

**ENEA**

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



*Ministero dello Sviluppo Economico*

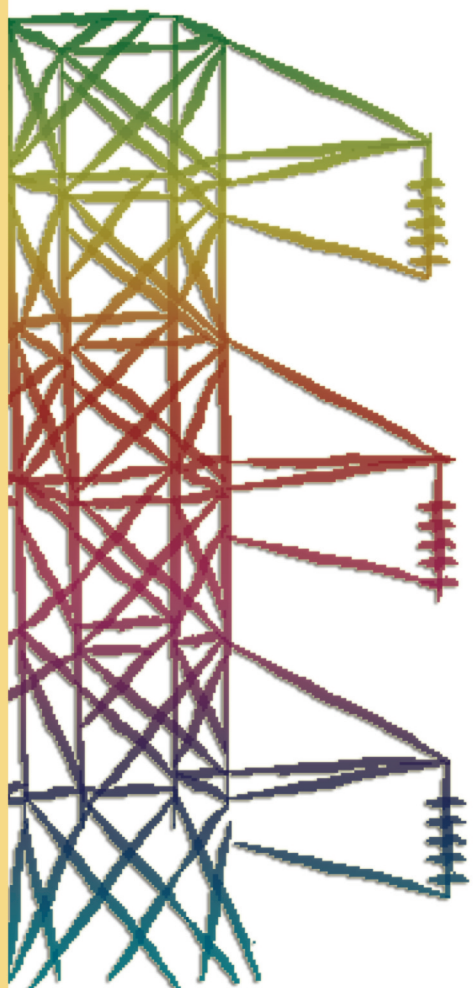
## **RICERCA SISTEMA ELETTRICO**

---

### **Heat Pumping and Reversible Air Conditioning**

### **Rapporto sulle attività della IEA ECBCS Annex 48**

**M. Masoero, C. Silvi, M. Serraino, J. Toniolo**



**Report RSE/2009/7**



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



*Ministero dello Sviluppo Economico*

RICERCA SISTEMA ELETTRICO

Heat Pumping and Reversible Air Conditioning  
Rapporto sulle attività della IEA ECBCS Annex 48

*M. Masoero, C. Silvi, M. Serraino, J. Toniolo*

HEAT PUMPING AND REVERSIBLE AIR CONDITIONING  
Rapporto sulle attività della IEA ECBCS Annex 48

M. Masoero, C. Silvi, M. Serraino, J. Toniolo (Politecnico di Torino, Dipartimento di Energetica)

Marzo 2009

Report Ricerca Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA

Area: Usi finali

Tema: Determinazione dei fabbisogni e dei consumi energetici dei sistemi edificio-impianto, in particolare nella stagione estiva e per uso terziario e abitativo e loro razionalizzazione.

Interazione condizionamento e illuminazione

Responsabile Tema: Marco Citterio, ENEA

“Sviluppo di modelli e tecnologie per l’integrazione  
luce naturale e artificiale e  
partecipazione alle attività IEA connesse  
all’ottimizzazione delle prestazioni energetiche  
del sistema edificio-impianti”

---

Torino, 31 Marzo 2009

Coordinatore: prof. Marco Filippi



## **Accordo di collaborazione tra ENEA e Politecnico di Torino sul tema:**

### **“Sviluppo di modelli e tecnologie per l’integrazione luce naturale e artificiale e partecipazione alle attività IEA connesse all’ottimizzazione delle prestazioni energetiche del sistema edificio-impianti**

## **IEA ECBCS ANNEX 48 “Heat pumping and reversible air conditioning”**

**Marco Masoero, Chiara Silvi, Matteo Serraino, Jacopo Toniolo**

**Dipartimento di Energetica – Politecnico di Torino**

### **Introduzione**

Questa relazione illustra le attività svolte nell’ambito dell’Annex 48 “Heat pumping and reversible air conditioning” da parte del gruppo di lavoro del Politecnico di Torino.

La fase operativa dell’Annex 48 ha avuto inizio nel giugno 2006, a seguito dell’approvazione del progetto da parte dell’Executive Committee dell’Implementing Agreement “Energy Conservation in Buildings and Community Systems” (ECBCS) dell’International Energy Agency (IEA). La durata del progetto è fissata in tre anni: la conclusione è dunque prevista per il 2009.

Al progetto hanno dato adesione preliminare i seguenti Paesi / Istituzioni:

- Belgio: Université de Liège (che ha assunto anche la funzione di Operating Agent, nelle persone di Jean Lebrun e Philippe André)
- Canada: Concordia University<sup>1</sup>
- Francia: Armines, CEA, Greth
- Germania: Fachhochschule Nürnberg, TEB GmbH
- Italia: Politecnico di Torino

Alle riunioni hanno inoltre partecipato, in qualità di osservatori, alcuni docenti della Fachhochschule Nordwestschweiz in rappresentanza dell’Heat Pump Center della IEA.

Il progetto è strutturato nel modo seguente:

*Subtask 1: Analisi del fabbisogno di riscaldamento e raffreddamento degli edifici e della prestazione dei componenti d’impianto* (Task leader: Francia)

- Classificazione delle diverse tipologie di edifici
- Caratterizzazione dei sistemi di condizionamento dell’aria
- Uso di modelli di simulazione per identificare le migliori potenzialità di impiego delle pompe di calore

---

<sup>1</sup> La partecipazione del Canada non è stata successivamente confermata, né sono stati ricevuti contributi da tale Paese.

*Subtask 2: Progettazione* (Task leader: Germania)

- Elaborazione di regole per il progetto preliminare
- Definizione di criteri di valutazione
- Metodologie di progettazione di dettaglio (incluso il retrofit di impianti esistenti)

*Subtask 3: Valutazione delle prestazioni complessive e metodi di commissioning* (Task leader: Canada)

- Sviluppo di metodi di valutazione di impianti a pompa di calore
- Verifiche dei metodi con dati reali e simulati
- Sviluppo di strumenti “computer-based” per l’analisi del funzionamento di sistemi a pompa di calore

*Subtask 4: Casi di studio e progetti dimostrativi* (Task leader: Italia)

- Documentazione di casi studio rappresentativi
- Utilizzazione dei casi studio per testare metodi e strumenti sviluppati nel progetto
- Conversione dei casi studio di maggiore successo in progetti dimostrativi.

*Subtask 5: Disseminazione* (Task leader: Francia)

- Sito Web
- Pubblicazioni
- Workshop, seminari e conferenze

La mancata conferma dell’adesione del Canada ha portato ad un parziale ridimensionamento delle attività previste per il Subtask 3, che sono state accorpate a quelle del Subtask 4, con Task Leader l’Italia.

I prodotti finali dell’Annex 48 saranno resi disponibili al pubblico nel secondo semestre del 2009. Nel proseguo di questa relazione sono illustrati i temi sviluppati dal gruppo di lavoro del Politecnico di Torino, che riguardano specificatamente i seguenti temi:

- 1) Strumentazione e metodi per le analisi sperimentali
- 2) Impiego di pompe di calore per il recupero energetico sull’aria di ventilazione
- 3) Caso studio: impianto a pompa di calore reversibile acqua-acqua per un piccolo edificio utilizzato come spazio espositivo e sala convegni
- 4) Caso studio: Impianto a pompa di calore reversibile aria-aria a portata variabile di refrigerante per un edificio storico adibito ad ufficio
- 5) Caso studio: Impianto a pompa di calore con sonda geotermica e accumulo a cambiamento di fase per un nuovo edificio terziario/industriale

Fanno parte del gruppo di lavoro del Politecnico di Torino – Dipartimento di Energetica:

- Marco Masoero, professore ordinario di Fisica Tecnica Industriale (responsabile)
- Chiara Silvi, ricercatore confermato di Fisica Tecnica Industriale
- Matteo Serraino, dottorando in Energetica
- Jacopo Toniolo, Assegnista di Ricerca

# Strumentazione e metodi per le analisi sperimentali

## 1. Strumentazione e metodi per il rilevamento sperimentale delle prestazioni dei sistemi a pompa di calore

Per rilevare le prestazioni dei sistemi a pompa di calore è necessario misurare alcuni parametri in regime di funzionamento normale. La finalità delle misure è calcolare il coefficiente di prestazione, COP secondo l'equazione:

$$COP = \frac{P_{termica}}{P_{elettrica}} \quad 1$$

E' possibile misurare le prestazioni del sistema secondo due principali metodologie:

- metodo "esterno"
- metodo "interno"

Il metodo esterno prevede la determinazione della potenza termica utile fornita al circuito secondario, attraverso la misura del flusso termico.

Tale flusso va calcolato attraverso la misura della temperatura e della portata delle singole unità terminali (con criticità legate alle difficoltà di misura dei flussi d'aria, in caso di ventilconvettori, ed al numero delle unità terminali), o del fluido termovettore (analogamente a ciò che viene già effettuato nei cd. "contatermie" delle centrali e sottocentrali di teleriscaldamento). Le misure sulle singole unità terminali sono in questo scritto tralasciate: esse risultano adeguate solo in ambito sperimentale o laddove i terminali siano stati dotati, al momento dell'installazione, di contabilizzatori di energia.

Altresì, la misura della portata di fluido termovettore presenta alcune difficoltà: l'utilizzo di strumenti da collegarsi in serie al flusso comportano l'interruzione del tubo di mandata (o ritorno) e l'installazione di un misuratore di portata. Tale procedimento prevede lo svuotamento del circuito (per lo meno nella sezione in cui si vuole operare), lo smantellamento di parte della coibentazione, il taglio del tubo, e tutte le operazioni di ripristino correlate.

Una possibilità non invasiva per la misura della portata liquida è rappresentata da strumenti ad ultrasuoni. Tali strumenti necessitano di una conoscenza precisa dei materiali/spessori del tubo, nonché una stima delle incrostazioni interne. Tale sistema è applicabile solo a sistemi che utilizzino acqua come fluido termovettore, non è dunque applicabile a sistemi ad espansione diretta.

Le difficoltà correlate al sistema di misura esterno al sistema fin qui descritte sono squisitamente tecniche e dunque sormontabili con un impegno adeguato di manodopera, materiali di consumo e misuratori. Ciononostante il metodo presenta un problema sistemico, intrinseco al metodo stesso, legato alla misura della Potenza termica fornita. Tale potenza viene infatti calcolata come:

$$P_{termica} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad 2$$

indicando con  $\Delta T$  la differenza di temperatura del fluido refrigerante tra la mandata e il ritorno, con  $\dot{m}$  la portata di fluido termovettore e con  $c_p$  il calore specifico di tale fluido.

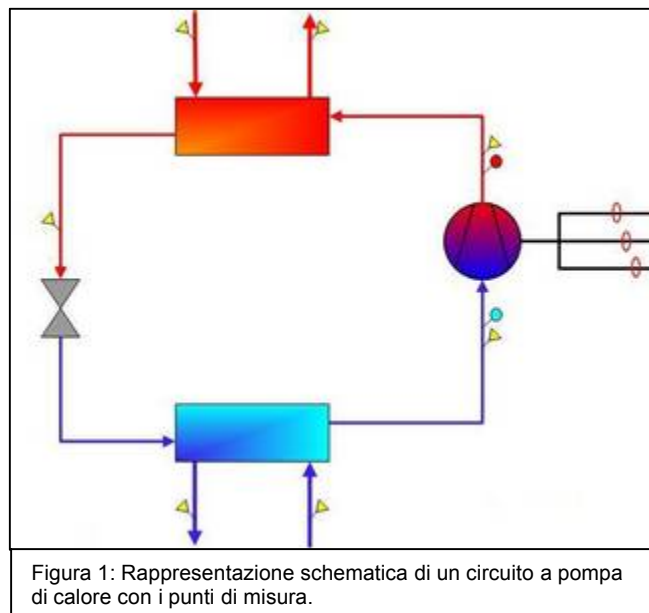
Il calcolo della potenza termica fornita secondo l'equazione 2 prevede una misura molto precisa del  $\Delta T$ , in quanto un errore anche piccolo su tale misura si ripercuoterebbe per intero sul calcolo della potenza termica (e quindi del COP). Tale valore è solitamente contenuto, pari a 4÷6 gradi centigradi, nei casi reali. La misura delle temperature viene normalmente effettuata tramite sonde a contatto (termo-resistenze), poste in appositi "pozzetti" lungo la tubazione. Tali sonde, a causa

degli scambi termici liquido-tubazione-corpo sonda, difficilmente assicurano precisioni superiori a 0,5°C, con errori normalmente pari a ±1°C.

Da ciò risulta che la sensitività del calcolo della potenza termica agli errori di misura della temperatura del fluido è molto elevata: un errore nella valutazione della temperatura di 0,5°C si traduce in un errore del 10% sulla stima della potenza termica<sup>2</sup>. Occorre infine considerare che la misura dei parametri esterni non permette in alcun modo una diagnosi della macchina, considerando la pompa di calore come una *black box*, senza alcuna informazione circa il ciclo frigorifero.

Per i motivi sopra esposti la misura delle prestazioni delle pompe di calore risulta più semplice tecnicamente, nonché intrinsecamente più accurata, se fatta attraverso la misura dei parametri interni al sistema. I parametri interni da misurare sono quelli necessari a definire in maniera completa il ciclo termodinamico che la macchina compie, oltre alla misura della potenza elettrica assorbita. Tali parametri sono indicati in fig. 1.1, per una macchina con singolo compressore e singolo circuito.

Le sonde contrassegnate in giallo rappresentano punti di misura della temperatura, mentre quelle rotonde rappresentano le sonde di pressione, a monte e a valle del compressore.



Con questo metodo di misura si evita l'installazione di misuratori di portata, inoltre la sensibilità del sistema agli errori di misura di temperatura è mitigata, poiché i  $\Delta T$  vengono misurati sia sul fluido termovettore che sul fluido frigorifero (ove i  $\Delta T$  sono dell'ordine di decine di gradi). In questo caso il COP può essere calcolato come:

$$COP = \frac{H_{IN-COMP} - H_{OUT-COND}}{H_{OUT-COMP} - H_{IN-COMP}} \cdot \eta_{T-COMP} \cdot \eta_{E-COMP} \quad 3$$

Dove:

- $H_{IN-COMP}$  = Entalpia del fluido frigorifero all'ingresso del compressore
- $H_{OUT-COMP}$  = Entalpia del fluido frigorifero all'uscita dal compressore
- $H_{OUT-COND}$  = Entalpia del fluido frigorifero all'uscita dal condensatore
- $\eta_{T-COMP}$  = Efficienza termica del compressore
- $\eta_{E-COMP}$  = Efficienza elettrica del compressore

<sup>2</sup> J.A.M. Prakash "Energy Optimisation Potential through Improved Onsite Analysing Methods in Refrigeration", Stockholm 2006



Le entalpie del fluido frigorifero vengono calcolate per i diversi fluidi frigoriferi, a partire dai valori di temperatura e pressione nei punti corrispondenti del circuito. Le efficienze termica ed elettrica del compressore rappresentano una fonte di incertezza; ciononostante esse influiscono in maniera leggera sui risultati finali: tale metodo infatti è stato accreditato di una precisione del 5% sul calcolo del COP<sup>3</sup>. Misurando lo stato termodinamico del fluido frigorifero nei diversi nodi del processo, inoltre, sono possibili analisi energetiche sul ciclo frigorifero, oltre che diagnosi di eventuali temperature anomale di funzionamento, non verificabili con il metodo esterno.

Il metodo interno, scelto per le esperienze di campo, viene attuato per mezzo di una scheda di acquisizione digitale, con memoria integrata, che permette la registrazione di temperature, pressioni ed altri ingressi analogici/digitali programmabili.

La misura della potenza elettrica impegnata dal compressore viene eseguita con un multimetro digitale, connesso alla linea di alimentazione tramite pinze amperometriche (una per ogni fase, in configurazione stella) e puntali di tensione. Tale multimetro è provvisto di un'uscita analogica (4-20 mA) che è collegata alla scheda di acquisizione. Un software dedicato permette l'acquisizione su fogli di calcolo di tutti i parametri considerati.

## 2. Strumentazione e metodi per il rilevamento dei consumi elettrici legati agli ausiliari e dei parametri ambientali

La maggior parte degli impianti di recente costruzione presenta dei contabilizzatori posizionati nei quadri elettrici principali (centrale termica, centrale frigo, sottocentrale UTA, etc...). In tal caso può essere sufficiente utilizzare i dati di consumo provenienti dal contatore del quadro, affiancando dei logger ad ogni utenza di interesse (pompe, ventilatori, bollitori, etc...) che ne registri lo stato (acceso/spento) (fig.2).

Laddove non siano presenti contatori di quadro è opportuno installare dei contabilizzatori portatili che permettano la registrazione del consumo elettrico, su base oraria (fig.3).



Figura 2: Tipiche installazioni di logger di stato. La foto di sinistra mostra un'installazione su un ventilatore di un UTA, a destra lo stesso strumento è stato applicato a delle pompe gemellari.



Figura 3: Tipiche installazioni di contabilizzatori di energia elettrica. La foto di sinistra mostra un'installazione con toroidi amperometrici apribili, a destra con pinze amperometriche.

<sup>3</sup> Fahlen P., "Methods for Performance and commissioning and performance of heat pumps", IIR Compressor conference in Papiernicka, Slovacchia 2004.

In generale, negli impianti che si avvalgono di pompe di calore, la potenza nominale globale delle pompe per la circolazione del fluido termovettore è di un decimo rispetto alla potenza delle macchine termofrigorifere installate. Un caso a parte è rappresentato dalle unità ad espansione diretta (cosiddette VRF, Variable Refrigerant Flow ) che incorporano le pompe per la circolazione del fluido frigorifero (che, in regime invernale, è in fase gassosa in uscita dalla macchina e in fase liquida in ingresso; il contrario in regime estivo).

La movimentazione dell'aria è caratterizzata da analoghi valori; essa impegna circa il 10% della potenza nominale delle macchine termofrigorifere nella maggior parte dei casi (eccezione sono quegli ambienti che necessitano di elevate portate di ricambio, come le sale operatorie dei presidi ospedalieri).

I parametri degli ambienti interni possono essere monitorati attraverso sonde che registrino la temperatura, l'umidità interna e la concentrazione di CO<sub>2</sub>. Un'applicazione tipica di una sonda interna è presentata in fig. 4.



Figura 4: Tipica installazione di un logger di temperatura ed umidità relativa.

# Impiego di pompe di calore per il recupero energetico sull'aria di ventilazione

## 1. Introduzione

I sistemi di recupero termico basati su pompe di calore che utilizzino come sorgente termica l'aria espulsa (EAHP), anche definiti recuperatori attivi o termodinamici, si stanno diffondendo con frequenza sempre maggiore, grazie soprattutto ai valori elevati di efficienza legati all'utilizzo di una sorgente termica a temperatura molto favorevole (Berntsson, 2002).

In Italia non si è sicuramente assistito in passato ad uno sviluppo importante delle EAHP come in altre Nazioni europee. La Svezia, ad esempio, ha iniziato a commercializzare questa tecnologia sin dagli anni '70 (Fehrm et al., 2002) Le EAHP, ancora oggi, rimangono dei prodotti di nicchia all'interno nostro Paese, a causa di diverse motivazioni:

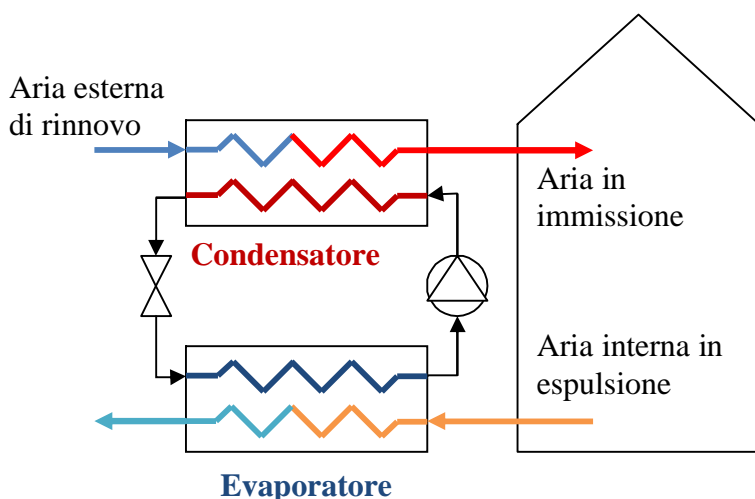
1. La grande diffusione della rete del gas naturale che comporta una facile installazione di generatori di calore a combustione, generalmente caratterizzati da un costo, per unità di potenza installata, inferiore rispetto ad una pompa di calore;
2. La tradizione costruttiva non ha previsto fino ad oggi la realizzazione di impianti di ventilazione meccanica nel settore del residenziale, rendendo così indisponibile la sorgente di calore per le EAHP;
3. Il costo elevato dell'energia elettrica in Italia rispetto ad altri Paesi Europei, non consente di avere notevoli margini di convenienza economica derivanti dall'installazione di una pompa di calore in luogo di un generatore a combustione.

## 2. Classificazione delle EAHP

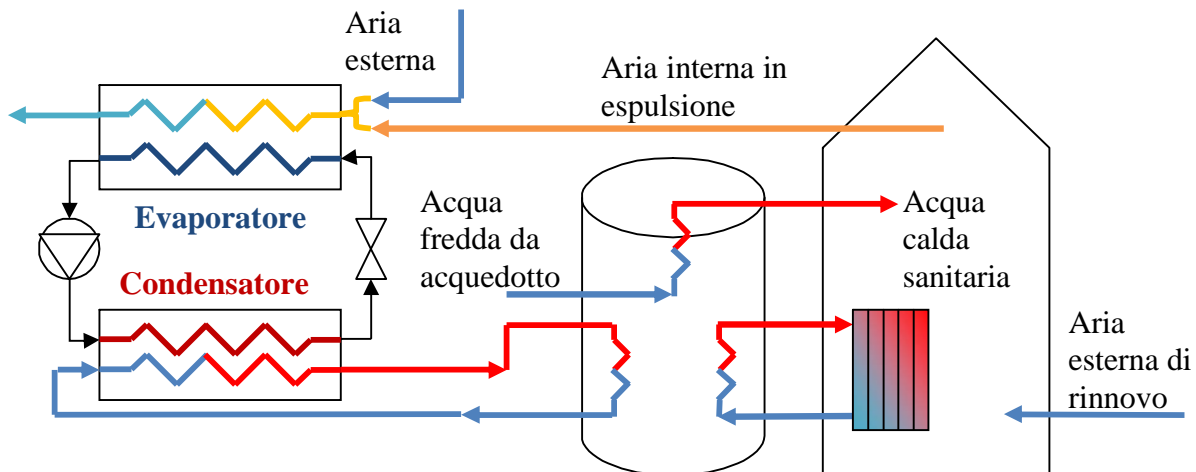
Sono possibili almeno due classificazioni delle EAHP. Una prima classificazione delle pompe di calore è basata sull'identificazione della sorgente e del pozzo termico (ASHRAE, 2000). Nel caso specifico delle EAHP la sorgente di calore è definita (l'aria espulsa), mentre nel caso del pozzo termico si riscontrano invece due possibili diversi fluidi: aria o acqua. Quando si fa riferimento all'aria, il pozzo termico è costituito dall'aria esterna di rinnovo (Figura 1). In un secondo caso invece il pozzo termico è costituito dall'acqua di un impianto idronico (Figura 2).

Una seconda classificazione, strettamente legata al pozzo termico, è basata sull'uso finale che la EAHP deve soddisfare:

1. Trattamento dell'aria di rinnovo (riscaldamento e/o raffreddamento con deumidificazione);
2. Climatizzazione degli ambienti, con produzione di acqua calda/refrigerata;
3. Produzione di acqua calda ad uso igienico-sanitario.



**Figura 1. Schema di principio di una EAHP a tutt'aria esterna per il rinnovo d'aria in ambiente (funzionamento in riscaldamento)**



**Figura 2. Schema di principio di una EAHP aria-acqua per il riscaldamento ambientale e la produzione di acqua calda ad uso igienico sanitario**

All'interno di Tabella 1 viene riassunta la proposta di classificazione delle EAHP sulla base del pozzo termico e dell'uso finale. Si noti come nel caso di sistemi basati sul recuperatori passivi l'unico uso finale possibile sia il pre-trattamento dell'aria di rinnovo, conseguenza del fatto che, trattandosi di scambiatori, possono trasferire calore solo nel verso consentito dal secondo principio della termodinamica. Pertanto l'unico pozzo termico a temperatura inferiore a quella dell'aria ambiente è l'aria esterna di rinnovo. Il ricorso ad una EAHP consente una maggiore varietà di usi finali, grazie al livello termico reso disponibile dalla macchina.

**Tabella 1. Classificazione dei sistemi di recupero termico sull'aria espulsa in funzione dell'uso finale e del pozzo termico**

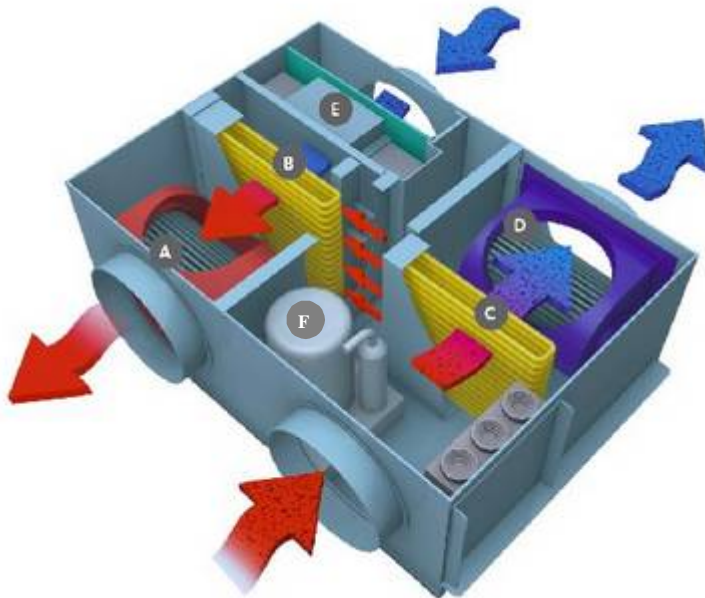
Sorgente termica	Uso finale	Pozzo termico
Aria interna in espulsione (eventuale miscela con aria esterna)	Trattamento dell'aria di rinnovo	Aria esterna in rinnovo
	Climatizzazione ambientale	Aria esterna in rinnovo (eventuale ricircolo di aria interna)
	Produzione di acqua calda sanitaria	Acqua

Nel seguito si approfondiscono gli aspetti tecnologici ed energetici di una pompa di calore per il trattamento dell'aria espulsa di cui sono stati resi disponibili i risultati di un monitoraggio in campo. Assumendo questa tipologia di macchina termica come rappresentativa delle EAHP per il trattamento dell'aria di rinnovo, i dati prestazionali, sia teorici che sperimentali, hanno rappresentato il punto di partenza per l'analisi del comportamento energetico del sistema edificio impianto.

### 3. Aspetti tecnologici di una EAHP per il trattamento dell'aria di rinnovo

Il fluido refrigerante è R-410 A; il compressore ON/OFF, è ermetico rotativo; entrambi gli scambiatori sono ad espansione diretta a pacco alettato con tubi in rame e alette in alluminio; i ventilatori, di tipo centrifugo, sono direttamente accoppiati a motori elettrici, il filtro è di tipo elettrostatico (Figura 3). È possibile l'installazione di un umidificatore, di una resistenza elettrica con attivazione in corrispondenza di bassi valori di temperatura dell'aria esterna, in assenza della quale si avrebbe un'immissione di aria ad una temperatura inferiore a quella interna ( $T_s < T_i$ ) o, in alternativa di una batteria di integrazione ad acqua alimentata dall'impianto ausiliario.

Il campo di portate di questi sistemi, compreso in genere tra 200 m<sup>3</sup>/h e 600 m<sup>3</sup>/h, nasce per far fronte al ricambio dell'aria tipico, per dimensione degli ambienti e tasso di rinnovo, del residenziale. Sono sistemi generalmente a servizio di una singola unità immobiliare, indipendentemente dal fatto che l'edificio sia mono o plurifamiliare. Sono tuttavia presenti sul mercato sistemi di dimensioni maggiori che arrivano fino a potenze termiche rese di 80 kW e con portate d'aria fino a 15.000 m<sup>3</sup>/h, rivolti a destinazioni d'uso commerciali e caratterizzati da logiche di funzionamento e regolazione anche più complesse di quelle analizzate in questa sede, sebbene il principio di fondo sia il medesimo.



**Figura 3. Elementi costitutivi di una EAHP per il trattamento dell'aria di rinnovo. A) Ventilatore di immissione dell'aria di rinnovo in ambiente. B-C) Scambiatori di calore. D) Ventilatore di espulsione. E) Filtro. F) Compressore**

#### 4. Analisi delle prestazioni energetiche a partire dai dati di catalogo del produttore

##### 4.1 Funzionamento in riscaldamento

L'aria esterna di rinnovo (alla temperatura  $T_O$ ) lambisce la batteria condensante (alla temperatura  $T_{COND}$ ) e viene immessa in ambiente (alla temperatura  $T_S$ ). Il condensatore è attraversato solo da aria esterna di rinnovo, non vi è aria interna di ricircolo. L'aria interna esausta (alla temperatura  $T_I$ ) lambisce la batteria evaporante (alla temperatura  $T_{EVAP}$ ) e viene espulsa all'esterno (alla temperatura  $T_E$ ). L'evaporatore è attraversato solo da aria interna in espulsione.

Il grafico di

Figura 4 illustra la potenza termica resa dalla batteria condensante all'aria di rinnovo ( $\varphi_{COND}$ ), la potenza termica resa all'ambiente ( $\varphi_S$ ) e la potenza elettrica assorbita dal compressore ( $\varphi_{EL}$ ), tutte riferite all'unità di portata d'aria di rinnovo trattata, in funzione della temperatura dell'aria esterna ( $T_O$ ).

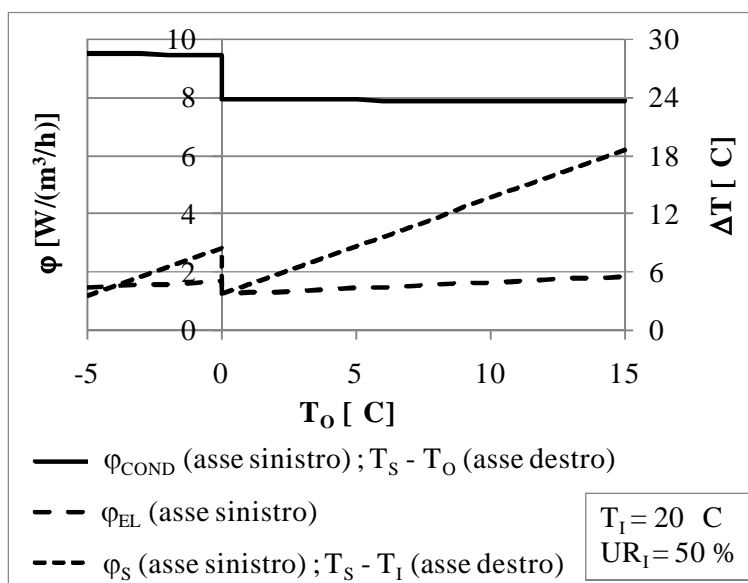
La potenza termica resa dal condensatore, nel campo di temperature dell'aria esterna compreso tra 0 °C e 15 °C, è praticamente costante, mentre la potenza elettrica assorbita aumenta, debolmente, all'aumentare della temperatura dell'aria esterna. L'aria non viene immessa in condizioni neutre in ambiente ( $T_S=T_I$ ), ma sempre ad una temperatura maggiore, in certi casi paragonabile alla temperatura di immissione di un impianto a tutt'aria. La EAHP pertanto non sarà



preposta al semplice soddisfacimento delle dispersioni per ventilazione, ma contribuirà anche a compensare, in tutto o in parte, le dispersioni termiche attraverso l'involucro dell'edificio.

Come si vedrà in seguito, in edifici caratterizzati da bassi fabbisogni termici, la EAHP potrebbe anche essere il principale sistema di produzione del calore presente, a meno di una piccola integrazione di un sistema ausiliario. Si noti inoltre come la potenza termica resa all'ambiente aumenti all'aumentare della temperatura dell'aria esterna, quindi con un trend opposto a quello della domanda di potenza dell'edificio, creando così un disaccoppiamento tra domanda ed offerta di calore.

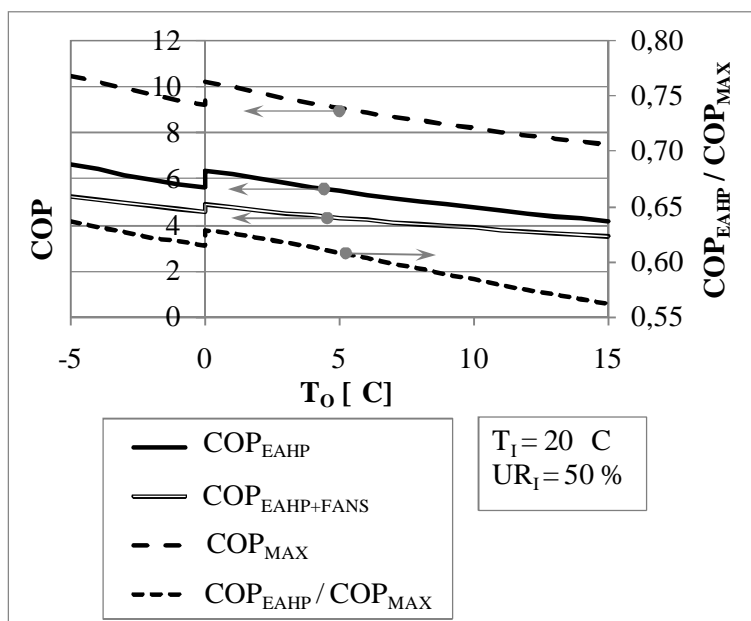
La discontinuità che si osserva in corrispondenza di  $T_o=0^{\circ}\text{C}$  è dovuta ad una riduzione della portata d'aria di rinnovo (a circa l'80 % del suo valore nominale), legata alla volontà di non immettere aria al di sotto della temperatura ambiente ( $T_s < T_i$ ) per ragioni di comfort termico degli occupanti.



**Figura 4. Potenza elettrica assorbita dal compressore ( $\phi_{EL}$ ), potenza termica resa all'ambiente ( $\phi_S$ ), potenza termica resa all'aria dalla batteria condensante ( $\phi_{COND}$ ) per unità di portata d'aria trattata in funzione della temperatura esterna. Differenza di temperatura tra l'aria immessa e l'aria interna ( $\Delta T_{S-I}$ ), e tra l'aria in immissione e l'aria esterna ( $\Delta T_{S-O}$ ) in funzione della temperatura dell'aria esterna**

I valori del COP reale e del COP ideale (calcolato come il coefficiente di prestazione di Carnot, assumendo come temperature dei termostati, quelle di condensazione e di evaporazione), nonché il loro rapporto, sono riportati nel grafico di

Figura 5. Contrariamente a quanto avviene nelle pompe di calore che utilizzano come sorgente termica l'aria esterna, in questo caso il COP diminuisce all'aumentare di  $T_o$ , in quanto è la batteria condensante ad essere lambita dall'aria esterna e non quella evaporante. Il rapporto  $COP_{EAHP}/COP_{MAX}$  aumenta all'aumentare del COP, ed è compreso tra il 55 % ed il 65 %. Si è determinato inoltre il COP della macchina computando anche l'assorbimento elettrico dei ventilatori (di mandata ed espulsione) pari a  $0.4$  W/(m<sup>3</sup>/h).



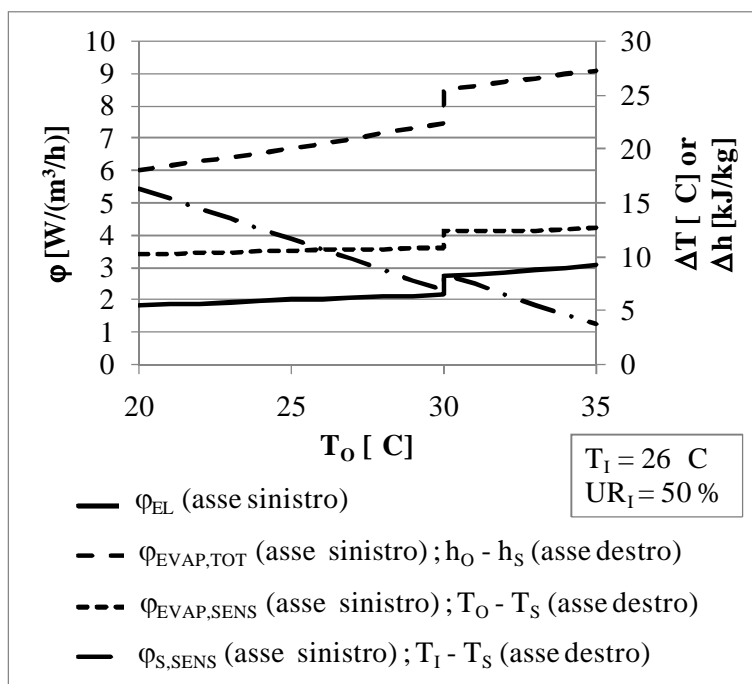
**Figura 5. Andamento del COP della macchina reale relativo al solo assorbimento elettrico del compressore o anche a quello dei ventilatori, del COP ideale (massimo) di una macchina di Carnot che opera tra le medesime temperature di condensazione ed evaporazione di quella reale ed il rapporto tra le due efficienze**

#### 4.2 Funzionamento in raffrescamento

L'aria esterna di rinnovo (alla temperatura  $T_o$ ) lambisce la batteria evaporante (alla temperatura  $T_{EVAP}$ ) e viene immessa in ambiente (alla temperatura  $T_s$ ). L'evaporatore è attraversato solo da aria esterna di rinnovo, non vi è aria interna di ricircolo. L'aria interna esausta (alla temperatura  $T_i$ ) lambisce la batteria condensante (alla temperatura  $T_{COND}$ ) e viene espulsa all'esterno (alla temperatura  $T_E$ ). L'evaporatore è attraversato non solo da aria interna in espulsione, ma anche da aria esterna con una portata pari a circa la metà di quella dell'aria esausta. Tale accorgimento è stato motivato dalla necessità di disperdere una maggior potenza al condensatore e abbassare la temperatura di condensazione, anche se in talune condizioni ( $T_o > T_i$ ) comporta un peggioramento del COP rispetto ad un utilizzo di sola aria interna.

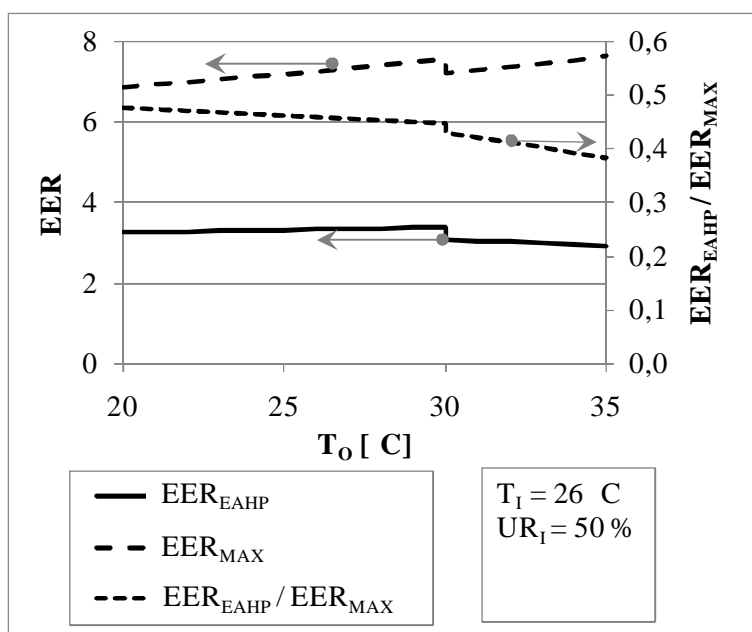
Nel grafico di Figura 6 si noti come il valore di potenza termica sensibile, sottratta all'aria di rinnovo per unità di portata trattata ( $\varphi_{EVAP,SENS}$ ), vari debolmente al variare della temperatura dell'aria esterna. Si ha così che la temperatura di immissione aumenta e conseguentemente la potenza sensibile sottratta all'ambiente ( $\varphi_{S,SENS}$ ) diminuisce all'aumentare della temperatura dell'aria esterna. Si crea in questo caso un disaccoppiamento di domanda ed offerta di energia simile a quello già osservato nell'analisi del funzionamento in riscaldamento.

La potenza frigorifera totale sottratta all'aria di rinnovo ( $\varphi_{EVAP,TOT}$ ) cresce all'aumentare della temperatura dell'aria esterna, e conseguentemente così avviene anche per la quota latente della potenza frigorifera. Questo però non è sufficiente a garantire un'immissione a titolo costante ma che, tende ad aumentare al crescere della temperatura dell'aria esterna.



**Figura 6. Potenza elettrica assorbita dal compressore ( $\phi_{EL}$ ), potenza termica sensibile sottratta all'ambiente dall'aria in immissione ( $\phi_{S,SENS}$ ), potenza termica sottratta all'aria dalla batteria evaporante, nella quota totale ( $\phi_{EVAP,TOT}$ ) e solamente sensibile ( $\phi_{EVAP,SENS}$ ) per unità di portata d'aria trattata in funzione della temperatura esterna. Differenza di temperatura ( $T_o - T_s$ ) e di entalpia ( $h_o - h_s$ ) tra l'aria in immissione e l'aria esterna e differenza di temperatura tra l'aria interna e l'aria in immissione ( $T_i - T_s$ ) in funzione della temperatura dell'aria esterna**

Il grafico di Figura 7 riporta il valore di EER della macchina reale, l'EER di una macchina ideale operante tra le medesime temperature di condensazione ed evaporazione di quella reale ed il rapporto tra le due efficienze. Si noti come l'EER della macchina in raffreddamento risulti meno influenzato dalla temperatura dell'aria esterna, rispetto al funzionamento in riscaldamento.



**Figura 7. Andamento dell'EER della macchina reale, dell'EER ideale (massimo) di una macchina di Carnot che opera tra le medesime temperature di condensazione ed evaporazione di quella reale ed il rapporto tra le due efficienze**



## 5. Analisi delle prestazioni energetiche in campo

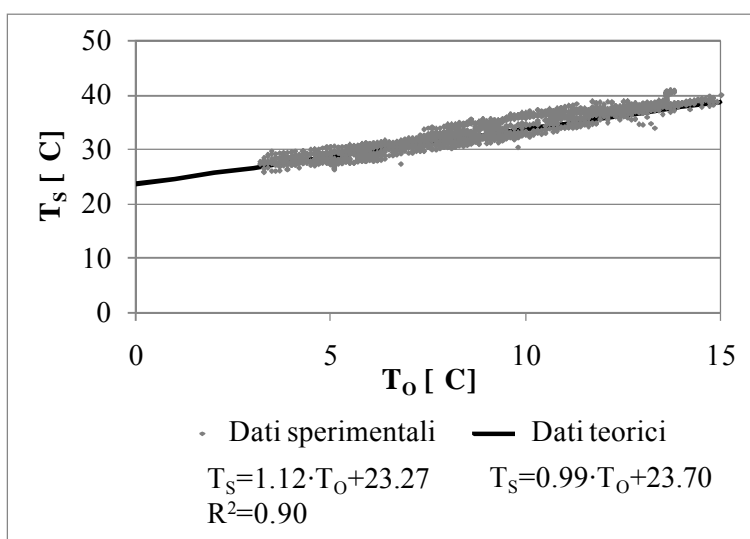
Si riportano di seguito i dati, frutto di un monitoraggio in campo della EAHP precedentemente descritta, installata a servizio di un edificio residenziale ristrutturato nel 2006 sito a Pordenone (2459 GG). Si tratta di una porzione di villa bifamiliare che si sviluppa su due piani con una superficie totale di 200 m<sup>2</sup> ed un volume netto totale di circa 560 m<sup>3</sup>. Si tratta di un edificio realizzato negli anni '70, esposto su 3 lati (la parete nord fa da separazione fra le 2 unità abitative di cui è composto l'edificio).

L'intervento ha avuto per oggetto anche la nuova installazione dell'impianto di climatizzazione e di produzione di acqua calda ad uso igienico sanitario con le caratteristiche di seguito riportate.

1. Sistema di ventilazione meccanica dotato di una EAHP i cui dati prestazionali sono stati precedentemente illustrati, in grado di garantire, con una portata di 490 m<sup>3</sup>/h, un ricambio poco inferiore ad 1 vol/h, e caratterizzato dalla presenza di una batteria di integrazione alimentata da acqua calda/refrigerata prodotta dall'impianto ausiliario;
2. Pompa di calore elettrica reversibile acqua/acqua che utilizza, come sorgente termica, acqua di pozzo e dotata di compressore scroll a portata variabile. Tale pompa di calore produce anche l'acqua calda sanitaria con un sistema ad accumulo;
3. Terminali ambiente costituiti da soffitti radianti a bassa inerzia, alimentati dalla pompa di calore acqua/acqua;
4. Sistema di regolazione e controllo interconnesso con ogni elemento del sistema.

Il sistema di acquisizione dati è stato predisposto per monitorare i parametri principali di funzionamento delle due pompe di calore al fine di determinare le potenze rese/assorbite e quindi i valori di efficienza, con un'acquisizione dei parametri ogni 5 minuti. All'interno del presente lavoro vengono presi in considerazione solo i dati relativi alla EAHP.

Il grafico di Figura 8 riporta il confronto tra i dati teorici ed i dati sperimentali relativi all'andamento della temperatura di immissione ( $T_s$ ) della EAHP in funzione della temperatura dell'aria esterna ( $T_o$ ). I dati sono relativi al mese di novembre del 2007 nelle sole condizioni di compressore attivo, portata d'aria standard e assenza di integrazione ad opera della batteria ad acqua calda. Lo scostamento dei dati sperimentali dalla linearità della curva teorica è legato alla variazione dell'umidità relativa dell'aria interna, ai transitori della macchina, nonché ai possibili errori dei dispositivi di misura.

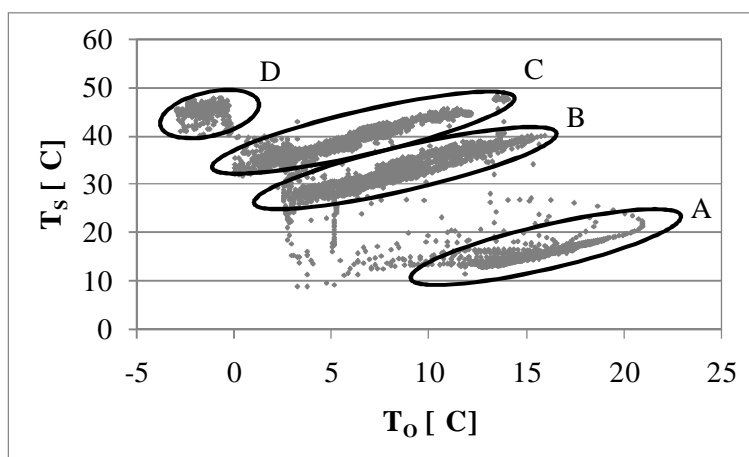


**Figura 8. Confronto tra i dati teorici ed i dati sperimentali relativi all'andamento della temperatura di immissione ( $T_s$ ) della EAHP in funzione della temperatura dell'aria esterna ( $T_o$ ) in condizioni di funzionamento standard**

Il grafico di Figura 9 riporta, per tutte le condizioni di funzionamento registrate durante il mese di novembre 2007, l'andamento della temperatura di immissione ad opera della EAHP in funzione della temperatura esterna. Si distinguono quattro diverse zone:

1. Zona A: compressore ed integrazione di energia disattivati, a causa del raggiungimento del valore limite superiore di temperatura dell'aria interna, con conseguente immissione di aria alla temperatura esterna ( $T_s = T_o$ ).
2. Zona B: condizioni di funzionamento standard (compressore attivo e portata di ventilazione nominale).
3. Zona C: funzionamento a portata ridotta attivato non per evitare immissione di aria più fredda di quella ambiente ( $T_s < T_i$ ), che si avrebbe infatti solo per temperature inferiori a 0 °C, ma necessario a seguito di motivazioni legate al comfort acustico. A causa di lamentele degli occupanti per i fruscii legati all'immissione di aria in ambiente, l'impianto è stato regolato per funzionare con portata ridotta nelle ore notturne (10 p.m. – 7 a.m.) indipendentemente dalla temperatura dell'aria esterna.
4. Zona E: funzionamento in portata ridotta e integrazione di calore attiva.

L'analisi dei dati sperimentali evidenzia come lo scostamento tra le prestazioni energetiche teoriche e reali dell'impianto sia legato anche al comportamento dell'utente. La scelta di ricorrere al funzionamento in portata ridotta durante la notte ha per effetto un innalzamento della temperatura di immissione, e quindi di condensazione, con conseguente riduzione del COP.



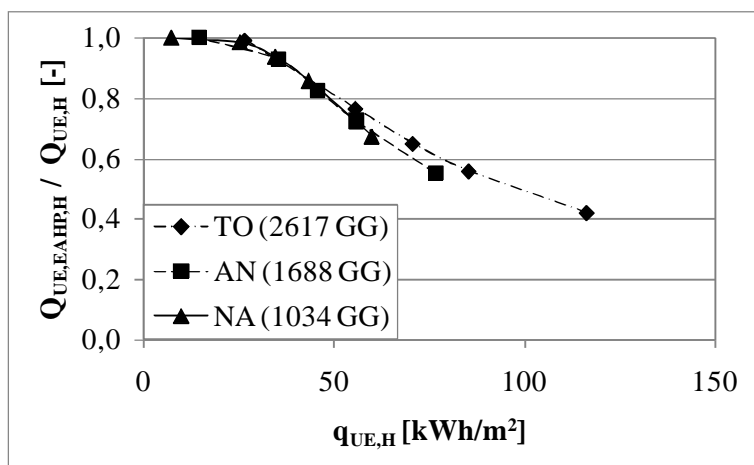
**Figura 9. Andamento della temperatura di immissione ( $T_s$ ) della EAHP in funzione della temperatura dell'aria esterna ( $T_o$ ) in diverse condizioni di funzionamento**

## 6. Risultati dell'analisi energetica di edifici dotati di ventilazione meccanica con EAHP aria-aria

Sono state eseguite delle simulazioni dinamiche del comportamento del sistema edificio-impianto di fabbricati dotati di ventilazione meccanica con pompa di calore sull'aria espulsa. Le simulazioni condotte hanno indagato il comportamento di questi sistemi al variare:

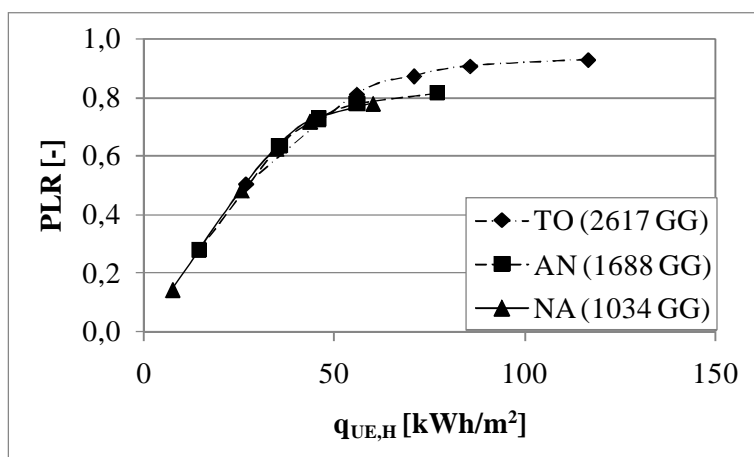
1. delle condizioni climatiche (tre località rappresentative di tre zone climatiche presenti all'interno del territorio nazionale);
2. della domanda di energia termica dell'edificio.

Il grafico di Figura 10, riporta il fattore di copertura dell'energia termica utile ad opera della EAHP ( $Q_{UE,EAHP,H}/Q_{UE,H}$ ) in funzione del fabbisogno di energia termica utile per unità di superficie di pavimento ( $q_{UE,H}$ ). Si veda come in edifici caratterizzati da un fabbisogno energetico inferiore a circa 30 kWh/(m<sup>2</sup> anno), la EAHP esaminata possa rappresentare l'unico sistema di produzione del calore.



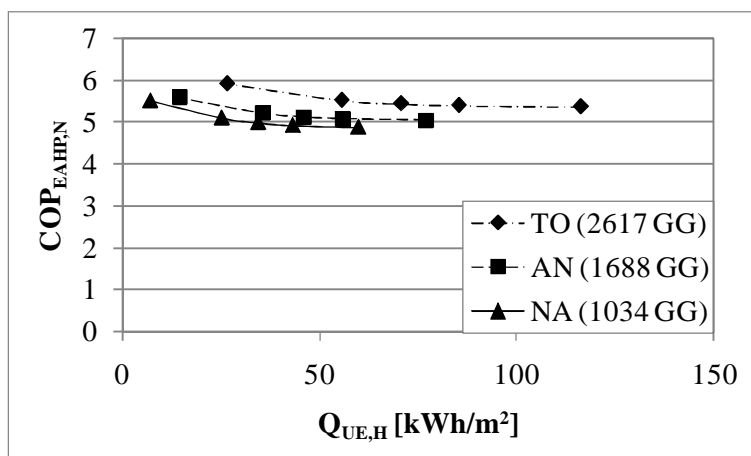
**Figura 10. Fattore di copertura dell'energia termica utile ad opera della EAHP in funzione del fabbisogno di energia termica utile**

Il grafico di Figura 11 riporta il fattore di carico della EAHP in funzione del fabbisogno di energia termica utile per le tre località analizzate. Si noti come se per un edificio con un fabbisogno di energia termica utile per unità di superficie di pavimento pari a circa 30 kWh/m<sup>2</sup> si riesce ad ottenere la copertura pressoché totale del fabbisogno, il fattore di carico si riduce a circa il 50 %.



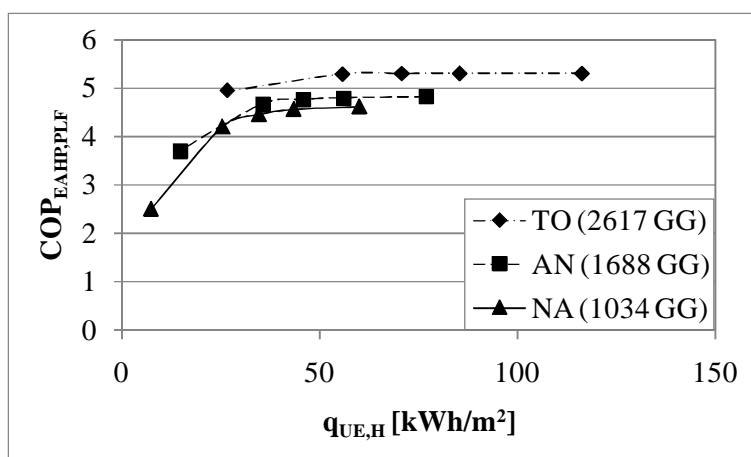
**Figura 11. Fattore di carico della EAHP in funzione del fabbisogno di energia termica utile per tre diverse località**

Il grafico di Figura 12 riporta l'andamento del valore nominale (al 100 % del carico) del COP della EAHP in funzione del fabbisogno di energia termica utile per le tre località analizzate. Ricordando che la batteria condensante è lambita da aria esterna di rinnovo, si veda come il valore nominale del COP risulti più elevato in località con un valore più alto di gradi-giorno. In egual modo si veda come per edifici caratterizzati da bassi fabbisogni energetici, per i quali la domanda di energia è quindi concentrata in periodi della stagione di riscaldamento caratterizzati da bassi valori di temperatura dell'aria esterna, il COP risulti più elevato.



**Figura 12. Andamento del valore nominale (al 100 % del carico) del COP della EAHP in funzione del fabbisogno di energia termica utile per tre diverse località**

Il grafico di Figura 13 riporta l'andamento del COP della EAHP con presa in considerazione della riduzione di efficienza ai carichi parziali in funzione del fabbisogno di energia termica utile per le tre località analizzate. Analogamente a quanto osservato per il valore nominale del COP, si noti come a località caratterizzate da temperature esterne mediamente più basse corrispondano valori superiori del COP. Al diminuire del fabbisogno specifico di energia termica utile, invece, l'effetto di riduzione dell'efficienza legato alla parzializzazione ha un'influenza maggiore rispetto all'incremento che si dovrebbe avere legato al funzionamento in un campo di temperature esterne più basso.

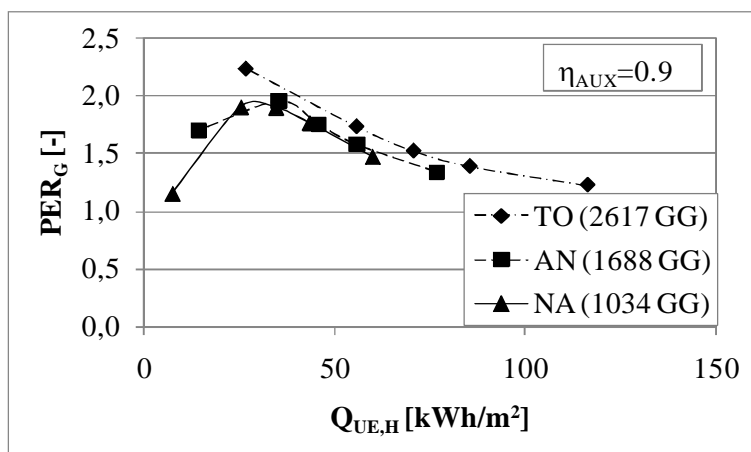


**Figura 13. Andamento del COP della EAHP con presa in considerazione della riduzione di efficienza ai carichi parziali in funzione del fabbisogno di energia termica utile per tre diverse località**

Come visto in precedenza, fissato il tasso di rinnovo aria (e quindi la taglia della EAHP), al crescere del fabbisogno di energia termica utile dell'edificio (legato ad una riduzione degli apporti gratuiti o ad una minore coibentazione di involucro), diminuisce la quota coperta dalla EAHP. Conseguentemente si riduce il rendimento di produzione in quanto si fa sempre maggior ricorso ad un ausiliario di efficienza ridotta.

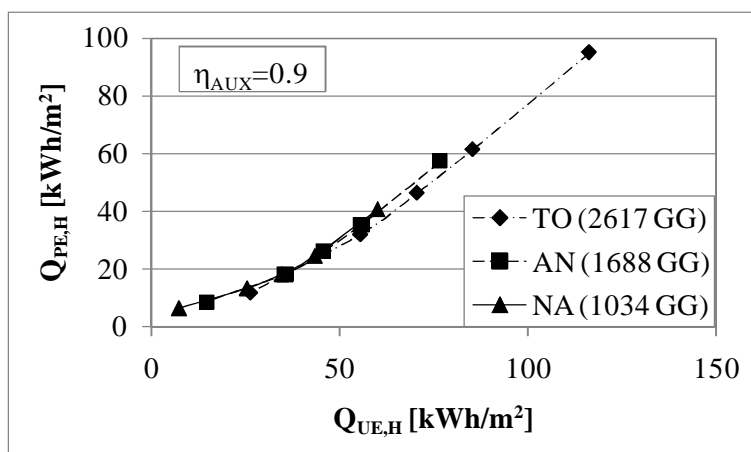
Allo stesso modo al diminuire del fabbisogno di energia termica utile sebbene si riduca (fino anche ad annullarsi) il ricorso all'impianto ausiliario, aumentano i cicli di ON/OFF della EAHP con conseguente riduzione dell'efficienza della macchina e di quella complessiva di impianto.

Alla luce di queste due considerazioni emerge che deve esistere un fabbisogno di energia termica utile per cui il rendimento di produzione (medio di entrambi i sistemi di generazione) è massimo, come si può verificare nel grafico di Figura 14.



**Figura 14. Andamento del rapporto di energia primaria globale per edifici caratterizzati da diverso fabbisogno di energia termica utile e per tre diverse località**

Quantunque il rendimento medio stagionale di produzione sia caratterizzato da un massimo, il fabbisogno di energia primaria ha andamento monotono crescente con il fabbisogno di energia termica utile, come evidenziato dal grafico di Figura 15.



**Figura 15. Andamento del fabbisogno di energia primaria per riscaldamento in funzione**

## 7. Confronto energetico tra recuperatori attivi e passivi

Una possibile alternativa all'utilizzo di una pompa di calore sull'aria espulsa, è l'utilizzo di un recuperatore (o scambiatore) di calore (EAHR). Risulta quindi interessante stabilire quale dei due sistemi risulti maggiormente conveniente in funzione di diverse condizioni al contorno: climatiche, di rendimento di impianto, di domanda di calore dell'edificio.

Il fabbisogno di energia primaria che deve essere soddisfatto nel caso di un edificio dotato di ventilazione meccanica con recuperatore di calore ( $Q_{PE,H,EAHR}$ ) è pari a:

$$Q_{PE,H,EAHR} = \frac{Q_{UE,H} - \varepsilon_{EAHR} \cdot Q_V}{PER_{AUX}} \quad 1$$

Dove:

- $Q_{UE,H}$ : fabbisogno di energia termica utile;
- $\varepsilon_{EAHR}$ : efficienza di scambio del recuperatore;
- $Q_V$ : dispersioni per ventilazione;
- $PER_{AUX}$ : rapporto di energia primaria dell'impianto ausiliario

Il fabbisogno di energia primaria che deve essere soddisfatto nel caso di un edificio dotato di ventilazione meccanica con pompa di calore sull'aria espulsa ( $Q_{PE,H,EAHP}$ ) nell'ipotesi che quest'ultima sia in grado di coprire solo una frazione ( $f_{UE,EAHP}$ ) del fabbisogno di energia termica utile:

$$Q_{PE,H,EAHP} = \frac{f_{UE,EAHP} \cdot Q_{UE,H}}{COP_{EAHP} \cdot \eta_{NES}} + \frac{(1 - f_{UE,EAHP}) \cdot Q_{UE,H}}{PER_{AUX}} \quad 2$$

Dove:

$COP_{EAHP}$ : coefficiente di prestazione della pompa di calore sull'aria espulsa  
 $\eta_{NES}$ : rendimento del sistema elettrico nazionale

La convenienza energetica derivante dall'uso di una pompa di calore sull'aria espulsa in luogo di uno scambiatore di calore è basata sul confronto tra i due valori del fabbisogno di energia primaria:

$$Q_{PE,H,EAHR} > Q_{PE,H,EAHP} \Rightarrow f_{UE,EAHP} \cdot \left( 1 - \frac{PER_{AUX}}{COP_{EAHP} \cdot \eta_{NES}} \right) - \varepsilon_{EAHR} \cdot \frac{Q_V}{Q_{UE,H}} > 0 \quad 3$$

Per l'esecuzione del confronto tra i due sistemi di recupero termico si è assunto che l'impianto ausiliario fosse lo stesso in entrambi i casi.

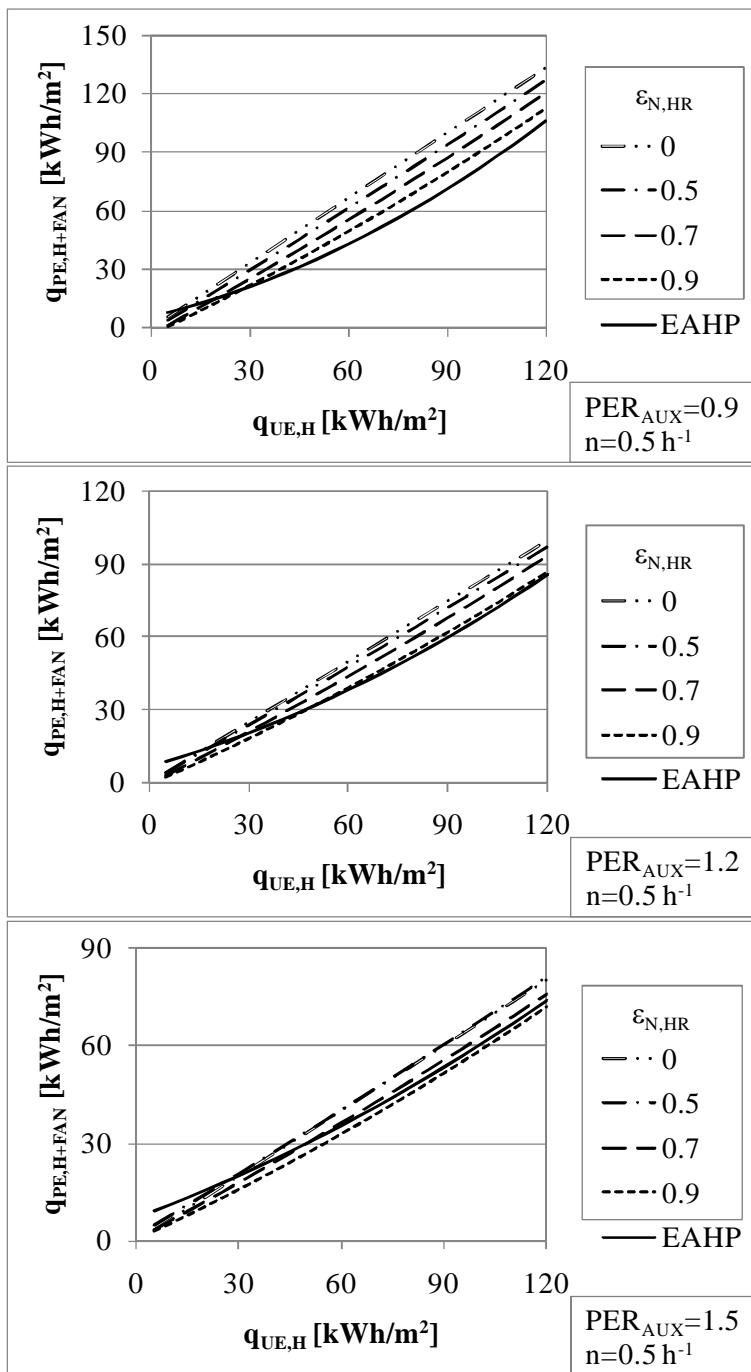
Condizione essenziale per cui risulti maggiormente conveniente il ricorso ad una EAHP in luogo di uno scambiatore è che il rapporto di energia primaria della EAHP ( $COP_{EAHP} \cdot \eta_{NES}$ ) sia maggiore di quello dell'impianto ausiliario ( $PER_{AUX}$ ). Si può quindi asserire che quanto più elevato è il rapporto di energia primaria dell'impianto ausiliario, tanto più sarà probabilmente conveniente il ricorso ad uno scambiatore di calore in luogo di una EAHP. Tale risultato appare ragionevole se si pensa che, poiché la EAHP si sostituisce parzialmente all'impianto ausiliario, cioè copre una frazione della domanda di energia termica dell'edificio, il suo utilizzo è tanto più conveniente quanto più l'efficienza dell'ausiliario è bassa. Se l'efficienza dell'impianto ausiliario è già elevata, è invece preferibile operare una riduzione della domanda di energia termica utile, utilizzando, ad esempio, uno scambiatore di calore.

L'utilizzo della EAHP è inoltre tanto più conveniente da un punto di vista energetico quanto più elevata è la frazione di energia termica utile ( $f_{UE,EAHP}$ ) da essa coperta. Proprio nell'ipotesi di avere un ausiliario con un'efficienza ridotta rispetto a quella conseguibile attraverso la EAHP, il fabbisogno di energia primaria è tanto più basso (a parità di domanda di energia termica dell'edificio), quanto maggiore sarà il ricorso alla pompa di calore sull'aria espulsa.

Analogamente se i carichi dell'ambiente (dispersioni per trasmissione a meno degli apporti gratuiti) sono piccoli rispetto a quelli per ventilazione, anche il risparmio derivante dall'utilizzo della EAHP in luogo dell'impianto ausiliario sarà ridotto. In altri termini, come emerge dall'equazione 3, l'utilizzo di uno scambiatore di calore è tanto più energeticamente conveniente quanto più le dispersioni per ventilazione rappresentano una frazione rilevante del fabbisogno di energia termica utile. Ovviamente al crescere dell'efficienza di scambio del recuperatore aumenta la probabilità di una sua convenienza energetica in luogo della EAHP.

L'equazione 3 ha pertanto fornito interessanti indicazioni su quali siano le condizioni per decretare la convenienza energetica di uno o dell'altro sistema di recupero termico sull'aria espulsa. Tali considerazioni sono state espresse finora in maniera piuttosto qualitativa in quanto sarebbe, senza l'ausilio di nessuna simulazione energetica, poter fissare dei valori dei parametri che in essa rientrano, perché molti di essi sono legati l'uno all'altro e sono valori medi stagionali e non nominali. Si pensi ad esempio alla frazione di energia termica utile coperta dalla EAHP ( $f_{UE,EAHP}$ ) che dipende dal fabbisogno stesso. Nonostante la ridotta possibilità di poter, così semplicemente, quantificare quali siano le condizioni al contorno che determinano la convenienza energetica dell'uno o dell'altro sistema, tutte le considerazioni derivanti dall'analisi dell'equazione 3 si ritroveranno dall'osservazione dei grafici elaborati a seguito di simulazioni dettagliate.

Nei grafici di Figura 16 si riporta l'andamento del fabbisogno di energia primaria specifico comprensivo dei ventilatori ( $q_{PE,H+FAN}$ ) in funzione del fabbisogno di energia termica utile specifico, calcolato in assenza di EAHR ( $q_{UE,H}$ ), per diversi tipi di recuperatori (attivi e passivi) e di rapporto di energia primaria dell'impianto ausiliario. Si ritrovano tutte le considerazioni elaborate precedentemente a partire dall'equazione 3.



**Figura 16. Andamento del fabbisogno di energia primaria specifico comprensivo dei ventilatori ( $q_{PE,H+FAN}$ ) in funzione del fabbisogno di energia termica utile specifico, calcolato in assenza di EAHR ( $q_{UE,H}$ ), per diversi tipi di recuperatori e di rapporto di energia primaria dell'impianto ausiliario**

## 8. Conclusioni

Recuperatori attivi e passivi, nonostante la radice comune costituita dall'utilizzo di una sorgente termica a temperatura favorevole (l'aria espulsa) sono caratterizzati da una differenza sostanziale:

1. Gli EAHR sono sistemi che limitano le dispersioni di ventilazione e quindi in altri termini riducono la domanda di energia termica utile dell'edificio. In maniera indiretta, ovviamente, si riscontra un risparmio di energia primaria, ma grazie alla riduzione del fabbisogno e non di un miglioramento del rendimento di impianto.
2. Le EAHP sono sistemi che, utilizzando una sorgente termica a temperatura favorevole producono una frazione dell'energia termica utile richiesta dall'edificio in maniera più efficiente dell'impianto ausiliario. Non consentono pertanto un risparmio di energia termica utile (come per gli scambiatori di calore) ma, grazie alla migliore efficienza di conversione, garantiscono un risparmio di energia primaria.

La determinazione della convenienza energetica (e successivamente economica) di un sistema rispetto ad un altro non è immediata e deve essere necessariamente valutata attraverso una simulazione energetica del comportamento termico di un edificio caratterizzato dalla presenza di questi sistemi.

## 9. Bibliografia

ASHRAE, Applied heat pump and heat recovery systems, Chapter 8, ASHRAE Systems and Equipments, 2000

Berntsson T., Heat sources – technology, economy and environment, International Journal of Refrigeration 25 (2002) 428-438

Fehrm M., Reiners W., Ungemach M., Exhaust air heat recovery in buildings, International Journal of Refrigeration 25 (2002) 439-449



# Caso studio: impianto a pompa di calore reversibile acqua-acqua per un piccolo edificio utilizzato come spazio espositivo e sala convegni

## 1. Introduzione

Il centro di ricerca di Brasiamone (BO) fu creato all'inizio degli anni sessanta dal CNEN (Comitato Nazionale per l'Energia Nucleare) – divenuto successivamente ENEA - sulla riva orientale di un bacino artificiale a servizio di un impianto idroelettrico dell'ENEL, situato sull'Appennino Tosco-Emiliano ad una quota di 846 m s.l.m. La località ha dunque un clima temperato in estate ed un inverno relativamente rigido (3610 gradi-giorno di riscaldamento).

A metà degli anni ottanta, per iniziativa congiunta dell'ENEA e dell'ENEL, venne costruito sul lato opposto del lago un piccolo edificio (circa 1.800 m<sup>3</sup>) al fine di ospitarvi iniziative di comunicazione al pubblico sulle attività svolte in campo energetico dai due enti; alcune viste dell'edificio sono riportate in Figura 1.

L'impianto di climatizzazione dell'edificio è stato di recentemente rinnovato con l'introduzione di un sistema a pompa di calore reversibile. Il caso studio presenta i risultati del monitoraggio dell'impianto nel suo primo periodo di funzionamento estivo (maggio – settembre).



**Figura 1. Viste dell'edificio**

## 2. Descrizione dell'edificio e degli impianti

L'edificio è una costruzione isolata di due piani f.t. a pianta rettangolare con struttura in cemento armato, tamponamenti in laterizio e tetto a singola falda (pendenza 17°). Il piano terra della costruzione ospita una zona espositiva e una sala conferenze da 130 posti, mentre il primo piano è destinato ad uffici.

L'edificio è climatizzato con un impianto misto aria-acqua con ventilconvettori a due tubi; i servizi igienici sono dotati di un circuito separato a radiatori. L'acqua calda e refrigerata è prodotta con una pompa di calore reversibile acqua-acqua, che tratta anche l'acqua calda per uso igienico-sanitario. La fonte / pozzo termico è rappresentata dall'acqua prelevata dal bacino artificiale di Brasiamone. E' presente una caldaia a gas di integrazione. I parametri prestazionali dell'impianto sono rilevati e controllati da un BEMS (Building Energy Monitoring System) di nuova installazione.

Il trattamento dell'aria primaria avviene in un'unità di trattamento aria (UTA), di portata nominale pari a 3200 m<sup>3</sup>/h (100% aria esterna con recupero), costituita dai seguenti elementi (Figura 2):

- Presa aria esterna con pre-filtro
- Recuperatore aria-aria
- Batteria di pre-riscaldamento
- Batteria di raffreddamento deumidificazione
- Sezione umidificante a vapore
- Batteria di post-riscaldamento
- Filtro ad alta efficienza
- Ventilatore di mandata a portata variabile (regolata da inverter)
- Ventilatore di ripresa a portata variabile (regolata da inverter)

La UTA fornisce aria di rinnovo trattata alla sala conferenze, che viene quindi estratta in parte dalla sala stessa e in parte dai locali adiacenti.



**Figure 2. Unità di Trattamento Aria**

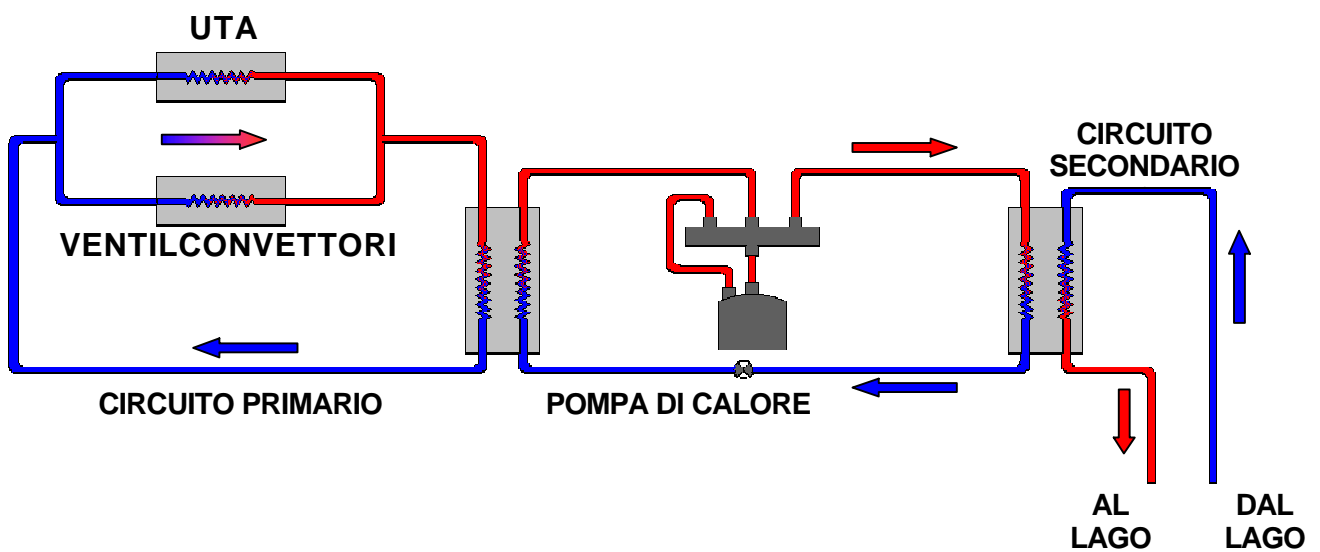
La pompa di calore reversibile acqua-acqua (Figura 3) fornisce una potenza termica nominale pari a 60 kW in raffreddamento (con acqua a 7-12°C) e a 68 kW in riscaldamento (con acqua a 40-45°C). Un condensatore dedicato permette il recupero termico quando la pompa di calore opera in

regime estivo. Uno schema idraulico generale è riportato in Figura 4, in cui è evidenziata la presenza di un circuito utilizzatore (primario) che serve i ventilconvettori e la UTA e di un circuito secondario che scambia calore con il bacino. Lo scambiatore del circuito primario, del tipo a fascio tubero, è inserito in un accumulo inerziale di capacità 200 litri. Lo scambiatore del circuito secondario è del tipo a piastre saldobrasate, così come il condensatore di recupero. Il circuito secondario utilizza acqua glicolata per eliminare il rischio di congelamento. La caldaia a gas, pre-esistente, è stata mantenuta quale sistema integrativo di emergenza.

Un riepilogo delle caratteristiche dell'impianto è riportato in Tabella 1.



**Figura 3. Pompa di calore**



**Figura 4. Schema del circuito idraulico**



**Tabella 1 – Caratteristiche dell'impianto**

**Unità di trattamento aria**

Portata d'aria in mandata	3200 m <sup>3</sup> /h
Portata d'aria in estrazione	2600 m <sup>3</sup> /h
Portata di vapour di umidificazione	10 kg/h

**Terminali ad acqua**

Ventilconvettori (tre circuiti indipendenti)	Sala conferenze, zona espositiva, uffici
Radiatori	Servizi igienici

**Pompa di calore**

Marca e modello	Tonon EPH 58-2
Potenza di raffreddamento	68 kW @ 7-12°C
Potenza di riscaldamento	60 kW @ 40-45°C
Potenza elettrica in ingresso	16.2 kW
Compressore frigorifero	Due compressori ermetici scroll
Fluido refrigerante	R407c

**Caldiaia a gas**

70 kW (esistente)

**3. Strategia di controllo**

L'edificio è dotato di un BEMS che opera su due livelli gerarchici: un insieme di unità locali regolano i singoli componenti dell'impianto (terminali, UTA, pompa di calore), mentre la funzione di supervisione centrale è svolta da un PC dedicato. Quest'ultimo è in grado di trasmettere dati ad uno o più client esterni, come qualsiasi web server Internet, con l'unico requisito per l'utente remoto di disporre di un browser Internet e di una password di accesso al sito Web. I dati raccolti (temperatura dell'aria e dell'acqua, consumi elettrici, allarmi, richieste di intervento all'operatore, ecc.) sono memorizzati e possono essere scaricate da un computer remoto. Un esempio di videata del BEMS è riportata in Figura 5.



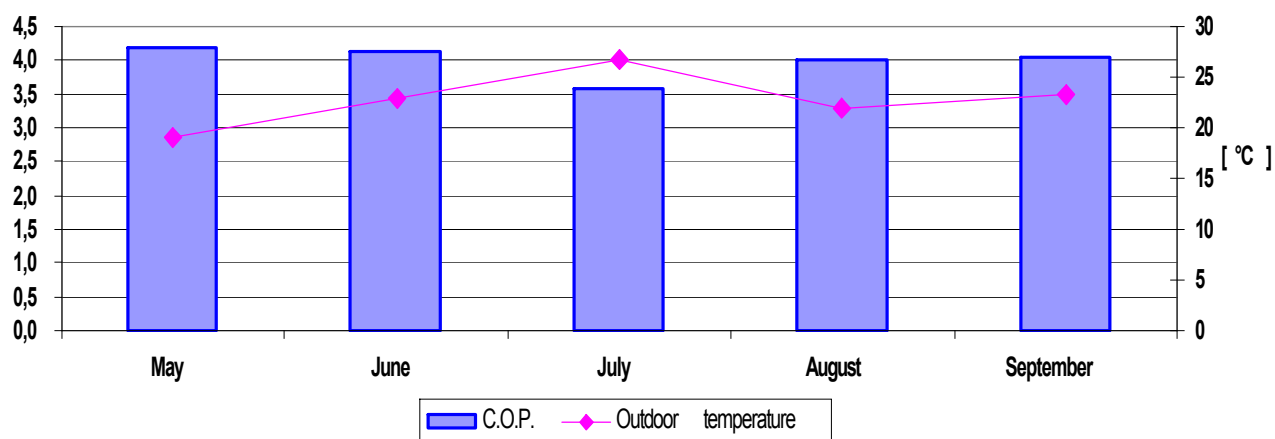
**Figura 5. Esempio di videata del BEMS**

La regolazione della potenza prodotta dalla pompa di calore viene attuata con un controllo on-off dei due compressori: pertanto due livelli di potenza sono possibili. Il controllo di temperatura e umidità nell'UTA è di tipo tradizionale, così come il controllo termostatico dei terminali locali ad acqua.

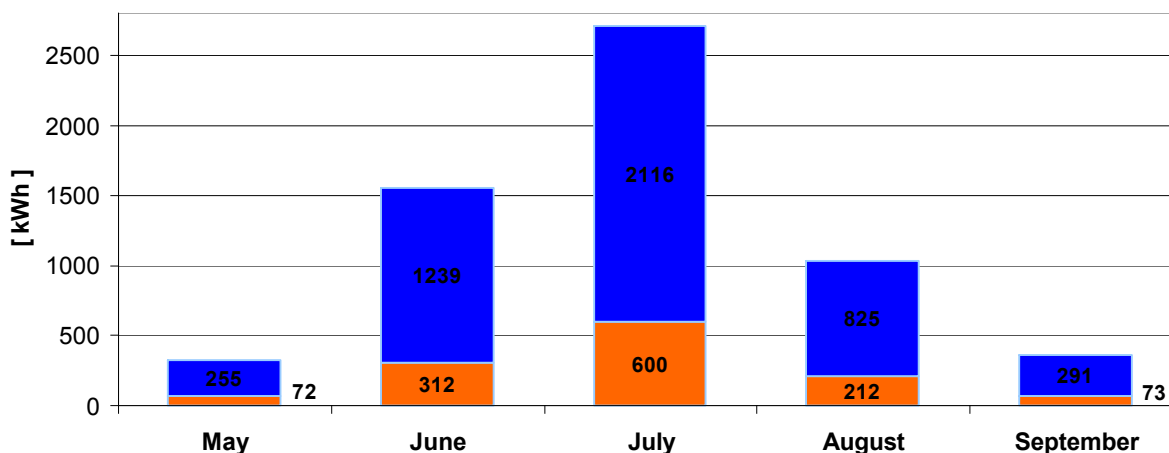
#### 4. Analisi delle prestazioni dell'impianto

I principali risultati della campagna di monitoraggio estivo sono riassunti nelle figure 6-9; tutti i dati sono stati rilevati dal BEMS e scaricati da una postazione remota situata al Politecnico di Torino. Dall'analisi dei dati risultano le seguenti osservazioni:

- Il valore medio mensile del COP, calcolato come rapporto fra l'energia utile prodotta e l'energia elettrica assorbita dalla pompa di calore, è compreso nell'intervallo 3,5-4, con valore medio nel periodo di monitoraggio pari a 3,9 (Fig. 6); il grafico riporta anche l'andamento della temperatura media mensile e si rileva che il COP minimo si è verificato, come atteso, nel mese più caldo. I valori mensili dell'energia termica utile ed elettrica assorbita sono riportati in Fig. 7.

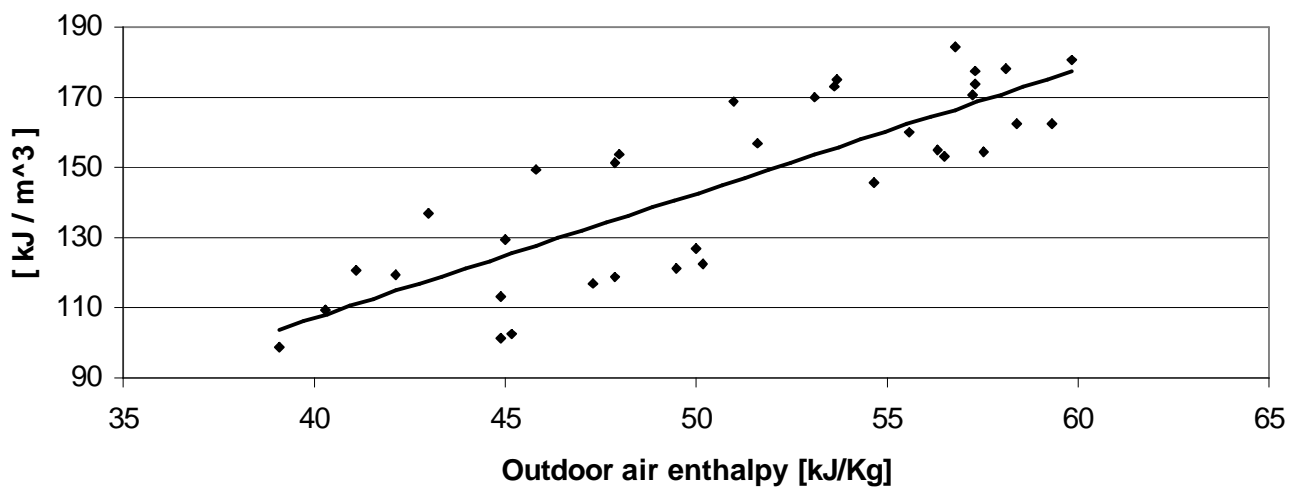
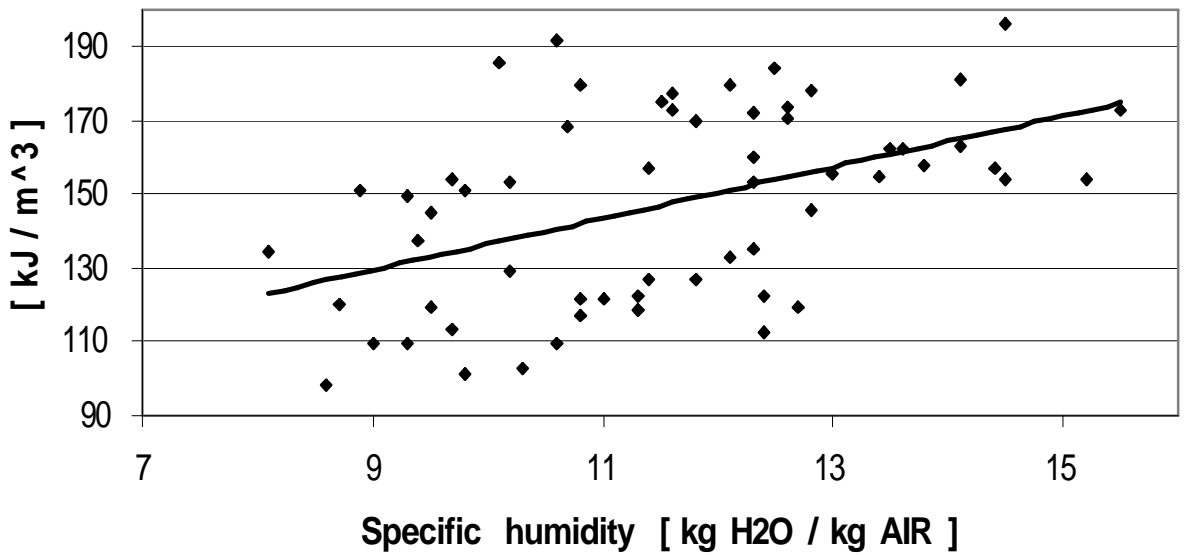
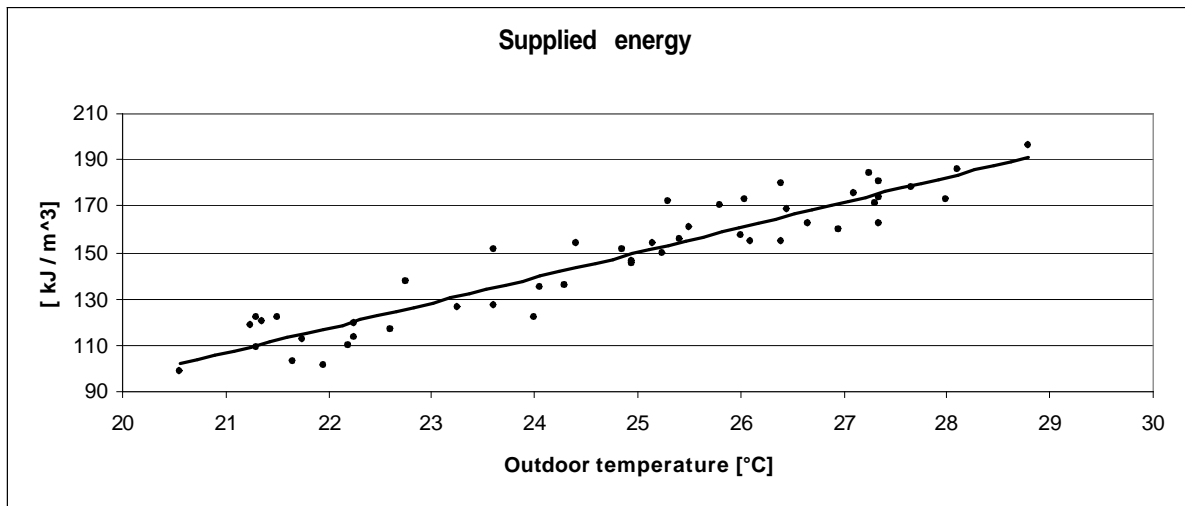


**Figura 6. Andamento del COP e della temperatura esterna media mensile**



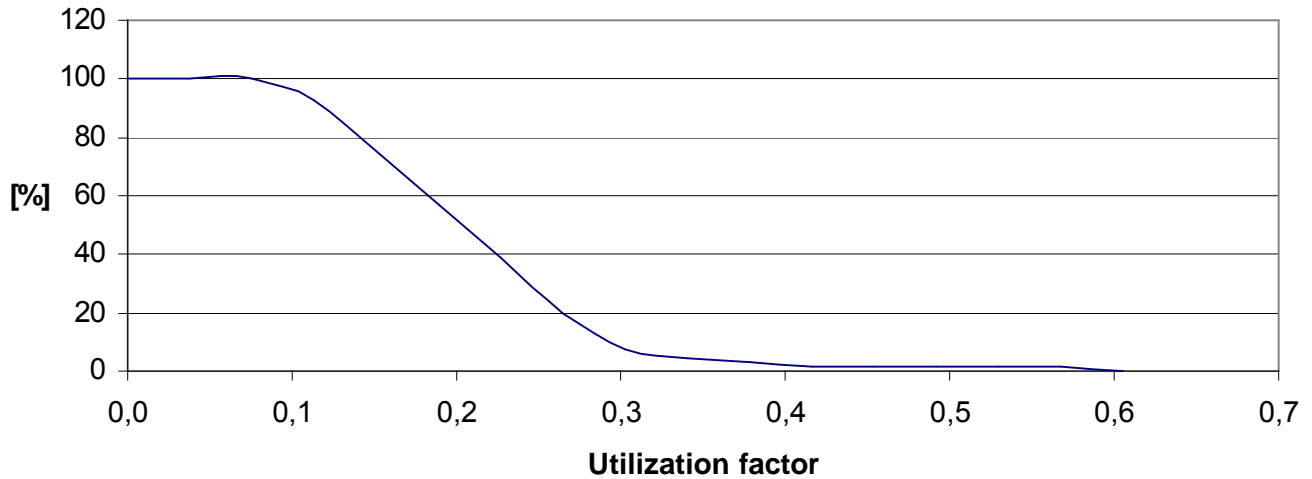
**Figura 7. Energia utile prodotta ed energia elettrica assorbita**

- E' stata sviluppata un'analisi di correlazione per determinare la dipendenza dell'energia utile fornita dalla pompa di calore all'impianto di condizionamento dai parametri climatici esterni: temperatura, umidità specifica ed entalpia dell'aria (Fig. 8). La correlazione migliore si ottiene con la temperatura esterna: questo risultato si spiega considerando che, nel periodo di monitoraggio, il trattamento dell'aria primaria era generalmente escluso (la sala conferenze è stata infatti utilizzata raramente). Il carico termico dell'impianto (circuiti ventilconvettori) deriva quindi essenzialmente dagli apporti di calore sensibile per conduzione e radiazione solare, il cui andamento è ben correlato con quello della temperatura esterna.



**Figura 8. Energia utile (per unità di volume) fornita all'impianto di climatizzazione in funzione di temperatura, umidità specifica ed entalpia dell'aria esterna.**

- Infine, il fattore di carico della pompa di calore è stato calcolato a partire dal ciclo di lavoro del compressore: essendo la regolazione del tipo on-off, è infatti possibile determinare il fattore di carico dalla semplice misura del tempo di accensione di ciascun compressore (Fig. 9). Il grafico mostra che la potenza impegnata è stata mediamente molto inferiore alla capacità della macchina, fatto ancora una volta dovuto alla scarsa utilizzazione della sala conferenze.



**Figure 9. Frequenza cumulate del fattore di carico della pompa di calore**

## 5. Conclusioni sul caso studio

Il caso studio ha permesso di mettere a punto una semplice metodologia di indagine basata totalmente su dati sperimentali acquisiti da un BEMS e accessibili in remoto via Web. I parametri prestazionali della pompa di calore nel funzionamento estivo sono in linea con i valori attesi per un sistema acqua-acqua (COP prossimo a 4) e risultano ben correlati con la temperatura esterna dell'aria.

I programmi iniziali avevano previsto di continuare il monitoraggio dell'impianto nella successiva stagione di riscaldamento; non è stato possibile effettuare tale attività a causa di problemi organizzativi interni alla struttura che ha in gestione l'impianto.

# Caso studio: Impianto a pompa di calore reversibile aria-aria a portata variabile di refrigerante per un edificio storico adibito ad ufficio

## 1. Introduzione

Il Palazzo della Regione Piemonte, situato a Torino, insiste sull'area compresa tra via Palazzo di Città, piazza Castello e via Garibaldi; la pianta è ad U, con cortile interno e tre maniche. L'edificio si sviluppa su cinque piani a pianta uguale, oltre ad un piano sesto di sottotetto e la copertura, in parte a falde e in parte piana. La facciata principale risale presumibilmente al '700, ma nel dopoguerra l'edificio è stato quasi interamente ricostruito con strutture verticali in cemento armato e solai in laterocemento, mantenendo solo le facciate e alcune parti di murature portanti. Sono stati inoltre realizzati due piani interrati adibiti ad autorimessa e spazi tecnici.

L'immobile è attualmente utilizzato come sede direzionale per la Regione Piemonte; i locali sono prevalentemente adibiti ad uso ufficio, ad eccezione dei due alloggi per i custodi e la Tesoreria Regionale, i quali sono climatizzati con sistemi identici a quelli presenti nei restanti locali, ma con linee dedicate e orari di utilizzo diversi.



**Figura 1. Vista del palazzo della Regione lato piazza Castello**

Nell'anno 2002, all'interno di un contratto pluriennale di *global service*, è stato effettuato il rifacimento totale degli impianti di climatizzazione, di illuminazione e antincendio; sono state inoltre apportate alcune modifiche strutturali all'edificio, con ristrutturazione dei locali nel sottotetto per l'alloggiamento dei sistemi di climatizzazione e della centrale termica.

L'edificio è stato dotato di un sofisticato sistema di *building automation* (BEMS) che permette, oltre alle funzioni tradizionali di regolazione degli impianti, di effettuare un monitoraggio puntuale delle condizioni di occupazione dei singoli locali (compresa l'apertura / chiusura delle finestre), il che consente di ottimizzare la gestione degli impianti di climatizzazione (unità terminali locali e distribuzione di aria primaria) e di illuminazione (accensione / spegnimento dei singoli apparecchi in base alla presenza di persone e alle condizioni di luce naturale).



## 2. L'impianto di climatizzazione

Prima dell'intervento del 2002, l'edificio era dotato di un impianto di riscaldamento a radiatori e di sistemi di climatizzazione estiva di differente tipologia nelle varie zone (perlopiù condizionatori autonomi), installati in tempi diversi e caratterizzati da elevati consumi e prestazioni non sempre soddisfacenti: di qui la decisione di realizzare un impianto centralizzato completamente nuovo.

La necessità di garantire l'occupazione dell'edificio durante i lavori ha portato a scegliere un impianto misto, che prevede trattamento di aria primaria e controllo della temperatura ambiente per mezzo di un sistema a pompa di calore reversibile aria-aria ad espansione diretta, a portata variabile di refrigerante (VRF), con terminali del tipo ventilconvettori. Le batterie delle UTA sono alimentate con acqua calda e refrigerata, prodotta rispettivamente con una caldaia modulare a gas e con un gruppo frigorifero condensato ad aria con alimentazione elettrica. Nei vani scale e locali di servizio è presente un impianto di riscaldamento a radiatori.

### 2.1 Impianto di climatizzazione VRF

L'impianto VRF utilizza il fluido R10A per riscaldare e raffrescare tutti gli ambienti occupati da persone: uffici, corridoi principali e sale riunione. I compressori frigoriferi, di tipo "scroll", sono regolati con inverter. Il sistema è modulare; ciascun modulo è composto da un'unità esterna condensante (in raffreddamento) / evaporante (in riscaldamento), posta in appositi spazi ricavati in copertura, a cui sono collegate, attraverso tubazioni in rame, più unità terminali interne. L'impianto è di tipo a recupero di calore ("tre tubi") per il secondo piano, mentre, per tutti gli altri piani, è della tipologia a pompa di calore reversibile tradizionale ("due tubi"); ne consegue la possibilità di riscaldare e raffrescare simultaneamente uffici diversi al secondo piano, mentre per i restanti piani si lavora in commutazione stagionale.

Ciascuna unità esterna è abbinata ad una zona del palazzo e serve, a seconda della taglia, da 4 a 30 unità interne (v. tabella 1). Le 270 unità terminali interne (v. tabella 2) sono per il 90% del tipo a pavimento con installazione a vista; il restante 10% è costituito da unità a soffitto. Le unità sono collegate ad una rete di tubazioni in PVC per lo smaltimento della condensa.



**Figura 2. Unità esterne condensanti / evaporanti installate nel sottotetto lato via Palazzo di Città**

**Tabella 1 – Caratteristiche delle unità esterne**

PIANO	SIGLA	POTENZA NOMINALE [kW]	DESTINAZIONE O ZONA EDIFICIO	N° UNITÀ INTERNE COLLEGATE
Piano terra	MC16	7,5	Tesoreria	9
	MC15	15	via Garibaldi	11
	MC14	15	via Palazzo di Città	13
Primo piano	MC13	3,75	Tesoreria	4
	MC12	3,75	alloggio custode	4
	MC11	15	via Garibaldi	18
	MC10	3,75	alloggio custode	4
	MC9	15	via Palazzo di Città	18
Secondo piano	MC8	22,5	via Garibaldi	30
	MC7	22,5	via Palazzo di Città	20
Terzo piano e Secondo piano ammezzato	MC6	22,5	via Garibaldi	28
	MC5	22,5	via Palazzo di Città e piano ammezzato	29
Quarto piano	MC4	22,5	via Garibaldi	24
	MC3	22,5	via Palazzo di Città	24
Quinto piano	MC2	22,5	via Palazzo di Città	18
	MC1	22,5	via Garibaldi	16

**Tabella 2 – Caratteristiche delle unità interne**

PIANO	POTENZA RAFFREDDAMENTO NOMINALE [kW]	POTENZA RISCALDAMENTO NOMINALE [kW]	QUANTITÀ'	TIPOLOGIA
Piano terra	2,2	2,5	1	a parete
	3,6	4	13	a parete
	4,5	5	6	a parete
	5,6	6,3	11	a parete
	7,1	8	2	a parete
	4,5	5	1	a soffitto
	5,6	6,3	1	a soffitto
	9	10	2	a soffitto
Primo piano	2,2	2,5	10	a parete
	2,8	3,2	13	a parete
	3,6	4	9	a parete
	4,5	5	4	a parete
	5,6	6,3	1	a parete
	2,8	3,2	2	a soffitto
Secondo piano	2,2	2,5	9	a parete
	2,8	3,2	6	a parete
	3,6	4	10	a parete
	4,5	5	14	a parete
	5,6	6,3	6	a parete
	7,1	8	2	a parete
	2,8	3,2	3	a soffitto

<b>Terzo piano</b>	2,2	2,5	11	a parete
	2,8	3,2	20	a parete
	3,6	4	19	a parete
	4,5	5	6	a parete
	5,6	6,3	2	a parete
	7,1	8	2	a parete
<b>Quarto piano</b>	2,2	2,5	8	a parete
	2,8	3,2	18	a parete
	3,6	4	15	a parete
	4,5	5	3	a parete
	5,6	6,3	4	a parete
<b>Quinto piano</b>	2,8	3,2	5	a parete
	3,6	4	3	a parete
	4,5	5	18	a parete
	5,6	6,3	5	a parete
	7,1	8	3	a parete

Il sistema di regolazione della temperatura ambiente è dotato di un regolatore a microprocessore che agisce sulla valvola elettronica d'espansione così da variare in continuo la portata di refrigerante in risposta alle fluttuazioni di carico termico. In questo modo il sistema mantiene temperature confortevoli ad un livello costante, senza gli sbalzi tipici dei regolatori on-off. Le unità esterne sono anch'esse dotate di controllo a microprocessore che agisce sulla capacità dei compressori, regolando la portata di fluido refrigerante in base alle effettive esigenze dell'ambiente. Questa regolazione assicura un funzionamento efficiente in tutte le fasi del ciclo operativo del sistema, anche per temperature esterne invernali fino a  $-15^{\circ}\text{C}$ .

Tutte le unità di un piano, interne ed esterne, sono collegate fra loro con una linea di trasmissione dati che fa capo ad un'unità di concentrazione di zona, la quale a sua volta è collegata alla postazione centrale del BEMS. Da entrambe le postazioni è possibile accedere alle funzioni di controllo e diagnosi del sistema VRF. L'attivazione delle unità interne può avvenire, ad orari predefiniti, mediante i rilevatori di presenza persona. Per effetto della modularità tipica di tale sistema, è possibile attivare anche una sola unità interna per ogni zona senza deperimento dell'efficienza.

L'impianto comunica al BEMS una notevole quantità di dati: segnali di allarme, tempo di funzionamento delle singole unità esterne, temperatura interna di ogni locale, condizioni di funzionamento delle unità interne, condizioni dei compressori e altro ancora, fornendo quindi la possibilità di monitorare quasi tutte le variabili in gioco e di conoscere istante per istante le condizioni operative del sistema.

Contrariamente agli impianti ad acqua, la commutazione stagionale (riscaldamento / raffrescamento) non richiede operazioni particolari da eseguire sul posto; infatti, essa è istantanea e può essere anche eseguita a distanza dalla postazione centrale. La rapidità di commutazione consente al sistema di rispondere alle repentine variazioni delle condizioni climatiche esterne tipiche delle mezze stagioni, con sensibile riduzione dei consumi di energia primaria.

## 2.2 Impianto ad aria primaria

L'impianto di ventilazione meccanica assicura il ricambio d'aria ed il controllo dell'umidità interna; esso è composto, per ciascuna delle tre maniche dell'edificio, da una UTA e da una rete di canalizzazioni di mandata e di estrazione dell'aria. Tutte le bocche di presa d'aria e le espulsioni sono realizzate al piano copertura.

Le canalizzazioni di mandata ed estrazione aria a servizio delle tre maniche di edificio, in lamiera zincata, sono dotate di serranda di esclusione per ogni singolo piano, per un totale di 18 zone funzionalmente indipendenti. Anche le sale ad uso comune occupate solo saltuariamente, come ad esempio le sale riunione, sono dotate di serranda di esclusione. Tutte le serrande sono azionate dal sistema centrale; inoltre, quelle di zona sono gestibili ad orario liberamente programmabile e, quelle delle sale, anche attraverso un pulsante di attivazione disposto sul campo. La rete di mandata è installata, nei tratti verticali, in apposito cavedio e, nei tratti orizzontali, al di sopra della controsoffittatura dei corridoi. L'immissione dell'aria nei locali occupati avviene attraverso bocchette ad effetto coanda installate sulle pareti adiacenti ai corridoi. La rete di estrazione, installata come sopra, provvede invece a captare l'aria viziata dai servizi igienici attraverso valvole di ventilazione posizionate sul soffitto.



**Figura 3. UTA lato via Palazzo di Città**

Le tre UTA, installate al piano copertura, del tipo a doppia parete con interposto materiale isolante, sono composte da:

- sezione di presa aria esterna con recuperatore di calore statico ad alta efficienza (60%);
- sezione ventilante di estrazione aria;
- sezione di filtrazione;
- batteria di preriscaldamento ad acqua;
- sezione di umidificazione con produttore di vapore ad elettrodi immersi;
- batteria di raffreddamento ad acqua;
- separatore di gocce,
- batteria di postriscaldamento ad acqua;
- sezione ventilante di mandata;
- silenziatori a setti fonoassorbenti opportunamente dimensionati.

Le batterie di scambio termico sono dimensionate considerando una temperatura di mandata dell'acqua di 60°C con un salto termico di 15°C, in modo da utilizzare in ogni condizione l'effetto di condensazione sulle caldaie. I ventilatori di mandata e di estrazione delle UTA sono azionati a velocità variabile, in modo da adeguare la portata d'aria alle effettive esigenze dell'ambiente.

La regolazione dell'impianto ad aria primaria avviene mediante apparecchiature a microprocessore connesse alla postazione centralizzata del BEMS; sono stati previsti i seguenti anelli di regolazione:

- regolazione PID della temperatura dell'aria a valle della batteria di preriscaldamento, con sonda di temperatura a valle del pacco di umidificazione e valvola a tre vie modulante;
- regolazione PID della temperatura dell'aria di mandata, con sonda di temperatura e valvole a tre vie modulanti. L'anello agisce in sequenza sulle valvole a tre vie modulanti della batteria di riscaldamento e su quelle della batteria di raffreddamento;

- regolazione PID a punto fisso dell'umidità ambiente con sonda sul canale di estrazione dell'aria. L'anello agisce in sequenza in modo on-off sulla pompa del sistema di umidificazione e in modo modulante sulla valvola a tre vie della batteria di raffreddamento (deumidificazione);
- regolazione PID della pressione dell'aria a punto fisso con sonda sul canale di mandata e azione modulante sul variatore di frequenza, abbinato al motore del ventilatore di mandata;
- regolazione PID della portata d'aria di ripresa, mediante il confronto fra la velocità dell'aria nel condotto di mandata e nel condotto di ripresa, che agisce sul variatore di frequenza abbinato al motore del ventilatore di ripresa in modo che il rapporto fra le portate di ripresa e mandata sia costante. Il valore della costante è stato determinato sperimentalmente in fase di taratura dell'impianto, così da mantenere i locali in leggera sovrappressione.

Per effetto della regolazione di portata, della regolazione di temperatura e del recuperatore di calore, il sistema adottato assicura un'alta efficienza energetica. È importante evidenziare come l'impianto ad aria primaria in esame non presenti batterie di post-riscaldamento; si cerca infatti di gestire al meglio le temperature di mandata: ad esempio, con una temperatura leggermente più bassa nelle mezze stagioni si riesce ad evitare il surriscaldamento dei locali nel pomeriggio.

### *2.3 Centrale termica e centrale frigorigena*

La centrale termica, ubicata al quinto piano dell'edificio nella manica lato via Garibaldi, è dotata di un generatore di calore modulare costituito da cinque unità a condensazione alimentate a gas metano con bruciatore modulante. Nello stesso locale sono installate le elettropompe gemellari (un gruppo per i radiatori, l'altro per le batterie delle UTA), il gruppo di trattamento dell'acqua di reintegro ed i rimanenti accessori. I generatori di calore sono dotati di un sistema di regolazione in cascata che provvede ad inserire uno o più bruciatori in funzione del fabbisogno di calore istantaneo. Il gruppo di pompaggio dell'impianto a radiatori è dotato di valvola a tre vie per la regolazione della temperatura di mandata (da 70°C a 20°C) in funzione della temperatura esterna (rispettivamente tra -8°C e +20°C). E' previsto l'arresto automatico del gruppo di pompaggio qualora la temperatura esterna superi i 20°C.

La centrale frigorigena è dotata di un gruppo refrigeratore a R407C, ubicato nel sottotetto verso piazza Castello, con condensatori remoti raffreddati ad aria, collocati all'aperto sul terrazzo verso via Palazzo di Città). La circolazione dell'acqua refrigerata è assicurata da un gruppo di elettropompe gemellari; nello stesso circuito è inserito un serbatoio d'accumulo per evitare un numero eccessivo di avviamenti dei compressori. Il gruppo è dotato di un sistema di regolazione a microprocessore che controlla l'inserimento in sequenza dei compressori in funzione del fabbisogno istantaneo di fluido refrigerante e trasmette al BEMS i principali parametri operativi.



**Figura 4. Condensatore remoto del gruppo frigorigeno**



## 2.4 Impianto a radiatori

L'impianto a radiatori di servizi igienici e vani scala è composto da una rete di tubazioni orizzontali e verticali in acciaio ed in rame e da corpi scaldanti in ghisa a piastre generalmente posti nei vani sotto finestra. La regolazione locale di temperatura avviene con valvole termostatiche installate a bordo di ogni corpo scaldante. Le apparecchiature di regolazione della temperatura di mandata sono azionabili anche dalla postazione centrale del BEMS. Tutti i servizi igienici sono dotati di un sistema di ventilazione forzata ad estrazione.

## 3. Condizioni di progetto e dimensionamento dell'impianto

Ai fini del progetto termotecnico i locali dell'edificio sono stati suddivisi in gruppi secondo la loro destinazione d'uso, individuando le seguenti zone principali (v. tabella 3):

- *uffici, corridoi principali, sale riunione ed in genere luoghi occupati permanentemente da persone*: climatizzazione estiva ed invernale con controllo dell'umidità relativa media e della temperatura di ogni singolo locale;
- *servizi igienici e locali fumatori*: solo riscaldamento invernale, con estrazione forzata,;
- *vani scala*: solo riscaldamento invernale;
- *depositi e autorimesse ai piani interrati*: solo ventilazione forzata ove necessario, senza riscaldamento.

**Tabella 3 - Condizioni di progetto e dati di sintesi dell'edificio**

DATI LOCALITÀ		DATI EDIFICIO	
quota sul livello del mare:	239 m	superficie climatizzata:	11500 m <sup>2</sup>
zona climatica:	E	volume climatizzato:	35000 m <sup>3</sup>
gradi giorno:	2617	altezza ambienti interni:	3 m
latitudine:	45° NORD	numero locali climatizzati:	206
periodo di riscaldamento:	183 giorni		
CONDIZIONI DI PROGETTO ESTERNE	CONDIZIONI DI PROGETTO INTERNE	RICAMBIO D'ARIA	
<b>INVERNO</b> temperatura: - 8°C umidità relativa: 60% <b>ESTATE</b> temperatura: + 3,5°C umidità relativa: 50% escursione termica: 11°C	<b>INVERNO</b> temperatura: +20°C±1°C umidità relativa: 50% ± 5% <b>ESTATE</b> temperatura: +26°C±1°C umidità relativa: 35% ± 5%	<b>PORTATE D'ARIA</b> sale riunione: 36 m <sup>3</sup> /h per persona sale proiezione e riunione ad uso saltuario: 19,8 m <sup>3</sup> /h per persona maggiore di 10 volumi/h (in estrazione) servizi igienici, antibagni ciechi e sale fumatori: 39,6 m <sup>3</sup> /h per persona, con un inimo di 1,5 vol ambiente per ora <b>OCCUPAZIONE</b> uffici singoli: 16 m <sup>2</sup> a persona uffici open space: 8 m <sup>2</sup> a persona 1,66 m <sup>2</sup> a persona locali riunione: 1,66 m <sup>2</sup> a persona locali proiezione e riunione ad uso saltuario: non considerato corridoi, depositi:	
ALTRI DATI DELL'IMPIANTO			
<b>Potenze interne endogene e di illuminazione</b> carico endogeno negli uffici: 15 W/m <sup>2</sup> carico di illuminazione uffici e sale riunioni: 15 W/m <sup>2</sup> <b>Tipologia e condizioni dei fluidi termovettori</b> fluido refrigerante: R407C, R410A, R22 batterie di scambio termico: acqua calda 60°C + 45°C acqua refrigerata 7°C + 12°C radiatori: acqua calda 70°C + 60°C		<b>Orario di funzionamento:</b> 12 ore al giorno <b>Velocità dell'aria</b> velocità dell'aria massime effettive nelle canalizzazioni: presa d'aria esterna (v <sub>max</sub> ): 3 m/s canali principali (v <sub>max</sub> ): 8 m/s canali secondari (v <sub>max</sub> ): 5 m/s velocità dell'aria nel volume convenzionalmente occupato: minore di 0,15 m/s velocità dell'aria nelle UTA: attraversamento delle batterie pari a 2 ÷ 2,6 m/s	

Il calcolo dei carichi termici ha portato ai risultati riassunti in Tabella 4; per la voce "trattamento dell'aria di ventilazione" si è trascurato l'apporto del recuperatore di calore.

**Tabella 4 – Carichi termici di progetto**

ZONA	CARICO INVERNALE	CARICO ESTIVO	
	carico sensibile [kW]	carico sensibile [kW]	carico latente [kW]
zone climatizzate con impianto VRV	470	390	25
zone riscaldate con impianto a radiatori	155		
trattamento aria di ventilazione	295	87	153
TOTALE	920	655	

Le apparecchiature sono state dimensionate dopo aver individuato le condizioni di esercizio più gravose per i vari componenti, i quali, se necessario, sono stati opportunamente sovradimensionati. Ciò consente di compensare l'eventuale decadimento delle prestazioni con annessa usura dei componenti stessi. Di seguito vengono brevemente esposti i risultati dei dimensionamenti per ogni impianto presente. Le UTA sono state dimensionate per operare in *free-cooling* nelle stagioni e nelle condizioni esterne adeguate, al fine di risparmiare una quota considerevole di energia per la climatizzazione; si fa notare come la portata massima delle tre UTA sia sufficiente per effettuare in un'ora un ricambio totale dell'aria di tutto l'edificio.

### 3.1 Impianto di climatizzazione VRF

Sulla base delle condizioni di progetto invernali l'impianto VRF è stato realizzato con un sovradimensionamento cautelativo del 20%; si è quindi verificato che, nelle condizioni estive, ogni unità terminale abbia una capacità di raffreddamento sensibile almeno pari al massimo carico sensibile istantaneo dell'ambiente. In alcuni casi le condizioni estive sono risultate più gravose ed è stato necessario correggere la capacità dell'unità interna rispetto alle condizioni invernali. Il risultato è un impianto leggermente sovradimensionato, con capacità di riscaldamento invernale effettiva di progetto pari a circa 600 kWt e capacità di raffreddamento estivo di circa 550 kWf.

L'affidabilità del sistema risulta particolarmente elevata, poiché, come detto, l'eventuale guasto di uno dei compressori delle unità esterne non pregiudica il funzionamento degli altri, i quali possono perciò garantire il servizio di climatizzazione estivo ed invernale praticamente senza mancanza di continuità. L'eventuale disservizio è peraltro solo parziale, ed altresì effettivamente riscontrabile dagli utenti solo in caso di guasti avvenuti in concomitanza con le condizioni di massimo carico.

### 3.2 Centrale termica e centrale frigorifera

I generatori di calore a condensazione hanno una potenzialità complessiva di 505 kWt, ben superiore quindi alla somma delle potenze richieste dall'impianto a radiatori e da quello di trattamento aria, complessivamente pari a 450 kWt.

Il refrigeratore, che per il suo utilizzo non risulta critico, ha una potenza pari a quella richiesta dalle batterie di raffreddamento e deumidificazione delle UTA. Il carico massimo si verifica in un'umida giornata di mezza stagione con temperatura esterna di circa 20°C. Inoltre, considerato l'andamento della temperatura di mandata dalle UTA, non si è reso necessario alcun sovradimensionamento. Pertanto si è installato un refrigeratore d'acqua con capacità nominale pari a 223,4 kWf. L'apparecchio è dotato di due compressori semiermetici con circuiti indipendenti e controllo di capacità in sequenza su quattro gradini (33 – 50 – 83 – 100%).

### 3.3 Impianto a radiatori

I corpi scaldanti risultano sovradimensionati del 20% rispetto alla loro potenza nominale; questo consente di adottare una temperatura di mandata dell'acqua inferiore e di avere un salto termico maggiore al fine di sfruttare al massimo l'elevata efficienza dei generatori di calore a condensazione.

#### 4. Analisi sperimentale di funzionamento dell'impianto

Nel corso delle ispezioni effettuate in campo si sono constatati numerosi problemi di gestione, tipici delle fasi di messa a punto dei nuovi impianti nella fase di avvio.

Le temperature realmente impostate dagli utenti degli uffici sono differenti rispetto a quelle previste in sede di progetto. In particolare la specifica riguardante la variazione di temperatura ammessa rispetto ai due set point (26°C in estate e 20°C in inverno), fissata su valori limite di  $\pm 0,5^\circ\text{C}$ , non viene rispettata. Infatti, poiché i terminali predisposti nei singoli ambienti permettono all'occupante di stabilire a piacimento la temperatura, essa può anche scostarsi considerevolmente dai valori previsti in relazione alle individuali esigenze di benessere. La conseguenza diretta di questa situazione è rappresentata da un aumento dei consumi nelle diverse stagioni, sebbene l'impianto installato abbia la capacità di minimizzare la richiesta elettrica dei compressori nelle diverse condizioni di carico.

Il quadro generale di sistema, posto nel locale sottotetto lato via Garibaldi, consente di visualizzare un gran numero di informazioni, tra cui le proprietà termoigrometriche delle singole zone, il tempo e lo stato di funzionamento sia delle unità esterne sia delle unità interne e segnalazioni di eventuali malfunzionamenti (o richieste di manutenzione) degli apparati. Tali dati sono memorizzati per un breve periodo di tempo dal sistema di monitoraggio e controllo ma, poiché essi non vengono acquisiti periodicamente, si perdono a causa della registrazione di nuovi valori che sovrascrivono i precedenti. In conclusione, si conoscono i soli consumi elettrici totali assorbiti dall'impianto VRF e dai ventilatori delle unità di trattamento aria; essi sono espressi in kWh e sono forniti ogni quindici minuti.

Le UTA, installate nel 2002, in seguito ad un breve periodo di collaudo iniziale sono state successivamente spente e sono rimaste inutilizzate per alcuni anni. Attualmente esse vengono accese per due ore al mattino prima dell'ingresso dei dipendenti e per altre due ore durante la pausa pranzo. La motivazione della scelta di questi orari è imputabile alla rumorosità di tali macchine.

Le unità adibite alla climatizzazione del secondo piano e di quello ammezzato (che ospitano gli uffici della Presidenza) sono le uniche della tipologia a recupero di calore, come già illustrato nei paragrafi precedenti. Sarebbe risultato interessante poter valutare la differenza di prestazioni di tali unità esterne rispetto a quelle a pompa di calore tradizionali (al servizio degli altri piani), ma ciò non è stato finora possibile in quanto il BEMS misura i soli consumi totali.

Il periodo di riscaldamento previsto da progetto si estende da metà ottobre fino alla metà di aprile, mentre quello di raffrescamento è impostato per il periodo che va dalla metà di maggio alla fine di settembre. Tuttavia, nelle mezze stagioni, dalla sola analisi dei consumi totali è difficile comprendere la modalità di funzionamento adottata nelle varie giornate, in quanto essa è dipendente dalle condizioni meteorologiche esterne. Sono quindi possibili molti cambiamenti dalla modalità di riscaldamento a quella di raffrescamento e viceversa.

Una prima analisi è stata effettuata sui dati di consumo elettrico rilevati nel periodo dal 01/10/2005 al 30/09/2006; durante tale periodo l'impianto VRF è stato mantenuto in esercizio continuativo, nonostante la zona uffici sia tipicamente occupata solo dalle 8 alle 18 circa dal lunedì al giovedì e dalle 8 alle 15 il venerdì, salvo occasionali riunioni della dirigenza regionale negli uffici al secondo piano. La motivazione di tale scelta appare essere la presunta difficoltà che l'impianto presenterebbe nel raggiungere rapidamente le condizioni di regime nel caso di spegnimento notturno.

Per il periodo annuale esaminato il consumo di energia elettrica per climatizzazione<sup>4</sup> è risultato pari a circa 743 MWh, corrispondente a 64 kWh/m<sup>2</sup>. La ripartizione rigorosa del consumo totale fra

---

<sup>4</sup> Si precisa che i consumi riguardano le UTA e le unità esterne dell'impianto VRF, ma non i terminali interni



riscaldamento e raffrescamento richiederebbe un monitoraggio di dettaglio di non facile attuazione; in prima approssimazione si può fare riferimento alla suddivisione convenzionale fra i periodi di funzionamento prevista a progetto:

- regime di riscaldamento (ottobre-aprile): 47 kWh/m<sup>2</sup>;
- regime di raffrescamento (maggio-settembre): 18 kWh/m<sup>2</sup>.

Al consumo di energia elettrica per riscaldamento misurato per il Palazzo della Regione (47 kWh/m<sup>2</sup>) corrisponde un consumo di energia primaria, funzione del rendimento medio del sistema elettrico nazionale (40,1%), pari a:

$$47 / 0,401 = 117,2 \text{ kWh/m}^2$$

Tale dato può essere confrontato con i valori tipici di consumo in edifici per uffici dotati di tradizionali impianti a metano, che è dell'ordine di 150 kWh/m<sup>2</sup>, corrispondente a circa 5 m<sup>3</sup> di metano per metro cubo riscaldato: l'impianto VRF appare quindi più efficiente di un sistema tradizionale, seppur non ancora ottimizzato nella gestione. Osservando la distribuzione oraria dei consumi, si è rilevata infatti una notevole incidenza dei consumi nelle ore di non occupazione dell'edificio: attuando lo spegnimento notturno dell'impianto ed un regime attenuato in misura variabile fra il 20% e il 50% nelle ore di parziale occupazione e nei weekend, si potrebbe ottenere una riduzione di consumi dell'ordine del 61%.

Un secondo monitoraggio è stato effettuato con riferimento al periodo 01/10/2006 - 30/09/2007. Nel seguito si riportano (Figura 5) i grafici relativi ai consumi elettrici giornalieri nei diversi mesi oggetto del monitoraggio e di quelli orari di un giorno tipo per ciascun mese. Il consumo elettrico complessivo ammonta a circa 549 MW, corrispondente a 48 kWh/m<sup>2</sup>, che può essere suddiviso, con il criterio sopra esposto, in:

- regime di riscaldamento (ottobre-aprile): 35 kWh/m<sup>2</sup>;
- regime di raffrescamento (maggio-settembre): 13 kWh/m<sup>2</sup>.

Rispetto al precedente esercizio si riscontra quindi una riduzione complessiva di consumo dell'ordine del 25% circa, leggermente più marcata per il periodo estivo<sup>5</sup>.

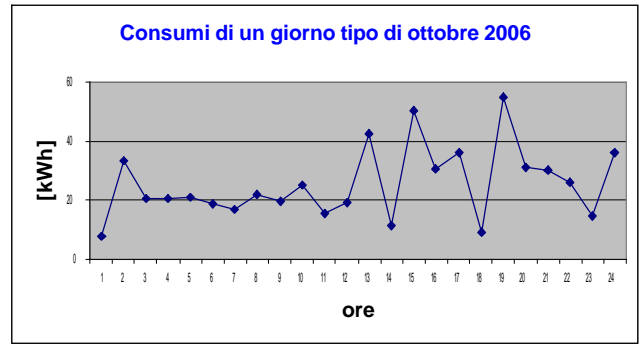
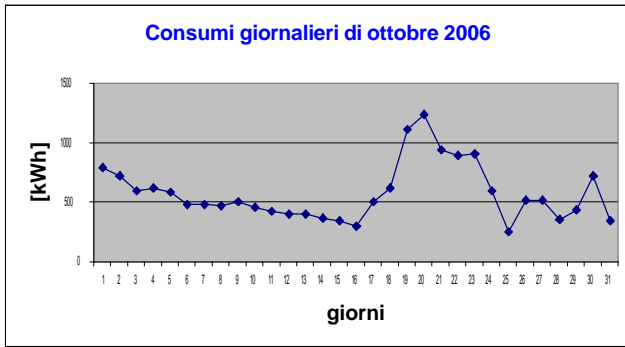
L'esame degli andamenti dei giorni-tipo per il periodo di riscaldamento (ottobre-aprile) rivela la presenza di picchi di consumo nelle prime ore della mattina, dovuto all'accensione delle UTA; il funzionamento di tali unità è generalmente limitato ai periodi di limitata presenza di personale (prima mattina e pausa pranzo), in quanto si sono riscontrate lamentele per l'eccessiva rumorosità di funzionamento. Gli andamenti per i mesi più freddi (dicembre-febbraio) evidenziano una distribuzione fluttuante dei consumi orari, con limitata attenuazione nelle ore notturne.

Per quanto concerne i mesi di marzo, aprile e settembre si nota una considerevole riduzione della richiesta energetica: tale situazione si può spiegare considerando la capacità dell'impianto di autoregolarsi in base alla temperatura esterna. Questa particolare condizione si presenta oltremodo evidente anche nel periodo di tempo che va dalla seconda metà di aprile fino ai primi dieci giorni di maggio, fase nella quale si rileva un consumo energetico notevolmente ridotto.

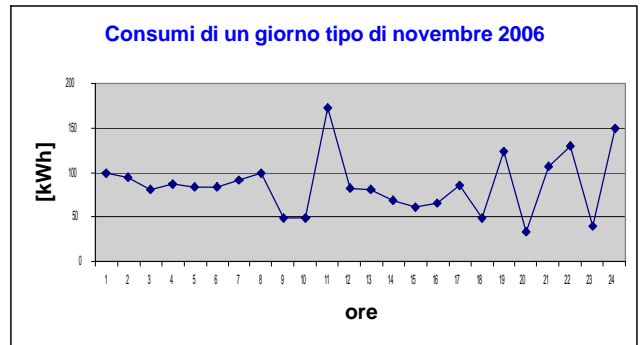
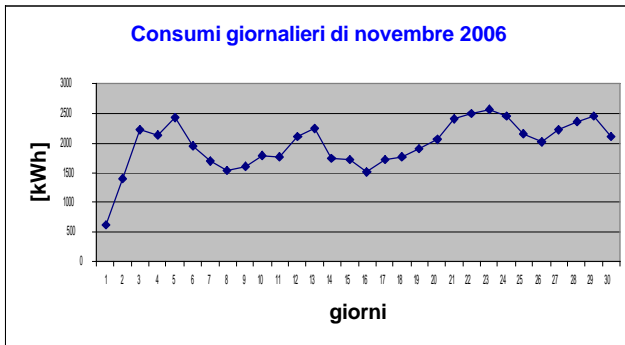
Analizzando la stagione estiva appare evidente una netta differenza tra i consumi rilevati durante l'orario lavorativo e quelli delle ore di non occupazione dell'edificio. Infatti il valore totale del carico di raffrescamento riscontrato nelle ore lavorative è decisamente superiore rispetto a quello delle restanti ore della giornata, indice di una gestione più attenta dell'impianto.

---

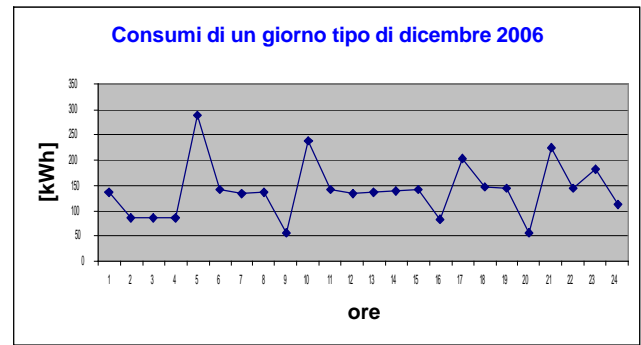
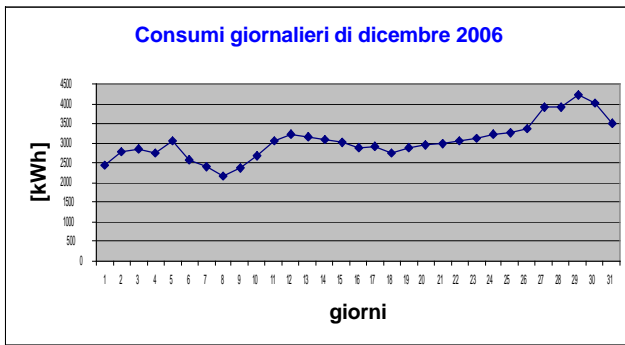
<sup>5</sup> Questi dati dovrebbero peraltro essere verificati in base agli andamenti climatici effettivi delle due annate



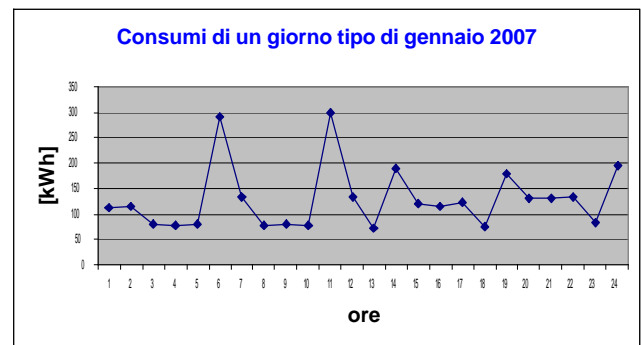
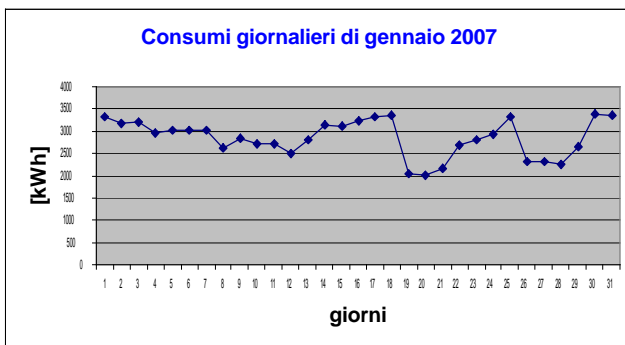
**Figura 5a. Consumi elettrici di ottobre 2006**



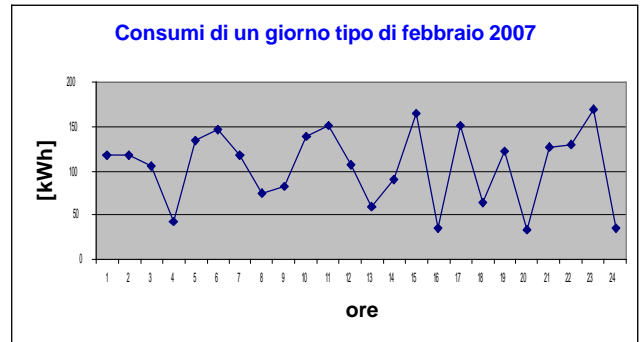
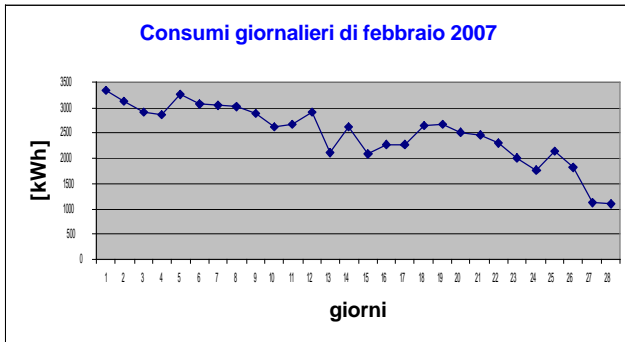
**Figura 5b. Consumi elettrici di novembre 2006**



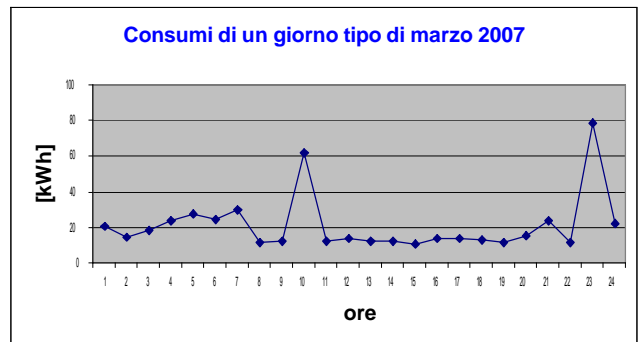
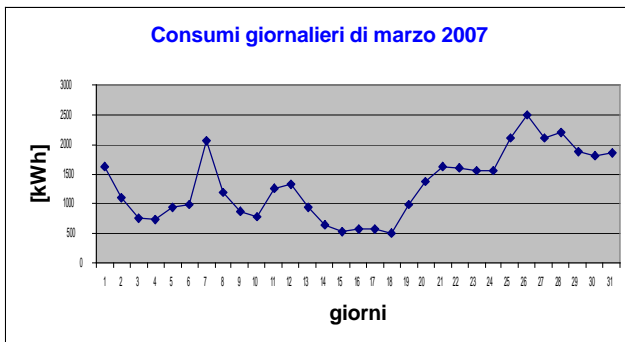
**Figura 5c. Consumi elettrici di dicembre 2006**



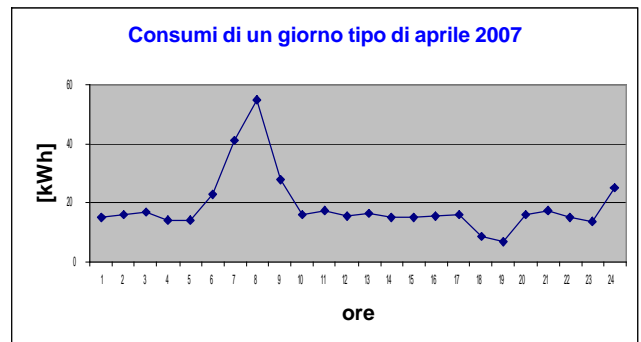
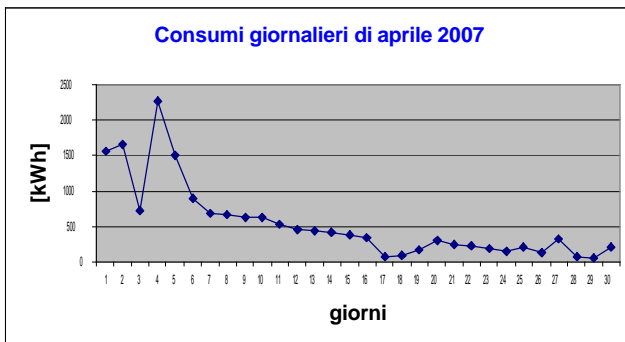
**Figura 5d. Consumi elettrici di gennaio 2007**



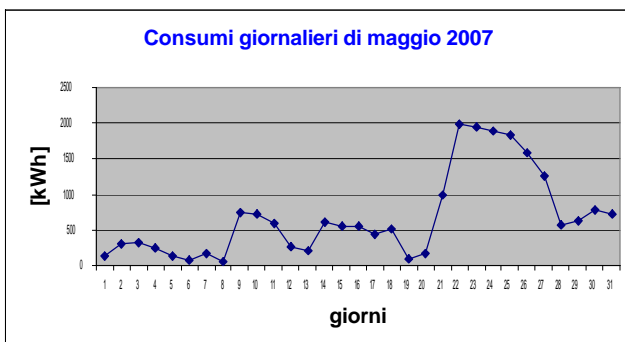
**Figura 5e. Consumi elettrici di febbraio 2007**



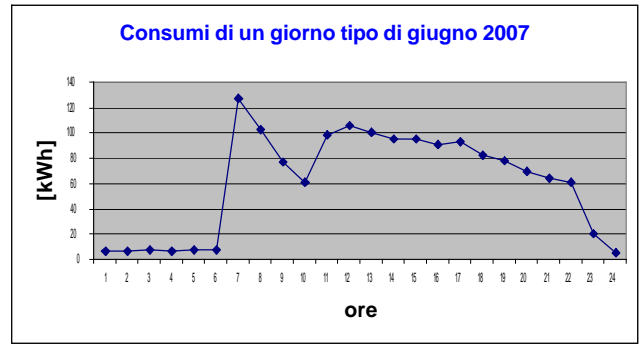
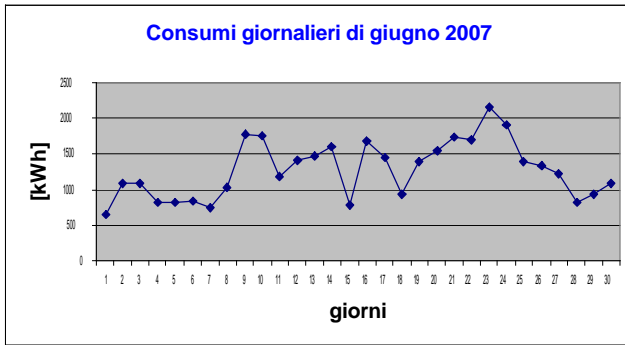
**Figura 5f. Consumi elettrici di marzo 2007**



**Figura 5g. Consumi elettrici di aprile 2007**



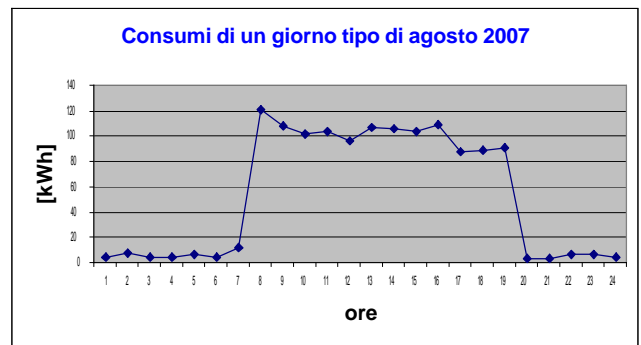
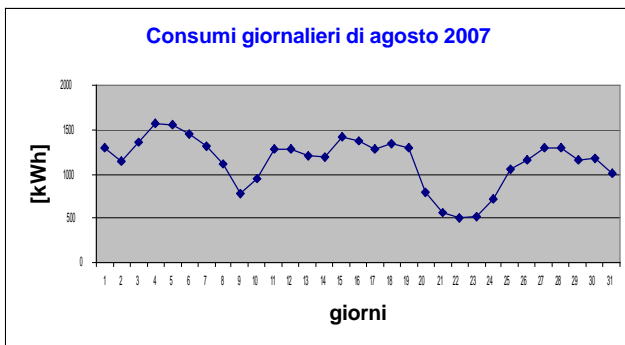
**Figura 5h. Consumi elettrici di maggio 2007**



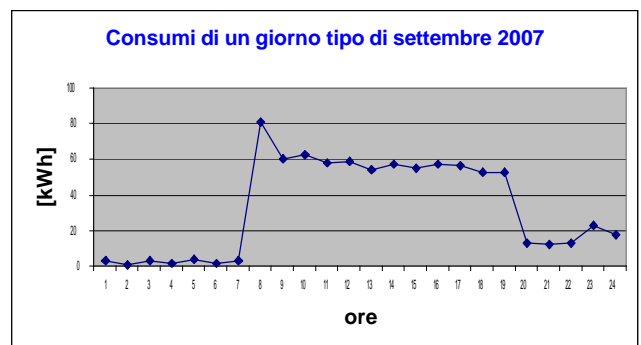
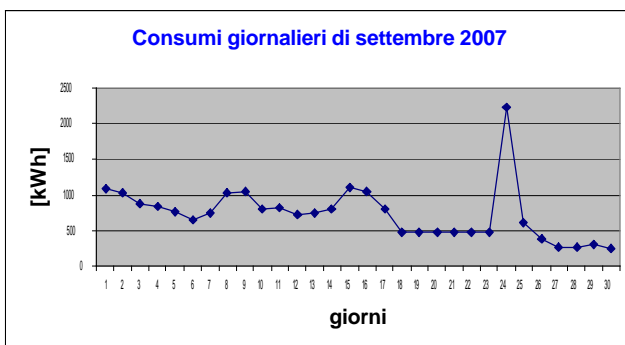
**Figura 5i. Consumi elettrici di giugno 2007**



**Figura 5j. Consumi elettrici di luglio 2007**



**Figura 5k. Consumi elettrici di agosto 2007**

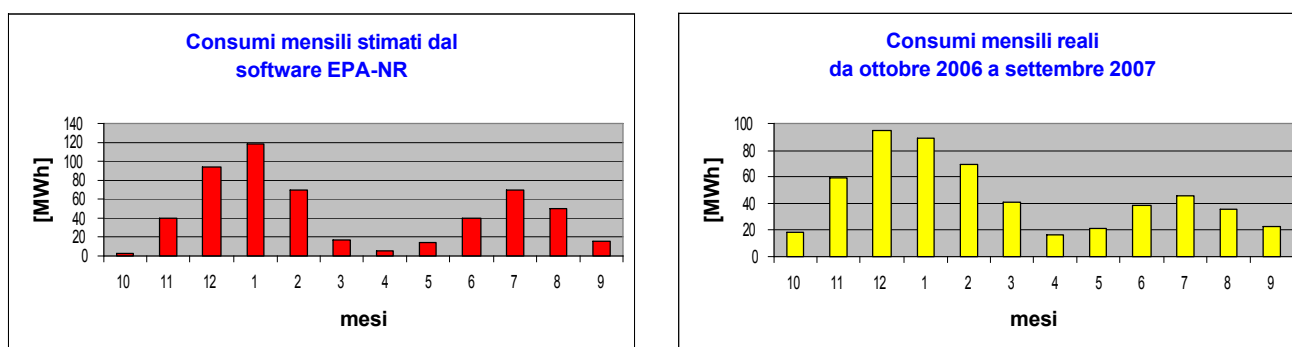


**Figura 5l. Consumi elettrici di settembre 2007**

## 5. Applicazione del software EPA-NR: stima dei consumi dell'edificio

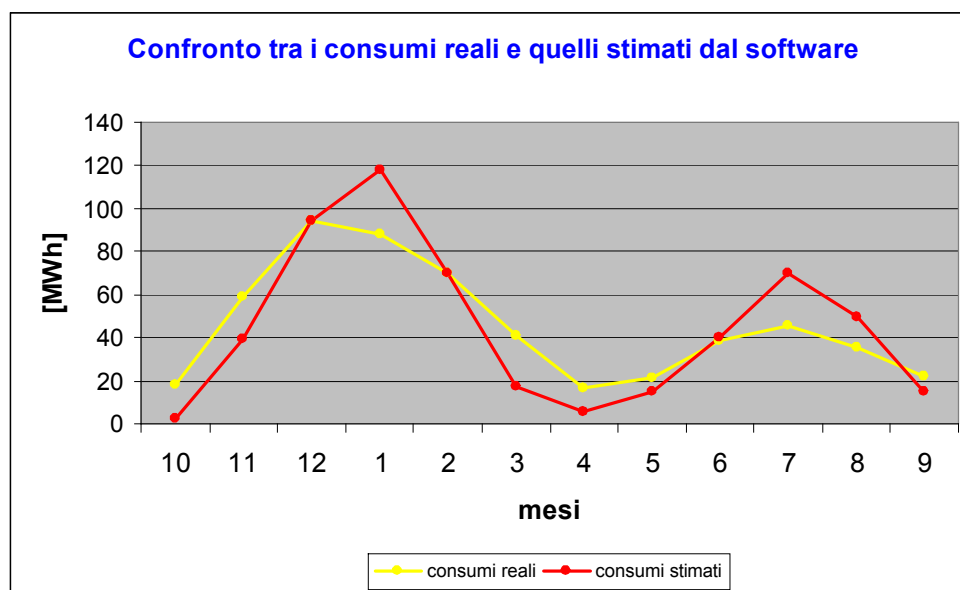
Nell'ambito del programma di ricerca EIE (Energy Intelligent Europe), finanziato dall'UE per favorire il recepimento della direttiva 2002/91/CE (Energy Performance Buildings Directive), il progetto EPA-NR (Energy Performance Assessment of Non-Residential buildings) ha messo appunto un SW di previsione dei consumi di energia degli edifici non residenziali. Si è deciso di applicare il programma EPA-NR al Palazzo della Regione Piemonte, sia per verificarne le caratteristiche, sia per ottenere dati di riferimento da confrontare con i risultati sperimentali.

I dati necessari per l'implementazione del software EPA-NR (caratteristiche dimensionali e costruttive dell'edificio e degli impianti) sono stati ricavati dai disegni e dalle relazioni descrittive di progetto e con ripetute ispezioni condotte sul campo. Il programma fornisce i risultati di consumo riferiti alle zone in cui è stato suddiviso il palazzo: in questo caso si è considerata un'unica zona climatizzata (uffici) e tre ambienti non climatizzati (sottotetto al quinto piano lato via Garibaldi, sottotetto al sesto piano lato via Palazzo di Città, parcheggio interrato su due piani); la domanda energetica dell'intero fabbricato corrisponde, naturalmente, a quella dei soli uffici. Gli andamenti mensili dei consumi calcolati dal software e misurati sono rappresentati in figura 6.



**Figura 6. Consumi elettrici mensili stimati dal software EPA-NR e consumi mensili misurati**

Dal confronto dei consumi misurati e stimati (figura 7) appare evidente come il software EPA-NR abbia la tendenza a sovrastimare le richieste energetiche dei mesi di gennaio e luglio, ovvero di quei periodi dell'anno in cui i carichi di riscaldamento e di raffrescamento sono massimi.



**Figura 7. Confronto tra consumi reali e consumi stimati dal software EPA-NR**

Una possibile giustificazione di tale sovrastima si può ricercare nell'imprecisione con cui il programma valuta l'ottima capacità dell'impianto VRF di minimizzare i consumi nelle diverse condizioni di funzionamento. Inoltre, per quanto concerne la sola situazione estiva, un certo errore nel calcolo dei consumi è prevedibile, in quanto il SW si basa su un modello stazionario, che non tiene quindi conto dei fenomeni dinamici, ma si limita a considerare le temperature giornaliere medie mensili.

Nelle mezze stagioni, al contrario, i consumi stimati risultano inferiori a quelli reali. Il fatto che l'impianto sia mantenuto in funzionamento costante, anche nelle ore in cui le temperature esterne risultano gradevoli e tali da consentire lo spegnimento del sistema stesso, determina un aumento dei consumi reali e giustifica quanto sopra esposto.

A fronte delle considerazioni sopra esposte, è doveroso tuttavia sottolineare come il programma sia riuscito a quantificare con estrema precisione le richieste energetiche di alcuni mesi, quali dicembre, febbraio e giugno. Considerando infine il dato complessivo annuale, si rileva che lo scarto tra previsione modellistica e dato sperimentale è estremamente contenuto, essendo pari solamente al 2,3%.

## **6. Conclusioni e sviluppi futuri**

In analogia al precedente caso studio, relativo all'impianto a pompa di calore acqua-acqua, l'analisi sull'edificio della Regione Piemonte ha fatto inizialmente uso dei soli dati energetici rilevati dal BEMS presente *in situ*. L'elaborazione dei dati relativi alle stagioni 2005-2006 e 2006-2007 ha permesso di ricavare alcune importanti informazioni, sia in merito all'efficienza complessiva dell'impianto (che appare soddisfacente), sia in merito al potenziale miglioramento della gestione dell'impianto spesso, soprattutto con riferimento alla possibilità di ottimizzare l'orario di accensione del sistema in accordo con l'effettivo profilo di occupazione dell'edificio.

L'elaborazione dei dati relativi alle due successive stagioni 2007-2008 e 2008-2009 è in corso, e prenderà in esame l'effetto dei fattori climatici (che è stato trascurato nelle elaborazioni qui presente).

E' inoltre prevista, per la primavera 2009, l'esecuzione di una campagna di monitoraggio, con strumentazione installata ad-hoc, finalizzata a meglio comprendere il funzionamento del sistema a tre tubi nelle stagioni intermedie, in cui si verificano con maggiore frequenza condizioni di compresenza di carichi termici di segno opposto.

# Impianto a pompa di calore con sonda geotermica e accumulatore a cambiamento di fase per un nuovo edificio terziario/industriale

## 1. Introduzione

La EIDOS S.p.a., azienda che opera nel settore della marcatura industriale, ha recentemente costruito una nuova sede nell'area industriale di Chieri, a 25 km SE di Torino (Figura 1). L'edificio, di superficie interna pari a 6500 m<sup>2</sup> e volume 21600 m<sup>3</sup>, comprende piano interrato (destinato ad autorimessa, locali di servizio e locali tecnici), piano terra (reception, uffici, zona produttiva, servizi, magazzini e zona carico-scarico merci), piano primo (ufficio, CED, laboratori, zona espositiva e servizi) e piano secondo (sale riunioni, caffetteria, nursery, servizi e locale condizionamento).



**Fig. 1. Edificio EIDOS**

La progettazione dell'intervento è stata sviluppata con notevole attenzione al tema della sostenibilità, sia per quanto riguarda le scelte edilizie, sia per quanto riguarda gli impianti

## 2. Caratteristiche dell'edificio

Le caratteristiche salienti dell'edificio possono essere così riassunte:

- struttura portante in cemento armato con pilastri e solai alleggeriti con sfere cave in materiale plastico;
- copertura tipo "tetto verde";
- tamponamenti verticali opachi del tipo "facciata ventilata";
- serramenti con vetri camera basso-emissivi e intercapedine in argon, trasmittanza 1.1 W/(m<sup>2</sup>K), fattore solare 33% e trasmissione luminosa 59%.

Il calcolo degli impianti di climatizzazione (HVAC) è stato effettuato sulla base dei seguenti dati:

- Localizzazione: Chieri (TO), latitudine 45°04'N, altitudine 283 m
- Geometria dell'edificio parallelepipedo (87.1 m x 30.8 m, H = 8.3 m)  
Frazione vetrata dell'involucro: N = 3%; S = 3%; W = 42%; E = 52%
- Infiltrazione d'aria = 0,2 vol/h
- Ventilazione meccanica (negli spazi occupati): 39,6 m<sup>3</sup>/(h persona) di aria esterna, portata totale 3960 m<sup>3</sup>/h, presenza di recupero termico sull'aria espulsa
- Temperatura di mandata aria primaria = 20 °C
- Condizioni di progetto invernali
  - Temperatura interna diurna: 20 °C
  - Temperatura interna notturna: 15 °C
  - Umidità relativa interna = 50%
  - Temperatura esterna: -8 °C (UNI 10349 per Torino)

- Condizioni di progetto estive  
 Temperatura interna diurna: 25 °C  
 Temperatura interna notturna: non controllata  
 Umidità relativa interna = 55%  
 Temperatura esterna: 33 °C (UNI 10349 per Torino)
- Apporti interni:  
 100 persone nelle ore di occupazione  
 90 PC (350 W cad.)  
 illuminazione = 25 W/ m<sup>2</sup>
- Occupazione:  
 Piano terra: 2483 m<sup>2</sup>; 10 persone  
 Piano primo: 2483 m<sup>2</sup>; 90 persone  
 Piano secondo; 1534 m<sup>2</sup>; variabile
- Controllo apporti solari: tende interne
- Parametri di comfort:  
 Abbigliamento = 1 clo (inverno); 0.5 clo (estate)  
 Metabolismo = 1.2 met  
 Velocità dell'aria = 0.1 m/s

Il calcolo dei carichi termici è stato effettuato con il codice *Climawin*, basato sulla UNI 7357/74 per il regime invernale e sul metodo ASHRAE delle funzioni di trasferimento per quello estivo. L'input dei dati sull'edificio avviene importando i file CAD architettonici. I dati climatici per il calcolo estivo sono ottenuti dall'elaborazione statistica di una serie storica di 15 anni di dati rilevati a Torino. Il codice fornisce come risultati la potenza di progetto invernale ed estiva ed il fabbisogno di energia dell'impianto. I risultati sono stati verificati con simulazioni TRNSYS, ottenendo un buon accordo. I risultati sono riassunti in Tabella 1.

**Tabella 1 - Carichi termici di progetto**

CARICO TERMICO INVERNALE (W)		CARICO TERMICO ESTIVO (W)		
Trasmissione	111.658	Carico sensibile	Trasmissione	208.665
Ventilazione	58.644		Ventilazione	54.400
Carico totale	170.302		Tot. Sensib.	263.065
POTENZA di PROGETTO (+15%)	195.847	Carico latente	Persone	3.075
Potenza termica recuperata <sup>(*)</sup>	29.322		Ventilazione	50.560
Riduzione per facciata ventilata	13.764		Tot. Latente	53.635
POTENZA NETTA	152.761	CARICO SENS. + LAT.		316.700
		Potenza termica recuperata <sup>(*)</sup>		10.880
		Riduzione per facciata ventilate e tetto verde		51.038
		POTENZA NETTA		254.782
(*) La UTA è dotata di recuperatore di calore sensibile aria-aria				

### 3. Caratteristiche dell'impianto

L'impianto HVAC è del tipo misto aria-acqua con ventilconvettori a soffitto al piano terra, travi fredde attive a quattro tubi ai piani superiori e radiatori per il riscaldamento dei servizi; l'UTA è dotata di recuperatore di calore sensibile aria-aria sull'aria espulsa. Tutti i sistemi di pompaggio sono a portata variabile.



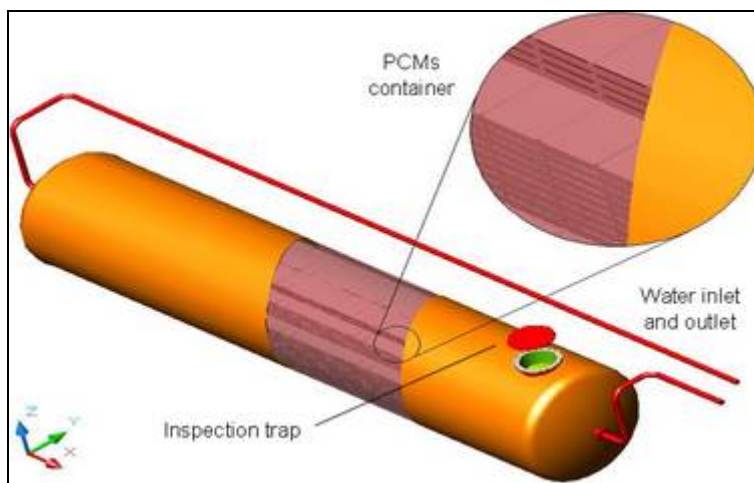
L'acqua calda e refrigerata è integralmente prodotta con due unità identiche a pompa di calore (PdC) reversibile acqua-acqua, che utilizzano il terreno come sorgente / pozzo termico, attraverso un circuito chiuso ad acqua glicolata costituito da un campo di 31 sonde verticali profonde 100 m. Una sonda campione è stata preliminarmente realizzata per testare le caratteristiche termiche del terreno; le misure svolte nell'arco di sei mesi hanno indicato una temperatura media del terreno pari a 13,5°C.

Al fine di ridurre le potenze installate e la dimensione del campo geotermico, l'impianto è dotato di due serbatoi di accumulo a cambiamento di fase in sali eutettici (PCM = phase change material); un'immagine dell'accumulo è visibile in Figura 2. Le proprietà dei PCM sono riportate in Tabella 2: il termine "box" si riferisce al contenitore del PCM di forma parallelepipedica. L'accumulo "caldo", di volume 44 m<sup>3</sup> e temperatura di cambiamento di fase 46°C, ha una capacità pari a 950 kWh e può erogare la potenza media di 95 kW con un tempo di scarico di 10 h, e una potenza di picco di 200 kW in 4,5 h; l'accumulo "freddo", di volume 35 m<sup>3</sup> e temperatura di cambiamento di fase 13°C, ha una capacità pari a 750 kWh e può erogare la potenza media di 75 kW con un tempo di scarico di 10 h, e una potenza di picco di 190 kW in 4 h. Tali potenze si possono sommare alle potenze erogate dalle PdC per coprire il fabbisogno dell'impianto di climatizzazione.

**Tabella 2 - Proprietà dei PCM**

PCM	PCT <sup>(*)</sup>	Densità [kg/m <sup>3</sup> ]	Calore latente [kJ/kg]	Calore specifico [kJ/(kg·K)]	Conduktività termica [W/(m·K)]	Capacità termica		Massa del box [kg]
	[°C]					[kJ/box]	[MJ/m <sup>3</sup> ]	
E13	13	1489	109	0,67	0,43	792	162	5,65
E46	46	1627	117	1,15	0,44	936	190,8	6,22

(\*) PCT = temperature di cambiamento di fase



**Figura 2. Accumulo a cambiamento di fase**

La regolazione dell'impianto HVAC si basa sui seguenti principi:

- la temperatura di mandata dell'acqua è regolata con valvole a tre vie pilotate da sensori di temperatura sulla mandata;
- la temperatura di ritorno dell'acqua è regolata agendo, attraverso inverter pilotati da sensori di temperatura sul ritorno, sulla portata delle pompe;
- la temperatura e umidità dell'aria primaria è regolata con valvole a tre vie sulle batterie ad acqua calda e refrigerata;
- la temperatura ambiente è controllata con termostati che agiscono su valvole a due vie presenti sui circuiti caldo e freddo.

#### 4. Dimensionamento dell'impianto

L'impianto HVAC è in funzione essenzialmente solo nel periodo di occupazione dell'edificio (8:00-18:00), salvo la garanzia di una temperatura minima antigelo in inverno. Le PdC sono mantenute in funzione per 24 h al giorno, caricando gli accumuli nel periodo di non occupazione in cui l'impianto HVAC è spento. Nei periodi diurni di medio-basso carico termico (1600 ore su 1800 in riscaldamento e 1700 ore su 1800 in raffreddamento) si prevede di poter far fronte al fabbisogno termico con il solo accumulo, mentre nel periodo di alto carico (11% del tempo in riscaldamento e 5,5% in raffreddamento) la PdC interviene in parallelo all'accumulo. Tale strategia ha consentito da un lato di dimezzare la taglia delle PdC e l'estensione del campo geotermico, dall'altro di sfruttare le basse tariffe elettriche disponibili in fascia notturna.

Il campo di sonde geotermiche è stato dimensionato a partire da un'analisi in situ delle caratteristiche geolitologiche del terreno e dei risultati del test sperimentale sulla sonda campione, assumendo una potenza scambiata per unità di lunghezza pari a 64 W/m in estate e 38,5 W/m in inverno; la lunghezza totale delle sonde è 3000 m (+ 100 m della sonda campione che è stata riutilizzata). Il regime annuale di riscaldamento / raffreddamento garantisce un'efficace azione di "ricarica" termica del terreno.

Le due PdC possono operare, a seconda delle richieste dell'impianto, entrambe in riscaldamento, entrambe in raffreddamento, oppure una in riscaldamento ed una in raffreddamento. Le potenze massime erogabili dall'impianto sono:

- Riscaldamento 246 kW: 90 kW dall'accumulo caldo e 156 kW dalle PdC (fattore di sicurezza rispetto al fabbisogno di progetto invernale dell'impianto HVAC 38%);
- Raffreddamento 336 kW: 100 kW dall'accumulo freddo e 238 kW dalle PdC (fattore di sicurezza rispetto al fabbisogno di progetto estivo dell'impianto HVAC 24%).

Le caratteristiche dei PCM sono state scelte per ottimizzare i parametri prestazionali della PdC nelle seguenti condizioni operative:

- temperatura di accumulo caldo 46°C;
- temperatura dell'acqua in riscaldamento: mandata 40°C, ritorno 36,5°C ( $\Delta T = 3,5^\circ\text{C}$ );
- COP della PdC in riscaldamento (3,84 diurno e 3,19 notturno);
- temperatura di accumulo freddo 13°C;
- temperatura dell'acqua in riscaldamento: mandata 17°C, ritorno 19,5°C ( $\Delta T = 2,5^\circ\text{C}$ );
- COP della PdC in riscaldamento (5,25 diurno e 5,88 notturno).

Il dimensionamento dei serbatoi di accumulo è stato effettuato a partire dall'andamento orario dei fabbisogni di energia di riscaldamento e raffreddamento dell'edificio, tenendo conto dell'eventuale apporto della PdC. I risultati del dimensionamento sono riassunti nella Tabella 3 (condizioni nominali di funzionamento della PdC), Tabella 4 (dimensionamento degli accumuli), Tabella 5 (dimensionamento del sistema PdC + accumuli).

**Tabella 3 - Condizioni nominali di funzionamento della PdC**

	RAFFREDDAMENTO		RISCALDAMENTO		
	giorno	notte	giorno	notte	
Potenza termica utile	118.6	115.7	78,1	84.1	[kWt]
Potenza elettrica assorbita	22.6	19.7	20.3	26.4	[kWe]
COP	5.25	5.88	3.84	3.19	[-]

**Tabella 4 - Dimensionamento degli accumuli**

		winter	summer
PCM	[-]	E46	E13
Energia termica da accumulare	[kWh]	900	990
Calore latente	[kWh/m <sup>3</sup> ]	35	45
Volume di PCM	[m <sup>3</sup> ]	26	22
n° do contenitori (box)	[-]	4.571	3.911
n° of contenitori/L	[-]	528	528
Lunghezza dell'accumulo	[m]	8,7	7,4
Diametro dell'accumulo	[m]	2,2	2,2
Volume totale dell'accumulo	[m <sup>3</sup> ]	41	36
Massa del PCM	[kg]	38.289	32.758
Calore specifico	[kJ/kg K]	1,155	0,67
Potenza della PdC	[kW]	90	117
n° di PdC	[-]	2	2
Potenza fornita	[kW]	180	234
Tempo di caricamento minimo	[h]	5,00	4,23
Tempo di caricamento nominale	[h]	7,00	10,64

**Tabella 4 - Dimensionamento del sistema**

<b>Sonde verticali</b>					
	Riscaldamento		Raffreddamento		
$P_{\text{terreno}} / L$	38,5		64		[W/m]
$L_{\text{tot}}$	3000		3000		[m]
$L_{1^\circ \text{ PdC}}$	1500		1500		[m]
$L_{2^\circ \text{ PdC}}$	1500		1500		[m]
<b>Pompa di calore</b>					
	Riscaldamento		Raffreddamento		
	1° PdC	2° PdC	1° PdC	2° PdC	
<b>COP</b>	3,84	3,84	5,25	5,25	[-]
$P_{\text{terreno}}$	57,8	57,8	96,0	96,0	[kW]
$P_{\text{elettrica}}$	20,3	20,3	22,6	22,6	[kW]
$P_{\text{tot,PdC}}$	78,1	78,1	118,6	118,6	[kW]
<b>Accumulo in PCM</b>					
	Riscaldamento		Raffreddamento		
$E_{\text{accumulata}}$	900		990		[kWh]
$E / V$	35		45		[kW/m <sup>3</sup> ]
$V$	26		22		[m <sup>3</sup> ]
$\Delta t_{\text{scarico}}$	10		10		[h]
$P_{\text{tot,accumulo}}$	90		99		[kW]
<b>Sistema complessivo</b>					
	Riscaldamento		Raffreddamento		
$P_{\text{TOT,PdC+accumulo}}$	246		336		[kW]
$P_{\text{TOT,HVAC}}$	153		255		[kW]
<b>Fattore Sicurezza</b>	38%		24%		[-]

## 5. Funzionamento dell'impianto

Lo schema funzionale complessivo dell'impianto è riportato in Figura 3: nella parte destra dello schema è rappresentato l'impianto HVAC e al centro le PdC e gli accumuli.

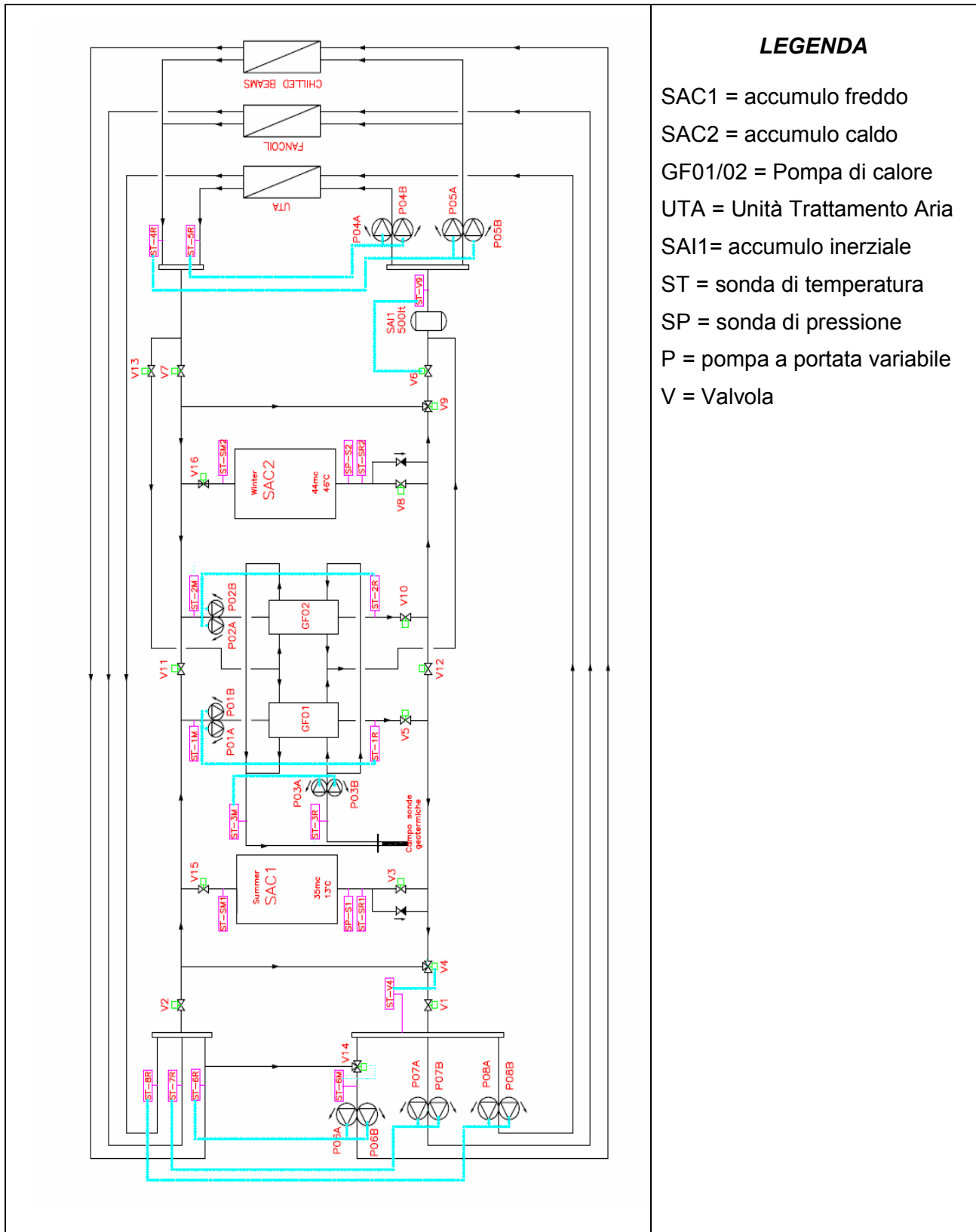


Figura 3. Schema funzionale dell'impianto

La Tabella 6 riassume le 17 diverse modalità di funzionamento dell'impianto ottenute combinando le condizioni: invernale / estiva, diurna / notturna, alto carico / basso carico. Ciascuna modalità implica una diversa modalità di funzionamento di PdC e accumuli, e un diverso stato di pompe e valvole (v. Tabella 7)

**Tabella 6 – Modalità di funzionamento dell'impianto**

<b>1</b>	WINTER	NIGHT		<b>SAC02 CHARGING</b>
<b>2</b>	WINTER	DAY	LOW LOAD	<b>SAC02 DISCHARGING</b>
<b>3</b>	WINTER	DAY	MEDIUM LOAD	<b>SAC02 DISCHARGING + GF02 ON</b>
<b>4</b>	WINTER	DAY	HIGH LOAD	<b>SAC02 DISCHARGING + GF01 ON + GF02 ON</b>
<b>5</b>	WINTER	DAY	MORNING/ EVENING	<b>SAC02 CHARGING + GF01 ON + GF02 ON</b>
<b>6</b>	SUMMER	NIGHT		<b>SAC01 CHARGING</b>
<b>7</b>	SUMMER	DAY	LOW LOAD	<b>SAC01 DISCHARGING</b>
<b>8</b>	SUMMER	DAY	MEDIUM LOAD	<b>SAC01 DISCHARGING + GF01 ON (REHEATING BY HEAT RECOVERY FROM GF01)</b>
<b>9</b>	SUMMER	DAY	HIGH LOAD	<b>SAC01 DISCHARGING + GF01 ON + GF02 ON (REHEATING BY HEAT RECOVERY FROM GF01 + GF02)</b>
<b>10</b>	SUMMER	DAY	MORNING/ EVENING	<b>SAC01 CHARGING + GF01 ON + GF02 ON (REHEATING BY HEAT RECOVERY FROM GF01 + GF02)</b>
<b>11</b>	SPRING/ AUTUMN	NIGHT		<b>SAC01 CHARGING (HEATING) SAC02 CHARGING (COOLING)</b>
<b>12</b>	SPRING/ AUTUMN	DAY	LOW LOAD	<b>SAC01 + SAC02 DISCHARGING</b>
<b>13</b>	SPRING/ AUTUMN	DAY	MEDIUM LOAD	<b>SAC01 + SAC02 DISCHARGING + GF01 ON (HEATING) + GF02 ON (COOLING)</b>
<b>14</b>	SPRING/ AUTUMN	DAY	LOW HEATING LOAD + VERY LOW COOLING LOAD	<b>SAC02 DISCHARGING + GF01 ON (COOLING)</b>
<b>15</b>	SPRING/ AUTUMN	DAY	MEDIUM HEATING LOAD + VERY LOW COOLING LOAD	<b>SAC02 DISCHARGING + GF01 ON (COOLING) + GF02 ON (HEATING )</b>
<b>16</b>	SPRING/ AUTUMN	DAY	VERY LOW HEATING LOAD + LOW COOLING LOAD	<b>SAC01 DISCHARGING + GF02 ON (HEATING )</b>
<b>17</b>	SPRING/ AUTUMN	DAY	VERY LOW HEATING LOAD + MEDIUM COOLING LOAD	<b>SAC01 DISCHARGING + GF01 ON (COOLING) + GF02 ON (HEATING )</b>

**Tabella 7 – Stato di pompe e valvole nelle diverse modalità operative dell'impianto**

<b>ELECTRICAL PUMPS RUNNING LOGIC</b>																	
<b>PUMPS</b>	<b>FUNCTIONING MES</b>																
	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>	<b>17</b>
<b>P01A/B</b>	OFF	OFF	OFF	ON	ON	ON	OFF	ON	ON	ON	ON	OFF	ON	ON	ON	OFF	ON
<b>P02A/B</b>	ON	OFF	ON	ON	ON	OFF	OFF	OFF	ON	ON	ON	OFF	ON	OFF	ON	ON	ON
<b>P03A/B</b>	ON	OFF	ON	ON	ON	ON	OFF	ON	ON	ON	ON	OFF	ON	ON	ON	ON	ON
<b>P04A/B</b>	OFF	ON	ON	ON	ON	OFF	OFF	ON	ON	ON	OFF	ON	ON	ON	ON	ON	ON
<b>P05A/B</b>	OFF	ON	ON	ON	ON	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	ON	ON	ON	ON	ON	ON
<b>P06A/B</b>	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	ON	ON	ON	ON	OFF	ON	ON	ON	ON	ON	ON
<b>P07A/B</b>	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	ON	ON	ON	ON	OFF	ON	ON	ON	ON	ON	ON
<b>P08A/B</b>	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	ON	ON	ON	ON	OFF	ON	ON	ON	ON	ON	ON

<b>ELECTRICAL VALVES RUNNING LOGIC</b>																	
<b>VALVES</b>	<b>FUNCTIONING MODES</b>																
	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>	<b>11</b>	<b>12</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>	<b>16</b>	<b>17</b>
<b>V1</b>	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	ON	ON	ON	ON	OFF	ON	ON	ON	ON	ON	ON
<b>V2</b>	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	ON	ON	ON	ON	OFF	ON	ON	ON	ON	ON	ON
<b>V3</b>	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	ON	OFF	OFF	OFF	ON	ON	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF
<b>V4</b>	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	M	M	M	M	OFF	M	M	M	M	M	M
<b>V5</b>	OFF	OFF	OFF	ON	ON	ON	OFF	ON	ON	ON	ON	OFF	ON	ON	ON	ON	OFF
<b>V6</b>	OFF	ON	ON	ON	ON	ON	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	ON	ON	ON	ON	ON	ON
<b>V7</b>	OFF	ON	ON	ON	ON	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	ON	ON	ON	ON	ON	ON
<b>V8</b>	ON	OFF	OFF	OFF	ON	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	ON	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF
<b>V9</b>	OFF	M	M	M	M	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	M	M	M	M	M	M
<b>V10</b>	ON	OFF	ON	ON	ON	OFF	OFF	OFF	ON	ON	ON	OFF	ON	OFF	ON	ON	ON
<b>V11</b>	OFF	OFF	OFF	ON	ON	OFF	OFF	OFF	ON	ON	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF
<b>V12</b>	OFF	OFF	OFF	ON	ON	OFF	OFF	OFF	ON	ON	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF
<b>V13</b>	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	ON	ON	ON	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF
<b>V14</b>	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	M	M	M	M	OFF	M	M	M	M	M	M
<b>V15</b>	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	ON	OFF	OFF	ON	ON
<b>V16</b>	ON	ON	ON	ON	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	OFF	ON	ON	ON	ON	ON	ON	OFF

## 6. Analisi economica

La valutazione dei costi dell'accumulo tiene conto dei risultati dell'analisi di resistenza strutturale del serbatoio di accumulo di forma cilindrica (Tabella 8).

**Tabella 8 – Dimensionamento strutturale e costo degli accumuli**

<b>ACCUMULO CALDO</b>	Spessore del mantello	4	[mm]
	Costo del mantello V = 41 m <sup>3</sup>	7.632	[€]
	Trave IPE 80	135	[€]
	Pareti piane 12 mm	2.122	[€]
	<b>totale</b>	<b>9.889</b>	<b>[€]</b>
<b>ACCUMULO FREDDO</b>	Spessore del mantello	4	[mm]
	Costo del mantello V = 41 m <sup>3</sup>	6.867	[€]
	Trave IPE 80	175	[€]
	Pareti piane 12 mm	2.964	[€]
	<b>totale</b>	<b>10.006</b>	<b>[€]</b>

Il dimensionamento complessivo del sistema PdC + accumulo è basato su un'analisi di ottimizzazione economica in cui sono stati confrontate 12 soluzioni progettuali, tali da fornire la stessa potenza termica utile con diverse combinazioni di taglia delle due PdC (considerate di uguale potenza) e dell'accumulo. La potenza erogata dall'accumulo è data dal rapporto fra energia accumulata e tempo nominale di scarico. L'analisi, finalizzata ad individuare la soluzione di minimo costo di investimento, è stata effettuata per tre distinte condizioni: invernale (potenza di riscaldamento richiesta 246 kW), estiva (potenza di raffreddamento richiesta 336 kW) e stagione intermedia (compresenza di riscaldamento e raffreddamento).

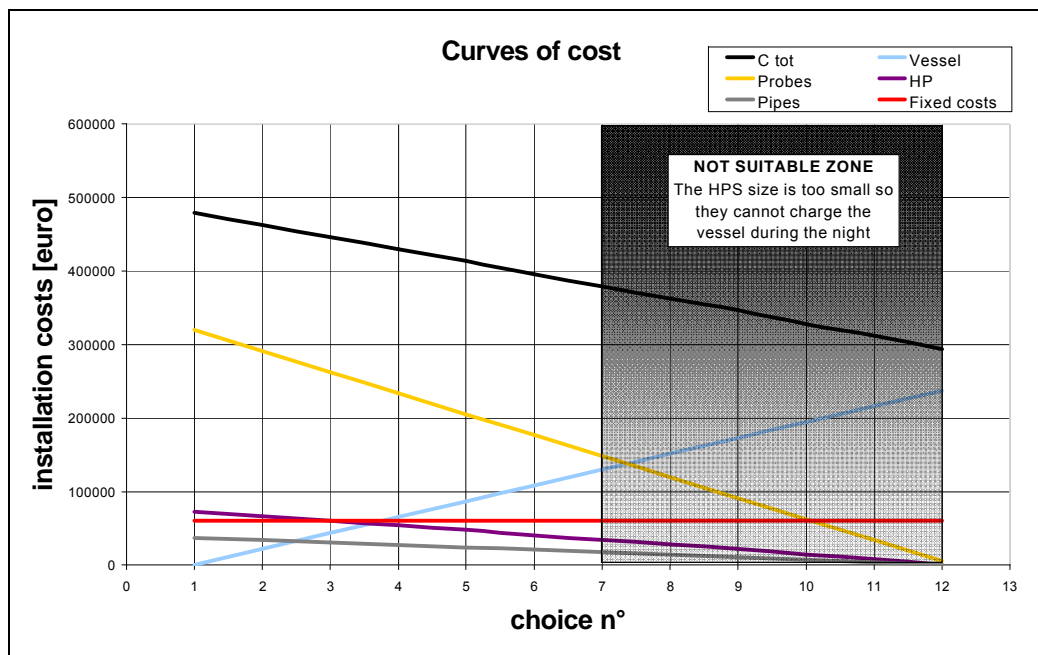
I risultati dell'analisi sono riassunti nelle Tabelle 9-11 e nelle Figure 4-5. Le tabelle forniscono, per ciascuna soluzione progettuale, la potenza termica delle due PdC (colonne n. 2-3), la capacità massima dell'accumulo compatibile con la possibilità di ricarica notturna (in kW: colonna 4), la potenza ed energia erogata dall'accumulo (in kW e kWh: colonne 5-6), e la potenza totale erogata (pari al fabbisogno termico dell'impianto HVAC incrementato del fattore di sicurezza, in kW: colonna n. 7); la tabella 11, valida per la stagione intermedia, ha due colonne in più in quanto i due accumuli operano rispettivamente in riscaldamento e raffreddamento.

Il fondino colorato nelle tabelle identifica le soluzioni tecnicamente fattibili, ovvero compatibili con il vincolo di poter ricaricare l'accumulo nelle ore notturne. I grafici delle figure 4 e 5 mostrano l'andamento, al variare della soluzione progettuale, delle cinque voci principali che compongono l'investimento: sonde geotermiche, tubazioni, accumulo, PdC e costi fissi (sostanzialmente indipendenti dalla scelta progettuale: alimentazione elettrica, sistema di regolazione, costi di ingegneria, ecc.).

Per il caso invernale (Tabella 9 e Figura 4) si osserva che, sebbene il costo dell'accumulo e delle PdC più sonde geotermiche abbiano trend opposti, il costo di investimento complessivo è dominato da queste ultime, dato il costo relativamente contenuto del PCM, mentre l'influenza dei costi fissi è comunque trascurabile: pertanto l'andamento dei costi non presenta un minimo, ma decresce progressivamente andando dalla soluzione 1 (priva di accumulo) verso soluzioni in cui la taglia della PdC diminuisce a fronte di un incremento della dimensione dell'accumulo. Pertanto la soluzione meno costosa è quella che prevede l'accumulo di massima taglia compatibile con la possibilità di effettuare la ricarica notturna.

**Tabella 9 – Confronto fra soluzioni progettuali per il caso invernale**

Soluzione	1° PdC	2° PdC	Max taglia accumulo	Taglia accumulo		Potenza totale
[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kWh]	[kW]
1	123	123	344	0	2	246
2	112	112	314	22	310	246
3	101	101	283	44	618	246
4	90	90	252	66	926	246
5	79	79	221	88	1234	246
6	68	68	190	110	1542	246
7	57	57	160	132	1850	246
8	46	46	129	154	2158	246
9	35	35	98	176	2466	246
10	24	24	67	198	2774	246
11	13	13	36	220	3082	246
12	2	2	6	242	3390	246



**Figura 4. Andamento dei costi per il caso invernale**

Considerazioni del tutto analoghe al caso invernale si possono formulare per la condizione estiva (Tabella 10).

**Tabella 10 – Confronto fra soluzioni progettuali per il caso estivo**

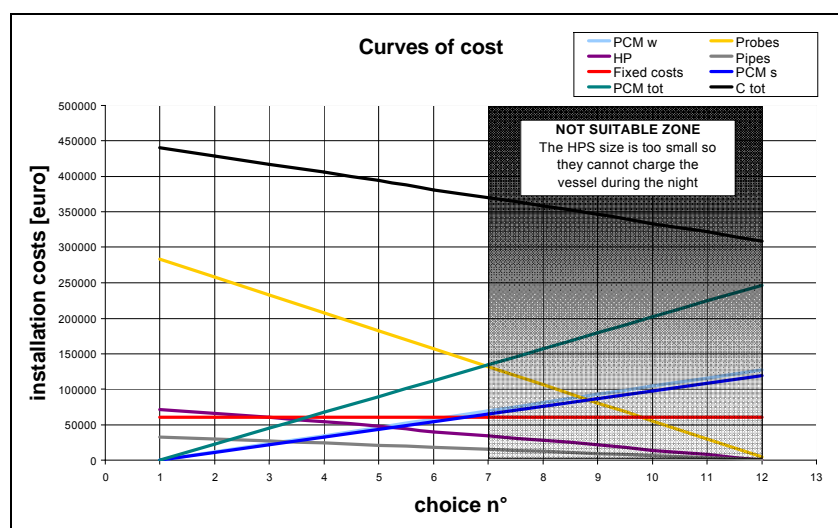
Soluzione	1° PdC	2° PdC	Max taglia accumulo	Taglia accumulo		Potenza totale
[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kWh]	[kW]
1	118	118	330	100	1400	336
2	108	108	302	120	1680	336
3	98	98	274	140	1960	336
4	88	88	246	160	2240	336
5	78	78	218	180	2520	336
6	68	68	190	200	2800	336
7	58	58	162	220	3080	336
8	48	48	134	240	3360	336
9	38	38	106	260	3640	336
10	28	28	78	280	3920	336
11	18	18	50	300	4200	336
12	8	8	22	320	4480	336

Nella stagione intermedia, in cui entrambi gli accumuli sono utilizzati, la taglia massima dell'accumulo non è più funzione della potenza complessiva delle due PdC, bensì di una sola, in quanto durante la notte un'unità dovrà caricare l'accumulo caldo e l'altra l'accumulo freddo. L'andamento dei costi (Figura 6) è simile al caso invernale, anche se i costi complessivi sono minori a causa della migliore capacità di scambio delle sonde geotermiche in regime estivo (in effetti il calcolo è stato basato su un valore medio di coefficiente di scambio pari a 51,2 W/m, intermedio fra il dato estivo (64 W/m) e invernale (38,5 W/m).



**Tabella 11 – Confronto fra soluzioni progettuali per la stagione intermedia**

Soluzione	1° PdC [kW]	2° PdC [kW]	Max taglia accumulo [kW]	Taglia accumulo		Taglia acc. caldo		Taglia acc. freddo		Potenza totale [kW]
				[kW]	[kWh]	[kW]	[kWh]	[kW]	[kWh]	
1	146	146	204	0	2	0	1	0	1	291
2	133	133	186	26	366	12	167	14	200	291
3	120	120	167	52	730	24	332	28	398	291
4	107	107	149	78	1094	36	497	43	597	291
5	94	94	131	104	1458	47	663	57	796	291
6	81	81	113	130	1822	59	828	71	994	291
7	68	68	95	156	2186	71	994	85	1193	291
8	55	55	76	182	2550	83	1159	99	1391	291
9	42	42	58	208	2914	95	1325	114	1590	291
10	29	29	40	234	3278	106	1490	128	1788	291
11	16	16	22	260	3642	118	1656	142	1987	291
12	3	3	4	286	4006	130	1821	156	2185	291



**Figura 5. Andamento dei costi per per la stagione intermedia**

L'analisi di convenienza economica dell'impianto è basata sul confronto fra la soluzione proposta ed un impianto tradizionale, in cui l'acqua calda è prodotta con una caldaia a gas e quella refrigerata con un gruppo frigorifero condensato ad aria ad alimentazione elettrica. L'analisi presuppone un tasso di inflazione (uguale per tutte le voci di costo) pari al 2%. I costi iniziali di impianto sono indicati in Tabella 12 (per l'impianto a PdC si assume il dimensionamento ottimale precedentemente individuato); la composizione del costo per l'impianto tradizionale è indicata nelle Tabelle 13 e 14.

**Tabella 11 – Costi iniziali di impianto**

	IMPIANTO TRADIZIONALE	IMPIANTO A PdC	Differenza di costo	
Riscaldamento	68.220			€
Raffreddamento	42.840			€
Costi fissi	53.390			€
TOTALE	164.450	381.026	216.576	€

**Tabella 12 – Costo apparecchiature impianto tradizionale**

	<b>Caldaia a gas</b>	<b>Gruppo frigorifero</b>	
Costo unitario	376	150	[€/kW]
Taglia apparecchiatura	180	280	[kW]
Costo apparecchiatura	67.680	42.000	[€]
Costo pompe	540	840	[€]
<b>Totale</b>	<b>68.220</b>	<b>42.840</b>	[€]

**Tabella 13 – Costi fissi impianto tradizionale**

Tubazioni	Lunghezza	50	[m]
	Costo unitario	48	[€/m]
	Costo totale	2400	[€]
Isolamento tubazioni	Lunghezza	50	[m]
	Costo unitario	20	[€/m]
	Costo totale	1000	[€]
Manodopera	Tempo	234	[h]
	Costo unitario	35	[€/h]
	Costo totale	8190	[€]
Impianti elettrici	Costo totale	15.000	[€]
Manutenzione	Costo totale	2700	[€]
Software	Costo totale	3100	[€]
Messa in funzione	Costo totale	2500	[€]
Engineering	Costo totale	18.500	[€]
<b>Totale costi fissi</b>		<b>53.390</b>	[€]

La Tabella 15 indica i costi energetici annuali per i due sistemi: tale costo è somma di tre termini: l'impegno fisso di potenza (70 kW per il gruppo frigorifero tradizionale e 20 kW per il sistema a PdC) e il costo dell'energia nei giorni di carico massimo (30 giorni nel periodo di riscaldamento, 15.10-15.04, e 30 giorni in quello di raffreddamento, 16.04-14.10) e nei giorni di medio carico (si assume, per i rimanenti giorni di ciascun periodo, un carico mediamente pari al 50% del carico massimo). Le tariffe applicate sono riferite a dati rappresentativi per l'Italia nel 2008.

**Tabella 14 – Costi energetici**

		<b>IMPIANTO TRADIZIONALE</b>	<b>IMPIANTO A PdC</b>	Differenza di costoD	
<b>Riscaldamento</b>	Impegno potenza	2555	1480	-1075	€/yr
	Carico massimo	4503	961	-3543	€/yr
	Carico medio	11408	1970	-9439	€/yr
<b>Raffreddamento</b>	Carico massimo	5019	1679	-3339	€/yr
	Carico medio	12914	4107	-8807	€/yr
	<b>TOTALE annuale</b>	<b>36399</b>	<b>10197</b>	<b>-26202</b>	€/yr

## 7. Conclusioni e sviluppi futuri

Il caso studio riguarda un sistema innovativo di impianto a PdC geotermica con accumulo in cambiamento di fase. Nella prima fase del lavoro, presentato in questa relazione, sono stati approfonditi gli aspetti progettuali e funzionali dell'impianto.

L'attività attualmente in corso di sviluppo, che verrà completata entro l'estate 2009, riguarda l'elaborazione dei dati sperimentali acquisiti, ad intervalli di un quarto d'ora, dal BEMS installato nell'edificio:

- Temperature dell'acqua calda e refrigerata indicate nello schema di figura 3
- Portata delle pompe
- Assorbimento elettrico di PdC e UTA
- Stato delle valvole
- Temperatura e umidità relativa interna ed esterna
- Temperatura di mandata dell'aria primaria

Dall'elaborazione dei dati sperimentali sarà possibile determinare i flussi di energia scambiati nell'impianto:

- Terreno → PdC
- PdC → Impianto HVAC
- PdC → Accumulo caldo
- Accumulo caldo → Impianto HVAC
- PdC → Accumulo freddo
- Accumulo freddo → Impianto HVAC
- Rete elettrica → PdC
- Accumulo caldo → Terreno
- Accumulo freddo → Terreno

e verificare in conseguenza l'attendibilità delle previsioni di calcolo.