

Pompe di calore a CO₂ nell'industria di **processo**

Dall'analisi di tre casi di studio per la produzione di acqua calda nel settore alimentare emerge come le pompe di calore aria/acqua operanti con anidride carbonica transcritica siano una tecnologia matura per l'ottenimento di elevate efficienze

J. Tremaroli*

L'International Energy Agency (2022) ha indicato che nell'industria alimentare circa il 40% della domanda di calore di processo può essere soddisfatto con pompe di calore industriali. Di particolare rilievo osservare che un'elevata percentuale del calore richiesto nell'industria alimentare riguarda la produzione di acqua calda tipicamente tra 45 e 90 °C.

L'utilizzo di pompe di calore operanti con anidride carbonica (fluido naturale con classificazione A1 e GWP pari a 1) con ciclo transcritico per la produzione di acqua calda è considerato una delle soluzioni più efficienti.

Proprietà termodinamiche della CO₂ e implicazioni impiantistiche

Tra i principali fattori che hanno storicamente limitato l'adozione della CO₂ come fluido di lavoro nelle applicazioni termotecniche, spiccano l'elevata

pressione critica (73,84 bar) e la relativamente bassa temperatura critica (31,06 °C). Tali caratteristiche impongono il passaggio dal ciclo subcritico a quello transcritico, poiché il processo di reiezione del calore avviene tipicamente al di sopra della temperatura critica. Il condensatore viene quindi sostituito da uno scambiatore operante in fase gassosa, comunemente denominato *gas cooler*, con significative ricadute a livello impiantistico, discusse nel paragrafo successivo.

L'elevato livello pressorio richiede una maggiore resistenza meccanica di tutti i componenti del circuito. Tuttavia, l'alta densità della CO₂ consente sezioni di passaggio ridotte, il che, a parità di spessore di parete, si traduce in una maggiore resistenza strutturale, compensando almeno parzialmente gli effetti delle pressioni operative elevate. Un ulteriore vantaggio è rappresentato dall'elevato effetto frigorifero volumetrico, valutato alle condizioni di aspirazione del compressore, che permette una sensibile riduzione delle dimensioni

dei compressori volumetrici.

Dal punto di vista dell'efficienza energetica, le condizioni di lavoro in prossimità del punto critico penalizzano la CO₂ rispetto ai fluidi convenzionali. Tuttavia, le superiori caratteristiche di scambio termico e l'efficienza del processo di compressione possono compensare tale svantaggio, in particolare nelle applicazioni più congeniali a questo fluido, come la produzione di acqua calda sanitaria.

Cecchinato et al. (2005) hanno proposto un confronto con l'R134a, fluido sintetico impiegato in applicazioni di riscaldamento dell'acqua sanitaria, caratterizzato da una temperatura critica di 101,1 °C e una pressione critica di 40,6 bar, valori compatibili con le condizioni operative considerate. Per questo fluido, il processo di reiezione del calore ad alta temperatura avviene in regime subcritico, attraverso le fasi di desurriscaldamento, condensazione ed eventuale sottoraffreddamento, con riferimento al ciclo a vapore saturo tradizionale.

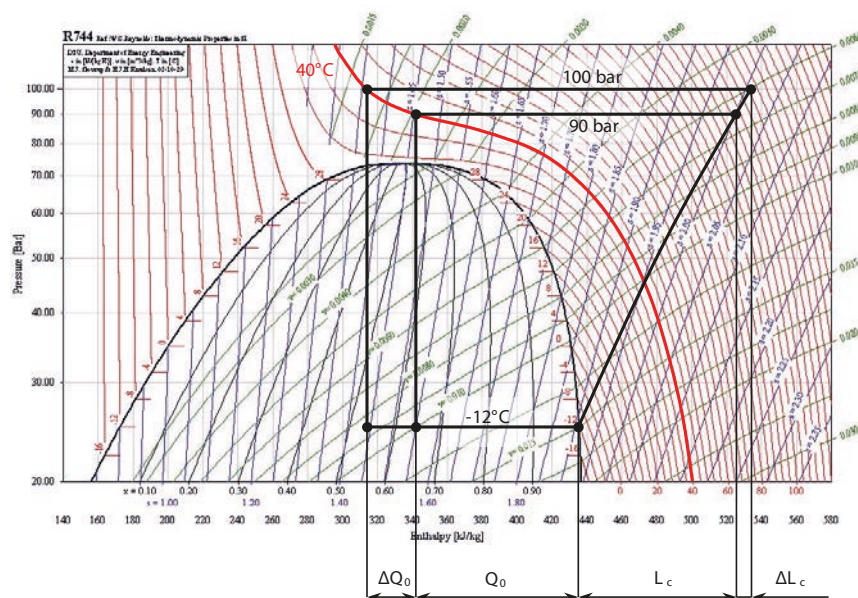


FIGURA 1 Effetto della pressione massima sull'efficienza del ciclo transcritico con anidride carbonica

Il ciclo transcritico della CO₂

Negli impianti a CO₂, il condensatore è sostituito da un *gas cooler* in cui il fluido cede calore in fase supercritica. Il ciclo risultante è detto *transcritico*, in quanto si sviluppa tra due isobare: una al di sotto della pressione critica (evaporatore) e una al di sopra (gas cooler). In queste condizioni, non esistendo stati di saturazione nel gas cooler, la pressione sul lato ad alta pressione non è più vincolata dall'equilibrio liquido-vapore, ma diventa una variabile indipendente soggetta a ottimizzazione.

Ciò modifica sostanzialmente la funzione della valvola di laminazione: nel ciclo subcritico, essa opera come regolatore di portata verso l'evaporatore; nel ciclo transcritico, determina invece il livello della pressione superiore, funzionando secondo il principio della valvola a contropressione costante – ovvero si apre al superamento di una soglia prefissata di pressione a monte. Rimane quindi aperto il problema della corretta alimentazione dell'evaporatore, che non deve operare né in condizioni di vapore eccessivamente surriscaldato né in regime completamente allagato. Esistono diverse soluzioni tecnologiche al riguardo, la cui trattazione esula dagli obiettivi del presente lavoro.

Una caratteristica peculiare del ciclo transcritico è l'esistenza di un valore ottimale della pressione al gas cooler, che massimizza il COP a parità delle restanti condizioni operative. Come illustrato nell'esempio di figura 1, all'aumentare della pressione al gas cooler da 90 a 100 bar – a parità di temperatura di uscita della CO₂ dal gas cooler e di temperatura di evaporazione – sia l'effetto frigorifero che il lavoro di compressione aumentano rispettivamente delle quantità Q_0 e L_c . L'andamento del COP in funzione della pressione presenta pertanto un massimo, il cui valore dipende dal profilo delle isoterme e delle isentropiche nel piano termodinamico, nonché dalle specifiche condizioni operative: temperatura di evaporazione, surriscaldamento all'aspirazione, rendimento isoentropico del compressore e temperatura di uscita dal gas cooler.

La determinazione in tempo reale della pressione ottimale rappresenta pertanto un requisito fondamentale per una gestione efficiente degli impianti transcritici a CO₂.

Applicazione della CO₂ nelle pompe di calore per acqua calda sanitaria

La figura 2 riporta lo schema impiantistico tipico di una pompa di calore per la produzione di acqua calda sanitaria operante con fluido alogenato [Corradi et al. 2004, CDA].

Il sistema è dotato di un serbatoio di accumulo che consente di disaccoppiare la generazione termica dal profilo di carico dell'utenza. La portata del fluido secondario è dimensionata in modo da garantire uno scorrimento di temperatura dell'acqua di circa $4\div5\text{ }^{\circ}\text{C}$ tra ingresso e uscita dal condensatore. In regime stazionario, il serbatoio viene mantenuto alla temperatura di set-point entro il differenziale del regolatore. L'elevata portata del secondario e il ridotto gradiente termico nel condensatore favoriscono una distribuzione quasi uniforme della temperatura all'interno del serbatoio, approssimabile con il modello a perfetta miscelazione. A titolo di esempio, con una temperatura di mandata di $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ e un differenziale di $5\text{ }^{\circ}\text{C}$, l'accumulo opera nell'intervallo $40\div45\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Tale configurazione non rappresenta, tuttavia, la soluzione energeticamente ottimale: il limitato scorrimento di temperatura del secondario impedisce la stratificazione termica all'interno del serbatoio, costringendo la pompa di calore a operare con una temperatura di condensazione pressoché costante ed elevata, a causa della ridotta differenza media logaritmica di temperatura tra refrigerante e acqua.

Qualora sia possibile alimentare il sistema con acqua di acquedotto a $15\div20\text{ }^{\circ}\text{C}$ e garantire la stratificazione termica nel serbatoio – mediante un opportuno progetto dell'impianto e dell'accumulo stesso – le prestazioni energetiche del sistema migliorano sensibilmente (modello a perfetta stratificazione). In questa configurazione, il condensatore andrebbe dimensionato per scorrimenti di temperatura dell'acqua di $25\div30\text{ }^{\circ}\text{C}$; a parità di potenza termica, la portata elaborata si riduce a circa un sesto, favorendo ulteriormente la stratificazione. A parità di superficie di scambio e di differenza media logaritmica di temperatura, la temperatura di condensazione risulterebbe inferiore, con benefici diretti sul COP. Tuttavia, i vantaggi energetici di questa seconda soluzione, valutati anche in relazione alla complessità impiantistica, non sembrano a prima vista determinanti nel confronto tra i due sistemi quando si adottano fluidi alogenati.

Nel caso della CO_2 , invece, la scelta della configurazione è univoca: i benefici energetici derivanti dalla stratificazione rispetto alla miscelazione sono considerevolmente più rilevanti che per i fluidi alogenati. A differenza dei cicli subcritici – in cui il COP è correlato alla temperatura massima raggiunta dal fluido secondario, ovvero alla temperatura di condensazione – nel ciclo transcritico l'efficienza

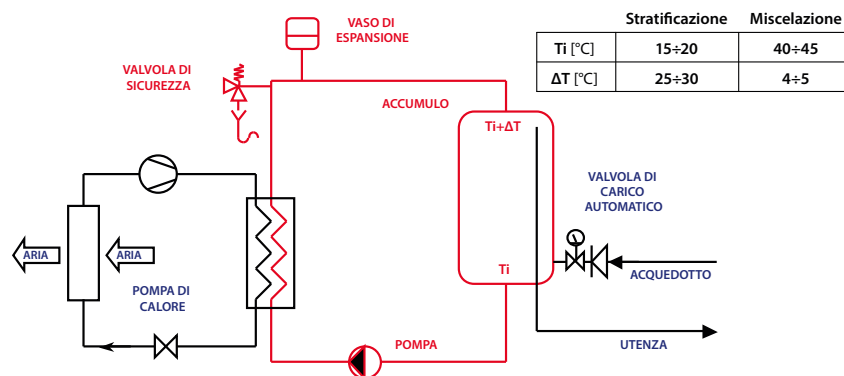


FIGURA 2 Esempio di circuito idraulico semplificato per la produzione di acqua calda con pompa di calore

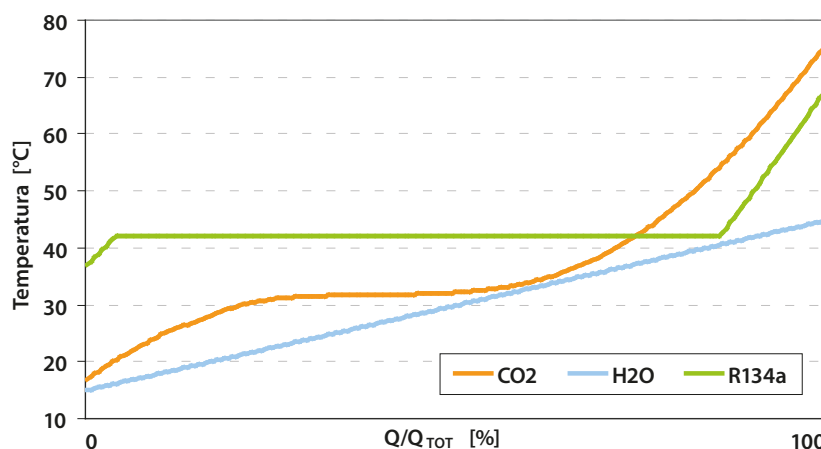


FIGURA 3 Confronto tra i profili termici per la produzione di acqua calda da 15 a 45 °C con R134a o CO_2 .

energetica è fortemente influenzata dalla temperatura minima del fluido in ingresso al gas cooler [Cavallini e Zilio, 2006]. Ne consegue che la configurazione con stratificazione, che assicura temperature di ingresso al gas cooler di $15\div20\text{ }^{\circ}\text{C}$ anziché $40\div45\text{ }^{\circ}\text{C}$ come nella soluzione con miscelazione, rappresenta l'unica via tecnicamente percorribile per un impianto a pompa di calore a CO_2 per la produzione di acqua calda.

Si precisa che lo schema di figura 2 è intenzionalmente semplificato: non vengono analizzate nel dettaglio le diverse configurazioni impiantistiche relative alla CO_2 , in particolare per quanto riguarda gli organi di

laminazione, la presenza e il posizionamento del ricevitore di liquido e dello scambiatore rigenerativo. Va inoltre osservato come sia possibile, specie in campo industriale, promuovere la stratificazione termica attraverso l'installazione di più accumuli termici collegati in serie, per separare quanto più possibile il punto di immissione dell'acqua fredda da quello di estrazione dell'acqua riscaldata.

Confrontando le soluzioni impiantistiche energeticamente più favorevoli – ovvero con accumulo stratificato sia per CO_2 che per fluidi tradizionali – il primo fluido appare più adatto a questa specifica applicazione. Il vantaggio della CO_2

risiede nella sua capacità, intrinseca al ciclo transcritico, di presentare nel gas cooler uno scorrimento di temperatura significativo e ben accordato con quello del fluido esterno. Nei cicli subcritici, invece, lo scorrimento utile del refrigerante è limitato alle sole fasi di desurriscaldamento e sottoraffreddamento.

La figura 3 (Corradi et al. 2004) illustra la buona corrispondenza tra i profili di temperatura della CO₂ a 75 bar e quelli dell'acqua riscaldata in controcorrente da 15 a 45 °C, a fronte del profilo significativamente meno favorevole richiesto nel condensatore di una pompa di calore a R134a per la medesima applicazione. Entrambi i cicli sono stati calcolati con riferimento a una compressione monostadio con temperatura di evaporazione di 3 °C, aspirazione di vapore saturo secco a 8 °C e rendimento isentropico di 0,60. La differenza minima di temperatura tra refrigerante e acqua è stata fissata a 2 °C per entrambi i fluidi; imponendo un sottoraffreddamento di 5 °C per l'R134a, si ottiene una pressione di condensazione di 10,72 bar, corrispondente a una temperatura di saturazione di 42 °C.

La buona sovrapposizione dei profili di temperatura nello scambiatore si traduce in minori irreversibilità exergetiche, approssimativamente proporzionali – a parità di calore scambiato – alla differenza di temperatura locale tra i due fluidi. Tale riduzione delle perdite exergetiche può risultare determinante nel garantire alla CO₂ valori di COP superiori rispetto ai fluidi convenzionali.

L'elevata efficienza del sistema è inoltre favorita dalle eccellenti caratteristiche di scambio termico della CO₂. Riguardo all'efficienza di compressione, Cavallini e Zilio (2006) hanno dimostrato come l'adozione di compressioni bistadio con iniezione di vapore

possa portare a incrementi significativi del COP, riducendo al contempo la temperatura di scarico, in particolare per temperature di evaporazione inferiori a 0 °C, situazione che si può facilmente presentare quando la sorgente termica è l'aria esterna.

Minetto (2011) ha studiato teoricamente e sperimentalmente una pompa di calore aria/acqua a CO₂, analizzando in particolare il processo di sbrinamento attraverso iniezione di gas caldo nell'evaporatore. Lo studio ha dimostrato che è possibile ottenere acqua a 80 °C, con alimentazione da rete a 10 °C e temperature dell'aria esterna da -5 a 25 °C, con COP pari a circa 2,5 (aria a -5 °C) e maggiore di 4 (aria a 25 °C).

Sulla base di quanto esposto, le pompe di calore a CO₂ possono produrre acqua calda a temperature fino a 90 °C e oltre, rendendosi particolarmente competitive nelle applicazioni di riscaldamento ad alta temperatura per utenze civili e industriali.

Applicazioni nell'industria alimentare: casi studio

In questo articolo vengono analizzati tre diversi casi studio per la produzione di acqua calda nel settore alimentare (lavorazione delle carni, lattiero-caseario, enologico).

I tre impianti presentati utilizzano, con approccio modulare, una pompa di calore aria-acqua, progettata per fornire una potenza termica nominale di circa 30 kW per singola unità e con temperature dell'aria esterna comprese tra -25 °C e +43 °C, producendo acqua calda tra 60 e 90 °C con temperature dell'acqua in ingresso comprese tra 5 e 35 °C, fino a 17.000 litri/giorno, mantenendo una capacità sostanzialmente costante grazie a una specifica architettura frigorifera. In condizioni nominali

(aria esterna 16 °C, acqua da 17 °C a 65 °C) il costruttore dichiara un COP pari a 4,3, valore che come osservato da Minetto (2011) varia al modificarsi delle condizioni operative, della temperatura esterna e soprattutto della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler. Queste pompe di calore utilizzano un compressore inverter a doppio stadio con iniezione intermedia di vapore. La compressione viene suddivisa in due stadi, uno rotary e uno scroll, con iniezione di gas a pressione intermedia quando la temperatura esterna scende al di sotto di circa 5 °C. Tale soluzione limita la temperatura di mandata del compressore, riduce il lavoro specifico richiesto e consente di mantenere pressoché costante la capacità termica anche durante il funzionamento invernale, condizione particolarmente gravosa per le pompe di calore aria-acqua. Il controllo inverter (1520–6240 rpm) modula continuamente la velocità del compressore, mantenendo pressoché costante la potenza termica di 30 kW al variare della temperatura esterna, della temperatura dell'acqua in ingresso e della temperatura di mandata. Lo sbrinamento viene effettuato mediante un circuito di iniezione di gas caldo, senza ricorrere a una valvola a quattro vie. Il gas caldo viene inviato direttamente all'evaporatore attraverso una linea di bypass dedicata, mentre il circuito idraulico viene automaticamente commutato sul circuito antigelo mediante la valvola deviatrice a tre vie.

Sulla base di quanto osservato in precedenza, le prestazioni della macchina dipendono però in misura rilevante anche dalla progettazione dell'impianto idraulico. Una temperatura di ritorno contenuta aumenta il salto termico disponibile all'interno del gas cooler, favorendo il raffreddamento del refrigerante e incrementando il COP complessivo del ciclo. Per questo motivo la progettazione degli accumuli assume un'importanza determinante.

La stratificazione termica del serbatoio deve essere preservata il più possibile, evitando fenomeni di miscelazione che innalzerebbero inutilmente la temperatura dell'acqua in ingresso alla pompa di calore. Analoga attenzione deve essere posta alla progettazione del circuito di ricircolo di processo, preferibilmente mediante opportune valvole miscelatrici che limitino il rientro diretto di acqua calda sul fondo degli accumuli, preservando uno strato di acqua fredda destinato all'alimentazione della macchina. Questi principi sono stati applicati nei tre casi studio che si riportano qui di seguito.

Caso studio – Centro lavorazione carni (Mantova)

In un'azienda del settore alimentare era richiesta la produzione di circa 8.000 litri/giorno di acqua calda a 65 °C per il lavaggio e la sanificazione delle linee produttive.

La soluzione adottata prevede 2 pompe di calore da 30 kW, abbinate a un sistema di accumulo da circa 9.500 litri a elevata stratificazione. L'obiettivo era sfruttare durante le 11 ore di funzionamento anche la presenza dell'impianto fotovoltaico, producendo e accumulando acqua calda durante il giorno per utilizzarla nei cicli di lavaggio. Con una potenza termica disponibile di 60 kW, le due unità possono produrre fino a 660 kWh termici/giorno con un margine che consente di portare e mantenere l'accumulo fino a 75 °C, aumentando la flessibilità dell'impianto.

Il sistema di controllo utilizza 9 sonde di temperatura distribuite negli accumuli, consentendo di riscaldare solo il volume realmente necessario, preservando la stratificazione e riducendo i consumi. La caldaia esistente rimane esclusivamente come integrazione per gli sporadici picchi di richiesta. Particolare attenzione è stata dedicata anche al primo accumulo dotato di stratificatori indispensabili per abbassare la temperatura dell'acqua in ingresso alle pompe di calore. Assumendo un COP medio conservativo pari a 3,5, il fabbisogno elettrico dell'impianto è di circa 190 kWh/giorno. Grazie all'autoconsumo dell'energia fotovoltaica, questo costo può ridursi fino a diventare pressoché nullo nelle giornate di elevata irradiazione.

Caso studio – Industria enologica (Verona)

Produzione di acqua calda per il condizionamento termico del vino in fase di imbottigliamento

Il progetto è stato inizialmente sviluppato ipotizzando uno stoccaggio di 10.000 litri a 90 °C e una produzione distribuita nell'arco delle 24 ore, soluzione ottenibile con 2 pompe di calore da 30 kW. In seguito, a fronte delle esigenze produttive emerse durante la progettazione esecutiva, il sistema è stato ridimensionato prevedendo la produzione di 15.000 litri di acqua a 75 °C mediante 3 unità da 30 kW nominali, ottenendo una produzione termica giornaliera di 1.131 kWh.

L'impianto è stato ottimizzato introducendo una gestione dinamica degli accumuli tramite controllo Modbus. Le pompe di calore lavorano con differenti set-point durante la giornata e, attraverso una valvola

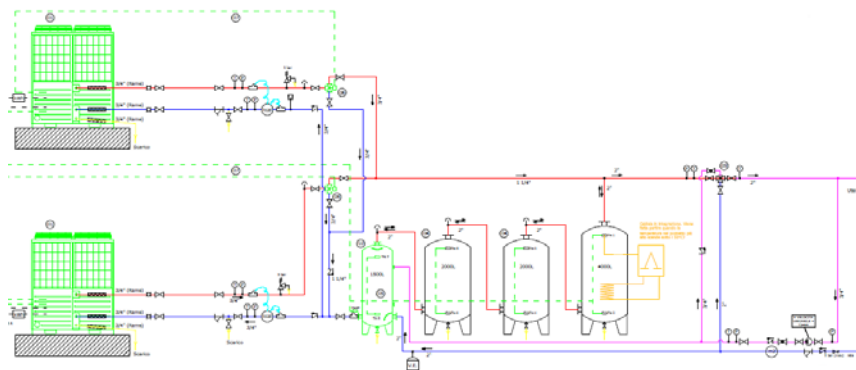


FIGURA 4 Schema funzionale di due pompe di calore aria/acqua a CO₂ transcritica a servizio del Centro Lavorazione Carni

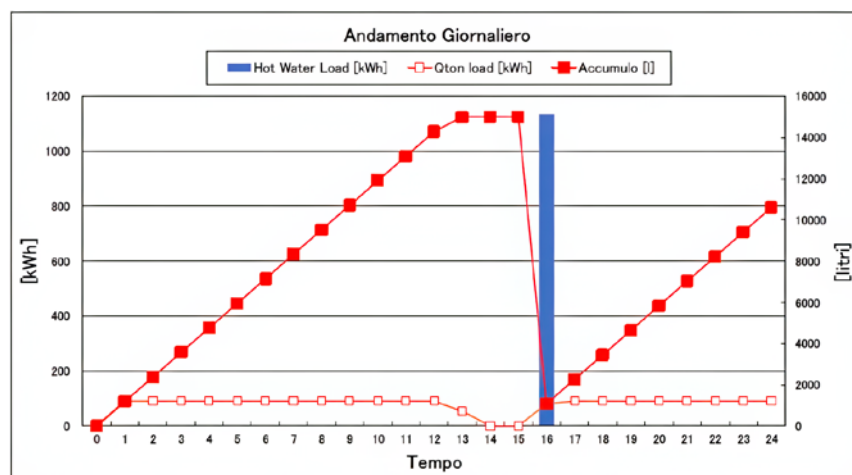


FIGURA 5 Profilo di carico delle pompe di calore aria/acqua a CO₂ transcritica a servizio di Industria Enologica

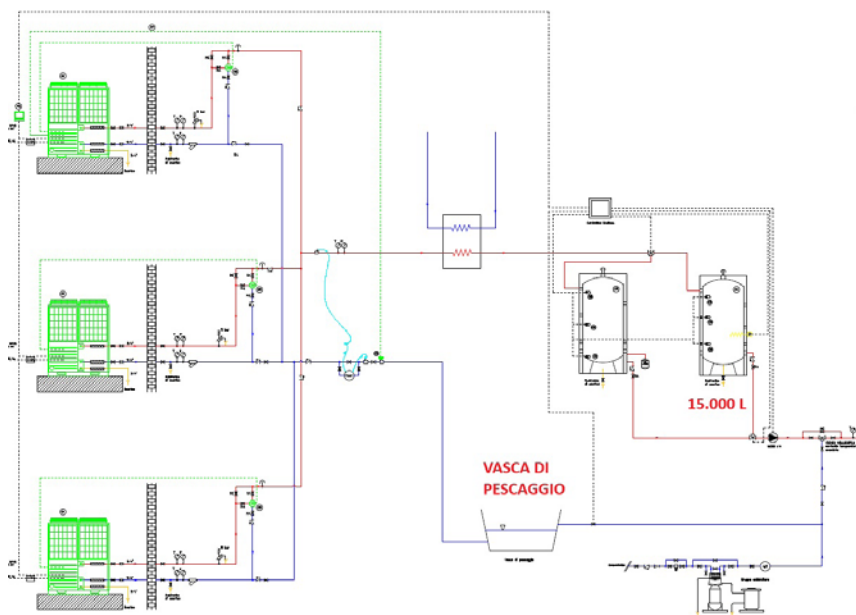


FIGURA 6 Schema funzionale con 3 pompe di calore aria/acqua a CO₂ transcritica a servizio di Industria Enologica

deviatrice a tre vie e il controllo dei livellostati, indirizzano l'acqua nel

serbatoio corretto in funzione della temperatura richiesta e dello stato di

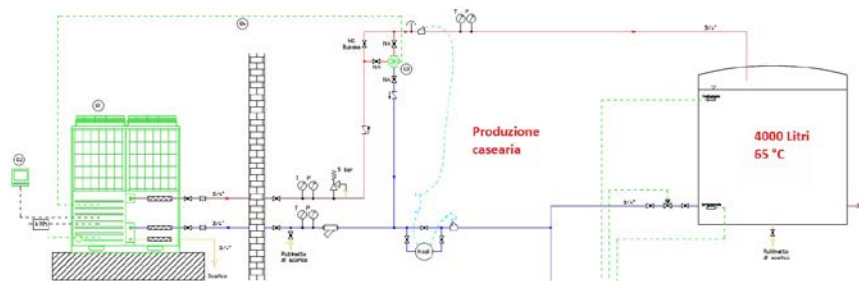


FIGURA 7 Schema funzionale QTON per produzione Filati in Caseificio a 45 °C richiesti

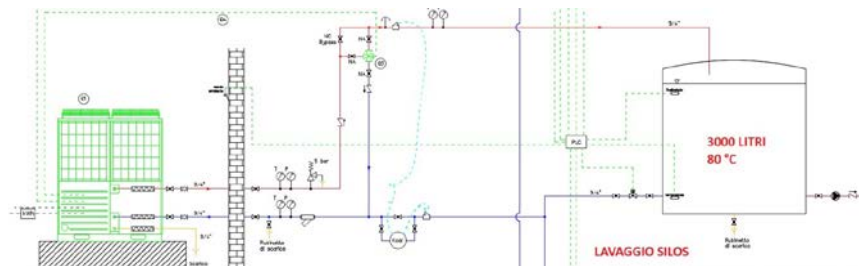


FIGURA 8 Schema funzionale con pompa di calore per lavaggio Silos a 80 °C

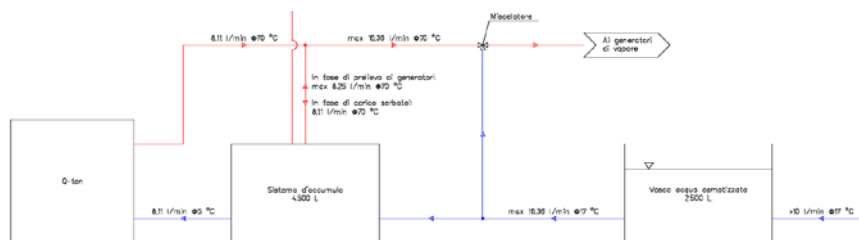


FIGURA 9 Schema funzionale con pompa di calore per preriscaldamento acqua osmotizzata dei generatori di vapore

riempimento, massimizzando la flessibilità del processo. Dal punto di vista impiantistico, uno degli aspetti più significativi riguarda il fatto che il serbatoio

principale da 15.000 litri non è pressurizzato. Per questo motivo anche il circuito di ripresa delle pompe di calore deve operare a pressione atmosferica:

è quindi necessaria una vasca intermedia di pescaggio (a pelo libero), che disaccoppia idraulicamente il circuito delle pompe di calore dall'accumulo principale.

Caso studio – Caseificio in Piemonte

In un caseificio piemontese le pompe di calore aria/acqua a CO₂ transcritica sono state applicate a tre utenze distinte: acqua calda per il processo produttivo, acqua calda per il lavaggio e acqua calda osmotizzata a servizio dei generatori di vapore.

La temperatura dell'acqua di acquedotto è pari a 17 °C.

Per il processo produttivo dei formaggi filati sono richiesti 8.000 litri/giorno a 45 °C. La soluzione prevede una pompa di calore con accumulo da 4.500 litri a 65 °C, così da garantire disponibilità e miscelazione alla temperatura richiesta. L'assorbimento giornaliero stimato è pari a 77,46 kWh elettrici, su 11 ore di funzionamento.

Per il lavaggio dei silos sono richiesti 5.000 litri/giorno a 80 °C. In questo caso è stata prevista una pompa di calore, con produzione oraria di circa 410 litri/ora e accumulo da 3.000 litri a 80 °C. L'assorbimento giornaliero stimato è pari a 105,24 kWh elettrici, sempre su 11 ore di funzionamento.

Infine, per il preriscaldamento dell'acqua osmotizzata destinata ai generatori di vapore, sono richiesti 9.000 litri/giorno a 70 °C. La soluzione prevede una pompa di calore con accumulo da 4.500 litri a 70 °C, per un assorbimento giornaliero stimato di 164,40 kWh elettrici su 11 ore di lavoro.

Nel complesso, l'impianto utilizza quindi 3 pompe di calore, ciascuna dedicata a una specifica utenza, con temperature di accumulo differenziate in funzione del processo. Questa configurazione permette di coprire fabbisogni termici diversi, da 45 °C a 80 °C, mantenendo una gestione separata e più controllabile dei profili di consumo.

Conclusioni

Le pompe di calore aria/acqua operanti con anidride carbonica transcritica sono una tecnologia matura. Grazie all'impiego di compressori a doppio stadio ad alta efficienza e all'impiego di tecniche avanzate di controllo è possibile produrre acqua calda fino a 90 °C con temperature dell'aria tra -25 e 43 °C. L'ottenimento di elevate efficienze nelle diverse condizioni operative è fortemente legato alla progettazione dell'impianto idraulico che deve promuovere quanto più possibile la stratificazione termica.

* Jacopo Tremaroli, Termal Servizi srl

BIBLIOGRAFIA

- Cavallini, A., Zilio, C., 2007. Carbon dioxide as a natural refrigerant. Int. J. Low Carbon Technologies, vol. 2, p. 225-249
- Cecchinato, L., Corradi, M., Fornasieri, E., Zamboni, L., 2005. Carbon dioxide as refrigerant for tap water heat pumps: a comparison with the traditional solution. Int. J. Refrigeration 28, 1250-1258.
- Corradi, M., Cecchinato, L., Zilio, C., Fornasieri, E., 2004. Pompe di calore per acqua calda sanitaria a CO₂, CDA - Condizionamento dell'aria riscaldamento refrigerazione, 9/12.
- International Energy Agency, 2022, The future of heat pumps, <https://iea.blob.core.windows.net/assets/4713780d-c0ae-4686-8c9b-29e782452695/TheFutureofHeatPumps.pdf>.
- Minetto, S., 2011. Theoretical and experimental analysis of a CO₂ heat pump for domestic hot water. Int. J. Refrigeration 34, 742-751.