



Analisi del **risparmio** energetico
conseguibile con un sistema di **recupero**
termodinamico
e **confronto** con sistema di recupero
tradizionale

L'articolo dimostra, attraverso un caso di studio, come il sistema di recupero termodinamico riesca a garantire, oltre a un'ermetica separazione tra i flussi, anche un recupero energetico elevato

*Di F. Messina, E. Pierangeli, L. Molinaroli**

Introduzione

Gli impianti di ventilazione meccanica controllata permettono di rinnovare costantemente l'aria presente negli ambienti interni, immettendo aria pulita ed estraendo quella inquinata. A tali sistemi sono però collegati ingenti consumi energetici. Risulta quindi sempre più importante l'identificazione di accorgimenti volti alla diminuzione dei consumi di questi impianti, al fine di ridurre il più possibile

gli sprechi energetici e l'impatto ambientale. Inoltre, il controllo della qualità dell'aria degli ambienti interni è un tema di forte attualità a causa della pandemia globale che stiamo affrontando.

Il lavoro di ricerca qui illustrato nasce dalla volontà della società di ingegneria Enertech Solution s.r.l. di effettuare

una valutazione tecnica, energetica ed economica dei recuperatori di calore termodinamici, in grado di effettuare il recupero di calore assicurando la compartimentazione dei flussi. Questi sistemi, seppur dalle elevate potenzialità, non sono finora riusciti a imporsi sul mercato a causa del loro elevato costo e

dell'ingombro d'installazione. L'obiettivo del lavoro è stato quindi quello di trovare un metodo per la valutazione del contributo energetico dei recuperatori termodinamici, in grado di motivarne la scelta e permetterne il confronto con altri sistemi. Tale analisi è stata successivamente applicata a un caso studio, un immobile adibito a uffici situato nella provincia di Bolzano. I risultati ottenuti mostrano una netta superiorità del sistema di recupero termodinamico, paragonato a un recuperatore a batterie accoppiate, garantendo un risparmio pari a oltre il doppio in termini di energia primaria.

Recuperatori di calore a scambio indiretto

I recuperatori statici a scambio indiretto sono sistemi di recupero dotati di scambiatori di calore senza parti in movimento che sfruttano un fluido secondario come vettore energetico tra i due flussi d'aria. Esistono due principali varianti tecnologiche: quelle in cui il fluido secondario non ha un cambiamento di fase e quelle in cui il fluido cambia fase.

Tra i recuperatori di calore senza cambiamento di fase è stato preso in considerazione il recuperatore a batterie accoppiate (run-around). Il sistema è costituito da un circuito ad anello chiuso, come illustrato in Figura 1, in cui un fluido intermedio, per mezzo di una pompa, viene fatto circolare tra due o più scambiatori statici a batterie di tubi alettati.

Uno dei principali vantaggi legato all'utilizzo di questi dispositivi è l'alto grado di flessibilità che li contraddistingue. Infatti, non vi è la necessità di ubicare vicine tra loro la presa dell'aria di immissione e lo scarico dell'aria di espulsione. Per questo motivo i sistemi run-around sono anche quelli che garantiscono la maggior sicurezza in

termini di non contaminazione tra i flussi. Di contro, l'utilizzo di un fluido secondario, che non compie una transizione di fase, non permette di raggiungere rendimenti troppo elevati, solitamente compresi tra il 45% e il 65% [1].

I recuperatori di calore termodinamici, invece, sono caratterizzati da un cambiamento di fase del fluido (Figura 2). Tali sistemi non sono altro che delle pompe di calore aria-aria invertibili che durante il funzionamento invernale assorbono calore dall'aria esausta proveniente dall'ambiente interno, al fine di preriscaldare l'aria prelevata dall'ambiente esterno. Viceversa, durante il funzionamento estivo, cedono calore all'aria in espulsione permettendo il preraffreddamento di quella entrante. Si tratta quindi di un sistema in grado di effettuare un forte recupero di energia termica, a fronte del consumo di energia elettrica necessaria a far funzionare il compressore.

Si noti come rispetto a una convenzionale pompa di calore aria-aria reversibile, i flussi d'aria sugli scambiatori sono invertiti. Il flusso d'aria a temperatura più elevata è a contatto con l'evaporatore e verrà quindi raffreddato mentre, al contrario, il flusso d'aria fredda viene riscaldato passando attraverso il condensatore. Questa configurazione non viene penalizzata da temperature dell'aria esterna estremamente fredde o calde, al contrario le prestazioni e la capacità termica della macchina migliorano quando le condizioni esterne sono più sfavorevoli. Inoltre, l'utilizzo dell'aria viziata in espulsione dall'edificio come sorgente termica favorevole, con portata e temperatura stabile nel tempo, permette di ottenere rendimenti energetici molto elevati.

Purtroppo, risulta difficoltoso valutare i vantaggi appena descritti in quanto i software di calcolo oggi disponibili sul mercato per la modellazione energetica

si basano sui soli sistemi di recupero tradizionali. Nasce quindi l'esigenza di introdurre procedure di calcolo esterne al software in grado di considerare i benefici apportati dai recuperatori termodinamici. Nel prossimo paragrafo verrà quindi illustrato il metodo di calcolo che è stato utilizzato per valutare il sistema di recupero termodinamico.

Metodo di valutazione

Al fine di valutare il comportamento del recuperatore termodinamico risulta innanzitutto necessario elaborare un modello matematico in grado di fornire un legame tra le prestazioni del sistema e le condizioni di funzionamento. Il modello matematico che si è deciso di adottare è di tipo polinomiale. Lo scopo di questo metodo è infatti valutare il risultato energetico dalla macchina nel suo complesso, per questo motivo risulterebbe una complicazione non necessaria introdurre un modello che descriva il funzionamento di ogni componente del sistema. Avendo quindi a disposizione una buona densità di dati è possibile estrapolare un polinomio in grado di descrivere i parametri principali di

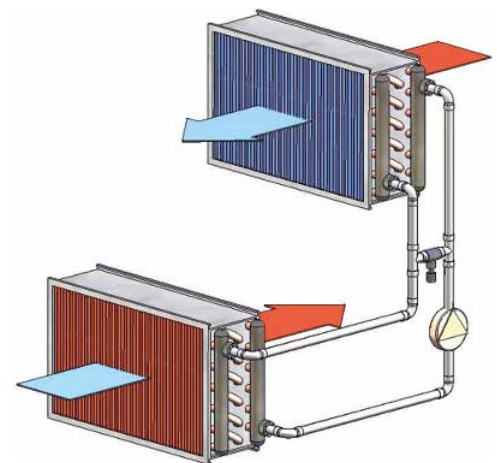


FIGURA 1 Recuperatore run-around



FIGURA 2 Recuperatore di calore termodinamico

funzionamento del recuperatore.

I costruttori sono soliti fornire, sia per il funzionamento estivo che invernale, i valori di potenza utile scambiata e potenza elettrica assorbita dal compressore, in funzione di:

- Temperatura dell'aria esterna (T_{AE});
- Temperatura dell'aria in espulsione dall'ambiente (T_{EX});
- Portata d'aria nominale trattata dall'unità (\dot{V}_{NOM}).

I polinomi che sono stati utilizzati in questo metodo sono di secondo grado e sono della seguente forma:

$$\dot{Q}_{F,rec} = k_0 + a \cdot T_{EX}^2 + b \cdot T_{AE}^2 + c \cdot \dot{V}_{NOM}^2 + d \cdot T_{AE} \cdot T_{EX} + e \cdot T_{AE} \cdot \dot{V}_{NOM} + f \cdot T_{EX} \cdot \dot{V}_{NOM} + g \cdot T_{AE} + h \cdot T_{EX} + i \cdot \dot{V}_{NOM}$$

$$\dot{W}_{F,abs} = k'_0 + a' \cdot T_{EX}^2 + b' \cdot T_{AE}^2 + c' \cdot \dot{V}_{NOM}^2 + d' \cdot T_{AE} \cdot T_{EX} + e' \cdot T_{AE} \cdot \dot{V}_{NOM} + f' \cdot T_{EX} \cdot \dot{V}_{NOM} + g' \cdot T_{AE} + h' \cdot T_{EX} + i' \cdot \dot{V}_{NOM}$$

$$\dot{Q}_{C,rec} = c_0 + l \cdot T_{EX}^2 + m \cdot T_{AE}^2 + n \cdot \dot{V}_{NOM}^2 + o \cdot T_{AE} \cdot T_{EX} + p \cdot T_{AE} \cdot \dot{V}_{NOM} + q \cdot T_{EX} \cdot \dot{V}_{NOM} + r \cdot T_{AE} + s \cdot T_{EX} + t \cdot \dot{V}_{NOM}$$

$$\dot{W}_{C,abs} = c'_0 + l' \cdot T_{EX}^2 + m' \cdot T_{AE}^2 + n' \cdot \dot{V}_{NOM}^2 + o' \cdot T_{AE} \cdot T_{EX} + p' \cdot T_{AE} \cdot \dot{V}_{NOM} + q' \cdot T_{EX} \cdot \dot{V}_{NOM} + r' \cdot T_{AE} + s' \cdot T_{EX} + t' \cdot \dot{V}_{NOM}$$

dove:

$\dot{Q}_{F,rec}$ potenza frigorifera recuperata durante il funzionamento estivo;

$\dot{W}_{F,abs}$ potenza assorbita dal compressore durante il funzionamento estivo;

$\dot{Q}_{C,rec}$ potenza termica recuperata durante il funzionamento invernale;

$\dot{W}_{C,abs}$ potenza assorbita dal compressore durante il funzionamento invernale.

Nel seguito si farà riferimento a \dot{Q}_{rec} e \dot{W}_{abs} in quanto si effettueranno i medesimi calcoli sia per il regime estivo che per quello invernale. In base alla località e all'applicazione presa in esame sarà possibile utilizzare i polinomi ottenuti per ricavare le potenze recuperate e assorbite dalla macchina. Moltiplicando il valore di potenza recuperata (\dot{Q}_{rec}) per le ore di funzionamento (t) del periodo considerato è possibile ricavare la massima energia termica recuperabile ($Q_{MAX,rec}$).

$$Q_{MAX,rec} = \dot{Q}_{rec} \cdot t$$

Confrontando l'energia massima recuperabile ($Q_{MAX,rec}$) con il fabbisogno di energia termica richiesto dall'edificio nel medesimo lasso di tempo preso in considerazione ($Q_{richiesto}$ valutato mediante simulazione energetica), si cadrà in uno dei seguenti casi:

- Fabbisogno dell'edificio maggiore dell'energia recuperabile ($Q_{richiesto} > Q_{MAX,rec}$), in questo caso l'energia recuperata dal sistema viene interamente considerata.

abile ($Q_{richiesto} > Q_{MAX,rec}$), in questo caso l'energia recuperata dal sistema viene interamente considerata.

$$Q_{rec} = Q_{MAX,rec}$$

- Fabbisogno dell'edificio minore dell'energia recuperabile ($Q_{richiesto} < Q_{MAX,rec}$), in questo caso verrà considerata come recuperata la sola quota di energia necessaria a soddisfare la domanda del sistema.

$$Q_{rec} = Q_{richiesto}$$

In modo analogo è possibile calcolare l'energia elettrica massima assorbita dal recuperatore ($W_{MAX,abs}$), con la seguente formula:

$$W_{MAX,abs} = \dot{W}_{abs} \cdot t$$

In base al confronto precedente tra fabbisogno dell'edificio e l'energia massima recuperabile, l'energia effettivamente assorbita dal recuperatore (W_{abs}) sarà pari a:

- L'energia elettrica massima assorbita, in caso l'energia richiesta dall'edificio sia maggiore di quella recuperabile tramite la macchina:

$$W_{ab} = W_{MAX,abs}$$

- L'energia elettrica massima assorbita moltiplicata per il rapporto tra il fabbisogno richiesto dall'edificio e l'energia massima recuperabile, in caso l'energia richiesta dall'edificio sia inferiore rispetto quella recuperabile dal sistema. In questo modo si vuol tener conto della diminuzione dei consumi dovuto al minor utilizzo della macchina:

$$W_{abs} = W_{MAX,abs} \cdot \frac{Q_{richiesto}}{Q_{MAX,rec}}$$

Per valutare quanto sia conveniente utilizzare il sistema di recupero attivo, è necessario considerare con quale sistema di generazione ausiliario è abbinato. Si noti infatti che, anche nel caso il fabbisogno energetico risulti interamente soddisfatto dal recuperatore termodinamico, nella realtà bisognerà comunque prevedere un impianto di backup per

far fronte ai picchi di potenza richiesti. In caso si voglia considerare l'installazione del recuperatore in un sistema climatizzato mediante generatore di calore, è necessario convertire l'energia termica recuperata e l'energia elettrica assorbita dal recuperatore in energia primaria, al fine di confrontarla con l'energia termica assorbita dal generatore.

Definendo quindi i seguenti indici di conversione per l'energia termica (η_t) e per quella elettrica (η_{el}):

$$\eta_{el} = \frac{1}{2,42} = 0,413$$

$$\eta_i = f_c \cdot \eta_c \cdot \eta_d \cdot \eta_e \cdot \eta_r$$

In cui il rendimento d'impianto (η_i) è valutato come il prodotto del fattore di conversione in eia primaria (f_c), considerato pari a 0,95), rendimento di combustione (η_c) di distribuzione (η_d), di emissione (η_e) e di regolazione (η_r) e deve essere valutato in base al co analizzato e alle relative normative. Il rendimento elettrico (η_{el}) è calcolato considerando il rendimento medio del sistema elettrico nazionale.

Utilizzando i suddetti fattori di conversione risulta possibile trovare il risparmio in termini di energia primaria del recuperatore (ΔE_p), utilizzando la seguente formula:

$$\Delta E_p = \frac{Q_{rec}}{\eta_i} - \frac{W_{abs}}{\eta_{el}}$$

In termini economici, l'impatto del sistema di recupero può essere valutato come la differenza tra gli euro risparmiati sul combustibile e il costo dovuto al consumo di energia elettrica della macchina:

$$\Delta \epsilon = \frac{f_c}{\eta_i} \cdot \frac{Q_{rec}}{PCI} \cdot C_{comb} - W_{abs} \cdot C_{el}$$

con:

PCI , potere calorifico inferiore del combustibile considerato [kWh/Sm³];

C_{comb} , costo del combustibile per standard metro cubo [€/Sm³];

C_{el} , costo unitario per l'energia elettrica [€/kWh].

In caso di installazione del recuperatore in un sistema climatizzato da una pompa di calore, il confronto viene effettuato valutando la differenza tra l'energia assorbita dal recuperatore e l'energia che verrebbe assorbita dal sistema ausiliario per generare l'energia termica recuperata:

$$\Delta W_{F,abs} = W_{F,abs} - \frac{Q_{F,rec}}{SEER}$$

$$\Delta W_{C,abs} = W_{C,abs} - \frac{Q_{C,rec}}{SCOP}$$

Anche in questo caso è possibile ricondursi a un valore di risparmio/costo economico con la seguente formula:

$$\Delta \epsilon = \Delta W_{abs} \cdot C_{el}$$

Il metodo di valutazione del recuperatore termodinamico appena esposto è stato applicato a un edificio ubicato a Bolzano con destinazione d'uso uffici. Prima di poter valutare il sistema di recupero è stato necessario elaborare il modello energetico dell'edificio, le cui principali caratteristiche verranno espone nel prossimo paragrafo.

Modellazione del caso studio

L'edificio oggetto del caso studio è ubicato a Bolzano. Per omogeneità di utilizzo e costruttiva è stato considerato

costituito da una sola zona termica con destinazione d'uso uffici.

L'impianto di climatizzazione presente nell'edificio è di tipo misto aria-acqua con un stema di generazione centralizzato. Il sistema di generazione di calore è costituito da una caldaia alimentata a metano con potenza utile pari a 56 kW ed efficienza di 0,91. Il gruppo frigorifero è caratterizzato da una potenza utile pari a 50 kW ed EER di 2,63.

La portata nominale dell'unità di trattamento aria installata è di 3900 m³/h, che è stata suddivisa in 1500 m³/h provenienti dall'ambiente esterno e la restante parte ricircolata dagli ambienti interni.

È stato ipotizzato, durante il periodo invernale, un regime di funzionamento intermittente di 12 ore al giorno per 7 giorni alla settimana, mentre durante il regime estivo è stato ipotizzato come continuo. I rendimenti dei sistemi di emissioni, regolazione e distribuzione sono stati calcolati secondo la norma UNI/TS 11300, combinando questi valori con il rendimento di generazione è stato ottenuto un rendimento d'impianto (η) pari a 0,57.

Inserendo il modello descritto nel software di calcolo certificato Edilclima è stato calcolato il fabbisogno ener-

getico mensile dell'edificio. Il fabbisogno di energia termica è risultato pari a 47.186 kWh durante il periodo invernale e 28.103 kWh durante quello estivo. Al fine dell'analisi il fabbisogno di energia termica invernale è stato convertito in energia primaria tramite il fattore η_i , risultando pari a 82.966 kWh (risultato validato tramite il confronto con i consumi storici dell'edificio, con uno scarto relativo inferiore al 5%). Il fabbisogno energetico estivo è stato invece convertito in energia di natura elettrica, utilizzando il rendimento stagionale del gruppo frigorifero presente nell'impianto (SEER = 3,01) si è ottenuto un consumo di 9.336 kWh di energia elettrica.

Selezione del sistema di recupero

Dopo aver valutato il fabbisogno annuale di energia primaria del caso base è stato necessario selezionare un sistema di recupero termodinamico adeguato. La macchina è stata scelta valutando la portata nominale dell'unità di trattamento aria installata nell'edificio. Il recuperatore selezionato, considerando una sola unità installata, è in grado di soddisfare interamente il fabbisogno frigorifero estivo in ogni situazione di lavoro, mentre deve essere affiancato dalla caldaia durante il periodo invernale. In Tabella 1 sono rappresentati i valori prestazionali della macchina selezionata (Figura 3) alle condizioni di funzionamento nominali. I dati per il calcolo del modello polinomiale sono stati forniti dal produttore.

Risultati ottenuti

Le prestazioni del recuperatore termodinamico sono state valutate considerando sia le temperature medie mensili ricavate dalla normativa UNI 10349:2016 e sia le

TABELLA 1 Prestazioni nominali relative alla macchina ELFOFresh Large (taglia 51) prodotta da Clivet

ELFOFresh Large Clivet taglia 51		
Portata nominale	3.310	m ³ /h
Prestazioni funzionamento estivo		
Potenzialità frigorifera	15,9	kW
Potenza assorbita compressori	3,8	kW
EER	4,14	-
Prestazioni funzionamento invernale		
Potenzialità termica	16,9	kW
Potenza assorbita dai compressori	2,8	kW
COP	6,06	-



FIGURA 3 ELFOFresh Large prodotto da Clivet

temperature medie giornaliere registrate dalla stazione meteorologica di Bolzano nell'anno 2020. Dato il discostamento tra i risultati ottenuti dall'analisi mensile e giornaliera inferiore al 2% si riportano nel seguito i risultati numerici ottenuti con l'analisi mensile.

I risultati dell'analisi energetica durante il regime invernale sono mostrati in Figura 4 e in Figura 5. È riportato sotto forma di grafici, mese per mese (Figura 4), o giorno per giorno (Figura 5) il confronto tra il fabbisogno di energia primaria dell'edificio e la quantità di energia primaria che è possibile risparmiare utilizzando il sistema di recupero termodinamico.

Si noti come nei mesi non estremamente freddi (in particolare ottobre e aprile) il sistema di recupero termodinamico riesca più che a dimezzare i consumi di energia primaria. Durante l'arco dell'intera stagione il sistema riesce a recuperare 23.600 kWh annuali a fronte degli 82.966 kWh richiesti, riducendo del 28% il fabbisogno energetico. Anche dal punto di vista del consumo di combustibile, e relative emissioni, si ha una notevole riduzione. Questo grazie alla forte riduzione dell'energia termica richiesta al generatore alimentato a gas (Figura 6). Considerando un potere calorifico inferiore del metano pari a 9,94 kWh/Nm³, il consumo di combustibile riferito al caso base risulta pari a 8.346 Nm³. La riduzione del fabbisogno di energia termica richiesto alla caldaia di 30.467 kWh si traduce in 3.065 Nm³ di metano non utilizzati.

Dal punto di vista economico ipotizzando come indici di conversione dei valori medi pari a 0,6 €/Sm³ di metano e 0,17 €/kWh per l'energia elettrica, si ottiene un risparmio annuo durante il regime invernale di 1.449 €.

Durante il regime di funzionamento estivo il sistema di recupero termodinamico è in grado di coprire l'intero fabbisogno energetico dell'edificio. In Figura 7 è riportato il confronto giornaliero tra il fabbisogno di energia elettrica del gruppo frigorifero presente nel caso base e quello del recuperatore termodinamico.

In questo caso si nota come, soprattutto nei mesi più caldi, il sistema di recupero termodinamico sia relativamente più performante del gruppo frigorifero installato nell'edificio. Il risparmio totale di energia elettrica è pari a 822 kWh che, se confrontanti con i 7.228 kWh richiesti considerando il caso base, risultano in un abbassamento dell'11% dei consumi di energia elettrica, con un risparmio di 140 € ogni anno. Si noti che i risparmi energetici estivi ottenibili con altri sistemi di recupero, come ad esempio il run-around,

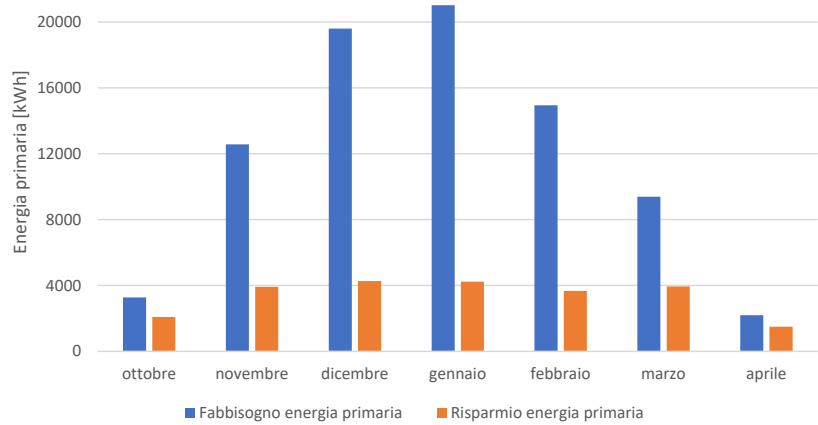


FIGURA 4 Andamento mensile del fabbisogno di energia primaria dell'edificio e dell'energia primaria risparmiata tramite uso del recuperatore termodinamico

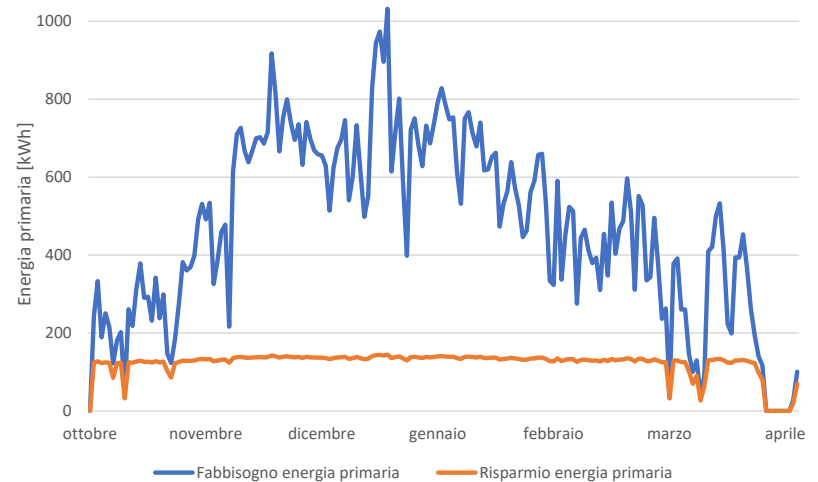


FIGURA 5 Andamento giornaliero del fabbisogno di energia primaria dell'edificio e dell'energia primaria risparmiata tramite uso del recuperatore termodinamico

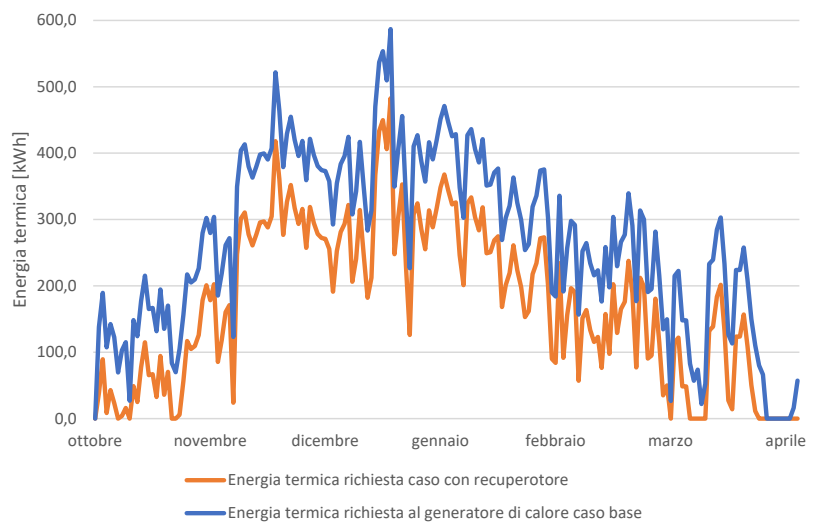


FIGURA 6 Confronto tra la richiesta di energia richiesta dal generatore di calore in assenza e in presenza del recuperatore di calore durante la stagione invernale

sono praticamente trascurabili.

Il risparmio totale (stagione estiva e invernale) in termini di energia primaria risulta pari a 25.588 kWh a fronte dei

100.457 kWh richiesti, con un risparmio economico pari a 1.589 € ogni anno.

È stato infine approfondito un confronto tra quanto ottenuto e il sistema

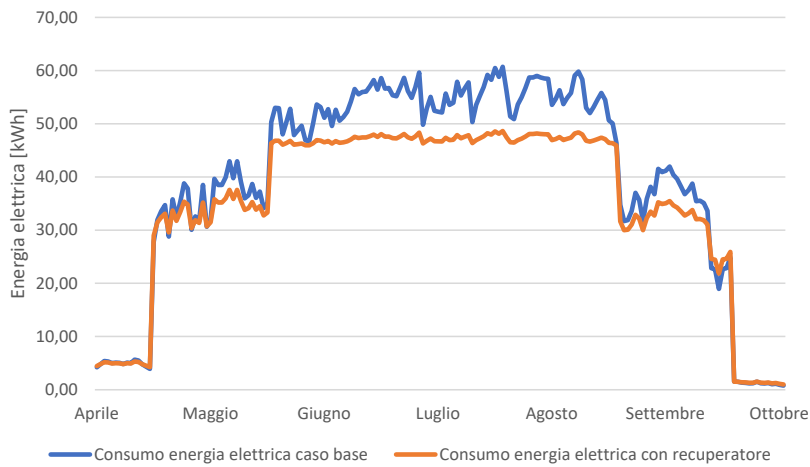


FIGURA 7 Confronto tra la richiesta di energia elettrica del gruppo frigorifero e del recuperatore di calore durante la stagione estiva

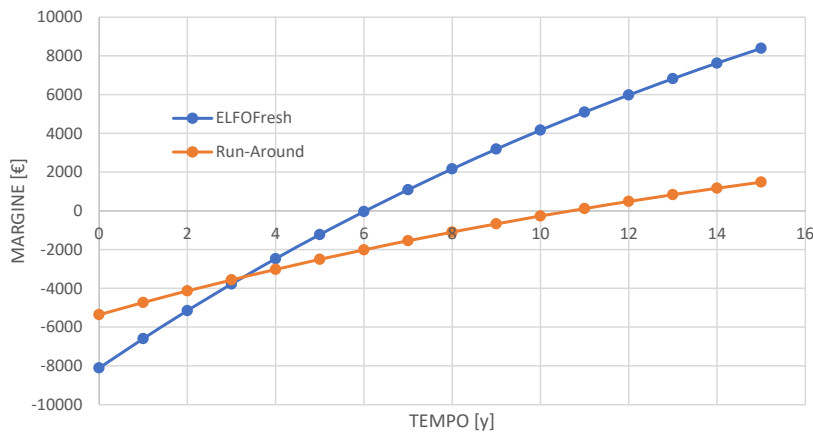


FIGURA 8 Confronto economico tra recuperatore termodinamico e run-around

TABELLA 3 Confronto economico tra recuperatore termodinamico e run-around

ANNO	ELFOFresh [€]	Run-around [€]
0	-8.108	-5.361
1	-6.594	-4.733
2	-5.153	-4.135
3	-3.780	-3.565
4	-2.473	-3.022
5	-1.228	-2.505
6	-42	-2.013
7	1.088	-1.544
8	2.163	-1.098
9	3.187	-673
10	4.163	-268
11	5.092	118
12	5.977	485
13	6.820	835
14	7.622	1.168
15	8.387	1.485

di recupero run-around. Il recuperatore run-around considerato presenta un'efficienza di recupero invernale di circa il 50%, batterie di scambio in rame-alluminio e una pompa di circolazione per acqua glicolata. Inserendo nel modello del caso base di Edilclima un recuperatore di calore con efficienza pari al 50%, è stata ottenuta una diminuzione del consumo di gas di 1.041 Nm³ annui, pari a 10.892 kWh di energia primaria. Oltre all'analisi energetica, risulta fondamentale un'analisi economica che tenga in considerazione il differente costo d'investimento dei due sistemi. Si ricorda che i sistemi di recupero attivo data la loro maggior complessità dal punto di vista tecnologico risultano più costosi. Nella Tabella 2 vengono riassunti tutti i dati utilizzati, in particolare il costo

TABELLA 2 Dati confronto tra recuperatore termodinamico e run-around

		Termo-dinamico	Run-around
Risparmio en. primaria inverno	kWh	23.600	10.892
Risparmio en. primaria estate	kWh	1.988	0
Risparmio combustibile	Nm ³	3.065	1.041
Costo d'investimento	€	8.108	5.361
Risparmio economico	€	1.589	660

d'investimento del recuperatore termodinamico è stato fornito direttamente dal costruttore, mentre il costo del recuperatore run-around è stato ricavato dal prezzario delle opere pubbliche del comune di Milano.

I risultati ottenuti, valutati su un orizzonte di 15 anni, considerato come tempo medio di vita utile di queste macchine, e con un tasso di attualizzazione del 5% sono illustrati sia sotto forma di tabella (Tabella 3) che di grafico (Figura 8).

Si nota anche nel confronto economico una netta superiorità del recuperatore termodinamico, con un tempo di ritorno dell'investimento di 6 anni, contro 11 del recuperatore run-around, e con una differenza di utile generatore al termine del periodo considerato di 6.902 €.

Conclusioni

L'articolo dimostra come il sistema di recupero termodinamico riesca a garantire, oltre a un'ermetica separazione tra i flussi, anche un recupero energetico elevato. Nel caso studio analizzato l'abbassamento percentuale del fabbisogno di energia primaria risulta superiore al 25%. I costi di investimento, mediamente superiori agli altri sistemi di recupero, appaiono giustificati se si considera un adeguato tempo di vita utile della macchina. Anche in termini di emissioni l'impatto del sistema è estremamente positivo con una riduzione percentuale del consumo di metano del 36%. ■

* *Federico Messina*, Euroklimat s.p.a.
Elena Pierangeli, Enertech solution s.r.l.
Luca Molinaroli, Politecnico di Milano

BIBLIOGRAFIA

[1] Xu, Q., Riffat, S. and Zhang, S. Review on heat recovery technologies for building applications. *Energies*. 2019, 12