



Agenzia Nazionale per le Nuove Tecnologie,
l'Energia e lo Sviluppo Economico Sostenibile



Ministero dello Sviluppo Economico

RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO

Descrizione dei modelli dei sistemi fisici e degli algoritmi sviluppati per il controllo e l'ottimizzazione di micro_poligeneratori distribuiti. Validazione sperimentale ed analisi di sensitività

G. Angrisani, M. Canelli, A. Rosato, C. Roselli, M. Sasso, S. Sibilio



Report RdS/2012/077

DESCRIZIONE DEI MODELLI DEI SISTEMI FISICI E DEGLI ALGORITMI SVILUPPATI PER IL CONTROLLO E
L'OTTIMIZZAZIONE DI MICRO_POLIGENERATORI DISTRIBUITI – DELIVERABLE A

G. Angrisani, M. Canelli, C. Roselli, M. Sasso (Università degli Studi del Sannio, Dipartimento di Ingegneria)
A. Rosato, S. Sibilio (Seconda Università di Napoli)

Settembre 2012

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA

Area: Razionalizzazione e risparmio nell'uso dell'energia elettrica

Progetto: Studi e valutazioni sull'uso razionale dell'energia: strumenti e tecnologie per l'efficienza energetica
nel settore dei servizi

Responsabile del Progetto: Ilaria Bertini, ENEA

Indice

PARTE A - Descrizione dei modelli dei sistemi fisici e degli algoritmi sviluppati per il controllo e l'ottimizzazione di micro_poligeneratori distribuiti

1. Introduzione	4
2. Descrizione dei modelli dei sistemi fisici	6
2.1 Il sistema analizzato	6
2.2 Il Microgeneratore	7
2.3 Il Serbatoio	11
La Microrete Termica	15
Altri Componenti	16
Macchine Frigorifere ad Attivazione Termica.....	17
2.6.1 Unità di trattamento aria con Ruota Deumidificatrice	17
2.6.2 Pompa Di Calore ad Assorbimento	19
2.7 Le Utenze	21
2.7.1 Utenza Residenziale.....	21
2.7.2 Utenza ad Uso Ufficio.....	23
2.7.3 Load Sharing.....	25
3. Descrizione degli Algoritmi di Controllo dei Principali Componenti e delle Funzioni Obiettivo per l'Ottimizzazione Termo_economica.....	29
4. Identificazione dei parametri di natura economica che influenzano le prestazioni dei sistemi....	42
4.1 Tariffe dell'Energia Elettrica.....	42
4.2 Tariffe del Gas Naturale	48
5. Conclusioni	50
6. Bibliografia	51

PARTE B - Validazione sperimentale ed analisi di sensitività

1. Introduzione	54
2. Sviluppo della procedura di ottimizzazione.....	55
2.1 Funzionamento Estivo	55
2.1.1 Impianto Con UTA con Ruota Deumidificatrice	55
2.1.2 Impianto Con Pompa di Calore ad Assorbimento	61
2.2 Funzionamento Invernale	66
3. Analisi di sensitività ai principali parametri	72
4. Risultati della validazione sperimentale	77
4.1 Impianto di Poligenerazione presso il Laboratorio di Fisica Tecnica dell'Università del Sannio	77
4.1.1 Microgeneratore	78
4.1.2 Caldaia	79
4.1.3 Serbatoio di accumulo termico	80
4.1.4 Simulazione del carico termico.....	81
4.2 Validazione.....	85
5. Conclusioni	92
6. Bibliografia	93

Parte A

Descrizione dei modelli dei sistemi fisici e degli algoritmi sviluppati per il controllo e l'ottimizzazione di micro_poligeneratori distribuiti

1. Introduzione

Nel Piano Annuale di Realizzazione 2008-2009 i ricercatori impegnati nelle presente attività hanno sviluppato un ambiente di monitoraggio, controllo e gestione remota, denominato “*PoliLab*”, di una rete di micro impianti di poligenerazione preesistenti distribuiti in un ampio territorio.

I due impianti sperimentali, un'unità di trattamento aria con ruota essiccante interagente con una caldaia ed un microcogeneratore ed un poligeneratore costituito da un microcogeneratore che attiva termicamente una pompa di calore ad assorbimento ed elettricamente un chiller, sono rappresentativi di diverse tecnologie che hanno raggiunto la maturità commerciale e che soddisfano le richieste frigo-termo-elettriche di utenze residenziali e del piccolo terziario interagenti con reti di distribuzione locale (elettriche e termiche), e risultano operativi presso i laboratori rispettivamente dell'Università del Sannio e della Seconda Università di Napoli. Per una descrizione più dettagliata sia dei software utilizzati che degli impianti si rimanda alle relazioni [Angrisani et al., 2011 e 2011 a].

La precedente attività di ricerca ha permesso, in accordo ad un approccio da Virtual Power Plant, di incrementare la dotazione strumentale ed impiantistica dei due laboratori per perseguire i seguenti obiettivi comuni alla pregressa ed all'attuale attività, di analisi teorica e sperimentale:

- di sistemi di gestione centrale (Energy Management System) finalizzati alla minimizzazione dei costi di esercizio, al risparmio di energia primaria ed al contenimento delle emissioni climalteranti nei settori residenziale e del terziario;
- di dispositivi trigeneranti, coerentemente alle finalità di un fornitore di servizi energetici, (ESCO: Energy Service Company), che può trarre la sua redditività economica dalla fornitura e gestione unitaria di tali sistemi;
- di sistemi complessi poligeneratore/utenza ubicati presso utenti finali, quali quelli dei settori residenziali e del piccolo terziario, privi di competenze tecnico-economiche adeguate per l'ottimizzazione delle strategie di funzionamento;

- delle condizioni di operatività ottimali delle reti di distribuzione locali, non esclusivamente elettriche, che in un prossimo futuro risulteranno fortemente vulnerabili per la diffusione capillare di sistemi distribuiti di conversione energetica, con particolare riferimento alle tecnologie di sfruttamento di fonti energetiche rinnovabili aleatorie e discontinue;
- dell'effettivo raggiungimento dei potenziali obiettivi di risparmio energetico e di riduzione delle emissioni di gas serra dei dispositivi di poligenerazione, le cui prestazioni sono negativamente influenzata sia dall'effetto taglia, che dall'intrinseca complessità di gestione.

In continuità con l'attività pregressa per il raggiungimento degli obiettivi sinteticamente riportati, la ricerca attuale ha sviluppato e validato sperimentalmente algoritmi per la gestione remota ottimizzata di dispositivi di microgenerazione e micropoligenerazione, per applicazioni distribuite in utenze residenziali e del piccolo terziario, allacciate a reti termiche.

Particolare attenzione è stata rivolta alle modalità cosiddette di *"load sharing"*, all'attenzione della comunità scientifica, che permettono di servire utenze diverse, caratterizzate da profili di carico giornalieri e stagionali differenziati, al fine di ottenere profili dei carichi frigo_termo_elettrici complessivi meno variabili temporalmente e di assicurare un congruo numero di ore di funzionamento annue dell'impianto. Questa modalità operativa assolve anche all'impellente necessità di far operare i dispositivi in condizioni prossime al funzionamento *"ad isola"* e potrà contribuire a contenere le perturbazioni sulle reti esterne e ad incentivare la produzione ed il consumo *"on-site"*.

Sono state considerate due utenze, una *"principale"* del terziario (ufficio), dove sono collocate le macchine e il serbatoio di accumulo, ed una *"secondaria"* (residenziale) collegata alla prima attraverso una microrete elettrica e di teleriscaldamento/teleraffrescamento. Allo scopo di dare generalità alla trattazione in termini di variabili climatiche e dei costi associati ai vettori energetici sono state considerate due diverse collocazioni, Benevento e Milano.

Nella presente relazione sono descritti sinteticamente i modelli fisici rappresentativi dei componenti e/o degli impianti considerati e la funzione obiettivo termoeconomica adottata implementati nell'ambiente di sviluppo TRNSYS, scelto al fine di avere a disposizione un software ben consolidato in analisi energetiche di questo tipo ed aperto a future variazioni e sviluppi che contemplino ad esempio tecnologie di sfruttamento delle fonti non fossili. I modelli elaborati nell'ambito delle librerie del software (*"type"*), sono stati modificati e calibrati con dati desunti dalle campagne sperimentali condotte nei due impianti dell'Università del Sannio e della Seconda Università di Napoli.

Per una descrizione esaustiva dei risultati delle simulazioni e delle validazioni sperimentali si rimanda a *“Risultati della procedura di ottimizzazione dei micro_poligeneratori distribuiti, validazione sperimentale ed analisi di sensitività - Deliverable B”*.

2. Descrizione dei modelli dei sistemi fisici

2.1 Il sistema analizzato

Il sistema analizzato (Fig. 1) è costituito da un impianto di microgenerazione, comprendente il microgeneratore, un serbatoio di accumulo ed una caldaia di picco, installato presso un’utenza ad uso ufficio (Utenza 1). L’energia termica prodotta può poi essere trasferita ad una seconda utenza remota ad uso residenziale (Utenza 2), collegata all’impianto di microgenerazione mediante una microrete di teleriscaldamento.

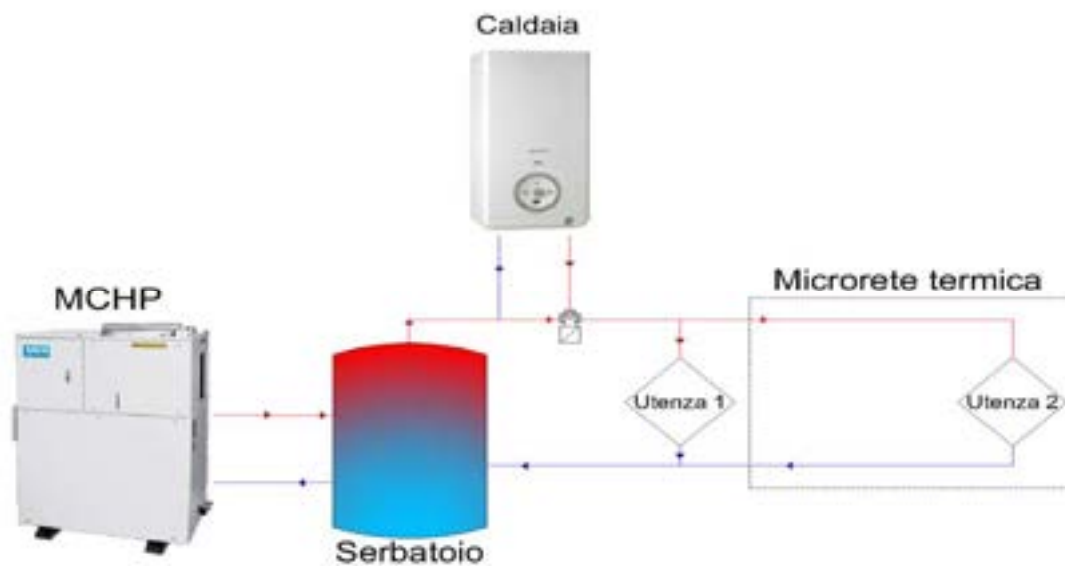


Fig. 1: impianto di microgenerazione con microrete

Coerentemente alle caratteristiche del fluido caldo prodotto dal microgeneratore (temperatura massima 65°C), e per limitare l’uso della caldaia di picco, la microrete in modalità riscaldamento lavora ad una temperatura di mandata nel range 50-55°C, dunque si è ipotizzato che l’impianto interagisca con una rete di teleriscaldamento a bassa temperatura, ovvero una piccola rete a servizio di zone residenziali di limitata estensione e dotate di terminali a bassa temperatura (fan

coil). La temperatura è mantenuta nel range operativo dalla caldaia, collocata sulla mandata del serbatoio verso le utenze.

Poiché i due laboratori oggetto dell'analisi sperimentale sono ubicati in aree con caratteristiche climatiche esterne molto simili, allo scopo di dare generalità alla trattazione, si è optato di sviluppare un'analisi con riferimento a zone climatiche e caratteristiche tariffarie differenti. Per tale motivo, si sono analizzate le prestazioni del sistema descritto in due diverse collocazioni geografiche (Benevento e Milano), dimensionando opportunamente le utenze termiche per tenere conto delle diverse condizioni climatiche delle due città, desunte dai corrispondenti file climatici "Meteonorm" (Benevento e Milano Linate).

2.2 Il Microgeneratore

Per simulare il funzionamento del microgeneratore, è stata utilizzata la "type 907" della libreria "TESS", che simula un motore alternativo a combustione interna. Tale modello utilizza una mappa di prestazioni per determinare gli output energetici del motore, fissati i dati d'ingresso. Il modello considera la potenza termica potenzialmente recuperabile dall'olio di lubrificazione, dai gas combusti, dall'eventuale intercooler e dal liquido di raffreddamento del motore, nonché quella legata alle perdite per irraggiamento e convezione attraverso l'involucro del dispositivo con l'ambiente. La "type" acquisisce i dati per la caratterizzazione del modello da un file esterno che contiene i dati sul rendimento (meccanico ed elettrico), sulla portata d'aria comburente, sulla potenza termica utile associata alle quattro aliquote precedentemente riportate nonché sulle perdite di potenza termica verso l'ambiente in funzione della temperatura dell'aria comburente e della percentuale di carico.

A partire dal modello sviluppato nell'ambiente TRNSYS, si è quindi provveduto alla simulazione ed all'implementazione nell'ambiente di sviluppo del microgeneratore costituito da tre componenti, come mostrato in Fig. 2, che sono il motore a combustione interna, uno scambiatore a piastre, utilizzato per trasferire la potenza termica recuperata al fluido secondario (acqua), ed una valvola a tre vie [Gonçalves et al., 2012]. Quest'ultima viene utilizzata per simulare il sistema di controllo del circuito termico del MCHP: essa, infatti, miscela la portata di soluzione che passa attraverso lo scambiatore a piastre e quella che è bypassata verso il motore.

L'intensa campagna di indagine sperimentale condotta su entrambi i microgeneratori, la cui potenza termica utile viene recuperata dai gas combusti e dal liquido di raffreddamento del motore, installati presso i due laboratori, non ha permesso di disaggregare i singoli contributi della potenza termica recuperata. Inoltre la potenza meccanica trasferita dal motore al generatore elettrico è stata

desunta da quella elettrica erogata assumendo un valore costante del rendimento elettrico del generatore pari al 95%.

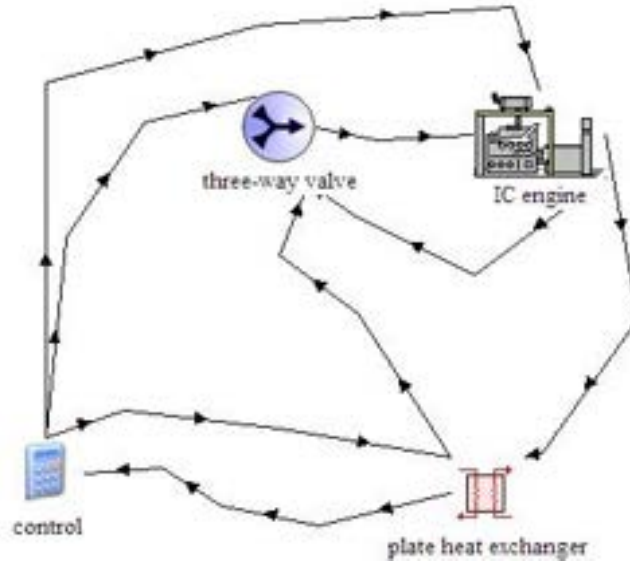


Fig. 2: il modello di MCHP

Test sperimentali hanno consentito di valutare la portata di soluzione, $\dot{m}_{sol,pl}$, che attraversa lo scambiatore a piastre in funzione della sua temperatura di uscita dal componente, $t_{sol,out,pl}$. Si è ottenuta la seguente espressione polinomiale:

$$\dot{m}_{sol,pl} = 0,001t_{sol,out,pl}^2 - 0,086t_{sol,out,pl} + 1,948 \quad [\text{kg/s}] \quad t_{sol,out,pl} < 55^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_{sol,pl} = 0,3 \quad [\text{kg/s}] \quad t_{sol,out,pl} \geq 55^\circ\text{C}$$

Analogamente si è proceduto alla determinazione sperimentale del coefficiente di scambio termico totale, UA, dello scambiatore a piastre, in funzione della portata di soluzione che lo attraversa:

$$UA = -13,677\dot{m}_{sol,pl}^2 + 7,918\dot{m}_{sol,pl} + 0,314 \quad [\text{kW/K}]$$

Per quanto riguarda la caratterizzazione delle prestazioni del MCHP, la Fig. 3 mostra l'andamento della potenza termica in funzione di quella elettrica erogata dal microgeneratore, [Gonçalves et al., 2012].

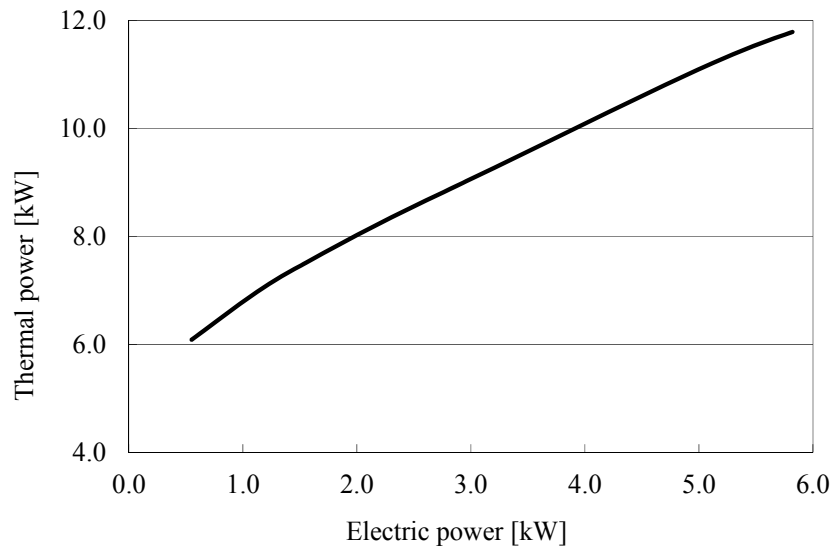


Fig. 3: potenza termica in funzione della potenza elettrica del MCHP

La Fig. 4 mostra invece l'andamento del rendimento elettrico, termico e del PER, ossia dell'efficienza globale del dispositivo di conversione energetica, in funzione del Partial Load Ratio (PLR). Come ci si poteva attendere, l'aumento della percentuale di carico determina un incremento del rendimento elettrico; sebbene anche la potenza termica recuperata aumenti con il PLR, il rendimento termico si riduce a causa del maggior aumento della potenza primaria in ingresso. Infine, l'aumento del rendimento elettrico prevale sulla riduzione di quello termico, di conseguenza il PER aumenta con la percentuale di carico.

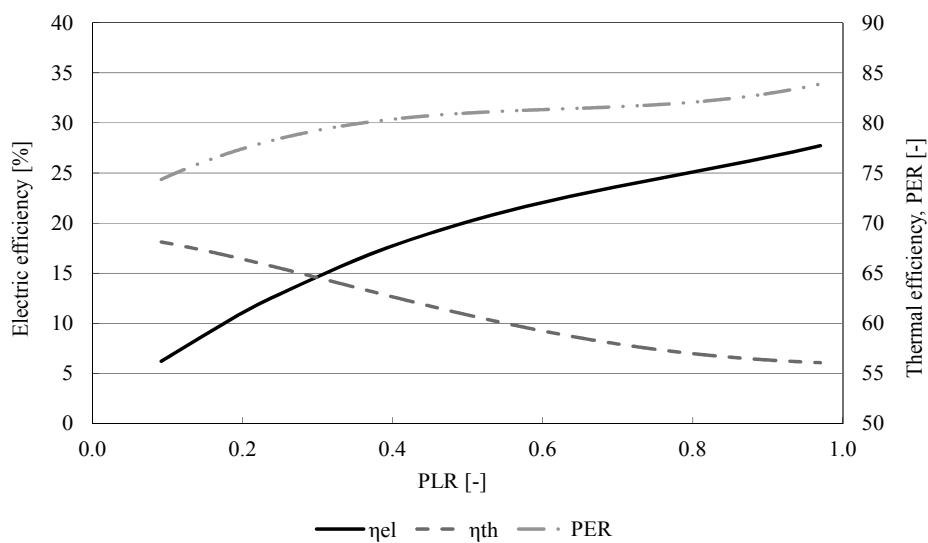


Fig. 4: rendimento elettrico, rendimento termico e PER del MCHP in funzione della frazione di carico

È stato inoltre simulato, calibrato e quindi validato su base sperimentale [Rosato et al., 2012 a] un modello più complesso di microgeneratore, sviluppato a partire dalle attività realizzate in seno al gruppo di ricerca Annex 42 [Ferguson et al., 2006] dell'International Energy Agency, IEA. Per le finalità del presente lavoro, come riportato in seguito, risulta comunque idoneo il modello semplificato precedentemente descritto.

Per validare il modello di MCHP è stata realizzato un confronto tra i valori simulati e quelli sperimentali. In particolare in Fig. 5, a titolo di esempio, vengono riportati i valori sperimentali e simulati della temperatura dell'acqua all'uscita dello scambiatore.

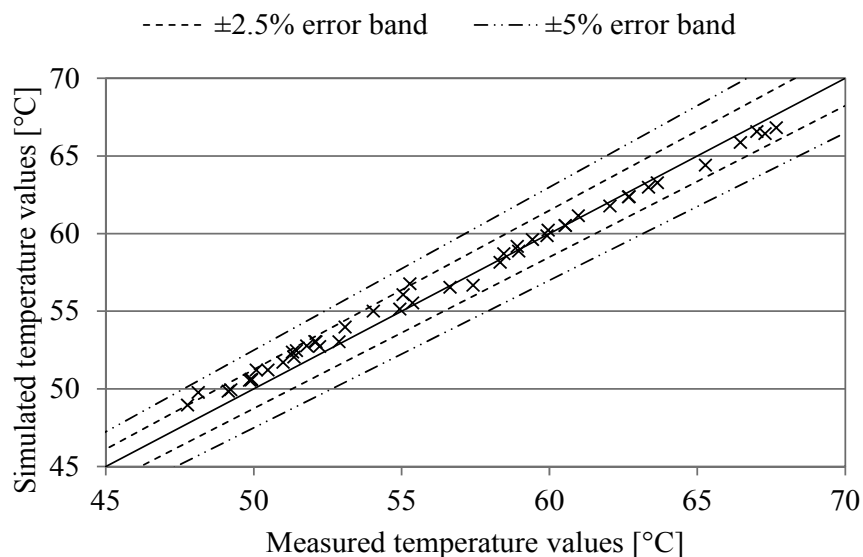


Fig. 5: confronto tra dati sperimentali e simulati della temperatura in uscita dallo scambiatore a piastre

La validazione ha evidenziato che nessun valore è all'esterno della banda d'errore del $\pm 5\%$ e solo due valori sono all'esterno della banda d'errore al $\pm 2,5\%$. Si è ottenuto infine un valore del RMSE (Root Mean Square Error) pari a $0,714^{\circ}\text{C}$.

La validazione è stata inoltre condotta anche su base energetica; a tal scopo è stato effettuato un test sperimentale della durata di 75 minuti, durante i quali la potenza elettrica del microgeneratore è stata incrementata da 2 a 6 kW con incrementi successivi pari a 1 kW. Contemporaneamente, la temperatura dell'acqua all'ingresso dello scambiatore di calore a piastre è stata incrementata linearmente da 40 a 56°C . La stessa funzione forzante è stata utilizzata per simulare il funzionamento del MCHP in TRNSYS; l'errore tra valori misurati e valori simulati è del 4,71% e del 3,98% per l'energia termica complessivamente fornita e l'energia primaria complessivamente richiesta, rispettivamente [G. Angrisani, 2012].

Tali risultati sono considerati soddisfacenti, in particolar modo considerando che tale modello non tiene conto dei transitori di avviamento e di disattivazione del dispositivo.

2.3 Il Serbatoio

I serbatoi possono essere costituiti da diversi scambiatori di calore, a seconda del numero di sorgenti termiche ad essi collegati. In Fig. 6 viene mostrato il serbatoio analizzato con due scambiatori di calore interni collegati alle sorgenti termiche e lo scambiatore di calore per l'acqua calda sanitaria.



Fig. 6: serbatoio combinato con due scambiatori di calore interni e scambiatore sanitario

Il modello che permette di simulare il comportamento del serbatoio installato presso l'impianto sperimentale è la "type 60", che rappresenta il modello più dettagliato disponibile in "TRNSYS" per simulare un accumulo termico con stratificazione, [TRNSYS 17 Documentation, type 60].

Nel modello sono stati inseriti tre scambiatori di calore interni nonché due ingressi e due uscite del fluido stesso dell'accumulo. Al fine di simulare la stratificazione termica il serbatoio viene suddiviso in un certo numero di strati (nodi) e per ognuno di essi è assunta temperatura uniforme. Il bilancio di energia per il generico nodo i , Fig. 7, risulta essere il seguente, non tenendo conto dei termini legati all'eventuale presenza di riscaldatori ausiliari elettrici (Q_{aux}) ed a gas (UA_{flue}) :

$$\begin{aligned}
 (M_i c_p) \frac{dT_i}{d\tau} &= \frac{(k + \Delta k) A_{c,i}}{\Delta x_{i+1 \rightarrow i}} (T_{i+1} - T_i) + \\
 &+ \frac{(k + \Delta k) A_{c,i}}{\Delta x_{i-1 \rightarrow i}} (T_{i-1} - T_i) + (U_{\tan k} + \Delta U_i) A_{s,i} (T_{env} - T_i) + \\
 &+ \dot{m}_{down} c_p T_{i-1} - \dot{m}_{up} c_p T_i - \dot{m}_{down} c_p T_i - \dot{m}_{up} c_p T_{i+1} \\
 &+ UA_{hx1} lmt d_1 + UA_{hx2} lmt d_2 \\
 &+ UA_{hx3} lmt d_3 + \dot{m}_{1in} c_p T_{1in} - \dot{m}_{1out} c_p T_i + \dot{m}_{2in} c_p T_{2in} \\
 &- \dot{m}_{2out} c_p T_i
 \end{aligned}$$

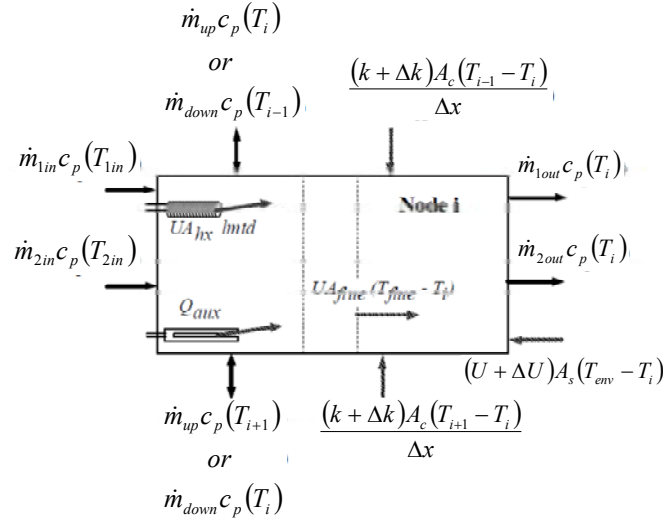


Fig. 7: flussi di energia del nodo i-esimo

in cui k è la conducibilità termica del fluido contenuto nel serbatoio [W/mK], Δk è la conducibilità di de-stratificazione [W/mK], $A_{c,i}$ è la sezione trasversale del nodo [m²], $A_{s,i}$ è l'area superficiale del nodo [m²], $\Delta x_{i+1 \rightarrow i}$ è la distanza tra il nodo i e il nodo $i+1$ [m], $\Delta x_{i-1 \rightarrow i}$ è la distanza tra il nodo $i-1$ e il nodo i [m], T_i è la temperatura del nodo i [K], T_{i+1} è la temperatura del nodo $i+1$, inferiore al nodo i [K], T_{i-1} è la temperatura del nodo $i-1$, superiore al nodo i [K], U è la conduttanza termica media del serbatoio [W/m²K], ΔU_i è la conduttanza termica aggiuntiva del nodo considerato [W/m²K], T_{amb} è la temperatura ambiente [K], \dot{m}_{down} è la portata massica di fluido che si sposta dal nodo $i-1$ al nodo i e dal nodo i al nodo $i-1$ [kg/s], \dot{m}_{up} è la portata massica di fluido che si sposta dal nodo $i+1$ al nodo i e dal nodo i al nodo $i+1$ [kg/s], UA è la conduttanza termica dello scambiatore [W/K], $lmt d$ è la differenza di temperatura media logaritmica dello scambiatore di calore [K], \dot{m}_{1in} portata massica del flusso 1 entrante nel nodo i [kg/s], T_{1in} temperatura del flusso 1 entrante nel nodo i [K], \dot{m}_{2in} portata massica del flusso 2 entrante nel nodo i [kg/s], T_{2in} temperatura del flusso 2 entrante nel nodo i [K],

\dot{m}_{1out} portata massica del flusso 1 uscente dal nodo i [kg/s], \dot{m}_{2out} portata massica del flusso 2 uscente dal nodo i [kg/s].

Nella Tab. 1 sono riportati i principali parametri relativi a questa subroutine, desunti dalla documentazione tecnica relativa all'accumulo utilizzato nell'impianto sperimentale di Benevento.

Tab. 1: principali parametri della "type 60"

Parametro	Valore	Unità di misura	Descrizione
Tank volume	855	l	Volume netto del serbatoio di accumulo.
Tank height	2,04	m	Altezza del serbatoio.
Height of flow inlet 1	1,33	m	Altezza del primo ingresso nel serbatoio.
Height of flow outlet 1	2,04	m	Altezza della prima uscita dal serbatoio.
Height of flow inlet 2	1,76	m	Altezza del secondo ingresso nel serbatoio.
Height of flow outlet 2	0,36	m	Altezza della seconda uscita dal serbatoio.
Tank loss coefficient	0,405	W/m ² K	Coefficiente di perdita media del serbatoio per unità di superficie.
Destratification conductivity	0,285	W/mK	Conducibilità di de-stratificazione.
Number of internal heat exchangers	3	-	Il numero di scambiatori di calore interni contenuti nel serbatoio.
Heat exchanger inside diameter-1	0,029	m	Diametro interno del tubo dello scambiatore di calore interno.
Heat exchanger outside diameter-1	0,032	m	Diametro esterno del tubo dello scambiatore di calore interno.
Total surface area of heat exchanger-1	3,1	m ²	L'area totale della superficie esterna dello scambiatore di calore interno inferiore.
Heat exchanger length-1	30,85	m	La lunghezza totale del tubo dello scambiatore di calore interno, immerso nel fluido del serbatoio.
Heat exchanger material conductivity-1	45	W/mK	Conducibilità termica del materiale di cui è costituito lo scambiatore di calore interno (si è considerata la conducibilità termica dell'acciaio al carbonio, di cui è composto lo scambiatore).
Height of heat exchanger inlet-1	0,85	m	L'altezza dell'ingresso dello scambiatore di calore interno.
Height of heat exchanger outlet-1	0,25	m	L'altezza dell'uscita dello scambiatore di calore interno.
Heat exchanger inside diameter-2	0,029	m	Diametro interno del tubo dello scambiatore di calore interno.
Heat exchanger outside diameter-2	0,032	m	Diametro esterno del tubo dello scambiatore di calore interno.
Total surface area of heat exchanger-2	2,5	m ²	L'area totale della superficie esterna dello scambiatore di calore interno superiore.
Heat exchanger length-2	24,88	m	La lunghezza totale del tubo dello scambiatore di calore interno superiore, immerso nel fluido del serbatoio.
Heat exchanger material conductivity-2	45	W/mK	Conducibilità termica del materiale di cui è costituito lo scambiatore di calore interno.
Height of heat exchanger inlet-2	1,54	m	L'altezza dell'ingresso dello scambiatore di calore interno superiore.
Height of heat exchanger outlet-2	1,08	m	L'altezza dell'uscita dello scambiatore di calore interno superiore.

Anche in questo caso a partire da un'intensa indagine sperimentale condotta nel laboratorio di Fisica Tecnica dell'Università degli Studi del Sannio, è stato possibile validare sperimentalmente il modello utilizzato per il serbatoio. A tal scopo, sono stati confrontati i dati sperimentali relativi a cinque configurazioni d'impianto, per le quali sono state effettuate le prove, con i dati derivanti dalla corrispondente simulazione. Il confronto viene effettuato tra le temperature rilevate dai sei sensori installati nel serbatoio, e le temperature dei nodi del modello che si trovano alla stessa altezza dei sensori [Caruso et al., 2012].

A titolo d'esempio, in Fig. 8 si riporta, per la configurazione d'impianto in cui il MCHP fornisce energia termica allo scambiatore fisso inferiore del serbatoio, l'andamento della temperatura sperimentale e di quella simulata del sensore superiore del serbatoio, con il relativo errore assoluto, che è tipicamente compreso in un intervallo di 1-2°C.

Un analogo confronto è stato condotto per gli altri sensori installati; in Tab. 2 si riportano l'RMSE ed i valori massimi dell'errore assoluto e dell'errore relativo per i sei sensori installati.

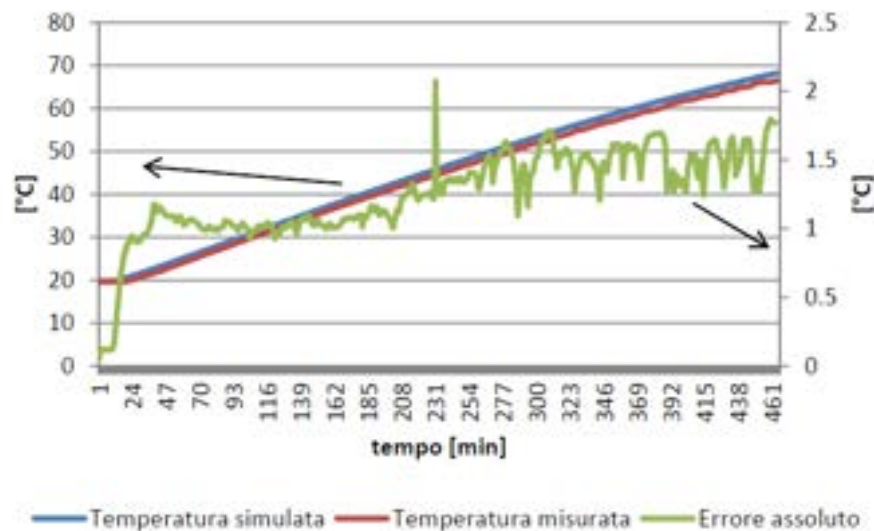


Fig. 8: temperatura simulata e sperimentale del sensore superiore (tank 6) e relativo errore assoluto

Tab. 2: valori del RMSE e del massimo errore assoluto e relativo

	Sensore 1	Sensore 2	Sensore 3	Sensore 4	Sensore 5	Sensore 6
RMSE	2.68 °C	1.47 °C	1.42 °C	0.248 °C	1.54 °C	1.28 °C
Errore relativo % max	28.2 %	17.9 %	10.7 %	2.71 %	7.28 %	5.44 %
Errore assoluto max	4.50 °C	3.01 °C	2.27 °C	0.666 °C	2.35 °C	2.07 °C

L'errore maggiore si ha in corrispondenza del sensore inferiore, ma è considerato comunque accettabile per le finalità della presente trattazione.

2.4 La Microrete Termica

Si è supposto che il sistema utilizzato per soddisfare le richieste energetiche delle utenze, costituito da microgeneratore, accumulo e caldaia, sia fisicamente collocato presso l'utenza ad uso ufficio, e si utilizzi la microrete termica per il trasporto di energia termica presso l'utenza residenziale, che si ipotizza sia collocata ad una distanza di 100 m dall'ufficio stesso.

La microrete termica è stata simulata mediante la "type 31" [TRNSYS 17 Documentation, type 31], che simula il campo di temperatura di un fluido in moto all'interno di un condotto o tubazione, mediante segmenti di fluido di dimensioni variabili. Il fluido in ingresso sposta la posizione dei segmenti preesistenti. La massa del nuovo segmento è uguale alla portata massica moltiplicata per il passo di simulazione. L'uscita del condotto è costituita da quegli elementi che sono spinti fuori dal fluido in ingresso. Questo modello "plug-flow" non considera il mescolamento e la conduzione tra elementi adiacenti. La temperatura media di uscita del fluido è calcolata come la media pesata delle temperature dei segmenti che lasciano il condotto.

$$T_{out} = \frac{1}{\dot{m}\Delta t} \left(\sum_{j=1}^{k-1} M_j T_j + aM_k T_k \right)$$

in cui M è la massa di fluido all'interno del condotto, T è la temperatura del fluido, \dot{m} è la portata massica di fluido, Δt è il passo temporale della simulazione; a e k devono soddisfare le seguenti condizioni:

$$0 < a < 1$$

$$\sum_{j=1}^{k-1} M_j + aM_k = \dot{m}\Delta t$$

Le perdite energetiche sono valutate per ciascun segmento mediante la soluzione della seguente equazione differenziale:

$$M_j c_p \frac{dT_j}{dt} = -(UA)_j (T_j - T_{env})$$

in cui c_p è il calore specifico del fluido, UA è il coefficiente di perdita complessivo e T_{env} è la temperatura ambiente. La potenza termica complessivamente dissipata verso l'ambiente esterno è quindi data dalla sommatoria di quella persa da ciascun segmento di fluido, $Q_{env,j}$, data da:

$$Q_{env,j} = (UA)_j (T_j - T_{env})$$

La microrete termica è stata dimensionata, nota la sua lunghezza, a partire dalla conoscenza della massima potenza termica da fornire all'utenza, della differenza di temperatura tra mandata e ritorno del fluido termovettore e della sua portata, utilizzando un valore di velocità del fluido nel tipico range 1-2,5 m/s. Il dimensionamento ha portato alla definizione del diametro interno della tubazione (2,21 cm). Infine è stato assunto un valore di UA pari a 1,11 W/m²K. In questa fase, sono stati trascurati i consumi energetici per il pompaggio del fluido nel condotto.

2.5 Altri Componenti

La caldaia di picco, che opera per mantenere la temperatura del fluido termovettore nel range 50-55 °C, è stata simulata con la "type 6" [TRNSYS 17 Documentation, type 6] della libreria standard di "TRNSYS", che simula un riscaldatore ausiliario. Essa presenta un funzionamento modulante cioè fornisce la potenza termica necessaria al fluido per raggiungere la temperatura desiderata entro il limite della sua potenza nominale. Per tale modello è stata impostata una potenza termica nominale pari a 24,2 kW ed un rendimento termico nominale del 90,2%, valore corrispondente a quello della caldaia effettivamente installata presso il laboratorio sperimentale.

I ventilconvettori, che rappresentano i terminali d'impianto delle due utenze, sono simulati mediante la "type 753" [T.E.S.S. Models Documentation, type 753], che simula una batteria di riscaldamento dell'aria controllata da una valvola di bypass che permette di mantenere la temperatura di uscita dell'aria nelle desiderate condizioni di set-point specificate dall'utente. Per i ventilconvettori

è stato impostato un set-point di temperatura tale da ottenere un ΔT di 5°C tra la mandata ed il ritorno.

2.6 Macchine Frigorifere ad Attivazione Termica

I due laboratori sperimentali sono equipaggiati con dispositivi ad attivazione termica in grado di soddisfare richieste frigorifere legate al condizionamento estivo. In particolare, presso il laboratorio di Fisica Tecnica dell'Università del Sannio è presente un'Unità di Trattamento Aria (UTA) dotata di ruota deumidificatrice (DW, Desiccant Wheel), mentre presso il laboratorio per il Controllo dell'Ambiente Costruito della Seconda Università di Napoli è installata una pompa di calore ad assorbimento, entrambe attivate con l'energia termica recuperata dal MCHP della presente analisi [Angrisani et al., 2011, 2011 a]. Lo schema di principio di Fig. 1, pertanto, permette di considerare come ulteriori carichi termici a valle dei dispositivi microgeneratore/accumulo/caldaia, quelli necessari all'attivazione termica della pompa di calore ad assorbimento e alla rigenerazione della DW, durante il funzionamento estivo.

2.6.1 Unità di trattamento aria con Ruota Deumidificatrice

Numerosi test sperimentali hanno consentito di calibrare e validare dei modelli, ripresi dalla letteratura scientifica, dei singoli componenti dell'UTA con ruota deumidificatrice e del dispositivo complessivo. In particolare si è assunto per ciascun componente un modello ad efficienza costante, confermando sperimentalmente la bontà di tale ipotesi nel range di condizioni operative analizzato [Angrisani et al., 2012].

A titolo d'esempio, si riporta il modello di ruota deumidificatrice, che si basa sulle seguenti funzioni potenziali:

$$F_{1,i} = \frac{-2865}{(t_i + 273.15)^{1.49}} + 4.344(\omega_i/1000)^{0.8624}$$

$$F_{2,i} = \frac{(t_i + 273.15)^{1.49}}{6360} - 1.127(\omega_i/1000)^{0.07969}$$

e sulle seguenti efficienze, basate sui suddetti potenziali:

$$\eta_{F_1} = \frac{F_{1,2} - F_{1,1}}{F_{1,6} - F_{1,1}}$$

$$\eta_{F_2} = \frac{F_{2,2} - F_{2,1}}{F_{2,6} - F_{2,1}}$$

in cui il pedice “1” è rappresentativo dello stato dell’aria di processo a monte della ruota, il pedice “2” dell’aria di processo a valle della ruota ed il pedice “6” dell’aria di rigenerazione a monte della ruota.

In Tab. 3 si riporta, per ciascun componente dell’UTA, la type utilizzata per la simulazione TRNSYS, nonché i principali parametri calibrati, con il rispettivo valore medio e deviazione standard [Angrisani et al., 2011 b].

Tab. 3: type, parametri, valore medio e deviazione standard dei componenti dell’UTA

Componente	Type	Parametro	Descrizione	Valore medio	Deviazione Standard
Umidificatore	506c	η_{dec} [-]	Rendimento	0,551	0,0917
Scambiatore di calore a flussi incrociati	91	ϵ_{cf} [-]	Efficienza	0,446	0,0325
Batteria fredda	508f	F_{bp} [-]	Fattore di bypass	0,177	0,0140
Ruota deumidificatrice	1716a	η_{F_1} [-]	Efficienza in base al potenziale F_1	0,207	0,0460
		η_{F_2} [-]	Efficienza in base al potenziale F_2	0,717	0,0478
Batteria calda interagente col MCHP	670	$\epsilon_{hc,M}$ [-]	Efficienza	0,868	0,0119
Batteria calda interagente con la caldaia	670	$\epsilon_{hc,B1}$ [-]	Efficienza con MCHP inattivo	0,842	0,00572
		$\epsilon_{hc,B2}$ [-]	Efficienza con MCHP attivo	0,582	0,0462

La validazione dei modelli dei singoli componenti è stata condotta confrontando i valori sperimentali e quelli simulati della temperatura e dell’umidità specifica dell’aria (solo per la ruota deumidificatrice) in uscita dal componente stesso e valutando i rispettivi valori del RMSE.

Tab. 4: risultati della validazione dei componenti dell’UTA

Componente	RMSE_t [°C]	RMSE_ω [g/kg]
Ruota deumidificatrice	1,28	-
	-	0,301
Scambiatore di calore a flussi incrociati	0,713	-
Batteria fredda	0,309	-
Umidificatore	0,764	-
Batteria calda interagente col MCHP	0,461	-
Batteria calda interagente con la caldaia	0,165 (MCHP inattivo)	-
	0,267 (MCHP attivo)	-

Sempre a titolo di esempio, in Fig. 9 si riportano i valori misurati e simulati dell'umidità specifica in uscita dalla ruota. Solo due punti ricadono all'esterno della banda di errore al 5%, di conseguenza si può considerare accettabile l'accordo tra valori sperimentali e simulati.

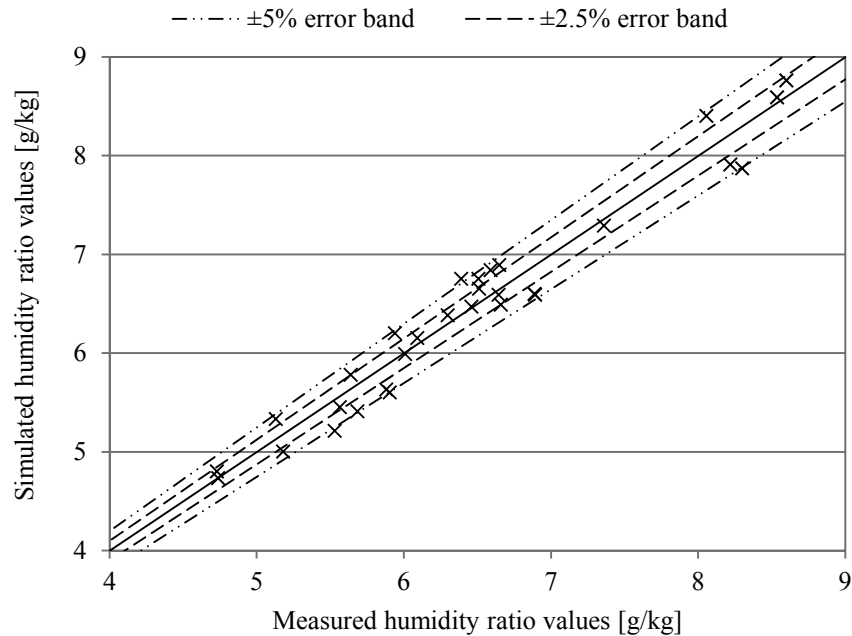


Fig. 9: valori misurati e simulati dell'umidità specifica in uscita dalla ruota

2.6.2 Pompa Di Calore ad Assorbimento

La pompa di calore ad assorbimento (ABHP) installata presso il laboratorio della Seconda Università degli studi di Napoli (SUN) è il modello CW10 commercializzato dalla società svedese ClimateWell. La macchina utilizza acqua come refrigerante e cloruro di litio come soluto ed è caratterizzata da una potenza frigorifera nominale di 10,0 kW. Il sistema nel suo complesso è costituito da due unità identiche, dette barili, che possono essere gestite dall'utente secondo diverse modalità al fine di garantire nella maniera più efficiente l'erogazione della potenza frigorifera richiesta.

La suddetta pompa di calore ad assorbimento è stata oggetto di un'estesa campagna sperimentale che ne ha evidenziato in maniera dettagliata le caratteristiche di funzionamento e le prestazioni in un ampio intervallo di condizioni operative [Rosato et al., 2011, 2012a].

A titolo di esempio, in Fig. 10 sono riportati i valori della potenza termica fornita al generatore dell'ABHP ($P_{th,ABHP}$), della potenza frigorifera resa disponibile dall'ABHP all'utenza

($P_{cool,ABHP}$) e del coefficiente di prestazione dell'ABHP ($COP_{th,ABHP}$) misurati presso il laboratorio della Seconda Università di Napoli (SUN) durante un ciclo giornaliero di funzionamento.

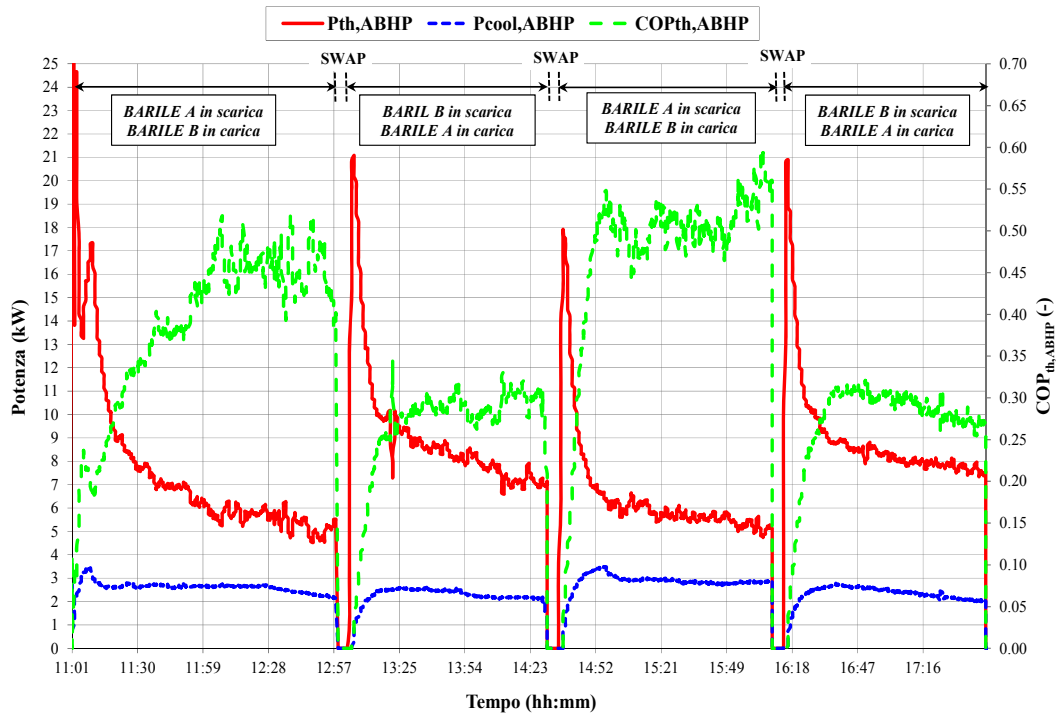


Fig. 10: ciclo giornaliero di funzionamento dell'ABHP

Alcuni ricercatori del Solar Energy Research Center hanno sviluppato un modello in ambiente TRNSYS in grado di simulare il funzionamento del suddetto modello di ABHP, Fig. 11.

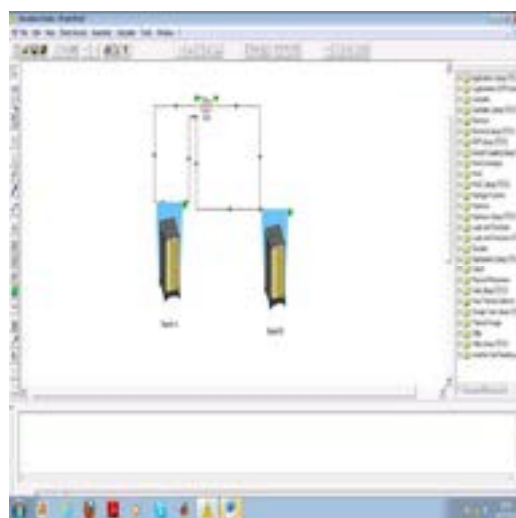


Fig. 11: modello dell'ABHP in ambiente TRNSYS

Le caratteristiche di tale modello sono specificate in due lavori pubblicati su riviste internazionali [Udomsri et al., 2011, 2012]. Il modello di simulazione è stato calibrato e validato dagli

stessi ricercatori del SERC mediante un confronto con i risultati di un'intensa campagna di prove sperimentali. Il suddetto confronto ha evidenziato la capacità del suddetto modello di predire in maniera accurata sia i valori istantanei di potenza ottenuti sperimentalmente che i valori misurati delle energie cumulate durante un ciclo di funzionamento, evidenziando scostamenti dell'ordine dell'1%.

2.7 Le Utenze

Gli edifici che rappresentano le due utenze sono state simulate mediante l'interfaccia "TRNBuild" di "TRNSYS 17" e la relativa "type 56". Il modello dei due edifici ha quindi consentito di simulare le curve di carico termico e frigorifero; per il riscaldamento ambientale a Benevento si è assunto il limite massimo consentito di 10 ore giornaliere dal 15 novembre al 31 marzo mentre per il riscaldamento ambientale a Milano si sono considerate 12 ore giornaliere dal 15 ottobre al 15 aprile, a fronte del limite massimo consentito di 14 ore.

I profili di carico elettrico delle due utenze sono stati forniti mediante opportune funzioni forzanti ("type 14") per i giorni tipo individuati, descritti nei paragrafi successivi.

2.7.1 Utenza Residenziale

In

Tab. 5 si riportano le caratteristiche dimensionali ed energetiche dell'utenza residenziale, per le due collocazioni geografiche considerate (Benevento e Milano) caratterizzate da differenti condizioni climatiche. Evidentemente, a parità di potenza termica dell'impianto di generazione (microgeneratore e caldaia), si è ipotizzata una diversa volumetria dell'utenza.

Nella Tab. 6 sono invece riportate le caratteristiche dell'involucro edilizio, sia con riferimento ai componenti opachi che a quelli trasparenti.

Si sono individuati i seguenti giorni tipo per la caratterizzazione delle curve di carico elettrico, [Roselli et al., 2012]:

- giorno tipo 1: inverno (rappresentativo dei mesi di Gennaio e Febbraio, Fig. 12);
- giorno tipo 2: intermedio (rappresentativo del periodo 16 Settembre – 31 Dicembre e 1 Marzo – 31 Maggio, Fig. 13);
- giorno tipo 3: estivo (rappresentativo del periodo 1 Giugno – 15 Settembre, Fig. 14).

Tab. 5: caratteristiche dell'utenza residenziale

	<i>Benevento</i>	<i>Milano</i>
Superficie riscaldata [m²]	220	110
Volume riscaldato [m³]	660	330
Numero di occupanti [-]	7	4
Fabbisogno energia termica per riscaldamento [kWh/m²/anno]	59,7	146
Fabbisogno energia elettrica [kWh/m²/anno]	16,8	16,8

Tab. 6: caratteristiche termofisiche dell'involucro edilizio utenza residenziale

	Componenti opache			Componenti trasparenti		
	<i>Copertura</i>	<i>Pareti esterne</i>	<i>Solaio verso terra</i>	<i>N</i>	<i>S</i>	<i>E/O</i>
<i>U</i> [W/m ² K]	2,30	1,11	0,297	2,83	2,83	2,83
<i>g</i> [-]	-	-	-	0,755	0,755	0,755

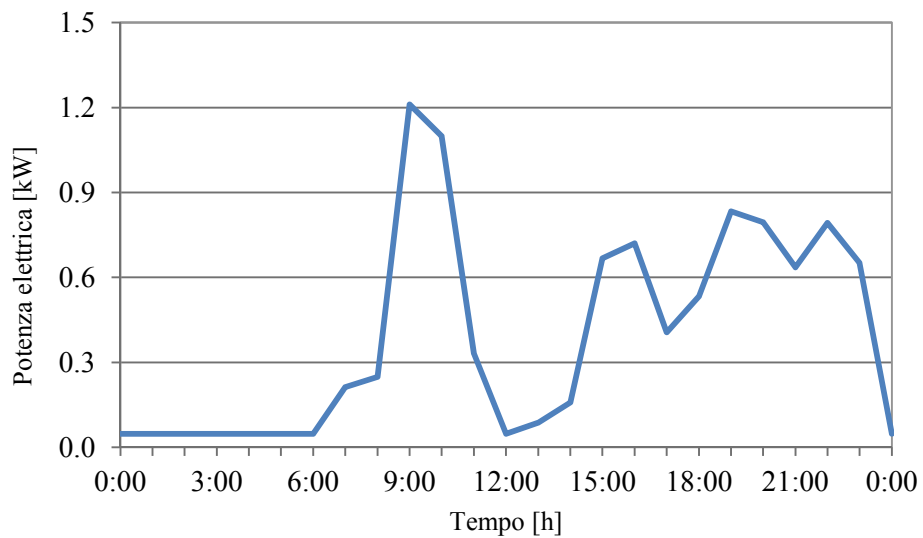


Fig. 12: curve di carico elettrico per l'utenza residenziale a Benevento per il giorno tipo 1

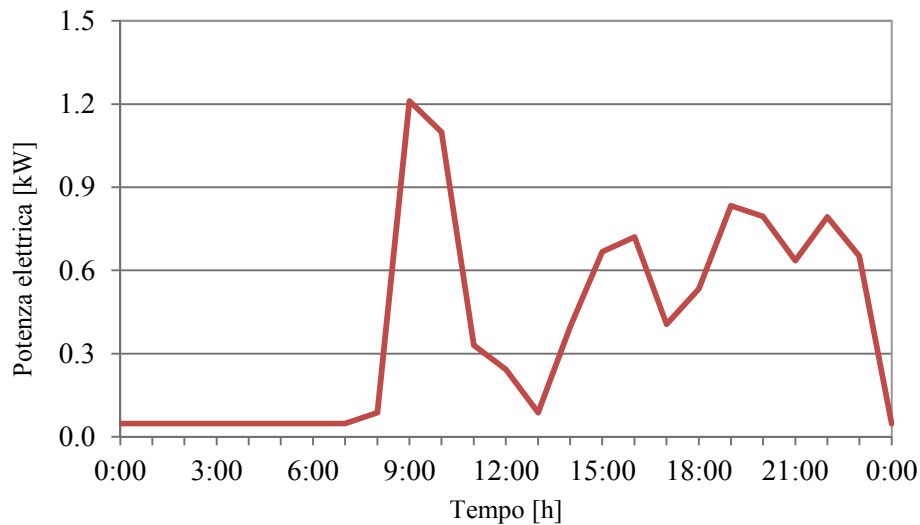


Fig. 13: curve di carico elettrico per l'utenza residenziale a Benevento per il giorno tipo 2

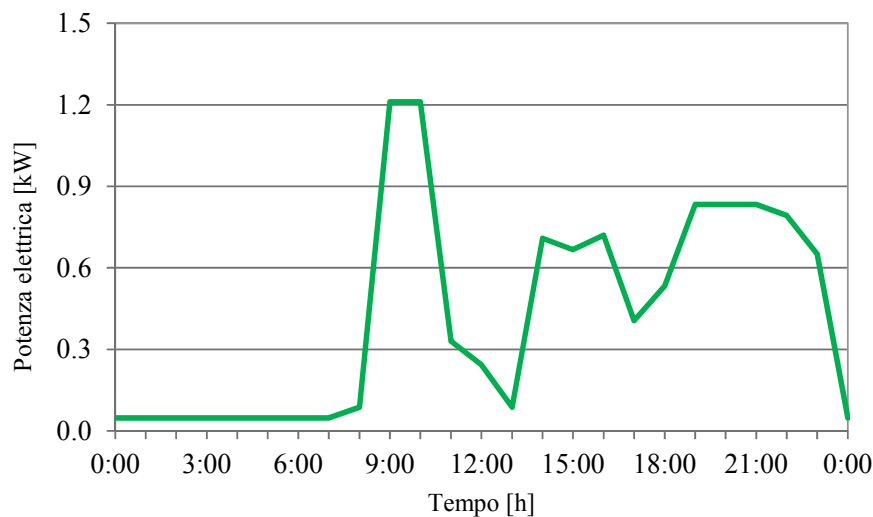


Fig. 14: curve di carico elettrico per l'utenza residenziale a Benevento per il giorno tipo 3

Per quanto riguarda l'utenza residenziale collocata a Milano, le curve di carico elettrico sono state ottenute da quelle delle Fig. 12 Fig. 13 e Fig. 14 considerando solo gli effetti legati alla diversa superficie considerata.

2.7.2 Utenza ad Uso Ufficio

L'edificio analizzato è stato caratterizzato a partire dall'edificio denominato f-83, un edificio ad uso uffici adiacente ad una sala conferenze, sito all'interno del Centro Ricerche Casaccia dell'ENEA, nella parte nord-est del Centro denominata Area Capanna (area a nord rispetto a via Anguillarese); esso è il più grande complesso di laboratori ed impianti dell'ENEA e sorge sulla via

Anguillarese, circa 25 km a nord-ovest di Roma, presso il lago di Bracciano, [Vinaccia, 2012]. In particolare, l'edificio f-83 è stato opportunamente scalato per adeguarlo alla potenza termica installata presso l'impianto di generazione (microcogeneratore e caldaia).

In Tab. 7 si riportano le caratteristiche dimensionali ed energetiche dell'utenza ad uso ufficio, per le due collocazioni geografiche considerate (Benevento e Milano). Anche in questo caso, si è ipotizzata una diversa volumetria dell'utenza.

Nella Tab. 8 sono invece riportate le caratteristiche dell'involucro edilizio, sia con riferimento ai componenti opachi che a quelli trasparenti. Per le pareti esterne si utilizza un intervallo di valori di U , in quanto tali pareti sono caratterizzate da diverse tipologie costruttive, e ciò rende impossibile definire un valore univoco della trasmittanza.

Tab. 7: caratteristiche utenza ufficio

	Benevento	Milano
Superficie riscaldata [m²]	524	377
Volume riscaldato [m³]	1004	723
Numero di occupanti [-]	9	6
Fabbisogno energia termica per riscaldamento [kWh/m²/anno]	28,3	62,5
Fabbisogno energia elettrica [kWh/m²/anno]	22,7	22,7

Tab. 8: caratteristiche termofisiche dell'involucro edilizio utenza ufficio

	Componenti opache			Componenti trasparenti		
	<i>Copertura</i>	<i>Pareti esterne</i>	<i>Solaio verso terra</i>	<i>N</i>	<i>S</i>	<i>E/O</i>
U [W/m ² K]	0,233	0,335-2,703	0,355	2,35	-	2,35
g [-]	-	-	-	0,701	-	0,701

Si sono individuati due giorni tipo (feriale e festivo) per la caratterizzazione delle curve di carico elettrico, rappresentati in Fig. 15 per il caso di Benevento. Per quanto riguarda l'utenza ad uso ufficio collocata a Milano, come per l'utenza residenziale, le curve di carico elettrico sono state ottenute da quelle di Benevento, considerando solo gli effetti legati alla diversa superficie considerata.

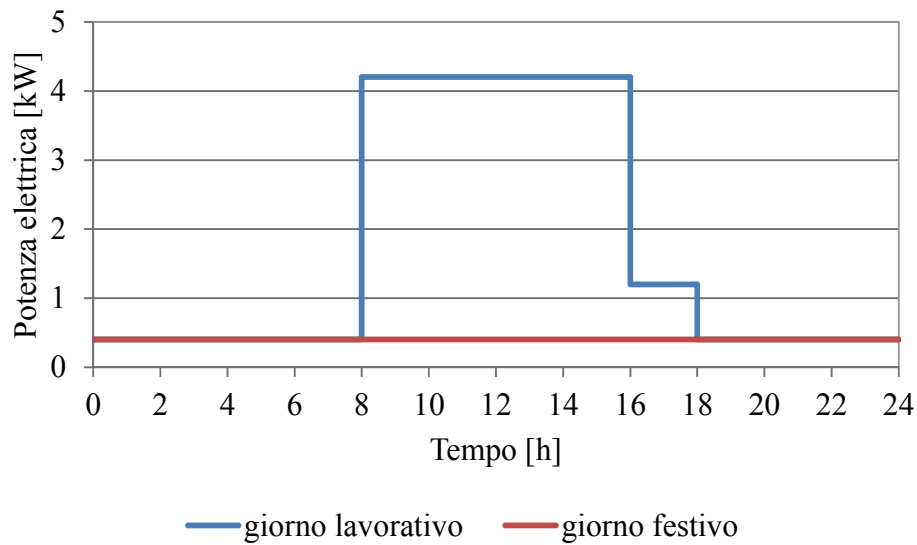


Fig. 15: curve di carico elettrico utenza ufficio Benevento

2.7.3 Load Sharing

L'impianto considerato permette di servire utenze diverse, caratterizzate da profili di carico giornalieri e stagionali differenziati. È evidente che una tale scelta, penalizzante da un punto di vista dei costi d'impianto, in particolare con riferimento alle infrastrutture, trae il suo vantaggio dal fatto che un'oculata scelta del mix di utenze servite, permette di ottenere sia dei profili dei carichi frigo_termo_elettrici complessivi richiesti alla macchina meno variabili temporalmente che di assicurare un numero congruo di ore di funzionamento annue dell'impianto, caratteristica necessaria per accelerare il recupero degli elevati capitali investiti nei complessi impianti di microgenerazione e poligenerazione.

Va inoltre sottolineato come lo schema di impianto collegato alla microrrete, con un'ottimizzazione dei carichi frigo_termo_elettrici globali ("*load sharing*"), assolve anche all'impellente necessità di far funzionare i dispositivi in condizioni prossime al funzionamento "ad isola". Infatti il rapido diffondersi di impianti di generazione, cogenerazione e poligenerazione distribuiti sul territorio pone serie difficoltà di gestione delle reti territoriali di distribuzione e trasmissione dei vettori energetici, in particolare quelle elettriche. Questo elemento risulta aggravarsi sia per la diffusione di tecnologie basate sullo sfruttamento delle fonti rinnovabili, aleatorie e discontinue, che di dispositivi di conversione energetica ubicati presso utenze, quali quelle residenziali, caratterizzate da periodi di funzionamento non definibili a priori. Pertanto la scelta della

soluzione impiantistica e della gestione integrata dei carichi potrà contribuire a contenere le perturbazioni sulle reti esterne e ad incentivare la produzione ed il consumo “*on-site*”.

Per la finalità della trattazione si riterrà che non esistano vincoli normativi che limitano il trasferimento dell’energia elettrica, termica e frigorifera prodotta dalla macchina alle diverse utenze collegate.

Vari gruppi di ricerca in tutto il mondo stanno sviluppando attività di ricerca teorica e sperimentale su macchine, in particolare microcogeneratori, che servano in modalità di *load sharing* utenze aggregate, [Wakui et al., 2011].

A titolo di esempio, in Fig. 16 vengono riportate per un giorno qualsiasi (19 Febbraio), oggetto della simulazione annuale, le curve disaggregate delle due utenze considerate nonché quella cumulata in un’ottica di *load sharing*. Analogamente, in Fig. 17 viene riportato a titolo d’esempio il profilo del carico frigorifero cumulato delle utenze ubicate a Benevento del 10 luglio.

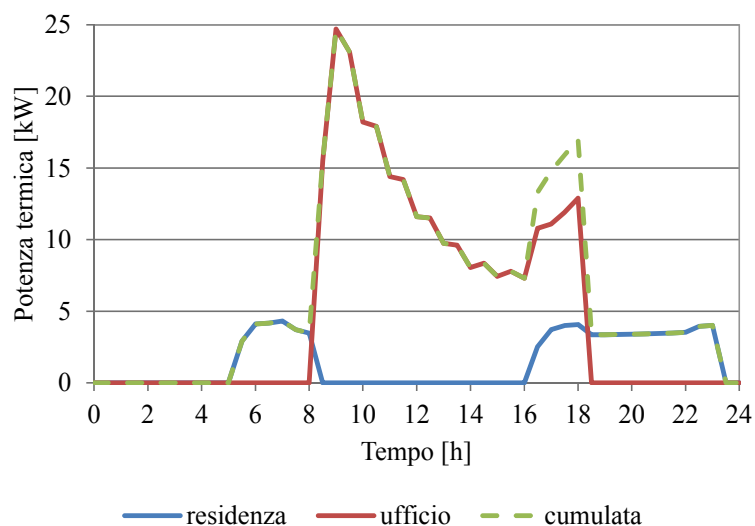


Fig. 16: carichi termici a Benevento, 19 febbraio

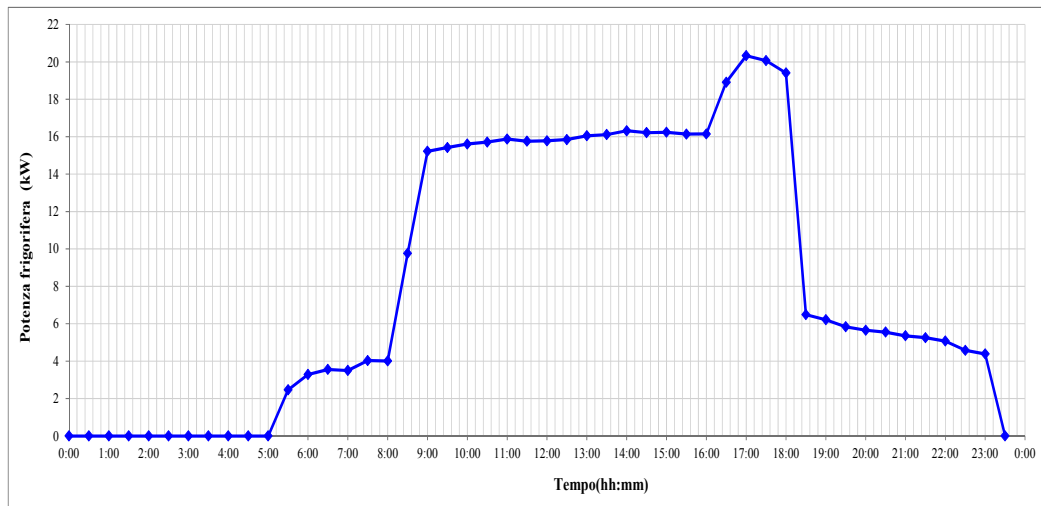


Fig. 17: carichi frigoriferi a Benevento, 10 luglio

Infine, in Fig. 18 si riporta il progetto completo sviluppato in ambiente TRNSYS con riferimento al funzionamento invernale. È stato utilizzato un passo di simulazione pari a 0,1 h.

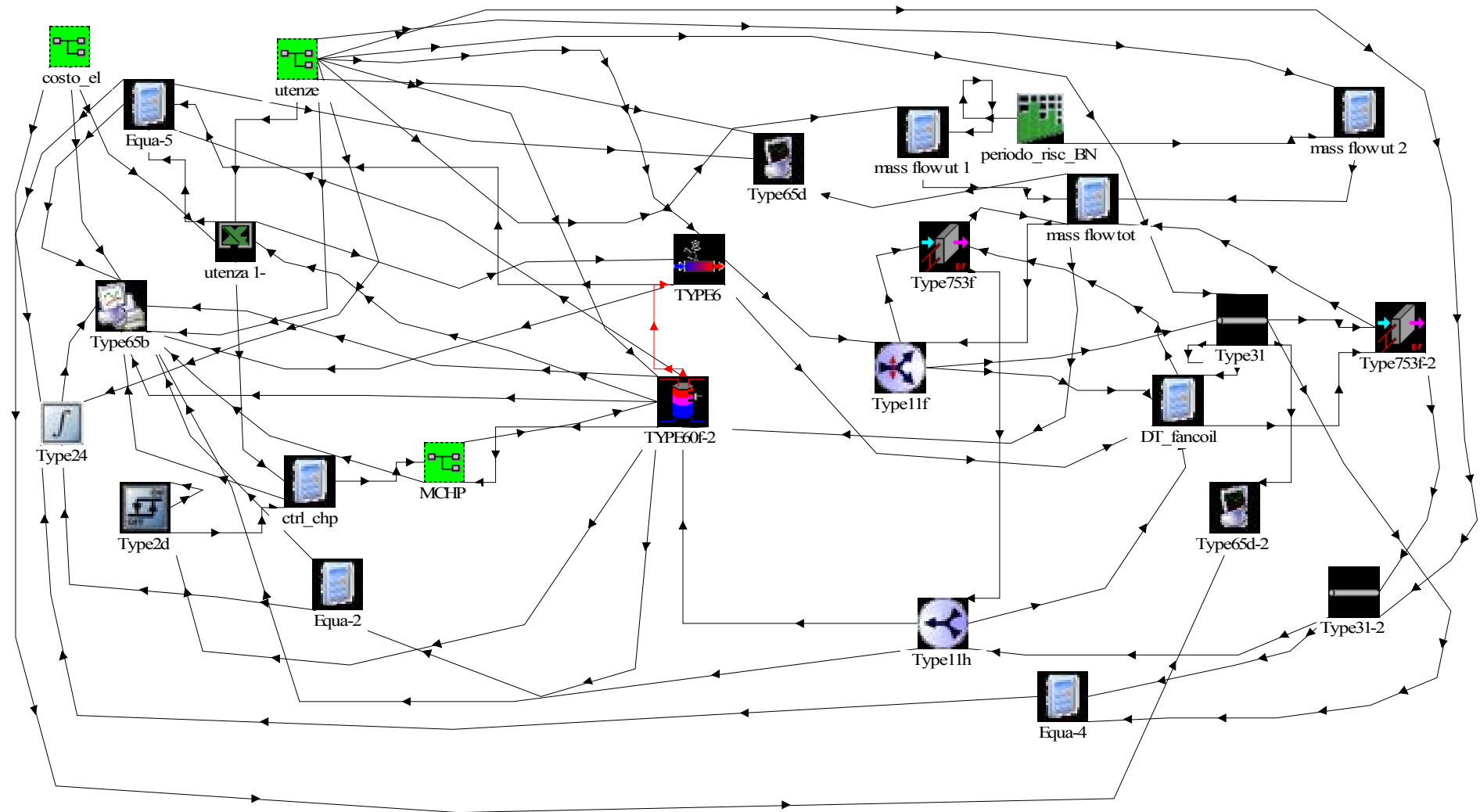


Fig. 18: schema TRNSYS dell'impianto di microgenerazione con microrete termica

3. Descrizione degli Algoritmi di Controllo dei Principali Componenti e delle Funzioni Obiettivo per l'Ottimizzazione Termo_economica

Si è proceduto innanzitutto all'analisi degli schemi più adatti al controllo dei principali componenti degli impianti sperimentali coinvolti nel progetto (cogeneratori, accumuli, dispositivi di integrazione, rete termica, rete elettrica, ...), nonché all'individuazione delle funzioni obiettivo finalizzate all'ottimizzazione energetica, economica e di impatto ambientale di impianti di cogenerazione e poligenerazione di piccola taglia.

L'ottimizzazione di dispositivi complessi di trigenerazione è stata ed è oggetto di una considerevole mole di studi teorici e sperimentali. Nella definizione della variabile obiettivo si fa riferimento a funzioni di tipo diverso, energetico, economico e d'impatto ambientale o a combinazioni di esse attraverso procedure di analisi termodinamica, exergetica e termoeconomica, [Bejan et al., 1996]. In continuità con l'attività finalizzata al controllo ottimale di dispositivi di microcogenerazione integrati in edifici svolta nell'ambito delle attività svolta da [Gähler et al., 2008], promossa dall'International Energy Agency, nel progetto di ricerca "*Annex 42 FC+COGEN-SIM: The simulation of building-integrated fuel cell and other cogeneration systems*", e per le finalità applicative del presente progetto si è fatto riferimento ad una funzione obiettivo e ad una modalità di gestione dell'impianto, di seguito esplicitata, che contemplasse aspetti:

- energetici e di impatto ambientale: di massimizzazione dei risparmi di energia primaria e delle emissioni evitate di anidride carbonica equivalente;
- tecnici: di riduzione dei cicli di ON-OFF del microcogeneratore;
- economici: di riduzione dei costi di esercizio.

La presenza di un sistema di accumulo termico, posto tra l'impianto cogenerativo e l'utenza, consente al MCHP di funzionare sempre a pieno carico e di utilizzare tutta l'energia termica da esso "prodotta". Da analisi sperimentali effettuate nell'ambito del precedente accordo di collaborazione tra ENEA e Università degli Studi del Sannio [Angrisani et al., 2011 a] è emerso che il funzionamento a pieno carico mediante pilotaggio termico dell'impianto cogenerativo in esame comporta sempre dei vantaggi energetici ed ambientali rispetto al sistema tradizionale che prevede l'utilizzo di una caldaia alimentata a gas naturale, per soddisfare i fabbisogni termici, e della rete elettrica per il soddisfacimento del carico elettrico. Infatti è stato già verificato sperimentalmente

che il nostro MCHP in condizioni di pieno carico (6,0 kW elettrici e 11,7 kW termici) garantisce REP di circa il 18% ed un ΔCO_2 di circa il 26% rispetto alla “produzione” separata dell’energia elettrica e termica. Da ciò scaturisce che l’ottimizzazione del funzionamento dell’impianto cogenerativo secondo criteri energetici o ambientali deriva dal semplice pilotaggio termico dell’impianto.

Va però precisato che il microgeneratore presente nei due impianti sperimentali risulta progettato sia per il pilotaggio elettrico che per quello termico; a tal fine, a differenza di altre tipologie di MCHP presenti sul mercato, esso risulta dotato di uno scambiatore di calore interno, “radiatore”, con finalità di protezione, in grado di dissipare l’energia termica recuperata dal motore e non fornita all’utenza da riscaldare, evitando che la temperatura di ritorno raggiunga valori troppo elevati per garantire il corretto raffreddamento della camicia e della testata del motore. Evidentemente, il funzionamento del dissipatore interno determina una riduzione del rendimento termico effettivo della macchina rispetto a quello nominale, così come confermato da specifici test sperimentali condotti presso il laboratorio di Fisica Tecnica dell’Università degli Studi del Sannio (Fig. 19) e quindi una brusca riduzione del Coefficiente di Utilizzo del Combustibile (ottimizzazione energetica).

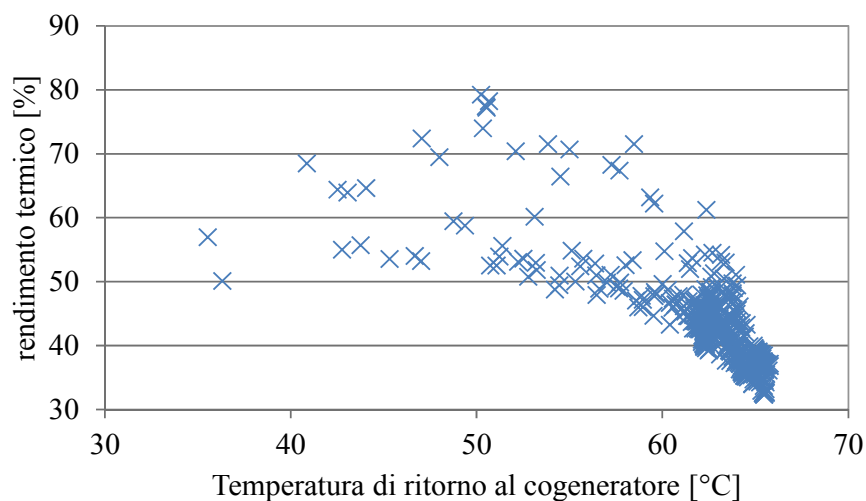


Fig. 19: rendimento termico in funzione della temperatura di ritorno al cogeneratore

Anche altri ricercatori hanno evidenziato la necessità di tale controllo per lo stesso MCHP riportando un rendimento termico decrescente all’aumentare della temperatura di ingresso dell’acqua, con una rapida caduta a partire da 60°C [Rossetti et al., 2011].

Inoltre, quando come nel caso in esame, il microgeneratore scambia con dispositivi di accumulo caratterizzati da condizioni non ottimali di scambio termico con fluidi stagnanti, il raggiungimento di condizioni operative caratterizzate da una scarsa efficienza termica risulta particolarmente frequente. Bisogna pertanto definire una temperatura ottimale dell'acqua nella sezione dell'accumulo che interagisce energeticamente con lo scambiatore di calore collegato al microgeneratore, al fine sia di evitare l'azionamento del radiatore che di assicurare elevati gradienti di temperatura per lo smaltimento dell'energia recuperata. Dopo una accurata analisi sperimentale tale valore è stato fissato pari a 55°C.

Infine è necessario assicurare una differenza tra la temperatura di accensione e di spegnimento del cogeneratore tale da ridurre il numero di avviamenti e le inefficienze ad esso legate (ottimizzazione tecnica). Una temperatura di accensione del MCHP troppo alta (prossima alla temperatura di spegnimento) crea problemi di pendolamento del MCHP con frequenti cicli di ON-OFF, mentre un valore di temperatura troppo basso riduce l'efficienza complessiva del sistema in quanto per evitare che la temperatura di mandata del fluido termovettore all'utenza si discosti molto dal valore di progetto è richiesto un maggiore intervento della caldaia di picco. La temperatura di spegnimento dell'impianto è stata fissata pari a 50°C. Da un'analisi sperimentale è emerso che tale valore consente di evitare il pendolamento del MCHP e al tempo stesso non causa incrementi consistenti dell'energia termica fornita della caldaia di integrazione.

È sicuramente interessante individuare le condizioni ottimali di funzionamento del sistema con una funzione obiettivo di tipo economico, che però, nell'ipotesi considerata che l'impianto verrà gestito da una ESCo che sarà ovviamente interessata a massimizzare il proprio profitto, includa anche aspetti di risparmio di energia primaria nella remunerazione dei titoli di efficienza energetica conseguibili dal funzionamento efficiente dell'impianto.

In Fig. 20 viene riportato lo schema di controllo implementato mediante il software di simulazione TRNSYS. E' possibile definire le informazioni in ingresso all'*Energy Management System* (EMS) che ha la funzione di azionare il sistema di cogenerazione e i dispositivi di integrazione attraverso le variabili di controllo del cogeneratore (x_{CHP}), della caldaia (x_c) e della rete di teleriscaldamento esterna (x_{TLR}), comprese nell'intervallo [0, 1]. Mediante tali variabili, si definisce lo stato dei suddetti sistemi di generazione, in particolare lo stato "0" caratterizza la condizione di dispositivo inattivo, mentre lo stato "1" ne caratterizza il funzionamento a pieno carico; valori intermedi sono associati a condizioni di funzionamento a carico parziale.

Dalla Fig. 20 si evince che l'energia termica erogata dal microgeneratore, basato su un motore a combustione interna alimentato a gas naturale, viene fornita al sistema di accumulo, mentre l'energia elettrica può essere utilizzata per coprire le richieste di energia elettrica delle utenze e/o può essere ceduta alla rete. Il sistema di integrazione, che può essere costituito da una caldaia alimentata a gas naturale o da una rete di teleriscaldamento, è posto a valle dell'accumulo termico in maniera tale da intervenire ogni qualvolta la temperatura in uscita dall'accumulo è inferiore a quella minima richiesta dalle utenze e cede al fluido termovettore una potenza termica tale da portare la temperatura di mandata al valore di progetto. In Fig. 20, la cessione dell'energia termica ad una piccola rete di teleriscaldamento è rappresentata tramite un carico termico aggregato che è dato dalla somma del carico termico delle singole utenze e delle perdite associate alla microrete di teleriscaldamento.

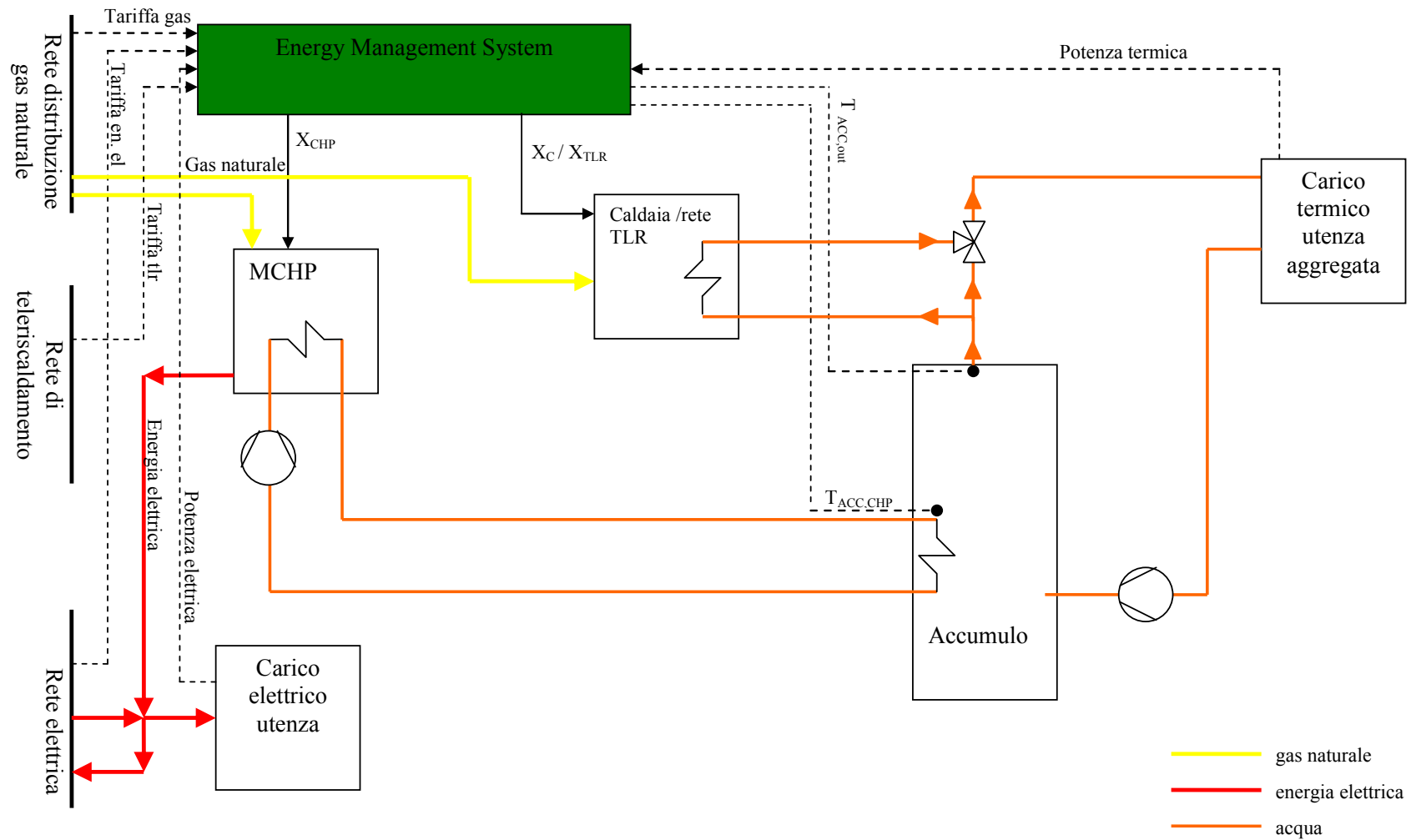


Fig. 20: schema di controllo dell'impianto sperimentale presso l'Università del Sannio

In Fig. 21 vengono riportati i flussi energetici per il sistema proposto (costituito da cogeneratore, caldaia di integrazione e rete elettrica) e per il sistema tradizionale (costituito da caldaia e rete elettrica), in funzionamento di riscaldamento invernale.

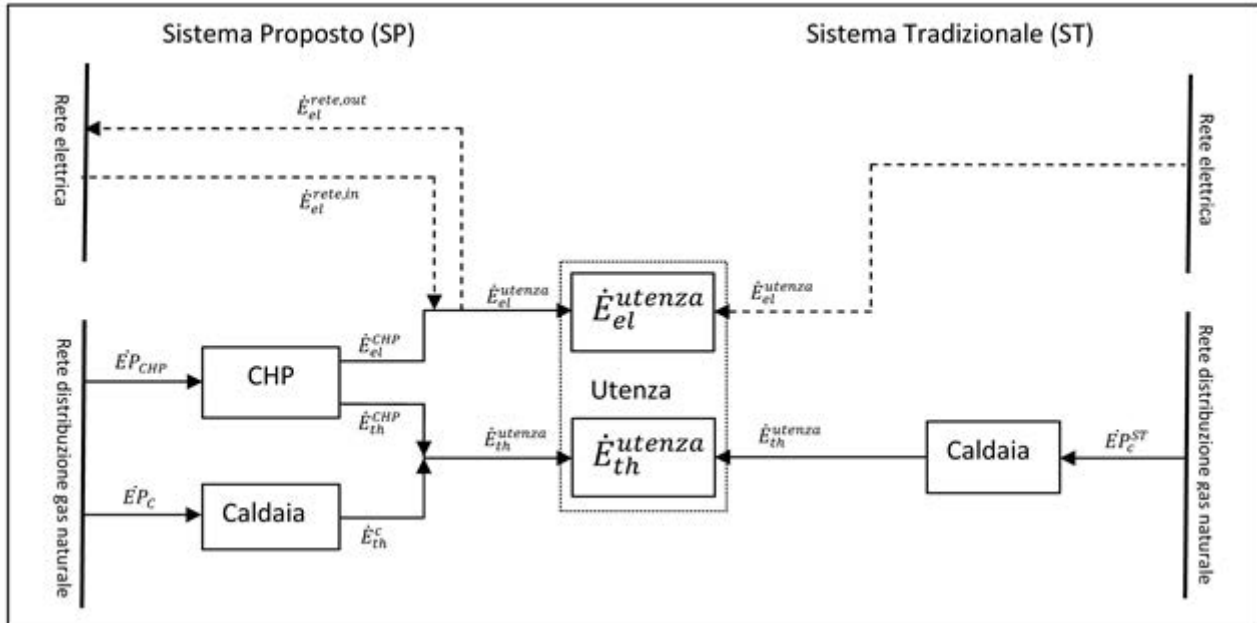


Fig. 21: confronto tra sistema proposto e sistema tradizionale con integrazione tramite caldaia

Il sistema di controllo del cogeneratore gestisce il funzionamento dell'impianto secondo una logica di ottimizzazione termo-economica. Per meglio comprendere l'algoritmo di controllo può essere utile far riferimento al diagramma di flusso riportato in Fig. 22. Inizialmente vengono inizializzati o assegnati i valori dei seguenti parametri:

- \dot{E}_{el}^{CHP} , potenza elettrica "prodotta" dall'impianto di cogenerazione nel funzionamento a pieno carico [kW];
- \dot{E}_{th}^{CHP} , potenza termica "prodotta" dall'impianto di cogenerazione nel funzionamento a pieno carico [kW];
- $\dot{E}_{th}^{utenza}(t_0)$, potenza termica richiesta dalle utenze aggregate (all'istante iniziale t_0) [kW];
- $\dot{E}_{el}^{utenza}(t_0)$, potenza elettrica richiesta dalle utenze aggregate (all'istante iniziale t_0) [kW];
- \dot{E}_c^{nom} , potenza termica nominale della caldaia [kW];
- Δt , passo della simulazione [h];

- t_0 , istante iniziale della simulazione [h];
- t_f , istante finale della simulazione [h];
- PCI , potere calorifico inferiore del combustibile [kWh/Nm³];
- η_c , rendimento termico della caldaia;
- η_{el}^{CHP} , rendimento elettrico del cogeneratore;
- η_{th}^{rif} , rendimento medio convenzionale del parco di produzione termico italiano, assunto pari a 0,9 nel caso di produzione di acqua calda o vapore;
- η_{el}^{rif} , rendimento medio convenzionale del parco di produzione elettrica italiano, assunto pari a 0,46, corretto in funzione della tensione di allacciamento e della quantità di energia autoconsumata e della quantità di energia immessa in rete attraverso i coefficienti $p_{autocons}$ e p_{out} definiti dal D.M. del 4 agosto 2011;
- T_{utenza}^{opt} , temperatura di progetto del fluido termovettore in ingresso ai terminali d'impianto [°C];
- T_{utenza}^{min} , temperatura minima del fluido termovettore in ingresso ai terminali d'impianto [°C];
- T_{utenza}^{max} , temperatura massima del fluido termovettore in ingresso ai terminali d'impianto [°C];
- $T_{ACC}^{CHP}(t_0)$, temperatura dell'acqua all'interno dell'accumulo (all'istante iniziale t_0) in prossimità dello scambiatore di calore collegato al circuito termico del cogeneratore [°C];
- T_{max}^{CHP} , temperatura massima dell'acqua all'interno dell'accumulo in prossimità dello scambiatore di calore collegato al circuito termico del cogeneratore [°C];
- $T_{ACC}^{out}(t_0)$, temperatura dell'acqua in uscita dal serbatoio di accumulo termico [°C];
- c_{man} , costo di manutenzione dell'impianto di cogenerazione [€/h];

- c_{TEE}^u , valore unitario dei titoli di efficienza energetica [€/tep];
- $c_{gas}^{CHP}(t_0)$, costo unitario del gas naturale in ingresso al cogeneratore (all'istante iniziale t_0) [€/Nm³];
- $c_{gas}^c(t_0)$, costo unitario del gas naturale (all'istante iniziale t_0) [€/Nm³];
- $c_{el}^{in}(t_0)$, costo unitario dell'energia elettrica acquistata (all'istante iniziale t_0) [€/kWh];
- $c_{el}^{out}(t_0)$, ricavo unitario dalla vendita dell'energia elettrica (all'istante iniziale t_0) [€/kWh].

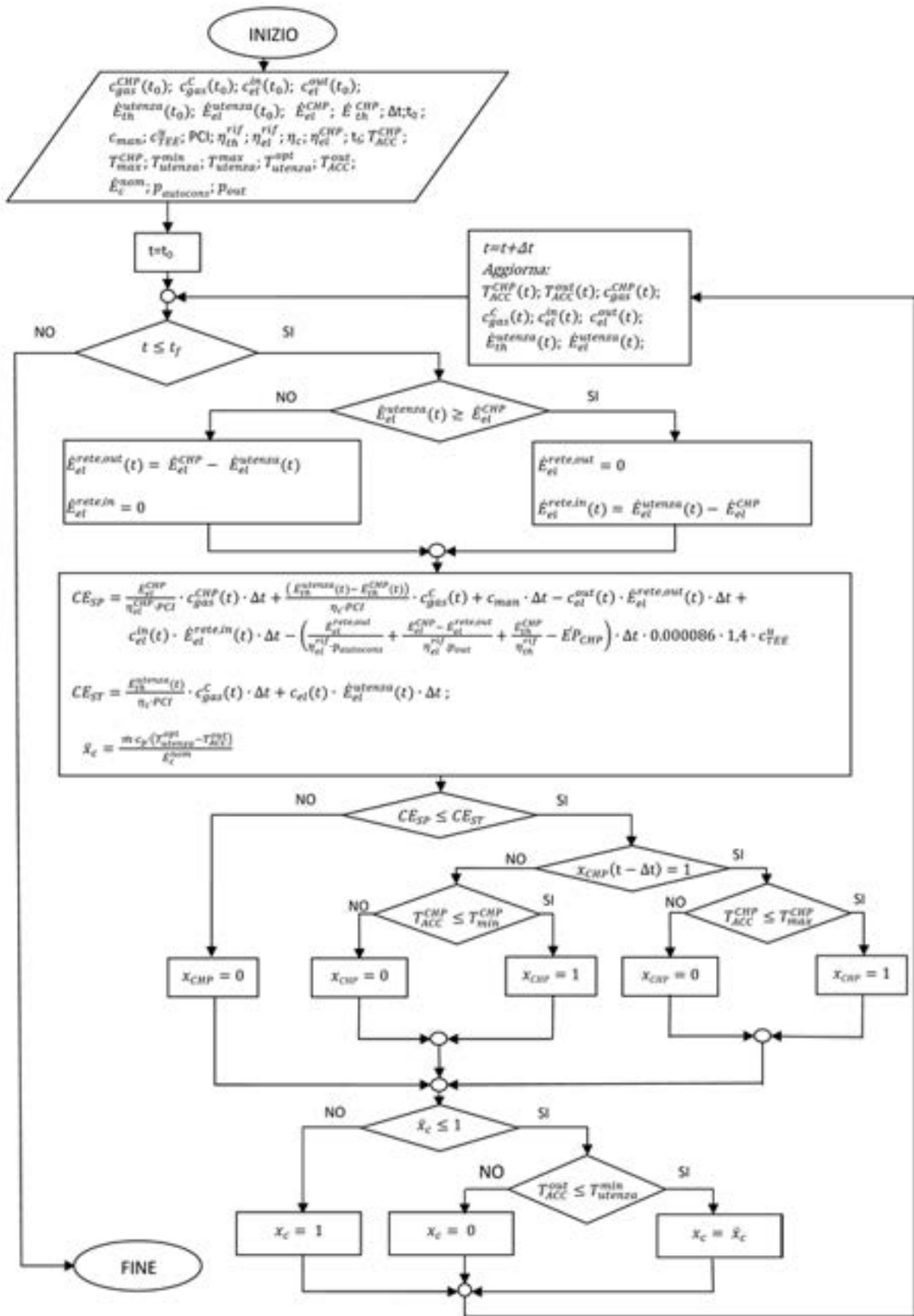


Fig. 22: algoritmo di controllo del sistema di micro_poligenerazione

Una volta determinata la quantità di energia elettrica da prelevare dalla rete o da immettere in rete è possibile calcolare i costi di esercizio del sistema tradizionale e del sistema proposto. Per quest'ultimo si ottiene:

$$CE_{SP} = C_{fuel}^{CHP} + C_{fuel}^C + C_{man}^{CHP} - C_{et}^{OUT} + C_{et}^{IN} - C_{TEE}$$

dove:

- C_{fuel}^{CHP} è il costo associato all'acquisto del combustibile in ingresso al cogeneratore;#
- C_{fuel}^C è il costo associato all'acquisto del combustibile in ingresso alla caldaia di integrazione;#
- C_{man}^{CHP} è il costo di manutenzione del cogeneratore;#
- C_{et}^{OUT} rappresenta il corrispettivo economico associato all'energia elettrica immessa in rete;#
- C_{et}^{IN} rappresenta il costo di acquisto dell'energia elettrica prelevata dalla rete;#
- C_{TEE} rappresenta il ricavo associato alla vendita dei titoli di efficienza energetica (TEE).#

Andando ad esplicitare tutti i termini presenti nell'equazione precedente si ottiene:

$$CE_{SP} = (E_{el}^{CHP}) / (\eta_{el} \cdot PCI) \cdot c_{gas}^{CHP} \cdot \Delta t + ((E_{th}^{man} - E_{th}^{CHP})) / (\eta_c \cdot PCI) \cdot c_{gas}^C + c_{man} \cdot \Delta t -$$

dove:

- f_c è un fattore di conversione posto pari a $8,6 \cdot 10^{-5}$ [tep/kWh];
- l_c è un coefficiente di armonizzazione (definito dal D.M. 5 Settembre 2011) che per impianti cogenerativi di potenza inferiore ad 1 MW_e è posto pari a 1,4.

Quindi nel calcolo dei costi di esercizio del sistema proposto si considerano indirettamente anche aspetti di carattere energetico per il tramite dei TEE.

Analogamente il costo di esercizio del sistema tradizionale può essere espresso come:

$$C_{ST} = \frac{E_{th}^{man}}{\eta_c \cdot PCI} \cdot c_{gas}^C \cdot \Delta t + c_{et} - \frac{E_{el}^{man}}{\eta_{el} \cdot PCI} \cdot \Delta t$$

A questo punto l'EMS va a confrontare i due costi di esercizio:

1. se $CE_{ST} < CE_{SP}$, l'impianto cogenerativo resta spento perché ha costi di esercizio maggiori rispetto al funzionamento della caldaia e all'acquisto dell'energia elettrica dalla rete;
2. se $CE_{ST} > CE_{SP}$, il microcogeneratore viene attivato in quanto il suo funzionamento è conveniente sotto il profilo economico.

Nel caso 2, per procedere all'attivazione effettiva del MCHP, bisogna effettuare una verifica sulla temperatura del fluido termovettore all'interno dell'accumulo termico in prossimità dello scambiatore di calore collegato al cogeneratore. In particolare se il cogeneratore nell'istante di tempo precedente era acceso allora dovrà spegnersi ($x_{\text{CHP}}=0$) nel momento in cui è verificata la seguente disequaglianza: $T_{\text{ACC}}^{\text{CHP}} > T_{\text{max}}^{\text{CHP}}$. In caso contrario il cogeneratore resta acceso. Se invece nell'istante di tempo precedente il cogeneratore era spento allora esso dovrà riattivarsi ($x_{\text{CHP}}=1$) solo quando è verificata la seguente disequaglianza: $T_{\text{ACC}}^{\text{CHP}} < T_{\text{min}}^{\text{CHP}}$. L'introduzione di una temperatura di accensione ($T_{\text{min}}^{\text{CHP}}$) e di una di spegnimento ($T_{\text{max}}^{\text{CHP}}$) consente di ridurre il numero di avviamenti del dispositivo, la cui elevata frequenza potrebbe comprometterne il funzionamento nel tempo.

A questo punto è possibile calcolare la potenza termica che deve essere fornita dalla caldaia di integrazione e di conseguenza il valore da assegnare ad x_c come il rapporto tra la potenza termica necessaria a portare il fluido termovettore dalla temperatura di uscita dal serbatoio alla temperatura di progetto dei terminali di impianto e la potenza termica nominale della caldaia.

L'EMS determina il valore ottimale delle variabili di controllo ad intervallo di tempo costante e pari a Δt . Prima di iniziare un nuovo calcolo delle variabili di controllo l'EMS aggiorna i valori delle seguenti variabili: $c_{\text{gas}}^{\text{CHP}}(t)$, $c_{\text{gas}}^{\text{CHP}}(t)$, $c_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{CHP}}(t)$, $c_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{CHP}}(t)$, $T_{\text{ACC}}^{\text{CHP}}(t)$, $T_{\text{ACC}}^{\text{CHP}}(t)$.

Nel caso in cui è presente una rete di teleriscaldamento esterna dalla quale è possibile prelevare energia termica, nell'ipotesi che tale rete svolga lo stesso ruolo della caldaia di picco di Fig. 21, è possibile sostituire la caldaia di integrazione con la rete. La Fig. 23 mostra il confronto tra i due sistemi nel caso in cui l'integrazione termica venga affidata ad una rete di teleriscaldamento.

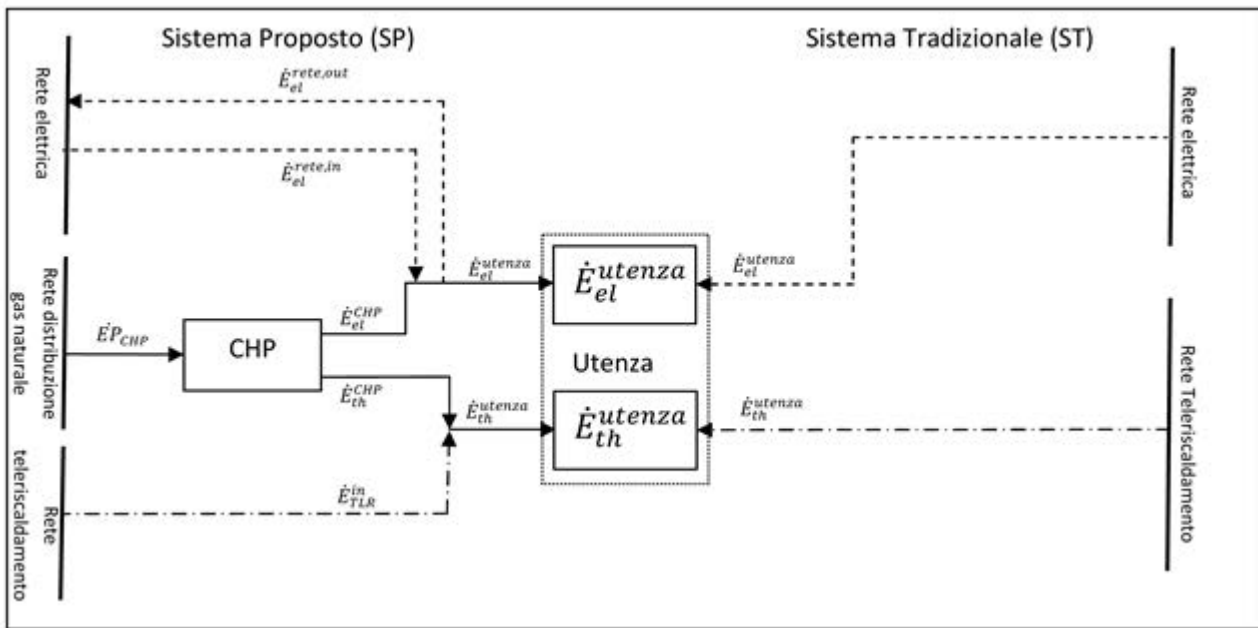


Fig. 23: confronto tra sistema proposto e sistema tradizionale con integrazione tramite rete di teleriscaldamento

La logica di controllo resta la stessa del caso precedente, con la sola modifica del calcolo dei costi di esercizio dei due sistemi che possono essere espressi come riportato in Fig. 24.

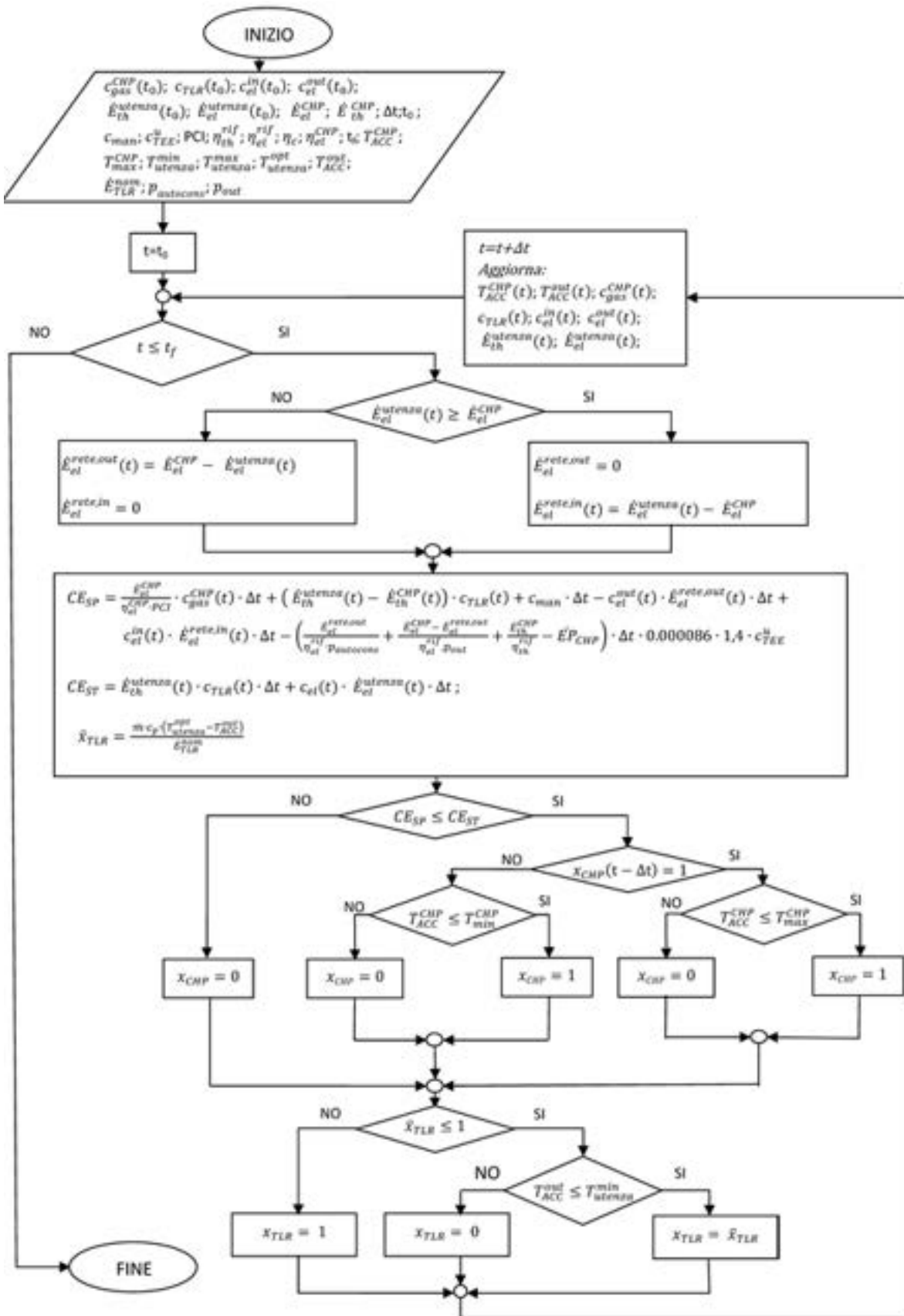


Fig. 24: algoritmo di controllo del sistema di micro_poligenerazione con integrazione da rete di teleriscaldamento

dove:

- c_{TLR} è il costo di acquisto dell'energia termica dalla rete di teleriscaldamento;#
- \dot{E}_{TLR}^{nom} è la potenza termica nominale della rete di teleriscaldamento.#

Analogamente per la refrigerazione estiva è possibile definire i flussi energetici per il sistema proposto (HVAC/Desiccant Wheel azionata da microcogeneratore e AHP azionata da microcogeneratore) e per il sistema tradizionale (pompa di calore elettrica alimentata dalla rete di distribuzione esterna, COP = 3, e rete elettrica nazionale), i costi di esercizio e gli algoritmi di controllo.

4. Identificazione dei parametri di natura economica che influenzano le prestazioni dei sistemi

4.1 Tariffe dell'Energia Elettrica

In tale paragrafo, con riferimento alle tariffe dei servizi di maggior tutela (domestico) e di salvaguardia (altre utenze), vengono descritte nel dettaglio le modalità secondo cui si realizza il computo del costo unitario dell'energia elettrica, per utenze domestiche (utenza residenziale) e non domestiche (utenza ad uso ufficio).

Utenze domestiche

La tariffa dell'energia elettrica può essere di due tipi:

1. monoraria;
2. bioraria.

In merito a tale distinzione, occorre preliminarmente osservare che a partire dal 1° Gennaio 2012 l'Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas (AEEG) con delibera ARG/elt n. 122/11 ha previsto l'obbligo dell'applicazione di "prezzi biorari" a tutti i clienti domestici che hanno contatore elettronico riprogrammato sulle 3 fasce di consumo.

Le tariffe biorarie, a loro volta, si distinguono in due categorie:

- ✓ *tariffa bioraria D2*: si applica obbligatoriamente agli utenti domestici residenti fino a 3 kW di potenza impegnata con contatore elettronico riprogrammato sulle 3 fasce di consumo che hanno già ricevuto almeno 3 fatture di conguaglio;
- ✓ *tariffa bioraria D3*: si applica obbligatoriamente agli utenti domestici oltre 3 kW e non residenti fino a 3 kW di potenza impegnata che hanno un contatore elettronico riprogrammato sulle 3 fasce di consumo e che hanno già ricevuto almeno 3 fatture di conguaglio.

Le tariffe biorarie sono aggiornate trimestralmente dall'AEEG.

Si riporta di seguito, a titolo d'esempio, in Tab. 9 la tariffa monoraria e la tariffa bioraria D2 relativa al primo trimestre dell'anno 2012.

Tab. 9: tariffa bioraria D2 per un'utenza domestica relativa al primo trimestre 2012

GENNAIO/FEBBRAIO/MARZO 2012	Servizi di vendita			Servizi di rete	Oneri generali	TOTALE		
	Monorario	Biorario				Monorario	Biorario	
Quota energia (€/kWh)	fascia unica	fascia F1	fascia F23	fascia unica	fascia unica	fascia unica	fascia F1	fascia F23
kWh/anno: da 0 a 1800	0,09229	0,09874	0,08906	0,00461	0,020336	0,117236	0,123686	0,114006
da 1801 a 2640	0,09594	0,10239	0,09271	0,03925	0,030046	0,165236	0,171686	0,162006
da 2641 a 4440	0,09990	0,10635	0,09667	0,07670	0,043116	0,219716	0,226166	0,216486
da 4441	0,10400	0,11045	0,10077	0,11550	0,043116	0,262616	0,269066	0,259386
Quota fissa (€/anno)	16,47250			6,00000		22,47250		
Quota potenza (€/kW_{inst}/anno)				5,47000	0,16970	5,63970		

Come si può notare dalla

Tab. 9, la tariffa bioraria D2 è costituita da una quota fissa annuale (detta "quota fissa") costante ed da un'altra quota fissa annuale (detta "quota potenza") funzione della potenza elettrica installata; in aggiunta a tali due quote fisse, è presente una "quota energia" che dipende dalla fascia oraria di consumo (F1 oppure F23) e dalla fascia di consumo annuale stabilita sulla base dei consumi dell'anno precedente.

La fascia di consumo F1 e la fascia di consumo F23 sono così definite:

- *fascia F1*: dalle 8:00 alle 19:00 nei giorni dal lunedì al venerdì (escluse le festività nazionali);
- *fascia F23*: dalle 19:00 alle 8:00 nei giorni dal lunedì al venerdì, nei weekend e nelle festività.

L'acquisto di energia elettrica risulta più conveniente in Fascia F23 rispetto alla Fascia F1.

Riguardo alla fascia di consumo annuale, invece, si distinguono quattro diversi scaglioni:

- a) fino a 1800 kWh/anno;
- b) da 1801 a 2640 kWh/anno;
- c) da 2641 a 4440 kWh/anno;

d) oltre i 4441 kWh/anno.

Dalla

Tab. 9 si nota che la “quota energia”, oltre a dipendere dalla fascia oraria di consumo (F1 oppure F23) e dalla fascia di consumo annuale, risulta costituita da 3 diverse aliquote: servizi di vendita, servizi di rete e oneri generali.

I servizi di vendita sono le diverse attività poste in essere dal fornitore per acquistare e rivendere l’energia elettrica al cliente finale; tra i corrispettivi fatturati al cliente per tali servizi rientrano anche eventuali oneri di perequazione aggiuntivi. Nella bolletta gli importi da pagare per questi servizi vengono suddivisi in quota fissa (comprende tutti gli importi da pagare in misura fissa, cioè indipendentemente dai consumi) e quota energia (comprende i costi di acquisto dell’energia e dispacciamento sostenuti dal fornitore). I servizi di rete, invece, sono le attività che consentono ai fornitori di trasportare l’energia elettrica sulle reti di trasmissione nazionali e di distribuzione locali fino al contatore, per consegnarla agli utenti. Nella bolletta, gli importi pagati per tali attività sono suddivisi in quota fissa (comprende tutti gli importi da pagare in misura fissa, cioè indipendentemente dai consumi, relativamente ai servizi di rete), quota variabile (comprende tutti gli importi da pagare in relazione alla quantità di energia elettrica trasportata sulla rete per soddisfare la richiesta di energia del cliente) e quota potenza (è l’importo da pagare in proporzione alla potenza impegnata).

Ai costi sopra specificati, occorre aggiungere le imposte sulla fabbricazione e vendita dei prodotti di consumo (accise) e l’imposta sul valore aggiunto (IVA). Le accise vengono computate secondo quanto specificato nella Tab. 10 in funzione dei consumi, mentre l’IVA è pari al 21%.

Tab. 10: accisa per fascia di consumo per un’utenza domestica

ACCISA (€/kWh)	
<i>Forniture fino a 3 kW</i>	
- Consumi fino a 150 kWh/mese	0
- Consumi oltre 150 kWh/mese	0,0227
<i>Forniture oltre 3 kW</i>	0,0227
<i>Seconde case</i>	0,0227

Utenze non domestiche

Le tariffe dell'elettricità per utenze non domestiche, destinate ai piccoli consumatori e a tutte le piccole imprese con meno di 50 dipendenti, un fatturato annuo o un totale di bilancio non superiore a 10 milioni di euro e i cui punti di prelievo siano connessi in bassa tensione, si distinguono in diverse tipologie in funzione della potenza installata:

- *tariffa BTA1*: viene offerta a tutti gli utenti della tipologia altri usi in Bassa Tensione con utenze aventi potenza impegnata inferiore o uguale a 1,5 kW;
- *tariffa BTA2*: viene offerta a tutti gli utenti della tipologia altri usi in Bassa Tensione con utenze aventi potenza impegnata oltre 1,5 kW e fino ad un massimo di 3 kW;
- *tariffa BTA3*: viene offerta a tutti gli utenti della tipologia altri usi in Bassa Tensione con utenze aventi potenza impegnata oltre 3 kW e fino ad un massimo di 6 kW;
- *tariffa BTA4*: viene offerta a tutti gli utenti della tipologia altri usi in Bassa Tensione con utenze aventi potenza impegnata oltre 6 kW e fino ad un massimo di 10 kW;
- *tariffa BTA5*: viene offerta a tutti gli utenti della tipologia altri usi in Bassa Tensione con utenze aventi potenza impegnata oltre 10 kW e fino ad un massimo di 15 kW;
- *tariffa BTA6*: viene offerta a tutti gli utenti della tipologia altri usi in Bassa Tensione con utenze aventi potenza impegnata oltre 15 kW.

Si riporta di seguito, a titolo d'esempio, la Tab. 11 che mostra la tariffe BTA6 relativa ad Aprile 2012.

Tab. 11: tariffa BTA6 per un'utenza non domestica relative ad Aprile 2012

APRILE 2012	Servizi di vendita			Servizi di rete	Oneri generali	TOTALE		
Quota energia (€/kWh)	fascia F1	fascia F2	fascia F3			fascia F1	fascia F2	fascia F3
aprile 2012	0,10826	0,10292	0,08406	0,00616	0,039476	0,153896	0,148556	0,129696
Quota fissa (€/anno)	40,38800			27,55860	89,73390	157,68050		
Quota potenza (€/kW _{inst} /anno)				31,47360		31,47360		

Come si può notare dalla Tab. 11, la tariffa BTA6 per un'utenza non domestica è costituita da una quota fissa annuale (detta "quota fissa") costante ed da un'altra quota fissa annuale (detta "quota potenza") funzione della potenza elettrica installata; in aggiunta a tali due quote fisse, è presente una "quota energia" che dipende dalla fascia oraria di consumo. Rispetto all'utenza domestica, per l'utenza non domestica esistono tre (anziché due) fasce orarie di consumo (F1, F2 e F3) definite in Fig. 25.

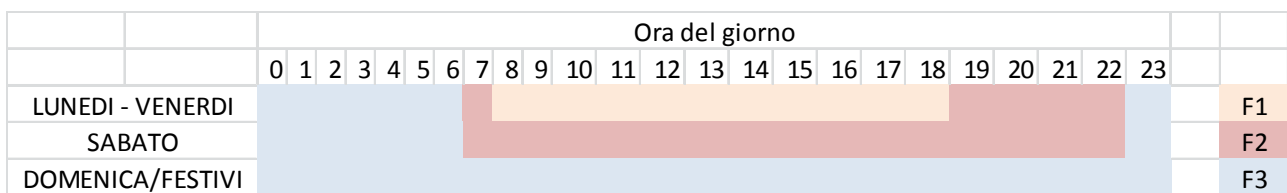


Fig. 25: fasce orarie di consumo per l'utenza non domestica

Un'altra differenza rispetto all'utenza domestica consiste nel fatto che per l'utenza non domestica la tariffa non dipende dalla fascia di consumo annuale.

Come per l'utenza domestica, anche per l'utenza non domestica la "quota energia" risulta costituita da 3 diverse aliquote: servizi di vendita, servizi di rete e oneri generali.

Ai costi sopra specificati, occorre aggiungere le imposte sulla fabbricazione e vendita dei prodotti di consumo (accise) e l'imposta sul valore aggiunto (IVA). Le accise vengono computate secondo quanto specificato nella Tab. 12 in funzione dei consumi, mentre l'IVA è pari al 21%.

Tab. 12: accisa per fascia di consumo per un'utenza non domestica

ACCISA (€/kWh)	
<i>Forniture fino a 1200000 kWh/mese</i>	
- Consumi fino a 200000 kWh/mese	0,0121
- Consumi oltre 200000 kWh/mese	0,0121

In conclusione, nelle Fig. 26 e Fig. 27 si è riportato l'andamento orario della tariffa dell'energia elettrica per i diversi giorni della settimana, rispettivamente per le utenze domestiche e per quelle non domestiche.

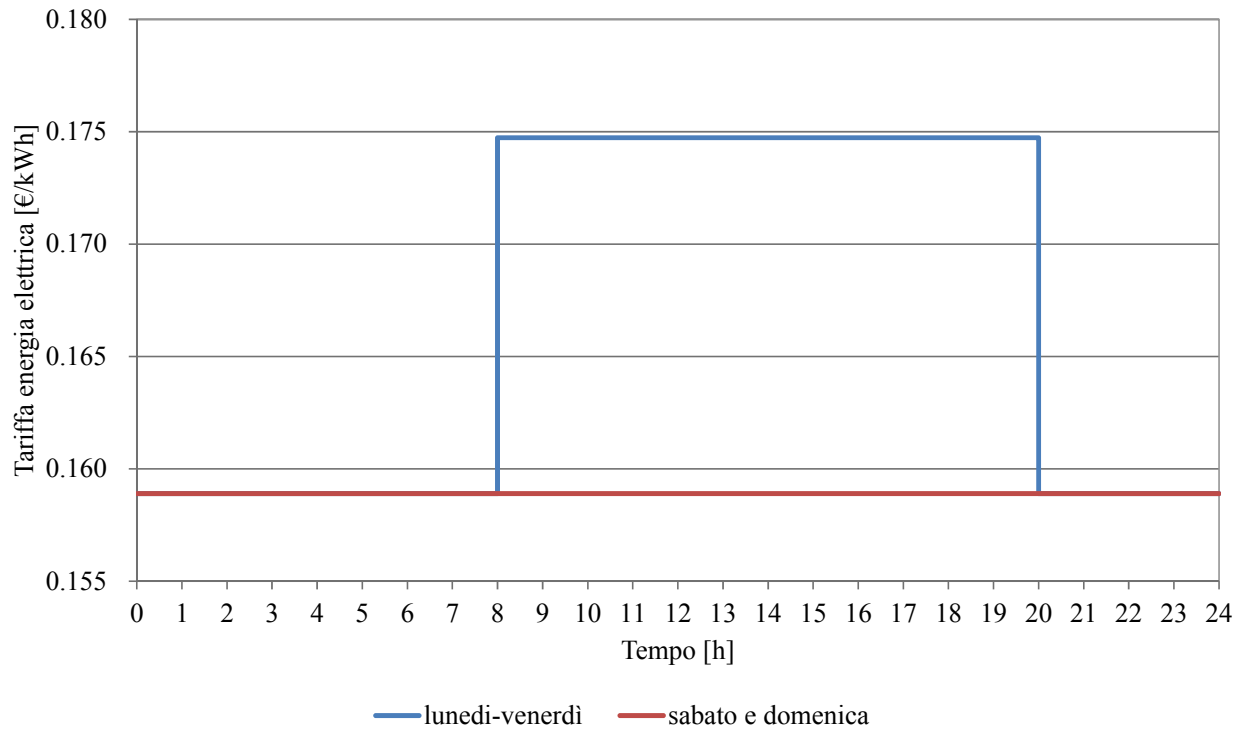


Fig. 26: andamento orario della tariffa dell'energia elettrica per utenza domestica

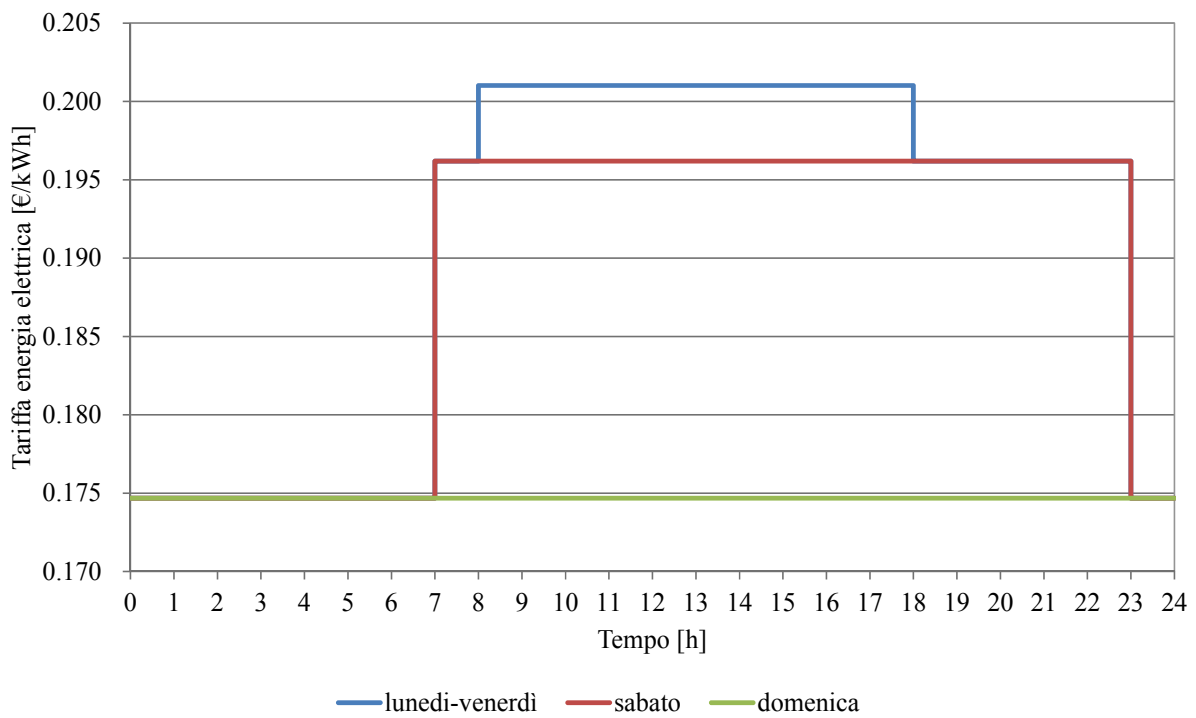


Fig. 27: andamento orario della tariffa dell'energia elettrica per utenza non domestica

Riguardo alla vendita dell'energia elettrica alla rete si è ipotizzato che la remunerazione ad essa associata sia data dalla somma di:

- una quota energia pari al valore medio dei prezzi medi zonali mensili da giugno 2011 a maggio 2012;
- una quota energia per il servizio di trasmissioni e di dispacciamento.

Così facendo si è ottenuto il prezzo di vendita, per le due aree geografiche e per le diverse fasce orarie, riportato in

Tab. 13.

Tab. 13: controvalore economico dell'energia elettrica immessa in rete

	F1	F2	F3
Benevento	0,1018	0,0981	0,0792
Milano	0,1004	0,0968	0,0794

4.2 Tariffe del Gas Naturale¹

Le condizioni economiche di fornitura del gas naturale sono definite ai sensi delle delibere AEEG. Le tariffe sono aggiornate trimestralmente sulla base della delibera AEEG 195/02 e successive modifiche ed integrazioni.

Ai sensi di quanto previsto dall'articolo 36 della Regolazione tariffaria dei servizi di distribuzione e misura del gas per il periodo di regolazione 2009-2012, le tariffe obbligatorie di distribuzione e misura del gas naturale sono differenziate in sei ambiti tariffari:

- 1) Ambito nord occidentale, comprendente le regioni Valle d'Aosta, Piemonte e Liguria;
- 2) Ambito nord orientale, comprendente le regioni Lombardia, Trentino - Alto Adige, Veneto, Friuli - Venezia Giulia, Emilia - Romagna;
- 3) Ambito centrale, comprendente le regioni Toscana, Umbria e Marche;
- 4) Ambito centro-sud orientale, comprendente le regioni Abruzzo, Molise, Puglia, Basilicata;
- 5) Ambito centro-sud occidentale, comprendente le regioni Lazio e Campania;

¹ Si fa riferimento alle condizioni tariffarie del mercato tutelato

6) Ambito meridionale, comprendente le regioni Calabria e Sicilia.

Si riporta di seguito, a titolo d'esempio, le Tab. 14 e Tab. 15 che mostrano, rispettivamente, le tariffe relative al primo trimestre 2012 per l'ambito centro-sud occidentale e per l'ambito nord orientale, sia per l'utenza domestica che per l'utenza non domestica.

Tab. 14: tariffa per il gas naturale relativa all'ambito centro-sud occidentale per il primo trimestre 2012

I TRIMESTRE						
Lazio, Campania	CLIENTI DOMESTICI			CLIENTI NON DOMESTICI		
	Servizi di vendita	Servizi di rete	TOTALE	Servizi di vendita	Servizi di rete	TOTALE
Quota energia (€/Sm3)						
Sm3/anno: da 0 a 120	0,390181	0,048206	0,438388	0,390181	0,049341	0,439523
da 121 a 480		0,223537	0,613718		0,224672	0,614853
da 481 a 1.560		0,195968	0,586149		0,197103	0,587284
da 1.561 a 5.000		0,191568	0,581749		0,192703	0,582884
da 5.001 a 80.000		0,154443	0,544624		0,155578	0,545759
da 80.001 a 200.000		0,100143	0,490325		0,101278	0,491460
Quota fissa (€/anno)	40,34	34,88	75,22	55,40	34,88	90,28

Tab. 15: tariffa per il gas naturale relativa all'ambito nord orientale per il primo trimestre 2012

I TRIMESTRE						
Lombardia, Trentino-Alto Adige, Veneto, Friuli Venezia Giulia, Emilia-Romagna	CLIENTI DOMESTICI			CLIENTI NON DOMESTICI		
	Servizi di vendita	Servizi di rete	TOTALE	Servizi di vendita	Servizi di rete	TOTALE
Quota energia (€/Sm3)						
Sm3/anno: da 0 a 120	0,390181	0,048406	0,438588	0,390181	0,049541	0,439723
da 121 a 480		0,145567	0,535748		0,146702	0,536883
da 481 a 1.560		0,124621	0,514802		0,125756	0,515937
da 1.561 a 5.000		0,120221	0,510402		0,121356	0,511537
da 5.001 a 80.000		0,101158	0,491339		0,102293	0,492474
da 80.001 a 200.000		0,073250	0,463431		0,074385	0,464566
Quota fissa (€/anno)	40,34	29,16	69,50	55,40	29,16	84,56

Dalle Tab. 14 e Tab. 15 si evince che il costo unitario del gas naturale è costituito da una quota fissa annuale e da una quota variabile. Sia per i clienti domestici che per i clienti non domestici, la quota variabile dipende dalla fascia di consumo annuale, definita sulla base dei consumi rilevati nell'anno precedente; in particolare, si distinguono 6 fasce di consumo annuale. La quota variabile, inoltre, risulta composta, sia per le utenze domestiche che per quelle non domestiche, da due aliquote: i servizi di vendita e i servizi di rete. I servizi di rete contengono i costi della materia prima, della commercializzazione al dettaglio e degli oneri aggiuntivi, mentre i servizi di rete contengono i costi della distribuzione, misura, commercializzazione, trasporto e stoccaggio.

Ai costi sopra specificati, occorre aggiungere le imposte:

- *accisa di consumo*: variabile e proporzionata al consumo, differenziata in funzione della località di prelievo, della tipologia di destinazione del gas naturale (utilizzo industriale, utilizzo civile, utilizzo cogenerativo, ecc.) e del volume annuo prelevato (sono previste riduzioni del 40% dell'accisa per volumi annui di prelievo superiori a 1200000 m³);
- *addizionale regionale*;
- *IVA*: differenziata in funzione della tipologia d'utente finale (10% per il caso residenziale, fino a 480 Nm³/anno e 21% negli altri casi, comprese le utenze non domestiche).

Per il gas naturale che alimenta il MCHP bisogna considerare delle agevolazioni fiscali sul costo di acquisto. In particolare per una parte del gas naturale utilizzato per alimentare l'impianto cogenerativo è possibile applicare l'accisa per uso di generazione elettrica. La restante parte di combustibile è sottoposto all'accisa per usi civili o industriali in base al settore di applicazione. La percentuale di combustibile al quale viene riconosciuta l'accisa per uso di generazione elettrica va calcolata come il rapporto tra l'energia elettrica "prodotta" dal cogeneratore e la somma dell'energia elettrica e termica prodotte da quest'ultimo.

5. Conclusioni

Il presente lavoro è stato svolto in continuità con la pregressa attività di ricerca in cui è stato sviluppato un ambiente di monitoraggio, controllo e gestione remota, denominato "PoliLab", di una rete di micro impianti di poligenerazione preesistenti distribuiti.

L'indagine teorica e sperimentale svolta nelle pregressa e attuale attività di ricerca è finalizzata all'analisi:

- di sistemi di gestione centralizzata;
- di dispositivi trigeneranti gestiti da ESCo;
- di sistemi complessi poligeneratore/utenza ubicati presso utenti finali, dei settori residenziali e del piccolo terziario;
- delle condizioni di operatività ottimali di microreti di distribuzione locale.

E' stata implementata la modalità operativa di "load sharing" tra due utenze, una "principale" del terziario (ufficio), dove sono collocate le macchine e il serbatoio di accumulo, ed una "secondaria" (residenziale) collegata alla prima attraverso una microrete elettrica e di

teleriscaldamento/teleraffrescamento, in due diverse collocazioni in termini di variabili climatiche e dei costi associati ai vettori energetici.

Sono stati individuati e implementati i modelli fisici rappresentativi dei componenti e/o degli impianti considerati e la funzione obiettivo termoeconomica adottata nell'ambiente di sviluppo TRNSYS, di largo utilizzo nell'ambito dell'analisi energetica di impianti di conversione alimentati da fonti fossili e rinnovabili.

6. Bibliografia

- G. Angrisani, A. Rosato, C. Roselli, M. Sasso, S. Sibilio, “Sviluppo di un ambiente di monitoraggio, controllo e gestione remota di una rete di micro_poligeneratori distribuiti”, Report RdS/2011/131, ENEA – MSE, 2011, http://editors.enea.it/it/Ricerca_sviluppo/documenti/ricerca-di-sistema-elettrico/efficienza-energetica-servizi/rds-131.pdf;
- G. Angrisani, A. Rosato, C. Roselli, M. Sasso, S. Sibilio, “Risultati dell'attività sperimentale su sistemi distribuiti di micro_poligenerazione”, Report RdS/2011/130, ENEA – MSE, 2011 a, http://editors.enea.it/it/Ricerca_sviluppo/documenti/ricerca-di-sistema-elettrico/efficienza-energetica-servizi/rds-130.pdf;
- G. Angrisani, C. Roselli, M. Sasso, C. Stellato, “Design and simulation of a solar assisted desiccant-based air handling unit”, HEFAT 2011, 8th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, 11 – 13 July 2011 b, Pointe Aux Piments, Mauritius;
- G. Angrisani, “Experimental and simulative analysis of a microtrigeneration system based on an air handling unit with desiccant wheel”, tesi di Dottorato in Ingegneria dei Sistemi Meccanici, 2012;
- G. Angrisani, C. Roselli, M. Sasso, Experimental validation of constant efficiency models for the subsystems of an unconventional desiccant-based Air Handling Unit and investigation of its performance, Applied Thermal Engineering 33-34 (2012) 100-108;
- G. Angrisani, C. Roselli, M. Sasso, S. Sibilio, A. Rosato, “Analisi sperimentale di un sistema di microcogenerazione per utenze residenziali”, 66° Congresso Nazionale ATI –

Università della Calabria, Rende (CS), 5 – 9 settembre 2011 c, ISBN 978-88-95267-11-1, Barcello Editore;

- A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran, Thermal design & optimization, Wiley, 1996;
- D. Caruso, R. Zimbardi, Calibrazione e validazione sperimentale di un modello di accumulo termico e simulazione di un impianto di condizionamento innovativo, Tesi di Laurea in Energetica, Facoltà di Ingegneria, Corso di Laurea in Ingegneria Energetica, Università degli Studi del Sannio, 2012;
- A. Ferguson, N. Kelly, A Generic Model Specification for Combustion-based Residential CHP Devices, IEA Annex 42 FC-COGEN-SIM Fuel Cell and Cogeneration Simulation, 2006;
- C. Gähler, M. Gwerder, R. Lamon, “Optimal Control of CHP Building Energy Systems”, IEA Annex 42 FC+COGEN-SIM The Simulation of building-integrated Fuel Cell and other Cogeneration Systems, 2008,
http://www.iea-annex54.org/annex42/pdfs/IEA_A42_OptControlCHPSystems_V1p2.pdf;
- P. Gonçalves, G. Angrisani, C. Roselli, A. R. Gaspar , M. Gameiro da Silva, Energy and exergy-based modelling of a micro combined heat and power unit, sottomesso alla rivista internazionale Applied Energy, Marzo 2012;
- A. Rosato, S. Sibilio, Calibration and validation of a model for simulating thermal and electric performance of an internal combustion engine-based micro-cogeneration device, Applied Thermal Engineering 45 (2012) 79-98;
- A. Rosato, G. Angrisani, C. Roselli, M. Sasso, S. Sibilio, “Experimental results of a micro-trigeneration installation”, Applied Thermal Engineering 38 (2012, a) 78-90;
- A. Rosato, G. Angrisani, C. Roselli, M. Sasso, S. Sibilio “Trial results of domestic CHP & solar cooling technologies use in an office application”, 2nd International Conference on Microgeneration and Related Technologies, University of Strathclyde, Glasgow, UK, 4 – 6 Aprile 2011;
- C. Roselli, G. Angrisani, M. Sasso, Residential Microcogenerators for Multifamily Houses, sottomesso alla rivista internazionale Applied Energy, Maggio 2012;
- A. Rossetti, C. Valli, Caratterizzazione e valutazione delle prestazioni di cogeneratori di piccola taglia, RSE, Marzo 2011;

- T.E.S.S. Component Libraries v.17.01 for TRNSYS v17.0 and the TRNSYS Simulation Studio, Parameter/Input/Output Reference Manual, Thermal Energy System Specialists, LLC, 2004;
- T.E.S.S. Models Documentation, type 753;
- TRNSYS 17, a TRaNsient SYstem Simulation program, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, 2010;
- TRNSYS 17 Documentation, Volume 4, Mathematical Reference, type 6;
- TRNSYS 17 Documentation, Volume 4, Mathematical Reference, type 31;
- TRNSYS 17 Documentation, Volume 4, Mathematical Reference, type 60;
- S. Udomsri, C. Bales, A. R. Martin, V. Martin, Decentralised cooling in district heating network: Monitoring results and calibration of simulation model, *Energy and Buildings* 43 (2011) 3311-3321;
- S. Udomsri, C. Bales, A. R. Martin, V. Martin, Decentralized cooling in district heating network: System simulation and parametric study, *Applied Energy* 92 (2012) 175-184;
- C. Vinaccia, Analisi energetica degli edifici in regime dinamico, Tesi di Laurea, Corso di Laurea Specialistica in Architettura ed Ingegneria Edile, Seconda Università degli Studi di Napoli;
- T. Wakui, R. Yokoyama, Optimal sizing of residential gas engine cogeneration system for power interchange operation from energy-saving viewpoint, *Energy* 36 (2011).

Parte B

Validazione sperimentale ed analisi di sensitività

1. Introduzione

Nella presente relazione vengono riportati gli esiti della procedura di ottimizzazione termoeconomica che gestisce i sistemi di poligenerazione in modo da minimizzare il costo di esercizio, tenendo conto al tempo stesso della necessità di massimizzare i benefici energetici e d'impatto ambientale (cfr. *“Descrizione dei modelli dei sistemi fisici e degli algoritmi sviluppati per il controllo e l'ottimizzazione di micro_poligeneratori distribuiti - Deliverable A”*). La procedura, i componenti e gli impianti sono stati implementati nell'ambiente di sviluppo TRNSYS in un'ottica di gestione centralizzata da parte di una ESCo, in cui l'utente finale passa da una logica di acquisto del gas naturale e dell'energia elettrica ad una logica di acquisto del prodotto energetico finale.

La fase di ottimizzazione ha permesso di individuare lo stato nel tempo delle variabili di controllo individuate, in particolare con riferimento agli intervalli di funzionamento dell'unità di cogenerazione. La simulazione ha contemplato un ampio spettro di possibilità relative a diverse collocazioni geografiche (Benevento e Milano), a modalità operative con o senza la condivisione dei carichi frigo_termo_elettrici (*load sharing*) tra le utenze collegate (ufficio e residenza) con la microrete e quindi immaginando l'integrazione o meno con reti di teleriscaldamento esterne.

Sono state quindi condotte delle analisi di sensitività, per valutare la dipendenza dei diagrammi di controllo, e conseguentemente delle prestazioni energetiche, economiche e d'impatto ambientale dei sistemi analizzati, al variare di alcuni parametri operativi relativi al costo dell'energia elettrica e del gas naturale, alle strategie commerciali della ESCo e quindi alle perdite di energia termica attraverso la microrete di collegamento tra le utenze.

Gli impianti sperimentali sono stati dotati di ulteriori componenti e/o dispositivi di misura per seguire i diagrammi di controllo ottenuti dalla procedura di ottimizzazione che hanno permesso l'analisi sperimentale e la validazione delle procedure.

2. Sviluppo della procedura di ottimizzazione

In questo paragrafo partendo dai modelli dei singoli componenti e dei sistemi impianto/microrete/utenza individuati e definiti nel Deliverable A (cfr. § 2) si è proceduto alla simulazione di diverse condizioni operative al fine di individuare attraverso l'ottimizzazione termoeconomica definita precedentemente (cfr. § 3, Deliverable A), gli intervalli di funzionamento per un'intera annualità del sistema proposto e del sistema tradizionale. Quest'analisi verrà condotta utilizzando l'ambiente di sviluppo TRNSYS integrando la funzione di ottimizzazione termoeconomica individuata.

Al termine della procedura di ottimizzazione vengono automaticamente generate, per ognuno dei casi presi in considerazione, le matrici che definiscono, ad intervalli temporali di 6 minuti, lo stato delle variabili di controllo degli attuatori presenti negli impianti sperimentali, così come esplicitato nello schema di controllo (cfr. § 3, Deliverable A).

2.1 Funzionamento Estivo

2.1.1 Impianto Con UTA con Ruota Deumidificatrice

In questo paragrafo sono valutate le prestazioni del primo impianto proposto (SP) costituito dal microgeneratore (MCHP) accoppiato termicamente, tramite un serbatoio di accumulo, all'UTA; è quindi presente una caldaia di picco alimentata a gas naturale, tra il serbatoio di accumulo e l'ingresso della batteria calda di rigenerazione nell'UTA, per integrare le richieste di potenza termica per la rigenerazione della ruota deumidificatrice (DW, Desiccant Wheel) non soddisfatte dal MCHP. È inoltre presente un chiller elettrico, attivato dal MCHP, che provvede al raffreddamento dell'aria di processo in uscita dallo scambiatore a flussi incrociati, [Angrisani et al., 2011], al servizio dell'utenza ad uso ufficio descritta nel Deliverable A (cfr. § 2.7.2). Inoltre la microrete termica viene utilizzata per trasferire la potenza frigorifera prodotta in eccesso dal chiller all'utenza residenziale remota.

Il sistema tradizionale (ST) destinato a soddisfare le richieste di potenza frigorifera ed elettrica è invece costituito da un'unità di trattamento aria convenzionale, interagente con un chiller elettrico e con una caldaia, installata presso l'utenza ad uso ufficio, e da un'ulteriore macchina frigorifera ad attivazione elettrica per soddisfare localmente le richieste di raffrescamento dell'utenza residenziale. Per entrambe le utenze, le richieste di energia elettrica sono soddisfatte dalla rete di distribuzione nazionale.

Durante il funzionamento estivo la funzione di ottimizzazione termoeconomica determinerebbe il funzionamento continuo del ST anziché del SP a causa dei più elevati costi di

esercizio di quest'ultimo, come sinteticamente dimostrato nel seguito. A tal fine è stato eseguito un confronto economico tra i due sistemi, facendo riferimento al panorama tariffario nazionale dei vettori energetici (cfr. § 4, Deliverable A) ed assumendo le condizioni termoigrometriche esterne di progetto per la città di Benevento (T= 32 °C, umidità relativa= 50%).

In Tab. 16, si riportano le condizioni termoigrometriche dei tre flussi d'aria che attraversano l'UTA con ruota deumidificatrice, riportata in Fig. 28, [Angrisani et al., 2010].

Tab. 16: condizioni termoigrometriche dell'aria nelle diverse sezioni dell'UTA con DW

	T [°C]	ω [g/kg]
Aria esterna	1 32,0	15,0
Aria di Processo all'uscita della ruota	2 49,8	9,35
Aria di Processo all'uscita dello scambiatore a flussi incrociati	3 38,0	9,35
Aria di Processo all'uscita della batteria fredda	4 17,3	9,35
Aria di Rigenerazione all'uscita della batteria di riscaldamento	6 65,0	15,0
Aria di raffreddamento all'uscita dell'umidificatore	8 27,0	17,0

La potenza di raffreddamento richiesta dalla batteria fredda può essere calcolata come:

$$\dot{E}_f^{BF} = \dot{m}_{proc} \cdot (h_3 - h_4) = 5,30 \text{ kW}$$

in cui \dot{m}_{proc} è la portata d'aria di processo (0,251 kg/s), pari a quella di rigenerazione e di raffreddamento.

Poiché il chiller ha una potenza frigorifera nominale (\dot{E}_f^{ch}) di 8,5 kW, ne deriva che circa 3,20 kW possono essere trasferiti, tramite la microrete, all'utenza residenziale remota (\dot{E}_f^{UR}). In tale analisi non si sono considerate le perdite energetiche della microrete, elemento che evidentemente avvantaggia il sistema proposto.

Poiché il chiller lavora a pieno carico, ed assumendo per la macchina un coefficiente di prestazione (COP^{ch}) pari a 3,31, si ricava che la potenza elettrica richiesta per l'attivazione del chiller stesso è pari a:

$$\dot{E}_{el}^{ch} = \frac{\dot{E}_f^{ch}}{COP^{ch}} = 2,57 \text{ kW}$$

La potenza elettrica richiesta dagli ausiliari dell'UTA (\dot{E}_{el}^{aux} , ventilatori e pompe di circolazione) è all'incirca pari a 1,05 kW, quindi la potenza elettrica che il MCHP può destinare alle utenze elettriche pure è pari a:

$$\dot{E}_{el}^{utenza} = \dot{E}_{el}^{CHP} - \dot{E}_{el}^{ch} - \dot{E}_{el}^{aux} = 2,2 kW$$

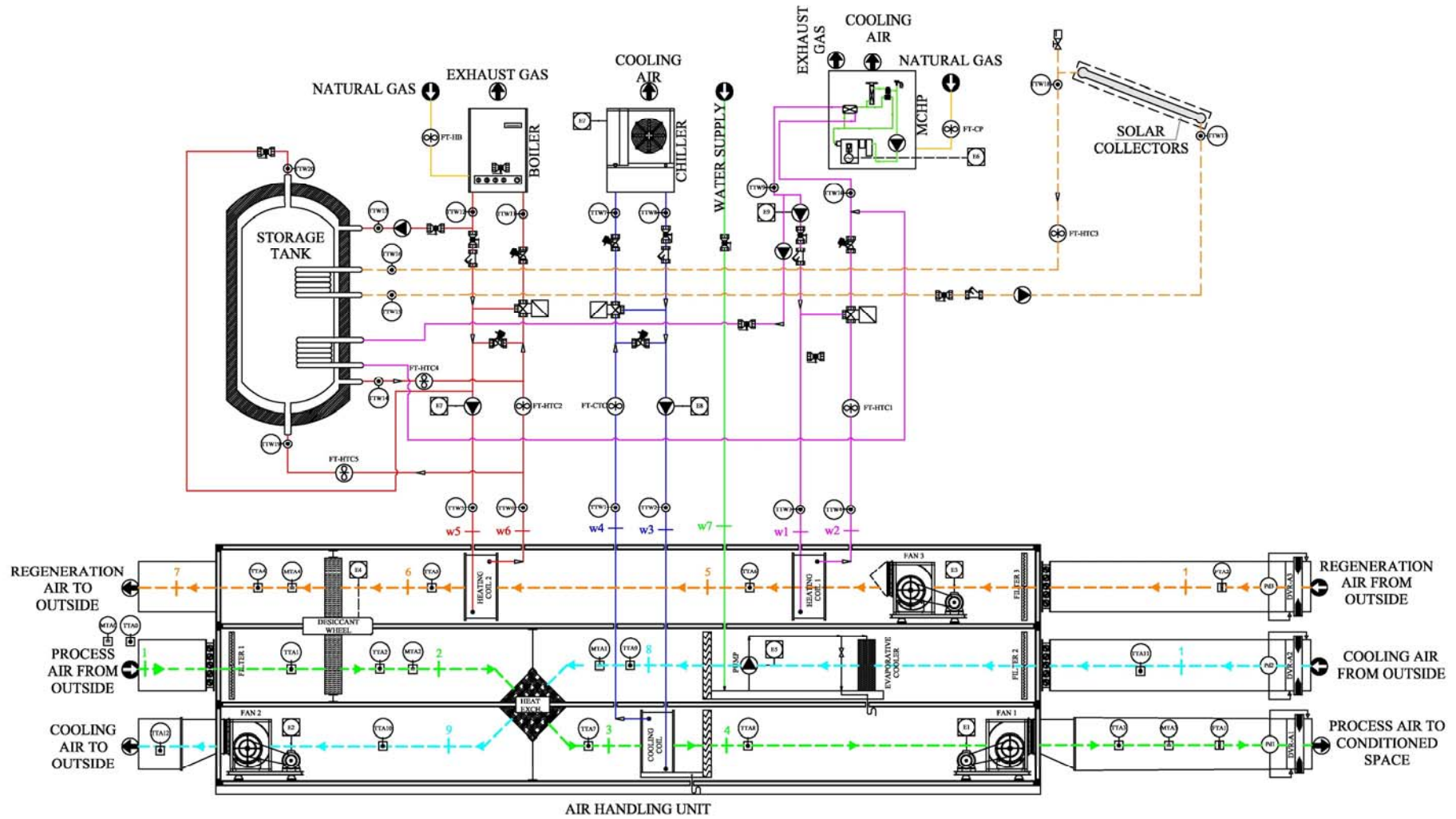


Fig. 28: layout dell'UTA con ruota deumidificatrice

La potenza termica \dot{E}_{th}^{DW} richiesta per la rigenerazione della DW è ottenuta dal funzionamento contemporaneo del MCHP e della caldaia di integrazione installata a valle del serbatoio di accumulo. In particolare si è ipotizzato che l'acqua presente nel serbatoio di accumulo si trovi ad una temperatura di 55°C e che il livello termico dell'acqua in moto verso la ruota sia integrato dalla caldaia fino al valore richiesto (65°C) dalla DW stessa. Sulla base di test sperimentali, si è assunta una portata d'acqua in ingresso alla batteria di riscaldamento dell'UTA pari a 0,165 kg/s. La potenza primaria richiesta dalla caldaia di picco è quindi pari a:

$$\dot{E}_p^C = \frac{\dot{E}_{th}^C}{\eta_C} = \frac{\dot{m}_w c_w (T_{out}^C - T_{in}^C)}{\eta_C} = 7,66 \text{ kW}$$

in cui il rendimento della caldaia di integrazione è stato assunto pari al 90,2%, la portata di acqua \dot{m}_w in ingresso alla caldaia di integrazione è pari a 0,165 kg/s, il calore specifico dell'acqua in fase liquida c_w è stato considerato pari a 4,187 kJ/kgK, la temperatura dell'acqua in ingresso alla caldaia T_{in}^C pari a 55°C e la temperatura dell'acqua in uscita dalla caldaia T_{out}^C pari a 65°C.

Il costo di esercizio del sistema proposto CE_{SP} dipende del costo associato al consumo di gas naturale del MCHP (C_{fuel}^{CHP}) e della caldaia (C_{fuel}^C) (non si sono considerati in questa fase i costi di manutenzione e l'eventuale ricavo associato alla vendita dei titoli di efficienza energetica):

$$CE_{SP} = C_{fuel}^{CHP} + C_{fuel}^C = 2,50 \text{ €/h}$$

dove:

$$C_{fuel}^{CHP} = \frac{\dot{E}_p^{CHP}}{PCI} \cdot c_{gas}^{CHP}$$

$$C_{fuel}^C = \frac{\dot{E}_p^C}{PCI} \cdot c_{gas}^C$$

dove la potenza primaria \dot{E}_p^{CHP} richiesta dal MCHP è stata assunta pari a 20,8 kW, PCI è il potere calorifico inferiore del gas naturale, assunto pari a 9,59 kWh/Nm³, c_{gas}^{CHP} è il costo unitario del gas naturale in ingresso al cogeneratore (pari a 0,827 €/Nm³), c_{gas}^C è il costo unitario del gas naturale in ingresso alla caldaia (pari a 0,890 €/Nm³).

Il sistema tradizionale è costituito da un'unità di trattamento aria convenzionale, basato su deumidificazione per raffreddamento e post-riscaldamento dell'aria, interagente con un chiller elettrico e con una caldaia, installata presso l'utenza ad uso ufficio, e da un'ulteriore macchina frigorifera ad attivazione elettrica che fornisce localmente la medesima potenza frigorifera

trasferita, tramite la microrete nel SP, all'utenza residenziale remota (\dot{E}_f^{UR}). Per entrambe le utenze, le richieste di energia elettrica sono soddisfatte dalla rete di distribuzione nazionale.

In Tab. 17 si riportano le condizioni termoigrometriche dei tre flussi d'aria che attraversano l'UTA convenzionale, riportata in Fig. 29.

Tab. 17: condizioni termoigrometriche dell'aria nelle diverse sezioni dell'UTA convenzionale

		T [°C]	ω [g/kg]
Aria esterna	1	32,0	15,0
Aria all'uscita della batteria fredda	2'	15,9	9,35
Aria all'uscita della batteria calda	3'	17,3	9,35

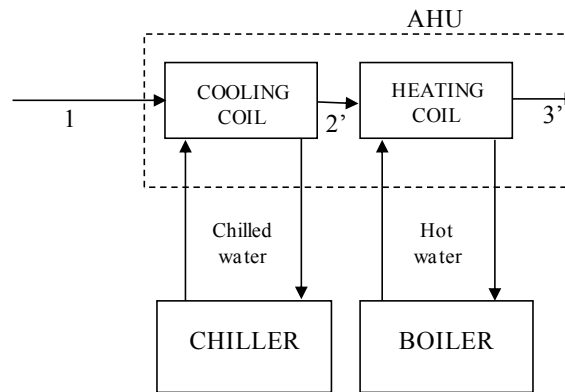


Fig. 29: layout dell'UTA convenzionale

La potenza di raffreddamento richiesta dalla batteria fredda può essere calcolata come:

$$\dot{E}_f^{BF-ST} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_{2'}) = 7,77 \text{ kW}$$

La potenza di riscaldamento richiesta dalla batteria calda può essere calcolata come:

$$\dot{E}_f^{BC-ST} = \dot{m} \cdot (h_{2'} - h_{3'}) = 0,39 \text{ kW}$$

Il costo di esercizio del sistema tradizionale CE_{ST} dipende del costo associato al consumo di gas naturale della caldaia (C_{fuel}^{C-ST}) e dal fabbisogno di energia elettrica del chiller, degli ausiliari

(\dot{E}_{el}^{aux-ST} , pari a 0,59 kW) e dell'utenza elettrica pura (C_{el}^{ST}):

$$CE_{ST} = C_{fuel}^{C-ST} + C_{el}^{ST} = 1,33 \text{ €/h}$$

dove:

$$C_{fuel}^{C-ST} = \frac{\dot{E}_f^{BC-ST}}{\eta_C PCI} \cdot c_{gas}^C$$

$$C_{el}^{ST} = \left(\frac{\dot{E}_f^{BF-ST} + \dot{E}_f^{UR}}{COP^{ch-ST}} + \dot{E}_{el}^{utenza} + \dot{E}_{el}^{aux-ST} \right) \cdot c_{el}(t)$$

dove COP^{ch-ST} è il COP del chiller nel sistema tradizionale, pari a 3,0 (si è ipotizzato un COP più basso di quello del chiller del SP, in quanto nel ST il chiller deve sia deumidificare che raffreddare l'aria da immettere nei locali, di conseguenza lavora con una temperatura all'evaporatore più bassa), $c_{el}(t)$ è il costo unitario dell'energia elettrica acquistata (assunto pari a 0,199 €/kWh, supponendo il funzionamento del sistema nelle ore centrali della giornata, fascia F1, laddove è massima la richiesta di condizionamento).

Il sistema proposto comporta un costo di esercizio superiore rispetto a quello tradizionale di circa 13 €/giorno (ipotizzando il funzionamento dei due sistemi dalle 8:00 alle 19:00).

Pertanto si è limitata l'analisi in regime dinamico tramite il software TRNSYS del sistema trigenerativo proposto al solo periodo invernale di riscaldamento.

2.1.2 Impianto Con Pompa di Calore ad Assorbimento

In questo paragrafo si procede quindi a valutare le prestazioni durante il funzionamento estivo del secondo sistema proposto rappresentativo dell'impianto sperimentale ubicato presso i laboratori della SUN. Si è confrontato il sistema costituito da un microgeneratore e da una pompa di calore ad assorbimento azionata termicamente (nel seguito denominato sistema proposto SP) con un sistema tradizionale ST (costituito da una caldaia alimentata a gas naturale e da una pompa di calore a compressione di vapore ad attivazione elettrica).

Anche in questo caso il ST sarebbe caratterizzato da costi di esercizio più bassi e pertanto la funzione di ottimizzazione termoeconomica determinerebbe il funzionamento continuo del sistema tradizionale anziché del proposto.

Nelle Fig. 30 e Fig. 31 sono riportati, rispettivamente, i profili del carico frigorifero cumulato e del carico elettrico cumulato per le utenze descritte nel Deliverable A (cfr. § 2.7) relativamente ad un giorno rappresentativo del periodo estivo.

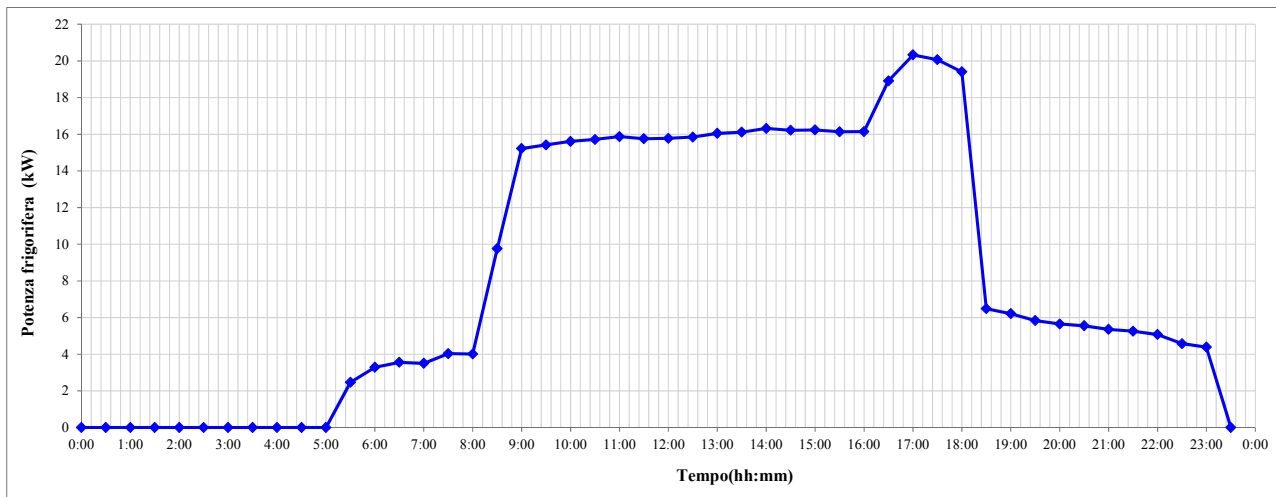


Fig. 30: profilo del carico frigorifero dell'utenza tipo per il 10 luglio

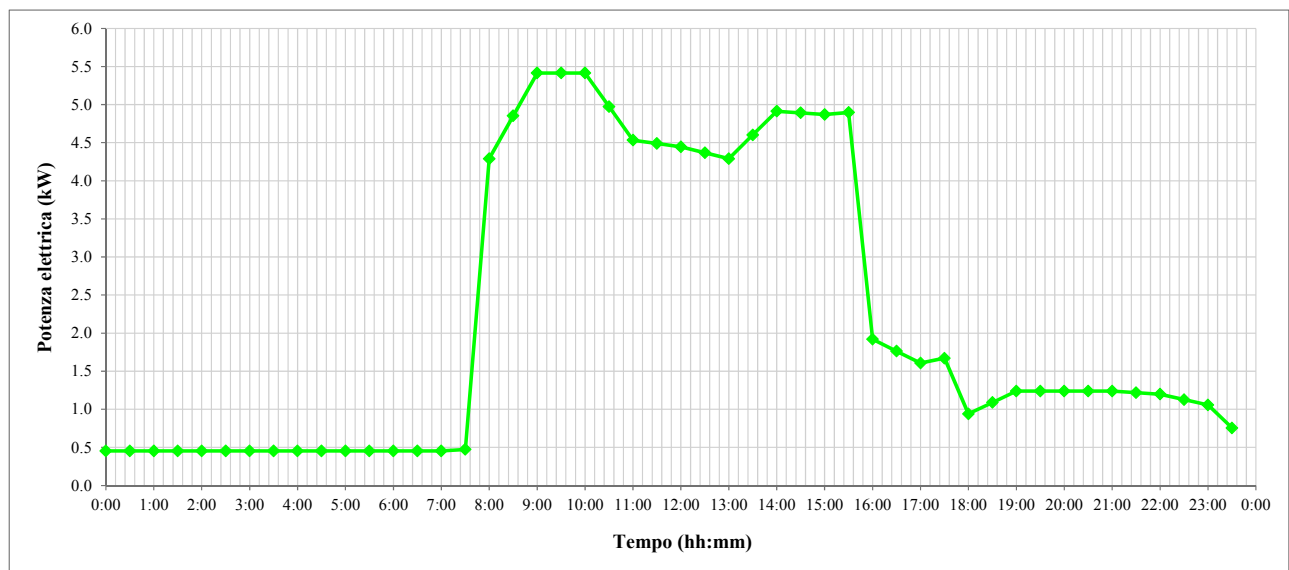


Fig. 31: profilo di carico elettrico dell'utenza tipo per il 10 luglio

Lo schema impiantistico che soddisfa i suddetti profili di carico è costituito dal microgeneratore (MCHP) accoppiato termicamente, tramite un serbatoio di accumulo, ad una pompa di calore ad assorbimento (ABHP); in condizioni di regime stazionario, il MCHP è in grado di portare l'acqua in ingresso al serbatoio di accumulo fino ad una temperatura massima di circa 65 °C. È quindi presente una caldaia alimentata a gas naturale per integrare le richieste di potenza termica dell'ABHP non soddisfatte dal MCHP; infatti l'assorbitore, per un corretto funzionamento, richiede una temperatura di ingresso del fluido caldo di circa 90°C: al fine di garantire tale livello di temperatura, si è ipotizzata l'installazione di una caldaia di integrazione alimentata a gas naturale

tra il serbatoio di accumulo e l'ingresso dell'ABHP. La microrete termica viene utilizzata per trasferire potenza frigorifera all'utenza residenziale remota. Il sistema proposto prevede quindi una pompa di calore elettrica (EHP, COP=3,0) per integrare la potenza frigorifera erogata dall'ABHP rispetto alle richieste dell'utenza.

Il sistema tradizionale (ST), destinato a soddisfare le richieste di potenza frigorifera ed elettrica, è invece costituito da una pompa di calore ad azionamento elettrico (EHP) caratterizzata da un COP pari a 3,0, e dalla rete elettrica per il fabbisogno di energia elettrica.

Le prove sperimentali condotte presso il laboratorio R.I.a.S. della Seconda Università degli studi di Napoli sul modello di macchina ad assorbimento CW10 della ClimateWell hanno evidenziato un coefficiente di prestazione in condizioni di regime stazionario pari a circa 0,6, con prestazioni significativamente più modeste durante i transitori di avviamento. Nel seguito il comportamento della macchina è stato semplificato, assumendo ottimisticamente un valore del coefficiente di prestazione dell'ABHP pari a 0,6.

La potenza termica \dot{E}_{th}^{ABHP} richiesta dall'ABHP è stata stimata sulla base della potenza frigorifera \dot{E}_f^{ABHP} fornita dall'ABHP e del valore fissato del coefficiente di prestazione dell'ABHP:

$$\dot{E}_{th}^{ABHP} = \frac{\dot{E}_f^{ABHP}}{COP^{ABHP}}$$

La potenza termica \dot{E}_{th}^{ABHP} richiesta dall'ABHP è ottenuta dal funzionamento contemporaneo del MCHP e della caldaia di integrazione installata a valle del serbatoio di accumulo. In particolare si è ipotizzato che l'acqua presente nel serbatoio di accumulo si trovi ad una temperatura di 55°C e che il livello termico dell'acqua in moto verso l'ABHP sia integrato dalla caldaia fino al valore richiesto (90°C) dall'ABHP stessa. Sulla base dei valori suggeriti nel manuale d'installazione dell'ABHP, si è ipotizzata una portata d'acqua in ingresso alla macchina ad assorbimento pari a 15,0 l/min.

Nelle ipotesi specificate, la potenza primaria \dot{E}_p^{ABHP} richiesta dall'ABHP, somma di quella richiesta dal MCHP e dalla caldaia di integrazione, è stata calcolata come segue:

$$\dot{E}_p^{ABHP} = \dot{E}_p^{CHP} + \dot{E}_p^C = \dot{E}_p^{CHP} + \frac{\dot{E}_{th}^C}{\eta_C} = \dot{E}_p^{CHP} + \frac{\dot{m}_w c_w (T_{out}^C - T_{in}^C)}{\eta_C}$$

dove la potenza primaria \dot{E}_p^{CHP} richiesta dal MCHP è stata assunta pari a 20,8 kW (sulla base delle prove sperimentali condotte sulla macchina in condizioni di pieno carico e regime stazionario), il rendimento della caldaia di integrazione è stato assunto pari al 90,2%, la portata di acqua \dot{m}_w in ingresso alla caldaia di integrazione è pari a quella in ingresso all'assorbitore (15 l/min), la temperatura dell'acqua in ingresso alla caldaia T_{in}^C pari a 55°C e la temperatura dell'acqua in uscita dalla caldaia T_{out}^C pari a 90°C.

La potenza elettrica necessaria al funzionamento dell'EHP di integrazione è fornita dal MCHP e, ove necessario, integrata dalla rete elettrica nazionale. Tenuto conto anche del carico elettrico richiesto dalle utenze (ufficio e residenza), la potenza elettrica $\dot{E}_{el}^{rete,in}$ per alimentare l'EHP e soddisfare il carico elettrico richiesto dall'utenza può essere stimata con la formula seguente:

$$\dot{E}_{el}^{rete,in} = \frac{(\dot{E}_f^{utenza} - \dot{E}_f^{ABHP})}{COP^{EHP}} + \dot{E}_{el}^{utenza} - \dot{E}_{el}^{CHP}$$

dove $(\dot{E}_f^{utenza} - \dot{E}_f^{ABHP})$ è la differenza tra la potenza frigorifera richiesta dall'utenza e la potenza frigorifera fornita dall'ABHP, COP^{EHP} è il coefficiente di prestazione dell'EHP, \dot{E}_{el}^{utenza} è la potenza elettrica richiesta dall'utenza, \dot{E}_{el}^{CHP} è la potenza elettrica erogata dal MCHP (ricavata sperimentalmente e assunta pari a 5,82 kW).

Nel caso in cui la potenza elettrica erogata dal MCHP sia eccedente rispetto alla richiesta dell'EHP e dell'utenza elettrica pura, un'aliquota di essa può essere ceduta alla rete elettrica:

$$\dot{E}_{el}^{rete,out} = \dot{E}_{el}^{CHP} - \frac{(\dot{E}_f^{utenza} - \dot{E}_f^{ABHP})}{COP^{EHP}} - \dot{E}_{el}^{utenza}$$

Il costo di esercizio del sistema proposto CE_{SP} dipende del costo associato al consumo di gas naturale del MCHP (C_{fuel}^{CHP}) e della caldaia (C_{fuel}^C), dal costo dell'energia elettrica prelevata dalla rete (C_{el}^{IN}) nel caso in cui la potenza elettrica prodotta dal MCHP è inferiore a quella richiesta dall'EHP e dall'utenza, e dai ricavi associati alla vendita dell'energia elettrica alla rete in modalità scambio sul posto (C_{el}^{OUT}) ottenuti quando la potenza elettrica prodotta dal MCHP è superiore a

quella richiesta dall'EHP e dall'utenza (non si sono considerati in questa fase i costi di manutenzione e l'eventuale ricavo associato alla vendita dei titoli di efficienza energetica):

$$CE_{SP} = C_{fuel}^{CHP} + C_{fuel}^C + C_{el}^{IN} - C_{el}^{OUT}$$

dove:

$$C_{fuel}^{CHP} = \frac{\dot{E}_p^{CHP}}{PCI} \cdot c_{gas}^{CHP}$$

$$C_{fuel}^C = \frac{\dot{E}_p^C}{PCI} \cdot c_{gas}^C$$

$$C_{el}^{IN} = \dot{E}_{el}^{rete,in} \cdot c_{el}^{in}$$

$$C_{el}^{OUT} = \dot{E}_{el}^{rete,out} \cdot c_{el}^{out}$$

dove PCI è il potere calorifico inferiore del gas naturale, assunto pari a 9,59 kWh/Nm³.

Il costo di esercizio del sistema tradizionale è stato calcolato tramite l'equazione:

$$CE_{ST} = \left(\frac{\dot{E}_f^{utenza}}{COP^{EHP}} + \dot{E}_{el}^{utenza} \right) \cdot c_{el}(t)$$

Anche in questo caso sono stati considerati i costi unitari dei vettori energetici riferiti al panorama tariffario nazionale (cfr. § 4, Deliverable A).

Dal computo dei costi di esercizio del sistema proposto e del sistema tradizionale si è evidenziato che il primo comporta un costo di esercizio superiore a quello del sistema tradizionale di circa 79 €/giorno. Di conseguenza, il sistema proposto risulta non conveniente rispetto al sistema tradizionale da un punto di vista economico. In tale analisi non si sono inoltre considerate le perdite energetiche della microrete, che evidentemente penalizzano ulteriormente il sistema proposto.

Sulla base di questi risultati, anche per il secondo sistema l'analisi in regime dinamico tramite il software TRNSYS, integrato con la funzione di ottimizzazione termoeconomica, è stata limitata al solo periodo invernale di riscaldamento.

2.2 Funzionamento Invernale

Occorre preventivamente precisare che, con riferimento alle finalità di riscaldamento, una differenziazione tra i due impianti presenti nelle due stazioni sperimentali Unisannio e SUN non avrebbe senso in termini impiantistici (entrambi utilizzano lo stesso microgeneratore con motore a combustione interna), rispetto alle condizioni climatiche, nonché con riferimento ai regimi tariffari applicabili. Pertanto nel seguito per i due impianti sperimentali presenti si farà riferimento ad un'unica simulazione del regime invernale e, come chiarito nel Deliverable A (cfr. § 2), per generalizzare i risultati ottenuti si è introdotta un'ulteriore collocazione geografica (Milano).

In continuità con il lavoro svolto preventivamente dalle unità di ricerca nella prima annualità [Angrisani et al., 2011] il confronto tra il sistema proposto (SP, impianto di microgenerazione con microrete termica) e quello tradizionale (ST, caldaia e rete elettrica) è stato condotto mediante l'approccio delle 3-E² (analisi energetica, economica e di impatto ambientale). In Tab. 18 si riportano i risultati ottenuti dalle simulazioni per gli impianti di microgenerazione installati a Benevento ed a Milano.

In primo luogo va evidenziato che la scelta impiantistica e il regime operativo di *load sharing* garantiscono un elevato numero di ore di funzionamento dei sistemi proposti sia a Benevento (71%) che a Milano (76%), considerando anche che si è simulato il solo periodo dell'anno in cui è consentita l'accensione dell'impianto di riscaldamento (dal 15 Novembre al 31 Marzo a Benevento e dal 15 ottobre al 15 Aprile a Milano).

Ovviamente il numero di ore di funzionamento del MCHP ($h_{funz_{MCHP}}$) a Milano è di circa il 64% più elevato rispetto a Benevento, soprattutto per il maggior numero di ore al giorno in cui è consentita l'accensione dell'impianto di riscaldamento a Milano (14 ore, zona climatica E) rispetto a Benevento (10 ore, zona climatica C). Inoltre a Benevento l'ottimizzazione della funzione obiettivo termoeconomica inibisce il funzionamento dell'impianto cogenerativo nelle ore notturne e nei giorni festivi; ciò non accade a Milano grazie ai differenti costi di acquisto del gas naturale.

² Risparmio di Energia Primaria (REP), definito come:

$$REP = \frac{E_p^{ST} - E_p^{SP}}{E_p^{ST}}$$

Anidride carbonica equivalente evitata, definita come:

$$\Delta CO_2 = \frac{CO_2^{ST} - CO_2^{SP}}{CO_2^{ST}}$$

Simple Pay Back (SPB) o periodo di ritorno semplice.

Tab. 18: risultati delle simulazioni (inverno)

	Benevento	Milano
<i>Ore di funzionamento [h]</i>	2154	3294
<i>h_funz_{MCHP} [h]</i>	1536	2513
E_{th}^{rich} [kWh]	30849	41547
E_{th}^{CHP} [kWh]	18099	29604
E_{el}^{CHP} [kWh]	8942	14626
E_p^{CHP} [kWh]	31957	52272
E_{th}^c [kWh]	12750	11943
E_p^c [kWh]	14135	13241
E_{diss}^{serb} [kWh]	300	442
E_{diss}^{rete} [kWh]	1597	2392
E_{el}^{rich} [kWh]	5821	5206
E_{el}^{in} [kWh]	1494	1499
E_{el}^{out} [kWh]	4616	10920
REP [%]	9,90	14,0
ΔCO_2 [%]	17,9	25,2
<i>Costi manutenzione [€]</i>	107	176
<i>TEE [-]</i>	1,20	1,88
ΔCE [€]	136	25

Il maggior numero di ore di funzionamento determina ovviamente una maggiore “produzione” di energia elettrica (E_{el}^{CHP}) e termica (E_{th}^{CHP}) da parte del MCHP, una maggiore richiesta di energia primaria (E_p^{CHP}) ed una riduzione del contributo della caldaia di picco al soddisfacimento del fabbisogno termico complessivo (E_{th}^{rich}), costituito dalle richieste delle utenze (cfr. § 2.7, Deliverable A) e dalle perdite del serbatoio d’accumulo (E_{diss}^{serb}) e della microrete (E_{diss}^{rete}). Infatti a Benevento la caldaia contribuisce per circa il 41% al fabbisogno termico complessivo, mentre tale valore scende a circa il 29% a Milano.

Per entrambe le località le perdite di energia termica complessive (serbatoio + microrete) rappresentano un’aliquota piuttosto contenuta del fabbisogno termico complessivo (6,1% a Benevento e 6,8% a Milano). Ovviamente più elevate a Milano rispetto a Benevento (del 47% per il serbatoio e del 50% per la microrete), a causa della differente temperatura media esterna. Si può

quindi affermare che l'installazione della suddetta microrete rappresenta un aggravio piuttosto contenuto del fabbisogno energetico, rispetto alla soluzione tradizionale in cui il fabbisogno termico di ciascuna utenza è soddisfatto in loco da una caldaia, nel qual caso le dissipazioni termiche del serbatoio e della microrete sono ovviamente assenti.

Avendo ipotizzato il pilotaggio termico del microgeneratore, e non potendo quindi variare la potenza elettrica erogata, sovradimensionata rispetto alle richieste globali delle due utenze, l'energia elettrica prodotta risulta maggiore di quella richiesta (E_{el}^{rich}), di conseguenza un'aliquota dell'energia elettrica prodotta è ceduta alla rete (E_{el}^{out}); il fabbisogno di energia elettrica è coperto in parte anche dalla rete elettrica (E_{el}^{in}), dalla quale viene prelevata energia quando c'è una corrispondente richiesta, ma il microgeneratore è inattivo a causa degli elevati costi di esercizio.

I valori di E_p^{SP} e E_p^{ST} da utilizzare per il calcolo del REP sono dati rispettivamente da:

$$E_p^{SP} = E_p^{CHP} + E_p^c + \frac{(E_{el}^{in} - E_{el}^{out})}{\eta_{el}^{rif}}$$

$$E_p^{ST} = \frac{E_{th}^{utenza}}{\eta_c} + \frac{E_{el}^{rich}}{\eta_{el}^{rif}}$$

in cui E_{th}^{utenza} è il fabbisogno di energia termica per riscaldamento delle due utenze e η_{el}^{rif} e η_c sono i valori di riferimento del rendimento elettrico della rete elettrica (46,0%) e del rendimento termico della caldaia (90,2%).

Il maggior numero di ore di funzionamento del MCHP nell'impianto di Milano determina anche un valore maggiore del REP (14%) rispetto all'impianto collocato a Benevento (9,90%) anche se entrambi i valori risultano non elevati.

I valori di CO_2^{SP} e CO_2^{ST} da utilizzare per il calcolo del ΔCO_2 sono dati rispettivamente da:

$$CO_2^{SP} = (E_p^{CHP} + E_p^{cald}) \cdot \beta + (E_{el}^{in} - E_{el}^{out}) \cdot \alpha$$

$$CO_2^{ST} = \frac{E_{th}^{utenza}}{\eta_c} \cdot \beta + E_{el}^{rich} \cdot \alpha$$

in cui α è il fattore specifico di emissione dell'energia elettrica (0,523 kgCO₂/kWh_{el}) e β è il fattore specifico di emissione del gas naturale (0,200 kgCO₂/kWh_p).

Anche da un punto di vista dell'analisi ambientale, l'impianto collocato a Milano, grazie al maggior numero di ore di funzionamento del MCHP, riesce ad ottenere un valore più elevato del ΔCO_2 (25,2%) rispetto all'impianto collocato a Benevento (17,9%).

L'analisi economica ha evidenziato, per entrambe le località simulate, un esiguo risparmio sui costi di esercizio degli impianti.

Per meglio comprendere i benefici derivanti dalla realizzazione della microrete di teleriscaldamento (*load sharing*) sono state effettuate altre simulazioni (una per Milano e una per Benevento) nelle quali si è ipotizzato che il MCHP alimenti solo l'utenza ufficio e che i fabbisogni termici ed elettrici della residenza vengano soddisfatti attraverso il sistema tradizionale costituito da caldaia e rete elettrica. I risultati ottenuti, per entrambe le simulazioni, sono riportati in Tab. 19.

Tab. 19: risultati della simulazione (inverno) senza *load sharing*

	Benevento	Milano
$h_{funz_{MCHP}} [h]$	910	1676
$E_{th}^{rich} [kWh]$	28696	38129
$E_{th}^{CHP} [kWh]$	10714	19739
$E_{el}^{CHP} [kWh]$	5293	9752
$E_p^{CHP} [kWh]$	18917	34852
$E_{th}^{c,ufficio} [kWh]$	4857	4479
$E_{th}^{c,residenza} [kWh]$	13125	13911
$E_p^c [kWh]$	19936	20388
$E_{diss}^{serb} [kWh]$	319	451
$E_{el}^{rich} [kWh]$	5821	5206
$E_{el}^{in,ufficio} [kWh]$	1357	1712
$E_{el}^{out,ufficio} [kWh]$	2176	7158
REP [%]	8,31	13,4
ΔCO_2 [%]	12,9	20,7
Costi manutenzione [€]	64	126
TEE [-]	0,72	1,26
ΔCE [€]	242	219

Rispetto all'esempio precedente, assunto come riferimento i cui risultati sono riportati in Tab. 18, va evidenziata una consistente riduzione del numero di ore di funzionamento dell'impianto cogenerativo, pari al 41% per Benevento e al 33% per Milano. Da un punto di vista energetico si riscontrano due effetti contrapposti che influenzano la variazione del REP pari all'1,6% e al 0,63 % rispettivamente per Benevento e per Milano: la riduzione delle ore di funzionamento dell'impianto a maggiore efficienza di conversione (MCHP) e l'eliminazione delle perdite di energia termica associate alla microrete di teleriscaldamento.

L'analisi ambientale mostra una riduzione delle emissioni di anidride carbonica equivalente per Benevento e Milano rispettivamente del 5,0% e del 4,5%.

Nonostante il MCHP funzioni per un numero di ore annue inferiori rispetto al caso base, si ottengono dei benefici economici espressi in termini di riduzione del costo di esercizio del sistema proposto rispetto al sistema tradizionale. L'incremento del risparmio sui costi di esercizio dell'impianto è pari al 78% per Benevento, mentre a Milano il dispositivo senza microrete determina risparmi di esercizio circa 8 volte superiori a quelli dell'impianto operante in *load sharing*. Quindi la realizzazione della microrete di teleriscaldamento, pur comportando dei vantaggi energetici e di impatto ambientale, non garantisce dei vantaggi economici, in quanto i costi associati alle perdite di energia termica nella microrete sono maggiori dei benefici economici derivanti dal maggior numero di ore di funzionamento dell'impianto cogenerativo. Questo aspetto è più evidente nell'impianto situato a Milano in quanto i carichi termici delle due utenze si sovrappongono in diverse ore della giornata (giorni feriali dalla 6:00 alle 8:00 e dalle 14:00 alle 18:00). Tale sovrapposizione, molto spesso, non dà luogo ad un incremento del numero di ore di funzionamento dell'impianto cogenerativo ma causa un aumento del carico termico cumulato, con un conseguente intervento della caldaia di integrazione. Per questo i benefici energetici ed ambientali connessi al *load sharing* sono leggermente più evidenti a Benevento piuttosto che a Milano. L'influenza dell'estensione della microrete sulle prestazioni energetiche, economiche e di impatto ambientale del dispositivo verranno analizzate nel paragrafo successivo.

In Tab. 20 vengono riassunti i risultati delle simulazioni per gli impianti di microcogenerazione installati a Milano e Benevento nel caso in cui le integrazioni di energia termica (E_{th}^{thr}) vengano effettuate attraverso una rete di teleriscaldamento esterna. Nel sistema tradizionale l'energia termica viene fornita integralmente dalla rete di teleriscaldamento. Per il costo di acquisto dell'energia termica dalla rete si è ipotizzato che esso sia tale da garantire un risparmio del 10% rispetto al costo dell'energia termica "prodotta" da caldaia.

Rispetto alle simulazioni precedenti è possibile notare che il numero di ore di funzionamento dell'impianto cogenerativo si riduce, in particolare a Milano, a causa della riduzione del numero di ore in cui il sistema con microcogeneratore e microrete risulta economicamente competitivo rispetto al sistema tradizionale costituito da rete di teleriscaldamento esterna e rete elettrica.

La valutazione dell'energia primaria (E_p^{thr}) associata all'energia termica prelevata dalla rete di teleriscaldamento è evidentemente impossibile da definire a priori poiché esistono differenti tipologie di reti che recuperano energia termica da processi industriali (impianti di termovalorizzazione, interagenti con dispositivi di sfruttamento di fonti energetiche rinnovabili (energia geotermica, biomasse, ...) oppure alimentate da caldaie e/o cogeneratori centralizzati di grande taglia. Per le finalità del presente lavoro, si è assunta quest'ultima opzione: la rete di teleriscaldamento è servita per il 50% da un cogeneratore (rendimento elettrico 41%, rendimento termico 45%), e per il restante 50 % da una caldaia di integrazione caratterizzata da un rendimento del 90%, entrambi alimentati con gas naturale. Inoltre le perdite di energia termica della rete di teleriscaldamento esterna sono state poste pari a circa l'11% dell'energia termica trasportata [Bottio et al., 2008].

L'analisi energetica evidenzia un REP prossimo allo zero per l'impianto collocato a Benevento e di poco inferiore allo zero per l'impianto collocato a Milano.

L'analisi di impatto ambientale mostra risultati positivi con un ΔCO_2 pari al 9,80% e 5,86% rispettivamente per Benevento e Milano.

I risultati economici mostrano una differenza di costo di esercizio tra sistema proposto e tradizionale pressoché nulla.

Da tali risultati è evidente che in caso di presenza di una rete di teleriscaldamento in prossimità delle utenze non ha alcun senso installare un impianto di microgenerazione con microrete.

Tab. 20: risultati delle simulazioni (inverno) nel caso di integrazione tramite rete di teleriscaldamento

	Benevento	Milano
$h_{funz_{MCHP}} [h]$	1426	1178
$E_{th}^{rich} [kWh]$	30761	39965
$E_{th}^{CHP} [kWh]$	16798	13882
$E_{el}^{CHP} [kWh]$	8299	6858
$E_p^{CHP} [kWh]$	29661	24511
$E_{th}^{thr} [kWh]$	13963	26083
$E_p^{thr} [kWh]$	9624	21940
$E_{diss}^{serb} [kWh]$	298	371
$E_{diss}^{rete} [kWh]$	1608	1597
$E_{el}^{rich} [kWh]$	5821	5206
$E_{el}^{in} [kWh]$	1541	950
$E_{el}^{out} [kWh]$	4019	1604
REP [%]	0,37	-0,94
ΔCO_2 [%]	9,8	5,86
Costi manutenzione [€]	100	82
TEE [-]	1,12	0,91
ΔCE [€]	1	7

3. Analisi di sensitività ai principali parametri

L'analisi delle 3-E condotta nel paragrafo 2 ha evidenziato come l'utilizzo dell'impianto di microgenerazione comporti indubbi vantaggi sotto il profilo energetico ed ambientale. D'altra parte gli elevati tempi di ritorno dell'investimento fanno da deterrente alla diffusione di tale tecnologia. Un aspetto fondamentale che non è stato considerato nell'analisi svolta nel precedente paragrafo è che la ESCo, gestendo un elevato numero di impianti distribuiti sul territorio, ha un elevato potere contrattuale con i fornitori dei vettori energetici. Questo aspetto potrebbe garantire

alla ESCo dei costi di acquisto del gas naturale e dell'energia elettrica più competitivi rispetto a quelli di mercato applicati alle singole utenze.

A tal fine in Tab. 21 si riportano i risultati delle simulazioni per gli impianti di microgenerazione installati a Benevento e Milano, ipotizzando che la ESCo riesca ad ottenere delle riduzioni dei costi di acquisto del gas naturale e dell'energia elettrica del 20% rispetto a quelli applicati per il sistema tradizionale.

A titolo esemplificativo, vengono riportati dei valori del periodo di recupero del capitale iniziale che come è noto risultano fortemente condizionati dagli effettivi costi di mercato dei componenti, che orientativamente per la microgenerazione si collocano a circa 2000 €/kW_{el}, valori sensibilmente maggiori a quelli della cogeneratori di elevata taglia basati su motori a combustione interna alimentati a gas naturale. Inoltre nel caso in esame va preso in considerazione anche il costo di realizzazione della microrete. E' evidente infine che anche gli strumenti di supporto previsti per la cogenerazione influenzano significativamente i parametri economici dell'investimento alternativo.

I valori riportati nelle tabelle seguenti si riferiscono ad un'ipotesi ottimistica che consideri sia la preesistenza della microrete, condizione realizzabile quando ad esempio le utenze sono collocate nell'ambito della stesso edificio, che l'ipotesi di applicabilità dello sconto del 40% previsto dal D.M. del 5 Settembre del 2011, che definisce il regime di sostegno previsto dalla Legge 09/99 (articolo 30, comma 11) per la cogenerazione ad alto rendimento.

Tab. 21: risultati delle simulazioni con riduzione del 20% del costo d'acquisto dell'energia elettrica e del gas naturale per la ESCo

	Benevento	Milano
$h_{funz_{MCHP}} [h]$	1943	2513
$E_{th}^{rich} [kWh]$	31110	41547
$E_{th}^{CHP} [kWh]$	22892	29604
$E_{el}^{CHP} [kWh]$	11310	14626
$E_p^{CHP} [kWh]$	40421	52272
$E_{th}^c [kWh]$	8218	11943
$E_p^c [kWh]$	9110	13241
$E_{diss}^{serb} [kWh]$	317	442
$E_{diss}^{rete} [kWh]$	1594	2392
$E_{el}^{rich} [kWh]$	5821	5206
$E_{el}^{in} [kWh]$	1220	1499

E_{el}^{out} [kWh]	6709	10920
REP [%]	13,8	14,0
ΔCO_2 [%]	23,8	25,2
Costi manutenzione [€]	136	176
TEE [-]	1,49	2,43
ΔCE [€]	992	1184
SPB [anni]	9,07	7,60

I vantaggi più evidenti si ottengono dall'analisi economica, la quale evidenzia un forte incremento del ΔCE di circa sette volte superiore e quindi tempi di ritorno dell'investimento ragionevoli, Tab. 21.

Tab. 22: confronto fra i risultati delle due simulazioni (inverno) per Benevento

	Benevento	Benevento (-20%)
$h_{funz_{MCHP}}$ [h]	1536	1943
E_{th}^{rich} [kWh]	30849	31110
E_{th}^{CHP} [kWh]	18099	22892
E_{el}^{CHP} [kWh]	8942	11310
E_p^{CHP} [kWh]	31957	40421
E_{th}^c [kWh]	12750	8218
E_p^c [kWh]	14135	9110
E_{diss}^{serb} [kWh]	300	317
E_{diss}^{rete} [kWh]	1597	1594
E_{el}^{rich} [kWh]	5821	5821
E_{el}^{in} [kWh]	1494	1220
E_{el}^{out} [kWh]	4616	6709
REP [%]	9,90	13,8
ΔCO_2 [%]	17,9	23,8
Costi manutenzione [€]	107	136
TEE [-]	1,20	1,49
ΔCE [€]	136	992

Analogamente, la Tab. 23 riporta il confronto tra le due simulazioni per gli impianti situati a Milano. In questo caso l'analisi energetica e di impatto ambientale non mostra alcuna variazione rispetto al caso base. Questo perché nella simulazione del caso base per Milano l'impianto cogenerativo funzionava anche nelle ore notturne e nei giorni festivi, grazie a delle tariffe più

vantaggiose per il gas naturale e per l'energia elettrica rispetto all'impianto situato a Benevento. Pertanto la riduzione dei costi di approvvigionamento di gas naturale e di energia elettrica si traduce soltanto in un notevole risparmio di esercizio che comporta un SPB di circa 8 anni.

Tab. 23: confronto fra i risultati delle due simulazioni (inverno) per Milano

	Milano	Milano (-20%)
$h_{funz_{MCHP}} [h]$	2513	2513
$E_{th}^{rich} [kWh]$	41547	41547
$E_{th}^{CHP} [kWh]$	29604	29604
$E_{el}^{CHP} [kWh]$	14626	14626
$E_p^{CHP} [kWh]$	52272	52272
$E_{th}^c [kWh]$	11943	11943
$E_p^c [kWh]$	13241	13241
$E_{diss}^{serb} [kWh]$	442	442
$E_{diss}^{rete} [kWh]$	2392	2392
$E_{el}^{rich} [kWh]$	5206	5206
$E_{el}^{in} [kWh]$	1499	1499
$E_{el}^{out} [kWh]$	10920	10920
REP [%]	14,0	14,0
ΔCO_2 [%]	25,2	25,2
<i>Costi manutenzione [€]</i>	176	176
<i>TEE [-]</i>	1,88	1,88
ΔCE [€]	25	1130

Anche con riferimento alle diverse strategie commerciali che una società di servizi energetici può adottare esiste un'estrema varietà di soluzioni. La ESCo può provvedere a finanziare completamente l'impianto innovativo traendone i vantaggi derivanti dai risparmi di esercizio per un certo numero di anni al termine dei quali l'impianto più efficiente diventa di proprietà dell'utente finale. In alternativa si può ipotizzare che ESCo e utente finale per tutta la vita utile dell'impianto usufruiscano con diverse aliquote dei vantaggi economici derivanti dai minori costi di esercizio.

A titolo di esempio, partendo dalla simulazione riportata in Tab. 21, si è ipotizzato che il risparmio economico associato all'esercizio dell'impianto cogenerativo venga ripartito tra la ESCo (80%) e gli utenti finali (20%) e da questo è stato possibile determinare il regime tariffario che la ESCo può applicare agli utenti. I risultati ottenuti sono riportati in Tab. 24: l'utente finale beneficia

di una riduzione dei costi di acquisto del kWh termico ed elettrico di circa il 5,6% a Milano e di circa il 4,7% a Benevento.

Tab. 24: tariffe dell'energia elettrica e termica pre e post intervento

	Benevento	Milano
UTENTI		
<i>Beneficio utente [€/anno]</i>	198	226
<i>Prezzo kWh elettrico pre-intervento [€/kWh]</i>	0,193	0,195
<i>Prezzo kWh termico pre-intervento [€/kWh]</i>	0,103	0,095
<i>Bolletta pre-intervento [€/anno]</i>	4000	4522
<i>Bolletta post-intervento [€/anno]</i>	3802	4296
<i>Prezzo kWh termico post-intervento [€/kWh]</i>	0,098	0,090
<i>Prezzo kWh elettrico post-intervento [€/kWh]</i>	0,184	0,185
ESCo		
<i>Ricavo finale ESCo [€/anno]</i>	793	904
<i>SPB ESCo [anni]</i>	11,3	9,96

Di primaria importanza nell'analisi di questo dispositivo è l'estensione della microrete che collega l'utenza primaria a quella secondaria. Nella Tab. 25 vengono riportati i risultati delle simulazioni considerando il caso base (estensione pari a 100 m) con un valore limite in cui si annullano le dissipazioni energetiche legate al vettoriamento del fluido caldo nella rete e si considerano pertanto le utenze aggregate nelle immediate prossimità dell'impianto di generazione.

L'annullamento delle perdite lungo la rete determina un congruo incremento del risparmio di energia primaria (+52%) e delle emissioni evitate (+31%).

Risulta raddoppiato inoltre il vantaggio economico dell'esercizio.

Dal confronto dei dati della Tab. 25 con quelli della

Tab. 19, relativi alle utenze disaggregate che non condividono più i carichi si evince che il *load sharing* che in ogni caso garantisce una maggior efficienza energetica a ed un minore impatto ambientale può comportare anche vantaggi economici purché sia ottimizzata la microrete di teleriscaldamento in termini di estensione e/o di isolamento termico al fine di contenere le dissipazioni di energia termica verso l'esterno.

Tab. 25: influenza dell'estensione della microrete

	Benevento	Benevento senza microrete
$h_{funz_{MCHP}} [h]$	1536	1648
$E_{th}^{rich} [kWh]$	30849	28251
$E_{th}^{CHP} [kWh]$	18099	19914
$E_{el}^{CHP} [kWh]$	8942	9590
$E_p^{CHP} [kWh]$	31957	34274
$E_{th}^c [kWh]$	12750	9900
$E_p^c [kWh]$	14135	10975
$E_{diss}^{serb} [kWh]$	300	316
$E_{diss}^{rete} [kWh]$	1597	0
$E_{el}^{rich} [kWh]$	5821	5821
$E_{el}^{in} [kWh]$	1494	1391
$E_{el}^{out} [kWh]$	4616	5161
REP [%]	9,90	15,1
ΔCO_2 [%]	17,9	23,4
Costi manutenzione [€]	107	115
TEE [-]	1,20	1,28
ACE [€]	136	287

4. Risultati della validazione sperimentale

4.1 Impianto di Poligenerazione presso il Laboratorio di Fisica Tecnica dell'Università del Sannio

Il sistema di poligenerazione sperimentale installato presso l'Università degli Studi del Sannio, a Benevento, è stato ampiamente descritto in [Angrisani et al., 2011 a]. In questa sezione si riportano i dati più significativi dei componenti principali, nonché una descrizione dettagliata dei nuovi componenti introdotti per le finalità e gli obiettivi di questa seconda annualità.

L'impianto sperimentale è costituito da cinque elementi principali:

1. un microgeneratore alimentato a gas naturale;
2. una caldaia alimentata a gas naturale;
3. un'unità di trattamento aria (UTA) dotata di ruota essiccante;

4. un serbatoio di accumulo;
5. un sistema per la simulazione del carico termico.

4.1.1 Microgeneratore

Il microgeneratore presente nella stazione sperimentale è prodotto dall' AISIN-SEIKI, azienda giapponese del gruppo Toyota, ed il modello utilizzato è il GECC60A2N (Fig. 32).



Fig. 32: il microgeneratore

Il modulo eroga, in condizioni nominali, una potenza elettrica lorda di 6,0 kW e una potenza termica di 11,7 kW, con funzionamento previsto in parallelo con la rete elettrica, a servizio di impianti di tipo monofase. Può funzionare in due modalità: pilotaggio elettrico e pilotaggio termico. Nel primo caso può erogare una potenza elettrica variabile da 0,3 kW a 6,0 kW, mentre nel secondo caso può funzionare solo a pieno carico. In Tab. 26 si riportano i dati caratteristici del dispositivo. Nonostante la taglia ridotta il dispositivo presenta prestazioni nominali elevate: un coefficiente di utilizzo del combustibile pari all'85,0%, un rendimento elettrico del 28,8% ed un rendimento

termico del 56,2%. Inoltre le emissioni acustiche sono molto contenute, 54 dB, così come quelle inquinanti di NOx (meno di 200 ppm).

Tab. 26: Dati microgeneratore

		MCHP Aisin
Potenza [kW]	Potenza primaria	20,8
	Potenza elettrica	6,0
	Potenza termica	11,7
Rendimenti [%]	Elettrico	28,8
	Termico	56,2
	CUC	85,0
Combustibile		Gas naturale
Peso [kg]		465
Dimensioni [mm]	Altezza	1500
	Larghezza	1100
	Profondità	660
Motore	Cilindrata [cm ³]	952
	Regime di rotazione [rpm]	1600-1800
Generatore		Magnete permanente, Generatore sincro a 16 poli
Livello sonoro [dBA]		54

4.1.2 Caldaia

La caldaia in dotazione all'impianto è la RESIDENCE IS DGT 3S della RIELLO (Fig. 33). È alimentata a gas naturale e in condizioni nominali eroga una potenza termica di 24,1 kW con un rendimento termico alla pari al 90,2% e richiede una potenza elettrica pari a 0,125 kW.



Fig. 33: la caldaia

4.1.3 Serbatoio di accumulo termico

Il serbatoio di accumulo utilizzato nell'impianto sperimentale è un ECO-COMBI 3 della CORDIVARI (Fig. 34). Il termoaccumulatore è realizzato in acciaio al carbonio, internamente grezzo, ed esternamente verniciato, ha una capacità di 1000 litri ed un volume netto di accumulo di 855 litri. È costituito da tre scambiatori a superficie a tubo elicoidale interni, di cui due scambiatori fissi in acciaio al carbonio ed uno scambiatore corrugato in acciaio inox 316L per l'acqua calda sanitaria. Lo scambiatore fisso inferiore ha una superficie di $3,1 \text{ m}^2$ ed un volume di 20,7 litri, mentre lo scambiatore superiore ha una superficie di $2,5 \text{ m}^2$ ed un volume pari a 16,3 litri. Lo scambiatore corrugato è posizionato nella parte centrale dell'accumulo e si estende per quasi tutta l'altezza del serbatoio. Per questo motivo è caratterizzato da valori più elevati di superficie e di volume, rispettivamente di $7,8 \text{ m}^2$ e 45,5 litri. Il termoaccumulatore ha un'altezza di 2180 m, un diametro interno (al netto dello strato isolante) di 0,790 m, un diametro esterno di 0,990 m ed un peso complessivo di 167 kg. Per limitare le perdite attraverso l'involucro del componente il serbatoio è stato avvolto da uno strato dello spessore di 100 mm di poliuretano caratterizzato da una conducibilità termica di $0,038 \text{ W/mK}$.

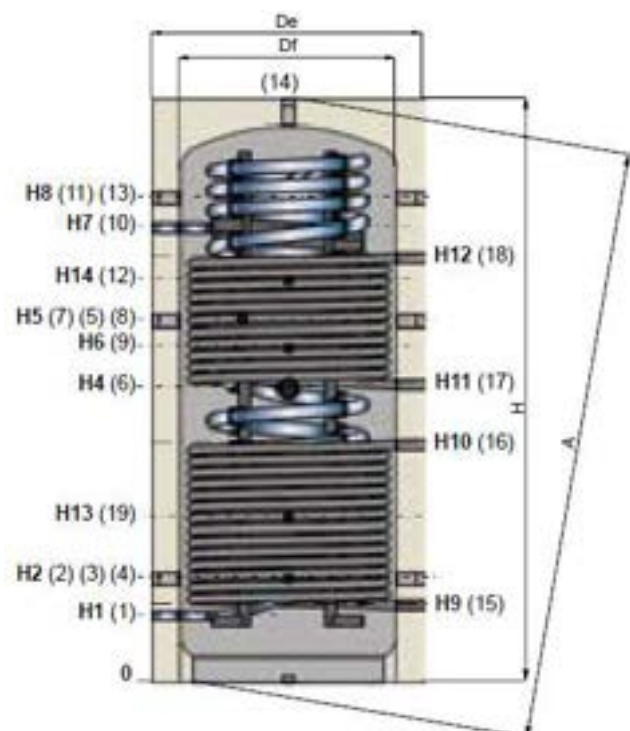
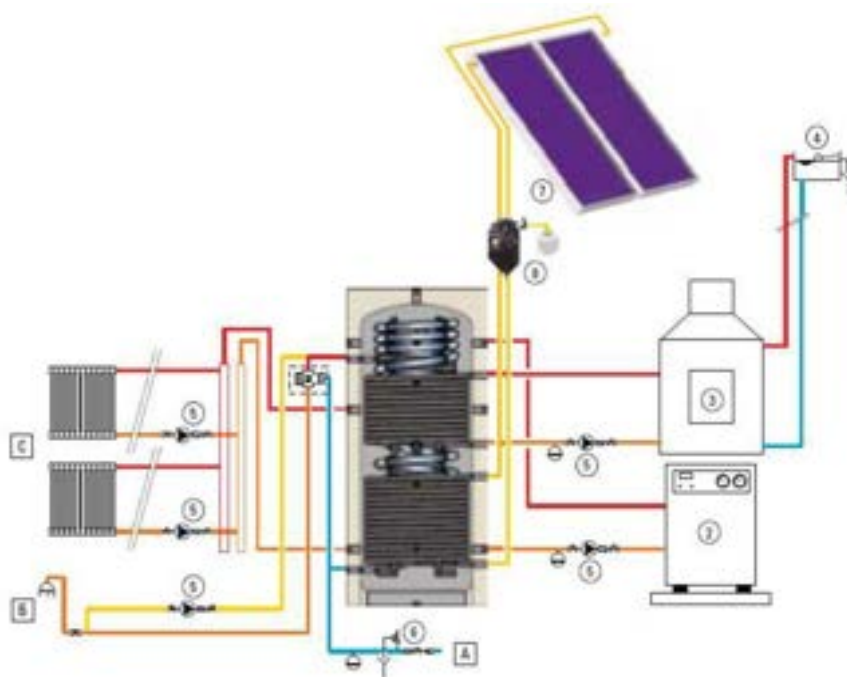


Fig. 34: termoaccumulatore

Entrambi gli scambiatori fissi possono lavorare a una pressione massima di 12 bar e una temperatura massima di 110 °C, mentre lo scambiatore per l'acqua calda sanitaria ha una pressione massima di 6 bar. Come si nota dalla Fig. 35 questo modello può interagire con sorgenti di energia termica diverse attraverso gli scambiatori, inferiore e superiore. Molto spesso, come nel caso analizzato nelle simulazioni, una caldaia di integrazione viene posta a valle del serbatoio.

In particolare presso il laboratorio lo scambiatore inferiore dell'accumulo interagisce termicamente con il cogeneratore e la caldaia di integrazione può post-riscaldare l'acqua dell'accumulo.



Legenda	
A	Ingresso acqua fredda ACS
B	Utenze ACS
C	Impianto riscaldamento
1	Termoaccumulatore
2	Caldaia di integrazione a gas naturale
3	Caldaia alimentata a biomasse
4	Vaso di espansione aperto
5	Pompa di circolazione
6	Gruppo di sicurezza idraulico
7	Collettori solari
8	Pompa di circolazione circuito collettori solari

Fig. 35: schema di impianto

4.1.4 Simulazione del carico termico

Il sistema introdotto per la simulazione del carico termico permette di seguire i profili di utenze del residenziale e del terziario. Tale sistema è costituito da diversi componenti:

- aerotermo;
- pompa di circolazione dotata di inverter;
- valvole a tre vie miscelatrici servocomandate.

La Fig. 36 mostra lo schema d'impianto complessivo considerato. Dalla figura si evincono il circuito idraulico chiuso di recupero di energia termica dal microgeneratore, nonché le interazioni energetiche della caldaia sia in serie al serbatoio di accumulo, coerentemente alle simulazioni effettuate, che l'ulteriore circuito idraulico di prelievo e mandata da diversi livelli del serbatoio coerente allo schema impiantistico riportato in Fig. 35.

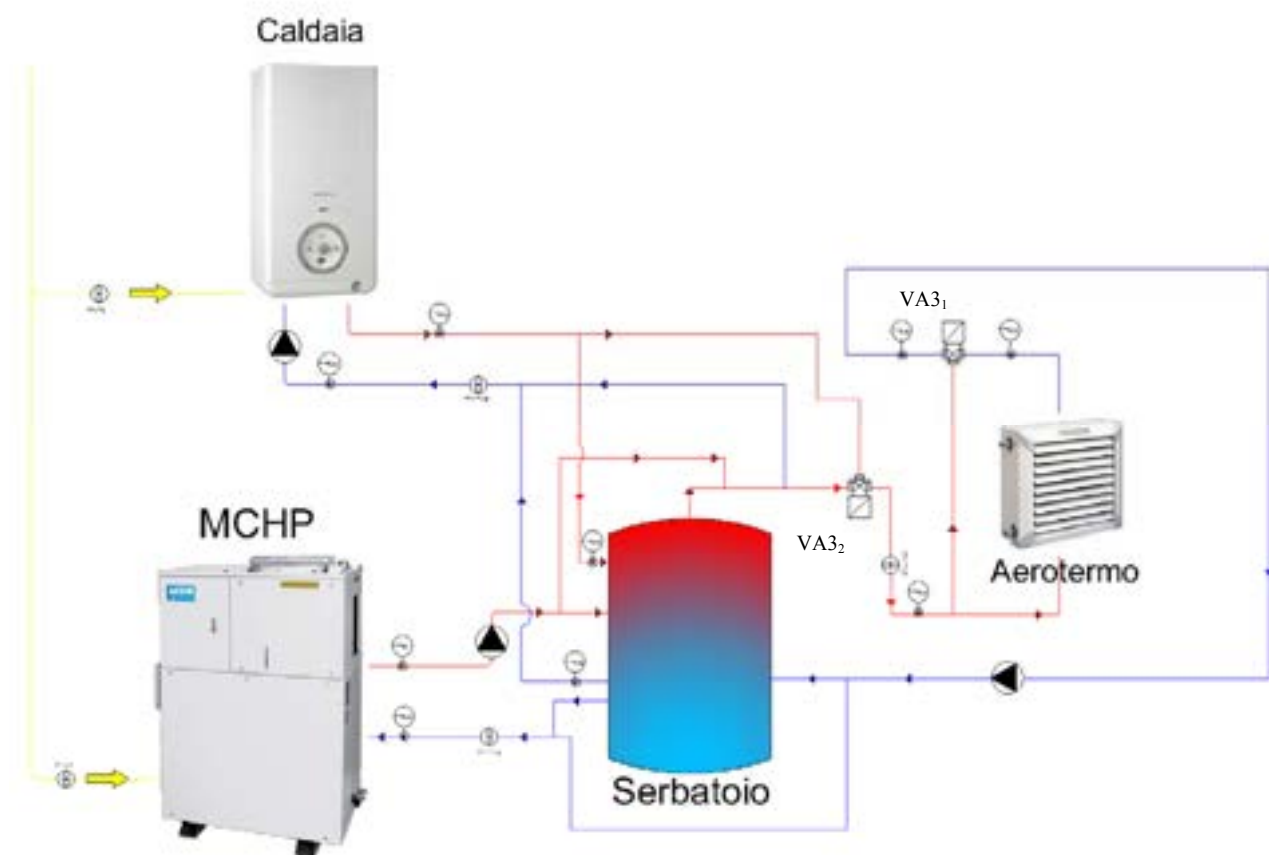


Fig. 36: schema d'impianto complessivo

L'impianto prevede poi un circuito di adduzione del fluido caldo allo scambiatore di calore dissipativo.

L'aerotermo è prodotto dalla Sabiana (Atlas 6P BAA 3R G6-monofase, Fig. 37) ed è possibile regolare la velocità di rotazione del ventilatore. La velocità massima di rotazione è di 900 giri al minuto cui corrisponde una portata di aria di 4550 m³/h. Tale componente è costituito da uno scambiatore di calore acqua-aria con tubi di diametro di 22,0 mm e spessore di 1,0 mm con all'esterno superfici alettate in alluminio con passo di 2,5 mm e spessore di 0,15 mm. Lo scambiatore è formato da tre ranghi ed è in grado di fornire una potenza termica di 21,3 kW in

corrispondenza di una temperatura di ingresso dell'acqua di 60,0 °C e in uscita di 50,0 °C con una temperatura dell'aria di 25,0°C.

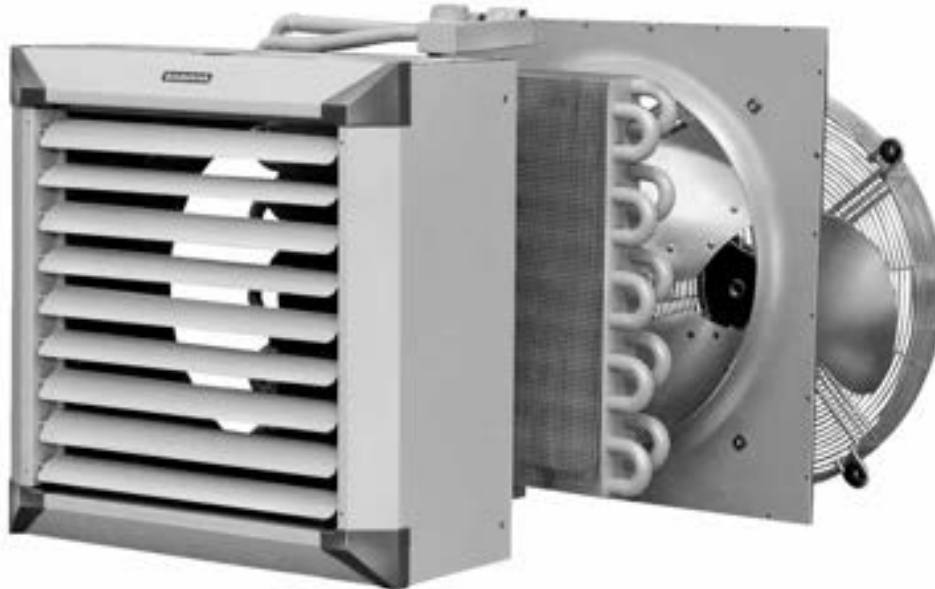


Fig. 37: aerotermino Sabiana Atlas

La pompa di circolazione dotata di inverter è prodotta dalla Wilo (mod. Stratos 30/1-10), Fig. 38. La regolazione del numero di giri della pompa viene effettuato attraverso un segnale analogico in corrente (4-20 mA), inviato attraverso un modulo Field point FP AO200 della National Instrument.



Fig. 38: pompa di circolazione Wilo

Le valvole a tre vie delle Siemens (mod. MXG461.32-12, Fig. 39) sono dotate di un modulo elettronico per il controllo e la retroazione della posizione. Il grado di apertura delle valvole può

essere stabilito sia manualmente, attraverso un regolatore collocato nella parte superiore, che automaticamente attraverso un segnale analogico in tensione (0-10V) o in corrente (4-20 mA). Le valvole a tre vie miscelatrici, VA3₁ e VA3₂, sono gestite, in particolare, attraverso un segnale analogico in corrente (4-20 mA), inviato attraverso un modulo FP AO200, che ne permette di regolare il grado di apertura. La prima valvola viene utilizzata per regolare la portata del fluido termovettore secondario, in uscita dal serbatoio di accumulo, che attraversa l'aerotermo. La seconda valvola permette invece di regolare la portata massima del fluido termovettore in uscita dall'accumulo che deve essere postriscaldato attraverso la caldaia di integrazione. Attraverso questa valvola è possibile regolare la temperatura di mandata dall'accumulo al valore di temperatura desiderato.



Fig. 39: valvola a tre vie miscelatrice Siemens

La regolazione della potenza termica fornita attraverso l'aerotermo, Fig. 40, può essere effettuata agendo su tre parametri:

- la portata massica di acqua in uscita dall'accumulo attraverso l'inverter agente sulla pompa di circolazione;
- la portata massica di acqua in ingresso all'aerotermo attraverso la valvola a tre vie VA3₁;
- la portata massica dell'aria variando la velocità di rotazione del ventilatore dell'aerotermo.



Fig. 40: sistema di simulazione del carico termico

4.2 Validazione

In primo luogo è stato effettuato un upgrade del software “*Polilab_Unisannio*” sviluppato per l’analisi sperimentale remota del laboratorio dell’Università degli Studi del Sannio. Per una trattazione estensiva del software si rimanda a [Angrisani et al., 2011 a].

In Fig. 41 viene riportata la maschera relativa al layout impiantistico dell’impianto complessivo da cui si evincono il valore attuale di tutte le grandezze termodinamiche monitorate (temperatura, umidità, portata acqua, portata gas naturale). Nella maschera l’operatore può anche definire alcune variabili operative relative alla portata massica della pompa di circolazione del microgeneratore, nonché alla durata della prova e del periodo di campionamento. L’esempio riportato è relativo a un intervallo di funzionamento in cui opera il solo microgeneratore che interagisce con l’acqua stratificata nell’accumulo.

In Fig. 42 viene riportata la maschera relativa al diagramma di controllo del microgeneratore. In funzione dei valori assunti dalla funzione obiettivo (cfr. § 3, Deliverable A), determinati dai costi unitari del sistema tradizionale (rosso) e del sistema proposto (verde), nonché dal valore della temperatura nell’accumulo (azzurro) si impone lo stato della variabile x_{CHP} (blu) che assume valore “1” (ON) o “0” (OFF).

Al fine di validare il modello completo del sistema e della procedura di ottimizzazione utilizzata sono state effettuate numerose prove sperimentali.

A titolo di esempio, con riferimento al diagramma di controllo mostrato in Fig. 42, si riportano i risultati della simulazione per un giorno rappresentativo del periodo di riscaldamento (16 novembre), dal quale si evidenziano i contributi disaggregati forniti dal microgeneratore e dalla caldaia nonché le richieste dell'utenza principale (ufficio) e dell'utenza secondaria (residenza).

La prova sperimentale ha avuto una durata complessiva di circa 18 ore, riproducendo il funzionamento dalle 5:00 alle 23:00, considerando quindi sia l'avviamento della caldaia (5:00) che del microgeneratore (7:00), contemplando i sette cicli di accensione/spengimento di quest'ultimo.

In

Fig. 44 si riportano gli andamenti sia dei valori simulati che di quelli ottenuti riproducendo, attraverso la stazione sperimentale, gli andamenti del carico termico delle utenze ed analizzando il funzionamento del sistema di cogenerazione, interagente con l'accumulo e con la caldaia di integrazione. Si evince che esiste un ottimo accordo, in particolare per la caldaia, tra dati sperimentali e simulati delle potenze termiche erogate. Una certa discrepanza viene evidenziata in fase di avviamento del microgeneratore: infatti poiché il modello semplificato di cogeneratore utilizzato in TRNSYS non considera i transitori di avviamento e spegnimento della macchina, si può notare che all'accensione del dispositivo la potenza termica simulata risulti sovrastimata rispetto a quella sperimentale, essendo quest'ultima inferiore alla prima fino alle 7:35 circa coerentemente all'intervallo temporale che il MCHP impiega per erogare la potenza termica nominale (circa 40 minuti).

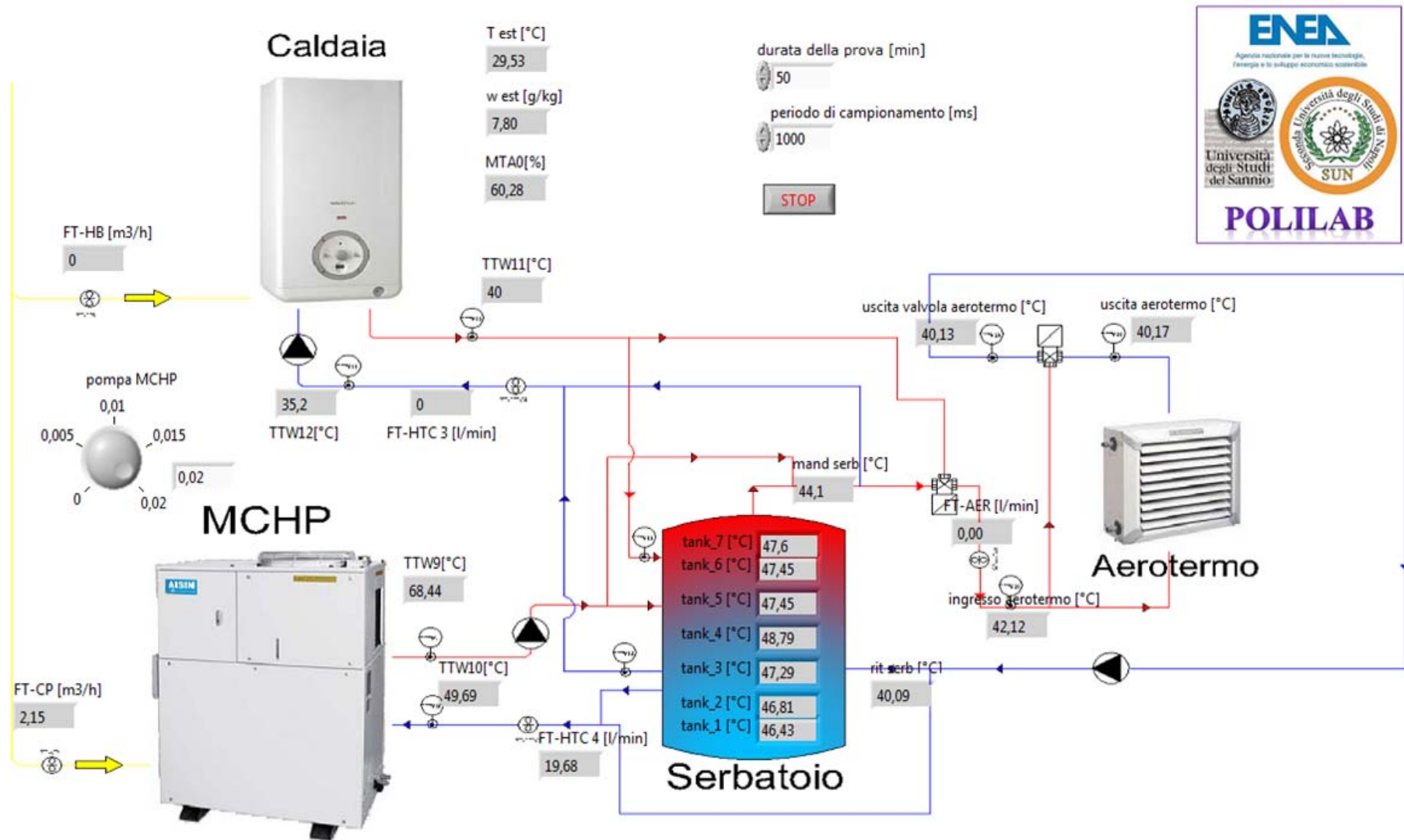


Fig. 41: maschera relativa al volume di controllo complessivo dell'impianto di cogenerazione di Unisannio

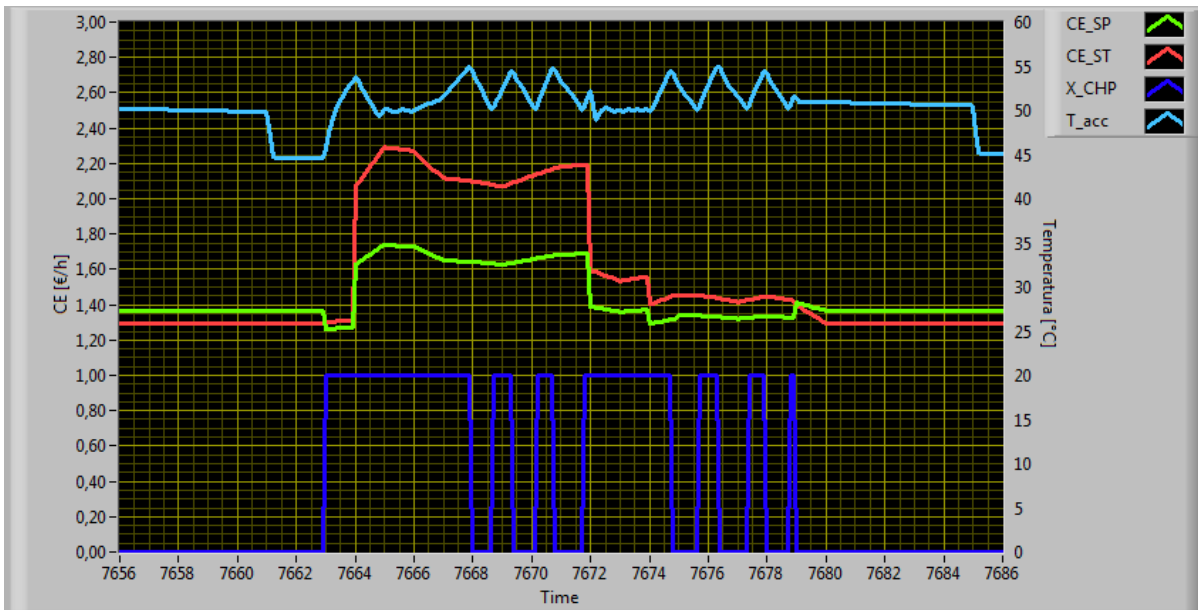


Fig. 42: maschera relativa al diagramma di controllo del funzionamento del microgeneratore

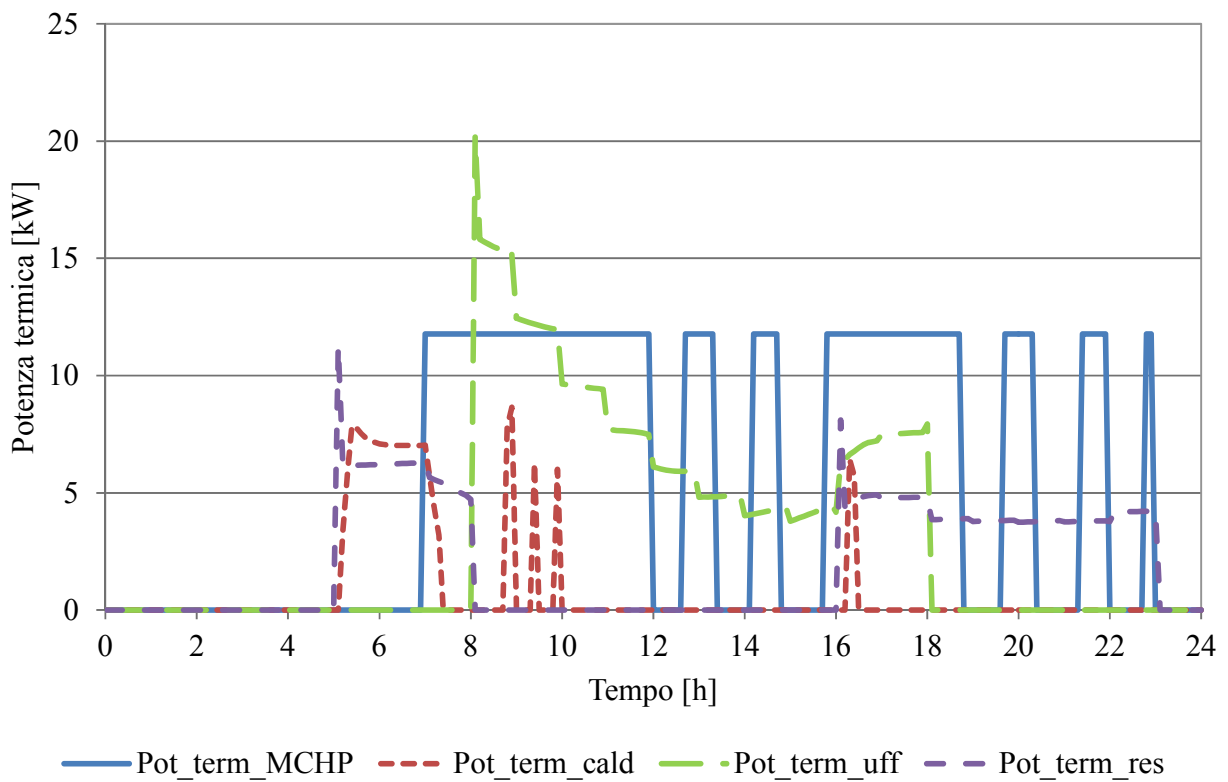


Fig. 43: andamento delle potenze termiche per il giorno 16 novembre a Benevento

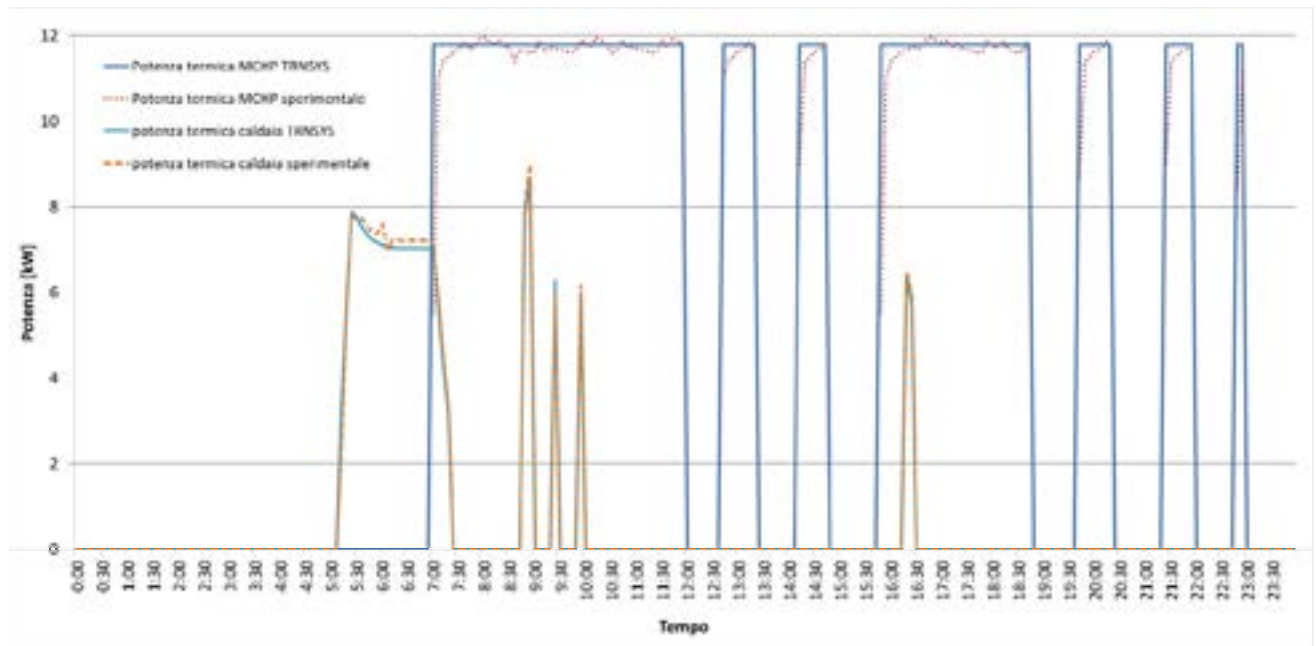


Fig. 44: confronto tra potenza elettrica e termica sperimentale e simulata per il microgeneratore e per la caldaia

Nonostante questa significativa discrepanza iniziale, se si effettua un bilancio energetico complessivo su tutta la prova si ottiene una “produzione” simulata di energia termica pari a 127,2 kWh, a fronte di un valore sperimentale di 123,7 kWh, con un errore percentuale pari al 2,75%.

In Fig. 45 si riporta, per un ridotto intervallo di tempo, l’andamento dei valori simulati e di quelli sperimentali della potenza elettrica erogata dal MCHP; si è utilizzata una scala di valori di potenza molto ridotta per meglio evidenziare la differenza tra valori sperimentali e simulati. In questo caso il modello stazionario di MCHP utilizzato non comporta un significativo errore nella fase iniziale della prova, in quanto quest’ultimo impiega soli 90 secondi dalla sua attivazione ad erogare la potenza elettrica nominale, che come si può notare dalla Fig. 45, è molto simile a quella prevista dal modello e pari a 5,82 kW.

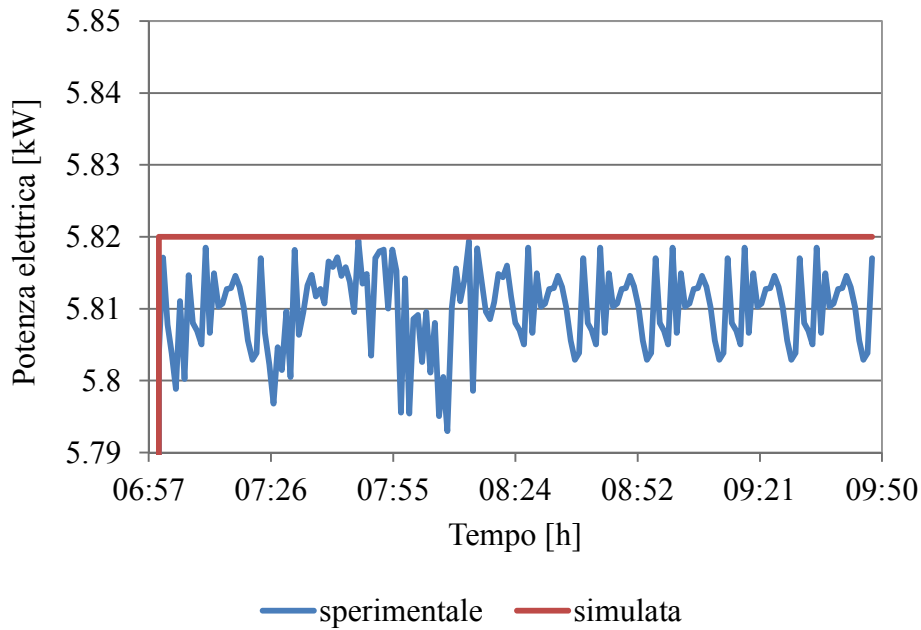


Fig. 45: confronto tra potenza elettrica sperimentale e simulata

Se si effettua un bilancio energetico complessivo su tutta la giornata, si ottiene una “produzione” simulata di energia elettrica pari a 62,86 kWh, a fronte di un valore sperimentale di 62,76 kWh, con un errore percentuale pari allo 0,16%.

In Fig. 46 si riporta l’andamento dei valori simulati e di quelli sperimentali della potenza primaria richiesta dal MCHP, assumendo per entrambi un potere calorifico inferiore del gas naturale pari a 9,59 kWh/Nm³. Il modello prevede in ingresso una potenza primaria pari a 20,8 kW, a fronte di un valore sperimentale di circa 20,0 kW. Il bilancio energetico sulla prova complessiva fornisce un fabbisogno di energia primaria pari a 224,6 kWh, a fronte di un valore sperimentale di 212,7 kWh, con un errore percentuale pari al 4,0%.

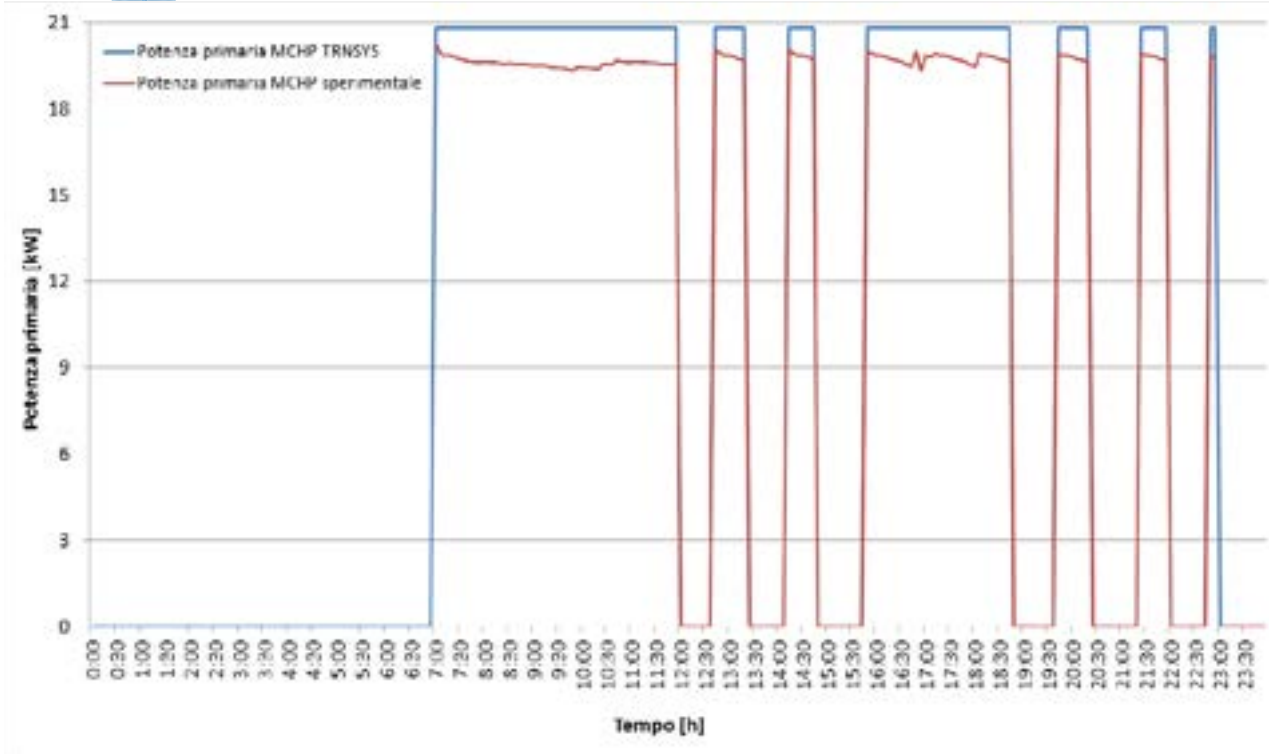


Fig. 46: confronto tra potenza primaria sperimentale e simulata

In definitiva gli errori ottenuti sui bilanci energetici complessivi possono essere considerati accettabili, in particolare data la tipologia di modello di cogeneratore utilizzato.

Allo scopo di fornire un esempio di validazione relativo alle proprietà termofluidodinamiche puntuali nell'impianto, e quindi evidenziare l'accuratezza dei risultati ottenuti dalle simulazioni, in Fig. 47 si riporta l'andamento, ottenuto dal TRNSYS, della temperatura del nodo 20 del serbatoio (il nodo la cui temperatura è alla base del controllo mediante pilotaggio termico del MCHP) e quella sperimentale del sensore 5, che si trova alla medesima altezza del nodo 20.

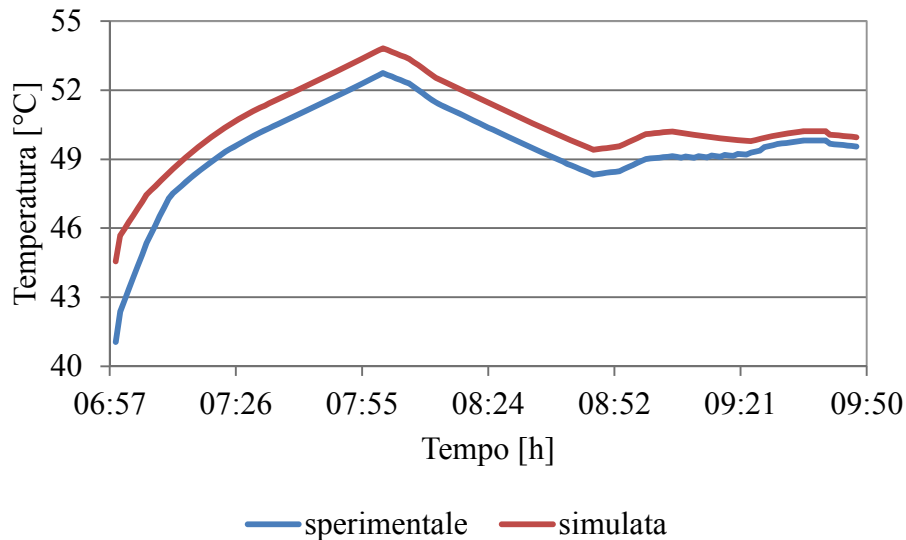


Fig. 47: temperatura sperimentale e simulata del nodo 20 del serbatoio

I due andamenti, simulativo e sperimentale, sono del tutto confrontabili, anche se il modello simulativo dà luogo per l'intervallo della prova riportato in figura ad una sovrastima della temperatura, in particolare negli istanti iniziali, in cui si verifica l'errore assoluto massimo (3,5 °C) e l'errore percentuale massimo (7,9%). Considerando l'intervallo riportato in figura, si ottiene un RMSE (Root Mean Square Error) pari a 1,15 °C, dato che in definitiva conferma la bontà del modello utilizzato per la simulazione del serbatoio.

Le analisi sperimentali permettono quindi di validare il modello completo del sistema sviluppato in ambiente TRNSYS e la procedura di ottimizzazione utilizzata.

5. Conclusioni

I risultati delle simulazioni e delle valutazioni sperimentali riportati nel presente *Deliverable* evidenziano che dispositivi di microgenerazione collegati con microreti ad utenze diverse in modalità di *load sharing*, pur nel solo funzionamento invernale, permettono di assicurare elevati coefficienti di utilizzo di questi dispositivi ad elevata efficienza di conversione energetica anche in aree geografiche, quali quelle del mediterraneo, caratterizzate da condizioni climatiche non sempre idonee alla cogenerazione. Tali fattori di utilizzo potrebbero essere ulteriormente incrementati attraverso una selezione più accurata delle utenze che condividono i carichi.

Nonostante i dispositivi in esame abbiano già dimostrato in quest'analisi potenzialità di riduzione dei consumi energetici e delle emissioni climalteranti, va sottolineato che non sono stati presi in considerazione né la produzione di acqua calda sanitaria, poco significativa per l'utenza primaria considerata (ufficio), né il funzionamento estivo, caratterizzato da costi di esercizio più onerosi rispetto al sistema tradizionale con riferimento alle soluzioni impiantistiche considerate e presenti presso i laboratori. Se quindi sia ampliando la tipologia di utenza considerata, per esempio

introducendo alberghi o strutture ricreative, che immaginando una più vasta tipologia di soluzioni impiantistiche anche per la refrigerazione estiva, si prendessero in considerazione le ulteriori richieste di ACS e di refrigerazione estiva questi dispositivi potrebbero avere un maggior numero di ore di funzionamento annue e garantire più consistenti risparmi di energia primaria e di riduzione delle emissioni climalteranti rispetto alle simulazioni effettuate.

L'analisi di sensitività ha permesso di evidenziare come le prestazioni siano fortemente influenzate dai costi associati per sopperire alle perdite della rete e quindi dall'estensione a dal grado di coibentazione della stessa.

Infine si può affermare la considerevole dipendenza non solo delle variabili economiche, ma anche di quelle energetiche, influenzate dal coefficiente di utilizzo del microgeneratore determinato da una funzione termoeconomica, dai costi unitari dell'energia elettrica e del gas naturale. Questi ultimi risultano non quantificabili in forma definitiva a priori, ma dettati da condizioni di mercato, e potrebbero essere positivamente condizionati dalla presenza di una ESCo, che in virtù dei grossi volumi trattati potrebbe accedere a tariffe più convenienti. Infine, va rimarcato il ruolo primario che possono svolgere anche in questo caso opportuni strumenti di supporto che al fine di incrementare la diffusione di tali dispositivi a elevata efficienza di conversione imponessero condizioni economiche più vantaggiose di quanto non contemplato attraverso la remunerazione dei titoli di efficienza energetica.

L'analisi sperimentale condotta sia sui singoli componenti che sull'impianto opportunamente modificato per seguire i diagrammi di controllo generati dalla procedura di ottimizzazione termoeconomica, ha permesso di evidenziare un buon accordo fra i risultati delle simulazioni e quelli sperimentali.

6. Bibliografia

- G. Angrisani, A. Rosato, C. Roselli, M. Sasso, S. Sibilio, “Risultati dell'attività sperimentale su sistemi distribuiti di micro_poligenerazione” Report RdS/2011/130, ENEA – MSE, 2011, http://editors.enea.it/it/Ricerca_sviluppo/documenti/ricerca-di-sistema-elettrico/efficienza-energetica-servizi/rds-130.pdf;
- G. Angrisani, A. Rosato, C. Roselli, M. Sasso, S. Sibilio, “Sviluppo di un ambiente di monitoraggio, controllo e gestione remota di una rete di micro_poligeneratori distribuiti”, Report RdS/2011/131, ENEA – MSE, 2011 a, http://editors.enea.it/it/Ricerca_sviluppo/documenti/ricerca-di-sistema-elettrico/efficienza-energetica-servizi/rds-131.pdf;
- G. Angrisani, C. Roselli, M. Sasso, “Numerical analysis of a Small Scale Polygeneration

- Plant with a Desiccant-Based Air Handling Unit”, Proc. of 23rd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems (ECOS 2010), 14-17 Giugno, Losanna, Svizzera, 2010;
- I. Bottio, N. M. Caminiti, F. Gangale, M. Stefanoni, T. Magnelli, “Teleriscaldamento e sistemi energetici integrati – Metodologia di valutazione dei benefici energetici ed ambientali e strumenti di incentivazione”, ENEA, 2008;
 - C. Roselli, P. Tzscheutschler, M. Sasso, S. Sibilio, “Experimental analysis of small scale cogenerators based on natural gas fired reciprocating internal combustion engine”, Proc. of 10th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis (ESDA2010), 12-14 Luglio, Istanbul, Turchia, 2010;
 - C. Roselli, M. Sasso, S. Sibilio, P. Tzscheutschler, "Experimental analysis of microcogenerators based on different prime movers", *Energy and buildings*, Vol. 43, pp. 796-804, 2011.

APPENDICE

Esperienza del gruppo di ricerca

L'Unità di ricerca dell'Università del Sannio, in collaborazione con la Seconda Università di Napoli e l'Università di Napoli "Federico II", sin dal 1995 ha maturato una significativa esperienza, teorica e sperimentale, sulla microgenerazione e sulla micropoligenerazione con differenti tecnologie (motori a combustione interna, pompe di calore meccaniche, elettriche e ad attivazione termica, ruote essiccanti) e sull'interfaccia dei succitati sistemi con le utenze domestiche, nell'ambito di progetti nazionali ed internazionali, supportati da finanziamenti pubblici e privati.

Il gruppo di ricerca ha partecipato al progetto "Progettazione, realizzazione e prova di prototipi di microgeneratori per utenze domestiche e/o commerciali", finanziato dalla Regione Campania nell'ambito della legge regionale 41, settore Risparmio energetico.

Nell'ambito di programmi di ricerca nazionali ha partecipato, come unità di ricerca a progetti nazionali, PRIN 2007 "Studio teorico e sperimentale della poligenerazione di piccola taglia con ruote essiccanti" e attività svolte nell'ambito della Ricerca sul Sistema Elettrico, ed internazionali, quali "Annex 42 - FC+COGEN-SIM, The Simulation of Building-Integrated Fuel Cell and Other Cogeneration Systems" (2005-2008) e "Annex 54 - Analysis of Micro-generation and Related Energy Technologies in Buildings" (2009-2013), entrambi promossi dall'International Energy Agency (IEA).

Le succitate attività sono state pubblicizzate in riviste e congressi di rilevanza nazionale e internazionale ed hanno comportato la progettazione e realizzazione di laboratori attrezzati per simulare impianti di poligenerazione di piccola taglia in svariate condizioni operative.