

AiCARR Journal

LA RIVISTA PER I PROFESSIONISTI DEGLI IMPIANTI HVAC&R

CONDIZIONAMENTO
RISCALDAMENTO
REFRIGERAZIONE
RISCALDAMENTO
CONDIZIONAMENTO
RISCALDAMENTO
CONDIZIONAMENTO
RISCALDAMENTO
REFRIGERAZIONE

ANNO 7 - OTTOBRE 2016

NORMATIVA

Testo Unico sull'efficienza energetica

TRATTAMENTO ARIA NEI VRF-VRV MISTI

CO₂ PER LA REFRIGERAZIONE INDUSTRIALE

CASE STUDY

Building automation in hotel

Modellazione energetica dinamica per il residence

SISTEMI DI ACCUMULO A CONFRONTO

POMPA DI CALORE A CO₂ CON EIEETTORI MULTIPLI

HF01234YF NEI FRIGORIFERI DOMESTICI



RIQUALIFICAZIONE STRUTTURE RICETTIVE ACCUMULO E RINNOVABILI



**Pompe di calore, caldaie a condensazione
e sistemi ibridi, solare termico, sistemi radianti,
ventilazione e deumidificazione**



Daikin Air Conditioning Italy S.p.A. - Divisione Riscaldamento



**SU TUTTE LE CALDAIE
E I SISTEMI IBRIDI**



AGGIUNGI VALORE AL TUO CALORE!

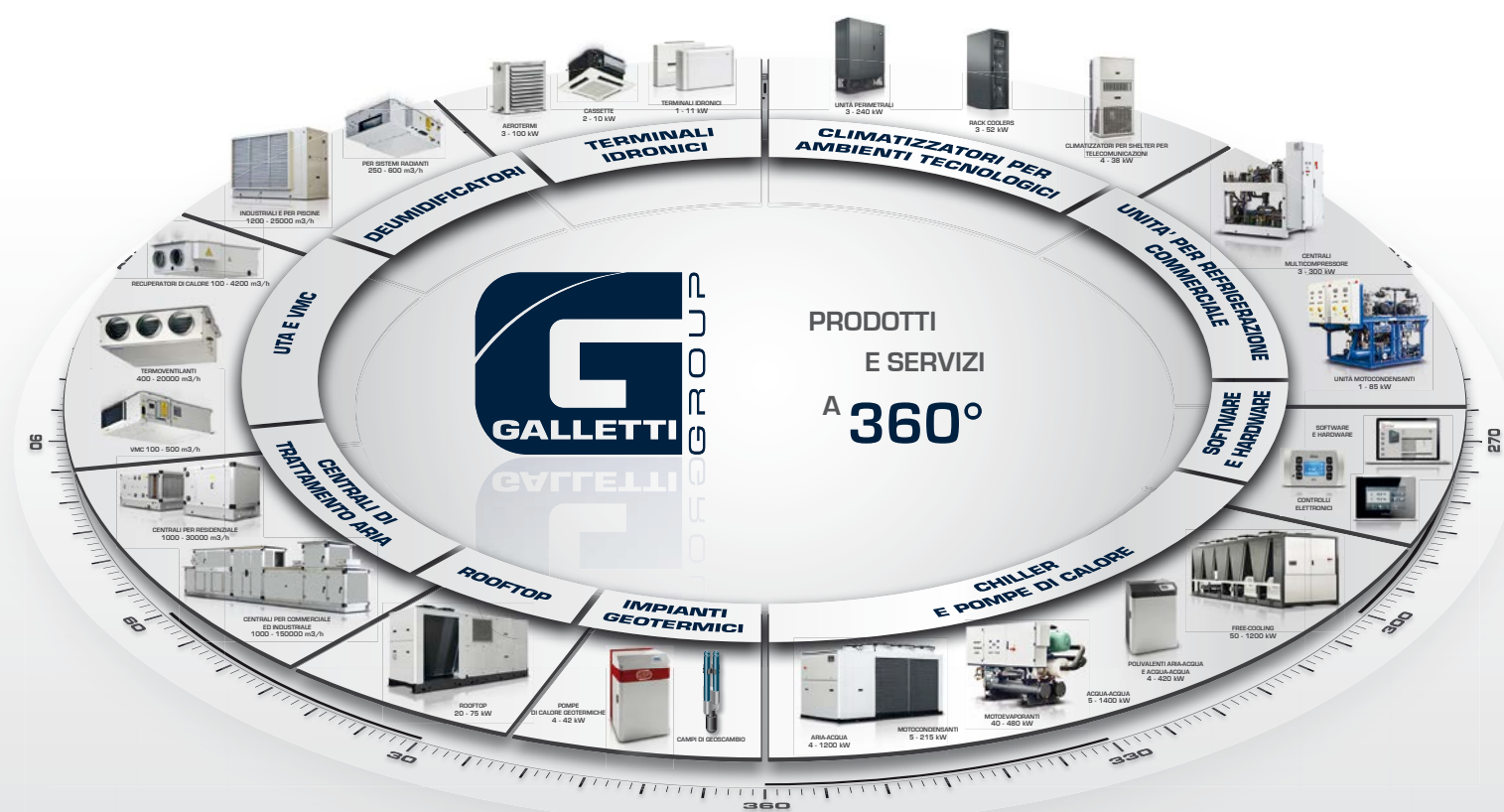
Scopri di più su daikin.it

Sette aziende specializzate nel mondo dell'HRVAC,
un unico gruppo.

Per offrirvi le soluzioni più complesse
nel modo più semplice,
attraverso un unico partner.

Un catalogo di prodotti e servizi a 360° per presidiare:

- Climatizzazione comfort
- Climatizzazione ambienti ad alta densità di potenza
- Refrigerazione commerciale
- Applicazioni per processo



Il Gruppo Galletti rappresenta oggi una realtà in grado di offrire un catalogo unico in termini di estensione di offerta e di qualità dei prodotti.

Grazie alla sinergia delle diverse aziende del Gruppo che presidiano tutti i settori dell'HRVAC la gamma di prodotti è davvero vasta e spazia dalle pompe di calore, ai terminali idronici, fino alle unità per la refrigerazione commerciale.

L'offerta del Gruppo non si ferma ai prodotti ma si completa con una serie di numerosi servizi di prevendita e post-vendita dando così la possibilità ai propri partner di essere seguiti in tutte le fasi del progetto e mettendo a disposizione il know-how specifico delle singole aziende del gruppo.



ASPETTI SOCIALI DELL'EFFICIENZA ENERGETICA



Gli ultimi dati Istat sono allarmanti: 4,5 milioni di italiani versano in condizioni di povertà assoluta e chissà quanti vivono sotto la soglia di indigenza, quella per intenderci che impedisce di curarsi, di avere accesso ai beni primari, di vivere in modo anche appena dignitoso. A tale soglia contribuisce in modo non trascurabile la cosiddetta povertà energetica (fuel poverty), anche se ancora non ne è stata data una definizione condivisa e quindi risulta difficile valutarne la effettiva gravità. Povertà energetica significa essenzialmente mancanza di accesso a forme adeguate, affidabili e sicure di energia a prezzi sostenibili per soddisfare i bisogni primari degli individui, come mangiare, riscaldare gli ambienti, spostarsi. **Già in precedenza abbiamo parlato di energia come bene comune, e sul tema della povertà energetica questo concetto emerge ancora in forma più evidente.** La riduzione della povertà energetica nei Paesi (soprattutto, ma non solo, in via di sviluppo) è una condizione necessaria per promuoverne lo sviluppo economico e la dignità sociale. Occorre fornire una risposta efficace alla povertà energetica attraverso il rafforzamento della posizione dei consumatori più vulnerabili e lo sviluppo di misure correttive che consentano alle persone bisognose di disporre di energia a costi accessibili. In questo senso la direttiva europea 27 sull'efficienza energetica esorta gli stati membri a elaborare programmi intesi a sensibilizzare i singoli e le famiglie e a fornire loro informazioni e consulenza in materia di efficienza energetica, **stabilendo di fatto il principio che l'efficienza energetica è uno strumento importante per la lotta alla povertà.**

La povertà e l'esclusione sociale sono strettamente collegati e costituiscono un fattore determinante per quanto concerne le condizioni di salute e di vita, inclusa l'aspettativa di vita, un fattore che allarga il divario tra ricchi e poveri in materia di salute. Come può il nostro paese, coordinandosi a livello internazionale, affrontare questo tema? Anzitutto occorre garantire che una quota dei finanziamenti a favore dell'efficienza energetica possano essere erogati a favore delle famiglie in situazione di precarietà energetica o delle persone

che vivono nelle zone più svantaggiate, ad esempio investendo in apparecchiature efficienti di riscaldamento e raffreddamento, o per l'isolamento delle case. Anche lo sforzo di sensibilizzare l'utente finale in merito alle forme efficienti e sostenibili di riscaldamento, all'uso di forme di energia rinnovabile andrebbe nella direzione giusta. La direttiva citata ha in questo senso sancito il diritto dei consumatori ad essere informati in materia di consumo energetico, perché pretende che essi siano al centro delle politiche di efficienza energetica.

Dovremmo orientare i finanziamenti dell'Unione alla riduzione dei costi per l'energia sostenuti dalle famiglie povere mediante investimenti in fonti di energia rinnovabili o in efficienza energetica che solitamente invece sono ad appannaggio di ceti sociali più abbienti. Il calo delle spese domestiche ha ripercussioni positive sul bilancio delle famiglie povere, oltre a determinare un aumento degli investimenti locali, la creazione di posti di lavoro a livello locale e un contributo agli obiettivi al 2020. Potrebbero ad esempio essere utilizzati in modo più mirato i fondi strutturali europei SIE 2014-2020 verificando che in ciascuno stato membro almeno il 20% delle risorse totali del Fondo Sociale FSE venga attribuito all'obiettivo tematico "Promuovere l'inclusione sociale, combattere la povertà e ogni forma di discriminazione".

Ma il discorso diventa più ampio e coinvolge la validità di un modello economico inadatto. Sono infatti da ritenere deplorevoli le speculazioni finanziarie sulle risorse naturali e sulle fonti di energia, specialmente su quelle non de-localizzabili. In definitiva, appurata la necessità di considerare l'efficienza energetica come uno strumento per combattere la povertà, è arrivato il momento per il legislatore di affrontare il tema della **stretta connessione tra gli "obiettivi sociali" e la "politica energetica"**. Una connessione che rappresenta un pilastro del nuovo modello energetico, completamente e definitivamente diverso da quello oggi presente che mostra anche da questo punto di vista una inammissibile, colpevole e drammatica insostenibilità.

Livio de Santoli, Presidente AiCARR

Comfort



Ospedaliero



Farmaceutico



Energia



Marine



Protezione
collettiva



La nostra missione è garantire salute, produttività e risparmio energetico, proponendo soluzioni integrate a elevato contenuto tecnologico per il comfort ambientale e la filtrazione dell'aria.

SagiCofim



Soluzioni e sistemi d'eccellenza
per la qualità dell'aria

Visita il nostro nuovo sito
www.sagicofim.com



18

NORMATIVA

Testo Unico sull'efficienza energetica: la proposta AiCARR-CNI

L'obiettivo del Testo Unico è quello di portare un contributo di semplificazione e di valorizzazione di ciò che è stato fatto e di garantire un accordo interpretativo tra ciò che esiste ora e ciò che verrà o è in fase di completamento

di Luca Alberto Piterà



20

INTERVISTA A MICHELE VIO

Il trattamento dell'aria negli impianti VRF-VRV misti

L'introduzione delle soluzioni miste ha migliorato le prestazioni dei sistemi VRF-VRV, soprattutto in termini di trattamento dell'aria primaria. L'innovazione è un'opportunità da cogliere, secondo Michele Vio

a cura della Redazione



26

REFRIGERAZIONE

CO₂ per la refrigerazione industriale

Sebbene ci siano ancora degli inconvenienti legati all'utilizzo della CO₂ negli impianti di refrigerazione il progredire della ricerca insieme al supporto dell'industria renderanno l'Anidride Carbonica sempre più interessante e popolare

di Donald L. Fenton



32

POMPA DI CALORE A CO₂**Pompa di calore a CO₂ con sistema di espansione a eiettori multipli**

Valutazione sperimentale dell'influenza della variazione della geometria dell'eietttore sulle prestazioni di una pompa di calore a CO₂ operante in modalità riscaldamento

di Gino Boccardi, Francesco Botticella, Gianluca Lillo, Rita Mastrullo, Alfonso William Mauro, Raniero Trincheri



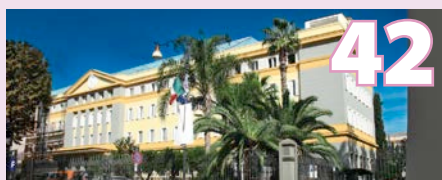
38

RETROFIT ENERGETICO

Modellazione energetica dinamica per il residence in montagna

Diagnosi energetica e modellazione energetica dinamica per il retrofit di una struttura turistica montana, consistente nella trasformazione della centrale termica da gasolio a gasolio e biomassa e nell'installazione di un sistema di controllo della temperatura ambiente con ripartizione dei consumi

di Filippo Belviglieri



42

ACCUMULO DI GHIACCIO

Accumulo termico e building automation in hotel

Utilizzo di accumulo termico e relativo sistema di controllo per un impianto a pompa di calore geotermica a sonda aperta a bassa entalpia in un albergo di Pompei (NA)

di Enrico Lanzillo, Salvatore D'Auria, Vito Antonio Tritto



46

SISTEMI DI STORAGE A CONFRONTO

Fotovoltaico abbinato a pompe di calore. Quale sistema di accumulo?

Due studi valutano l'adozione di sistemi di accumulo termico o elettrochimico per massimizzare l'autoconsumo fotovoltaico

a cura della Redazione



52

RICERCA- FLUIDI REFRIGERANTI

L'HFO1234YF come sostituto dell'HFC134A nei frigoriferi domestici

Investigazione sperimentale svolta su un frigorifero domestico progettato e realizzato per operare con l'HFC134A e per il quale è stata realizzata un'operazione di drop-in con l'HFO1234YF

di Ciro Aprea, Adriana Greco, Angelo Maiorino

AiCARR
journal

Periodico
Organo ufficiale AiCARR

Direttore responsabile ed editoriale Marco Zani

Direttore scientifico Livio de Santoli

Direttore scientifico operativo Francesca Romana d'Ambrosio

Comitato scientifico

Paolo Cervio, Carmine Casale, Mariapia Colella, Livio Mazzarella, Luca Pauletti, Luca Alberto Piterà, Piercarlo Romagnoni, Marco Zani

Redazione

Alessandro Giraudi, Silvia Martellosio, Erika Seghetti
redazione.aicarrjournal@quine.it

Art Director Marco Nigris

Grafica e Impaginazione Fuori Orario - MN

Hanno collaborato a questo numero

Ciro Aprea, Filippo Belviglieri, Gino Boccardi, Francesco Botticella, Salvatore D'Auria, Donald L. Fenton, Adriana Greco, Enrico Lanzillo, Gianluca Lillo, Angelo Maiorino, Alfonso William Mauro, Rita Mastrullo, Luca Alberto Piterà, Raniero Trincheri, Vito Antonio Tritto, Michele Vio

Quine
Business Publisher

Pubblicità Quine Srl

20122 Milano - Via Santa Tecla, 4 - Italy
Tel. +39 02 864105 - Fax +39 02 72016740

Traffico, Abbonamenti, Diffusione

Rosaria Maiocchi

Editore: Quine srl shop.quine.it

Presidente Giorgio Albonetti

Amministratore Delegato Marco Zani

Direzione, Redazione e Amministrazione

20122 Milano - Via Santa Tecla, 4 - Italy
Tel. +39 02 864105 - Fax +39 02 72016740
e-mail: redazione.aicarrjournal@quine.it

Servizio abbonamenti

Quine srl, 20122 Milano - Via Santa Tecla, 4 - Italy
Tel. +39 02 864105 - Fax +39 02 70057190
e-mail: abbonamenti@quine.it

Gli abbonamenti decorrono dal primo fascicolo raggiungibile.

Stampa Prontostampa S.r.l. - Zingonia - BG

AiCARR journal è una testata di proprietà di  **AiCARR** - Associazione Italiana Condizionamento dell'Aria, Riscaldamento e Refrigerazione
Via Melchiorre Gioia 168 - 20125 Milano
Tel. +39 02 67479270 - Fax. +39 02 67479262
www.aicarr.org

Posta target magazine - LO/CONV/020/2010.

Iscrizione al Registro degli Operatori di Comunicazione n. 12191

Responsabilità

Tutto il materiale pubblicato dalla rivista (articoli e loro traduzioni, nonché immagini e illustrazioni) non può essere riprodotto da terzi senza espressa autorizzazione dell'Editore. Manoscritti, testi, foto e altri materiali inviati alla redazione, anche se non pubblicati, non verranno restituiti. Tutti i marchi sono registrati.

INFORMATIVA AI SENSI DEL D.LEGS.196/2003

Si rende noto che i dati in nostro possesso liberamente ottenuti per poter effettuare i servizi relativi a spedizioni, abbonamenti e similari, sono utilizzati secondo quanto previsto dal D.Legs.196/2003. Titolare del trattamento è Quine srl, via Santa Tecla 4, 20122 Milano (info@quine.it). Si comunica inoltre che i dati personali sono contenuti presso la nostra sede in apposita banca dati di cui è responsabile Quine srl e cui è possibile rivolgersi per l'eventuale esercizio dei diritti previsti dal D.Legs 196/2003.

© Quine srl - Milano

Associato **A.N.E.S.**
ASSOCIAZIONE NAZIONALE
EDITORIA PUBBLICITÀ SPECIALIZZATA

Aderente  **CONFINDUSTRIA**

Panasonic

L'INIZIO DI UNA NUOVA ERA...

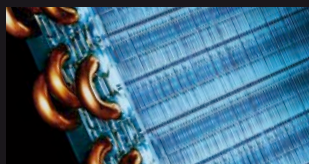
NUOVO VRF 7



Panasonic
ECO i EX
INVERTER



Compressori Inverter
ad ampia capacità



Scambiatore di calore
con tripla superficie



Nuovo design curvo
del convogliatore dell'aria

ECO i EX: caratteristiche tecniche

- Ampia gamma di potenze fino a 80 HP
- Straordinario valore EER
- Estesa gamma operativa fino a 52°C (in raffr.)
- Riscaldamento garantito sino a -25°C esterni
- Basso livello di rumorosità
- Solo compressori Inverter su tutta la gamma



SISTEMI VRF
SOLUZIONI PROFESSIONALI

www.aircon.panasonic.eu



heating & cooling solutions

In this issue...

26 Carbon Dioxide for Industrial Refrigeration

Carbon dioxide (CO₂) is an old refrigerant, first patented in the United Kingdom in 1850 by Alexander Twining, where it was subsequently used in air-conditioning and marine applications. With the development of the CFC, HCFC, and HFC synthetic refrigerants beginning around 1930, CO₂ decreased in popularity, all but disappearing by 1960. Over the next two decades or so, it was experimentally determined that CFC and HCFC refrigerants were depleting the earth's upper atmospheric ozone layer at a rate that would likely cause its disappearance. For this reason CO₂ was introduced again and over the past 20 years has gained popularity, particularly with low-temperature refrigeration for industrial systems. Manufacturers are adding high-pressure components to their offerings, supporting the application of refrigerant CO₂. With continued good engineering design and industry support, CO₂ will increase its popularity as an industrial system refrigerant.

Donald L. Fenton

Keywords: CO₂, industrial refrigeration

32 Experimental results for a CO₂ heat pump working with a multi-ejector system

In order to reduce the buildings' energy demand and the environmental concerns it is necessary to improve the efficiency of energy conversion systems such as the heat pumps and to use environmental friendly working fluids. Among the natural fluids, the CO₂ represents an optimal choice to produce sanitary hot water with a large temperature lift. When the application is the air-conditioning, the performance of heat pump is not as high as in the previous case because of the higher intrinsic losses pertaining the throttling valve. To improve the system's performance it is possible to use an ejector system as expansion device. Being their optimal size related to the operating conditions, which change for air-conditioning systems, the performance of the ejector system is not optimized. To solve this issue it is possible to use several ejectors, conveniently sized, working in parallel. To estimate the influence of the ejector's size on the performance of the CO₂ heat pump system and the corresponding thermodynamic cycle, various experiments, carried-out at ENEA Casaccia laboratories, are here presented.

G. Boccardi, F. Botticella, G. Lillo, R. Mastrullo, A. W. Mauro, R. Trincheri

Keywords: heat pump, CO₂, multi-ejector system, air-conditioning.

38 Mistakes and successes in the energy retrofit of a mountain site apartment building

The investigated building is located in Marilleva (TN) in the North of Italy and it was built in '70. It hosts 247 mini apartments and 1 hotel with high energy annual costs due to old building envelope and HVAC system. The building administrator decided an holistic approach to reduce energy costs declining any other approach related to separated and uncoordinated energy strategies. Two years before mandatory regulations, e.g. D.Lgs 102/2014, an energy audit and a calibrated energy simulation were performed. After these analysis two energy conservation measures (ECMs) have been identified and investigated: pellet boiler installation and programmable control for HVAC terminals setting along with an energy monitoring software. During the first winter, after the ECMs implementation, the energy costs have been halved according to designed engineering calculations, validating the process and the implemented technologies.

F. Belviglieri

Keywords: energy audit, renewable energies, energy rational use

42 Use of thermal storage and its control system for a geothermal low enthalpy open loop heat pump installation for a hotel in Pompei (NA)

Pompei is crossed by a rich groundwater. This is used as thermal reservoir for a reversible heat pump system. This solution allows significant energy savings and a higher use of renewable energy compared to an air to water heat pump. The high efficiency of the system, along with the improvements made to the building envelope, bring the building in energy class A3. The peak flow from the aquifer, necessary for the proper operation of the plant, was reduced by 40% using a thermal storage system in the phase transition. The heat pump works at night to load energy in the storage system, which is then used during the day together with the direct production to ensure the energy needs of the building. The thermal storage is dimensioned by performing an energy analysis that takes into account the hourly usage profile. A DDC control system manages the charging and discharging functions, by changing the set points of the Heat Pump to adapt them to the various operating modes. The energy system of the building is completed by a trigeneration plant. In the report, the plant is analyzed from an energy and economic point of view, describing the benefits achieved compared to a traditional system.

E. Lanzillo, S. D'Auria, Vito A. Tritto

Keywords: thermal storage, geothermal heat pump, building automation

46 A comparison of energy storage systems

To maximize the consumption of a photovoltaic system combined with a heat pump it can be installed an energy storage systems. On the market are available thermal storage systems and electrochemical storage systems. Which of these two is more effective and affordable? The validity of a device relative to each other depends on a number of factors that must be evaluated case by case. This is demonstrated by two interesting studies, presented at the 33rd Congress of AiCARR held in Padova last June 9, which can be compared and used as a benchmark.

by editorial staff

Keywords: storage systems

52 HFO1234YF as a substitute for HFC134A in domestic refrigerators

The latest international regulations on the reduction of greenhouse gases are strongly redesigning the scenario of use of refrigerants, gradually eliminating the possibility of employing the HFCs. Among all sectors of refrigeration, one of the most affected by these restrictions is the domestic refrigeration. Although for it have been suggested some solutions, such as the construction of household refrigerator operating with the hydrocarbons, there remains the need to find a substitute for HFC134A. In particular, the substitution may involve both existing machines and already in operation, which can not be loaded with hydrocarbons, and new devices. With the aim of finding a simple implementation solution, in the present work, it is reported an experimental investigation carried out on a domestic refrigerator designed and built to operate with HFC134A and for which a drop-in with HFO1234YF has been realised. The experimentation has been addressed so as to highlight the behaviour of the system as a result of the drop-in, with a particular interest in the energy performance variation.

C. Aprea, A. Greco, A. Maiorino

Keywords: HFC134A, HFO1234YF, drop-in, domestic refrigerators, GWP

Call for research papers

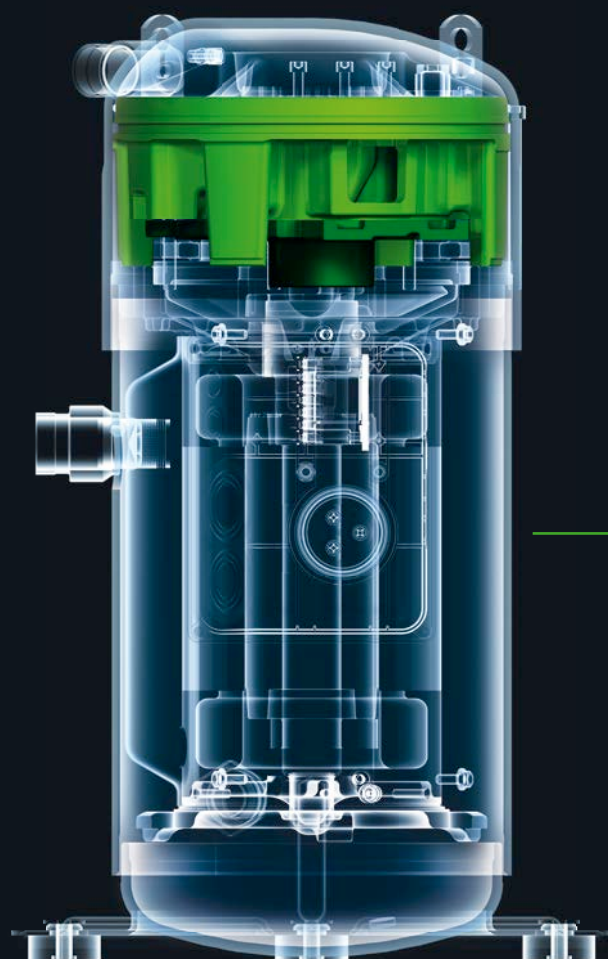
AiCARR Journal ha istituito «la pagina della ricerca» che, oltre a presentare un articolo di qualità dedicato alla ricerca, riporterà una rubrica di sintesi sulle attività di ricerca in corso nei vari settori di interesse dell'Associazione.

Temi di interesse

La pagina della ricerca pubblicherà articoli o abstract su climatizzazione ambientale attiva e passiva, refrigerazione, sfruttamento delle fonti energetiche rinnovabili ai fini della climatizzazione ambientale e della refrigerazione.

Come partecipare

Per la pubblicazione di un articolo in tale sezione occorre seguire la procedura riportata nella pagina web dell'Associazione sotto /Editoria e libri/Aicarr Journal. L'accettazione dell'articolo sottoposto è comunque subordinata all'esito positivo del processo di revisione da parte di esperti del settore, specificatamente individuati dal Comitato Scientifico della rivista.



POTENZA PER IL FREDDO E PER
IL CALDO. **EFFICIENZA NEL
FUNZIONAMENTO ANNUALE.**



ORBIT 6



ORBIT 8

Funzionamento da pompa di calore a condizionatore: i compressori scroll ORBIT R410A BITZER offrono un'ampia gamma da 10 a 40 hp – con la più elevata efficienza e la più contenuta emissione sonora della categoria. Idonei per funzionamento in parallelo in tandem e trio e con una circolazione d'olio estremamente contenuta. Un'eccezionale combinazione per la riduzione dei costi energetici. Ulteriori informazioni sui nostri prodotti su www.bitzer.it



THE HEART OF FRESHNESS

Novità Prodotti

SOLUZIONE PLUG&PLAY PER L'INTEGRAZIONE SOLARE

Luna3 Solar+ di Baxi è la caldaia a condensazione da 24 kW con accumulo per l'integrazione solare, ideale per la sostituzione di vecchi generatori a basamento. Due le opzioni disponibili: modelli con o senza il kit per impianti misti integrati (versione MS).

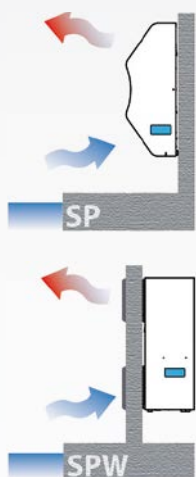
La caldaia include tutti i dispositivi per integrazione con un sistema a collettori solari a circolazione forzata: centralina di regolazione solare, vaso d'espansione, gruppo di circolazione e valvola miscelatrice termostatica. Inoltre, la possibilità di installare la caldaia separatamente dal bollitore o a colonna consente di aumentare la flessibilità, soprattutto in spazi ridotti (senza vani tecnici dedicati), sotto tetto o sotto scala. Particolare attenzione è stata riservata alla semplificazione del processo di installazione. L'azienda, infatti, ha pensato a un sistema plug&play che possa agevolare il lavoro dei professionisti. Per questo la caldaia — con dimensioni di 2056x600x640 mm — è fornita in tre imballi separati: caldaia, telaio di supporto e bollitore. L'installatore quindi può trasportare il tutto con più comodità e trova all'interno delle scatole tutti gli accessori per il collegamento fra caldaia e bollitore. Grazie a questi accorgimenti è possibile ottimizzare i tempi di montaggio e offrire un servizio eccellente al cliente finale.



Deumidificatori per piscine serie SP e SPW



CHILLVENTA
Hall 4 Stand 216
International Exhibition
Refrigeration | AC & Ventilation | Heat Pumps



I deumidificatori della serie SP e SPW sono stati studiati per deumidificare e riscaldare piccole piscine o grandi ambienti. Sono disponibili in tre potenze, da 50* a 120* L/giorno sia per l'installazione in ambiente (SP) che per l'installazione nel locale tecnico adiacente a quello da deumidificare (SPW).

Il nuovo controllo elettronico, di serie su tutti i modelli, utilizza una sofisticata sonda di umidità e temperatura e può essere facilmente montato fuori dalla macchina nella posizione più idonea e comoda per l'utilizzatore.

La resistenza elettrica** o la batteria per l'acqua calda** completano le funzionalità dell'apparecchio

Deumidificatori SP e SPW: silenziosi, robusti, efficienti.

* a 30°C, 80%U.R. ** Accessori disponibili separatamente

Controllo da remoto

Il pannello comandi è estraibile per consentire il controllo remoto. Può essere utilizzato a distanza, come un vero e proprio telecomando, i tasti permettono di regolare sia la temperatura dell'acqua sanitaria che del riscaldamento direttamente dal pannello.

La pompa circuito sanitario è in grado di intervenire automaticamente nel caso in cui l'impianto solare non riuscisse a soddisfare il riscaldamento del bollitore. La centralina di regolazione solare si contraddistingue per la semplicità di utilizzo e per la facile visualizzazione dello stato dell'impianto.

www.baxi.it

QUADRI ELETTRICI CONTROLLI ELETTRONICI



THE RIGHT PRODUCT FOR YOUR NEEDS

ECP EXPERT SERIES

- > Controllo completo del sistema frigorifero
- > Interruttore magnetotermico di protezione
- > Impianti monofase e trifase fino a 7,5 HP
- > Facile da installare e rapido avvio impianto
- > Seriale TeleNET e Modbus-RTU
- > EXPERT 2EV per doppio evaporatore e RTC
- > EXPERT PULSE per valvola espansione elettronica

NANO EXPERT SERIES

- > Regolatore per banchi, vetrine e unità refrigerate
- > Ampia gamma di modelli a 230 VAC e 12 VAC/DC
- > Utilizzo immediato con i classici parametri PEGO
- > Seriale TeleNET e Modbus-RTU
- > Display e tasti di grandi dimensioni
- > Maschera frontale personalizzabile in diversi colori
- > Fissaggio frontale a viti o tradizionale a clips

EXPERT LED

- > La plafoniera EXPERT LED è la soluzione ottimale per l'illuminazione della tua cella frigorifera.
- > Grazie all'utilizzo della tecnologia LED permette di risparmiare energia, inoltre il design moderno e sottile garantisce un ingombro minimo.

EXPERT GSM

- > EXPERT GSM è il modulo che invia una chiamata telefonica di allarme per segnalare l'anomalia della cella frigorifera.
- > E' in grado di recepire tutti gli allarmi della cella e di segnalare anche la mancanza di tensione.
- > Il modulo è perfettamente integrato nella serie ECP 200 EXPERT ed ECP 300 EXPERT ma può essere applicato su tutta la linea di quadri PEGO dotati di uscita allarme.
- > Facile integrazione in impianti già esistenti.

TOUCH SERIES

THR PER TEMPERATURA/UMIDITÀ

Applicazioni

- > Celle di stagionatura/asciugatura.
- > Celle di conservazione con o senza controllo umidità.
- > Celle climatiche per le prove umidostatiche, cicli termici e climatici.

PAN PER CELLE DI FERMOLIEVITAZIONE

Applicazioni

- > Armadi, banchi e celle di fermo lievitazione per panifici e pasticcerie artigianali ed industriali.
- > Sostituzione di altri controlli per fermolievitazione su impianti esistenti.

EASYSTEAM HUMIDIFIERS

EASYSTEAM ES è la soluzione più evoluta e flessibile per l'umidificazione a vapore di qualsiasi ambiente.

Il controllo elettronico integrato permette di configurare ed ottimizzare l'umidificatore in base alle specifiche esigenze del cliente e di garantirne la durata nel tempo grazie alle routines di diagnostica.

La completa gamma di modelli ed accessori soddisfa le più svariate esigenze di installazione.

TECNOLOGIA CHE MIGLIORA LA QUALITÀ DELLA VITA



PEGO SRL VIA PIACENTINA, 6/B
45030 OCCHIOBELLO (RO) ITALY
TEL (+39) 0425 76 29 06 FAX (+39) 0425 76 29 05
E-MAIL INFO@PEGO.IT WWW.PEGO.IT

CHILLVENTA

Nuremberg
11 - 13.10.2016

Visit us at
stand 5-230 in hall 5

Novità Prodotti

CLIMATIZZAZIONE PER APPLICAZIONI SEMI-INDUSTRIALI

PACi Elite è la nuova gamma di sistemi semi-industriali per la climatizzazione lanciata da Panasonic. I modelli offrono un raffrescamento continuo in condizioni di temperature esterne minime di -15 °C e massime di 46 °C. Il funzionamento in riscaldamento invece è garantito sino a temperature esterne minime fino a -20 °C. La gamma vanta di una linea completa di unità esterne da 5 kW a 25 kW monofase e trifase che consente la possibilità di installazioni in configurazione singola, doppia, tripla o quadrupla con una varietà di unità interne adatte ad ogni singola esigenza. È possibile collegare una unità di trattamento oppure una barriera d'aria ad espansione diretta.

Le unità sono dotate di tecnologia inverter DC che in combinazione con il refrigerante R410A garantisce elevati coefficienti di prestazione energetica SEER A++ e SCOP A+.

Sistema di controllo

Particolare attenzione è riservata anche ai sistemi di controllo. Fra le soluzioni proposte è degno di nota il Sensore Econavi (CZ-CENSC1), che consente di regolare automaticamente i parametri di funzionamento dei sistemi di climatizzazione PACi rilevando la presenza di persone ed i loro movimenti. Tale soluzione, ideale per applicazioni in uffici ed hotel, è compatibile con unità interne a cassetta, da parete, hide-away o da soffitto ed è posizionabile indipendentemente dall'unità interna.

www.panasonic.com



Efficienza, adesso

IDV

integrato

Maggiore efficienza a carico parziale con minimi costi di riprogettazione.

I nuovi compressori scroll Danfoss con tecnologia IDV integrata sono retro-compatibili, permettono di soddisfare i nuovi standard di efficienza energetica con minimi costi di riprogettazione.

Con i nuovi compressori DSH e DCJ potrete progettare sistemi di condizionamento commerciali di nuova generazione, pur restando commercialmente competitivi.

chillers.danfoss.it

Meet us at

CHILLVENTA Hall 7 - 126

AHR 2014 EXPO C4506



ENGINEERING
TOMORROW

Danfoss

The natural leader

CHILLVENTA
11-13 OCTOBER 2016
HALL 7 - STAND 524

CO₂ - Glycol
HCF - NH₃



The biggest CO₂ Laboratory in Europe.

Test at 190 bar for CO₂ products.

The highest performances with natural refrigerants.



www.luvegroup.com



www.luve.it

Novità Prodotti

VENTILAZIONE CON RECUPERO DI CALORE AD ALTA EFFICIENZA

Al giorno d'oggi trascorriamo gran parte del tempo in ambienti chiusi che ci espongono involontariamente ad agenti biologici nocivi come batteri, virus, muffe e prodotti chimici. HRD2 è la nuova unità di rinnovo Climaveneta che filtra l'aria esterna restituendola all'ambiente più fresca e pulita.

Cuore pulsante della nuova unità è il recupero di calore ad alta efficienza che consente di estrarre l'energia contenuta nell'aria di espulsione e riutilizzarla per condizionare o riscaldare l'aria di rinnovo. Mediante un sistema in controcorrente a piastre di alluminio dotate di sigillatura, il recuperatore assicura infatti una perfetta separazione dei flussi d'aria e un rilascio costante del flusso d'aria all'interno dell'edificio.

Ne derivano livelli di efficienza fino all'86% che superano quelli stabiliti dalla normativa Eco-design.

Bypass con serranda motorizzata

Ulteriore elemento distintivo di HRD2 è il sistema bypass con serranda motorizzata che permette di sfruttare i vantaggi del free cooling e del free heating. Quando la temperatura esterna è superiore o inferiore alla temperatura interna sommata al differenziale di free cooling (o free heating), la serranda si apre, permettendo all'unità di impiegare la capacità termica o frigorifera contenuta nell'aria esterna. HRD2 monta ventilatori centrifughi con motore EC la cui velocità di rotazione è affidata ad un controllore di ultima generazione che mediante algoritmi avanzati permette di regolare con estrema precisione i flussi dell'aria di mandata elaborando solo la portata necessaria.

Disponibile con portate aria da 430 a 3700 m³/h, HRD2 è un sistema completo che può essere installato orizzontalmente e verticalmente, con mandata aria a destra o a sinistra.

www.climaveneta.com



AIR HEAT EXCHANGERS



BRAZED PLATE



SPECIAL PRODUCTS



SHELL & TUBE

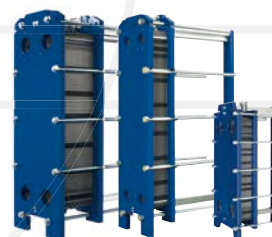


PLATE & FRAME

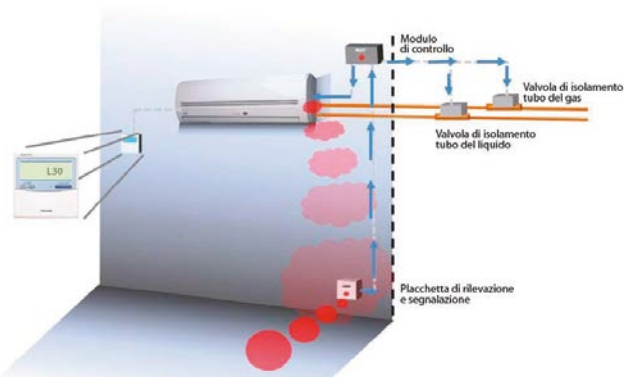


ADVANCED HEAT EXCHANGERS

Onda spa Headquarters

v. Lord Baden Powell, 11 - T. +39 0444 720720 - 36045 Lonigo (VI) Italy - onda@onda-it.com - www.onda-it.com

RILEVATORE DI PERDITE DI GAS REFRIGERANTE



La perdita di gas refrigerante in qualsiasi impianto è causa di una riduzione delle prestazioni e della relativa efficienza dell'impianto, andando a impattare sui costi di gestione. Nonostante il gas R410 non sia né tossico né infiammabile, in un ambiente chiuso e con poco riciclo di aria, potrebbe essere causa di problemi respiratori. Allo scopo di preservare la sicurezza degli ambienti e gli sprechi di energia l'Europa ha emanato una norma UNI EN 378 che impone, in caso di una perdita, di non superare la concentrazione di 440 g/m³. Nei locali piccoli questa soglia potrebbe essere superata; è quindi necessario installare un sistema di rilevazione delle perdite di gas. Il rilevatore messo appunto da Toshiba è costituito da un sensore collegato all'unità interna che misura la concentrazione di refrigerante e, in caso di perdita, crea un allarme sia visivo che sonoro. In aggiunta, per aumentare la sicurezza, è possibile installare, direttamente a monte delle tubazioni, delle valvole di intercettazione che isolano l'unità interna che è causa della dispersione di refrigerante. In questo caso si interrompe la fuoriuscita di gas e l'impianto può continuare a funzionare in attesa di un intervento del tecnico.

I rilevatori sono compatibili con l'intera gamma di sistemi VRF e collegabili a tutti i modelli di unità interne disponibili.

www.toshiba.it

SMART BUILDING, DATI IN TEMPO REALE

Honeywell presenta EBI R500, nuova release di Enterprise Buildings Integrator, il più importante sistema per la gestione degli edifici sviluppato da Honeywell. EBI R500 sfrutta la connettività degli edifici per trasformarli in asset strategici per le aziende.

Le principali caratteristiche del sistema comprendono:

Maggiore quantità di dati — I miglioramenti di performance di EBI incrementano la quantità di dati del 200%, aumentano la connettività generale dell'edificio e riducono i costi IT grazie all'utilizzo di un numero inferiore di server EBI. I facility manager avranno a disposizione dati sull'edificio ancora più granulari, sia relativi alla temperatura degli ambienti, ai livelli di umidità e alla qualità dell'aria, che ai punti di controllo degli accessi e ai feed di video sorveglianza.

Migliore Compliance IT — EBI è compatibile con l'ultimo sistema operativo Microsoft Windows e Windows 2012 Server agevolando un costante adeguamento agli standard operativi dei sistemi IT e della sicurezza.

Connettività Cloud e Mobile — Tra le novità di EBI R500 figura la nuova mobile app progettata per fornire ai facility manager maggiore consapevolezza sulle performance e sul funzionamento del building. I facility manager riceveranno su smartphone e tablet le notifiche di eventuali problemi sul sistema e sulla strumentazione prima che si verifichino guasti o interruzioni del funzionamento. Grazie alla mobile app è possibile accedere da remoto alla gestione del building e dei dati relativi. EBI è abilitata al cloud e può connettersi a una serie di servizi cloud di Honeywell, alcuni dei quali analizzano i dati della struttura, facilitano scelte relative al miglioramento delle performance dell'edificio e alla riduzione dei costi energetici.

www.ebi.honeywell.com



www.acmonline.it

ACM
KÄLTE KLIMA

UN'ESPERIENZA LUNGA OLTRE 10 ANNI



- Refrigeratori aria/acqua
- Pompe di calore aria/acqua
- Refrigeratori acqua/acqua
- Pompe di calore acqua/acqua
- Free cooling
- Unità polivalenti aria/acqua
- Unità motocondensanti
- Unità motoevaporanti
- Condensatori remoti
- Climatizzatori di precisione
- Roof-top

ESPONIAMO A CHILLVENTA 2016 - HALL 4A / STAND 115

ACM Kälte Klima Srl

via dell'Industria, 17 - 35020 ARZERGRANDE (PD) - ITALY
Tel. +39 049 58 00 981 r.a. - Fax +39 049 58 00 997

www.acmonline.it - info@acmonline.it



Novità Prodotti

COMPRESSORI CON AMPIA GAMMA DI MODULAZIONE

Emerson Climate Technologies ha rilasciato altri tre compressori Digital Scroll della serie "Summit" K5E, estendendo fino a 15 HP la gamma Digital esistente. Grazie a una modulazione continua della capacità dal 10% al 100%, la gamma per medie temperature offre ora una capacità di raffreddamento fino a 26 kW, mentre la gamma per basse temperature dotata di tecnologia a iniezione di vapore offre una capacità di raffreddamento fino a 12,5 kW.

Questi compressori sono particolarmente indicati per le applicazioni con multi-evaporatore o per qualsiasi applicazione che necessita di un'ampia gamma di modulazione della capacità quali celle frigorifere multiple del settore alimentare, unità condensanti e centrali di compressori per il settore della piccola distribuzione e per sistemi di raffreddamento di precisione o del settore industriale leggero.



Refrigeranti standard e a basso GWP

La nuova serie Digital "Summit" K5E prevede un funzionamento a basso livello di rumorosità per applicazioni che richiedono un'elevata silenziosità e offre la possibilità di effettuare iniezione sia di liquido che di vapore per il modello a bassa temperatura ZFD41K5E. I modelli sono approvati e qualificati per i refrigeranti standard R404A, R407A/F e R134a, e per le alternative a basso GWP quali R448A e R449A. I compressori delle gamme ZBD e ZFD hanno tutti la stessa base di montaggio, il che semplifica per i produttori le operazioni di integrazione nei vari sistemi di refrigerazione quando usati in rack insieme ai modelli esistenti "Summit" K5 a velocità fissa.

www.emersonclimate.com

NUOVA SERIE CASSETTE LIGHT

Comfort, design e tecnologia 100% made in Italy

ventilclima.com
aliseogroup.com



LIGHT & LIGHT-ECM

L'INNOVATIVO VENTILCONVETTORE A CASSETTA

LIGHT è l'innovativo ventilconvettore a cassetta 100% made in Italy, risultato di un'attenta progettazione e ricerca stilistica, che garantisce un perfetto connubio tra design moderno e minimalista, elevate performance, basse emissioni sonore ed una spiccata facilità di installazione e manutenzione grazie al sistema EasyWaySystem. L'unità è disponibile in 5 taglie di potenza nel formato 600x600mm (certificata EUROVENT) e in 3 taglie di potenza nel formato 900x900mm (in fase di certificazione EUROVENT), complete di un'ampia gamma di controlli che offrono molteplici soluzioni di regolazione. Il pannello frontale è realizzato in ABS bianco satinato, disponibile anche con alette manuali o automatizzate (nella versione 600x600). Grande flessibilità di personalizzazione dell'unità è garantita dalle molteplici combinazioni di kit valvole e resistenze elettriche integrabili all'interno dell'unità direttamente in fase di produzione. Tutta la gamma è disponibile anche con innovativi motori EC tipo Brushless, che assicurano eccezionali riduzioni dei consumi fino ad oltre il 75%.



guarda il video



Massima silenziosità



Alette motorizzate



Design d'avanguardia



Valvole integrate



Motore EC



Resistenza elettrica integrata



Effetto coanda



EasyWaySystem



Effetto anti-stratificazione

SISTEMA INTEGRATO PER MONITORARE LA CLIMATIZZAZIONE



H2H Facility Solutions, società bolognese del Gruppo Manutenco-op specializzata nella fornitura di servizi di facility management, ha realizzato un sistema integrato di monitoraggio per l'individuazione real time dei problemi tecnici e dei malfunzionamenti relativi agli impianti di climatizzazione (caldaie, gruppi frigo e pompe di calore). Il nuovo sensore messo a punto da H2H, una volta applicato agli impianti, è in grado di segnalare un qualunque blocco che ne infici il corretto funzionamento. In seguito alla rilevazione dell'allarme, viene inviata una segnalazione via GPRS, Wi-Fi o Blue Tooth verso un server di gestione dei dati sul quale sono georeferenziati tutti gli immobili e relativi impianti gestiti da H2H. Il guasto rilevato viene analizzato dall'Assistenza Clienti che attiva quindi il pronto intervento in modo tale che il tecnico possa intervenire in tempi brevissimi e informare il cliente in merito alle problematiche in corso e alle azioni correttive intraprese. Il vantaggio reale e tangibile è rappresentato dal fatto che il problema viene risolto ancora prima che le persone presenti nell'immobile possano accorgersi che si è effettivamente verificato un malfunzionamento.

L'azienda sta eseguendo ulteriori studi e test con l'obiettivo di implementare un vero e proprio ecosistema di sensori in maniera strutturata, mediante tecnologie e algoritmi sempre più elaborati, e renderlo parte integrante della propria offerta in un'ottica di miglioramento continuo del servizio erogato.

www.h2hfs.com

il freddo a noleggio

servizio di supervisione e teleassistenza 24h su 24



**OLTRE 10 ANNI
DI ESPERIENZA**

**BRENTA[®]
RENT**
Il freddo a noleggio

Specialisti del freddo a noleggio per climatizzazione e raffreddamento di processo. Consulenze pre-installazione e forniture chiavi in mano. Servizio di supervisione e teleassistenza con possibilità di monitoraggio consumi elettrici.

SETTORI DI APPLICAZIONE

- alimentare
- farmaceutico
- petrolchimico
- GDO
- hotel/residence
- ospedali
- fiere / eventi
- spettacoli
- ristrutturazioni
- piste ghiaccio
- cantine
- prodotti deperibili

PARCO MACCHINE

potenze da 25 kW a oltre 1000 kW

- gruppi frigoriferi (chiller)
- pompe di calore
- unità di trattamento aria
- condizionatori roof top
- condizionatori ad armadio
- stazioni di pompaggio



ESPONIAMO A CHILLVENTA 2016 - HALL 4A / STAND 115

BRENTA RENT Srl

Arzergrande (PD) - ITALY - Via Dell'Industria, 17

tel. +39 049 5800034 fax +39 049 9724623 mobile +39 347 0554982

www.brentarent.it brenta@brentarent.it



COP21, VERSO UN FUTURO MIGLIORE



Il COP21 (21a Conferenza delle Parti del Protocollo di Montreal) di Parigi ha segnato finalmente l'accordo planetario sulla riduzione dei gas serra (minimo 55 aderenti con il 55% dell'emissione totale). Mancavano i due big (Cina 10,6 tonnellate di CO₂ nel 2014, USA 5,3 tonnellate: totale 40% delle emissioni globali) che oggi hanno formalmente aderito ai programmi di riduzione. Quando gli accordi saranno ratificati dai singoli governi (nessun dubbio per la Cina) il mondo si avvierà verso un futuro certamente migliore. D'altro canto, già un po' prima del 2010, per gli enormi progressi tecnologici compiuti principalmente in Europa e negli Stati Uniti, la quantità di emissioni cominciò a non seguire più con la stessa intensità la progressione della domanda/produzione di energia elettrica: per il 2020 si prevede che la forbice presenterà differenze sostanziali quando la produzione di elettricità si porterà a circa 2,4 volte rispetto al 1999 mentre la produzione di CO₂ resterà stabile a 1,8 volte. Per il 2030 il rapporto è previsto a circa 3 contro 1,8. Pare a questo punto che il temuto limite insormontabile di 2 gradi centigradi di aumento della temperatura terrestre che si era inizialmente fissato potrà essere addirittura migliorato abbassandolo a 1,5 gradi.

TERMODINAMICA SOTTO LALENTE

Un'intrigante notizia viene da UCLA, la nota università californiana dove alcuni fisici hanno scoperto delle devianze dalle leggi fondamentali della termodinamica. Sappiamo in base a dette leggi che, lasciando una torta di mele calda fuori della finestra in una notte invernale, dopo un adeguato periodo di tempo l'intera torta raggiunge la stessa temperatura dell'atmosfera circostante. Ebbene negli esperimenti di refrigerazione condotti su particelle elettrizzate (ioni), esperimenti più facili da eseguire che non sull'intera materia, si è constatato che ioni caldi, immersi un in atmosfera di gas refrigerante, non assumono la temperatura del gas, ma si posizionano a due diverse temperature (prossime a quella del gas) dipendenti dalla loro temperatura iniziale. In altri termini, ioni caldi assoggettati a raffreddamento anti-fluttuazione (buffer cooling, essenziale nella creazione dell'antimateria), non raggiungono mai la stessa temperatura del gas nel quale sono immersi. In realtà il fenomeno studiato non contraddice totalmente le leggi della termodinamica ma dimostra che vi è ancora molta materia di approfondimento.

RAFFREDDARE LE SUPERFICI ESPOSTE AD ELEVATO CALORE

Raffreddamento di superfici esposte ad elevatissimo calore. I ricercatori dell'Istituto Indiano delle Scienze in collaborazione con l'Istituto Giapponese di Tecnologia hanno messo a punto un sistema di raffreddamento delle superfici esterne di una navicella aerospaziale assoggettate ad elevatissimo calore aerodinamico dovuto alla velocità variabile da 4 a 9 km/s al loro ingresso nell'atmosfera del pianeta Marte (che inizia a 125 km di altitudine dalla sua superficie). Uno strato poroso che ricopre l'esterno della superficie della navicella permette l'emissione (controllata) di refrigerante che va a formare un film che assorbe per via convettiva il calore che si produce spazzandolo letteralmente via a mano a mano che nuovo refrigerante viene espulso dai pori.

HUAYI CONTRO L'R449A



La fabbrica spagnola di compressori ermetici Huayi ha annunciato di non considerare R449A (l'Opteon XP40 della Chemours) adatto come refrigerante drop-in nei suoi compressori ermetici Cubigel. Estese prove compiute nel loro programma di ricerca per un sostituto di R404A ha portato a questa conclusione principalmente a causa di possibile surriscaldamento del motore e del frequente intervento del protettore di sovraccarico. L'R452A (Opteon XP44) può rappresentare una soluzione fattibile, ma il suo impiego deve essere valutato caso per caso perché un possibile surriscaldamento dell'involucro esterno può influire negativamente sulla durata della vita del compressore. Anche se è ignoto se la Società stia facendo prove su alternative Honeywell ha confermato il consenso all'uso di R290 e R600a.

CHILLER A R1233ZD, RISCHIO CLORO

Alcune perplessità dovute alla presenza di cloro, sia pure in minime quantità, sono sorte sull'uso di R1233zd nei chiller centrifughi, utilizzato recentemente da Carrier e poi da molti altri costruttori. Anche se il suo ODP non è esattamente zero (come si richiede ai nuovi refrigeranti) esso rientra nei limiti imposti dai regolamenti sia della UE che degli USA e del Giappone che ne permettono l'utilizzazione. D'altro canto Honeywell, produttore di questo gas, ne difende la sua stabilità (molto simile a R123) e la sua efficienza particolarmente adatte all'uso nei compressori centrifughi. Anche un'altra olefina introdotta da Honeywell, R1234ze, risulta perfettamente adatta ai compressori a vite. In sostanza deviazioni minime sembrano accettabili in vista della completa sostituzione degli HFC.

LADRO DI RAME, LA PRIMA CONDANNA

Per la prima volta negli Stati Uniti un ladro di tubi di rame tagliati da un impianto di condizionamento dell'aria è stato condannato da un giudice dell'Ohio a 54 mesi di prigione oltre ad una multa di quasi 30 mila dollari per danno ambientale (crimine federale) causato dal rilascio in atmosfera del refrigerante contenuto nell'impianto. Il ladro aveva rubato diverse unità in una zona residenziale ed era stato inseguito dalla polizia scappando ad oltre 150 all'ora. La sentenza del danno ambientale comprende la pena per il furto in se stesso.



ALTERNATORE ELETTRICO PER I VEICOLI REFRIGERATI

Dopo prove durate sei anni, Carrier Transicold ha introdotto un nuovo sistema per il comando dell'impianto di refrigerazione dei suoi veicoli refrigerati. La nuova unità di refrigerazione viene azionata da un alternatore elettrico connesso al motore del veicolo (anziché da una semplice trasmissione meccanica) che permette di alimentare il sistema indipendentemente dalla velocità alla quale il veicolo viaggia. Il sistema è particolarmente adatto ai piccoli furgoni refrigerati adatti alla consegna di beni deperibili, veicoli soggetti a continue variazioni di velocità perché utilizzati nel traffico urbano solitamente congestionato. Inoltre, il compressore può essere montato all'interno della condensante evitando così lunghi e pericolosi percorsi delle linee del gas.

DAGLI USA UNA GUIDA PER USO E RICICLO DEI GAS REFRIGERANTI

AHRI, l'associazione statunitense dei costruttori di apparecchiature per la refrigerazione ed il riscaldamento, ha emanato la nuova Guida per l'utilizzo e riciclaggio di contenitori (bombole e cilindri) per gas refrigeranti. Le nuove linee-guida contengono le migliori pratiche per il riciclaggio a fine vita delle bombole di refrigeranti infiammabili e sono dunque di grande utilità, soprattutto in un momento come quello attuale che vede l'espandersi dell'uso di refrigeranti a basso GWP con indici di infiammabilità sia pure parziali. Le raccomandazioni per il riciclaggio delle bombole per fluidi infiammabili sono molto diverse da quelle per i fluidi non infiammabili particolarmente per quanto riguarda le norme di sicurezza. Per maggiori dettagli si contatti il sito AHRI.

R134a: QUESTIONE APERTA SULLA PERICOLOSITÀ

Non si ferma la diatriba in Germania sul bando di R134a (secondo la direttiva MEC) nella climatizzazione delle vetture, refrigerante da sostituire eventualmente con R1234yf. I costruttori germanici sostengono che R1234yf si disintegra sotto l'effetto delle radiazioni UV e pertanto può essere molto pericoloso. Honeywell, produttore del nuovo HFO, oppone che l'effetto degli UV su R1234yf è solo minimo come lo è nella stessa misura per R134a; in realtà, dice Honeywell, la disintegrazione può prodursi nell'atmosfera solo a causa dei radicali OH e non degli UV. La stabilità comunque del nuovo refrigerante, continua Honeywell, è stata provata positivamente dall'Istituto Metrologico Giapponese e dall'Amministrazione Oceani e Atmosfera degli USA. A oggi non vi sono segni di accomodamento su questa questione.



LU-VE ACQUISISCE UNA SOCIETÀ INDIANA

LU-VE ha annunciato la firma di contratti vincolanti per l'acquisizione della Spirotech Heat Exchangers Private Limited, società indiana leader nella produzione e commercializzazione di scambiatori di calore. LU-VE, le cui azioni sono state ammesse alle negoziazioni sul mercato Aim Italia nel luglio 2015, è la capogruppo del gruppo LU-VE, fra i principali produttori europei di scambiatori di calore e di apparecchi ventilati per il mercato della refrigerazione, del condizionamento e del raffreddamento dei processi industriali, con stabilimenti produttivi in Europa e in Cina. Spirotech è una società indiana con sede produttiva a Bhiwadi, nel Rajasthan, a circa 60 km a sud di Nuova Delhi, attiva nella produzione di scambiatori di calore rame/alluminio e alluminio/alluminio tecnologicamente avanzati, il cui fatturato è realizzato per oltre il 70% all'estero, con clienti le cui applicazioni finali sono destinate al mercato delle domestic appliances, del condizionamento e della refrigerazione. Fondata nel 1994 su iniziativa di Rajeshwar Kumar Malholtra e di Subramaniam Srinivasan, oggi rispettivamente presidente e amministratore delegato della società. Al closing, previsto "entro la fine di ottobre", LU-VE acquisterà il 95% del capitale sociale di Spirotech. Il restante 5% rimarrà di proprietà di S. Srinivasan, che manterrà il ruolo di Ad della società. Contestualmente al closing, è prevista la sottoscrizione di un contratto con S. Srinivasan, con il quale saranno concessi reciproci diritti di opzione di acquisto e vendita delle azioni, di cui mantiene la proprietà, decorsi tre anni dalla data del closing stesso.

CO₂ NEI SUPERMERCATI, BREVE PANORAMICA MONDIALE



Shecco, gruppo per la refrigerazione naturale, sulle pagine del magazine Accelerate Europe ha diffuso i dati che illustrano la crescita dell'utilizzo della CO₂ nel settore della refrigerazione commerciale. Con oltre 5.500 supermercati che utilizzano sistemi a CO₂ transcritica, l'Europa si conferma leader mondiale in termini di adozione di impianti con CO₂. Una crescita che non accenna a diminuire tanto che, secondo le previsioni di Shecco, a partire dal 2016 più di 6000 sistemi transcritici/anno si aggiungeranno a quelli attuali. L'utilizzo di sistemi a CO₂ sta iniziando a spopolare anche in altri paesi. Soprattutto in Giappone dove si è passati dalle 190 installazioni del mese di marzo 2014, ad oltre 1000 sistemi transcritici. Questo soprattutto grazie ai due principali rivenditori del paese, ovvero Lawson e AEON, che hanno deciso di abbracciare questa tecnologia. Per quanto riguarda il Nord America, il Canada guida la classifica con 139 supermercati che hanno adottato impianti a CO₂. Anche gli Stati Uniti hanno incrementato, seppure in maniera minore, l'utilizzo di questa tecnologia, passando dai soli 2 impianti installati nel 2013 ai 52 nel 2015. Segue con un certo distacco la Cina con solamente 8 supermercati subcritici e 1 transcritico. Vi è, tuttavia, l'aspettativa che questo dato potrebbe presto cambiare con l'apertura di supermercati internazionali — come Carrefour — che stanno cercando di aumentare la penetrazione della tecnologia.

Testo Unico sull'efficienza energetica: la proposta AICARR-CNI

L'obiettivo del Testo Unico è quello di portare un contributo di semplificazione e di valorizzazione di ciò che è stato fatto e di garantire un accordo interpretativo tra ciò che esiste ora e ciò che verrà o è in fase di completamento

di L.A. Piterà*

SUL RUOLO STRATEGICO che l'efficienza energetica riveste siamo tutti d'accordo: lo è l'industria, che la vede come strumento per imporsi sul mercato e uscire dalla crisi di questi anni, lo è la politica, che ne vede gli aspetti relativi alla crescita del Paese e all'occupazione, lo è il cittadino che paga le bollette e lo sono le Associazioni come AICARR, che ne promuovono la cultura. Anche l'Europa ha posto tra gli obiettivi del 20-20-20 l'efficienza energetica, che paradossalmente sarà l'unico obiettivo non conseguito, nonostante si rivolga a un settore, quello dell'edilizia, che ha un potenziale di riduzione dei propri consumi dell'ordine del 30÷40 %, per raggiungere il quale sono necessari semplificazione e sostegno.

Il nostro quadro legislativo nazionale in tema di efficienza energetica degli edifici è inutilmente complesso ed è tale da rendere sempre più difficili interpretazioni univoche su ciò che si deve fare dal punto di vista tecnico. Un problema, questo, che riguarda sicuramente le figure professionali del settore, dai progettisti ai certificatori, ma che coinvolge l'intera filiera, quindi anche i produttori e gli installatori. La preoccupazione riguardo a questa complessità non lascia indenni nemmeno gli amministratori pubblici e, più in generale, gli organismi di controllo, spesso costretti a interpretare passaggi legislativi non chiari, il che rende difficoltoso l'esercizio della loro funzione.

La domanda da porsi a questo punto è: Per

caso siamo stati così bravi da costruire un processo regolatorio talmente complesso da essere di intralcio invece che di supporto nel conseguimento degli obiettivi di efficienza energetica?

La risposta naturalmente è Sì e le motivazioni sono molte.

Innanzitutto, le Direttive europee in tema di efficienza energetica e fonti rinnovabili, emanate una dopo l'altra, sono spesso di difficile interpretazione. Ogni Direttiva, è noto, deve essere recepita dagli Stati Membri attraverso leggi nazionali o, come nel caso dell'Italia, anche attraverso leggi regionali. Il recepimento di una Direttiva che definisce i principi, ma non li sviluppa in termini applicativi lasciando agli Stati Membri questo compito, non è un passaggio semplice. Un esempio per tutti è la legislazione su un tema apparentemente non complesso, quello della certificazione energetica, che è stata completata dopo ben 14 anni dalla pubblicazione della Direttiva EPBD, nonostante in Italia sia stata introdotta ben 24 anni fa dalla legge 10/91.

La questione normativa non è da meno. Il mandato 343 assegnava al CEN il compito di definire norme tecniche a supporto della Direttiva EPBD; tali norme, circa 40, sono state emanate in ritardo rispetto ai tempi previsti per il recepimento della Direttiva e hanno dovuto spesso essere interpretate nella loro trasposizione a livello nazionale. Proprio da questa necessità di contestualizzare

le norme europee nella realtà italiana è nato l'intenso lavoro svolto dal Comitato Termotecnico Italiano, finalizzato a rendere disponibile il pacchetto di specifiche tecniche UNI-TS 11300 che con i Decreti 26 giugno 2015 sono diventate regole tecniche, per cui quanto era stato scritto per una applicazione volontaria è diventato cogente. Nel frattempo l'Europa, con il mandato 480, ha avviato un processo di revisione di tutte le norme CEN relative all'EPBD, che dovrebbero essere pubblicate all'inizio del 2017, il che comporta di fatto una revisione del pacchetto UNI-TS 11300 appena concluso.

Per non parlare poi della questione non ancora definita degli edifici a energia quasi zero, gli nZEB, che dovrebbero essere realizzati a livello Nazionale con le nuove regole nel settore pubblico a partire dal 2019 e in quello privato a partire dal 2021; in Regione Lombardia ambedue le scadenze sono state anticipate al 2016.

In questo contesto AICARR e il Consiglio Nazionale degli Ingegneri, il CNI, hanno proposto un Testo Unico

sull'efficienza energetica negli edifici, al fine di sopperire alla mancanza di chiarezza e talvolta di omogeneità a livello nazionale della legislazione sull'efficienza energetica del patrimonio edilizio nazionale.

Con questa proposta, AICARR e CNI si rendono interpreti di molte istanze di tutti i tecnici del settore che richiedono chiarezza e trasparenza.

L'obiettivo del Testo Unico, del quale sarà disponibile presto una prima versione, non è quello di

aggiungere una ulteriore legge alle numerose che già esistono ma, al contrario, di portare un contributo di semplificazione e di valorizzazione di ciò che è stato fatto e di garantire un accordo interpretativo tra ciò che esiste ora e ciò che verrà o è in fase di completamento. Questa semplicità permetterà senza dubbio alle Istituzioni di esercitare con efficienza, ma anche con serenità, le attività di verifica e controllo, ma soprattutto restituirà agli utenti una maggiore certezza sulle prestazioni energetiche dichiarate di edifici e impianti.

AiCARR e CNI hanno deciso di rispondere a questo bisogno collettivo, avviando un duplice

processo; da una parte, nel lungo periodo, la proposta ai Ministeri competenti di un testo legislativo che necessiti di una precisa volontà politica dall'altra, nel breve medio periodo, la redazione di guide alla lettura dei testi legislativi, di documenti di interpretazione interassociativi e di un Testo Unico commentato, il cui indice è riportato nel Box 1.

* Luca A. Piterà, Segretario Tecnico AiCARR

BOX 1

TESTO UNICO DELLE DISPOSIZIONI LEGISLATIVE E REGOLAMENTARI IN MATERIA DI EFFICIENZA ENERGETICA IN EDILIZIA – PROPOSTA AICARR-CNI

TITOLO I – DISPOSIZIONI GENERALI

- Art. 1 Ambito di intervento e Finalità
- Art. 2 Competenze delle regioni e degli enti locali
- Art. 3 Definizione degli interventi edilizi in tema
- Art. 4 Emanazione di norme tecniche
- Art. 5 Individuazione della zona climatica e dei gradi giorno
- Art. 6 Classificazione generale degli edifici per categorie

TITOLO II – DEFINIZIONI

- Art. 7 Definizioni generali
- Art. 8 Prestazione energetica dell'edificio
- Art. 9 Edificio a energia quasi zero

TITOLO III – REQUISITI DELLE PRESTAZIONI ENERGETICHE DEGLI EDIFICI

- Art. 10 Ambito di applicazione o di intervento
- Art. 11 Gli indicatori di prestazione energetica: procedure e riferimenti normativi
- Art. 12 Criteri generali per il calcolo della prestazione energetica degli edifici e per la loro classificazione in base alla destinazione d'uso
- Art. 13 Prescrizioni comuni per gli edifici di nuova costruzione, gli edifici oggetto di ristrutturazioni importanti o gli edifici sottoposti a riqualificazione energetica
- Art. 14. Requisiti e prescrizioni specifiche per gli edifici di nuova costruzione o soggetti a ristrutturazioni importanti di primo livello. Requisiti degli edifici a energia quasi zero
- Art. 15 Requisiti e prescrizioni specifiche per gli edifici soggetti a ristrutturazioni importanti di secondo livello
- Art. 16 Requisiti e prescrizioni specifiche per gli edifici esistenti sottoposti a riqualificazione energetica
- Art. 17 Requisiti e dimensionamento degli impianti termici
- Art. 18 Rendimento minimo dei generatori di calore
- Art. 19 Termoregolazione e contabilizzazione
- Art. 20. Misurazione e fatturazione dei consumi energetici
- Art. 21 Disposizioni Transitorie per la progettazione, messa in opera ed esercizio di edifici e di impianti
- Art. 22 Funzioni delle Regioni e delle Province Autonome

TITOLO IV – ATTESTAZIONE DELLA PRESTAZIONE ENERGETICA

- Art. 23 Ambito di applicazione degli attestati di prestazione energetica
- Art. 24 Soggetti abilitati
- Art. 25 Requisiti di indipendenza e imparzialità dei soggetti abilitati alla certificazione della prestazione energetica degli edifici
- Art. 26 Funzioni delle Regioni e Province autonome
- Art. 27 Criteri di classificazione degli edifici
- Art. 28 Modello di attestato di prestazione energetica e indicatori e informazioni espresse

TITOLO V – DIAGNOSI ENERGETICA DEGLI EDIFICI

- Art. 29 Ambito di applicazione della diagnosi energetica
- Art. 30 Requisiti minimi della diagnosi energetica
- Art. 31 Soggetti abilitati alla diagnosi energetica

TITOLO VI – ESERCIZIO E MANUTENZIONE DEGLI IMPIANTI TERMICI PER LA CLIMATIZZAZIONE

- Art. 32 Facoltà delle Amministrazioni comunali in merito ai limiti di esercizio degli impianti termici
- Art. 33 Criteri generali, in materia di esercizio, conduzione, controllo, manutenzione e ispezione degli impianti.
- Art. 34 Criteri generali, requisiti e soggetti responsabili per l'esercizio, il controllo e la manutenzione degli impianti termici per la climatizzazione invernale ed estiva
- Art. 35 Valori massimi della temperatura ambiente
- Art. 36 Limiti di esercizio degli impianti termici per la climatizzazione invernale
- Art. 37 Esercizio e manutenzione degli impianti termici per la climatizzazione invernale ed estiva
- Art. 38 Competenze delle Regioni e delle province Autonome.

TITOLO VII – CONTROLLI, VERIFICHE E SANZIONI

- Art. 39 Controlli e verifiche sulle prestazioni energetiche degli edifici
- Art. 40 Controlli e verifiche sulla attestazione della prestazione energetica degli edifici
- Art. 41. Controlli e Verifiche sulla Diagnosi Energetica
- Art. 42 Controlli e Verifiche sull'esercizio e manutenzione degli impianti termici
- Art. 43 Sanzioni

Nota: Nella redazione del Testo Unico non è stata presa in considerazione tutta la legislazione in tema di incentivazione e detrazione fiscale.

Il trattamento dell'aria negli impianti VRF-VRV misti

«I SISTEMI VRF-VRV MISTI sono un grande passo evolutivo nella tecnologia della distribuzione a espansione diretta e risolvono una delle maggiori problematiche delle versioni tradizionali: il trattamento dell'aria primaria».

Con questa affermazione comincia l'intervista a Michele Vio, al quale abbiamo richiesto un parere sulle possibili soluzioni per il trattamento dell'aria primaria nei sistemi a portata di refrigerante variabile.

A.J. Cominciamo col focalizzare il tema dell'intervista: per il trattamento dell'aria primaria è più adatta una batteria a espansione diretta o una alimentata ad acqua?

M.V. Vorrei fare una premessa fondamentale: non stiamo facendo un confronto tra i sistemi VRF-VRV e quelli idronici, ma stiamo ragionando sulle possibilità fornite dai sistemi VRF-VRV misti, in grado di adottare entrambe le soluzioni. Lo dico a scanso di equivoci: di sistemi idronici qui non si parla.

I sistemi VRF-VRV misti rappresentano una intelligente evoluzione delle versioni tradizionali, perché utilizzano non solo terminali ad aria, ma anche scambiatori intermedi per produrre acqua calda in riscaldamento e refrigerata in raffreddamento, unendo i vantaggi dei sistemi VRF-VRV tradizionali e quelli degli impianti idronici. Queste versioni sono nate soprattutto per gli edifici residenziali, per far convivere i sistemi VRF-VRV con il riscaldamento a pavimento radiante, ma possono essere utilizzate molto bene anche in impianti più complessi nel settore del terziario, dove il trattamento dell'aria primaria diventa rilevante.

La Figura 1 mostra l'applicazione di cui stiamo parlando. Nello schema superiore si vede la soluzione tradizionale, con una batteria di trattamento dell'aria a espansione diretta, e in quello inferiore si vede la soluzione mista. In questo caso la batteria di trattamento dell'aria primaria è ad acqua, prodotta da uno scambiatore intermedio collegato alle stesse tubazioni del refrigerante di tutto il resto del sistema VRF-VRV.

L'introduzione delle soluzioni miste ha migliorato la prestazioni dei sistemi VRF-VRV, soprattutto in termini di trattamento dell'aria primaria. L'innovazione è un'opportunità da cogliere, secondo Michele Vio



a cura della Redazione

Noto una differenza fondamentale: nello schema superiore i gruppi di unità esterne sono due, uno dedicato ai terminali dell'impianto e l'altro dedicato alla batteria del trattamento dell'aria; in quello inferiore, invece, c'è un solo gruppo di unità esterne.

Lo schema superiore è quello tipico consigliato dalla maggior parte dei produttori di sistemi VRF-VRV, mentre quello inferiore è una proposta migliorativa. Per comprenderla al meglio, però, dobbiamo andare per gradi, dividendo l'argomento di questa nostra chiacchierata in tre parti ben distinte:

- le problematiche del trattamento dell'aria primaria;
- le differenze rispetto al fluido utilizzato, refrigerante o acqua, con i rispettivi vantaggi e svantaggi;
- la necessità del recupero di calore anche in pieno inverno nei nuovi edifici molto isolati.

In quest'ultimo punto spiegherò perché conviene collegare il trattamento dell'aria primaria al circuito dei terminali.

Bene, cominciamo allora con le problematiche del trattamento dell'aria primaria. Perché il circuito frigorifero?

Innanzitutto, bisogna chiarire un punto. Si pensa che l'inserimento della batteria di trattamento della UTA nel circuito dei terminali dell'ambiente porti a una perdita di efficienza perché abbasserebbe inutilmente la pressione di evaporazione del resto dell'impianto e questo discorso può essere ripetuto in maniera analoga, ma non identica, per i sistemi idronici. Però questo ragionamento non

tiene conto della situazione odierna, soprattutto del fatto che ci sono altre soluzioni per risparmiare davvero energia: aumentare il valore di umidità relativa all'interno degli ambienti in estate e utilizzare recuperatori di calore a elevata efficienza.

Per cominciare, se si aumentasse il valore dell'umidità relativa al 55%, cosa assolutamente consigliata e auspicabile, si avrebbero i primi vantaggi. A questo proposito voglio subito prevenire un'obiezione, relativa al fatto che se si aumentasse il valore di UR non si realizzerebbero le condizioni di comfort: la norma UNI EN ISO 7730, che fornisce il metodo per la valutazione del comfort termico negli ambienti confinati, dice chiaramente che il valore dell'umidità relativa non influisce sul benessere termico se compreso nell'intervallo 30%-70%, per cui non è vero che un suo aumento porterebbe problemi alle persone. Tutto ciò a fronte di una riduzione della potenza richiesta alla batteria fredda e quindi dell'energia spesa durante tutta la stagione estiva.

Bisogna poi considerare l'utilizzo dei recuperatori ad alta efficienza. Facciamo un esempio, partendo

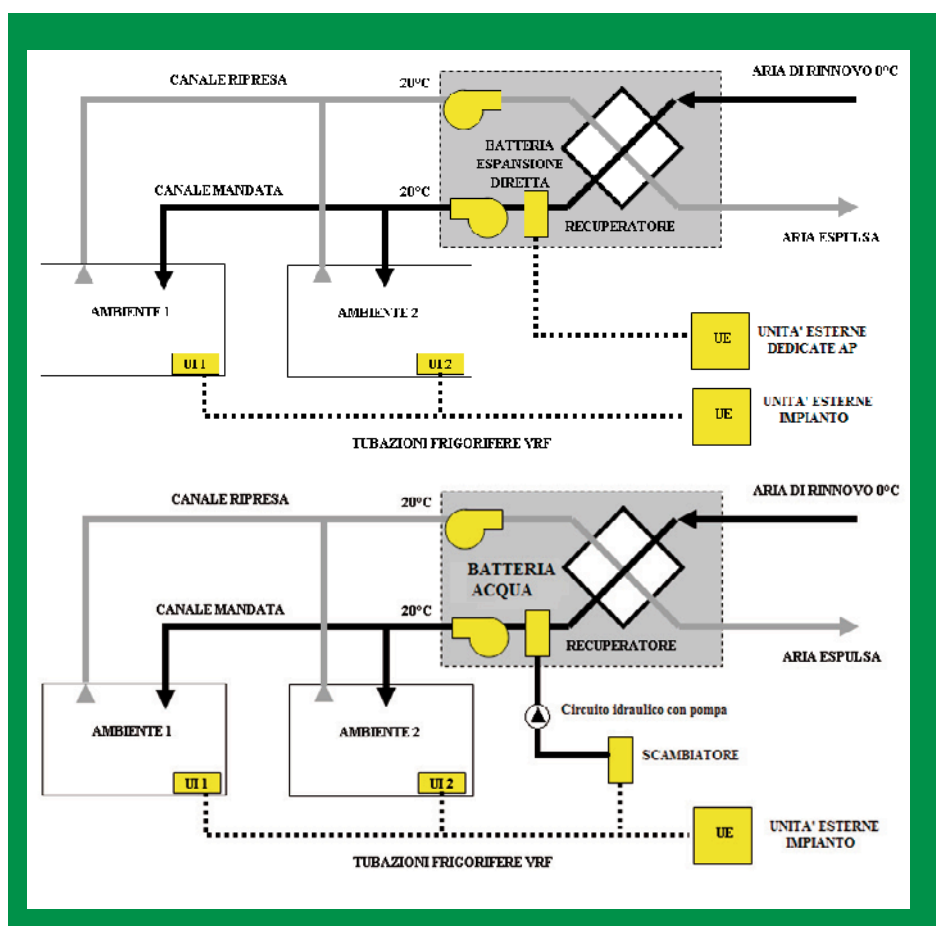


Figura 1 – Possibili soluzioni per il trattamento dell'aria primaria nei sistemi VRF-VRV misti

da condizioni dell'aria esterna tradizionali per i calcoli di progetto: $t = 35^\circ\text{C}$ e $UR = 50\%$. Per mantenere l'ambiente a $t = 26^\circ\text{C}$ e $UR = 50\%$, nel caso in cui la retta di esercizio sia pari a 0,82 l'aria deve essere immessa in ambiente a un valore di umidità specifica $x = 9,5\text{ g/kg}$. In questo caso la temperatura media del fluido passante per la batteria fredda della UTA, che dipende dal fattore di by-pass, BPF, è pari a $9,5^\circ\text{C}$ per $BPF = 0,05$, tipico di una batteria idronica con circa 8 ranghi e a 7°C per $BPF = 0,2$, tipico di una batteria ad espansione diretta a circa 3-4 ranghi (i Soci AiCARR possono scaricare gratuitamente dal sito un foglio excel che permette di effettuare facilmente questi calcoli). La presenza di un recuperatore di calore entalpico con efficienza pari a 0,7, sia sensibile che latente, aumenta la temperatura del fluido in entrambi i casi, facendola diventare pari a $11,6^\circ\text{C}$ con $BPF = 0,05$ e a $10,5^\circ\text{C}$, nel caso di $BPF = 0,2$, con un conseguente aumento della temperatura di evaporazione. La scelta del recuperatore entalpico è dovuta al fatto che è quello più adottato dai costruttori di sistemi VRF-VRV, perché è il

più adatto per il funzionamento di una batteria alimentata direttamente da refrigerante. Con una batteria alimentata ad acqua si possono utilizzare anche recuperatori di tipo diverso, ad esempio quelli solo sensibili coniugati al raffreddamento adiabatico diretto, più adatti al clima italiano (Vio, 2015; Corgnati et al., 2016a; 2016b). È evidente che l'introduzione del recuperatore aumenta notevolmente le temperature di evaporazione, per cui già così ci si domanda che senso abbia inserire delle unità di trattamento separate e un circuito a parte.

L'aumento dell'umidità relativa all'interno dell'ambiente porta anche altri vantaggi?

Certo e notevoli, sia dal punto di vista della potenza richiesta al trattamento dell'aria, sia da quello della temperatura media del fluido, come è dimostrato dalla Figura 2, che riporta i casi di batteria con $BPF = 0,05$, adatta alle soluzioni idroniche, e con $BPF = 0,2$, per i due valori di UR cui si è fatto riferimento, 50% e 55%. La Figura è relativa a una portata d'aria di rinnovo pari a $5000\text{ m}^3/\text{h}$.

Va subito evidenziato un punto: la minore potenza richiesta dalle batterie con $BPF = 0,2$ è solo apparente. Infatti, all'aumentare di BPF aumenta la temperatura dell'aria di immissione rispetto a quella che si ha con $BPF = 0,05$, quindi diminuisce la potenza sensibile resa disponibile per la climatizzazione degli ambienti. Di conseguenza, è necessaria una maggiore potenza da parte delle unità interne; di fatto, però, questo aumento di potenza relativo al trattamento dell'aria primaria è sostanzialmente annullato in un bilancio complessivo del fabbisogno dell'ambiente climatizzato.

L'aspetto fondamentale da sottolineare è la riduzione della potenza richiesta al trattamento, che è uguale a 5 kW in entrambi i casi, quindi indipendente dal fattore di by-pass della batteria fredda. Se si facesse un'analisi nel corso di tutto l'anno si vedrebbe che l'aumento dell'umidità relativa all'interno dell'ambiente porta vantaggi davvero elevati, perché all'abbassarsi della temperatura e dell'entalpia dell'aria esterna, si può alzare la temperatura media del fluido di alimentazione della batteria fredda, quindi la temperatura di evaporazione. A titolo di esempio, in Tabella 1 sono riportate la temperatura media del fluido, la temperatura di evaporazione e la temperatura di immissione dell'aria in funzione della temperatura e dell'umidità relativa dell'aria esterna, per due valori di BPF, nell'ipotesi che in ambiente sia $t = 26^\circ\text{C}$ e $UR = 55\%$, con retta di esercizio inalterata. L'innalzamento della temperatura media

Figura 2 – Trattamento dell'aria nel caso di $UR = 50\%$ (a sinistra) e $UR = 55\%$ (a destra)

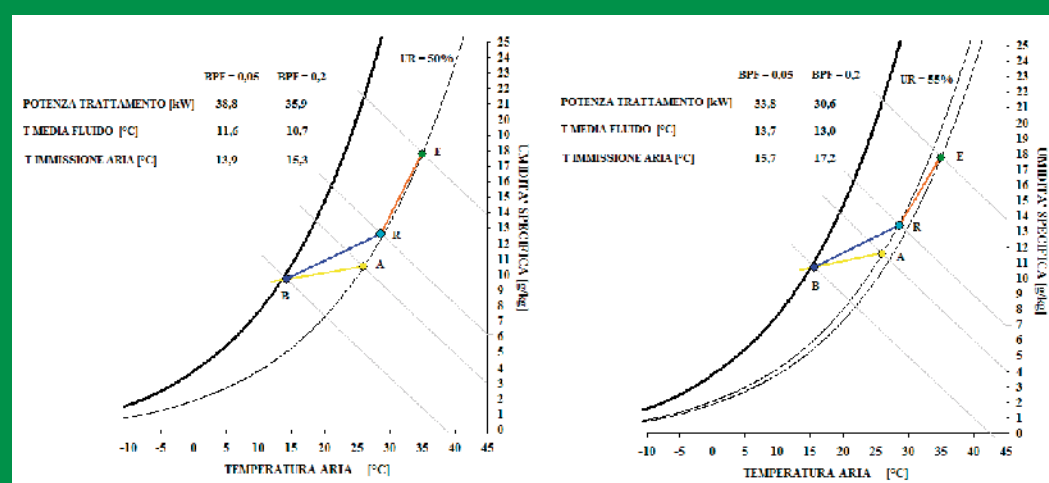


Tabella 1 – Valori della temperatura media del fluido, di quella di evaporazione massima e di quella di immissione in funzione della temperatura dell'aria e dell'umidità relativa all'esterno per due valori di BPF

	T aria [°C]	T media fluido [°C]			T evaporazione massima [°C]			T immissione aria [°C]		
		UR = 40%	UR = 50%	UR = 75%	UR = 40%	UR = 50%	UR = 75%	UR = 40%	UR = 50%	UR = 75%
Batterie con BPF = 0,05	35	14,2	13,7	-	6,7	6,2	-	15,7	15,7	-
	30	15	14,3	13,2	7,5	6,8	5,7	15,8	15,6	15,5
	25	19,6	15	14,1	12,1	7,5	6,6	20,0*	15,5	15,5
	20	19,9	19,9	17,9	12,4	12,4	10,4	20,0*	20,0*	20,0*
Batterie con BPF = 0,2	35	14,2	13	-	8,7	7,5	-	17,7	17,2	-
	30	14,6	14,3	12,5	9,1	8,8	7,0	17,4	17,4	16,7
	25	18,3	18,3	13,9	12,8	12,8	8,4	20,0*	20,0*	16,9
	20	19,5	19,5	19,5	14,0	14,0	14,0	20,0*	20,0*	20,0*

Note: Le aree in grigio evidenziano le condizioni in cui il recuperatore di calore è by-passato. Gli asterischi indicano le condizioni in cui il valore della temperatura di immissione è mantenuto pari a 20 °C dalla regolazione.

permette al sistema di lavorare con una temperatura di evaporazione tanto più elevata quanto minori sono la temperatura e l'umidità relativa dell'aria esterna e l'efficienza energetica aumenta di conseguenza: tanto per dare una stima indicativa, ma sostanzialmente corretta, all'aumentare di un grado centigrado della temperatura di evaporazione corrisponde un aumento di circa il 2,5% del valore di EER. Le temperature di evaporazione riportate in Tabella sono superiori nel caso di sistema a espansione diretta, ma potrebbe anche non essere sempre così, in quanto tutto dipende dalla generosità con cui si dimensiona lo scambiatore refrigerante-acqua, per la soluzione idronica. La vera sfida è riuscire a mantenere sempre UR = 55%, il che è facile con batterie alimentate ad acqua, ma è più difficile con l'espansione diretta. Se il valore di UR diminuisce, si ha uno spreco di energia.

Passiamo a un punto importante: quali sono le differenze principali tra una batteria alimentata ad acqua e una alimentata direttamente dal refrigerante?

Prima di spiegare le differenze legate al fluido di alimentazione della batteria è bene ricordare la differenza fondamentale tra un sistema ad espansione diretta e un sistema idronico, evidenziate in Figura 3. L'evaporatore è posto a contatto diretto con il flusso di aria da trattare nella soluzione a espansione diretta, mentre è a contatto con l'acqua in quella idronica; in questo secondo caso lo scambio termico è doppio: il flusso d'aria da trattare scambia calore con l'acqua del circuito attraverso la batteria fredda, che a sua volta scambia calore con il refrigerante del circuito frigorifero attraverso lo scambiatore refrigerante-acqua.

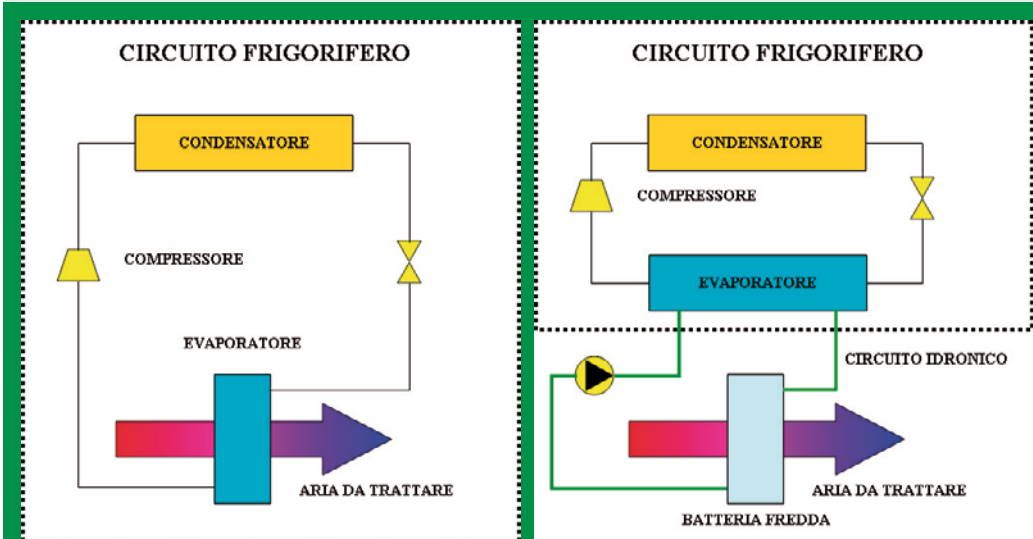
La Figura 3 permette di individuare immediatamente alcuni aspetti fondamentali delle

prestazioni dei terminali, e quindi delle batterie di scambio termico, nei due sistemi:

- nella soluzione idronica ogni elemento del circuito frigorifero è completamente svincolato dal flusso di aria da trattare, dal quale non è pertanto direttamente influenzato; analogamente, la batteria è autonoma rispetto al circuito frigorifero e può essere alimentata con acqua alla temperatura desiderata, indipendentemente dalle condizioni termoigrometriche del flusso d'aria;
- nella soluzione a espansione diretta l'evaporatore è a contatto con il flusso d'aria che, di conseguenza, influenza pesantemente le prestazioni di tutto il circuito frigorifero, determinando l'aumento della potenza del circuito frigorifero.

Al diminuire della temperatura dell'aria esterna la prestazione del circuito frigorifero migliora, perché la pressione di condensazione diminuisce e ciò comporta un aumento della potenza fornita dall'evaporatore che, nel caso di produzione di acqua refrigerata, influenza la sola componente sensibile: il sistema ne trae vantaggio perché può lavorare con una efficienza maggiore e con compressori maggiormente parzializzati. L'acqua è mantenuta alla temperatura desiderata mediante la regolazione, che può essere anche effettuata in modo semplice, esternamente al sistema VRF-VRV, mediante una banale valvola tre vie.

Figura 3 – Sistema a espansione diretta (a sinistra) e idronico (a destra)



Non è così quando si utilizza un sistema ad espansione diretta, perché l'aumento di potenza dovuto alle migliori condizioni dell'aria esterna va ad incidere sia sulla componente sensibile che su quella latente dello scambio della batteria. In questo secondo caso, c'è il rischio che l'umidità relativa non sia controllabile, con un inutile incremento dell'energia spesa.

Da questo punto di vista i costruttori di sistemi VRF-VRV hanno fatto grandi passi in avanti negli ultimi anni?

Di sicuro: i più importanti costruttori hanno molto migliorato il controllo della temperatura di evaporazione in funzione delle condizioni da mantenere all'interno dell'ambiente. A questo punto entra in gioco il fluido che attraversa la batteria: l'acqua è un fluido incompressibile e si trova sempre nelle condizioni desiderate. Sottolineo di nuovo un aspetto fondamentale: la regolazione della temperatura dell'acqua prodotta è molto semplice e può essere effettuata mediante la regolazione del sistema VRF-VRV, qualora questa sia sufficientemente evoluta, oppure molto più banalmente con una valvola a tre vie posta sul lato acqua dell'evaporatore dedicato. Inoltre, la portata di immissione dell'acqua in batteria può essere regolata molto bene in modo continuo in funzione delle esigenze dell'impianto. Il refrigerante, invece, è un fluido comprimibile e si trova in condizioni sempre diverse, dipendenti dalle condizioni dell'aria esterna, dal numero dei compressori in funzione, e, nel caso di sistemi VRF-VRV, anche dalle condizioni di lavoro di tutte le unità interne e dalla posizione della batteria fredda rispetto al circuito frigorifero. Per questi motivi le condizioni sono decisamente più variabili, per cui anche la regolazione più raffinata fatica a reggere un confronto con le prestazioni dell'alimentazione ad acqua. Tra l'altro la portata del refrigerante può essere modulata, ma non certo con la stessa precisione di quella dell'acqua. Quindi è più facile che l'umidità relativa derivi verso il basso, con conseguente spreco di energia.

Dunque, questo è il motivo per cui i produttori dei sistemi VRF-VRV suggeriscono lo schema superiore in Figura 1 nei casi di una soluzione con batteria fredda a espansione diretta? Perché così possono controllare meglio la temperatura di evaporazione?

Sì, ma lo schema si adatta sufficientemente bene solo nel caso di edifici poco isolati, molto peggio quando la trasmittanza diminuisce. C'è un ulteriore problema legato all'utilizzo dei recuperatori entalpici, che potrebbero richiedere una parzializzazione, o peggio ancora un by-pass totale, nel funzionamento invernale con temperatura dell'aria compresa i 5 °C e i 12 °C e umidità dell'aria prossima alla formazione di nebbia, condizioni abbastanza tipiche in tutta la Pianura Padana.

Meglio procedere con ordine, cominciando dalle problematiche legate all'isolamento dell'edificio. È stato dimostrato che negli edifici per uffici con isolamento termico molto elevato c'è la contemporanea necessità di raffreddare gli ambienti e riscaldare l'aria esterna, almeno nelle condizioni più critiche (Corgnati et al., 2016a). In queste condizioni, lo schema superiore di Figura 1 è perdente rispetto a quello inferiore. Infatti, è vero che i circuiti frigoriferi sono indipendenti e separati tra di loro (uno è dedicato solo al trattamento dell'aria e l'altro alla climatizzazione degli impianti) per ottimizzare la regolazione della temperatura di evaporazione del trattamento dell'aria, ma questa logica è valida finché i circuiti frigoriferi lavorano entrambi in riscaldamento o in raffreddamento, mentre decade completamente quando i funzionamenti sono opposti, in quanto non si può sfruttare il recupero di calore a causa della separazione fisica dei due circuiti. Questo comporta una perdita energetica notevole.

Nello schema inferiore della Figura, invece, trattamento dell'aria e climatizzazione degli ambienti fanno capo a un unico circuito frigorifero: si sfrutta il recupero di calore quando gli ambienti devono essere raffreddati mentre il trattamento dell'aria richiede energia termica per il suo riscaldamento.

Una tale situazione, però, dovrebbe verificarsi per poche ore l'anno, grazie all'elevata efficienza dei recuperatori di calore, pari a circa il 70%. È corretto oppure no?

Sarebbe abbastanza corretto se non avessimo a che fare con dei recuperatori entalpici, per di più del tipo a flussi incrociati, quindi difficilmente modulabili.

Il problema del recupero entalpico nel clima italiano l'ho già discusso lo scorso anno sulle pagine di questa rivista (Vio, 2015): in alcune situazioni invernali tipiche del nostro clima il recupero della parte latente è così elevato che porta gli ambienti in condizioni poco accettabili, con umidità relativa superiore al 60% e prossima al limite previsto dalla norma UNI EN ISO 7730 di cui abbiamo già parlato. Per evitare questo, bisogna parzializzare il recupero, laddove possibile, oppure by-passarlo completamente. Ovviamente la modulazione interviene non solo

sulla parte di scambio latente, ma anche su quella sensibile e tutto ciò implica una maggiore quantità di ore in cui vi è la contemporanea necessità di raffreddare gli ambienti e di riscaldare l'aria esterna. La ricerca che sto conducendo ora con il professor Corgnati del Politecnico di Torino, sta approfondendo questo tema, dimostrando tra l'altro che l'utilizzo del recuperatore entalpico, anche in climi non favorevoli, può essere una soluzione accettabile laddove si utilizzino gruppi frigoriferi polivalenti, oppure sistemi VRF-VRV con circuiti frigoriferi a recupero di calore. Totalmente diverso è il caso in cui il recupero di calore dal circuito frigorifero non venga utilizzato e vi sia un contemporaneo funzionamento di generatori diversi, uno che produca energia frigorifera e l'altro che produca energia termica: il risultato dal punto di vista energetico diventa pessimo.

Nel caso di sistemi VRF-VRV l'utilizzo di recuperatori entalpici è consigliabile, perché sono i più adatti a un trattamento dell'aria con batterie a espansione diretta. Negli edifici poco isolati, le eventuali perdite di energia dovute al mancato recupero di calore sono compensate dal minore consumo dei ventilatori, grazie alle minori perdite di carico della batteria fredda. Quindi, la soluzione non è di per sé sbagliata, ma ha sicuramente dei limiti nel caso di edifici isolati dove personalmente prediligo lo schema inferiore di Figura 1.

Lo schema inferiore di Figura 1 potrebbe però avere il limite descritto all'inizio: il valore della temperatura di evaporazione richiesta dall'aria primaria è più basso rispetto a quello delle unità interne. L'inserimento della batteria di trattamento della UTA nello stesso circuito frigorifero porterebbe a una perdita di efficienza perché abbasserebbe inutilmente anche la temperatura di evaporazione del resto dell'impianto. Come si supera questa criticità?

Con il corretto dimensionamento e il corretto posizionamento dello scambiatore di calore per la produzione dell'acqua refrigerata da inviare alla batteria fredda.

Consideriamo ancora le temperature di evaporazione mostrate in Tabella 1: i loro valori possono essere aumentati dimensionando generosamente le superfici di scambio dello scambiatore, cosa sempre possibile. A questo punto entra in gioco il posizionamento dello scambiatore, che deve essere posto sempre immediatamente prima delle unità esterne, a valle di tutte le unità interne: così facendo la temperatura di evaporazione richiesta non influisce negativamente sul resto del circuito. Bisogna considerare, infatti, anche le perdite di carico lungo la linea di aspirazione, che producono un abbassamento progressivo della temperatura di evaporazione. Per comprendere tutto ciò conviene osservare la Figura 4, che riporta uno schema unifilare della sola linea di aspirazione con l'indicazione delle temperature di evaporazione, il cui valore varia in un intervallo legato alla percentuale di carico alla quale funzionano le

singole unità interne che è tanto maggiore quanto maggiore è la temperatura dell'aria esterna, per cui la temperatura di evaporazione dello scambiatore di calore può variare tra circa 8 °C e 9 °C, valori assolutamente compatibili con quanto riportato in Tabella 1. Infatti, basta dimensionare un po' lo scambiatore per la produzione dell'acqua refrigerata per riuscire a produrre acqua alla temperatura desiderata anche con temperatura dell'aria pari a 35 °C.

Ovviamente, tale ipotesi vale solo se lo scambiatore di calore è posizionato prima delle unità esterne, altrimenti l'andamento delle temperature di evaporazione cambia sensibilmente. Per questo motivo sostengo la possibilità di utilizzare anche la soluzione ad acqua, così come prevista in Figura 1.

Nel funzionamento invernale il problema non sussiste, perché le perdite di carico sul lato di mandata influiscono molto meno dal punto di vista energetico e perché generalmente la temperatura dell'aria a monte della batteria fredda è più bassa di quella delle batterie delle unità interne, per cui i valori delle temperature di condensazione sono più equilibrati rispetto a quelli delle temperature di evaporazione in estate.

A questo punto possiamo cominciare a trarre delle conclusioni riassumendo quali sono i vantaggi e gli svantaggi delle due soluzioni e dove sia preferibile applicare l'una piuttosto che l'altra?

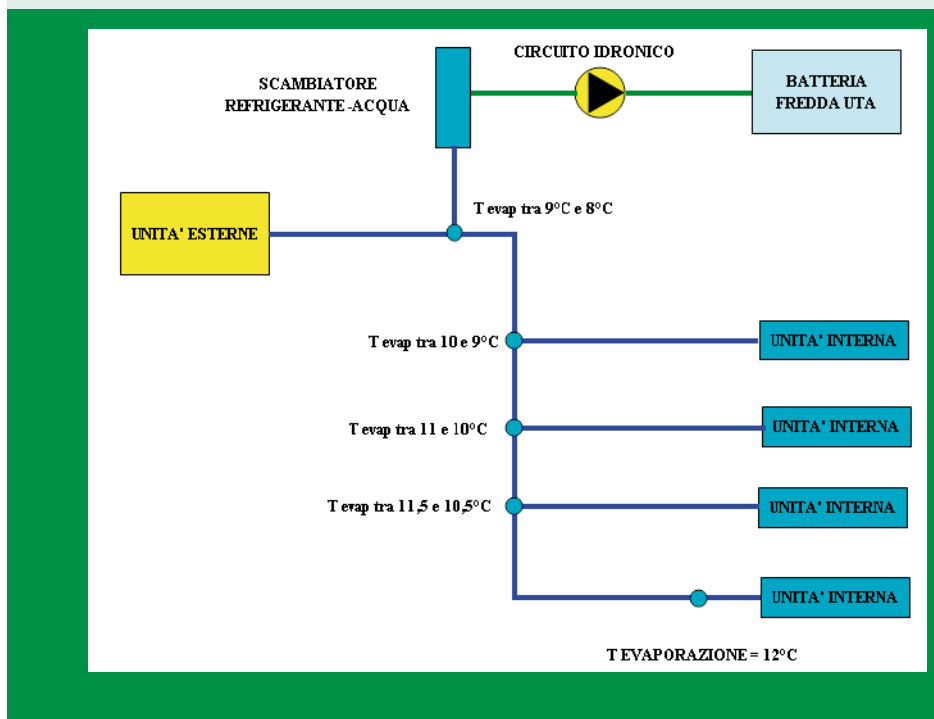
Cominciamo dalla soluzione a espansione diretta. Il suo principale vantaggio è la semplicità: non vi è alcun circuito idronico, non vi sono pompe né tubazioni con acqua in circolazione. La semplicità si traduce inevitabilmente in una riduzione dei costi di installazione, anche se questa è meno rilevante di quanto può apparire inizialmente, in quanto bisogna considerare la necessità di installare unità esterne dedicate con un circuito frigorifero separato.

Sotto l'aspetto energetico, il principale vantaggio è quello di richiedere batterie con numero di ranghi inferiore, quindi con perdite di carico ridotte rispetto alla soluzione con alimentazione ad acqua. I limiti sono quelli descritti in precedenza, legati soprattutto agli edifici isolati e talvolta, in alcuni climi, all'utilizzo del recupero di calore entalpico. Non vorrei dilungarmi oltre.

Veniamo adesso alla soluzione ad acqua. Il suo principale vantaggio è la flessibilità: il controllo del trattamento dell'aria è decisamente migliore dal punto di vista della temperatura, ma soprattutto da quello dell'umidità relativa all'interno dell'ambiente e può essere utilizzato in qualunque tipo di centrale di trattamento dell'aria, con qualunque tipologia di recuperatori di calore, anche quelli più adatti ai climi mediterranei. Per contro richiede un dimensionamento più preciso e quindi una progettazione più approfondita.

Le applicazioni vengono di conseguenza. La soluzione ad espansione diretta è consigliabile quando vi siano impianti semplici, di piccola o media potenza, preferibilmente in edifici non

Figura 4 – Andamento della temperatura di evaporazione nel circuito frigorifero



eccessivamente isolati, dove le eventuali perdite di energia dovute ai limiti della soluzione siano contenute in valori assoluti. Al contrario, la soluzione con alimentazione ad acqua è preferibile in contesti più complessi, non solo dal punto di vista energetico, ma anche per la necessità di un reale controllo delle condizioni termoigrometriche all'interno dell'ambiente. Tanto per capirci, nel caso di un museo, personalmente non avrei dubbi e andrei a scegliere la soluzione ad acqua.

Dal punto di vista energetico, la soluzione ad acqua è ottimale se progettata correttamente. Sarebbe sempre auspicabile eseguire simulazioni energetiche corrette con software adeguati e tool espressamente concepiti per questa tipologia di sistemi.

Quali conclusioni possiamo trarre da questa nostra chiacchierata?

L'introduzione delle soluzioni miste ha sicuramente migliorato le prestazioni dei sistemi VRF-VRV e permette di ampliare la loro diffusione anche in applicazioni prima adatte solamente ai sistemi idronici.

In particolare, i sistemi VRF-VRV misti offrono una opportunità in più per superare un grosso limite delle versioni tradizionali, rappresentato dal trattamento dell'aria. Si tratta di opportunità da cogliere da parte dei progettisti, cui è dedicato un ruolo fondamentale: l'industria offre delle innovazioni, ma

queste devono essere colte al balzo, se si vuole andare veramente nella direzione del risparmio energetico.

Purtroppo, ma questa è una mia impressione personale, sento in questo momento molti parlare di innovazione, ma essere sempre restii ad applicarla, perché domina la paura di sbagliare. All'interno delle stesse aziende, talune figure commerciali tendono ad aver paura delle novità: piacciono perché fanno vendere di più, ma poi, quando si vende, meglio farlo con qualcosa di già sperimentato, perché il rischio è minore.

Dal mio punto di vista, così non si va da nessuna parte. L'innovazione è sempre una opportunità della quale non bisogna mai avere paura. Sperimentare è la bellezza del nostro mestiere: se le soluzioni sono pensate correttamente, funzioneranno di sicuro anche se innovative. Di Cartesio utilizziamo ogni giorno i diagrammi da lui concepiti: dovremmo ricordarci di utilizzare più spesso anche il motto che lo rese famoso in campo filosofico "Cogito ergo sum". ■

BIBLIOGRAFIA

- Vio M. 2015. Recuperatori entalpici: perché sono poco adatti al clima italiano. Aicarr Journal, 33, 46-49.
- Corgnati S.P., Becchio C., Vio M., Prendin L., Magagnini M. 2016a. Influenza delle scelte progettuali sui consumi globali dell'edificio. Atti Convegno AiCARR Nuove frontiere per il risparmio energetico nell'approccio integrato alla climatizzazione: aspetti di controllo, accumuli termici, nuovi fluidi frigoriferi e ventilazione naturale, Padova.
- Corgnati S.P., Becchio C., Vio M., Babuin M., Ranieri M. 2016b. Confronto tra impianti a tutt'aria VAV e ad aria primaria: l'importanza dei consumi degli ausiliari. Atti Convegno AiCARR Soluzioni impiantistiche per edifici a basso consumo di energia: indirizzi normativi, tecnologie e strategie di gestione, Bologna.

LA GESTIONE DEL CANTIERE IN OSPEDALE cod.C18

RISCHI DA INTERFERENZE E CRITICITÀ PER LA SICUREZZA

PROGRAMMA

- Presentazione del corso.
- Cantieri temporanei e mobili ai sensi del Titolo IV del D.Lgs. 81/08.
- Il sistema prevenzionale lato Committenza: ruoli, compiti, strumenti, responsabilità.
- Il sistema prevenzionale lato Impresa: ruoli, compiti, strumenti, responsabilità.
- I principali oneri documentali (DVR, DUVRI, PSC, POS).
- Gli oneri della sicurezza.
- La fase di pianificazione e progettazione del cantiere: analisi del contesto, valutazione delle criticità ed interferenze, vincoli, aree di lavoro, carico/scarico, stoccaggi e depositi, protezioni, tempistiche e gestione degli orari in funzione delle lavorazioni, ecc.
- Coordinamento e cooperazione tra le diverse figure coinvolte nelle fasi di cantiere: Progettisti, Direttore Lavori, Imprese, RSPP, CSP/CSE, ecc.
- L'apertura di cantieri in contesti già funzionanti: operatività ed interconnessione di risorse (personale, finanziamenti, mezzi, attrezzature, tecnologie, ecc.).
- La realizzazione di nuovi edifici o l'ampliamento di reparti esistenti: le ripercussioni sul contesto in termini ambientali, igienico-sanitari, di salute e sicurezza, ecc.
- L'approccio multidisciplinare e interprofessionale tra esperti dei vari settori che operano in sanità (professionisti tecnici, sanitari, amministrativi, ecc.).
- I principali fattori di rischio derivanti dall'attività di cantiere: polveri, vapori, odori, rifiuti solidi e liquidi, emissioni acustiche e vibrazioni, sostanze pericolose, materiali combustibili ed infiammabili, sospensione e/o discontinuità delle utenze (acqua, elettricità, ecc.), presenza di personale esterno, ecc.
- Responsabilità e funzioni della Stazione Appaltante/Committenza: Servizio di Prevenzione e Protezione, Ufficio Tecnico, Direzione Sanitaria, ecc.
- Criticità in funzione della tipologia d'intervento (demolizioni e realizzazione di murature, cartongessi, pavimentazioni, ecc.), impianti (idrico-sanitario, raffrescamento, protezione incendi, gas medicali, ecc.).
- Criticità in funzione delle diverse aree sanitarie: diagnostica per immagini, sale operatorie, terapia intensiva, ecc.
- Incidenza del cantiere sul DVR, Piano di Emergenza e sul Sistema di Gestione della Sicurezza aziendale (SGSA).
- Esempificazioni in contesto ospedaliero e casi di studio.

DURATA 8 ore

VALIDITÀ Aggiornamento quinquennale di ASPP/RSPP ex art. 32 D.Lgs. 81/08 per i settori Ateco 3 Costruzioni, Ateco 4 Manifatturiero, Ateco 5 Chimico e Ateco 7 Sanità/Servizi Sociali (8 ore). Aggiornamento quinquennale di Coordinatore della Sicurezza (CSP/CSE) ex art. 98 D.Lgs. 81/08 (8 ore). Aggiornamento dei Lavoratori, Preposti, Dirigenti, RLS ex art. 37 per i summenzionati settori.

DESTINATARI Responsabili e Addetti al Servizio di Prevenzione e Protezione, Datori di Lavoro, Dirigenti, Preposti, Consulenti, Responsabili e Addetti alla manutenzione, Tecnici aziendali, Rappresentanti degli organi di vigilanza, Lavoratori, ecc. **In particolare:** Coordinatori della Sicurezza, Responsabili dei Lavori, RUP, Direttori Lavori e Progettisti.

DOCENTI Docenti - Formatori esperti in materia di salute e sicurezza sul lavoro e qualificati ai sensi del D.Lgs. 81/08 e del D.L. 06/03/2013. In particolare professionisti dalla pluriennale esperienza nel settore sanitario.

DIREZIONE SCIENTIFICA Arch. Ivan Masciadri

ATTESTATI Gli attestati nominali saranno rilasciati a seguito della frequenza completa del corso (sono permesse assenze solo per il 10% del monte ore totale) e a seguito del superamento del test di verifica dell'apprendimento. Gli attestati verranno inviati tramite posta elettronica certificata, previa verifica del pagamento della relativa quota.



Quine
FORMAZIONE

Technical and safety trainings

13 DICEMBRE 2016 PRENOTA SUBITO SU www.quineformazione.it

QUINE COLLABORA CON:



LSWR GROUP



QUINE Srl

Via Santa Tecla, 4 - 20122 Milano

Tel 02 864 105 - Fax 02 720 167 40

corsi@quine.it



CO₂ per la refrigerazione industriale

Sebbene ci siano ancora degli inconvenienti legati all'utilizzo della CO₂ negli impianti di refrigerazione il progredire della ricerca insieme al supporto dell'industria renderanno l'Anidride Carbonica sempre più interessante e popolare

di D.L. Fenton*

L BLOSSIDO DI CARBONIO, comunemente chiamata Anidride Carbonica (CO₂) fu brevettato per la prima volta da Alexander Twinning nel 1850 nel Regno Unito, e lì successivamente utilizzato nel condizionamento dell'aria e in applicazioni navali. Con lo sviluppo dei refrigeranti sintetici CFC, HCFC (e poi HFC) cominciato nel 1930, la sua popolarità è a poco a poco scemata fino a scomparire completamente intorno al 1960. Nella decade successiva o giù di lì fu scoperto e provato però che questi refrigeranti sintetici causavano l'assottigliamento

dello strato d'ozono dell'atmosfera superiore con una progressione che avrebbe potuto in breve tempo portare alla sua sparizione totale [1].

Alla luce di questa scoperta molte nazioni si accordarono per cessare la produzione dei refrigeranti dannosi entro tempi determinati in modo da permettere allo strato d'ozono di rigenerarsi. L'accordo fu raggiunto con il Protocollo di Montreal [2,3] e fu proprio in questo periodo che Lorentzen [4,5] ripropose la CO₂ come refrigerante alternativo.

Con la reintroduzione della CO₂ apparvero dapprima le sue applicazioni nel condizionamento degli autoveicoli e nei riscaldatori d'acqua a pompa di calore, seguite subito dopo da altre applicazioni con CO₂ utilizzata sia come refrigerante a bassa temperatura in sistemi di refrigerazione a cascata con altri refrigeranti sia come refrigerante unico. Oggigiorno solo in Nord America si

TABLE 1 CO ₂ and other refrigerant physical properties. ⁹					
	R-22	R-507A	R-404A	NH ₃	CO ₂
SOSTANZA NATURALE	No	No	No	Sì	Sì
FORMULA CHIMICA	CHClF ₂	R-125/143a (50.0/50.0)	R-125/142a/134a (44.0/52.0/4.0)	NH ₃	CO ₂
MASSA MOLECOLARE	86.5	98.9	97.8	17.0	44.0
ODP	0.04	0	0	0	0
GWP	1,790	4,000	3,700	<1	1
PRESSIONE CRITICA (bar)	49.89	37.05	37.28	113.28	73.75
TEMPERATURA CRITICA (°C)	96.16	70.61	72.05	132.27	31.0
PUNTO DI BOLLA (°C)	-40.81	-44.77	-46.21	-33.30	-78.41
PUNTO DI CONGELAMENTO (°C)	-157.40	-	-	-77.66	-36.50
INFIAMMABILITÀ	No	No	No	Sì	No
TOSSICITÀ	No	No	No	Sì	No
GRUPPO DI SICUREZZA ASHRAE	A1	A1	A1	B2L	A1

Tabella 1 – Caratteristiche fisiche di CO₂ ed altri refrigeranti [9]

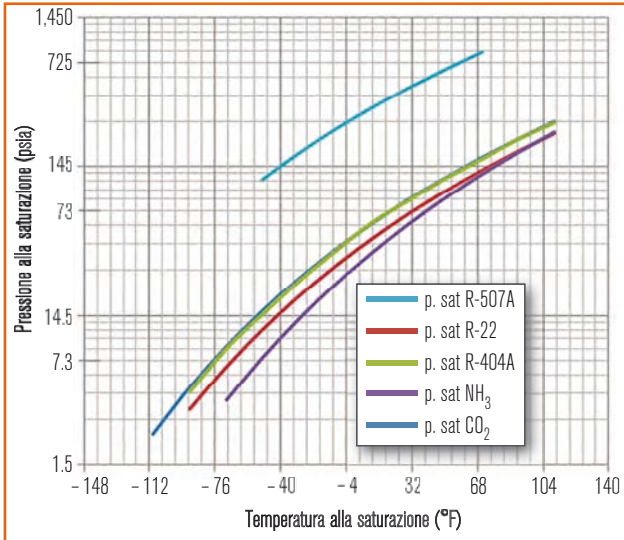


Figura 1 – Pressioni e temperature sature di alcuni refrigeranti

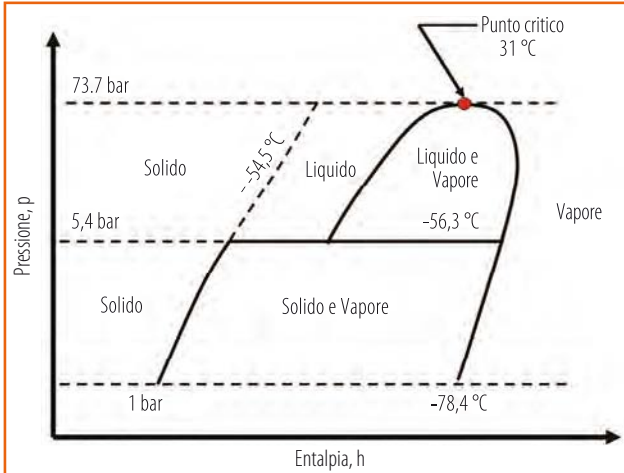


Figura 2 – Diagramma pressione-entalpia per CO₂ [9]



CARBON DIOXIDE FOR INDUSTRIAL REFRIGERATION

Carbon dioxide (CO₂) is an old refrigerant, first patented in the United Kingdom in 1850 by Alexander Twining, where it was subsequently used in air-conditioning and marine applications. With the development of the CFC, HCFC, and HFC synthetic refrigerants beginning around 1930, CO₂ decreased in popularity, all but disappearing by 1960. Over the next two decades or so, it was experimentally determined that CFC and HCFC refrigerants were depleting the earth's upper atmospheric ozone layer at a rate that would likely cause its disappearance. For this reason CO₂ was introduced again and over the past 20 years has gained popularity, particularly with low-temperature refrigeration for industrial systems. Manufacturers are adding high-pressure components to their offerings, supporting the application of refrigerant CO₂. With continued good engineering design and industry support, CO₂ will increase its popularity as an industrial system refrigerant.

Keywords: CO₂, industrial refrigeration

contano più di 150 supermarket con impianti di refrigerazione a CO₂ a sistema transcritico [6], più di 70 impianti industriali con sistemi HN₃-CO₂ a cascata e molti altri in progetto [7].

Ricordiamo che i sistemi di refrigerazione a CO₂ in ciclo transcritico prevedono il raffreddamento del gas compresso (invece della sua condensazione per rigetto di calore) in condizioni al di sopra del punto critico dove il refrigerante è chiamato "fluido supercritico" e si comporta come un gas denso [8], mentre i sistemi in ciclo subcritico operano in condizioni sotto al punto critico dove c'è cambiamento di fase e quindi è possibile la condensazione vera e propria.

La CO₂ è una sostanza che si trova in natura, presente nell'atmosfera terrestre ad una concentrazione di circa 440 ppm (v/v). Gli altri refrigeranti classificati come "naturali", tutti presenti in natura, sono: ammoniaca, acqua, aria e gli idrocarburi.

Studi scientifici dell'atmosfera terrestre hanno stabilito che la CO₂ ha una parte rilevante nel riscaldamento globale; sorgenti principali delle sue emissioni sono i carburanti fossili bruciati nelle centrali di produzione di elettricità e la combustione dei carburanti per i motori dei veicoli di ogni genere. Ad ogni modo è utile aggiungere che attualmente i regolamenti esistenti non pongono limiti di quantità per le emissioni dirette di CO₂ dagli impianti di refrigerazione.

Per tutti i gas refrigeranti naturali ODP, il potenziale di impoverimento dell'ozone, è zero, come pure zero o molto piccolo è il potenziale di riscaldamento globale GPW. Il potenziale di riscaldamento globale di CO₂ è 1,0 per convenzione, mentre quello dei sintetici è generalmente superiore a 1000.

Le caratteristiche fisiche della CO₂

Le caratteristiche fisiche della CO₂ sono singolari. Esse, mostrate nella Tabella 1 insieme ad altri refrigeranti, determinano e limitano il ciclo di refrigerazione a compressione di vapore, la progettazione dei componenti del sistema, il sistema completo ed il suo funzionamento. Si noti che il punto di congelamento della CO₂ (punto triplo) si trova a -56,6 °C e quello di HN₃ a -77,7 °C, entrambi quindi molto vicini tra loro. Al contrario, la temperatura critica della CO₂ è 31,0 °C, molto meno della metà di quella di HN₃ che è 132,3 °C; quindi mentre i punti tripli dei due refrigeranti si collocano abbastanza vicini, le temperature critiche sono significativamente distanti.

L'R22, un HCFC la cui produzione è ora molto ridotta, rappresentava al principio il refrigerante tipico per gli impianti industriali dopo l'abolizione dei CFC. R507A e R404A, pur essendo entrambi HFC hanno un alto GWP che ne mette in discussione il futuro. HN₃, nonostante le sue buone caratteristiche termodinamiche, ha notevoli svantaggi come la sua tossicità e la moderata infiammabilità. Tutte queste ragioni contribuiscono a far ritenere CO₂ meritevole di serie considerazioni per molte applicazioni nella refrigerazione industriale.

La Figura 1 mette a confronto il rapporto pressione di saturazione e temperatura di saturazione per diversi refrigeranti, tra i quali CO₂ e HN₃. Essa mostra che:

- la pressione assoluta del punto triplo di CO₂ (5,18 bar) è al di sopra della pressione atmosferica;
- la temperatura del punto triplo di CO₂ è inferiore al valore della temperatura di condensazione prevista generalmente nei progetti di impianti.

È da notare che la CO₂ è un refrigerante di bassa temperatura, trovandosi al di sopra della pressione atmosferica alle basse temperature, mentre HN₃ è da considerarsi un refrigerante per temperature intermedie. La Figura 2 mostra in un grafico le caratteristiche essenziali delle fasi di CO₂. Qui il calore latente di CO₂ è misurato dalla distanza orizzontale tra le linee del liquido saturo e del

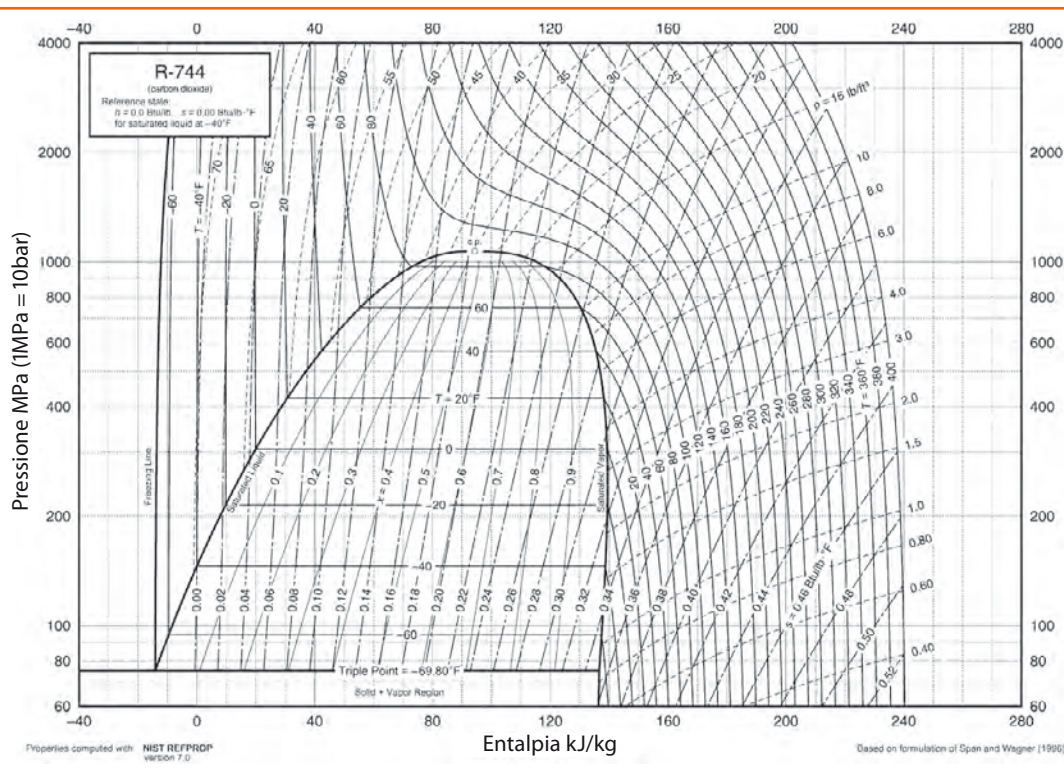


Figura 3 – Diagramma pressione-entalpia per CO₂ [10]

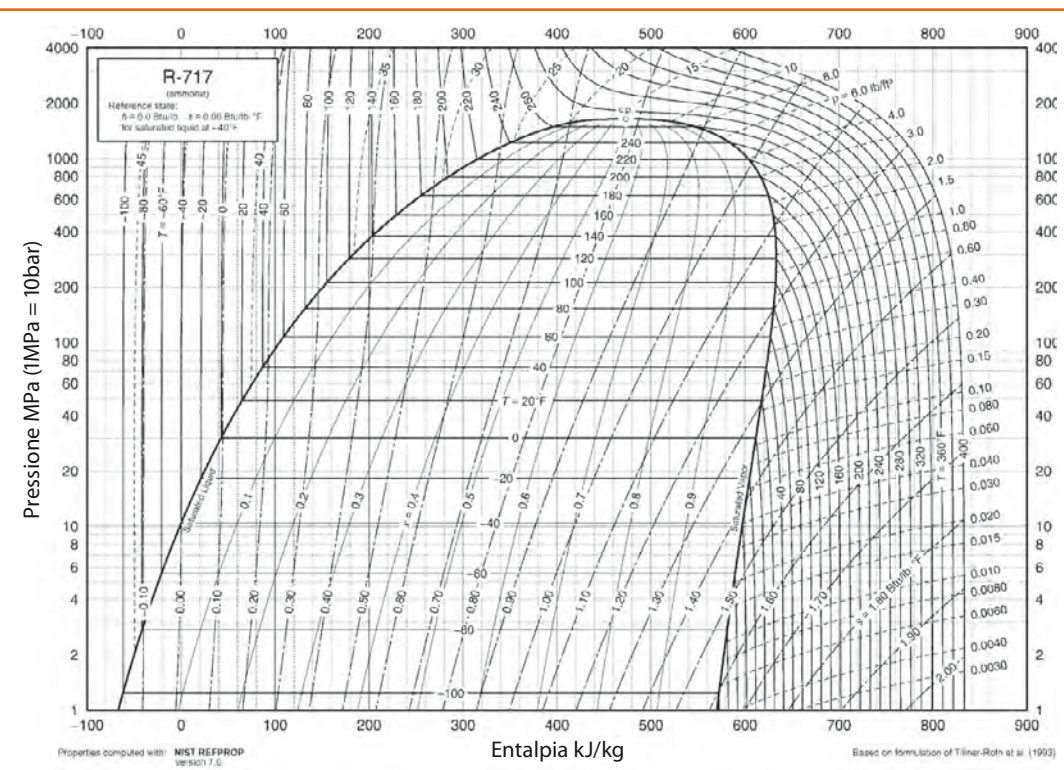


Figura 4 – Diagramma pressione-entalpia per HN₃ [10]

vapore. Un confronto con R22 rivela che il calore latente di CO₂ è considerevolmente più alto, ma non quanto lo è per HN₃. Inoltre, il diagramma pressione-entalpia di CO₂ mostra che esso esiste ad alte pressioni e basse temperature essendo il culmine della curva superiore (punto critico) a soli 31,0 °C.

Le Figure 3 e 4 mostrano le curve del liquido saturo e del vapore saturo per CO₂ e HN₃ nei rispettivi diagrammi pressione-entalpia: questi due diagrammi e le caratteristiche prima citate dimostrano le importanti conseguenze pratiche

quando si applica la CO₂ a impianti di refrigerazione industriale.

Grazie alle alte pressioni di CO₂, aria atmosferica e acqua possono difficilmente entrare nel circuito e inoltre, grazie all'alta densità del vapore all'aspirazione, i compressori risultano piccoli e gli evaporatori funzionano con buoni risultati. In Figura 1 la curvatura della linea pressione-temperatura di CO₂ evidenzia come la pressione cambi molto di più di quanto cambi la temperatura. In altre parole, per CO₂ le cadute di pressione generano abbassamenti di temperatura molto minori; ad

esempio, il vapore saturo a -42,8 °C ha una caduta di temperatura di soli 0,22 °C per una caduta di pressione di 0,07 bar. Al contrario, per il vapore saturo di HN₃ a -42,8 °C si ha una caduta di temperatura di 2,0 °C per lo stesso abbassamento di pressione di 0,07 bar. La temperatura cioè scende molto di più con un rapporto di circa 9 a 10. Mettendo insieme tutte queste differenze, si può affermare che la CO₂ abbia delle eccellenti caratteristiche per sistemi di refrigerazione a compressione di vapore nella zona subcritica.

Una preoccupazione può derivare per la CO₂ circa la possibile formazione di refrigerante solido (ghiaccio secco) nella linea di mandata nel caso in cui la valvola di sfogo blocchi il flusso di vapore. Si noti infatti dalla Figura 2 che per CO₂ le contropressioni inferiori a quella del punto triplo (5,5 bar) comporteranno la formazione di ghiaccio secco.

Ad ogni modo per valvole di sfogo collegate alla mandata del compressore o poste a protezione di un separatore di liquido, il rischio di solidificazione è molto ridotto se la mandata è collegata ad un collettore esterno. Per evitare la solidificazione le valvole di sfogo poste a protezione di componenti o eventuali contenitori di CO₂ liquido saturo debbono essere posizionati all'esterno e non avere nessuna tubazione di scarico.

Cicli di CO₂ a compressione di vapore

CICLO TRANSCRITICO

Il ciclo tipico di refrigerazione a compressione di vapore si compie attraverso quattro componenti collegati tra loro per mezzo di tubazioni nelle quali è convogliato il refrigerante; lo schema in Figura 5 mostra i succitati componenti e come essi sono collegati tra loro. La Figura 6 è un diagramma p-h per CO₂ dove è mostrato l'andamento fasico del sistema. Il ciclo mostrato si chiama "transcritico" perché il processo di rigetto del calore avviene al di sopra della temperatura critica di CO₂ e consiste semplicemente in un "raffreddamento del gas" piuttosto che nella sua condensazione. Oggigiorno

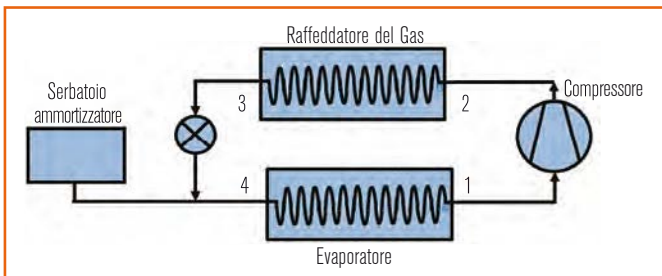


Figura 5 – Componenti del ciclo di refrigerazione a compressione di vapore transcritico

questo ciclo è utilizzato in sistemi di refrigerazione commerciale come quelli dei supermarket.

Il serbatoio di smorzamento della Figura 5 attutisce la pressione di CO₂ durante le fermate; esso è situato nel lato bassa del sistema e orientato in modo che il liquido possa drenare durante l'operazione; il suo volume inoltre è tale che nell'evaporazione istantanea (flash) del liquido in vapore l'aumento di pressione sia mantenuto a livelli contenuti. Altri metodi comprendono l'abbassamento della pressione attraverso valvole di sfogo con successivo ritorno o con piccole unità di ricondensazione.

Per tutti i sistemi che usano la CO₂ il livello di contaminazione da acqua deve essere tenuto basso; essa può presentarsi come liquido, ghiaccio e/o idrati, cioè solidi cristallini che compaiono sul ghiaccio. Il ghiaccio e gli idrati si formano nel

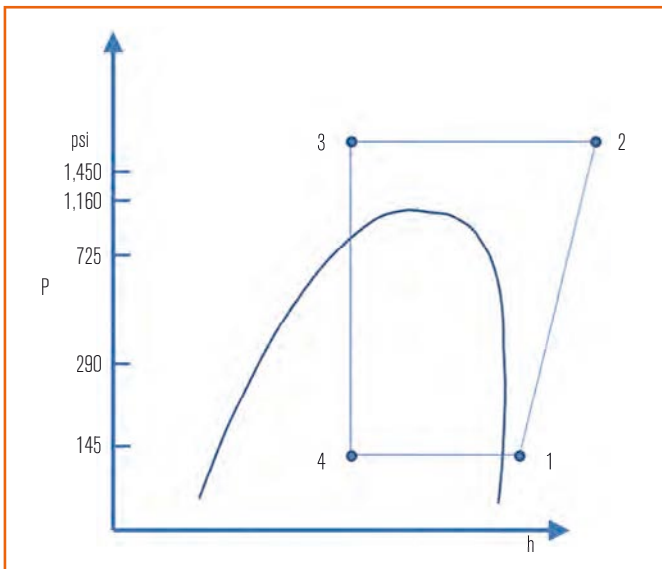


Figura 6 – diagramma p-h di un ciclo a compressione di vapore transcritico

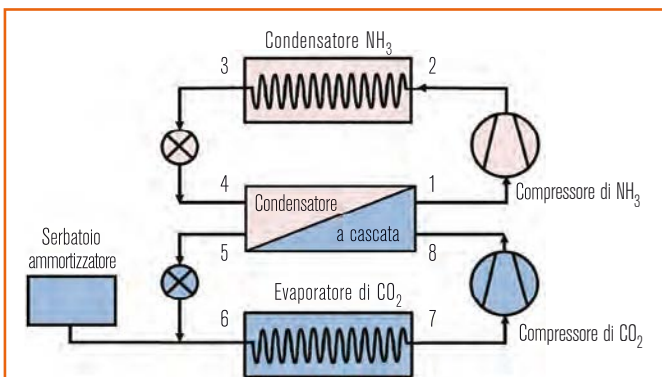


Figura 7 – sistema di refrigerazione a compressione di vapore a cascata

lato bassa del sistema, dopo la valvola d'espansione e dentro i ricevitori, pompe ed evaporatori. Di solito si raccomanda che il contenuto d'acqua sia mantenuto ad una concentrazione di 10 ppm (v/v) o anche meno in modo da evitare la formazione di idrati [8].

CICLO A CASCATA CO₂-NH₃

Gli impianti di refrigerazione industriale sono solitamente impianti di grandi capacità e quindi con grandi componenti come evaporatori, compressori, condensatori, valvole di controllo, ricevitori e tubazioni. A causa dell'alta pressione di CO₂ quando si trova al di sopra del punto critico, gli impianti di refrigerazione industriale sono solitamente progettati con cicli subcritici nei quali cioè la pressione di CO₂ rimane al di sotto della pressione critica, che sono poi i valori di pressione per i quali i componenti sono generalmente progettati e disponibili. Nei cicli subcritici il processo di rigetto del calore coinvolge un cambiamento di fase tra vapore e liquido, cioè una vera condensazione.

La restante parte di questo articolo verte sui cicli di refrigerazione subcritici, utilizzati generalmente negli impianti di refrigerazione industriale. Per le generalità riguardanti il refrigerante CO₂ nei sistemi di refrigerazione industriale si può riferirsi a ASHRAE Handbook – Refrigerazione [9] e IAR (International Institute of Ammonia) – CO₂ Handbook [8].

Quando il refrigerante CO₂ viene utilizzato in cicli di compressione subcritici esso forma il circuito di bassa pressione di un sistema a cascata. In altri casi esso viene utilizzato come fluido raffreddatore secondario nel qual caso la sua pressione più alta è comunque modesta. In entrambi i casi, NH₃ resta confinato nel locale tecnico con una carica molto ridotta. La Figura 7 mostra lo schema di un impianto CO₂-NH₃ a cascata nel quale il circuito ad alta temperatura (5-6-7-8) utilizza NH₃ mentre quello a bassa temperatura utilizza CO₂.

Nell'impianto a cascata un unico scambiatore trasferisce il calore dal circuito a bassa temperatura al circuito ad alta temperatura: funziona così contemporaneamente da evaporatore e condensatore. Naturalmente è necessaria una differenza di temperatura sufficiente a trasferire il calore da CO₂ a NH₃; differenza che solitamente viene progettata tra 13,3 °C e 12,2 °C, il che bilancia i costi delle apparecchiature e dell'operatività come mostrato in Figura 8.

Questo scambiatore di calore è un elemento cruciale nel sistema a cascata CO₂-NH₃. Esso deve essere costruito in modo da impedire assolutamente qualsiasi fuga di CO₂ nel NH₃ perché questa potrebbe arrestare il sistema. Per impedire tale pericolo si prevedono scambiatori surdimensionati

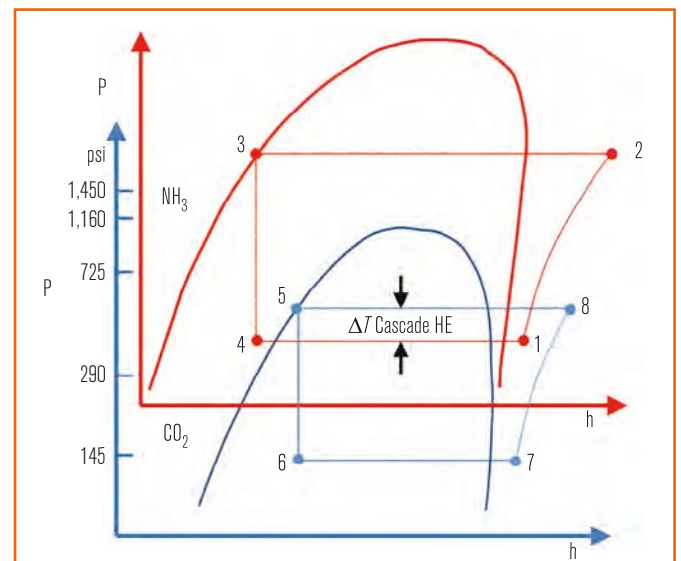


Figura 8 – diagramma pressione-entalpia per un sistema di refrigerazione a cascata CO₂-NH₃

o scambiatori aggiuntivi, tutti debitamente isolati e dotati di sistemi di allarme anti-fughe. La pressione di progetto lato CO₂ dello scambiatore a cascata deve raggiungere 41,4 bar, cioè 600 psi. Sono disponibili tre tipi di scambiatori: il tipo a mantello allagato (shell-and-tube, CO₂ nei tubi), quello a piastra (plate and frame) e quello a mantello con piastra (HN₃ nel mantello).

Mantello allagato

Anche se è un'opzione accettabile, questo tipo ha lo svantaggio di richiedere una carica di HN₃ molto importante ed inoltre occupa uno spazio notevole. Per ridurre il rischio di perdite nei tubi e nelle giunzioni tra tubo e testata del fascio tubiero, si prevedono degli scambiatori con tubi doppi concentrici, che costituiscono una maggiore barriera alle fughe.

Mantello a piastra

Questi scambiatori sono relativamente piccoli e consentono di ridurre notevolmente la carica di HN₃. Inoltre, sono fatti in modo che se una saldatura si rompe, la CO₂ non si perde nel HN₃. C'è però l'inconveniente che sono richieste saldature molto robuste a causa dell'alta pressione di funzionamento della CO₂.

Mantello con piastra (interna)

Queste unità sono caratterizzate da una carica di HN₃ moderatamente piccola, ingombro modesto e costo più basso del modello a piastra. Il complesso a piastra nella quale condensa la CO₂ è immerso nel HN₃ per cui sono possibili fughe di CO₂ nel HN₃.

Nel caso in cui si verificasse una fuga nel lato CO₂ ad alta pressione del condensatore a cascata, la CO₂ si perderebbe nel HN₃ e reagirebbe con essa chimicamente formando carbonato di ammonio (H₂NCO₂NH₄) che compare come un precipitato di polvere bianca che è molto corrosivo per l'acciaio. La formazione di questo carbonato intasa il sistema specie nei filtri e nelle valvole. Per questo motivo si usano dei sensori che tracciano immediatamente il carbonato e chiudono le valvole d'intercettazione automatiche avvertendo nel contempo il personale. Per fortuna questo carbonato è lavabile con acqua calda.

La Figura 9 mostra un prospetto di performance di un ciclo ideale a cascata CO₂-HN₃ confrontate con un sistema a doppio stadio di solo HN₃. Diciamo che per la definizione di "ideale" ci si riferisce alle seguenti condizioni: liquido saturo all'uscita del condensatore, vapore saturo all'uscita dell'evaporatore, nessuna caduta di pressione o trasmissione di calore nella tubazione e 0 °C di approccio per il condensatore di cascata.

Il doppio stadio a HN₃ ha un COP migliore in confronto al sistema a cascata CO₂-HN₃ nel campo di temperature di evaporazione tra -28,9 °C e -51,1 °C per temperature di condensazione tra -23,2 °C e 12,2 °C sempre con approccio 0 °C.

Dalle osservazioni fatte l'influenza della temperatura di cascata risulta piccola. A circa -0,6 °C il COP del doppio stadio HN₃ è maggiore approssimativamente del 10% di quello del sistema a cascata CO₂-HN₃ e si riduce a circa 1% maggiore a -51,1 °C. La Figura 10 usa un'efficienza realistica, sia per il compressore a doppio stadio HN₃ sia per il sistema a cascata CO₂-HN₃, per fare una previsione di COP quando la temperatura di cascata e l'approccio della temperatura siano fissati rispettivamente a -6,7 °C e -4,4 °C.

La figura 10 mostra che il COP del sistema a cascata sorpassa il doppio stadio HN₃ a circa -42,8 °C di temperatura di evaporazione. Esperienze operative riportate da Toogood [11] su un sistema a cascata usato in un freezer a -28,9 °C in un magazzino refrigerato, con raffreddatore a -6,7 °C e abbattitore a -50 °C, hanno mostrato una riduzione nel consumo di energia elettrica del 5,8% rispetto ad un doppio stadio HN₃. Un altro sperimentatore, Lynch, ha riportato [12] risultati simili ottenuti su undici sistemi a cascata CO₂-HN₃ funzionanti in tutti gli Stati Uniti.

CO₂ come fluido secondario

La Figura 11 dà lo schema di un sistema a compressione di vapore in

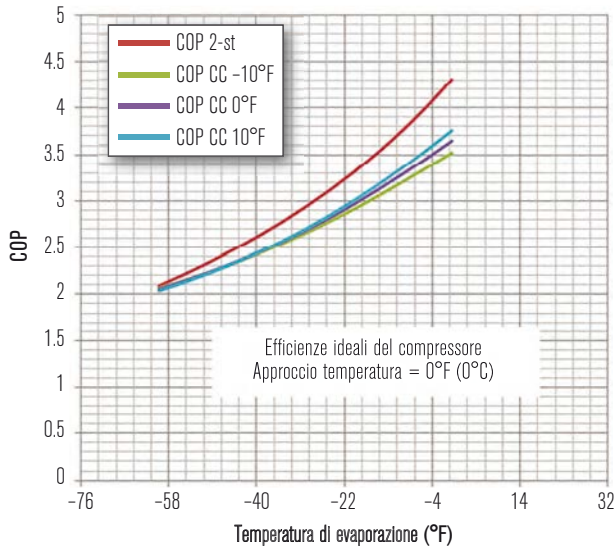


Figura 9 – variazione del COP di un ciclo ideale HN₃ a doppio stadio (2-st) con un ciclo ideale CO₂-HN₃ a cascata, con approccio della temperatura di evaporazione di 0 °C e diverse temperature di cascata

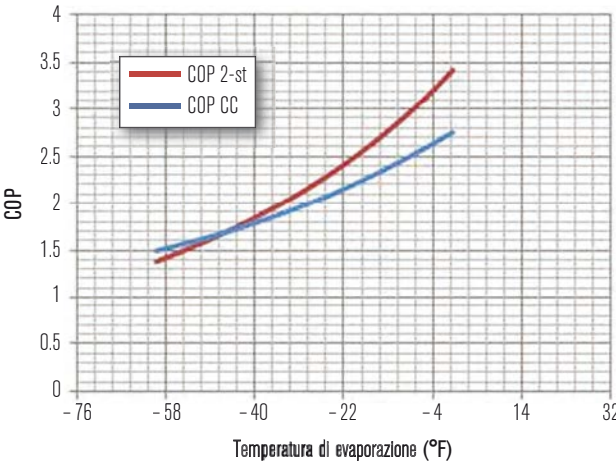


Figura 10 – confronto tra il COP di ciclo per HN₃ a doppio stadio (2-st) con il COP di un sistema a cascata CO₂-NH₃ usando efficienze realistiche per il compressore (temperatura cascata 20 °F, -6,5 °C, approccio 8,0 °F, circa 4 °C)

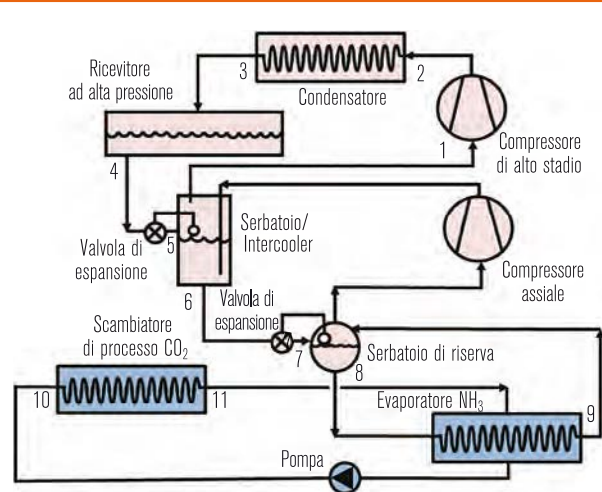


Figura 11- Sistema a compressione di vapore NH₃ a doppio stadio con CO₂ come liquido secondario

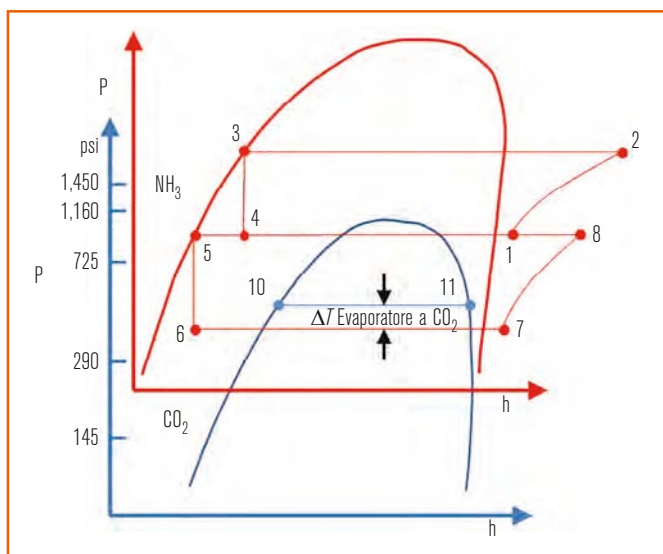


Figura 12- Diagramma di sistema con CO₂ come liquido secondario volatile

cui CO₂ agisce da liquido secondario. In questo caso, l'intera capacità di refrigerazione è sviluppata dal sistema di refrigerazione NH₃ a doppio stadio che a sua volta raffredda il fluido secondario CO₂ in un evaporatore (di un chiller).

La carica di NH₃ a doppio stadio è significativamente ridotta perché ridotta alla quantità necessaria solo per evaporatore, condensatore e tubazioni. Il tutto resta confinato nella sala macchine con la sola eccezione del condensatore evaporativo. Comunque, se il condensatore evaporativo è sostituito da una torre di raffreddamento e uno scambiatore di calore, la carica di NH₃ resta totalmente racchiusa nel locale tecnico. Nello specifico, la Figura 11 mostra un sistema nel quale una pompa ricircola il liquido CO₂ in circuito chiuso sullo scambiatore di processo.

Alternativamente, è possibile adottare un sistema con liquido volatile CO₂ nel quale CO₂ bolle nello scambiatore di processo che ora funziona come evaporatore e poi ritorna come vapore (o miscela) all'evaporatore per la condensazione. Questo processo è mostrato dalla Figura 12 nella quale i punti 10 e 11 mostrano la conversione di CO₂ da liquido a vapore. Il vantaggio del fluido

volatile sta nella carica ridotta di CO₂. L'ebollizione che avviene nell'evaporatore di CO₂ sfrutta il calore latente di evaporazione di CO₂ (330,3 kJ/kg) piuttosto che il calore specifico del liquido che è relativamente basso (2,1 kJ/kg). In questo modo, un sistema a fluido volatile che rilascia una libbra (0,44 kg) di CO₂ fornisce 142 Btu (149 kJ) di refrigerazione nella conversione a vapore, mentre un sistema interamente a liquido con un aumento di temperatura del liquido di 5,6 °C fornisce 11,6 kJ/kg di CO₂ o 5 Btu/lb. Un'altra possibilità è l'espansione diretta nell'evaporatore CO₂ con successiva ricondensazione di CO₂. È anche possibile una combinazione dei due sistemi descritti.

Generalmente non è previsto che attraverso l'evaporatore passi dell'olio lubrificante perché in questo modo si raggiunge il massimo coefficiente globale di trasmissione di calore e conseguentemente si ottiene una performance di funzionamento molto buona. Allo scopo sono disponibili compressori funzionanti senza lubrificante da usare con CO₂. Si possono anche usare compressori a vite con lubrificante insieme a separatori d'olio meccanici o con elementi coalescenti. Bisogna anche usare la precauzione di utilizzare valvole e controlli adatti per il funzionamento senza lubrificante.

Conclusioni

CO₂ è uno dei cinque refrigeranti naturali che ha guadagnato grande popolarità negli ultimi venti anni particolarmente negli impianti di refrigerazione a bassa temperatura. Quando infatti CO₂ è usata in impianti a cascata o come refrigerante secondario la carica di NH₃ si riduce di circa l'80% e l'impianto può essere confinato nel locale tecnico eliminando i rischi causati da fughe o fuoriuscite di liquido. Comunque CO₂ non è esente da inconvenienti, due dei quali sono l'elevata pressione d'esercizio ed il campo di applicazione delle temperature che è piuttosto limitato, da -53,9 °C a 26,7 °C. Non v'è dubbio però che con il progredire della ricerca e con il supporto dell'industria la CO₂ vedrà certamente crescere la sua popolarità come refrigerante per gli impianti industriali. ■

* Donald L. Fenton, PhD, PE, Life Member Ashrae

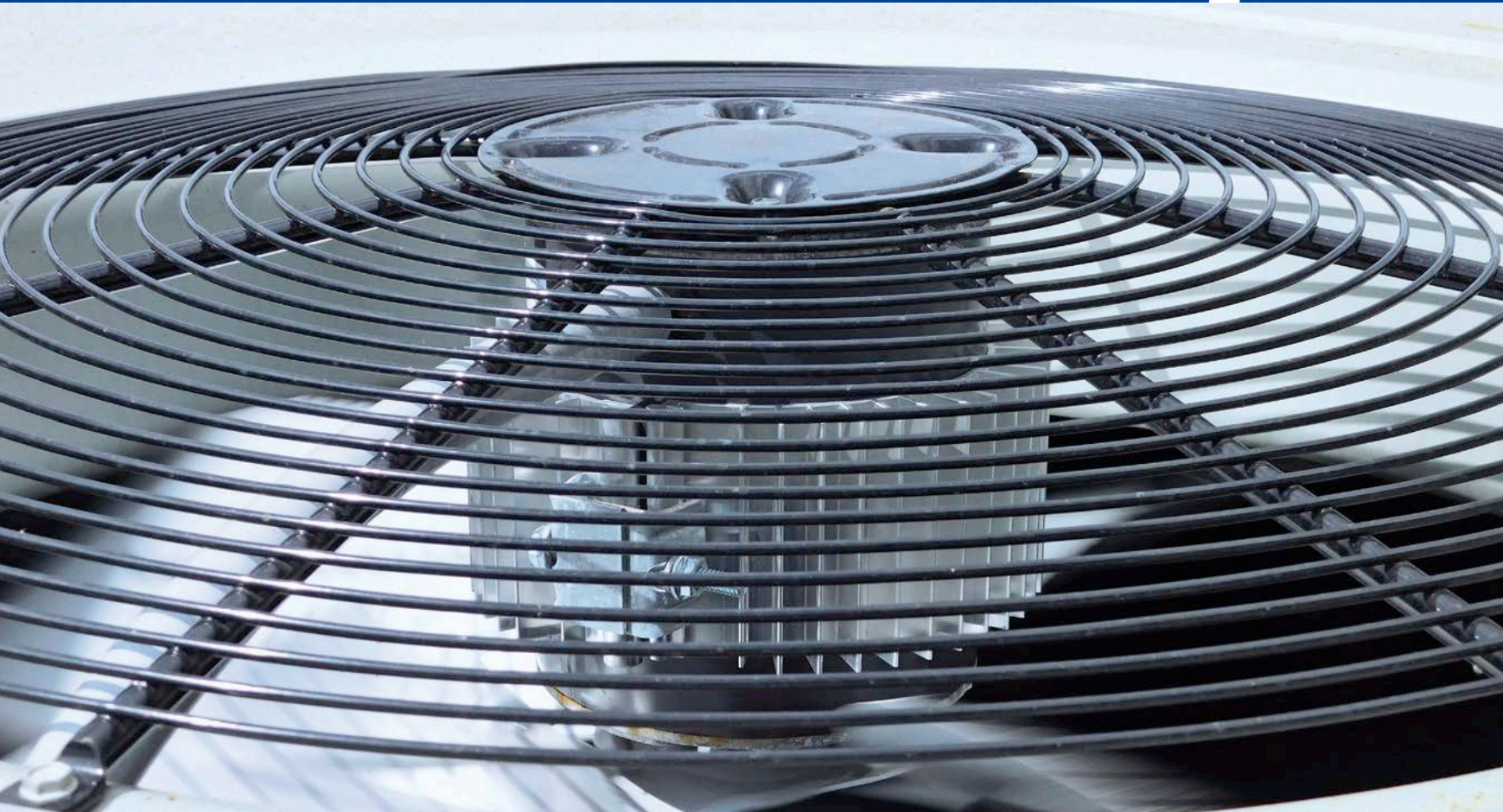
Questo articolo è pubblicato per gentile concessione di ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, che ne detiene il copyright, ed è apparso sul numero di Agosto 2016 di ASHRAE JOURNAL.

La traduzione, di cui Ashrae non è responsabile, è stata curata da Carmine Casale

BIBLIOGRAFIA

1. Molina, M. J., F. S. Rowland. 1974. "Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: Chlorine-atom catalyzed destruction of ozone." *Nature* 249(5460):810 – 812.
2. UNEP. 1990. "The Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer—As Adjusted and Amended by the Second Meeting." United Nations Environment Programme.
3. UNEP. 1992. "The Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer—As Adjusted and Amended by the Fourth Meeting." United Nations Environment Programme.
4. Lorentzen, G., 1989. "Method of Operating a Vapor Compression Cycle Under Trans – Or Supercritical Conditions." European patent 0424474B2.
5. Lorentzen, G., 1993. "Revival of carbon dioxide as a refrigerant." *Int. J. Refrigeration* 17(5):292 – 301.
6. Green Retail Decisions. 2013. "Study Cites 125 Grocers Using Secondary, Cascade and Transcritical Refrigeration Systems in North America." <http://tinyurl.com/znsrgel>.
7. R744.com. 2015. "Lineage Capitalizing on New Opportunities For Ammonia – CO2 Cascade." <http://tinyurl.com/zvkdqsb>.
8. IIR. 2014. *The CO2 Handbook*. Alexandria, Va: IIR.
9. 2014 ASHRAE Handbook—Refrigeration.
10. 2013 ASHRAE Handbook—Fundamentals.
11. Toogood, C. 2011. "Cold energy management: Refrigerate and reduce." *Refrigerated & Frozen Foods Magazine* (9).
12. Lynch, M. 2015. "US cold storage's CO2 success proves skeptics wrong." *Accelerate—North American Edition* 5(4):24 – 29.

Pompa di calore a CO₂ con sistema di espansione a **eiettori multipli**



Valutazione sperimentale dell'influenza della variazione della geometria dell'eietttore sulle prestazioni di una pompa di calore a CO₂ operante in modalità riscaldamento

*di G. Boccardi, F. Botticella, G. Lillo, R. Mastrullo, A.W. Mauro, R. Trincheri**

È STATO DIMOSTRATO che per ridurre il fabbisogno di energia degli edifici, le pompe di calore rappresentano una soluzione efficiente nella conversione di energia per la produzione di energia termica e, in Italia, equiparabile a fonti rinnovabili per un'aliquota del calore fornito e in relazione alle condizioni operative effettive (AiCARR, 2011).

Sul fronte della riduzione dell'impatto ambientale, oltre all'efficientamento dei sistemi di conversione dell'energia, anche le proprietà chimiche del fluido di lavoro rivestono un'importanza cruciale. Infatti, il Regolamento europeo F-gas n. 517/2014 [1] prevede, a

partire dall'1 gennaio 2015, il controllo sulla produzione, importazione e commercializzazione dei fluidi refrigeranti in funzione dei chilogrammi di anidride carbonica equivalenti, al fine di ottenere una graduale riduzione rispetto ai valori registrati nel 2015, fino a un livello minimo del 21% previsto per il 2030; inoltre, impone il divieto di utilizzo di fluidi caratterizzati da GWP maggiori di 750, a partire dal 2015, per nuovi impianti dedicati alla climatizzazione residenziale.

Per la climatizzazione degli edifici, tra le alternative ai tradizionali fluidi HFC maggiormente utilizzati, R410A, R407C e R134a, è possibile considerare

come soluzione a medio termine altri fluidi sintetici a medio GWP, come l'R32, o, a lungo termine, fluidi con GWP basso, quali i fluidi naturali, anidride carbonica e propano, o fluidi sintetici di nuova generazione. In considerazione della infiammabilità medio-alta di molti dei fluidi alternativi elencati, l'anidride carbonica rappresenta l'opzione compatibile con i vincoli normativi di sicurezza attuali sull'uso di fluidi refrigeranti

in ambienti chiusi e frequentati da personale non qualificato.

Da un punto di vista delle prestazioni termodinamiche, l'uso dell'anidride carbonica in cicli inversi a compressione di vapore, rispetto a quello di altri fluidi refrigeranti comunemente usati, può essere una soluzione più efficiente in relazione alla tipologia di applicazione. Nel caso di funzionamento in modalità pompa di calore con temperatura media della sorgente calda superiore a quella critica, 30 °C per la CO₂, il ciclo termodinamico è trans-critico e quindi presenta una trasformazione di rilascio del calore a temperatura variabile. Pertanto, nel caso della produzione di acqua calda sanitaria, l'elevata escursione di temperatura dell'acqua, in accordo con quella della CO₂ durante la fase di rilascio di calore, consente di ottenere prestazioni ottime come mostrato, per esempio, in (Neksa et al., 1998). Viceversa, nel caso di climatizzazione di ambienti, pur considerando applicazioni quali i sistemi roof-top, i quali hanno un'escursione della temperatura dell'aria verso l'utenza apprezzabile, ad esempio 20÷35 °C, le prestazioni dei sistemi a CO₂ non sono migliori di quelle ottenibili con fluidi HFC; eccezion fatta per il caso di elevate frazioni di aria di rinnovo in climi freddi, come mostrato in (Calabrese et al, 2015). Per pompe di calore atte a produrre acqua per terminali a 40-45 °C, Minetto et al. (2016) hanno determinato, tramite simulazione numerica, che l'utilizzo dell'anidride carbonica potrebbe portare a prestazioni simili a quelle dell'R410A solo nel caso in cui si preveda l'utilizzo di un sistema di espansione con eiettori.

L'eietttore rappresenta un'opzione in grado di limitare le perdite exergetiche nella fase di laminazione, che nel caso

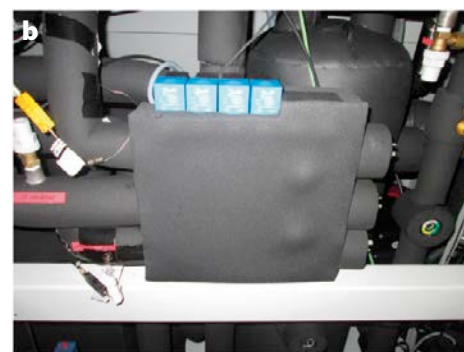


Figura 1 – (a) Prototipo di pompa di calore con sistema multi eietttore installato in camera climatica. (b) Gruppo multi-eietttore

di cicli trans-critici per la CO₂ hanno un peso percentuale notevole rispetto alla perdita exergetica totale, come mostrato in (Casson et al. 2003). D'altronde, questo dispositivo, già utilizzato con successo nella refrigerazione, ha il vantaggio di non avere parti in movimento, ha un basso costo, una struttura semplice e richiede scarsa manutenzione.

Il suo effettivo utilizzo richiede una progettazione meticolosa e una scelta appropriata in relazione alle condizioni operative. Elbel et al. (2008) hanno analizzato gli effetti sulle prestazioni del sistema in seguito a variazioni delle dimensioni di base dell'eietttore, come il diametro dell'ugello primario e del diffusore, mostrando incrementi della capacità frigorifera e del COP fino all'8% e al 7%, rispettivamente. Liu et al. (2005) hanno simulato l'utilizzo di un eietttore per diverse condizioni di funzionamento, tipiche per applicazioni di condizionamento, mostrando un miglioramento del COP pari al 16%, rispetto a quello del ciclo base.

Laddove queste condizioni di esercizio varino, come spesso accade nella climatizzazione per variazione delle condizioni al contorno, carico e/o temperature, il funzionamento di quest'organo statico si allontana dalle condizioni di esercizio ottimali, con una variazione notevole della sua efficienza. Per ovviare a ciò si ricorre o all'utilizzo di un singolo eietttore regolabile, come mostrato da Liu et al. (2016), o all'utilizzo di diversi eiettori, opportunamente scelti, operanti in parallelo e attivati digitalmente secondo un'appropriata sequenza, come mostrato da Banasiak et al. (2015) nel caso di refrigerazione industriale.

APPARATO SPERIMENTALE

Le prove sperimentali sul prototipo in test per valutare l'influenza della variazione della geometria dell'eietttore sulle prestazioni di una pompa di calore a CO₂, sono state effettuate presso i laboratori dell'unità DTE-PCU-SPCT del centro ricerche Casaccia dell'ENEA con l'ausilio dell'impianto "Calorimetro Enea", una camera climatica che consente di testare pompe di calore reversibili, del tipo aria-acqua, con potenza termica fino a 50 kW, in accordo con la norma UNI-EN 14511 (UNI, 2011a; b).

La camera climatica, con un volume utile di 120 m³, consente di misurare e controllare la temperatura, l'umidità e la velocità dell'aria che investe lo scambiatore della macchina in test in modo da garantire la stabilità delle condizioni di prova e l'accuratezza delle misure entro i limiti previsti dalla norma. In particolare è possibile testare la macchina con valori di temperatura dell'aria compresi tra -15 °C e 35 °C e controllare il valore di umidità relativa dal 10 al 95% nel range di temperatura 10 °C÷35 °C. Un circuito idronico a servizio della camera climatica ha permesso di impostare le desiderate condizioni di esercizio al gas cooler agendo sulla portata e sulla temperatura dell'acqua da inviare allo scambiatore.

La macchina testata, in Figura 1a, è un prototipo aria/acqua da 30 kW, a una temperatura ambiente pari a 7 °C e a una temperatura di ingresso e di uscita dell'acqua rispettivamente di 40 °C e 60 °C, reversibile, ad anidride carbonica. È dotata di un gruppo eietttore, in Figura 1b, costituito da quattro eiettori di geometria differente, attivabili in maniera indipendente dal controllore installato a bordo macchina, in maniera tale da poter ottenere 15 permutazioni differenti, un compressore semi-ermetico alternativo dotato di inverter, due scambiatori a piastre per lo scambio termico CO₂/acqua, che funzionano rispettivamente da gas-cooler in modalità pompa di calore e da evaporatore in modalità frigorifera, due batterie alettate, funzionanti da evaporatore in modalità riscaldamento e da gas cooler in modalità raffrescamento, e due scambiatori interni rispettivamente a piastre e a tubi e mantello.

La Figura 2 riporta in maniera schematica il



EXPERIMENTAL RESULTS FOR A CO₂ HEAT PUMP WORKING WITH A MULTI-EJECTOR SYSTEM

In order to reduce the buildings' energy demand and the environmental concerns it is necessary to improve the efficiency of energy conversion systems such as the heat pumps and to use environmental friendly working fluids. Among the natural fluids, the CO₂ represents an optimal choice to produce sanitary hot water with a large temperature lift. When the application is the air-conditioning, the performance of heat pump is not as high as in the previous case because of the higher intrinsic losses pertaining the throttling valve. To improve the system's performance it is possible to use an ejector system as expansion device. Being their optimal size related to the operating conditions, which change for air-conditioning systems, the performance of the ejector system is not optimized. To solve this issue it is possible to use several ejectors, conveniently sized, working in parallel. To estimate the influence of the ejector's size on the performance of the CO₂ heat pump system and the corresponding thermodynamic cycle, various experiments, carried-out at ENEA Casaccia laboratories, are here presented.

Keywords: heat pump, CO₂, multi-ejector system, air-conditioning

layout del prototipo in test. Nello schema sono riportati i punti in cui sono stati collocati i sensori di temperatura e di pressione lungo il circuito, all'ingresso e all'uscita di ogni componente.

In Tabella 1 si riportano i diametri delle sezioni di gola dei 4 eiettori che equipaggiano la pompa di calore. La macchina è stata dotata di una strumentazione di misura caratterizzata da elevata accuratezza, in accordo con quanto richiesto dalla norma UNI EN 14511 (UNI, 2011b). Per le misure di pressione sono stati impiegati trasduttori GE DRUCK serie PTX 600 e per le misure di temperatura termocoppie di tipo K e di tipo J, posizionate all'ingresso e all'uscita di ogni componente. La portata volumetrica di acqua all'ingresso del gas cooler è misurata con un trasduttore di tipo elettromagnetico. Le misure della potenza elettrica assorbita sono state effettuate con un wattmetro. Tutti i misuratori appena descritti sono del tipo a due fili con alimentazione a 24 Volt.

In Tabella 2 si riportano le specifiche degli strumenti di misura e la loro incertezza, così come indicato dai costruttori.

PROCEDURA SPERIMENTALE

Tutti i test sono stati eseguiti seguendo quanto riportato nella norma UNI 14511-3 (UNI, 2011a). Durante i test sono state mantenute costanti le condizioni operative in termini di temperatura e umidità relativa dell'aria in camera climatica e di temperatura e portata di acqua inviata al gas cooler. I valori desiderati sono stati impostati tramite il software remoto di gestione dell'impianto. Lato pompa di calore è stato possibile intervenire sulla portata di refrigerante elaborata dal compressore variando la frequenza dell'inverter del motore elettrico. È stato possibile inoltre impostare opportunamente i desiderati valori di surriscaldamento all'uscita dell'evaporatore e all'aspirazione del compressore.

Il sistema di controllo ha permesso inoltre di far lavorare il gruppo eiettori sia lasciando libertà di scelta alla logica della macchina, in grado teoricamente di scegliere la coppia di eiettori adatta a garantire una certa pressione al gas cooler, sia impostando una desiderata configurazione del gruppo eiettori di assegnata geometria.

L'andamento delle grandezze termodinamiche misurate è stato monitorato tramite un programma realizzato appositamente per la macchina in test, grazie al quale è stato possibile controllare le condizioni di stazionarietà della prova. Lo stesso programma ha inoltre permesso l'acquisizione delle grandezze misurate.

In merito alla singola misura, le oscillazioni periodiche indotte dal funzionamento dei dispositivi di regolazione e controllo sono ritenute ammissibili nel caso in cui, sia il singolo valore sia il valore medio della misura nell'intervallo di acquisizione, non risultino maggiori degli scostamenti indicati nella (UNI, 2011b).

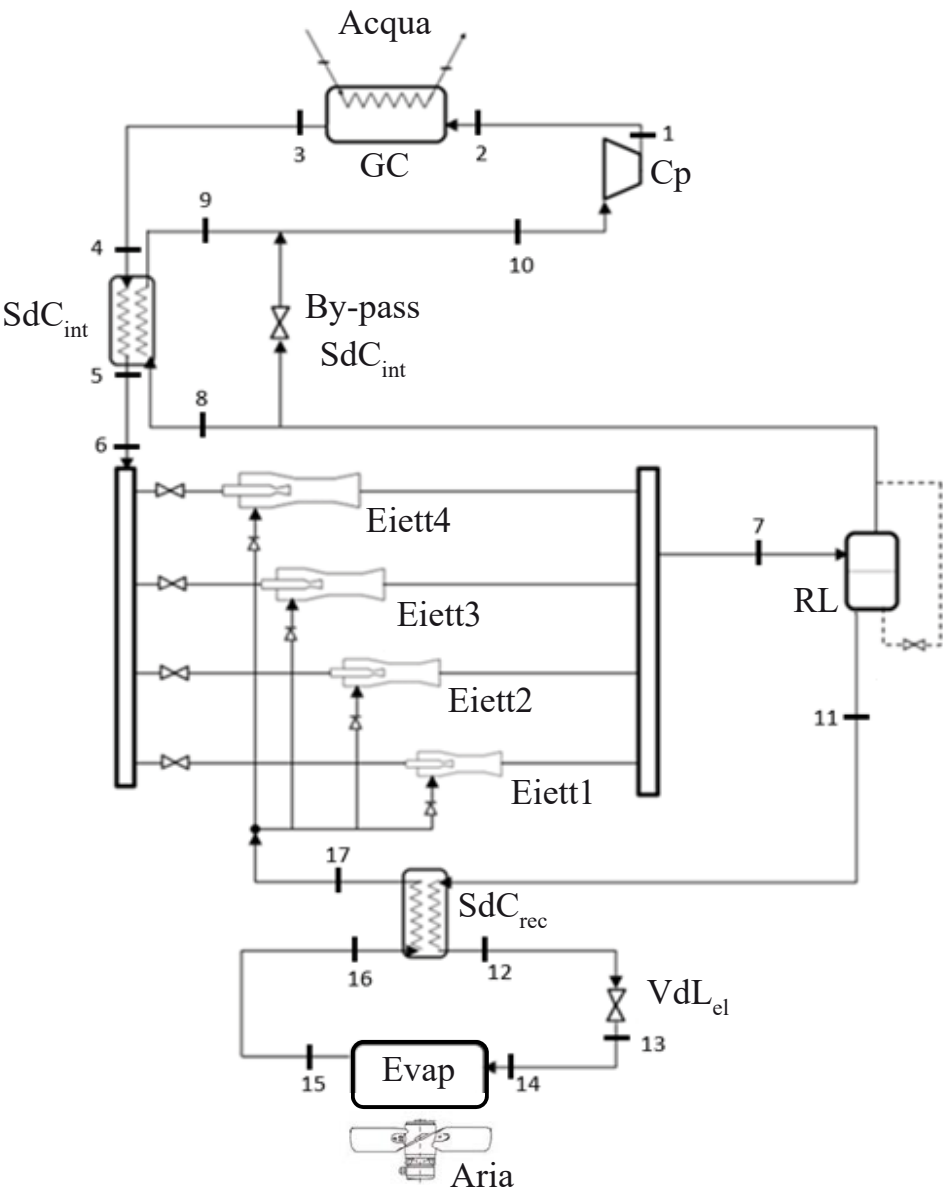


Figura 2 – Layout della macchina in test

Eiettori [#]	Diametro sezione di gola [mm]
1	0,7
2	1,0
3	1,4
4	2,0

Tabella 1 – Diametri di gola dei 4 eiettori

Grandezza	Range	Incertezza
Temperatura (tipo K)		± 0,4% sulla lettura
Temperatura (tipo J)		± 0,4% sulla lettura
Pressione	0÷60/0÷100/0÷160 bar	0,08% del fondo scala
Portata volumetrica acqua	0 ÷ 200 l/min	0,02% sulla lettura
Potenza elettrica	0 ÷ 25 kW	Classe di precisione 0,5

Tabella 2 – Caratteristiche degli strumenti di misura

METODO

La riduzione dei dati

Le seguenti grandezze sono state ricavate implementando i dati sperimentali in un codice di calcolo realizzato in ambiente Matlab. La potenza termica scambiata al gas cooler e la portata di refrigerante elaborata dal compressore sono state ricavate come segue:

$$\dot{Q}_{GC} = \dot{V}_W \cdot \rho_W \cdot c_{p,W} \cdot (T_{W,OUT} - T_{W,IN}) \tag{1}$$

$$\dot{m}_{PF} = \frac{\dot{Q}_{GC}}{h_{IN,GC} - h_{OUT,GC}} \tag{2}$$

dove:
 $\dot{Q}_{GC}$ = potenza termica scambiata al gas cooler, in kW;
 $\dot{V}_W$ = portata volumetrica dell'acqua che attraversa il gas cooler in m³/s;
 ρ_W = densità dell'acqua, in kg/m³;
 $c_{p,W}$ = calore specifico a pressione costante dell'acqua, in kJ/(kg K);

$$\text{Potenza termica gas cooler} \quad u_c(\dot{Q}_{GC}) = \sqrt{\left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{GC}}{\partial \rho_W}\right)^2 \cdot u_c^2(\rho_W)\right] + \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{GC}}{\partial \dot{V}_W}\right)^2 \cdot u_c^2(\dot{V}_W)\right] + \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{GC}}{\partial c_{p,W}}\right)^2 \cdot u_c^2(c_{p,W})\right] + \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{GC}}{\partial T_{W,OUT}}\right)^2 \cdot u_c^2(T_{W,OUT})\right] + \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{GC}}{\partial T_{W,IN}}\right)^2 \cdot u_c^2(T_{W,IN})\right]} \quad (5)$$

Entalpie

$$u_c(h) = \left| \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_{p=\text{cost}} \cdot u_c(T) + \left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_{T=\text{cost}} \cdot u_c(p) \right| \quad (6)$$

Portata al primario

$$u_c(\dot{m}_{PF}) = \sqrt{\left[\left(\frac{\partial \dot{m}_{PF}}{\partial \dot{Q}_{GC}}\right)^2 \cdot u_c^2(\dot{Q}_{GC})\right] + \left[\left(\frac{\partial \dot{m}_{PF}}{\partial \Delta h_{GC}}\right)^2 \cdot u_c^2(\Delta h_{GC})\right]} \quad (7)$$

Rapporto di trascinamento

$$u_c(\mu) = \sqrt{\left[\left(\frac{\partial \mu}{\partial \dot{m}_{PF}}\right)^2 \cdot u_c^2(\dot{m}_{PF})\right] + \left[\left(\frac{\partial \mu}{\partial \dot{m}_{SF}}\right)^2 \cdot u_c^2(\dot{m}_{SF})\right]} \quad (8)$$

COP

$$u_c(COP) = \sqrt{\left[\left(\frac{\partial COP}{\partial \dot{Q}_{GC}}\right)^2 \cdot u_c^2(\dot{Q}_{GC})\right] + \left[\left(\frac{\partial COP}{\partial \dot{L}_{HP}}\right)^2 \cdot u_c^2(\dot{L}_{HP})\right]} \quad (9)$$

Tabella 3 – Riepilogo sul calcolo delle incertezze

e dove $T_{W,OUT}$ e $T_{W,IN}$ sono le temperature rispettivamente di uscita e ingresso dell'acqua attraverso il gas cooler, in °C, e $h_{IN,GC}$ e $h_{OUT,GC}$ sono le entalpie dell'anidride carbonica rispettivamente in ingresso e uscita dal cooler in kJ/kg, calcolate con Refprop 9.1 a partire dalle misure di pressione e di temperatura del refrigerante.

Il COP è stato valutato nel modo seguente:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{GC}}{\dot{L}_{HP}} \quad (3)$$

dove $\dot{L}_{HP}$ è la potenza elettrica assorbita dalla macchina, comprensiva della potenza richiesta dal compressore e dai dispositivi ausiliari che equipaggiano il prototipo, espressa in kW.

In merito ai parametri relativi al funzionamento dell'eiettore, si è ricavato il rapporto di trascinamento, definito dall'equazione:

$$\mu = \frac{\dot{m}_{SF}}{\dot{m}_{PF}} \quad (4)$$

dove $\dot{m}_{SF}$ è la portata al secondario proveniente dall'evaporatore, valutata tramite bilancio di energia sullo scambiatore in questione, e $\dot{m}_{PF}$ è la portata al primario elaborata dal compressore, espressa entrambe in kg/s.

Analisi delle incertezze

Per le quantità di interesse non misurate direttamente, è stata implementata la legge di propagazione dell'incertezza. L'analisi delle incertezze relativamente alle grandezze utilizzate è riportata in Tabella 3, in accordo con quanto esposto nel paragrafo precedente.

L'incertezza sulla $\dot{Q}_{GC}$ è stata in ogni prova minore del $\pm 7\%$. Lo stesso

risultato si è ottenuto dal calcolo dell'incertezza sulla $\dot{m}$. Il rapporto di trascinamento ha riportato un'incertezza massima del 10% mentre il COP ha riportato un'incertezza massima del $\pm 5\%$.

RISULTATI SPERIMENTALI

Influenza della geometria interna dell'eiettore

È stata analizzata l'influenza della geometria interna dell'eiettore sui principali parametri termodinamici e prestazionali della pompa di calore per fissate condizioni al contorno. Durante la prova è stata fatta variare la combinazione di eiettori attivi esprimendo il dato geometrico come area di passaggio percentuale offerta al fluido rispetto alla massima disponibile. In Figura 3 si riportano gli andamenti del ciclo sui piani termodinamici (T,s) e (p,h) riferiti a una

prova caratterizzata da una temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler di 40 °C e di uscita dell'acqua dal gas cooler di 60 °C, con l'inverter del compressore impostato a 50 Hz e per un valore della temperatura ambiente di 12 °C, eseguita variando gradualmente la combinazione degli eiettori attivi e quindi la sezione di passaggio complessiva offerta al fluido.

La sezione di passaggio modifica il ciclo termodinamico: al suo aumentare si verifica un avvicinamento dei livelli di pressione che caratterizzano il ciclo, permettendo al compressore di lavorare sotto ridotti rapporti di compressione, come mostrato in Figura 4, dalla quale si evince anche che l'eiettore realizza una maggiore differenza di pressione tra quella di aspirazione del compressore e quella di evaporazione per effetto della maggiore portata elaborata; in opposizione a questo effetto il sistema ha una

Figura 3 – Modifica del ciclo termodinamico della pompa di calore al variare della sezione di passaggio offerta dall'eiettore, rispetto alla massima disponibile

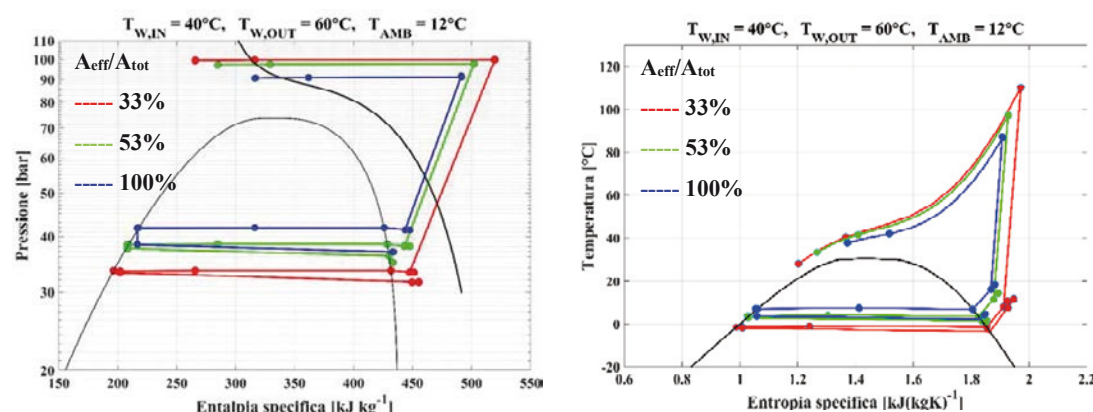


Figura 4 – Andamenti del rapporto di compressione e del rendimento globale del compressore (a sinistra), della portata al primario, portata al secondario e rapporto di trascinamento (a destra) al variare della sezione di passaggio offerta dall'eiettore, rispetto alla massima disponibile

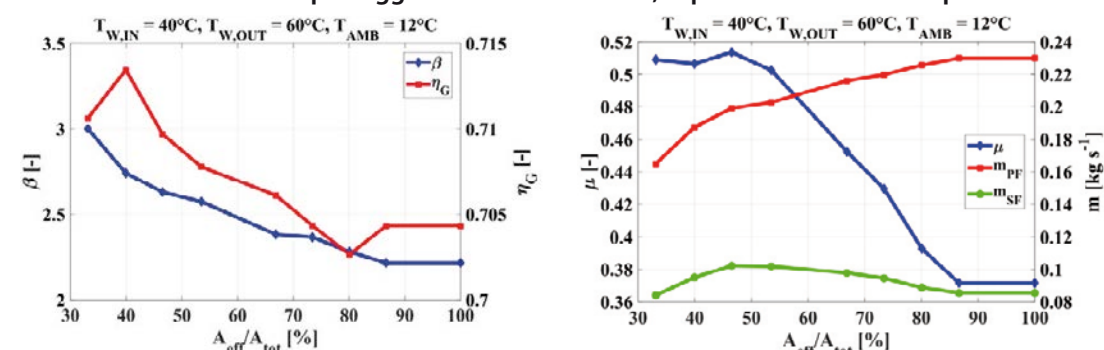


Figura 5 – Andamenti del Δh al compressore e del Δh al gas cooler (a sinistra), della pressione al gas cooler (a destra), al variare della sezione di passaggio offerta dall'eiettore, rispetto alla massima disponibile

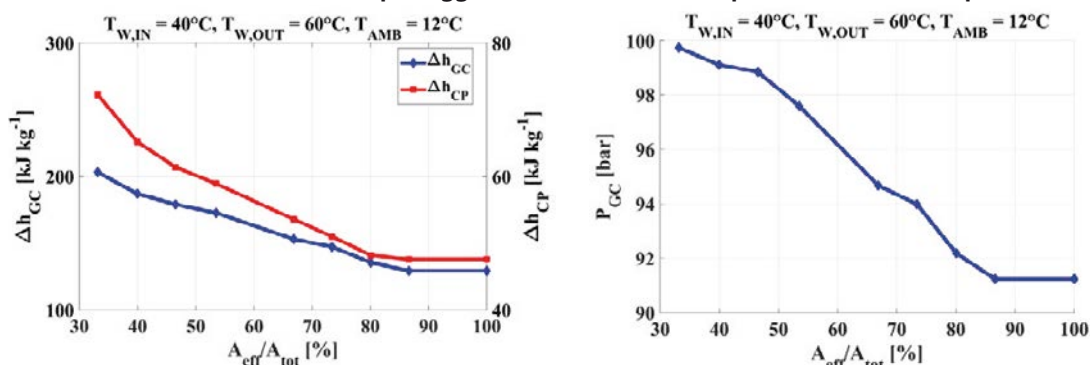
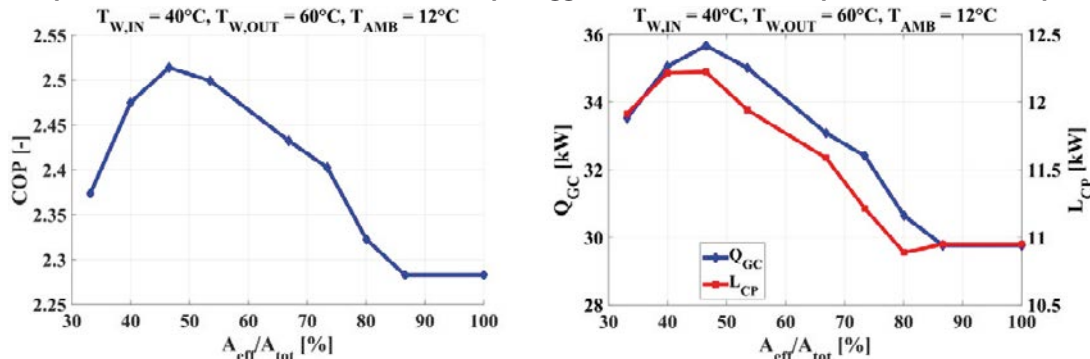


Figura 6 – Andamenti del COP (a sinistra), della potenza termica scambiata al gas cooler e del lavoro assorbito dal compressore (a destra), al variare della sezione di passaggio offerta dall'eiettore, rispetto alla massima disponibile



minore capacità di trascinare la portata al secondario (minore rapporto di trascinamento). Questo risultato è coerente con il lavoro sperimentale di Lucas et al. (2012), che ha evidenziato come a bassi valori del rapporto di trascinamento corrispondano elevati valori del recupero di pressione e viceversa. All'aumentare della sezione di passaggio la potenza termica scambiata al gas cooler presenta un massimo a causa della coesistenza di due effetti contrastanti: l'aumento della portata nell'ugello primario, consentita dalla maggiore area di passaggio, in Figura 4, e la riduzione della variazione di entalpia al gas cooler, dovuta alla riduzione della pressione al gas cooler e della temperatura in uscita dal compressore. Analogamente, però, anche il lavoro di compressione specifico si riduce, come è evidente in Figura 5.

In termini di prestazioni globali, esiste una combinazione di eiettori attivi che offre una sezione di passaggio che rende massimo il COP con incrementi fino al 10% rispetto alla situazione più sfavorevole presentatasi nella prova in esame e mostrata in Figura 6. Dal punto di vista qualitativo, i risultati sono in linea con quanto ottenuto da Liu et al. (2016), che hanno analizzato sperimentalmente l'influenza della variabilità della geometria interna dell'eiettore sulle performance di una pompa di calore a CO₂.

Lo studio ha dimostrato come la capacità termica e il COP complessivo del sistema raggiungano un massimo. In particolare, si sono registrati valori massimi del COP e della potenza termica rispettivamente pari a 2,5 e 36 kW, quando la combinazione di eiettori attivi offre al fluido una sezione di passaggio pari al 47% della massima disponibile. Rispetto alla configurazione base ad eiettore singolo (scelta da progetto e che si riferisce ad una condizione operativa con differenti condizioni al contorno) si hanno incrementi del COP e della

potenza termica rispettivamente del 10% e del 20%.

Ulteriori aumenti del COP sono attesi dal perfezionamento del sistema; in particolare, dalla possibilità di abbinare alla regolazione con multi-eiettore un controllo ottimale della pressione di esercizio al gas-cooler e dal miglioramento del progetto e della tecnologia del sistema ad eiettori multipli. ■

* *Francesco Botticella*, Università degli Studi del Sannio – Socio AiCARR

Rita Mastrullo, *Alfonso William Mauro*, Università degli Studi di Napoli Federico II – Soci AiCARR
G. Lillo, Università degli Studi di Napoli Federico II
Gino Boccardi, *Raniero Trincheri*, ENEA, C.R. Casaccia, Roma

SIMBOLOGIA

A..... area di passaggio, mm²
 c..... calore specifico, kJ/(kg K)
 COP... coefficiente di prestazione, adim.
 GWP... Global Warming Potential, adim.
 h..... entalpia, kJ/kg
 L..... potenza elettrica, kW
 m..... portata massica, kg/s
 p..... pressione, bar
 Q..... potenza termica, kW
 s..... entropia, kJ/(kg K)
 T..... temperatura, °C
 u..... incertezza
 V..... Portata volumetrica, m³/s

pedici, apici e lettere greche

AMB... ambiente
 c..... composta
 CP..... compressore
 eff..... effettiva
 G..... globale
 GC..... gas cooler
 HP..... pompa di calore
 IN..... ingresso
 OUT... uscita
 p..... pressione costante
 PF..... flusso primario
 SF..... flusso secondario
 tot..... totale
 W..... acqua
 β..... rapporto di compressione, adim
 Δ..... differenza
 η..... rendimento, adim
 ρ..... densità, kg/m³
 μ..... rapporto di trascinamento, adim

RINGRAZIAMENTI

Si ringrazia il Ministero dello Sviluppo Economico che ha finanziato questa ricerca nell'ambito della Ricerca di Sistema Elettrico (RdS – PAR 2015-16).

BIBLIOGRAFIA

- AiCARR. 2011. Posizione di AiCARR sul D.Lgs. 28/11 per gli aspetti riguardanti le rinnovabili termiche. Position Paper. Milano: AiCARR
- Banasia K., Hafner A., Kriezi E.E., Madsen K.B., Birkelund M., Fredslund K., Olsson R. 2015. Development and performance mapping of a multi-ejector expansion work recovery pack for R744 vapour compression units. International Journal of Refrigeration, 57, 265-276.
- Calabrese N., Mastrullo R., Mauro A.W., Rovella P., Tammaro M. 2015. Performance analysis of a rooftop, air-to-air heat pump working with CO₂. Applied Thermal Engineering, 75, 1046-1054.
- Casson V., Cecchinato L., Corradi M., Fornasieri E., Girotto S., Minetto S., Zilio C. 2003. Optimisation of the throttling system in a CO₂ refrigerating machine. International Journal of Refrigeration, 26(8), 926-935.
- Elbel S., Hrnjak P. 2008. Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation. International Journal of Refrigeration, 31(3), 411-422.
- Liu F., Groll E.A. 2005. Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device. International Journal of Refrigeration, 28(5), 766-773.
- Liu F., Groll E.A., Ren J. 2016. Comprehensive experimental performance

analyses of an ejector expansion transcritical CO₂ system. Applied Thermal Engineering, 98, 1061-1069.

- Lucas C., Koehler J. 2012. Experimental investigation of the COP improvement of a refrigeration cycle by use of an ejector. International Journal of Refrigeration, 35(6), 1595-1603.
- Minetto S., Cecchinato L., Brignoli R., Marinetti S., Rossetti A. 2016. Water-side reversible CO₂ heat pump for residential application. International Journal of Refrigeration, 63, 237-250.
- Neksa P., Rekstad H., Zakeri G.R., Schiefeloe P.A. 1998. CO₂-heat pump water heater: characteristics, system design experimental results. International Journal of Refrigeration, 21, 172-179.
- UNI. 2011a. Condizionatori, refrigeratori di liquido e pompe di calore con compressore elettrico per il riscaldamento e il raffreddamento degli ambienti. Parte 3: Metodi di prova. Norma UNI EN 14511-3. Milano: Ente Italiano di Normazione.
- UNI. 2011b. Condizionatori, refrigeratori di liquido e pompe di calore con compressore elettrico per il riscaldamento e il raffreddamento degli ambienti. Parte 4: Requisiti. Norma UNI EN 14511-4. Milano: Ente Italiano di Normazione.

WEBGRAFIA

- [1] <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/IT/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014R0517&from=EN>

FORMAZIONE AREA SAFETY



CORSI SICUREZZA D.Lgs. 81/08

**CORSI DI FORMAZIONE
E AGGIORNAMENTO
PROFESSIONALE**



**CORSI DI FORMAZIONE
E AGGIORNAMENTO
PER ADDETTI ANTINCENDIO**

**CORSI PER ADDETTI
AL PRIMO SOCCORSO**



 Sede
Territoriale

a i f e s
ASSOCIAZIONE ITALIANA
FORMATORI ESPERTI IN
SICUREZZA SUL LAVORO

Quine
FORMAZIONE

Technical and safety trainings

QUINE COLLABORA CON:

**CA
RR** **AICARR**
Cultura e Tecnica per Energia Uomo e Ambiente

ANGAISA

 COLLEGIO DEGLI INGEGNERI
E ARCHITETTI DI MILANO

FIC
Federazione Industrie
Prodotti Impianti Servizi
ed Opere Specialistiche
per le Costruzioni

FME
FEDERAZIONE NAZIONALE
GROSSISTI DISTRIBUTORI
DI MATERIALE ELETTRICO

LSWR GROUP

edra

LaTribuna

Quine
Business Publisher

Imagine

LITE

edra
URBANI & PARTNER

www.quineformazione.it

QUINE Srl
Via Santa Tecla, 4 - 20122 Milano
Tel 02 864 105 - Fax 02 720 167 40
corsi@quine.it

Modellazione energetica dinamica

per il residence in montagna

Diagnosi energetica e modellazione energetica dinamica per il retrofit di una struttura turistica montana, consistente nella trasformazione della centrale termica da gasolio a gasolio e biomassa e nell'installazione di un sistema di controllo della temperatura ambiente con ripartizione dei consumi

di F. Belviglieri*

L COMPLESSO EDILIZIO SoleAlto è una struttura turistica di 15 piani fuori terra costruita negli anni '70 a Marilleva, nel Comune di Mezzana (TN), a 1500 m slm. Una porzione degli ultimi quattro piani è occupata da un albergo, mentre la rimanente parte dell'edificio ospita un residence, costituito da 247 mini appartamenti, che si estende per una superficie di 10.190 m².

Le pessime caratteristiche dell'involucro edilizio e una impiantistica obsoleta determinavano costi energetici elevati e non più accettabili, per cui nel 2012 fu effettuata una diagnosi energetica che, in presenza di consumi storici imprecisi a causa dell'irregolarità temporale di fatturazione,

fu supportata da modellazione energetica dinamica calibrata sui dati storici di due anni.

La situazione pre intervento

La diagnosi fu focalizzata alla riduzione dei soli costi per riscaldamento e evidenziò alcuni punti, qui di seguito sommariamente descritti:

- l'impianto di riscaldamento è costituito da 3 caldaie a gasolio, di cui 2 con bruciatori nuovi, installati nel 2010, per complessivi 2.900 kW termici, ma solo 2 di queste servono il residence. Il gasolio è stoccato in 6 cisterne interrato, ciascuna della capacità di 10 m³, 2 delle quali presentavano versamenti.

- l'involucro edilizio risale agli anni '70.
- la regolazione della temperatura ambiente all'interno degli appartamenti avveniva mediante valvole termostatiche auto azionate non programmabili. La temperatura dell'acqua di distribuzione dei radiatori veniva regolata in ciascuna sottocentrale con una valvola motorizzata a 3 vie adeguandola alla temperatura esterna secondo curve di compensazione. Nelle fasce orarie notturne la temperatura dell'acqua veniva diminuita



Figura 1 – Generatore di calore

agendo direttamente in centrale termica.

Non conoscendo i valori della trasmittanza dei componenti dell'involucro edilizio e non disponendo del progetto, furono fatti alcuni sondaggi nelle pareti per identificare i materiali della stratificazione e furono quindi calcolate le trasmittanze con

Energy Plus. I risultati furono i seguenti:

- solai: $U = 0,46 \text{ W/m}^2\text{K}$;
- tamponamenti: $0,37 \text{ W/m}^2\text{K}$;
- copertura: $U = 0,39 \text{ W/m}^2\text{K}$;
- serramenti: $U = 2,73 \text{ W/m}^2\text{K}$.

L'energia termica veniva distribuita attraverso un circuito primario, dotato di tre pompe a velocità fissa, a tre sottostazioni dislocate nel comprensorio, ove erano presenti pompe di circolazione

per la distribuzione alle diverse zone.

L'acqua calda sanitaria era prodotta da bollitori, come in Figura 1, installati in ciascuna delle tre sottostazioni e alimentati dal circuito di distribuzione primaria di riscaldamento.

L'impianto era in funzione per tutta la stagione invernale per soddisfare i fabbisogni relativi al riscaldamento, che solitamente veniva spento una settimana dopo Pasqua, e alla produzione di acqua calda sanitaria e la stagione estiva per la sola acqua calda sanitaria. Marilleva ricade in zona climatica F per la quale non esiste nessuna prescrizione legislativa circa la data di accensione e quella di spegnimento degli impianti termici. In particolare, dalle 07:00 alle 22:00 l'impianto funzionava a temperatura normale e durante la notte c'era una attenuazione di temperatura. L'impianto non era monitorato e non presentava alcun controllo remoto.

Analisi dei consumi energetici

I dati storici a disposizione per effettuare una corretta diagnosi energetica (Mazzarella e Piterà, 2013) non erano molto precisi ed erano disallineati rispetto alle stagioni di riscaldamento.

Analizzando le fatture di fornitura è stato possibile stimare un costo per il gasolio utilizzato per il riscaldamento nella stagione 2013-14, pari a circa € 252.000,00 di cui € 202.000,00 per gli appartamenti e la differenza per l'albergo; da questi dati è stato ricavato il consumo, pari a 162.000 litri per gli appartamenti e a 40.000 litri per l'albergo,

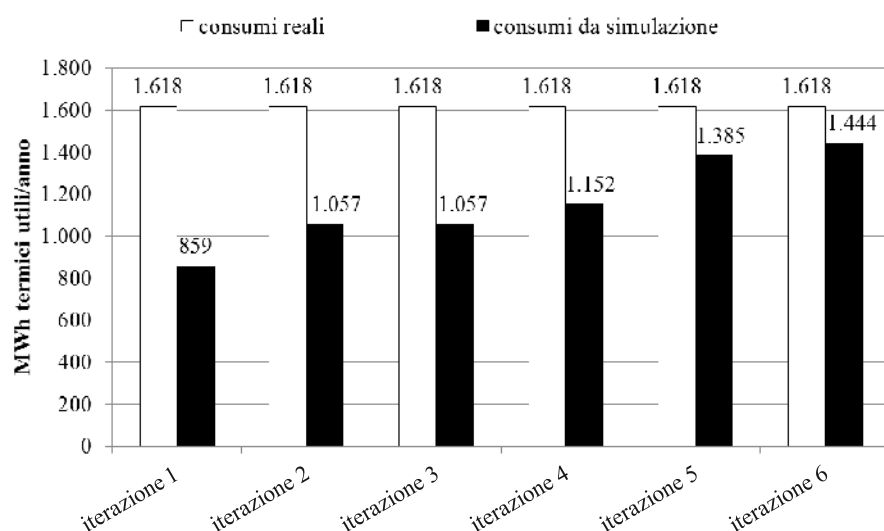
Al fine di sopperire alla imprecisione dei dati storici di consumo è stato creato un modello energetico dinamico dell'edificio riferito alla situazione esistente a quel momento. A questo scopo è stato necessario reperire:

- informazioni circa i profili di occupazione, i profili orari dei vari utilizzi e i profili orari/mensili/annuali di accensione dei generatori;
 - disegni di piante e sezioni per ricostruire l'aspetto architettonico dell'edificio;
- è stato poi ricavato l'andamento climatico storico su base oraria, utilizzando i dati di una vicina stazione meteorologica.

Ottenute tutte le informazioni necessarie è stato creato un file di simulazione dinamica che raccoglie i consumi orari per tutto l'anno. La calibrazione è stata fatta agendo sulle temperature interne, sugli orari di funzionamento e sui fattori di occupazione fino a ottenere consumi allineati con i dati a disposizione. In Figura 2 è mostrato l'iter di calibrazione della simulazione. In particolare, l'allineamento tra i consumi reali e quelli simulati è stato ottenuto agendo, passo dopo passo, sui seguenti aspetti:

- da iterazione 1 a iterazione 2: allineamento fabbisogno ACS e schedule occupancy;
- da iterazione 2 a iterazione 3: allineamento schedule occupancy;
- da iterazione 3 a iterazione 4: allineamento rendimento caldaia;

Figura 2 – Iterazioni di calibrazione della simulazione dinamica



MISTAKES AND SUCCESSES IN THE ENERGY RETROFIT OF A MOUNTAIN SITE APARTMENT BUILDING

The investigated building is located in Marilleva (TN) in the North of Italy and it was built in '70. It hosts 247 mini apartments and 1 hotel with high energy annual costs due to old building envelope and HVAC system. The building administrator decided an holistic approach to reduce energy costs declining any other approach related to separated and uncoordinated energy strategies. Two years before mandatory regulations, e.g. D.Lgs 102/2014, an energy audit and a calibrated energy simulation were performed. After these analysis two energy conservation measures (ECMs) have been identified and investigated: pellet boiler installation and programmable control for HVAC terminals setting along with an energy monitoring software. During the first winter, after the ECMs implementation, the energy costs have been halved according to designed engineering calculations, validating the process and the implemented technologies.

Keywords: energy audit, renewable energies, energy rational use

DIAGNOSI ENERGETICA: MISURE DI EFFICIENZA ENERGETICA

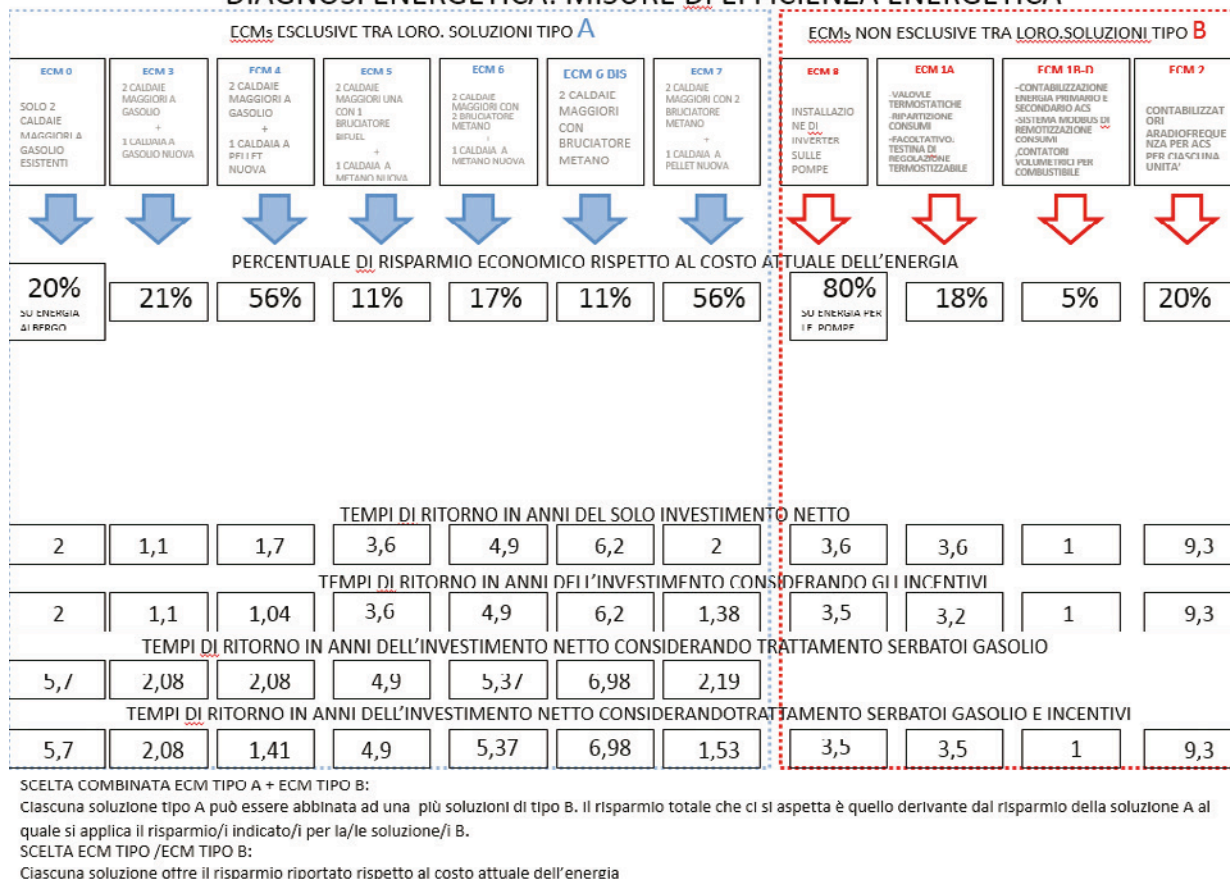


Figura 3 – Sintesi delle misure di risparmio energetico, ECM

- da iterazione 4 a iterazione 5: allineamento set-back di attenuazione;
- da iterazione 5 a iterazione 6: allineamenti vari minori.

Le misure di efficienza individuate

Una volta ottenuti i risultati della diagnosi energetica, sono state individuate le seguenti possibili misure alternative di efficienza energetica:

Interventi sul sistema di distribuzione del calore

Sono stati ipotizzati 3 diversi interventi:

- installazione di valvole termostatiche e ripartizione dei consumi per i terminali di riscaldamento dei soli appartamenti;
- installazione di sistemi di pompaggio e regolazione automatica:
 - installazione di inverter sulle pompe;
 - sostituzione del sistema di controllo esistente con uno nuovo gestibile da remoto;
- contabilizzazione del consumo di acqua calda sanitaria.

Interventi sul sistema di produzione del fluido caldo

Sono stati considerati i seguenti interventi di:

- riqualificazione della centrale termica, con mantenimento delle sole due caldaie a gasolio maggiori;
- riqualificazione della centrale termica con mantenimento delle due caldaie a gasolio maggiori e installazione di una terza caldaia a gasolio in sostituzione di quella che attualmente serve

l'albergo;

- riqualificazione della centrale termica con mantenimento delle due caldaie maggiori a gasolio e installazione di una caldaia a pellet in sostituzione di quella che attualmente serve l'albergo;
- riqualificazione della centrale termica con installazione di bruciatori bifuel, a metano e gasolio, sulle due caldaie maggiori e installazione di una terza caldaia da 500 kW a metano in sostituzione di quella a servizio dell'albergo;
- riqualificazione della centrale termica con installazione di bruciatori a metano sulle due caldaie maggiori e installazione di una terza caldaia da 500 kW a metano in sostituzione di quella a servizio dell'albergo;
- riqualificazione della centrale termica con installazione di bruciatori a metano sulle due caldaie maggiori;
- riqualificazione della centrale termica con installazione di bruciatori a metano sulle due caldaie maggiori e installazione di una terza caldaia a pellet in sostituzione di quella a servizio dell'albergo.

Per ciascuna delle misure di risparmio energetico, ECM, individuate, sono stati valutati i relativi costi di investimento e i benefici, compresi i possibili incentivi, quali TEE, Conto Termico e detrazioni fiscali. Di estrema importanza è stato l'aspetto relativo alla comunicazione dei risultati, che sono stati presentati all'assemblea condominiale, sotto forma di schemi preparati ad hoc per presentare in modo semplice ed efficace il risultato della diagnosi, per consentirle di prendere una

decisione responsabile; un esempio di schema è riportato in Figura 3.

Le misure di efficienza adottate

L'assemblea condominiale ha optato per la trasformazione della centrale termica da gasolio a gasolio e biomassa con la contemporanea installazione di un sistema di controllo della temperatura ambiente con ripartizione dei consumi;

queste due misure di efficienza corrispondono alla ECM 04 e ECM 1a di Figura 3.

In termini economici e senza considerare gli incentivi, il beneficio previsto è stato stimato, pari a:

- ECM04: 138.000,00 €;
- ECM01a: 32.000,00 €.

Sono stati inoltre inseriti alcuni misuratori di energia termica per monitorare:

- l'energia termica distribuita agli edifici;
- l'energia termica utilizzata per la produzione di acqua calda sanitaria;
- l'energia termica utilizzata per il riscaldamento di ciascuna zona; così da poter verificare l'efficacia degli interventi.



Figura 4 – Bruciatore di Pellet



Figura 5 – Valvola termostatica elettronica

La realizzazione delle opere

Durante la realizzazione delle opere sono sorti alcuni imprevisti che hanno portato alla necessità di modificare il sistema di comunicazione tra i moduli concentratori dei ripartitori dei consumi, inizialmente previsto di tipo wireless, che è stato modificato in cablato per insufficiente potenza del segnale WiFi; l'incremento di costo, pari a qualche migliaio di euro, non ha comunque inficiato i parametri economici dell'investimento.

Grazie a una attenta ingegnerizzazione della misura ECM04, è stato possibile recuperare il corpo caldaia di uno dei due generatori di calore esistenti nel quale è stato installato un bruciatore di pellet, ottimizzando spazi e investimenti.

I consumi energetici post intervento

Grazie ai misuratori di energia termica installati è stato possibile monitorare i flussi di energia della prima stagione di riscaldamento.

Per motivi legati all'andamento del cantiere, nel primo mese di riscaldamento della stagione 2014-2015, fino al 15.11.2014, ha potuto funzionare la sola caldaia a gasolio.

In termini energetici i valori misurati, relativi all'intero complesso, quindi agli appartamenti e all'albergo, sono i seguenti:

- energia erogata totale: 1.651,2 MWh;

- energia da biomassa: 1.465,4 MWh;

- energia da gasolio: 185,5 MWh.

Limitando l'analisi ai soli appartamenti, i fabbisogni sono i seguenti:

- energia erogata totale: 1.319,2 MWh (0,37 MWh/GG);
- energia per il riscaldamento: 1.077,8 MWh (0,31 MWh/GG);
- energia per la produzione di ACS: 241,4 MWh (0,06 MWh/GG).

Il valore dei Gradi Giorno utilizzato è pari a 3859 e si riferisce ovviamente alla stazione climatica di Marilleva.

Da questi dati risulta evidente il bassissimo rendimento medio stagionale della caldaia a gasolio, che è costretta a funzionare molto parzializzata, sul quale è necessario fare idonee riflessioni. Per i soli appartamenti, se il fabbisogno totale fosse stato coperto dalle precedenti caldaie a gasolio, assumendo un valore del PCI pari 9,90 kWh/dm³ e un rendimento del 92%, uguale a quello adottato nella diagnosi energetica, la quantità di gasolio consumata sarebbe risultata pari a 166.700 litri, che rappresentano il 18% in meno rispetto ai 202.000 litri della stagione precedente, calcolati tenendo conto che il valore dell'energia totale erogata era stato pari a 1.650 MWh, corrispondenti a 0,44 MWh/(anno GG).

In riferimento ai consumi indicati per l'intero complesso, corrispondono costi complessivi per € 148.000,00 di cui € 108.000,00 per biomassa, contro il costo di € 252.000,00 della stagione precedente; pari a 89,7 €/MWh. In termini economici il risparmio sulla stagione precedente è quindi pari a oltre il 42% che risulta significativo seppure inferiore alle attese.

I costi di produzione dell'energia termica relativi ai soli appartamenti risultano pari a 73,7 €/MWh per biomassa e 215,6 €/MWh per gasolio.

In generale, si può affermare che l'introduzione del nuovo sistema di regolazione e ripartizione dei consumi ha prodotto un beneficio in

linea con le attese e stimabile in termini economici di 44.125,00 euro, calcolato considerando i prezzi costanti e pari a quelli della stagione 2013/2014. Sempre limitando l'analisi al solo condominio e assumendo il costo medio di 89,7 €/MWh termico prodotto, ne deriva un costo di competenza a seguito degli interventi effettuati pari a circa 120.000,00 euro, contro i circa 208.000,00 euro che si sarebbero spesi utilizzando solo gasolio, con un risparmio pari a circa il 43%.

Conclusioni

I risultati ottenuti dopo la prima stagione di riscaldamento in cui è stato utilizzato il nuovo impianto sono stati certamente soddisfacenti dal punto di vista dei costi, anche se non esattamente in linea con le aspettative. Bisogna però considerare che per oltre un mese, a inizio stagione, i generatori a biomassa non hanno funzionato e di conseguenza, se la medesima energia fornita da gasolio, 185,5 MWh, fosse stata interamente soddisfatta con biomassa al costo di 73,7 €/MWh, si sarebbe ottenuto un ulteriore risparmio di circa € 26.000,00, portando il risparmio a oltre il 50% sulla stagione precedente.

I margini di ulteriore miglioramento sono notevoli, soprattutto per quanto riguarda l'uso dei sistemi di regolazione automatica dei terminali, dai quali ci si aspetta un importante contributo, ben oltre il 18%. ■

* Filippo Belviglieri, Planex S.r.L. Società di Engineering, Verona - socio AiCARR

BIBLIOGRAFIA

- Mazzarella L., Piterà L.A. 2013. Efficienza Energetica attraverso la Diagnosi e il Servizio Energia negli Edifici: Linee Guida. Torino: Ananke



Accumulo termico e building automation in hotel



Utilizzo di accumulo termico e relativo sistema di controllo per un impianto a pompa di calore geotermica a sonda aperta a bassa entalpia in un albergo di Pompei (NA)

*di E. Lanzillo, S. D'Auria, V.A. Tritto**

L HOTEL FLOS79 DI POMPEI, che è oggetto di una completa ristrutturazione che lo porterà all'apertura a fine 2017, è costituito da 4 piani fuori terra, di circa 1.200 m² ciascuno, e da un piano seminterrato. La struttura ricettiva offre 156 posti letto in 80 camere ubicate ai piani tra il primo e il terzo e comprende una hall, un'area convegni con due sale congressi da 100 posti, un'area SPA e fitness, una sala polifunzionale da 200 posti con relativa cucina e un ristorante bistrot da 150 posti con relativa cucina.

Su richiesta del Committente, la progettazione architettonica e quella impiantistica sono state orientate, tra l'altro, al raggiungimento di

una elevata classe energetica e di un buon livello di automazione per cui, essendo l'edificio soggetto a vincolo della Soprintendenza ai Beni Architettonici, sono stati utilizzati tutti i possibili accorgimenti consentiti. In particolare, le pareti esterne, del tipo a doppia fodera, sono riempite con isolante granulare, i pavimenti su terreno e il tetto sono opportunamente isolati e gli infissi sono a taglio termico con doppio vetro basso emissivo, solarizzato per la facciata sud. Le due foderie della parete esterna risultano realizzate in mattoni semipieni, cosa che garantisce alla struttura una discreta massa, contribuendo ad aumentare lo sfasamento dell'onda termica. Per quanto

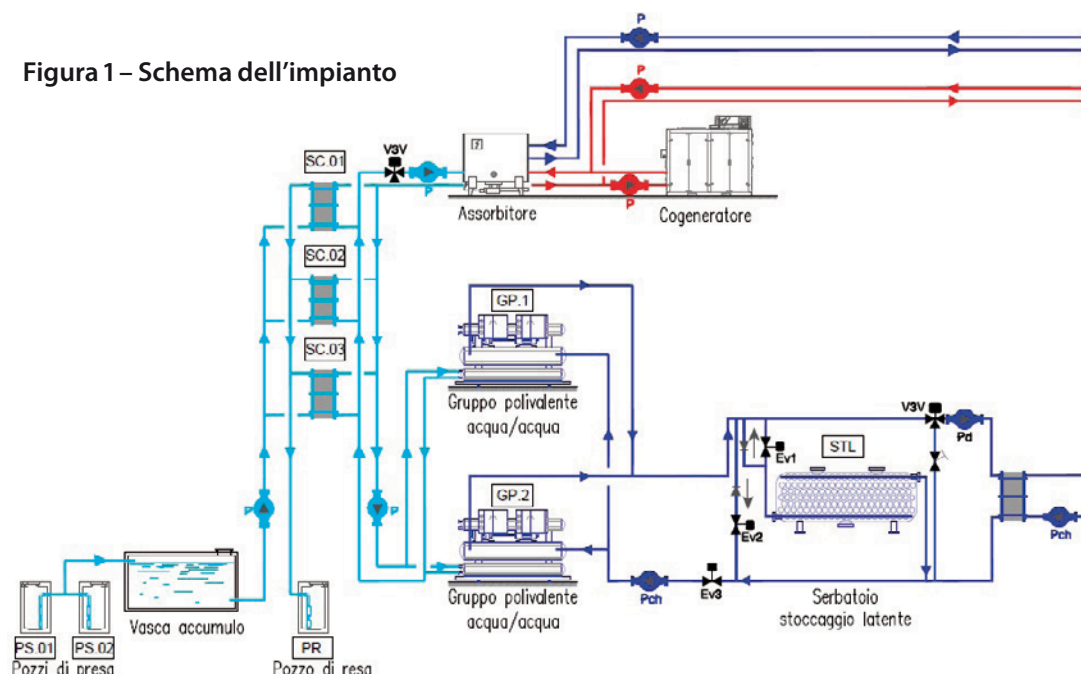
riguarda gli impianti, il vincolo non consente l'utilizzo di impianti fotovoltaico e solare termico e non è facile utilizzare la copertura per il posizionamento di pompe di calore o di gruppi frigoriferi, sia per il vincolo che per motivi commerciali, dato che dalla copertura si gode una bellissima vista. Tra l'altro, l'uso di gruppi frigoriferi in copertura avrebbe anche il problema della rumorosità dell'impianto; la situazione sarebbe peggiore se si ipotizzasse di posizionare i gruppi a piano terra.

Scelta del tipo di impianto

L'area di Pompei è attraversata da una ricca falda acquifera sotterranea. Lo studio geologico ha evidenziato la presenza di una falda superficiale, a circa 5 metri, e di una seconda falda, in leggera pressione, alla quota di circa 11 metri. Le prove di portata risultano soddisfacenti, la temperatura della falda è di 15 °C. Si è ipotizzato quindi di utilizzare la falda come serbatoio termico per una centrale termofrigorifera a pompa di calore, questa soluzione centra tutti gli obiettivi importanti del progetto in quanto consente di ottenere un notevole risparmio energetico, di raggiungere una discreta aliquota di utilizzo di energie rinnovabili, di rispettare l'estetica del fabbricato, di rispondere ai requisiti acustici e di liberare spazi preziosi all'esterno.

La diagnosi energetica del fabbricato ha consentito di determinare un fabbisogno totale estivo pari a 620 kW e invernale uguale a 460 kW, ambedue comprensivi della produzione di acqua calda sanitaria. La portata di punta da emungere dalla falda, necessaria al funzionamento delle pompe di calore in regime estivo, sarebbe stata di circa 37 l/s; l'istruttoria della pratica per l'ottenimento della concessione allo sfruttamento della falda acquifera presso la Città Metropolitana di Napoli ha evidenziato che questo valore è troppo elevato rispetto a quanto previsto dalla Legge Regionale e ciò avrebbe comportato una istruttoria più

Figura 1 – Schema dell'impianto



lunga e dall'esito incerto. Per ridurre la portata di picco si è ipotizzato l'utilizzo di un sistema di accumulo di energia con materiali a passaggio di fase, descritto di seguito, che sarebbe utilizzato solo per la stagione estiva, di gran lunga la situazione peggiore in termini di esigenze energetiche e quindi di necessità di scambio termico in falda. Con questa soluzione le pompe di calore potrebbero essere sottodimensionate rispetto al carico massimo estivo e lavorerebbero di notte per caricare nel sistema di accumulo energia, che poi verrebbe usata durante il giorno, in parallelo a quella prodotta direttamente, per garantire il fabbisogno energetico del fabbricato.

Alle pompe di calore viene affidata anche la produzione di acqua calda sanitaria. Le pompe di calore selezionate sono gruppi polivalenti a quattro tubi con recupero totale che consentono la produzione gratuita, durante il funzionamento in refrigerazione, di acqua calda.

L'impianto di trigenerazione

Considerata l'impossibilità di installazione di impianti fotovoltaico e solare termico, sarà installato un sistema di trigenerazione, con potenza elettrica di picco di 80 kWe, con un assorbitore che consentirà la produzione di acqua refrigerata da impiegare per l'impianto di climatizzazione. Il cogeneratore fornisce una potenza termica nominale di circa 100 kWt, che sarà fornita all'assorbitore o messa in parallelo con le pompe di calore, sia per la produzione centralizzata di acqua calda sanitaria che per alimentare la rete di distribuzione dell'impianto di climatizzazione invernale. L'energia termica ottenuta potrà essere utilizzata nei periodi di mezza stagione per raffreddare le zone ad alto affollamento, quali sale eventi e convegni. Il gruppo frigorifero ad assorbimento sarà anch'esso raffreddato con acqua di falda.

Il sistema di accumulo di ghiaccio

Il sistema di accumulo di ghiaccio consente di ridurre la potenza di punta richiesta ai gruppi frigoriferi, e di conseguenza la portata d'acqua emunta, e di utilizzare l'energia elettrica nelle ore in cui le tariffe elettriche sono più convenienti; inoltre, grazie alle particolari caratteristiche e ai rapidi tempi di reazione, aumenta l'affidabilità dell'impianto di condizionamento, garantendo una grande sicurezza di funzionamento e riducendo i cicli di avvio e fermo dei gruppi frigoriferi.

Il sistema funziona accumulando in un serbatoio, costituito da una vasca interrata riempita di sfere contenenti una miscela eutettica per cambiamento di fase, l'energia prodotta dall'impianto durante la notte, che verrà ceduta alle utenze durante il periodo di utilizzo.

Il funzionamento del sistema si articola in tre fasi alternative: accumulo, destoccaggio e produzione diretta + destoccaggio, schematizzate nelle Figure 2, 3 e 4.



USE OF THERMAL STORAGE AND ITS CONTROL SYSTEM FOR A GEOTHERMAL LOW ENTHALPY OPEN LOOP HEAT PUMP INSTALLATION FOR A HOTEL IN POMPEI (NA)

Pompeii is crossed by a rich groundwater. This is used as thermal reservoir for a reversible heat pump system. This solution allows significant energy savings and a higher use of renewable energy compared to an air to water heat pump. The high efficiency of the system, along with the improvements made to the building envelope, bring the building in energy class A3. The peak flow from the aquifer, necessary for the proper operation of the plant, was reduced by 40% using a thermal storage system in the phase transition. The heat pump works at night to load energy in the storage system, which is then used during the day together with the direct production to ensure the energy needs of the building. The thermal storage is dimensioned by performing an energy analysis that takes into account the hourly usage profile. A DDC control system manages the charging and discharging functions, by changing the set points of the Heat Pump to adapt them to the various operating modes. The energy system of the building is completed by a trigeneration plant. In the report, the plant is analyzed from an energy and economic point of view, describing the benefits achieved compared to a traditional system.

Keywords: thermal storage, geothermal heat pump, building automation

Dimensionamento dello stoccaggio e delle pdc

Il sistema è stato dimensionato a valle di un’analisi energetica secondo i profili orari di utilizzo, concordata con il gestore dell’albergo, che ha permesso di determinare i profili di utilizzo di ogni funzione della struttura; il risultato è riportato in Figura 5.

Il dimensionamento dell’accumulo termico utilizza come input la potenza totale, quella resa disponibile dalle pompe di calore per l’accumulo e quella per il funzionamento diretto in parallelo con l’accumulo. Le pompe di calore a loro volta devono essere dimensionate per garantire la potenza necessaria allo stoccaggio, a una temperatura di produzione di -7 °C, ma anche quella necessaria al funzionamento in parallelo all’accumulo durante le fasi di destoccaggio e di produzione diretta. Inoltre, si deve tenere in conto che durante la stagione invernale le pompe di calore funzionerebbero solo in modalità di produzione diretta, per cui va verificato che le macchine possano erogare la potenza necessaria.

La procedura di dimensionamento è stata quindi condotta per successive approssimazioni, fino ad arrivare alla scelta delle due pompe di calore che garantiscono il corretto funzionamento del sistema. Va sottolineato che è stato verificato che le pompe di calore selezionate hanno bisogno in condizioni estive di una portata di acqua di falda di punta di 22 l/s, valore accettato dai tecnici della Città Metropolitana.

Analisi energetica ed economica

A valle del dimensionamento del sistema, si è effettuata una dettagliata analisi energetica, per confrontare i costi di gestione del sistema progettato con quelli di un impianto con pompe di calore che garantiscono la sola produzione diretta. Infatti, anche se questa soluzione non sarebbe stata percorribile tecnicamente per i motivi indicati, è stato ritenuto opportuno verificare le eventuali differenze. L’analisi ha condotto a un sostanziale pareggio economico tra la soluzione con produzione diretta e quella con accumulo.

Sistemi di climatizzazione

La presenza di una centrale termo frigorifera che, ricorrendo a diverse fonti di energia, è in grado di produrre simultaneamente e indipendentemente, in tutti i periodi dell’anno, acqua calda e acqua refrigerata consente la realizzazione per tutte le zone dell’albergo di impianti di climatizzazione del tipo a 4 tubi. In tutte le zone del complesso alberghiero saranno sempre disponibili acqua refrigerata e acqua calda, che potranno essere impiegate localmente in relazione alle esigenze degli impianti di climatizzazione di ciascuna zona.

Per garantire condizioni di comfort termico e acustico negli ambienti e per ottimizzare ulteriormente

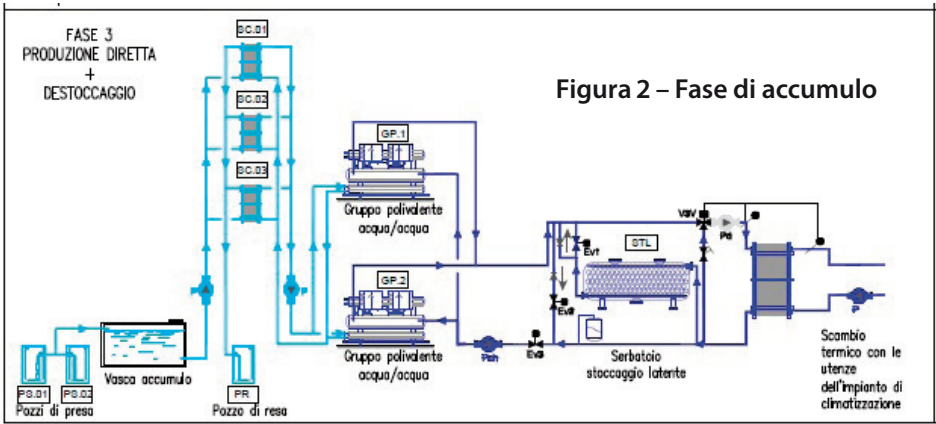


Figura 2 – Fase di accumulo

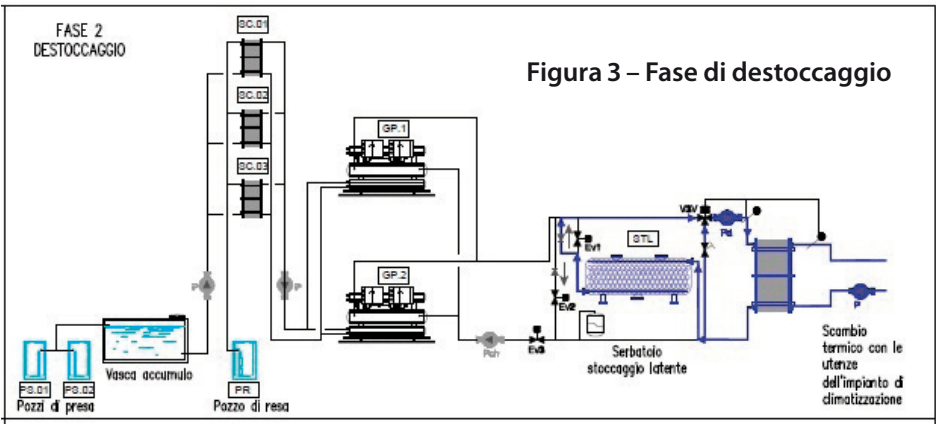


Figura 3 – Fase di destoccaggio

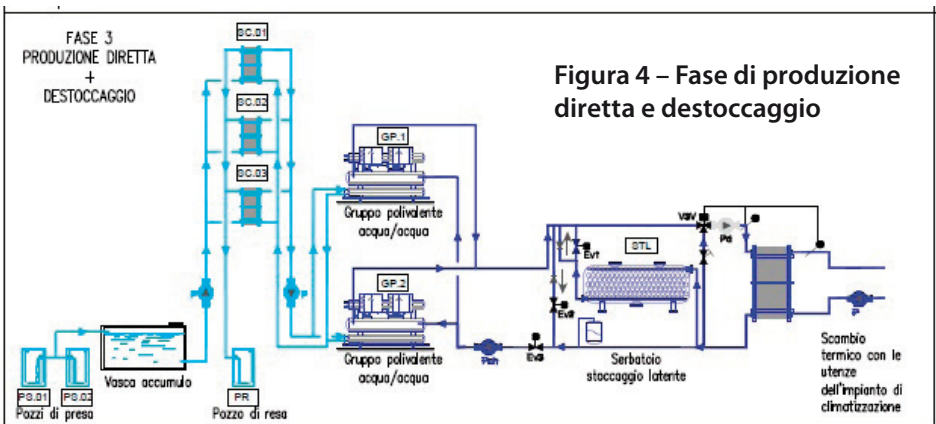


Figura 4 – Fase di produzione diretta e destoccaggio

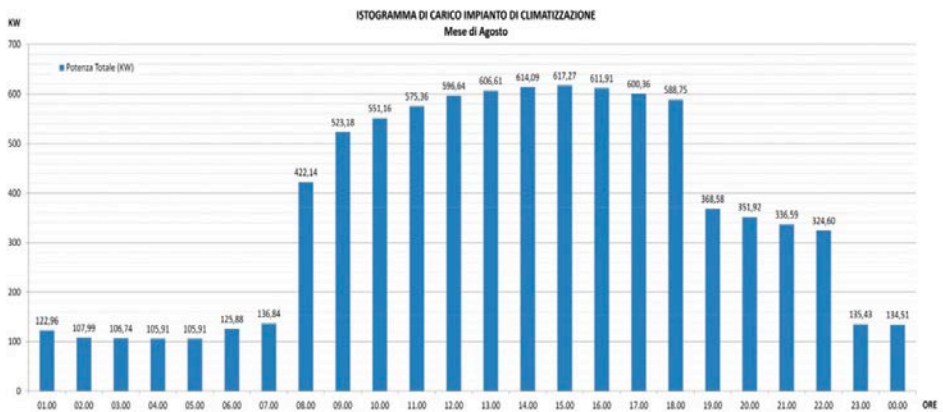


Figura 5 – Istogramma di carico

i rendimenti energetici degli impianti di climatizzazione, in alcune parti comuni del complesso alberghiero saranno installati impianti di climatizzazione con soffitti radianti e aria primaria. Le

camere e le restanti zone impiantistiche saranno invece asservite a impianti di climatizzazione del tipo a ventilconvettori e aria primaria.



Figura 6 – Vista della hall con i soffitti radianti. La diffusione dell'aria primaria avviene attraverso dei tagli nel controsoffitto

Impianti di climatizzazione con sistemi radianti

Le zone destinate a ospitare le aree comuni del complesso alberghiero sono caratterizzate tutte da una modesta altezza dei locali, con conseguente riduzione degli spazi tecnici disponibili per la installazione degli impianti. L'esigua altezza dei controsoffitti ha indotto infatti a uno studio meticoloso relativo agli ingombri e alle modalità di installazione dei sistemi di climatizzazione, con particolare riferimento ai condotti per la ventilazione meccanica, che sono deputati a convogliare in ambiente l'aria primaria per bilanciare il carico termico latente e per controllare la qualità dell'aria interna. Il bilanciamento del carico termico sensibile è stato affidato a un sistema di soffitti radianti, caratterizzati da diverse finiture, compatibili con l'elevata qualità estetica degli ambienti.

Uno dei motivi principali di questa scelta è che ha consentito di ridurre gli spazi tecnici e di diminuire notevolmente la necessità di operare manutenzioni all'interno degli ambienti, si pensi ad esempio all'utilizzo di ventilconvettori. Ulteriori vantaggi sono un buon livello di comfort degli occupanti, con l'eliminazione delle correnti d'aria e la riduzione delle polveri e del rumore,

tipici degli impianti ad aria tradizionali con ventilconvettori. Inoltre, i soffitti radianti agiscono sulla temperatura delle superfici, e quindi sulla temperatura operativa dell'ambiente, per cui è possibile ottenere lo stesso comfort termico mantenendo temperature dell'aria interna più vicine a quella dell'aria esterna rispetto a quanto accade con i sistemi di climatizzazione tradizionali. Ulteriori vantaggi si ottengono grazie all'impiego di temperature di mandata dell'acqua decisamente inferiori in inverno e superiori d'estate rispetto a quelle caratteristiche dei sistemi tradizionali di condizionamento, ottimizzando ulteriormente i vantaggi derivanti dall'impiego di fonti energetiche rinnovabili.

Impianti di climatizzazione con ventilconvettori

Nelle restanti zone dell'albergo, quali le camere e gli uffici, l'esigenza di dover garantire un controllo locale della temperatura e una rapida messa a regime dell'impianto ha portato a scegliere ventilconvettori per impianti a 4 tubi, dimensionati per bilanciare il carico termico sensibile degli ambienti. I ventilconvettori saranno dotati di ventilatori con motori brushless direttamente accoppiati e azionati da inverter.

Impianti di aria primaria

Gli impianti di ventilazione per l'immissione di aria primaria nei locali consentono durante la stagione estiva di bilanciare i carichi termici latenti, deumidificando l'aria ambiente e scongiurando ogni rischio di condensa superficiale dovuta alla circolazione nei pannelli radianti di acqua refrigerata.

Sistema di controllo degli impianti

L'impianto così come progettato ha una discreta complessità e i parametri da controllare sono molteplici; oltre ai parametri operativi dei gruppi polivalenti si vuole anche garantire la massima economicità di funzionamento, per cui sono controllate anche le tariffe dei fornitori di energia, in particolare quelli di elettricità e gas.

Un sistema di controllo dedicato DDC, fornito dalla casa costruttrice dei gruppi polivalenti, gestirà le macchine modificando i set point di funzionamento per adattarli alle varie esigenze dell'impianto. Il sistema controlla in ogni momento tutti i parametri di funzionamento delle macchine, compresi EER e COP, ottimizzandoli.

Il sistema sarà anche in grado quindi di ottimizzare, misurare e verificare le efficienze dell'impianto con logiche di saturazione o bilanciamento al fine di assicurare la massima efficienza nella produzione dell'energia frigorifera e termica.

Il sistema sarà in grado di comunicare col sistema BMS locale, cui viene demandata la gestione e la supervisione dell'intero impianto e che sarà implementato con un evoluto modulo diagnostico, che permetterà di valutare il livello di efficienza delle unità termofrigorifere, traducendo i dati in informazioni utili a semplificare e ottimizzare le attività di manutenzione programmate e straordinarie. ■

* Enrico Lanzillo, Salvatore D'Auria, Vito Antonio Tritto, Gnosis Architettura Soc Coop, Società di Ingegneria, Napoli – Soci AiCARR



Fotovoltaico abbinato a pompe di calore. Quale sistema di accumulo?

Due studi valutano l'adozione di sistemi di accumulo termico o elettrochimico per massimizzare l'autoconsumo fotovoltaico



L'INTEGRAZIONE DI SISTEMI di climatizzazione con pompa di calore ad impianti fotovoltaici è una soluzione promettente in termini di efficienza energetica e per massimizzare l'autoconsumo dell'energia fotovoltaica.

Tuttavia, la diffusione dei sistemi di produzione energetica da fonti rinnovabili, per loro natura variabili e non programmabili, pone interrogativi in merito alla gestione della produzione energetica e dei carichi così come al controllo della rete elettrica. Le soluzioni allo studio, e in parte già applicate, sono diverse. Si va da modelli incentrati esclusivamente sull'autoconsumo con sistemi di programmazione e controllo dei carichi che possono essere del tipo "diretto" o "indiretto" grazie all'installazione di dispositivi di storage. L'alternativa all'autoconsumo è l'immissione in rete grazie al meccanismo dello scambio sul posto o

l'allacciamento alla rete in un'ottica di smart grid.

In ogni caso la gestione della domanda di energia — il cosiddetto Demand Side Management — porta all'esigenza di ricorrere a sistemi di accumulo, che possono essere termici o elettrochimici. Quale di questi due sistemi è più efficace e conveniente? Allo stato attuale, non vi è sicuramente una risposta a questo quesito, e probabilmente non vi sarà neanche in futuro, poiché la validità di un dispositivo rispetto all'altro dipende da una serie di fattori che vanno valutati caso per caso.

Vi riportiamo di seguito due interessanti studi, presentati in occasione del 33° Convegno di AiCARR tenutosi a Padova lo scorso 9 Giugno, che possono essere confrontati e presi ad esempio.

Il primo a firma Biagio Di Pietra et al. dal titolo "Aumento dell'autoconsumo fotovoltaico attraverso innovativi metodi di gestione per pompe

a cura della Redazione

di calore e chiller negli edifici" presenta un caso di studio di un edificio residenziale servito da un sistema di controllo che integra l'impianto fotovoltaico e l'unità di climatizzazione tramite un accumulo termico. Il secondo a firma di Luigi Schibuola et al. intitolato "Strategie di controllo di impianti fotovoltaici abbinati a pompe di calore" propone un'attività di ricerca volta allo studio dell'integrazione di accumuli di energia elettrochimica in sistemi fotovoltaici residenziali, valutando al contempo le opportunità introdotte da algoritmi intelligenti di gestione del sistema edificio-impianto.

ACCUMULO TERMICO

Il primo caso di studio considera un edificio residenziale dotato di un sistema di controllo che integra l'impianto fotovoltaico e l'unità di climatizzazione del tipo aria-acqua tramite un accumulo termico. L'analisi del comportamento dei sistemi è stato sviluppato mediante simulazioni di tipo dinamico in Matlab-Simulink.

MODELLO DI SIMULAZIONE

Dati climatici

Per questo lavoro sono stati utilizzati i dati relativi all'anno tipo per alcune località e, dove disponibili, sono stati utilizzati i dati realmente misurati da centraline climatiche regionali.

Edificio

Il modello dell'edificio è stato definito partendo dalle caratteristiche degli elementi opachi e trasparenti (dimensioni e caratteristiche fisiche). L'edificio è stato modellizzato come una zona termica in cui i fabbisogni energetici sono calcolati in modo da mantenere le condizioni di comfort interne.

Superficie climatizzata	m ²	400
Volume	m ³	1150
Fattore di forma		0,7
Piani	n°	2
Trasmittanza strutture opache verticali	W/ m ² K	0,310
Trasmittanza strutture trasparenti	W/ m ² K	2,616
Trasmittanza solai intermedi	W/ m ² K	0,362
Trasmittanza copertura	W/ m ² K	0,357
Trasmittanza pavimento contro terra	W/ m ² K	0,326

Tabella I – Dimensioni e dati caratteristici dell'edificio

Impianto fotovoltaico

Il modello simula un impianto fotovoltaico connesso alla rete. Le variabili in input che ne caratterizzano il funzionamento e la conseguente produttività sono la radiazione solare disponibile e la temperatura esterna.

Tecnologia		Silicio monocristallino
NOCT	°C	44
Potenza modulo	W	240
Tilt	°	35
Azimut	°	0
Numero di moduli		25
Dimensioni	m	1.58x0.8x0.035

Tabella II – Dati tecnici dei moduli fotovoltaici

Unità di climatizzazione

L'unità di climatizzazione viene simulata in accordo agli algoritmi suggeriti dalle normative tecniche di settore (UNI EN 15316, UNI TS 11300 e EN 14825) tramite una matrice che determina la prestazione dell'unità in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso, la temperatura esterna e il grado di carico.

Riscaldamento		
Potenza termica	kW	31.5
Potenza elettrica	kW	10.70
COP (EN14511:2011)		2.93
Raffrescamento		
Potenza termica	kW	29.1
Potenza elettrica	kW	12.70
EER (EN 14511:2011)		2.29



Tabella III – Dati tecnici della pompa di calore A/W

ACCUMULO ELETTROCHIMICO

Il secondo caso di studio analizza le modalità di controllo di sistemi fotovoltaici abbinati a pompe di calore in presenza di accumuli di energia elettrochimica.

MODELLO DI SIMULAZIONE

La procedura di calcolo

La sperimentazione ha previsto la sovrapposizione di due livelli di simulazione, dell'involucro edilizio e del sistema, ivi compresi l'impianto fotovoltaico e il sistema di climatizzazione alimentato da pompa di calore che alimenta ventilconvettori quali terminali d'impianto. Dapprima si è infatti definito e simulato un edificio di riferimento, utilizzandolo quale esempio per la derivazione di consumi tipici per il riscaldamento, il raffrescamento, la preparazione di ACS e i consueti usi elettrici. La stima dei carichi termo-frigoriferi è stata svolta attraverso il programma EnergyPlus (U.S. Department of Energy 2015), dopo le dovute assunzioni inerenti alla tipologia costruttiva, all'occupazione e ai consumi di energia elettrica e acqua calda. I profili orari di consumo termico, frigorifero ed elettrico così conseguiti sono stati successivamente forniti quali condizioni al contorno in un secondo software che permette un elevato grado di dettaglio nell'implementazione delle strategie di controllo del sistema impiantistico simulato.

La sovrapposizione di due livelli di simulazione potrebbe implicare incongruenze dovute, per esempio, a carichi di riscaldamento/raffrescamento superiori alla potenza massima dei generatori (specialmente in condizioni meteorologiche avverse). Tuttavia, tali criticità sono risolte attraverso:

- L'integrazione di accumuli termici nel sistema impiantistico, sia al servizio del circuito tecnico che al servizio del circuito dell'acqua calda sanitaria;
- L'utilizzo di "contatori energetici" usati quali remainder per procrastinare carichi eventualmente non soddisfatti, sommandoli ai carichi di riscaldamento/

raffrescamento del passo temporale di calcolo successivo, al fine di consentire all'impianto di recuperare da temporanee condizioni operative straordinarie. Le simulazioni sono state contestualizzate nel clima di Milano e consistono nelle effettive rilevazioni svolte da ARPA (Agenzia Regionale per la Prevenzione e Protezione Ambientale) Lombardia nell'anno 2012.

L'edificio simulato

L'edificio simulato presenta le caratteristiche illustrate in Tabella I. Le potenze di progetto in riscaldamento e raffrescamento e i conseguenti fabbisogni energetici specifici per i servizi di riscaldamento, raffrescamento e acqua calda sanitaria sono riassunti in Tabella II.

Dati dimensionali			Condizioni di occupazione		
Area in pianta	503 m ²			Piano terra	Piani 1 e 2
Numero di piani (riscaldati)	3 (2)		Destinazione d'uso	Garage e magazzini	Appartamenti (totale: 8)
Volume riscaldato lordo	2715 m ³		Infiltrazione + ventil.	0.5 vol/h (costante)	0.3 vol/h (costante)
Costruz.	Tipo elemento	Trasmittanza	Occupazione	-	Densità massima: 0.025 p/m ²
	Pavimento	0.29 W/(m ² ·K)	ACS	-	Consumo giornaliero: 50 l/p
	Parete esterna	0.33 W/(m ² ·K)			Temperatura all'utenza: 45°C
	Tetto	0.26 W/(m ² ·K)	Illuminazione e altri dispositivi elettrici	-	Intensità massima: 8 W/m ²
	Finestra	1.14 W/(m ² ·K)			Energia interna giornaliera:

Tabella I – Principali caratteristiche dell'edificio simulato

Servizio	Potenza di progetto [kW]	Fabbisogno totale [kWh/y]	Fabbisogno specifico [kWh/(m ² ·y)]
Riscaldamento	18.4	13805	13.4
Raffrescamento	21.1	20760	20.1
ACS	-	13220	12.8

Tabella II – Potenze di progetto e fabbisogni energetici per i servizi di riscaldamento, raffrescamento e ACS

MODALITÀ DI CONTROLLO

Le modalità di controllo sono state sviluppate seguendo due principi base: comfort dell'utenza e sicurezza. Le unità infatti non sono comandate dalla disponibilità di energia elettrica di origine fotovoltaica ma mantengono in ogni condizione la loro regolazione di base in modo da coprire costantemente il carico termico richiesto. Le modalità di controllo hanno lo scopo di far lavorare l'unità di climatizzazione in condizioni particolari nei periodi in cui è disponibile energia elettrica prodotta da fotovoltaico. Il controllo si articola in due fasi:

1. variazione del set point di lavoro dell'unità;
2. adeguamento della potenza elettrica assorbita.

La variazione del set point di temperatura è calcolata in maniera proporzionale alla disponibilità di energia elettrica da fonte solare, questa variazione incrementa il set point in modalità di funzionamento riscaldamento o acqua calda sanitaria mentre lo riduce in modalità raffrescamento.

La proporzionalità tra disponibilità di energia elettrica e variazione del set point non è costante ma è definita in modo che per ridotti valori di disponibilità di energia elettrica la variazione sia coerente, infatti con bassa disponibilità di energia elettrica da fotovoltaico non è conveniente avere modifiche al set point tali da avviare l'unità, nel caso in cui sia spenta, rischiando di consumare una quota di energia elettrica maggiore rispetto a quella disponibile per il periodo di start-up vincolato. Inoltre questo potrebbe innescare dei dannosi start and stop dell'unità. Viceversa, se nell'atto della modifica del set point l'unità risulta già in attività

l'aumento ridotto di set point ha l'effetto di mantenere l'unità in funzione per un tempo maggiore rispetto a quello che si avrebbe per il raggiungimento del set point di base (senza influenza della generazione da fotovoltaico). Se la disponibilità di energia elettrica cresce aumenta anche la variazione di set point tale da poter indurre anche l'accensione dell'unità.

È importante evidenziare come l'energia disponibile sia identificata come l'energia immessa in rete e non come l'energia prodotta dall'impianto fotovoltaico, considerando quindi i consumi elettrici dell'edificio prioritari rispetto ai consumi dell'unità di climatizzazione. Il sistema di controllo perciò non dovrà essere collegato direttamente all'inverter fotovoltaico ma tramite dei lettori TA sulle linee elettriche sarà in grado di definire l'energia immessa in rete.

Il controllo della potenza elettrica va a adeguare il consumo totale dell'unità alla potenza realmente disponibile agendo sulla modulazione inverter del compressore. Questo permette di mantenere l'unità in funzione per il periodo di produzione fotovoltaica senza superare la soglia di disponibilità.

I due controlli proposti sono tra loro interconnessi e si completano a vicenda, se fosse attivo solamente il controllo sul set point il rischio è quello di indurre delle variazioni di set point tali da portare l'unità a consumare più energia di quella disponibile in quanto viene chiamata a soddisfare un salto termico più elevato. Il solo controllo in potenza non avrebbe senso in quanto se l'unità raggiunge il set point impostato va in spegnimento (magari alle prime ore della mattina) e il limite sulla potenza assorbita risulta inutile in quanto l'unità risulterebbe

CASE STUDY 2

Il sistema HVAC simulato

Il sistema HVAC simulato è costituito da:

- Una pompa di calore
- Un accumulo termico per l'acqua calda sanitaria, del volume di 50 L/persona, collegato alla pompa di calore attraverso uno scambiatore di calore a piastre.
- Un accumulo termico per l'acqua tecnica (20 L/kW_{h,Des}), connesso alla pompa di calore attraverso collegamento diretto.
- Le unità terminali a ventilconvettori.

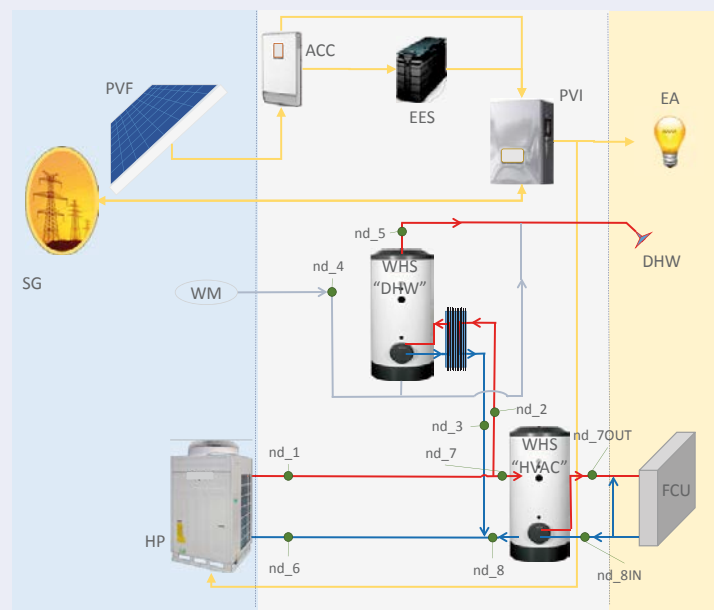


Figura 1 – Schema dei sistemi HVAC e fotovoltaico simulati

L'impianto fotovoltaico simulato

Il sistema fotovoltaico on-grid, integrato sul versante sud del tetto, utilizza moduli fotovoltaici in silicio monocristallino. Esso fa fronte al fabbisogno d'energia elettrica globale dell'edificio. Il software NXT calcola la resa oraria del sistema fotovoltaico mediante una procedura di calcolo iterativo. Al fine di prevedere un realistico comportamento della batteria, il programma considera nel calcolo le efficienze e le correnti massime di carica/scarica, simulando il comportamento di accumulatori commerciali. In particolare, sono stati utilizzati dati relativi a unità d'accumulo Li-Ion. L'impianto fotovoltaico e la sua interazione con l'edificio e la rete elettrica nazionale sono stati studiati mediante un'analisi parametrica, considerando 7 diverse potenze di picco dell'impianto fotovoltaico e 7

capacità d'accumulo dell'unità elettrochimica, esplicitate in Tabella III, richiamando tra parentesi la frazione percentuale rispetto alla configurazione standard per la progettazione corrente (PV4+ACC2). Il campo fotovoltaico è assunto essere composto da moduli fotovoltaici con efficienza pari al 18,5%, nonché un'efficienza media del BoS (Balance of System) pari al 75%. Con tali assunzioni la configurazione PV4 è infatti quella di riferimento, in grado di produrre l'intera energia elettrica annualmente richiesta dall'edificio simulato (condizione ZEB).

Opzione	Potenza di picco installata		Capacità delle batterie	
	Codice opzione	Potenza di picco [kW] (% riferita alla potenza di riferimento, pari a 37.8 kW)	Codice opzione	Capacità [kWh] (% riferita alla taglia di riferimento, pari a 37.8 kWh)
0	PV0	0.0 (0%)	ACC0	0.0 (0%)
1	PV1	9.5 (25%)	ACC1	18.9 (50%)
2	PV2	18.9 (50%)	ACC2	37.8 (100%)
3	PV3	28.4 (75%)	ACC3	56.7 (150%)
4	PV4	37.8 (100%)	ACC4	75.6 (200%)
5	PV5	47.3 (125%)	ACC5	94.5 (250%)
6	PV6	56.8 (150%)	ACC6	113.4 (300%)

Tabella III – Opzioni della potenza di picco installata e della capacità delle batterie considerate nel corso delle simulazioni eseguite

STRATEGIE DI REGOLAZIONE

La strategia di regolazione della pompa di calore

La modalità di controllo assunta per la pompa di calore ne impone l'accensione e lo spegnimento in funzione del corrente prezzo dell'energia elettrica, attraverso il confronto dello stesso rispetto a due valori di soglia predefiniti, $C_{EI,ON,Max}$ e $C_{EI,OFF,Min}$ (con $C_{EI,ON,Max} < C_{EI,OFF,Min}$), che rappresentano rispettivamente il prezzo massimo dell'energia elettrica per l'accensione forzata e prezzo minimo dell'energia elettrica per lo spegnimento forzato, da cui i seguenti comportamenti:

- $C_{EI,h} < C_{EI,ON,Max}$: la pompa di calore viene forzosamente accesa, compatibilmente con la disponibilità degli accumuli termici stessi ad essere ulteriormente caricati;
- $C_{EI,h} > C_{EI,OFF,Min}$: la pompa di calore viene forzosamente spenta, a meno dell'eventuale necessità di ricaricare gli accumuli termici;
- $C_{EI,ON,Max} < C_{EI,h} < C_{EI,OFF,Min}$: la pompa di calore si accende/spegne solo in base ai livelli termici dei serbatoi.

I valori di $C_{EI,ON,Max}$ e $C_{EI,OFF,Min}$ sono stati calcolati partendo dalla distribuzione di Gauss che approssima il diagramma delle frequenze di accadimento dei costi orari dell'energia elettrica e sono posti a $\pm 0,3 \sigma$ rispetto al valore medio annuale, sì da coprire in modo sufficientemente equilibrato le tre condizioni operative sopra elencate.

spenta o in funzionamento a carico parziale per mantenere il set point voluto. Il controllo in parallelo permette di porre l'unità in condizione di attività creando una richiesta indotta dalla variazione di set point, questa richiesta difficilmente verrà soddisfatta in quanto il controllo in potenza limiterà la velocità del compressore e obbligando l'unità a funzionare favorendo quindi l'autoconsumo. Questa tipologia di controllo risulta facilmente implementabile nei software di gestione delle unità sia internamente alle unità stesse sia tramite controllore esterno in collegamento all'unità tramite i protocolli di comunicazione più diffusi (Modbus, Bacnet, ecc. .). Per quanto riguarda gli aspetti legati alla sicurezza i controlli proposti non vanno ad influire sulla gestione dell'unità in quanto questi non vanno in alcun modo a by passare i controlli di sicurezza previsti. È bene chiarire a questo scopo che il controllo sulla potenza elettrica non va direttamente a comandare il numero di giri del compressore ma bensì la variabile di potenza elettrica assorbita. L'unità adegua poi il numero di giri del compressore al limite previsto mantenendo attivi i tutti controlli previsti come per esempio il controllo iniluppo, fondamentale per far lavorare in compressore sempre in zona di sicurezza.

Questo controllo opera diverse operazioni fondamentali in vari elementi dell'unità a seconda della condizione di funzionamento anomala rilevata:

- riduzione della potenza tramite controllo della valvola di espansione in caso di basso rapporto di compressione, elevata pressione di aspirazione, elevato assorbimento di corrente, ecc. .
- riduzione della potenza tramite controllo del compressore in caso di alta pressione/

temperatura di scarico, bassa pressione di aspirazione, ecc. .

- variazione delle rampe di accelerazione/decelerazione del compressore per evitare di uscire dalle zone di sicurezza.

Lo studio qui presentato si focalizza sull'integrazione con un impianto fotovoltaico installato nello stesso edificio servito dall'unità di climatizzazione. In un'ottica più ampia si può pensare che la stessa sequenza di controlli qui proposta possa essere attivata da segnale tramite smart grid. Numerosi sono in tal senso gli studi che propongono la trasmissione attraverso rete di telecomunicazione di determinate informazioni come per esempio il prezzo dell'energia (real time pricing) o l'indice di sostenibilità dell'energia elettrica trasmessa. Ecco che prevedendo queste innovazioni è facile pensare allo sfruttamento dei controlli qui proposti in un'ottica di integrazione a livello di rete elettrica.

Si accenna ad un altro effetto indiretto legato alla modalità di controllo proposta ovvero alla diminuzione dell'indice TEWI dell'unità legato al fatto di utilizzare energia elettrica prevalentemente proveniente da risorsa rinnovabile. L'indice TEWI tiene conto della qualità dell'energia elettrica che alimenta l'unità di climatizzazione in funzione della massa di CO₂ emessa nell'atmosfera per unità di energia elettrica consumata. Nel caso in cui l'edificio sia sottoposto a certificazione LEED o simili la riduzione dell'indice TEWI porta senza dubbio a un miglioramento dell'indice di certificazione. Le simulazioni effettuate hanno riguardato le località di Milano e di Copenaghen, per entrambe sono state considerate due differenti tipologie impiantistiche (ventilconvettori e pavimento radiante).

La strategia di regolazione dell'impianto fotovoltaico

Per l'impianto fotovoltaico sono state considerate 3 modalità di regolazione, che si distinguono per la modalità di utilizzo dell'energia elettrica sovrapprodotta dal campo fotovoltaico. Nel caso infatti il campo fotovoltaico riesca a far fronte al corrente consumo di energia elettrica, il surplus può essere esportato o river-sato nell'accumulo elettrochimico in base a specifiche strategie atte ad attenuare l'entità dell'interazione tra l'utenza e la rete elettrica nazionale. Nel corso della presente analisi si distinguono tre strategie di controllo: la strategia di controllo di riferimento (detta modalità "0"), con priorità d'invio all'accumulo elettrochimico, e due modalità ad accumulo modulato (dette rispettivamente modalità "1" e modalità "2"). Ciascuna di esse sarà descritta nel seguito; tuttavia, s'anticipa la descrizione generale delle due strategie ad accumulo modulato ("1" e "2"). Le strategie "1" e "2" utilizzano algoritmi predittivi che eseguono una simulazione oraria semplificata dei flussi energetici coinvolti nell'azione del sistema fotovoltaico nelle successive 24 ore, basandosi in particolare sui consumi orari di energia elettrica rilevati nel corso delle precedenti 24 ore ($P_{Needs,hr}$, utilizzati quali consumi di riferimento per le successive 24 ore) e la produzione energetica da fonte fotovoltaica ($P_{PV,hr}$, prevedibile attraverso l'acquisizione online di previsioni meteorologiche). Nel corso di detta simulazione semplificata, l'algoritmo assegna il flusso di energia elettrica verso l'accumulo elettrochimico per ciascuna delle 24 ore simulate, attraverso le Equazioni 1 e 2 rispettivamente per il metodo "1" e il metodo "2". I valori r_1 e r_2 contenuti nelle due succitate equazioni possono variare nel range da 0,0 a 1,0 e definiscono la ripartizione del surplus di produzione di energia elettrica. In particolare, r_1 definisce la frazione di potenza elettrica in surplus inviata alla batteria nel caso della strategia "1", mentre r_2 contribuisce a definire la potenza elettrica in surplus esportata, da cui la conseguente determinazione della potenza elettrica inviata alla batteria, come da Equazione 2. I valori r_1 e r_2 sono assunti costanti nel corso della simulazione predittiva delle 24 ore successive e vengono ricalcolati ad ogni ora di funzionamento reale dell'impianto attraverso una procedura iterativa di seguito descritta (con riferimento principalmente alla strategia "1" e, tra parentesi, alla strategia "2"):

- Dapprima viene effettuata la simulazione delle 24 ore successive assumendo $r_1 = 1,0$ ($r_2 = 0,0$, nel caso della strategia "2"), corrispondente alla condizione di accumulo prioritario e non modulato, ovvero di strategia "0", memorizzando il valore massimo della capacità raggiunta nell'accumulo elettrochimico nel corso delle 24 ore simulate ($C_{Accu,Max,+24h,"0"}$).
- Il coefficiente r_1 (r_2) viene poi ricalcolato e mantenuto costante nel corso di un'ulteriore

sessione di simulazione delle 24 ore successive, calcolando di nuovo il valore massimo della capacità raggiunta nell'accumulo elettrochimico nel corso delle 24 ore simulate, denominabile $C_{Accu,Max,+24h,"1"}$ ($C_{Accu,Max,+24h,"2"}$). Il ricalcolo di r_1 (r_2) avviene iterativamente mediante il metodo di bisezione e le iterazioni vengono arrestate quando si realizza la disequazione 3 (4, nel caso di strategia "2"), in cui ϵ è un valore frazionario di tolleranza, assunto, per esempio, pari a 0,001.

$$P_{PV \rightarrow Accu,h} = (P_{PV,h} - P_{Needs,h}) \cdot r_1$$

$$P_{PV \rightarrow Accu,h} = \max((P_{PV,h} - P_{Needs,h}) - P_{PV,Size} \cdot r_2, 0,0)$$

$$\frac{C_{Accu,Max,+24h,"0"} - C_{Accu,Max,+24h,"1"}}{C_{Accu,Nom}} < \epsilon$$

$$\frac{C_{Accu,Max,+24h,"0"} - C_{Accu,Max,+24h,"2"}}{C_{Accu,Nom}} < \epsilon$$

Di seguito una breve descrizione delle strategie di controllo considerate:

- Modalità di controllo "0": costituisce la strategia di regolazione di riferimento e consiste nell'accumulo prioritario e non programmato all'interno del sistema elettrochimico dell'energia elettrica prodotta in esubero dal campo fotovoltaico. L'energia elettrica prodotta in esubero dal campo fotovoltaico viene quindi inviata al sistema d'accumulo elettrochimico e, in caso di raggiunta massima capacità, viene esportata alla rete elettrica nazionale. La strategia è esemplificata in Figura 2.a e in Figura 2.b, mediante l'illustrazione della ripartizione della potenza elettrica distribuita nel corso della giornata. In particolare, si notano la rapidità con cui la batteria giunge alla massima capacità e il conseguente rilevante picco d'esportazione verso la rete nazionale. Proprio per ridurre quest'inconveniente sono state quindi definite e valutate le strategie "1" e "2".
- Modalità di controllo "1": è una strategia di controllo ad accumulo modulato in cui un algoritmo predittivo definisce direttamente la frazione in esubero di produzione fotovoltaica da inviare alla batteria. Tale strategia di regolazione mira a mantenere la batteria ricettiva anche nelle ore pomeridiane, inviando alla rete una quantità d'energia proporzionale al surplus previsto nel corso della giornata. Tale strategia tende a imitare la forma "a campana" della produzione fotovoltaica, mantenendo così il profilo di produzione e interfacciamento tipicamente associato da parte del gestore di rete agli impianti fotovoltaici, come emerge dall'esemplificazione illustrata in Figura 2.c e in Figura 2.d.
- Modalità di controllo "2": è una strategia di controllo ad accumulo modulato in cui un algoritmo predittivo mantiene la potenza esportata dall'impianto al

INDICI DI AUTOCONSUMO

Per effettuare le valutazioni necessarie al presente studio sono stati definiti degli indici di autoconsumo per il funzionamento dell'unità in modalità pompa di calore e in modalità chiller. Tale indice rappresenta il rapporto tra la quota parte di energia utilizzata di origine fotovoltaica e il totale dell'energia elettrica utilizzata dell'unità di climatizzazione (0: tutta l'energia elettrica è prelevata dalla rete, 1: tutta l'energia elettrica è di origine fotovoltaica). Si riporta un esempio nel caso di funzionamento dell'unità in modalità pompa di calore.

RISULTATI

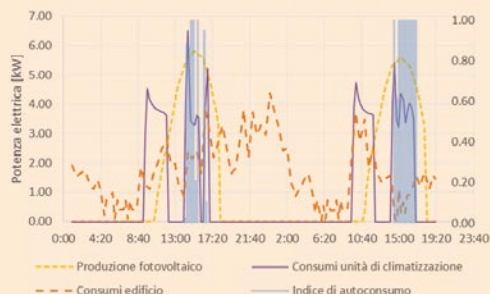


Figura 1 – Calcolo dell'indice di autoconsumo fotovoltaico

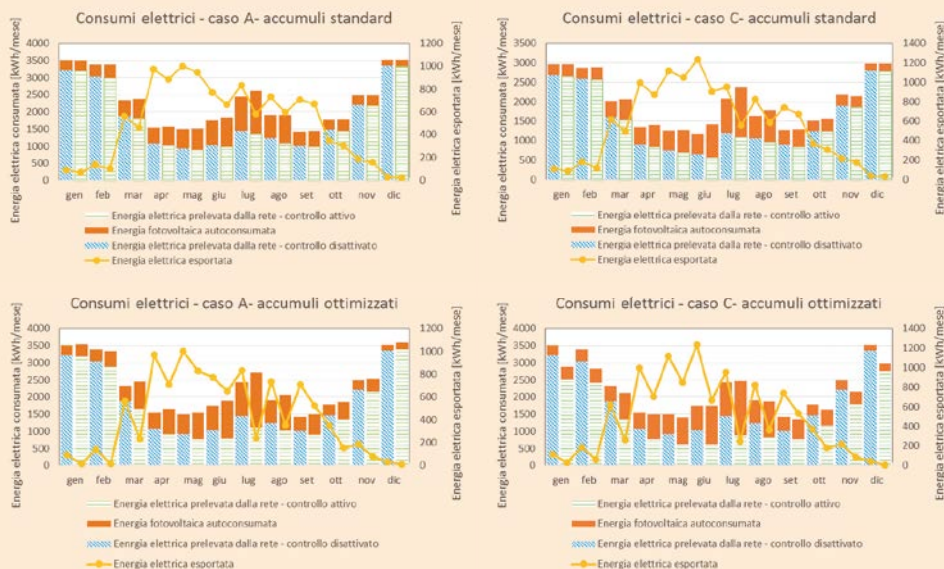


Figura 2 – Risultati delle simulazioni per i casi indagati

Si riportano di seguito i risultati delle simulazioni effettuate divise per i casi esaminati:

Caso A: Località Milano, impianto con ventilconvettori, accumuli standard (1000 litri impianto, 500 litri acqua calda sanitaria) e accumuli ottimizzati (5000 litri impianto, 2000 litri acqua calda sanitaria);

Caso B: Località Copenaghen, impianto con ventilconvettori, accumuli standard (1000 litri impianto, 500 litri acqua calda sanitaria) e accumuli ottimizzati (5000 litri impianto, 2000 litri acqua calda sanitaria);

BIBLIOGRAFIA

- Di Pietra B., Emmi G., Morisotto G., Puglisi G., Sbordone D., 2016, Aumento dell'autoconsumo fotovoltaico attraverso innovativi metodi di gestione per pompe di calore e chiller negli edifici, atti 33° convegno nazionale AICARR, AICARR.
- Schibuola, L., Scarpa, M. & Tambani, C., 2016, Strategie di controllo di impianti fotovoltaici abbinati a pompe di calore, atti 33° convegno nazionale AICARR, AICARR.

CASE STUDY 2

di sotto di una potenza di soglia variabile di giorno in giorno e pari a $r_2 \cdot P_{PV,Size}$. In tal modo il profilo d'esportazione non mantiene la forma tipica per gli impianti fotovoltaici, ma si limitano drasticamente i picchi d'esportazione, come evidente in Figura 2.e e in Figura 2.f.

RISULTATI

La presente sezione illustra i risultati ottenuti per ciascuna strategia di controllo in merito ai seguenti parametri:

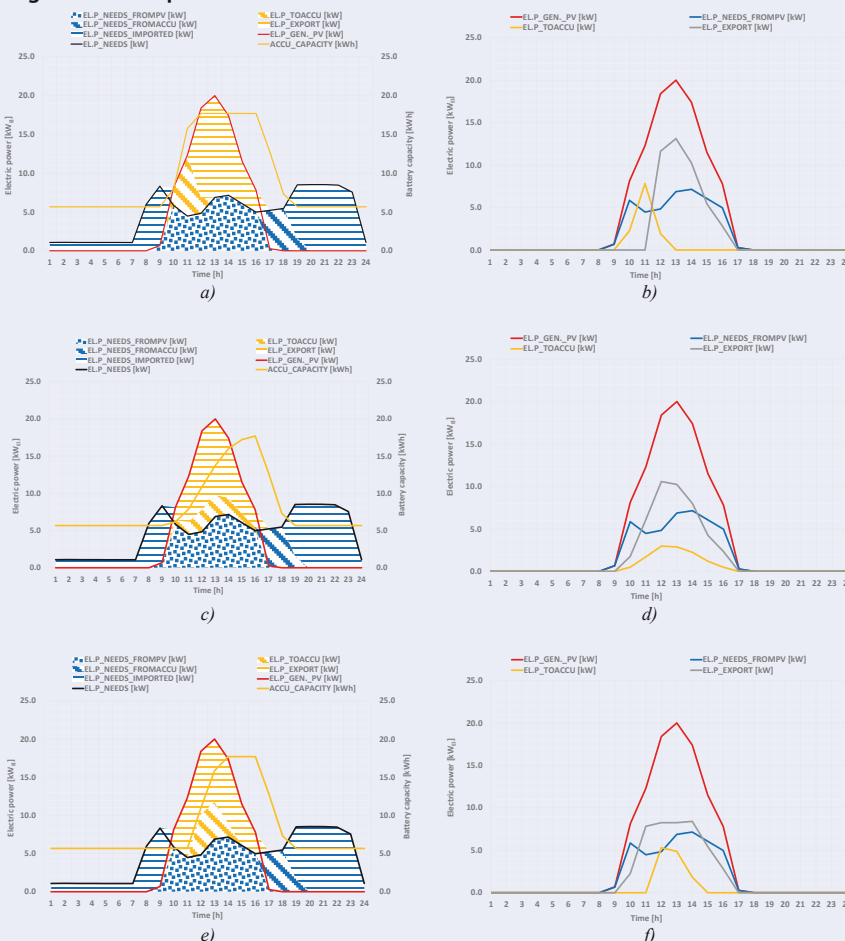
- Entità dell'autoconsumo e frazione del fabbisogno coperta dall'accumulo elettrochimico (Figura 3.a, Figura 4.a e Figura 5.a);
- Entità delle importazioni/esportazioni (Figura 3.b, Figura 4.b e Figura 5.b); Entità dello sbilanciamento indotto sulla rete, calcolato secondo l'equazione 5 (Figura 3.c, Figura 4.c e Figura 5.c), con $P_{Needs,Max} = 15,6 \text{ kW}$ e n pari al numero di ore in cui è verificata la disequazione 6. La definizione di detto coefficiente utilizza una potenza quadrata in modo da dare maggior risalto agli eventi di importazione/esportazione di maggiore entità.

$$k = \frac{\sum_{h=1}^{8760} \left(\frac{P_{Imp,h} + P_{Exp,h}}{P_{Needs,Max}} \right)^2}{n}$$

$$P_{Imp,h} + P_{Exp,h} > 0$$

In particolare, il confronto tra la Figura 3.a, la Figura 4.a e la Figura 5.a illustra che la strategia di regolazione "0" assicura il massimo sfruttamento dell'energia fotovoltaica prodotta, in particolare rispetto alla strategia "1", che dimostra un livello di autonomia globale significativamente inferiore, indice di uno scarso sfruttamento dell'accumulo elettrochimico. La strategia "2" assicura invece livelli di autonomia globale comunque vicini alla strategia "0", inferiori di pochi punti percentuali. Questi risultati sono confermati dalle Figure 3.b, 4.b e 5.b, testimoniando l'elevato grado di esportazione (e conseguentemente d'importazione) connesso all'uso della strategia "1". La Figura 3.c, la Figura 4.c e la Figura 5.c illustrano invece l'ottimo comportamento della strategia "2" nell'ambito della limitazione delle potenze elettriche scambiate con la rete nazionale in

Figura 2 – Esempificazione dell'azione delle 3 modalità di controllo considerate



importazione ed esportazione. La strategia di controllo "2" risulta infatti abbattere del 25% il coefficiente di sbilanciamento, soprattutto nel caso di configurazioni contraddistinte da grande capacità delle batterie. La strategia di controllo "1" conferma quanto già detto per la Figura 4.a e la Figura 4.b, cioè la scarsa capacità nello sfruttamento delle potenzialità dell'accumulo. Si osservi che in tutte tre le modalità di controllo il minimo dello sbilanciamento viene ottenuto dimensionando il campo fotovoltaico al 75% di quanto necessario per l'ottenimento della prestazione ZEB.

Caso C: Località Milano, impianto con pannelli radianti a pavimento, accumuli standard (1000 litri impianto, 500 litri acqua calda sanitaria) e accumuli ottimizzati (5000 litri impianto, 2000 litri acqua calda sanitaria);
Caso D: Località Copenaghen, impianto con pannelli radianti a pavimento, accumuli standard (1000 litri impianto, 500 litri acqua calda sanitaria) e accumuli ottimizzati (5000 litri impianto, 2000 litri acqua calda sanitaria).
 I grafici riportano degli istogrammi mensili di confronto con il totale consumato diviso tra autoconsumo e prelievo dalla rete, viene poi rappresentato dalle linee spezzate l'energia fotovoltaica mensilmente esportata.



CONCLUSIONI

Le simulazioni effettuate e presentate nei due casi di studio riportati evidenziano la quota di risparmio ottenibile dall'adozione di sistemi di accumulo in differenti climi e con differenti tipologie di impianto. Ed evidenziano anche e soprattutto come adeguate strategie di gestione e controllo possano portare a

una riduzione significativa dell'energia fotovoltaica immessa in rete, a un considerevole aumento della quota di autoconsumo e ad un attenuamento degli sbilanciamenti elettrici indotti sulla rete nazionale. Il settore, come già detto, è in costante evoluzione e non esiste una "ricetta" ad hoc per qualsiasi tipologia edilizia e impiantistica ma la scelta del

sistema va effettuata con approfondite analisi del singolo caso. Certo è che i progressi delle tecnologie legate allo storage energetico aprono le porte a scenari sempre più incoraggianti da un punto di vista dell'efficienza energetica in ambito domestico.

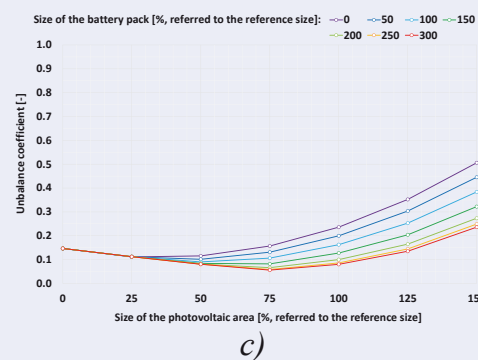
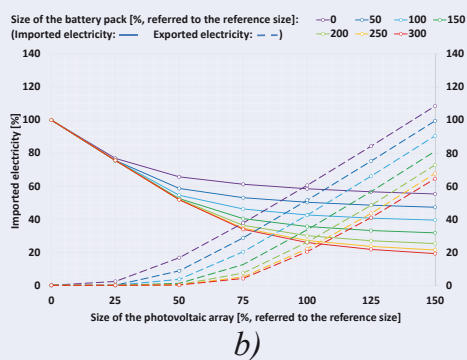
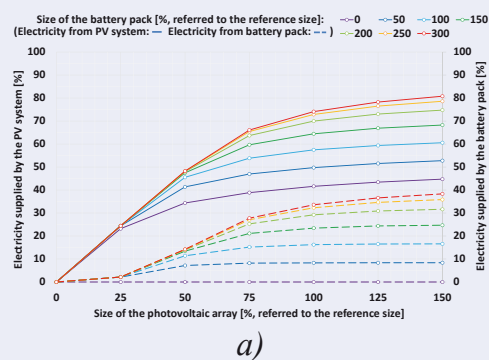


Figura 3 – Strategia di controllo "0" – Frazioni annuali di energia elettrica fornite direttamente all'utenza da parte dell'intero sistema fotovoltaico e da parte del solo accumulo elettrochimico (a), frazioni di energia elettrica importate ed esportate (b) ed entità dello sbilanciamento quadratico (c).

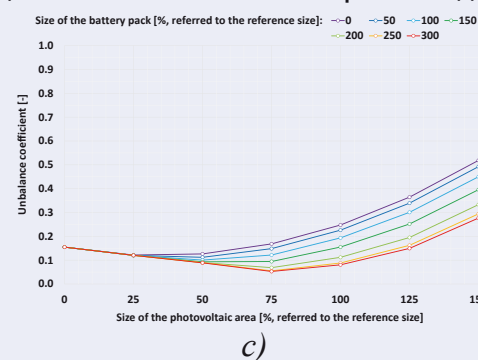
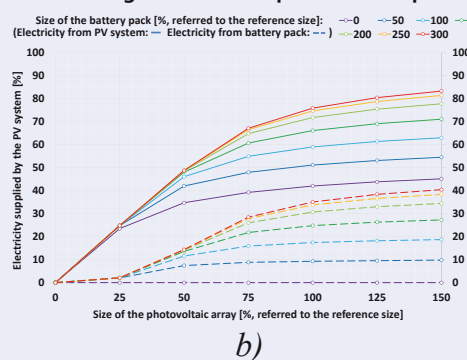
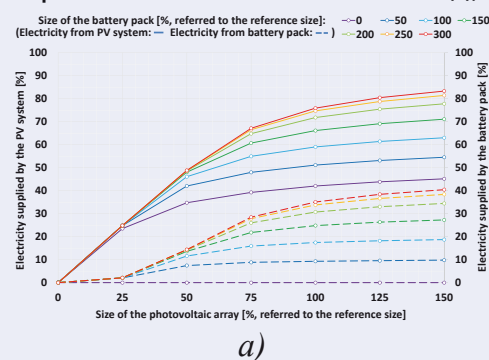


Figura 4 – Strategia di controllo "1" – Frazioni annuali di energia elettrica fornite direttamente all'utenza da parte dell'intero sistema fotovoltaico e da parte del solo accumulo elettrochimico (a), frazioni di energia elettrica importate ed esportate (b) ed entità dello sbilanciamento quadratico (c).

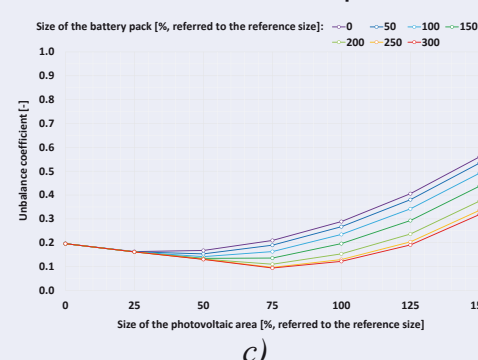
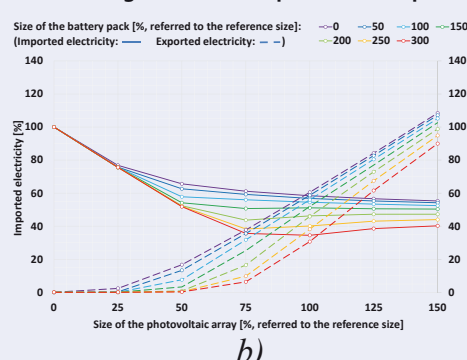
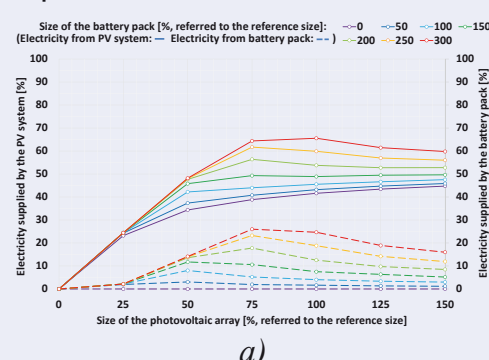


Figura 5 – Strategia di controllo "2" – Frazioni annuali di energia elettrica fornite direttamente all'utenza da parte dell'intero sistema fotovoltaico e da parte del solo accumulo elettrochimico (a), frazioni di energia elettrica importate ed esportate (b) ed entità dello sbilanciamento quadratico (c).

L'HF01234YF come sostituto dell'HFC134A nei frigoriferi domestici

Investigazione sperimentale svolta su un frigorifero domestico progettato e realizzato per operare con l'HFC134A e per il quale è stata realizzata un'operazione di drop-in con l'HF01234YF

Ciro Aprea¹, Adriana Greco², Angelo Maiorino^{1,}*

¹ Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università di Salerno, Via Giovanni Paolo II 132, 84084, Fisciano (SA), Italy

² Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università di Napoli Federico II, P.le Tecchio 80, 80125, Napoli, Italy

*autore corrispondente: Tel. +39 089 964002; Fax +39 089 964037; email: amaiorino@unisa.it

HF01234YF AS A SUBSTITUTE FOR HFC134A IN DOMESTIC REFRIGERATORS

The latest international regulations on the reduction of greenhouse gases are strongly redesigning the scenario of use of refrigerants, gradually eliminating the possibility of employing the HFCs. Among all sectors of refrigeration, one of the most affected by these restrictions is the domestic refrigeration. Although for it have been suggested some solutions, such as the construction of household refrigerator operating with the hydrocarbons, there remains the need to find a substitute for HFC134A. In particular, the substitution may involve both existing machines and already in operation, which can not be loaded with hydrocarbons, and new devices. With the aim of finding a simple implementation solution, in the present work, it is reported an experimental investigation carried out on a domestic refrigerator designed and built to operate with HFC134A and for which a drop-in with HF01234YF has been realised. The experimentation has been addressed so as to highlight the behaviour of the system as a result of the drop-in, with a particular interest in the energy performance variation.

Keywords: HFC134A, HF01234YF, drop-in, domestic refrigerators, GWPm

 English text



La particolare attenzione nel ridurre il riscaldamento globale del nostro pianeta ha portato a considerare i fluidi refrigeranti di tipo sintetico con sempre maggiore scetticismo. Se da un lato negli ultimi decenni c'è stato un notevole interesse a riscoprire l'impiego dei fluidi naturali (Aprea et al., 2013; Boccardi et al., 2013; Bolaji and Huan, 2013; Llopis et al., 2015a; Sarbu, 2014), dall'altro nella maggior parte delle applicazioni reali predominano ancora i fluidi sintetici del tipo idro-fluoro-carbon (HFC). Tali fluidi, accolti con grande entusiasmo alla fine dello scorso secolo per il loro ODP nullo, oggi sono considerati particolarmente dannosi per l'ambiente a causa del loro GWP, che risulta essere pari a 1000 volte più di quello dell'anidride carbonica. Negli ultimi anni sono state avviate alcune procedure legislative di limitazione dell'uso degli HFC. In Europa il *phase out* degli HFC è stato già schedato e avviato il primo gennaio 2015 (Parlamento europeo, 2014), bandendo l'uso dei fluidi aventi un valore di GWP superiore a 150 nei frigoriferi domestici. Misure analoghe sono state adottate in Giappone, mentre sono in fase di studio in Canada, Stati Uniti e Mexico, dove si prevede l'inizio del *phase out* degli HFC a decorrere dal primo gennaio del 2019 (Canada, 2015). Sussiste, quindi, un'imminente necessità mondiale di sostituire questi refrigeranti con alternative a basso GWP. In alcuni ambiti, come quello della refrigerazione domestica, è stata già proposta la sostituzione dell'HFC134A, fluido di riferimento impiegato dagli anni '90, con l'isobutano (HC600a). Tuttavia, tale soluzione, sebbene già recepita dal mercato europeo, comporta alcune difficoltà tecniche legate all'elevata infiammabilità dell'HC600a. Infatti, se da un lato la ridotta quantità di carica presente in un frigorifero domestico per il mercato europeo non desta particolari preoccupazioni, dall'altro ha comportato la riprogettazione di alcune aree delle catene di produzione dei costruttori, quali il magazzino di stoccaggio del refrigerante e le stazioni di ricarica, causando forti investimenti da parte delle aziende coinvolte. Inoltre, come evidenziato da Bansal et al. (2011), il ricorso all'HC600a

trova forti ostacoli nel mercato americano, l'U.S. market, a causa dei più restrittivi standard in materia di prevenzione incendi, ma anche altri mercati potrebbero essere riluttanti a tale soluzione. Una soluzione alternativa è stata avanzata con l'introduzione nel mercato di fluidi refrigeranti di quarta generazione: gli idro-fluoro-olefins, HFO, caratterizzati da valori di GWP inferiori a 10, come l'HF01234ZE e l'HF01234YF. Ad oggi tali fluidi sono stati ampiamente investigati sotto diversi punti di vista:

1. infiammabilità e tossicità (Kondo et al., 2014; Schuster et al., 2009; Yang and Wu, 2013; Yang et al., 2015);
2. proprietà termodinamiche e di scambio termico (Akasaka, 2011; Akasaka et al., 2014; Grauso et al., 2013; Janković et al., 2015; Lai, 2014a, 2014b; McLinden et al., 2014; Righetti et al., 2015; Tanaka et al., 2010);
3. prestazioni energetiche (Fukuda et al., 2014; In et al., 2014; Llopis et al., 2015b; Molès et al., 2014; Mota-Babiloni et al., 2014; Navarro-Esbrí et al., 2013; Righetti et al., 2015; Sethi et al., 2016; Wang, 2014; Yataganbaba et al., 2015);
4. solubilità con l'olio (Sun et al., 2014; Wang et al., 2016).

Dai lavori appena citati, emerge che la maggioranza delle investigazioni sperimentali finalizzate alla valutazione delle performance energetiche ottenibili con gli HFO è stata realizzata impiegando impianti per il condizionamento ambientale, per il condizionamento delle autovetture e per la refrigerazione commerciale. Da quanto evidenziato da Bansal et al. (2011) e da quanto emerge da una recentissima *review* (Mota-Babiloni et al., 2016), si evidenziano l'assenza di indagini volte a validare la possibilità di sostituire l'HFC134A con gli HFO nei frigoriferi domestici e la necessità di indagare in tale direzione. A tal proposito, in questo articolo vengono riportati i risultati di un'investigazione sperimentale del drop-in dell'HFC134A con l'HF01234YF, le cui proprietà sono riportate in Tabella 1 e Figura 1, per un frigorifero domestico del tipo frost-free. L'indagine è stata

realizzata per dimostrare la fattibilità dell'impiego dell'HFO1234YF quale sostituto dell'HFC134A in macchine già esistenti senza apportare modifiche impiantistiche né operative.

	R1234A	HFO1234YF
Composizione chimica [% in peso]	CH ₂ FCF ₃	CH ₂ =CFCF ₃
Peso molecolare [g mol ⁻¹]	102,03	114,04
Punto di evaporazione [°C]	-26,1	-29,5
Temperatura critica [°C]	101,1	94,7
Calore latente a -30 °C [kJ kg ⁻¹]	219,5	180,51
Calore latente a +40 °C [kJ kg ⁻¹]	163,0	132,27
Volume specifico -30 °C [m ³ kg ⁻¹]	0,2259	0,1708
GWP _{100 years}	1370	4
Gruppo di sicurezza (ASHRAE Standard 34-2010)	A1	A2 (A2L)
OEL [PPM in volume]	1000	400
LFL [% in volume]	None	6,2
HOC [MJ kg ⁻¹]	4,2	n.a.

Tabella 1- Caratteristiche chimiche, fisiche e termiche dei refrigeranti. Da (Lemmon et al., 2010).

Sperimentazione

Con la finalità di analizzare la fattibilità della sostituzione dell'HFC134A con l'HFO1234YF nei frigoriferi domestici, è stato preso in esame un impianto commerciale di recente costruzione. Dopo aver caratterizzato il funzionamento dell'apparato così come è stato costruito, è stato realizzato un drop-in dell'HFC134A con l'HFO1234YF. Successivamente si è proceduto a una nuova caratterizzazione del funzionamento dell'apparato in accordo con quanto sarà descritto qui di seguito.

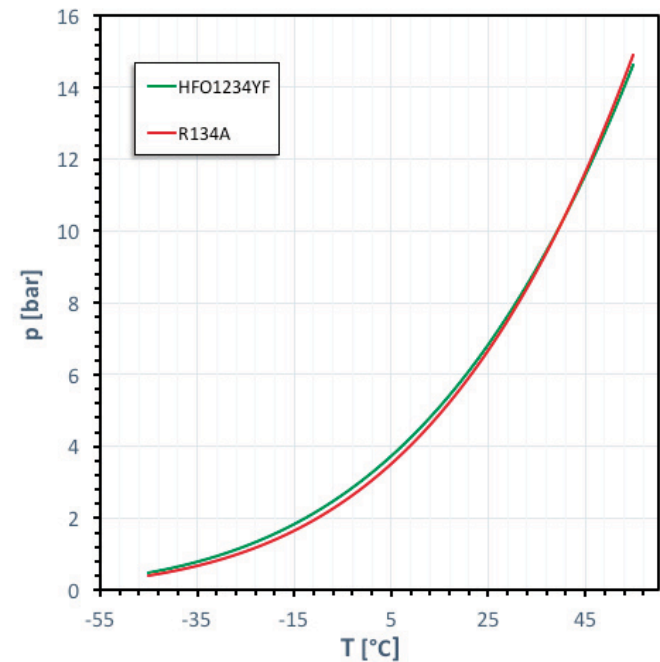


Figura 1- Pressione di saturazione per l'HFC134A e l'HFO1234YF

Impianto sperimentale

L'impianto adoperato per l'investigazione sperimentale è un frigorifero domestico avente una carica di HFC134A pari a 100 g, così come definito dal costruttore. L'armadio frigorifero è suddiviso in due scomparti separati tra loro: uno a bassa temperatura (-18 °C – *tre stelle*) denominato "freezer" e un altro ad alta temperatura (+4 °C – *fresh food storage*) denominato "refrigeratore". In Tab.2 si riportano le caratteristiche aggiuntive dei due scomparti.

	Dimensioni	Freezer	Refrigeratore
V _{in,cab}	[m ³]	0,131	0,342
S _{cab}	[m ²]	2,20	3,30
U	[Wm ⁻² K ⁻¹]	0,369 ± 2,4%	0,369 ± 2,4%
U*S _{cab}	[WK ⁻¹]	0,81	1,22
Posizione	[-]	Lato superiore	Lato inferiore

Tabella 2- Caratteristiche dei due scomparti.

Per entrambi gli scomparti esiste un unico circuito frigorifero, mostrato in Figura 2, composto da un compressore alternativo ermetico, un condensatore a convezione forzata, un tubo capillare per l'espansione e un evaporatore a convezione forzata. L'evaporatore è interamente posizionato nello scomparto del freezer, mentre un sistema di distribuzione dell'aria, composto da un canale di mandata e da una ripresa, mette in comunicazione il refrigeratore con il freezer. In tal modo nel freezer si instaura un ricircolo di aria fredda che permette il raggiungimento della bassa temperatura, mentre una porzione di aria viene inviata nel refrigeratore perché raggiunga la temperatura desiderata. La quantità di aria inviata nel refrigeratore è regolata da un *damper* mosso da un azionamento meccanico termostatico. I livelli di temperatura desiderati dall'utente vengono selezionati tramite due regolatori: uno di tipo digitale e collegato allo scomparto freezer, l'altro di tipo meccanico e collegato allo scomparto refrigeratore. Il primo comanda direttamente il funzionamento del compressore, mentre il secondo agisce sulla regolazione del *damper* meccanico. Conseguentemente, il funzionamento del compressore è con priorità per il freezer. Il tubo capillare è avvolto per buona parte della sua lunghezza intorno al tubo di aspirazione del compressore. In tal modo, il fluido refrigerante, durante la laminazione, sperimenta un raffreddamento che permette di migliorare l'effetto frigorifero, inteso come salto di entalpia all'evaporatore, a spese del fluido uscente dall'evaporatore, che subisce un surriscaldamento aggiuntivo. Tuttavia, grazie alla ventilazione forzata del condensatore posto in prossimità del compressore, l'incremento di surriscaldamento del refrigerante lungo l'aspirazione non comporta elevate temperature di scarico. Il frigorifero impiegato è dotato di un sistema di defrost adattativo, realizzato mediante resistenze elettriche poste in prossimità dell'evaporatore. In base alla quantità di brina presente sull'evaporatore, il sistema di controllo del frigorifero attiva una procedura di sbrinamento che consiste nell'interrompere l'alimentazione elettrica del compressore e nell'alimentare le resistenze elettriche. Così facendo, la brina tende a sciogliersi mentre la temperatura dell'aria nel freezer tende ad aumentare. Durante lo sbrinamento l'acqua liquida viene convogliata verso l'esterno dell'armadio (cabinet) e raccolta in una bacinella in cui sono annegate alcune spire del condensatore. Al termine dello sbrinamento, il frigorifero deve vincere un carico aggiuntivo connesso all'innalzamento della temperatura dell'aria nel freezer. Tuttavia, l'acqua di condensa raccolta durante lo sbrinamento, agevola il raffreddamento del refrigerante al condensatore, riducendo in parte l'incremento di spesa energetica.

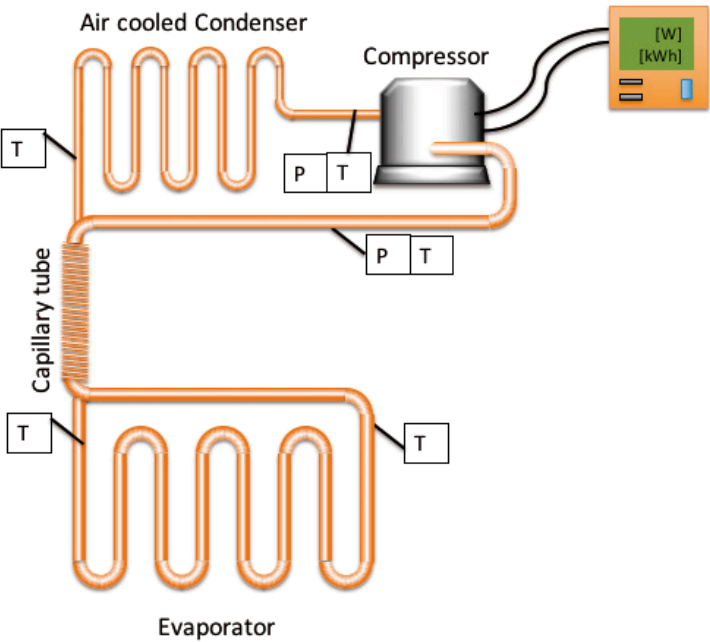


Figura 2- Schema del circuito frigorifero

Sensori e strumentazione

Un insieme di sensori e di strumentazioni ha permesso di ottenere la caratterizzazione del frigorifero in esame prima e dopo il drop-in. L’impiego di PT100 all’ingresso e all’uscita di ciascun componente dell’impianto ha permesso di monitorare la temperatura del refrigerante nei punti chiave dell’impianto. Le termoresistenze sono posizionate esternamente alle tubazioni. Il contatto termico tra il sensore e la superficie della tubazione è garantita dall’interposizione di uno strato di pasta siliconica. L’intera tubazione è stata isolata termicamente grazie a un isolante flessibile avente spessore di 25 mm. La misura di temperatura ottenuta da tale configurazione è stata confrontata con quella ottenuta con una PT100 disposta all’interno di un tubo egualmente isolato. Per varie condizioni di test, la differenza tra le due misure è risultata inferiore a 0,3 °C. Per il monitoraggio dell’aria all’interno degli scomparti refrigerati, in ciascuno di essi è stata collocata una termoresistenza in prossimità dei sensori impiegati dal costruttore del frigorifero per la termostatazione. La misura di temperatura ottenuta da tale configurazione è stata confrontata con quella ottenuta posizionando una PT100 in diversi punti di ciascun comparto. Per varie condizioni di test, la differenza di temperatura tra le due misure è risultata inferiore a 0,5 °C. La pressione del refrigerante all’aspirazione e allo scarico del compressore sono state misurate per mezzo di sensori piezoelettrici di pressione. Un analizzatore di rete elettrica ha permesso di misurare l’energia e la potenza elettrica assorbite dal frigorifero durante le prove. Esternamente al frigorifero, un termoigrometro ha permesso il monitoraggio dei valori della temperatura e dell’umidità relativa dell’aria circostante l’armadio del frigorifero. Per misurare le diverse cariche di refrigerante è stata impiegata una bilancia elettronica in grado di apprezzare variazioni di massa pari a 0,1 g.

Sensori	Range	Incertezza
PT100 4 fili	-100 ÷ 500 °C	±0,15°C
Termoigrometro	-100 ÷ 70 °C / 0 ÷ 100%	±0,15°C / ±1,5%
Sensori di pressione piezoelettrici	1 ÷ 10 bar; 1 ÷ 30 bar	±0,2% ±0,5% F.S
Analizzatore di rete elettrica	0 ÷ 1 MWh	±1%
Bilancia	0÷100 kg	±0,2%

Tabella 3- Caratteristiche dei sensori e degli strumenti impiegati

Ciascun sensore è stato collegato a un sistema di acquisizione a 32 bit A/D connesso a un personal computer che consente una frequenza di acquisizione fino a 10 kHz. Uno strumento virtuale, denominato FrigoCheck e realizzato in ambiente LabView, ha permesso di monitorare e registrare ogni grandezza misurata durante i test. Inoltre, ricorrendo alle misure di pressione e temperatura realizzate nelle condizioni di regime e facendo ricorso al software RefProp 9.1. (Lemmon et al., 2010), per entrambi i fluidi refrigeranti è stato possibile ricavare il valore dell’entalpia. Per le diverse condizioni operative e per entrambi i fluidi esaminati, in accordo con (Moffat, 1988), è stata stimata una precisione per l’entalpia contenuta nel range: 1,10-1,95%. In Tabella 3 si riportano ulteriori informazioni per i sensori e per le strumentazioni impiegate.

Procedura sperimentale

Tutte le prove sono state sviluppate in accordo con la UNI ISO 15502:2005 con riferimento alle condizioni per le regioni sub tropicali. Il frigorifero è stato alloggiato in una camera climatica in grado di mantenere la temperatura dell’aria a +25 °C ± 0,5 °C e di contenere l’umidità relativa nel range 45-75%. Il set-point del freezer è stato impostato a -18 °C mentre il termostato del refrigeratore è stato regolato in modo da mantenere la temperatura a +5 °C. Con lo scopo di realizzare una comparazione in termini di prestazioni energetiche tra due fluidi refrigeranti, in accordo con quanto evidenziato da (Bansal, 2003) e da (Hermes et al., 2013) si è optato per non adottare i test pack all’interno degli scomparti frigoriferi, tralasciando, quindi, i fenomeni inerziali tipici del carico termico dovuto ai cibi e non alle caratteristiche termodinamiche di un fluido refrigerante. L’investigazione è stata suddivisa in due fasi:

- 1. caratterizzazione dell’impianto operante con HFC134A così come è stato costruito, per identificare le condizioni di riferimento da confrontare con quelle ottenute a seguito dell’operazione di drop-in;
- 2. caratterizzazione dell’impianto operante con HFO1234YF.

Per ciascuna fase sono state realizzate due tipologie di prove:

- 1. pull down: partendo da una condizione di equilibrio termigrometrico tra l’aria esterna e quella presente nei vani del frigorifero, è stato avviato l’impianto e sono state monitorate tutte le grandezze riportate in 3.2. Al raggiungimento della prima termostatazione è stato memorizzato il tempo trascorso per il raggiungimento della temperatura di -18 °C nello scomparto freezer.
- 2. 1-day: partendo da una condizione di regime, per cui i tempi ciclo di ON e di OFF del compressore si ripetevano con un discostamento massimo del 5%, sono state monitorate per 24 ore continuative tutte le grandezze riportate in 3.2. Seguendo le indicazioni riportate nella norma UNI ISO 15502:2005, la prova è stata ritenuta valida se durante la sua esecuzione si è verificata l’azionamento del sistema di sbrinamento dell’impianto. In aggiunta è stato valutato il duty cycle medio per mezzo della seguente equazione:

$$\delta = AVERAGE \left(\frac{t_{ON}}{t_{ON}+t_{OFF}} \right) \tag{1}$$

dove t_{ON}e t_{OFF}rappresentano i tempi di ON e di OFF del compressore per ogni ciclo di termostatazione.

Non essendo nota a priori il valore della carica ottimale di HFO1234YF si è resa indispensabile un’indagine volta alla sua individuazione. In particolare, si è ricercata quella carica di HFO1234YF che fosse in grado di riprodurre una prova pull down simile a quella ottenuta con l’HFC134A con un discostamento massimo del 10% e che al tempo

stesso fosse in grado di contenere i consumi energetici. A tal fine, partendo da una carica di HFO1234YF pari a 85 g, è stata realizzata una serie di prove pull-down ciascuna ottenuta per successivi incrementi di carica pari a 5 g.

Risultati

Di seguito vengono riportati i risultati delle prove condotte sull'impianto sperimentale.

I test Pull down

In Figura 3 vengono riportati i profili di temperatura dell'aria all'interno del freezer, $T_{air,f}$, registrati durante le prove pull down per l'HFC134A e per le diverse cariche di HFO1234YF. Utilizzando l'HFC134A il frigorifero ha impiegato 5'650 s per raggiungere una $T_{air,f}$ pari a -18 °C. Come conseguenza del drop-in con l'HFO1234YF, l'impianto ha cambiato il tempo di pull-down. In particolare, per una massa uguale a 105 g è stato registrato un ritardo di 408 s (+7,0%), mentre, adottando una carica pari a 110 g, il tempo di pull-down è stato ridotto di 410 s (-7,3%)

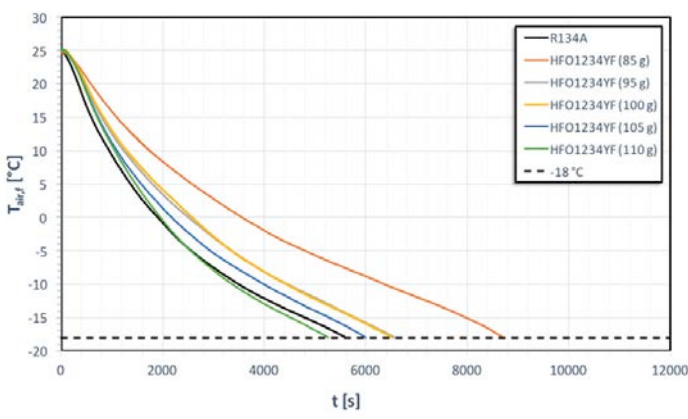


Figura 3 - Profili di temperatura dell'aria nel tempo all'interno del freezer per diverse cariche di HFO 1234YF e per l'HFC134A

L'aumento della massa di HFO1234YF ha comportato una variazione dei consumi di energia elettrica nella fase di pull-down, E_{PD} . Come riportato nelle Figure 3 e 4, aumentando la carica di HFO1234YF la riduzione del tempo di pull-down non è stata accompagnata da un'apprezzabile riduzione del consumo di energia elettrica rispetto a quella assorbita dall'R134A. In particolare, una massa di HFO1234YF pari a 110 g ha portato a una riduzione del 2% dell' E_{PD} , che è confrontabile con l'incertezza di misura del contatore di energia utilizzato, come mostrato in Tabella 3.

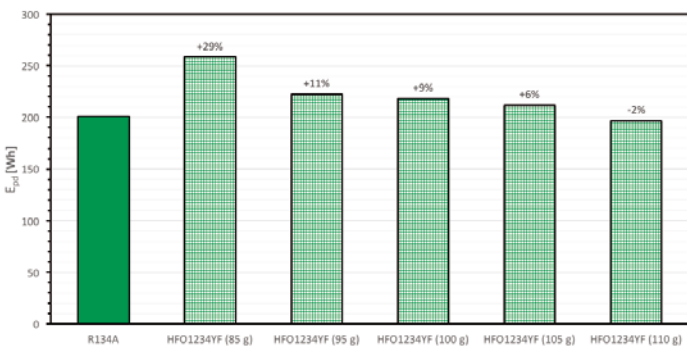


Figura 4 - Consumi di energia elettrica durante le prove pull-down per diverse cariche di HFO 1234YF e HFC134A

Con una massa complessiva di HFO1234YF pari a 110 g, il compressore ha assorbito una potenza elettrica, P_{el} , maggiore di quella assorbita adottando una carica di 105 g, come mostrato in Figura 5.

Allo stesso tempo, la maggiore massa di HFO1234YF ha portato a un più elevato picco della pressione di condensazione, 16,1 bar contro 12,5 bar. Il più alto valore della pressione di condensazione suggerisce che un'ulteriore aggiunta di massa di HFO1234YF sarebbe risultata eccessiva. Di conseguenza, la carica di refrigerante pari a 110 g, che ha condotto a un risparmio sia di tempo che di energia durante la fase di pull-down, è stata considerata come la massa ottimale.

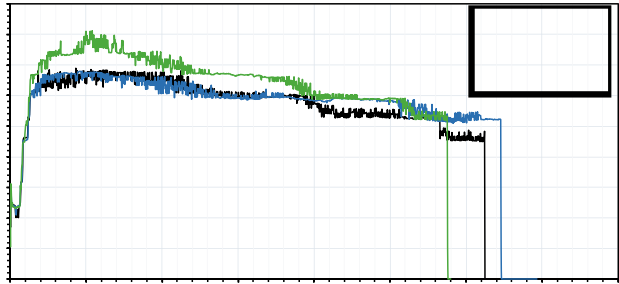


Figura 5 - Andamento nel tempo della potenza elettrica assorbita durante le prove pull down per due cariche di HFO1234ZE e HFC134A

I test di consumo giornaliero (1-day)

Individuata la carica ottimale per l'HFO1234YF, si è proceduto con la seconda fase della sperimentazione. In Figura 6 per entrambi i fluidi refrigeranti vengono riportati alcuni campioni di prova della durata di 10'000 s che rappresentano i profili di temperatura dell'aria all'interno del freezer, $T_{f,c}$, del refrigeratore, $T_{r,c}$, e dell'aria circostante il frigorifero, T_{sor} . Dai grafici è possibile notare il rispetto delle condizioni di test riportate in 3.3.

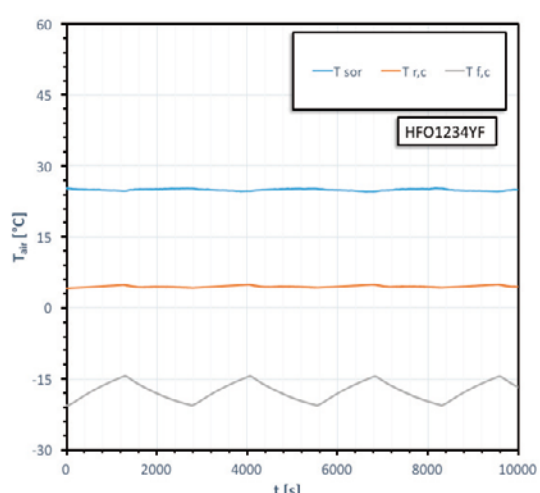
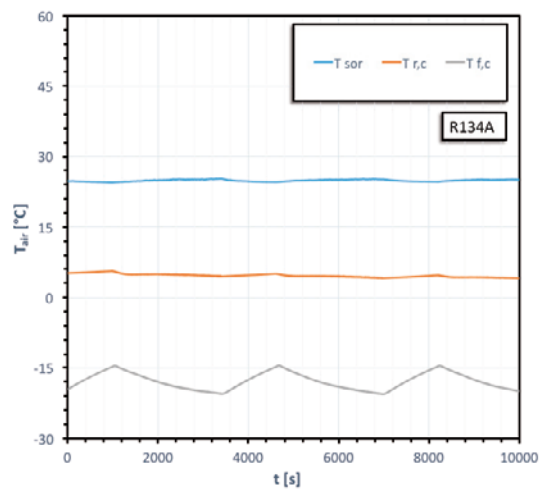


Figura 6 - Profili di temperatura dell'aria rappresentativi delle condizioni di test per le prove 1-day

In particolare, per effetto della termostatazione che regola il funzionamento dell'impianto, la $T_{r,c}$ è risultata compresa tra $-21\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, con valore medio pari a $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$, mentre la $T_{r,c}$ ha subito variazioni molto ridotte e intorno al valore $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Tale comportamento è giustificato dalla maggiore potenza termica dispersa attraverso le pareti del freezer rispetto a quella dispersa attraverso le pareti del refrigeratore. Infatti, in base ai valori di $U \cdot S_{cab}$ riportati in Tabella 2, la maggiore differenza di temperatura tra aria interna e aria esterna realizzata all'interno del freezer comporta una dispersione maggiore.

Per lo stesso campione di prova, in Figura 7 si riportano i profili di temperatura ottenuti per il refrigerante nei punti chiave dell'impianto, oltre alla rappresentazione dei cicli di ON e di OFF del compressore. Come primo risultato dell'analisi, considerando l'Equazione (1), si nota che l'adozione dell'HFO1234YF ha portato a una riduzione del duty cycle: 50,6% rispetto a 66,6%. Conseguentemente, considerato che le condizioni di carico per entrambi i refrigeranti sono state le stesse, si può ritenere che la potenza frigorifera sviluppata dall'HFO1234YF sia stata maggiore.

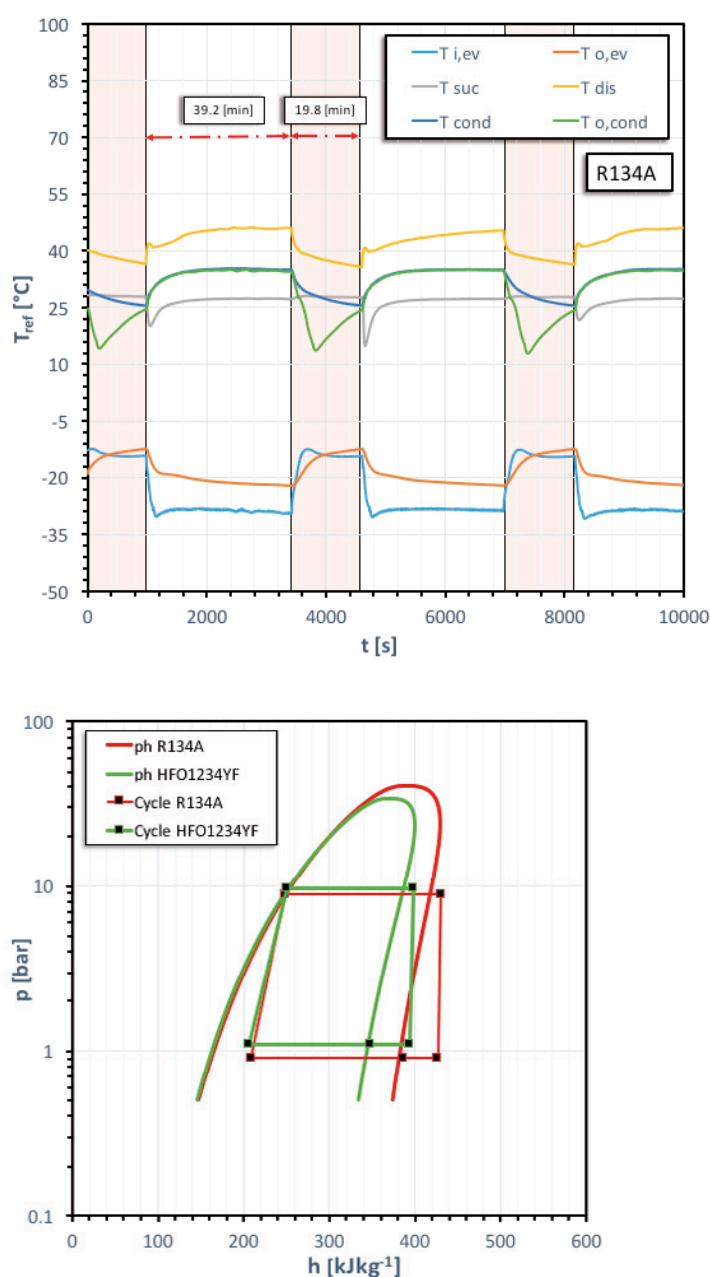


Figura 7 - Profili di temperatura nel tempo del refrigerante in diversi punti dell'impianto per un campione delle prove 1-day. Le bande rosse rappresentano le fasi in cui il compressore è rimasto spento.

Guardando le fasi di ON e concentrandosi sulle condizioni di

regime, per entrambi i fluidi refrigeranti nella zona di bassa pressione dell'impianto si possono osservare lievi scostamenti per le temperature registrate; in ogni caso, le differenze sono contenute in un intervallo ristretto pari a $1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Contrariamente, l'adozione dell'HFO1234YF ha causato un aumento dei livelli di temperatura nella zona di alta pressione. In particolare, la temperatura di condensazione registrata per l'HFO1234YF è risultata essere di $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ superiore a quella ottenuta con l'HFC134A. Per quanto riguarda le pressioni di esercizio, il drop-in ha portato a un leggero aumento della pressione di evaporazione, 1,11 bar contro 0,91 bar, e a una maggiore pressione di condensazione, 9,73 bar contro 8,88 bar. Tuttavia, con l'impiego dell'HFO1234YF si è ottenuto un rapporto di compressione, P_{dis}/P_{suc} , pari a 8,8, 12% inferiore a quella dell'HFC134A. Un rapporto di compressione inferiore suggerisce che il compressore funzionante con HFO1234YF ha potuto operare con un maggior rendimento volumetrico. Guardando le proprietà termodinamiche di entrambi i refrigeranti (Lemmon, 2010) e considerando il corrispondente stato termodinamico all'aspirazione del compressore, è opportuno evidenziare la maggiore densità raggiunta dall'HFO1234YF: $5,2\text{ kg m}^{-3}$ contro $3,8\text{ kg m}^{-3}$. La migliore efficienza volumetrica e la maggiore densità all'aspirazione del compressore suggeriscono che l'HFO1234YF ha comportato una portata massica maggiore di quella ottenuta con l'HFC134A. La riduzione del duty cycle e l'aumento della portata di massa dimostrano che il drop-in con l'HFO1234YF ha consentito di aumentare la capacità di raffreddamento del frigorifero.

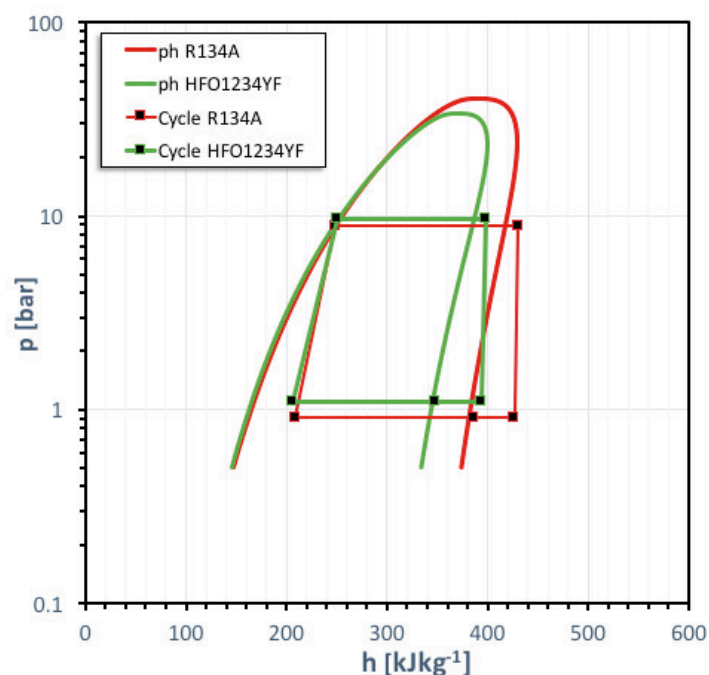


Figura 8 - Rappresentazione nel piano p-h per il ciclo termodinamico durante le condizioni di regime per entrambi i fluidi refrigeranti

Osservando la fase di compressione tracciata in Figura 8, è evidente l'influenza della ventilazione impiegata per il condensatore, come descritto in 3.1. Per entrambi i refrigeranti, la differenza di entalpia tra l'ingresso e l'uscita del compressore è lieve. In particolare, l'HFO1234YF ha portato ad una maggiore lavoro di compressione specifico, $5,01\text{ kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$ contro $3,35\text{ kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$, che, insieme a una temperatura di scarico superiore, suggerisce un peggiore rendimento isoentropico del compressore. Questo fenomeno, unitamente all'incremento di portata massica, giustifica un incremento della potenza elettrica assorbita, come mostrato in Figura 9, dal compressore a valle del drop-in: $60,2\text{ W}$ contro $50,8\text{ W}$.

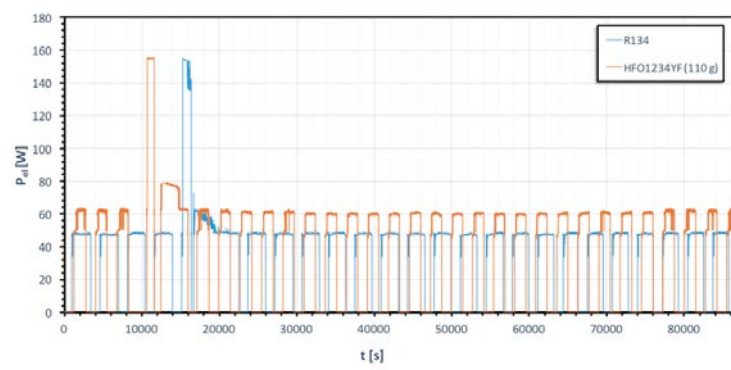


Figura 9 - Andamento della potenza elettrica durante la prova 1-day per entrambi i fluidi, con evidenziazione della fase di de-frost come richiesto dalle condizioni di prova riportate in precedenza.

Tuttavia, la maggiore potenza elettrica assorbita dopo il drop-in, non ha portato a un aumento dei consumi energetici. In effetti, un miglioramento del rendimento energetico dovuto all'adozione dell'HFO1234YF può essere visto in Figura 10, dove sono riportati i consumi di energia elettrica registrati su un test di 24 ore e le proiezioni dei consumi annuali, calcolate come segue:

$$E_{1y} = E_{H24} \times 365 \text{ days} \quad (2)$$

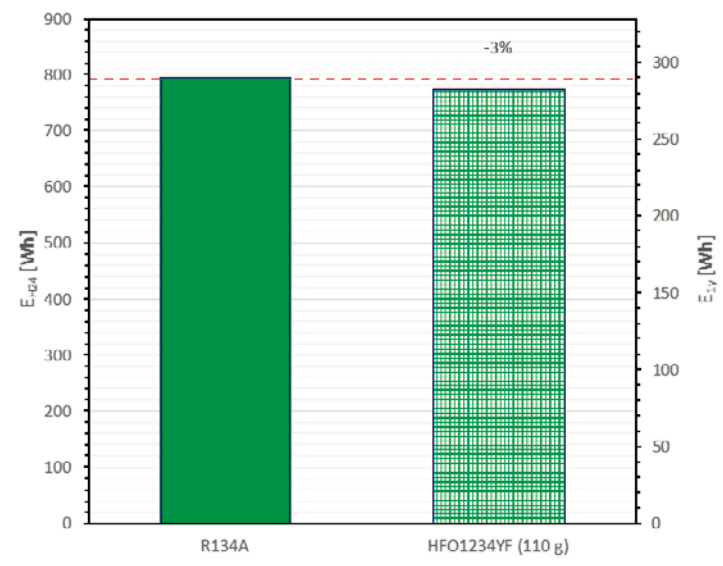


Figura 10 - Consumi energetici su base giornaliera e annuale per entrambi i fluidi.

Dopo 24 ore di funzionamento con l'HFO1234YF, l'impianto ha registrato un risparmio energetico pari al 3%. Sebbene questo risultato sia collegato alle particolari condizioni adottate in questa sperimentazione, è probabile che il risparmio energetico registrato possa manifestarsi anche in presenza di aperture e chiusure della porta, come accade nella realtà, dal momento che il comportamento dinamico dell'impianto è stato lo stesso per entrambi i refrigeranti. È degno di nota che tale risparmio energetico è da attribuire non solo al fluido, ma anche all'ottimizzazione della carica fatta nel presente studio. Tuttavia, anche se il risparmio energetico qui dimostrato risulta essere esiguo, va notato che l'HFO1234YF ha consentito di preservare le condizioni operative dell'impianto analizzato. Considerando, inoltre, il valore di GWP dell'HFO1234YF, si può dire che tale refrigerante può essere uno dei potenziali candidati per sostituire l'HFC134A nei frigoriferi domestici, sia per gli impianti già in esercizio che per i nuovi dispositivi. Inoltre, l'adozione di HFO1234YF sarebbe a costo zero per i produttori dei frigoriferi domestici. Infatti, come è stato qui dimostrato, non è necessario apportare modifiche al circuito

di raffreddamento di un impianto progettato per funzionare con HFC134A, ma bisogna ottimizzare la carica di HFO1234YF.

Conclusioni

In questo articolo è stato presentato un confronto sperimentale tra l'HFC134A e l'HFO1234YF, utilizzati come refrigeranti per un frigorifero domestico. In particolare, l'analisi è stata condotta operando il drop-in dell'HFC134A con l'HFO1234YF in un impianto commerciale di tipo no-frost. L'analisi, condotta a temperatura e umidità controllate, è stata realizzata utilizzando due tipi di test: pull-down per l'identificazione della carica ottimale di HFO1234YF e 1-day per il rilevamento del consumo di energia elettrica. Sulla base della sperimentazione condotta si può concludere che:

- il drop-in dell'HFC134a con l'HFO1234YF mantiene le funzionalità dell'impianto in termini di temperatura raggiunta nei vani frigoriferi;
- la carica di HFO1234YF che preserva il comportamento dell'impianto è risultata essere il 10% maggiore di quella dell'HFC134A;
- l'HFO1234YF ha consentito di ridurre del 7.3% il tempo di pull-down e del 23% il duty cycle;
- l'HFO1234YF ha portato ad una pressione di condensazione superiore ma ad una maggiore portata massica grazie ad una migliore efficienza volumetrica e ad una maggiore densità alla aspirazione del compressore;
- l'HFO1234YF ha permesso un aumento della capacità di raffreddamento;
- è stato osservato un peggior rendimento isoentropico del compressore quando si utilizza l'HFO1234YF;
- un risparmio energetico del 3% dopo 24 ore di funzionamento è stato ottenuto con l'HFO1234YF.

NOMENCLATURA

E	consumi di energia elettrica	[Wh]
GWP	global warming potential	[-]
h	entalpia	[kJkg ⁻¹]
HOC	heat of combustion	[mJkg ⁻¹]
LFL	lower flammability limit	[%vol]
P	potenza elettrica assorbita	[W]
p	pressione del refrigerante	[bar]
OEL	occupational exposure limit	[mlm ⁻³]
S _{cab}	superficie esterna del frigorifero	[m ²]
U	trasmissione termica delle pareti	[Wm ⁻² K ⁻¹]
V _{in, cab}	volume interno del frigorifero	[m ³]
t	tempo	[s]
T	temperatura	[°C]

Greek Symbols		
δ	duty cycle	[%]

Subscripts		
1y	1 anno	
air	aria	
c	armadio frigorifero	
cond	condensazione, condensatore	
dis	scarico del compressore	
ev	evaporatore	
f	freezer	
H24	1 giorno	
i	ingresso	
o	uscita	
pd	durante le prove pull down	
r	al refrigeratore	
ref	del refrigerante	
suc	aspirazione del compressore	
sor	ambiente	
ON	fase di funzionamento del compressore	
OFF	fase di riposo del compressore	

BIBLIOGRAFIA

- Akasaka R. 2011. New fundamental equations of state with a common functional form for 2,3,3,3-tetrafluoropropene (R-1234yf) and trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene (R-1234ze(E)). *International Journal of Thermophysics*, 32, 1125–1147.
- Akasaka R., Higashi Y., Miyara A., Koyama S. 2014. A fundamental equation of state for cis-1,3,3,3-tetrafluoropropene (R-1234ze(Z)). *International Journal of Refrigeration*, 44, 168–176.
- Akram M.W., Polychronopoulou K., Polycarpou A.A. 2014. Tribological performance comparing different refrigerant-lubricant systems: The case of environmentally friendly HFO-1234yf refrigerant. *Tribology International*, 78, 176–186.
- Apra C., Greco A., Maiorino A. 2013. The substitution of R134a with R744: An exergetic analysis based on experimental data. *International Journal of Refrigeration*, 36, 2148–2159.
- Apra C., Greco A., Maiorino A. 2012. An experimental evaluation of the greenhouse effect in the substitution of R134a with CO₂. *Energy*, 45, 753–761.
- Bansal P. 2003. Developing new test procedures for domestic refrigerators: harmonisation issues and future R&D needs—a review. *International Journal of Refrigeration*, 26, 735–748.
- Bansal P., Vineyard E., Abdelaziz O. 2011. Advances in household appliances—A review. *Applied Thermal Engineering*, 31, 3748–3760.
- Boccardi G., Calabrese N., Celata G.P., Mastrullo R., Mauro A.W., Perrone A., Trinchieri. 2013. Experimental performance evaluation for a carbon dioxide light commercial cooling application under transcritical and subcritical conditions. *Applied Thermal Engineering*, 54, 528–535.
- Bolaji B.O., Huan Z. 2013. Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant – A review. *Renewable Sustainable Energy Review*, 18, 49–54.
- Canada. 2015. Consultation Document: Proposed Regulatory Measures on Hydrofluorocarbons, Chem. Prod. Div. Environ. Canada. Winter.
- Fukuda S., Kondou C., Takata N., Koyama S. 2014. Low GWP refrigerants R1234ze(E) and R1234ze(Z) for high temperature heat pumps. *International Journal of Refrigeration*, 40, 161–173.
- Grauso S., Mastrullo R., Mauro A.W., Thome J.R., Vanoli G.P. 2013. Flow pattern map, heat transfer and pressure drops during evaporation of R-1234ze(E) and R134a in a horizontal, circular smooth tube: Experiments and assessment of predictive methods. *International Journal of Refrigeration*, 36, 478–491.
- Greco A., Vanoli G.P. 2006. Experimental two-phase pressure gradients during evaporation of pure and mixed refrigerants in a smooth horizontal tube. Comparison with correlations, Heat and Mass Transfer Und Stoffuebertragung, 42, 709–725.
- Hermes C.J.L., Melo C., Knabben F.T. 2013. Alternative test method to assess the energy performance of frost-free refrigerating appliances. *Applied Thermal Engineering*, 1029–1034.
- In S., Cho K., Lim B., Kim H., Youn B. 2014. Performance test of residential heat pump after partial optimization using low GWP refrigerants. *Applied Thermal Engineering*, 72, 315–322.
- Janković Z., Sieres Atienza J., Martínez Suárez J.A. 2015. Thermodynamic and heat transfer analyses for R1234yf and R1234ze(E) as drop-in replacements for R134a in a small power refrigerating system. *Applied Thermal Engineering*, 80, 42–54.
- Kondo S., Takizawa K., Tokuhashi K. 2014. Effect of high humidity on flammability property of a few non-flammable refrigerants. *Journal of Fluorine Chemistry*, 161, 29–33.
- Lai N.A. 2014. Equations of state for HFO-1234ze(E) and their application in the study on refrigeration cycle. *International Journal of Refrigeration*, 43, 194–202.
- Lai N.A. 2014. Thermodynamic properties of HFO-1243zf and their application in study on a refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering*, 70, 1–6.
- Lemmon E., Huber M., McLinden M.O. 2010. RefProp, NIST Standard Reference Database 23.
- Llopis R., Cabello R., Sánchez D., Torrella E. 2015. Energy improvements of CO₂ transcritical refrigeration cycles using dedicated mechanical subcooling. *International Journal of Refrigeration*, 55, 129–141.
- Llopis R., Sánchez D., Sanz-Kock C., Cabello R., Torrella E. 2015. Energy and environmental comparison of two-stage solutions for commercial refrigeration at low temperature: Fluids and systems. *Applied Energy*, 138, 133–142.
- McLinden M.O., Kazakov A.P., Steven Brown J., Domanski P.A. 2014. A thermodynamic analysis of refrigerants: Possibilities and tradeoffs for Low-GWP refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, 38, 80–92.
- Moffat R.J. 1988. Describing the uncertainties in experimental results. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1, 3–17.
- Molès F., Navarro-Esbri J., Peris B., Mota-Babiloni A., Barragán-Cervera A. 2014. Theoretical energy performance evaluation of different single stage vapour compression refrigeration configurations using R1234yf and R1234ze(E) as working fluids. *International Journal of Refrigeration*, 44, 141–150.
- Mota-Babiloni A., Navarro-Esbri J., Barragán-Cervera A., Molès F., Peris B. 2014. Drop-in energy performance evaluation of R1234yf and R1234ze(E) in a vapor compression system as R134a replacements. *Applied Thermal Engineering*, 71, 259–265.
- Mota-Babiloni A., Navarro-Esbri J., Molès F., Barragán-Cervera A., Peris B., Verdú G. 2016. A review of refrigerant R1234ze(E) recent investigations, *Applied Thermal Engineering*, 95, 211–222.
- Navarro-Esbri J., Mendoza-Miranda J.M., Mota-Babiloni A., Barragán-Cervera A., Belman-Flores J.M. 2013. Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a vapor compression system. *International Journal of Refrigeration*, 36, 870–880.
- Parlamento Europeo. 2014. Regolamento (UE) N. 517/2014 del Parlamento Europeo e del Consiglio del 16 aprile 2014 sui gas fluorurati a effetto serra e che abroga il regolamento (CE) n. 842/2006 (Testo rilevante ai fini del SEE). *Gazzetta Ufficiale dell'Unione Europea L150/195 del 20.5.2014*.
- Righetti G., Zilio C., Longo G.A. 2015. Comparative performance analysis of the low GWP refrigerants HFO1234yf, HFO1234ze(E) and HC600a inside a roll-bond evaporator. *International Journal of Refrigeration*, 54, 1–9.
- Sarbu I. 2014. A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems. *International Journal of Refrigeration*, 46, 123–141.
- Schuster P., Bertermann R., Rusch G.M., Dekant W. 2009. Biotransformation of trans-1,1,1,3-tetrafluoropropene (HFO-1234ze). *Toxicol. Appl. Pharmacol.*, 239, 215–223.
- Sedrez P.C., Barbosa J.R. 2015. Relative permittivity of mixtures of R-134a and R-1234yf and a polyol ester lubricating oil. *International Journal of Refrigeration*, 49, 141–150.
- Sethi A., Becerra E.V., Motta S.Y. 2016. Low GWP R134a replacements for small refrigeration (plug-in) applications. *International Journal of Refrigeration*, in Press.
- Sun Y., Wang X., Gong N., Liu Z. 2014. Solubility of trans-1,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene (R1234ze(E)) in pentaerythritol tetrapentanoate (PEC5) in the temperature range from 283.15 to 353.15 K. *International Journal of Refrigeration*, 48, 114–120.
- Tanaka K., Takahashi G., Higashi Y. 2010. Measurements of the vapor pressures and p – T properties for trans -1,3,3,3-tetrafluoropropene (HFO-1234ze(E)), *Journal of Chemical & Engineering Data*, 55, 2169–2172.
- Wang C.C. 2014. System performance of R-1234yf refrigerant in air-conditioning and heat pump system – An overview of current status. *Applied Thermal Engineering*, 73, 1412–1420.
- Wang X., Sun Y., Gong N. 2016. Experimental investigations for the phase equilibrium of R1234yf and R1234ze(E) with two linear chained pentaerythritol esters, *Journal of Chemical Thermodynamics*, 92, 66–71.
- Yang Z., Wu X. 2013. Retrofits and options for the alternatives to HCFC-22. *Energy*, 59, 1–21.
- Yang Z., Wu X., Tian T. 2015. Flammability of Trans-1, 3, 3, 3-tetrafluoroprop-1-ene and its binary blends. *Energy*, 91, 386–392.
- Yataganbaba A., Kilicarslan A., Kurtba A. 2015. Exergy analysis of R1234yf and R1234ze as R134a replacements in a two evaporator vapour compression refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 60, 26–37.



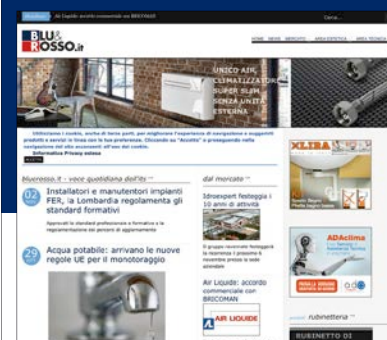
Organo ufficiale AiCARR
LA RIVISTA PER I PROFESSIONISTI
DELL'HVAC&R



www.audiofader.com
WEBSITE AGGIORNATO
QUOTIDIANAMENTE
MAGAZINE MENSILE DIGITALE
LA PIATTAFORMA ITALIANA DELLA PRODUZIONE MUSICALE
E DELL'AUDIO PROFESSIONALE



Organo ufficiale ANGAISA
LA VOCE PIÙ AUTOREVOLE DEL
SETTORE IDROTERMOSANITARIO



www.bluerosso.it
LA VOCE AUTOREVOLE DEL CANALE
IDRO-TERMOSANITARIO PIÙ DINAMICA



Organo ufficiale FINCO
LA RIVISTA CHE HA PORTATO LA
PROGETTAZIONE SOSTENIBILE IN ITALIA



www.casaclima.com
L'INFORMAZIONE EFFICIENTE, COMPLETA E
IN TEMPO REALE OLTRE 200.000 UTENTI MESE



Organo ufficiale FME
IL BUSINESS MAGAZINE DEI
DISTRIBUTORI E GROSSISTI DI
MATERIALE ELETTRICO



DAL 1952 IL PERIODICO D'INFORMAZIONE
PER INGEGNERI E ARCHITETTI
NEWSLETTER - L'AGGIORNAMENTO
PROFESSIONALE VIA MAIL
Ogni 15 giorni raggiunge oltre 42.000 iscritti



LA GUIDA DA PORTARE SEMPRE
CON SÉ PER CONOSCERE TUTTI
I TRUCCHI DEL MESTIERE



PERIODICO BUSINESS TO
BUSINESS NEL MONDO
DELL'INDUSTRIA MECCANICA E
DELLE MACCHINE UTENSILI



MENSILE DI FORMAZIONE
E AGGIORNAMENTO PER IL
MECCATRONICO



IL PUNTO DI RIFERIMENTO PER CHI
OPERA NEL CAMPO DELLA PULIZIA
INDUSTRIALE, SANIFICAZIONE E
FACILITY MANAGEMENT



www.pulizia-industriale.it
DA 50 ANNI LA VOCE
AUTOREVOLE DEL CLEANING

QUINE COLLABORA CON:



Beyond NZEB buildings

Oltre gli edifici NZEB

Matera Italy

May 10th • 11th, 2017



Call for Papers 50° Convegno Internazionale AiCARR

“Oltre gli edifici NZEB. Diagnosi, riqualificazione, sistemi impiantistici, sistemi di controllo e regolazione, valutazioni economiche” – Matera, 10 e 11 maggio 2017
Abstract entro il 31 ottobre

La Direttiva Europea 31/2010 richiede l'applicazione di importanti azioni per aumentare il numero di edifici che non solo rispettino i requisiti minimi di prestazione energetica, ma siano anche in grado di ridurre nel modo più consistente possibile sia il consumo energetico che le emissioni di anidride carbonica.

A tal fine gli Stati membri sono stati invitati a elaborare piani nazionali destinati ad aumentare il numero di edifici NZEB e riferire regolarmente di tali piani alla Commissione. Il raggiungimento degli obiettivi NZEB richiede una vasta gamma di tecnologie, sistemi e soluzioni con diversi gradi di complessità e sofisticazione a seconda delle condizioni climatiche locali, della legislazione adottata e della situazione del mercato. In particolare, per le condizioni del clima mediterraneo, come si può riassumere la sfida della progettazione di edifici NZEB? Ed è possibile andare oltre l'edificio NZEB? AiCARR ritiene fondamentale proporre a livello nazionale ed europeo

una riflessione approfondita sul tema degli edifici NZEB in vista del 2020, che inevitabilmente tocchi temi quali la pianificazione urbanistica, la valutazione dei consumi energetici annuali, le macchine per il riscaldamento ed il raffrescamento, l'applicazione di energia da fonti rinnovabili, le tecniche passive, la qualità dell'ambiente interno.

I temi

- Le nuove costruzioni nell'area mediterranea
- Gli edifici esistenti: diagnosi e riuso
- Contabilizzazione e BACS
- Integrazione ed utilizzo di energie rinnovabili
- Tecniche e impianti per la climatizzazione degli edifici
- La qualità dell'ambiente interno
- Casi studio

Tutti gli articoli accettati saranno sottoposti a peer-review per la pubblicazione su Energy Procedia di Elsevier.

Cerimonia di apertura e relazioni a invito

Saluto ai partecipanti

Francesca R. d'Ambrosio, Presidente Eletto AiCARR
Raffaello De Ruggieri, Sindaco di Matera
Aurelia Sole, Presidente Fondazione Matera 2019, Rettore Università della Basilicata

Relazione generale

Livio de Santoli, Presidente Comitato Scientifico
Tim Wentz, Presidente ASHRAE

Relazioni a invito

- Franco Bassanini, Presidente Fondazione ASTRID – “Investimenti a lungo termine per la transizione verso l'efficienza energetica”
- Federico Testa, Presidente ENEA – “La strategia italiana in tema di edifici NZEB”.



CON IL PATROCINIO DI



Historical buildings retrofit in the mediterranean area

Retrofit di edifici storici nell'area del mediterraneo

Matera Italy
May 12th • 13th, 2017Climamed 2017
Mediterranean Congress
of HVAC

Call for Papers Climamed 2017

“Retrofit di edifici storici nell'area del mediterraneo” — Matera, 12 e 13 maggio 2017
Abstract entro il 31 ottobre

Climamed, il Congresso internazionale sulla climatizzazione nell'area del mediterraneo, è per l'edizione 2017 ospitato da AiCARR, che, in collaborazione con le Associazioni AICVF, ATECYR e TTMD, ha scelto come focus dell'evento il retrofit sugli edifici storici, tema particolarmente interessante per i Paesi del mediterraneo, nei quali il patrimonio storico assume un'importanza assoluta sia a livello culturale che economico e per i quali l'esigenza della limitazione dei consumi energetici nella stagione estiva è almeno pari a quella invernale. L'operazione di retrofit negli edifici storici non può non coinvolgere i progettisti impegnati a ottimizzare e integrare gli aspetti strutturali, spesso soggetti a vincolo, e quelli energetici, oltre a quelli relativi alla qualità del microclima interno a livello termoisolante, illuminotecnico, acustico e di qualità dell'aria.

Grazie al confronto fra le diverse esperienze, si analizzeranno le strategie generali di intervento, le possibili tecniche non invasive, le diverse scelte in fase di analisi, gestione e monitoraggio dell'intervento, oltre allo sviluppo degli standard normativi.

I temi

- Condizioni climatiche interne ed esterne: come progettare il retrofit nel bacino del mediterraneo
- Sistemi per il condizionamento: macchine e prestazioni negli edifici storici
- Impiego ed integrazione di energie rinnovabili
- Normative per il patrimonio culturale

- Patrimonio artistico ed edifici storici: conservazione, microclima e sostenibilità
- Nuove tecnologie per materiali e impianti
- Casi Studio

Tutti gli articoli accettati saranno sottoposti a peer-review per la pubblicazione su Energy Procedia di Elsevier.

Cerimonia di apertura e relazioni a invito

Saluto ai partecipanti

Francesca R. d'Ambrosio, Presidente Eletto AiCARR

Raffaello De Ruggieri, Sindaco di Matera

Livio de Santoli, Presidente Climamed 2017 Board

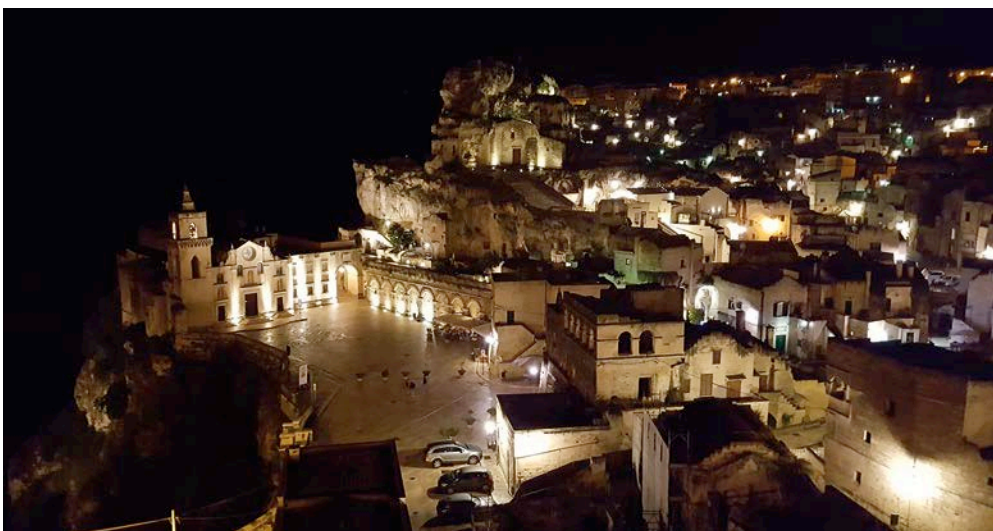
Ministero dei Beni Culturali MiBACT

Introduzione

Livio de Santoli, Presidente Climamed 2017 Board

Relazioni a invito

- Giovanni Maria Flick, Presidente Emerito della Corte Costituzionale - “Juridical Protection of Cultural Heritage”
- Giovanni Carbonara, Scuola di Specializzazione in Beni Architettonici e del Paesaggio, Università La Sapienza di Roma - “Historical buildings and HVAC systems: a challenge for the Mediterranean countries”
- Amerigo Restucci, Comitato Italiano ICOMOS già Rettore Università IUAV di Venezia - “Architectural refurbishment in Matera”.



CON IL PATROCINIO DI



Pronti per il 2017?

Percorso Fondamenti: tutti i corsi della prossima edizione

Lunedì 6 Febbraio

Psicrometria: fondamenti e trasformazioni psicrometriche

Le proprietà e i diagrammi di stato dell'aria umida, le principali trasformazioni termodinamiche dell'aria necessarie alla climatizzazione indoor, i fattori che determinano la definizione delle condizioni di immissione dell'aria in ambiente, il calcolo di portate e potenze necessarie sono i temi sviluppati nell'ambito della giornata.

Mercoledì 8 Febbraio

La qualità dell'aria interna

Il modulo tratta la correlazione fra salute delle persone e inquinamento dell'aria negli ambienti interni, analizzando i contaminanti e le sorgenti di contaminazione, soffermandosi sulla diluizione degli inquinanti attraverso la ventilazione, in conformità agli approcci normativi prescrittivi e prestazionali.

Martedì 7 Febbraio

Il comfort termoigrometrico

Gli scambi energetici tra corpo umano e ambiente vengono analizzati attraverso l'introduzione del concetto di “comfort” termo-igrometrico (con i relativi indici di definizione e misura) e quello di “discomfort”, con le relative cause, secondo gli approcci normativi prescrittivi e prestazionali.

Mercoledì 15 Febbraio

Caratteristiche termofisiche dell'involucro edilizio

Il corso presenta i componenti e i materiali che costituiscono l'involucro edilizio, ponendo l'accento sulle loro proprietà termoigrometriche. Viene presentato il calcolo dei parametri prestazionali termici, sia per l'involucro che per suoi componenti, e vengono definite e applicate le verifiche di legge previste.

Giovedì 16 Febbraio

Calcolo dei carichi termici invernali

Il corso illustra l'applicazione della norma UNI 12831 al calcolo del carico termico di progetto invernale per il riscaldamento indoor. Si effettuano applicazioni che consentono di approfondire le tematiche relative alle trasmittanze termiche, ai ponti termici, ai limiti di legge e si analizzano gli effetti sul dimensionamento dell'impianto.

Venerdì 17 Febbraio

Calcolo dei carichi termici estivi

Si affronta il calcolo dei carichi termici in regime estivo, secondo modelli dettagliati e semplificati finalizzati al dimensionamento dell'impianto di raffrescamento. Vengono analizzate, con applicazioni, le maggiori criticità sul carico estivo determinate dalle prestazioni termiche dei componenti dell'involucro edilizio e dai carichi interni.

Mercoledì 22 Febbraio

Impianti di climatizzazione: tipologie e criteri di scelta progettuale

Il modulo introduce il concetto di sistema “edificio-impianto” ed evidenzia le funzionalità di un impianto di climatizzazione. Presenta le principali tipologie impiantistiche e, con l'ausilio di applicazioni pratiche, illustra i criteri di scelta delle soluzioni da adottare.

Percorso Fondamenti: tutti i corsi della prossima edizione

Venerdì 24 Febbraio

Progettazione di impianti di climatizzazione a tutt'aria: fondamenti

Questo corso consente di acquisire le competenze necessarie per la scelta e il dimensionamento dell'impianto ad aria più adeguato al caso trattato, secondo la logica di regolazione ottimale e attraverso l'utilizzo dei sistemi più adatti a conseguire il risparmio energetico (recupero di calore e raffreddamento gratuito diretto e indiretto) con appositi software di progettazione.

Giovedì 23 Febbraio

Progettazione di impianti di climatizzazione a tutt'aria: dimensionamento

Tematiche principali del corso sono la scelta e il dimensionamento di un sistema di trattamento aria, delle reti aerauliche, dei terminali ad aria, delle modalità di regolazione che garantiscono risultati ottimali nelle diverse varianti applicative. Viene dedicato un approfondimento alle applicazioni - in ambito ospedaliero - degli impianti di climatizzazione a tutt'aria.

Mercoledì 1 Marzo

Progettazione di impianti di riscaldamento ad acqua: fondamenti

Il modulo illustra i componenti degli impianti di riscaldamento (caldaie, bruciatori, terminali...), i principali sistemi di distribuzione del fluido termovettore e la strumentazione di controllo e sicurezza. La metodologia per il dimensionamento dell'impianto è spiegata con l'ausilio di esempi pratici.

Giovedì 2 Marzo

Progettazione di impianti di climatizzazione misti aria/acqua: fondamenti

Le caratteristiche, le peculiarità e i campi di applicazione degli impianti misti aria-acqua sono il tema conduttore del corso, unitamente alle caratteristiche, alle trasformazioni dell'aria primaria e dell'aria secondaria, alle temperature di funzionamento e ai criteri di scelta dei terminali ambiente.

Venerdì 3 Marzo

Progettazione di impianti di climatizzazione misti aria/acqua: dimensionamento

Il programma tratta le funzionalità delle parti aria e acqua, la scelta e il dimensionamento del sistema di trattamento aria e delle reti aerauliche, dei terminali ambiente e delle reti idroniche. Le modalità di regolazione che consentono di ottenere risultati ottimali vengono presentate nell'ambito delle diverse varianti applicative.

Martedì 21 Marzo

Unità di trattamento aria

Gli aspetti funzionali, dimensionali e costruttivi dei componenti di un'unità di trattamento aria sono descritti attraverso i trattamenti subiti dall'aria umida al suo interno, ponendo l'accento sulle logiche di regolazione e mettendo in evidenza le specificità in relazione ai diversi sistemi impiantistici in cui una UTA è collocata.

Mercoledì 22 Marzo

Diffusione dell'aria in ambiente interno

Il modulo presenta i principali parametri relativi alla diffusione dell'aria negli ambienti, con la definizione delle caratteristiche fondamentali e delle peculiarità dei terminali di diffusione.

Il Comitato Tecnico Refrigerazione: AiCARR nel mondo del "freddo"

Il Seminario dedicato alla Refrigerazione è da moltissimi anni un punto di riferimento irrinunciabile per chi opera nel settore del freddo. È ormai noto che l'organizzazione annuale del Seminario è affidata al Comitato Tecnico Refrigerazione, ma forse non è altrettanto conosciuto il lavoro svolto da questo comitato "storico", fra i primi a nascere in AiCARR, costantemente in contatto con il panorama internazionale del settore della refrigerazione. Cerchiamo quindi saperne di più, parlandone con il suo coordinatore Claudio Zilio, docente del Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali dell'Università di Padova.

D. Com'è strutturato il Comitato Tecnico Refrigerazione?

R. Per illustrare l'attuale configurazione del Comitato, dobbiamo fare un passo indietro. Inizialmente il CT Refrigerazione - originariamente coordinato da Carmine Casale, grande esperto del settore, che ha poi passato il testimone al sottoscritto - era strutturato in vari Gruppi di lavoro e contava un elevato numero di partecipanti, che nel tempo sono andati diminuendo. Oggi, abbiamo da un lato una base solida e permanente, costituita da noi accademici che ci occupiamo quotidianamente di tematiche relative alla refrigerazione, dall'altro le aziende del settore che, a causa di frequenti turn over delle figure di riferimento, non hanno la possibilità di assicurare una partecipazione costante, pur fornendo un contributo molto valido nei mesi dedicati alla preparazione del Seminario Refrigerazione. Per questo motivo, e in considerazione del fatto che le tematiche più pressanti del settore tendono a confluire l'una nell'altra rendendo difficili distinzioni per argomento, strada facendo abbiamo scelto di unificare i vari Gruppi di Lavoro, mantenendo unicamente la struttura del Comitato Tecnico, a cui tutti i componenti partecipano a vario titolo.

D. Quali sono le principali tematiche affrontate nel vostro lavoro per AiCARR?

R. Gli argomenti sviluppati dal CT Refrigerazione nascono in parte dalla nostra opportunità di partecipare, in veste di accademici, ai convegni internazionali sul tema, e di raccogliere e rielaborare quelle che sono linee di tendenza in termini di ricerca e sviluppo da parte di IIR, l'Istituto Internazionale di Refrigerazione che da sempre rappresenta un nostro punto di riferimento, e di ASHRAE. Le informazioni raccolte nel corso dei convegni internazionali soddisfano anche uno degli interessi più pressanti dell'industria: lo sviluppo competitivo del prodotto. A questo proposito, bisogna sottolineare che il settore del freddo è stato toccato negli ultimi anni da normative sempre più esigenti in tema di etichettatura energetica e di qualifica delle diverse macchine in condizioni di part loading: attualmente, l'orizzonte non è più rappresentato dalla prestazione della macchina, ma

Claudio Zilio, coordinatore del Comitato Tecnico Refrigerazione



dalla valutazione del suo funzionamento su scala stagionale. Questa nuova prospettiva ha posto progettisti e costruttori di fronte alla necessità di rivedere il layout delle macchine più tradizionali, al fine renderle compatibili con le prescrizioni mirate a ottenere standard sempre più elevati di efficienza energetica; questo stesso obiettivo ha portato anche allo sviluppo di componenti innovativi, soprattutto nel campo dei compressori.

D'altro canto, un altro argomento molto "caldo" è quello relativo agli F-Gas, il cui utilizzo è oggi strettamente vincolato dalle disposizioni CE in materia; da sottolineare che le normative europee hanno un'eco anche negli Stati Uniti, dove ASHRAE, ARI (Air-Conditioning and Refrigeration Institute) e il Dipartimento di Energia americano stanno presentando norme sempre più restrittive sull'utilizzo dei refrigeranti effetto serra negli USA.

Tornando al contesto italiano, mi fa piacere segnalare la recentissima collaborazione del nostro Comitato Tecnico con Ispra, che, nella sua attività di controllo e monitoraggio sull'evoluzione del consumo di refrigeranti a livello nazionale, ha contattato AiCARR e le altre principali associazioni di settore per condividere e analizzare i dati raccolti.

D. Veniamo ora al Seminario organizzato annualmente dal CT Refrigerazione, un appuntamento sempre molto atteso dagli operatori del settore

R. Il Seminario Refrigerazione rappresenta il luogo privilegiato in cui far confluire le esperienze raccolte a livello internazionale e le tematiche condivise con IIR e ASHRAE, che offrono costantemente il proprio patrocinio all'evento, per offrire ai Soci AiCARR, e ai partecipanti in generale, una panoramica attuale e aggiornata sui diversi temi che annualmente danno vita al Seminario.

A volte giochiamo anche in anticipo sui tempi: l'edizione 2009, per esempio, ci ha visti

come veri e propri antesignani, portando per la prima volta all'attenzione degli operatori la possibilità di utilizzare refrigeranti HFO, Hidro Fluoro Olefine, a basso impatto ambientale. L'argomento è stato ripreso, per un necessario aggiornamento, nel Seminario 2013, dove abbiamo parlato di refrigeranti di ultima generazione, senza dimenticare i gas naturali, quale l'anidride carbonica, per la quale l'Italia vanta una lunga tradizione.

D. Possiamo anticipare qualcosa sulla prossima edizione?

R. Il 2017 è un anno molto "denso" di iniziative in AiCARR, in primis i due importanti eventi che si svolgeranno a Matera nel maggio 2017. Non abbiamo quindi ancora definito la data per la prossima edizione del Seminario Refrigerazione. Nei prossimi mesi renderemo noto quale sarà l'argomento al centro del Seminario, attualmente in fase di studio e valutazione.

Il 34° Convegno di Bologna: un intenso programma e una tavola rotonda



Appuntamento il 20 ottobre a Saie, presso la sala Alemanda, per l'edizione 2016 del Convegno di Bologna che, lo ricordiamo, è quest'anno dedicato alle Soluzioni impiantistiche per edifici a basso consumo di energia. Particolarmente intenso il programma, che vede in agenda 15 relazioni, presentate da professionisti, accademici e aziende, accanto alle seguenti 3 relazioni a invito affidate a esperti del settore:

- ◊ "Misure per l'efficienza energetica nel medio-lungo periodo (2020 – 2050)", Luca A. Piterà, Segretario Tecnico AiCARR
- ◊ "Misura della Performance, Energy Management System e Continuous Commissioning: il triangolo dell'efficienza", Ugo L. Benedetti, Tecservice Srl, Mestino (Pd)
- ◊ «Edifici ad elevate prestazioni energetiche in Emilia Romagna in accordo con la disciplina sui requisiti minimi», Cosimo

Marinosci, Consulente energetico, Bologna.

Un ulteriore momento di approfondimento e dibattito sarà offerto dalla **tavola rotonda** sul tema **Nuovo conto termico e nuovi titoli di efficienza energetica**, che vedrà la partecipazione, accanto ad AiCARR, di rappresentanti dell'Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas, Gestore dei Servizi Energetici, Federesco, Associazione Consumatori e Assoclima.

Come ogni anno, nel corso del Convegno verranno inoltre ufficialmente premiati i giovani vincitori del Premio Tesi di Laurea AiCARR, che verranno menzionati sul prossimo numero della rivista.

Ricordiamo che l'ingresso al Convegno è gratuito per i Soci in regola con la quota associativa, previa iscrizione online.

Sono stati richiesti CFP per ingegneri e periti.



Percorso Fondamenti: tutti i corsi della prossima edizione

Martedì 28 Marzo

Centrali termiche

Nel corso della giornata, vengono presentati i fondamenti della combustione e analizzati i componenti di una centrale (bruciatori, generatori di calore, compresi camini e canne fumarie collettive). Inoltre, viene sviluppato il tema delle norme di sicurezza e prevenzione incendi per le centrali, per i recipienti in pressione e per gli impianti a combustibile gassoso.

Mercoledì 29 Marzo

Centrali e impianti idrici - trattamento acqua

La parte principale del corso è dedicata alla definizione delle prestazioni e del dimensionamento degli impianti idrico-sanitari, di pressurizzazione, stoccaggio, preparazione, distribuzione e scarico dell'acqua. Una seconda parte è focalizzata sugli impianti di trattamento dell'acqua per sistemi di raffreddamento, impianti termici e per la produzione di acqua calda sanitaria.

Giovedì 20 Aprile

Centrali frigorifere

La progettazione delle centrali frigorifere è il tema centrale del corso, che dedica particolare attenzione alle logiche di regolazione, al contenuto d'acqua dell'impianto (accumuli), alle criticità di installazione (spazi di rispetto) e a quelle acustiche, descrive le circuitazioni idrauliche adeguate, anche nel caso cui è presente un'installazione plurima di macchine.

Venerdì 21 Aprile

Macchine frigorifere e pompe di calore: fondamenti

Il modulo illustra i principi fisici, i componenti delle macchine, l'impatto sul loro funzionamento, il calcolo delle prestazioni termodinamiche con il diagramma di stato del fluido operativo. Spiega, inoltre, come eseguire valutazioni sulle prestazioni stagionali delle macchine che utilizzano l'aria esterna come sorgente o pozzo.

Giovedì 4 Maggio

Regolazione automatica: fondamenti e applicazioni

Il modulo presenta i fondamenti della regolazione automatica degli impianti di climatizzazione, con particolare attenzione al dimensionamento delle valvole di regolazione; analizza le applicazioni tipiche della regolazione automatica degli impianti, evidenziando il risparmio energetico che si potrà ottenere.

Venerdì 5 Maggio

Il progetto: procedure, documenti e legislazione

Il modulo consente di acquisire gli elementi base della metodologia di progettazione mirata alla soddisfazione comune del committente, del team di progettazione e dell'appaltatore, nel rispetto delle esigenze espresse, dei tempi e dei costi di appalto concordati.

ABBONATI SU www.quine.it

per avere la copia cartacea
e la copia digitale in anteprima

AiCARR Journal

Fascicolo	DOSSIER MONOGRAFICO	FOCUS TECNOLOGICO
#35	Strategie di ottimizzazione energetica nelle strutture per il commercio	Catena del freddo Monitoraggi e regolazioni Fonti rinnovabili
#36	Edifici storici	Contabilizzazione
#37	Efficienza nell'industria	Ventilazione
#38	Edifici del terziario	Antincendio
#39	Edifici per la sanità	Filtrazione
#40	Riqualificazione strutture ricettive	Rinnovabili
#41	Sviluppi pompe di calore	VRF idronico



Tutti gli **ARRETRATI** li trovi su **www.quine.it**

Editore: Quine srl - Via Santa Tecla, 4 - 20122 Milano - Italia - Tel. +39 02 864105 - Fax. +39 02 72016740

ABBONATI! INVIA SUBITO QUESTO TAGLIANDO VIA FAX AL NUMERO 02 72016740 INSIEME ALLA COPIA DEL PAGAMENTO

Desidero abbonarmi ad AiCARR Journal al costo di: ☐ 55 euro (6 numeri all'anno)

☐ Nuovo abbonato ☐ Rinnovo

Pagamento

☐ Versamento su c/c postale N. 60473477 intestato a Quine srl - Via Santa Tecla, 4 I w 20122 Milano (Allegare copia)

☐ Bonifico a favore di Quine srl - Credito Valtellinese, ag. 1 di Milano - IBAN: IT 88 U 052 160 163 100 000 000 0855 (Allegare copia)

☐ Carta di credito N. _____

CVV2* _____

☐ Visa

☐ Mastercard

☐ Cartasì

* Il CVV2 è il codice di tre cifre posizionato sul retro della carta di credito dopo i numeri che identificano la carta stessa per il circuito VISA.

Titolare _____

Scadenza _____

NOME _____

COGNOME _____

PROFESSIONE _____

AZIENDA _____

INDIRIZZO _____

P.IVA _____

CAP _____

PROV. _____

CITTÀ _____

TEL _____

FAX _____

EMAIL _____

DATA _____

FIRMA _____



I campioni nel risparmio energetico

Ventilatori assiali HyBlade® ad altissima efficienza
per applicazioni in pompe di calore, chiller e roof-top



Così si riconoscono i veri campioni nel risparmio energetico:

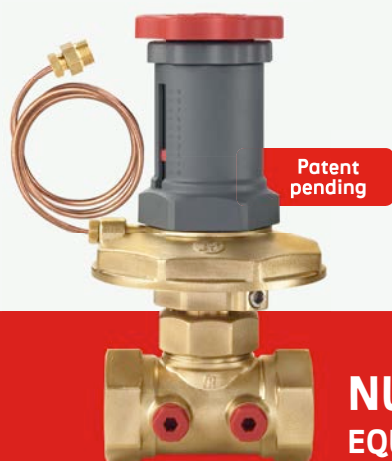
- Tecnologia EC GreenTech ad alta efficienza
- Perfetta geometria delle pale con struttura ibrida
- Controllo della velocità 0-10V o con interfaccia MODBUS
- Silenzioso, compatto, facile da installare
- Soluzioni disponibili con FlowGrid e AxiTop integrati per un'ulteriore aumento dell'efficienza e della silenziosità

Scoprite di più sulla nostra nuova gamma di ventilatori assiali visitando il sito ebmpapst.com/hyblade

ebmpapst

The engineer's choice

A piece of life.



NUOVA GIACOMINI R206C.
EQUILIBRIO PERFETTO.



Dalla ricerca Giacomini nasce R206C, la valvola di pressione differenziale semplicemente rivoluzionaria perché capace di coprire un'ampia gamma di applicazioni, mantenere in equilibrio ogni impianto e garantire elevate prestazioni in termini di comfort e risparmio energetico. Inoltre, grazie al doppio campo di regolazione, permette di agevolare sensibilmente il lavoro di progettisti, distributori e installatori. Insieme agli altri dispositivi di regolazione della portata, R206C va ad arricchire le soluzioni Giacomini dedicate al bilanciamento circuiti. Prodotti ad alta innovazione che oggi entrano a far parte della tua vita. *Giacomini, a piece of life.*