

Marica Fumagalli<sup>1</sup>, Rossano Scoccia<sup>1\*</sup>, Tommaso Toppi<sup>1</sup>, Marcello Aprile<sup>1</sup>, Mario Motta<sup>1</sup>

# Monitoraggio in campo e diagnosi delle prestazioni energetiche di impianti di riscaldamento in pompa di calore ad assorbimento alimentati a gas

*Field monitoring and diagnosis of the energy performance of gas-fired absorption heat pumps*

<sup>1</sup> Dipartimento di Energia, Politecnico di Milano, Milano, Italia

\*Corresponding author:

**Rossano Scoccia**

Dipartimento di Energia  
Politecnico di Milano  
Via Lambruschini 4, 20156 Milano  
rossano.scoccia@polimi.it  
+39 02 2399 3922

DOI: 10.36164/AiCARRJ.60.01.03

## Sommario

Le pompe di calore ad assorbimento consentono di introdurre una quota di fonti rinnovabili in impianti alimentati a gas e costituiscono un'opzione per ridurre i consumi di energia primaria e le emissioni di gas serra legati ai fabbisogni di riscaldamento e acqua calda sanitaria. Tuttavia, l'efficienza reale di tali macchine può differire da quella misurata in laboratorio a causa del dimensionamento dell'impianto, della capacità termica del sistema di riscaldamento, del valore di temperatura impostato in mandata, dell'impostazione del sistema di controllo per la gestione dei carichi parziali e della carica di refrigerante. In questo lavoro vengono analizzati i risultati di una campagna di monitoraggio effettuata su due impianti al fine di quantificare le differenze tra prestazioni attese e reali e individuarne le probabili cause. L'analisi mostra come in un caso vi siano non solo riduzioni di prestazione in regime quasi-stazionario, che costituiscono il 25 – 40% del tempo di funzionamento, ma anche riduzioni di efficienza dovute ai transitori, pari a circa 10 – 15 punti percentuali.

### Parole chiave:

- ▶ Pompa di calore ad azionamento termico
- ▶ Pompa di calore ad assorbimento
- ▶ Riscaldamento e raffreddamento
- ▶ Monitoraggio
- ▶ Diagnosi

## Abstract

Gas fired absorption heat pumps make use of renewable energy and can contribute to the reduction of primary energy consumption and greenhouse gases emissions for space heating and domestic hot water. However, the real efficiency of these appliances can differ from that measured in laboratory tests due to system dimensioning, thermal capacity of the heating system, hot water set point temperature, control system for partial loads management, and refrigerant charge. In this work, the results of the monitoring data of two plants are analysed in order to assess the differences between expected and real performances and find out the possible reasons. The analysis shows that, in one case, not only the performance is lower than expected in quasi-stationary operating conditions, that constitute 25 – 40% of the total operation time, but also that the transient operation negatively affects the efficiency by 10 – 15%.

### Keywords:

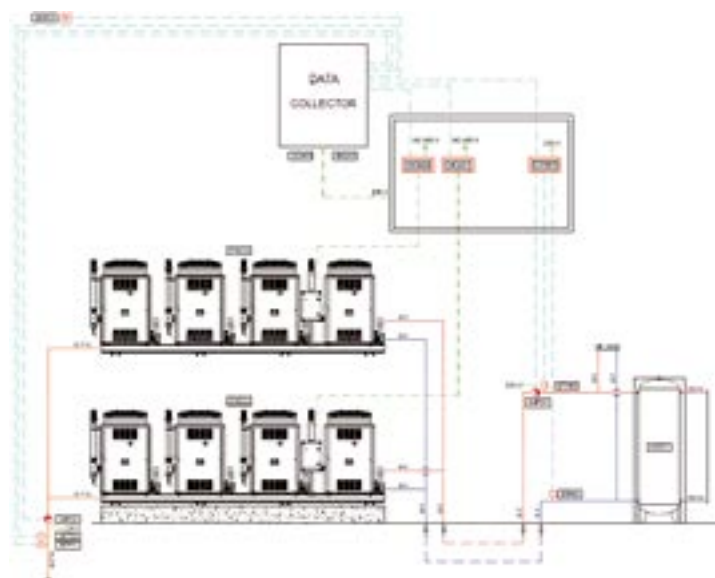
- ▶ Thermal driven heat pump
- ▶ Absorption heat pump
- ▶ Heating and cooling
- ▶ Monitoring
- ▶ Diagnosis

## Introduzione

Nello scenario energetico attuale, la climatizzazione degli edifici rappresenta una quota importante del consumo globale di energia. Grazie alla possibilità di sfruttare l'energia termica rinnovabile contenuta nell'aria esterna, le pompe di calore aria-acqua possono contribuire positivamente alla riduzione dei consumi di energia non rinnovabile. Istituite in un impianto reale, le pompe di calore interagiscono con gli altri componenti del sistema edificio-impianto, come gli elementi capacitivi dell'impianto, i circolatori, il sistema di emissione e il sistema di controllo. Pertanto, lo scostamento tra le prestazioni misurate in laboratorio e quelle misurate in campo può essere considerevole se questi sistemi non sono attentamente progettati, come documentato in letteratura (Zogou e Stamatelos, 1998; Ciganda et al., 2015; Schmitt-Gehrke et al., 2017). Per questo motivo, un sistema di monitoraggio dotato di capacità diagnostiche può essere molto utile. Con questo obiettivo, una campagna di monitoraggio su diversi sistemi in pompa di calore installati in edifici pubblici lombardi è stata avviata, a partire dal 2013, all'interno del progetto Relab finanziato da Regione Lombardia. Analisi effettuate in precedenza sui dati di monitoraggio prodotti (Fumagalli et al., 2017) hanno evidenziato come errori di progettazione e di controllo possano avere gravi conseguenze sulle prestazioni complessive di tali impianti. Questo lavoro mira a individuare con maggiore chiarezza le cause delle differenze tra prestazioni di laboratorio e prestazioni in campo, attraverso la selezione e il raggruppamento dei dati di monitoraggio in periodi di funzionamento quasi-stazionario e in transitorio. Un aspetto non banale è la definizione del criterio di selezione di tali periodi. Il metodo proposto da Kim et al. (2008) si basa sul calcolo, all'interno di una finestra mobile, della deviazione standard di alcune grandezze significative e richiede una complessa calibrazione. Altri metodi, basati su principi fisici, sono stati utilizzati da altri autori, come Miara et al. (2017). In questo studio viene proposto un metodo di selezione basato su principi fisici. Tale metodo viene applicato a due impianti impieganti pompe di calore ad assorbimento azionate a gas (Aprile et al., 2016). Una volta individuati i periodi di funzionamento in regime quasi-stazionario, l'analisi si concentra sul confronto tra i dati monitorati e quelli dichiarati dal produttore basati su prove di laboratorio, facendo luce sulle probabili cause.

## Descrizione degli impianti

I due sistemi analizzati, cosiddetti Impianto/Sito A e Impianto/Sito B, sono installati in edifici pubblici del medesimo comune. Il layout impiantistico di entrambi i siti prevede una serie di unità (rack) collegate in parallelo, come mostrato in Figura 1. Ciascuna unità è caratterizzata da una potenza termica utile nominale pari a circa 35 kW. Le macchine installate nei due impianti sono dello stesso costruttore, ma appartengono a due serie di prodotto diverse, per cui, in fase di analisi delle prestazioni, si è tenuto conto di quanto dichiarato dal costruttore.



**Figura 1 – Rappresentazione dello schema d'impianto e del sistema di monitoraggio**

Figure 1 – Example of the monitoring system architecture on the gas absorption heat pump system

Le principali caratteristiche dei due impianti sono riportate in Tabella 1.

## Sistema di monitoraggio

Il sistema di monitoraggio è stato progettato per misurare la prestazione energetica del sistema di riscaldamento con intervallo temporale pari a un minuto e idoneo per caratterizzare il comportamento anche durante i transitori. I principali strumenti di misura sono i seguenti: contabilizzatore di energia termica (include misuratore della portata di acqua e coppia di termoresistenze) installato a monte del separatore idraulico, misuratore di portata, temperatura e pressione del gas, sensore di temperatura e umidità ambiente.

Le grandezze misurate e le relative accuratezze sono riportate in Tabella 2.

## Indicatori

L'identificazione dei periodi quasi-stazionari si basa sulla variazione contenuta delle variabili che influenzano l'efficienza delle pompe di calore e sulla durata del periodo di misura, che deve essere di almeno 10 minuti.

I limiti che stabiliscono se le piccole variazioni possono essere accettabili sono riportati in Tabella 3.

I dati di monitoraggio che rispettano tali limiti sono considerati validi e raggruppati in periodi, detti quasi-stazionari, durante i quali la differenza tra il valore della temperatura dell'aria nell'ambiente esterno e quello della temperatura di mandata cade nell'intorno di un intervallo di temperatura di ampiezza pari a 2 K. Per ciascun

**Tabella 1 – Caratteristiche degli impianti analizzati**

Table 1 – Characteristics of the mechanical systems analyzed

| sito | destinazione d'uso | servizio fornito | tecnologia      | n. di unità in parallelo | potenza termica totale | metodo di regolazione di ciascuna unità | gradi giorno | sistema di emissione |
|------|--------------------|------------------|-----------------|--------------------------|------------------------|---|--------------|----------------------|
| A    | scuola             | riscaldamento    | GAHP aria-acqua | 10                       | 383 kW                 | on-off                                  | 2 906        | radiatori            |
| B    | municipio          | riscaldamento    | GAHP aria-acqua | 6                        | 211 kW                 | on-off                                  | 2 906        | ventilconvettori     |

**Tabella 2** – Sensori utilizzati e accuratezza delle grandezze misurate

Table 2 – Type of technology and accuracy of the measuring instruments

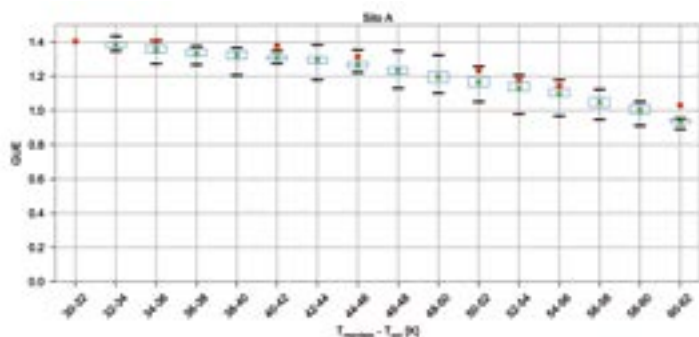
| Misura                               | Sensore                         | Accuratezza   |
|--------------------------------------|---------------------------------|---|
| portata di acqua                     | flussimetro magnetico           | $\pm 0,5\%$ <sup>1</sup>  |
| differenza di temperatura dell'acqua | coppia di termoresistenze PT100 | $\pm 0,05\text{ K}$ <sup>1</sup>  |
| portata di gas                       | contatore volumetrico rotativo  | $\pm 1\%$ ( $6,5\text{ m}^3/\text{h} < V_{\text{gas}} \leq 65\text{ m}^3/\text{h}$ )<br>$\pm 2\%$ ( $1,3\text{ m}^3/\text{h} < V_{\text{gas}} \leq 6,5\text{ m}^3/\text{h}$ ) |
| pressione del gas                    | manometro                       | $\pm 4\text{ mbar}$   |
| temperatura del gas                  | termoresistenza PT100           | $\pm (0,002 \cdot T_{\text{gas}} + 0,15)\text{ K}$  |
| potenza elettrica                    | multimetro                      | $\pm 0,5\%$   |
| temperatura esterna                  | termoresistenza PT100           | $\pm 0,2\text{ K}$  |
| umidità relativa esterna             | sensore di umidità capacitivo   | $\pm 1,5\%$ ( $10\% \leq \text{UR} \leq 90\%$ )<br>$\pm 2\%$ ( $\text{UR} < 10\%$ e $\text{UR} > 90\%$ )  |

Nota: <sup>1</sup> Conforme alla classe 2 di accuratezza dei contabilizzatori di energia termica, secondo la direttiva europea MID (Measuring Instruments Directive) 2014/32/EU.

**Tabella 3** – Intervalli di riferimento delle grandezze monitorate e limiti della velocità di variazione nei cicli quasi-stazionari

Table 3 – Ranges of typical values and quasi-stationary rate of change of each variable

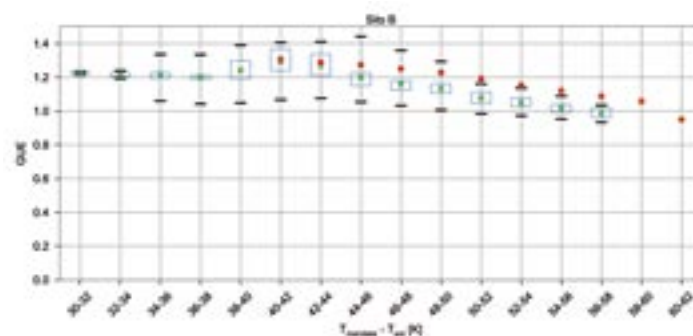
| Grandezza              | Intervalli di riferimento          | Velocità di variazione massima nei cicli quasi stazionari |
|------------------------|------------------------------------|---|
| temperatura di mandata | $45 \div 65\text{ }^\circ\text{C}$ | $-0,2 \div 0,2\text{ K/min}$                              |
| temperatura di ritorno | $35 \div 55\text{ }^\circ\text{C}$ | $-0,2 \div 0,2\text{ K/min}$                              |
| portata di acqua       | $2 \div 28\text{ m}^3/\text{h}$    | $-1,0 \div 1,0\text{ m}^3/\text{h/min}$                   |
| portata di gas         | $2 \div 22\text{ m}^3/\text{h}$    | $-0,1 \div 0,1\text{ m}^3/\text{h/min}$                   |



**Figura 2** – Box plot della distribuzione statistica del GUEQS su PCS calcolato dai dati misurati, confrontato con il GUE\_ref (punti rossi) fornito dal costruttore, per l'Impianto A, per diversi intervalli di thermal lift. La croce verde rappresenta il valore medio del GUEQS, il limite inferiore e superiore del rettangolo rappresentano rispettivamente il primo e il terzo quartile, e i trattini neri inferiore e superiore corrispondono al minimo e al massimo dei valori considerati. I punti rossi identificano il valore riportato nelle schede tecniche del costruttore

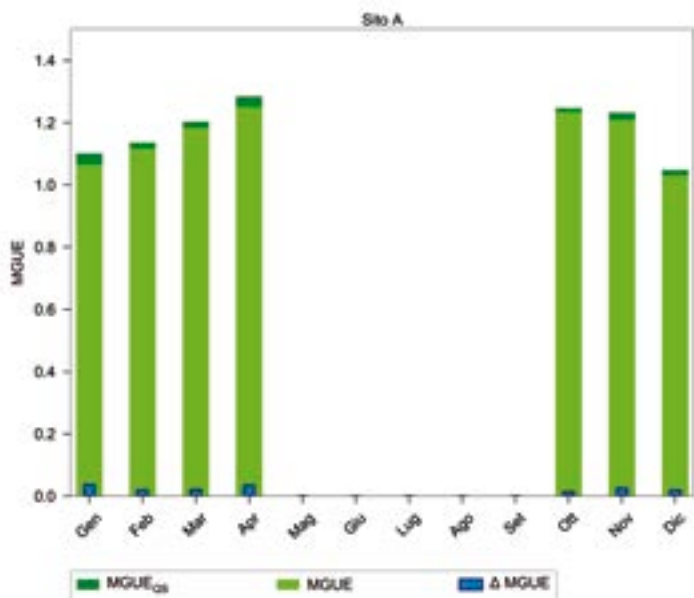
Figure 2 – Box plot of the statistical distribution of GUE\_QS on HHV calculated using the measured data, compared with the GUE\_ref (red circles) provided by the manufacturer, for System A, for different thermal lift intervals. The green cross represents the average value of the GUE\_QS, the lower and upper limit of the box represent the first and third quartiles respectively, and the lower and upper lines correspond to the minimum and maximum of the values considered. The red dots identify the value shown in the manufacturer's data sheets

periodo quasi-stazionario, viene calcolato il GUE (gas utilization efficiency), dato dal rapporto tra l'energia termica utile prodotta e quella in ingresso associata alla combustione del gas naturale, espresso in base al Potere Calorifico Superiore, PCS, del gas di rete. Si ricorda che in Italia i dati di efficienza di una caldaia sono invece espressi rispetto al Potere Calorifico Inferiore, PCI, del gas naturale, il che significa che i valori di GUE su PCS riportati in questo lavoro andrebbero aumentati di circa l'11% per ottenere il GUE su PCI e confrontarli con l'efficienza termica di una caldaia a gas naturale. Il GUE è utile perché può essere confrontato con il GUE misurato in laboratorio o dichiarato dal costruttore. Inoltre, il GUE, sia quello complessivo che quello relativo ai soli periodi quasi-stazionari, può essere calcolato a livello mensile, al fine di correlare le prestazioni alle diverse condizioni del carico termico e dell'aria ambiente che si hanno durante la stagione di riscaldamento, MGUE. Infine, sempre a livello mensile, in questo lavoro sono calcolate anche le ore di funzionamento totali e le ore di funzionamento nei soli periodi quasi-stazionari, con suddivisione per numero di unità attive contemporaneamente.



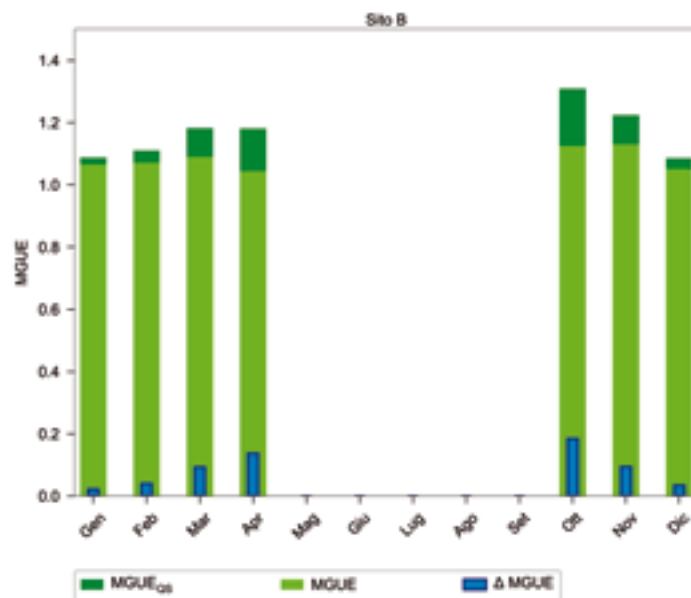
**Figura 3** – Box plot della distribuzione del GUEQS su PCS per diversi intervalli di thermal lift, confrontato con il GUE\_ref fornito dal costruttore per l'Impianto B (la descrizione della legenda è la medesima della figura precedente)

Figure 3 – Box plot of the GUE\_QS distribution on HHV for different thermal lift intervals, compared with the GUE\_ref provided by the manufacturer, for System B (the description of the legend is the same as in the previous figure)



**Figura 4** – GUE mensile su PCS calcolato durante l'intero periodo di funzionamento, MGUE, e durante i soli cicli quasi-stazionari, MGUE<sub>QS</sub>, e differenza tra le due grandezze, ΔMGUE, per l'Impianto A

Figure 4 – Monthly GUE calculated during the whole system-on period, MGUE, and during quasi-stationary cycles, MGUE<sub>QS</sub>, and the difference between them (ΔMGUE), for the System A



**Figura 5** – GUE mensile su PCS calcolato durante l'intero periodo di funzionamento, MGUE, e durante i soli cicli quasi-stazionari, MGUE<sub>QS</sub>, e differenza tra le due grandezze, ΔMGUE, per l'Impianto B

Figure 5 – Monthly GUE calculated during the whole running period, MGUE, and during quasi-stationary cycles, MGUE<sub>QS</sub>, and the difference between them (ΔMGUE), for the System B

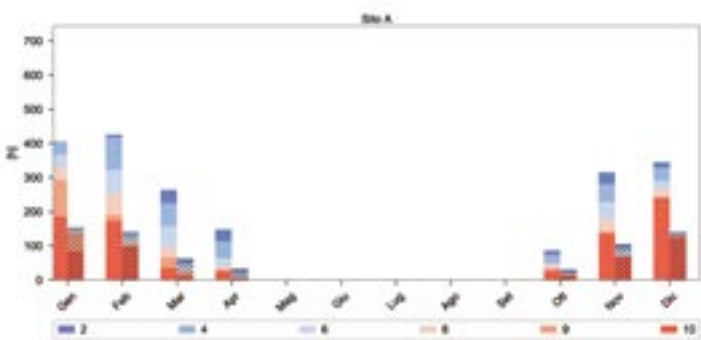
**Risultati**

Le Figure 2 e 3 riportano un confronto in termini di GUE su PCS fra le prestazioni dichiarate dal costruttore e quelle misurate in campo in funzione del thermal lift, ossia della differenza tra il valore della temperatura dell'acqua di mandata e quello dell'aria esterna. Più in dettaglio, visto che è possibile ottenere lo stesso thermal lift con diverse coppie di valori di temperatura dell'aria e temperatura dell'acqua, la prestazione riportata è quella relativa a una temperatura rappresentativa della mandata dello specifico impianto. In particolare, per l'Impianto A è stato usato il valore di 60 °C, a fronte di un intervallo di temperature di mandata tra 55 °C e 63 °C, all'interno del quale la variazione di prestazione dichiarata è pressoché nulla. Per l'Impianto B, invece, si è usata una temperatura di riferimento di 58 °C, dal momento che la temperatura di mandata è sempre molto vicina a questo valore.

La differente distribuzione del GUE da scheda tecnica è giustificata dal diverso modello di pompa di calore installato, oltre che dalla differente temperatura di riferimento.

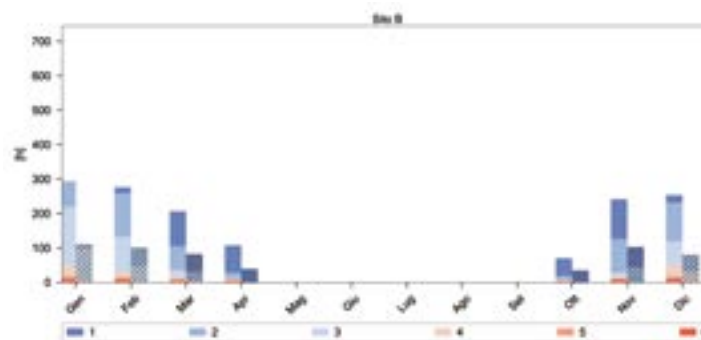
Le Figure 4 e 5 riportano il valore di GUE medio mensile misurato sia su tutto il periodo di funzionamento dell'impianto, MGUE, sia durante i soli periodi di funzionamento quasi statico, MGUE<sub>QS</sub>. Per facilità di lettura, è riportata anche la differenza tra le due grandezze, ΔMGUE.

Le Figure 6 e 7 riportano le ore di funzionamento mensili rispettivamente dell'Impianto A e dell'Impianto B. Per ogni mese sono riportate due colonne: la prima include tutto il periodo in cui le pompe di calore risultano accese, la seconda è relativa al solo funzionamento in condizioni quasi stazionarie. Viene riportata anche la ripartizione delle ore di funzionamento in base al numero di pompe di calore attive.



**Figura 6** – Confronto fra le ore totali di accensione dell'Impianto A (colonne a campitura piena) e le ore di funzionamento in condizioni quasi-stazionarie (colonne tratteggiate). Per entrambe le serie di dati, la scala cromatica rappresenta il numero di unità attive

Figure 6 – Comparison between the total running hours of System A (columns with a full pattern) and the hours of operation in quasi-stationary conditions (dashed columns). For both sets of data, the color scale represents the number of active units



**Figura 7** – Confronto fra le ore totali di accensione dell'Impianto B (colonne a campitura piena) e le ore di funzionamento in condizioni quasi-stazionarie (colonne tratteggiate). Per entrambe le serie di dati, la scala cromatica rappresenta il numero di unità attive

Figure 7 – Comparison between the total running hours of System A (columns with a full pattern) and the hours of operation in quasi-stationary conditions (dashed columns). For both sets of data, the color scale represents the number of active units

## Discussione

In base al confronto tra il GUE su PCS quasi-stazionario misurato e il GUE dichiarato dal costruttore, dalla Figura 2 si evince che per l'Impianto A esiste un buon accordo tra i due fino a valori di salto termico aria – acqua pari a 56 K, mentre per l'Impianto B, in Figura 3, i dati misurati in campo sono confrontabili con quelli dichiarati dal costruttore fino a un valore di salto termico pari a 46 K; oltre questa soglia, il valore medio si discosta sensibilmente da quello dichiarato, con differenze pari a 10 – 15 punti percentuali. Queste differenze sono imputabili a un malfunzionamento di alcune unità, la cui causa potrebbe essere una carica insufficiente di refrigerante.

L'analisi mensile mostra dapprima il confronto tra GUE complessivo e GUE riferito solo ai periodi quasi-stazionari. Dalla Figura 4 si evince che per l'Impianto A le differenze tra i due indicatori sono minime per tutti i mesi in cui l'impianto è in funzione, mentre per l'Impianto B, in Figura 5, tali differenze sono generalmente più marcate e maggiori nei mesi in cui le condizioni ambientali esterne sono più favorevoli, cioè i mesi a basso carico termico. La variazione del GUE nei mesi della stagione di riscaldamento è attribuibile al differente salto termico medio, che si riduce nei mesi con temperature dell'aria meno rigide e che consente alle pompe di calore di funzionare con un più alto rendimento. Tale andamento è molto evidente per l'Impianto A, mentre lo è molto meno per l'impianto B, a indicare come altri fattori legati ai bassi carichi termici, quali il funzionamento ai carichi parziali

e le frequenti variazioni di carico, siano responsabili di una degradazione delle prestazioni in controtendenza rispetto all'incremento legato alle condizioni ambientali favorevoli.

Per quanto riguarda le ore di funzionamento mensili, nelle Figure 6 e 7, quelle in regime quasi-stazionario rappresentano una quota variabile tra il 25% e il 40%. L'esiguità di questo dato non è imputabile alle sole pompe di calore ma al sistema edificio-impianto e mette in risalto come eventuali inefficienze delle pompe di calore durante i transitori possano avere ricadute negative sulle reali prestazioni del sistema. A riguardo, vale la pena osservare che le attuali norme per la certificazione delle prestazioni delle pompe di calore prevedono test in regime quasi sempre stazionario per le macchine modulanti e dunque non sono adeguate a fornire indicazioni sul loro reale comportamento in campo. L'incidenza del numero di unità funzionanti contemporaneamente mostra come l'Impianto A, in Figura 6, sia ben dimensionato: vi è infatti una netta prevalenza del funzionamento contemporaneo di quasi tutte le unità installate nei mesi più freddi. L'Impianto B in Figura 7, invece, mostra di essere sovradimensionato rispetto al carico termico: infatti, il funzionamento contemporaneo di tutte le unità installate è limitato a brevi periodi, peraltro presenti anche nei mesi meno freddi quando non è richiesta una elevata potenza termica. Ciò testimonia il fatto che, nonostante la presenza di più unità in parallelo, il sistema di controllo non è in grado di sfruttare appieno l'ampio intervallo di modulazione disponibile.

## CONCLUSIONI

In questo lavoro è stato definito un metodo per individuare i periodi di funzionamento in regime quasi-stazionario per sistemi in pompa di calore ad assorbimento alimentati a gas costituiti da più unità in parallelo. I dati di monitoraggio, aggregati in base ai periodi quasi-stazionari, hanno consentito di quantificare eventuali differenze tra prestazioni attese sulla base dei dati di laboratorio e prestazioni reali delle macchine. Inoltre, è stato possibile caratterizzare l'efficienza dei sistemi e le modalità di attivazione delle

singole unità, quantificando a livello mensile la variazione del GUE su PCS tra funzionamento complessivo, comprensivo dei transitori, e quasi-stazionario, le ore di funzionamento in regime quasi-stazionario rispetto alle totali, e la frequenza di attivazione delle singole unità. L'analisi ha evidenziato che nel caso dell'Impianto B vi sono non solo riduzioni di prestazione in regime quasi-stazionario, che costituiscono il 25 – 40% del tempo di funzionamento, ma anche riduzioni di efficienza dovute ai transitori, pari a circa 10 – 15 punti percentuali.

## FINANZIAMENTI ALLO STUDIO

Questo lavoro è stato finanziato da Regione Lombardia attraverso il contratto rep. n. 15905/RCC, 13/12/2011.

## BIBLIOGRAFIA

- Zogou O., Stamatelos A. 1998. Effect of climatic conditions on the design optimization of heat pump systems for space heating and cooling. *Energy Conversion Management*, 39(7), 609–622.
- Ciganda J.L.C., Graf R., Kühn A., Schmitt-Gehrke P., Ziegler F. 2015. Operational Experiences and System Improvement Measures for Gas Absorption Heat Pump Systems. *Proceedings of IIR Conference: Ammonia and CO<sub>2</sub> Refrigeration Technologies*, Ohrid, April.
- Schmitt-Gehrke P., Buchina O., Corrales Ciganda J.L., Graf R., Kühn A., Ziegler F. 2017. Part load performance of gas fired absorption heat pumps. *Proceedings of 12th IEA Heat Pump Conference*, 1–9.
- Fumagalli M., Sivieri A., Aprile M., Motta M., Zanchi M. 2017a. Monitoring of gas driven absorption heat pumps and comparing energy efficiency on primary energy. *Renewable Energy*, 110, 115-125.
- Fumagalli M., Toppi T., Aprile M., Motta M. 2017b. Monitoring experience of three fuel driven absorption HP systems. *Proceedings of 12th IEA Heat Pump Conference*.
- Kim M., Yoon S.H., Domanski P.A., Vance Payne W. 2008. Design of a steady-state detector for fault detection and diagnosis of a residential air conditioner. *International Journal of Refrigeration*, 31(5), 790-799.
- Miara M., Günther D., Langner R., Helmling S., Wapler J. 2017. 10 years of heat pumps monitoring in Germany. Outcomes of several monitoring campaigns. From low-energy houses to un-retrofitted single-family dwellings. *Proceedings of 12th IEA Heat Pump Conference*, 11.
- Aprile M., Scoccia R., Toppi T., Guerra M., Motta M. 2016. Modelling and experimental analysis of a GAX NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O gas-driven absorption heat pump. *International Journal of Refrigeration*, 66, 145-155.