

# Sistemi **water-loop** **self-contained** per la **refrigerazione** commerciale

*Quando conviene utilizzare il chiller,  
il dry-cooler o il wet-cooler?  
I risultati dell'analisi sperimentale  
di un impianto WLSC*

G. Bagarella, R. Lazzarin, M. Noro\*



grandi potrebbero superare i 5 milioni di kWh [6]. Alcuni studi [7] hanno stimato che il 50% del consumo di energia elettrica in un supermercato è dovuto al sistema di refrigerazione, determinando quindi una grande quantità di emissioni di CO<sub>2</sub> sia dirette che indirette.

Tale consumo può essere ridotto controllando opportunamente i valori di alcuni parametri ambientali: ad esempio, una riduzione del valore di temperatura o di umidità relativa riduce il carico di refrigerazione dei banchi di media e bassa temperatura, così come il tempo di funzionamento delle resistenze elettriche antiappannamento delle vetrine. Un ulteriore intervento può riguardare alcune apparecchiature ausiliarie (ad esempio installando ventilatori di raffreddamento efficienti o apparecchi luminosi a LED al posto delle lampade alogene nei banchi), oppure un miglioramento dell'isolamento termico dei banchi frigo.

Altre possibili riduzioni dei consumi energetici possono essere ottenute tramite l'utilizzo di sistemi di refrigerazione innovativi. Tali sistemi possono non solo operare con una maggiore efficienza, ma anche ridurre la carica di refrigerante [8] (che in molti supermercati esistenti può arrivare fino a 3.000 kg [9]) e le relative perdite (fino al 30% annuo [5]). La configurazione tipica di un sistema di refrigerazione tradizionale prevede batterie ad aria a espansione diretta come evaporatori. Compressori (e condensatori) sono situati in una sala macchine tipicamente sul retro o sul tetto, e hanno una comune linea di aspirazione e collettori di mandata (sistemi multiplex). Ne consegue che si tratta di sistemi in cui è in circolazione una grande quantità di refrigerante.

Una delle soluzioni innovative è il sistema water-loop self-contained

(WLSC). In tale tipologia di impianto, ogni banco è dotato del proprio compressore e condensatore. La potenza termica di ciascun banco viene ceduta a un anello d'acqua. Come già evidenziato dagli autori [10], utilizzando compressori ottimizzati per il funzionamento a velocità variabile (con motori brushless in corrente continua e inverter ad alta efficienza), un impianto WLSC può consentire una riduzione di consumo elettrico del 16% su base annua rispetto a un sistema multiplex tradizionale. Inoltre, i calcoli hanno dimostrato che si può ottenere una riduzione del TEWI del 56%-58% in 15 anni grazie alla drastica riduzione sia della carica di refrigerante che delle relative perdite percentuali annue.

In effetti, la stessa analisi ha dimostrato che i sistemi WLSC hanno anche alcuni aspetti critici che meritano approfondimento. Il principale è che sono necessari due cicli di refrigerazione (in serie) quando viene attivato il refrigeratore dell'anello d'acqua (questo di solito accade quando la temperatura esterna è elevata). Il primo ciclo avviene all'interno del banco frigorifero, il secondo nel chiller stesso.

In questo articolo vengono analizzate le prestazioni di un sistema WLSC di piccole dimensioni. In particolare, vengono confrontate tre diverse modalità operative di raffreddamento dell'anello d'acqua, sia dal punto di vista energetico che economico. La prima modalità implica l'attivazione del refrigeratore dell'anello d'acqua. La seconda alternativa prevede l'utilizzo del solo dry-cooler. Infine, nella terza soluzione si considera l'utilizzo di un umidificatore adiabatico che consente lo sfruttamento del fenomeno del raffreddamento evaporativo alla batteria del dry-cooler (cosiddetto wet-cooler).

## METODOLOGIA

Al fine di stabilire le prestazioni del sistema con il chiller attivato (prima alternativa) e con il solo dry-cooler (seconda alternativa), sono state effettuate diverse prove sull'impianto sperimentale WLSC di piccola taglia descritto nella sezione successiva. Per analizzare la possibilità di sfruttare il fenomeno del raffreddamento evaporativo (terza alternativa) è stato utilizzato un modello semplificato di umidificatore adiabatico. Infine, basandosi sia sulle regressioni delle prestazioni dell'impianto reale (prima e seconda alternativa) sia sul modello semplificato (terza alternativa), è stata simulata la prestazione energetica stagionale delle tre soluzioni considerando due climi diversi tipici euro-

L'agenzia internazionale per l'energia (IEA) riporta che il 3-5% del consumo totale di elettricità nei paesi industrializzati proviene dai supermercati [1]-[5], individuandoli come i maggiori utilizzatori di energia nel settore commerciale. Un supermercato di 300 m<sup>2</sup> di superficie di vendita, una dimensione molto comune, può richiedere circa 2 milioni di kWh di elettricità all'anno. I supermercati più

pei: un clima mite-secco (Carpentras, Francia), e un clima mite-umido (Venezia, Italia).

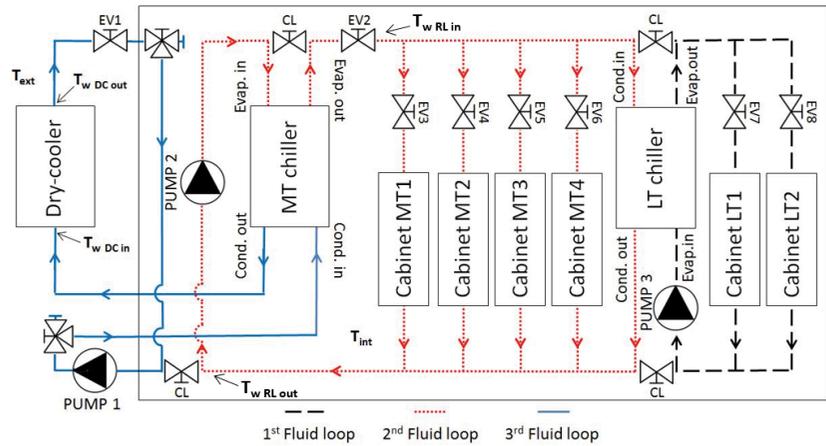
## Set-up sperimentale

L'impianto sperimentale WLSC di piccole dimensioni considerato è stato progettato per simulare le prestazioni di un vero e proprio sistema di refrigerazione autonomo ad anello d'acqua. Come illustrato in Figura 1 e Figura 2, ci sono quattro banchi a media temperatura (medium temperature, MT) e due a bassa temperatura (low temperature, LT). Ogni banco è dotato di compressore a velocità variabile, condensatore a piastre e valvola di espansione elettronica. La potenza termica di condensazione dei banchi LT viene ceduta a un primo circuito ad acqua, che viene sempre raffreddato dal chiller LT. La potenza termica sia dei banchi MT che del chiller LT viene ceduta a un secondo anello d'acqua, che può essere raffreddato in due diverse modalità.

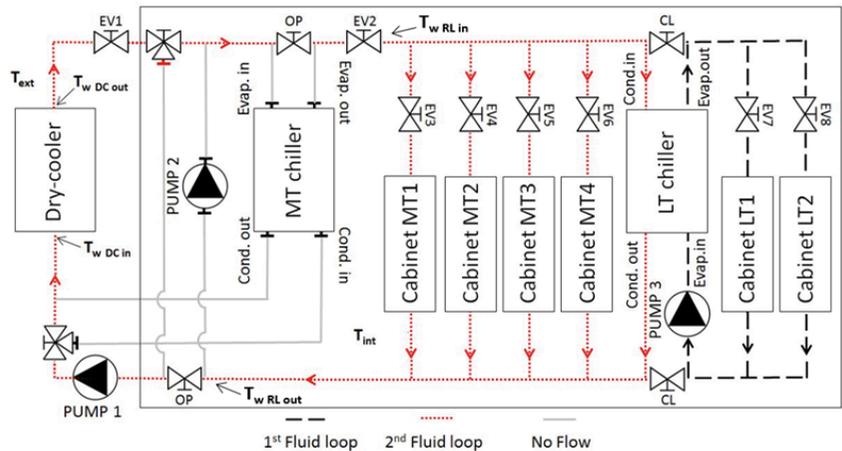
Nella prima modalità operativa il chiller MT risulta attivato (Figura 1). Esso, quindi, raffredda il secondo anello d'acqua, trasferendo la potenza termica dell'intero impianto a un terzo anello d'acqua, raffreddato dal dry-cooler. Ne discende che, quando il chiller MT è attivo, la temperatura dell'acqua agli ingressi dei banchi MT non dipende dalla temperatura esterna, ma solo dal set-point del chiller stesso (20 °C durante i test).

Nella seconda modalità operativa il chiller MT viene by-passato, e il secondo anello d'acqua viene raffreddato direttamente dal dry-cooler (Figura 2). In questo caso, la temperatura dell'acqua agli ingressi dei banchi MT dipende certamente dalla temperatura esterna  $T_{ext}$ . Quando questa aumenta, l'EER dei banchi diminuisce. I dati relativi ai banchi e ai refrigeratori MT e BT sono riportati in [11], insieme alla descrizione della procedura di prova. Per ragioni di brevità, qui vengono discussi solo i risultati dei test.

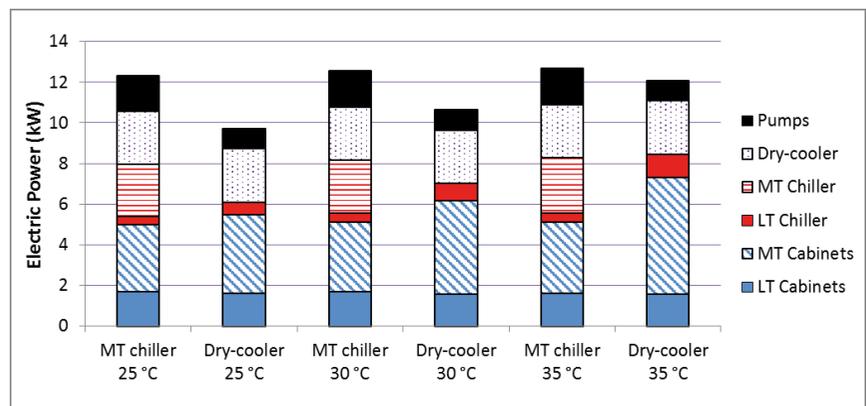
Il consumo elettrico complessivo dell'impianto e la relativa ripartizione sono rappresentati in Figura 3. La potenza elettrica totale richiesta dall'impianto con il refrigeratore MT attivato (prima alternativa), quando  $T_{ext} = 25\text{ °C}$  e  $T_{ext} = 30\text{ °C}$ , è molto superiore (26,7% e 17,9% rispettivamente) rispetto al caso con il refrigeratore MT disattivato (seconda alternativa). Il motivo è che la maggiore potenza elettrica richiesta sia dal chiller che dalle pompe MT (è necessaria una pompa in più, come in Figura 1 e Figura 2) non è compensata dal migliore EER dei banchi MT. Il punto di pareggio è a una temperatura esterna di circa 35 °C, quando la



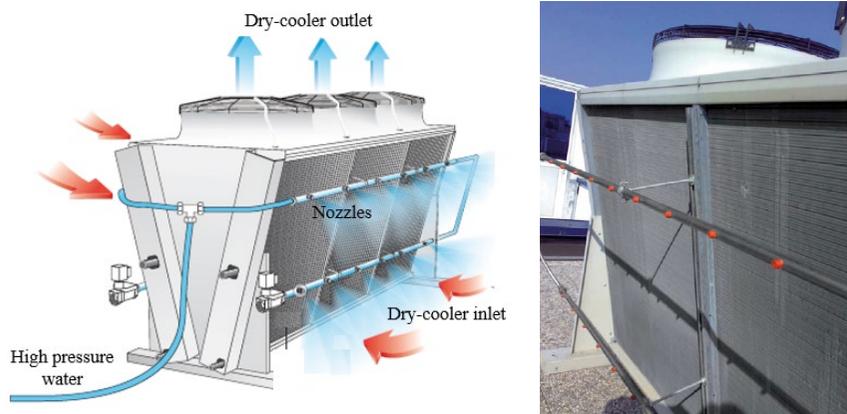
**FIGURA 1** Schema del sistema di refrigerazione sperimentale WLSC funzionante con il chiller a media temperatura (MT chiller) attivato



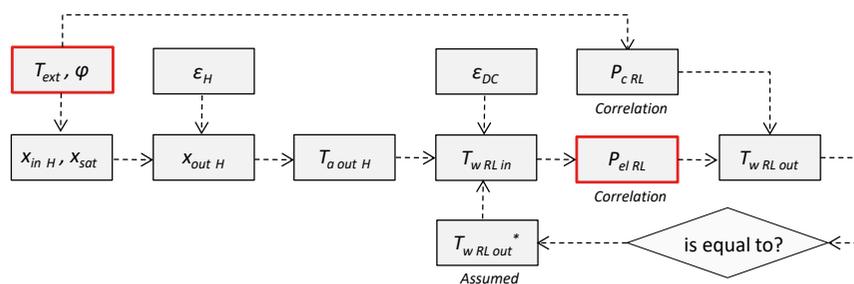
**FIGURA 2** Schema del sistema di refrigerazione sperimentale WLSC funzionante con il solo dry-cooler (il refrigeratore MT è by-passato)



**FIGURA 3** Consumi elettrici totali dell'impianto WLSC e consumi dei singoli elementi per tre diverse temperature esterne quando il sistema funziona utilizzando il solo dry-cooler (come in Figura 2) o con il chiller MT attivato (come in Figura 1)



**FIGURA 4** Esempi di umidificatori adiabatici installati agli ingressi del dry-cooler



**FIGURA 5** Diagramma di flusso per il calcolo delle prestazioni del sistema funzionante con un umidificatore adiabatico installato all'ingresso del dry-cooler

differenza tra i consumi elettrici dei due sistemi è sostanzialmente trascurabile. Le analisi svolte hanno mostrato che la principale richiesta di energia elettrica del sistema è dovuta all'attivazione del refrigeratore MT a causa delle differenze di temperatura aggiuntive introdotte sia al condensatore che all'evaporatore dell'unità.

Inoltre, l'impianto sperimentale utilizzato nelle prove non poteva essere testato utilizzando il solo dry-cooler quando la temperatura esterna fosse stata superiore a 35 °C, poiché nei banchi MT sarebbe risultata una temperatura di condensazione troppo elevata. Di fatto, l'impianto WLSC installato in un clima caratterizzato da una temperatura esterna massima annua superiore

a 35 °C, deve obbligatoriamente prevedere l'installazione del refrigeratore MT.

Sulla base delle potenze elettriche riportate in Figura 3 e su altri risultati riportati in [11], sono state determinate le correlazioni che descrivono sia i consumi elettrici di ciascun componente del sistema che i carichi di raffreddamento dei banchi.

### Modello semplificato dell'umidificatore adiabatico

Nella terza alternativa il sistema WLSC funziona come in Figura 2 (chiller MT by-passato), ma sfrutta il fenomeno del raffreddamento evaporativo grazie all'installazione di un umidificatore adiabatico (Figura 4). Questo consente l'evaporazione diretta dell'acqua

nell'aria all'ingresso del dry-cooler (che diventa quindi un wet-cooler), riducendone la temperatura in misura maggiore quanto più lontana essa si trova dalle condizioni di saturazione.

Sono disponibili diversi tipi di umidificatori adiabatici, come lavatori adiabatici, umidificatori centrifughi e umidificatori ad atomizzazione. Qui si considera quest'ultimo modello, costituito da ugelli che producono uno spray di goccioline d'acqua con diametro estremamente piccolo (dell'ordine di 10-20 μm) grazie all'energia ceduta all'acqua da una speciale pompa volumetrica che mantiene una pressione di 40 – 70 bar agli ingressi degli ugelli stessi (Figura 4). In tal modo, le gocce vengono spruzzate contro il flusso d'aria, evaporando per lo più prima di depositarsi sulle alette delle batterie di scambio termico.

In Figura 5 viene riportato un diagramma di flusso semplificato di questa alternativa. La temperatura esterna  $T_{ext}$  e l'umidità relativa esterna  $\varphi$  sono gli input dell'algoritmo, che permette la stima della potenza elettrica assorbita dai banchi della linea frigorifera ( $P_{el,RL}$ ).

$T_{ext}$  e  $\varphi$  (input) consentono il calcolo dell'umidità specifica all'ingresso dell'umidificatore adiabatico ( $x_{in,H}$ ) e dell'umidità specifica dell'aria satura attraverso un processo di umidificazione adiabatica ( $x_{sat}$ ). Se si assume un'efficienza di saturazione  $\epsilon_H$  costante (un valore ragionevole per un atomizzatore è compreso tra 0,6 e 0,8 in funzione della pressione all'ingresso degli ugelli [12]), è possibile calcolare l'umidità specifica e la temperatura dell'aria all'uscita dell'umidificatore (ingresso del dry-cooler) ( $x_{out,H}$  e  $T_{a,out,H}$ ). L'efficienza del dry-cooler  $\epsilon_{DC}$  (con ventilatori funzionanti alla velocità massima quando  $T_{ext} > 20$  °C) stimata sperimentalmente [11], può essere utilizzata per calcolare la temperatura dell'acqua all'uscita del dry-cooler (cioè all'ingresso della linea frigorifera,  $T_{w,RL,in}$ ) una volta assunto un valore per la temperatura dell'acqua all'ingresso del dry-cooler (quindi all'uscita della linea frigorifera,  $T_{w,RL,out}^*$ ).

Sfruttando le correlazioni ottenute come descritto in [11], è possibile calcolare il carico frigorifero ( $P_{c,RL}$ ) e la potenza elettrica assorbita ( $P_{el,RL}$ ) da ciascun banco MT e dal refrigeratore LT. Infine, è possibile calcolare la temperatura dell'acqua all'uscita della linea frigorifera ( $T_{w,RL,out}$ ) e confrontarla in un ciclo iterativo con quella ipotizzata ( $T_{w,RL,out}^*$ ). Inoltre, conoscendo  $x_{in,H}$  e  $x_{out,H}$  è possibile stimare la quantità di acqua evaporata nell'umidificatore, dato che la portata di massa dell'aria è stata misurata [11]. Si è considerato infine un rapporto di assorbimento (rapporto tra la portata d'ac-

qua effettivamente assorbita dal flusso d'aria e la portata spruzzata dagli ugelli) cautelativamente pari a 0,75 [12]. A differenza di altri modelli di umidificatore, tale valore per un atomizzatore è sufficientemente alto da rendere accettabile il funzionamento scaricando l'acqua in eccesso, quindi senza necessità di ricircolo (con tutti i relativi vantaggi in termini di manutenzione e aspetti sanitari).

La portata d'acqua spruzzata può essere modulata utilizzando una pompa a velocità fissa e variando il numero di ugelli, oppure utilizzando una pompa a velocità variabile e un numero fisso di ugelli. Quest'ultima soluzione è stata qui considerata in quanto consente un risparmio energetico quando si deve modulare la portata d'acqua (la potenza elettrica specifica richiesta dalla pompa può essere valutata in  $7 \text{ W kg}^{-1} \text{ h}$  [12]).

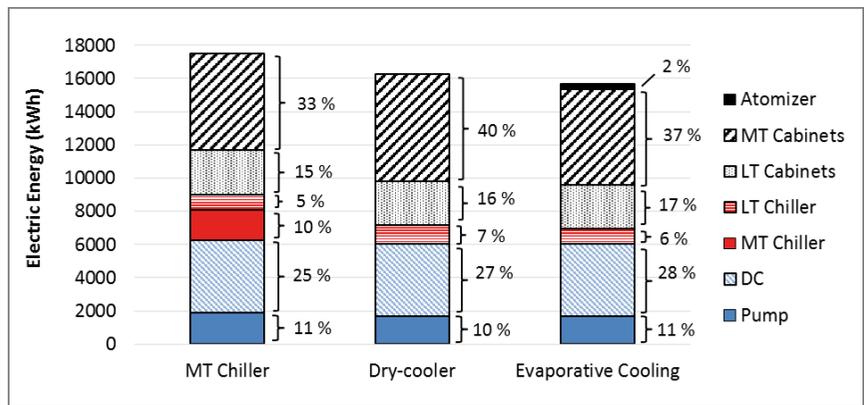
Un problema ben noto è dato dal deposito dei minerali contenuti nell'acqua spruzzata sulla superficie delle batterie, ciò che può determinare un calo nel tempo dell'efficienza complessiva del dry-cooler. Il problema è risolvibile con un opportuno trattamento di demineralizzazione dell'acqua, ad esempio a osmosi inversa, la cui potenza elettrica nominale richiesta è stata qui ipotizzata pari a  $245 \text{ W}$  (quando la portata trattata è di  $40 \text{ l h}^{-1}$ ), come specificato dal costruttore.

## RISULTATI

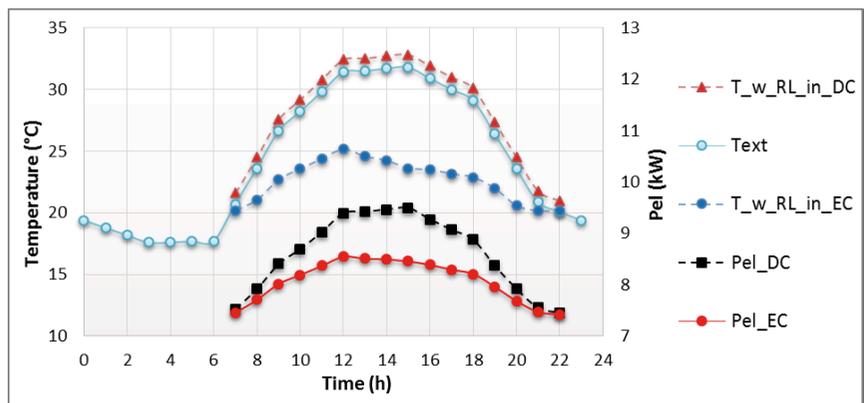
Sulla scorta delle regressioni delle prestazioni reali dell'impianto di prova (prima e seconda alternativa) e del modello semplificato (terza alternativa), sono state simulate le prestazioni energetiche stagionali delle tre soluzioni, considerando sia un clima mite mediamente secco (Carpentras, Francia,  $T_{ext,av} = 13,1 \text{ °C}$ ,  $\varphi_{av} = 71\%$ ), sia un clima mite ma mediamente più umido (Venezia, Italia,  $T_{ext,av} = 13,1 \text{ °C}$ ,  $\varphi_{av} = 80\%$ ).

Poiché la temperatura minima dell'acqua all'ingresso dei banchi frigo non deve essere inferiore a  $20 \text{ °C}$  (per evitare un rapporto di pressione troppo basso nei banchi MT), in questo confronto sono state considerate solo temperature esterne superiori a  $20 \text{ °C}$ . Inoltre, in un impianto WLSC, quando  $T_{ext} \leq 20 \text{ °C}$ , dovrebbe essere utilizzata solo la seconda alternativa (dry-cooler a velocità variabile con refrigeratore MT spento), come spiegato in [11].

Per brevità, i principali risultati energetici ed economici sono qui riportati solo per il clima mite-secco, mentre alcune considerazioni relative al clima mite-umido saranno riportate nella parte finale dell'articolo.



**FIGURA 6** Energia elettrica assorbita da ogni componente del sistema WLSC funzionante nei tra casi considerati: con il refrigeratore di media temperatura attivato, solo dry-cooler, sfruttando il fenomeno del raffreddamento evaporativo (solo wet-cooler)



**FIGURA 7** Temperatura esterna ( $T_{ext}$ ), temperatura dell'acqua all'ingresso della linea frigorifera e consumo di energia elettrica quando si utilizza il solo dry-cooler (rispettivamente  $T_{w,RL,in,DC}$ ,  $P_{el,DC}$ ) e quando si sfrutta il fenomeno del raffreddamento evaporativo (rispettivamente  $T_{w,RL,in,EC}$ ,  $P_{el,EC}$ ) durante una giornata estiva (1 luglio) a Carpentras

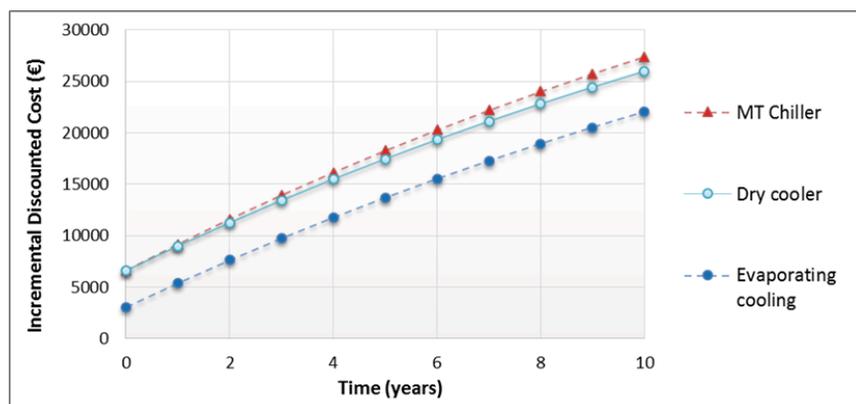
## Analisi energetica

La Figura 6 mostra i consumi energetici totali delle tre soluzioni (quando  $T_{ext} > 20 \text{ °C}$ ), nonché il consumo energetico di ciascun componente del sistema WLSC, considerando il clima di Carpentras (clima mite-secco). La seconda alternativa (utilizzo del solo dry-cooler) porta a un risparmio di energia elettrica del 7% rispetto alla soluzione che prevede l'attivazione del chiller MT. Di fatto, la maggiore potenza elettrica richiesta sia dal chiller che dalle pompe MT non è compensata dal miglioramento dell'EER dei banchi MT. La terza soluzione (wet-co-

oler) è ancora più efficiente dal punto di vista energetico in quanto porta a un'ulteriore riduzione del 4% del consumo totale di energia rispetto alla seconda alternativa: l'energia elettrica richiesta dall'atomizzatore (e dal sistema di trattamento dell'acqua) è più che compensata dalla riduzione del consumo elettrico sia del refrigeratore BT che dei banchi MT. Tale riduzione viene spiegata con l'ausilio della Figura 7. Essa rappresenta la temperatura esterna insieme alla temperatura dell'acqua all'uscita del dry-cooler (quindi all'ingresso della linea frigorifera, come in Figura 2), e il

**TABELLA 1** Costi iniziali di investimento considerati nell'analisi economica

	Chiller MT (1ª alternativa)	Dry-Cooler (2ª alternativa)	Raffreddam. Evapor. (3ª alternativa)
Chiller MT (€)	6600	6600	0
Atomizzatore (€)	0	0	1700
Sistema trattamento acqua (€)	0	0	1350
Investimento totale (€)	6600	6600	3050



**FIGURA 8** Costi incrementali scontati del sistema WLSC funzionante nei tre casi considerati: con il refrigeratore MT attivato, solo dry-cooler, solo wet-cooler

consumo elettrico totale dell'impianto durante una giornata estiva (1 luglio) a Carpentras. Sono rappresentate solo la seconda (solo dry-cooler) e la terza alternativa (sfruttamento del raffreddamento evaporativo). La temperatura dell'acqua valutata all'uscita del dry-cooler è molto più bassa quando si sfrutta il fenomeno del raffreddamento evaporativo. Ciò significa una minore temperatura dell'acqua in ingresso alla linea frigorifera, determinando minori pressioni di condensazione, quindi maggiori EER e minori consumi di energia elettrica sia dei banchi MT che del chiller LT. Questo è il motivo per cui la differenza del consumo di energia nelle due alternative segue da vicino la differenza tra le temperature dell'acqua all'ingresso della linea di refrigerazione. Per valori di  $T_{ext}$  inferiori, anche la differenza tra le tem-

perature dell'acqua è inferiore, dato che la differenza di temperatura tra aria non satura e aria satura diminuisce al diminuire della temperatura dell'aria stessa.

Inoltre, quando  $T_{ext}$  è prossima ai 20 °C (es. 20 °C <  $T_{ext}$  < 24 °C), la portata d'acqua nebulizzata dagli ugelli deve essere modulata per evitare che la temperatura dell'acqua all'ingresso della linea frigorifera ( $T_{w,RL,in,EC}$ ) possa essere inferiore a 20 °C. Ciò implicherebbe infatti un rapporto di pressione troppo basso sia nei banchi MT che nel chiller LT.

Infine, le simulazioni mostrano che la temperatura massima annuale dell'acqua all'ingresso della linea frigorifera ( $T_{w,RL,in}$ ) è di 36,7 °C nella seconda alternativa (solo dry-cooler). Ciò significa che a volte il refrigeratore MT deve essere attivato (quando  $T_{ext} > 35$  °C, come in [11]) per evitare pressioni di

condensazione troppo elevate nei banchi MT. Anche se questa attivazione ha scarsi effetti in termini di consumo energetico annuo (si tratta di un assorbimento annuo di appena 11 kWh), le implicazioni sulla progettazione dell'impianto sono rilevanti, in quanto l'installazione del refrigeratore MT non può essere evitata.

La temperatura massima annua dell'acqua in ingresso alla linea frigorifera si abbassa invece a 26,7 °C quando si sfrutta il fenomeno del raffreddamento evaporativo. Ciò significa che, se è installato un umidificatore adiabatico, il refrigeratore MT non è più necessario.

## Analisi economica

È stata effettuata anche una breve analisi economica delle alternative, considerando i costi di investimento (stimati in base ai cataloghi dei produttori) riportati nella Tabella 1. Non si sono considerati gli esborsi relativi all'acquisto di altri componenti (pompe, dry-cooler, banchi, refrigeratore BT, ecc.), in quanto comuni a tutte le alternative.

Inoltre, i costi ipotizzati per l'energia elettrica e l'acqua sono rispettivamente di 15 c€/kWh<sup>-1</sup> e 63 c€/m<sup>3</sup>, valori relativi al periodo in cui lo studio è stato svolto [13].

La Figura 8 illustra il flusso di cassa scontato incrementale delle alternative, considerando un tasso di interesse del 5%. Gli esborsi relativi ai costi operativi fanno riferimento a un funzionamento continuativo dell'impianto, dato che si tratta di un impianto di refrigerazione commerciale. Considerando un periodo di dieci anni, la soluzione che prevede l'utilizzo del solo dry-cooler (seconda alternativa) consente una riduzione del 5% del costo totale rispetto alla prima alternativa (attivazione chiller MT). Ciò è dovuto esclusivamente alla riduzione dell'energia elettrica richiesta dall'impianto. La terza alternativa, invece, porta a una riduzione del 20% del costo totale, dovuto in parte alla riduzione dell'energia elettrica richiesta, ma soprattutto alla riduzione dell'investimento iniziale (Tabella 1).

## Risultati con un altro clima

Le simulazioni sono state eseguite anche considerando un clima mite-umido (Venezia). Anche in questo caso, la seconda alternativa (utilizzo del solo dry-cooler) consente un risparmio di energia elettrica del 6% rispetto alla soluzione che prevede l'attivazione del chiller MT.

La terza configurazione (wet-cooler) è maggiormente influenzata dalla maggiore umidità media rispetto all'altro clima, determinando vantaggi energetici rispetto alla

seconda alternativa decisamente inferiori (1,6%). Da un punto di vista economico, tuttavia, tale soluzione è da preferirsi anche in questo caso. Infatti, in dieci anni, porta a una riduzione del 15% del costo totale rispetto all'utilizzo del solo dry-cooler. Tale riduzione dei costi non è dovuta al risparmio energetico (che, come già detto, è trascurabile), ma alla possibilità di evitare l'installazione del refrigeratore MT.

## CONCLUSIONI

L'analisi qui riportata riguarda le prestazioni di un sistema WLSC di piccole dimensioni operante in tre diverse modalità: con il refrigeratore di media temperatura attivato; con il refrigeratore disattivato e carico termico dell'impianto frigorifero smaltito dal solo dry-cooler; come la precedente ma sfruttando il fenomeno del raffreddamento evaporativo al fine di diminuire ulteriormente la temperatura dell'anello d'acqua. Sulla base di numerosi test sperimentali e basandosi su un algoritmo che permette di stimare le prestazioni della terza alternativa, sono state svolte delle simulazioni stagionali considerando due diversi climi (mite-secco e mite-umido). La principale conclusione è che, in entrambi i climi considerati, l'uso del solo dry-cooler risulta sempre preferibile rispetto all'utilizzo del chiller a media temperatura, sia dal punto di vista energetico che economico. Solo per il

clima più secco la soluzione che prevede lo sfruttamento del fenomeno del raffreddamento evaporativo (wet-cooler) porta ad apprezzabili risparmi energetici (4%) rispetto all'alternativa che prevede l'utilizzo del solo dry-cooler.

Dal punto di vista economico, la soluzione con wet-cooler risulta migliore delle altre alternative in entrambi i climi, dato che il suo mag-

gior vantaggio è la possibilità di evitare l'acquisto del refrigeratore MT. ■

\* *Giacomo Bagarella*, Aermec SpA  
*Renato Lazzarin*, Università degli Studi di Padova – Ex Presidente AiCARR  
*Marco Noro*, Università degli Studi di Padova – Membro del Consiglio Direttivo AiCARR

## RINGRAZIAMENTI

Questo lavoro è stato realizzato nell'ambito di un programma di ricerca tra Università degli Studi di Padova e Carel Industries. Gli autori ringraziano Carel Industries (in particolare l'ing. Nalini, l'ing. Lamanna e l'ing. Ferrarese) per i suggerimenti e per aver permesso la pubblicazione di alcuni risultati della ricerca.

## RIFERIMENTI

- [1] IIR, 37<sup>th</sup> Informatory Note on Refrigeration Technologies, 2018, Advancements in supermarket refrigeration, Available on <https://iifir.org/en/fridoc/advancements-in-supermarket-refrigeration-37-lt-sup-gt-th-lt-sup-gt-informatory-141137> (Accessed 16/06/2021).
- [2] IEA, Annex 26: Advanced supermarket/heat recovery systems – Final Report Volume 1 – Executive Summary. 2003, Available on: <https://info.ornl.gov/sites/publications/Files/Pub57707.pdf> (Accessed 16/09/2021).
- [3] Ge Y.T., Tassou S.A., Performance evaluation and optimal design of supermarket refrigeration systems with supermarket model "SuperSim", Part I: Model description and validation, 2011, International Journal of Refrigeration, 34(2), 527-539.
- [4] Tassou S.A., Ge Y.T., Hadawey A., et al., 2011, Energy consumption and conservation in food retailing, Applied Thermal Engineering, 31, 147-156.
- [5] Devin E., Michineau T., Moulins F., et al., Etude sur le confinement des fluides frigorigènes, [online]. Rapport Final, N° de convention: 1481C0048. Paris, Cemafroid, IRSTEA and ADEME, 2015, 81 pages. Available on: <http://afce.asso.fr/wp-content/uploads/2015/09/Rapport-AFCE-final.pdf> (Accessed 15/09/2021).
- [6] Zhang, M., Energy Analysis of Various Supermarket Refrigeration Systems. In: International Refrigeration and Air Conditioning Conference. 17-20 July 2006, Purdue, 9 pages. Available on: <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/856>. (Accessed 14/09/2021).
- [7] Walker, D.H., 2001, Development and demonstration of an advanced supermarket/HVAC system, Final Analysis Report for Oak Ridge National Laboratory, ORL-SX363X-FM-97163e1231.
- [8] Bagarella, G., Lazzarin, R., Noro, M., 2014, Energy analysis of a water-loop self-contained system vs a multiplex supermarket, 3<sup>rd</sup> IIR International Conference on Sustainability and the Cold Chain, IIF/IIR, 11-18.
- [9] IIR KAUFFELD M., Current long-term alternative refrigerants and their possible applications. 31<sup>st</sup> Informatory Note on Refrigeration Technologies. April 2016 [online], Available on: [http://www.iifir.org/userfiles/file/publications/notes/NoteTech\\_31\\_FR.pdf](http://www.iifir.org/userfiles/file/publications/notes/NoteTech_31_FR.pdf) (Accessed 14/09/2021).
- [10] Bagarella, G., Lazzarin, R., Noro, M., 2014, Annual energy analysis of a water-loop self-contained refrigeration plant and comparison with multiplex systems in supermarket, Int. J. Refrigeration, 45, 55-63.
- [11] Bagarella, G., Lazzarin, R., Noro, M., 2015, On the activation strategy of the chiller in water-loop self-contained supermarkets: an experimental analysis, Int. J. Refrigeration, 57, 94-102.
- [12] Lazzarin, R., Nalini, L., 2006, Air humidification: technical, health and energy aspects, Published by CAREL S.p.A., Padova, chapter 7.
- [13] Italian Authority for electricity, gas and water system, 2015, <http://www.autorita.energia.it/it/index.htm>.

## SIMBOLI E ACRONIMI

av	valore medio annuo
DC	dry-cooler
EER	energy efficiency ratio
LT	linea frigorifera a bassa temperatura
MT	linea frigorifera a media temperatura
$P_c$	resa frigorifera (kW)
$P_{el}$	potenza elettrica (kW)
RL	linea frigorifera
$T_{a\ out\ H}$	temperatura dell'aria in uscita dall'umidificatore (°C)
$T_{ext}$	temperatura dell'aria esterna (°C)
$T_{w\ DC\ in}$	temperatura dell'acqua all'ingresso del dry-cooler (°C)
$T_{w\ DC\ out}$	temperatura dell'acqua all'uscita del dry-cooler (°C)
$T_{w\ RL\ in}$	temperatura dell'acqua all'ingresso della linea frigorifera (°C)
$T_{w\ RL\ out}$	temperatura dell'acqua all'uscita della linea frigorifera (°C)
TEWI	total equivalent warming impact (kg <sub>CO2</sub> )
WLSC	water-loop self-contained system
$X_{in\ H}$	umidità specifica all'ingresso dell'umidificatore (g kg <sup>-1</sup> )
$X_{out\ H}$	umidità specifica all'uscita dell'umidificatore (g kg <sup>-1</sup> )
$X_{sat}$	umidità specifica dell'aria satura (g kg <sup>-1</sup> )
$\varphi$	umidità relativa
$\varepsilon_H$	efficienza di saturazione dell'umidificatore
$\varepsilon_{DC}$	efficienza del dry-cooler