTENZA	SCAGLIONI	ENERGIA	CORRISPETTIVI UNITARI			CORRISPETTIVO	
	[kW]		[kWh]	[c€/punto]	[c€/kW]	[c€/kWh]	[€]	
	<i>Servizi di vendita</i>	a	b	c	d	e	$f=(c+d*a+e*b)/100$	
1	PE (produzione) in F1		907			8.650	78.5	
2	PE (produzione) in F2		1,793			7.651	137.2	
3	PE (produzione) in F3		0			7.651	0.0	
4	PD (dispacciamento)		2,700			1.212	32.7	
5	PPE		2,700			0.024	0.6	
6	PCV			3,000.00			30.0	
7	DISPbt		fino a 1,800 kWh	1,800	-1451.50	0.053	-13.6	
8			da 1,801 a 2,640 kWh	840		0.454	3.8	
9			da 2,641 a 4,440 kWh	60		0.887	0.5	
10			oltre 4,441 kWh	0		1.350	0.0	
	<i>Servizi di rete</i>							
1	Componenti τ	3	fino a 1,800 kWh	1,800	612.00	550.32	0.478	31.2
2			da 1,801 a 2,640 kWh	840			4.129	34.7
3			da 2,641 a 4,440 kWh	60			8.061	4.8
4			oltre 4,441 kWh	0			12.274	0.0
	<i>Oneri generali</i>							
1	UC3		2,700			0.122	3.3	
2	UC4		fino a 1,800 kWh	1,800		0.027	0.5	
3			da 1,801 a 2,640 kWh	840		0.040	0.3	
4			oltre 2,641 kWh	60		0.058	0.0	
5	UC6	3	2,700		23.42	0.006	0.9	
6	UC7		2,700			0.101	2.7	
7	MCT		2,700			0.018	0.5	
8	A2		fino a 1,800 kWh	1,800		0.077	1.4	
9			da 1,801 a 2,640 kWh	840		0.117	1.0	
10			oltre 2,641 kWh	60		0.171	0.1	
11	A3		fino a 1,800 kWh	1,800		2.792	50.3	
12			da 1,801 a 2,640 kWh	840		4.191	35.2	
13			oltre 2,641 kWh	60		6.072	3.6	
14	A4		fino a 1,800 kWh	1,800		0.069	1.2	
15			da 1,801 a 2,640 kWh	840		0.102	0.9	
16			oltre 2,641 kWh	60		0.147	0.1	
17	A5		fino a 1,800 kWh	1,800		0.010	0.2	
18			da 1,801 a 2,640 kWh	840		0.015	0.1	
19			oltre 2,641 kWh	60		0.022	0.0	
20	As		fino a 1,800 kWh	1,800		0.007	0.1	
21			da 1,801 a 2,640 kWh	840		0.007	0.1	
22			oltre 2,641 kWh	60		0.007	0.0	
	<i>totale senza imposte</i>						443.0	
1	IMPOSTA ERARIALE		fino a 1,800 kWh	1,800		0.000	0.0	
2			oltre 1,801 kWh	900		2.270	20.4	
	<i>imponibile</i>						463.5	
1	IVA		10 %				46.35	
	TOTALE						509.8	

Tab.2 Servizio di maggior tutela tariffazione bioraria per cliente domestico D3 – residenti (potenza disponibile superiore a 3 kW) e non residenti

2° TRIMESTRE 2013								
TIPO CONTRATTO		Domestico D3 – residenti (potenza disponibile superiore a 3 kW) e non residenti						
PRELIEVO ANNUALE	2,700		[kWh]	di cui in F1	907	[kWh]	33.6 %	
				di cui in F23	1793	[kWh]	66.4%	
COMPONENTI	POTENZA	SCAGLIONI	ENERGIA	CORRISPETTIVI UNITARI			CORRISPETTIVO	
	[kW]		[kWh]	[c€/punto]	[c€/kW]	[c€/kWh]	[€]	
	<i>Servizi di vendita</i>	a	b	c	d	e	$f=(c+d*a+e*b)/100$	
1	PE (produzione) in F1		907			8.650	78.5	
2	PE (produzione) in F2		1,793			7.651	137.2	
3	PE (produzione) in F3		0			7.651	0.00	
4	PD (dispacciamento)		2,700			1.212	32.7	
5	PPE		2,700			0.024	0.7	
6	PCV			3,000.00			30.0	
7	DISPbt		fino a 1,800 kWh	1,800	-829.43	0	-8.3	
8			da 1,801 a 2,640 kWh	840		0	0.0	
9			da 2,641 a 4,440 kWh	60		0	0.0	
10			oltre 4,441 kWh	0		0	0.0	
	<i>Servizi di rete</i>							
1	Componenti τ	4.5	fino a 1,800 kWh	1,800	2,178.73	1517.30	2.437	133.9
2			da 1,801 a 2,640 kWh	840			4.129	34.7
3			da 2,641 a 4,440 kWh	60			8.061	4.8
4			oltre 4,441 kWh	0			12.274	0.0
	<i>Oneri generali</i>							
1	UC3			2,700			0.122	3.3
2	UC4		fino a 1,800 kWh	1,800			0.058	1.0
3			da 1,801 a 2,640 kWh	840			0.058	0.5
4			oltre 2,641 kWh	60			0.058	0.03
5	UC6	4.5		2,700		23.42	0.006	1.2
6	UC7			2,700			0.101	2.7
7	MCT			2,700			0.018	0.5
8	A2		fino a 1,800 kWh	1,800			0.171	3.0
9			da 1,801 a 2,640 kWh	840			0.171	1.4
10			oltre 2,641 kWh	60			0.171	0.1
11	A3		fino a 1,800 kWh	1,800			6.072	109.3
12			da 1,801 a 2,640 kWh	840			6.072	51.0
13			oltre 2,641 kWh	60			6.072	3.6
14	A4		fino a 1,800 kWh	1,800			0.147	2.7
15			da 1,801 a 2,640 kWh	840			0.147	1.2
16			oltre 2,641 kWh	60			0.147	0.1
17	A5		fino a 1,800 kWh	1,800			0.022	0.4
18			da 1,801 a 2,640 kWh	840			0.022	0.2
19			oltre 2,641 kWh	60			0.022	0.01
20	As		fino a 1,800 kWh	1,800			0.007	0.1
21			da 1,801 a 2,640 kWh	840			0.007	0.06
22			oltre 2,641 kWh	60			0.007	0.0
	<i>totale senza imposte</i>							626.8
1	IMPOSTA ERARIALE		fino a 1,800 kWh	1,800			0.000	0.0
2			oltre 1,801 kWh	900			2.270	20.4
	<i>imponibile</i>							647.2
1	IVA			10 %				64.7
	TOTALE							711.9

Tab.3 Servizio di maggior tutela tariffazione bioraria per altri usi – (potenza disponibile fino a 16.5 kW con potenza contrattualmente impegnata di 15 kW)

2° TRIMESTRE 2013							
TIPO CONTRATTO	Altri usi – (potenza disponibile fino a 16.5 kW con potenza contrattualmente impegnata di 15 kW)						
PRELIEVO ANNUALE	2,400,000		[kWh]	di cui in F1	806,400	[kWh]	33.6 %
				di cui in F23	1,593,600	[kWh]	66.4%
COMPONENTI	POTENZA	SCAGLIONI	ENERGIA	CORRISPETTIVI UNITARI			CORRISPETTIVO
	[kW]		[kWh]	[c€/punto]	[c€/kW]	[c€/kWh]	[€]
<i>Servizi di vendita</i>	a		b	c	d	e	$f=(c+d*a+e*b)/100$
1 PE (produzione) in F1			806,400			8.441	68,068.2
2 PE (produzione) in F2			1,593,600			7.595	121,033.9
3 PE (produzione) in F3			0			7.595	0.0
4 PD (dispacciamento)			2,400,000			1.396	33,504.0
5 PPE			2,400,000			0.024	576.0
6 PCV				6,961.54			69.6
7 DISPbt		fino a 1,800 kWh	1,800	-452.89			-4.5
8		da 1,801 a 2,640 kWh	840				0.0
9		da 2,641 a 4,440 kWh	1,800				0.0
10		oltre 4,441 kWh	2,395,560				0.0
<i>Servizi di rete</i>							
1 Componenti τ	15	fino a 1,800 kWh	1,800	2,735.23	3,347.00	0.674	541.5
2		da 1,801 a 2,640 kWh	840			0.674	5.7
3		da 2,641 a 4,440 kWh	1,800			0.674	12.1
4		oltre 4,441 kWh	2,395,560			0.674	16,146.1
<i>Oneri generali</i>							
1 UC3			2,400,000			0.122	2,928.0
2 UC4		fino a 1,800 kWh	1,800			0.030	0.5
3		da 1,801 a 2,640 kWh	840			0.030	0.3
4		oltre 2,641 kWh	2,397,360			0.030	719.2
5 UC6			2,400,000	198.13	0	0.006	146.0
6 UC7			2,400,000			0.101	2,424.0
7 MCT			2,400,000			0.018	432.0
8 A2		fino a 1,800 kWh	1,800	371.85		0.060	4.8
9		da 1,801 a 2,640 kWh	840			0.060	0.5
10		oltre 2,641 kWh	2,397,360			0.060	1,438.4
11 A3		fino a 1,800 kWh	1,800	12,444.09		5.647	226.1
12		da 1,801 a 2,640 kWh	840			5.647	47.4
13		oltre 2,641 kWh	2,397,360			5.647	135,378.9
14 A4		fino a 1,800 kWh	1,800			0.208	3.7
15		da 1,801 a 2,640 kWh	840			0.208	1.7
16		oltre 2,641 kWh	2,397,360			0.208	4,986.5
17 A5		fino a 1,800 kWh	1,800	366.68		0.005	3.8
18		da 1,801 a 2,640 kWh	840			0.005	0.0
19		oltre 2,641 kWh	2,397,360			0.005	119.9
20 As		fino a 1,800 kWh	1,800			0.007	0.1
21		da 1,801 a 2,640 kWh	840			0.007	0.1
22		oltre 2,641 kWh	2,397,360			0.007	167.8
<i>totale senza imposte</i>							388,982.4
1 IMPOSTA ERARIALE		fino a 1,800 kWh	1,800			1.25	22.5
2		oltre 1,801 kWh	2,398,200			1.25	29,977.5
<i>imponibile</i>							418,959.9
1 IVA			21 %				87,981.6
TOTALE							506,941.5

Tab.4 Servizio di maggior tutela tariffazione bioraria per altri usi – (potenza disponibile superiore a 16.5 kW con potenza contrattualmente impegnata di 20 kW)

2° TRIMESTRE 2013								
TIPO CONTRATTO		Altri usi – (potenza disponibile superiore a 16.5 kW con potenza contrattualmente impegnata di 20 kW)						
PRELIEVO ANNUALE		2,400,000		[kWh]	di cui in F1	806,400	[kWh]	33.6 %
					di cui in F23	1,593,600	[kWh]	66.4%
COMPONENTI		POTENZA	SCAGLIONI	ENERGIA	CORRISPETTIVI UNITARI			CORRISPETTIVO
		[kW]		[kWh]	[c€/punto]	[c€/kW]	[c€/kWh]	[€]
<i>Servizi di vendita</i>		a		b	c	d	e	$f=(c+d*a+e*b)/100$
1	PE (produzione) in F1			806,400			8.441	68,068.2
2	PE (produzione) in F2			1,593,600			7.595	121,033.9
3	PE (produzione) in F3			0			7.595	0.0
4	PD (dispacciamento)			2,400,000			1.396	33,504.0
5	PPE			2,400,000			0.024	576.0
6	PCV				6,961.54			69.6
7	DISPbt		fino a 1,800 kWh	1,800	-452.89			-4.5
8			da 1,801 a 2,640 kWh	840				0.0
9			da 2,641 a 4,440 kWh	1,800				0.0
10			oltre 4,441 kWh	2,395,560				0.0
<i>Servizi di rete</i>								
1	Componenti τ	20	fino a 1,800 kWh	1,800	2,684.73	3,178.83	0.671	674.7
2			da 1,801 a 2,640 kWh	840			0.671	5.6
3			da 2,641 a 4,440 kWh	1,800			0.671	12.1
4			oltre 4,441 kWh	2,395,560			0.671	16,074.2
<i>Oneri generali</i>								
1	UC3			2,400,000			0.122	2,928.0
2	UC4		fino a 1,800 kWh	1,800			0.030	0.5
3			da 1,801 a 2,640 kWh	840			0.030	0.3
4			oltre 2,641 kWh	2,397,360			0.030	719.2
5	UC6			2,400,000	198.13	0.00	0.006	146.0
6	UC7			2,400,000			0.101	2,424.0
7	MCT			2,400,000			0.018	432.0
8	A2		fino a 1,800 kWh	1,800	371.85		0.060	4.8
9			da 1,801 a 2,640 kWh	840			0.060	0.5
10			oltre 2,641 kWh	2,397,360			0.060	1,438.4
11	A3		fino a 1,800 kWh	1,800	12,444.09		5.647	226.1
12			da 1,801 a 2,640 kWh	840			5.647	47.4
13			oltre 2,641 kWh	2,397,360			5.647	135,378.9
14	A4		fino a 1,800 kWh	1,800			0.208	3.7
15			da 1,801 a 2,640 kWh	840			0.208	1.7
16			oltre 2,641 kWh	2,397,360			0.208	4,986.5
17	A5		fino a 1,800 kWh	1,800	366.68		0.005	3.8
18			da 1,801 a 2,640 kWh	840			0.005	0.0
19			oltre 2,641 kWh	2,397,360			0.005	119.9
20	As		fino a 1,800 kWh	1,800			0.007	0.1
21			da 1,801 a 2,640 kWh	840			0.007	0.1
22			oltre 2,641 kWh	2,397,360			0.007	167.8
<i>totale senza imposte</i>								389,043.7
1	IMPOSTA ERARIALE		fino a 1,800 kWh	1,800			1.25	22.5
2			oltre 1,801 kWh	2,398,200			1.25	29,977.5
<i>imponibile</i>								419,021.2
1	IVA			21 %				87,994.4
TOTALE								507,015.6

4.3.3 Costo gas naturale prelevato dalla rete

Il costo del gas naturale viene determinato considerando le tariffe del Servizio di tutela. Esso è determinato mediante le componenti tariffarie elencate nel TIVG (Testo integrato delle attività di vendita al dettaglio del gas naturale e gas diversi da gas naturale distribuiti a mezzo di reti urbane) in vigore dall'1 gennaio 2013.

Il costo del gas è costituito dalla somma del costo del gas senza imposte, dall'accisa, dall'addizionale regionale e dall'IVA.

Il costo del gas senza imposte a sua volta è dato dalla somma delle componenti fisse e variabili.

Le componenti fisse sono espresse in euro per punto di riconsegna [€/PDR] oppure in euro per energia [€/GJ], quest'ultime andranno moltiplicate per il PCS [GJ/Sm³] del comune di appartenenza; le componenti variabili sono espresse in euro per standard metro cubo [€/Sm³].

Il prezzo unitario [€/Sm³] delle componenti variabili è determinato in relazione alla CLASSE di consumo in cui ricade il CONSUMO ANNUO [Sm³]:

CLASSE 1	fino a 120 Sm ³
CLASSE 2	da 121 Sm ³ a 480 Sm ³
CLASSE 3	da 481 Sm ³ a 1,560 Sm ³
CLASSE 4	da 1,561 Sm ³ a 5,000 Sm ³
CLASSE 5	da 5,001 Sm ³ a 80,000 Sm ³
CLASSE 6	da 80,001 Sm ³ a 200,000 Sm ³
CLASSE 7	da 200,001 Sm ³ a 1,000,000 Sm ³
CLASSE 8	oltre 1,000,001 Sm ³

Le componenti fisse e variabili sono state raggruppate in due categorie: servizi di vendita e servizi di rete.

Il servizio di VENDITA comprende:

- componente **CCI** relativa alla commercializzazione all'ingrosso per la fornitura di gas naturale. E' espressa in €/GJ e viene trasformata in €/Sm³ sulla base del Potere Calorifico del gas naturale proprio della località in cui è ubicata la fornitura; l'aggiornamento di tale componente viene effettuato trimestralmente (nei mesi di gennaio, aprile, luglio ed ottobre) dall'AEEG;
- componente **QVD** relativa alla commercializzazione della vendita al dettaglio di gas naturale. E' composta da una quota fissa espressa in €/PDR e da una quota variabile espressa in €/Sm³ articolata in due scaglioni di consumo (da 0 a 200,000 Sm³ ed oltre 200,000 Sm³). L'aggiornamento di tale componente viene effettuato ogni due anni dall'AEEG;
- componente **QOA** a copertura degli oneri aggiuntivi relativi alla fornitura di gas naturale, espressa in €/ Sm³. Tale componente è a sua volta formata da: C_{FGUI}, C_{CONR}, φ, CV^I, CV^{FG}, CV^{OS}, CV^{BL}.

Il servizio di RETE comprende:

- componente **τ1(dis)** a copertura dei costi del servizio di distribuzione, ha due componenti: quella fissa espressa in €/PDR, quella variabile in €/Sm³ differenziata per gli classe di consumo;
- componente **τ1(mis)** a copertura dei costi del servizio di misura, espressa in €/PDR;

- componente **τ1(cot)** a copertura dei costi del servizio di commercializzazione, espressa in €/PDR;
- componente **UG1** a copertura di eventuali squilibri dei sistemi di perequazione e a copertura di eventuali conguagli, espressa in €/Sm³;
- componente **UG2** a compensazione dei costi di commercializzazione della vendita al dettaglio. Questa componente è composta da una quota fissa (con valore negativo) espressa in €/PDR e da una quota variabile espressa in €/Sm³ differenziata per gli classe di consumo;
- componente **GS** a copertura del sistema di compensazione tariffaria per i clienti economicamente disagiati;
- componente **QTi** relativa al servizio di trasporto del gas naturale sulle reti nazionali e regionali. E' espressa in €/GJ e viene trasformata in €/Sm³ sulla base del Potere Calorifico del gas naturale proprio della località in cui è ubicata la fornitura. Questa componente viene aggiornata annualmente dall'AEEG;
- componente **RE** a copertura degli oneri relativi alle misure ed interventi per il risparmio energetico e lo sviluppo delle fonti rinnovabili nel settore del gas naturale, espressa in €/Sm³;
- componente **RS** a copertura degli oneri relativi alla qualità dei servizi gas, espressa in €/Sm³;
- componente **QS** relativa al servizio di stoccaggio del gas naturale, definita dall'Autorità sulla base dei criteri per la determinazione della tariffa di stoccaggio di cui all'articolo 23 del decreto legislativo n. 164/00. E' espressa in €/GJ e viene trasformata in €/Sm³ sulla base del Potere Calorifico del gas naturale proprio della località in cui è ubicata la fornitura. Questa componente viene aggiornata annualmente dall'AEEG.

L'accisa e l'addizionale regionale sono espresse in €/Sm³ differenziate per regione e per classe di consumo.

L'Iva è espressa in percentuale ed è differenziata per classe di consumo e si applica all'imponibile.

Si riporta in tabella 1 un esempio di calcolo per il secondo trimestre 2013 zona Nord Orientale (Lombardia - Trentino Alto Adige - Veneto - Friuli Venezia Giulia - Emilia Romagna).

Tab.1 Servizio di tutela tariffazione secondo trimestre 2013 zona Nord Orientale

2° TRIMESTRE 2013 - area Nord-Orientale (Emilia Romagna)							
PCS		38.52	MJ/Sm3				
CONSUMO ANNUALE		5,000	Sm3				
COMPONENTI		CLASSI	Consumo	CORRISPETTIVI UNITARI			CORRISPETTIVO
			[Sm3]	[€/PDR]	[€/Sm3]	[€/GJ]	[€]
servizi di vendita			a	b	c	d	
1	CCI		5,000		0.386179	10.02543	1,931.9
2	QVD	fino a 120 Sm3		40.34	0.0048		40.3
3		da 121 a 480 Sm3			0.0048		
4		da 481 a 1,560 Sm3			0.0048		
5		da 1,561 a 5,000 Sm3	5,000		0.0048		24.0
6		da 5,001 Sm3 a 80,000 Sm3			0.0048		
7		da 80,001 Sm3 a 200,000 Sm3			0.0048		
8		da 200,001 Sm3 a 1,000,000 Sm3			0.0048		
9		oltre 1,000,001 Sm3			0		
10	C _{FGUI}		5,000		0		0.0
11	C _{CONR}		5,000		0		0.0
12	φ		5,000		0		0.0
13	CV ^I		5,000		0.000402		2.0
14	CV ^{FG}		5,000		0		0.0
15	CV ^{OS}		5,000		0		0.0
16	CV ^{BL}		5,000		0.001		5.0
servizi di rete							
1	τ1 (dis)	fino a 120 Sm3		43.42	0		43.4
2		da 121 a 480 Sm3			0.066165		
3		da 481 a 1,560 Sm3			0.060559		
4		da 1,561 a 5,000 Sm3	5,000		0.060559		302.8
5		da 5,001 Sm3 a 80,000 Sm3			0.045271		
6		da 80,001 Sm3 a 200,000 Sm3			0.022933		
7		da 200,001 Sm3 a 1,000,000 Sm3			0.011891		
8		oltre 1,000,001 Sm3			0.003313		
9	τ1 (mis)		5,000	14.3			14.3
10	τ1 (cot)		5,000	0.75			0.8
11	UG1		5,000		0.007		35.0
12	UG2	fino a 120 Sm3		-27.01	0		-27.0
13		da 121 a 480 Sm3			0.0376		
14		da 481 a 1,560 Sm3			0.0217		
15		da 1,561 a 5,000 Sm3	5,000		0.0173		86.5
16		da 5,001 Sm3 a 80,000 Sm3			0.0120		
17		da 80,001 Sm3 a 200,000 Sm3			0.0042		
18		da 200,001 Sm3 a 1,000,000 Sm3			0		
19		oltre 1,000,001 Sm3			0		
20	GS		5,000		0		0.0
21	RE		5,000		0.008924		44.6
22	RS		5,000		0.002597		13.0
23	QTi		5,000		0.0346	0.898437	173.0
24	QS		5,000		0.0072	0.185896	35.8
totale senza imposte							2,724.4
1	ACCISA	fino a 120 Sm3			0.044		
2		da 121 a 480 Sm3			0.175		
3		da 481 a 1,560 Sm3			0.175		
4		oltre 1,561 Sm3	5,000		0.186		930.0
5	ADDIZIONALE REGIONALE	fino a 120 Sm3			0.022		
6		da 121 a 480 Sm3			0.0309874		
7		da 481 a 1,560 Sm3			0.0309874		
8		oltre 1,561 Sm3	5,000		0.0309874		154.9
imponibile							3,809.4
1	IVA	fino a 120 Sm3	10 %				
2		da 121 a 480 Sm3	10 %				
3		da 481 a 1,560 Sm3	21 %				
4		oltre 1,561 Sm3	21 %				800.0
TOTALE							4,609.4

4.3.4 Passaggio di accisa sul combustibile per generazione elettrica

Solo ad una parte del combustibile utilizzato dal cogeneratore si applica l'accisa per la produzione di energia elettrica, la rimanente quantità è invece soggetta all'accisa del prodotto sostituito.

Per l'individuazione dei quantitativi di combustibile soggetti all'accisa per la produzione di energia elettrica il DL 2 marzo 2012, n. 16 all'articolo 3 bis (Accisa sul carburante utilizzato nella produzione combinata di energia elettrica e calore) comma 2, stabilisce che **dal 1 gennaio al 31 dicembre 2012** continuano ad applicarsi i coefficienti individuati dall'Autorità per l'energia elettrica e il gas con deliberazione n.16/98 dell'11 marzo 1998 **ridotti nella misura del 12 %**.

La nota n° 62488 del 31/5/12 dell'Agenzia delle Dogane riepiloga i consumi specifici medi indicati (Olio combustibile ATZ, gas naturale, carbone) dalla predetta deliberazione n.16/98 nonché i consumi specifici degli altri combustibili determinati per equivalenza (gasolio, GPL) e quelli che, alla luce della intervenuta disposizione legislativa, si applicano fino al 31 dicembre del 2012 (vedi tabella 1).

Tab.1 Nota n° 62488 del 31/5/12 dell'Agenzia delle Dogane - Consumo specifico medio per l'energia prodotta con l'impiego di combustibili fossili

COMBUSTIBILE	PCI medio [kcal/kg]	Unità di misura	Consumi specifici medi deliberazione n.16/98 dell'AEEG		Consumi specifici medi aggiornati come da comma 2 art. 3-bis DL 2 marzo 2012, n. 16	
			Altri produttori	ENEL	Altri produttori	ENEL
Olio combustibile ATZ	9800	kg/kWh _{el}	0.221	0.217	0.194	0.191
Gas naturale	9200	m ³ /kWh _{el}	0.250		0.220	
Carbone	7400	kg/kWh _{el}	0.355	0.345	0.312	0.304
Gasolio	10200	kg/kWh _{el}	0.212	0.208	0.186	0.183
GPL	11000	kg/kWh _{el}	0.197	0.193	0.173	0.170

La Legge n. 228 del 24 dicembre 2012 (Legge di stabilità 2013) **proroga al 30 giugno 2013** il termine di scadenza dell'Articolo 3-bis, comma 2, del DL 2 marzo 2012, n. 16.

La parte del combustibile utilizzato per la generazione elettrica $FUEL_{GE}$ è determinata tramite l'espressione (1).

$$FUEL_{GE} = E_{CHP} * coeff_{consumo\ specifico} \quad (1)$$

dove:

E_{CHP} è l'energia elettrica prodotta dall'unità CHP;

$coeff_{consumo\ specifico}$ è il consumo specifico medio riportato nella tabella 1.

La quota rimanente $FUEL_{non\ GE}$ è ricavabile tramite l'espressione (2).

$$FUEL_{non\ GE} = FUEL_{tot} - FUEL_{GE} \quad (2)$$

L'accisa che si applica alla quantità individuata di combustibile per la generazione di energia elettrica è differenziata per combustibile ed è riportata in tabella 2.

Tab.2 Tabella A, punto 11, allegata al Testo Unico delle Accise

COMBUSTIBILE	ACCISA SPECIFICA
Oli vegetali non modificati chimicamente	esenzione
Gas naturale	0.0004493 €/m3
GPL	0.6817 €/1000kg
Gasolio	12.72601 €/1000l
Olio combustibile e prodotti energetici greggi, naturali	15.33154 €/1000kg
Carbone, lignite e coke (codici NC 2701, 2702 e 2704)	2.60 €/1000 kg

In caso di **autoproduzione** di energia elettrica l'accisa è ridotta al **30 %**, quale che sia il combustibile impiegato. L'accisa sul combustibile per generazione elettrica viene ricavata tramite l'espressione (3).

$$ACCISA_{FUEL,GE} = \max(0, FUEL_{GE} - FUEL_{CHP,autoconsumo}) * accisa_{spec, FUEL per GE} + \min(FUEL_{CHP,autoconsumo}, FUEL_{GE}) * 0.3 * accisa_{spec, FUEL per GE} \quad (3)$$

Per il restante volume di combustibile utilizzato è dovuta l'imposta base dell'utenza considerata (usi industriali e assimilati o civili). L'accisa sul restante combustibile è calcolabile tramite l'espressione (4).

$$ACCISA_{FUEL,non GE} = FUEL_{non GE} * accisa_{spec, FUEL per usi civili} \quad (4)$$

Si riporta nel seguito un esempio di calcolo valido per impianto cogenerativo nel settore residenziale.

Tipo di combustibile:		
gas naturale		
Energia elettrica prodotta dal CHP	4000	[kWh _{el} /anno]
Combustibile	1390	[m ³ /anno]
di cui combustibile CHP per produzione di energia elettrica autoconsumata	920	[m ³ /anno]
Accisa specifica sul combustibile per la generazione elettrica	0.0004493	[€/m³]
Accisa specifica sul combustibile per usi civili	0.1750000	[€/m³]
Consumo specifico (Nota n° 62488 del 31/5/12)	0.220	[m³/kWh_{el}]
Combustibile a cui si applica l'accisa per la generazione elettrica	880	[m ³]
Combustibile a cui si applica l'accisa per usi civili	510	[m ³]
Accisa sul combustibile per la generazione elettrica	0.12	[€]
Accisa su combustibile per usi civili	89.19	[€]
Accisa TOTALE su combustibile	89.31	[€]

Viene quindi ricalcolato il prezzo del combustibile.

4.3.5 Passaggio di Iva sul combustibile per generazione elettrica

Solo ad una parte del combustibile utilizzato dal cogeneratore si applica l'Iva per la produzione di energia elettrica, la rimanente quantità è invece soggetta all'Iva del prodotto sostituito.

Per l'individuazione dei quantitativi di combustibile soggetti all'Iva per la produzione di energia elettrica, il DL 2 marzo 2012, n. 16 all'articolo 3 bis (Accisa sul carburante utilizzato nella produzione combinata di energia elettrica e calore) comma 2, stabilisce che **dal 1 gennaio al 31 dicembre 2012** continuano ad applicarsi i coefficienti individuati dall'Autorità per l'energia elettrica e il gas con deliberazione n.16/98 dell'11 marzo 1998 **ridotti nella misura del 12 %**.

La nota n° 62488 del 31/5/12 dell'Agenzia delle Dogane riassume i consumi specifici medi indicati (Olio combustibile ATZ, gas naturale, carbone) dalla predetta deliberazione n.16/98 nonché i consumi specifici degli altri combustibili determinati per equivalenza (gasolio, GPL) e quelli che, alla luce della intervenuta disposizione legislativa, si applicano fino al 31 dicembre del 2012 (vedi tabella 1).

Tab.1 Nota n° 62488 del 31/5/12 dell'Agenzia delle Dogane - Consumo specifico medio per l'energia prodotta con l'impiego di combustibili fossili

COMBUSTIBILE	PCI medio [kcal/kg]	Unità di misura	Consumi specifici medi deliberazione n.16/98 dell'AEEG		Consumi specifici medi aggiornati come da comma 2 art. 3-bis DL 2 marzo 2012, n. 16	
			Altri produttori	ENEL	Altri produttori	ENEL
Olio combustibile ATZ	9800	kg/kWh _{el}	0.221	0.217	0.194	0.191
Gas naturale	9200	m ³ /kWh _{el}	0.250		0.220	
Carbone	7400	kg/kWh _{el}	0.355	0.345	0.312	0.304
Gasolio	10200	kg/kWh _{el}	0.212	0.208	0.186	0.183
GPL	11000	kg/kWh _{el}	0.197	0.193	0.173	0.170

La Legge n. 228 del 24 dicembre 2012 (Legge di stabilità 2013) **proroga al 30 giugno 2013** il termine di scadenza dell'Articolo 3-bis, comma 2, del DL 2 marzo 2012, n. 16.

La parte del combustibile utilizzato per la generazione elettrica $FUEL_{GE}$ è determinata tramite l'espressione (1).

$$FUEL_{GE} = E_{CHP} * coeff_{consumo\ specifico} \quad (1)$$

dove:

E_{CHP} è l'energia elettrica prodotta dall'unità CHP;

$coeff_{consumo\ specifico}$ è il consumo specifico medio riportato nella tabella 1.

La quota rimanente $FUEL_{non\ GE}$ è ricavabile tramite l'espressione (2).

$$FUEL_{non\ GE} = FUEL_{tot} - FUEL_{GE} \quad (2)$$

L'Iva che si applica alla quantità individuata di combustibile per la produzione di energia elettrica è del **10 %** (DPR 633/72, parte III, tabella A, comma 103, come modificato da Legge 250/03, articolo 2, comma 40), come indicato tramite l'equazione (3).

$$IVA_{FUEL,GE} = 0.1 * \left(\frac{FUEL_{GE}}{FUEL_{tot}} * p_{FUEL\ senza\ Iva} \right) \quad (3)$$

Per il restante volume di combustibile utilizzato si applica l'Iva dell'utenza considerata (usi industriali e assimilati o civili), come espresso dall'equazione (4).

$$IVA_{FUEL,non\ GE} = IVA_{FUEL} * \left(\frac{FUEL_{non\ GE}}{FUEL_{tot}} * p_{FUEL\ senza\ Iva} \right) \quad (4)$$

Si riporta nel seguito un esempio di calcolo valido per impianto cogenerativo nel settore residenziale.

Tipo di combustibile:		
gas naturale		
Energia elettrica prodotta CHP	4000	[kWh _{el} /anno]
Combustibile	1390	[m ³ /anno]
Iva sul combustibile per la generazione elettrica	10	[%]
Iva sul combustibile per usi civili	fino a 120 Sm³	10 [%]
	da 121 a 480 Sm³	10 [%]
	da 481 a 1,560 Sm³	21 [%]
	oltre 1,561 Sm³	21 [%]
Consumo specifico (Nota n° 62488 del 31/5/12)	0.220	[m³/kWh_{el}]
Combustibile a cui si applica l'Iva per la generazione elettrica	880	[m ³]
Combustibile a cui si applica l'Iva per usi civili	510	[m ³]
Imponibile per combustibile per la generazione elettrica	697.34	[€]
Imponibile per combustibile per usi civili	404.14	[€]
Iva sul combustibile per la generazione elettrica	69.73	[€]
Iva sul combustibile per usi civili	84.87	[€]
Iva TOTALE su combustibile	154.60	[€]

Viene quindi ricalcolato il prezzo del combustibile.

4.3.6 Qualifica CAR (Cogenerazione ad Alto Rendimento)

Il DM 5 settembre 2011 stabilisce che le unità di cogenerazione entrate in esercizio a decorrere dal 1° gennaio 2011 sono considerate CAR (Cogenerazione ad Alto Rendimento) se rispondono ai criteri indicati nel DM 4 agosto 2011.

Il decreto legislativo n.20/2007, in conformità alla direttiva europea 2004/8/CE, qualifica l'unità di cogenerazione sulla base del rendimento complessivo ($\eta_{globale}$) imponendo che vengano soddisfatte le condizioni riportate in tabella 1.

Tab.1 Rendimento complessivo

Tipo di unità	$\eta_{globale} \geq 0.75$	$\eta_{globale} \geq 0.80$
	Turbina a vapore a contropressione	Turbina a gas a ciclo combinato con recupero di calore
	Turbina a gas con recupero di calore	Turbina a condensazione con estrazione di vapore*
	Motore a combustione interna	
	Microturbine	
	Motori Stirling	
	Pile a combustibile	

Dove il rendimento globale dell'unità CHP è dato dall'equazione (1), cioè dal rapporto tra la somma dell'energia termica utile (H_{CHP}) e dell'energia elettrica prodotta (E), e l'energia introdotta con il combustibile (F):

$$\eta_{globale} = \frac{E + H_{CHP}}{F} \quad (1)$$

Gli impianti che soddisfano le condizioni espresse nella tabella 1 sono considerati impianti di Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR) e tutta l'energia elettrica prodotta è considerata in regime di cogenerazione (eq. (2)).

$$E_{CHP} = E \quad (2)$$

Qualora le condizioni descritte nella tabella 1 non siano rispettate si assume che parte dell'energia elettrica non sia prodotta in regime di cogenerazione ed **entra in gioco la macchina virtuale** sinteticamente illustrata nella figura 1, dove una stessa unità fisica è scomposta in due macchine: l'una cogenerativa (parte CHP) e l'altra non cogenerativa (parte non CHP).

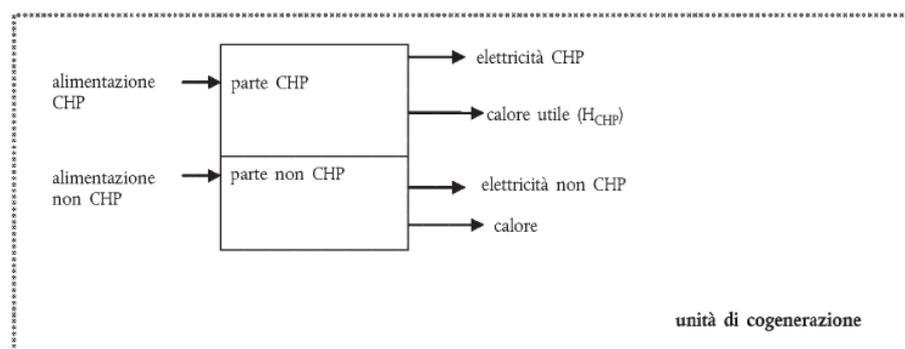


Fig.1 Parte CHP e parte non CHP

La macchina virtuale in sostanza è quella macchina che, dato il calore utile, ha una potenza elettrica e quindi una produzione di energia tale da soddisfare le condizioni della tabella 1 per le varie tipologie di impianti elencatevi.

L'energia elettrica prodotta in cogenerazione può essere ricavata utilizzando la formula (3).

$$E_{CHP} = C_{eff} * H_{CHP} \quad (3)$$

dove:

H_{CHP} è l'energia termica utile;

C_{eff} è il rapporto tra energia elettrica prodotta in cogenerazione e l'energia termica utile;

E_{CHP} è l'energia elettrica cogenerativa prodotta dalla macchina virtuale associata all'energia termica utile H_{CHP} .

Si sottolinea che i valori di **C riportati nell'allegato II della Direttiva 2004/8 CE** per le varie tipologie di unità di cogenerazione costituiscono solo un riferimento statistico, ma **non hanno alcun valore ai fini del calcolo della quantità di energia prodotta in regime CAR** e quindi suscettibile dei benefici economici previsti nel DM 5/09/2011. Nel caso l'unità cogenerativa non soddisfi il vincolo indicato nella tabella 1, C_{eff} è calcolato utilizzando la relazione (4).

$$C_{eff} = \frac{\eta_{non\ CHP\ E}}{(\bar{\eta}_{globale} - \eta_{non\ CHP,E})} \quad (4)$$

dove:

$\bar{\eta}_{globale}$ è posto pari al valore di soglia per la tipologia di unità di cogenerazione (0.75 oppure 0.80);

$\eta_{non\ CHP,E}$ è il rendimento elettrico dell'unità, calcolato tramite l'equazione (4).

$$\eta_{non\ CHP,E} = \frac{E}{F} \quad (4)$$

dove:

E è l'energia elettrica prodotta globalmente dall'unità di cogenerazione;

F è l'energia globalmente immessa nell'unità di cogenerazione.

Utilizzando la formula (3) si ricava quindi l'energia elettrica della *macchina virtuale* in regime di cogenerazione (E_{CHP}).

Una volta definito il valore di E_{CHP} si ricavano le altre grandezze che definiscono la *macchina virtuale*.

Tramite la formula (5) viene ricavata l'energia elettrica non cogenerativa prodotta dalla parte di sistema che non partecipa al processo di cogenerazione $E_{non\ CHP}$.

$$E_{non\ CHP} = E - E_{CHP} \quad (5)$$

Tramite la formula (6) viene ricavata l'energia immessa nella parte di sistema che non partecipa al processo di cogenerazione $F_{non\ CHP}$.

$$F_{non\ CHP} = \frac{E_{non\ CHP}}{\eta_{non\ CHP,E}} \quad (6)$$

Tramite la formula (7) viene ricavata l'energia immessa nel sistema che partecipa al processo di cogenerazione F_{CHP} .

$$F_{CHP} = F - F_{non\ CHP} \quad (7)$$

Fatte salve le condizioni elencate nella tabella 1, le unità di cogenerazione per ottenere la qualifica di CAR devono applicare la formula (8) per la determinazione del PES (Primary Energy Saving).

$$PES = 1 - \left(\frac{F_{CHP}}{\frac{E_{CHP}}{\eta_{el,rif}} + \frac{H_{CHP}}{\eta_{th,rif}}} \right) \quad (8)$$

e soddisfare le condizioni riportate in tabella 2.

Tab.2

Taglia unità	PES
>1 MWe	≥ 10 %
Unità di piccola cogenerazione (>50 kWe ≤ 1MWe)	> 0
Unità di micro cogenerazione (≤ 50 kWe)	> 0

dove:

$\eta_{el,rif}$ è il valore di riferimento per la **produzione separata di energia elettrica** (tabella 3) secondo i parametri indicati nell'allegato IV del DM 5 settembre 2011**. Il valore di riferimento deve essere corretto in funzione della temperatura ambiente media del sito di installazione, della tensione di rete e del rapporto tra energia auto consumata ed immessa in rete secondo le direttive indicate negli allegati VI e VII DM 5 settembre 2011**;

$\eta_{th,rif}$ è il valore di rendimento per la **produzione separata di calore** (tabella 4) secondo i parametri indicati nell'allegato V del DM 5 settembre 2011**.

***Nota:** La procedura di calcolo per il dimensionamento della macchina virtuale è assolutamente identica sia per unità di cogenerazione con il limite del 75 % che per le unità di cogenerazione con il limite dell'80 %. Tuttavia in presenza di una turbina a vapore con estrazione e condensazione, che caratterizza la quasi totalità degli impianti ricadenti nel limite dell'80 %, è richiesta una maggiore e diversa attenzione nella definizione del rendimento della macchina (parametro β). La taglia di impianti cogenerativi con turbina a vapore con estrazione e condensazione è però solitamente maggiore di 1 MW_{el}. Per tanto, per lo studio in esame **non verranno considerati impianti cogenerativi con turbina a condensazione con estrazione di vapore.**

****Nota:** Gli Allegati del DM 5 settembre 2011 sono gli stessi riportati nel DM 4 Agosto 2011 con pari numerazione.

Tab.3 Allegato IV del D.M. 5 Settembre 2011 - Valori di riferimento armonizzati per la produzione separata di elettricità

		%										
Anno di costruzione: Tipo di combustibile		1996 e antece- denti	1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006- 2011
Solido	Carbone fossile/coke	39,7	40,5	41,2	41,8	42,3	42,7	43,1	43,5	43,8	44,0	44,2
	Lignite/mattonelle di lignite	37,3	38,1	38,8	39,4	39,9	40,3	40,7	41,1	41,4	41,6	41,8
	Torba/mattonelle di torba	36,5	36,9	37,2	37,5	37,8	38,1	38,4	38,6	38,8	38,9	39,0
	Combustibili a base di legno	25,0	26,3	27,5	28,5	29,6	30,4	31,1	31,7	32,2	32,6	33,0
	Biomasse di origine agricola	20,0	21,0	21,6	22,1	22,6	23,1	23,5	24,0	24,4	24,7	25,0
	Rifiuti (urbani) biodegradabili	20,0	21,0	21,6	22,1	22,6	23,1	23,5	24,0	24,4	24,7	25,0
	Rifiuti (urbani e industriali) non rinnovabili	20,0	21,0	21,6	22,1	22,6	23,1	23,5	24,0	24,4	24,7	25,0
	Scisti bituminosi	38,9	38,9	38,9	38,9	38,9	38,9	38,9	38,9	38,9	38,9	38,9
Liquido	Petrolio (gasolio + olio combustibile resi- duo), GPL	39,7	40,5	41,2	41,8	42,3	42,7	43,1	43,5	43,8	44,0	44,2
	Biocarburanti	39,7	40,5	41,2	41,8	42,3	42,7	43,1	43,5	43,8	44,0	44,2
	Rifiuti biodegradabili	20,0	21,0	21,6	22,1	22,6	23,1	23,5	24,0	24,4	24,7	25,0
	Rifiuti non rinnovabili	20,0	21,0	21,6	22,1	22,6	23,1	23,5	24,0	24,4	24,7	25,0
Gassoso	Gas naturale	50,0	50,4	50,8	51,1	51,4	51,7	51,9	52,1	52,3	52,4	52,5
	Gas di raffineria/idrogeno	39,7	40,5	41,2	41,8	42,3	42,7	43,1	43,5	43,8	44,0	44,2
	Biogas	36,7	37,5	38,3	39,0	39,6	40,1	40,6	41,0	41,4	41,7	42,0
	Gas di cokeria, gas di altoforno, altri rifiuti gassosi, calore residuo recuperato	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35

Tab.4 Allegato V del D.M. 5 Settembre 2011 - Valori di riferimento armonizzati per la produzione separata di calore

		%	
Tipo di combustibile		Vapore (*) /acqua calda	Utilizzo diretto dei gas di scarico (†)
Solido	Carbone fossile/coke	88	80
	Lignite/mattonelle di lignite	86	78
	Torba/mattonelle di torba	86	78
	Combustibili a base di legno	86	78
	Biomasse di origine agricola	80	72
	Rifiuti (urbani) biodegradabili	80	72
	Rifiuti (urbani e industriali) non rinnovabili	80	72
	Scisti bituminosi	86	78
Liquido	Petrolio (gasolio + olio combustibile residuo), GPL	89	81
	Biocarburanti	89	81
	Rifiuti biodegradabili	80	72
	Rifiuti non rinnovabili	80	72
Gassoso	Gas naturale	90	82
	Gas di raffineria/idrogeno	89	81
	Biogas	70	62
	Gas di cokeria, gas di altoforno + altri rifiuti gassosi	80	72

(*) È necessario diminuire il rendimento di 5 punti percentuali assoluti nel caso in cui gli Stati membri che applicano l'articolo 12, paragrafo 2, della direttiva 2004/8/CE tengano conto del riflusso della condensa nel calcolo del rendimento di un'unità di cogenerazione.
(†) Devono essere utilizzati i valori che si applicano al calore diretto se la temperatura è pari o superiore a 250° C.

I valori di rendimento di cui all'Allegato IV, devono essere corretti in funzione della temperatura media annuale della zona climatica in cui è installata l'unità di cogenerazione, secondo quanto indicato nella tabella 5.

Tab.5 Allegato VI del D.M. 5 Settembre 2011

Zona climatica	Temperatura media [°C]	Fattore di correzione in punti percentuali
ZONA A: Valle d'Aosta; Trentino alto-Adige; Piemonte: Friuli-Venezia Giulia; Lombardia; Veneto; Abruzzo; Emilia-Romagna; Liguria; Umbria; Marche; Molise; Toscana	11,315	+0,369
ZONA B: Lazio; Campania; Basilicata; Puglia; Calabria; Sardegna; Sicilia	16,043	-0,104

Il coefficiente p è calcolato come media ponderata utilizzando l'espressione (9) ed i relativi fattori di correzione contenuti in tabella 6.

$$p = \frac{p_{immessa} * E_{eCHP,immessa} + p_{consumata\ in\ loco} * E_{eCHP,consumata\ in\ loco}}{E_{eCHP,immessa} + E_{eCHP,consumata\ in\ loco}} \quad (9)$$

Tab.6 Allegato VII del D.M. 5 Settembre 2011 - Fattori p di correzione legati alle perdite evitate sulla rete

Tensione:	Per l'elettricità esportata verso la rete	Per l'elettricità consumata in loco
> 200 kV	1	0,985
100-200 kV	0,985	0,965
50-100 kV	0,965	0,945
0,4-50 kV	0,945	0,925
< 0,4 kV	0,925	0,860

4.3.7 Certificati bianchi

I certificati bianchi, anche noti come **"Titoli di Efficienza Energetica" (TEE)**, sono titoli negoziabili che certificano il conseguimento di risparmi energetici negli usi finali di energia attraverso interventi e progetti di incremento di efficienza energetica.

Il sistema dei certificati bianchi è stato introdotto nella legislazione italiana dai DM del 20 luglio 2004 e s.m.i. e prevede che i distributori di energia elettrica e di gas naturale raggiungano annualmente determinati obiettivi quantitativi di risparmio di energia primaria, espressi in Tonnellate Equivalenti di Petrolio risparmiate (TEP).

Un certificato equivale al risparmio di una tonnellata equivalente di petrolio (TEP).

Le aziende distributrici di energia elettrica e gas possono assolvere al proprio obbligo realizzando progetti di efficienza energetica che diano diritto ai certificati bianchi oppure acquistando i TEE da altri soggetti sul mercato dei Titoli di Efficienza Energetica organizzato dal GME.

Nota: La normativa regolante la presente forma incentivante definisce le forme di incompatibilità tra la fruizione della stessa e degli incentivi in conto capitale.

Le unità di Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR) possono accedere al sistema dei certificati bianchi secondo le condizioni e le procedure stabilite dal DM 5 settembre 2011.

In base all'articolo 4 del DM 5 settembre 2011 le unità di Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR) hanno diritto, per ciascun anno solare in cui soddisfano i requisiti CAR, al rilascio di certificati bianchi, in numero commisurato al risparmio di energia primaria calcolato tramite l'equazione (1).

$$RISP = \frac{E_{CHP}}{\eta_{e,RIF}} + \frac{H_{CHP}}{\eta_{t,RIF}} - F_{CHP} \quad (1)$$

dove:

$RISP$ è il risparmio di energia primaria, espresso in MWh, realizzato dall'unità di cogenerazione;

E_{CHP} è l'energia elettrica, espressa in MWh, prodotta dall'unità di cogenerazione durante l'anno considerato;

H_{CHP} è l'energia termica utile, espressa in MWh, prodotta dall'unità di cogenerazione durante l'anno considerato;

$\eta_{e,RIF}$ è il rendimento medio convenzionale del parco di produzione elettrica italiano, assunto pari a 0,46, corretto in funzione della tensione di allacciamento, della quantità di energia autoconsumata e della quantità di energia immessa in rete secondo le modalità di calcolo riportate nell'allegato 7 del DM 4 agosto 2011 (la percentuale di energia elettrica autoconsumata da tenere in conto è quella riferita alla produzione totale in regime CAR);

$\eta_{t,RIF}$ è il rendimento medio convenzionale del parco di produzione termico italiano, assunto pari a 0,82 nel caso di utilizzo diretto dei gas di scarico oppure 0,90 nel caso di produzione di vapore/acqua calda;

F_{CHP} è l'energia, espressa in MWh, del combustibile utilizzato dall'unità di cogenerazione durante l'anno considerato.

Le grandezze E_{CHP} , H_{CHP} , F_{CHP} sono calcolate secondo le modalità indicate nel DM 4 agosto 2011.

L'operatore la cui unità di cogenerazione sia riconosciuta come CAR in un dato anno, ha diritto ad un numero di certificati bianchi (TEE) quantificabile tramite l'espressione (2).

$$TEE = (RISP * 0.086) * K \quad (2)$$

dove:

$(RISP * 0.086)$ è il risparmio di energia primaria espresso in TEP;

K è un coefficiente di armonizzazione, posto pari a :

1.4 per le quote di potenza fino ad 1 MW_{el}

1.3 per le quote di potenza superiore ad 1 MW_{el} e fino a 10 MW_{el}

1.2 per le quote di potenza superiore a 10 MW_{el} e fino a 80 MW_{el}

1.1 per le quote di potenza superiore ad 80 MW_{el} e fino a 100 MW_{el}

1 per le quote di potenza superiore ad 100 MW_{el}.

I certificati bianchi riconosciuti ai sensi dell'articolo 4 del DM 5 settembre 2011 sono ascrivibili al II tipo, attestanti il conseguimento di risparmi di energia primaria attraverso interventi per la riduzione dei consumi di gas naturale, così come definito dal DM 20 luglio 2004. In tabella 1 è riportato il valore dei Titoli di Efficienza Energetica relativi al II semestre 2012.

Tab.1 GME – Rapporto mercato organizzato II semestre 2012

TEE	Tipo I	Tipo II	Tipo III
Prezzo medio [€/TEE]	96.53	95.38	95.70

L'incentivo annuale, espresso in €, riconosciuto per i certificati bianchi è ricavabile tramite l'espressione (3).

$$I_{TEE,a} = TEE * TEE_{TipoII} \quad (3)$$

I certificati bianchi sono riconosciuti per un periodo di:

- a) **dieci anni solari** per unità cogenerative, a decorrere dal 1° gennaio dell'anno successivo alla data di entrata in esercizio dell'unità di cogenerazione;
- b) **quindici anni solari** per unità di cogenerazione abbinate a reti di teleriscaldamento, dove l'intervento comprenda anche la rete, a decorrere dal 1° gennaio dell'anno successivo alla data di entrata in esercizio dell'unità di cogenerazione.

4.3.8 Quinto Conto Energia

Il DM 5 luglio 2012, pubblicato sulla Gazzetta Ufficiale n. 159 del 10 luglio 2012, cosiddetto Quinto Conto Energia, ridefinisce le modalità di **incentivazione per la produzione di energia elettrica da fonte fotovoltaica**.

Le modalità di incentivazione previste dal Quinto Conto Energia si applicano **a partire dal 27 agosto 2012**. Le tariffe incentivanti previste dal Quinto Conto Energia sono **alternative** rispetto ai meccanismi dello scambio sul posto, del ritiro dedicato e della cessione dell'energia al mercato (per i soli impianti di potenza fino a 1 MW).

Nota: La normativa regolante la presente forma incentivante definisce le forme di incompatibilità tra la fruizione della stessa e degli incentivi in conto capitale.

Possono beneficiare delle tariffe incentivanti per gli impianti fotovoltaici previste dal DM 5 luglio 2012 le persone fisiche, le persone giuridiche, i soggetti pubblici e i condomini di unità immobiliari ovvero di edifici. Gli interventi ammessi per richiedere le tariffe incentivanti sono quelli di nuova costruzione, rifacimento totale o potenziamento, così come definiti dal Decreto.

Le tariffe incentivanti del Quinto Conto Energia sono riconosciute alle seguenti tipologie tecnologiche:

1. impianti fotovoltaici, suddivisi per tipologie installative (art.7 DM 5 luglio 2012);
2. impianti fotovoltaici integrati con caratteristiche innovative (art.8 DM 5 luglio 2012);
3. impianti fotovoltaici a concentrazione (art.9 DM 5 luglio 2012).

Il DM 5 luglio 2012 classifica gli impianti fotovoltaici (tipologia tecnologia di cui al punto 1.) prevedendo la distinzione tariffaria tra due tipologie di installazione:

- 1a. gli impianti fotovoltaici "sugli edifici", installati in conformità alle modalità di posizionamento indicate nell'Allegato 2 del DM 5 luglio 2012;
- 1b. gli "altri impianti fotovoltaici", ovvero tutti gli impianti fotovoltaici che non ricadono nella precedente tipologia, inclusi gli impianti a terra.

Il Quinto Conto Energia remunera a differenza dei precedenti meccanismi di incentivazione, con una **tariffa omnicomprensiva** la quota di **energia netta immessa** in rete dall'impianto e, con una **tariffa premio**, la quota di **energia netta consumata in sito**.

Nota: Verranno prese in considerazione installazioni **fino a 1 MW** di potenza.

Il GSE con il Quinto Conto Energia eroga:

- A. sulla quota di produzione netta **immessa in rete**, per gli impianti di potenza nominale fino a 1 MW, una tariffa omnicomprensiva, determinata sulla base della potenza e della tipologia dell'impianto e individuata, rispettivamente, per gli impianti fotovoltaici, per gli impianti integrati con caratteristiche innovative e per gli impianti fotovoltaici a concentrazione;
- B. sulla quota di produzione netta **consumata in sito**, è attribuita una tariffa premio.

La tariffa spettante è quella vigente alla data di entrata in esercizio dell'impianto e, a partire da tale data, è riconosciuta per un periodo di **20 anni**, e rimane costante in moneta corrente per tutto il periodo dell'incentivazione.

Possono beneficiare delle tariffe incentivanti di cui all'Allegato 5 del DM 5 luglio 2012, gli **impianti fotovoltaici** i cui soggetti responsabili sono: persone fisiche, le persone giuridiche, i soggetti pubblici e i condomini di unità immobiliari ovvero di edifici. In tabella 1 sono riportate le tariffe relative al II semestre di applicazione del V Conto Energia, per impianti sugli edifici e per tutte le altre tipologie di installazione.

Tab.1 Allegato 5 del DM 5 luglio 2012 - Tariffe per gli impianti che entrano in esercizio nel II semestre di applicazione del V Conto Energia

Intervallo di potenza [kW]	IMPIANTI SUGLI EDIFICI		ALTRI IMPIANTI FOTOVOLTAICI	
	Tariffa omnicomprensiva [€/MWh]	Tariffa premio sull'energia consumata in sito [€/MWh]	Tariffa omnicomprensiva [€/MWh]	Tariffa premio sull'energia consumata in sito [€/MWh]
1 ≤ P ≤ 3	182	100	176	94
3 < P ≤ 20	171	89	165	83
20 < P ≤ 200	157	75	151	69
200 < P ≤ 1000	130	48	124	42

Si riporta nel seguito un esempio valido per impianto installato su edificio con potenza di picco 5 kW:

IMPIANTI SUGLI EDIFICI		
Il semestre di applicazione del V Conto Energia		
Potenza installata	5	[kW _p]
Energia prodotta da PV	5,000	[kWh/anno]
di cui energia immessa	2,000	[kWh/anno]
di cui energia consumata in sito	3,000	[kWh/anno]
Incentivo ANNUALE	609.0	[€/anno]

Possono beneficiare delle tariffe incentivanti di cui all'Allegato 6 del DM 5 luglio 2012, gli **impianti fotovoltaici con caratteristiche innovative** i cui soggetti responsabili sono: persone fisiche, le persone giuridiche, i soggetti pubblici e i condomini di unità immobiliari ovvero di edifici. In tabella 2 sono riportate le tariffe relative al II semestre di applicazione del V Conto Energia.

Tab.2 Allegato 6 del DM 5 luglio 2012 - Tariffe per gli impianti che entrano in esercizio nel II semestre di applicazione del V Conto Energia

Intervallo di potenza [kW]	Tariffa omnicomprensiva [€/MWh]	Tariffa premio sull'energia consumata in sito [€/MWh]
$1 \leq P \leq 20$	242	160
$20 < P \leq 200$	231	149
$200 < P \leq 1000$	217	135

Possono beneficiare delle tariffe incentivanti di cui all'Allegato 7 del DM 5 luglio 2012, gli **impianti fotovoltaici a concentrazione** i cui soggetti responsabili sono: persone giuridiche, i soggetti pubblici. In tabella 3 sono riportate le tariffe relative al II semestre di applicazione del V Conto Energia.

Tab.3 Allegato 7 del DM 5 luglio 2012 - Tariffe per gli impianti che entrano in esercizio nel II semestre di applicazione del V Conto Energia

Intervallo di potenza [kW]	Tariffa omnicomprensiva [€/MWh]	Tariffa premio sull'energia consumata in sito [€/MWh]
$1 \leq P \leq 200$	215	133
$200 < P \leq 1000$	201	119

Nota: Nel caso si disponga sia di impianto fotovoltaico che di impianto cogenerativo risulta necessario attribuire una priorità di immissione in rete dell'energia elettrica prodotta dalle due tipologie di impianto e non contestualmente autoconsumata. In altre parole, si tratta di valutare a quale tipologia di impianto sia economicamente vantaggioso attribuire l'energia elettrica immessa in rete.

Si consideri ad esempio una produzione di energia elettrica di 10 kWh/h, di cui 5 kWh/h da impianto fotovoltaico (di potenza nominale elettrica inferiore a 1 MW) e 5 kWh/h da impianto cogenerativo, e una richiesta di energia elettrica di 7 kWh/h. Si presentano quindi due possibilità:

- A. autoconsumare per intero l'energia elettrica prodotta dall'impianto cogenerativo (5 kWh/h), autoconsumare 2 kWh/h (a cui si applica la tariffa premio per l'energia consumata in sito) dei 5 kWh/h prodotti da impianto fotovoltaico ed immettere in rete i rimanenti 3 kWh/h (a cui si applica la tariffa omnicomprensiva);
- B. autoconsumare per intero l'energia elettrica prodotta dall'impianto fotovoltaico (5 kWh/h, a cui si applica la tariffa premio per l'energia consumata in sito), autoconsumare 2 kWh/h dei 5 kWh/h prodotti da impianto cogenerativo ed immettere in rete i rimanenti 3 kWh/h (a cui alternativamente o si applicano i prezzi medi zonali orari nel caso si acceda al meccanismo del

ritiro dedicato, o concorrono alla determinazione del contributo in conto scambio nel caso si acceda al meccanismo dello scambio sul posto).

La differenza tra la tariffa omnicomprensiva per l'energia elettrica prodotta da impianti fotovoltaici e immessa in rete, la tariffa premio per l'energia elettrica prodotta da impianti fotovoltaici e consumata in sito, i prezzi medi zonalari orari nel caso si acceda al meccanismo del ritiro dedicato e l'entità del contributo in conto scambio nel caso si acceda al meccanismo dello scambio sul posto **favorisce l'autoconsumo dell'energia prodotta dall'impianto cogenerativo e l'immissione dell'energia prodotta dall'impianto fotovoltaico eccedente la richiesta (soluzione A).**

4.3.9 Ritiro dedicato

Il ritiro dedicato è una modalità semplificata a disposizione dei produttori di energia elettrica per la **vendita dell'energia elettrica immessa in rete**. Consiste nella cessione dell'energia elettrica immessa in rete al Gestore dei Servizi Energetici (GSE), che provvede a remunerarla, corrispondendo al produttore un prezzo per ogni kWh ritirato.

Il ritiro dedicato dell'energia è un meccanismo **alternativo** allo scambio sul posto e al V Conto Energia.

Nota: La normativa regolante la presente forma incentivante definisce le forme di incompatibilità tra la fruizione della stessa e degli incentivi in conto capitale.

Possono richiedere l'accesso al regime di ritiro dedicato gli impianti alimentati da fonti non rinnovabili con potenza apparente nominale inferiore a 10 MVA, impianti di potenza qualsiasi per impianti che producano energia elettrica da fonti rinnovabili.

L'energia elettrica immessa in rete dai produttori e ritirata dal GSE con il meccanismo del ritiro dedicato viene valorizzata dal GSE al **prezzo medio zonale orario**, ovvero al prezzo medio mensile per fascia oraria formatosi sul **MERCATO ELETTRICO** corrispondente alla zona di mercato in cui è connesso l'impianto. In tabella 1 è riportato un esempio di prezzi medi mensili, differenziati per zona e per fascia oraria.

Tab.1 Prezzi medi mensili per fascia oraria e zona di mercato per il mese di aprile 2013

ZONA	Prezzo medio [€/MWh]		
	F1	F2	F3
Polo di Brindisi	32.88	64.06	45.68
Zona Centro Nord	51.63	71.98	51.68
Zona Centro Sud	47.30	66.19	43.58
Polo Foggia	38.53	55.43	40.89
Zona Nord	56.97	69.80	48.98
Rosn	nd	nd	nd
Polo Priolo Gargallo	nd	nd	nd
Zona Sardegna	49.89	72.04	47.38
Zona Sicilia	59.62	101.66	58.94
Zona Sud	39.07	59.97	43.36

I produttori di piccola taglia, con impianti di **potenza nominale elettrica fino a 1 MW**, possono ricevere dal GSE una remunerazione garantita, i cosiddetti **prezzi minimi garantiti**, per i primi 2 milioni di kWh annui immessi in rete, senza pregiudicare la possibilità di ricevere di più nel caso in cui la remunerazione a prezzi orari zionali dovesse risultare più vantaggiosa. I prezzi minimi garantiti sono aggiornati annualmente dall’Autorità per l’energia elettrica e il gas (AEEG).

Dal 2012 l’AEEG i prezzi minimi garantiti sono differenziati per fonte rinnovabile utilizzata. In tabella 2 sono riportati i prezzi minimi garantiti per il solare fotovoltaico.

Tab.2 Prezzi minimi garantiti per l’anno 2013 riconosciuti per impianti fotovoltaici di potenza fino a 1 MW

FONTE	Quantità di energia elettrica ritirata su base annua [kWh]	Prezzo minimo garantito per l’anno 2013 [€/MWh]
Solare fotovoltaica	fino a 3,750 kWh	105.8
	oltre 3,750 kWh fino a 25,000 kWh	95.2
	oltre 25,000 kWh fino a 2,000,000 kWh	80.6

Nota: Nel caso si disponga sia di impianto fotovoltaico che di impianto cogenerativo risulta necessario attribuire una priorità di immissione in rete dell’energia elettrica prodotta dalle due tipologie di impianto e non contestualmente autoconsumata. In altre parole, si tratta di valutare a quale tipologia di impianto sia economicamente vantaggioso attribuire l’energia elettrica immessa in rete.

Si consideri ad esempio una produzione di energia elettrica di 10 kWh/h, di cui 5 kWh/h da impianto fotovoltaico (di potenza nominale elettrica inferiore a 1 MW) e 5 kWh/h da impianto cogenerativo, e una richiesta di energia elettrica di 7 kWh/h. Si presentano quindi due possibilità:

- A. autoconsumare per intero l’energia elettrica prodotta dall’impianto cogenerativo (5 kWh/h), autoconsumare 2 kWh/h dei 5 kWh/h prodotti da impianto fotovoltaico ed immettere in rete i rimanenti 3 kWh/h (a cui si applicano i prezzi minimi garantiti per origine fotovoltaica);
- B. autoconsumare per intero l’energia elettrica prodotta dall’impianto fotovoltaico (5 kWh/h), autoconsumare 2 kWh/h dei 5 kWh/h prodotti da impianto cogenerativo ed immettere in rete i rimanenti 3 kWh/h (a cui si applicano i prezzi medi mensili differenziati per fascia oraria e per zona di mercato).

La differenza tra i prezzi orari zionali applicati all’energia elettrica immessa (indipendente dalla tipologia di impianto che l’ha prodotta) ed i prezzi minimi garantiti applicati all’energia elettrica prodotta da impianti fotovoltaici e immessa in rete **favorisce l’autoconsumo dell’energia prodotta dall’impianto cogenerativo e l’immissione dell’energia e l’immissione dell’energia prodotta dall’impianto fotovoltaico eccedente la richiesta (soluzione A).**

Si ricorda che qualora i prezzi minimi garantiti siano inferiori ai prezzi orari zionali, all’energia elettrica immessa in rete dall’impianto fotovoltaico si applicano automaticamente i prezzi orari zionali.

4.3.10 Scambio sul posto

Il servizio di scambio sul posto, regolato **dalla Delibera ARG/elt 74/08**, è una particolare modalità di **valorizzazione dell'energia elettrica immessa in rete**. Al soggetto titolare di un impianto è consentito immettere in rete l'energia elettrica prodotta ma non direttamente autoconsumata, per poi prelevarla in un momento differente da quello in cui avviene la produzione, ottenendo una compensazione tra il valore economico associabile all'energia elettrica prodotta e immessa in rete e il valore economico associabile all'energia elettrica prelevata e consumata in un periodo differente da quello in cui avviene la produzione, utilizzando quindi il sistema elettrico quale strumento per l'immagazzinamento virtuale dell'energia elettrica prodotta, ma non contestualmente autoconsumata.

Il servizio di scambio sul posto rappresenta, dunque, un fattore equalizzatore della domanda e dell'offerta energetica del singolo utente, nonché l'incentivazione allo sviluppo della piccola e della microgenerazione (con particolare riferimento alle fonti rinnovabili e alla cogenerazione ad alto rendimento) e al perseguimento di un'autosufficienza energetica da parte dei singoli clienti finali.

Il GSE, come disciplinato dalla Delibera ARG/elt 74/08, ha il ruolo di gestire le attività connesse allo scambio sul posto e di erogare il contributo in conto scambio (C_S).

Il meccanismo dello scambio sul posto è **alternativo** al meccanismo del ritiro dedicato e al V Conto Energia.

Nota: La normativa regolante la presente forma incentivante definisce le forme di incompatibilità tra la fruizione della stessa e degli incentivi in conto capitale.

Possono presentare richiesta di scambio sul posto i soggetti titolari di uno o più impianti:

1. alimentati da fonti rinnovabili (FER) di potenza fino a 20 kW;
2. alimentati da fonti rinnovabili (FER) di potenza **fino a 200 kW** (se entrati in esercizio dopo il 31 dicembre 2007);
3. di cogenerazione ad alto rendimento (CAR) di potenza **fino a 200 kW**.

Condizione essenziale per l'erogazione del servizio di scambio sul posto è la presenza di impianti per il consumo e per la produzione di energia elettrica sottesi ad un **unico punto di connessione** con la rete elettrica con obbligo di connessione di terzi.

Ai fini dell'erogazione del servizio di scambio sul posto, il punto di prelievo e il punto di immissione possono non coincidere nel caso in cui gli impianti siano alimentati da fonti rinnovabili e l'utente dello scambio sia:

- a. un Comune con popolazione fino a 20,000 residenti, ovvero un soggetto terzo mandatario del medesimo Comune, ferma restando la proprietà degli impianti in capo al Comune;
- b. il Ministero della Difesa, ovvero un soggetto terzo mandatario del medesimo Ministero.

Gli elementi necessari per il calcolo del contributo erogato dal GSE sono:

1. le misure dell'energia elettrica immessa e prelevata;
2. la tipologia di cliente finale;
3. l'onere sostenuto dall'utente dello scambio, espresso in €, per l'approvvigionamento dell'energia elettrica prelevata (O_{PR}) al netto dell'Iva e delle altre imposte, inclusivo di tutte le componenti tariffarie relative ai servizi di trasmissione, distribuzione, misura, dispacciamento, A, UC ed MCT

relativo all'anno precedente e trasmesso dalle imprese di vendita al GSE. Tale onere, su base annuale solare, deve risultare evidente dalle fatture che l'impresa di vendita trasmette al proprio cliente oltre che al GSE, qualora esplicitamente richiesto.

Sulla base degli elementi sopra elencati, il GSE calcola i termini di seguito elencati:

1. Termine O_E è il valore dell'energia elettrica prelevata. E' il termine O_{PR} al netto degli oneri associati ai servizi di distribuzione, trasmissione e misura e di dispacciamento comprensivi delle relative componenti fisse, ove presenti, nonché delle componenti A , UC ed MCT . Il termine O_E è ricavato utilizzando l'espressione (1).

$$O_E = O_{PR} - T + IVA + ACCISE \quad (1)$$

L'onere O_E viene espresso in [€] al lordo dell'Iva (nel caso in cui l'USSP sia un cliente non dotato di partita Iva) e al lordo delle accise.

2. Termine C_{EI} è il prezzo di mercato dell'energia elettrica immessa [€]. Il termine C_{EI} rappresenta il ricavo derivante al GSE dalla vendita sul mercato dell'energia elettrica immessa, determinato sulla base dei **prezzi zionali orari** che si formano sul **MERCATO DEL GIORNO PRIMA (MGP)**.
3. Termine CU_S è dato dalla somma delle componenti tariffarie variabili rimborsabili [€/kWh].

Nel caso di **impianti alimentati da fonti rinnovabili (FER)** il termine CU_S è pari alla somma delle componenti variabili dei corrispettivi per i servizi di distribuzione, trasmissione e misura dell'energia elettrica prelevata, dei corrispettivi per il servizio di dispacciamento e degli oneri generali di sistema (A e UC con l'eccezione di MCT).

Nel caso di **impianti di cogenerazione ad alto rendimento (CAR)** il termine CU_S è pari alla somma delle componenti variabili dei corrispettivi per i servizi di distribuzione, trasmissione e misura dell'energia elettrica prelevata, dei corrispettivi per il servizio di dispacciamento.

Il termine CU_S non include la componente MCT perché essa è applicata ai consumi di energia elettrica, anziché ai prelievi, e pertanto non può essere restituita. Ovviamente il valore del termine CU_S dipende dalla tipologia di cliente e dalla struttura tariffaria che ad esso si applica.

4. Termine E_S è l'energia scambiata, espressa in kWh, pari alla minima tra l'energia immessa e l'energia prelevata.

L'utente dello scambio sul posto (USSP), acquista l'intera quantità di energia elettrica prelevata da un qualsiasi venditore (ivi inclusi i venditori in maggior tutela per gli aventi diritto).

Il medesimo utente sigla con il GSE la convenzione per lo scambio sul posto, sulla base della quale il GSE prende in consegna l'intera quantità di energia elettrica immessa, vendendola sul mercato (MGP).

Il GSE, nell'ambito della convenzione per lo scambio sul posto, eroga all'utente dello scambio un corrispettivo C_S che include due componenti:

- a. la prima, è finalizzata alla compensazione economica tra il valore dell'energia elettrica immessa (C_{EI} espresso in €) e il valore della parte energia dell'energia elettrica prelevata (OE espresso in €). In pratica, il GSE riconosce all'utente dello scambio il valore economico della sua energia elettrica immessa (C_{EI}) nei limiti del valore economico dell'energia elettrica prelevata al netto delle componenti "di rete" (O_E);

- b. la seconda, è finalizzata alla restituzione, da parte del GSE all'utente dello scambio, del termine CU_S (espresso in €/kWh) per la quantità di energia elettrica scambiata. E' come se, limitatamente alla quantità di energia elettrica scambiata, non fosse stata utilizzata la rete.

Mentre la compensazione economica di cui alla lettera a) deriva dalla valorizzazione dell'energia elettrica immessa in rete, la restituzione dei corrispettivi tariffari di cui alla lettera b) rappresenta il vero e proprio incentivo intrinseco nello scambio sul posto. E' come se l'energia elettrica immessa in rete e successivamente prelevata fosse stata prodotta e autoconsumata istantaneamente senza utilizzare la rete.

Il valore del termine CU_S utilizzato per il calcolo del C_S per i clienti domestici (D2 e D3) è calcolato come media dei valori $CU_{S,SCAGLIONE(i)}$ ponderata per l'energia elettrica scambiata E_S che incide su ogni singolo scaglione di consumo *i-esimo* annuo a partire dallo scaglione di consumo più elevato.

In conclusione, il **corrispettivo** C_S riconosciuto dal GSE nell'ambito dello scambio sul posto è calcolato utilizzando l'equazione (2).

$$C_S = \min(O_E, C_{EI}) + C_{US} * E_S \quad (2)$$

Nel caso in cui la valorizzazione dell'energia immessa sia superiore a quella dell'energia prelevata (cioè $C_{EI} > O_E$), tale maggiore valorizzazione costituisce un credito C_R , determinato tramite l'espressione (3), che a seconda della scelta dell'utente dello scambio sul posto può essere riportato per gli anni a seguire o può essere corrisposto dal GSE come liquidazione dell'energia elettrica eccedentaria.

$$C_R = \max(0, C_{EI} - O_E) \quad (3)$$

Nel caso in cui in unico punto di scambio risultino collegati più impianti di produzione di diversa tipologia aventi diritto al servizio di SSP (**multi-istanza**) è necessario che la potenza nominale attiva complessiva non risulti superiore a 200 kW e che tutti gli impianti collegati al medesimo punto siano nella disponibilità del soggetto controparte del contratto di acquisto riferito all'energia elettrica prelevata.

L'USSP è tenuto ad inviare al GSE il dato della misura dell'energia elettrica prodotta da ogni singola unità produttiva (UPj).

Per la determinazione del corrispettivo C_S sono riconosciuti gli oneri generali di sistema (A e UC con l'eccezione di MCT) esclusivamente per la quota parte di energia elettrica scambiata con la rete attribuibile all'immissione da impianti alimentati da fonti rinnovabili (FER).

Il calcolo del corrispettivo C_S , per la generica unità produttiva UPj , è definito *pro-quota* dell'energia elettrica annualmente prodotta, tramite l'equazione (4).

$$C_{S,UPj} = [\min(O_E, C_{EI})] * \frac{E_{prod,UPj}}{E_{prod,tot}} + \left(C_{US,UPj} * E_S * \frac{E_{prod,UPj}}{E_{prod,tot}} \right) \quad (4)$$

dove:

$E_{prod,UPj}$ è l'energia prodotta, espressa in [kWh], nell'anno solare dall'unità produttiva *j-esima*;

$E_{prod,tot}$ è l'energia prodotta, espressa in [kWh], nell'anno solare dalla totalità delle unità produttive che condividono il medesimo punto di connessione con la rete.

Si sottolinea, infine, come lo scambio sul posto non riguardi la regolazione economica dei prelievi di energia elettrica: ciò al fine di evitare di istituire un regime di “riserva” per gli utenti dello scambio sul posto, alternativo al libero mercato. In particolare lo scambio sul posto è regolato, come detto sopra, da una convenzione, sottoscritta dall’utente dello scambio e dal GSE, che sostituisce i normali adempimenti relativi all’**immissione in rete dell’energia elettrica**, ma non quelli relativi all’acquisto dell’energia elettrica prelevata che continuano ad essere regolati attraverso i normali canali del servizio di vendita, secondo le modalità previste dalla regolazione vigente, ivi incluso il servizio di vendita di maggior tutela per gli aventi diritto.

Si riportano nel seguito due esempi di calcolo:

1. In tabella 1, impianto CAR con contratto di prelievo dell’energia elettrica D3;
2. In tabella 2, impianto FER con contratto di prelievo dell’energia elettrica D3.

Tab.1 Impianto CAR con contratto di prelievo dell'energia elettrica D3 (2° TRIMESTRE 2013)

tipologia di cliente finale:					
Domestico D3 – residenti (potenza disponibile superiore a 3 kW) e non residenti					
Energia elettrica prelevata		2,700	[kWh]		
Energia elettrica immessa		2,000	[kWh]		
Energia scambiata		2,000	[kWh]		
SCAGLIONI	ENERGIA PRELEVATA [kWh]	ENERGIA SCAMBIATA [kWh]	Impianto CAR		
fino a 1,800 kWh	1,800	1,100	$CU_{S,1}$	3.649	[c€/kWh]
da 1,801 a 2,640 kWh	840	840	$CU_{S,2}$	5.341	[c€/kWh]
da 2,641 a 4,440 kWh	60	60	$CU_{S,3}$	9.273	[c€/kWh]
oltre 4,441 kWh	0	0	$CU_{S,4}$	13.486	[c€/kWh]
			CU_S	4.528	[c€/kWh]
Calcolo del contributo in conto scambio e dell'eventuale credito:					
Energia elettrica prelevata		2,700	[kWh]		
di cui in F1		907	[kWh]		
di cui in F2		1,793	[kWh]		
di cui in F3		0	[kWh]		
Onere di acquisto dell'energia elettrica prelevata O_{PR} (al netto dell'Iva e delle accise)		626.8	[€]		
Energia elettrica immessa		2,000	[kWh]		
di cui in F1		1,000	[kWh]		
di cui in F2		1,000	[kWh]		
di cui in F3		0			
Prezzo MGP dell'energia elettrica immessa in F1		8.3	[c€/kWh]		
Prezzo MGP dell'energia elettrica immessa in F2		5.6	[c€/kWh]		
Prezzo MGP dell'energia elettrica immessa in F3		5.2	[c€/kWh]		
Controvalore dell'energia elettrica immessa C_{EI}		139.0	[€]		
Parte dell'onere di acquisto relativa all'accesso e all'utilizzo della rete (dispacciamento + trasmissione, distribuzione e misura + oneri generali di sistema)		388.8	[€]		
Onere residuo di acquisto dell'energia elettrica prelevata O_E		323.1	[€]		
Termine CU_S		4.528	[c€/kWh]		
Contributo in conto scambio C_S calcolato dal GSE		229.6	[€]		
di cui relativo alla compensazione economica tra O_E e C_{EI}		139.0	[€]		
di cui relativo alla restituzione della componente tariffaria		90.6	[€]		
Eventuale credito C_R calcolato dal GSE		0.0	[€]		

Tab.2 Impianto FER con contratto di prelievo dell'energia elettrica D3 (2° TRIMESTRE 2013)

tipologia di cliente finale:					
Domestico D3 – residenti (potenza disponibile superiore a 3 kW) e non residenti					
Energia elettrica prelevata	2,700	[kWh]			
Energia elettrica immessa	2,000	[kWh]			
Energia scambiata	2,000	[kWh]			
SCAGLIONI	ENERGIA PRELEVATA [kWh]	ENERGIA SCAMBIATA [kWh]	Impianto FER		
fino a 1,800 kWh	1,800	1,100	$CU_{S,1}$	10.355	[c€/kWh]
da 1,801 a 2,640 kWh	840	840	$CU_{S,2}$	12.047	[c€/kWh]
da 2,641 a 4,440 kWh	60	60	$CU_{S,3}$	15.979	[c€/kWh]
oltre 4,441 kWh	0	0	$CU_{S,4}$	20.192	[c€/kWh]
			CU_S	11.234	[c€/kWh]
Calcolo del contributo in conto scambio e dell'eventuale credito:					
Energia elettrica prelevata	2,700	[kWh]			
di cui in F1	907	[kWh]			
di cui in F2	1,793	[kWh]			
di cui in F3	0	[kWh]			
Onere di acquisto dell'energia elettrica prelevata O_{PR} (al netto dell'Iva e delle accise)	626.8	[€]			
Energia elettrica immessa	2,000	[kWh]			
di cui in F1	1,000	[kWh]			
di cui in F2	1,000	[kWh]			
di cui in F3	0				
Prezzo MGP dell'energia elettrica immessa in F1	8.3	[c€/kWh]			
Prezzo MGP dell'energia elettrica immessa in F2	5.6	[c€/kWh]			
Prezzo MGP dell'energia elettrica immessa in F3	5.2	[c€/kWh]			
Controvalore dell'energia elettrica immessa C_{EI}	139.0	[€]			
Parte dell'onere di acquisto relativa all'accesso e all'utilizzo della rete (dispacciamento + trasmissione, distribuzione e misura + oneri generali di sistema)	388.8	[€]			
Onere residuo di acquisto dell'energia elettrica prelevata O_E	323.2	[€]			
Termine CU_S	11.234	[c€/kWh]			
Contributo in conto scambio C_S calcolato dal GSE	363.7	[€]			
di cui relativo alla compensazione economica tra O_E e C_{EI}	139.0	[€]			
di cui relativo alla restituzione della componente tariffaria	224.7	[€]			
Eventuale credito C_R calcolato dal GSE	0.0	[€]			

4.3.11 Conto Termico

Il DM 28 dicembre 2012, cosiddetto **Conto Termico**, dà attuazione al regime di sostegno per l'incentivazione di **interventi di piccole dimensioni per l'incremento dell'efficienza energetica e per la produzione di energia termica da fonti rinnovabili**.

Possono accedere agli incentivi previsti dal DM 28/12/12 le seguenti due categorie di interventi (articolo 4):

- a. interventi di **incremento dell'efficienza energetica** su edifici esistenti;
- b. interventi di piccole dimensioni relativi a **impianti per la produzione di energia termica da fonti rinnovabili e sistemi ad alta efficienza**.

Il meccanismo di incentivazione è rivolto a due tipologie di soggetti:

1. amministrazioni pubbliche (possono richiedere l'incentivo per entrambe le categorie di interventi: categoria A e categoria B);
2. soggetti privati, intesi come persone fisiche, condomini e soggetti titolari di reddito di impresa o di reddito agrario (possono richiedere l'incentivo solo per la categoria B).

L'incentivo è un contributo alle spese sostenute e sarà erogato in rate annuali per una durata variabile (fra 2 e 5 anni) in funzione degli interventi realizzati.

Nota: La normativa regolante la presente forma incentivante definisce le forme di incompatibilità tra la fruizione della stessa e degli incentivi in conto capitale.

L'incentivo può essere assegnato esclusivamente agli interventi che non accedono ad altri incentivi statali, ad eccezione dei fondi di garanzia, dei fondi di rotazione e dei contributi in conto interesse.

Limitatamente agli edifici pubblici ad uso pubblico, gli incentivi previsti dal DM 28/12/12 sono cumulabili con gli incentivi in conto capitale, nel rispetto della normativa comunitaria e nazionale.

CATEGORIA A - Interventi di incremento dell'efficienza energetica su edifici esistenti

Così come stabilito dall'articolo 4 comma 1 del DM 28/12/12 possono accedere agli incentivi i seguenti interventi di incremento dell'efficienza energetica su edifici esistenti (categoria A):

- i. isolamento termico di superfici opache delimitanti il volume climatizzato;
- ii. sostituzione di chiusure trasparenti comprensive di infissi delimitanti il volume climatizzato;
- iii. sostituzione di impianti di climatizzazione invernale esistenti con impianti di climatizzazione invernale utilizzanti generatori di calore a condensazione;
- iv. installazione di sistemi di schermatura e/o ombreggiamento di chiusure trasparenti con esposizione da Est-Sud-Est a Ovest, fissi o mobili, non trasportabili;
- v. installazione di meccanismi automatici di regolazione e controllo.

Per gli interventi di incremento dell'efficienza energetica l'incentivo consiste in un contributo pari al **40 % delle spesa ammissibile sostenuta**.

Ad ogni tipologia di intervento sono associati costi massimi ammissibili unitari ed un valore massimo dell'incentivo erogabile, come riportato nella tabella 1.

Tab.1 Allegato I del DM 28/12/12 - Interventi di incremento dell'efficienza energetica

Tipologia	Soggetti Ammessi	Durata in anni	Spesa incentivabile in %	Costo max ammissibile C_{max}	Valore max incentivo I_{max}
i. isolamento termico di superfici opache delimitanti il volume climatizzato	Amministrazioni pubbliche	5	40	a. <i>copertura</i> Esterno: 200 €/m ² Interno: 100 €/m ² Copertura ventilata: 250 €/m ²	a+b+c = 250,000 €
				b. <i>pavimenti</i> Esterno: 120 €/m ² Interno: 100 €/m ²	
				c. <i>pareti</i> Esterno: 100 €/m ² Interno: 80 €/m ² Parete ventilata: 150 €/m ²	
ii. sostituzione di chiusure trasparenti comprensive di infissi delimitanti il volume climatizzato	Amministrazioni pubbliche	5	40	Zone climatiche A, B, C: 350 €/m ²	45,000 €
				Zone climatiche D, E, F: 450 €/m ²	60,000 €
iii. sostituzione di impianti di climatizzazione invernale esistenti con impianti di climatizzazione invernale utilizzanti generatori di calore a condensazione	Amministrazioni pubbliche	5	40	con $P_{nint} \leq 35kW_t$: 160€/ kW _t	2,300 €
				con $P_{nint} > 35kW_t$: 130€/ kW _t	26,000 €
iv. installazione di sistemi di schermatura e/o ombreggiamento di chiusure trasparenti con esposizione da ESE a O, fissi o mobili, non trasportabili.	Amministrazioni pubbliche	5	40	150 €/m ²	20,000 €
v. installazione di meccanismi automatici di regolazione e controllo.	Amministrazioni pubbliche	5	40	30 €/m ²	3,000 €

Nell'Allegato I del DM 28/12/12 sono riportati i requisiti di soglia per l'accesso agli incentivi di cui all'articolo 4 comma 1 del DM 28/12/12.

Per gli interventi di cui alla tabella 1 punti i, ii, iv e v, l'incentivo sarà calcolato secondo la formula (1).

$$I_{max} \geq I_{CT,tot} = \%_{spesa} * C * S_{int} \quad (1)$$

dove:

I_{max} è il valore massimo raggiungibile dall'incentivo totale;

$I_{CT,tot}$ è l'incentivo totale, cumulato per gli anni di godimento, relativo all'intervento in oggetto;

$\%_{spesa}$ è la percentuale incentivata della spesa totale sostenuta per l'intervento;

C è il costo specifico effettivamente sostenuto per la tecnologia utilizzata, espresso in €/m²;

S_{int} è la superficie oggetto dell'intervento, espressa in m².

Per gli interventi di cui alla tabella 1 punto iii, l'incentivo sarà calcolato secondo la formula (2).

$$I_{max} \geq I_{CT,tot} = \%_{spesa} * C * P_{nint} \quad (2)$$

dove:

I_{max} è il valore massimo raggiungibile dall'incentivo totale;

$I_{CT,tot}$ è l'incentivo totale, cumulato per gli anni di godimento, relativo all'intervento in oggetto;

$\%_{spesa}$ è la percentuale incentivata della spesa totale sostenuta per l'intervento;

C è il costo specifico effettivamente sostenuto per la tecnologia utilizzata, espresso in €/kW_t;

P_{nint} è la somma delle potenze termiche nominali dei generatori di calore installati, espressa in kW_t.

CATEGORIA B – Interventi di piccole dimensioni relativi a impianti per la produzione di energia termica da fonti rinnovabili e sistemi ad alta efficienza

Così come stabilito dall'articolo 4 comma 2 del DM 28/12/12 possono accedere agli incentivi i seguenti interventi di piccole dimensioni relativi a impianti per la produzione di energia termica da fonti rinnovabili e sistemi ad alta efficienza (categoria B):

- i. sostituzione di impianti di climatizzazione invernale esistenti con impianti di climatizzazione invernale dotati di pompe di calore, elettriche o a gas, utilizzanti energia aerotermica, geotermica o idrotermica;
- ii. installazione/sostituzione di impianti di climatizzazione invernale o di riscaldamento delle serre nuove/esistenti e dei fabbricati rurali nuovi/esistenti con impianti di climatizzazione invernale dotati di generatore di calore alimentato da biomassa;
- iii. installazione di collettori solari termici, anche abbinati a sistemi di solar cooling, anche su edifici nuovi;
- iv. sostituzione di scaldacqua elettrici con scaldacqua a pompa di calore.

Per gli interventi di piccole dimensioni di produzione di energia termica da fonti rinnovabili e di sistemi ad alta efficienza, il decreto predispone schemi di calcolo specifici per tecnologia, in base a:

- coefficienti di valorizzazione dell'energia prodotta, come stabiliti dalle tabelle riportate in allegato al Decreto;
- producibilità presunta di energia termica dell'impianto/sistema installato, in funzione della taglia e della zona climatica;
- esclusivamente per i generatori di calore alimentati a biomassa, coefficienti premianti in relazione alla sostenibilità ambientale della tecnologia (emissioni di polveri).

In tabella 2 sono riepilogate le tipologie di interventi relativi alla categoria B che possono accedere al Conto Termico.

Tab.2 Allegato II del DM 28/12/12 - Interventi di piccole dimensioni per la produzione di energia termica da fonti rinnovabili e per sistemi ad alta efficienza

Tipologia	Soggetti Ammessi	Durata in anni	Tabelle di riferimento per il calcolo incentivo
i. sostituzione di impianti di climatizzazione invernale esistenti con impianti di utilizzanti pompe di calore pompe di calore elettriche o a gas, anche geotermiche con potenza termica utile nominale fino a 1000 kW	Amministrazioni pubbliche e soggetti privati	con $P_n \leq 35\text{kW}$: 2 anni	tabella 4
		con $P_n \leq 1000\text{ kW}$: 5 anni	
ii. sostituzione di scaldacqua elettrici con scaldacqua a pompa di calore	Amministrazioni pubbliche e soggetti privati	con capacità ≤ 150 litri: 1 anno	Valore max incentivo: 400 €
		con capacità > 150 litri: 2 anni	Valore max incentivo: 700 €
iii. installazione di collettori solari termici, anche abbinati sistemi di solar cooling, con superficie solare lorda fino a 1000 m ²	Amministrazioni pubbliche e soggetti privati	con $S_i \leq 50\text{ m}^2$: 2 anni	tabella 5
		con $S_i \leq 1000\text{ m}^2$: 5 anni	
iv. sostituzione di impianti di climatizzazione invernale o di riscaldamento delle serre esistenti e dei fabbricati rurali esistenti con generatori di calore alimentati da biomassa con potenza termica nominale al focolare fino a 1000 kW	Amministrazioni pubbliche e soggetti privati	con $P_n \leq 35\text{ kW}$: 2 anni	tabella 7
		con $P_n \leq 1000\text{ kW}$: 5 anni	

Nell'Allegato II del DM 28/12/12 sono riportati i requisiti di soglia per l'accesso agli incentivi di cui all'articolo 4 comma 2 del DM 28/12/12.

Per gli interventi di cui alla tabella 2 punto i nel caso di **pompe di calore elettriche**, l'incentivo sarà calcolato secondo la formula (3).

$$I_{CT,a,tot} = P_n * Q_{uf} * \left[1 - \frac{1}{COP} \right] * C_i \quad (3)$$

dove:

$I_{CT,a,tot}$ è l'incentivo annuo in €;

P_n è la potenza termica nominale della pompa di calore installata, espresso in kW;

Q_{uf} è il coefficiente di utilizzo dipendente dalla zona climatica, come indicato nella tabella 3;

COP è il coefficiente di prestazione della pompa di calore installata, come dedotto dai dati forniti dal produttore;

C_i è il coefficiente di valorizzazione dell'energia termica prodotta espresso in €/kWh_t, definito in tabella 4 e distinto per tecnologia installata.

Per gli interventi di cui alla tabella 2 punto i nel caso di **pompe di calore a gas**, l'incentivo sarà calcolato secondo la formula (4).

$$I_{CT,a,tot} = P_n * Q_{uf} * \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{GUE}{0.46}\right)} \right] * C_i \quad (4)$$

dove:

$I_{CT,a,tot}$ è l'incentivo annuo in €;

P_n è la potenza termica nominale della poma di calore installata, espresso in kW_t;

Q_{uf} è il coefficiente di utilizzo dipendente dalla zona climatica, come indicato nella tabella 3;

GUE è il coefficiente di prestazione della pompa di calore a gas installata, come dedotto dai dati forniti dal produttore;

C_i è il coefficiente di valorizzazione dell'energia termica prodotta espresso in €/kWh_t, definito in tabella 4 e distinto per tecnologia installata.

Tab.3 Allegato II del DM 28/12/12 – Coefficiente di utilizzo per le pome di calore

ZONA CLIMATICA	Q_{uf}
A	600
B	850
C	1100
D	1400
E	1700
F	1800

Tab.4 Allegato II del DM 28/12/12 – Coefficienti di valorizzazione dell'energia termica prodotta da pompe di calore

Tipologia di intervento	C_i per gli impianti con $P_n \leq 35$ kWt	C_i per gli impianti con 35 kWt $\leq P_n \leq 500$ kWt	C_i per gli impianti con $P_n > 500$ kWt
Pompe di calore elettriche	0.055 €/kWht	0.018 €/kWht	0.016 €/kWht
Pompe di calore a gas	0.055 €/kWht	0.018 €/kWht	0.016 €/kWht
Pompe di calore geotermiche elettriche	0.072 €/kWht	0.024 €/kWht	0.021 €/kWht
Pompe di calore geotermiche a gas	0.072 €/kWht	0.024 €/kWht	0.021 €/kWht

Per gli interventi di cui alla tabella 2 punto iii, l'incentivo sarà calcolato secondo la formula (5).

$$I_{CT,a,tot} = C_i * S_i \quad (5)$$

dove:

$I_{CT,a,tot}$ è l'incentivo annuo in €;

C_i è il coefficiente di valorizzazione dell'energia termica prodotta espresso in €/m² di superficie solare lorda, definito in tabella 5;

S_i è la superficie lorda dell'impianto, espressa in m².

Tab.5 Allegato II del DM 28/12/12 – Coefficienti di valorizzazione dell'energia termica prodotta da impianti solari termici e di solar cooling

Tipologia di intervento	C_i per gli impianti con $S_i \leq 50 \text{ m}^2$	C_i per gli impianti con $S_i > 50 \text{ m}^2$
Impianti solari termici	170 €/m ²	55 €/m ²
Impianti solari termici con sistema di solar cooling	255 €/m ²	83 €/m ²
Impianti solari termici a concentrazione	221€/m ²	72 €/m ²
Impianti solari termici a concentrazione con sistema di solar cooling	306 €/m ²	100 €/m ²

Per gli interventi di cui alla tabella 2 punto iv per le **caldaie a biomassa**, l'incentivo sarà calcolato secondo la formula (6).

$$I_{CT,a,tot} = P_n * h_r * C_i * C_e \quad (6)$$

dove:

$I_{CT,a,tot}$ è l'incentivo annuo in €;

P_n è la potenza termica nominale dell'impianto, espressa in kW_t;

h_r sono le ore di funzionamento stimate in relazione alla zona climatica di appartenenza, come riportate in tabella 6;

C_i è il coefficiente di valorizzazione dell'energia termica prodotta espresso in €/kWh_t, definito in tabella 7 e distinto per tecnologia installata;

C_e è il coefficiente premiante riferito alle emissioni di polveri distinto per tipologia installata come riportato nella tabella 8.

Per gli interventi di cui alla tabella 2 punto iv per **stufe a pellets, stufe a legna e termocamini**, l'incentivo sarà calcolato secondo la formula (7).

$$I_{CT,a,tot} = 3.35 * \ln(P_n) * h_r * C_i * C_e \quad (7)$$

dove:

$I_{CT,a,tot}$ è l'incentivo annuo in €;

P_n è la potenza termica nominale dell'impianto, espressa in kW_t;

h_r sono le ore di funzionamento stimate in relazione alla zona climatica di appartenenza, come riportate in tabella 6;

C_i è il coefficiente di valorizzazione dell'energia termica prodotta espresso in €/kWh_t, definito in tabella 7 e distinto per tecnologia installata;

C_e è il coefficiente premiante riferito alle emissioni di polveri distinto per tipologia installata come riportato nella tabella 8.

Tab.6 Allegato II del DM 28/12/12 – Ore di funzionamento stimate in relazione alla zona climatica

ZONA CLIMATICA	h_r
A	600
B	850
C	1100
D	1400
E	1700
F	1800

Tab.7 Allegato II del DM 28/12/12 – Coefficienti di valorizzazione dell'energia termica prodotta da impianti a biomassa

Tipologia di intervento	C_i per gli impianti con $P_n \leq 35$ kWt	C_i per gli impianti con 35 kWt $\leq P_n \leq 500$ kWt	C_i per gli impianti con $P_n > 500$ kWt
Caldaie a biomassa	0.045 €/kWh _t	0.020 €/kWh _t	0.018 €/kWh _t
Termocamini e stufe a legna	0.040 €/kWh _t	-	-
Termocamini e stufe a pellets	0.040 €/kWh _t	-	-

Tab.8 Allegato II del DM 28/12/12 – Coefficienti moltiplicativo in relazione ai livelli di emissione di particolato primario

C_e	Caldaie a legna	Caldaie a pellets	Stufe e termocamini a legna	Stufe e termocamini a pellets
1	30 < Emissioni \leq 40	20 < Emissioni \leq 30	60 < Emissioni \leq 80	30 < Emissioni \leq 40
1.2	20 < Emissioni \leq 30	10 < Emissioni \leq 20	40 < Emissioni \leq 60	20 < Emissioni \leq 30
1.5	Emissioni \leq 20	Emissioni \leq 10	Emissioni \leq 40	Emissioni \leq 20

Particolato primario totale comprensivo della frazione condensabile (PP_{BT})

4.4 Modalità di calcolo

Il modello è in grado di operare in due differenti modalità di calcolo:

- a) **Calcolo diretto:** note le taglie e l'estensione dei sistemi di generazione, viene simulato il funzionamento annuale dell'impianto multienergia;
- b) **Ottimizzazione:** utilizzando un algoritmo di ricerca vengono individuate le taglie dei sistemi di generazione che consentono la minimizzazione/massimizzazione di una funzione obiettivo.

4.4.1 Calcolo diretto

Partendo dalle richieste energetiche per riscaldamento, raffrescamento, produzione di acqua calda sanitaria, illuminazione ed altre apparecchiature elettriche opportunamente ripartite nell'arco dell'anno e del giorno, e fissando le taglie dei vari sistemi che compongono il sistema multienergia, il modello restituisce risultati di natura energetica ed economica.

Dal punto di vista **energetico** il modello restituisce come output le produzioni energetiche dei vari sistemi di generazione, le efficienze raggiunte, il combustibile utilizzato, l'energia elettrica prelevata dalla rete e quella immessavi differenziata per fasce orarie per ogni time-step considerato. In tabella 1 sono riepilogate le grandezze energetiche ricavabili come risultati dal modello.

Per ciascuna grandezza si ottiene quindi una matrice in cui ogni riga rappresenta un giorno e ogni colonna rappresenta il time-step in cui è stato suddiviso il giorno. Nel caso, ad esempio, di un calcolo annuale con discretizzazione temporale oraria, ciò che si ottiene sono un insieme di matrici ciascuna con 8760 elementi (365 righe, 24 colonne).

La rappresentazione tramite matrici non consente tuttavia una facile interpretazione dei risultati. Per ovviare a tale difficoltà è stata creata un'interfaccia che permette la visualizzazione grafica delle richieste energetiche ed i risultati ottenuti dal modello (figura 1). Per ogni grandezza è possibile selezionare l'intervallo temporale diagrammabile: l'intero anno, uno specifico mese oppure uno specifico giorno.

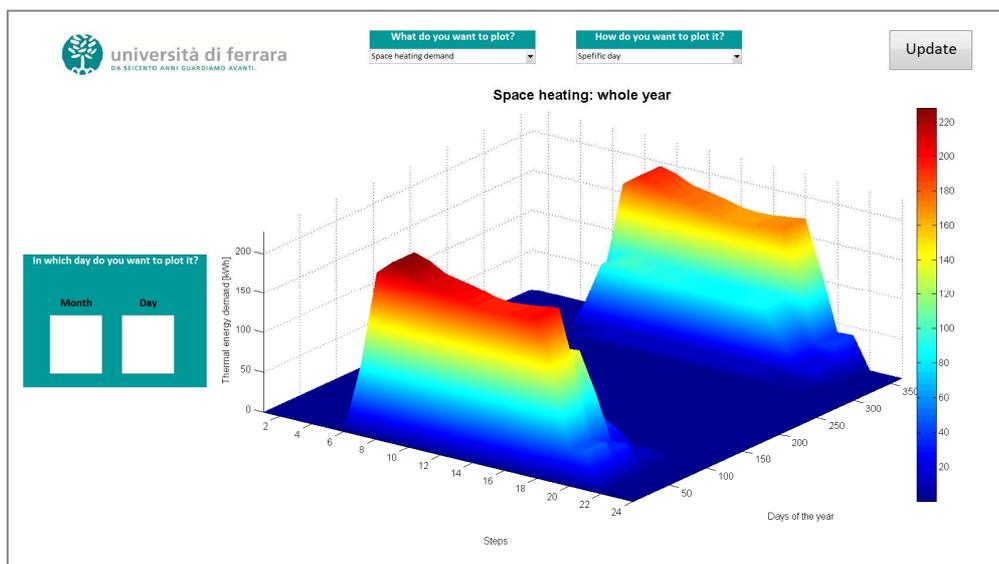


Fig.1 Esempio di rappresentazione grafica (Richiesta energetica annuale per il riscaldamento)

Tab. 1 Risultati energetici del modello

Solare termico (SH)	Potenza termica prodotta	Pompa di calore geotermica reversibile (GSHP)	Laod GSHP
	Energia termica dissipata		Potenza termica prodotta
	Energia termica prodotta		Energia termica prodotta
	Potenza termica dissipata		Efficienza termica (COP)
	Efficienza termica		Potenza frigorifera prodotta
Solare fotovoltaico (PV)	Potenza elettrica prodotta		Energia frigorifera prodotta
	Energia elettrica prodotta		Efficienza frigorifera (EER)
	Energia elettrica autoconsumata		Potenza elettrica assorbita
	Energia elettrica immessa in rete		Energia elettrica assorbita
	Efficienza elettrica		Laod ASHP
Cogeneratore (CHP)	Load CHP	Pompa di calore ad aria reversibile (ASHP)	Potenza termica prodotta
	Efficienza elettrica		Energia termica prodotta
	Potenza elettrica prodotta		Efficienza termica (COP)
	Energia elettrica prodotta		Potenza frigorifera prodotta
	Energia elettrica autoconsumata		Energia frigorifera prodotta
	Energia elettrica immessa in rete		Efficienza frigorifera (EER)
	Potenza termica prodotta		Potenza elettrica assorbita
	Energia termica prodotta		Energia elettrica assorbita
	Energia introdotta con il combustibile		Laod AC
	Efficienza termica		Potenza frigorifera prodotta
Accumulo termico (STORAGE)	Volume di combustibile utilizzato	Chiller ad aria sistema ausiliario (AC)	Energia frigorifera prodotta
	Energia contenuta nell'accumulo		Energia frigorifera prodotta
	Energia proveniente dal SH		Efficienza frigorifera (EER)
	Energia proveniente dal CHP		Potenza elettrica assorbita
Frigorifero ad assorbimento a recupero di calore (ABS)	Energia prelevata dall'accumulo	Caldaia a condensazione sistema ausiliario (AB)	Energia elettrica assorbita
	Load ABS		Laod AB
	Potenza frigorifera prodotta		Efficienza termica
	Energia frigorifera prodotta		Potenza termica prodotta
	Efficienza frigorifera (EER)		Energia termica prodotta
	Potenza termica assorbita		Energia introdotta con il combustibile
Energia termica assorbita	Volume di combustibile utilizzato		
Frigorifero ad assorbimento a fiamma diretta (ABS a FD)	Load ABS a FD	Rete elettrica	Energia elettrica immessa in F1
	Potenza frigorifera prodotta		Energia elettrica immessa in F2
	Energia frigorifera prodotta		Energia elettrica immessa in F3
	Efficienza frigorifera (EER)		Energia elettrica prelevata in F1
	Energia introdotta con il combustibile		Energia elettrica prelevata in F2
	Volume di combustibile utilizzato		Energia elettrica prelevata in F3

Dal punto di vista **economico** il modello, una volta forniti i costi specifici dei vari sistemi e gli eventuali meccanismi di incentivazione compatibili, restituisce come output il costo di investimento iniziale e i flussi di cassa annuali. In tabella 2 sono riepilogate le grandezze economiche ricavabili come risultato dal modello.

Tab. 2 Risultati economici del modello

Costo investimento iniziale	Costo impianto solare termico
	Costo impianto solare fotovoltaico
	Costo impianto cogeneratore
	Costo impianto accumulo termico
	Costo impianto frigorifero ad assorbimento a recupero di calore
	Costo impianto frigorifero ad assorbimento a fiamma diretta
	Costo impianto pompa di calore geotermica reversibile
	Costo impianto pompa di calore ad aria reversibile
	Costo impianto chiller ad aria
	Costo impianto caldaia a condensazione
Flussi di cassa annuali	Costo annuale elettricità prelevata dalla rete
	Costo annuale combustibile utilizzato
	Passaggio di accisa sul combustibile per generazione elettrica
	Passaggio di iva sul combustibile per generazione elettrica
	Incentivazione Certificati Bianchi*
	Incentivazione energia elettrica da PV con Quinto Conto Energia*
	Valorizzazione energia elettrica immessa in rete con Servizio di Scambio sul Posto
	Valorizzazione energia elettrica immessa in rete con Ritiro Dedicato
	Incentivazione Conto Termico*

*Nota: Le incentivazioni sono riconosciute per un numero variabile di anni a seconda delle tipologia

4.4.2 Ottimizzazione

Attraverso l'impiego di algoritmi di ricerca viene individuata la combinazione ottimale delle taglie dei sistemi energetici dell'impianto, che consente di minimizzare/massimizzare una determinata funzione obiettivo. Si tratta di risolvere un problema non lineare, la cui non linearità è dovuta al fatto che:

- alcuni sistemi energetici presi in considerazione nel soddisfare una domanda (per esempio, la domanda termica) alterano un'altra domanda (nel caso della pompa di calore geotermica il soddisfacimento della domanda termica provoca un aumento della domanda elettrica);
- alcune funzioni che definiscono le prestazioni e di costi dei sistemi di generazione sono non lineari;
- le prestazioni dei sistemi dipendono dal carico e dalle condizioni alle quali operano;
- i vincoli dell'ottimizzazione sono dipendenti dai sistemi energetici impiegati.

La natura non lineare del problema ha portato a focalizzare l'analisi su algoritmi in grado di operare ottimizzazioni su sistemi complessi non lineari a vincoli non lineari; in particolare sono stati presi in considerazione alcuni algoritmi di ottimizzazione che utilizzano metodi metaeuristici di ricerca.

4.4.2.1 Algoritmi di ottimizzazione

La ricerca della soluzione ottima di un problema può essere condotta con tecniche enumerative oppure con tecniche euristiche.

Molti problemi di ottimizzazione presentano un'intrinseca complessità computazionale che può risultare troppo onerosa in termini di tempo di calcolo. La necessità di fornire una soluzione in tempi ragionevoli scoraggia l'utilizzo di approcci di tipo esatti (enumerativi) per problemi complessi ricorrendo invece a tecniche in grado di fornire delle "buone" soluzioni ammissibili in tempi di calcolo ragionevoli (euristiche). Tipicamente, la determinazione di "buone" soluzioni è quello che basta nelle applicazioni reali, per il fatto che molti dei parametri in gioco sono delle stime che possono essere soggette ad errore, per cui non vale la pena di aspettare troppo tempo per avere una soluzione il cui valore è di valutazione incerta e perché si è interessati ad avere una possibile soluzione del problema in tempi molto ridotti. Questi aspetti spiegano perché nelle applicazioni reali, sia largamente diffuso il ricorso ad algoritmi approssimati o euristici (dal greco *heuriskein*=scoprire).

Gli algoritmi euristici più semplici sono gli **algoritmi costruttivi**. L'idea di base di questi algoritmi è di partire da una soluzione vuota e di costruire iterativamente la soluzione seguendo un semplice criterio di espansione, che consiste nell'effettuare, ad ogni iterazione, la scelta più conveniente compatibilmente con i vincoli del problema. Gli algoritmi costruttivi hanno un'implementazione particolarmente semplice e tempi di calcolo per la determinazione della soluzione estremamente ridotti. Questi algoritmi costituiscono la base per tutti gli algoritmi più sofisticati. Aumentano il livello di complessità si passa agli **algoritmi di ricerca locale**. Essi partono da una soluzione iniziale (generalmente ammissibile), cercano iterativamente di migliorarla, effettuando delle modifiche alla soluzione corrente, e terminano quando non è più possibile migliorare la soluzione corrente (ottimo locale).

Se da un lato è sempre possibile progettare euristiche specifiche per qualunque problema di ottimizzazione combinatoria, dall'altro vi sono approcci euristici di tipo generale, detti **metaeuristiche**. La struttura e l'idea di fondo di ciascuna metaeuristica sono fissate, ma la realizzazione dei singoli componenti dell'algoritmo dipende dalla natura del problema di ottimizzazione.

Le metaeuristiche rappresentano un'evoluzione degli algoritmi di ricerca locale. Infatti, in quest'ultimi, arrivati ad un minimo locale, l'algoritmo si ferma e restituisce questo minimo come valore di output. Tuttavia non si ha alcuna garanzia che tale valore costituisca una soluzione ottima del problema; anzi, tipicamente esso può o essere anche molto distante dall'ottimo globale. Negli algoritmi metaeuristici sono introdotte opportune tecniche mirate ad evitare di terminare in un ottimo locale. L'idea di base di un algoritmo metaeuristico è la possibilità di effettuare anche mosse peggioranti, al fine di scappare dagli ottimi locali. Una volta che sia stata effettuata una mossa peggiorante, bisogna evitare di tornare alla mossa di partenza (nonostante questa sia migliorante), in quanto questo creerebbe un loop infinito.

Tra gli algoritmi metaeuristici possono essere annoverati il **Simulated Annealing** ed i **Genetic algorithms**, i quali sono in grado di operare ottimizzazioni su sistemi complessi non lineari a vincoli non lineari.

Algoritmi Metaeuristici: Simulated annealing. Inventati indipendentemente da Kirkpatrick, Gelatt, Vecchi nel 1983, e da Cerny nel 1985, questi algoritmi simulano il comportamento di un processo termodinamico di ricottura (annealing). La ricottura infatti consiste in un riscaldamento ad una temperatura solitamente inferiore a quella di fusione seguito da un raffreddato controllato fino allo stato solido, le proprietà strutturali che ne risultano dipendono fortemente dal processo di raffreddamento (cooling schedule). Per temperature elevate gli atomi hanno maggiore libertà di modificare la propria configurazione, il lento raffreddamento successivo consente agli atomi di assestarsi in configurazioni con energia interna più bassa rispetto a quella di partenza.

Gli stati del solido rappresentano soluzioni ammissibili del problema di ottimizzazione, le energie interne degli stati corrispondono al valore della funzione obiettivo calcolato per quelle soluzioni. L'energia minima corrisponde alla soluzione ottima del problema.

Gli algoritmi di simulated annealing utilizzano tecniche di ricerca locale per definire ed esplorare l'intorno di una soluzione corrente. Se l'intorno contiene una soluzione migliorante, allora questa diviene la nuova soluzione corrente ed il procedimento viene iterato. Altrimenti si valuta il peggioramento del valore della soluzione che si avrebbe spostandosi dalla soluzione corrente verso la miglior soluzione dell'intorno e si effettua questo spostamento in base ad una certa probabilità. Questa caratteristica che impedisce al metodo di bloccarsi in un minimo locale. Per simulare il lento raffreddamento si generano un numero N di soluzioni per una data temperatura t , prima di passare ad una temperatura più bassa. L'algoritmo termina quando viene raggiunto un numero prefissato di iterazioni o un prefissato tempo di calcolo. In figura 1 è riportato il diagramma di flusso di un semplice algoritmo di simulated annealing.

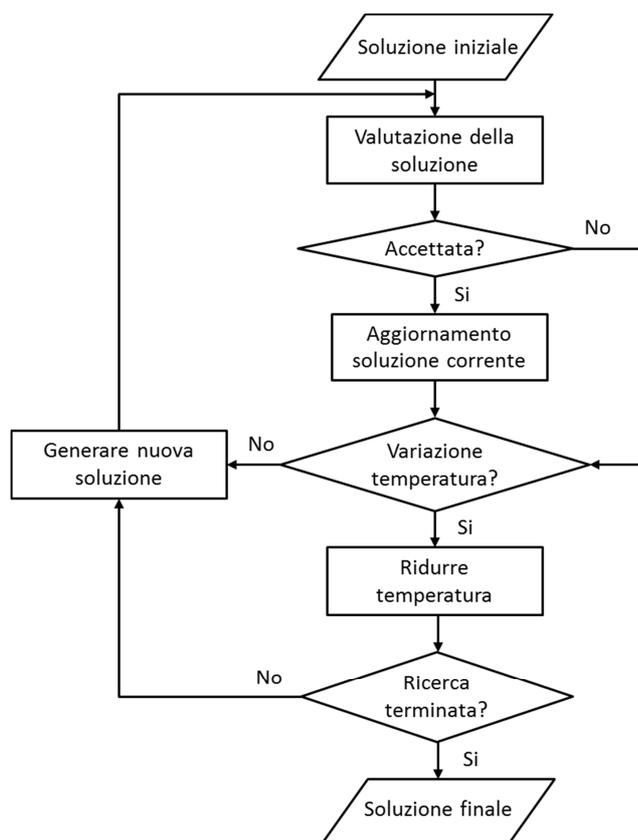


Fig. 1 Flowchart di un algoritmo standard di simulated annealing

Il peggioramento del valore della soluzione viene visto come un aumento di energia del processo termodinamico associato, per cui la probabilità di accettare la mossa peggiorante è data dalla formula di Metropolis (equazione (1)).

$$p = e^{\left(\frac{-\delta E}{kt}\right)} \quad (1)$$

Dove δE è l'entità del peggioramento (differenza tra il valore della nuova soluzione ed il valore della soluzione corrente), t è la temperatura del sistema, k è la costante di Boltzmann. La formula di Metropolis stabilisce che la probabilità di accettare la mossa peggiorante diminuisca al crescere del peggioramento indotto dalla mossa stessa e cresce al crescere della temperatura del sistema; è questo un parametro di controllo dell'algoritmo, che generalmente viene inizializzato ad un valore $t_0 > 0$ ed aggiornato, con una funzione di riduzione (*cooling schedule*: definizione della legge di decadimento della temperatura e del tempo di permanenza a ciascuna temperatura). Tale accorgimento è dovuto al fatto che la probabilità di accettare mosse peggioranti deve essere relativamente alta all'inizio del processo (quando la sequenza di soluzioni considerate dipende fortemente dalla soluzione iniziale), per divenire poi più bassa man mano che la soluzione migliora (quando si stanno esplorando zone promettenti della regione ammissibile). Si può dimostrare che se la temperatura scende abbastanza lentamente, il processo converge all'ottimo globale con probabilità unitaria.

Gli algoritmi di tipo simulated annealing hanno un buon successo per applicazioni di Ottimizzazione Combinatoria.

Algoritmi Metaeuristici: Genetic algorithm. Presentati per la prima volta da Holland nel 1975. La caratteristica peculiare di questo tipo di algoritmi è di mantenere un insieme di soluzioni che evolvono usando i principi della evoluzione Darwiniana.

Ogni individuo della popolazione può essere considerato come una possibile soluzione al problema da ottimizzare. La peculiarità degli algoritmi genetici è che lavorano con una popolazione di possibili soluzioni e non con una sola soluzione. Parametro molto importante è la numerosità della popolazione: popolazioni troppo piccole non permettono di diversificare a sufficienza la ricerca, che può rimanere "intrappolata" in una zona dello spazio delle soluzioni, mentre una popolazione troppo numerosa può rendere poco efficiente l'algoritmo.

Si presenta nel seguito una breve descrizione di come operano gli algoritmi genetici (figura 5):

1. Viene creata una popolazione iniziale di individui con n -cromosomi (n pari al numero di variabili oggetto del problema di ottimizzazione).
2. Durante la fase di *valutazione*, a ciascuna delle soluzioni (individuo) viene associato un valore di adattamento (fitness). Il valore di fitness dipende da quanto bene l'individuo (e quindi i suoi cromosomi) risolve il problema oggetto di ottimizzazione. A tale proposito, spesso si usa semplicemente il valore della funzione obiettivo. In alcuni casi può risultare opportuno modificare la funzione obiettivo per premiare soluzioni che, a parità di funzione obiettivo, appaiano più desiderabili con termini di penalizzazione.
3. Durante la fase di *selezione*, solo le soluzioni con miglior fitness vengono mantenute nella popolazione e sopravvivono come soluzioni "genitrici". Una selezione troppo spinta riduce la diversità necessaria per futuri cambiamenti e progressi; al contrario una selezione troppo bassa porta ad una troppo bassa evoluzione.

4. A partire da tali soluzioni vengono generate mediante l'operatore *crossover* un certo numero di soluzioni discendenti (child), ottenute mescolando le caratteristiche delle soluzioni genitrici (parent). E' l'operazione che rende i GA diversi dagli altri algoritmi. Tecniche comuni di crossover sono: one-point crossover (figura 2), two-point crossover, cycle crossover and uniform crossover.

parent 1	1 0 0 0 1 0 0 1 1 1 1
parent 2	0 1 1 0 1 1 0 0 0 1 1
child 1	1 0 0 0 1 1 0 0 0 1 1
child 2	0 1 1 0 1 0 0 1 1 1 1

Fig. 2 Esempio di one-point crossover

5. A ciascuna soluzione così generata vengono applicate mutazioni casuali che cercano di introdurre nella popolazione caratteristiche altrimenti non presenti (operatore *mutazione*). A differenza del crossover questa è un'operazione individuale: un nuovo individuo (child) è prodotto da un solo individuo esistente (parent) per mezzo di una variazione dei suoi cromosomi (figura 3). Tale operazione consente al GA di non bloccarsi in un ottimo locale.

parent	1 0 0 0 1 1 0 1 1 0 1
child	1 0 0 0 1 0 0 1 1 0 1

Fig. 3 Esempio di mutazione

6. In aggiunta è possibile applicare anche l'operatore *inversione* che ha anch'esso la funzione di introdurre nella popolazione caratteristiche altrimenti non presenti. anche l'inversione è un'operazione individuale: due punti sono casualmente selezionati nel cromosoma di un individuo esistente e la parte di cromosomi tra questi due estremi è invertita per creare un nuovo individuo (figura 4). Tale operazione consente al GA di non bloccarsi in un ottimo locale.

parent	1 0 0 0 1 1 0 1 1 0 1
child	1 0 1 1 0 0 0 1 1 0 1

Fig. 4 Esempio di inversione

7. Viene sostituita la popolazione corrente con la nuova popolazione.
8. Si ritorna al punto 2.

Ogni iterazione del processo è chiamata "generazione". Un GA è normalmente iterato per un numero variabili di generazioni tra 50 e 500 o anche di più. L'insieme di generazioni è chiamato un "run". Al termine del run è selezionato l'individuo che presenta il miglior valore di fitness rispetto al problema da ottimizzare.

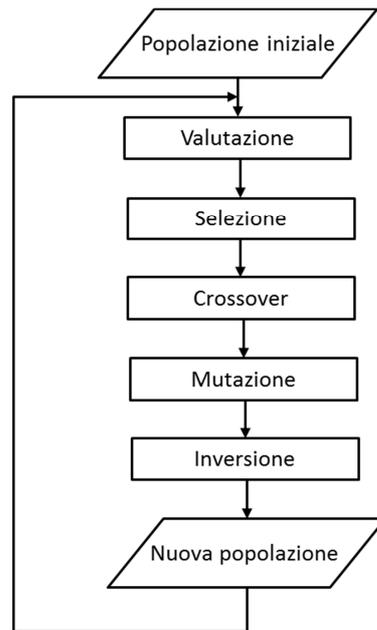


Fig. 5 Flowchart di una semplice genetic algorithm

Sono state poi proposte molte varianti a questo schema base, ad esempio suddividendo la popolazione in sottopopolazioni più piccole con scambi limitati (in modo da simulare le barriere geografiche presenti in natura).

4.4.2.2 Definizione della funzione obiettivo

I problemi di ottimizzazione prevedono tre elementi fondamentali:

1. le variabili decisionali, cioè le variabili di cui c'è la volontà di individuarne il valore "ottimo";
2. la funzione obiettivo, cioè la relazione funzionale tra le variabili decisionali il cui valore deve essere massimizzato o minimizzato;
3. il dominio, cioè l'insieme delle alternative disponibili per il decisore, che è anche definito come insieme ammissibile o insieme delle possibilità. La presenza di vincoli (che possono essere delle costanti o delle funzioni lineari e non-lineari delle variabili decisionali) restringe l'insieme ammissibile a un sottoinsieme dell'intero spazio.

Nel caso specifico dell'individuazione della configurazione ottimale di un impianto per il soddisfacimento dei fabbisogni energetici dell'edificio, si possono considerare:

1. variabili decisionali: la presenza o meno di determinati impianti e la loro taglia;
2. funzione obiettivo: i criteri decisionali adottabili per realizzare l'ottimizzazione del sistema multienergia possono essere molteplici: ridurre il consumo di energia primaria, massimizzare l'impiego di energie rinnovabili, massimizzare l'efficienza del sistema, ridurre i costi operativi, ridurre il costo di investimento iniziale, massimizzare il *Net Present Value*, minimizzare il *Pay-Back Period*, ecc. Fondamentalmente, essi possono raggruppati in due principali categorie: criteri energetici e criteri finanziari. Un solo criterio, o una combinazione di più criteri, può essere adottato per realizzare l'ottimizzazione del sistema multienergia. A tale scopo verrà creata una funzione obiettivo in cui ciascun criterio dovrà essere specificato attraverso parametri numerici adeguati.

3. dominio: se il problema è posto in termini continui (cioè trovare la taglia ottimale degli impianti considerati) il dominio consiste in tutti numeri reali compresi tra la taglia minima e la taglia massima della specifica macchina, mentre se il problema è posto in termini discreti (cioè dato un insieme di macchine trovarne la combinazione ottimale) il dominio è quello dei numeri naturali. Può essere necessario considerare vincoli, in particolare non-lineari, che discendano da considerazioni tecnologiche o normative nel momento in cui si considerano situazioni reali: per esempio, può essere necessario limitare lo scambio di energia elettrica con la rete oppure limitare la dissipazione di energia termica. Per tenere in considerazione questi vincoli, può essere più conveniente inglobarli nella funzione obiettivo come penalità piuttosto che implementarli come funzioni che limitino il dominio.

Tramite l'equazione (2) il consumo annuale di energia primaria dell'impianto (EP) è considerato come **funzione obiettivo energetica**.

$$OF_{en} = EP \quad (2)$$

In questo caso, l'ottimizzazione energetica consiste nella minimizzazione del consumo di energia primaria.

In relazione all'impianto multienergia riportato al capitolo 5, il consumo di energia primaria è ricavabile tramite l'equazione (3).

$$EP = E_{fuel,(CHP+ABS a FD+AB)} \cdot f_{fuel \rightarrow EP} + E_{el,prelevata} \cdot f_{el,p \rightarrow EP} - E_{el,immessa} \cdot f_{el,i \rightarrow EP} \quad (3)$$

Dove $E_{fuel,(CHP+ABS a FD+AB)}$ rappresenta l'energia introdotta con il combustibile dal cogeneratore, dal frigorifero ad assorbimento a fiamma diretta e dalla caldaia a condensazione ausiliaria, $f_{fuel \rightarrow EP}$ è il fattore di conversione del vettore energetico per il combustibile utilizzato. $E_{el,prelevata}$ è l'energia elettrica prelevata dalla rete e $f_{el,p \rightarrow EP}$ è il fattore di conversione del vettore energetico per l'elettricità prelevata, $E_{el,immessa}$ è l'energia elettrica immessa in rete e $f_{el,i \rightarrow EP}$ è il fattore di conversione del vettore energetico per l'elettricità immessa (vedi tabella 1).

Tab. 1 Fattori di conversione del fabbisogno energetico in energia primaria

Fattori di conversione in energia primaria	
Combustibili fossili (metano, gasolio, carbone, GPL)	1
Energia elettrica prelevata in BT*	$\frac{1}{\eta_{e,RIF} \cdot p_{consumata\ in\ loco}} = \frac{1}{0.46 \cdot 0.860} = 2.53$
Energia elettrica immessa in BT*	$\frac{1}{\eta_{e,RIF} \cdot p_{immessa}} = \frac{1}{0.46 \cdot 0.925} = 2.35$

*Il rendimento elettrico di riferimento è quello indicato nel DM 5 settembre 2011. I valori del fattore di correzione p sono ricavati dal DM 4 agosto 2011 in funzione della tensione.

Come detto precedentemente può essere utile tenere in considerazione vincoli non lineari che discendono da considerazioni normative o tecnologiche, per questo motivo è utile sostituire la funzione obiettivo con una funzione ausiliaria (equazione (4)).

$$AF_{en} = OF_{en} + \sum_i \mu_{en,i} NLC_i \quad (4)$$

Dove con NLC si sono indicati i vincoli non lineari espressi matematicamente e con μ il fattore di penalizzazione del singolo vincolo.

Come **funzione obiettivo economica** è considerato il valore attuale netto dell'investimento (NPV) per un determinato numero di anni (equazione (5)).

$$OF_{ec} = -NPV \quad (5)$$

In questo caso, l'ottimizzazione economica consiste nella massimizzazione del valore attuale netto.

Il valore attuale netto è calcolato utilizzando la relazione (6).

$$NPV = -C_0 + \sum_{i=1}^N \frac{C_i}{(1+r)^i} \quad (6)$$

Dove C_0 è il costo di investimento iniziale (negativo perché costituito dall'esborso iniziale per l'acquisto dell'impianto), r è il tasso di rendimento, C_i sono i flussi di cassa annuali legati all'anno i -esimo, N è il numero di anni considerati per la valutazione dell' NPV .

Come nel caso precedente può essere utile tenere in considerazione vincoli non lineari con una funzione ausiliaria (equazione (7)).

$$AF_{ec} = OF_{ec} + \sum_i \mu_{ec,i} NLC_i \quad (7)$$

dove, come per l'ottimizzazione energetica, con NLC si sono indicati i vincoli non lineari espressi matematicamente e con μ il fattore di penalizzazione del singolo vincolo.

Va tenuto in considerazione che i fattori di penalizzazione non necessariamente siano uguali al caso precedente, in quanto l'ordine di grandezza del NPV e dell' EP possono essere differenti.

Nel caso in cui la riduzione del consumo di energia primaria non sia conseguita in maniera esclusiva, senza tenendo in considerazione anche la remuneratività dell'impianto proposto, risulta utile definire una **funzione obiettivo ibrida**.

$$OF_{ibrida} = \alpha \cdot EP - \beta \cdot NPV \quad (8)$$

L'ottimizzazione ibrida consiste nella combinazione delle funzioni obiettivo precedentemente definite, alle quali possono essere aggiunti vincoli non lineari definendo così una funzione ausiliaria (equazione (8)). Il rapporto tra i coefficienti α e β determinerà l'importanza relativa tra i criteri di natura energetica e quelli di natura finanziaria.

$$AF_{ibrida} = \alpha \cdot OF_{en} + \beta \cdot OF_{ec} + \sum_i \mu_{ibrida,i} NLC_i \quad (8)$$

5. Assunzioni generali

In questo capitolo i sistemi di generazione adottati nelle simulazioni verranno caratterizzati in termini di prestazioni energetiche e di costi di acquisto.

Verrà inoltre stabilito l'intervallo temporale impiegato nelle simulazioni e valutato l'effetto della stagionalità sulle richieste.

5.1 Sistemi di generazione

Il sistema multienergia, proposto in figura 1, è supposto composto da: pannelli fotovoltaici (PV), collettori solari termici (SH), cogeneratore (CHP), frigorifero ad assorbimento a recupero di calore (ABS), pompa di calore geotermica (GSHP) e ad aria (ASHP) entrambe reversibili. Inoltre caldaia a condensazione (AB) e chiller ad aria non reversibile (AC) sono stati inseriti come sistemi ausiliari.

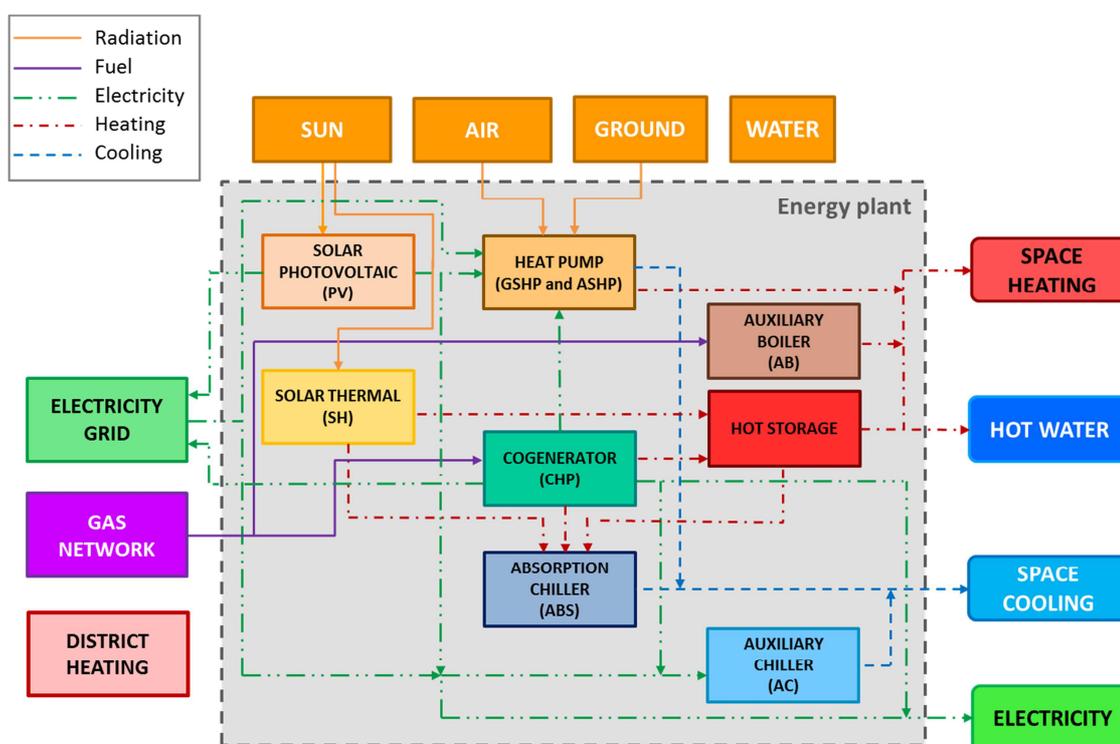


Fig.1 Sistemi di generazione adottati nell'impianto multienergia

Grazie all'analisi delle soluzioni commerciali presenti sul mercato per alcune delle tecnologie (riportate nel **capitolo 3**) sono state ricavate semplici relazioni che legano la grandezza nominale di riferimento con le altre grandezze nominali. Si è inoltre valutata per ogni tecnologia la variazione delle prestazioni al variare delle condizioni di funzionamento (carichi parziali e temperatura di esercizio). A tale scopo sono state utilizzate specifiche curve di correzione, ricavate dai cataloghi tecnici o dalla letteratura scientifica.

Lo stesso approccio è stato utilizzato per la caratterizzazione economica dei sistemi, laddove è stata condotta l'analisi dei prodotti presenti sul mercato è stato ricavato il costo specifico [€/kW] del sistema in maniera originale. Per gli altri sistemi, sono stati riportati i valori e le relazioni provenienti da letteratura.

5.1.1 Solare termico

Per il solare termico (SH), in base alla formulazione per il calcolo dell'efficienza proposta nel **paragrafo 3.1**, vengono assunti i seguenti valori: η_0 , k_1 , k_2 sono uguali rispettivamente a 0.80, 3.7 W/m²K e 0.013 W/m²K², mentre la temperatura media T_m è pari a 80°C durante la stagione estiva e a 50°C nei rimanenti mesi. Dal punto di vista economico è supposto un costo specifico di 200 €/m².

5.1.2 Solare fotovoltaico

Per il solare fotovoltaico (PV), con riferimento alla formulazione per il calcolo dell'efficienza proposta nel **paragrafo 3.2**, è ipotizzato l'impiego di pannelli fotovoltaici al silicio monocristallino per cui è possibile considerare: $\eta_{M,ref}$ pari a 0.14, $\beta=0.005$ °C⁻¹ e una potenza di picco di 0.22 kW. La temperatura di riferimento della cella T_{rif} è pari a 20 °C, mentre la temperatura nominale di lavoro della cella *NOCT* è pari a 45 °C. Le perdite legate all'inverter e alle connessioni elettriche sono stimate considerando un η_{BOS} di 0.90. È supposto un costo specifico di 3000 €/kW_{picco}.

5.1.3 Cogeneratore

Come cogeneratore, tra le tecnologie presentate nel **paragrafo 3.3**, il motore a combustione interna (MCI) è stato scelto per l'ampia diffusione e la consolidata affidabilità. La potenza elettrica è la grandezza nominale di riferimento, rispetto alla quale, utilizzando i dati raccolti dall'analisi dei prodotti presenti sul mercato (figura 1 e figura 2) è possibile ricavare le altre grandezze nominali. Si è così ottenuta l'equazione (1), grazie alla quale è possibile ottenere la potenza termica del MCI in funzione della potenza elettrica.

$$P_{MCI,th,nom} = 2.5 \cdot (P_{MCI,el,nom})^{0.91} \quad [\text{kW}_{th}] \quad (1)$$

Tramite l'equazione (2) è possibile ricavare l'efficienza elettrica del MCI in funzione della potenza elettrica nominale:

$$\eta_{MCI,el,nom} = 0.232 \cdot (P_{MCI,el,nom})^{0.084} \quad [-] \quad (2)$$

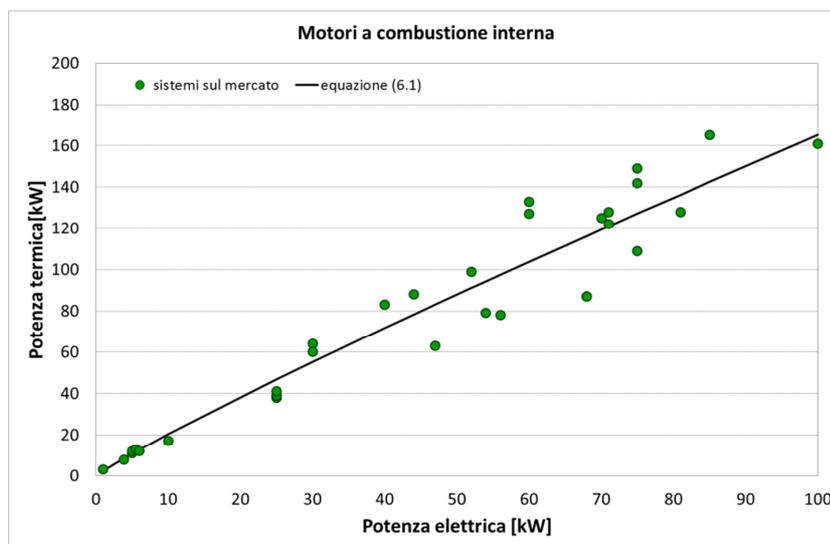


Fig.1 Potenza termica nominale del MCI in funzione della potenza elettrica nominale

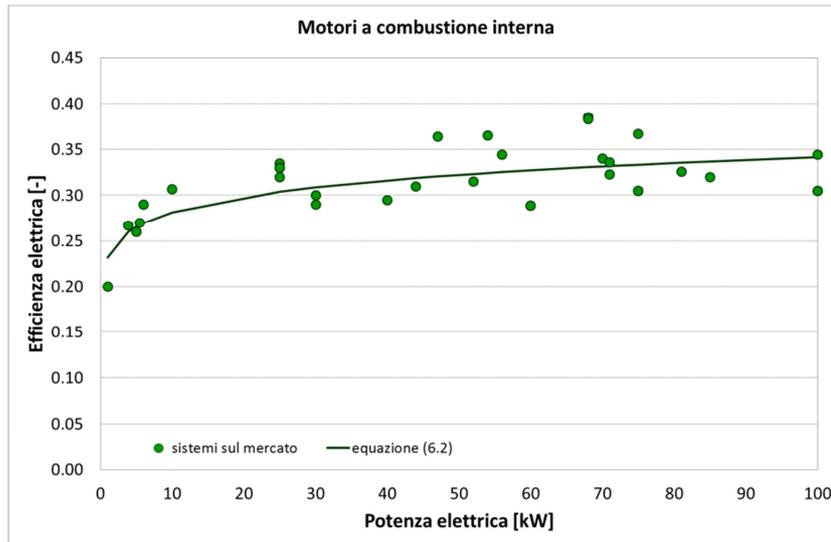


Fig.2 Efficienza elettrica nominale del MCI in funzione della potenza elettrica nominale

L'efficienza elettrica varia in funzione della taglia elettrica e , utilizzando l'equazione (2), nel range $1 \div 100 \text{ kW}_{el}$, essa assume valori compresi tra 0.232 e 0.342.

In figura 3 è riportata l'influenza della temperatura dell'aria sulle prestazioni del motore a combustione interna. Tale variazione è generalizzabile e viene valutata rispetto alle condizioni nominali di funzionamento, definite per una temperatura dell'aria esterna di $15 \text{ }^\circ\text{C}$. È supposta una variazione lineare delle prestazioni nell'intervallo tra i $-5 \text{ }^\circ\text{C}$ e i $35 \text{ }^\circ\text{C}$.

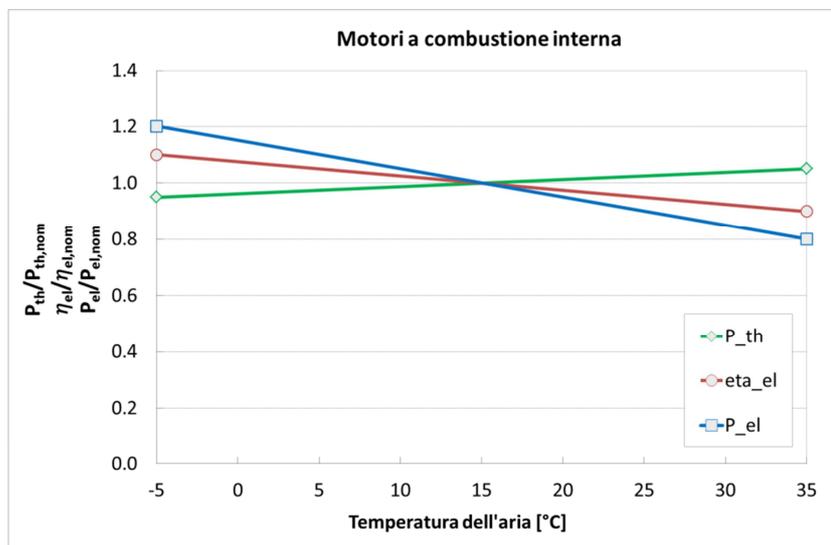


Fig.3 Curve di correzioni delle prestazioni di un MCI in funzione della temperatura dell'aria

Anche il funzionamento a carico parziale influenza le prestazioni del motore a combustione interna (figura 4). Per il motore a combustione interna il carico parziale (LOAD) è dato dal rapporto tra la potenza termica attuale e la potenza termica nominale. È supposta una variazione lineare delle prestazioni tra il carico nominale ed il carico minimo, assunto pari al 10 %.

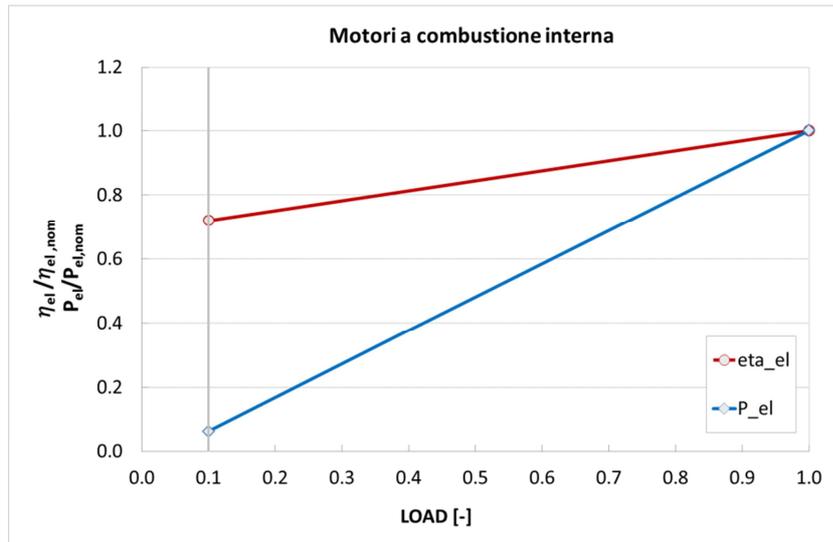


Fig.4 Curve di correzioni delle prestazioni di un MCI in funzione del carico

In figura 5 è riportato il costo specifico del cogeneratore in funzione della potenza elettrica nominale. Tramite l'equazione (3) è possibile ricavare il costo specifico del MCI in funzione della potenza elettrica nominale:

$$p_{MCI} = 5000 \cdot (P_{MCI,el,nom})^{-0.3606} \text{ [€/kW}_{el}] \quad (3)$$

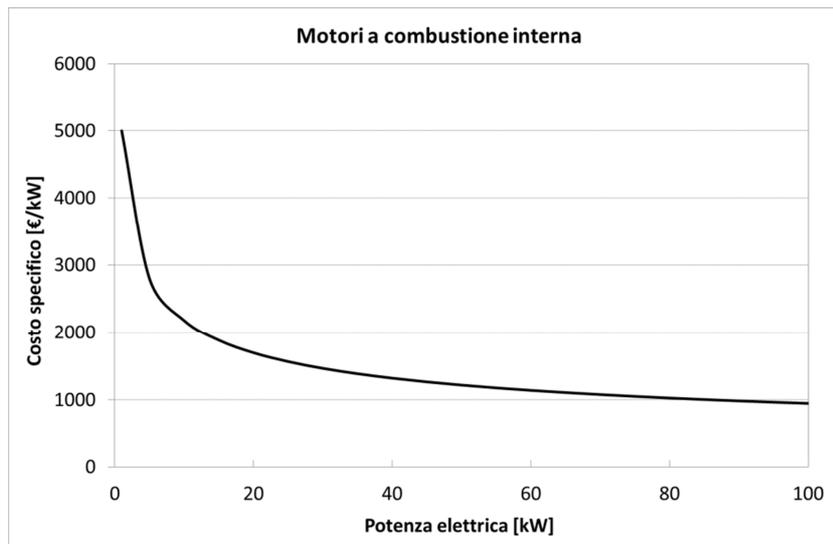


Fig.5 Costo specifico del MCI determinato in funzione della potenza elettrica nominale

5.1.4 Accumulo termico

In riferimento all'accumulo termico (STORAGE), in accordo con quanto riportato nel **paragrafo 4.2.4**, il volume dell'accumulo destinato al solare termico viene ricavato considerando un coefficiente pari a 0.04, mentre la parte dell'accumulo destinata allo stoccaggio dell'energia termica proveniente dal cogeneratore viene determinata considerando un coefficiente uguale a 2. Dal punto di vista economico è ipotizzato un costo specifico dell'accumulo termico pari a 3000 €/m³.

5.1.5 Frigorifero ad assorbimento

Per il frigorifero ad assorbimento a recupero di calore (ABS) è stato ipotizzato l'impiego di un sistema a singolo effetto con miscela H₂O-BrLi, compatibile con le temperature di produzione del calore del SH e del CHP, e per il quale è possibile supporre un EER pari a 0.7. L'efficienza del frigorifero ad assorbimento è influenzata dal funzionamento a carico parziale (figura 1). Per il frigorifero ad assorbimento il carico parziale (detto LOAD) è dato dal rapporto tra la potenza frigorifera attuale e la potenza frigorifera nominale. È supposta una variazione bilineare dell'efficienza tra il carico nominale ed il carico minimo, assunto pari al 25 %. Il rendimento massimo si ha per il 50 % del carico nominale.

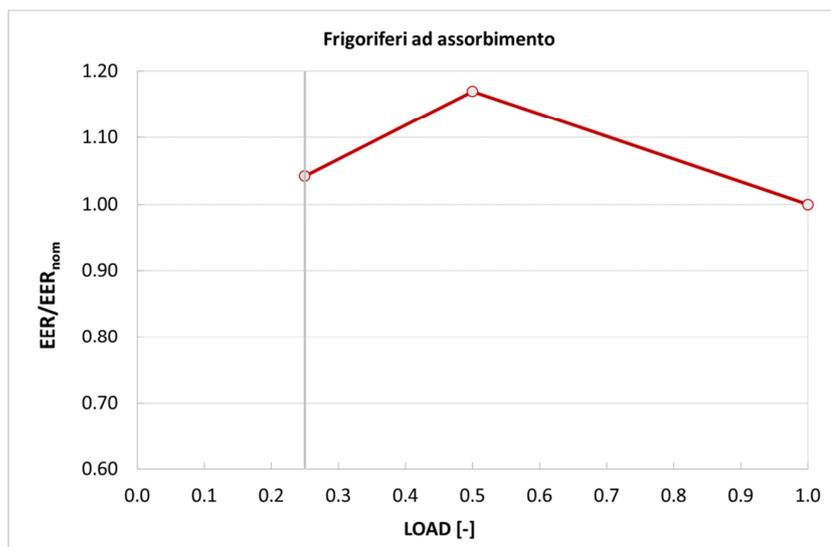


Fig.1 Curve di correzioni del rendimento frigorifero di un ABS in funzione del carico

In figura 2 è riportato il costo specifico del frigorifero ad assorbimento in funzione della potenza frigorifera nominale. Tramite l'equazione (1) è possibile ricavare il costo specifico dell'ABS in funzione della potenza frigorifera nominale [28].

$$p_{ABS} = 5221.2 \cdot (P_{ABS,fr,nom})^{-0.4836} \text{ [€/kW}_{fr}] \quad (1)$$

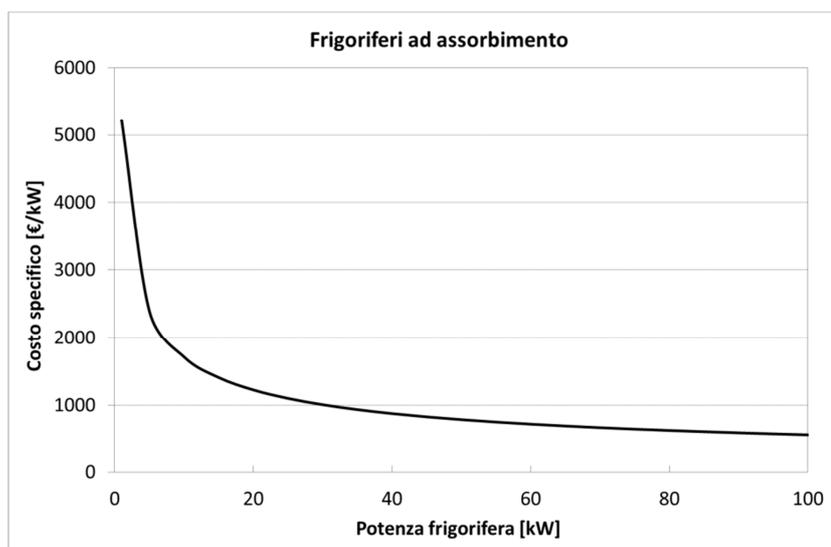


Fig.2 Costo specifico dell'ABS determinato in funzione della potenza frigorifera nominale

5.1.6 Pompa di calore ad aria

Per la pompa di calore ad aria (ASHP), l'analisi dei sistemi presenti sul mercato (**paragrafo 3.6.2**) mostra una variazione lineare della potenza frigorifera in funzione della potenza termica (figura 1). Tramite l'equazione (1) è possibile ricavare la potenza frigorifera nominale della ASHP in funzione della potenza termica nominale:

$$P_{ASHP,fr,nom} = 0.88 \cdot P_{ASHP,th,nom} \quad (1)$$

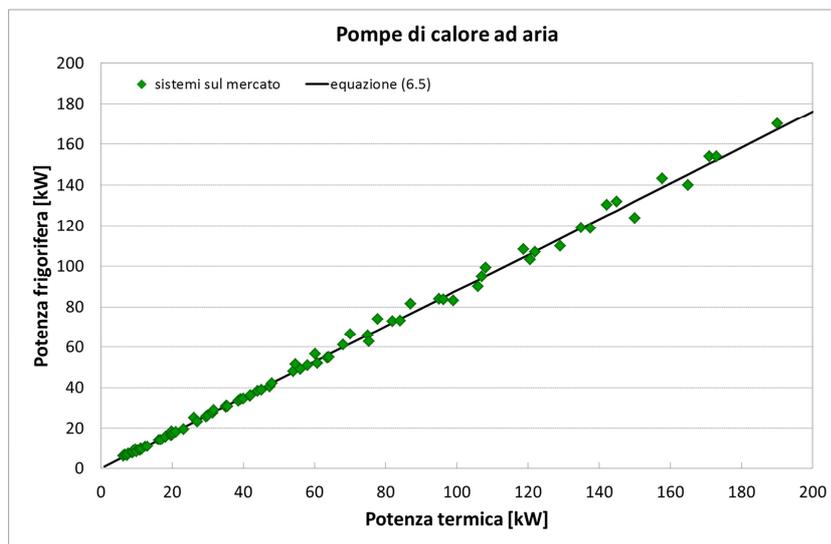


Fig.1 Potenza frigorifera nominale della ASHP in funzione della potenza termica nominale

In figura 2 si osserva che sia il COP che l'EER delle ASHP si mantengono pressoché costanti al variare della taglia termica. Nel range 1÷200 kW_{th}, considerando temperature nominali dello scambiatore di calore lato utenza uguale a 45 °C in inverno e 7 °C in estate e temperature nominali dello scambiatore di calore lato sorgente pari a 35 °C in estate e 7 °C in inverno, è possibile assumere un COP nominale medio di 3.2 e un EER nominale medio di 2.8.

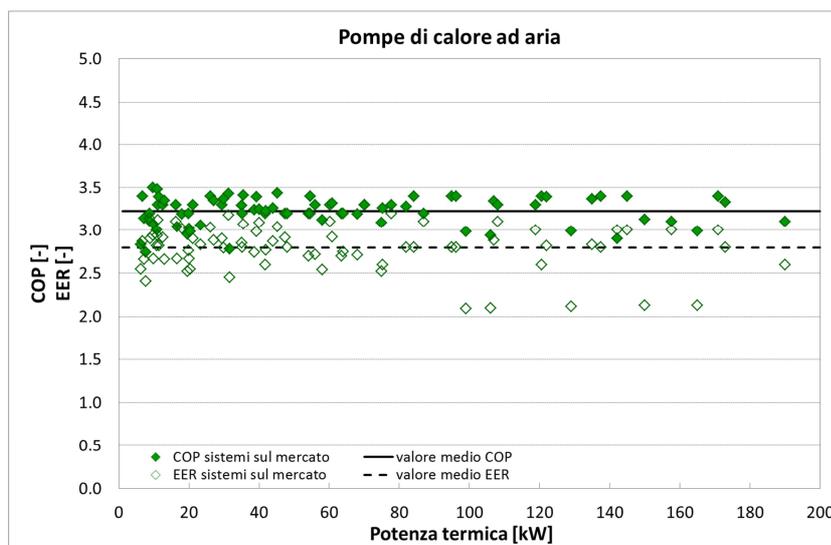


Fig.2 COP ed EER delle ASHP in funzione della potenza termica nominale

La temperatura dell'aria influenza le prestazioni della pompa di calore ad aria. Rispetto alle temperature per cui sono note le prestazioni nominali sono assunte variazioni lineari delle prestazioni sia in riscaldamento (periodo invernale, vedi figura 3) che in raffreddamento (periodo estivo, vedi figura 4).

Si ricorda che se la temperatura dell'aria è minore della temperatura minima per cui sono note le prestazioni in funzionamento invernale allora la pompa di calore ad aria si spegne. Se al contrario, la temperatura dell'aria è maggiore della massima temperatura per cui sono note le prestazioni allora le prestazioni si mantengono costanti pari al valore assunto in corrispondenza della massima temperatura per cui sono note le prestazioni.

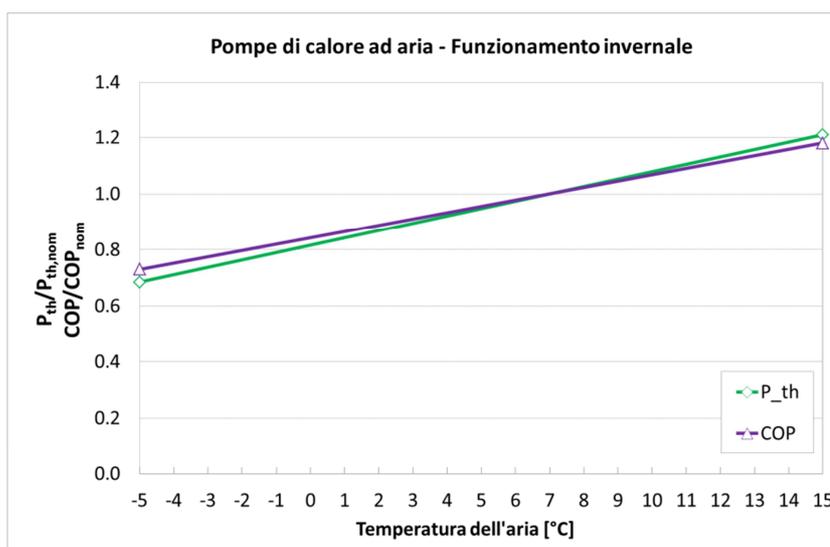


Fig.3 Curve di correzioni delle prestazioni in riscaldamento di una ASHP in funzione della temperatura dell'aria

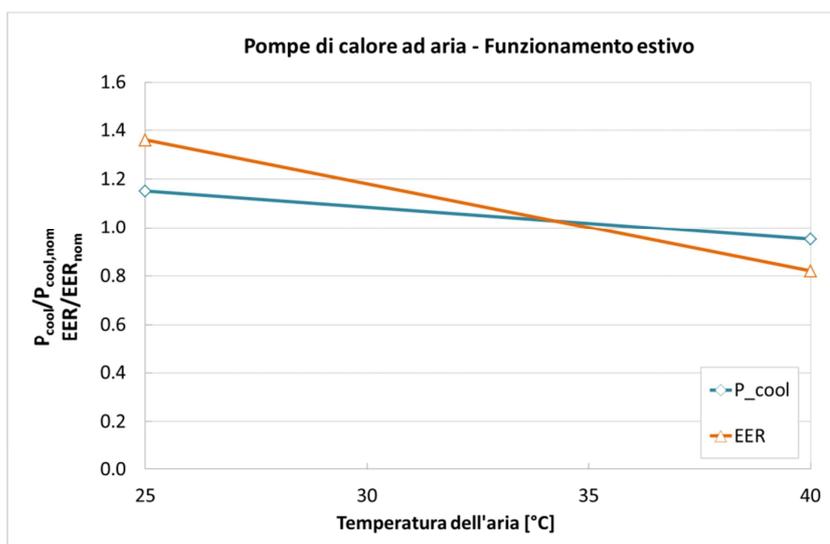


Fig.4 Curve di correzioni delle prestazioni in raffreddamento di una ASHP in funzione della temperatura dell'aria

Anche il funzionamento a carico parziale influenza le prestazioni della pompa di calore ad aria (figura 5). Per la pompa di calore ad aria il carico parziale (LOAD) in funzionamento invernale è dato dal

rapporto tra la potenza termica attuale e la potenza termica nominale, mentre in funzionamento estivo è dato dal rapporto tra potenza frigorifera attuale e la potenza frigorifera nominale. È supposta una variazione lineare delle prestazioni tra il carico nominale ed il carico minimo, assunto pari al 10 %.

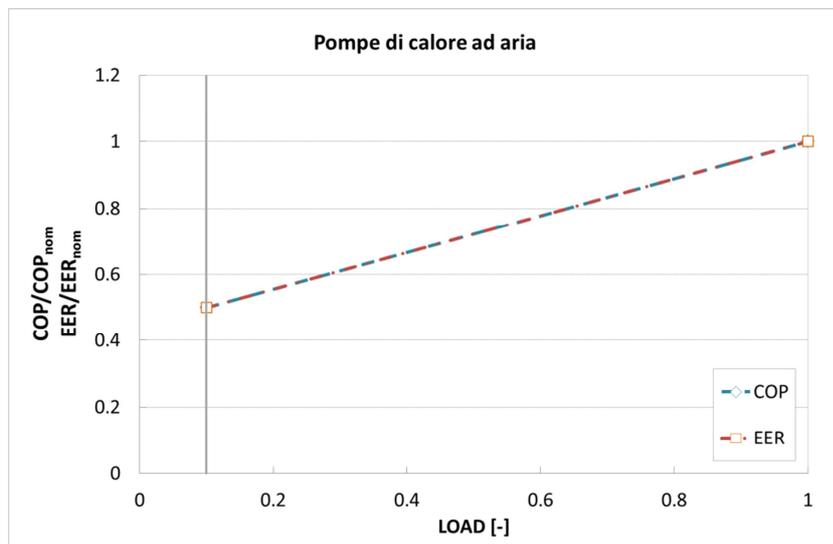


Fig.5 Curve di correzione dei rendimenti di una ASHP in funzione del carico

In figura 6 è riportato il costo specifico della pompa di calore ad aria in funzione della potenza termica nominale. Tramite l'equazione (1) è possibile ricavare il costo specifico della ASHP in funzione della potenza termica nominale:

$$p_{ASHP} = 1193 \cdot (P_{ASHP,th,nom})^{-0.3312} \text{ [€/kW}_{th}] \quad (1)$$

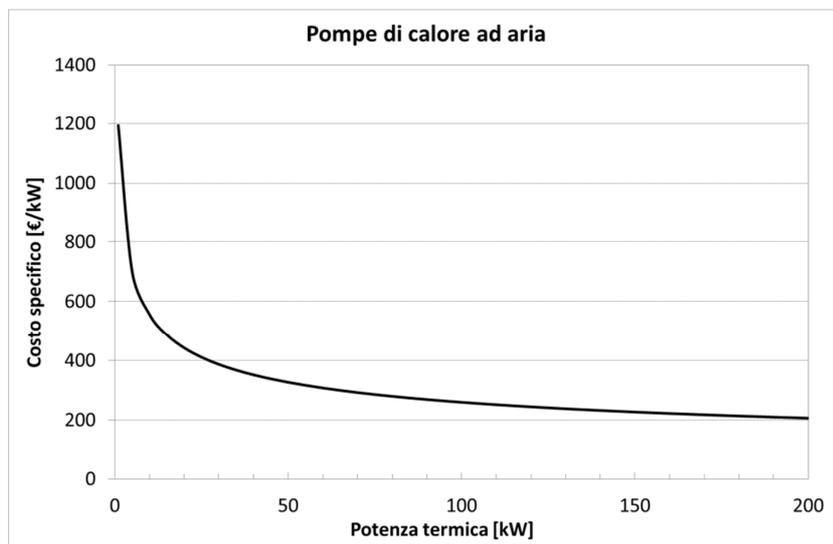


Fig.6 Costo specifico della ASHP determinato in funzione della potenza termica nominale

5.1.7 Pompa di calore geotermica

Per la pompa di calore geotermica (GSHP), l'analisi dei sistemi presenti sul mercato (**paragrafo 3.6.2**) evidenzia una variazione lineare della potenza frigorifera in funzione della potenza termica (figura 1). Tramite l'equazione (1) è possibile ricavare la potenza frigorifera della GSHP in funzione della potenza termica nominale:

$$P_{GSHP,fr,nom} = 0.82 \cdot P_{GSHP,th,nom} \quad (1)$$

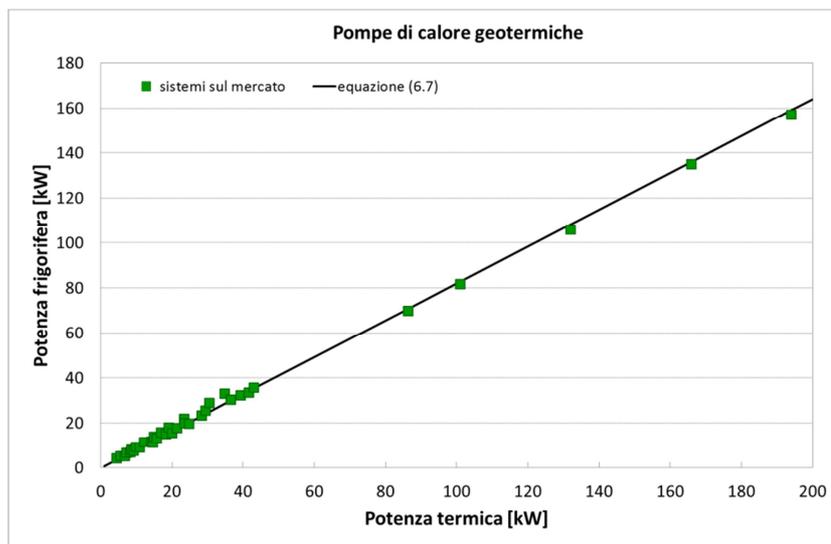


Fig.1 Potenza frigorifera nominale della GSHP in funzione della potenza termica nominale

In figura 2 si osserva che sia il COP che l'EER delle GSHP si mantengono pressoché costanti al variare della taglia termica. Nel range 1÷200 kW_{th}, considerando temperature nominali dello scambiatore di calore lato utenza uguale a 45 °C in inverno e 7 °C in estate e temperature nominali dello scambiatore di calore lato sorgente pari a 18 °C in estate e 10 °C in inverno, è possibile assumere un COP nominale medio di 4.8 e un EER nominale medio di 4.3.

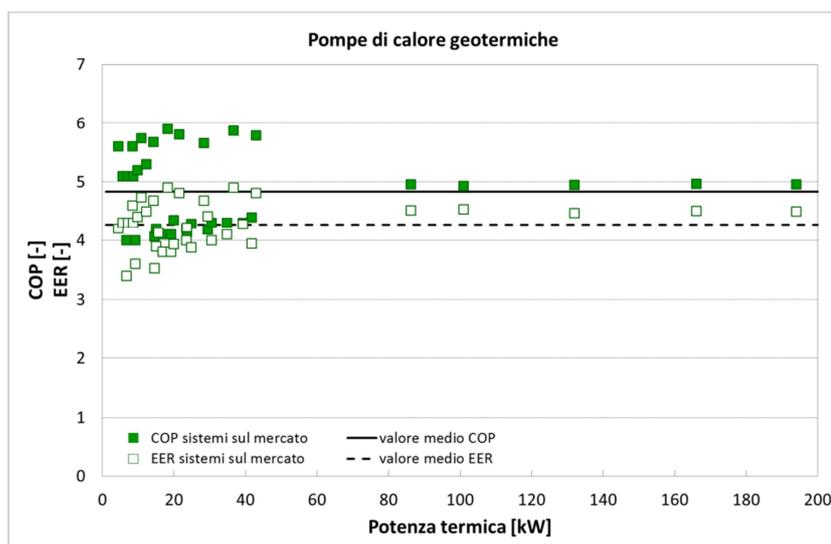


Fig.2 COP ed EER delle GSHP in funzione della potenza termica nominale

La temperatura del terreno influenza le prestazioni della pompa di calore geotermica. La temperatura del terreno è assunta pari alla media annuale della temperatura dell'aria della località considerata. Rispetto alle temperature per cui sono note le prestazioni nominali sono assunte variazioni lineari delle prestazioni sia in riscaldamento che in raffrescamento similari a quelle presentate per le pompe di calore ad aria.

Anche il funzionamento a carico parziale influenza le prestazioni della pompa di calore geotermica (figura 3). Per la pompa di calore geotermica il carico parziale (LOAD) in funzionamento invernale è dato dal rapporto tra la potenza termica attuale e la potenza termica nominale, mentre in funzionamento estivo è dato dal rapporto tra potenza frigorifera attuale e la potenza frigorifera nominale. È supposta una variazione lineare delle prestazioni tra il carico nominale ed il carico minimo, assunto pari al 10 %.

In figura 4 è riportato il costo specifico della pompa di calore geotermica in funzione della potenza termica nominale.

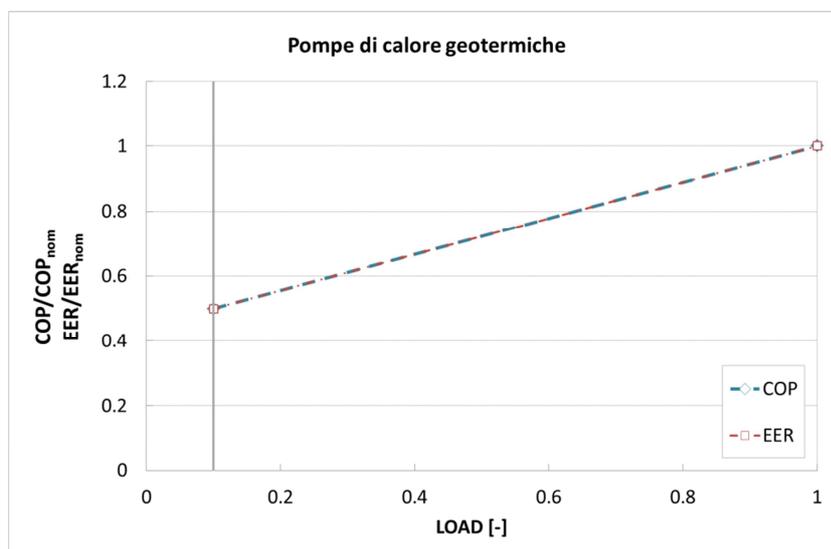


Fig.3 Curve di correzione dei rendimenti di una GSHP in funzione del carico

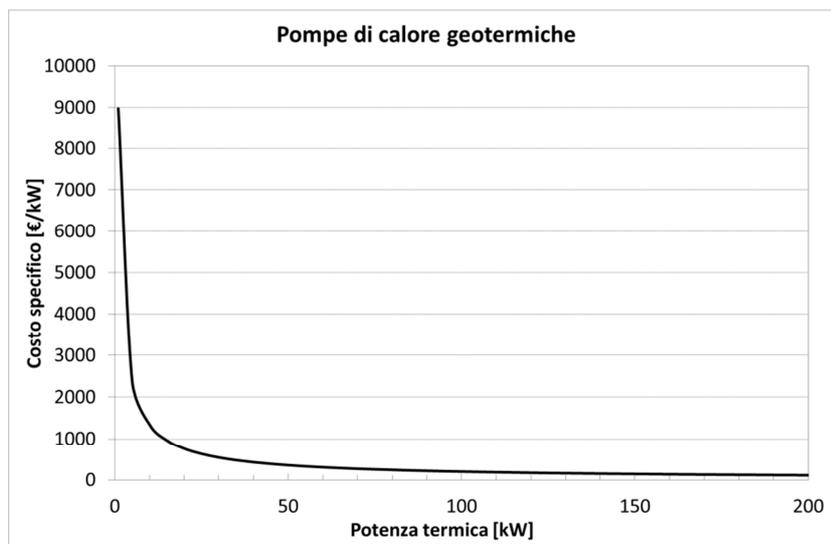


Fig.6 Costo specifico della GSHP determinato in funzione della potenza termica nominale

Tramite l'equazione (2) è possibile ricavare il costo specifico della GSHP in funzione della potenza termica nominale.

$$p_{GSHP} = 8980 \cdot (P_{GSHP,th,nom})^{-0.823} \text{ [€/kW}_{th}] \quad (2)$$

5.1.8 Chiller ad aria

Per il chiller ad aria con funzione ausiliaria (AC), considerando una temperatura nominale dello scambiatore di calore lato utenza uguale a 7 °C e temperatura nominale dello scambiatore di calore lato sorgente pari a 30 °C, si assume un EER pari a 2.3. L'EER del AC è considerato costante al variare della potenza frigorifera.

In figura 1 è riportata l'influenza della temperatura dell'aria sulle prestazioni del chiller ad aria. Rispetto alle temperature per cui sono note le prestazioni nominali sono assunte variazioni lineari delle prestazioni in raffreddamento.

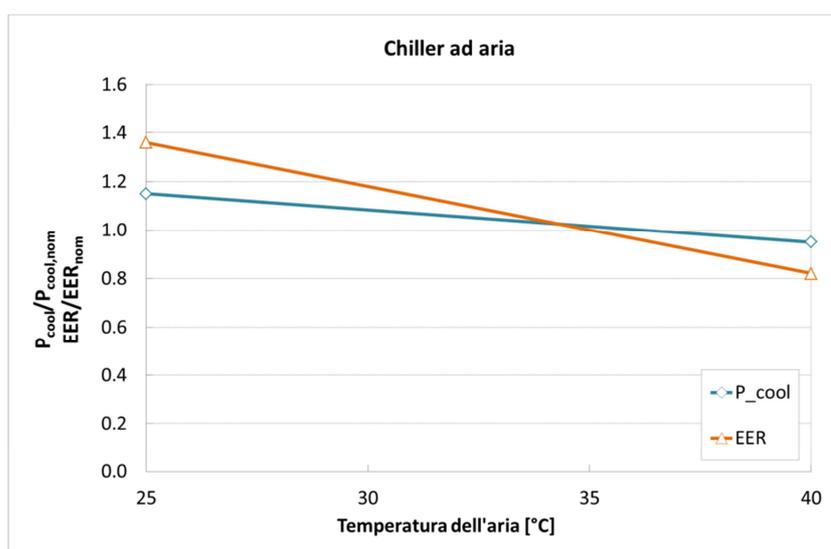


Fig.1 Curve di correzioni delle prestazioni in raffreddamento di un AC in funzione della temperatura dell'aria

Anche il funzionamento a carico parziale influenza le prestazioni del chiller ad aria (figura 2). Per il chiller ad aria il carico parziale (LOAD) è dato dal rapporto tra potenza frigorifera attuale e la potenza frigorifera nominale.

Solitamente per i chiller ad aria è prevista una potenza minima producibile, pari circa al 10% della potenza nominale. Tuttavia essendo impiegato come sistema ausiliario, esso deve essere in grado di soddisfare tutta la richiesta di energia frigorifera eventualmente non prodotta dai precedenti sistemi, modulando il carico nel range 0÷100 %.

In figura 3 è riportato il costo specifico del chiller ad aria in funzione della potenza frigorifera nominale. Tramite l'equazione (1) è possibile ricavare il costo specifico dell'AC in funzione della potenza frigorifera nominale [28].

$$p_{AC} = 579.11 \cdot (P_{AC,fr,nom})^{-0.2057} \text{ [€/kW}_{fr}] \quad (1)$$

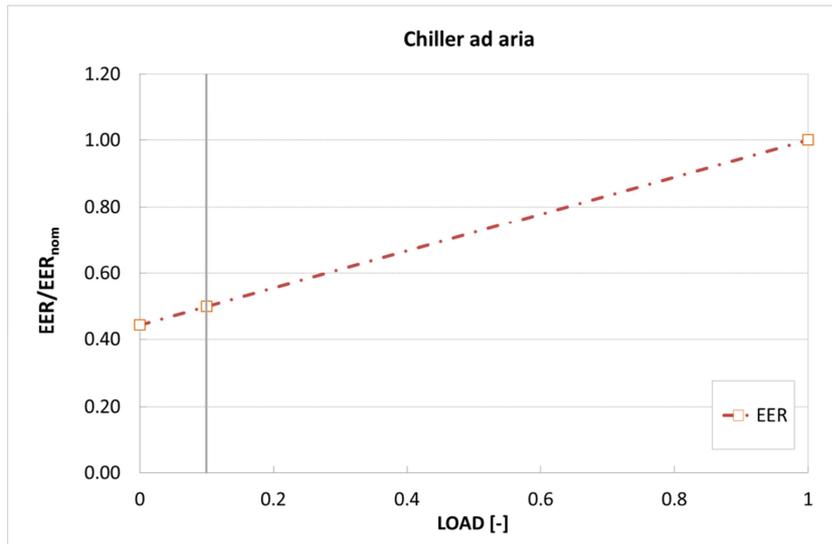


Fig.2 Curva di correzione dei rendimenti di un AC in funzione del carico

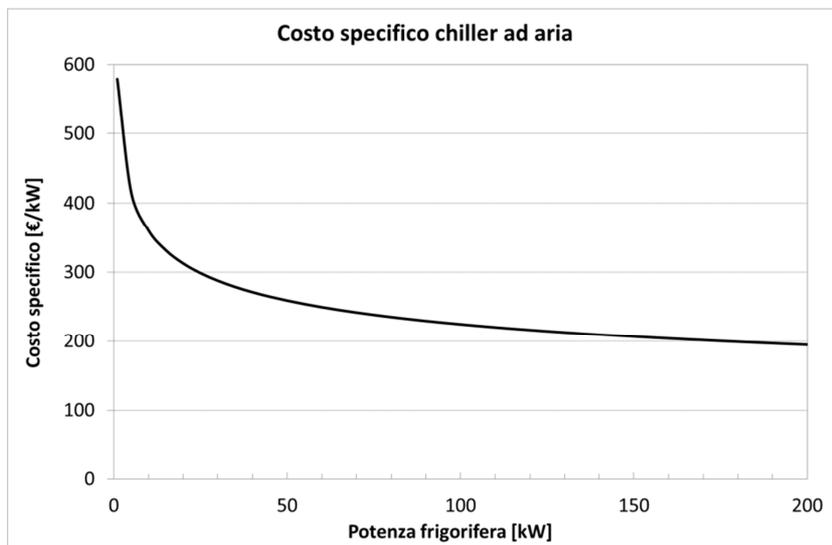


Fig.3 Costo specifico dell'AC determinato in funzione della potenza frigorifera nominale

5.1.9 Caldaia a condensazione

Per la caldaia a condensazione con funzione ausiliaria (AB), in base all'analisi dei prodotti presenti sul mercato nel range 1÷200 kW_{th} presentata nel **paragrafo 3.7**, è possibile considerare un'efficienza termica pressoché costante al variare della potenza termica (figura 1). Si assume un'efficienza termica nominale media di 1.06.

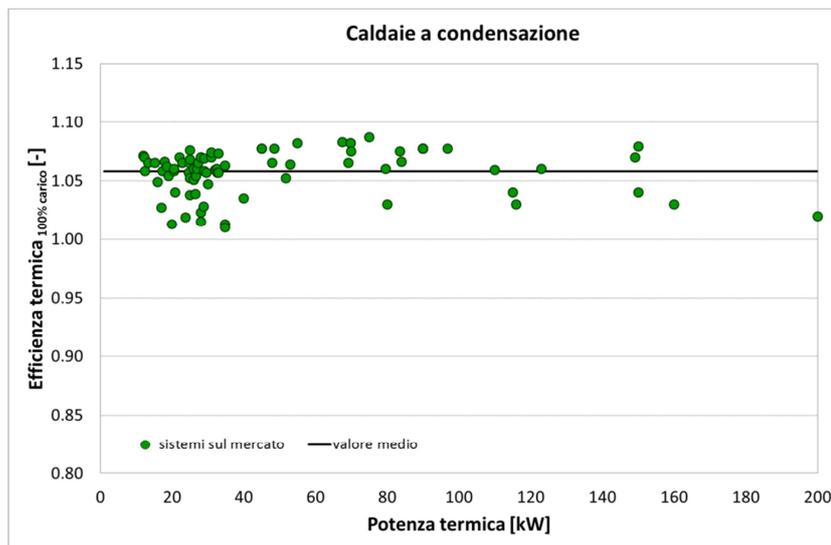


Fig.1 Efficienza termica nominale di AB in funzione della potenza termica nominale

L'efficienza a carico parziale delle caldaie a condensazione risulta essere più elevata dell'efficienza a carico nominale. Il valore massimo dell'efficienza termica può essere assunto in corrispondenza del 30 % del carico nominale (figura 2). Per valutare tale caratteristica è proposta una variazione bilineare dell'efficienza per carico parziale (LOAD), il quale per la caldaia a condensazione è definito dal rapporto tra la potenza termica attuale e la potenza termica nominale. Solitamente per le caldaie a condensazioni è prevista una potenza minima producibile, pari circa al 15% della potenza nominale. Tuttavia essendo impiegata come sistema ausiliario, essa deve essere in grado di soddisfare tutta la richiesta di energia termica eventualmente non prodotta dai precedenti sistemi, modulando il carico nel range 0÷100 %.

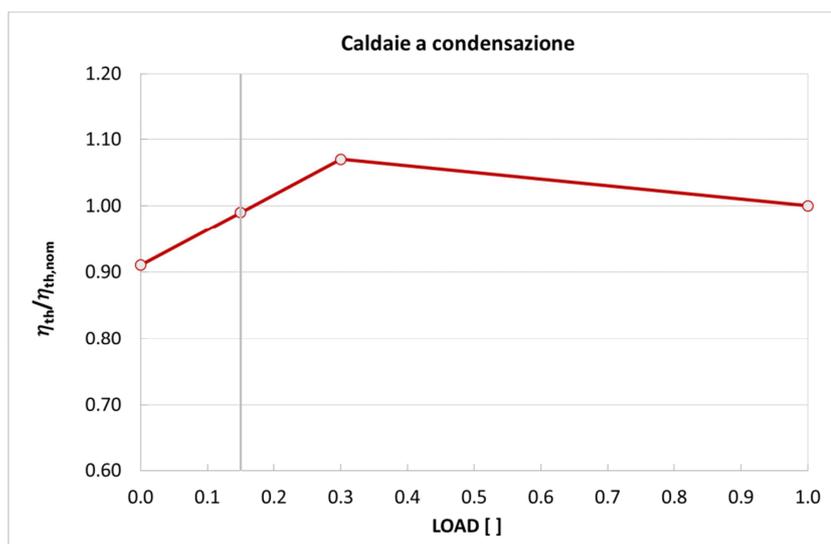


Fig.2 Curve di correzioni del rendimento termico di una AB in funzione del carico

In figura 3 è riportato il costo specifico della caldaia a condensazione in funzione della potenza termica nominale. Tramite l'equazione (1) è possibile ricavare il costo specifico del AB in funzione della potenza termica nominale [28].

$$p_{AB} = 510.35 \cdot (P_{AB,th,nom})^{-0.3904} \text{ [€/kW}_{th}] \quad (1)$$

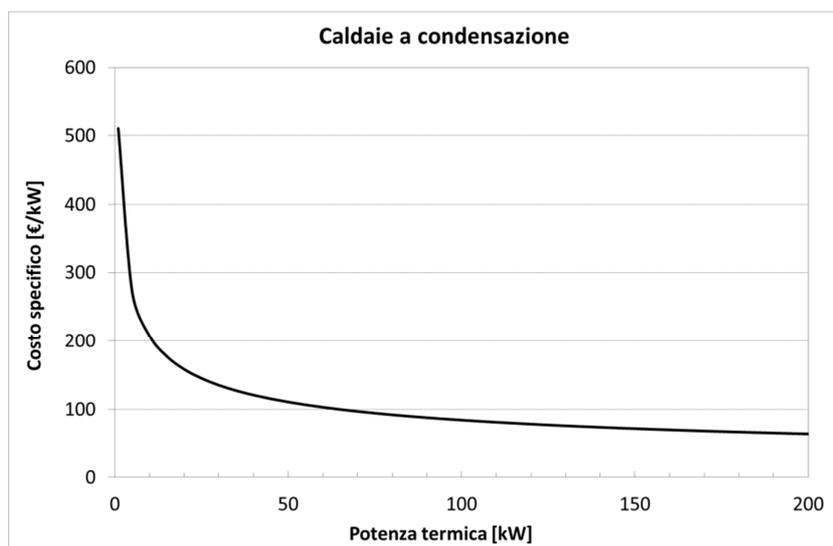


Fig.3 Costo specifico dell'AB determinato in funzione della potenza termica nominale

5.2 Discretizzazione temporale

L'intervallo temporale ($\Delta\tau_i$) considerato nelle simulazioni è fissato pari ad un ora. Lo scopo di adottare un'analisi su base oraria è quello di condurre una simulazione del sistema multienergia in grado di prendere in considerazione:

- la variabilità dell'efficienza dei sistemi di generazione al variare delle condizioni di lavoro;
- la variabilità dell'efficienza dei sistemi di generazione in funzione dei carichi parziali;
- la contemporaneità di alcune produzioni energetiche in relazione a domande energetiche non contemporanee (es. cogeneratore);
- la natura aleatoria e non programmabile delle energie rinnovabili.

Inoltre, solo in presenza di una discretizzazione temporale oraria, è possibile modellare il funzionamento del sistema di accumulo termico.

L'analisi è stata condotta considerando tre giorni tipo mensili: un lavorativo, un prefestivo ed un festivo. Per ognuno di essi sono state ricavate le richieste energetiche e la loro distribuzione temporale su base oraria (vedi **capitolo 2**). Le richieste di tali giorni tipo sono replicate per il numero di giorni appartenenti a ciascuna tipologia all'interno del mese considerato. L'operazione viene ripetuta per tutti i mesi, ottenendo le richieste energetiche orarie per l'intero anno (per un totale di 8760 ore).

Stagione invernale, mezza stagione ed estate sono identificate da diversi tipi di domande energetiche.

La richiesta di riscaldamento è presente solo durante il periodo di riscaldamento invernale (determinato in funzione della zona climatica), la domanda termica per acqua calda sanitaria è invece presente durante l'intero anno. Tramite l'equazione (1) viene determinato il bilancio della produzione di calore.

$$E_{th,i} = E_{SH,th \rightarrow th,i} + E_{CHP,th \rightarrow th,i} + E_{STORAGE,th \rightarrow th,i} + E_{GSHP,th,i} + E_{ASHP,th,i} + E_{AB,th,i} \quad \forall \Delta\tau_i \quad (1)$$

Dove a sinistra è riportata la richiesta di energia termica ($E_{th,i}$), somma di riscaldamento ed acqua calda sanitaria, e a destra sono riportate la produzione del solare termico che soddisfa direttamente la domanda ($E_{SH,th \rightarrow th,i}$), la produzione termica del cogeneratore che soddisfa direttamente la domanda ($E_{CHP,th \rightarrow th,i}$), l'energia termica prelevata dall'accumulo che soddisfa direttamente la domanda ($E_{STORAGE,th \rightarrow th,i}$), la produzione termica delle pompa di calore geotermica ($E_{GSHP,th,i}$) e della pompa di calore ad aria ($E_{ASHP,th,i}$), la produzione termica della caldaia ausiliaria ($E_{AB,th,i}$). Le due pompe di calore sono considerate reversibili, cioè producono caldo durante il periodo di riscaldamento invernale e freddo durante il periodo estivo.

La domanda per raffrescamento è presente solo durante il periodo estivo. Il bilancio della produzione di freddo è dato dall'equazione (2).

$$E_{cold,i} = E_{ABS,cold,i} + E_{GSHP,cold,i} + E_{ASHP,cold,i} + E_{AC,cold,i} \quad \forall \Delta\tau_i \quad (2)$$

Dove a sinistra è riportata la domanda di raffrescamento ($E_{cold,i}$) e a destra la produzione del frigorifero ad assorbimento a recupero di calore ($E_{ABS,cold,i}$), la produzione della pompa di calore geotermica ($E_{GSHP,cold,i}$) e della pompa di calore ad aria ($E_{ASHP,cold,i}$), la produzione del chiller ad aria con funzione ausiliaria ($E_{AC,cold,i}$).

L'energia frigorifera prodotta dal frigorifero ad assorbimento a recupero di calore è determinata con la relazione (3).

$$E_{ABS,cold,i} = \frac{(E_{CHP,th \rightarrow cold,i} + E_{SH,th \rightarrow cold,i} + E_{STORAGE,th \rightarrow cold,i})}{EER_{ABS,i}} \quad \forall \Delta\tau_i \quad (3)$$

Dove $E_{CHP,th \rightarrow cold,i}$ e $E_{SH,th \rightarrow cold,i}$ sono le produzioni termiche, rispettivamente, del cogeneratore e del solare termico che alimentano il frigorifero ad assorbimento, mentre $E_{STORAGE,th \rightarrow cold,i}$ è l'energia termica prelevata dal serbatoio di accumulo.

La domanda di elettricità per l'illuminazione e le apparecchiature elettriche è presente durante tutto l'anno. Il bilancio dell'energia elettrica è dato dall'equazione (4).

$$E_{l\&a,el,i} + E_{GSHP,el,i} + E_{ASHP,el,i} + E_{AC,el,i} = E_{PV,el,i} + E_{CHP,el,i} + E_{grid,el,i} \quad \forall \Delta\tau_i \quad (4)$$

Dove $E_{l\&a,el,i}$ è la domanda di elettricità per illuminazione e apparecchiature elettriche, $E_{GSHP,el,i}$ e $E_{ASHP,el,i}$ sono i consumi di elettricità, rispettivamente, per la pompa di calore geotermica e per la pompa di calore ad aria, $E_{AC,el,i}$ è il consumo di elettricità per il chiller ad aria con funzione ausiliaria. $E_{PV,el,i}$ è la produzione elettrica dei pannelli fotovoltaici, $E_{CHP,el,i}$ è la produzione elettrica del cogeneratore, $E_{grid,el,i}$ è l'elettricità immessa/prelevata dalla rete. In particolare, se la produzione elettrica del fotovoltaico del cogeneratore è minore della domanda, allora $E_{grid,el,i}$ è positiva e rappresenta l'elettricità prelevata dalla rete, in caso contrario $E_{grid,el,i}$ è negativa e rappresenta l'elettricità immessa nella rete.

Per ogni ora dell'anno (i da 1 a 8760) il modello assicura il soddisfacimento dei bilanci energetici, riportati nelle equazioni (1), (2) e (4).

6. Casi applicativi

In questo capitolo verranno presentati due casi applicativi. Il primo caso considerato è il progetto di una torre adibita ad uso misto commerciale/uffici denominato “Progetto Torre3” la cui costruzione è prevista a Rovigo. Note le richieste energetiche, verrà condotta un’ottimizzazione energetica/economica per la determinazione della configurazione ottimale dell’impianto multienergia che consenta la minimizzazione di una funzione obiettivo ibrida. A tale riguardo, ed in riferimento al **paragrafo 4.4.2.2**, diverse combinazioni dei coefficienti α e β verranno prese in considerazione. Per la caratterizzazione dei sistemi di generazione verranno presi in considerazione i valori e gli andamenti presentati nel **paragrafo 5.1**. Per l’analisi economica inoltre, verranno prese in considerazione le tariffazioni e le forme incentivanti previste in Italia riportate nel **paragrafo 4.3**.

Il secondo caso considerato è il progetto di un edificio, denominato “Green Energy Laboratory (GEL)”, realizzato a seguito di un accordo siglato tra la Shanghai Jiao Tong University e il Ministero Italiano dell’Ambiente e della Tutela del Territorio e del Mare. L’edificio, costruito all’interno del campus della Jiao Tong University di Shanghai, è stato inaugurato nel marzo del 2012. Il GEL ospita al suo interno laboratori, aule studio e uffici, ed è pensato come piattaforma per lo studio delle tecnologie innovative e delle strategie di ottimizzazione per il risparmio energetico negli edifici. Nel presente studio, il GEL verrà ipoteticamente replicato in altre quattro località allo scopo di valutare l’influenza della localizzazione geografica sulla allocazione ottimale delle richieste energetiche. Note le richieste energetiche del GEL per ciascuna località, verrà condotta un’ottimizzazione energetica per la determinazione della configurazione ottimale dell’impianto multienergia che consenta la minimizzazione di una funzione obiettivo energetica. Per la caratterizzazione dei sistemi di generazione, anche in questo caso, verranno presi in considerazione i valori e gli andamenti presentati nel **paragrafo 5.1**.

6.1 Progetto Torre3

L’edificio oggetto di analisi è rappresentato da una palazzina a torre adibita ad uso misto commerciale/uffici, denominato “Progetto Torre3”. Si tratta di un progetto edilizio ideato per essere realizzato in località Rovigo.

L’edificio, di cui si riportano i render in figura 1, è costituito da tredici livelli:

- il piano interrato adibito a deposito merci e autorimessa;
- il piano terra ed il piano 1° adibiti ad area commerciale;
- il piano dal 2° al 12° adibiti ad uso uffici.

La facciata esposta ad ovest è interamente vetrata, le due pareti esposte a sud e nord presentano ciascuna una superficie opaca di 328 m², la facciata esposta a est è una parete opaca con serie di finestrate.

Alle facciate vetrate poste sui lati nord, ovest e sud è applicato un sistema DSF (*Double Skin Facade* – Facciata in doppia pelle). Le torri ad uso ufficio, infatti, sono caratterizzate da ampie superfici vetrate, che danno origine ad elevate dispersioni termiche nella stagione di riscaldamento e a carichi solari abnormi nel periodo estivo. Per contrastare tali effetti indesiderati possono essere adottate le cosiddette “Facciate in doppia pelle”, in cui una seconda superficie trasparente è aggiunta alla facciata

vera e propria. Con questo accorgimento si realizza un'intercapedine d'aria (ventilata o meno) al cui interno è possibile installare schermature solari, che risultano così protette dalle intemperie esterne, esercitando comunque un'efficace controllo dei flussi di origine solare. La cavità della facciata è sfruttata come buffer caldo in inverno al fine di ridurre le dispersioni, mentre in estate consente di rimuovere parte del calore in eccesso.

Le altre pareti esterne (lato est, e superfici opache lati sud e nord) sono di tipo ventilato.

Per quanto riguarda la copertura piana è costituita per la maggior estensione da tetto verde. Il solaio di piano terra, dove sono localizzati spazi commerciali, delimita il piano terra riscaldato, dall'interrato non riscaldato riservato a magazzini e parcheggi.

Sono previsti tre ascensori per la movimentazione di persone e merci.

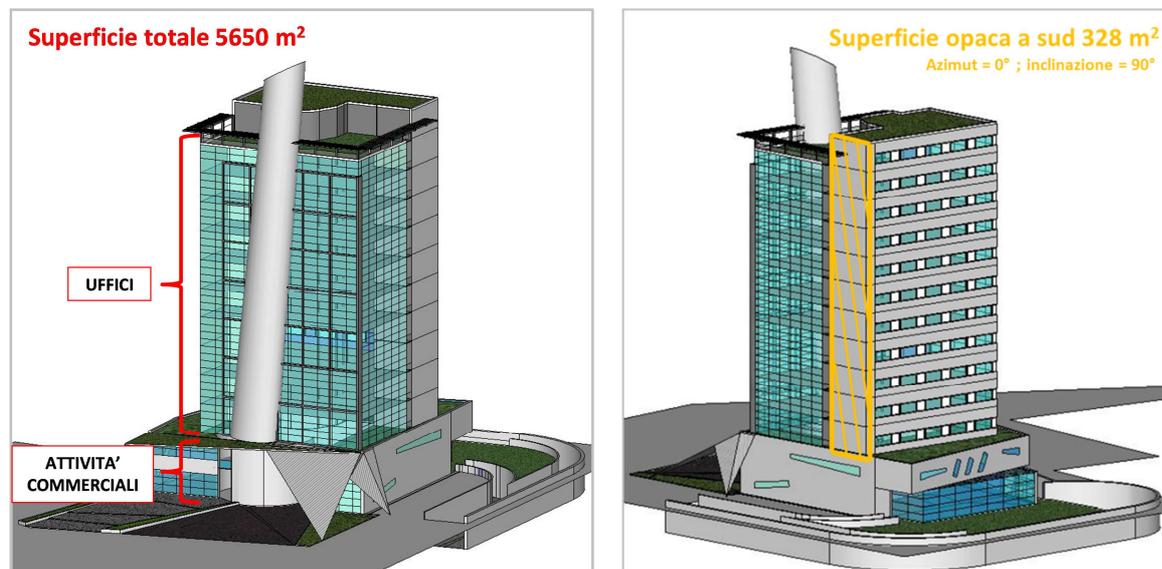


Fig.1 Progetto Torre3 di Rovigo

6.1.1 Richieste energetiche

Le richieste energetiche per **riscaldamento**, **raffrescamento** e per **acqua calda sanitaria** sono state ricavate attraverso il software per simulazioni stazionarie EdilClimaEC700®.

Si riportano i risultati mensili per riscaldamento (tabella 1), per il raffrescamento (tabella 2) e per acqua calda sanitaria (tabella 3), scorporati per le due zone (in base alla destinazioni d'uso) e il dato di sintesi per l'intero edificio.

Zona 1: ATTIVITA' COMMERCIALI (PT e P1)

Superficie netta riscaldata **1189 m²**
 Volume lordo **5735 m³**

Zona 2: UFFICI (dal P2 al P12)

Superficie netta **4457 m²**
 Volume lordo **20187 m³**

La richieste sono state valutate considerando 292 giorni di occupazione della torre sul totale di 365 giorni. Il periodo di riscaldamento, per la zona climatica E in cui l'edificio è collocato, va dal 15 ottobre al 15 aprile, mentre il raffrescamento è attribuito al periodo che va dal 15 giugno al 15 settembre.

La richiesta di acqua calda sanitaria è invece presente durante l'intero anno.

Tab.1 Richieste mensili di energia per il riscaldamento

Mese	Zona 1	Zona 2	EDIFICIO
	[MWh]	[MWh]	[MWh]
gennaio	15.16	51.81	66.97
febbraio	9.97	31.77	41.74
marzo	4.66	9.50	14.16
aprile	0.60	0.36	0.96
maggio	0	0	0
giugno	0	0	0
luglio	0	0	0
agosto	0	0	0
settembre	0	0	0
ottobre	0.93	1.56	2.48
novembre	6.46	21.59	28.04
dicembre	11.82	40.99	52.81
Totale anno	49.59	157.57	207.17

Tab.2 Richieste mensili di energia per il raffrescamento

Mese	Zona 1	Zona 2	EDIFICIO
	[MWh]	[MWh]	[MWh]
gennaio	0	0	0
febbraio	0	0	0
marzo	0	0	0
aprile	0	0	0
maggio	0	0	0
giugno	2.68	30.07	32.75
luglio	10.13	62.99	73.12
agosto	3.37	23.75	27.12
settembre	1.79	20.05	21.84
ottobre	0	0	0
novembre	0	0	0
dicembre	0	0	0
Totale anno	17.97	136.86	154.83

Tab.3 Richieste mensili di energia per l'acqua calda sanitaria

Mese	Zona 1	Zona 2	EDIFICIO
	[MWh]	[MWh]	[MWh]
gennaio	0.16	0.62	0.78
febbraio	0.15	0.57	0.72
marzo	0.17	0.64	0.81
aprile	0.15	0.57	0.72
maggio	0.16	0.62	0.78
giugno	0.16	0.62	0.78
luglio	0.16	0.62	0.78
agosto	0.08	0.28	0.36
settembre	0.16	0.59	0.75
ottobre	0.17	0.64	0.81
novembre	0.16	0.59	0.75
dicembre	0.15	0.57	0.72
Totale anno	1.84	6.91	8.75

La richiesta per l'**energia elettrica** della Torre3 si compone di tre principali voci:

- a. Illuminazione (interni e parcheggi);
- b. Apparecchiature elettroniche (pc, dispositivi imaging, server, ecc.);
- c. Ascensori.

Per valutare la potenza installata per l'illuminazione si è utilizzata la norma tecnica UNI 1246401 utilizzando il *metodo del flusso totale*. Si è realizzato un distinguo tra illuminazione d'interni (ipotesi di 2000 ore di funzionamento) ed illuminazione della zona parcheggio (interrata ed esterna, ipotesi di 4000 ore di funzionamento). Per l'illuminazione degli interni si sono considerate lampade fluorescenti (fattore di utilizzo 0.56, efficienza luminosa 80 lm/W) si è stimata una potenza complessiva di 55 kW, a cui corrisponde un consumo annuale di 110.5 MWh/anno. Per l'illuminazione del parcheggio sono state invece considerate lampade a vapori di sodio (fattore di utilizzo 0.45, efficienza luminosa 120 lm/W) si è stimata una potenza di 9 kW, a cui corrisponde una richiesta annuale di circa 36 MWh/anno.

Per la determinazione delle richieste delle apparecchiature elettroniche si è ipotizzata per l'intera torre la presenza di 390 postazioni di lavoro (quattordici postazioni per piano ad uso commerciale, trentacinque postazioni per piano ad uso uffici, dodici postazioni dodicesimo piano); ogni postazione è dotata di un PC e di uno schermo, ogni quattro postazioni è prevista la presenza di un dispositivo imaging. Utilizzando il calcolatore in www.eu-energystar.org/it è stato valutata per ogni postazione una richiesta di 630 kWh/anno; si è così ricavato una richiesta annuale di 245.7 MWh/anno.

Per i tre ascensori della torre sono stati considerati dei *geared lift* utilizzati comunemente per applicazioni di media altezza (edifici dai 7 ai 20 piani) per i quali la velocità non è la peculiarità principale (dai 0.1 m/s ai 2.5 m/s). La valutazione dell'energia richiesta per il loro funzionamento è stata condotta utilizzando il report *Energy-Efficient Elevators and Escalators* [19]. L'analisi ha portato a determinare una richiesta di elettricità per ascensore di 6.3 MWh/anno, per un totale di 18.8 MWh/anno.

Complessivamente si stima una richiesta annuale di elettricità per la torre di 410.92 MWh/anno, ripartita come riepilogato in tabella 4.

Tab.4 Dettaglio delle richieste di energia elettrica per l'edificio

ILLUMINAZIONE INTERNI	27%	110.50	[MWh/anno]
APPARECCHIATURE ENERGY STAR	60%	245.70	[MWh/anno]
ASCENSORI	5%	18.78	[MWh/anno]
ILLUMINAZIONE PARCHEGGI	9%	35.94	[MWh/anno]
CONSUMO TOTALE ELETTRICITA'	100%	410.92	[MWh/anno]

La richiesta di elettricità è distribuita in modo uniforme durante tutto l'anno. Nel caso delle richieste mensili di energia elettrica (tabella 5), oltre alla Zona 1 (attività commerciali) e Zona 2 (uffici) è previsto anche un Fuori zona (ascensori, illuminazione parcheggi esterni e illuminazione piano interrato).

Tab.5 Richieste mensili di energia elettrica

Mese	Zona 1	Zona 2	Fuori zona	EDIFICIO
	[MWh]	[MWh]	[MWh]	[MWh]
gennaio	3.91	27.40	5.04	36.34
febbraio	3.61	25.29	4.55	33.45
marzo	4.06	28.45	5.04	37.55
aprile	3.61	25.29	4.88	33.77
maggio	3.91	27.40	5.04	36.34
giugno	3.91	27.40	4.88	36.18
luglio	3.91	27.40	5.04	36.34
agosto	1.80	12.65	5.04	19.49
settembre	3.76	26.35	4.88	34.98
ottobre	4.06	28.45	5.04	37.55
novembre	3.76	26.35	4.88	34.98
dicembre	3.61	25.29	5.04	33.94
Totale anno	43.87	307.73	59.32	410.92

Una volta valutate le richieste energetiche mensili si è passati all'individuazione dei profili temporali orari in base alla destinazione d'uso degli ambienti considerati: attività commerciali (figura 2), uffici (figura 3) ed il fuori zona (figura 4).

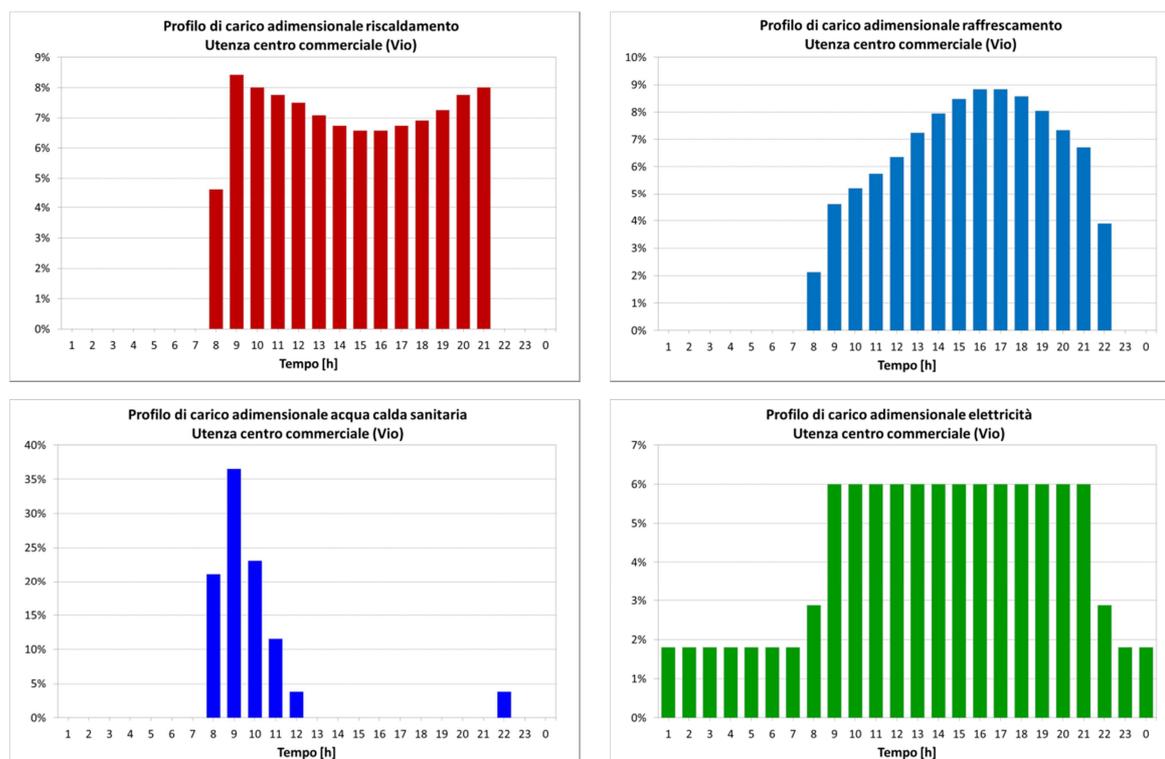


Fig.2 Profili di carico adimensionali per utenza ATTIVITA' COMMERCIALI (PT e P1)

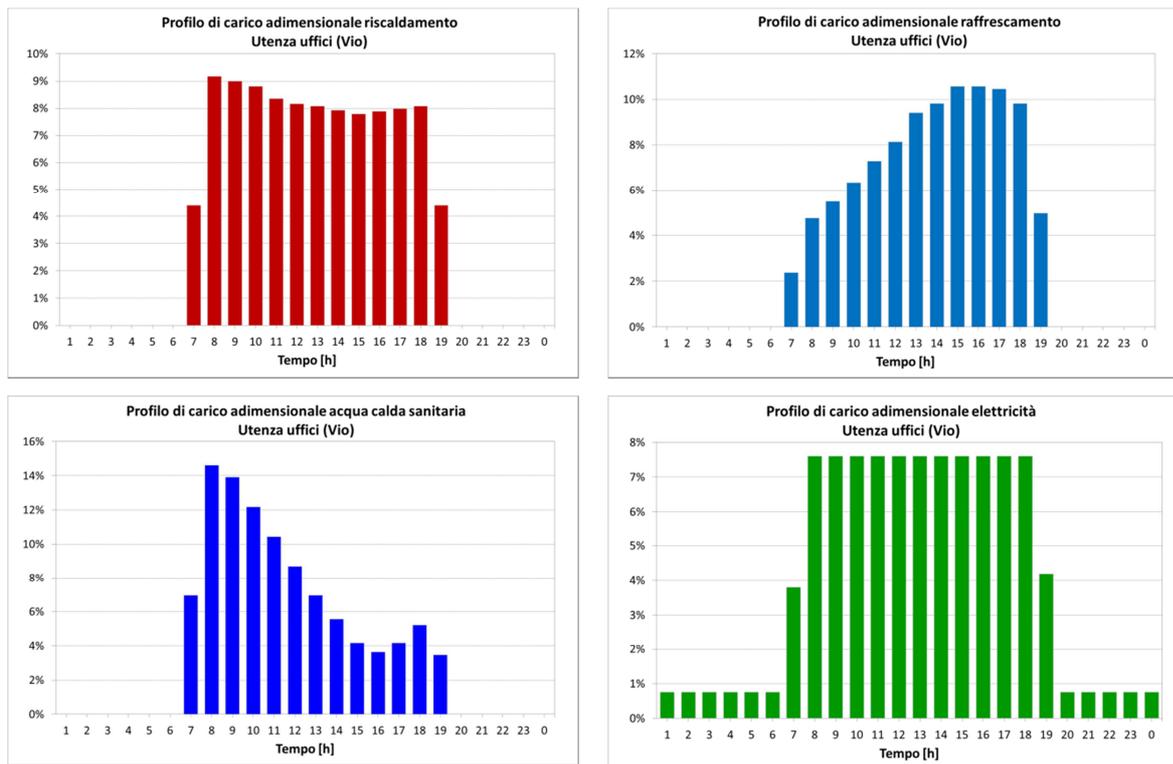


Fig.3 Profili di carico adimensionali per utenza UFFICI (dal P2 al P12)

Per il Fuori zona è stato considerato il solo profilo di carico adimensionale per l'elettricità, riportato in figura 4.

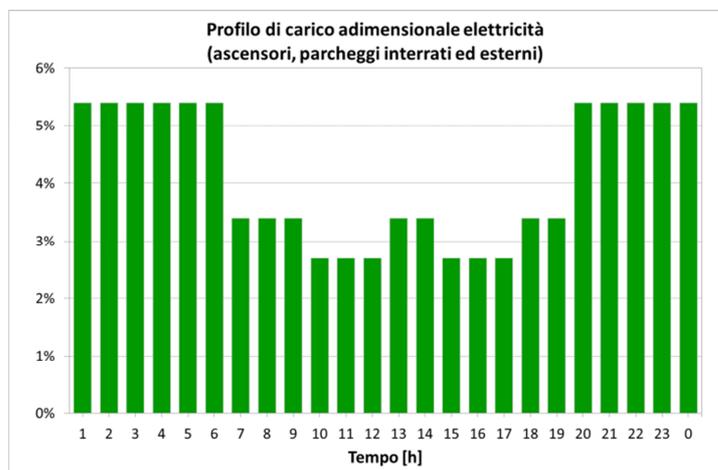


Fig.4 Profili di carico adimensionali per FUORI ZONA

Suddividendo le richieste energetiche mensili per il numero di giorni al mese in cui la torre è occupata si ottiene la specifica richiesta giornaliera, la quale moltiplicata per il relativo profilo di carico adimensionale consente di ricavare la richiesta energetica oraria (8760 ore/anno).

6.1.2 Dati ambientali

I valori orari della temperatura dell'aria e dell'irradiazione solare sulla superficie opaca esposta a sud (destinata all'installazione dei pannelli fotovoltaici e/o dei collettori solari termici), sono ricavati con le relazioni presentate nei **paragrafi 4.1.2** e **4.1.3**, rispettivamente. In particolare, in figura 1 e figura 2 sono riportati rispettivamente i valori della temperatura media mensile e l'irradiazione solare giornaliera media mensile totale sul piano orizzontale per Rovigo, ricavati dalla norma UNI 10349.

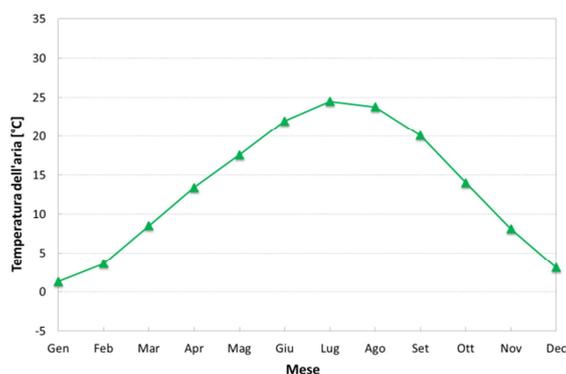


Fig.1 Temperatura dell'aria media mensile per Rovigo

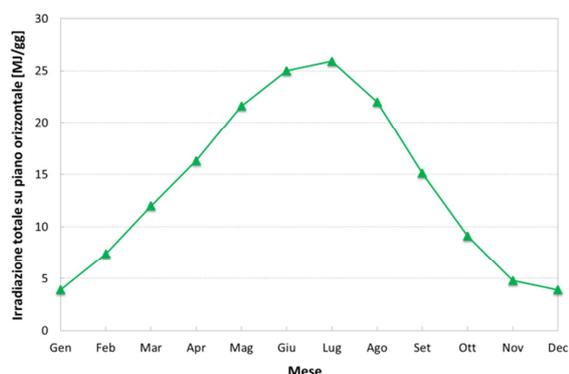


Fig.2 Irradiazione solare giornaliera media mensile totale sul piano orizzontale per Rovigo

6.1.3 Sistemi di generazione e parametri finanziari

Il sistema multienergia è supposto composto dai sistemi elencati nel **paragrafo 5.1**: pannelli fotovoltaici (PV), collettori solari termici (SH), cogeneratore (CHP), frigorifero ad assorbimento a recupero di calore (ABS), serbatoio di accumulo termico (STORAGE), pompa di calore geotermica (GSHP) e ad aria (ASHP) entrambe reversibili. Caldaia a condensazione (AB) e chiller ad aria non reversibile (AC) sono stati inoltre inseriti come sistemi ausiliari. In figura 1 è riportata una loro rappresentazione schematica.

La completa caratterizzazione energetica ed economica dei sistemi di generazione è riportata nel **paragrafo 5.1**.

Il costo di operatività annuale è stato ricavato considerando le tariffe del Servizio di maggior tutela per la fornitura di energia elettrica (tariffazione bioraria per il II trimestre 2013, tipo di contratto: altri usi - potenza disponibile superiore a 16.5 kW con potenza contrattualmente impegnata) e del Servizio di tutela per la fornitura del gas naturale (area nord-orientale: Veneto).

Per questo caso, sono state prese in considerazione le seguenti forme di incentivazione:

- Il passaggio di accisa e di iva sul gas naturale per generazione elettrica (CHP);
- I Certificati Bianchi (TEE tipo 2, valore per II semestre 2012) nel caso vengano rispettati i vincoli per la Cogenerazione ad Alto Rendimento;
- Il Quinto Conto Energia per l'energia prodotta da PV (tariffe II semestre di applicazione, impianti sugli edifici);
- L'energia elettrica immessa in rete prodotta da CHP è valorizzata con il Servizio di Scambio sul Posto;
- Incentivo Conto Termico per il SH abbinato al frigorifero ad assorbimento.

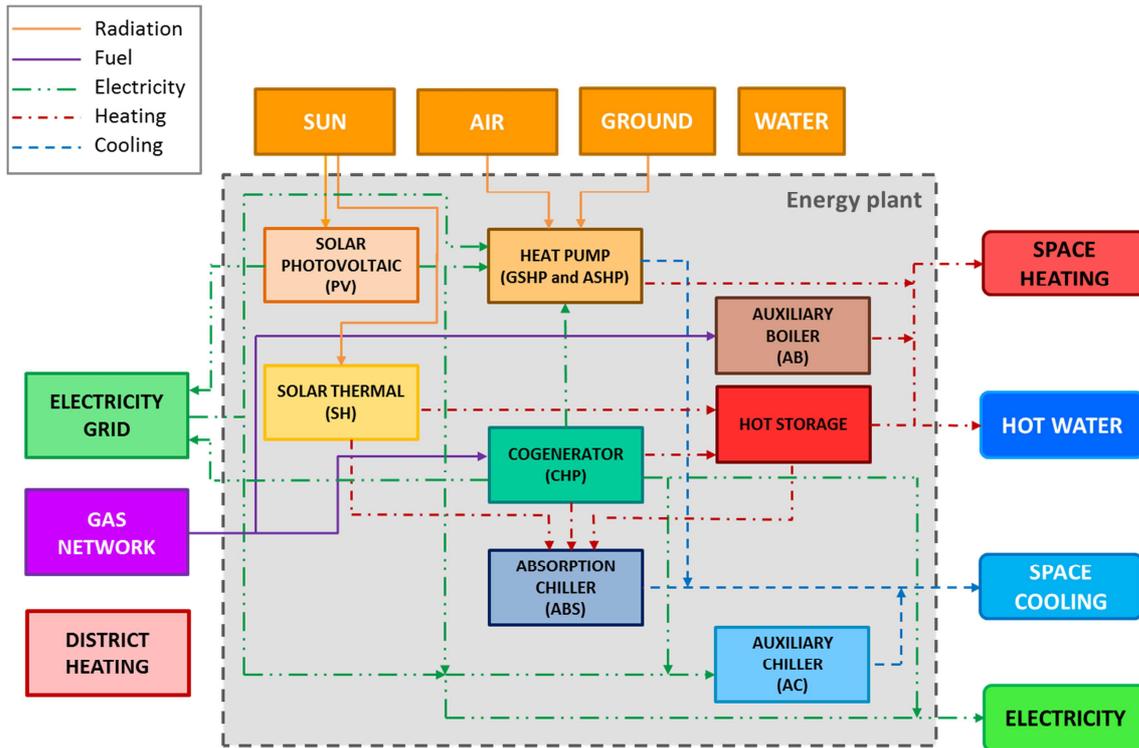


Fig.1 Sistemi di generazione adottati nell'impianto multienergia per la Torre3

6.1.4 Ottimizzazione

Le taglie e l'estensione dei sistemi di generazione sono incogniti; il modello opera, quindi, in modalità ottimizzazione. Le variabili su cui viene realizzata l'ottimizzazione sono otto e sono riportate in tabella 7 in grassetto. Le relazioni utilizzate per la determinazione delle altre variabili in funzione delle variabili di ottimizzazione sono riportate in maniera estesa nel **paragrafo 5.1**.

Tab.7 Variabili

SISTEMI	VARIABILI
PV	A_{PV} ; $P_{PV,deak}$; $\eta_{PV,el}$
SH	A_{SH} ; $\eta_{SH,th}$
CHP	$P_{CHP,el,nom}$; $\eta_{CHP,el,nom}$; $P_{CHP,th,nom}$; $\eta_{CHP,th,nom}$
ABS	$P_{ABS,th,nom}$; $EER_{ABS,nom}$; $P_{ABS,cold,nom}$
GSHP	$P_{GSHP,th,nom}$; $COP_{GSHP,nom}$; $P_{GSHP,cold,nom}$; $EER_{GSHP,nom}$
ASHP	$P_{ASHP,th,nom}$; $COP_{ASHP,nom}$; $P_{ASHP,cold,nom}$; $EER_{ASHP,nom}$
AB	$P_{AB,th,nom}$; $\eta_{AB,nom}$
AC	$P_{AC,cool,nom}$; $EER_{AC,nom}$

L'ottimizzazione è stata condotta considerando un dominio continuo, costituito da tutti i numeri interi compresi tra il valore minimo ed il valore massimo della variabili oggetto di ottimizzazione.

L'area destinata ai pannelli fotovoltaici ed ai collettori solari termici è costituita dalla superficie opaca della facciata sud (328 m²). L'area occupabile da pannelli fotovoltaici va da 0 a 328 m². L'area occupabile dai collettori solari termici va da 0 a 328 a cui viene sottratta l'area occupata dai pannelli fotovoltaici. La potenza elettrica nominale del cogeneratore può assumere valori interi nell'intervallo 0÷100 kW_{el}. La potenza frigorifera nominale prodotta dal frigo ad assorbimento può assumere valori interi compresi nell'intervallo 0÷140 kW_{cold}. Le potenze termiche nominali della pompa di calore geotermica e della pompa di calore ad aria possono assumere valori interi compresi nell'intervallo 0÷200 kW_{th}. La potenza termica nominale della caldaia a condensazione con funzione ausiliaria può assumere valori compresi tra 0 ed il picco massimo della richiesta termica espresso in kW_{th}. La potenza frigorifera nominale del chiller ad aria con funzione ausiliaria può assumere valori compresi tra 0 ed il picco massimo della richiesta frigorifera espresso in kW_{cold}.

Come algoritmo di ottimizzazione è stato utilizzato l'algoritmo genetico già implementato all'interno di Matlab. Sono stati considerati 400 individui per ogni generazione, per un totale di 100 generazioni. La frazione di crossover è impostata pari a 0.8, sono inoltre considerate mutazioni casuali. L'elite count è posta pari a 8 (cioè il 2% degli individui di ogni generazione).

6.1.4.1 Funzione obiettivo

La funzione obiettivo scelta per l'ottimizzazione è la funzione ibrida data dall'equazione (1).

$$OF_{ibrida} = \alpha \cdot \frac{EP}{EP_{imp. tradizionale}} + \beta \cdot \frac{NPV}{NPV_{imp. tradizionale}} \quad (1)$$

Il consumo di energia primaria EP , selezionato come criterio energetico, è definito tramite l'espressione (2).

$$EP = E_{fuel,(CHP+AB)} \cdot f_{fuel \rightarrow EP} + E_{el,prelevata} \cdot f_{el,p \rightarrow EP} - E_{el,immessa} \cdot f_{el,i \rightarrow EP} \quad (2)$$

Dove $f_{fuel \rightarrow EP}$ è pari a 1, $f_{el,p \rightarrow EP}$ è 2.53 e $f_{el,i \rightarrow EP}$ è 2.35. In particolare, nella funzione obiettivo, è considerato il rapporto tra il consumo di energia primaria dell'impianto multienergia ed il consumo di energia primaria di un impianto tradizionale $EP_{imp. tradizionale}$, costituito da una caldaia a condensazione di potenza termica nominale pari al picco massimo della richiesta termica, da un chiller elettrico ad aria di potenza frigorifera nominale pari al picco massimo della richiesta frigorifera e dal collegamento con la rete per il prelievo dell'energia elettrica necessaria.

Il valore attualizzato netto NPV , selezionato come criterio economico, è determinato utilizzando la relazione (3).

$$NPV = -C_0 + \sum_{i=1}^N \frac{C_i}{(1+r)^i} \quad (3)$$

Il tasso di rendimento è assunto pari al 5 % e sono considerati 10 anni come periodo per la valutazione dell' NPV . In particolare, nella funzione obiettivo, è considerato il rapporto tra il valore attualizzato netto dell'impianto multienergia ed il valore attualizzato netto di un impianto tradizionale $NPV_{imp. tradizionale}$, costituito da una caldaia a condensazione di potenza termica nominale pari al picco massimo della richiesta termica, da un chiller elettrico ad aria di potenza frigorifera nominale

pari al picco massimo della richiesta frigorifera e dal collegamento con la rete per il prelievo dell'energia elettrica necessaria.

Il ricorso ai rapporti indicati nella formulazione (1) risulta necessario allo scopo di considerare confrontabile (cioè aventi lo stesso ordine di grandezza) la componente energetica con quella economica della funzione obiettivo ibrida.

Al fine di considerare pesi reciproci diversi per le due componenti, energetica ed economica, della funzione obiettivo, i coefficienti α e β sono stati fatti variare tra 0 ed 1 con intervallo 0.25 ottenendo così **5 CASI**.

Allo scopo di evitare di avere richieste energetiche non soddisfatte da parte dei sistemi di generazione che compongono l'impianto multienergia, alla funzione obiettivo vengono aggiunti vincoli non lineari. L'aggiunta dei vincoli non lineari porta alla definizione di una funzione ausiliaria (eq. (4)).

$$AF_{ibrida} = \alpha \cdot \frac{EP}{EP_{imp. tradizionale}} + \beta \cdot \frac{NPV}{NPV_{imp. tradizionale}} + \sum_i \mu_{ibrida,i} NLC_i \quad (4)$$

Esplicitando i vincoli si ottiene l'equazione (5). La richiesta termica e frigorifera non soddisfatta dai sistemi di generazione che compongono l'impianto multienergia, in questo caso, viene moltiplicata per un fattore di penalizzazione unitario.

$$AF_{ibrida} = \alpha \cdot \frac{EP}{EP_{imp. tradizionale}} + \beta \cdot \frac{NPV}{NPV_{imp. tradizionale}} + (E_{th,domanda} + E_{cool,domanda}) \quad (5)$$

6.1.5 Risultati

Variando i coefficienti α e β tra 0 ed 1 con intervallo 0.25 si ottengono **5 CASI**. Il processo di ottimizzazione conduce quindi all'individuazione di cinque configurazioni d'impianto che consentono la minimizzazione della specifica funzione obiettivo ibrida e l'annullamento dei vincoli non lineari (tutta la richiesta termica e frigorifera viene soddisfatta). Nel primo caso ($\alpha=1$; $\beta=0$) si realizza un'ottimizzazione puramente energetica (minimizzazione tramite GA del solo parametro energetico EP), nel quinto caso ($\alpha=0$; $\beta=1$) si realizza un'ottimizzazione puramente economica (minimizzazione tramite GA del solo parametro economico NPV).

In tabella 1 sono riportate le caratteristiche degli impianti multienergia in termini di estensione e di potenza dei sistemi di generazione risultanti dall'ottimizzazione. Sono inoltre riportate le efficienze di generazione legate allo specifico funzionamento dei relativi sistemi energetici.

In tabella 2 sono riportate le produzioni energetiche dei sistemi che compongono l'impianto multienergia, per l'interpretazione delle variabili si vedano le equazioni (1), (2) (3) e (4) riportate nel paragrafo **6.2**.

In figura 1 sono invece riportate le percentuali con cui i diversi sistemi che compongono l'impianto multienergia soddisfano le richieste energetiche relative all'energia termica, all'energia per la climatizzazione estiva e all'energia elettrica.

Tab.1 Taglie ottimizzate ed efficienze di funzionamento dei sistemi energetici

			$\alpha=1$ $\beta=0$	$\alpha=0.75$ $\beta=0.25$	$\alpha=0.5$ $\beta=0.5$	$\alpha=0.25$ $\beta=0.75$	$\alpha=0$ $\beta=1$
PV	A_{gross}	[m ²]	325	54	1.7	0	0
	$P_{el,peak}$	[kW _p]	42.0	7.0	0.22	0	0
SH	A_{gross}	[m ²]	3	273	325	328	328
CHP	P_{el}	[kW _{el}]	100	81	65	62	55
	η_{el}	[-]	0.31	0.31	0.31	0.31	0.31
	P_{th}	[kW _{th}]	165.2	136.4	111.6	106.9	95.9
	η_{th}	[-]	0.54	0.54	0.54	0.54	0.54
GSHP	P_{th}	[kW _{th}]	40	159	188	184	184
	COP	[-]	4.5	-	3.2	3.2	3.5
	P_{cool}	[kW _c]	38.0	151.1	178.6	174.8	174.8
	EER	[-]	3.31	2.72	2.67	2.76	2.76
ASHP	P_{th}	[kW _{th}]	100	22	1	0	0
	COP	[-]	-	-	-	-	-
	P_{cool}	[kW _c]	88.0	19.4	0.9	0	0
	EER	[-]	2.93	3.26	3.52	-	-
ABS	P_{cool}	[kW _c]	140.0	140.0	139.3	127.4	127.4
	EER	[-]	0.72	0.72	0.71	0.71	0.71
STORAGE	$V_{STORAGE}$	[m ³]	0.83	1.51	1.54	1.53	1.47
AB	P_{th}	[kW _{th}]	0	0	0	0	0
	η_{th}	[-]	-	-	-	-	-
AC	P_{cool}	[kW _c]	31	28	30	44	44
	EER	[-]	1.94	2.05	2.03	2.07	2.07

Tab.2 Produzione di energia dei sistemi energetici ottimizzati

		$\alpha=1$ $\beta=0$	$\alpha=0.75$ $\beta=0.25$	$\alpha=0.5$ $\beta=0.5$	$\alpha=0.25$ $\beta=0.75$	$\alpha=0$ $\beta=1$
$E_{SH,th}$	[kWh _{th} /anno]	1329	87069	100708	101366	101278
$E_{SH,th \rightarrow th}$	[kWh _{th} /anno]	168	0	2027	3096	5001
$E_{SH,th \rightarrow cold}$	[kWh _{th} /anno]	0	0	0	0	0
$E_{SH(STORAGE)}$	[kWh _{th} /anno]	1161	87069	98680	98270	96277
$E_{CHP,th}$	[kWh _{th} /anno]	358941	279007	259820	247753	243723
$E_{CHP,th \rightarrow th}$	[kWh _{th} /anno]	37334	6679	12781	13804	20682
$E_{CHP,th \rightarrow cold}$	[kWh _{th} /anno]	29153	0	0	0	0
$E_{CHP(STORAGE)}$	[kWh _{th} /anno]	292454	272327	247039	233949	223041
$E_{STORAGE,th \rightarrow th}$	[kWh _{th} /anno]	173321	209243	196090	192475	179778
$E_{STORAGE,th \rightarrow cold}$	[kWh _{th} /anno]	119961	149549	149010	139140	139140
$E_{GSHP,th}$	[kWh _{th} /anno]	5099	0	5024	6547	10461
$E_{ASHP,th}$	[kWh _{th} /anno]	0	0	0	0	0
$E_{AB,th}$	[kWh _{th} /anno]	0	0	0	0	0
$E_{ABS,cold}$	[kWh _{cold} /anno]	105845	106067	105663	98394	98394
$E_{GSHP,cold}$	[kWh _{cold} /anno]	16434	41839	45445	49844	49844
$E_{ASHP,cold}$	[kWh _{cold} /anno]	29208	4219	215	0	0
$E_{AC,cold}$	[kWh _{cold} /anno]	3344	2705	3506	6592	6592
$E_{PV,el}$	[kWh _{el} /anno]	34792	5829	182	0	0
$E_{CHP,el}$	[kWh _{el} /anno]	217438	168244	154389	147366	143630

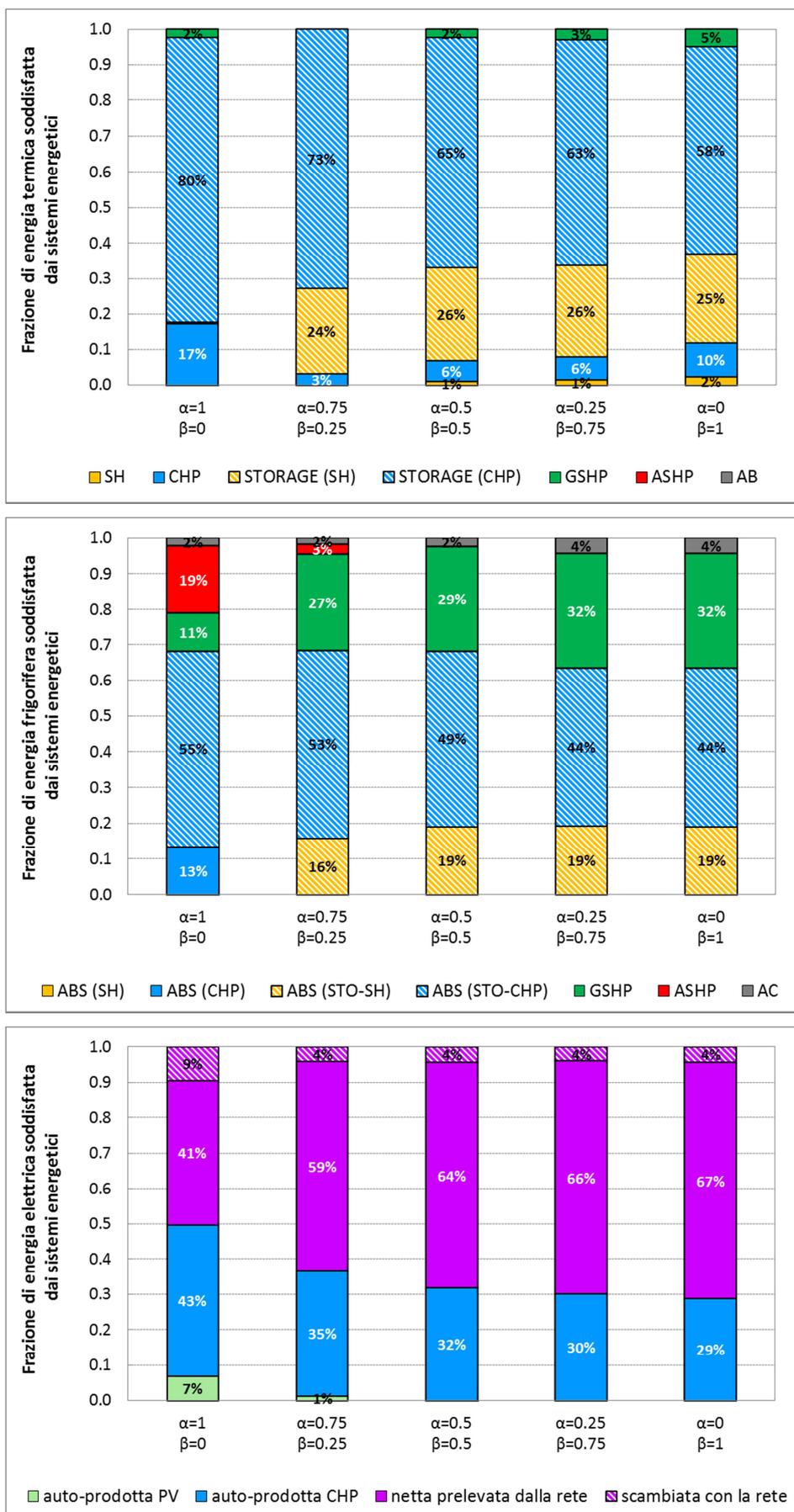


Fig.1 Frazione di richiesta energetica soddisfatta dai sistemi energetici

Analizzando i risultati si osserva che: nel primo caso, in cui si realizza un'ottimizzazione puramente energetica ($\alpha=1$; $\beta=0$), tutta la superficie disponibile (328 m^2) è ricoperta da pannelli fotovoltaici e collettori solari termici. In particolare i pannelli fotovoltaici occupano la quasi totalità di tale superficie (325 m^2) a cui corrisponde una potenza di picco installata di 42 kW , ed una produzione annuale che copre il 7 % della richiesta complessiva di energia elettrica. La superficie destinata ai collettori solari termici consente invece una produzione di energia termica inferiore all'1% della richiesta annuale di energia termica. La taglia del cogeneratore è quella massima consentita dai vincoli dell'ottimizzazione: 100 kW_{el} , a cui corrispondono 165 kW_{th} . Anche grazie all'ausilio del serbatoio di accumulo, il cogeneratore soddisfa il 97 % della richiesta annuale di energia termica. Il cogeneratore produce inoltre il 43 % della richiesta complessiva di energia elettrica. Il serbatoio di accumulo accoglie la produzione in eccesso, rispetto alla domanda termica puntuale, del cogeneratore, fornendo così l'80 % della richiesta annuale di energia termica. Il frigorifero ad assorbimento ha la taglia massima consentita dai vincoli dell'ottimizzazione: 140 kW_{cold} , a cui corrispondono 200 kW_{th} di potenza termica assorbita. Il frigorifero ad assorbimento soddisfa il 68 % della richiesta di energia per la climatizzazione estiva. L'energia termica richiesta per il suo funzionamento proviene per il 20 % direttamente dal cogeneratore e per il rimanente 80 % dal serbatoio di accumulo, il quale è interamente alimentato dal cogeneratore. Le due pompe di calore vengono principalmente impiegate per il soddisfacimento della richiesta di energia per la climatizzazione estiva. La pompa di calore geotermica risulta avere una potenza frigorifera nominale di 38 kW_{cold} , mentre la pompa di calore ad aria ha una potenza frigorifera nominale di 88 kW_{cold} . Esse soddisfano rispettivamente l'11 % e il 19 % della richiesta di energia per la climatizzazione estiva. Non si ricorre all'utilizzo della caldaia a condensazione, la sua taglia risulta nulla. Il chiller ad aria invece ha una potenza frigorifera di 31 kW_{cold} e chiude il bilancio della produzione di freddo per la climatizzazione estiva fornendo il 2 % della richiesta di energia per la climatizzazione estiva.

Nel caso diametralmente opposto, in cui si realizza un'ottimizzazione puramente economica ($\alpha=0$; $\beta=1$), tutta la superficie disponibile (328 m^2) è ricoperta dai soli collettori solari termici. Anche grazie all'ausilio del serbatoio di accumulo, i collettori solari termici consentono di soddisfare il 27 % della richiesta annuale di energia termica. La potenza elettrica nominale del cogeneratore è di 55 kW_{el} , a cui corrisponde una potenza termica nominale di 96 kW_{th} . Anche grazie all'ausilio del serbatoio di accumulo, soddisfa il 68 % della richiesta annuale di energia termica. Il cogeneratore produce inoltre il 29 % della richiesta complessiva di energia elettrica. Il serbatoio di accumulo accoglie le produzioni in eccesso, rispetto alla domanda termica puntuale, del solare termico e del cogeneratore, fornendo così l'83 % della richiesta annuale di energia termica. La taglia del frigorifero ad assorbimento è di 127 kW_{cold} , a cui corrispondono 182 kW_{th} di potenza termica assorbita. Il frigorifero ad assorbimento soddisfa il 63 % della richiesta di energia per la climatizzazione estiva. L'energia termica richiesta per il suo funzionamento proviene interamente dal serbatoio di accumulo, il quale è alimentato per il 30 % dal solare termico e per il 70 % dal cogeneratore. La sola pompa di calore geotermica ha una potenza installata di 184 kW_{th} e 175 kW_{cold} ; essa soddisfa il 5 % della richiesta annuale di energia termica e il 32 % della richiesta di energia per la climatizzazione estiva. La pompa di calore ad aria e la caldaia a condensazione non vengono utilizzate, le loro taglie sono nulle. Il chiller ad aria invece ha una potenza frigorifera di 44 kW_{cold} e chiude il bilancio della produzione di freddo fornendo il 4 % della richiesta di energia per la climatizzazione estiva.

Tra questi due casi estremi si collocano i tre casi intermedi, in cui le diverse combinazioni dei fattori α e β , si traducono in un progressivo passaggio dei risultati dal caso ($\alpha=1$; $\beta=0$) al caso ($\alpha=0$; $\beta=1$). È possibile infatti osservare, passando dal caso ($\alpha=1$; $\beta=0$) al caso ($\alpha=0$; $\beta=1$), una progressiva riduzione della superficie dedicata ai pannelli fotovoltaici e un corrispondente aumento della superficie dedicata ai collettori solari termici. Si nota inoltre una riduzione della taglia del cogeneratore ed anche del frigorifero ad assorbimento. La pompa di calore geotermica aumenta invece la sua taglia, mentre si riduce progressivamente fino ad annullarsi la taglia della pompa di calore ad aria. La caldaia a condensazione non viene mai impiegata, mentre il chiller ad aria aumenta leggermente la sua potenza frigorifera.

Come ulteriore risultato dell'analisi energetica, il consumo di energia primaria dell'impianto multienergia risultante dal processo di ottimizzazione è confrontato con il consumo di energia primaria di un impianto tradizionale. Quest'ultimo è supposto costituito da una caldaia a condensazione di potenza termica nominale pari al picco massimo della richiesta termica (tabella 3) da un chiller elettrico ad aria di potenza frigorifera nominale pari al picco massimo della richiesta frigorifera (tabella 3) e dal collegamento con la rete per il prelievo dell'energia elettrica necessaria.

Tab.3 Picco massimo della richiesta termica e picco massimo della richiesta frigorifera

Picco termico	[kWh/h]	234
Picco frigorifero	[kWh/h]	294

Il consumo di energia primaria dell'impianto tradizionale per la Torre3 è pari a 1409 MWh/anno.

Si ottengono quindi i valori del *Primary Energy Saving* (PES), per i cinque casi considerati, riportati in tabella 4. Nel primo caso ($\alpha=1$; $\beta=0$) si raggiunge un risparmio di energia primaria del 21.2 %, mentre nell'ultimo caso (caso $\alpha=0$; $\beta=1$) il risparmio di energia primaria è di poco superiore al 16 %. Passando dall'impianto ottimizzato solo energeticamente (caso $\alpha=1$; $\beta=0$) all'impianto ottimizzato solo economicamente (caso $\alpha=0$; $\beta=1$) si osserva un progressivo aumento del consumo di energia primaria dell'impianto multienergia, a cui è associato una riduzione del *Primary Energy Saving*. Il decremento non è lineare: infatti in corrispondenza del caso (caso $\alpha=0.5$; $\beta=0.5$), in cui l'ottimizzazione è per metà energetica e per metà economica, il risparmio di energia si attesta al 16.6 %.

Tab.4 Consumo di energia primaria e PES

		$\alpha=1$ $\beta=0$	$\alpha=0.75$ $\beta=0.25$	$\alpha=0.5$ $\beta=0.5$	$\alpha=0.25$ $\beta=0.75$	$\alpha=0$ $\beta=1$
Primary Energy Consumption	[MWh/anno]	1110	1158	1175	1179	1181
Primary Energy Saving	[%]	21.2%	17.8%	16.6%	16.3%	16.1%

Passando all'analisi dei risultati economici, si riportano in figura 2 il costo di investimento dei vari sistemi di generazione per i cinque casi considerati. Nel primo caso ($\alpha=1$; $\beta=0$) si ottiene un costo di investimento iniziale di circa 350 k€, mentre nell'ultimo caso ($\alpha=0$; $\beta=1$) il costo di investimento è di

circa 230 k€. Passando dall'impianto ottimizzato solo energeticamente (caso $\alpha=1$; $\beta=0$) all'impianto ottimizzato solo economicamente (caso $\alpha=0$; $\beta=1$) si osserva una progressiva riduzione del costo di investimento dell'impianto multienergia. Anche in questo caso la riduzione del costo di investimento iniziale non è lineare: in corrispondenza del caso (caso $\alpha=0.5$; $\beta=0.5$), in cui l'ottimizzazione è per metà energetica e per metà economica, il costo di investimento iniziale è leggermente superiore ai 240 k€.

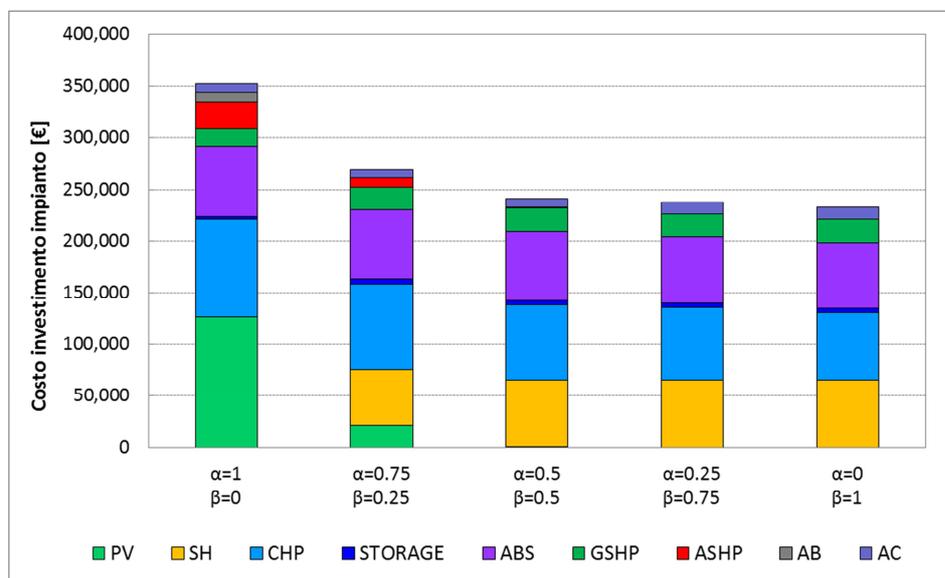


Fig.2 Costo di investimento dell'impianto multienergia

In figura 3 è riportato l'andamento di flussi di cassa, per i 10 anni in cui è valutato l'NPV, per gli impianti multienergia ottimizzati e per l'impianto tradizionale. Come è possibile osservare a partire dal terzo anno l'NPV dell'impianto ottimizzato economicamente (caso $\alpha=0$; $\beta=1$) è maggiore dell'NPV dell'impianto tradizionale. Dalla figura 2 e dalla figura 3, si osserva inoltre che l'investimento iniziale ed i flussi di cassa per i casi ($\alpha=0.5$; $\beta=0.5$), ($\alpha=0.25$; $\beta=0.75$) e ($\alpha=0$; $\beta=1$) sono ampiamente sovrapponibili.

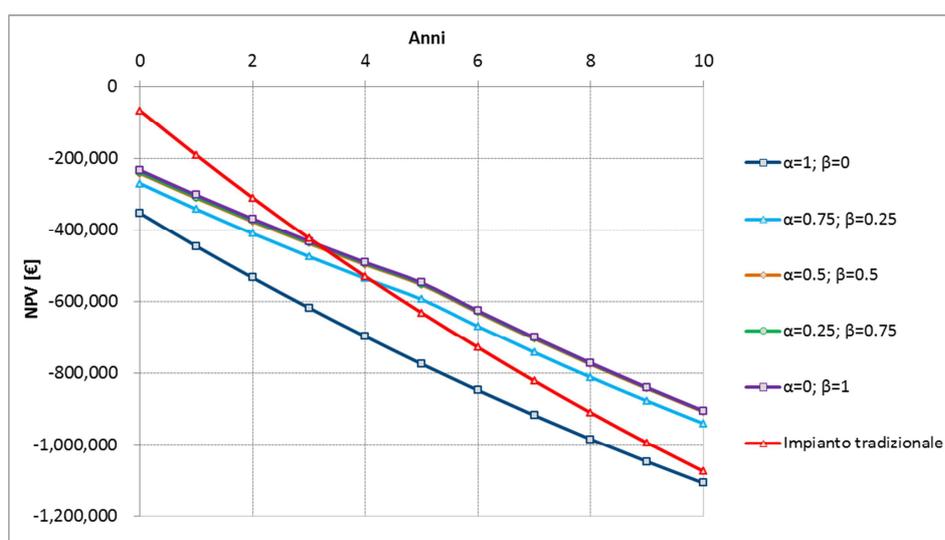


Fig.3 Net Present Value impianti multienergia ottimizzati e impianto tradizionale

6.1.5.1 Osservazioni ai risultati

L'impianto multienergia risultante dall'ottimizzazione solo energetica (caso $\alpha=1$; $\beta=0$) consente di conseguire un risparmio di energia primaria rispetto all'impianto tradizionale del 21.2 %. Tale risultato è raggiunto però tramite un investimento iniziale di 350 k€, e dopo dieci anni (periodo considerato per l'analisi economica) il suo *Net Present Value* è minore di quello dell'impianto tradizionale. Ciò vuol dire che, rispetto all'impianto tradizionale, il maggiore risparmio energetico conseguito dall'impianto multienergia non ripaga i costi di investimento iniziali e di gestione durante i dieci anni dell'analisi.

L'impianto multienergia risultante dall'ottimizzazione solo economica (caso $\alpha=0$; $\beta=1$) consente, invece, di conseguire un risparmio di energia primaria rispetto all'impianto tradizionale del 16.1 %, con un costo di investimento iniziale di 240 k€ ed un *Net Present Value* che già a partire dal terzo anno risulta più elevato di quello dell'impianto tradizionale.

Tuttavia è possibile osservare che investimenti iniziali e *NPV* analoghi al caso (caso $\alpha=0$; $\beta=1$) sono ottenuti per i casi ($\alpha=0.25$; $\beta=0.75$) e ($\alpha=0.5$; $\beta=0.5$). Per questi casi il risparmio di energia conseguito è pari al 16.3 % e al 16.6 %. Ne consegue che il caso ($\alpha=0.5$; $\beta=0.5$), in cui l'ottimizzazione è per metà energetica e per metà economica, consente di conseguire soddisfacenti risparmi di energia primaria (16.6 %) contenendo il costo di investimento iniziale (242 k€) e raggiungendo elevati valori del *NPV*. In particolare, per il caso ($\alpha=0.5$; $\beta=0.5$) l'impianto multienergia è caratterizzato da una superficie ricoperta dai collettori solari termici di 325 m² (prossima ai 328 m² della superficie disponibile). Anche grazie all'ausilio del serbatoio di accumulo, i collettori solari termici consentono di soddisfare il 27 % della richiesta annuale di energia termica. La potenza elettrica nominale del cogeneratore è di 65 kW_{el}, a cui corrisponde una potenza termica nominale di 112 kW_{th}. Anche grazie all'ausilio del serbatoio di accumulo, il cogeneratore soddisfa il 71 % della richiesta annuale di energia termica. Il cogeneratore produce inoltre il 32 % della richiesta complessiva di energia elettrica. Il serbatoio di accumulo accoglie le produzioni in eccesso, rispetto alla domanda termica puntuale, del solare termico e del cogeneratore, fornendo così il 91 % della richiesta annuale di energia termica. La taglia del frigorifero ad assorbimento è di poco inferiore rispetto al limite imposto dall'ottimizzazione: la potenza frigorifera è di 139 kW_{cold}, a cui corrispondono 199 kW_{th} di potenza termica assorbita. Il frigorifero ad assorbimento soddisfa il 68 % della richiesta di energia per la climatizzazione estiva. L'energia termica richiesta per il suo funzionamento proviene interamente dal serbatoio di accumulo, il quale è alimentato per il 28 % dal solare termico e per il 72 % dal cogeneratore. La taglia della pompa di calore geotermica è elevata: 188 kW_{th} e 179 kW_{cold}. Essa soddisfa il 2 % della richiesta annuale di energia termica e il 29 % della richiesta di energia per la climatizzazione estiva. La pompa di calore ad aria ha una potenza trascurabile (1 kW_{th}) mentre la caldaia a condensazione non viene utilizzata. Il chiller ad aria ha, invece, una potenza frigorifera di 30 kW_{cold} e chiude il bilancio della produzione di freddo fornendo il 2 % della richiesta di energia per la climatizzazione estiva.

6.2 Green Energy Laboratory

Il progetto del Green Energy Laboratory (GEL) è il risultato di un accordo congiunto tra la Shanghai Jiao Tong University ed il Ministero dell'Ambiente italiano.

Costruito all'interno del campus Minhang della Jiao Tong University di Shanghai, il GEL è concepito come centro laboratorio per la ricerca sperimentale sulla cogenerazione e sulle fonti rinnovabili applicate al settore edilizio e residenziale. L'edificio è costituito da un corpo compatto dotato di una corte centrale coperta da un ampio lucernario apribile in base al ciclo stagionale. Il GEL è composto da tre piani, di cui si riportano i prospetti in figura 1, con una superficie utile totale di circa 1900 m² e un'altezza massima di 20 m.

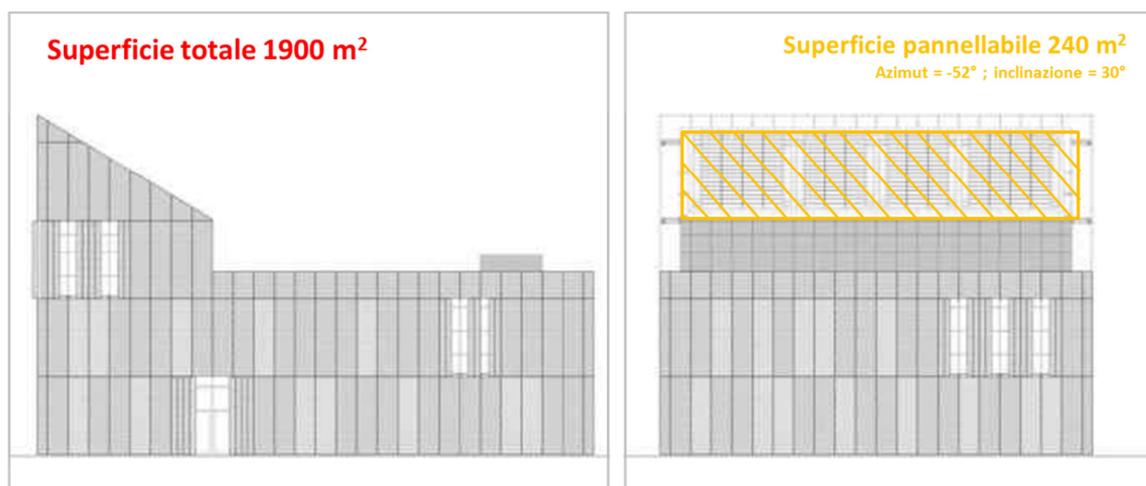


Fig.1 Green Energy Laboratory di Shanghai

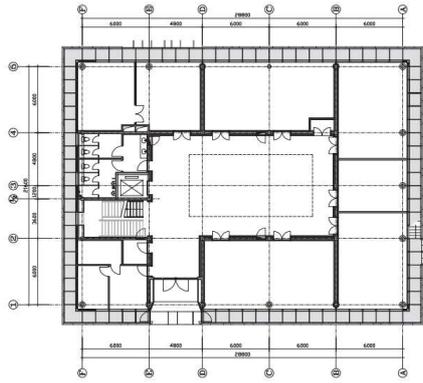
L'orientamento del GEL e la sua forma rettangolare, insieme alla facciata e alla corte interna vetrata, sono pensati per massimizzare la ventilazione naturale e il controllo all'esposizione solare, al fine di ottenere il migliore comfort interno con il minimo dispendio di energia.

La facciata, elemento caratterizzante del volume esterno, è composta da una doppia pelle: uno strato interno in cellule vetrate che garantiscono l'impermeabilizzazione e la coibentazione, e uno esterno in gelosie di cotto per la schermatura e regolazione dell'illuminazione all'interno degli spazi lavorativi.

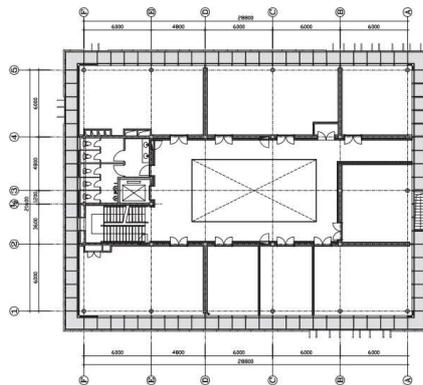
I primi due piani del GEL ospitano i laboratori, le sale riunioni, una sala controllo, oltre alle aule per studenti e uno spazio espositivo; ogni spazio gode di doppio affaccio, verso l'esterno e verso la corte interna. Il terzo piano ospita due appartamenti campione: la simulazione di un bilocale e un trilocale. Il tetto è rivestito da pannelli fotovoltaici realizzati come piattaforma per test su spazi di tipo residenziale e per prove su impianti e materiali edilizi ad elevata efficienza energetica.

E' inoltre presente una centrale termica esterna in cui trovano posto diverse tecnologie di generazione: pompe di calore geotermica, ad aria e ad acqua superficiale, un cogeneratore del tipo motore a combustione interna abbinato ad un frigorifero ad assorbimento a recupero di calore. Il tetto e le pareti della centrale termica sono costituiti da collettori solari termici.

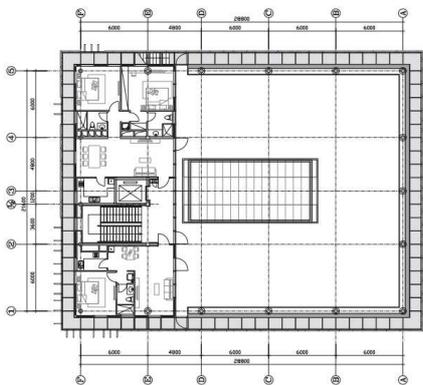
1° piano



2° piano



3° piano



Centrale termica

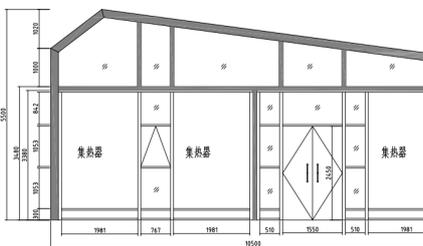


Fig.2 Green Energy Laboratory di Shanghai

Oltre all'attuale ubicazione del GEL nella città di Shanghai, in questo secondo caso applicativo è stato ipotizzato di replicare l'edificio in altre quattro località: due cinesi (Beijing e Guangzhou) e due italiane (Roma e Venezia). Lo scopo è quello di valutare l'effetto della localizzazione geografica sul risultato dell'ottimizzazione energetica.

6.2.1 Dati ambientali

Le cinque città prese in considerazione (Beijing, Venezia, Shanghai, Roma e Guangzhou) sono caratterizzate da condizioni climatiche molto differenti tra loro. In figura 1 e figura 2 sono riportate rispettivamente le temperature medie mensili e l'irradiazione solare giornaliera media mensile totale sul piano orizzontale. È possibile osservare che Beijing (collocata nel nord della Cina), pur essendo la città più fredda, presenta in estate temperature medie confrontabili con quelle di Roma e Venezia. Shanghai è caratterizzata invece da inverni freddi ed estati calde. Guangzhou (collocata nel sud della Cina) è la città più calda tra quelle considerate, con temperature medie nettamente superiori a quelle delle altre città, specialmente durante i mesi invernali. Venezia, ed in modo particolare, Roma presentano un clima tipicamente mediterraneo con inverni miti ed estati non troppo calde. Roma e Venezia sono inoltre caratterizzate da elevati valori dell'irradiazione solare durante l'estate. Le città cinesi considerate mostrano invece una differente distribuzione dell'irradiazione solare, con una variazione stagionale più contenuta.

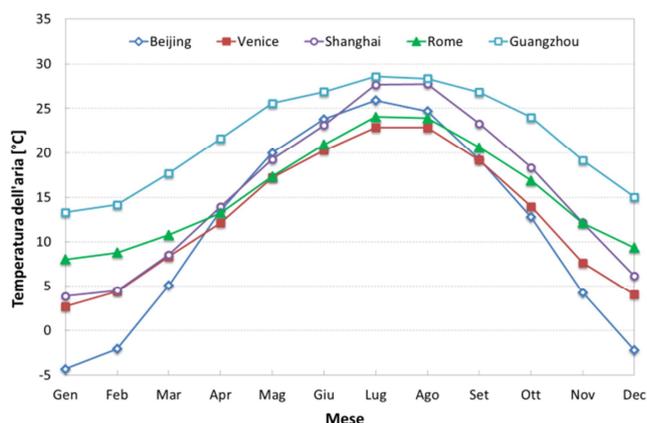


Fig.1 Temperatura dell'aria media mensile per le cinque città considerate

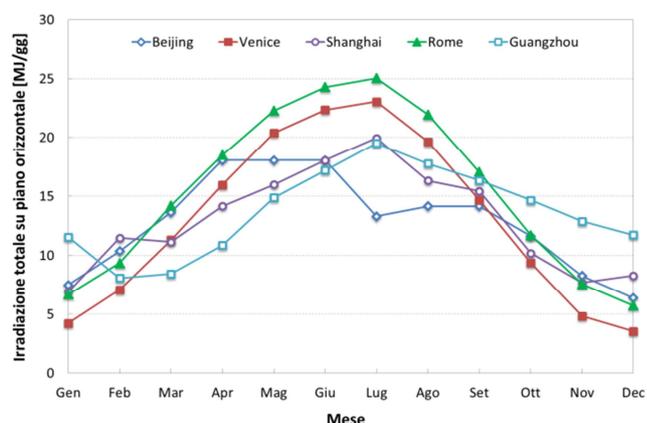


Fig.2 Irradiazione solare giornaliera media mensile totale sul piano orizzontale per le cinque città considerate

6.2.2 Richieste energetiche

Le richieste energetiche del GEL per il **riscaldamento** ed il **raffrescamento** degli ambienti, per le cinque città oggetto di analisi, sono state ricavate utilizzando il software Trnsys®. Sono stati considerati 313 giorni di occupazione dell'edificio. Dalle analisi condotte con Trnsys®, si è ricavato il valore mensile delle richieste di riscaldamento e di raffrescamento ed i profili orari adimensionalizzati delle richieste per il giorno tipo invernale (riscaldamento) ed estivo (raffrescamento) per le cinque città considerate. In tabella 1 e 2 sono riportate rispettivamente le richieste mensili per il riscaldamento e per il raffrescamento.

Tab.1 Richieste mensili di energia per il riscaldamento per le cinque città

Mese	Beijing	Venice	Shanghai	Rome	Guangzhou
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]
gennaio	19930	15463	13113	8475	2122
febbraio	15823	11432	8970	5792	2786
marzo	8447	6094	7259	2689	1119
aprile	724	1193	1043	322	0
maggio	0	0	0	0	0
giugno	0	0	0	0	0
luglio	0	0	0	0	0
agosto	0	0	0	0	0
settembre	0	0	0	0	0
ottobre	1969	1642	43	229	0
novembre	10685	9832	3572	3625	0
dicembre	19106	14889	9477	7856	640
Totale anno	76684	60545	43478	28987	6669

Tab.2 Richieste mensili di energia per il raffrescamento per le cinque città

Mese	Beijing	Venice	Shanghai	Roma	Guangzhou
	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]
gennaio	0	0	0	0	0
febbraio	0	0	0	0	0
marzo	0	0	0	0	531
aprile	45	0	134	0	2575
maggio	2335	1453	1340	1725	7818
giugno	6409	4260	6484	5161	11298
luglio	7356	7169	13557	9053	14120
agosto	7012	6477	12957	8798	13439
settembre	1873	1830	6261	3377	9614
ottobre	0	37	534	457	6011
novembre	0	0	0	0	1043
dicembre	0	0	0	0	0
Totale anno	25034	21227	41267	28596	66450

Per il GEL collocato nella città di Beijing la richiesta per il riscaldamento è la massima riscontrata per le città considerate. Allo stesso modo il GEL collocato nelle città di Guangzhou presenta la richiesta di

raffrescamento estivo più elevata. Venezia, Shanghai e Roma hanno richieste di riscaldamento e di raffrescamento intermedie tra le altre due città precedentemente menzionate.

In figura 3, 4, 5, 6 e 7 sono riportati i profili di carico adimensionalizzati delle richieste per il giorno tipo invernale (riscaldamento) e per il giorno tipo estivo (raffrescamento) per le cinque città considerate, considerando come orario di occupazione dei locali dalle 8 alle 17.

Sono osservabili lievi variazioni dei profili di carico adimensionali in funzione della città considerata. In generale l'andamento orario delle richieste per il giorno tipo invernale e per il giorno tipo estivo si mantiene invariato per tutte le città considerate.

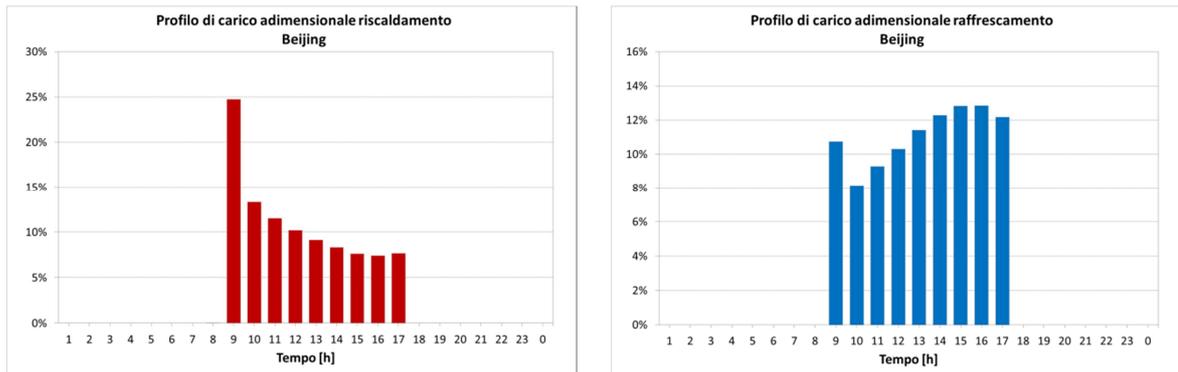


Fig.3 Profili di carico adimensionali per giorno tipo invernale e per giorno tipo estivo per Beijing

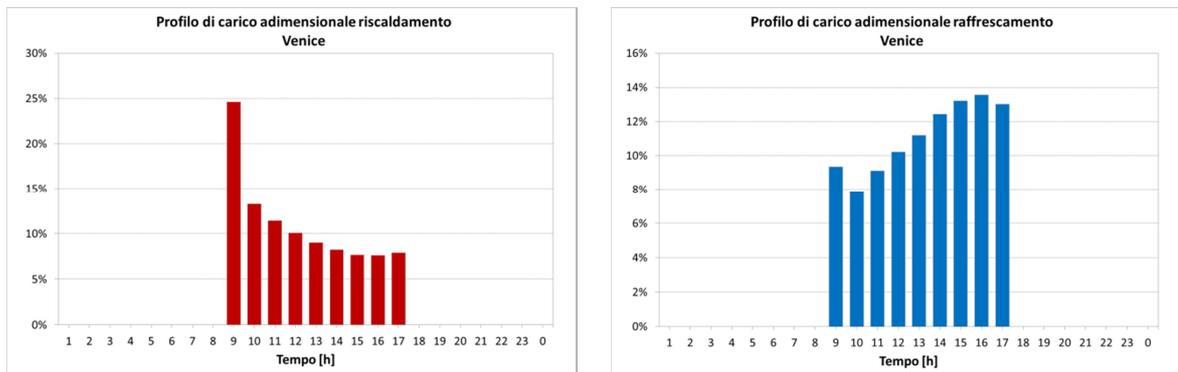


Fig.4 Profili di carico adimensionali per giorno tipo invernale e per giorno tipo estivo per Venezia

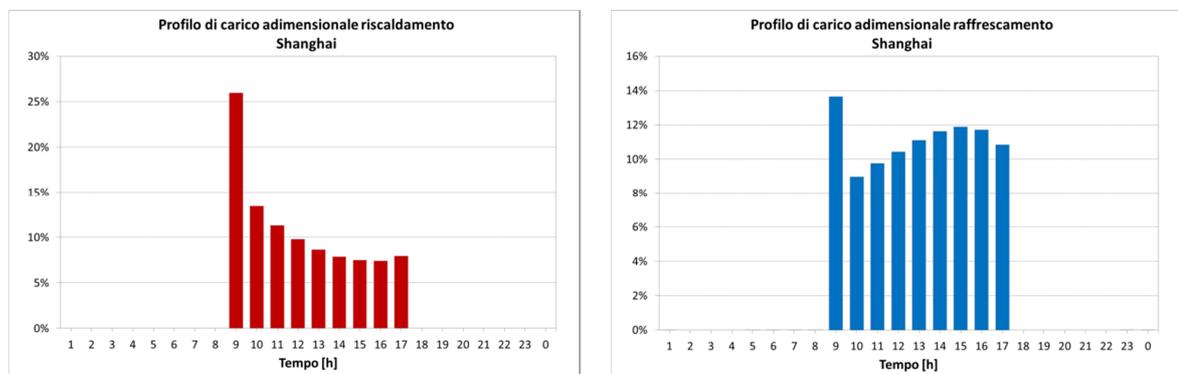


Fig.5 Profili di carico adimensionali per giorno tipo invernale e per giorno tipo estivo per Shanghai

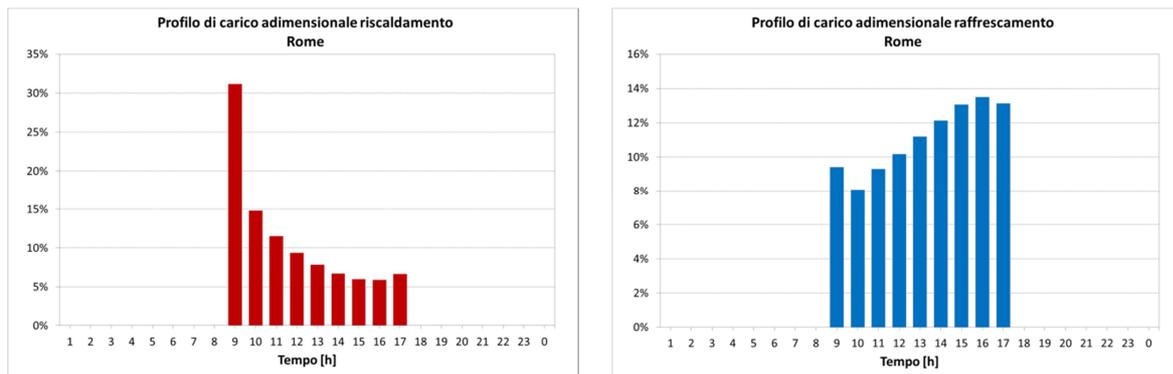


Fig.6 Profili di carico adimensionali per giorno tipo invernale e per giorno tipo estivo per Roma

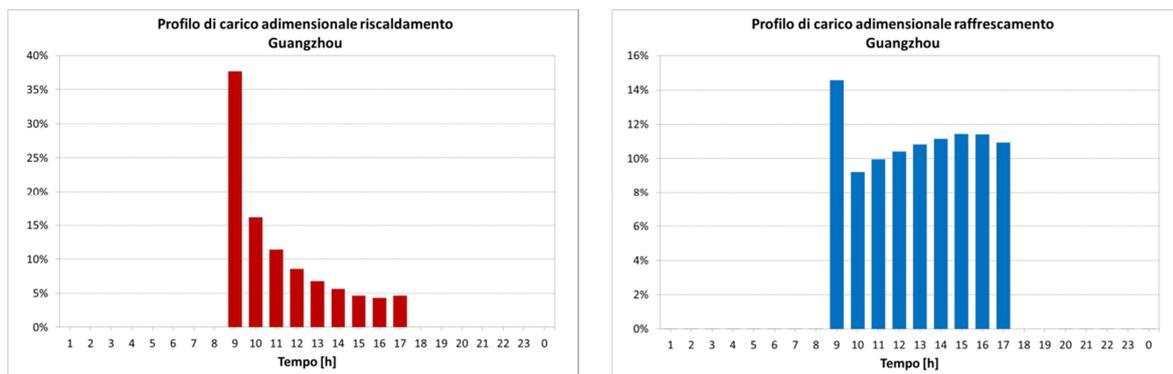


Fig.7 Profili di carico adimensionali per giorno tipo invernale e per giorno tipo estivo per Guangzhou

La richiesta di **acqua calda sanitaria** è stata determinata considerando un consumo specifico di circa 5.3 Wh/(m² giorno), caratteristico di destinazioni d'uso tipo ufficio. Considerando la superficie del GEL (1930 m²) e supponendo una distribuzione uniforme della richiesta di acqua calda sanitaria per i 313 giorni di occupazione dell'edificio, è stato ricavato la richiesta mensile. Tale richiesta, riportata in tabella 3 è ipotizzata applicabile al GEL collocato in tutte le città considerate.

Tab.3 Richieste mensili di energia per acqua calda sanitaria

Mese	Città
	[kWh]
gennaio	277
febbraio	246
marzo	277
aprile	256
maggio	277
giugno	267
luglio	267
agosto	277
settembre	256
ottobre	277
novembre	267
dicembre	267
Totale anno	3208

Per distribuire la richiesta di acqua calda sanitaria durante il giorno è stato utilizzato il profilo di carico adimensionale riportato in figura 8.

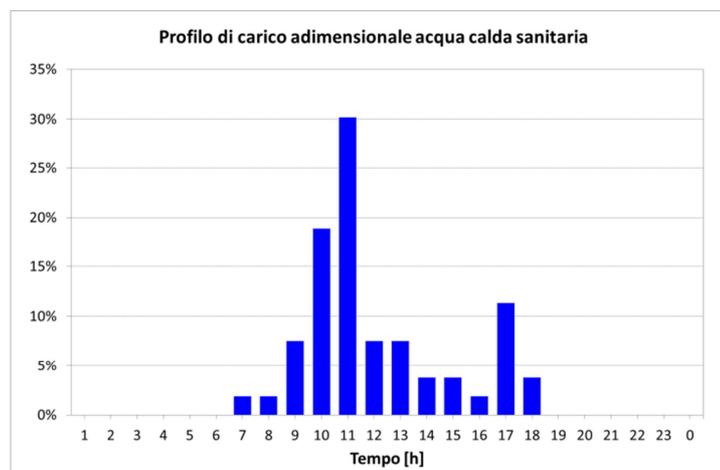


Fig.8 Profilo di carico adimensionale per acqua calda sanitaria

La richiesta per l'**energia elettrica** del GEL si compone di tre principali voci:

- a. Illuminazione;
- b. Apparecchiature elettroniche (pc, dispositivi imaging, server, ecc.);
- c. Ascensore.

Per quanto riguarda la richiesta elettrica per illuminazione sono state individuate per l'intero edificio 160 punti luci di diversa tipologia (in figura 9 è riportata con colori diversi la posizione delle lampade: in rosso le fluorescenti tubolari, in giallo le compatte fluorescenti ed in verde le lampade a led) con un funzionamento stimato di 1500 h/anno, a cui corrisponde una richiesta energetica di 11800 kWh/anno.

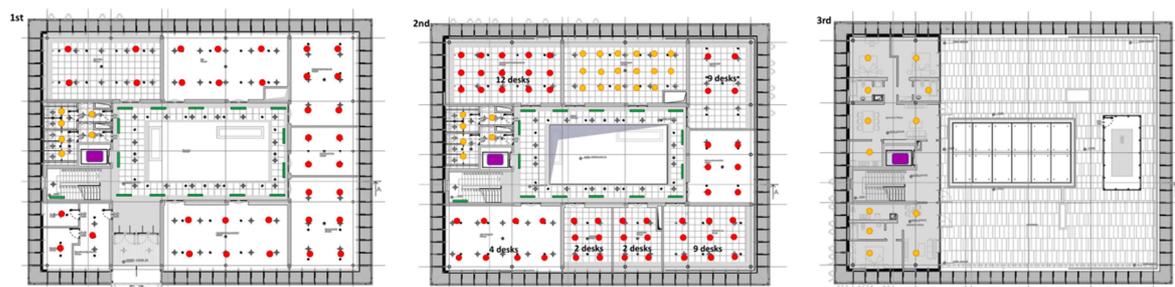


Fig.9 Distribuzione dei punti luce sui tre piani del GEL

Sono state inoltre considerate 38 postazioni di lavoro, ciascuna dotata di personal computer. Utilizzando il calcolatore in www.eu-energystar.org/it, assumendo un fattore di utilizzo tipico per attività di ufficio, è stato valutata per ogni postazione una richiesta di 400 kWh/anno; si è così ricavato una richiesta annuale per apparecchiature elettroniche di 15200 kWh/anno.

L'ascensore del GEL è del tipo *geared lift*. La valutazione dell'energia richiesta per il suo funzionamento è stata condotta utilizzando il report *Energy-Efficient Elevators and Escalators* [19]. L'analisi ha portato a determinare una richiesta di elettricità per il funzionamento dell'ascensore di 3000 kWh/anno.

Complessivamente si stima una richiesta annuale di elettricità di 30000 kWh/anno.

La richiesta di elettricità è distribuita in modo uniforme durante l'intero anno, inoltre essa è ipotizzata uguale per tutte le città considerate (tabella 4).

Tab.4 Richieste mensili di energia elettrica per le cinque città

Mese	Città
	[kWh]
gennaio	2588
febbraio	2300
marzo	2588
aprile	2396
maggio	2588
giugno	2492
luglio	2492
agosto	2588
settembre	2396
ottobre	2588
novembre	2492
dicembre	2492
Totale anno	30000

Tramite misurazioni sperimentali delle richieste di elettricità del GEL condotte per una settimana (figura 10) è stato ricavato il profilo medio di carico per l'elettricità riportato in figura 11.

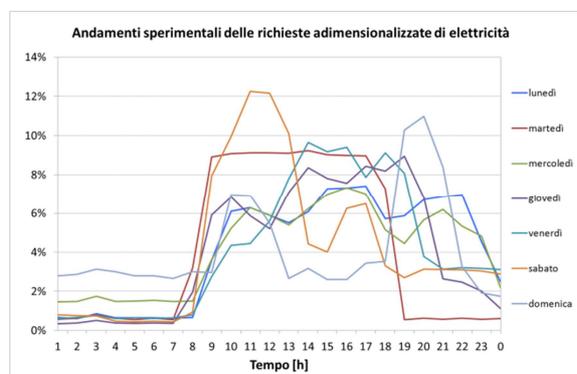


Fig.10 Andamenti sperimentali della richiesta elettrica adimensionalizzata rispetto alla richiesta giornaliera del GEL durante una settimana tipo

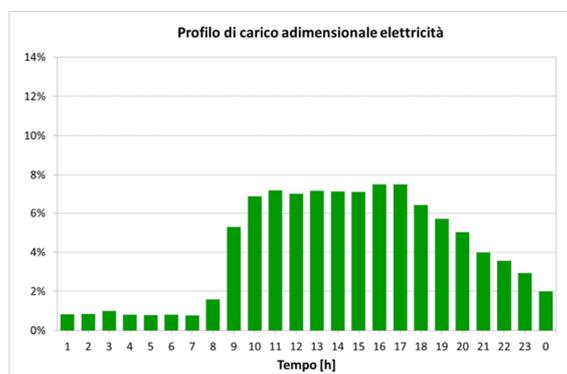


Fig.11 Profilo di carico adimensionale per elettricità (media oraria settimanale)

6.2.3 Sistemi di generazione

Il sistema multienergia è supposto composto dai sistemi elencati al **paragrafo 5.1**: pannelli fotovoltaici (PV), collettori solari termici (SH), cogeneratore (CHP), frigorifero ad assorbimento a recupero di calore (ABS), serbatoio di accumulo termico (STORAGE), pompa di calore geotermica (GSHP) e ad aria (ASHP) entrambe reversibili. Caldaia a condensazione (AB) e chiller ad aria non reversibile (AC) sono stati inoltre inseriti come sistemi ausiliari. In figura 1 è riportata una loro rappresentazione schematica.

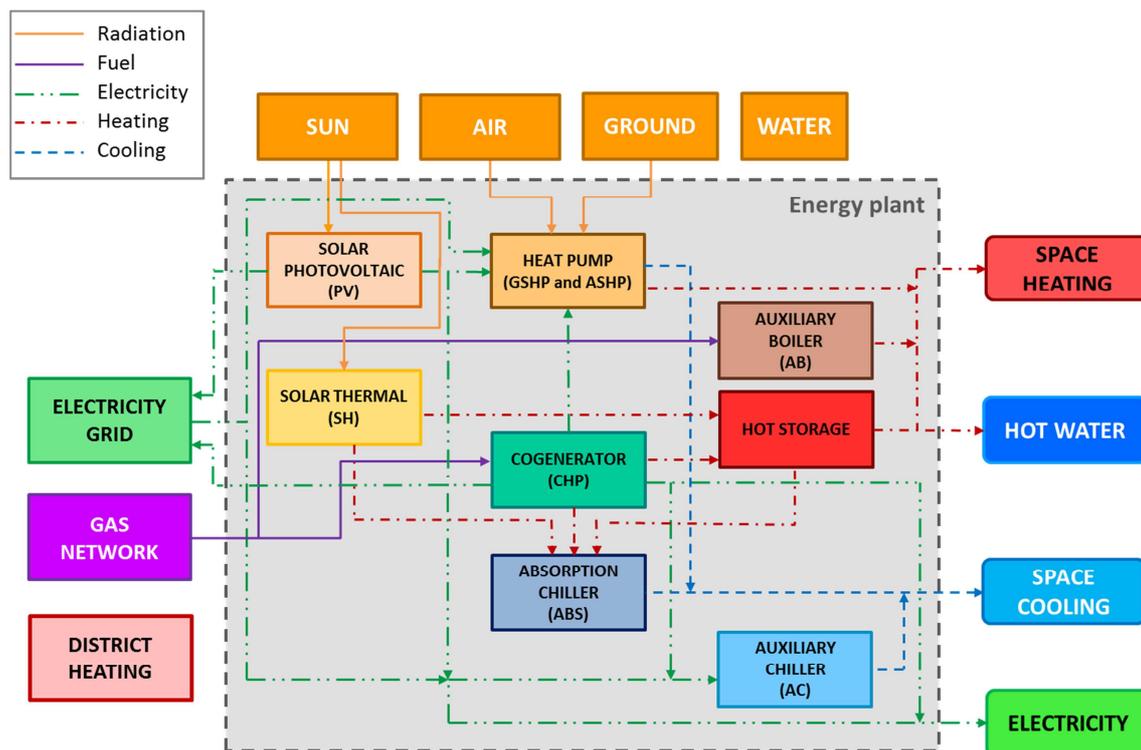


Fig.1 Sistemi di generazione adottati nell'impianto multienergia per il GEL

La completa caratterizzazione energetica dei sistemi di generazione è riportata al **paragrafo 5.1**.

6.2.4 Ottimizzazione

Le taglie e l'estensione dei sistemi di generazione sono incogniti. Il modello opera, quindi, in modalità ottimizzazione. Le variabili su cui viene realizzata l'ottimizzazione sono sei e sono riportate in tabella 7 in grassetto. Le relazioni utilizzate per la determinazione delle altre in funzione delle variabili di ottimizzazione sono riportate in maniera estesa al **paragrafo 5.1**.

L'ottimizzazione è stata condotta considerando un dominio continuo, costituito da tutti i numeri interi compresi tra il valore minimo ed il valore massimo della variabili oggetto di ottimizzazione.

L'area destinata ai pannelli fotovoltaici ed ai collettori solari termici è costituita dal tetto a falde del GEL avente superficie di 240 m² con azimuth -52° e inclinazione 30°. L'area occupabile da pannelli fotovoltaici va da 0 a 240 m². L'area occupabile dai collettori solari termici va da 0 a 240 m² a cui viene sottratto l'area occupata dai pannelli fotovoltaici. La potenza elettrica nominale del cogeneratore può assumere valori interi nell'intervallo 0÷100 kW_{el}. La potenza termica nominale assorbita dal frigo ad assorbimento può assumere valori interi compresi nell'intervallo 0÷100 kW_{th}. Le potenze termiche nominali della pompa di calore geotermica e della pompa di calore ad aria possono assumere valori interi compresi nell'intervallo 0÷100 kW_{th}. La potenza termica nominale della caldaia a condensazione con funzione ausiliaria è pari al picco massimo della richiesta termica. La potenza frigorifera nominale del chiller ad aria con funzione ausiliaria è pari al picco massimo della richiesta frigorifera.

Come algoritmo di ottimizzazione è stato utilizzato l'algoritmo genetico già implementato all'interno di Matlab. Sono stati considerati 500 individui per ogni generazione, per un totale di 100 generazioni. La

frazione di crossover è impostata pari a 0.8, sono inoltre state considerate mutazioni casuali. L'elite count è posta pari a 10 (cioè il 2% degli individui di ogni generazione).

Tab.7 Variabili

SISTEMI	VARIABILI
PV	A_{PV} ; $P_{PV,deak}$; $\eta_{PV,el}$
SH	A_{SH} ; $\eta_{SH,th}$
CHP	$P_{CHP,el,nom}$; $\eta_{CHP,el,nom}$; $P_{CHP,th,nom}$; $\eta_{CHP,th,nom}$
ABS	$P_{ABS,th,nom}$; $EER_{ABS,nom}$; $P_{ABS,cold,nom}$
GSHP	$P_{GSHP,th,nom}$; $COP_{GSHP,nom}$; $P_{GSHP,cold,nom}$; $EER_{GSHP,nom}$
ASHP	$P_{ASHP,th,nom}$; $COP_{ASHP,nom}$; $P_{ASHP,cold,nom}$; $EER_{ASHP,nom}$
AB	$P_{AB,th,nom}$; $\eta_{AB,nom}$
AC	$P_{AC,cool,nom}$; $EER_{AC,nom}$

6.2.4.1 Funzione obiettivo

La funzione obiettivo scelta per l'ottimizzazione energetica è costituita dal consumo annuale di energia primaria dell'edificio-impianto (eq. (1)).

$$OF_{en} = EP \quad (1)$$

In questo caso, l'energia primaria viene determinata utilizzando l'equazione (2).

$$EP = E_{fuel,(CHP+AB)} \cdot f_{fuel \rightarrow EP} + E_{el,prelevata} \cdot f_{el,p \rightarrow EP} \quad (2)$$

Dove $f_{fuel \rightarrow EP}$ è pari a 1, $f_{el,p \rightarrow EP}$ è 2.50 per le città italiane e 2.86 per le città cinesi. Nel calcolo dell'energia primaria viene considerata la sola energia elettrica prelevata, in Cina è infatti vietato immettere energia elettrica in rete. Tale condizione non è invece valida per l'Italia in cui è possibile immettere energia elettrica in rete valorizzandola tramite lo Scambio sul posto o il Ritiro dedicato e, per l'energia prodotta da fotovoltaica (in alternativa alle forme precedenti), tramite il Conto energia.

Tuttavia per uniformare le condizioni tra Cina ed Italia, si è considerato il caso in cui il divieto di immettere energia elettrica in rete è esteso a tutte le città considerate (**CASO A**).

Alla funzione obiettivo vengono aggiunti vincoli non lineari allo scopo di:

- evitare l'immissione dell'energia elettrica in rete;
- evitare la dissipazione dell'energia termica prodotta dai collettori solari termici (data dalla differenza tra l'energia termica da fonte solare disponibile e l'energia termica da fonte solare utilizzata);
- contenere il contributo energetico dei sistemi ausiliari (caldaia a condensazione per la produzione di calore e chiller ad aria per la climatizzazione estiva).

L'aggiunta dei vincoli non lineari porta alla definizione di una funzione ausiliaria (eq. (3)).

$$AF_{en} = EP + \sum_i \mu_{en,i} NLC_i \quad (3)$$

Esplicitando i vincoli si ottiene, per il caso A, l'equazione (4). Il fattore di penalizzazione è posto pari a 100.

$$AF_{en} = EP + 100 \cdot E_{el,immessa} + 100 \cdot (E_{th,SH\ dispon.} - E_{th,SH\ utiliz.}) + 100 \cdot E_{th,AB} + 100 \cdot E_{cool,AC} \quad (4)$$

È stato successivamente considerato un secondo caso, in cui sia possibile scambiare energia elettrica con la rete (**CASO B**). Si impone, tuttavia, che l'energia elettrica immessa in rete su base annuale sia al più pari a quella prelevata. Per il caso B la funzione ausiliaria viene quindi modificata utilizzando l'equazione (5).

$$AF_{en} = EP + 100 \cdot \max(E_{el,imm.} - E_{el,prel.}; 0) + 100 \cdot (E_{th,SH\ dispon.} - E_{th,SH\ utiliz.}) + 100 \cdot E_{th,AB} + 100 \cdot E_{cool,AC} \quad (5)$$

In aggiunta ai casi A e B, altri due casi sono presi in considerazione allo scopo di valutare il risparmio di energia primaria conseguibile in seguito all'adozione di un impianto multienergia composto da un numero inferiore di sistemi. Il **CASO C** considera la presenza di tutti i sistemi di generazione del caso A ad eccezione delle pompa di calore geotermica e ad aria. Il **CASO D**, invece, prevede tutti i sistemi di generazione del caso A ad eccezione del cogeneratore, del frigorifero ad assorbimento e della pompa di calore ad aria reversibile. Per il caso C e D si utilizza come funzione ausiliaria l'equazione (4).

Ricapitolando, i casi trattati per le cinque città sono:

- **CASO A:** l'impianto multienergia non può immettere energia elettrica in rete. Questo è il caso caratteristico dei Paesi in cui non è solo possibile immettere energia elettrica dalla rete, come è ad oggi per la Cina. Sono presenti tutti i sistemi di generazione elencati al **paragrafo 6.2.3**.
- **CASO B:** l'impianto multienergia può immettere energia elettrica in rete. Questo è il caso dei Paesi in cui è possibile uno scambio biunivoco con la rete (immissione e prelievo), utilizzando la rete quale sistema di accumulo elettrico (come è attualmente per molti Paesi dell'Unione Europea, compresa l'Italia). Sono presenti tutti i sistemi di generazione elencati al **paragrafo 6.2.3**.
- **CASO C:** l'impianto multienergia è composto da pannelli fotovoltaici, collettori solari termici, cogeneratore, frigorifero ad assorbimento a recupero di calore, serbatoio di accumulo termico ed infine caldaia a condensazione e chiller ad aria non reversibile quali sistemi ausiliari. Come per il caso A è vietata l'immissione di energia elettrica in rete. Le variabili di ottimizzazione (tabella 8 in grassetto) si riducono a 4.
- **CASO D:** l'impianto multienergia è composto da pannelli fotovoltaici, collettori solari termici, serbatoio di accumulo termico e pompa di calore geotermica. Caldaia a condensazione e chiller ad aria non reversibile sono inseriti come sistemi ausiliari. In analogia con il caso A è vietata l'immissione di energia elettrica in rete. Le variabili di ottimizzazione (tabella 9 in grassetto) si riducono a 3.

Tab.8 Variabili CASO C

SISTEMI	VARIABILI
PV	A_{PV} ; $P_{PV,peak}$; $\eta_{PV,el}$
SH	A_{SH} ; $\eta_{SH,th}$
CHP	$P_{CHP,el,nom}$; $\eta_{CHP,el,nom}$; $P_{CHP,th,nom}$; $\eta_{CHP,th,nom}$
ABS	$P_{ABS,th,nom}$; $EER_{ABS,nom}$; $P_{ABS,cold,nom}$
AB	$P_{AB,th,nom}$; $\eta_{AB,nom}$
AC	$P_{AC,cool,nom}$; $EER_{AC,nom}$

Tab.9 Variabili CASO D

SISTEMI	VARIABILI
PV	A_{PV} ; $P_{PV,peak}$; $\eta_{PV,el}$
SH	A_{SH} ; $\eta_{SH,th}$
GSHP	$P_{GSHP,th,nom}$; $COP_{GSHP,nom}$; $P_{GSHP,cold,nom}$; $EER_{GSHP,nom}$
AB	$P_{AB,th,nom}$; $\eta_{AB,nom}$
AC	$P_{AC,cool,nom}$; $EER_{AC,nom}$

6.2.5 Risultati

In tabella 1 sono riportate le caratteristiche degli impianti multienergia in termini di estensione e di potenza dei sistemi di generazione risultanti dall'ottimizzazione per le cinque città nei casi A e B. Sono inoltre riportate le efficienze di generazione legate allo specifico funzionamento dei relativi sistemi energetici. Si ricorda che per il caso A l'impianto multienergia non può immettere energia elettrica in rete, mentre ciò è consentito per il caso B.

In tabella 2 sono riportate le produzioni energetiche dei sistemi che compongono l'impianto multienergia, per l'interpretazione delle variabili si vedano le equazioni (1), (2) (3) e (4) riportate al **paragrafo 5.2**.

In figura 1 sono invece riportate le percentuali con cui i diversi sistemi che compongono l'impianto multienergia producono energia soddisfacendo le richieste relative all'energia termica, all'energia per la climatizzazione estiva e all'energia elettrica.

Tab.1 Taglie ottimizzate ed efficienze di funzionamento dei sistemi energetici

			Beijing A	Beijing B	Venice A	Venice B	Shanghai A	Shanghai B	Rome A	Rome B	Guangzhou A	Guangzhou B
PV	A_{gross}	[m ²]	3.4	156	5.1	235	6.8	226	5.1	235	5.1	238
	$P_{el,peak}$	[kW _p]	0.4	20.2	0.7	30.4	0.9	29.3	0.7	30.4	0.7	30.8
SH	A_{gross}	[m ²]	22.5	5.0	7.5	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	15.0	0.0
CHP	P_{el}	[kW _{el}]	5.0	10.0	5.0	4.0	5.0	7.0	5.0	1.0	5.0	6.0
	η_{el}	[-]	0.26	0.28	0.26	0.26	0.26	0.25	0.25	0.23	0.24	0.25
	P_{th}	[kW _{th}]	10.8	20.3	10.8	8.8	10.8	14.7	10.8	2.5	10.8	12.8
	η_{th}	[-]	0.56	0.55	0.57	0.57	0.58	0.55	0.58	0.59	0.61	0.61
GSHP	P_{th}	[kW _{th}]	100	98.0	44.0	47.0	43.0	35.0	33.0	44.0	45.0	45.0
	COP	[-]	3.46	3.38	4.18	4.19	3.98	4.05	3.77	3.67	-	2.87
	P_{cool}	[kW _c]	95.0	93.1	41.8	44.7	40.9	33.3	31.4	41.8	42.8	42.8
	EER	[-]	2.08	1.99	2.64	2.59	3.18	3.51	3.03	2.92	3.33	3.24
ASHP	P_{th}	[kW _{th}]	10.0	8.0	28.0	29.0	30.0	34.0	26.0	23.0	25.0	51.0
	COP	[-]	3.18	2.54	2.00	1.98	2.05	1.90	2.51	2.42	1.86	1.89
	P_{cool}	[kW _c]	8.8	7.0	24.6	25.5	26.4	29.9	22.9	20.2	22.0	44.9
	EER	[-]	2.61	2.51	-	-	2.66	2.89	2.67	2.14	2.54	2.52
ABS	P_{cool}	[kW _c]	27.3	64.4	38.5	44.8	16.8	6.3	11.9	25.2	13.3	16.1
	EER	[-]	0.77	0.78	0.78	0.77	0.77	0.71	0.78	0.77	0.76	0.75
STO.	$V_{STORAGE}$	[m ³]	0.12	0.12	0.08	0.06	0.07	0.09	0.07	0.03	0.10	0.06
AB	P_{th}	[kW _{th}]	183	183	142	142	127	127	99	99	45	45
	η_{th}	[-]	1.01	1.01	0.99	0.98	0.99	1.01	0.99	0.98	0.96	-
AC	P_{cool}	[kW _c]	36	36	37	37	71	71	47	47	79	79
	EER	[-]	1.39	1.39	1.41	1.40	1.39	1.38	1.39	1.43	1.34	1.33

Si analizzano nel seguito i risultati per il caso A. Per la città di Beijing, la più fredda tra le città considerate, la richiesta di energia per il riscaldamento è notevolmente superiore alla richiesta per la climatizzazione estiva (vedi **paragrafo 6.2.2**). I pannelli fotovoltaici e i collettori solari termici previsti per il GEL ipoteticamente collocato a Beijing occupano 26 m²; in particolare i collettori solari termici occupano la quasi totalità di tale superficie (22.5 m²) a cui corrisponde una produzione annuale che copre, sia direttamente che attraverso il serbatoio di accumulo, il 10 % della richiesta complessiva di energia termica. La superficie destinata ai pannelli fotovoltaici consente una produzione di energia pari all'1% della richiesta annuale di energia elettrica. La taglia del cogeneratore è di 5 kW_{el}, a cui corrispondono 10.8 kW_{th}. Anche grazie all'ausilio del serbatoio di accumulo, il cogeneratore soddisfa il 25 % della richiesta annuale di energia termica. Il cogeneratore produce inoltre il 33 % della richiesta complessiva di energia elettrica. Il serbatoio di accumulo accoglie le produzioni in eccesso, rispetto alla domanda termica puntuale, del solare termico e del cogeneratore, fornendo così il 13 % della richiesta

annuale di energia termica. Il frigorifero ad assorbimento ha una potenza frigorifera di 27.3 kW_{cold}, a cui corrispondono 39 kW_{th} di potenza termica assorbita. Il frigorifero ad assorbimento soddisfa il 61 % della richiesta di energia per la climatizzazione estiva. L'energia termica richiesta per il suo funzionamento proviene per il 12 % direttamente dal solare termico, per il 31 % direttamente dal cogeneratore e per il 57 % dal serbatoio di accumulo. La pompa di calore geotermica ha la taglia massima consentita dai vincoli dell'ottimizzazione: 100 kW_{th} e 95 kW_{cold}. Essa soddisfa il 62 % della richiesta annuale di energia termica, e durante il periodo estivo il 37 % della richiesta di energia per la climatizzazione. La pompa di calore ad aria ha una potenza termica di 10 kW_{th} e 8.8 kW_{cold}. Essa soddisfa appena l'1 % della richiesta annuale di energia termica, e durante il periodo estivo copre l'1 % della richiesta di energia per la climatizzazione.

Tab.2 Produzione di energia dei sistemi energetici ottimizzati in kWh/anno

	Beijing A	Beijing B	Venice A	Venice B	Shanghai A	Shanghai B	Rome A	Rome B	Guangzhou A	Guangzhou B
$E_{SH,th}$	13422	3189	4690	3197	3175	3182	3859	3829	9310	0
$E_{SH,th \rightarrow th}$	5920	1706	2048	1837	2073	975	2051	2447	1928	0
$E_{SH,th \rightarrow cold}$	2391	0	715	351	113	0	310	74	2816	0
$E_{SH(STORAGE)}$	5110	1483	1927	1009	989	2207	1497	1309	4565	0
$E_{CHP,th}$	35096	49185	33032	27881	32943	32679	31360	9445	31674	31682
$E_{CHP,th \rightarrow th}$	12273	23272	12488	11743	12298	14209	10154	2998	835	4046
$E_{CHP,th \rightarrow cold}$	6213	6099	6427	5791	9081	0	8417	1336	11462	14184
$E_{CHP(STORAGE)}$	16610	19815	14117	10347	11564	18471	12789	5111	19377	13452
$E_{STORAGE,th \rightarrow th}$	10187	9879	7761	5015	5705	9683	6570	2495	7045	5374
$E_{STORAGE,th \rightarrow cold}$	11484	11372	8252	6317	6821	10959	7689	3914	16857	8052
$E_{GSHP,th}$	49881	43648	36078	39239	24743	19991	12091	21831	0	366
$E_{ASHP,th}$	766	633	4803	5375	1370	1571	995	2117	65	87
$E_{AB,th}$	864	754	576	544	497	257	335	309	1	0
$E_{ABS,cold}$	15391	13730	11885	9582	12246	7758	12692	4129	23196	16787
$E_{GSHP,cold}$	9236	11058	9245	11548	21399	20828	12896	21438	36783	40971
$E_{ASHP,cold}$	341	183	0	0	7458	12285	2948	2821	6070	8423
$E_{AC,cold}$	60	57	96	95	163	396	36	183	402	269
$E_{PV,el}$	481	22132	714	32859	902	29979	836	38440	687	32037
$E_{CHP,el}$	16727	25307	15417	12723	14833	15610	13987	3663	12806	13118

L'impianto multienergia del GEL ipoteticamente collocato a Venezia, prevede di destinare circa 13 m² ai collettori solari termici ed ai pannelli fotovoltaici. I collettori solari termici consentono di soddisfare, sia direttamente che attraverso il serbatoio di accumulo, circa il 5 % della richiesta annuale di energia termica. I pannelli fotovoltaici consentono invece di soddisfare il 2 % della richiesta annuale di energia

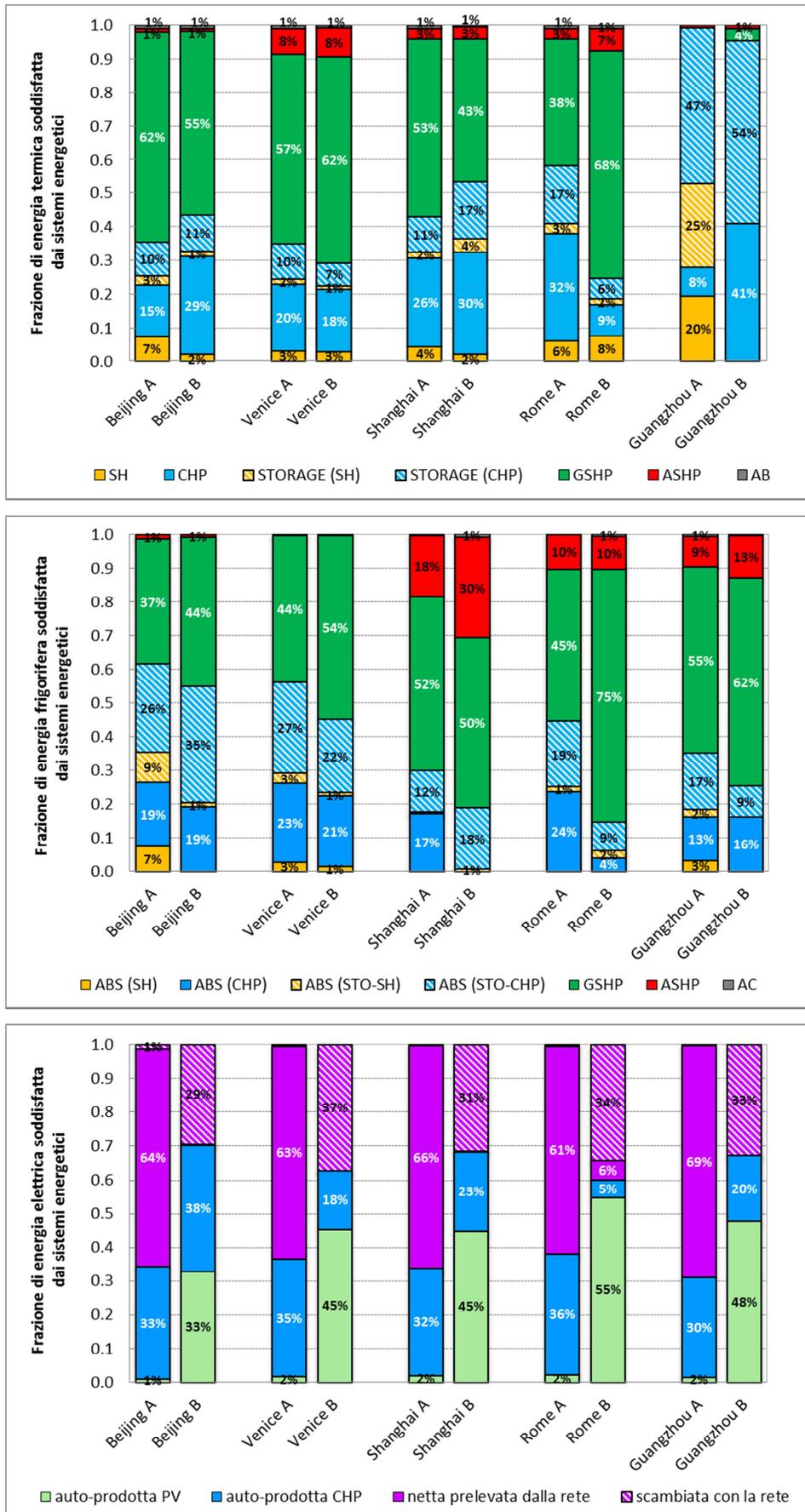


Fig.1 Frazione di richiesta energetica soddisfatta dai sistemi di generazione

elettrica. Come per Beijing la taglia del cogeneratore è di 5 kW_{el} , a cui corrispondono 10.8 kW_{th} . Anche grazie all'ausilio del serbatoio di accumulo, il cogeneratore soddisfa il 30 % della richiesta annuale di energia termica. Il cogeneratore produce inoltre il 35 % della richiesta complessiva di energia elettrica. Il serbatoio di accumulo accoglie le produzioni in eccesso, rispetto alla domanda termica puntuale, del solare termico e del cogeneratore, fornendo così il 13 % della richiesta annuale di energia termica. Il frigorifero ad assorbimento ha una potenza frigorifera di 38.5 kW_{cold} , a cui corrispondono 55 kW_{th} di potenza termica assorbita. Il frigorifero ad assorbimento soddisfa il 56 % della richiesta di energia per la climatizzazione estiva. L'energia termica richiesta per il suo funzionamento proviene per il 5 % direttamente dal solare termico, per il 42 % direttamente dal cogeneratore e per il 54 % dal serbatoio di accumulo. L'efficienza media riscontrata durante il suo funzionamento, pari a 0.78, evidenzia un diffuso impiego a carico parziale, in corrispondenza del quale l'efficienza è maggiore dell'efficienza nominale ($EER_{nom} = 0.70$). La pompa di calore geotermica ha una potenza di 44 kW_{th} e 41.8 kW_{cold} . Essa soddisfa il 57 % della richiesta annuale di energia termica, e durante il periodo estivo il 44 % della richiesta di energia per la climatizzazione. La pompa di calore ad aria ha una potenza di 28 kW_{th} e 24.6 kW_{cold} . Tuttavia essa viene utilizzata solo per la produzione di energia termica coprendo l'8 % della richiesta annuale.

Shanghai è caratterizzata da inverni freddi ed estati calde, di conseguenza la richiesta di energia del GEL per il riscaldamento è di entità equivalente alla richiesta di energia per la climatizzazione estiva (vedi **paragrafo 6.2.2**). I pannelli fotovoltaici e collettori solari termici occupano circa 12 m^2 ; in particolare i collettori solari termici consentono di soddisfare, sia direttamente che attraverso il serbatoio di accumulo, circa il 6 % della richiesta annuale di energia termica. I pannelli fotovoltaici consentono invece di soddisfare il 2 % della richiesta annuale di energia elettrica. Anche in questo caso la taglia del cogeneratore è di 5 kW_{el} , a cui corrispondono 10.8 kW_{th} . Anche grazie all'ausilio del serbatoio di accumulo, il cogeneratore soddisfa il 37 % della richiesta annuale di energia termica. Il cogeneratore produce inoltre il 32 % della richiesta complessiva di energia elettrica. Il serbatoio di accumulo accoglie le produzioni in eccesso, rispetto alla domanda termica puntuale, del solare termico e del cogeneratore, fornendo così il 13 % della richiesta annuale di energia termica. Il frigorifero ad assorbimento ha una potenza frigorifera di 16.8 kW_{cold} , a cui corrispondono 24 kW_{th} di potenza termica assorbita. Il frigorifero ad assorbimento soddisfa circa il 30 % della richiesta di energia per la climatizzazione estiva. L'energia termica richiesta per il suo funzionamento proviene per una percentuale di poco inferiore all'1 % direttamente dal solare termico, per il 57 % direttamente dal cogeneratore e per il 43 % dal serbatoio di accumulo. La pompa di calore geotermica ha una potenza di 43 kW_{th} e 40.9 kW_{cold} . Essa soddisfa il 53 % della richiesta annuale di energia termica, e durante il periodo estivo il 52 % della richiesta di energia per la climatizzazione. La pompa di calore ad aria ha una potenza di 30 kW_{th} e 26.4 kW_{cold} . Essa soddisfa appena il 3 % della richiesta annuale di energia termica, e durante il periodo estivo il 18 % della richiesta di energia per la climatizzazione.

Roma presenta un clima tipicamente mediterraneo con inverni miti ed estati non troppo calde, di conseguenza il GEL ipoteticamente collocatovi presenta una richiesta di energia per il riscaldamento e per la climatizzazione estiva inferiore rispetto ai casi precedenti (vedi **paragrafo 6.2.2**). I pannelli fotovoltaici e collettori solari termici occupano circa 10 m^2 ; in particolare i collettori solari termici consentono di soddisfare, sia direttamente che attraverso il serbatoio di accumulo, circa il 9 % della richiesta annuale di energia termica. I pannelli fotovoltaici consentono invece di soddisfare il 2 % della

richiesta annuale di energia elettrica. Anche in questo caso la taglia del cogeneratore è di 5 kW_{el} , a cui corrispondono 10.8 kW_{th} . Anche grazie all'ausilio del serbatoio di accumulo, il cogeneratore soddisfa il 49 % della richiesta annuale di energia termica. Il cogeneratore produce inoltre il 36 % della richiesta complessiva di energia elettrica. Il serbatoio di accumulo accoglie le produzioni in eccesso, rispetto alla domanda termica puntuale, del solare termico e del cogeneratore, fornendo così il 20 % della richiesta annuale di energia termica. Il frigorifero ad assorbimento ha una potenza frigorifera di 11.9 kW_{cold} , a cui corrispondono 17 kW_{th} di potenza termica assorbita. Il frigorifero ad assorbimento soddisfa circa il 44 % della richiesta di energia per la climatizzazione estiva. L'energia termica richiesta per il suo funzionamento proviene per il 53 % direttamente dal cogeneratore e per il 47 % dal serbatoio di accumulo. La pompa di calore geotermica ha una potenza di 33 kW_{th} e 31.4 kW_{cold} . Essa soddisfa il 38 % della richiesta annuale di energia termica, e durante il periodo estivo il 45 % della richiesta di energia per la climatizzazione. La pompa di calore ad aria ha una potenza di 26 kW_{th} e 22.9 kW_{cold} . Essa soddisfa appena il 3 % della richiesta annuale di energia termica, e durante il periodo estivo il 10 % della richiesta di energia per la climatizzazione.

Infine per la città di Guangzhou, la più calda tra le città considerate, la richiesta di energia per il riscaldamento è notevolmente inferiore alla richiesta per la climatizzazione estiva (vedi **paragrafo 6.2.2**). I pannelli fotovoltaici e collettori solari termici occupano circa 20 m^2 ; in particolare i collettori solari termici consentono di soddisfare, sia direttamente che attraverso il serbatoio di accumulo, circa il 45 % della richiesta annuale di energia termica. I pannelli fotovoltaici consentono invece di soddisfare il 2 % della richiesta annuale di energia elettrica. Anche in questo caso la taglia del cogeneratore è di 5 kW_{el} , a cui corrispondono 10.8 kW_{th} . Anche grazie all'ausilio del serbatoio di accumulo, il cogeneratore soddisfa il 55 % della richiesta annuale di energia termica. Il cogeneratore produce inoltre il 30 % della richiesta complessiva di energia elettrica. Il serbatoio di accumulo accoglie le produzioni in eccesso, rispetto alla domanda termica puntuale, del solare termico e del cogeneratore, fornendo così il 72 % della richiesta annuale di energia termica. Il frigorifero ad assorbimento ha una potenza frigorifera di 13.3 kW_{cold} , a cui corrispondono 19 kW_{th} di potenza termica assorbita. Il frigorifero ad assorbimento soddisfa circa il 35 % della richiesta di energia per la climatizzazione estiva. L'energia termica richiesta per il suo funzionamento proviene per il 9 % direttamente dal solare termico, per il 37 % direttamente dal cogeneratore e per il 54 % dal serbatoio di accumulo. La pompa di calore geotermica ha una potenza di 45 kW_{th} e 42.8 kW_{cold} . La pompa di calore ad aria ha una potenza di 45 kW_{th} e 42.8 kW_{cold} . Tuttavia entrambe vengono utilizzate solo per la produzione di freddo, coprendo rispettivamente il 55 % ed il 9 % della richiesta annuale per la climatizzazione estiva.

Per tutte le città considerate l'utilizzo della caldaia a condensazione per il soddisfacimento della richiesta termica e del chiller ad aria per il soddisfacimento della richiesta frigorifera è tale che il loro contributo è prossimo all'1 %.

Si considerano ora brevemente i risultati per il caso B. La superficie coperta dai pannelli fotovoltaici aumenta sensibilmente in tutti gli impianti. Il valore massimo di estensione raggiunta dai pannelli fotovoltaici si riscontra per Guangzhou, con circa 240 m^2 e una potenza di picco installata di 30.8 kW . La massima produzione di energia elettrica dai pannelli fotovoltaici si ritrova invece a Roma con quasi 38.5 MWh/anno , pari al 55 % della richiesta annuale di energia elettrica. Mediamente la produzione elettrica dei pannelli fotovoltaici soddisfa ora il 45 % della richiesta annuale di energia elettrica. La taglia del cogeneratore risulta più eterogenea a seconda della città considerata, ma comunque

compresa tra 1 e 10 kW_{el}, a cui è associata una produzione elettrica che soddisfa mediamente il 21 % della richiesta annuale di energia elettrica. La variazione della produzione di calore da parte del cogeneratore, rispetto al caso A, è direttamente proporzionale al variazione della taglia. Ad eccezione di Roma, il cui impianto richiede comunque di prelevare dalla rete elettrica nazionale il 6 % della richiesta annuale, il prelievo netto di energia elettrica per tutte gli altri impianti è nullo. I vincoli imposti per il caso B consentono infatti di utilizzare la rete come sistema di accumulo elettrico. L'aumento della disponibilità di energia elettrica prodotta incrementa, salvo alcune eccezioni, la percentuale di energia prodotta dalle pompe di calore, sia termica che frigorifera. Le taglie delle pompe di calore si mantengono pressoché invariate rispetto al caso A. La percentuale di richiesta di freddo per la climatizzazione estiva soddisfatta dal frigorifero ad assorbimento subisce una leggera flessione portandosi intorno al 32 %. L'energia termica richiesta per il suo funzionamento proviene quasi esclusivamente dal cogeneratore. Tranne per le città di Shanghai e Roma, l'estensione di superficie dedicata ai collettori solari termici viene sensibilmente ridotta, arrivando ad annullarsi per l'impianto collocato a Guangzhou.

Si riporta inoltre il confronto tra il consumo di energia primaria dell'impianto multienergia risultante dal processo di ottimizzazione e il consumo di energia primaria di un impianto tradizionale. Quest'ultimo è supposto costituito da una caldaia a condensazione di potenza termica nominale pari al picco massimo della richiesta termica (tabella 3) da un chiller elettrico ad aria di potenza frigorifera nominale pari al picco massimo della richiesta frigorifera (tabella 3) e dal collegamento con la rete per il prelievo dell'energia elettrica necessaria.

Tab.3 Picco massimo della richiesta termica e picco massimo della richiesta frigorifera

		Beijing	Venice	Shanghai	Rome	Guangzhou
Picco termico	[kWh/h]	183	142	127	99	45
Picco frigorifero	[kWh/h]	36	37	71	47	79

Il consumo di energia primaria dell'impianto tradizionale per il GEL localizzato nelle cinque città oggetto di analisi è riportato in tabella 4.

Tab.4 Consumo di energia primaria dell'impianto tradizionale

		Beijing	Venice	Shanghai	Rome	Guangzhou
Primary Energy Consumption	[MWh/anno]	189.4	156.7	183.1	136.8	187.3

Dal confronto tra il consumo di energia primaria dell'impianto tradizionale ed il consumo di energia primaria per l'impianto multienergia ottimizzato, si ottengono i valori del PES (*Primary Energy Saving*), per tutti i casi considerati per il GEL localizzato nelle 5 città oggetto di analisi. Tali valori sono riportati in tabella 5. Nel caso l'impianto multienergia non possa immettere energia elettrica in rete (caso A) si ottiene un PES medio pari a 20.4 %, con valore massimo riscontrato per Guangzhou del 27.3 %. Nel

caso fosse invece possibile immettere energia elettrica in rete (caso B), il valore medio del PES si attesta a 68.8 %, con valore massimo riscontrato per Roma di 83.5 %. Avendo la possibilità di scambiare energia con la rete, utilizzando quindi la rete come sistema di accumulo elettrico, il risparmio di energia primaria che ne deriva è evidente. I casi C e D, considerando solo alcune combinazioni di sistemi energetici, sono associati a minori valori del PES rispetto al caso A (con cui condividono le medesime condizioni). In particolare, il caso C (assenza sia della pompa di calore geotermica che della pompa di calore ad aria) ha un PES medio di 8.9 %; mentre il caso D (assenza sia del cogeneratore che del frigorifero ad assorbimento e della pompa di calore ad aria) ha un PES medio del 13.1 %. I valori massimi sono riscontrati in entrambi i casi per Guangzhou con 10.5 % per il caso C e 18.6 % per il caso D. Nel caso D, la presenza della pompa di calore geotermica garantisce PES più elevati rispetto al caso C.

Tab.5 Consumo di energia primaria degli impianti ottimizzati e PES

		Beijing	Venice	Shanghai	Rome	Guangzhou
Primary Energy Consumption A	[MWh/anno]	154.2	128.3	144.3	113.7	136.1
Primary Energy Saving A	[%]	18.6%	18.1%	21.2%	16.9%	27.3%
Primary Energy Consumption B	[MWh/anno]	89.8	49.5	60.3	22.6	51.7
Primary Energy Saving B	[%]	52.6%	68.4%	67.1%	83.5%	72.4%
Primary Energy Consumption C	[MWh/anno]	173.5	144.2	166.7	125.2	167.6
Primary Energy Saving C	[%]	8.4%	8.0%	8.9%	8.5%	10.5%
Primary Energy Consumption D	[MWh/anno]	171.8	134.8	160.8	121.2	152.4
Primary Energy Saving D	[%]	9.3%	14.0%	12.2%	11.4%	18.6%

6.2.5.1 Osservazioni ai risultati

Il sistema di generazione caratterizzato dalla taglia più elevata risulta essere la pompa di calore geotermica. Per quanto riguarda le pompe di calore geotermiche, le potenze installate non differiscono significativamente tra il caso A ed il caso B. La potenza termica media delle pompe di calore geotermiche, per le cinque città considerate per i casi A e B, risulta essere di 53 kW_{th} e di 51 kW_{cold}, a cui corrisponde una produzione termica media che soddisfa il 48 % della richiesta annuale di energia termica e una produzione frigorifera media che soddisfa il 52 % della richiesta di freddo per la climatizzazione estiva.

Più contenute risultano invece le potenze delle pompe di calore ad aria, la media risulta essere di 26 kW_{th} e di 23 kW_{cold}, a cui corrisponde una produzione termica media che soddisfa il 3.5 % della

richiesta annuale di energia termica e una produzione frigorifera media di poco superiore al 9 % della richiesta di freddo per la climatizzazione estiva.

Tranne che per la città di Guangzhou, la frazione di richiesta termica soddisfatta dal solare termico non subisce variazioni rilevanti tra il caso A ed il caso B. Anche grazie all'ausilio del serbatoio di accumulo, i collettori solari termici soddisfano mediamente il 7 % della richiesta annuale di energia termica. La superficie media ad essi dedicata è di circa 8 m².

Per il caso A il vincolo di non immissione di energia elettrica in rete limita sia la taglia del cogeneratore che la superficie destinata ai pannelli fotovoltaici. Per il caso A si nota infatti che per tutte le città considerate, la taglia del cogeneratore risulta di 5 kW_{el}, a cui corrisponde una produzione elettrica media che soddisfa il 33 % della richiesta annuale di energia elettrica, mentre la produzione dei pannelli fotovoltaici soddisfa mediamente il 2 % della richiesta annuale di energia elettrica. La rimanente percentuale di energia è prelevata dalla rete.

Per il caso B invece, in cui tale vincolo è rimosso ed è consentito lo scambio di energia elettrica con la rete, una superficie media di 220 m² sui 280 m² disponibili è destinata ai pannelli fotovoltaici. In questo caso essi soddisfano mediamente il 45 % della richiesta annuale di energia elettrica, con una punta del 55 % per la città di Roma. La taglia del cogeneratore diventa invece più eterogenea tra le varie città, ma comunque compresa tra 1 e 10 kW_{el}, a cui è associata una produzione elettrica media che soddisfa il 21 % della richiesta annuale di energia elettrica. Per tutte le città ad eccezione di Roma la rimanente quantità di energia elettrica richiesta è comunque prodotta dall'insieme di pannelli fotovoltaici e cogeneratore, immessa in rete perché non contestualmente utilizzata e poi prelevata in base alla richiesta.

La potenza frigorifera media del frigorifero ad assorbimento per i casi A e B risulta pari a 26 kW_{cold}, a cui corrisponde una produzione frigorifera media pari al 38 % della richiesta di freddo per la climatizzazione estiva. L'energia termica richiesta per funzionamento del frigorifero ad assorbimento, mediamente proviene per il 3 % direttamente dal solare termico, per il 39 % direttamente dal cogeneratore e per il 58 % dal serbatoio di accumulo.

Il volume, per le cinque città considerate per i casi A e B, richiesto per il serbatoio di accumulo è compreso tra i 30 e i 120 litri.

Il vincolo imposto per contenere il contributo energetico dei sistemi ausiliari fa sì che le produzioni energetiche della caldaia a condensazione per il soddisfacimento della richiesta termica e del chiller ad aria per il soddisfacimento della richiesta frigorifera siano mediamente inferiori all'1 %. Ai sistemi ausiliari è infatti richiesto di produrre quelle quantità di energia che gli altri sistemi di generazione non sono in grado di produrre, perché di entità inferiore rispetto al loro carico minimo.

L'analisi del consumo di energia primaria dei casi A e B evidenzia come la possibilità di scambiare (immettere/prelevare) elettricità con la rete nazionale abbia come diretta conseguenza una notevole riduzione del consumo di energia primaria da parte dell'impianto. Si passa infatti da un PES medio di poco superiore al 20 % del caso A, ad un PES medio del 69 % per il caso B.

L'analisi del consumo di energia primaria del caso A rispetto ai casi C e D evidenzia invece come una maggiore complessità dell'impianto, in termini di tipologia di sistemi di generazione, comporti un vantaggio in termini di risparmio energetico. Nel presente studio, tuttavia, non sono stati presi in

considerazione i costi di investimento iniziali e di gestione; non è quindi possibile valutare se tale riduzione di consumo di energia primaria giustifichi i maggiori costi impiantistici.

Per il caso C, in cui rispetto al caso A sono assenti la pompa di calore geotermica e la pompa di calore ad aria, il PES medio risulta del 9 %. Mentre per il caso D, in cui rispetto al caso A sono assenti il cogeneratore, il frigorifero ad assorbimento e la pompa di calore ad aria, il PES medio risulta pari al 13 %. Ciò mette in evidenza il ruolo determinante nel contenere il consumo di energia primaria svolto dalla pompa di calore geotermica, la quale assicura elevate efficienze di conversione durante tutto l'anno.

7. Conclusioni e sviluppi futuri

Nella presente tesi è stato sviluppato un modello basato sulle serie temporali per l'analisi e l'ottimizzazione di impianti multienergia costituiti da sistemi ad energia rinnovabile, sistemi alimentati parzialmente da energia rinnovabili, sistemi alimentati a gas naturale e sistemi alimentati ad energia elettrica. In particolare, sono stati modellizzati: i pannelli fotovoltaici, i collettori solari termici, il cogeneratore, l'accumulo termico inerziale, il frigorifero ad assorbimento a recupero di calore, il frigorifero ad assorbimento a fiamma diretta, la pompa di calore geotermica e ad aria, entrambe reversibili. Sono stati inoltre inseriti la caldaia a condensazione ed il chiller elettrico ad aria come sistemi ausiliari.

Per ogni tecnologia è stato presentato brevemente il principio di funzionamento, le grandezze caratteristiche e la principali tipologie commercialmente disponibili. Per alcune di esse, sono stati analizzati i modelli preesistenti sul mercato allo scopo di creare un database di dati prestazionali e finanziari. Da tali informazioni sono state ricavate specifiche curve che descrivono le caratteristiche energetiche ed economiche di ciascuna famiglia di convertitori energetici.

Partendo dalle richieste di energia dell'edificio, il modello è in grado di determinare le produzioni energetiche dei diversi sistemi di generazione, le efficienze raggiunte, il combustibile utilizzato, l'energia elettrica prelevata dalla rete e quella immessa, prendendo in considerazione la variazione delle efficienze di conversione dei sistemi di generazione in funzione della taglia nominale, in funzione dei carichi parziali e al variare delle condizioni climatiche al contorno (temperatura dell'aria esterna e irradiazione solare).

Il modello è in grado di fornire anche valutazioni di natura finanziaria: ricavato il costo impiantistico di ciascun sistema di generazione in funzione della taglia nominale viene determinato il costo di investimento iniziale. Viene inoltre calcolato il costo di operatività annuale, tenendo conto della valorizzazione economica dei vettori energetici prelevati ed immessi in rete e delle forme di incentivazione attualmente presenti a livello nazionale per l'impiego di sistemi ad energia rinnovabile e dei sistemi cogenerativi (Passaggio di iva e di accisa sul gas per generazione elettrica, V Conto Energia, Certificati Bianchi, Conto Termico, ecc).

È stato applicato al modello un algoritmo genetico di ottimizzazione allo scopo di individuare la configurazione dell'impianto che consenta di minimizzare/massimizzare una determinata funzione obiettivo. I criteri decisionali adottabili per realizzare l'ottimizzazione del sistema multienergia possono essere economici e/o finanziari.

Il modello è stato applicato a due casi studio. Il primo è il "Progetto Torre3" concepito per essere realizzato a Rovigo; in questo caso la configurazione dell'impianto multienergia viene ricavata per mezzo di un processo di ottimizzazione con una funzione obiettivo ibrida energetica/finanziaria. È stato considerato come criterio energetico il consumo di energia primaria, mentre come criterio finanziario il *Net Present Value* riferito al decimo anno di operatività dell'impianto. Diverse combinazioni dei coefficienti moltiplicativi della componente energetica (α) e della componente finanziaria (β) sono stati presi in considerazione. Variando i coefficienti α e β tra 0 ed 1 con intervallo 0.25 è stato possibile considerare cinque casi; il primo e l'ultimo consistono rispettivamente in un'ottimizzazione puramente energetica ($\alpha=1$; $\beta=0$) e in un'ottimizzazione puramente economica ($\alpha=0$; $\beta=1$).

La possibilità di attribuire coefficienti diversi alle diverse componenti di una funzione obiettivo ibrida, consente al modello di individuare la configurazione dell'impianto multienergia che più corrisponde alle specifiche richieste, in termini di prestazioni energetiche e costi economici, da parte dell'utilizzatore del modello stesso.

Si è potuto constatare che se l'ottimizzazione è per metà energetica e per metà economica ($\alpha=0.5$; $\beta=0.5$) l'impianto multienergia che deriva dall'ottimizzazione consente di conseguire soddisfacenti risparmi di energia primaria contenendo il costo di investimento iniziale e raggiungendo elevati valori del *Net Present Value*.

Il secondo caso considerato è il Green Energy Laboratory (GEL) di Shanghai. Tale edificio è stato ipoteticamente replicato in altre quattro città: due cinesi (Beijing e Guangzhou) e due italiane (Roma e Venezia). Le cinque città prese in considerazione (Beijing, Venezia, Shanghai, Roma e Guangzhou) sono caratterizzate da condizioni climatiche molto diverse tra loro. In questo caso viene condotta un'ottimizzazione per determinare la configurazione dell'impianto multienergia che consenta la minimizzazione di una funzione obiettivo puramente energetica, allo scopo di valutare l'effetto della localizzazione geografica sulla configurazione dell'impianto ottimizzato. Come criterio energetico è stato considerato il consumo annuale di energia primaria. Sono stati presi in considerazione diversi scenari: nel caso A è stato considerato il divieto di immettere in rete l'energia elettrica prodotta dai sistemi di generazione dell'impianto multienergia, nel caso B tale divieto è stato rimosso, considerando l'impianto multienergia inserito in uno scenario di Generazione Distribuita. Inoltre allo scopo di valutare il risparmio di energia primaria conseguibile in seguito all'adozione di un impianto multienergia composto da un numero inferiore di sistemi rispetto al caso A, sono stati presi in considerazione i casi C e D.

Dall'analisi dei risultati dell'ottimizzazione dell'impianto del Green Energy Laboratory si osserva che la localizzazione geografica, e quindi la diversa condizione climatica, incide sul risultato della configurazione ottimale dell'impianto. La pompa di calore geotermica è il sistema con la taglia più elevata e che mediamente produce la maggior parte dell'energia termica, con punte che sfiorano l'80 % della richiesta annuale. Più contenute risultano invece le potenze delle pompe di calore ad aria, le quali svolgono prevalentemente la funzione di coprire i picchi di richiesta. Un ruolo determinante nella gestione dei flussi energetici dell'impianto multienergia è rivestito dal serbatoio di accumulo termico, che consente di svincolare le produzioni di calore del solare termico e del cogeneratore dall'effettivo momento in cui tali quantità di energia sono utilizzate, sia per il soddisfacimento delle richieste termiche che per l'alimentazione del frigorifero ad assorbimento a recupero di calore. Le potenze installate per i sistemi che producono energia termica e frigorifera non differiscono significativamente tra il caso A ed il caso B. Molto marcata risulta essere invece l'influenza dai vincoli imposti al processo di ottimizzazione (ad esempio la possibilità o meno di scambiare energia elettrica con la rete) per i sistemi che producono energia elettrica. Per il caso A il vincolo di non immissione di energia elettrica in rete limita sia la superficie destinata ai pannelli fotovoltaici che la taglia del cogeneratore. Si nota infatti che per tutte le città considerate, la taglia del cogeneratore risulta di 5 kW_{el}; la taglia contenuta gli consente tuttavia di poter funzionare un elevato numero di ore costituendo la base della produzione termica e soddisfacendo concorrentemente circa un terzo della richiesta annuale di energia elettrica. Per il caso B invece, in cui è consentito lo scambio di energia elettrica con la rete, quasi tutta la superficie disponibile è destinata ai pannelli fotovoltaici. In questo caso essi soddisfano circa la metà della

richiesta annuale di energia elettrica. L'analisi del consumo di energia primaria dei casi A e B evidenzia come la possibilità di scambiare (immettere/prelevare) elettricità con la rete nazionale abbia come diretta conseguenza una notevole riduzione del consumo di energia primaria globale, intesa come somma dell'energia primaria consumata dall'impianto multienergia e dalla rete elettrica nazionale (produzione/distribuzione). Per il caso A si ottiene un risparmio di energia primaria mediamente di poco superiore al 20 %, e addirittura un PES medio del 69 % per il caso B (possibilità di utilizzare al rete quale sistema di accumulo elettrico). L'analisi del consumo di energia primaria del caso A rispetto ad altri casi in cui sono considerati solo taluni tipi di sistemi di generazione (casi C e D) evidenzia come una minore complessità dell'impianto comporti una significativa riduzione del risparmio energetico (PES medio rispettivamente del 9% e del 13%).

Essendo considerate città cinesi ed italiane, non è possibile avere un quadro economico omogeneo all'interno delle simulazioni. Ciò ha portato a non considerare i costi di investimento iniziali e di gestione annuale e di conseguenza all'impossibilità di valutare se la riduzione di consumo di energia primaria conseguente all'adozione di un impianto multienergia consenta di giustificare i maggiori costi impiantistici.

Il modello è perfezionabile: sono auspicabili sviluppi futuri che ne amplino le possibilità di impiego, ne incrementino la flessibilità di gestione e ne accrescano le potenzialità di calcolo. Nuovi sistemi di generazione potranno essere modellizzati, aumentando le possibili configurazioni dell'impianto multienergia. Un altro upgrade potrà riguardare la possibilità di ottimizzare l'ordine con cui i sistemi di generazione vengono attivati e, più in generale, la logica di gestione dell'impianto multienergia, attualmente impostata termico-segue. Un ulteriore sviluppo del modello potrà riguardare l'inserimento di vincoli di natura legislativa, ad oggi non considerati nel processo di ottimizzazione; ad esempio prevedere una potenza elettrica minima degli impianti alimentati da fonti rinnovabili obbligatoriamente installata e una percentuale minima di energia termica obbligatoriamente prodotta da sistemi alimentati da fonti rinnovabili.

Bibliografia

- [1] Impact Assessment of Energy Efficiency Directive, SEC (2011) 779 del 22-06-2011.
- [2] Direttiva 2009/29/CE del Parlamento Europeo e del Consiglio del 23 aprile 2009 sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili, recante modifica e successiva abrogazione delle direttive 2001/77/CE e 2003/30/CE.
- [3] Piano d'Azione Italiano per l'Efficienza Energetica (2011).
- [4] Direttiva 2002/91/CE del Parlamento Europeo e del Consiglio del 16 dicembre 2002 sul rendimento energetico nell'edilizia.
- [5] Direttiva 2005/32/CE del Parlamento Europeo e del Consiglio del 6 luglio 2005 relativa all'istituzione di un quadro per l'elaborazione di specifiche per la progettazione ecocompatibile dei prodotti che consumano energia e recante modifica della direttiva 92/42/CEE del Consiglio e delle direttive 96/57/CE e 2000/55/CE del Parlamento europeo e del Consiglio.
- [6] Direttiva 2010/31/UE del Parlamento Europeo e del Consiglio del 19 maggio 2010 sulla prestazione energetica dell'edilizia.
- [7] Manwell, Hybrid energy system. In: Cleveland (ed.), Encyclopedia of Energy, London (2004), Vol.3 pp. 215-229.
- [8] E. Fabrizio, M. Filippi, Modelli e strumenti informatici per il progetto di sistemi multienergia, AICARR Journal (2011), Vol. 8 pp. 64-72.
- [9] E. Fabrizio, M. Filippi, J. Virgone, Trade-off between environmental and economic objectives in the optimization of multi-energy systems, Building Simulation (2009), Vol. 2 pp. 29-40.
- [10] R. Sontag, A. Lange, Cost effectiveness of decentralized energy supply systems taking solar and wind utilization plants into account, Renewable Energy (2003), Vol. 28 pp. 1865-1880.
- [11] K. Lee, D. Lee, N. Beak, H. Kwon, C. Lee, Preliminary determination of optimal size for renewable energy resources in buildings using RETScreen, Energy (2012), Vol. 47 pp. 83-96.
- [12] M. Burer, K. Tanaka, D. Favrat, K. Yamada, Multi-criteria optimization of a district cogeneration plant integrating a solid oxide fuel cell-gas turbine combined cycle, heat pumps and chillers, Energy (2003), Vol. 28 pp. 497-518.
- [13] R. Ooka, K. Komamura, Optimal design method for building energy systems using genetic algorithms, Building and Environment (2009), Vol. 44 pp. 1538-1544.
- [14] E. Cardona, A. Piacentino, F. Cardona, Matching economical, energetic and environmental benefits: An analysis for hybrid CHCP-heat pump systems, Energy Conversion and Management (2006), Vol. 47 pp. 3530-3542.
- [15] E. Macchi, S. Campanari, P. Silva. La microgenerazione a gas naturale. Milano: Polipress (2006).
- [16] M. Vio. Impianti di cogenerazione. Editoriale Delfino (2007).
- [17] Direttiva 2006/32/CE del Parlamento Europeo e del Consiglio del 5 aprile 2006 concernente l'efficienza degli usi finali dell'energia e i servizi energetici e recante abrogazione della direttiva 93/76/CEE del Consiglio.

- [18] Decreto Ministeriale 26/6/2009 - Linee guida nazionali per la certificazione energetica degli edifici.
- [19] Energy-Efficient Elevators and Escalator - Intelligent Energy Europe Programme (marzo 2010).
- [20] L. Rubini, S. Sangiorgio. Le energie rinnovabili. Milano: Hoelpi (2012).
- [21] D. Cocco, C. Palomba, P. Puddu. Tecnologie delle energie rinnovabili. Padova: SGEEditoriali (2008).
- [22] 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 sistemi integrati con unità a pompa di calore nelle applicazioni industriali e nel terziario. Ricerca Sistema Elettrico, ENEA (2009).
- [23] M. Bianchi, P.R. Spina. Integrazione di sistemi cogenerativi innovativi di piccolissima taglia nelle reti di distribuzione dell'energia elettrica, termica e frigorifera. Ricerca Sistema Elettrico, ENEA (2010).
- [24] Libro bianco sulle pompe di calore. COAER (2008).
- [25] D. Forni. Suolo e acqua per la climatizzazione (2008).
- [26] L. Socal. Le caldaie a condensazione. Convegno Anta (2004).
- [27] J.A. Duffie, W.A. Beckman. Solar engineering of thermal processes. Wiley (1991).
- [28] E. Fabrizio. Modelling of multi-energy systems in buildings (2008).