

UNIVERSITÀ DELLA CALABRIA



UNIVERSITÀ DELLA CALABRIA

Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Energetica e Gestionale (DIMEG)

Scuola di Dottorato

“Pitagora” in Scienze Ingegneristiche

CICLO XXVIII

**NUOVE TECNOLOGIE PER LA CLIMATIZZAZIONE: SOLAR HEATING AND
COOLING E POMPE DI CALORE A R744 (CO₂). ANALISI SPERIMENTALI.**

CENTRO RICERCHE ENEA CASACCIA (ROMA) – Lab. UTTEI-TERM



Agencia nazionale per le nuove tecnologie,
l'energia e lo sviluppo economico sostenibile

Settore Scientifico Disciplinare ING – IND/11

Coordinatore:

Ch.mo Prof. Leonardo Pagnotta

Firma

Supervisore:

Ch.mo Prof. Giuseppe Oliveti

Firma

Co-tutor:

Ing. Nicolandrea Calabrese

Firma

Dottorando: Ing. Paola Rovella

Firma

Alla mia famiglia

Sommario

Sommario	5
INTRODUZIONE.....	11
1 LA LEGISLAZIONE IN AMBITO ENERGETICO	14
1.1 <i>Introduzione</i>	14
1.2 <i>Legislazione europea e italiana nel settore energetico</i>	14
1.3 <i>Legislazione europea e italiana sui fluidi refrigeranti</i>	30
1.4 <i>Monitoraggio degli obiettivi: rilevazioni statistiche sulle rinnovabili termiche</i>	34
BIBLIOGRAFIA.....	37
2 LA TECNOLOGIA DEL SOLAR HEATING AND COOLING.....	38
2.1 <i>Introduzione</i>	38
2.2 <i>Principio di funzionamento degli impianti di solar heating</i>	40
2.2.1 <i>Riscaldamento degli ambienti mediante impianti di solar heating</i>	48
2.3 <i>Principio di funzionamento degli impianti di solar cooling</i>	52
2.3.1 <i>Sistemi di produzione dell'energia frigorifera</i>	53
2.3.2 <i>Raffrescamento degli ambienti mediante impianti di solar cooling</i>	62
2.4 <i>Sistemi di accumulo dell'energia</i>	63
2.4.1 <i>Gli accumuli di freddo</i>	65
2.4.2 <i>Gli accumuli di caldo</i>	65
2.4.3 <i>Gli accumuli a cambiamento di fase (PCM)</i>	69
2.5 <i>Logica di regolazione degli impianti di solar heating and cooling</i>	72
2.5.1 <i>La logica di regolazione in modalità solar heating</i>	72
2.5.2 <i>La logica di regolazione in modalità solar cooling</i>	73
BIBLIOGRAFIA.....	75
3 LA TECNOLOGIA DELLA POMPA DI CALORE.....	77
3.1 <i>Introduzione</i>	77
3.1.1 <i>Analisi termodinamica ed exergetica</i>	77
3.2 <i>Normativa di riferimento delle pompe di calore</i>	91
3.2.1 <i>Calcolo delle prestazioni stagionali</i>	94
3.2.2 <i>Calcolo della quota di energia rinnovabile</i>	102
3.3 <i>Fluidi refrigeranti</i>	103
3.3.1 <i>Fluidi refrigeranti tradizionali</i>	106

3.3.2	<i>Fluidi refrigeranti alternativi</i>	108
3.4	<i>Applicazioni delle pompe di calore</i>	114
3.4.1	<i>Pompe di calore per il riscaldamento</i>	115
3.4.2	<i>Pompe di calore per la produzione di acqua calda sanitaria</i>	121
3.4.3	<i>Sistemi VRF</i>	126
3.4.4	<i>Sistemi integrati</i>	127
3.5	<i>Pompe di calore a R744</i>	130
3.5.1	<i>Proprietà termodinamiche dell'anidride carbonica</i>	131
3.5.2	<i>Il ciclo transcritico ad anidride carbonica</i>	136
3.5.3	<i>Componenti per pompe di calore a R744</i>	140
3.5.4	<i>Impiego di uno scambiatore di calore rigenerativo in cicli transcritici a R744</i>	151
3.5.5	<i>Pompe di calore per il riscaldamento e la produzione di acqua calda sanitaria</i>	153
	BIBLIOGRAFIA	166
4	METODOLOGIE ANALITICHE E VERIFICHE SPERIMENTALI	171
4.1	<i>Introduzione</i>	171
4.2	<i>Impianto Calorimetro ENEA per il test di pompe di calore aria-acqua</i>	171
4.3	<i>Building Management System (BMS): monitoraggio e acquisizione dati</i>	177
4.4	<i>Monitoraggio della pompa di calore in test: strumentazione e software Labview</i>	179
4.5	<i>Software per la rielaborazione e l'analisi dei dati</i>	180
4.6	<i>Software Refprop: calcolo delle proprietà termodinamiche dei refrigeranti</i>	181
	BIBLIOGRAFIA	182
5	L'IMPIANTO DI SOLAR HEATING & COOLING ENEA: MONITORAGGIO E ANALISI SPERIMENTALE	183
5.1	<i>Introduzione</i>	183
5.2	<i>L'impianto sperimentale di solar heating and cooling ENEA dell'edificio F-92</i>	183
5.2.1	<i>Funzionamento, sistema di monitoraggio e di regolazione in modalità heating</i>	184
5.2.2	<i>Funzionamento, sistema di monitoraggio e di regolazione in modalità cooling</i>	195
5.3	<i>Monitoraggio invernale anno 2012</i>	205
5.3.1	<i>Periodo di monitoraggio 9 Febbraio - 29 Febbraio 2012</i>	206
5.3.2	<i>Periodo di monitoraggio 13 Marzo - 31 Marzo 2012</i>	206
5.3.3	<i>Periodo di monitoraggio 1 Aprile - 15 Aprile 2012</i>	207
5.4	<i>Monitoraggio invernale anno 2013</i>	212
5.4.1	<i>Periodo di monitoraggio 8 Febbraio - 28 Febbraio 2013</i>	213
5.4.2	<i>Periodo di monitoraggio 13 Marzo - 31 Marzo 2013</i>	216

5.4.3	<i>Periodo di monitoraggio 1 Aprile – 15 Aprile 2013</i>	219
5.5	<i>Confronto tra i risultati del monitoraggio invernale anno 2012 e anno 2013</i>	225
5.5.1	<i>Confronto mesi di Febbraio 2012 e Febbraio 2013</i>	225
5.5.2	<i>Confronto mesi di Marzo 2012 e Marzo 2013</i>	229
5.5.3	<i>Confronto mesi di Aprile 2012 e Aprile 2013</i>	232
5.6	<i>Monitoraggio estivo anno 2012</i>	239
5.6.1	<i>Periodo di monitoraggio 1 Giugno – 30 Giugno 2012</i>	239
5.6.2	<i>Periodo di monitoraggio 1 Luglio – 31 Luglio 2012</i>	240
5.6.3	<i>Periodo di monitoraggio 1 Agosto – 31 Agosto 2012</i>	242
5.6.4	<i>Periodo di monitoraggio 1 Settembre – 15 Settembre 2012</i>	243
5.7	<i>Monitoraggio estivo anno 2013</i>	248
5.7.1	<i>Periodo di monitoraggio 1 Giugno – 30 Giugno 2013</i>	248
5.7.2	<i>Periodo di monitoraggio 1 Luglio – 31 Luglio 2013</i>	254
5.7.3	<i>Periodo di monitoraggio 1 Agosto – 31 Agosto 2013</i>	259
5.7.4	<i>Periodo di monitoraggio 1 Settembre – 15 Settembre 2013</i>	264
5.8	<i>Confronto tra i risultati del monitoraggio estivo anno 2012 e anno 2013</i>	272
5.8.1	<i>Confronto mesi di Giugno 2012 e Giugno 2013</i>	272
5.8.2	<i>Confronto mesi di Luglio 2012 e Luglio 2013</i>	276
5.8.3	<i>Confronto mesi di Agosto 2012 e Agosto 2013</i>	281
5.8.4	<i>Confronto mesi di Settembre 2012 e Settembre 2013</i>	284
5.9	<i>Monitoraggio invernale anno 2014 e anno 2015</i>	289
5.10	<i>Analisi e sviluppi futuri sull'impiego dei materiali PCM</i>	293
5.11	<i>Conclusioni</i>	295
	BIBLIOGRAFIA	298
6	POMPE DI CALORE A R744 DI MEDIA POTENZA: ANALISI SPERIMENTALE	299
6.1	<i>Introduzione</i>	299
6.2	<i>Prototipo di pompa di calore per la produzione di acqua calda sanitaria</i>	300
6.2.1	<i>Design</i>	300
6.2.2	<i>Strumentazione di acquisizione</i>	302
6.2.3	<i>Software di controllo del prototipo</i>	306
6.2.4	<i>Modalità di esecuzione delle prove e matrice di test</i>	309
6.2.5	<i>Rielaborazione dati sperimentali</i>	314
6.2.6	<i>Analisi criticità e miglioramenti</i>	327
6.2.7	<i>Confronto con il target di mercato</i>	332

6.3	<i>Prototipo di pompa di calore per la sostituzione di caldaie tradizionali</i>	333
6.3.1	<i>Design</i>	334
6.3.2	<i>Strumentazione di acquisizione</i>	336
6.3.3	<i>Software di controllo</i>	338
6.3.4	<i>Modalità di esecuzione delle prove e matrice di test</i>	338
6.3.5	<i>Prima campagna sperimentale: rielaborazione dati</i>	339
6.3.6	<i>Prima campagna sperimentale: analisi criticità e miglioramenti</i>	351
6.3.7	<i>Seconda campagna sperimentale: rielaborazione dati</i>	354
6.3.8	<i>Seconda campagna sperimentale: analisi criticità e miglioramenti</i>	365
6.4	<i>Conclusioni</i>	366
	BIBLIOGRAFIA	370
7	POMPE DI CALORE A R744 ABBINATE A RADIATORI A ELEVATO SALTO TERMICO: ANALISI SPERIMENTALE	371
7.1	<i>Introduzione</i>	371
7.2	<i>La pompa di calore nel retrofit d'impianti a radiatori</i>	371
7.2.1	<i>Terminali d'impianto: i radiatori</i>	374
7.2.2	<i>Sistema di regolazione dei radiatori: valvole termostatiche tradizionali ed elettroniche modulanti</i>	378
7.3	<i>Impianto sperimentale</i>	379
7.3.1	<i>Strumentazione e sistema di acquisizione dati</i>	383
7.3.2	<i>Modalità di esecuzione delle prove sperimentali</i>	386
7.3.3	<i>Acquisizione e rielaborazione dati sperimentali</i>	386
7.3.4	<i>Risultati: funzionamento e prestazioni globali</i>	387
7.3.5	<i>Risultati: funzionamento e prestazioni con valvole elettroniche modulanti</i>	392
7.3.6	<i>Potenzialità ed evoluzione della pompa di calore a R744 abbinata a radiatori</i>	395
7.4	<i>Conclusioni</i>	396
	BIBLIOGRAFIA	398
	CONSIDERAZIONI CONCLUSIVE	399
	RINGRAZIAMENTI	405

INTRODUZIONE

L'attuale scenario legislativo relativo al settore energetico, impone l'utilizzo di nuove o più efficienti soluzioni impiantistiche per la climatizzazione e la produzione di acqua calda sanitaria tali da raggiungere gli obiettivi dei numerosi provvedimenti adottati a livello europeo e nazionale, prima fra tutti la direttiva europea 2009/29/CE (pacchetto clima-energia 20-20-20). Oltre alla riduzione delle emissioni di gas climalterante e all'aumento della quota di energia prodotta da fonti energetiche rinnovabili (RES), tali procedure stabiliscono la riduzione dei consumi finali di energia, in diversi settori, quali il civile, l'industriale e quello legato ai trasporti. In particolare i consumi da abbattere riguardano l'elettricità e il condizionamento degli edifici residenziali e del terziario i quali dovranno essere progettati e, eventualmente, riqualificati (nel caso di edifici esistenti) secondo nuovi criteri di risparmio energetico, salvaguardia ambientale e comfort abitativo. Le nuove tecnologie per la climatizzazione degli edifici dovranno inoltre consentire il raggiungimento degli obiettivi indicati dal Parlamento Europeo sugli immobili costruiti dopo il 31 dicembre 2018. Secondo tali indicazioni, essi dovranno essere autonomi dal punto di vista energetico cioè edifici a "energia quasi zero" (nearly Zero Energy Building, nZEB) in cui "come risultato di un livello molto alto di rendimento energetico dell'edificio, il consumo totale annuale di energia primaria è uguale o inferiore alla produzione di energia ricavata in loco con le fonti rinnovabili".

A livello nazionale, oltre la metà del comparto edilizio italiano è costituita da edifici costruiti prima degli anni Ottanta, cioè in assenza di appositi decreti di risparmio energetico. Tale considerazione rende evidente la grande potenzialità di risparmio energetico insita nell'edilizia esistente se sottoposta a riqualificazione energetica. Nel valutare i generatori di calore utilizzabili nei nuovi edifici e nella ristrutturazione energetica di quelli esistenti, è necessario considerare e soddisfare gli obblighi del Decreto Legislativo n. 28 del 3 Marzo 2011 il quale promuove l'uso delle energie rinnovabili. Il decreto recepisce la direttiva 2009/28/CE, che impone agli stati membri l'uso delle RES, stabilendo le percentuali minime dell'impiego di fonti rinnovabili in relazione al fabbisogno termico totale degli edifici, ossia al fabbisogno richiesto per la climatizzazione, invernale ed estiva, e per la produzione di acqua calda sanitaria. Tra i sistemi in grado di rispettare i dettami del decreto sono presenti gli impianti di solar heating and cooling, le pompe di calore elettriche a compressione, le pompe di calore alimentate a gas, sia a compressione sia ad assorbimento, e le caldaie a biomassa. L'utilizzo della radiazione solare come fonte di energia per la produzione di acqua calda sanitaria e la climatizzazione estiva e invernale rappresenta una soluzione particolarmente adatta al territorio italiano (in misura differente tra Nord, Centro e Sud d'Italia) grazie al suo clima e alla sua latitudine. I sistemi di solar cooling contribuiscono a diminuire i consumi di energia elettrica per la climatizzazione estiva sfruttando inoltre la coincidenza tra la massima disponibilità di radiazione solare e la massima richiesta di energia frigorifera per raffrescare gli ambienti. Al fine di aumentare la frazione solare di tali impianti, oltre ad efficienti sistemi di captazione e di gestione, è necessario sviluppare e testare

sistemi di accumulo innovativi in grado di massimizzare la quantità di energia termica stoccata e di ottimizzarne lo sfruttamento a parità di condizioni al contorno.

L'uso di pompe di calore a compressione invertibili ad alta temperatura rappresenta un'efficiente soluzione impiantistica sia per la climatizzazione estiva sia per quella invernale; l'impiego di refrigeranti naturali quali gli idrocarburi, ad esempio il propano, e l'anidride carbonica permetterebbe la sostituzione dei tradizionali refrigeranti e la conseguente riduzione delle emissioni di gas climalterant associate a questi ultimi. Oltre a tali vantaggi di carattere ambientale, la tecnologia della pompa di calore è assimilabile a una fonte rinnovabile e adatta agli interventi di riqualificazione energetica edilizia. Una grossa percentuale degli edifici esistenti presenta, però pregi di natura storica e architettonica, o comunque è abitata, rendendo improponibile una ricostruzione ex novo dell'immobile stesso. Pertanto, sarà sempre più spesso necessario nel corso degli interventi di riqualificazione, mantenere inalterata la conformazione originale degli impianti, tipicamente dotati di terminali come i radiatori e concentrarsi sulla sostituzione del sistema di generazione. In tal caso l'impiego della pompa di calore, in qualità di sistema di generazione, deve essere necessariamente integrato con sistemi e dispositivi che ne permettano l'accoppiamento con i radiatori, ad esempio mediante l'utilizzo d'innovative valvole elettroniche modulanti installate su ciascun corpo scaldante.

In tale contesto è stato sviluppato il progetto della presente Tesi di Dottorato, in cui sono stati analizzati i sistemi di solar heating and cooling e a pompa di calore a refrigerante naturale (ad anidride carbonica) in quanto tecnologie in grado di soddisfare le esigenze di risparmio energetico e salvaguardia ambientale nel settore terziario. L'attività di ricerca sperimentale è stata svolta presso il Centro Ricerche ENEA di Casaccia (Roma) durante l'intero triennio.

In particolare è stato condotto uno studio sui sistemi innovativi di accumulo dell'energia termica negli impianti di solar heating and cooling; alla fase di studio è seguita un'apposita attività sperimentale sull'impianto di solar heating and cooling installato a servizio dell'edificio F-92 del Centro Ricerche Enea di Casaccia (Roma). Tale impianto è stato dotato di un serbatoio d'accumulo a cambiamento di fase (PCM, Phase Change Material) al fine di testarne il funzionamento e di confrontare i risultati ottenuti con quelli della precedente campagna sperimentale caratterizzata invece dall'utilizzo di un sistema d'accumulo tradizionale.

Per quanto concerne la tecnologia a pompa di calore, l'attività di ricerca è stata svolta principalmente nell'ambito del progetto europeo "Next Heat Pump Generation working with natural fluids" (acronimo NxtHPG), in cui due prototipi di pompa di calore a CO₂ (denominazione ASHRAE R744) di media potenza (30 kW e 50 kW) sono stati progettati, testati e migliorati secondo quanto emerso dagli studi e dai test sperimentali eseguiti mediante l'impianto Calorimetro ENEA. Tali prototipi sono stati realizzati rispettivamente per la produzione di acqua calda sanitaria (30 kW) e il retrofit d'impianti dotati di vecchie caldaie in qualità di sistema di generazione (50 kW).

Al fine di individuare gli accorgimenti e i requisiti necessari all'impiego delle pompe di calore a R744 negli interventi di retrofit d'impianti a radiatori è stato testato un innovativo sistema di regolazione per radiatori a elevato salto termico. Ciò consentirà di abbinare tali terminali d'impianto a pompe di calore a CO₂, che necessitano in ingresso di acqua a bassa temperatura per mantenere le prestazioni a valori ottimali.

Le attività d'inquadramento normativo e tecnologico congiuntamente ai risultati delle ricerche sperimentali condotte sui sistemi di solar heating and cooling e a pompa di calore a R744 hanno permesso di individuare le potenzialità, gli ambiti di applicazione più idonei e le criticità di tali tecnologie fornendo elementi utili al loro impiego e a possibili sviluppi futuri.

1 LA LEGISLAZIONE IN AMBITO ENERGETICO

1.1 Introduzione

La crescente attenzione verso la generazione e l'utilizzo dell'energia deriva da problematiche di carattere economico, sociale e ambientale. La “decarbonizzazione” del settore energetico, cioè il graduale minor uso di tecnologie utilizzanti combustibili fossili, è un processo fondamentale per la crescita, la competitività e lo sviluppo delle moderne economie ma soprattutto per la salvaguardia dell'intero ecosistema, alterato soprattutto dalle emissioni di gas climalterante. Il conseguente ricorso alle fonti energetiche rinnovabili (RES) determina la diminuzione dei consumi di energia primaria e delle relative emissioni di gas climalterante e allo stesso tempo riduce la dipendenza energetica, e quindi economica, da quei Paesi che hanno giacimenti petroliferi e di gas naturale. Queste ultime sono le principali fonti energetiche su cui si basa ormai da tempo l'economia mondiale. L'impiego di tali fonti fossili ha determinato negli anni l'incremento delle emissioni di gas climalterante generando conseguenze negative sull'ambiente quali la riduzione dell'ozono stratosferico, l'innalzamento della temperatura del globo terrestre e l'alterazione delle stagioni nel corso dell'anno. Per far fronte a tali problematiche, l'Unione Europea ha istituito il Piano 20-20-20, all'interno del pacchetto Clima-Energia, che è stato reso concreto a livello legislativo da sei apposite direttive destinate al settore energetico, principalmente nel terziario e nei trasporti. Gli obiettivi individuati da tali direttive impongono inevitabilmente l'impiego di tecnologie che sfruttano RES al fine di produrre energia elettrica, termica e frigorifera in modo da non alterare i bilanci del Pianeta. Il settore terziario e in particolare il comparto edilizio residenziale e non, presentano un grande potenziale di risparmio energetico poichè gli edifici sono responsabili in Europa del 40% circa dei consumi totali di energia. Di conseguenza, i fabbisogni energetici degli edifici (di energia elettrica, per la produzione di acqua calda sanitaria, per il riscaldamento e per il raffrescamento estivo) dovranno essere soddisfatti ricorrendo a tecnologie efficienti e utilizzanti RES. Tra tali tecnologie rientrano gli impianti solari, di solar heating and cooling, che sfruttano la radiazione solare per la produzione di energia termica (produzione di acqua calda sanitaria e riscaldamento) e frigorifera e le pompe di calore, le quali sfruttano invece il calore naturalmente disponibile in ambiente (aria, acqua, terreno) per produrre un effetto utile. Le direttive europee sopra citate incentivano inevitabilmente l'uso di tali tecnologie per il raggiungimento degli obiettivi prefissati di risparmio energetico, riduzione dei consumi energetici e delle emissioni di gas climalterante.

1.2 Legislazione europea e italiana nel settore energetico

Il Piano “20-20-20” ha stabilito che l'Unione Europea dovrà raggiungere i seguenti tre obiettivi entro il 2020:

- Riduzione dei gas a effetto serra del 20% (o del 30% in caso di accordo internazionale);

- riduzione dei consumi energetici del 20%, aumentando l'efficienza energetica;
- soddisfare il 20% del fabbisogno energetico europeo con le energie rinnovabili.

Nel dicembre del 2008 è stato approvato il Pacchetto Clima-Energia, che istituisce, attraverso sei nuovi strumenti legislativi europei, i metodi per tradurre in pratica gli obiettivi al 2020:

1. Direttiva Fonti Energetiche Rinnovabili (Direttiva 2009/28/EC), analizzata successivamente in modo particolare.
2. Direttiva Emission Trading (Direttiva 2009/29/EC o Direttiva ETS) la quale regola tra tutti gli Stati Membri le emissioni nei settori energivori, che pesano per circa il 40% delle emissioni europee, stabilendo un obiettivo di riduzione complessivo per tutti gli impianti vincolati dalla normativa del -21% al 2020 sui livelli del 2005.
3. Direttiva sulla qualità dei carburanti (Direttiva 2009/30/EC) che stabilisce le caratteristiche che devono avere i combustibili benzina e diesel per essere commercializzati sul territorio europeo e richiede ai fornitori di carburante di ridurre, entro il 31 dicembre 2020, fino al 10% le emissioni di gas serra in atmosfera per unità di energia prodotte durante il ciclo di vita dei carburanti e dell'energia fornita, rispetto alla quantità di gas serra prodotti nel medesimo ciclo di vita nel 2010.
4. Direttiva Carbon Capture and Storage – CCS (Direttiva 2009/31/EC) che definisce un insieme di regole comune a livello europeo per la sperimentazione e lo sviluppo su scala industriale di progetti di cattura, trasporto e stoccaggio di biossido di carbonio.
5. Decisione Effort Sharing (Decisione 2009/406/EC) la quale stabilisce un obiettivo di riduzione delle emissioni nei settori non coperti dalla Direttiva ETS (trasporti, edifici, agricoltura e rifiuti) pari al -10% al 2020 sui livelli del 2005. L'obiettivo è ripartito in modo vincolante tra gli Stati Membri e, per l'Italia, corrisponde al -13%.
6. Regolamento CO₂ Auto (Regolamento 2009/443/EC) che impone ai produttori di autoveicoli di raggiungere standard minimi di efficienza per le autovetture immatricolate per la prima volta nel territorio dell'Unione dal 2012. L'obiettivo medio che l'UE ha dato ai produttori è pari a 130 g di CO₂ /km emesse entro il 2015 e di 95 g di CO₂ /km al 2021: l'obiettivo annuale specifico di ciascun produttore è proporzionato alla massa media del parco auto prodotte e immatricolate. In caso d'inadempienza, i produttori sono soggetti al pagamento di un'imposta per ogni grammo di CO₂ in eccesso rispetto all'obiettivo fissato annualmente e derivante dal parco auto venduto e immatricolato.

Ciascun provvedimento legislativo europeo deve essere recepito dagli Stati Membri entro la data stabilita e riportata nell'apposita direttiva. In Italia il recepimento delle direttive europee avviene con appositi decreti non sempre in largo anticipo rispetto alla scadenza stabilita dal Parlamento Europeo e dal Consiglio (Figura 1.1).

Gli strumenti legislativi contenuti nel Pacchetto Clima-Energia intendono stimolare l'internalizzazione dei costi ambientali associati ai cambiamenti climatici in tutte le attività ad alta intensità energetica attraverso la formazione di un prezzo di riferimento per le emissioni di CO₂.

Un prezzo della CO₂ omogeneo per tutti i settori è uno dei principali strumenti con i quali l'Unione Europea intende favorire gli investimenti in tecnologie a basso contenuto di carbonio, tra cui le tecnologie per l'uso delle RES e per l'efficienza energetica [1].

La direttiva 2009/28/CE stabilisce un quadro comune per la promozione dell'energia da fonti rinnovabili e fissa obiettivi nazionali obbligatori per la quota complessiva di energia da fonti rinnovabili sul consumo finale lordo di energia e per la quota di energia da fonti rinnovabili nei trasporti (Figura 1.2).



Figura 1.1- Legislazione italiana ed europea del settore energetico.

Per ciascuno Stato Membro è stato fissato un obiettivo per la quota di energia da fonti rinnovabili sul consumo finale lordo di energia entro il 2020; per l'Italia tale quota è pari al 17% del consumo finale lordo rispetto all'anno 2005. Per quanto riguarda il settore dei trasporti, la quota di energia da fonti rinnovabili deve essere pari almeno al 10% del consumo finale di energia entro il 2020. In merito a quanto stabilito da tale direttiva, gli Stati Membri hanno adottato un piano di azione nazionale che

fissa la quota di energia da fonti rinnovabili consumata nel settore dei trasporti, dell'elettricità e del riscaldamento per il 2020 [2].

Il conseguimento degli obiettivi deve avvenire mediante la promozione congiunta di efficienza energetica e un utilizzo equilibrato delle RES per la produzione e il consumo di energia elettrica, energia termica e biocarburanti. Inoltre, bisognerà favorire le cooperazioni internazionali, la semplificazione amministrativa, lo sviluppo delle reti, il sistema di monitoraggio e la cooperazione tra autorità locali, regionali e nazionali.

	2005			2020		
	Consumi da FER	Consumi finali lordi (CFL)	FER / Consumi	Consumi da FER	Consumi finali lordi (CFL)	FER / Consumi
	[Mtep]	[Mtep]	[%]	[Mtep]	[Mtep]	[%]
Elettricità	4,846	29,749	16,29%	9,112	31,448	28,97%
Calore	1,916	68,501	2,80%	9,520	60,135	15,83%
Trasporti	0,179	42,976	0,42%	2,530	39,630	6,38%
Trasferimenti da altri Stati	-	-	-	1,144	-	-
Totale	6,941	141,226	4,91%	22,306	131,214	17,00%
Trasporti ai fini dell'ob.10%	0,338	39,000	0,87%	3,419	33,975	10,06%

Figura 1.2 - Consumi finali lordi di energia e obiettivi per le energie rinnovabili.

Il Piano d'Azione Nazionale (PAN) per le Energie Rinnovabili stabilito dall'Italia è inserito in un quadro più ampio di sviluppo di una strategia energetica nazionale sostenibile dal punto di vista ambientale e risponde a una molteplicità di obiettivi delineati nella "Strategia Energetica Nazionale" (SEN) [3]. Tra questi, tenuto conto delle specificità nazionali, assumono particolare rilievo la sicurezza degli approvvigionamenti energetici, data l'elevata dipendenza dalle importazioni di fonti di energia, la riduzione delle emissioni di gas climalterante, data la necessità di raggiungere gli impegni assunti in tal senso dal Governo a livello europeo e internazionale, il miglioramento della competitività dell'industria manifatturiera nazionale attraverso il sostegno alla domanda di tecnologie rinnovabili e lo sviluppo di politiche d'innovazione tecnologica.

Il Piano d'Azione Nazionale riporta in maniera indicativa come le tecnologie per il raffrescamento e il riscaldamento utilizzando RES contribuiranno al raggiungimento dell'obiettivo globale del 17% (Figura 1.3).

	2005			2020		
	Produzione Lorda FER-H	Percentuale su FER-C Tot. (1.916 ktep)	Percentuale su CFL-C (68.501 ktep)	Produzione Lorda FER-C	Percentuale su FER-C Tot. (9.520 ktep)	Percentuale su CFL-C (60.135 ktep)
	[ktep]	[%]	[%]	[ktep]	[%]	[%]
Geotermica (escluse pdc)	23	1,19%	0,03%	100	1,05%	0,17%
Solare	27	1,43%	0,04%	1.400	14,71%	2,33%
Biomassa:	1.655	86,34%	2,42%	5.520	57,98%	9,18%
solida	1.629	84,99%	2,38%	5.185	54,46%	8,62%
biogas	26	1,35%	0,04%	141	1,49%	0,24%
bioliquidi	-	-	-	194	2,04%	0,32%
En.rin.da pompe di calore:	212	11,04%	0,31%	2.500	26,26%	4,16%
di cui aerotermica	176	9,17%	0,26%	1.875	19,69%	3,12%
di cui geotermica	19	1,01%	0,03%	450	4,73%	0,75%
di cui idrotermica	16	0,86%	0,02%	175	1,84%	0,29%
Totale	1.916	100,00%	2,80%	9.520	100,00%	15,83%

Figura 1.3 - Consumi finali lordi di energia e obiettivi per le energie rinnovabili.

Il PAN elenca tra tali tecnologie gli impianti solari e le pompe di calore. Secondo tale piano, le pompe di calore contribuiranno nell'ordine del 4% alla produzione di energia termica con RES la quale ammonta in totale al 15,83% secondo quanto previsto.

Esso inoltre contiene e descrive l'insieme delle misure (economiche, non economiche, di supporto, di cooperazione internazionale) necessarie per raggiungere gli obiettivi previsti, individuando in che modo rivedere le misure di sostegno economico sia per le rinnovabili elettriche e sia per le rinnovabili termiche soprattutto negli edifici e nelle infrastrutture per l'edilizia. I meccanismi di sostegno devono essere affiancati da un sistema di standard obbligatori, che possono essere particolarmente efficaci nell'orientare le modalità di progettazione e realizzazione delle nuove costruzioni.

Lo Stato Italiano ha recepito la direttiva 2009/28/CE (direttiva RES) con il D. Lgs. 3 Marzo 2011, n. 28 "Attuazione della direttiva 2009/28/CE sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili, recante modifica e successiva abrogazione delle direttive 2001/77/CE e 2003/30/CE"; tale decreto è entrato in vigore il 29 Marzo 2011.

Il D. Lgs. n.28/2011 ha definito, attraverso una serie di decreti attuativi emanati dal Ministero dello Sviluppo Economico, gli strumenti, i meccanismi, gli incentivi e il quadro istituzionale, finanziario e giuridico, necessari per il raggiungimento degli obiettivi fissati per il 2020 in materia di quota complessiva di energia da fonti rinnovabili.

All'articolo 11 e all'allegato 3 di tale decreto sono ridefiniti completamente i criteri d'integrazione e le tempistiche che regolano l'uso delle rinnovabili negli edifici [4]. Tale articolo stabilisce inoltre che le singole regioni possono prevedere incrementi nei valori d'integrazione, rispetto a quelli previsti dall'allegato 3. Il D. Lgs. n.28/2011 introduce per la prima volta nella normativa il concetto di "edificio sottoposto a ristrutturazione rilevante", cioè un edificio esistente avente superficie utile superiore a 1000 metri quadrati, soggetto a ristrutturazione integrale degli elementi edilizi costituenti l'involucro oppure un edificio esistente soggetto a demolizione e ricostruzione anche in manutenzione straordinaria. Il decreto cambia anche la definizione di "edificio di nuova costruzione", che corrisponde a un "edificio per il quale la richiesta del pertinente titolo edilizio, comunque denominato, sia stata presentata successivamente alla data di entrata in vigore del presente decreto".

Gli impianti a fonti rinnovabili realizzati per assolvere gli obblighi sopra descritti (sia per l'energia termica che per quella elettrica), possono accedere agli incentivi statali previsti (con l'eccezione dei fondi rotativi e di garanzia) solo per la quota eccedente quella necessaria per soddisfare gli obblighi. Per gli edifici pubblici gli obblighi d'integrazione delle rinnovabili sono incrementati del 10%. Il mancato rispetto degli obblighi previsti dal Decreto "comporta il diniego del rilascio del titolo edilizio". Dall'allegato 3 si evince che gli obblighi sono stati previsti solo dal 31 maggio 2012, e sono crescenti nel tempo. Gli impianti di produzione di energia termica devono essere progettati e realizzati in modo da coprire, tramite energia prodotta da impianti alimentati da fonti rinnovabili, una percentuale fissa (50%) dei consumi previsti di acqua calda sanitaria, più una percentuale variabile

calcolata sulla somma dei consumi previsti per acqua calda sanitaria, riscaldamento e raffrescamento.

Le percentuali variabili, secondo la tempistica delle relative costruzioni sono le seguenti:

- 20% se la richiesta del titolo edilizio è presentata dal 31 maggio 2012 al 31 dicembre 2013;
- 35% se la richiesta del titolo edilizio è presentata dall'1 gennaio 2014 al 31 dicembre 2016;
- 50% se la richiesta del titolo edilizio è rilasciato dall'1 gennaio 2017.

Tali obblighi non possono essere assolti tramite impianti da fonti rinnovabili che producano esclusivamente energia elettrica la quale alimenta, a sua volta, dispositivi o impianti per la produzione di acqua calda sanitaria, il riscaldamento e il raffrescamento.

La potenza elettrica degli impianti alimentati da fonti rinnovabili che devono essere obbligatoriamente installati sopra o all'interno dell'edificio o nelle relative pertinenze, è calcolata in kW di potenza come $P = (1/K) S$, in funzione della superficie (S) e del coefficiente K variabile, $K = [m^2/kW]$, a seconda dei tempi di costruzione. Nello specifico, S è la superficie in pianta dell'edificio al livello del terreno, misurata in m², mentre il coefficiente K può assumere i seguenti valori:

- $K = 80$, se la richiesta del titolo edilizio è stata presentata dal 31 maggio 2012 al 31 dicembre 2013;
- $K = 65$, se la richiesta del titolo edilizio è presentata dall'1 gennaio 2014 al 31 dicembre 2016;
- $K = 50$, se la richiesta del pertinente titolo edilizio è presentata dall'1 gennaio 2017.

Il decreto agisce sul settore energetico da tutti i punti di vista rivolgendosi a coloro che vi sono coinvolti intervenendo ad esempio sulle procedure e sulla formazione da seguire per chi installa impianti utilizzando RES, o chi vende, oppure dà in locazione un immobile o ancora stabilendo specifici requisiti professionali per gli operatori del settore. Il decreto ha, infatti, lo scopo di semplificare le procedure per l'autorizzazione, la costruzione e l'esercizio d'impianti di produzione di energia da fonti rinnovabili. Esso stabilisce che nei contratti di compravendita o di locazione di edifici o di singole unità immobiliari l'acquirente o il conduttore dia atto di aver ricevuto le informazioni e la documentazione riguardante la certificazione energetica degli edifici, inoltre a decorrere dall'1 gennaio 2012, gli annunci commerciali di vendita d'immobili sono tenuti a riportare l'indice di prestazione energetica contenuto nell'attestato di certificazione energetica [5].

Infine, tale provvedimento si rivolge anche agli operatori del settore stabilendo che la qualifica professionale per l'attività d'installazione e di manutenzione straordinaria di caldaie, caminetti e stufe a biomassa, di sistemi solari fotovoltaici e termici sugli edifici, di sistemi geotermici a bassa entalpia e di pompe di calore è conseguita col possesso dei determinati requisiti tecnico professionali debitamente attestati previo opportuno corso di formazione in accordo con quanto stabilito da appositi provvedimenti legislativi.

L'articolo 28, commi 1 e 2 del D. Lgs. n. 28/2011, prevede che con appositi decreti siano incentivati la produzione di energia termica da fonti rinnovabili e gli interventi di efficienza energetica di piccola entità realizzati in data successiva al 31 dicembre 2011.

Il Decreto Ministeriale 28/12/2012 (Conto Termico) risponde a quanto stabilito dal D. Lgs. n. 28/2011 definendo la “Incentivazione della produzione di energia termica da fonti rinnovabili e interventi di efficienza energetica di piccole dimensioni”; esso regola l’incentivazione degli interventi sull’involucro opaco e trasparente, della sostituzione degli impianti di climatizzazione invernale e di riscaldamento delle serre e dei fabbricati rurali, dell’installazione di collettori solari anche abbinati a sistemi di solar cooling e della sostituzione di scaldacqua elettrici.

Il Decreto prevede l’incentivazione per gli interventi d’incremento dell’efficienza energetica in edifici esistenti (art. 4, comma 1) e per gli interventi di piccole dimensioni di produzione di energia termica da fonti rinnovabili e di sistemi ad alta efficienza (art. 4, comma 2), riportati nelle Tabella 1.1 e Tabella 1.2 [6].

Categoria	Sigla (*)	Tipologia di intervento	Riferimenti Decreto
1 - interventi di incremento dell’efficienza energetica in edifici esistenti	1.A	Isolamento termico di superfici opache delimitanti il volume climatizzato	Art. 4, comma 1, lettera a)
	1.B	Sostituzione di chiusure trasparenti comprensive di infissi delimitanti il volume climatizzato	Art. 4, comma 1, lettera b)
	1.C	Sostituzione di impianti di climatizzazione invernale con generatori di calore a condensazione di qualsiasi potenza	Art. 4, comma 1, lettera c)
	1.D	Installazione di sistemi di schermatura e/o ombreggiamento di chiusure trasparenti con esposizione da ESE a O, fissi o mobili, non trasportabili	Art. 4, comma 1, lettera d)

Tabella 1.1 - Categoria 1: interventi di incremento dell’efficienza energetica in edifici esistenti (art.4, comma 1) [6].

Categoria	Sigla (*)	Tipologia di intervento	Riferimenti Decreto
2 - interventi di piccole dimensioni di produzione di energia termica da fonti rinnovabili e di sistemi ad alta efficienza	2.A	Sostituzione di impianti di climatizzazione invernale esistenti con impianti di climatizzazione invernale utilizzando pompe di calore elettriche o a gas, anche geotermiche (con potenza termica utile nominale fino a 1000 kW)	Art. 4, comma 2, lettera a)
	2.B	Sostituzione di impianti di climatizzazione invernale o di riscaldamento delle serre esistenti e dei fabbricati rurali esistenti con generatori di calore alimentati da biomassa (con potenza termica nominale fino a 1000 kW)	Art. 4, comma 2, lettera b)
	2.C	Installazione di collettori solari termici, anche abbinati sistemi di solar cooling (con superficie solare lorda fino a 1000 m ²)	Art. 4, comma 2, lettera c)
	2.D	Sostituzione di scaldacqua elettrici con scaldacqua a pompa di calore	Art. 4, comma 2, lettera d)

Tabella 1.2 - Categoria 2: interventi di piccole dimensioni di produzione di energia termica da fonti rinnovabili e di sistemi ad alta efficienza (art.4, comma 2) [6].

L’impegno di spesa annua cumulata, che non potrà essere superato, previsto dall’art. 1, commi 3 e 4, del Decreto è pari a:

- 200 milioni di euro per incentivi riconosciuti a interventi realizzati o da realizzare da parte dei Soggetti individuati come Amministrazione Pubblica;
- 700 milioni di euro per incentivi riconosciuti a interventi realizzati da parte di Soggetti privati, intesi come persone fisiche, condomini e Soggetti titolari di reddito d’impresa o di reddito agrario.

Il Decreto definisce tre diverse modalità di accesso ai meccanismi di incentivazione:

- accesso diretto, a seguito della conclusione degli interventi;
- prenotazione degli incentivi, consentito alle sole Pubbliche Amministrazioni;
- iscrizione ai Registri, necessaria per accedere all'incentivazione degli interventi, di cui all'art. 4, comma 2, lettera a) e b) del Decreto, che prevedano una potenza termica nominale complessiva con riferimento al singolo edificio, unità immobiliare, fabbricato rurale o serra, maggiore di 500 kW e inferiore o uguale a 1000 kW, nei limiti dei contingenti di spesa previsti, ove disponibili, alla data di pubblicazione del bando.

Gli interventi, di cui all'articolo 4 del Decreto, sono incentivati in rate annuali costanti, per la durata temporale definita in Tabella 1.3 [6].

Tipologia di intervento	Soggetti ammessi	Durata dell'incentivo (anni)
Isolamento termico di superfici opache delimitanti il volume climatizzato	Amministrazioni pubbliche	5
Sostituzione di chiusure trasparenti comprensive di infissi delimitanti il volume climatizzato	Amministrazioni pubbliche	5
Sostituzione di impianti di climatizzazione invernale con generatori di calore a condensazione	Amministrazioni pubbliche	5
Installazione di sistemi di schermatura e/o ombreggiamento di chiusure trasparenti con esposizione da ESE a O, fissi o mobili, non trasportabili	Amministrazioni pubbliche	5
Sostituzione di impianti di climatizzazione invernale esistenti con impianti di climatizzazione invernale utilizzanti pompe di calore elettriche o a gas, anche geotermiche con potenza termica utile nominale inferiore o uguale a 35 kW	Amministrazioni pubbliche e Soggetti privati	2
Sostituzione di impianti di climatizzazione invernale esistenti con impianti di climatizzazione invernale utilizzanti pompe di calore elettriche o a gas, anche geotermiche con potenza termica utile nominale maggiore di 35 kW e inferiore o uguale a 1000 kW	Amministrazioni pubbliche e Soggetti privati	5
Sostituzione di scaldacqua elettrici con scaldacqua a pompa di calore	Amministrazioni pubbliche e Soggetti privati	2
Installazione di collettori solari termici, anche abbinati sistemi di <i>solar cooling</i> , con superficie solare lorda inferiore o uguale a 50 metri quadrati	Amministrazioni pubbliche e Soggetti privati	2
Installazione di collettori solari termici, anche abbinati sistemi di <i>solar cooling</i> , con superficie solare lorda superiore a 50 metri quadrati e inferiore o uguale a 1000 metri quadrati	Amministrazioni pubbliche e Soggetti privati	5
Sostituzione di impianti di climatizzazione invernale o di riscaldamento delle serre esistenti e dei fabbricati rurali esistenti con generatori di calore alimentati da biomassa con potenza termica nominale (*) inferiore o uguale a 35 kW	Amministrazioni pubbliche e Soggetti privati	2
Sostituzione di impianti di climatizzazione invernale o di riscaldamento delle serre esistenti e dei fabbricati rurali esistenti con generatori di calore alimentati da biomassa con potenza termica nominale (*) maggiore di 35 kW e inferiore o uguale a 1000 kW	Amministrazioni pubbliche e Soggetti privati	5

Tabella 1.3 - Soggetti ammessi e durata dell'incentivo (in anni) sulla base della tipologia d'intervento.

Per accedere all'incentivo previsto dal D.M. 28/12/2012, è necessario compilare la scheda domanda predisposta dal GSE, allegare la documentazione richiesta, possedere determinati requisiti tecnici e rispettare dei limiti stabiliti in base alla tipologia d'intervento. Le modalità di calcolo dell'incentivo,

funzione della tipologia d'intervento, sono attualmente in fase di revisione e si auspica una possibile pubblicazione del Conto Termico revisionato per la fine dell'anno 2015.

La sostituzione di un impianto di climatizzazione invernale esistente con un impianto dotato di pompe di calore elettrica aerotermica (gennaio 2015), ad esempio, è incentivato se, oltre ad altri requisiti di minore entità, la macchina rispetta prestazioni minime (COP) opportunamente, riportate nel decreto. In tal caso l'incentivo è calcolato in base alla potenza termica utile e alle prestazioni della macchina e alla zona climatica in cui l'impianto è installato.

L'installazione di collettori solari termici, anche abbinati a sistemi di solar cooling, è incentivata se sono rispettati dei requisiti quali, ad esempio, prestazioni minime in accordo alla normativa UNI EN 12975 dei collettori solari (alla UNI EN 12976 per l'intero impianto), possesso della certificazione Solar Keymark per i collettori solari piani, o sottovuoto, o a tubi evacuati. In questo caso l'incentivo è calcolato in funzione della superficie solare lorda dell'impianto.

I primi risultati riguardanti l'applicazione del Conto Termico hanno mostrato che sono state inoltrate circa 10.000 richieste d'incentivo (Luglio 2013-dicembre 2014) per un totale di circa 25 milioni di euro, di cui in prevalenza solare termico (5400 interventi per 25 milioni di euro d'investimento) e generatori a biomassa (1980 interventi per 15 milioni di euro) [7].

La Direttiva 2010/31/UE definisce l'innovativo concetto di edificio a energia quasi zero (nZEB) e stabilisce che le nuove costruzioni pubbliche realizzate entro il 2018 e quelle private abitative entro il 2020 dovranno essere nZEB. La direttiva presenta anche un metodo di calcolo comune per la determinazione del rendimento energetico degli edifici. La certificazione energetica (ACE) è sostituita dall'attestato di prestazione energetica (APE), la quale dovrà essere allegata alla documentazione di compravendita. Secondo tale direttiva, gli Stati Membri sono tenuti a elaborare piani nazionali destinati ad aumentare progressivamente il numero di nZEB, per giungere, dall'1 gennaio 2021, a realizzare come tali tutti gli edifici di nuova costruzione.

La EPBD recast (2010/31/UE) introduce un nuovo concetto che aiuta a comprendere il significato dell'attributo "quasi zero" che è dato al risultato del bilancio energetico dell'edificio. Introduce cioè il concetto di "livello di prestazione energetica ottimale in funzione dei costi", intendendo con ciò il livello di prestazione che comporta il costo più basso durante il ciclo di vita economico stimato.

Tale costo deve essere determinato da ogni Stato Membro tenendo conto dei costi d'investimento connessi all'energia, di manutenzione e di funzionamento (compresi i costi, i risparmi energetici e gli utili derivanti dalla cessione dell'energia).

Diverse sono le misure che il Piano d'azione per gli edifici a energia quasi zero previsto da tale normativa dovrà comprendere, come:

- l'applicazione della definizione di edifici a energia quasi zero alle diverse tipologie di edifici e indicatori numerici del consumo di energia primaria, espresso in kWh/m² anno;

- le politiche e le misure finanziarie o di altro tipo previste per promuovere gli edifici a energia quasi zero, comprese le informazioni relative alle misure nazionali previste per l'integrazione delle fonti rinnovabili negli edifici, tenendo conto della direttiva 2009/28/CE e del D. Lgs. 28/2011;
- l'individuazione, in casi specifici e sulla base dell'analisi costi-benefici sul ciclo di vita economico, della non applicabilità o della sua parziale applicazione;
- gli obiettivi intermedi di miglioramento della prestazione energetica degli edifici di nuova costruzione entro il 2015.

La direttiva 2010/31/UE è stata recepita in Italia con il D. Lgs. n. 63/2013 che ribadisce gli obiettivi temporali e la definizione di nZEB, fissa l'obbligo di definire il Piano d'azione per la promozione degli edifici a energia quasi zero entro il 31 dicembre 2014, sostituisce l'ACE con l'APE e introduce il concetto di "confine del sistema". Con il termine "confine" s'intende ciò che include tutte le aree di pertinenza dell'edificio, sia all'interno sia all'esterno dello stesso, dove l'energia è consumata o prodotta: la definizione è importante perché da essa deriva il concetto di "energia consegnata" e di "energia esportata".

Di fondamentale importanza è l'obbligo di individuare un "edificio di riferimento" in base al quale i requisiti minimi degli edifici di nuova costruzione e in caso di ristrutturazione importante, devono essere determinati [7].

Successiva alla direttiva 2010/31/UE è la direttiva 2012/27/UE sull'efficienza energetica, entrata in vigore il 4 dicembre 2012. Quest'ultima fissa le disposizioni legislative, regolamentari e amministrative volte a ottemperare i nuovi obblighi di riduzione dei consumi di energia modificando le precedenti direttive 2009/125/CE (relativa alla progettazione ecocompatibile dei prodotti) e 2010/30/UE (relativa all'etichettatura energetica) e abrogando le direttive 2004/8/CE (relativa alla promozione della cogenerazione) e 2006/32/CE (relativa all'efficienza energetica negli usi finali).

I governi degli Stati Membri dovranno stabilire gli obiettivi nazionali per incrementare l'efficienza energetica al fine di raggiungere l'obiettivo del 20% previsto dal "Pacchetto Clima Energia 20-20-20" ed elaborare un piano pluriennale per raggiungere questi obiettivi.

La direttiva introduce piani di ristrutturazione energetica dell'edilizia pubblica: dal primo gennaio 2014, gli stati dell'Unione Europea devono garantire l'incremento dell'efficienza del parco immobiliare per il 3% della superficie coperta utile totale degli edifici riscaldati e/o raffreddati. La quota del 3% è calcolata sulla superficie coperta totale degli edifici oltre i 500 mq; tale soglia è scesa a 250 mq dal 9 Luglio 2015. Inoltre, gli Stati Membri, dovranno prevedere, previa ricognizione del parco immobiliare, una strategia a lungo termine per rendere maggiormente efficienti gli edifici residenziali e commerciali, sia pubblici sia privati entro il 2050. Recependo tale direttiva, gli Stati Membri s'impegnano affinché i governi acquistino esclusivamente prodotti, servizi e edifici ad alta efficienza energetica. Gli Stati Membri dovranno inoltre istituire un regime nazionale obbligatorio di

efficienza energetica volto a garantire che i distributori di energia e/o le società di vendita di energia al dettaglio che sono parti designate o obbligate, conseguano un obiettivo cumulativo di risparmio energetico finale entro il 31 dicembre 2020. A norma di ciò le imprese energetiche di pubblica utilità saranno tenute a rispettare, nel periodo 2014-2020, un obiettivo annuale di risparmio energetico equivalente almeno all'1,5% del totale dell'energia venduta ai consumatori finali, sulla base della media dei consumi del triennio precedente all'entrata in vigore della direttiva.

Tale direttiva prevede inoltre l'obbligo per tutte le grandi imprese di sottoporsi ad audit energetici di alta qualità, ogni quattro anni, svolti in maniera indipendente, ed efficaci in rapporto ai costi. Gli audit dovranno iniziare non più tardi di tre anni dopo l'entrata in vigore della direttiva. Le piccole e medie imprese saranno esentate da tale obbligo, ma dovranno essere previsti dei programmi specifici per incoraggiare queste imprese a sottoporsi ad audit energetici. Gli Stati Membri dovranno poi prevedere, attraverso servizi di consulenza, delle misure per informare adeguatamente gli utenti domestici alla necessità di questi controlli.

La direttiva introduce anche disposizioni per la creazione di strumenti finanziari per il miglioramento dell'efficienza energetica e per l'agevolazione degli interventi di aumento dell'efficienza energetica degli edifici. Gli Stati Membri dovranno quindi facilitare l'istituzione di queste strutture o ottimizzare l'utilizzo di quelle già esistenti [9].

La direttiva 2012/27/UE sull'efficienza energetica è stata recepita dall'Italia con l'emanazione del decreto legislativo del 4 Luglio 2014, n. 102.

Il Consiglio Europeo del 23-24 ottobre 2014 ha approvato i nuovi obiettivi clima energia al 2030:

-40% emissioni di gas a effetto serra, con obiettivi vincolanti per i settori non-ETS per gli Stati Membri, +27% rinnovabili sui consumi finali di energia, (vincolante a livello europeo, ma senza target vincolanti a livello di Stati Membri), 27% efficienza energetica (non vincolante ma passibile di revisione per un suo innalzamento al 30%). Nel 2015 sarà avviato il percorso per l'adozione degli strumenti legislativi europei necessari a raggiungere gli obiettivi. L'accordo prevede per essi nuove forme di governance, che consentano una maggiore sinergia tra le misure e una maggiore armonizzazione tra Stati Membri.

Nell'ambito della Direttiva Europea 2012/27/UE è stato evidenziato che uno dei principali ostacoli alla diffusione della tecnologia della pompa di calore in Italia è costituito dalla struttura progressiva delle tariffe elettriche per i servizi di rete (e per gli oneri di sistema) attualmente applicabili alle utenze domestiche (Figura 1.4). L'attuale sistema tariffario dei servizi di trasmissione, distribuzione e misura dell'energia elettrica per le utenze domestiche servite in bassa tensione, riflette ancora in larga parte le misure adottate in seguito alla crisi energetica dell'anno 1973: progressività della tariffa, distinzione tra residenti e non residenti, sussidi incrociati tra questi due gruppi di utenza domestica, stretti limiti di potenza per le utenze sussidiate, consumi sussidiati solo per bassi livelli di consumo.

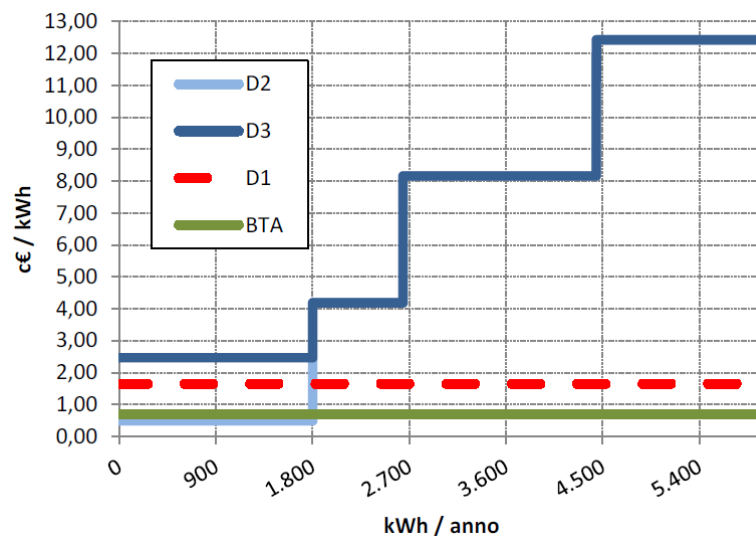


Figura 1.4 – Coefficienti relativi alla parte variabile delle tariffe di rete D2, D3, D1 e BTA (valori relativi al I trimestre 2014, tariffa monoraria).

Tali tariffe avevano i due scopi di agevolare un certo livello di consumo domestico essenziale, al fine di favorire gli utenti meno abbienti nelle abitazioni di residenza, e di penalizzare i livelli più elevati di consumo domestico. Questa struttura tariffaria ha scoraggiato l'utilizzo dell'energia elettrica per usi termici domestici favorendo il largo impiego del gas naturale.

Attualmente, la bolletta per i clienti domestici in maggior tutela è composta dalle seguenti tre voci: servizi di vendita, servizi di rete (tariffe di trasporto, distribuzione e misura + oneri generali, questi ultimi costituiti dalle componenti A e UC) e imposte (IVA e accise) variabili in funzione della tariffa di rete e misura applicabile e del livello annuo di consumi. Per le tariffe di trasporto, distribuzione e misura, con riferimento ai clienti domestici, il TIT (Testo integrato delle disposizioni per l'erogazione dei servizi di trasporto e distribuzione dell'energia elettrica) definisce tre diverse tariffe con struttura trinomia (quota fissa annua + quota proporzionale alla potenza impegnata + quota proporzionale ai consumi):

- la tariffa di riferimento D1, aderente ai costi ma finora non applicata ad alcun cliente;
- la tariffa D2, applicabile ai punti di prelievo della residenza anagrafica del cliente qualora la potenza impegnata non superi 3 kW;
- la tariffa D3, applicabile ai punti di prelievo per abitazioni non di residenza o qualora la potenza impegnata superi i 3 kW.

In accordo all'articolo 8, comma 3, della delibera 607/2013/R/eel dall'1 Luglio 2014 è stata avviata una sperimentazione tariffaria su scala nazionale rivolta ai clienti domestici che utilizzano, nell'abitazione di residenza, pompe di calore elettriche come unico sistema di riscaldamento. Ai clienti domestici che hanno aderito alla sperimentazione tariffaria è stata applicata la tariffa sperimentale di rete D1, caratterizzata dall'assenza di progressività del costo del kWh rispetto ai consumi complessivi annui, che invece caratterizza le tariffe di rete D2 e D3 attualmente applicate ai clienti domestici (Figura 1.5) [10].

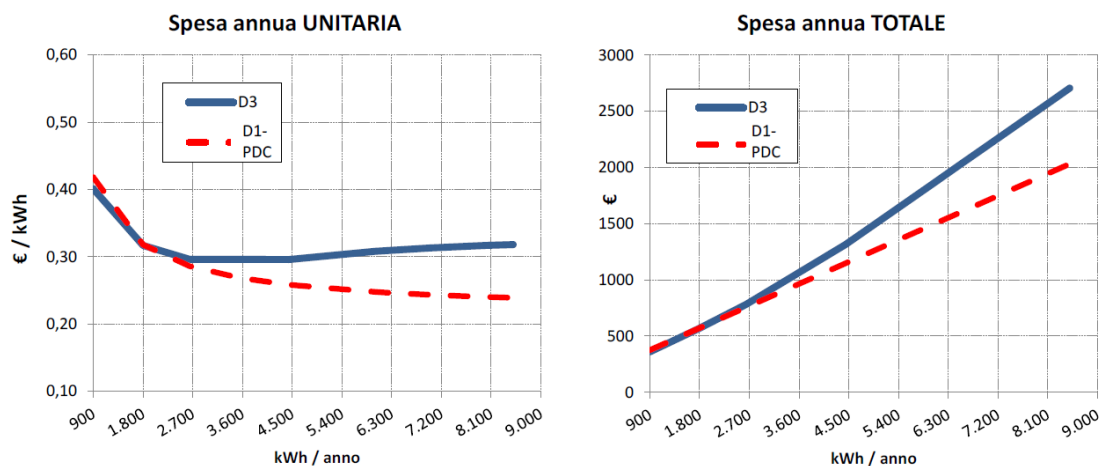


Figura 1.5 - Andamento della spesa annua lorda applicando le tariffe D3 e “D1-PDC” (assumendo per entrambe una potenza impegnata di 6 kW) (valori relativi al I trimestre 2014).

Tale procedimento è finalizzato agli obiettivi generali di rivisitazione delle tariffe, utilizzo razionale delle risorse e promozione delle iniziative di efficienza energetica e di sviluppo delle fonti rinnovabili in modo da dare graduale attuazione agli obiettivi delineati dalle direttive europee e conseguenti decreti attuativi italiani.

L'utente che ha scelto di aderire a tale sperimentazione non deve necessariamente installare un nuovo punto di prelievo dedicato alla pompa di calore (diversamente da quanto oggi previsto dall'articolo 2, comma 2, lettera d del TIT, per coloro che richiedano l'applicazione della tariffa BTA per i soli consumi della PDC); il termine della sperimentazione è stato fissato per la fine dell'attuale periodo di regolazione tariffaria (31 dicembre 2015), perché dal successivo periodo di regolazione saranno applicate le nuove tariffe domestiche di rete definite in esito al procedimento 204/2013/R/eel.

In termini di efficienza energetica degli edifici, la data del primo Luglio 2015 ha segnato l'inizio dell'entrata in vigore di tre nuovi decreti (decreto 26 Giugno 2015 detto “requisiti minimi degli edifici”). Tali decreti hanno lo scopo di ridefinire le modalità di applicazione della metodologia di calcolo delle prestazioni energetiche e dell'utilizzo delle fonti rinnovabili negli edifici, e i requisiti minimi in materia di prestazioni energetiche degli edifici stessi. Tale provvedimento realizza, di fatto, l'attuazione del D. Lgs. 63/2013, convertito nella Legge 90/2013, che ha recepito a sua volta la Direttiva 2010/31/UE (nZEB) sostituendo il D. Lgs. 192/2005. Il “decreto requisiti minimi degli edifici” ha l'importante obiettivo di aggiornare il D. P. R. 59/2009 relativo alle metodologie di calcolo e ai requisiti minimi per la prestazione energetica degli edifici e degli impianti termici (attuazione dell'articolo 4, comma 1, del D. Lgs. 192/2005).

Oltre alle nuove metodologie di calcolo, il decreto rafforza gli standard energetici minimi per i nuovi edifici e per quelli ristrutturati, ottimizzando il rapporto costi/benefici degli interventi, con lo scopo di arrivare a realizzare gli nZEB previsti dalla Direttiva 2010/31/UE.

Inoltre, il decreto punta a un'applicazione delle norme che sia immediatamente operativa e omogenea in tutte le Regioni, per ovviare all'attuale frammentazione normativa dovuta all'ampia autonomia regionale nel recepire la precedente Direttiva 2002/91/UE.

Il decreto aggiorna la metodologia di calcolo della prestazione energetica degli edifici, tenendo conto delle norme tecniche UNI/TS 11300-3 e UNI/TS 11300-4, relative alla climatizzazione estiva e all'uso delle rinnovabili, e della Raccomandazione 14 del CTI per il calcolo dell'energia primaria. Per gli edifici di nuova costruzione e per quelli sottoposti a ristrutturazioni importanti, il rispetto dei requisiti minimi andrà verificato confrontando l'edificio con un edificio di riferimento (identico per geometria, orientamento, ubicazione, destinazione d'uso). Per gli edifici interessati da semplici riqualificazioni energetiche, relative all'involucro edilizio e agli impianti tecnici, sono indicati i requisiti minimi.

I nuovi requisiti minimi saranno resi più severi dal primo gennaio 2019 per gli edifici pubblici e dal primo gennaio 2021 per gli altri edifici [11].

Di seguito è riassunto il contenuto dei tre decreti [19]:

- il primo decreto “Adeguamento del decreto del Ministro dello sviluppo economico, 26 Giugno 2009 - Linee guida nazionali per la certificazione energetica degli edifici”, si riferisce alle nuove linee guida nazionali per l'attestazione della prestazione energetica degli edifici, con disposizione di emanazione di un unico modello di APE valido per tutto il territorio nazionale;
- il secondo decreto “Schemi e modalità di riferimento per la compilazione della relazione tecnica di progetto ai fini dell'applicazione delle prescrizioni e dei requisiti minimi di prestazione energetica negli edifici”, tratta degli schemi e delle modalità di riferimento per compilare la relazione tecnica di progetto; i progetti saranno relativi a diverse tipologie di lavori, dalle nuove costruzioni, alle ristrutturazioni, agli interventi di riqualificazione.
- il terzo decreto “Applicazione delle metodologie di calcolo delle prestazioni energetiche e definizione delle prescrizioni e dei requisiti minimi degli edifici”, infine, riguarda le nuove modalità per il calcolo della prestazione energetica e dei nuovi requisiti minimi di efficienza riferiti agli edifici pubblici, privati, nuovi o già esistenti soggetti a ristrutturazione;

Nel mese di Settembre 2013 sono stati pubblicati quattro Regolamenti europei (Reg. UE n. 811/2013, Reg. UE n. 812/2013, Reg. UE n. 813/2013 Reg. UE n. 814/2013) relativi all'etichettatura (energy labelling), all'ecolabel (Figura 1.6) e alla progettazione ecocompatibile (ecodesign) di apparecchi di riscaldamento e scaldacqua. Tali regolamenti sono entrati in vigore il 26 Settembre 2015 ma sono esecutivi dal 26 Settembre 2013, senza alcun recepimento nazionale.



Figura 1.6 – Etichetta Ecolabel.

Le tecnologie alle quali tali regolamenti si riferiscono, sono riportate in Tabella 1.4 e sono principalmente relative ad apparecchi di riscaldamento, apparecchi per produzione di acqua calda sanitaria, serbatoi e insieme di apparecchi.

REG.	RIFERIMENTO	AMBITO DI APPLICAZIONE
811/2013	2010/30/UE	Apparecchi di riscaldamento misti con una potenza termica nominale di ≤ 70 kW. Insiemi di apparecchi per il riscaldamento d'ambiente con potenza di ≤ 70 Kw. Dispositivi di controllo della temperatura, dispositivi solari e insiemi di apparecchi di riscaldamento misti con potenza di ≤ 70 kW. Dispositivi di controllo della temperatura. Dispositivi solari.
812/2013	2010/30/UE	Scaldacqua aventi una potenza termica nominale ≤ 70 Kw. Serbatoi per l'acqua calda aventi un volume utile ≤ 500 litri. Insiemi composti da scaldacqua ≤ 70 kW e dispositivo solare.
813/2013	2009/125/CE	Apparecchi per il riscaldamento d'ambiente e apparecchi di riscaldamento misti aventi una potenza termica nominale ≤ 400 kW, inclusi gli apparecchi integrati in insiemi di apparecchi per il riscaldamento d'ambiente, dispositivi di controllo della temperatura e dispositivi solari o in insiemi di apparecchi di riscaldamento misti, dispositivi di controllo della temperatura e dispositivi solari quali definiti all'art. 2 del regolamento n. 811/2013.
814/2013	2009/125/CE	Scaldacqua aventi una potenza nominale ≤ 400 kW. Serbatoi per l'acqua calda aventi un volume utile ≤ 2 000 litri, compresi quelli integrati negli insiemi di scaldacqua e dispositivi solari, come stabilito all'art. 2 del Regolamento 812/2013.

Tabella 1.4 – Riepilogo ambito d'intervento dei Regolamenti UE 811-814/2013 [12].

Il Regolamento UE n. 811/2013 riguarda l'etichettatura degli apparecchi per il riscaldamento e per il riscaldamento e acqua calda sanitaria (misti) (Tabella 1.4) ed esso fissa i requisiti in materia di etichettatura energetica e le informazioni di prodotto supplementari da fornire per tali apparecchi (Figura 1.7). In modo analogo, il Regolamento UE n. 812/2013 definisce invece le specifiche per l'etichettatura energetica e le informazioni su scaldacqua, serbatoi per l'acqua calda e insiemi di scaldacqua e dispositivi solari (Figura 1.8, Figura 1.9).

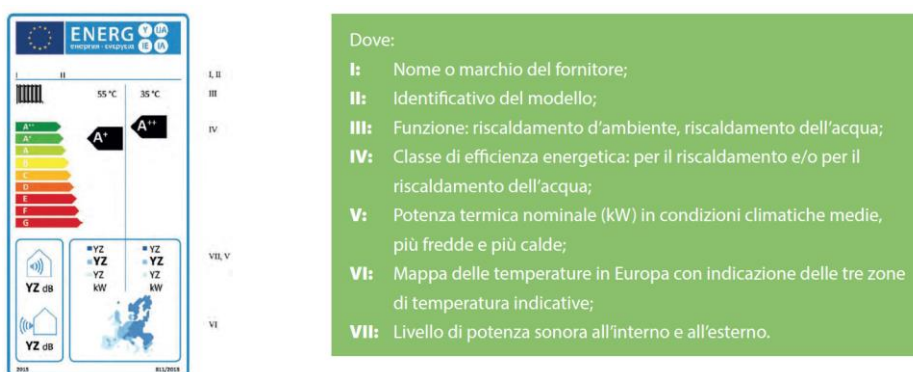


Figura 1.7 – Etichetta per pompa di calore per il riscaldamento [13].

L'etichettatura energetica è stata introdotta dalla “Direttiva 2010/30/UE del 19 maggio 2010 concernente l'indicazione del consumo di energia e di altre risorse dei prodotti connessi all'energia, mediante l'etichettatura e informazioni uniformi relative ai prodotti” ed è quindi concretizzata attraverso i due precedenti regolamenti.

I Regolamenti UE n. 813/2013 e n. 814/2013 recano attuazione della Direttiva 2009/125/CE relativa all'individuazione di misure per la progettazione ecocompatibile dei prodotti connessi all'energia. Il primo regolamento si riferisce agli apparecchi per il riscaldamento d'ambiente e agli apparecchi di riscaldamento misti mentre il secondo regolamento si riferisce agli scaldacqua e ai serbatoi per l'acqua calda.

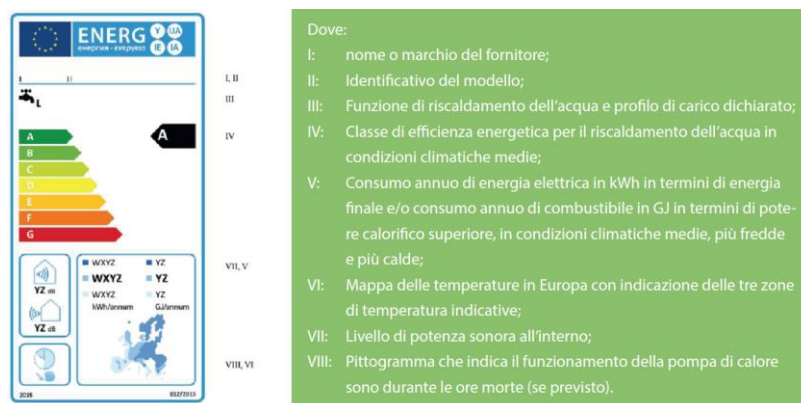


Figura 1.8 – Etichetta energetica per scaldacqua [13].

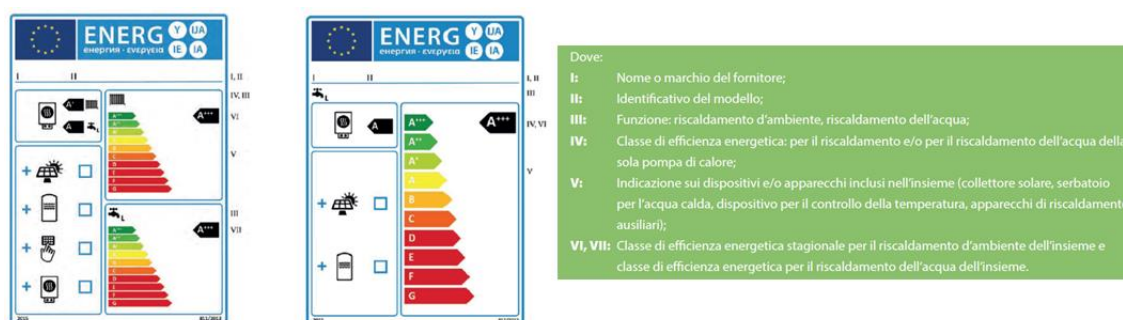


Figura 1.9 – Etichetta energetica per insiemi di apparecchi [13].

I Regolamenti UE n. 813/2013 e n. 814/2013 si riferiscono ad apparecchi con potenza termica nominale uguale o inferiore a 400 kW e individuano tre scadenze temporali (26 Settembre 2015, 26 Settembre 2017 e 26 Settembre 2018) cui corrispondono livelli di efficienza sempre maggiori (Tabella 1.5). In particolare si fa riferimento all'efficienza energetica stagionale del riscaldamento d'ambiente e l'efficienza energetica di riscaldamento dell'acqua. L'efficienza energetica stagionale del riscaldamento d'ambiente è definita come il rapporto tra la domanda di energia per il riscaldamento per una stagione di riscaldamento e il consumo energetico annuo necessario a soddisfare tale domanda; l'efficienza energetica di riscaldamento dell'acqua è invece definita attraverso il rapporto tra l'energia utile nell'acqua sanitaria erogata dall'apposito sistema di generazione e l'energia necessaria alla generazione della stessa per un apposito profilo di carico.

DEADLINE	APPARECCHI PER IL RISCALDAMENTO (ANCHE MISTI PER LA PRODUZIONE DI ACQUA CALDA)	APPARECCHI DEDICATI ALLA PRODUZIONE DI ACQUA CALDA SANITARIA
26 Settembre 2015	- etichetta energetica con classi da A++ a G - requisiti prestazionali minimi	- etichetta energetica con classi da A a G - requisiti prestazionali minimi
26 Settembre 2017	- nuovi e più severi requisiti prestazionali minimi	- eliminazione delle classi di minor efficienza ed etichetta energetica con classi da A+ a F - nuovi e più severi requisiti prestazionali minimi
26 Settembre 2018	- introduzione di valori limite sulle emissioni di NOx	- introduzione di valori limite sulle emissioni di NOx
26 Settembre 2018	- eliminazione delle classi di minor efficienza ed etichetta energetica con classi da A+++ a D	

Tabella 1.5 – Scadenze e relativi obblighi (Regolamenti UE n. 813/2013 e n. 814/2013).

1.3 Legislazione europea e italiana sui fluidi refrigeranti

Nel quadro di riferimento tracciato dal protocollo di Kyoto l'Unione Europea si è impegnata a ridurre le proprie emissioni di gas a effetto serra nel periodo 2008-2012 dell'8% rispetto ai livelli del 1990, utilizzato come anno di riferimento. Il protocollo di Kyoto riguarda i principali gas a effetto serra: biossido di carbonio (CO₂), metano (CH₄), protossido di azoto (N₂O) e tre gruppi di gas fluorurati (i cosiddetti F-gas): idrofluorocarburi (HFC), perfluorocarburi (PFC) ed esafluoruro di zolfo (SF₆). Per ridurre le emissioni di tali gas fluorurati allo scopo di conseguire gli obiettivi dell'UE in materia di cambiamenti climatici e adempiere agli obblighi derivanti dal protocollo di Kyoto, il 17 maggio 2006 il Parlamento Europeo e il Consiglio hanno adottato il regolamento (CE) n.842/2006 su taluni gas fluorurati a effetto serra (regolamento sugli F-gas). Tale regolamento entrò in vigore il 4 Luglio 2007 e stabilì i requisiti specifici per le varie fasi dell'intero ciclo di vita dei gas fluorurati, dalla produzione sino a fine vita. Ne consegue che sono interessati dal regolamento vari soggetti coinvolti nel ciclo di vita dei gas fluorurati, tra cui produttori, importatori ed esportatori di tali gas, nonché fabbricanti e importatori di taluni prodotti e apparecchiature contenenti F-gas e operatori delle apparecchiature [14]. A livello nazionale, il Regolamento Europeo (CE) n. 842/2006 è stato recepito in Italia dal D.P.R. n. 43 del 27 gennaio 2012. Con tale recepimento è stata resa obbligatoria la certificazione del personale e delle imprese che operano su apparecchiature fisse di refrigerazione, condizionamento d'aria e pompe di calore contenenti gas fluorurati a effetto serra. Per effetto di tale regolamento, il personale e le imprese non certificate non possono più operare su apparecchiature contenenti gas fluorurati, sia per effettuarne l'installazione sia per attività di controllo e manutenzione. La violazione di questo divieto comporta sanzioni, sia amministrative sia pecuniarie, in accordo con quanto riportato e disciplinato dal D. Lgs. n. 26 del 5 Marzo 2013.

Il Regolamento Europeo n. 842/2006 è stato abrogato dall'1 gennaio 2015 dal nuovo Regolamento (UE) n. 517 del 16 Aprile 2014, il quale prevede inoltre che i gas fluorurati possano essere venduti a/acquistati solo da imprese in possesso di certificazione o da imprese che impieghino personale certificato, istituendo l'obbligo da parte delle aziende fornitrici di tenere un apposito registro nel quale tracciare gli acquisti e gli acquirenti di gas fluorurati.

La certificazione, oltre ad essere un adempimento obbligatorio, assume sempre più i contorni di uno strumento fondamentale e indispensabile per svolgere la propria attività professionale.

Il Regolamento (UE) n. 517/2014 mira quindi a ridurre le emissioni di questi gas attraverso una pluralità di misure: norme relative al contenimento, all'uso, al recupero, distruzione dei gas fluorurati a effetto serra, condizioni riguardanti la collocazione sul mercato di certi tipi di prodotti o di dispositivi che contengono o si basano sui gas fluorurati a effetto serra (divieti), usi specifici di questi gas (divieto di manutenzione con alcuni gas) e limiti quantitativi di collocazione sul mercato degli HFC che si traducono nella riduzione del 79% degli F-gas in maniera graduale dal 2015 sino al 2030

(phase-down) [15]. Le disposizioni sull'etichettatura, il controllo d'uso e, ancor più importante, la collocazione sul mercato (divieti) delle apparecchiature sono ora stabiliti su base ambientale. I criteri individuati dal Regolamento sono, infatti, basati sull'effetto serra complessivo del refrigerante contenuto all'interno del circuito e non più esclusivamente sulla massa di refrigerante presente nell'impianto. Il regolamento prevede quindi una serie di divieti che oltre ad evitare l'uso degli F-gas (ad alto GWP, Global Warming Potential) hanno lo scopo di promuovere le tecnologie alternative sicure ed efficienti.

Le principali novità e modifiche rispetto al regolamento n. 842/2006 sono:

- controlli delle perdite (art.4);
- obblighi di certificazione (art.10);
- controllo dell'uso di F-gas (art.13);
- restrizioni immissioni in commercio (art.11);
- riduzione delle quantità di HFC immessa in commercio (phase down).

Secondo il Regolamento n. 517/2014, i controlli delle perdite di refrigerante sono da effettuarsi per:

- apparecchiature fisse di refrigerazione;
- apparecchiature fisse di condizionamento aria;
- pompe di calore fisse;
- apparecchiature fisse di protezione antincendio;
- celle frigorifere di autocarri e rimorchi frigorifero;
- commutatori elettrici;
- cicli Rankine a fluido organico contenenti 5 o più tonnellate equivalenti di CO₂ (10 tonnellate equivalenti se apparecchiature ermeticamente sigillate). Il regolamento n. 842/2006 stabiliva invece di effettuare controlli nel caso di applicazioni con 3 kg o più di F-Gas (6 kg o più se apparecchiature ermeticamente sigillate). In particolare per “tonnellata di CO₂ equivalente” s'intende la quantità di gas a effetto serra espressa come il prodotto del peso dei gas a effetto serra in tonnellate metriche e del loro GWP. Ciò implica che, mentre il regolamento n. 842/2006 non obbligava a effettuare controlli nel caso d'impianti con 1 Kg di R-23, il regolamento n. 517/2014 obbliga a effettuare controlli poiché a 1 Kg di R-23 corrispondono 14.8 ton eq. di CO₂, poiché l'R-23 ha un GWP di 14800 e un peso di 0,001 ton.

Fino al 31 dicembre 2016, le apparecchiature contenenti meno di 3 Kg di gas fluorurato a effetto serra o le apparecchiature ermeticamente sigillate, etichettate come tali e contenenti meno di 6 Kg di gas fluorurati a effetto serra, non sono soggette a controlli delle perdite. La frequenza dei controlli delle perdite dipende dalla quantità di gas contenuta, espressa in tonnellate equivalenti di CO₂, e dalla presenza o meno di un dispositivo per il rilevamento di perdite (Tabella 1.6). Tale regolamento stabilisce che gli operatori di apparecchiature per le quali sono necessari controlli per la verifica delle perdite devono istituire e avere, per ciascuna di esse, registri contenenti informazioni quali la quantità

e il tipo di gas fluorurati a effetto serra presenti, riportando, inoltre, lo storico delle modifiche della quantità di F-gas durante il ciclo di vita dell'impianto e successivo alla dismissione (riciclaggio, rigenerazione, recupero, smaltimento), le informazioni dell'impresa che ha provveduto all'installazione, all'assistenza, alla manutenzione e alla riparazione o smantellamento delle apparecchiature.

QUANTITÀ GAS CONTENUTI	FREQUENZA CONTROLLI	FREQUENZA CONTROLLI IN PRESENZA DI UN SISTEMA DI RILEVAMENTO DELLE PERDITE
50<tonnellate CO ₂ equivalenti≤5	Almeno ogni 12 mesi	Almeno ogni 24 mesi
500<tonnellate CO ₂ equivalenti≤50	Almeno ogni 6 mesi	Almeno ogni 12 mesi
tonnellate CO ₂ equivalenti≤500	Almeno ogni 3 mesi	Almeno ogni 6 mesi

Tabella 1.6 - Frequenza dei controlli negli impianti contenti F-Gas per il controllo delle perdite di refrigerante.

Le imprese che forniscono F-gas devono istituire registri contenenti informazioni pertinenti relative agli acquirenti dei gas e alle rispettive quantità di F-gas acquistati [16]. La quantità massima di F-gas introdotti sul mercato dell'Unione Europea sarà ridotta gradualmente a partire dal 2015 e sino al 2030, per scendere a questa data sotto il 21% del valore di riferimento, definito come la media delle quantità introdotte sul mercato dal 2009 al 2012. Le quantità massime, il valore di riferimento, e le quote per l'immissione in commercio degli F-gas sono calcolate come quantità aggregate di tutti i tipi di F-gas, espresse in tonnellate di CO₂ equivalente; in altre parole, si considera la massa in kg di ciascun gas moltiplicandola per il GWP del gas stesso espresso in kg di CO₂ equivalente. Di qui al 2030 l'Unione Europea ridurrà quindi del 79% l'effetto serra delle nuove attrezzature introdotte sul mercato e dei gas utilizzati per le ricariche (Tabella 1.7).

ANNI	MASSIMA QUANTITÀ
2015	100 %
2016-17	93 %
2018-20	63 %
2021-23	45 %
2024-26	31 %
2027-29	24 %
2030	21 %

Tabella 1.7 - Quantità massima di F-gas immesso sul mercato rispetto al periodo di riferimento 2009-2012,

Gli obblighi di certificazione sono previsti per il personale o per l'impresa secondo il tipo d'intervento (installazione, assistenza, manutenzione, riparazione, smantellamento, controllo delle perdite, recupero) e della tipologia di apparecchiatura su cui esso è eseguito.

Il nuovo regolamento stabilisce anche il controllo dell'uso degli F-Gas: è vietato l'uso degli SF₆ nella pressofusione del magnesio e nel riciclaggio delle leghe di magnesio per pressofusione e per il riempimento di pneumatici. Per le installazioni che usano meno di 850 kg di SF₆/anno il divieto si applica dall'1 gennaio 2018. Dall'1 gennaio 2020 vigerà il divieto di uso di F-gas con GWP \geq 2500 per assistenza o manutenzione delle apparecchiature di refrigerazione con dimensioni del carico di refrigerazione pari o superiore a 40 ton di CO₂ equivalente. Tale divieto non sarà applicato, fino all'1 gennaio 2030, agli F-gas con GWP \geq 2500.

Per quanto riguarda le restrizioni specifiche, in base all'effetto serra del tipo di refrigerante, all'applicazione, e all'utilizzo, sono stabiliti determinati divieti a decorrere da determinate date come riportato in Tabella 1.8.

Descrizione dell'impianto	GWP del tipo di refrigerante	Data del divieto
Frigoriferi e congelatori domestici	150	1° gennaio 2015
Frigoriferi e congelatori per uso commerciale	2500	1° gennaio 2020
	150	1° gennaio 2022
Apparecchiature fisse di refrigerazione, eccetto quelle per raffreddare prodotti sotto i -50 °C	2500	1° gennaio 2020
Centrali frigorifere per uso commerciale di capacità nominale pari o superiore a 40 kW, tranne il circuito primario di sistemi a cascata, in cui possono essere usati refrigeranti con GWP inferiore a 1500	150	1° gennaio 2022
Sistemi di condizionamento d'aria monosplit contenenti meno di 3 kg di refrigerante	750	1° gennaio 2025

Tabella 1.8 - Restrizioni specifiche, in base al GWP del refrigerante, all'applicazione, e all'utilizzo

Le misure previste dal Regolamento Europeo n. 517/014 sull'uso dei gas refrigeranti, unitamente alle direttive europee emanate in ambito energetico, evidenziano inevitabilmente quali sono le tecnologie e le linee guida delle attività di ricerca da sviluppare per il raggiungimento dei sovra citati obiettivi di carattere energetico e ambientale. Le tecnologie del solar heating and cooling e della pompa di calore, utilizzando in particolare refrigeranti naturali come la CO₂, rappresentano delle valide soluzioni impiantistiche in linea con gli obiettivi delle direttive, dei regolamenti e dei vari provvedimenti legislativi; tali tecnologie presentano potenzialità e un certo margine di miglioramento da sviluppare attraverso attività di ricerca mirate a esaltarne i vantaggi e a facilitarne la penetrazione sia nel mercato dell'edilizia nuova che in quella esistente. È proprio in quest'ottica che nasce e si sviluppa il lavoro descritto in tale tesi di dottorato.

1.4 Monitoraggio degli obiettivi: rilevazioni statistiche sulle rinnovabili termiche

Nel mese di Marzo 2015 il GSE ha pubblicato il “Rapporto statistico. Energia da fonti rinnovabili. Anno 2013”, il quale è stato elaborato nell’ambito delle attività di monitoraggio dello sviluppo delle energie rinnovabili in Italia, affidate al GSE dall’articolo 40 del decreto legislativo 3 Marzo 2011, n. 28 [17]. Tale Rapporto delinea l’impiego delle FER nei settori Elettrico, Termico e Trasporti, con riferimento all’anno 2013, e mostra la situazione dell’Italia in relazione al raggiungimento degli obiettivi fissati dalla Direttiva 2009/28/CE e dal Piano d’Azione Nazionale. Di seguito sono mostrati i dati statistici più importanti riportati all’interno del rapporto sopra citato. Secondo le rilevazioni statistiche riportate dal GSE, nel 2013 i consumi complessivi di energia da RES in Italia sono risultati pari a 20,7 Mtep (Tabella 1.9), in aumento di circa 1,1 Mtep rispetto al 2012 (+5,7%).

	2012		2013		Variazione	
	ktep	%	ktep	%	ktep	%
Settore Elettrico	8.026	40,9%	8.883	42,8%	858	10,7%
- idraulica (normalizzata)	3.795	19,3%	3.868	18,7%	73	1,9%
- eolica (normalizzata)	1.066	5,4%	1.214	5,9%	148	13,8%
- solare	1.622	8,3%	1.856	9,0%	234	14,5%
- bioenergie (**)	1.061	5,4%	1.458	7,0%	397	37,4%
- geotermica	481	2,5%	487	2,3%	6	1,2%
Settore Termico	10.226	52,1%	10.603	51,1%	377	3,7%
- solare	155	0,8%	168	0,8%	13	8,3%
- bioenergie (**)	7.522	38,3%	7.781	37,5%	259	3,4%
- geotermica	134	0,7%	135	0,6%	1	0,7%
- pompe di calore	2.415	12,3%	2.519	12,1%	104	4,3%
Settore Trasporti (biocarburanti sostenibili)	1.366	7,0%	1.250	6,0%	-116	-8,5%
Totale	19.618	100%	20.737	100%	1.119	5,7%

(*) Tutti i valori sono ricostruiti applicando i criteri di contabilizzazione fissati dalla Direttiva 2009/28/CE.

(**) Biomasse solide, frazione biodegradabile dei rifiuti, biogas, bioliquidi sostenibili.

Tabella 1.9 – Consumi totali di energia da RES nel 2012 e nel 2013 [17].

Nel 2013 i consumi finali lordi di energia in Italia si sono attestati poco sopra i 124 Mtep, valore più basso degli ultimi anni; la quota dei consumi finali lordi di energia coperta da fonti rinnovabili è stata pari al 16,7% (Figura 1.10), un valore vicino al target assegnato all’Italia dalla Direttiva 2009/28/CE per il 2020 (17%) e all’obiettivo individuato dalla Strategia Energetica Nazionale (19-20%) [17].

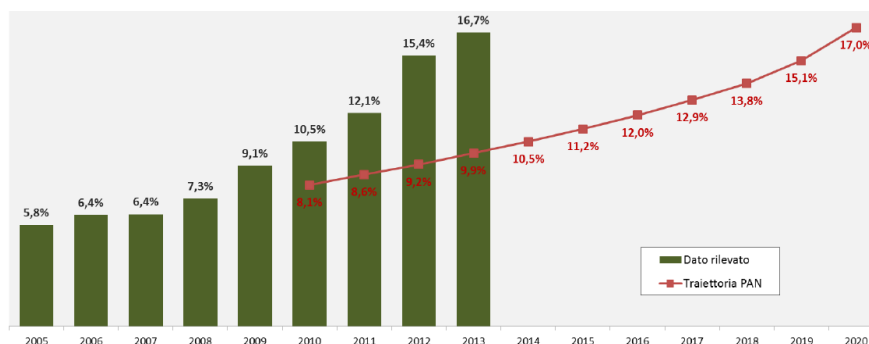


Figura 1.10 - Quota dei consumi finali lordi di energia coperta da fonti rinnovabili [18].

Per quanto riguarda il settore Termico, le RES hanno fornito circa 10,6 Mtep di energia termica (444.000 TJ), di cui 9,8 Mtep in modo diretto (attraverso stufe, camini, pannelli solari, pompe di calore, impianti di sfruttamento del calore geotermico) e 0,8 Mtep come consumi di calore derivato (principalmente attraverso sistemi di teleriscaldamento alimentati da biomasse). La RES maggiormente più importante è stata la biomassa solida (7,5 Mtep), utilizzata soprattutto nel settore domestico (6,7 Mtep); in questo quadro generale, il contributo delle pompe di calore è stato notevole (2,5 Mtep) mentre è ancora limitato lo sfruttamento della risorsa geotermica e di quella solare [17]. Il 74% dell'energia termica fornita da fonte solare (7.040 TJ) attraverso collettori solari termici è stata consumata in modo diretto in Italia dal settore residenziale (principalmente per produzione di acqua calda sanitaria, Figura 1.11). I metri quadrati di superficie di collettori solari termici installati sono aumentati nel 2013 rispetto al 2012 (Figura 1.11).

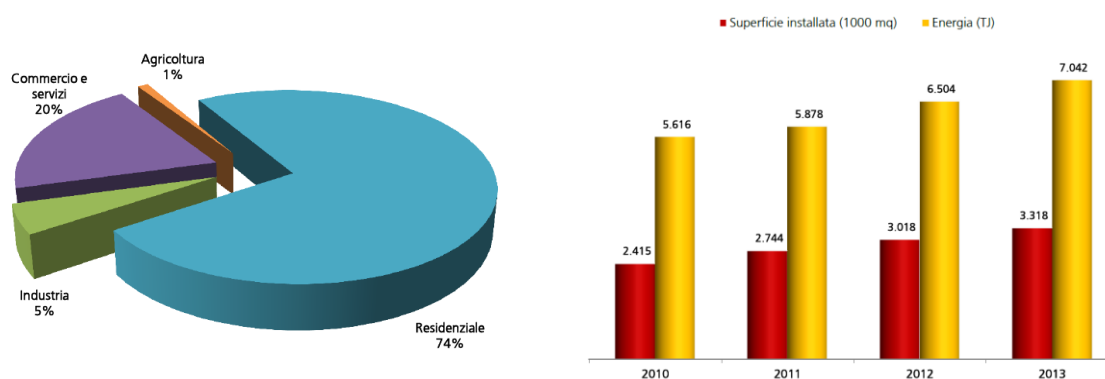


Figura 1.11 - Consumi diretti di energia termica da fonte solare nel 2013 e superfici installate [17].

In Tabella 1.10 sono riportati i dati del monitoraggio relativo alle pompe di calore per l'anno 2013. I dati si riferiscono a circa 18 milioni di pompe di calore installate per una potenza complessiva di 120 GW. Nel 2013 l'energia termica rinnovabile fornita dalle pompe di calore è stata di 105.480 TJ (circa 2,5 Mtep), maggiore del 4% circa rispetto all'anno precedente, ottenuto come differenza tra il calore prodotto complessivamente (circa 170.000 TJ) e il consumo energetico degli apparecchi stessi (circa 65.000 TJ).

	2012	2013
Apparecchi installati a fine anno (milioni di pezzi)	16,9	17,8
Potenza termica utile installata a fine anno (GW)	115,0	119,6
Energia rinnovabile da pompe di calore (<i>Eres</i>) (TJ)	101.115	105.480
- di cui aerotermiche (TJ)	98.445	102.461
- di cui idrotermiche (TJ)	267	302
- di cui geotermiche (TJ)	2.403	2.717
Calore utile prodotto (<i>Qusable</i>) (TJ)	163.366	170.371
Seasonal Performance Factor (SPF) medio generale	2,6	2,6
Consumo energetico delle pompe di calore (<i>Qusable - Eres</i>) (TJ)	62.251	64.890

Tabella 1.10 - Energia termica fornita da pompe di calore [17].

BIBLIOGRAFIA

1. GSE (2014), “CO₂ nel Pacchetto Clima-Energia”, <http://www.gse.it/>.
2. Parlamento Europeo (2014), “Direttiva 2008/28/CE”, http://europa.eu/legislation_summaries/energy/
3. Ministero dello Sviluppo Economico (2010) “Sintesi piano di azione nazionale per le energie rinnovabili (direttiva 2009/28/CE)”.
4. Redazione Nextville (2011) “Il Dlgs 28/2011 rimanda gli obblighi di rinnovabili nei nuovi edifici”.
5. Redazione Qualenergia.it (2011) “Decreto rinnovabili, il riassunto dei contenuti e il testo definitivo”, <http://www.qualenergia.it/articoli/20110309-decreto-rinnovabili-il-riassunto-dei-contenuti-e-il-testo-definitivo>.
6. GSE (2013) “Regole applicative del D.M. 28 dicembre 2012”.
7. M. Mallone (2015), “Il settore della climatizzazione: mercato e politiche.”
8. C. Calice (2014), “NZEB Near Zero Energy Building Definizione normativa europea e supporti normativi italiani per rispondere all’NZEB. Direttiva EPBD -2010 – D.Lgs. 63/2013”
9. Parlamento Europeo (2014), ”Direttiva 2012/27/UE” <http://www.smartenergyexpo.net/it>.
10. AEGG (2014), “Delibera_AEEG_D1_052-14”.
11. “Prestazioni energetiche degli edifici, in arrivo il decreto” (2015), <http://www.edilportale.com/>
12. G. Morano (2013), “Quattro nuovi Regolamenti UE”, Energia e dintorni pg. 6-7.
13. Expoclima (2015) “Pompe di calore, HVAC e HVACR: Ecodesign, Energy Labelling ed Ecolabel” Dossier Tecnici Expoclima Giugno 2015.
14. Ecocerved (2013), “Gas Fluorurati Registro telematico nazionale”.
15. AREA (2014), “Guida Area F-Gas, Una guida pratica sull’applicazione del nuovo regolamento degli F-gas nel campo della refrigerazione, dell’aria condizionata e delle pompe di calore”.
16. AIB (2014), “Regolamento n. 517/2014 sui gas fluorurati effetto serra (F-gas), che abroga il regolamento n. 842/2006”.
17. GSE (2015), “Rapporto statistico. Energia da fonti rinnovabili. Anno 2013”.
18. L. Benedetti (2015), “ GSE: le statistiche energetiche sulle fonti rinnovabili”.
19. http://www.expoclima.net/focus/leggi/in_gu_decreti_efficienza_energetica_edifici_breve_gui_da_normativa_riferimento.htm (2015)

2 LA TECNOLOGIA DEL SOLAR HEATING AND COOLING

2.1 Introduzione

La radiazione solare può essere impiegata per innescare due principali tipologie di processi: i processi elettrici e i processi termici (Figura 2.1). La produzione di energia elettrica avviene negli impianti solari fotovoltaici dove la radiazione solare è captata da appositi pannelli, nei quali essa provoca il così detto effetto fotovoltaico generando la produzione di energia elettrica. Nei processi termici, la radiazione solare è invece sfruttata per la produzione di energia termica (impianti solari termici) che può essere utilizzata per la produzione di acqua calda sanitaria, per il riscaldamento (solar heating), negli impianti di deumidificazione dell'aria (solar dec) o per la produzione di energia frigorifera (solar cooling), oppure, infine, per la produzione di vapore (solare termodinamico) da destinarsi alla generazione di energia elettrica. Il solare termico trova la sua principale applicazione, oltre che nella produzione di acqua calda sanitaria e nel riscaldamento degli ambienti, negli impianti per il riscaldamento delle piscine e nell'industria per la fornitura di calore di processo a bassa e media temperatura. La tecnologia del solar heating and cooling rientra nei processi termici poiché utilizza l'energia solare nella produzione di energia termica per il riscaldamento degli ambienti (solar heating) e nella produzione di energia frigorifera per il raffrescamento degli stessi (solar cooling) impiegando, in questo ultimo caso, particolari macchine frigorifere.

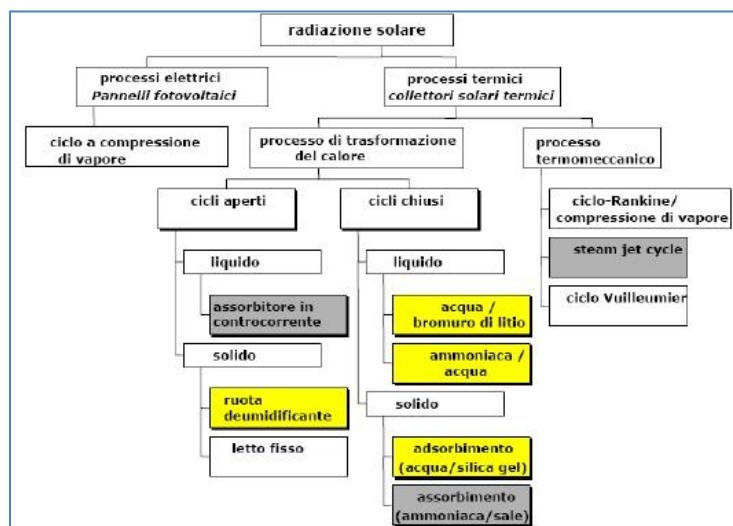


Figura 2.1 - Processi realizzati dallo sfruttamento della radiazione solare [1].

L'uso dell'energia solare per il soddisfacimento dei fabbisogni energetici degli edifici ben si sposa con gli obiettivi di risparmio energetico, efficienza energetica e di salvaguardia ambientale. L'energia solare è stata, infatti, definita come una tra le migliori, se non la migliore, fonte energetica rinnovabile per il futuro principalmente a causa della sua diffusa disponibilità e reperibilità e del buon livello di sviluppo tecnologico a essa connesso. La producibilità di un impianto solare dipende in primo luogo

dalla disponibilità di radiazione solare che caratterizza il luogo in cui l'impianto stesso è installato; la radiazione solare è quindi funzione della latitudine (Figura 2.2).

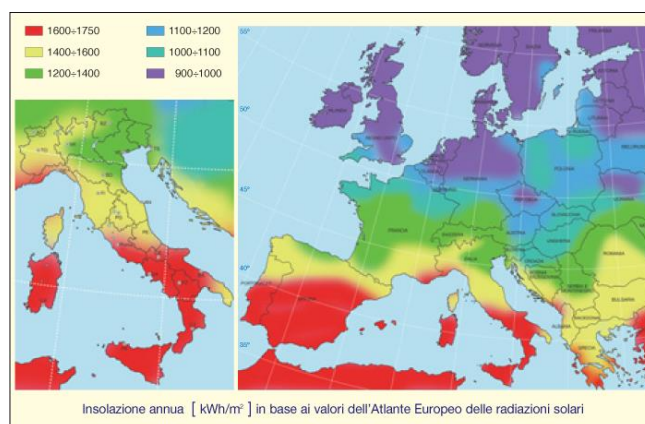


Figura 2.2 - Insolazione annua in Europa [2].

L'uso dell'energia solare per la produzione di energia frigorifera è ancora più vantaggioso poiché sfrutta la coincidenza tra il verificarsi della massima disponibilità di radiazione solare e della massima richiesta di raffrescamento (Figura 2.3). La tecnologia del solar cooling permette quindi di risolvere le problematiche derivanti dall'impiego d'impianti di condizionamento tradizionali, con macchine frigorifere a compressione, le quali utilizzano energia elettrica per il soddisfacimento di una sempre più crescente domanda di raffrescamento e di aria condizionata.

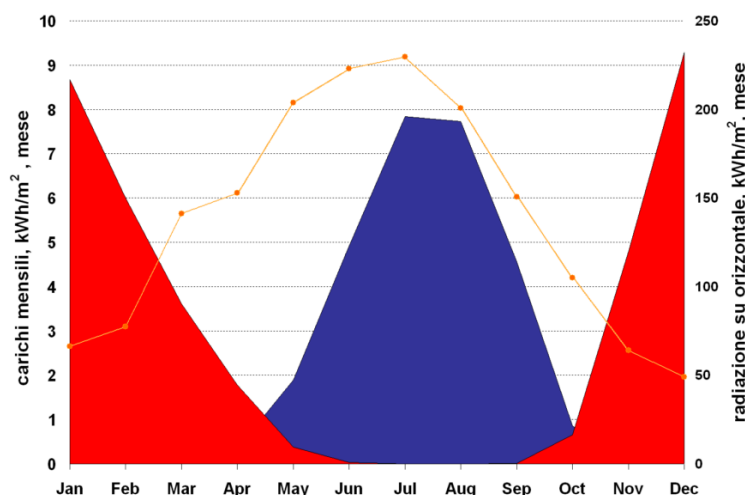


Figura 2.3 - Radiazione solare, richiesta di raffrescamento e di riscaldamento durante l'anno nel caso di un edificio per uffici ubicato a Napoli [3].

La realizzazione della climatizzazione estiva mediante gruppi a compressione di vapore, in cui il compressore è trascinato meccanicamente da un motore elettrico, è, infatti, responsabile di elevati consumi di energia elettrica. Ciò causa un aumento del picco di potenza elettrica richiesta nella stagione estiva, provocando black out elettrici quando è superata la capacità limite delle reti di distribuzione. Un'ulteriore problematica connessa all'uso di gruppi a compressione di vapore è l'aumento delle emissioni di gas climalterante (effetto serra) causato dall'impiego di fonti fossili per la

generazione dell'energia elettrica e dall'uso di refrigeranti ad alto GWP in qualità di fluidi di lavoro impiegati nelle macchine a compressione di vapore. Tutto ciò si ripercuote negativamente sui cambiamenti climatici che stanno caratterizzando ormai la nostra epoca. Per eliminare o ridurre tali effetti negativi si può intervenire sull'utenza, puntando sulla riduzione dei carichi di raffrescamento agendo sull'involucro e sui sistemi di schermatura solare ad esempio, oppure sulle tecnologie impiegate per il soddisfacimento del fabbisogno di energia frigorifera installando sistemi come quelli di solar cooling in alternativa alle tradizionali tecnologie.

I risparmi energetici ed economici, unitamente all'aumento delle emissioni di CO₂ evitate, ottenibili dallo sfruttamento della radiazione solare sono maggiori nel caso d'impianti di solar heating and cooling poiché essi utilizzano la radiazione solare durante tutto l'arco dell'anno.

2.2 Principio di funzionamento degli impianti di solar heating

Gli impianti solari termici svolgono le funzioni di captazione, conversione, trasporto e utilizzo dell'energia solare per la produzione di acqua calda sanitaria e riscaldamento degli ambienti. Gli impianti solari termici sono costituiti da una serie di componenti installati in campo, riassumibili in collettori solari termici, sistema d'accumulo, sistema d'integrazione, valvole di miscelazione, scambiatori di calore, elettropompe di circolazione, valvole di sicurezza, valvole di sfiato e centralina di regolazione. La strumentazione installata in ausilio al corretto funzionamento degli impianti solari è costituita principalmente da sonde di temperatura e dispositivi per il monitoraggio della radiazione solare.

Il pannello solare è l'elemento che capta la radiazione solare e ne trasferisce parte dell'energia al fluido termovettore, il quale è riscaldato transitando all'interno del pannello stesso. Il fluido termovettore è generalmente acqua, spesso additivata con glicole per evitare il congelamento del fluido nel periodo invernale; sono presenti anche collettori solari ad aria, ma essi sono meno diffusi rispetto a quelli che impiegano l'acqua come fluido termovettore poiché per i collettori ad aria risulterebbe più complicato il processo di accumulo del calore.

Il fluido termovettore riscalda l'acqua contenuta all'interno del sistema d'accumulo attraverso uno scambiatore di calore. Negli impianti solari l'installazione di un sistema di accumulo è, infatti, necessaria per sopperire alla mancata contemporaneità tra disponibilità di radiazione solare e richiesta dell'utenza. L'acqua calda stoccata all'interno del sistema d'accumulo è poi prelevata per soddisfare le richieste dell'utenza. Al fine di facilitare la manutenzione dell'impianto e per salvaguardare la pressione vigente all'interno del circuito solare, è buona norma collocare uno scambiatore di calore tra il circuito dei pannelli e il sistema d'accumulo. Quando l'acqua calda stoccata all'interno del serbatoio d'accumulo non ha una temperatura tale da soddisfare le richieste dell'utenza è attivato l'apposito generatore d'integrazione installato nell'impianto. La variabilità delle condizioni meteorologiche, l'alternanza del giorno e della notte e la variazione della distanza tra il Pianeta Terra e il sole nel corso dell'anno rendono, infatti, la radiazione solare, una fonte discontinua e dalle caratteristiche variabili.

Tale aspetto determina la necessità di installare un sistema d'integrazione, tipicamente rappresentato da una caldaia a gas, che entra in funzione a supporto o in sostituzione dell'impianto solare quando esso non è in grado di fornire acqua calda nelle condizioni richieste dall'utenza.

Le principali tipologie di collettori solari sono (Figura 2.4):

- collettori solari piani senza copertura, per applicazioni stagionali;
- collettori solari piani con copertura, per applicazioni residenziali per acqua calda sanitaria e riscaldamento;
- collettori solari sottovuoto a flusso diretto. Il fluido termovettore scorre direttamente entro un condotto solidale con l'assorbitore riscaldandosi direttamente per conduzione. Tali collettori sono utilizzati per temperature di produzione fino a 130°C circa e per applicazioni di solar cooling con macchine ad assorbimento;
- collettori solari sottovuoto a heat-pipe;
- collettori solari a concentrazione. In questo caso con il termine collettore solare s'intende l'insieme di due componenti: il concentratore, spesso di forma parabolica che capta e concentra la radiazione solare sul secondo componente cioè l'assorbitore solitamente costituito da un tubo metallico in cui scorre un fluido ad alta temperatura (ad esempio sali fusi);
- collettori ad aria.

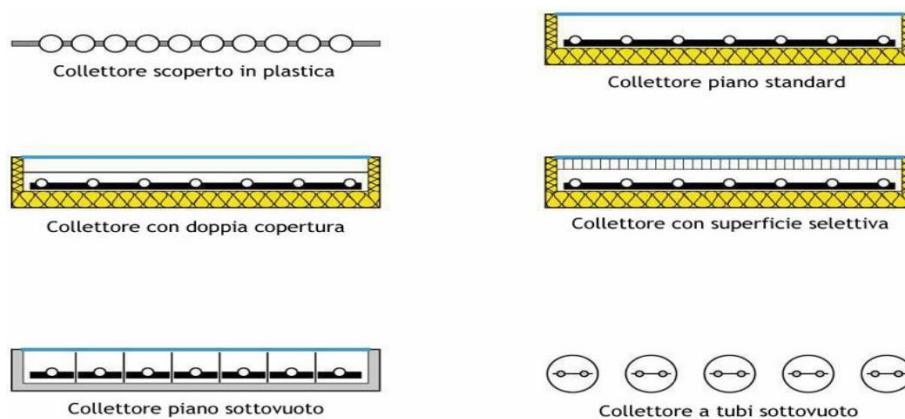


Figura 2.4 - Principali tipologie di collettore solare termico [4].

La parte d'impianto interessata dal fluido termovettore circolante all'interno dei pannelli costituisce il circuito solare (o primario). Il circuito solare può essere del tipo a circolazione naturale o forzata (Figura 2.5). Negli impianti a circolazione naturale l'energia solare è utilizzata non solo per produrre acqua calda, ma anche per attivare il circuito di scambio fra i pannelli e il sistema d'accumulo.

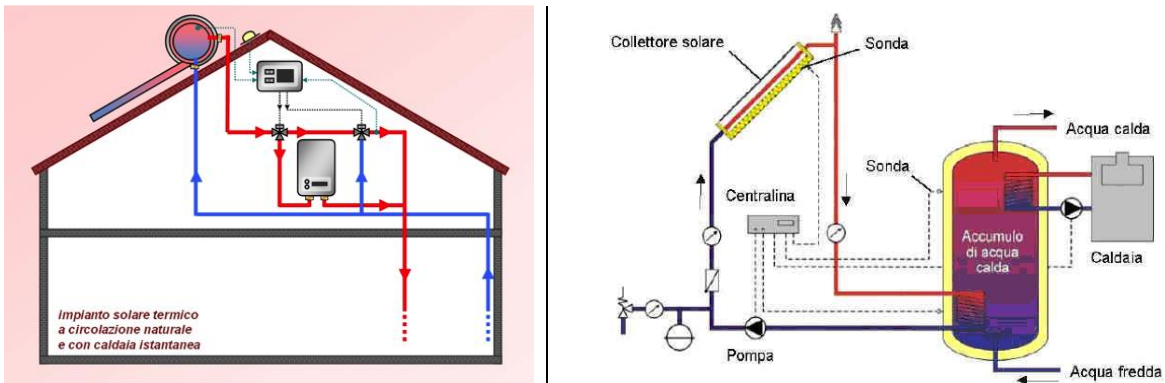


Figura 2.5 - Produzione di acqua calda mediante impianto solare a circolazione naturale [5] e circolazione forzata [6] con caldaia integrativa.

Negli impianti a circolazione naturale la circolazione del fluido termovettore avviene senza l'impiego di pompe di circolazione, ma sfruttando la variazione di densità del fluido. Il fluido vettore riscaldandosi all'interno dei pannelli diminuisce la propria densità rispetto al fluido contenuto nel serbatoio attivando la circolazione all'interno del collettore stesso (Figura 2.6).

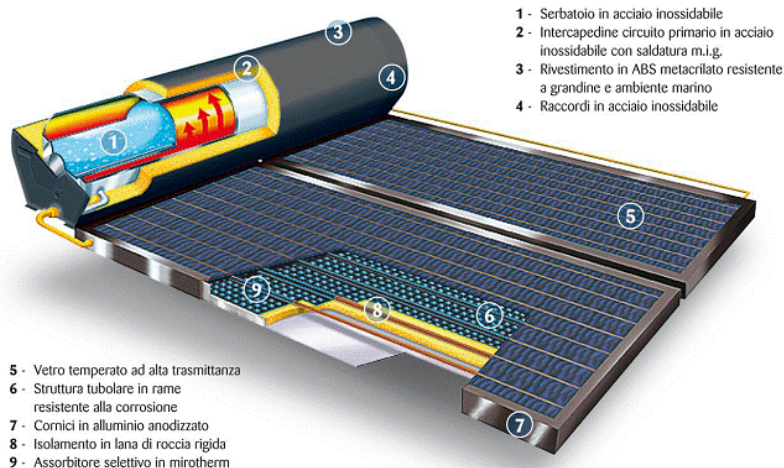


Figura 2.6 - Collettore solare con serbatoio d'accumulo per impianti a circolazione naturale.

La circolazione naturale si verifica solo se i serbatoi di accumulo sono posti più in alto dei pannelli; tale requisito limita in pratica l'applicazione degli impianti a circolazione naturale a impianti di piccole dimensioni.

La circolazione forzata avviene invece mediante pompe di circolazione, le quali sono attivate solo quando il fluido vettore nei pannelli solari si trova a una temperatura più elevata rispetto a quella dell'acqua contenuta nei serbatoi d'accumulo, non sottoposti in questo caso ai vincoli di ubicazione che possono. Invece, riguardare i collettori a circolazione naturale.

I collettori solari piani vetrati sono i sistemi più comunemente installati poiché economici e caratterizzati da una struttura alquanto semplice. La struttura di un collettore solare piano vetrato è costituita dai seguenti componenti [7] (Figura 2.7):

- piastra captante la radiazione solare;
- uno o più vetri di copertura, per ridurre le perdite termiche verso l'esterno;

- circuito collegato alla piastra e interessato dal fluido termovettore;
- isolante per isolare posteriormente e lateralmente il collettore;
- carter o struttura di contenimento del pannello.

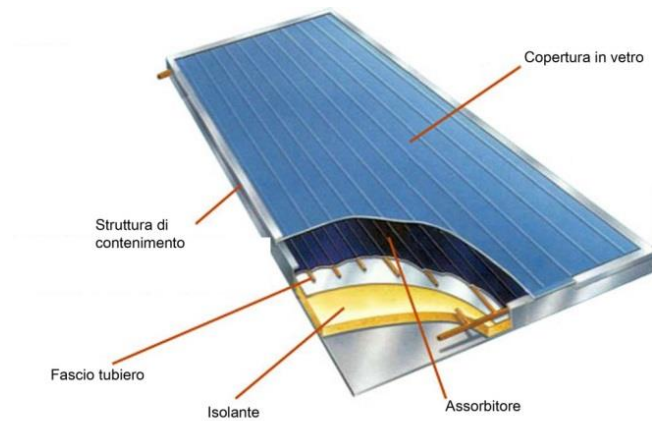


Figura 2.7 - Collettore solare termico piano vetrato.

Il comportamento di ciascun componente è definito dalle proprietà ottiche che lo caratterizzano cioè dai parametri τ (trasmissività), ρ (riflettività) e α (assorbidività) indicativi rispettivamente della capacità del materiale di trasmettere, riflettere e assorbire la radiazione solare. La piastra ha il compito di assorbire la radiazione solare al fine di riscaldare il fluido termovettore che scorre nel circuito posto direttamente a contatto con la piastra stessa. Essa può essere trattata con rivestimenti selettivi, i quali presentano un elevato coefficiente di assorbimento nella banda solare, in modo da aumentare l'aliquota di radiazione solare assorbita rispetto a quella incidente sul collettore solare.

L'aliquota di radiazione solare incidente assorbita dalla piastra dipende anche dalle caratteristiche ottiche del vetro di copertura, che deve avere un elevato coefficiente di trasmissione e un basso coefficiente di riflessione della radiazione solare. Il ruolo principale del vetro di copertura è quello di ridurre le perdite termiche del collettore: la radiazione solare che si trasmette attraverso la superficie vetrata in parte è assorbita dalla lastra nera, che a sua volta la trasmette al fluido, il resto è persa verso l'esterno. I meccanismi prevalenti di scambio termico che ricorrono tra piastra e vetro sono la convezione e l'irraggiamento. Un miglioramento del comportamento ottico del collettore si consegue ricoprendo la piastra assorbente con vernici selettive: queste incrementano il coefficiente di assorbimento della radiazione nella banda solare e limitano il coefficiente di emissione nell'infrarosso. Le proprietà ottiche nella banda solare del sistema piastra assorbente-vetro di copertura sono definite attraverso il coefficiente ($\tau\alpha$) denominato "prodotto effettivo del coefficiente di trasmissione del sistema vetrato di copertura e del coefficiente di assorbimento della lastra nera assorbente". Le perdite termiche del collettore solare sono invece valutate mediante il coefficiente di scambio termico globale tra la piastra assorbente e l'aria esterna, noto anche come "coefficiente di perdita globale del collettore" [7]. Quando la radiazione solare penetra nell'intercapedine tra vetro e piastra assorbente si

I collettori solari del tipo heat-pipe utilizzano invece un principio di funzionamento differente rispetto ai comuni collettori solari piani vetrati e sottovuoto a flusso diretto. In essi, infatti, sono impiegati tubi in vetro sottovuoto nei quali è presente un fluido basso bollente che, già a temperature prossime ai 25 °C, passa in fase vapore (alcol etilico ad esempio). Il liquido contenuto all'interno dell'heat-pipe evapora a basse temperature in virtù del vuoto preventivamente creato, salendo per circolazione naturale verso l'alto fino a raggiungere il condensatore, scambiatore d'interconnessione con la tubazione primaria, dove cede il calore latente di condensazione e ridiscende per gravità nel tubo di calore ricominciando il ciclo (Figura 2.10). Questa tipologia di collettori richiede un angolo d'inclinazione non inferiore ai 25° per innescare il principio di funzionamento sul quale esso si basa.

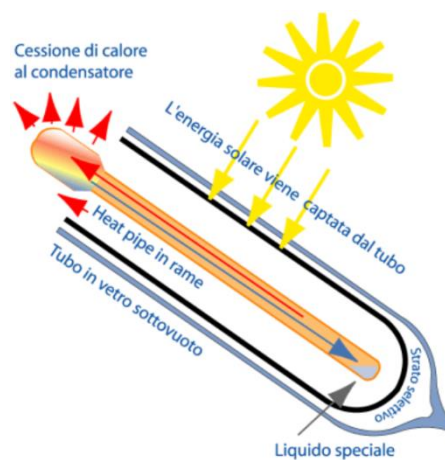


Figura 2.10 - Collettore solare del tipo heat-pipe [9].

I collettori sottovuoto (Figura 2.11) sono caratterizzati da una struttura che conferisce al pannello, a parità di superficie, un migliore rendimento medio stagionale rispetto ai collettori vetrati piani, in virtù del fatto che sono annullate le perdite termiche verso l'ambiente esterno grazie alla presenza di un'intercapedine tenuta sottovuoto con una pressione assoluta dell'ordine di 5×10^{-3} Pa.

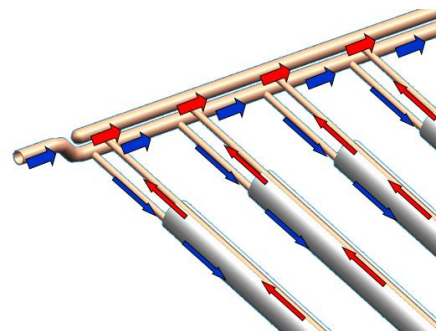


Figura 2.11 - Collettori solari a tubi evacuati sottovuoti e circuitazione del fluido termovettore.

Un collettore a tubi evacuati è costituito da due tubi in vetro concentrici (collettore del tipo all-glass), chiusi alle estremità opposte, nella cui intercapedine è praticato il vuoto.

La superficie esterna del tubo interno è trattata con un rivestimento selettivo (tipicamente nitruro di alluminio Al-N/Al) caratterizzato da alti valori di assorbanza nello spettro solare e da bassi valori di emissività.

All'interno del tubo in vetro più piccolo è inserito un tubo in rame a U: può essere dotato di alette in alluminio che aderiscono alla superficie interna del tubo in vetro garantendone il contatto termico con l'assorbitore e quindi il trasferimento del calore al tubo in rame entro cui scorre il fluido termovettore (Figura 2.12).



Figura 2.12 - Struttura collettori solare a tubi evacuati sottovuoto.

Data la geometria cilindrica, in alcuni casi, il collettore è provvisto di riflettori parabolici del tipo a CPC (Compound Parabolic Concentrator), un sistema di captazione costituito da captatori di luce diretta e diffusa a geometria CPC e realizzati utilizzando materiali in grado di fornire ottime rese in riflessione totale (>90%) e in riflessione di luce diffusa (Figura 2.13). Il vantaggio di aumentare l'efficienza ottica del collettore si traduce in una maggior quantità di energia fornita dal collettore solare sottovuoto rispetto agli altri collettori solari termici. La superficie interna dell'intercapedine sottovuoto è resa selettiva all'assorbimento della radiazione solare tramite la deposizione per sputtering di molteplici strati metallici di spessore micrometrico (Cermet), atti a coprire l'assorbimento di tutto lo spettro della radiazione elettromagnetica del sole. Lo strato selettivo è studiato appositamente per resistere nel tempo alle alte temperature che si generano. La presenza del vuoto assicura la protezione da infiltrazioni di umidità e da agenti atmosferici garantendo il mantenimento delle prestazioni di captazione [10]. Il sistema CPC, l'uso di un vetro particolare e del "Cermet" selettivo permettono al collettore di avere ottime performance anche in situazione di scarso irraggiamento o di basse temperature esterne.

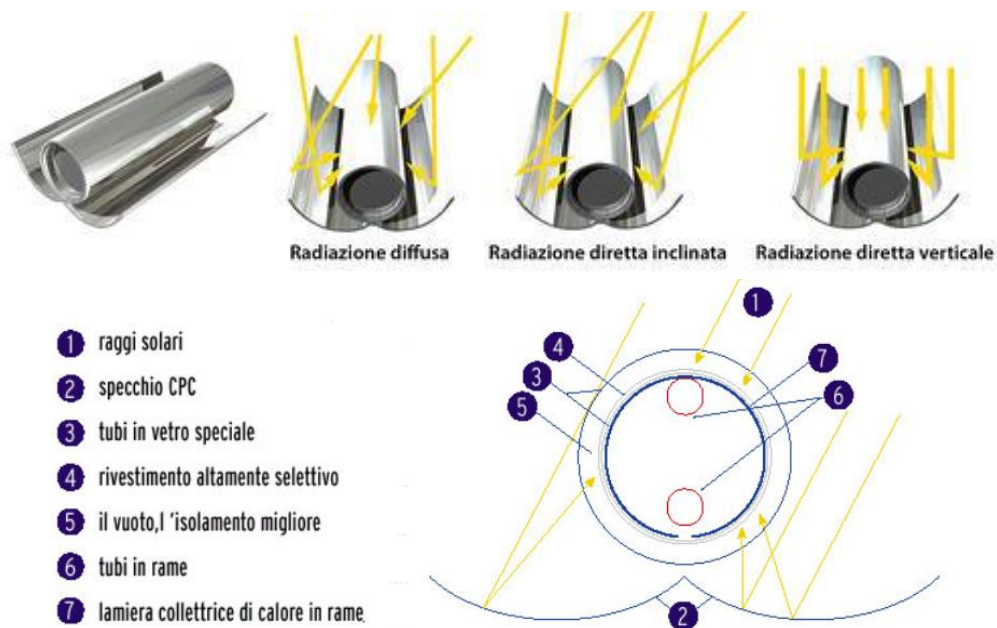


Figura 2.13 - Sistema di captazione adottato nei pannelli.

Le tipologie di collettore solare differiscono nella struttura, nella geometria e nei materiali utilizzati nella realizzazione. Tali elementi determinano le prestazioni e i livelli di temperatura (Figura 2.14) raggiungibili dal collettore solare individuando di conseguenza le applicazioni più o meno idonee all'impiego del collettore considerato (Tabella 2.1).

Collettori	Principali applicazioni
Non vetrati	<ul style="list-style-type: none"> ◆ Riscaldamento di piscine scoperte nella stagione calda; ◆ Impianti con utenze attive nella stagione calda;
Vetrati	<ul style="list-style-type: none"> ◆ Piccoli impianti per ACS ad uso domestico; ◆ Impianti di taglia medio-grande per riscaldamento domestico oppure per ACS in utenze collettive; ◆ Impianti per la produzione di calore a bassa temperatura per uso industriale
Vetrati con superficie selettiva	<ul style="list-style-type: none"> ◆ Come sopra con migliori efficienze
Vetrati con accumulo integrato	<ul style="list-style-type: none"> ◆ Dove è necessario evitare problemi di gelo e di calcare ma non si può o non si vuole usare il doppio circuito
Vetrati a tubi sottovuoto	<ul style="list-style-type: none"> ◆ Produzione di calore a temperatura più elevata; ◆ Applicazioni a bassa temperatura in località con bassa insolazione

Tabella 2.1: Principali applicazioni di diverse tipologie di collettori solari termici [4].

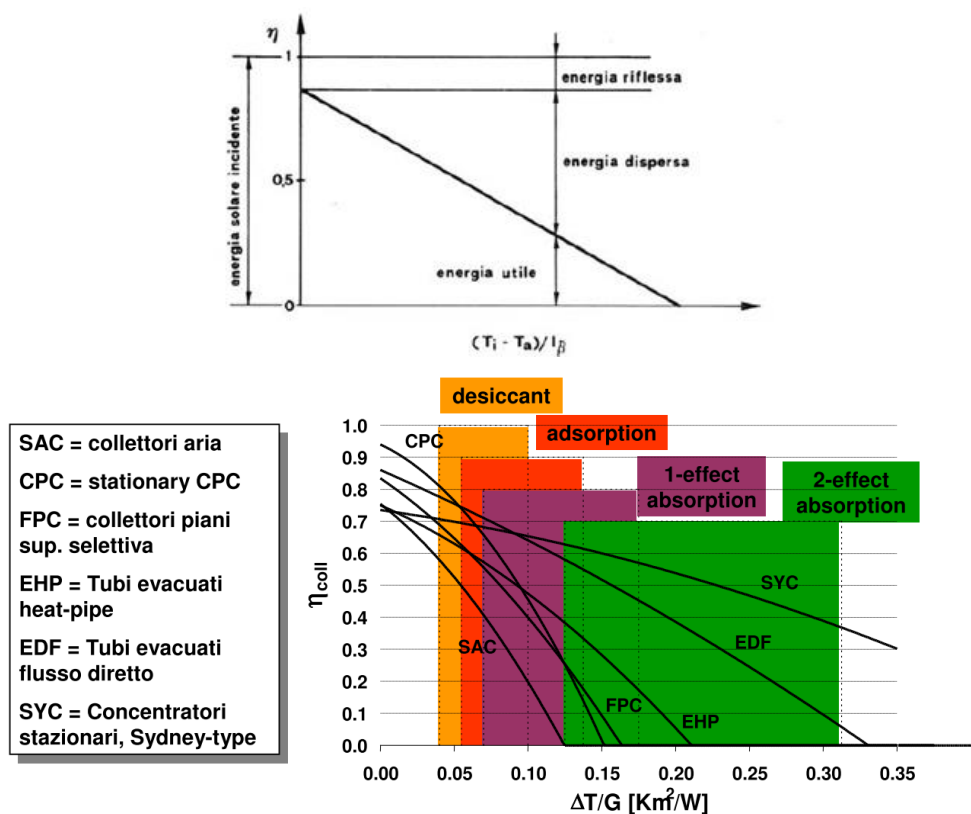


Figura 2.14 - Incidenza delle diverse dispersioni sull'efficienza del collettore e curve d'efficienza di alcune tipologie di collettori solari [3].

2.2.1 Riscaldamento degli ambienti mediante impianti di solar heating

Il riscaldamento degli ambienti da fonte solare ha avuto una crescente diffusione grazie allo sviluppo di sistemi di riscaldamento a "bassa temperatura" che impiegano terminali quali pannelli radianti a pavimento, soffitto o parete e, in parte, ventilconvettori. I sistemi a bassa temperatura hanno il grande vantaggio di lavorare a temperature di alimentazione che vanno dai 30 °C circa (sistemi radianti) fino ai 45°C-50 °C (ventilconvettori). Le tecnologie di pannelli solari attualmente presenti in commercio e idonee a essere impiegate negli impianti di solar heating sono i collettori solari piani e quelli a tubi evacuati. Un sistema di solar heating è caratterizzato da un funzionamento ottimale se esso è dotato dei seguenti requisiti [11]:

- un impianto di riscaldamento a bassa temperatura, a pannelli radianti a pavimento/parete/soffitto, oppure a temperatura medio-bassa mediante ventilconvettori;
- un sistema di pannelli solari ad alta efficienza in grado di assicurare l'energia, o una parte di essa (integrazione), necessaria al mantenimento delle temperature di comfort nell'ambiente anche durante le stagioni più rigide;
- un accumulo per l'energia termica (proveniente da sistema solare, caldaia, ecc.);
- un sistema in grado di garantire la produzione del calore, in caso di mancanza di un'adeguata radiazione solare.

Durante il funzionamento invernale (solar heating), il campo solare produce acqua calda, successivamente stoccata in un serbatoio di accumulo per poi essere inviata all'interno dell'edificio con la possibilità di alimentare sia il circuito dell'acqua calda sanitaria e sia il circuito di riscaldamento (Figura 2.15).

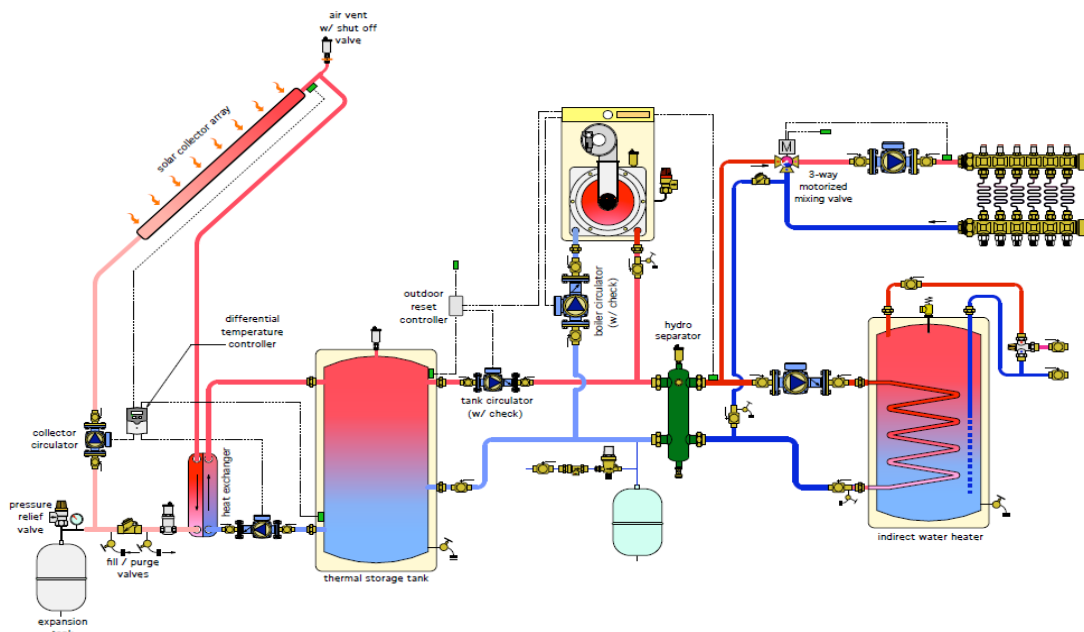


Figura 2.15 - Schema di funzionamento di un impianto di solar heating [10].

Essendo caratterizzati da un'elevata superficie, i pannelli radianti a pavimento richiedono temperature più basse per il fluido termovettore in ingresso risultando quindi ben abbinabili a sistemi che utilizzano la radiazione solare come fonte energetica. I terminali d'impianto che richiedono energia in ingresso a una temperatura inferiore consentono già in partenza un certo risparmio energetico rispetto a sistemi a temperatura più alta, che aumenta se tali terminali sono accoppiati a sistemi utilizzando una fonte energetica rinnovabile quale quella solare.

A differenza dei classici corpi scaldanti (radiatori) che presentano superfici di scambio minori e che riscaldano l'ambiente principalmente per convezione, i sistemi radianti basano il proprio funzionamento sullo scambio di calore per irraggiamento attraverso elevate superfici di scambio. I radiatori tradizionali ubicati in un determinato punto di un vano hanno, infatti, bisogno di temperature elevate (70-80 °C) per essere in grado di riscaldare tutte le estremità del locale poiché caratterizzati da una ridotta superficie di scambio. Tale caratteristica non garantisce un comfort termico ideale, provocando situazioni di asimmetria radiante che possono essere causa di discomfort degli occupanti. I sistemi radianti, sfruttando elevate superfici di scambio, non necessitano invece di temperature elevate in punti concentrati che sono spesso causa di discomfort termici (Figura 2.16 e Figura 2.17).

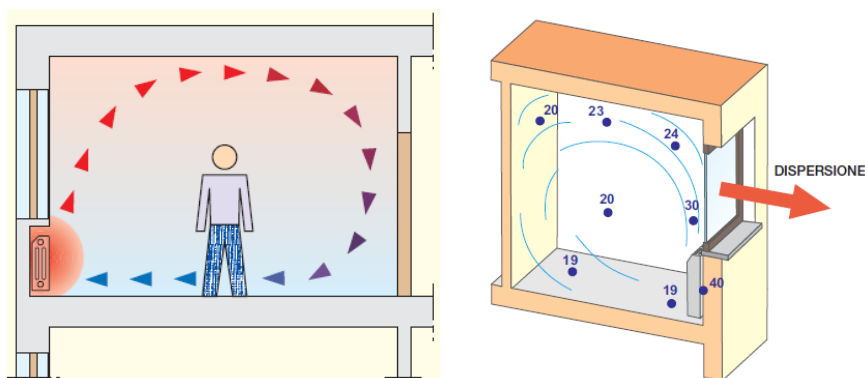


Figura 2.16 - Distribuzione della temperatura ambiente con riscaldamento a radiatori [12].

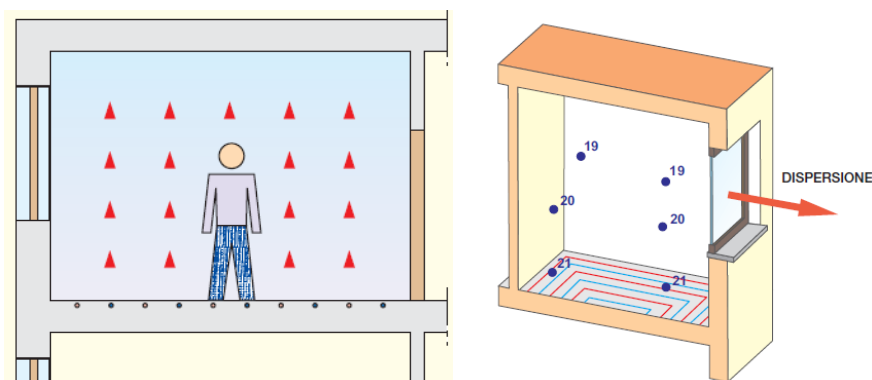
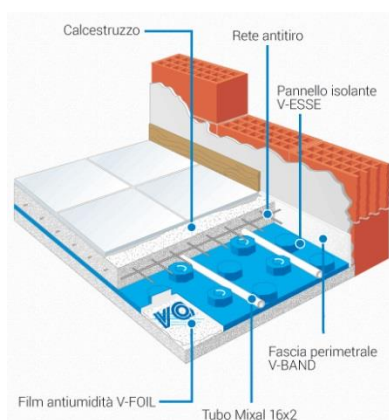


Figura 2.17 - Distribuzione della temperatura ambiente con riscaldamento a pavimento [12].

I pannelli radianti sono costituiti da tubi, generalmente in materiale plastico inseriti all'interno delle strutture di un locale (pavimento, parete, soffitto) e distribuiti in modo omogeneo in tutta la superficie interessata (Figura 2.18). Il calore è trasmesso dai tubi alla superficie che si comporta come un sistema emissivo equi-distribuito. Tale caratteristica di omogeneità spaziale consente di utilizzare, all'interno di questi tubi, un fluido a bassa temperatura o più correttamente caratterizzato da un salto termico ridotto rispetto alla temperatura esterna, sia in inverno sia in estate.



STRATIGRAFIA:

1. Strato esterno di polietilene alta densità PE-HD;
2. Strato intermedio in lega d'alluminio saldato testa a testa in direzione assiale;
3. Due strati leganti di adesivo che uniscono il tubo metallico intermedio agli strati plastici esterno e interno;
4. Strato interno di polietilene reticolato PE-Xb.

Figura 2.18 - Schema posa in opera in presenza di pannelli radianti a pavimento e tubo multistrato Valsir MIXAL 16x2 (diametro x spessore) [13].

I sistemi radianti presentano i seguenti vantaggi [11]:

- risparmio energetico dovuto alle minori temperature richieste al sistema di generazione, quindi possibilità di abbinamento con sistemi solari termici, pompe di calore e caldaie a condensazione;
- minori costi di esercizio dovuti al minor dispendio energetico;
- miglior comfort termico dovuto a una distribuzione uniforme delle temperature in ambiente (temperature più alte in basso);
- minori differenze di temperatura che riducono decisamente il sollevamento di polvere negli ambienti dovuto a moti convettivi;
- minore temperatura ambiente localizzata in alcuni punti, agevolando la respirazione delle persone presenti;
- assenza di fenomeni convettivi causa di riscaldamento e ricaduta di polveri;
- aspetto estetico legato all'assenza di corpi scaldanti o di unità interne a vista;
- assenza d'ingombri dovuti a corpi scaldanti o a unità interne;
- silenziosità per la bassa velocità dell'acqua all'interno delle tubazioni;
- maggiore durata nel tempo e minore esigenza di manutenzione se installati a regola d'arte;
- tubazioni della rete di riscaldamento non necessariamente installate sulle pareti perimetrali dell'edificio evitando così problemi di congelamento dell'acqua durante il fermo degli impianti.

Gli svantaggi di un sistema radiante sono i seguenti [11]:

- elevata inerzia termica (costante di tempo da 4 a 10 ore a seconda della tipologia) e conseguente regolazione meno flessibile e più complessa. Tale problematica può essere comunque superata prevedendo dei massetti ribassati o addirittura moderni sistemi a secco che non prevedono la realizzazione del massetto in calcestruzzo;
- progettazione più accurata;
- installazione più complicata e più facilmente adattabile negli edifici di nuova realizzazione;
- in caso di compresenza d'impianti tradizionali, ad esempio a radiatori, la centrale termica dovrà alimentare la rete di riscaldamento dell'acqua con due livelli termici diversi, uno basso per i sistemi radianti e uno più alto per quelli tradizionali;
- impegno di alcuni centimetri di spessore in più al pavimento, ciò è poco adatto alle ristrutturazioni;
- necessità di gestire l'umidità degli ambienti con altri sistemi (deumidificatori, impianto ad aria primaria) quando il sistema radiante è utilizzato per il raffrescamento estivo;
- maggiori costi iniziali.

La norma di riferimento per l'impiego d'impianti a pannelli radianti a pavimento è la UNI EN 1264. Essa è divisa in quattro parti e stabilisce le definizioni, i criteri di calcolo della potenza emissiva dell'impianto, quelli generali di dimensionamento e d'installazione e infine la scelta dei componenti

degli impianti di riscaldamento a pavimento. La norma stabilisce, in base all'utilizzo della zona considerata, quali sono le massime temperature del pavimento:

- 29 °C nelle zone di soggiorno;
- 33°C nei bagni o zone simili;
- 35 °C nelle zone periferiche.

Utilizzando come temperature del pavimento le massime imposte dalla norma, in Figura 2.19 sono mostrati i valori di resa termica calcolati nelle condizioni riportate nei dati generali [11].

Dati generali									
Temperatura di mandata		37°C							
Temperatura di ritorno		32°C							
Temperatura ambiente		20°C							
Tubo		Mixal 16x2							
Conducibilità del calcestruzzo		1,28 W/mK							
Spessore del calcestruzzo		5 cm							

Rivestimento ceramica 10 mm ($R_{s,b} = 0,01 \text{ m}^2\text{K/W}$)									
Passo di posa [cm]	T	5	7,5	10	15	20	22,5	30	35
Potenza termica specifica [W/m ²]	q	98	91	85	74	65	60	50	50
Temperatura superficiale [°C]	$\theta_{r,m}$	28,8	28,3	27,8	26,8	26,0	25,7	24,7	24,7

Rivestimento cotto 15 mm ($R_{s,b} = 0,0167 \text{ m}^2\text{K/W}$)									
Passo di posa [cm]	T	5	7,5	10	15	20	22,5	30	35
Potenza termica specifica [W/m ²]	q	94	87	81	71	62	58	48	42
Temperatura superficiale [°C]	$\theta_{r,m}$	28,5	27,9	27,4	26,6	25,8	25,5	24,6	24,1

Rivestimento parquet 12 mm ($R_{s,b} = 0,06 \text{ m}^2\text{K/W}$)									
Passo di posa [cm]	T	5	7,5	10	15	20	22,5	30	35
Potenza termica specifica [W/m ²]	q	72	68	64	57	51	48	40	36
Temperatura superficiale [°C]	$\theta_{r,m}$	26,6	26,3	26,0	25,4	24,8	24,6	23,9	23,6

Rivestimento moquette 10 mm ($R_{s,b} = 0,11 \text{ m}^2\text{K/W}$)									
Passo di posa [cm]	T	5	7,5	10	15	20	22,5	30	35
Potenza termica specifica [W/m ²]	q	57	54	51	46	42	40	35	32
Temperatura superficiale [°C]	$\theta_{r,m}$	25,4	25,1	24,9	24,5	24,1	23,9	23,4	23,2

Figura 2.19 - Valori di resa termica calcolati sui valori indicati nella tabella dei dati generali [12].

2.3 Principio di funzionamento degli impianti di solar cooling

L'utilizzo della fonte energetica solare per il raffrescamento degli ambienti costituisce ormai una valida alternativa ai sistemi tradizionali contribuendo alla riduzione dei consumi elettrici per la climatizzazione estiva e per i quali è stato riscontrato un incremento negli ultimi anni.

I sistemi di climatizzazione a energia solare impiegano macchine frigorifere con diversi vantaggi: utilizzo di fluidi di lavoro innocui (come acqua o soluzioni saline) conseguente rispetto dell'ambiente, maggiore efficienza energetica e possibilità di essere integrati ai sistemi di condizionamento tradizionali al fine di migliorare la qualità dell'aria all'interno di qualsiasi tipo di edificio [11].

Lo sfruttamento dell'energia solare per la produzione di energia frigorifera è realizzato dagli impianti di solar cooling nei quali l'energia termica prodotta dal campo solare è impiegata per innescare il ciclo di produzione del freddo svolto da macchine frigorifere azionate termicamente (Figura 2.20). La

tipologia di collettore solare da impiegare in un dato impianto di solar cooling dipende dalla tipologia di macchina installata per la produzione di energia frigorifera e in particolare dalle condizioni in cui essa deve essere alimentata. Ad esempio, per gruppi frigo ad assorbimento del tipo acqua-bromuro di litio a singolo effetto l'impiego di pannelli solari sottovuoto a tubi evacuati permette di alimentare correttamente la macchina con acqua a 90°C riducendo l'area complessiva del campo solare rispetto al caso di collettori solari piani vetrati.

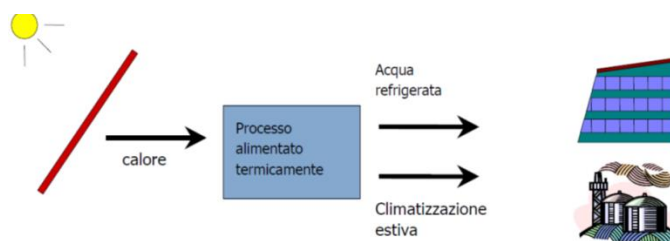


Figura 2.20 - Principio generale di funzionamento di un impianto di solar cooling con macchina frigorifera azionata termicamente [3].

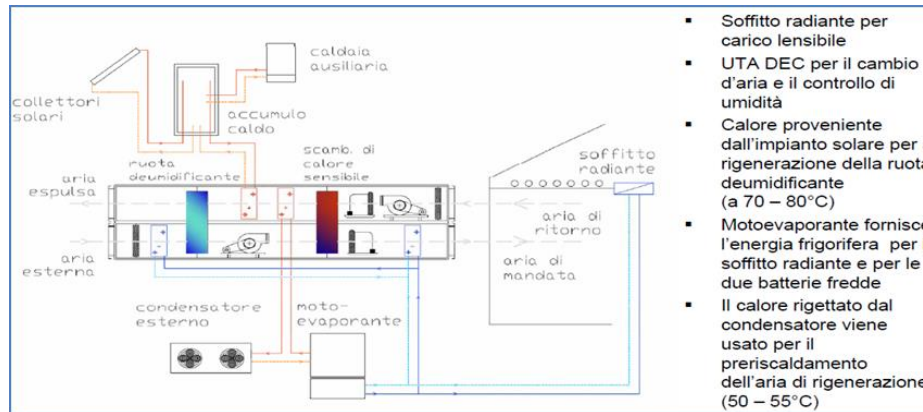
La produzione di energia frigorifera con tali sistemi può essere riassunta nei seguenti passaggi [14]:

1. la sorgente di calore rappresentata dall'energia solare fornisce energia che è captata e assorbita dai collettori solari;
2. la produzione di freddo avviene per mezzo di macchine frigorifere che sono alimentate e azionate con l'acqua calda prodotta dai collettori solari;
3. il fluido freddo termovettore, acqua o aria a seconda del tipo di macchina, è impiegato ai fini del condizionamento degli ambienti.

2.3.1 Sistemi di produzione dell'energia frigorifera

I sistemi che impiegano l'energia termica in qualità d'input energetico per la produzione di energia frigorifera possono essere classificati nelle due seguenti principali tipologie:

- sistemi a ciclo aperto: realizzano un trattamento completo dell'aria che viene raffreddata e deumidificata in base alle esigenze di comfort ambientale. Il refrigerante utilizzato è l'acqua, posta a diretto contatto con l'aria ambiente da trattare, attraverso dei processi alimentati termicamente da sostanze dissecanti che possono essere solide o liquide; il sistema è definito aperto poiché il fluido refrigerante è espulso dal ciclo al termine del processo di raffrescamento e sostituito da una nuova carica. I sistemi aperti più diffusi sono i desiccant cooling (DEC) (Figura 2.21), i quali impiegano deumidificatori rotanti contenenti sostanze assorbenti solide come il silica gel [15].



- Soffitto radiante per carico lensibile
- UTA DEC per il cambio d'aria e il controllo di umidità
- Calore proveniente dall'impianto solare per la rigenerazione della ruota deumidificante (a 70 – 80°C)
- Motoevaporante fornisce l'energia frigorifera per il soffitto radiante e per le due batterie fredde
- Il calore rigettato dal condensatore viene usato per il preriscaldamento dell'aria di rigenerazione (50 – 55°C)

Figura 2.21 - Sistema aperto abbinato a impianti radianti alimentati da gruppo frigo a compressione (Fonte: Dipartimento di Ricerche Energetiche e Ambientali Università degli Studi di Palermo) [15].

- sistemi a ciclo chiuso: sono costituiti da macchine frigorifere alimentate da vettori termici (acqua calda o vapore) che producono direttamente acqua refrigerata impiegata nelle unità di trattamento degli impianti di condizionamento ad aria (raffreddamento o deumidificazione) o distribuita attraverso una rete di tubazioni ai terminali d'impianto decentralizzati nei vari locali da climatizzare (fan coil o pannelli radianti). Le più comuni macchine frigorifere di questo tipo, disponibili da tempo sul mercato, sono quelle “ad assorbimento” (Figura 2.22) che occupano l'80% del mercato e quelle “ad adsorbimento” che invece presentano poche centinaia di applicazioni al mondo, ma stanno destando un interesse crescente [15].

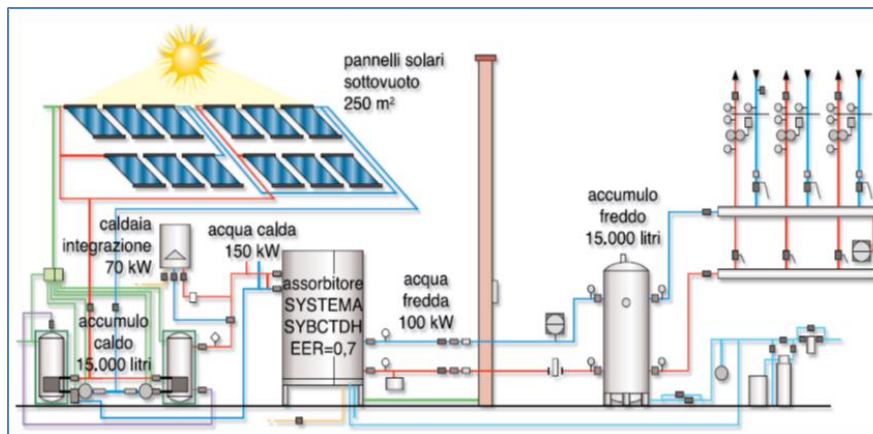


Figura 2.22 - Sistema chiuso. Impianto SOLAR COOLING con caldaia d'integrazione e sistemi d'accumulo per acqua calda e acqua refrigerata. Schema idraulico indicativo (Fonte: SYSTEMA S.P.A.: Gruppo frigo e torre evaporativa monoblocco) [15].

Un impianto di solar cooling è composto dalle seguenti apparecchiature:

- collettori solari termici;
- macchina frigorifera;
- serbatoi di accumulo (sia per l'acqua calda che per l'acqua fredda).

Le tecnologie per il raffrescamento da fonte solare sono molteplici ma i sistemi chiusi costituiti da macchine ad assorbimento sono in pratica quelli più diffusi e largamente utilizzati nelle applicazioni di solar cooling.

Oltre ai collettori solari termici, la macchina frigorifera rappresenta il componente principale di un impianto di solar cooling poiché realizza la produzione dell'effetto utile finale (energia frigorifera). Il gruppo frigo ("chiller") è una macchina in grado di produrre energia frigorifera sfruttando l'energia termica proveniente anche da cascami termici negli impianti industriali, calore inutilizzato di sistemi di cogenerazione oppure il calore "gratuito" fornito, ad esempio dal sole, senza richiedere energia meccanica [14]. Tale sistema di produzione realizza di fatto la sostituzione dei classici sistemi a compressione che impiegano invece energia meccanica e di conseguenza energia elettrica.

Le macchine frigorifere alimentate da vettori termici sono caratterizzate da tre livelli di temperatura (Figura 2.23):

- alta temperatura alla quale è fornita energia termica alla macchina;
- bassa temperatura alla quale opera il ciclo di refrigerazione;
- media temperatura in corrispondenza della quale l'acqua che compie il ciclo dissipa calore asportato dal fluido esterno mediante un apposito sistema tipicamente rappresentato da una torre evaporativa.

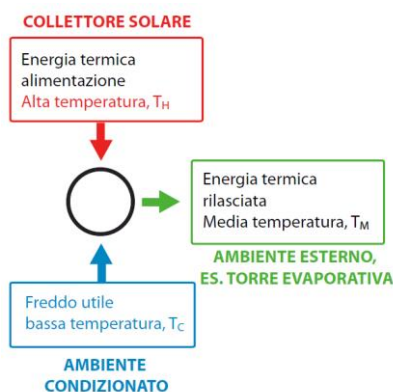


Figura 2.23 - Livelli termici e flussi energetici nel ciclo di funzionamento di un gruppo frigo ad assorbimento [16].

L'efficienza di una macchina frigorifera azionata termicamente (Figura 2.24) è espressa dal coefficiente COP (Coefficient Of Performance), definito come rapporto tra il calore assorbito dal ciclo frigorifero attraverso l'evaporatore e il calore richiesto per far funzionare il ciclo stesso ($COP_{termico} = Q_b / Q_a$). Questa definizione è differente da quella prevista per una macchina frigorifera tradizionale a compressione con alimentazione elettrica ($COP_{comp} = Q_b / E_{elett}$, dove E_{elett} è la quantità di energia elettrica consumata dalla macchina).

La definizione di $COP_{termico}$ in precedenza presentata non considera i consumi di energia elettrica degli ausiliari necessari per il funzionamento della macchina frigorifera. Un'analisi realistica dovrebbe, infatti, considerare tutti gli input energetici all'intero sistema includendo, ad esempio, i consumi di energia elettrica di elettropompe e ventilatori. Generalmente a una diminuzione del COP corrisponde un aumento dell'energia termica richiesta (Q_a) e dell'energia termica smaltita attraverso la torre

evaporativa (Q_m); viceversa, con un aumento del COP, si ha una riduzione dell'input energetico e con esso degli altri consumi ausiliari.

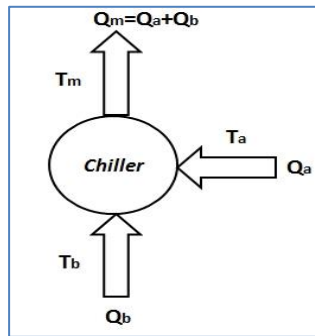


Figura 2.24 - Ciclo termodinamico di un gruppo frigo ad assorbimento [15].

La temperatura dell'acqua refrigerata da produrre dipende dal sistema di climatizzazione utilizzato e in particolare dalla tipologia di terminali installati negli ambienti. Nel caso in cui sia richiesta la deumidificazione dell'aria ambiente (temperatura dell'aria nei fan coil al di sotto del punto di rugiada), è necessario alimentare i terminali con acqua refrigerata a una temperatura compresa tra 6 °C e 9 °C. Per rimuovere il solo calore sensibile dagli ambienti attraverso sistemi a tutta aria, sistemi radianti freddi a soffitto o altro, è sufficiente una temperatura dell'acqua compresa tra 12 °C e 15 °C, a vantaggio delle prestazioni della macchina [15].

Il funzionamento delle macchine ad assorbimento dipende dal ciclo termodinamico svolto dal fluido di lavoro, il quale è rappresentato da una soluzione di due sostanze con una particolare affinità chimica. Attualmente la soluzione acqua-bromuro di litio è quella più utilizzata nelle macchine ad assorbimento grazie all'affinità tra il refrigerante (acqua, H_2O) e l'assorbente (bromuro di litio, LiBr). Questo ultimo è un sale che grazie all'affinità che presenta nei confronti dell'acqua è in grado di assorbire facilmente il vapore acqueo. Un ulteriore vantaggio legato all'utilizzo di tale soluzione è che, a parità di temperatura, la pressione del vapor d'acqua sopra il liquido della soluzione è minore della pressione del vapore saturo. Il ciclo della macchina può essere rappresentato in un piano termodinamico pressione-temperatura (Figura 2.25); dalla rappresentazione nel piano p-t si evince che il ciclo avviene su tre livelli di temperatura e su due livelli di pressione [17].

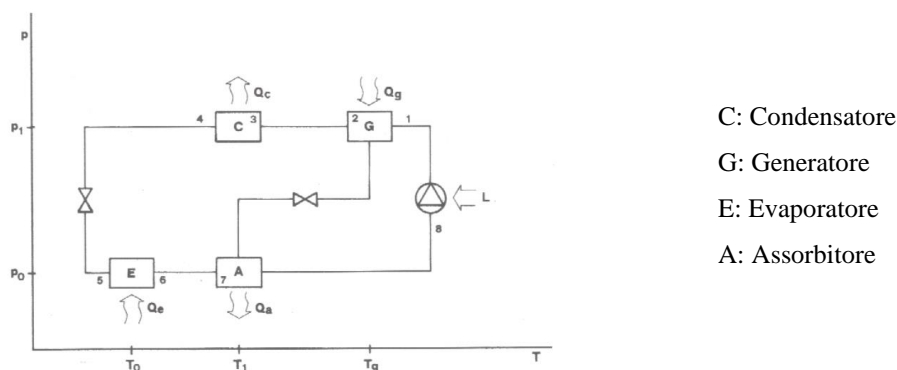


Figura 2.25 - Schema a blocchi sul piano p-t di una macchina ad assorbimento elementare [17].

Il refrigerante evapora sottraendo il calore alla sorgente fredda, che costituisce l'acqua da raffreddare, alla temperatura T_0 e al livello di pressione inferiore p_0 ; i vapori di refrigerante sono assorbiti pressoché alla stessa pressione e alla temperatura intermedia T_1 all'interno dell'assorbitore dalla soluzione di assorbente-refrigerante. La soluzione è mandata, tramite una pompa, all'interno del generatore, dove è fornito del calore alla temperatura (T_g) e a un livello di pressione superiore (p_1); in questa fase la soluzione libera i vapori di refrigerante che condensano alla temperatura intermedia e alla pressione p_1 nel condensatore, mentre la soluzione povera (in refrigerante) ritorna nell'assorbitore alla temperatura intermedia e alla pressione più bassa pronta per ricevere nuovamente i vapori delle componenti più volatili della soluzione.

L'evaporatore è il componente che produce l'effetto frigorifero utile sottraendo energia termica alla temperatura T_0 dalla sorgente fredda. Al generatore viene invece fornita l'energia termica alla temperatura più alta del ciclo T_g mentre l'assorbitore e il condensatore devono essere adeguatamente raffreddati a una temperatura intermedia. I passaggi del fluido dalla pressione più alta a quella più bassa (da condensatore a evaporatore e da generatore ad assorbitore) avvengono attraverso un organo di laminazione; invece il passaggio inverso da pressione più bassa a pressione più alta (da assorbitore a generatore) è effettuato mediante una pompa, trattandosi di una soluzione liquida, causando un consumo energetico poco oneroso. Nel generatore l'acqua calda in ingresso (circa $90\text{ }^\circ\text{C}$) serve a portare in ebollizione la soluzione contenuta al suo interno, mentre il condensatore e l'assorbitore cedono calore all'acqua di raffreddamento che è riscaldata a bassa temperatura (circa $35\text{ }^\circ\text{C}$) permettendo così di chiudere il ciclo termodinamico. L'evaporatore asporta il calore dall'acqua da refrigerare che si rende disponibile all'esterno della macchina con temperature intorno ai $7\text{ }^\circ\text{C}$ (se l'energia termica è fornita a 90°C circa).

Nello schema riportato in Figura 2.26 è evidente che per effetto del calore Q_e asportato dall'acqua da refrigerare, l'acqua presente nell'evaporatore vaporizza e viene assorbita nell'assorbitore che contiene la soluzione povera da dove si genera un flusso termico verso l'esterno Q_a : evaporatore e assorbitore si trovano a pressione ridotta e quindi l'evaporazione dell'acqua può avvenire a basse temperature (anche a $5\text{ }^\circ\text{C}$) [14]. Nel momento in cui l'acqua evapora, l'evaporatore si trova a pressione e temperatura superiore rispetto all'assorbitore, quindi il vapore formato è assorbito dalla soluzione di refrigerante-assorbente; il problema risiede nel fatto che questo processo non può essere continuo, in primo luogo perché il calore generato dalla condensazione del vapore d'acqua è assorbito dalla soluzione che aumentando di temperatura rende meno efficace l'assorbimento, in secondo luogo perché il vapore d'acqua va a diluire la soluzione inibendo sempre di più il processo.

Per tale motivo la soluzione ricca in acqua è pompata nel generatore dove, mediante somministrazione di calore Q_g , si libera della sostanza più volatile (refrigerante) ed è rinviata all'assorbitore. Il vapore d'acqua separato nel generatore è inviato al condensatore dove si verifica la cessione di calore Q_c .

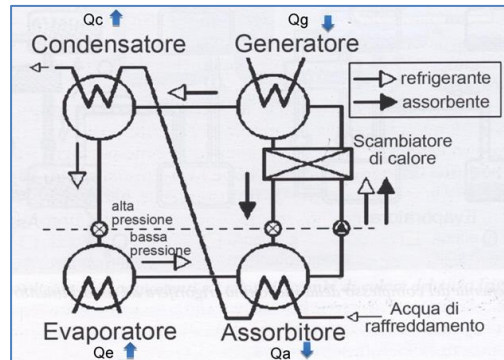


Figura 2.26 - Schema della macchina frigorifera ad assorbimento, con scambiatore di calore tra i fluidi che si muovono tra assorbitore e generatore [14].

Osservando il collegamento tra il generatore e l'assorbitore, si nota il passaggio della soluzione concentrata calda (assorbente) che è travasata nell'assorbitore e il travaso della soluzione diluita (refrigerante e assorbente) nel generatore; una possibile ottimizzazione del ciclo consiste nell'inserire uno scambiatore di calore tra i due flussi inducendo un duplice vantaggio: da una parte è possibile ridurre la temperatura della soluzione concentrata che entra nell'assorbitore, con aumento delle capacità assorbenti, dall'altra si va a innalzare la temperatura della soluzione diluita che entra nel generatore riducendo la quantità di calore richiesta dal sistema [15].

Per asportare il calore necessario a condensare il liquido frigorifero e il calore che si sviluppa nell'assorbitore (in gran parte il calore di condensazione del fluido frigorifero) è necessario realizzare appositi circuiti di raffreddamento. Considerando la differenza di pressione nei due componenti si conclude che la temperatura all'interno del condensatore sarà maggiore di quella all'interno dell'assorbitore: il circuito di raffreddamento può essere, quindi, uno solo con ingresso nell'assorbitore e uscita dal condensatore (Figura 2.27).

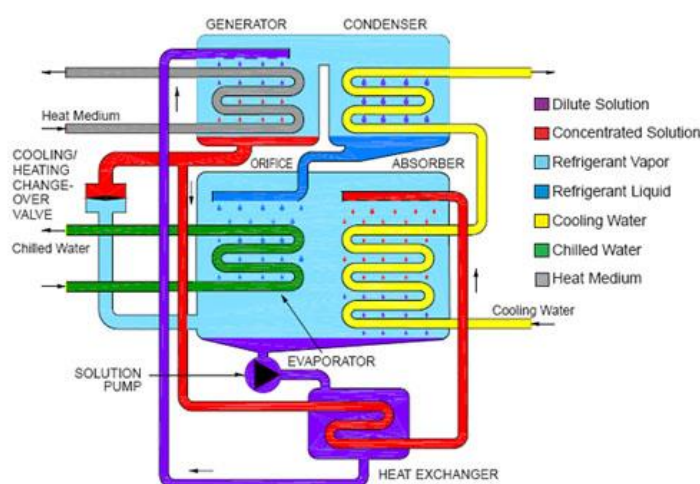


Figura 2.27 - Schema macchina frigo ad assorbimento a singolo effetto [18].

Le macchine ad assorbimento acqua-bromuro di litio sono disponibili in due diverse tipologie:

- a singolo effetto, già descritte precedentemente. Per il loro azionamento queste macchine devono essere alimentate con acqua calda a 80-100 °C. Le prestazioni frigorifere (COP) di

Oltre alla soluzione acqua-bromuro di litio, un altro fluido di lavoro è rappresentato dalla soluzione chimica di acqua (assorbente) e ammoniaca (refrigerante poiché più volatile, NH_3). Le macchine ad assorbimento ad acqua-ammoniaca presentano un COP frigorifero pari a 0.6 - 0.7 e sono state recentemente prese in considerazione per essere abbinata a impianti di solar cooling. Esse richiedono temperature di funzionamento di circa 190 °C, con possibilità di ottenere acqua refrigerata anche a temperature inferiori a 0 °C. Tali macchine presentano il grande vantaggio di non aver bisogno di torri evaporative, utilizzando in alternativa un circuito di raffreddamento ad aria, e soprattutto nella reversibilità del funzionamento: infatti, la stessa macchina può funzionare per realizzare il riscaldamento invernale permettendo, anche in assenza di sole, un risparmio di combustibile pari a circa il 50% di quello impiegato da caldaie tradizionali ad alta efficienza.

L'ammoniaca presenta però diverse problematiche. La sua volatilità rende necessario rettificare la miscela acqua-ammoniaca. L'ammoniaca è tossica e infiammabile e richiede, inoltre, elevate pressioni di condensazione (>10 bar). Tali aspetti rendono la soluzione $\text{H}_2\text{O-NH}_3$ meno diffusa rispetto al caso acqua-bromuro di litio.

La proposta d'impiego dei gruppi frigo ad assorbimento utilizzando acqua calda a bassa temperatura prodotta da impianti solari presenta una serie di vantaggi quali la drastica riduzione dei costi energetici e i ridottissimi consumi di energia elettrica, relativi esclusivamente alle apparecchiature ausiliarie di controllo, di circolazione dei fluidi di lavoro e per lo smaltimento di calore (un assorbitore da 70 kW frigoriferi necessita di soli 0,6 kW elettrici). Esse possono essere installate all'aperto anche in località con atmosfere particolarmente aggressive, richiedendo ingombri minimi. Il limitato numero di parti meccaniche in movimento determina un'elevata affidabilità dei gruppi ad assorbimento, riducendo gli interventi di manutenzione. Essi sono inoltre silenziosi e sono caratterizzati da un limitato impatto ambientale perché non impiegano fluidi sintetici. I gruppi frigo ad assorbimento consentono la parzializzazione e il controllo modulare, agendo sul funzionamento dei gruppi installati a seconda del carico termico esistente. A fronte dei numerosi vantaggi tecnici e ambientali che i gruppi frigo ad assorbimento possiedono, non vanno però trascurati gli aspetti economici che ancora ne ostacolano l'impiego. Le ridotte economie di scala dovute a un mercato ancora poco sviluppato, generano costi elevati per l'acquisto di macchine frigorifere ad assorbimento. In particolare, all'aumentare della potenza frigorifera installata diminuisce il costo delle macchine ad assorbimento per kW di potenza [20]. Tra i vari componenti di un impianto di solar heating and cooling è quindi il chiller a rappresentare la voce di costo maggiormente incidente sul costo totale dell'impianto (Figura 2.29). Per un impianto di solar heating and cooling installato a Roma, il tempo di ritorno è pari a 32 anni per una potenza frigorifera installata di 18 kW contro i 10 anni nel caso di una potenza di 280 kW (Figura 2.30). Tali tempi di ritorno sono stati calcolati rispetto a un impianto tradizionale in cui il riscaldamento è effettuato mediante una caldaia a gas metano e il raffrescamento mediante una pompa di calore con split interno.

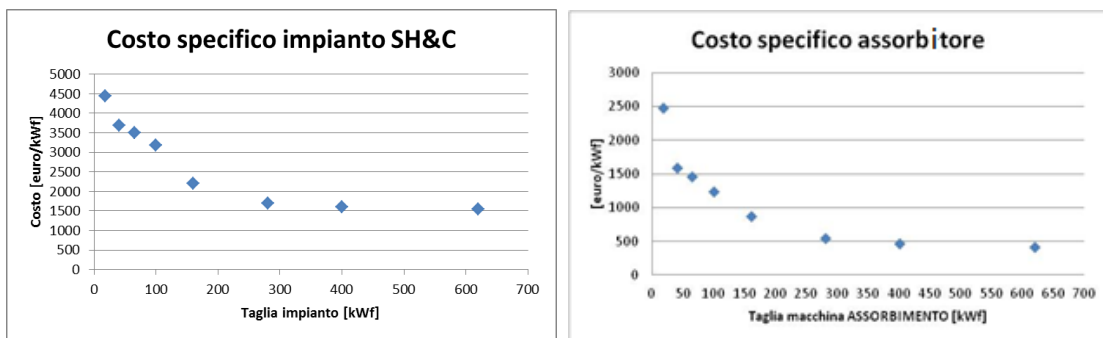


Figura 2.29 - Costo specifico impianto di solar heating and cooling e assorbitore [20].

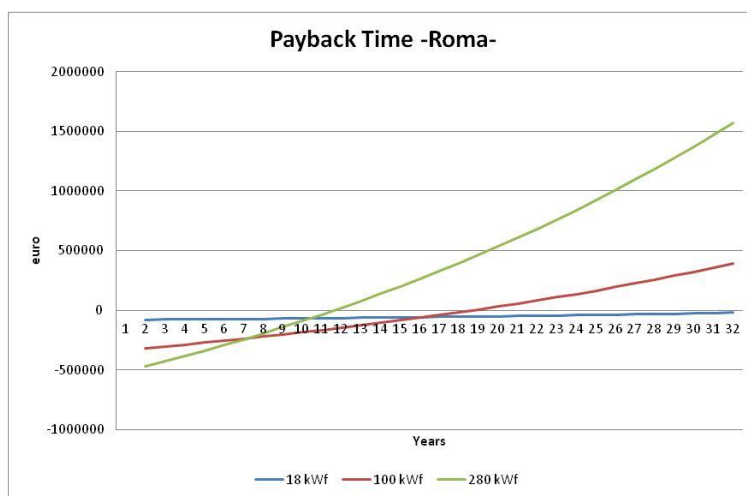


Figura 2.30 - Payback period di un impianto di solar heating and cooling per la città di Roma e potenze frigorifere installate [20].

Il tempo di ritorno si riduce a 28 anni nel primo caso e a 5 anni nel secondo se si considerano gli incentivi introdotti dal D. M. 28 dicembre 2012 (Figura 2.31). Una maggiore diffusione degli impianti che impiegano gruppi frigo ad assorbimento determinerebbe un abbattimento dei costi di produzione e quindi di vendita di tali macchine.

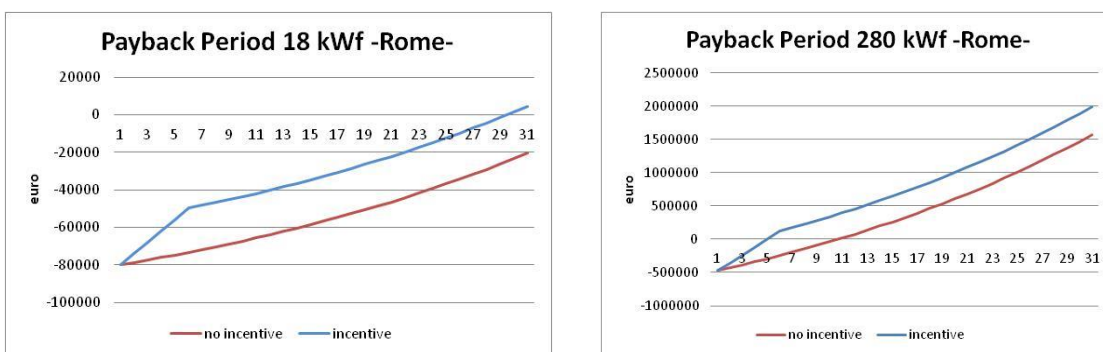


Figura 2.31 - Payback period di un impianto di solar heating and cooling per la città di Roma per diverse potenze frigorifere installate con o senza incentivo previsto dal D.M. 28 dicembre 2012 [20].

2.3.2 Raffrescamento degli ambienti mediante impianti di solar cooling

Le tipologie di terminali d'impianto che ben si accoppiano con sistemi di solar cooling sono rappresentati dai pannelli radianti e dai ventilconvettori (fan coils) (Figura 2.32). Quando i sistemi radianti sono utilizzati per il raffrescamento degli ambienti, è importante fornire in input a tali terminali acqua refrigerata a una temperatura non troppo bassa. La temperatura del sistema radiante, infatti, non può essere inferiore alla temperatura di rugiada dell'aria in ambiente, poiché ciò determinerebbe la condensazione del vapore d'acqua contenuto nell'aria ambiente provocando danni alle strutture nonché che discomfort degli occupanti. Il raffrescamento con pannelli radianti ha quindi i limiti di avere una bassa resa frigorifera e l'incapacità (a differenza dei ventilconvettori) di deumidificare l'aria ambiente. Per tale motivo, il controllo e la gestione dell'umidità avviene ad opera di altri sistemi che hanno lo scopo di mantenere l'umidità relativa intorno al 65%-70%. I limiti dei pannelli radianti nella gestione dell'umidità impongono che la loro alimentazione sia effettuata con acqua refrigerata non a temperatura eccessivamente bassa, ma al massimo pari tipicamente a 14°C.

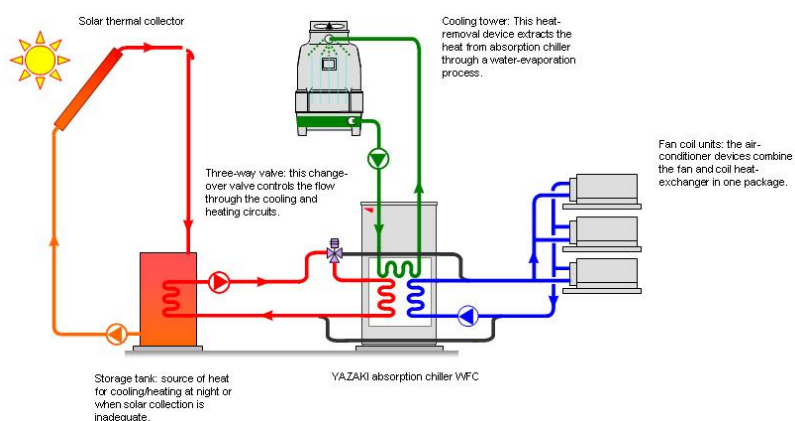


Figura 2.32 - Schema semplificato di un impianto di solar cooling con ventilconvettori [21].

Per deumidificare edifici con grandi volumi (scuole, musei teatri etc.) si possono utilizzare unità di trattamento aria (UTA) con batterie di raffreddamento e post-riscaldamento. Per utenze di tipo residenziale si possono, invece, utilizzare sia ventilconvettori che deumidificatori. I ventilconvettori, per deumidificare l'aria, devono essere alimentati con acqua a temperatura molto bassa (ad es. con mandata/ritorno di 7°C/12°C) e hanno inoltre il vantaggio di poter integrare la resa frigorifera dei pannelli.

I ventilconvettori sono terminali che scambiano energia con l'ambiente prevalentemente per convezione forzata. Essi sono costituiti da una o due batterie alettate di scambio termico, da uno o due ventilatori centrifughi (a velocità selezionabili), da una presa dell'aria (dal basso o frontale) con relativo filtro, da una bacinella di raccolta della condensa e da un involucro di contenimento (in lamiera verniciata o materiale plastico). I ventilconvettori sono tipicamente installati a parete (Figura 2.33) oppure a soffitto (Figura 2.34). Questo tipo di unità terminale realizza, ricorrendo allo scambio termico di tipo convettivo forzato, anche il raffrescamento estivo, facendo circolare acqua refrigerata

nella batteria alettata. In questa situazione è realizzata la deumidificazione degli ambienti poiché l'aria umida che entra in contatto con le alette della batteria viene a trovarsi spesso a temperatura inferiore a quella di rugiada, generando in questo modo la condensazione del vapore d'acqua contenuto nell'aria ambiente; la condensa così prodotta è raccolta nell'apposita bacinella e successivamente allontanata (Figura 2.33).

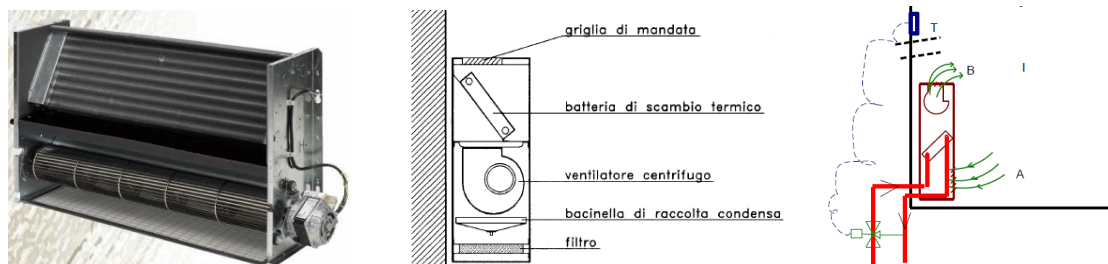


Figura 2.33 - Struttura di un ventilconvettore a parete e relativo principio di funzionamento [22].

La bassa inerzia termica che caratterizza i ventilconvettori permette di portare rapidamente in temperatura i locali in cui essi sono installati, che altrettanto rapidamente tornano alla temperatura iniziale. Per tale motivo i ventilconvettori si prestano bene a essere impiegati in edifici a occupazione intermittente nell'arco della giornata (edifici per uffici).

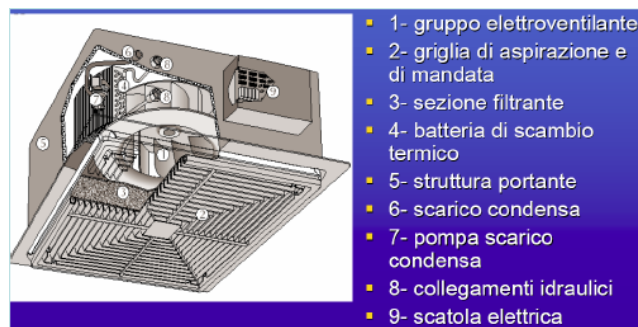


Figura 2.34 - Struttura di un ventilconvettore a cassetta (a soffitto) [22].

Nel dimensionamento di questi corpi scaldanti, verificato che la potenza fornita nelle condizioni di funzionamento fissate sia sufficiente a far fronte ai carichi termici, occorre controllare che la portata d'aria fornita sia pari a cinque ricircoli per ora al fine di garantire una distribuzione uniforme di temperatura senza indurre velocità dell'aria troppo elevate [11]. L'utilizzo combinato di pannelli radianti e ventilconvettori ben si sposa con gli impianti di solar cooling in cui i fan coil hanno il compito di portare velocemente gli ambienti in temperatura, gestendo anche l'umidità, mentre il sistema radiante realizza il mantenimento delle condizioni desiderate.

2.4 Sistemi di accumulo dell'energia

Per gli impianti di generazione alimentati da fonti energetiche rinnovabili, l'installazione di un sistema d'accumulo, dalle caratteristiche e dalla capacità opportune, permette di ottimizzare lo sfruttamento della fonte rinnovabile stessa. Negli impianti di solar heating and cooling, l'accumulo di energia termica riveste un ruolo fondamentale rispetto all'efficienza dell'impianto. Esso realizza lo stoccaggio

dell'energia prodotta dal campo solare che sarà successivamente impiegata per il riscaldamento degli ambienti o fornita in input alla macchina frigorifera ad assorbimento per la produzione di acqua refrigerata. La scelta della tipologia e delle dimensioni del sistema d'accumulo, in relazione alla superficie totale dei collettori, è di notevole importanza. Sostanzialmente l'accumulo termico per applicazioni solari costituisce l'elemento base per l'attuazione di una strategia con l'obiettivo di compensare il disaccoppiamento tra produzione e domanda di energia (Figura 2.35) permettendo di accumulare l'energia prodotta ma non inviata all'utenza. L'entità di tale differenza temporale può essere di alcune ore, settimane o addirittura mesi a seconda della tipologia di accumulo considerata (accumulo giornaliero o accumulo stagionale).

Gli impianti di solar heating and cooling consentono l'installazione di un accumulo lato freddo, oltre a quello lato caldo, per lo stoccaggio dell'energia frigorifera prodotta quando si ha disponibilità di energia solare, che sarà ceduta al sistema di distribuzione se richiesto (Figura 2.36).

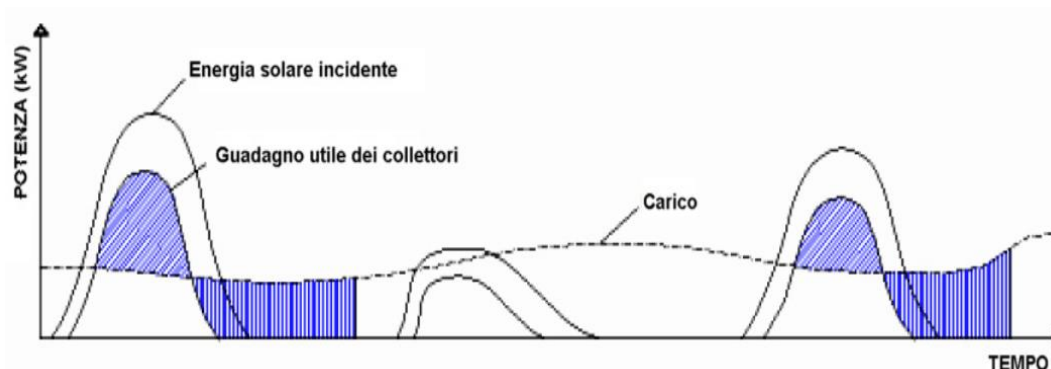


Figura 2.35 - Esempio di disaccoppiamento tra carico e produzione di energia da fonte solare [23].

In Europa gli accumuli di calore lato caldo sono più diffusi degli accumuli sul lato freddo: secondo quanto riportato dall'IEA, in 33 impianti di solar cooling solamente 19 sono dotati di un accumulo lato freddo mentre tutti prevedono la presenza di un accumulo di calore lato caldo [24].

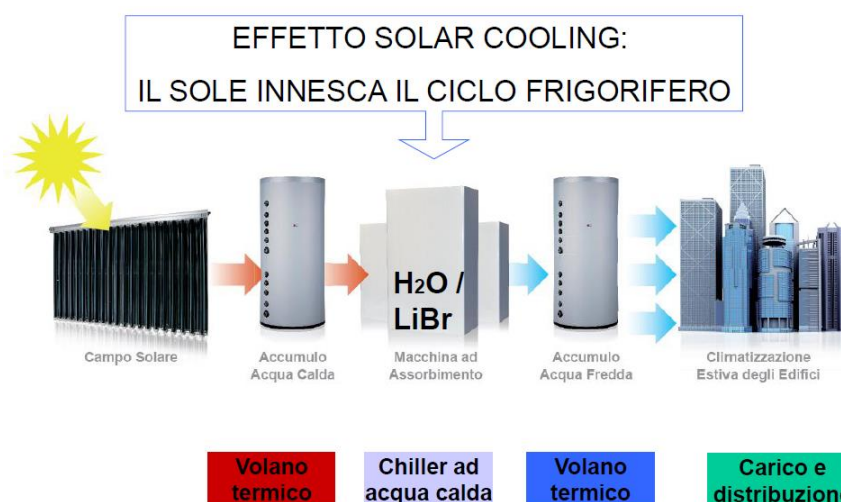


Figura 2.36 - Ruolo dei sistemi di accumulo in un impianto di solar heating and cooling [3].

2.4.1 Gli accumuli di freddo

In un impianto di solar cooling, l'accumulo lato freddo ha lo scopo di compensare lo sfasamento temporale tra la produzione di freddo tramite la macchina frigorifera e la sua utilizzazione per la climatizzazione.

I principali vantaggi dell'installazione di un accumulo freddo sono [25]:

- riduzione del costo operativo dell'impianto;
- funzionamento meno intermittente della macchina ad assorbimento;
- riduzione della taglia dei sistemi per il raffreddamento;
- aumento della flessibilità operativa.

Il dimensionamento di un accumulo freddo dipende per prima cosa dal profilo di carico richiesto e dal ruolo che si vuole l'accumulo svolga. Un buon dimensionamento del sistema d'accumulo avviene in base al profilo del carico riferito alle 24 ore. Spesso è proprio la variabilità di quest'ultimo a rendere conveniente l'utilizzo di un sistema di accumulo freddo.

Una prima possibilità è quella di dimensionare l'accumulo in modo tale da soddisfare la domanda con la minima capacità frigorifera installata: la macchina frigorifera è fatta funzionare 24 ore al giorno con una capacità frigorifera tale da soddisfare esattamente la domanda totale. Il vantaggio di questo tipo di configurazione è essa che rende possibile l'installazione di macchine frigorifere di potenze inferiori. Tuttavia, non si trae vantaggio da una tariffazione di tipo multi-oraria e per questo non viene quasi mai utilizzata.

Ciò che si cerca di fare è minimizzare, o addirittura annullare, il consumo di energia elettrica (nel caso del solar cooling quella utilizzata come fonte ausiliaria) nelle fasce orarie in cui è più costosa. In questo caso è evidente che la macchina frigorifera installata dovrà avere una capacità maggiore rispetto al primo caso.

Nella realtà ciò che viene fatto è un compromesso tra i due casi presentati cercando, per esempio, di far lavorare la macchina parzializzata durante determinate ore del giorno [26].

2.4.2 Gli accumuli di caldo

I sistemi di accumulo lato caldo hanno il compito di sopperire alla mancata contemporaneità tra fonte solare e fabbisogno di riscaldamento e raffrescamento quando l'energia termica prodotta è fornita in ingresso a una macchina frigorifera ad assorbimento.

La maggior diffusione degli accumuli lato caldo nei sistemi di solar heating and cooling, rispetto agli accumuli lato freddo, è legata al fatto che essi sono utilizzati sia nel periodo estivo sia in quello invernale.

La sorgente ausiliaria può essere disposta in serie rispetto all'accumulo, aumentando la temperatura dell'acqua calda in uscita dal serbatoio (booster), oppure in parallelo rispetto all'accumulo, essendo necessariamente in grado di soddisfare completamente il fabbisogno termico nel caso l'accumulo non sia sufficiente.

Le tipologie di accumuli termici (TES) sono principalmente tre (Figura 2.37, Figura 2.38):

- accumulo di calore sensibile: si basa sullo stoccaggio dell'energia termica mediante riscaldamento o raffreddamento di un mezzo intermedio liquido o solido, (ad esempio, acqua, soluzione più economica, sabbia, sali fusi o rocce);
- accumulo di calore latente con materiali a cambiamento di fase o PCM;
- accumulo di calore termo-chimico (TCS), basato su reazioni chimiche per immagazzinare e rilasciare energia termica.

Le diverse tipologie di accumulo si differenziano principalmente per range di temperatura e capacità di stoccaggio/fornitura dell'energia per unità di volume.

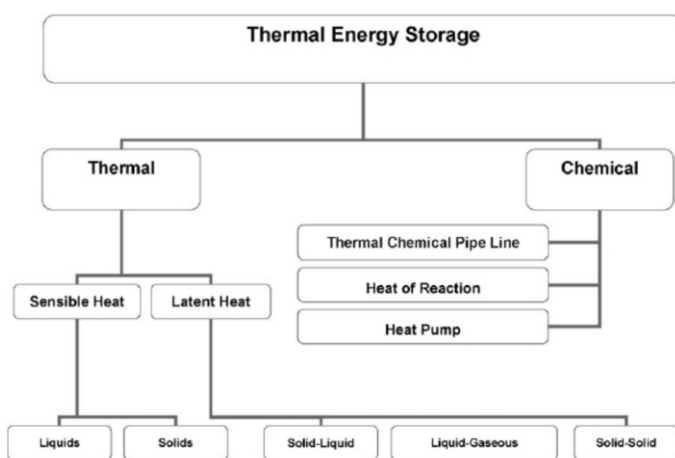


Figura 2.37 – Classificazione degli accumuli termici in base alla tipologia di scambio termico [27].

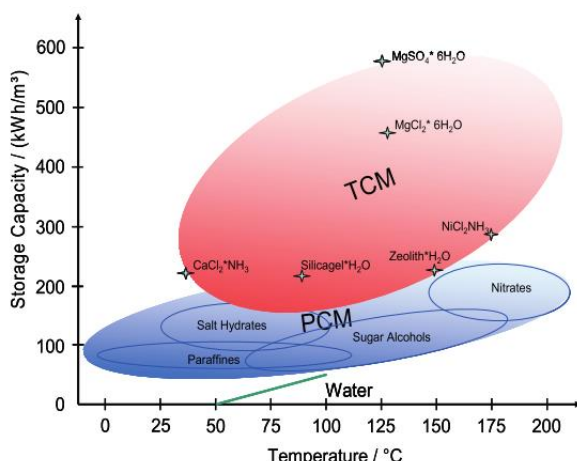


Figura 2.38 – Capacità di accumulo vs. Temperatura per accumulo sensibile, latente e termo-chimico [28].

Rispetto ai sistemi TCS e PCM, l'accumulo di calore sensibile è relativamente meno costoso e trova impiego in impianti domestici, di teleriscaldamento e industriali. La quantità di energia stoccata in un sistema d'accumulo di tipo sensibile è pari a:

$$Q = \rho \cdot \bar{c}_p \cdot V \cdot \Delta T$$

in cui $\rho \cdot \bar{c}_p$ individua la capacità termica del mezzo utilizzato, mentre V il volume dell'accumulo e ΔT il salto termico verificato. Gli accumuli di calore sensibile che impiegano l'acqua come fluido di stoccaggio rappresentano una tecnologia ben nota. Essi sono tipicamente impiegati negli impianti di riscaldamento, produzione di acqua calda sanitaria ed anche in impianti di cogenerazione. La loro efficienza può essere migliorata sviluppando un accumulo ad alta stratificazione e aumentando l'isolamento termico dello stesso. Tuttavia, l'accumulo termico di tipo sensibile richiede generalmente grandi volumi di accumulo a causa della sua bassa densità di energia (tre e cinque volte inferiore rispetto ai sistemi TCS e PCM rispettivamente) (Figura 2.39). Inoltre, i sistemi di accumulo del calore sensibile richiedono una corretta progettazione per fornire l'energia termica a temperature costanti.

Storage medium	Temperature		Average density (kg/m ³)	Average heat conductivity (W/m K)	Average heat capacity (kJ/kg K)	Volume specific heat capacity (kWh _t /m ³)	Costs per kg (US\$/kg)	Costs per kWh _t (US\$/kWh _t)
	Cold (°C)	Hot (°C)						
Solid storage medium								
Sand-rock-mineral oil	200	300	1700	1	1.3	60	0.15	4.2
Reinforced Concrete	200	400	2200	1.5	0.85	100	0.05	1
NaCl (solid)	200	500	2160	7	0.85	150	0.15	1.5
Cast iron	200	400	7200	37	0.56	160	1	32
Silica fire bricks	200	700	1820	1.5	1	150	1	7
Magnesia fire bricks	200	1200	3000	1	1.15	600	2	6
Liquid storage medium								
HITEC solar salt	120	133	1990	0.60	—	—	—	—
Mineral oil	200	300	770	0.12	2.6	55	0.3	4.2
Synthetic oil	250	350	900	0.11	2.3	57	3	42
Silicon oil	300	400	900	0.1	2.1	52	5	80
Nitrite salts	250	450	1825	0.57	1.5	152	1	12
Nitrate salts	265	565	1870	0.52	1.6	250	0.5	3.7
Carbonate salts	450	850	2100	2	1.8	430	2.4	11
Liquid sodium	270	530	850	71	1.3	80	2	21

Figura 2.39 – Caratteristiche dei principali materiali utilizzati negli accumuli di tipo sensibile [29].

Attualmente la ricerca si sta concentrando sui nuovi materiali e sulle tecniche da impiegare in tutti i sistemi di TES, come la loro integrazione nella costruzione di pareti (ad esempio incapsulando materiale a cambiamento di fase nel gesso o nelle bocchette) e nei mezzi di trasporto dell'energia termica. Queste nuove applicazioni sono state messe in commercio solo negli ultimi anni.

La convenienza economica di un sistema di accumulo termico dipende sostanzialmente dall'applicazione specifica in cui esso è utilizzato e dalle esigenze operative, compreso il numero e la frequenza dei cicli di accumulo. In generale, i sistemi TCS e PCM sono più costosi rispetto ai sistemi di accumulo sensibile e sono economicamente sostenibili solo per le applicazioni con un elevato numero di cicli.

I materiali PCM possono offrire una capacità di accumulo superiore dovuta al calore latente del cambiamento di fase. Lo specifico materiale può anche consentire una temperatura di fornitura del calore precisa sfruttando la costanza della temperatura che caratterizza il cambiamento di fase.

Gli accumuli TCS possono offrire una capacità d'accumulo ancora più elevata. Le reazioni termochimiche su cui si basano i sistemi TCS (ad esempio adsorbimento o adesione di una sostanza sulla superficie di un altro solido o liquido) permettono di accumulare e fornire energia termica e frigorifera su richiesta (regolando anche l'umidità) in una varietà di applicazioni che sfruttano differenti reagenti chimici. La fase di carica del sistema d'accumulo avviene mediante una reazione endotermica che è solitamente innescata dal calore ricevuto dalla fonte solare. Per il processo di scarica sono spesso

utilizzati catalizzatori, i quali permettono di effettuare anche il controllo della reazione. Tali reagenti presentano spesso alcuni problemi quali tossicità, infiammabilità e costo elevato (Figura 2.40).

Compound	Reaction	Material energy density	Reaction temperature [°C]
Ammonia [50]	$\text{NH}_3 + \Delta\text{H} \leftrightarrow 1/2\text{N}_2 + 3/2\text{H}_2$	67 kJ/mol	400-500
Methane/water [51]	$\text{CH}_4 + \text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{CO} + 3\text{H}_2$	n.a.	500-1000
Hydroxides, e.g. [51]	$\text{Ca}(\text{OH})_2 \leftrightarrow \text{CaO} + \text{H}_2\text{O}$	3 GJ/m ³	500
Calcium carbonate [51,52]	$\text{CaCO}_3 \leftrightarrow \text{CaO} + \text{CO}_2$	4.4 GJ/m ³	800-900
Iron carbonate [53]	$\text{FeCO}_3 \leftrightarrow \text{FeO} + \text{CO}_2$	2.6 GJ/m ³	180
Metal hydrides [51]	$\text{Metal } x\text{H}_2 \leftrightarrow \text{metal } y\text{H}_2 + (x - y)\text{H}_2$	4 GJ/m ³	200-300
Metal oxides (Zn and Fe) [54]	e.g. 2-step water splitting using Fe ₃ O ₄ /FeO redox system	n.a.	2000-2500
Aluminium ore alumina [55]	n.a.	n.a.	2100-2300
Methanolation-demethanolation [56]	$\text{CH}_3\text{OH} \leftrightarrow \text{CO} + 2\text{H}_2$	n.a.	200-250
Magnesium oxide [57]	$\text{MgO} + \text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{Mg}(\text{OH})_2$	3.3 GJ/m ³	250-400

Figura 2.40 – Materiali e reazioni per l’accumulo termochimico [30].

Attualmente, i sistemi basati sul calore sensibile sono commercialmente disponibili mentre i sistemi di accumulo PCM e TCS sono per lo più in fase di sviluppo e verifica sperimentale [31].

Gli accumuli termici includono differenti tipologie di tecnologie e materiali impiegati che determinano le performance, il costo e il campo di applicazione del sistema (Tabella 2.2).

Un sistema di accumulo di energia può essere descritto in base alle seguenti proprietà [31]:

- capacità: energia immagazzinata nel sistema, dipendente da come avviene il processo di accumulo, dal mezzo e dalla dimensione del sistema;
- potenza: misura di quanto velocemente l'energia immagazzinata nel sistema può essere scaricata (e caricata);
- efficienza: è il rapporto tra l'energia fornita all'utenza e l'energia necessaria per caricare il sistema di accumulo;
- durata dell'accumulo: misura per quanto tempo l'energia è stoccata (ore, giorni, settimane e mesi nel caso di accumulo stagionale);
- tempo di carica e scarica: tempo necessario per caricare /scaricare il sistema;
- costo: si riferisce alla capacità (€/kWh) o alla potenza (€/kW) del sistema d'accumulo e dipende dai costi dei materiali e delle apparecchiature impiegate e dalla durata (cioè il numero di cicli).

TES System	Capacity (kWh/t)	Power (MW)	Efficiency (%)	Storage period (h, d, m)	Cost (€/kWh)
Sensible (hot water)	10-50	0.001-10	50-90	d/m	0.1-10
PCM	50-150	0.001-1	75-90	h/m	10-50
Chemical reactions	120-250	0.01-1	75-100	h/d	8-100

Tabella 2.2 – Tipici parametri degli accumuli termici [32].

2.4.3 Gli accumuli a cambiamento di fase (PCM)

Gli accumuli di tipo PCM impiegano materiali a cambiamento di fase e sfruttano proprio tale processo per accumulare una maggiore quantità di energia a parità di condizioni al contorno rispetto ad un accumulo di calore sensibile. I materiali PCM possono essere utilizzati nella climatizzazione degli edifici in tre differenti modi [33]:

- PCM integrati nelle pareti/muri degli edifici, in cui l'energia accumulata nelle strutture viene automaticamente rilasciata quando la temperatura interna o esterna varia al di là del punto di fusione;
- PCM integrati in altri componenti dell'edificio, con principio di funzionamento concettualmente simile alla precedente tipologia;
- PCM in unità di stoccaggio termico, separato dall'edificio, per cui l'energia accumulata viene impiegata solo quando necessario.

L'energia totale accumulabile in un sistema di accumulo a cambiamento di fase è esprimibile nel modo seguente:

$$Q = \int_{T_i}^{T_m} m \cdot C_p dT + m a_m \Delta h_m + \int_{T_m}^{T_f} m \cdot C_p dT$$

dove:

T_m = temperatura di fusione del materiale;

a_m = frazione di materiale fuso;

Δh_m = calore latente di fusione del materiale per unità di massa.

I sistemi di accumulo PCM possono essere classificati in base al tipo di cambiamento di fase subito dal mezzo di accumulo (Figura 2.37) oppure in organici, inorganici ed eutettici in base al materiale costituente il mezzo di accumulo (Figura 2.41). Le trasformazioni solido-gas e liquido-gas, nonostante l'elevato calore latente, non vengono utilizzate poiché esse sono caratterizzate da significativi cambiamenti di volume rendendo il sistema complesso. Le trasformazioni solido-liquido o solido-solido presentano la maggior densità di accumulo (kWh/m^3) e le minori variazioni di volume. Inoltre, il calore latente di fusione relativo alla trasformazione da solido a liquido è la più elevata, rendendo tale trasformazione quella di maggior interesse tra i passaggi di stato [33].

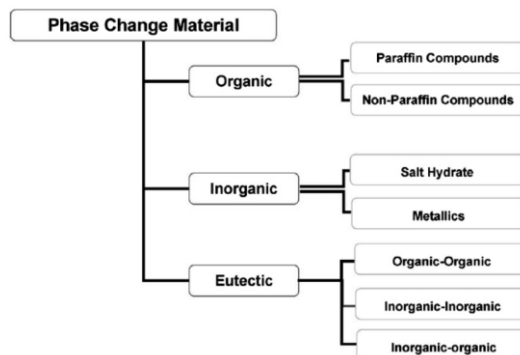


Figura 2.41 – Classificazione dei PCM in base alla tipologia di materiale [27].

La differenza riscontrata nello stoccaggio e nella fornitura di energia tra un accumulo sensibile e un PCM è riportata in Figura 2.42. A parità di salto termico, l'accumulo sensibile permette di stoccare una quantità inferiore di energia rispetto all'accumulo di tipo PCM. Questo ultimo sistema, se installato ad esempio in un impianto solare e se costituisce il sistema di accumulo dell'acqua calda, permette di ritardare la partenza dell'apposito sistema di dissipazione dell'energia termica poiché il raggiungimento del valore di temperatura massimo all'interno dell'accumulo PCM è ritardato.

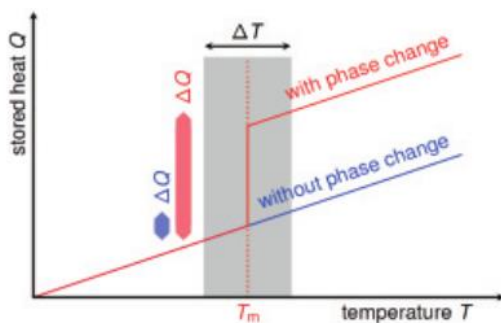


Figura 2.42 – Calore accumulato vs. Temperatura per un accumulo sensibile (senza cambiamento di fase) e accumulo latente [34].

I materiali già noti che possono essere impiegati in un accumulo termico a cambiamento di fase sono raggruppabili principalmente in sali idrati, paraffine solide, acidi grassi (composti non paraffinici) ed eutettici di composti organici e inorganici (Figura 2.43) [33].

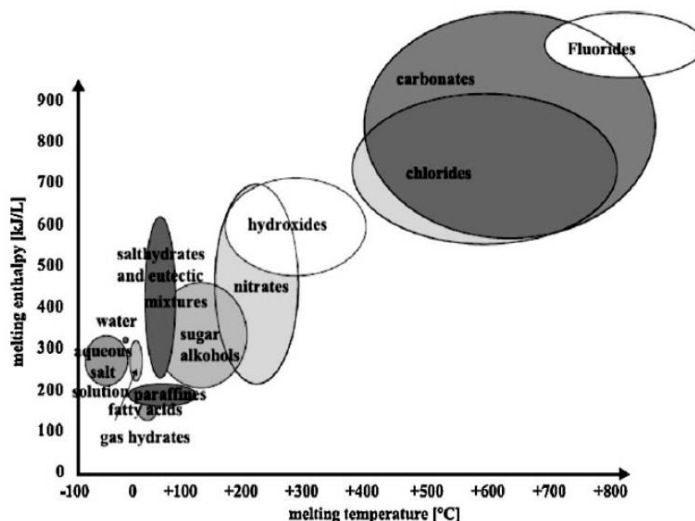


Figura 2.43 – Materiali PCM con rispettive temperature ed entalpia di transizioni [34].

I diversi materiali PCM differiscono, dal punto di vista applicativo, principalmente per la temperatura di fusione e la relativa entalpia di transizione; tali due aspetti stabiliscono quale o quali applicazioni sono più idonee all'impiego del materiale PCM considerato. Ciascun materiale presenta vantaggi e svantaggi per i quali sono stati già in parte individuati delle possibili migliorie (Tabella 2.3). Le paraffine presentano bassa conduttività termica rispetto ai composti inorganici; tale aspetto ne limita maggiormente l'impiego nonostante l'economicità, la moderata densità e l'ampio intervallo di temperature di fusione. Esse sono chimicamente inerti e stabili.

	ORGANICI	INORGANICI
CATEGORIE	Idrocarburi alifatici Acido/etere o sali Alcool Idrocarburi aromatici Chetone aromatico Freon Lactam Polimeri Policarbonati	Idrati cristallini Sali fusi Metalli e leghe
VANTAGGI	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Non corrosivi ➤ Basso o assente grado di sottoraffreddamento ➤ Stabilità chimica, fisica e termica ➤ Intervallo di transizione regolabile 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Maggior entalpia di transizione di fase ➤ Elevata densità di accumulo di energia ➤ Maggiore conduttività termica ➤ Ignifughi ➤ Più economici
SVANTAGGI	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Bassa entalpia di transizione di fase ➤ Bassa conduttività termica ➤ Bassa densità ➤ Basso punto di fusione ➤ Altamente volatili ➤ Infiammabili ➤ Variazioni di volume consistenti ➤ Più costosi 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Sottoraffreddamento ➤ Separazione di fase ➤ Segregazione di fase ➤ Corrosività ➤ Perdita di stabilità termica
METODI DI MIGLIORAMENTO	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Additivi ad elevata conduttività termica ➤ Additivi ignifughi 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Mescolamento con agenti nucleanti e aggreganti ➤ Disposizione orizzontale dello strato limite ➤ Mescolamento meccanico

Tabella 2.3 - Vantaggi, svantaggi e possibilità di miglioramento dei materiali organici e inorganici [33].

I sali idrati, invece, sono chimicamente instabili qualora riscaldati, e degradano ad alte temperature. Si presentano spesso aggressivi rispetto ai materiali strutturali impiegati negli impianti ed hanno bassa conduttività termica oltre ad un elevato grado di sotto-raffreddamento. Essi hanno comunque diversi vantaggi quali l'elevata densità di accumulo, una conduttività termica che, seppur bassa, è migliore di quella di molti materiali organici, e, infine, presentano un costo moderato. I sali idrati, le paraffine, gli acidi grassi e altri composti, presentano un elevato calore latente di fusione coprendo un range di temperatura da 0°C a 150°C e mostrandosi quindi adatti per le applicazioni solari.

In Tabella 2.4 è riportata la classificazione dei materiali PCM in base alla temperatura di transizione e al relativo campo di applicazione [33].

RANGE DI TEMPERATURA [°C]	CATEGORIA DI PCM (CON RELATIVA TEMPERATURA DI MELTING [°C])	AREA APPLICATIVA
0-65°C	Paraffine (da -3°C a 64°C) Acqua/ghiaccio (0°C) Acido stearico (41- 43°C) n-ottadecano (27.7°C)	<ul style="list-style-type: none"> • Riscaldamento/raffrescamento domestico • Accumulo passivo in edilizia bioclimatica • Accumulo termico dell'energia solare • Applicazioni in off-peak elettrico per raffrescamento e riscaldamento • Protezione di dispositivi elettrici
80-120°C	Eritritolo (117.7°C) RT100 (99°C) MgCl ₂ ·6H ₂ O (116.7°C)	Accumulo della parte calda dei sistemi frigoriferi ad assorbimento a LiBr/H ₂ O con necessità di temperature del generatore inferiori ai 120°C
> 150°C	NaNO ₃ (310°C) KNO ₃ (330°C) NaOH (318°C) KOH (380°C) ZnCl ₂ (280°C)	Accumulo per centrali solari di potenza basate su collettori parabolici e produzione diretta di vapore

Tabella 2.4 – Classificazione dei materiali PCM in base al range di temperature e all'applicazione [33].

2.5 Logica di regolazione degli impianti di solar heating and cooling

Gli impianti di solar heating and cooling richiedono una logica di regolazione ben precisa che ha il compito di gestire il funzionamento dei dispositivi installati, in base alle condizioni dell'ambiente esterno e dell'utenza, al fine di massimizzare lo sfruttamento dell'energia solare. L'implementazione di una corretta logica avviene attraverso le acquisizioni fornite dai dispositivi di monitoraggio quali sonde di temperatura, piranometro, contatermie etc.; in base ai valori assunti dai parametri monitorati, sono comandate tutte le apparecchiature quali pompe di circolazione, valvole a tre vie, generatore di backup e terminali d'impianto. La logica di regolazione dovrà essere articolata in due distinte logiche di regolazione, a seconda della modalità di funzionamento (modalità heating e modalità cooling).

La convenienza economica di un impianto di solar heating and cooling dipende non solo dalle dimensioni e dall'impiego di componentistica altamente efficiente (primi fra tutti i collettori solari termici e il gruppo frigo ad assorbimento) ma anche dallo sviluppo di una corretta logica di regolazione. La definizione dei diversi profili di funzionamento mediante una logica di regolazione intelligente e definitiva deriva da un'attenta analisi del comportamento dell'impianto in fase progettuale ed è perfezionata durante i primi monitoraggi valutando le cause che eventualmente determinano lo scostamento tra performance attese e quelle realmente ottenute.

2.5.1 La logica di regolazione in modalità solar heating

La logica di regolazione deve per prima cosa gestire la produzione di energia termica sia da campo solare sia attraverso il sistema d'integrazione quando richiesto. Durante il giorno e in presenza d'irraggiamento, una centralina elettronica, interfacciata con sonde di temperatura posizionate ai capi del campo solare e nell'accumulo termico, gestisce la circolazione del fluido termovettore nel circuito solare innescando o meno il meccanismo di carica del sistema d'accumulo. Quest'ultimo, soprattutto per impianti di riscaldamento a bassa temperatura, sarà del tipo combinato, al fine di servire l'impianto di riscaldamento e la produzione di acqua calda sanitaria. La parte centrale dell'accumulo lavorerà a servizio dell'impianto di riscaldamento, mentre la parte alta sarà destinata alla produzione di acqua calda sanitaria. In base al valore di temperatura dell'acqua all'uscita dell'accumulo, la centralina gestisce il sistema d'integrazione installato (o più sistemi d'integrazione). Coerentemente alle richieste dell'utenza, la centralina verificherà se il sistema d'accumulo è in grado di fornire acqua a temperature opportune e in caso contrario attiverà i sistemi d'integrazione oppure disattiverà il circuito solare quando non vi è alcuna richiesta da parte dell'utenza (Figura 2.44).

Generalmente, si tende a far lavorare i sistemi d'integrazione, caldaia o pompa di calore ad esempio, in due modalità differenti e su livelli diversi dell'accumulo termico [11]:

- nella parte centrale con temperature più basse poiché temperature troppo elevate causerebbero l'assenza della differenza di temperatura tra accumulo e temperatura prodotta dal campo solare, limitando fortemente lo sfruttamento dell'energia prodotta e il successivo stoccaggio;
- nella parte alta con temperature più elevate, idonee alla produzione di acqua calda sanitaria.

La gestione delle temperature all'interno del serbatoio d'accumulo determina il corretto funzionamento dell'impianto solare, soprattutto nei mesi invernali, dove il contributo del solare è limitato ed è importante riuscire ad accumulare correttamente la maggior quantità di energia possibile.

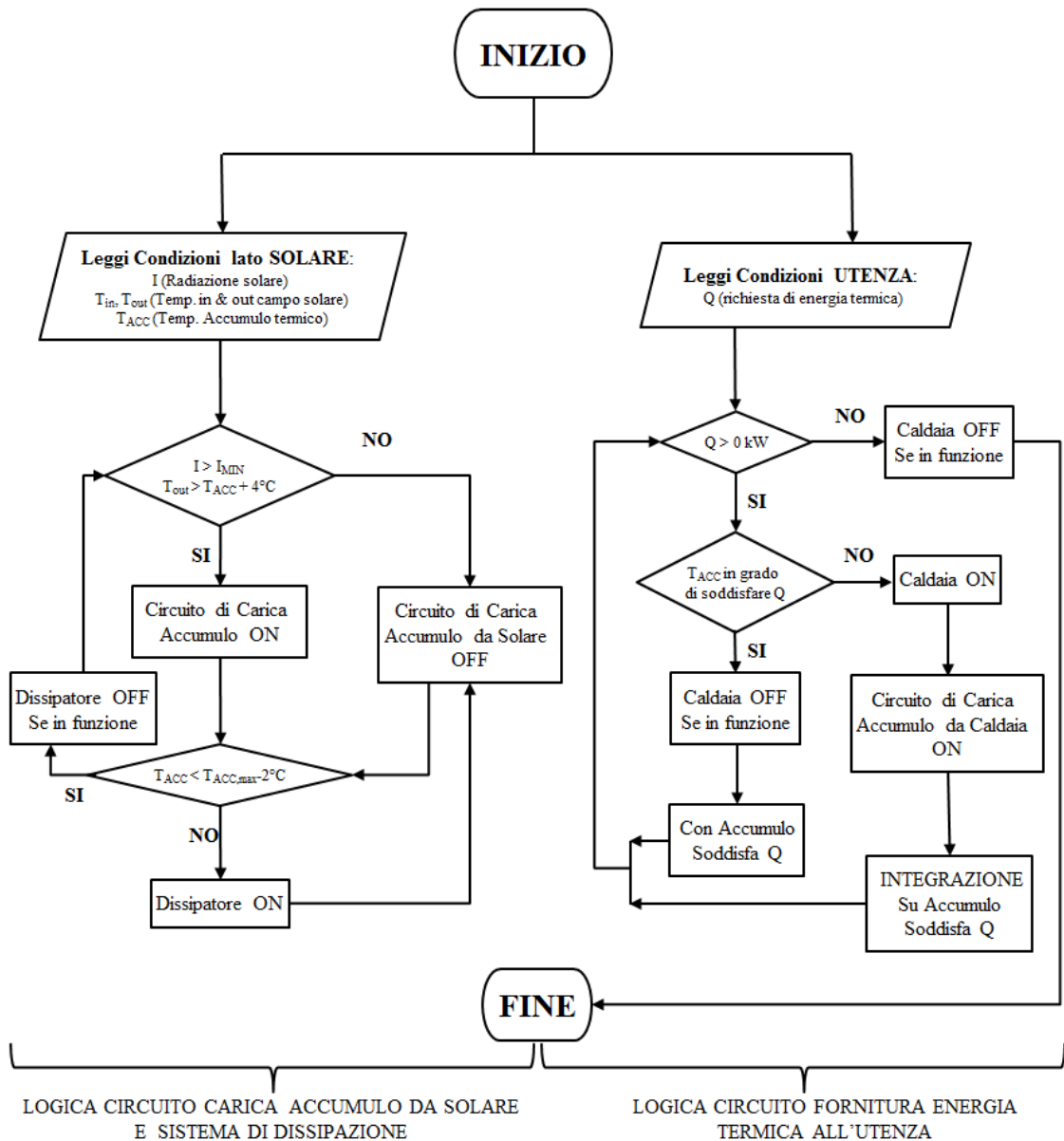


Figura 2.44 – Schema logico di regolazione semplificata di un impianto di solar heating.

2.5.2 La logica di regolazione in modalità solar cooling

Nella modalità cooling, oltre alla parte d'impianto che realizza la produzione di energia termica da campo solare o da sistema d'integrazione, la logica di regolazione estiva gestisce tutte le

apparecchiature relative alla produzione e all'utilizzazione dell'acqua refrigerata (elettropompe, elettrovalvole, gruppo frigo ad assorbimento, etc.).

In particolare, la logica di regolazione inerente la parte d'impianto dedicata alla produzione di acqua calda mediante il campo solare è la stessa del funzionamento invernale in quanto, la produzione e l'immagazzinamento dell'acqua calda prodotta dal campo solare, sono indipendenti dalla richiesta di energia frigorifera necessaria alla climatizzazione dell'edificio. L'obiettivo è quindi massimizzare la produzione di energia termica da campo solare producendo acqua refrigerata, anche quando l'utenza non necessita di raffrescamento, solo se l'energia termica è resa disponibile gratuitamente dal sole. L'acqua refrigerata prodotta in tal caso è stoccata all'interno del rispettivo serbatoio di accumulo freddo e resa disponibile al momento del bisogno per climatizzare l'edificio. Al fine di minimizzare il ricorso al sistema d'integrazione, spesso rappresentato da una caldaia a fonte fossile in grado di produrre acqua idonea ad alimentare correttamente la macchina termica, il generatore d'integrazione deve essere fatto funzionare per produrre acqua calda da inviare direttamente alla macchina frigorifera solo quando strettamente necessario cioè quando gli ambienti non sono in temperatura.

BIBLIOGRAFIA

1. F. Cristofoli (2013), “SOLAR COOLING-tecnologie ed esperienze Kloben”.
2. Atlante europeo della radiazione solare.
3. M. Motta (2007), “Solar Cooling: tecnologia, applicazioni e prospettive per il futuro”
4. S. Castaldo “I collettori solari”.
5. <http://www.eraenergie.com/> (2015)
6. <http://www.etstudio.it/> (2015)
7. M. A. Cucumo, V. Marinelli, G. Oliveti (1994), “Ingegneria solare”. Editore: Pitagora Editrice Bologna 1994.
8. <http://www.miniwatt.it/> (2015)
9. <http://www.solarpanelsplus.com> (2012)
10. N. Calabrese, M. Bruni, A. Veronesi, P. Rovella (2012), “Solar heating and cooling abbinato a pannelli radianti e fan coil, prestazioni invernali” Aicarr Journal num. 16 (2012) 58-67.
11. N. Calabrese, A. Fanchiotti (2012), “Messa in funzione, analisi sperimentale e caratterizzazione dell’innovativo impianto di solar heating and cooling realizzato a servizio dell’Edificio F-92” Report RdS/2012/122
12. Caleffi (1991), Rivista Idraulica n°21.
13. <http://www.valsir.it/prodotti/sistemi-radianti/panoramica> (2015)
14. M. Villarini, D. Germanò, F. Fontana, M. Limiti (2010), “Sistemi solari termici per la climatizzazione”, Editore: Maggioli Editore 2010.
15. S. Ottobre (2012), “Analisi sperimentale di un impianto innovativo di solar heating and cooling a servizio dell’edificio F-92 del C. R. Enea di Casaccia: stagione estiva di funzionamento”.
16. Expoclima (2013), “Raffrescare un edificio utilizzando il Solar Cooling” Gli speciali Expoclima num. 48.
17. R. Lazzarin (2011) “Pompe di calore”. Padova, Servizi grafici editoriali, 2011.
18. Yazaki “Water-Fired Chiller/Chiller-Heater”.
19. C. Boccaletti (1995), “Aspetti termodinamici e di scambio termico nel funzionamento delle macchine frigorifere ad assorbimento. Possibilità di sviluppo di macchine ad acqua ammoniacale”.
20. M. Beccali, P. Finocchiaro, F. Fioravanti, V. Lo Brano, G. Ciulla (2013), “Analisi di sensibilità di impianti di climatizzazione innovativi (solar heating and cooling) ed individuazione

dell'effettiva fattibilità economica rispetto a soluzioni di tipo tradizionale” ALLEGATO “A” al Report RdS/2013/091.

21. N. Calabrese, M. Beccali, F. Fioravanti (2013) “SH&C – Performances influence of facility installation site and size & economical feasibility”.
22. N. Calabrese, P. Rovella (2014), “Pompe di calore e Solar heating and cooling”.
23. M. L. Musa, (2010) “Modellazione dei sistemi di accumulo termico per impianti solari”.
24. IEA, (2009) “State of the art on existing solar heating and cooling systems”.
25. B. He, F. Setterwall, (2002), “Technical grade paraffin waxes as phase change materials for cool thermal storage system capital cost estimation”.
26. G. Bagarella (2011), “Solar Cooling ad accumulo lato caldo con PCM: analisi di funzionamento ed ottimizzazione”.
27. A. Sharma, V.V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, (2009) “Review on thermal energy storage with phase change materials and applications”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (2009) (318-345), Elsevier.
28. E. Laevemann, (2010), “Thermische Energiespeicher, Theoretische Grenzen und Beurteilungskriterien”, Experten-Workshop, Thermische Speicher: Potentiale und Grenzen der Steigerung der Energiespeicherdichten“, DFG/PTJ, Berlin.
29. D. Fernandes, F. Pitiè, C. Càceres, G. Baeyens, (2012) Thermal energy storage: “How previous findings determine current research priorities”, *Energy* 39 (2012) (246-257), Elsevier.
30. A. Gil, M. Medrano, I. Martorell, A. Lázaro, P. Dolado, B. Zalba, L. F. Cabeza, (2010) “State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1 – Concepts, materials and modellization”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (31-35), Elsevier.
31. ETPSA, IRENA, (2013), “Thermal Energy Storage Technology Brief”.
32. A. Hauer, (2011), “Energy Storage – Issues and Opportunities”, Storage Technology Issues and Opportunities, Committee on Energy Research and Technology (International Energy Agency), International Low-Carbon Energy Technology Platform, Strategic and Cross-Cutting Workshop, Paris. France.
33. A. Rubin, (2013), “L'accumulo dell'energia termica: stato dell'arte e studio di sistemi e soluzioni per la media temperatura”.
34. M. Reuss, (2011), “Solar District Heating in Germany – Findings and Prospects, Proceedings of the ISES Solar World Congress 2011”, Kassel, Germany.

3 LA TECNOLOGIA DELLA POMPA DI CALORE

3.1 Introduzione

La pompa di calore è una tecnologia che permette di utilizzare il contenuto energetico, diversamente non sfruttabile, di fonti quali l'aria ambiente, le acque superficiali (fiumi, laghi, mare) e il sottosuolo (terreno, rocce e acque di falda). Tali fonti energetiche sono state definite rinnovabili dalla Direttiva 2009/28/CE che ha quindi rilanciato la pompa di calore in impieghi quali la climatizzazione degli ambienti e la produzione di acqua calda sanitaria.

In tale capitolo saranno brevemente esposti gli aspetti basilari delle pompe di calore e approfondite le possibili soluzioni tecniche per la produzione di acqua calda sanitaria e per il riscaldamento di ambienti, con particolare riferimento alle pompe di calore a R744 (CO₂).

Le diverse tipologie di pompe di calore possono essere classificate in base alla fonte utilizzata oppure in relazione al principio di funzionamento da cui deriva la componentistica impiegata. Per quanto riguarda questo ultimo aspetto, tale tecnologia può essere classificata in:

- a compressione di vapore elettriche, in cui il compressore è azionato da un motore elettrico, oppure a gas in cui il compressore è azionato da un motore a gas;
- ad assorbimento, quando, analogamente agli impianti frigoriferi ad assorbimento, sfruttano la solubilità e l'elevata affinità chimica tra due sostanze, di cui una funziona da refrigerante e l'altra da assorbente, per realizzare un ciclo dove l'energia introdotta è prevalentemente termica. Il lavoro meccanico della pompa di circolazione è, infatti, pari a circa l'1% del calore introdotto nel generatore (vedi capitolo 2, paragrafo 2.3.1);
- ad adsorbimento, quando il funzionamento è basato sulla capacità di alcuni solidi porosi (es. zeoliti, gel di silice, ecc.) di assorbire reversibilmente vapori non dannosi per l'ambiente (es. acqua).

3.1.1 Analisi termodinamica ed exergetica

L'analisi termodinamica del sistema pompa di calore è effettuata a partire dal secondo principio della termodinamica espresso in funzione della definizione di macchina termica e macchina frigorifera e dei rispettivi cicli da esse svolti. Una macchina termica è un dispositivo in cui è attuata la trasformazione ciclica dell'energia termica in lavoro meccanico (ad esempio motore a scoppio, motore Diesel e turbina a gas). Il ciclo svolto da una macchina termica è caratterizzato dall'introduzione, all'interno del sistema termodinamico, di una certa quantità di calore, a una certa temperatura, la quale viene solo in parte trasformata in lavoro motore poiché una parte viene, infatti, ceduta all'ambiente esterno a temperatura inferiore (enunciato del secondo principio della termodinamica secondo Kelvin-Planck in riferimento ad una macchina termica). Se il ciclo svolto da una macchina termica fosse invertito si otterrebbe un ciclo caratterizzato dall'assorbimento di una quantità di calore da un serbatoio freddo, la cessione di una quantità di calore più elevata a un serbatoio caldo e l'assorbimento di un certo lavoro

motore (enunciato del secondo principio della termodinamica secondo Clausius in riferimento ad una macchina frigorifera). Una macchina che realizza un ciclo del genere è detta pompa di calore o macchina frigorifera poiché essa è in grado di trasferire calore da un serbatoio (o sistema o sorgente fredda) freddo, a temperatura inferiore, a un serbatoio caldo (Figura 3.1), cioè a temperatura superiore, con l'ausilio di un lavoro fornito dall'esterno [1].

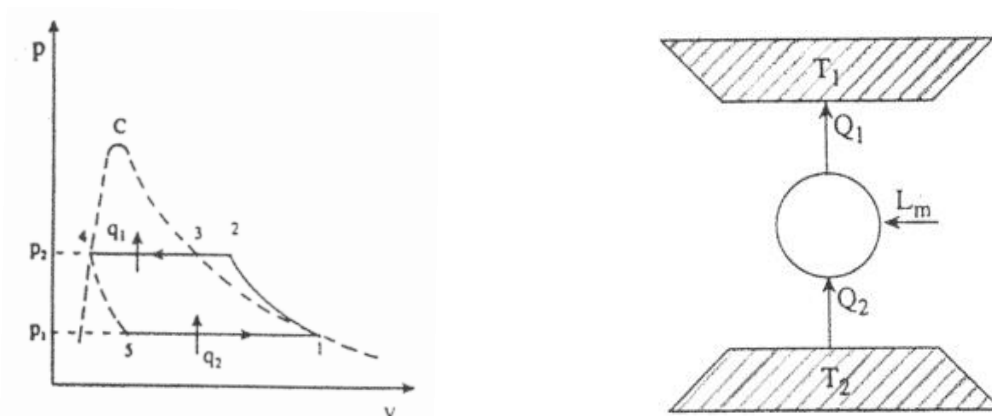


Figura 3.1 – Ciclo termodinamico e rappresentazione simbolica di una pompa di calore [1].

L'introduzione del concetto di macchina di Carnot a ciclo diretto e di macchina di Carnot a ciclo inverso permette di stabilire il limite superiore al rendimento di una macchina termica. Nel primo caso, note le temperature massima e minima delle sorgenti, e di una macchina frigorifera (o pompa di calore), nel secondo caso, poiché la macchina di Carnot, diretta e inversa, è ideale e quindi priva d'irreversibilità. La macchina di Carnot compie un ciclo costituito da quattro trasformazioni, due adiabatiche e due isoterme reversibili (Figura 3.2).

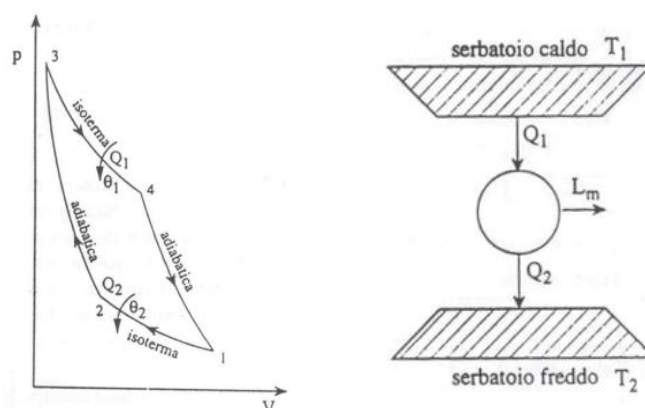


Figura 3.2 – Ciclo termodinamico (per un gas) e rappresentazione simbolica di una macchina termica di Carnot [1].

Una macchina termica completamente reversibile operante tra due soli serbatoi deve essere necessariamente una macchina di Carnot caratterizzata dall'assenza d'irreversibilità interne, dovute agli attriti, ed esterne. Il teorema di Carnot asserisce, infatti, che nessun motore operante tra due serbatoi, ciascuno a una certa temperatura, può essere più efficiente di un motore di Carnot operante

tra i due stessi serbatoi. Lo stesso discorso vale nel caso in cui si parla di pompa di calore e di macchina inversa di Carnot.

Se la macchina a ciclo diretto riceve la quantità di calore Q_1 dalla sorgente a temperatura T_1 e cede la quantità di calore Q_2 alla sorgente a temperatura T_2 , trasformando in lavoro la quantità $L_m=Q_1-Q_2$, la macchina inversa riceve il lavoro L_m , sottrae la quantità di calore Q_2 dalla sorgente a temperatura più bassa, trasferendo la quantità di calore $Q_1=L_m+Q_2$ alla sorgente a temperatura più alta (Figura 3.2). Nel caso della pompa di calore, il risultato che interessa è la quantità di calore ottenuta dalla sorgente a più alta temperatura.

Le prestazioni di una pompa di calore sono espresse dal Coefficient Of Performance (COP) pari al rapporto tra la quantità di calore trasferita Q_1 alla sorgente calda e il lavoro L speso per produrre tale effetto utile [2]. Nel caso ideale, rappresentato da un ciclo di Carnot inverso, il COP può essere espresso in funzione delle temperature dei due serbatoi (espresse in gradi Kelvin):

$$COP = \frac{Q_1}{L} = \frac{T_1}{T_1 - T_0} = \frac{313}{313 - 273} = 7,8$$

(sorgente fredda 0°C, pozzo caldo a 40°C)

Nel caso reale il COP di una pompa di calore raggiungerà valori inferiori e circa pari alla metà del valore appena presentato a causa delle irreversibilità interne ed esterne al sistema.

La tipologia di pompa di calore più utilizzata è quella elettrica a compressione di vapore (Figura 3.3), in cui il ciclo è svolto da un apposito fluido refrigerante che evolve all'interno dei seguenti componenti:

- evaporatore;
- compressore;
- condensatore;
- scambiatore di calore rigenerativo;
- organo di laminazione.

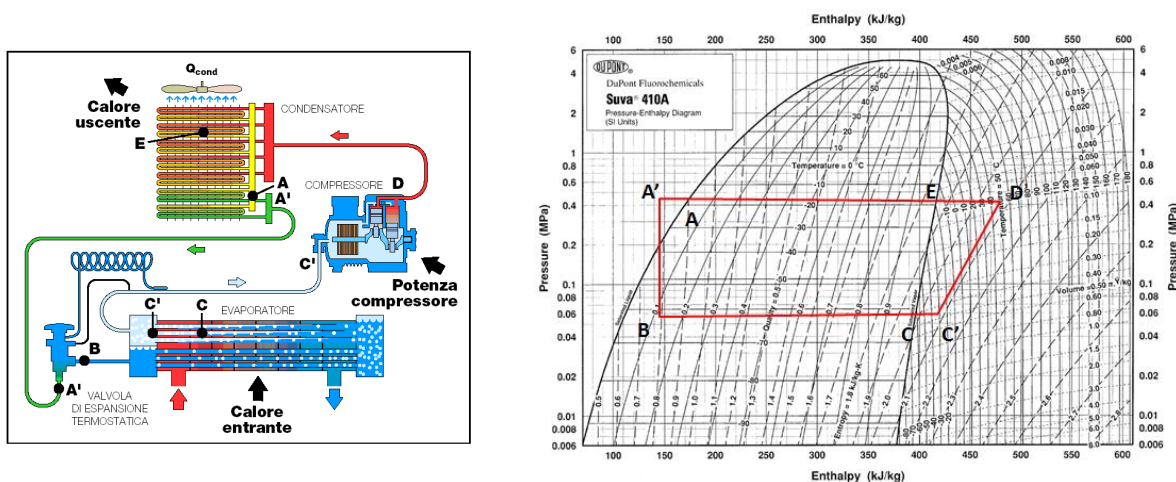


Figura 3.3 – Funzionamento di una pompa di calore a compressione (del tipo aria-acqua) e relativo ciclo nel piano p-h.

Il refrigerante interagisce con la sorgente fredda attraverso l'evaporatore, lo scambiatore di calore all'interno del quale il fluido, giungendo allo stato liquido e alla pressione inferiore del ciclo, evapora acquistando il calore di vaporizzazione dalla sorgente fredda fino a portarsi nelle condizioni di vapore saturo (BC). Nel circuito è presente uno scambiatore di calore rigenerativo che realizza il surriscaldamento del refrigerante in ingresso al compressore (tratto CC' sul lato di bassa pressione) per mezzo del refrigerante in uscita dal condensatore che è invece sottoraffreddato (tratto AA' sul lato di alta pressione). Tale accorgimento tecnico ha lo scopo di assicurare che in aspirazione al compressore il refrigerante sia allo stato di vapore evitando quindi la presenza di goccioline di liquido che potrebbero danneggiare o rompere il compressore. Successivamente il refrigerante è inviato al compressore che ne accresce il contenuto energetico aumentandone sia la temperatura, a valori maggiori della temperatura di condensazione, e sia la pressione portando il fluido in condizioni di vapore surriscaldato (C'D). Il refrigerante è poi inviato al condensatore della pompa di calore, cioè lo scambiatore di calore all'interno del quale il refrigerante viene prima desurriscaldato per poi condensare passando dallo stato di vapore a quello di liquido e cedendo il calore di condensazione al pozzo caldo (DA). È quindi al condensatore che viene prodotto l'effetto utile desiderato. All'uscita del condensatore il refrigerante si trova nelle condizioni di liquido saturo ed è sottoraffreddato nell'apposito scambiatore di calore rigenerativo in modo da (AA') surriscaldare il vapore in uscita dall'evaporatore. Il refrigerante passa poi attraverso un opportuno organo di laminazione che ha il compito di abbassare la pressione del fluido di lavoro, andando a completare il ciclo e rendendo disponibile il refrigerante in condizioni tali da poter nuovamente evaporare all'interno dell'evaporatore al fine di innescare un altro ciclo (A'B). Il ciclo svolto dal refrigerante all'interno di una pompa di calore è quindi caratterizzato da due livelli di pressione: la bassa pressione vigente all'interno dell'evaporatore e l'alta pressione che caratterizza invece il condensatore. Il ciclo è tipicamente rappresentato in un piano pressione – entalpia (p-h) in cui attraverso due variabili di stato sono determinate tutte le altre proprietà che caratterizzano il refrigerante per ogni punto del ciclo.

Il piano p-h è molto utile perché fornisce informazioni sulla composizione del fluido (fase liquido-vapore) e consente di rappresentare direttamente le variazioni di entalpia e quindi le quantità di calore o lavoro scambiate con l'esterno del sistema nelle varie trasformazioni subite dal fluido refrigerante (Figura 3.3). L'effetto utile è rappresentato dalla variazione di entalpia subita dal fluido refrigerante all'interno del condensatore ($h_D - h_A$), mentre il lavoro necessario a ottenere tale effetto utile è rappresentato dalla variazione di entalpia tra uscita e ingresso del compressore ($h_D - h_C$). Infine, la variazione di entalpia ($h_C - h_B$) rappresenta l'energia fornita dalla sorgente fredda al fluido refrigerante all'interno dell'evaporatore.

I refrigeranti tradizionali svolgono tipicamente dei cicli subcritici cioè cicli caratterizzati da pressioni inferiori alla pressione critica. Questo aspetto determina la condensazione del refrigerante alla

pressione superiore del ciclo e non il graduale raffreddamento dello stesso all'interno dello scambiatore di alta pressione.

Nel corso del suo funzionamento, la pompa di calore consuma quindi energia elettrica al compressore, assorbe calore all'evaporatore e cede calore nel condensatore.

Il vantaggio dell'uso della pompa di calore deriva dalla sua capacità di fornire più energia (calore) rispetto a quella elettrica impiegata per il suo funzionamento vista la capacità di estrarre calore dall'esterno (aria, acqua o terreno) [3]. Il ciclo reale svolto dal refrigerante differisce dal ciclo di Carnot inverso principalmente per i seguenti aspetti:

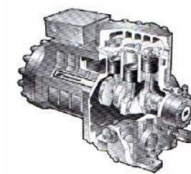
- cadute di pressione all'interno dell'evaporatore;
- cadute di pressione all'interno del condensatore;
- compressione non isoentropica (rendimento isoentropico di compressione inferiore all'unità) che determina un aumento di entropia subito dal refrigerante in uscita dal compressore rispetto al caso ideale;
- rendimento volumetrico del compressore inferiore all'unità;
- differenze di temperatura tra sorgente fredda e refrigerante nell'evaporatore e tra pozzo caldo e refrigerante al condensatore, necessarie per innescare i processi di scambio termico;
- irreversibilità e perdita di energia utile nell'organo di laminazione accompagnata da una piccola produzione di vapore che causa una diminuzione dell'effetto frigorifero all'evaporatore. Tale effetto negativo potrebbe essere diminuito recuperando parte dell'energia di espansione ma ciò spesso non è tecnicamente conveniente;
- energia spesa per far interagire sorgente fredda e calda con il refrigerante in corrispondenza dell'evaporatore e del condensatore.

Il componente principale e più complesso di una pompa di calore elettrica a compressione è il compressore le cui prestazioni hanno un effetto determinante sul COP della macchina in cui esso opera. Il compressore realizza la compressione del vapore proveniente dall'evaporatore fino al valore di alta pressione che corrisponde a una certa temperatura di condensazione consona al fluido secondario cui cedere il calore, consentendo lo svolgimento del ciclo.

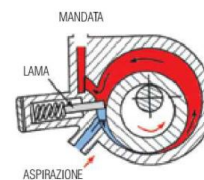
I compressori applicati nelle apparecchiature per la refrigerazione, il riscaldamento degli ambienti e la produzione di acqua calda sanitaria possono essere di diversa tipologia ciascuna caratterizzata da una certa resa frigorifera, campo di applicazione e affinità con determinati fluidi refrigeranti (Tabella 3.1).

In particolare, in seguito agli obblighi introdotti dalle direttive e dai regolamenti europei sull'uso dei refrigeranti, i costruttori devono valutare capacità termiche e rendimenti energetici di quei compressori che permetterebbero l'impiego di refrigeranti alternativi a quelli vietati dai provvedimenti europei. La tipologia di scambiatore di calore da adottare all'interno di una pompa di calore per il condensatore e l'evaporatore dipende dalla sorgente fredda e dalla sorgente calda con cui il fluido refrigerante dovrà scambiare energia.

CARATTERISTICHE COSTRUTTIVE E APPLICATIVE DEI PRINCIPALI TIPI DI COMPRESSORI					
Tipo di compressore	Versioni	Capacità unitaria kW	Refrigerante	Chiller kW	Applicazioni
Alternativo	ermetico	0,1 / 30	HFC134a	7,5 / 1500	REFRIGERATORI INDUSTRIALI E COMMERCIALI, FRIGORIFERI DOMESTICI, INDUSTRIA DELLA REFRIGERAZIONE A BASSA TEMPERATURA
	semiermetico aperto	30 / 250 250 / 500	HFC404A HFC407A HFC407C R717 R744		
Rotativo	ermetico	0,75 / 3	HFC407C HFC410A R744	0,75 / 3	PICCOLI REFRIGERATORI / CONDIZIONATORI PORTATILI / SPLIT SYSTEM
Scroll	ermetico	3,5 / 90	HFC407C HFC410A	4 / 500	REFRIGERATORI PER ARIA CONDIZIONATA DI PICCOLA E MEDIA GRANDEZZA, AMBIENTI COMMERCIALI, INDUSTRIALI E RESIDENZIALI, SISTEMI DI CONDIZIONAMENTO VRV/VRF
A viti	semiermetico aperto	80 / 8000	HFC407C HFC134a R717	170 / 1800	REFRIGERATORI PER ARIA CONDIZIONATA DI MEDIA E GRANDE CAPACITÀ, REFRIGERAZIONE INDUSTRIALE.
Monovite	semiermetico aperto	100 / 500	HFC134a HFC410A	170 / 2000	REFRIGERATORI PER CHILLER DI MEDIA E GRANDE CAPACITÀ PER AMBIENTI COMMERCIALI E INDUSTRIALI.
Centrifugo	semiermetico aperto	300 / 6000 300 / 30000	R717 HCFC123 HFC134a	300 / 30000	REFRIGERATORI PER ARIA CONDIZIONATA DI GRANDE CAPACITÀ PER AMBIENTI COMMERCIALI E INDUSTRIALI.
Centrifugo a levitazione magnetica	semiermetico	250 / 2500	HFC134a	250 / 4000	REFRIGERATORI PER ARIA CONDIZIONATA DI MEDIA E GRANDE CAPACITÀ PER AMBIENTI COMMERCIALI E INDUSTRIALI.



Compressore alternativo



Compressore rotativo



Compressore scroll

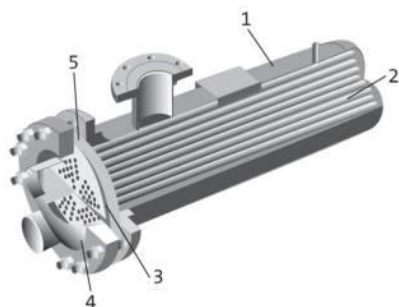


Compressore a vite

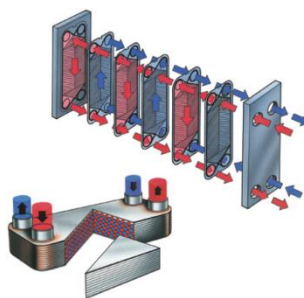
Tabella 3.1 – Classificazione e applicazione dei compressori impiegati negli impianti frigoriferi [4].

Nel condensatore il refrigerante allo stato di vapore, proveniente dal compressore, è sottoraffreddato e fatto condensare mediante cessione del calore di condensazione al pozzo caldo. In particolare, nel condensatore il fluido frigorifero cede al pozzo caldo sia il calore prelevato dalla sorgente fredda che l'energia fornita dal compressore. Nel caso in cui il pozzo caldo sia l'aria, lo scambiatore sarà costituito da una batteria a tubi alettati in cui i tubi, percorsi dal refrigerante, saranno lambiti dall'aria veicolata su di essi mediante dei ventilatori. Nel caso in cui il pozzo caldo sia rappresentato dall'acqua (o da un liquido), lo scambiatore è invece del tipo a fasci tubieri o a piastre saldo brasate. L'evaporazione del fluido refrigerante proveniente dall'organo di laminazione avviene in uno scambiatore costituito da una batteria alettata, quando la sorgente fredda è l'aria, mentre in uno scambiatore a fascio tubiero o a piastre saldo brasate nel caso in cui la sorgente fredda è invece l'acqua (o un liquido). Gli scambiatori di calore rigenerativi realizzano, invece, uno scambio termico interno al ciclo tra refrigerante in uscita dal condensatore e refrigerante in uscita dall'evaporatore. Essi sono quindi generalmente del tipo a piastre saldo brasate o a fascio tubiero (Figura 3.4).

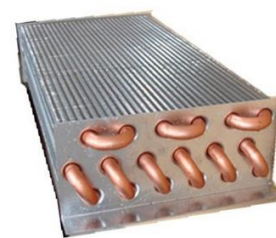
L'organo di laminazione realizza il raffreddamento e l'abbassamento di pressione del refrigerante in uscita dallo scambiatore rigenerativo. La valvola di laminazione può generalmente essere di tipo termostatico ed elettronico. La valvola di laminazione termostatica (TEV) regola l'iniezione liquida di refrigerante nell'evaporatore, e l'iniezione è controllata dal surriscaldamento del refrigerante.



Scambiatore di calore a fascio tubiero
1 Mantello; 2 Fascio tubiero; 3 Guarnizioni; 4 Testa; 5 Piastra tubiera



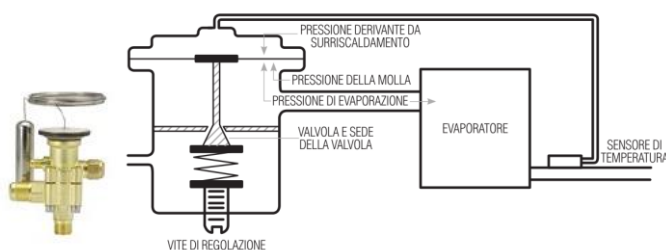
Scambiatore di calore a piastre saldo brasate



Scambiatore di calore a tubi alettati

Figura 3.4 – Tipologie di scambiatore di calore.

La valvola di espansione elettronica (EEV) è gestita da un microprocessore che decide sia la sequenza dei passi da eseguire e sia il fabbisogno attuale di refrigerante all'evaporatore (Figura 3.5).



Valvola di espansione termostatica (TEV)



Valvola di espansione elettronica (EEV)

Figura 3.5 – Tipologie di valvola di laminazione [2].

Esistono poi diverse tipologie di valvole TEV ed EEV a seconda del ciclo termodinamico svolto dal refrigerante e della logica di regolazione richiesta. La scelta della fonte energetica da utilizzare come sorgente fredda, nella pompa di calore, deriva da diversi fattori sia lato sorgente e sia lato utenza, quali, ad esempio, i limiti d'impiego della sorgente fredda e le caratteristiche dell'utenza (disponibilità di spazi per l'installazione della macchina, temperatura di produzione richiesta, etc.) (Tabella 3.2).

SORGENTE	ACCESSIBILITÀ	DISPONIBILITÀ NEL TEMPO	COSTO INIZIALE	COSTO OPERATIVO	LIVELLO TERMICO	VARIAZIONI NELLA TEMPERATURA	GRADO DI STANDARDIZZABILITÀ
Aria	****	****	****	*	**	*	****
Acque sotterranee	**	****	**	**	****	****	****
Acque superficiali	**	***	***	***	***	**	***
Terreno	***	****	**	**	***	***	***
Solare	**	**	*	***	***	*	**
Recupero	**	**	**	**	****	***	**

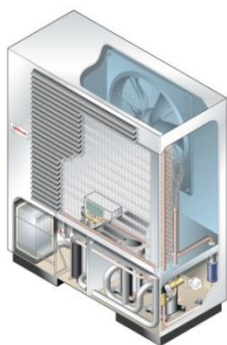
Tabella 3.2 – Fattori per la scelta della sorgente fredda da utilizzare in applicazioni di pompe di calore [2].

In particolare l'acqua e l'aria sono le due sorgenti fredde maggiormente utilizzate nelle pompe di calore poiché di più semplice reperibilità e dall'impiego più economico rispetto all'utilizzo del terreno mediante le pompe di calore geotermiche (Figura 3.6).

L'aria ha l'indubbio vantaggio di essere liberamente e immediatamente disponibile ma presenta una temperatura generalmente caratterizzata da oscillazioni non trascurabili durante l'anno. Oltre all'aria esterna anche l'aria espulsa può essere utilizzata come sorgente fredda, sfruttando la sua temperatura è

possibile ottenere elevate prestazioni. La movimentazione di tale fluido è rumorosa e presenta costi energetici a volte elevati. In fase di progettazione e valutazione delle prestazioni di una pompa di calore che impiega l'aria in qualità di sorgente fredda, la potenza della macchina deve essere determinata in relazione alla curva di frequenza della temperatura dell'aria esterna (applicando il bin method). Durante la stagione invernale, il vapore acqueo contenuto nell'aria esterna causa la formazione di brina sulle alette della batteria esterna. Al fine di risolvere tale problema, il normale funzionamento della macchina è interrotto per un certo tempo, durante il quale l'energia prodotta dalla macchina non è inviata all'utenza ma è impiegata per eliminare la brina dalla batteria alettata. È inoltre necessario considerare che al diminuire della temperatura dell'aria esterna cresce il fabbisogno per il riscaldamento, mentre le prestazioni della pompa di calore decrescono imponendo così, in fase di progetto, il funzionamento di un sistema d'integrazione oltre un certo limite stabilito.

L'acqua presenta caratteristiche di scambio termico migliori rispetto all'aria a causa di una maggiore capacità termica, a parità di temperatura, che determina ridotte superfici di scambio termico. Essa risulta largamente disponibile sul nostro territorio sia sotto forma di acque superficiali che di acque sotterranee e presenta una temperatura generalmente caratterizzata da oscillazioni di rado superiori ai 10 °C durante l'anno. Tale aspetto permette quindi di ottimizzare la progettazione della macchina in maniera più mirata. L'impiego di tale fonte come sorgente fredda, previa adeguata filtrazione, ha dei limiti di natura burocratico-amministrativa relativi al prelievo, allo scarico e alla re-immissione dell'acqua (salto termico massimo consentito) e problematiche legate alla variazione di portata della risorsa idrica utilizzata durante l'anno.



Pompa di calore aria-acqua (installazione esterna).

Pompa di calore acqua-acqua geotermica.

Figura 3.6 – Tipologie di pompa di calore [5].

L'efficienza di una pompa di calore è misurata dal coefficiente di prestazione COP che corrisponde al rapporto tra l'energia fornita (calore ceduto al mezzo da riscaldare) e l'energia elettrica consumata:

$$COP = \frac{Q_1}{L_m} = \frac{Q_1}{Q_1 - Q_2}$$

Il COP sarà tanto maggiore quanto più bassa è la temperatura cui il calore è ceduto e quanto più alta è quella della sorgente da cui è assorbito. Va tenuto conto, inoltre, che la potenza termica resa dalla pompa di calore dipende dalla temperatura cui la stessa assorbe calore [3]. Il COP di una pompa di

calore è di conseguenza fortemente dipendente dalle temperature della sorgente fredda e della sorgente calda poiché esse determinano gli stati termodinamici del refrigerante all'interno del ciclo (pressione, temperatura, titolo, variazione di entalpia, variazione di entropia, etc.) e quindi la potenza scambiata all'evaporatore, al condensatore e la potenza assorbita dal compressore. Il COP massimo teorico è quello ottenibile da una macchina di Carnot che svolge un ciclo inverso caratterizzato dall'assenza delle irreversibilità e delle inefficienze di un ciclo reale. Il COP massimo teorico presenta un andamento crescente con la temperatura della sorgente fredda (per una temperatura di mandata fissata) mentre presenta valori decrescenti all'aumentare della temperatura di mandata (Figura 3.7).

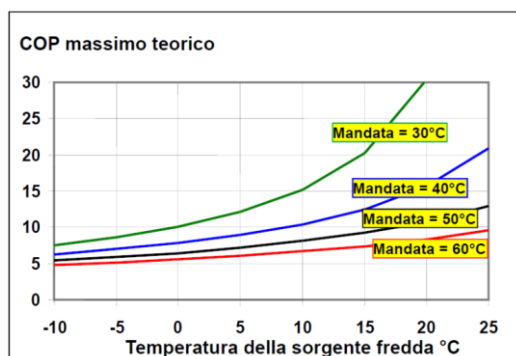


Figura 3.7 – COP Massimo teorico di una macchina di Carnot a ciclo inverso.

La capacità e le prestazioni istantanee di una pompa di calore reale sono riportate in Figura 3.8 in funzione delle temperature di condensazione e di evaporazione per una generica sorgente.

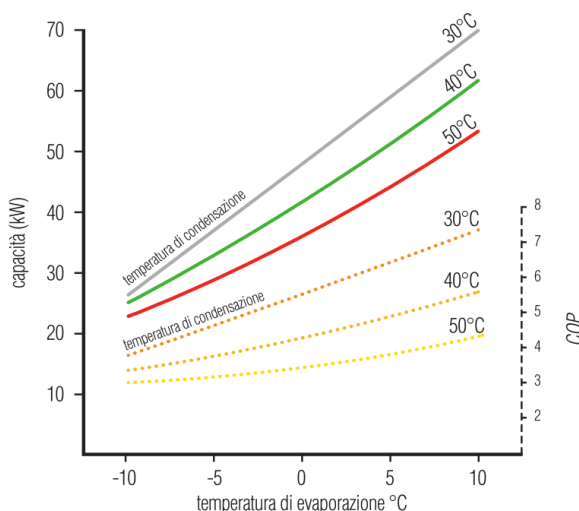


Figura 3.8 – Capacità e prestazioni istantanee di una pompa di calore (generica sorgente) [2].

Le prestazioni assumono valori ovviamente inferiori a quelli ottenuti per una macchina di Carnot a ciclo inverso, ma gli andamenti sono simili. La capacità di una pompa di calore cresce all'aumentare della temperatura della sorgente fredda e quindi della temperatura di evaporazione a parità di temperatura della sorgente calda. Nel caso in cui la sorgente fredda sia costituita dall'aria esterna, la formazione di brina sulla batteria alettata dell'evaporatore determinerebbe la mancata fornitura di

energia all'utenza, causando così l'esistenza di un punto di flesso nella curva del COP (Figura 3.9) che risulta quindi avere un andamento differente da quello riportato in Figura 3.8.

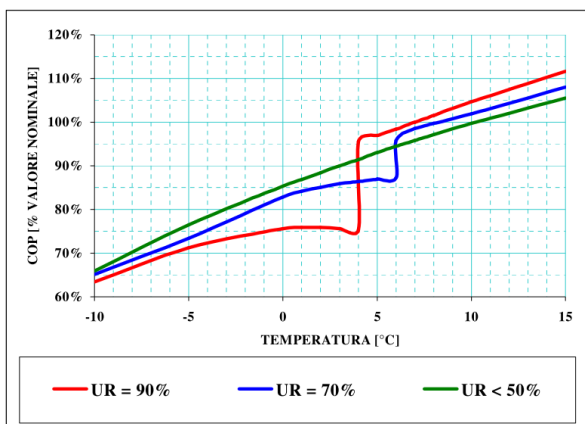


Figura 3.9 – Variazione percentuale del COP rispetto al COP nominale di una pompa di calore con sorgente aria [6] e formazione di brina all'evaporatore.

La quantità di vapore acqueo contenuta nell'aria aumenta all'aumentare della temperatura dell'aria. La diminuzione della temperatura della superficie dell'evaporatore, al di sotto della temperatura di rugiada, genera la condensazione sulle superfici fredde del vapore acqueo contenuto e la sua successiva trasformazione in brina. La presenza di brina peggiora l'efficienza dell'evaporatore in quanto, diminuendo la superficie utile allo scambio termico, aumentano le perdite di carico e la differenza di temperatura tra aria e refrigerante. Tali differenze possono essere utilizzate come parametri da controllare per la gestione dell'attivazione e della disattivazione della fase di defrost. Le tecniche più comunemente utilizzate per eseguire lo sbrinamento della batteria esterna sono due: iniezione di gas caldo proveniente dal compressore all'evaporatore e inversione del ciclo della macchina in configurazione estiva durante la quale l'evaporatore diventa il condensatore della macchina.

Il funzionamento della pompa di calore può essere, infatti, invertito per mezzo di opportune valvole che deviano il corso del refrigerante scambiando evaporatore e condensatore: in tal caso l'effetto utile è la sottrazione di calore da un serbatoio freddo da tenere a una temperatura prefissata (si pensi ad esempio ai classici condizionatori). In questo caso, le prestazioni sono espresse attraverso l'indice EER (Energy Efficiency Ratio) definito come il rapporto tra la potenza frigorifera ottenuta e la potenza assorbita dalla macchina per generare tale effetto utile.

In Figura 3.10 sono riportate le curve della potenza fornita dalla pompa di calore e della potenza richiesta dall'edificio al variare della temperatura dell'aria esterna. Il punto d'intersezione di tali curve, dalla pendenza opposta rispetto alla temperatura dell'aria esterna, determina il balance point o punto bivalente.

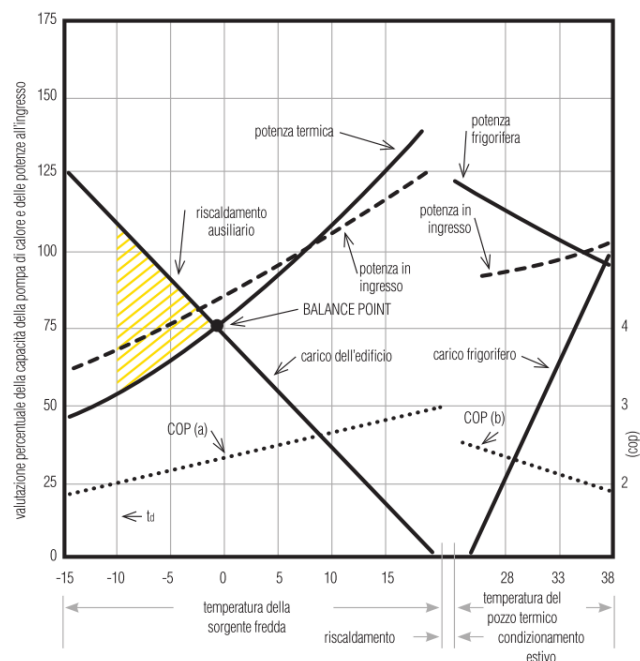


Figura 3.10 – Curve di potenza della pompa di calore e dell'edificio al variare della temperatura dell'aria esterna [2].

Per temperature dell'aria esterna maggiori di quella corrispondente al punto bivalente la capacità della macchina è esuberante quindi deve funzionare parzializzata, mentre, per temperature inferiori, la capacità risulta insufficiente a soddisfare il carico richiesto dall'utenza quindi dovrà necessariamente intervenire un sistema d'integrazione (caldaia a gas o resistenze elettriche).

Le prestazioni di una pompa di calore riferite all'intera stagione di funzionamento sono espresse dall'indice SCOP (Seasonal Coefficient Of Performance) per il funzionamento invernale mentre dall'indice SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio) per il funzionamento estivo. Tali indici sono definiti, rispettivamente, come il rapporto tra l'energia termica fornita all'utenza e l'energia assorbita dalla macchina per produrre tale effetto utile e il rapporto tra l'energia frigorifera prodotta dalla macchina e l'energia da essa assorbita per produrre tale effetto utile. Tutti gli indici prestazionali sono determinati in condizioni fissate e attraverso metodologie di calcolo stabilite da specifiche normative.

La capacità di una pompa di calore, o di una macchina frigorifera, di trasformare l'energia elettrica in energia utilizzabile è espressa mediante il concetto di exergia, che rappresenta l'aliquota di energia posseduta da un sistema che può essere trasformata. La presenza di irreversibilità nelle macchine e nei cicli reali fa sì che l'energia resa disponibile da tali sistemi sia inferiore a quella fornita inizialmente. Il legame tra l'exergia e l'energia utilizzabile di un sistema è rappresentato dalle irreversibilità del sistema stesso.

A titolo d'esempio viene di seguito riportata l'analisi exergetica di un impianto frigorifero in cui il fluido di lavoro è costituito dall'R134a [7].

L'impianto frigorifero è scomposto in quattro sotto-volumi così formati (Figura 3.11):

1. gruppo compressore-motore elettrico;
2. condensatore;

3. valvola di laminazione;
4. evaporatore.

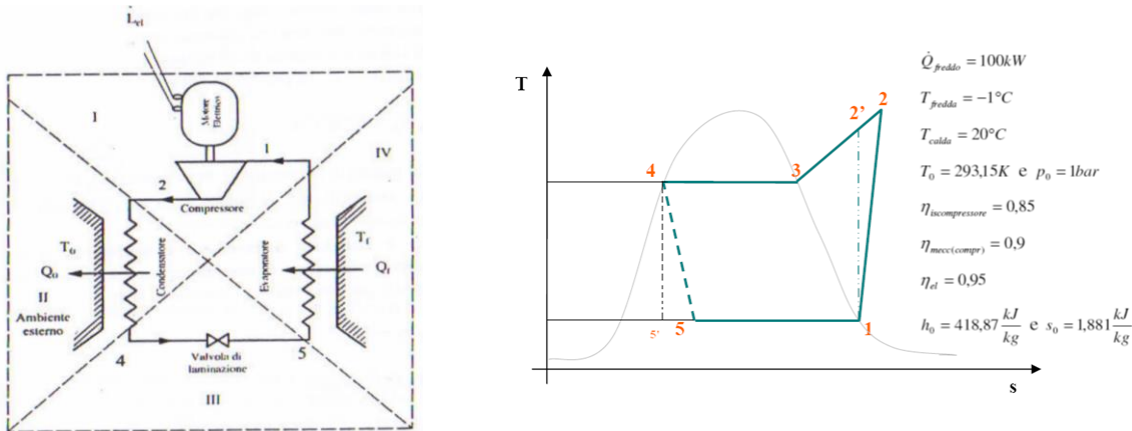


Figura 3.11 – Impianto frigorifero suddiviso in quattro sotto-volumi e relativo ciclo termodinamico [7].

Per prima cosa si effettua l'analisi exergetica dell'impianto e, successivamente, si prosegue con l'analisi exergetica dei quattro sotto-volumi considerati singolarmente al fine di valutare per ognuno di essi le irreversibilità e il difetto di rendimento exergetico.

Per ciascun punto sono determinate le grandezze termodinamiche e i valori dell'exergia fisica specifica applicandone la definizione:

$$\varepsilon = (h - h_0) - T_0(s - s_0).$$

La portata di vapore necessaria per sottrarre la potenza termica di 100 kW, alla sorgente fredda, viene determinata eseguendo il bilancio all'evaporatore:

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_1 - h_5) = 100 \text{ kW};$$

Moltiplicando i valori dell'exergia fisica specifica per la portata si hanno i valori dell'exergia fisica \dot{E} .

Le caratteristiche dei punti del ciclo sono riportate in Tabella 3.3.

PUNTI	Temperatura T (°C)	Pressione p (bar)	Entalpia h (kJ/kg)	Entropia S (kJ/(kgK))	Exergia fisica ε (kJ/kg)	Exergia \dot{E} (kW)
1	-11	2	390,72	1,7289	16,43	11,10
2'	36	8	419,27	1,7289	44,98	30,40
2	41	8	424,30	1,74	46,76	31,60
3	31	8	413,96	1,7097	45,30	30,62
4	31	8	242,91	1,1473	39,12	26,44
5	-11	2	242,91	1,17	32,45	21,93

Tabella 3.3 - Caratteristiche termodinamiche ed exergetiche dei punti costituenti il ciclo frigorifero.

Il COP interno è:

$$COP_{int} = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_5} = \frac{390,72 - 242,91}{424,30 - 242,91} = 4,40.$$

Il COP globale è definito come:

$$COP_{glo} = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} = \frac{390,72 - 242,91}{424,30 - 390,72} = 3,76.$$

La potenza elettrica assorbita è:

$$\dot{L}_{el} = \dot{m} \left(\frac{h_2 - h_1}{\eta_{el} \eta_m} \right) = 0,676 \left(\frac{424,30 - 390,72}{0,95 * 0,9} \right) = 26,54 \text{ kW}.$$

Il rendimento exergetico dell'impianto frigorifero è:

$$\Psi = \dot{Q} \left(\frac{T_0 - T_f}{T_f} \right) / \dot{L}_{el} = 100((21 - (-1))/272,15) / 26,54 = 0,30.$$

L'irreversibilità dell'impianto frigorifero è:

$$\dot{I}_{imp} = \dot{L}_{el} - \frac{\dot{Q}(T_0 - T_f)}{T_f} = 26,54 - \frac{100(20 - (-1))}{272,15} = 18,82 \text{ kW}.$$

Il difetto di rendimento dell'impianto frigorifero è:

$$\delta = 1 - \Psi = 1 - 0,30 = 0,70.$$

L'analisi e i risultati relativi a ciascun componente e dell'impianto globale sono riportati in Tabella 3.4 e Tabella 3.5.

ANALISI EXERGETICA E DELLE IRREVERSIBILITÀ PER COMPONENTE

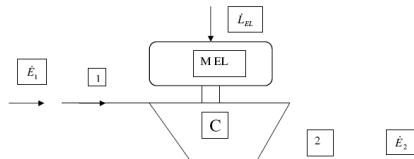
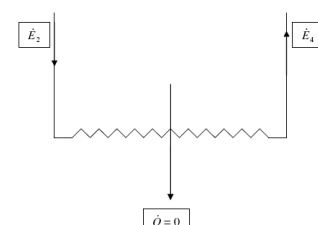

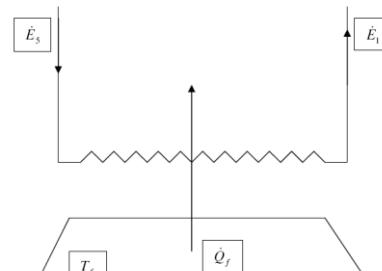
<p>GRUPPO: Compressore Motore elettrico</p>	 $I_{GRUPPO} = \dot{E}_1 + L_{el} - \dot{E}_2; \psi = (\dot{E}_2 - \dot{E}_1) / L_{el}$
<p>Condensatore</p>	 $I_{cd} = \dot{E}_2 - \dot{E}_4; \psi_{cd} = 0$
<p>Valvola di laminazione</p>	 $I_v = T_0(s_5 - s_4)\dot{m}; \psi_v = 0.$
<p>Evaporatore</p>	 $I_{eva} = \dot{E}_5 - \dot{E}_1 - \dot{Q} \left(\frac{T_0 - T_f}{T_f} \right); \quad \psi_{EVA} = \frac{\dot{Q}_f \cdot \left(\frac{T_0 - T_f}{T_f} \right)}{\dot{E}_5 - \dot{E}_1}$

Tabella 3.4 – Analisi exergetica e delle irreversibilità dei singoli componenti della macchina frigorifera.

COMPONENTE	ψ	\dot{I} (kW)		δ		\dot{I} / \dot{I}_{TOT}	
Compressore Motore elettrico	0,77	6,04	2,19	0,22	0,082	0,32	0,12
			2,52		0,094		0,13
			1,33		0,05		0,07
Condensatore	0	5,16		0,19		0,27	
Valvola di laminazione	0	4,49		0,17		0,24	
Evaporatore	0,71	3,13		0,12		0,17	
Impianto globale	0,30	18,82		0,7		0,70	

Tabella 3.5 – Risultati dell'analisi exergetica per i componenti e per l'impianto globale.

Dalla Tabella 3.5 si può verificare la seguente uguaglianza:

$$1 = \psi + \sum_i \delta = 0,30 + 0,22 + 0,19 + 0,17 + 0,12.$$

Il contributo dei singoli componenti al difetto di rendimento exergetico dell'impianto è riportato in Figura 3.12, da cui si evince come il sottosistema che incide maggiormente sia il gruppo costituito dal motore elettrico e dal compressore. In Figura 3.13 è invece mostrato, attraverso il diagramma di Grassman, come i singoli componenti concorrono alla determinazione delle irreversibilità totali dell'impianto frigorifero.

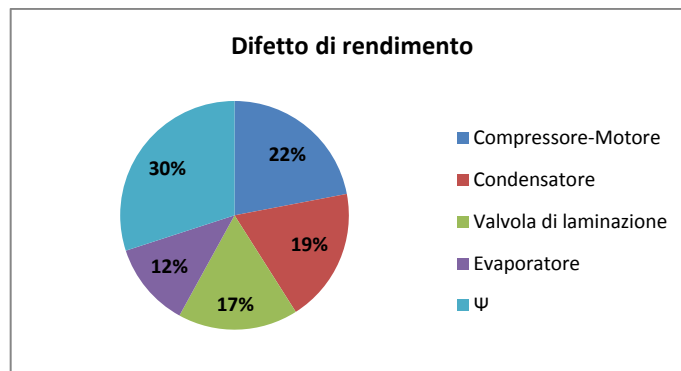


Figura 3.12 – Difetto di rendimento exergetico per ciascun componente di un impianto frigorifero.

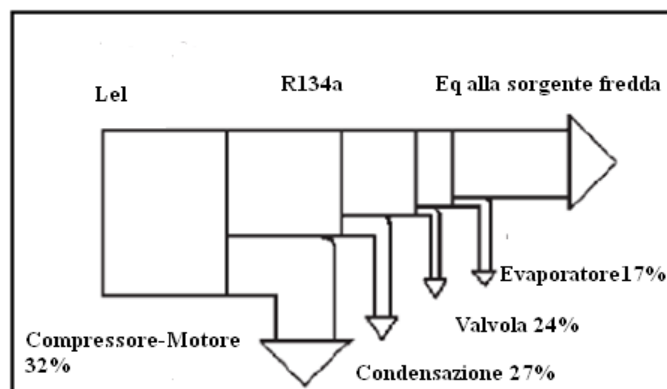


Figura 3.13 - Diagramma di Grassman per le irreversibilità di un impianto frigorifero.

3.2 Normativa di riferimento delle pompe di calore

Le normative di riferimento per il calcolo delle prestazioni delle pompe di calore elettriche a compressione sono le seguenti:

- UNI EN 14511 – 1, Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling Part 1: Terms and definitions;
- UNI EN 14511 – 2, Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling Part 2: Test conditions;
- UNI EN 14511 – 3, Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling Part 3: Test methods;

- UNI EN 14511 – 4, Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling Part 4: Requirements;
- UNI EN 16147, Heat pumps with electrically driven compressors Testing and requirements for marking of domestic hot water units;
- UNI EN 14825, Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling. Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance.
- UNI/TS 11300-4: Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 4: Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria.

Il pacchetto di norme UNI EN 14511 riguarda i condizionatori, i refrigeratori di liquido e le pompe di calore con compressore elettrico per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti. La norma UNI EN 14511-1 riporta i termini e le definizioni per la classificazione e le prestazioni delle apparecchiature sopra elencate ad esclusione delle pompe di calore per la produzione di acqua calda sanitaria.

La norma UNI EN 14511-2 specifica invece le condizioni di prova per determinare le prestazioni delle apparecchiature considerate. La norma riporta una serie di prospetti distinti per tipologia di apparecchiatura e modalità di funzionamento (riscaldamento e raffreddamento). Per quanto concerne la modalità di riscaldamento sono inoltre previste quattro diverse applicazioni: bassa, media, alta ed altissima temperatura. A titolo d'esempio è riportato il prospetto 15 della suddetta norma riferito alle condizioni di test di unità aria/acqua per modalità di riscaldamento ad altissime temperature (Tabella 3.6).

prospetto 15 **Unità aria/acqua e aria/miscela incongelabile - Modalità di riscaldamento (altissime temperature)**

		Scambiatore di calore esterno		Scambiatore di calore interno Applicazioni ad altissima temperatura	
		Temperatura di bulbo secco d'ingresso °C	Temperatura a bulbo umido d'ingresso °C	Temperatura d'ingresso °C	Temperatura d'uscita °C
Condizioni di valutazione normalizzate	Aria esterna	7	6	55	65
	Aria di scarico	20	12	55	65
Condizioni di valutazione dell'applicazione	Aria esterna	2	1	a)	65
	Aria esterna	-7	-8	a)	65
	Aria esterna	-15	-	a)	65
	Aria esterna	12	11	a)	65

a) La prova è effettuata alla portata ottenuta durante la prova alle condizioni di valutazione normalizzate

Tabella 3.6 – Prospetto 15 della norma UNI EN 14511-2.

Le condizioni di prova sono espresse in riferimento alle temperature della sorgente fredda in corrispondenza dello scambiatore di calore esterno, e del pozzo caldo, allo scambiatore interno. Il prospetto riporta due tipologie di condizioni di valutazione:

- condizione di valutazione normalizzata: condizione obbligatoria utilizzata per scopi di marcatura, confronto o certificazione. Le capacità nominali di riscaldamento e di raffreddamento, il COP, l'EER, l'assorbimento elettrico della macchina in riscaldamento e in raffreddamento devono essere determinate in tale condizione;
- condizione di valutazione dell'applicazione: condizione di valutazione che fornisce informazioni aggiuntive sulle prestazioni dell'unità entro il suo campo d'esercizio, quando pertinenti.

La norma UNI EN 14511-3 specifica i metodi di prova da utilizzare per la determinazione delle prestazioni delle apparecchiature cui tale pacchetto di norme fa riferimento sia per quanto riguarda il riscaldamento e sia il raffreddamento. Oltre alla descrizione dei metodi di prova, la norma fa riferimento all'incertezza di misura (prospetto 1), agli scostamenti ammissibili dai valori impostati per l'esecuzione dei test (prospetto 4), alle variazioni ammesse nelle prove della capacità di riscaldamento in condizioni transitorie e infine alla preparazione di report specifici per la presentazione dei risultati ottenuti (prospetto 6). La norma descrive le modalità d'installazione della macchina da testare e i requisiti generali dell'apparecchiatura di prova. Le dimensioni della camera di prova per il lato aria devono essere selezionate in modo tale da evitare qualsiasi resistenza della portata dell'aria sugli orifizi d'ingresso e di uscita dell'aria dell'oggetto di prova i quali non devono essere interessati da alcun corto circuito e la velocità delle portate dell'aria attraverso la camera in queste due posizioni non deve essere maggiore di 1,5 m/s quando l'oggetto di prova è spento.

Il procedimento di prova consiste di tre periodi: un periodo di condizionamento (raggiungimento del rispetto delle tolleranze del prospetto 4), un periodo di equilibrio e un periodo di raccolta dei dati. La durata della raccolta dei dati può differire a seconda del fatto che il funzionamento della pompa di calore sia in condizioni stabili o transitorie. La norma descrive il metodo di prova calorimetrico come strumento per testare pompe di calore aria-aria (di tipo split) e aria-acqua. Tale metodo permette di determinare la capacità in modo simultaneo sul lato interno e sul lato esterno. La norma riporta due tipi di calorimetro: calorimetro del tipo a camera ambiente tarata (calorimetro isolato dall'esterno e con intercapedine di aria di separazione dal pavimento, Figura 3.14) e a camera ambiente bilanciata (mantenimento delle temperature a bulbo secco che circondano il compartimento, su valori identici a quelli delle temperature a bulbo secco mantenute all'interno compartimento stesso).

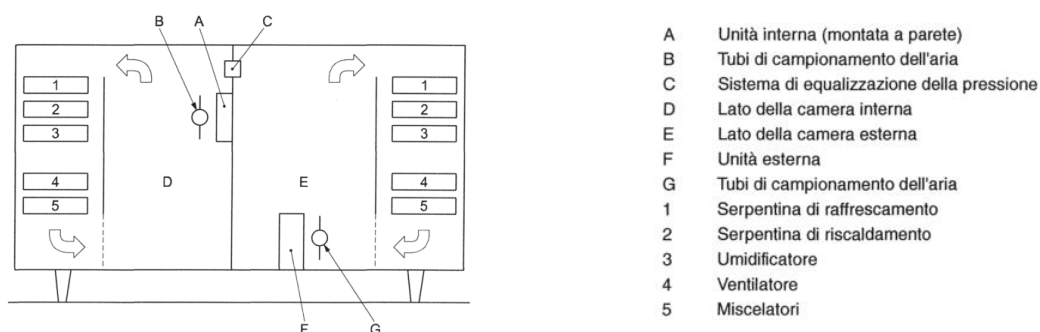


Figura 3.14 – Calorimetro del tipo camera ambiente tarata tratto dalla norma UNI EN 14511-3.

Infine la norma UNI EN 14511-4 specifica i requisiti minimi (verifica funzionamento nei limiti del campo di esercizio dichiarato, interruzione flusso del fluido termovettore, interruzione alimentazione elettrica, gestione fase di defrost, etc.) che le apparecchiature devono possedere per essere idonee all'uso previsto dal fabbricante per il riscaldamento e/o il raffreddamento.

Infine, la norma UNI EN 16147 specifica i metodi di prova per la determinazione delle prestazioni, i criteri per la redazione di report tecnici e i requisiti per la marcatura delle pompe di calore (aria/acqua, miscela incongelo/acqua, acqua/acqua, terreno/acqua) con compressore elettrico comprendenti o connesse a un serbatoio di accumulo per l'acqua calda sanitaria. La norma stabilisce i metodi di prova da utilizzare per la determinazione del COP_{DHW} il quale tiene conto anche delle perdite termiche del serbatoio d'accumulo in base a cinque profili di prelievo giornaliero (S, M, L, XL, XXL) corrispondenti a dimensioni diverse del serbatoio d'accumulo. La norma fa riferimento all'incertezza di misura (prospetto 1), agli scarti ammissibili dai valori impostati (prospetto 2) e specifica come installare la macchina da testare e i requisiti generali dell'apparecchiatura di prova. Le prove sono effettuate in sei differenti fasi riportate in Figura 3.15.

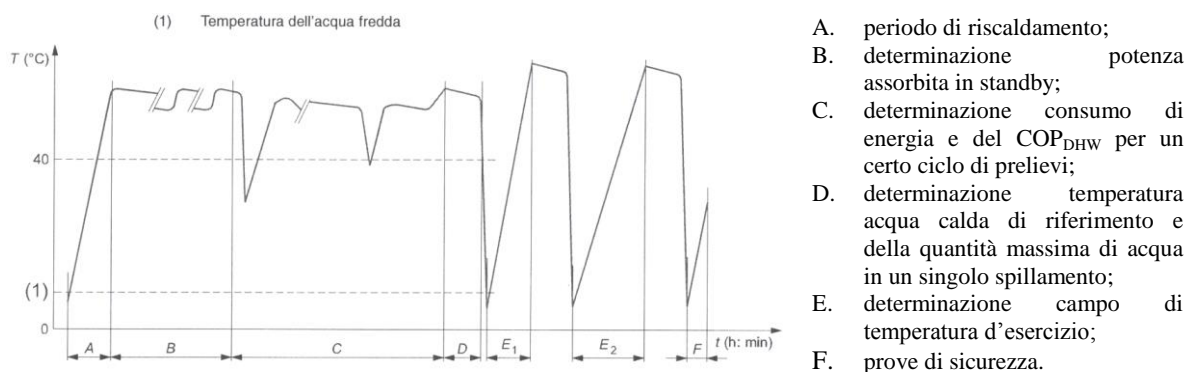


Figura 3.15 – Stadi e successione delle prove secondo la UNI EN 16147.

3.2.1 Calcolo delle prestazioni stagionali

Il calcolo delle prestazioni stagionali delle pompe di calore aria-acqua (SCOP e SEER) è descritto all'interno delle norme UNI EN 14825 e UNI/TS 11300-4. Tali norme utilizzano entrambe il bin method ma con approcci differenti. Per prima cosa, la norma UNI EN 14825 (determinazione delle prestazioni a carico parziale) utilizza il metodo stagionale e condizioni climatiche di riferimento rappresentative di tre grandi zone europee, mentre nella norma UNI/TS 11300-4 è impiegato il metodo mensile e condizioni climatiche riferite alla località d'installazione. Anche la valutazione del carico avviene in maniera differente tra le due norme e questo aspetto potrebbe portare a notevoli differenze tra i risultati. Il calcolo delle prestazioni stagionali dipenderà quindi dai seguenti fattori:

- condizioni climatiche di riferimento, rese disponibili dalla norma UNI 10349 nel caso di località italiane;

- curva di funzionamento della pompa di calore, utile al fine di avere informazioni sulla variazione del COP e della potenza termica resa per differenti valori della temperatura esterna, e inoltre sulla variazione del COP nel funzionamento a carico parziale;
- curva dell'utenza, che fornisce informazioni sui carichi richiesti dall'utenza per differenti valori della temperatura dell'aria esterna.

Il bin method è basato sulla suddivisione del periodo di funzionamento considerato per il calcolo (mese, stagione) in intervalli più brevi (i cosiddetti "bin") in cui le temperature sono costanti; la prestazione complessiva è quindi determinata come media pesata dei risultati ottenuti nei singoli bin. Ciascun intervallo di temperatura, caratterizzato da un'ampiezza di 1 K, è identificato dal valore della temperatura media θ_{bin} ed è centrato sui valori interi di temperatura.

Come precedentemente menzionato, la norma UNI EN 14825 fa riferimento all'intera stagione di riscaldamento (temperatura interna di progetto pari a 20 °C, riscaldamento fino a temperatura aria esterna pari a 15°C) e, inoltre, alle condizioni riportate in Tabella 3.7 riferite a tre zone climatiche tipo.

CONDIZIONI CLIMATICHE DI RIFERIMENTO	Temperatura esterna di progetto θ_{design}
Average (A) Strasburgo (Francia)	-10°C
Colder (C) Helsinki (Finlandia)	-22°C
Warmer (W) Atene (Grecia)	+2°C

Tabella 3.7 – Condizioni di riferimento utilizzate nella norma UNI EN 14825.

In Figura 3.16 sono riportati i bin per le tre città di riferimento (Strasburgo, Helsinki e Atene). Il carico Φ_h varia linearmente dal 100% quando la temperatura è pari a quella di progetto (θ_{design}) fino allo 0% quando la temperatura esterna è pari a $\theta_{H,off} = 16$ °C (detta temperatura di annullamento del carico o di bilanciamento); in tal caso è definito il rapporto tra il carico e la potenza di progetto (Part Load Ratio) $PLR = \Phi_h / \Phi_{design}$.

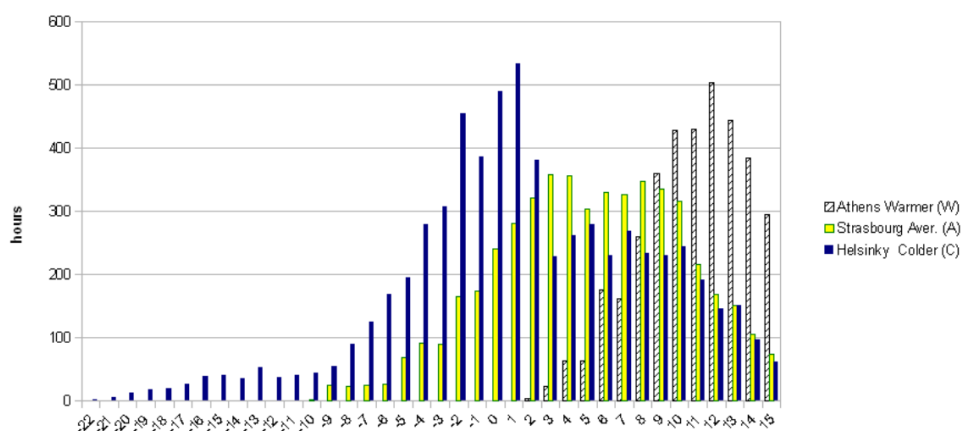


Figura 3.16 - Bin per le condizioni climatiche di riferimento previste dalla norma UNI EN 14825 [8].

Il costruttore della pompa di calore dovrà fornire le prestazioni a pieno carico nelle condizioni di prova, previste dalla norma UNI EN 14511-2, e le prestazioni a carico parziale (PLR) nelle condizioni A, B, C, D riferite a una temperatura di bilanciamento di 16 °C (Tabella 3.8).

Clima (EN 14825)	Temp. aria ext. (sorg. fredda) °C	Frazione del carico PLR % (cond.)	Temp. acqua mandata (pozzo caldo) °C					
			bassa		media		alta	
			fissa	var.	fissa	var.	fissa	var.
C (Helsinki) $\theta_{des} = -22\text{ °C}$	-15		35	32		41		49
	-7	61 (A)	35	30	45	38	55	44
	2	27 (B)	35	27	45	33	55	37
	7	34 (C)	35	25	45	30	55	32
	12	11 (D)	35	24	45	26	55	28
A (Strasbourg) $\theta_{des} = -10\text{ °C}$	-7	88 (A)	35	34	45	43	55	52
	2	54 (B)	35	30	45	37	55	42
	7	35 (C)	35	27	45	33	55	36
	12	15 (D)	35	24	45	28	55	30
W $\theta_{des} = +2\text{ °C}$ (Athens)	-7	-	35	-	45	-	55	-
	2	100 (B)	35	35	45	45	55	55
	7	54 (C)	35	31	45	39	55	46
	12	29 (D)	35	26	45	31	55	34

Tabella 3.8 – Condizioni di prova per il calcolo delle prestazioni a carico parziale (UNI EN 14825).

Per evitare il sovradimensionamento della pompa di calore, la macchina dovrà essere dimensionata in modo da soddisfare il 100% del carico totale ($CR = 1$) soltanto al raggiungimento di una precisa temperatura detta bivalente (θ_{bival}), superiore a quella di progetto (θ_{design}). La norma UNI EN 14825 riporta, inoltre, la temperatura del punto bivalente per ciascuna condizione climatica di riferimento (Tabella 3.9).

	dry bulb temperature for heating season °C	
Tbivalent		
colder	-7	or lower
average	2	or lower
warmer	7	or lower

Tabella 3.9 – Temperatura bivalente per ciascuna condizione climatica di riferimento (UNI EN 14825).

Per temperature esterne superiori a quella bivalente, si avrà ovviamente $CR < 1$ mentre per temperature esterne inferiori la potenza termica mancante dovrà essere fornita da un generatore d'integrazione (es. caldaia a gas, resistenza elettrica). Si potranno avere in tal caso tre differenti modalità di funzionamento:

- alternato: la pompa di calore è disattivata al raggiungimento della θ_{bival} e il generatore a integrazione è attivato per fornire tutta la potenza necessaria;
- parallelo: la pompa di calore e il generatore d'integrazione funzionano in parallelo (il generatore fornisce soltanto la potenza residua);
- parzialmente parallelo: la pompa di calore funziona in parallelo al generatore a integrazione che fornisce soltanto la potenza residua necessaria fino al raggiungimento della temperatura

limite di funzionamento TOL (Temperature Operation Limit), al disotto della quale la pompa di calore è disattivata e il generatore fornisce tutta la potenza richiesta (Figura 3.17) [8].

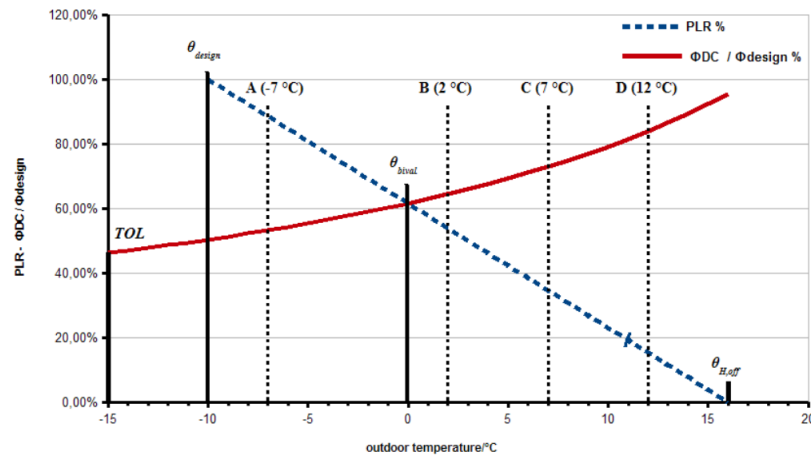


Figura 3.17 - Modalità di funzionamento di una pompa di calore aria-acqua con (condizioni climatiche "Average" (A) secondo UNI EN 14825) [8].

La norma UNI EN 14825 individua i seguenti tre parametri di prestazione stagionale:

- $SCOP_{net}$: coefficiente di prestazione stagionale calcolato con riferimento al solo periodo di funzionamento attivo escludendo i consumi dovuti a eventuali riscaldatori supplementari elettrici;
- $SCOP_{on}$: coefficiente di prestazione stagionale calcolato con riferimento al solo periodo di funzionamento attivo, includendo i consumi dovuti a eventuali riscaldatori supplementari elettrici;
- $SCOP$: coefficiente di prestazione stagionale calcolato con riferimento a tutto il periodo di riscaldamento, includendo i consumi dovuti a eventuali riscaldatori supplementari elettrici e gli eventuali consumi durante i periodi di mancata richiesta di calore (termostato off), gli eventuali consumi durante i periodi di stand-by, quelli eventualmente dovuti ad ausiliari attivi durante i periodi di spegnimento e i consumi dovuti all'eventuale riscaldatore del carter [8].

L'indice $SCOP$ è dato dal rapporto tra la richiesta di riscaldamento annuale Q_H e il consumo elettrico annuale Q_{HE} :

$$SCOP = \frac{Q_H}{Q_{HE}} ;$$

La richiesta di riscaldamento annuale Q_H è il prodotto tra la potenza di riscaldamento $P_{designh}$ dichiarata dal costruttore nella condizione di progetto alla temperatura $T_{designh}$ e il numero di ore equivalenti nella modalità attiva H_{HE} per la stagione di riscaldamento di riferimento scelta:

$$Q_H = P_{designh} \cdot H_{HE} ;$$

Il consumo elettrico annuale Q_{HE} include i consumi elettrici nelle varie modalità: attiva (ON), termostato spento (TO), standby (SB), riscaldamento del carter (CK), spento (OFF):

$$Q_{HE} = \frac{Q_H}{SCOP_{ON}} + H_{TO} \cdot P_{TO} + H_{SB} \cdot P_{SB} + H_{CK} \cdot P_{CK} + H_{OFF} \cdot P_{OFF};$$

dove $H_{TO}, H_{SB}, H_{CK}, H_{OFF}$ rappresentano rispettivamente le ore di funzionamento nelle modalità termostato spento, standby, riscaldamento del carter e spento mentre $P_{TO}, P_{SB}, P_{CK}, P_{OFF}$ rappresentano, rispettivamente, le potenze elettriche misurate nelle medesime modalità.

L'indice di prestazione $SCOP_{ON}$ è definito nel modo seguente:

$$SCOP_{ON} = \frac{\sum_{j=1}^n [h_j \cdot P_h(T_j)]}{\sum_{j=1}^n \left\{ h_j \cdot \left[\frac{P_h(T_j) - elbu(T_j)}{COP_{PL}(T_j)} + elbu(T_j) \right] \right\}};$$

dove:

- T_j : temperatura al bin j-mo;
- n : numero di bin totali;
- h_j : numero di ore corrispondenti alla temperatura T_j ;
- $P_h(T_j)$: potenza di riscaldamento richiesta dall'edificio alla temperatura T_j , pari al prodotto tra la potenza di riscaldamento a pieno carico, $P_{designh}$, e il coefficiente di carico parziale, PLR , valutato per ogni bin. Quest'ultimo viene valutato come: $(T_j - 16)/(-10 - 16)$ per la stagione climatica media, $(T_j - 16)/(+2 - 16)$ per la stagione climatica calda e $(T_j - 16)/(-22 - 16)$ per la stagione climatica fredda;
- $COP_{PL}(T_j)$: COP a carico parziale, pari a:

$$COP_{PL} = \frac{COP_d \cdot CR}{C_c \cdot CR + 1 - C_c};$$

dove il COP_d è calcolato secondo le condizioni di prova riportate nella norma (Tabella 3.8), C_c è il coefficiente di degradazione fissato al valore di 0.9, mentre CR (rapporto di capacità) è pari al rapporto tra la richiesta di riscaldamento P_h e la capacità dichiarata della macchina \dot{Q}_{co} nelle stesse condizioni di temperatura.

$$CR = \frac{P_h(T_j)}{\dot{Q}_{co}};$$

Nello specifico:

- $elbu(T_j)$ capacità termica fornita dal riscaldatore elettrico di backup quando la pompa di calore non è in grado di soddisfare il carico termico richiesto dall'utenza:

$$elbu(T_j) = P_h(T_j) - Q_{co}(T_j).$$

Risulta di fondamentale importanza evidenziare che l'indice $SCOP_{net}$, calcolato nelle condizioni climatiche di riferimento A (Average) corrisponde all'indice SPF da utilizzare ai fini del calcolo della quota di energie rinnovabili nel centro-nord dell'Italia, e costituisce, quindi, il valore da utilizzare ai sensi del D.Lgs n.28 del 3 Marzo 2011. Per il centro-sud invece vanno utilizzate le condizioni climatiche di riferimento W (Warmer).

La norma UNI/TS 11300-4 calcola le prestazioni della pompa di calore a livello mensile, facendo riferimento alle condizioni climatiche della località (italiana) in cui è ubicato l'edificio al servizio del quale è installata la macchina (Figura 3.18).

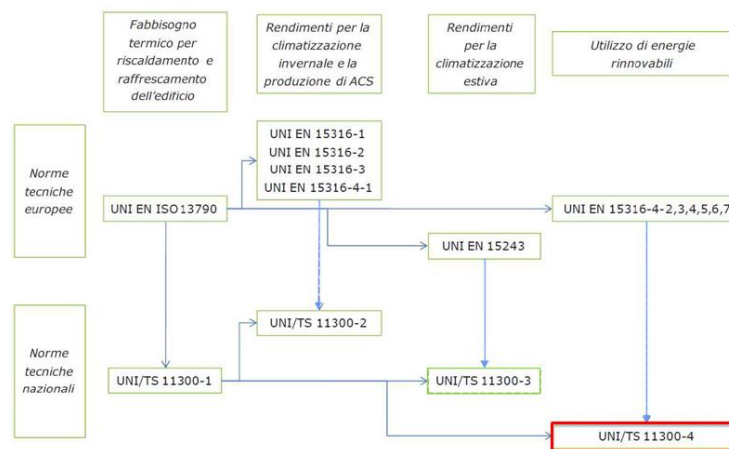


Figura 3.18 – Schema norme UNI e CEN [9].

In Figura 3.19, è riportato il confronto tra i casi delle città di Trento, Padova e Roma considerati mediante la UNI 113004 e il caso di Strasburgo (condizione Average), considerato secondo la UNI EN 14825: il caso di Strasburgo è intermedio tra quello di Trento e Padova per i bin più freddi ma nel periodo più caldo (temperatura > 10°C) le località italiane mostrano bin con durate sensibilmente maggiori [8].

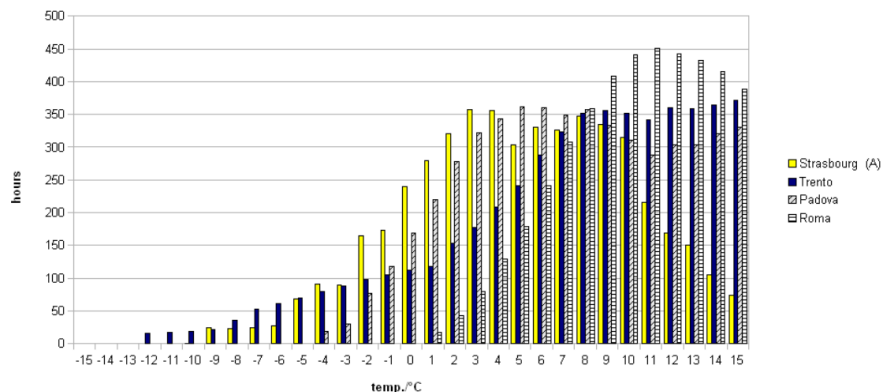


Figura 3.19 - Bin Trento, Padova, Roma (UNI/TS 11300-4 e UNI 10349) e Strasburgo (UNI EN 14825)[8].

La determinazione della curva di carico viene fatta in funzione del fabbisogno dell'edificio calcolato secondo UNI/TS 11300-1 e UNI/TS 11300-2.

La norma UNI/TS 11300-4 necessita delle prestazioni a pieno carico (nominali, cioè con fattore di carico CR pari ad 1) e delle prestazioni a carico parziale (PLR diverso da 1) per la determinazione delle prestazioni stagionali dell'unità considerata. Il costruttore dovrà quindi fornire sia le prestazioni a pieno carico e sia quelle a carico parziale. La norma, inoltre, prescrive come correggere i dati forniti dal costruttore se riferiti a valori della temperatura del pozzo caldo o della sorgente fredda diversi da quelli richiesti. Le condizioni climatiche sono riportate nella norma UNI 10349 la quale è in corso di aggiornamento. La temperatura interna di progetto e la temperatura di bilanciamento sono entrambe pari a 20 °C, mentre la temperatura esterna di progetto θ_{design} è riportata nella norma UNI EN 12831. Poiché quest'ultima fa riferimento al valore medio delle temperature mensili, i bin sono costruiti assumendo una distribuzione gaussiana normale delle temperature medie orarie mensili.

Al fine di determinare le prestazioni a carico ridotto (CR<1) sono richiesti i seguenti dati:

- temperatura di progetto;
- PLR per le temperature di riferimento (A), (B), (C), (D) (Tabella 3.8);
- temperatura bivalente e corrispondente potenza a pieno carico;
- capacità dichiarata dal costruttore DC e COP alle temperature (A), (B), (C), (D) (Tabella 3.8).

Il fattore di carico CR differisce generalmente dalla frazione di carico PLR che indica il rapporto tra la potenza richiesta e quella di progetto, poiché la potenza termica nominale della pompa può essere diversa da quella di progetto e, comunque, essa varia al variare delle temperature delle sorgenti.

Il COP_{PL} a carico parziale (Part Load) si può calcolare come:

$$COP_{PL} = f_{corr_{COP}} \times COP_{DC}$$

dove $f_{corr_{COP}}$ è il fattore di correzione che dipende da CR.

Quando si dispone dei dati sopra elencati poiché forniti dal costruttore si assume che per la DC alla temperatura bivalente il fattore CR sia pari ad 1 e si calcola la potenza termica alla temperatura di progetto con la seguente relazione:

$$P_{prog,h} = \frac{DC_{bival}}{PLR} = DC_{bival} \cdot \frac{\theta_{des,h} - 16}{\theta_{bival} - 16}$$

Successivamente si passa al calcolo dei fattori di carico CR della pompa di calore nelle quattro condizioni di carico (A), (B), (C), (D):

$$CR_j = \frac{PRL_j \cdot P_{prog,h}}{DC'_j}$$

Il fattore correttivo nelle quattro condizioni è:

$$f_{COP_j} = \frac{COP_j}{COP'_j}$$

		A	B	C	D
		θ_{bival}			
Temperatura di riferimento [°C]	-10	-7	2	7	12
PLR ($q_{des} = -10^\circ \text{C}$) [%]	100	88	54	35	15
DC		$DC_A = DC_{bival}$	DC_B	DC_C	DC_D
CR	> 1	1	$(0,54 \cdot P_{des}) / DC_B$	$(0,54 \cdot P_{des}) / DC_C$	$(0,54 \cdot P_{des}) / DC_D$
COP' a pieno carico		COP'_A	COP'_B	COP'_C	COP'_D
COP a carico parziale		COP_A	COP_B	COP_C	COP_D
f _p fattore correttivo	1	COP_A / COP'_A	COP_B / COP'_B	COP_C / COP'_C	COP_D / COP'_D

Tabella 3.10 – Prestazioni a fattore di carico CR ridotto con dati forniti dal costruttore [9].

Come elencato di seguito, in mancanza dei dati dichiarati secondo le norme UNI-EN 14825, la definizione di CR a carico ridotto è effettuata in base a modelli di calcolo di default sulla base della tipologia di funzionamento, di sorgente fredda e di pozzo caldo della pompa di calore:

- per le pompe di calore a potenza fissa con funzionamento on-off si ha (equazione previste dalla UNI EN 14825)

$$COP_{A,B,C,D} = COP_{DC} \cdot (1 - C_d), \text{ (pompe di calore aria/aria, antigelo/aria, acqua/aria);}$$

dove C_d è il fattore di correzione dichiarato (se non noto è pari a 0,25). Quindi:

$$COP_{A,B,C,D} = \frac{COP_{DC} \cdot CR}{[(1 - C_c) + C_R \cdot C_c]}, \text{ pompe di calore aria/acqua, antigelo/acqua, acqua/acqua.}$$

dove C_d è il fattore di correzione per degradazione delle prestazioni dichiarato (se non noto è pari a 0,9);

- per le pompe di calore con funzionamento a gradini si utilizzano le stesse equazioni con le modalità specificate nella UNI EN 14825;
- per le pompe di calore modulanti in mancanza dei dati ricavati secondo UNI EN 14825, la norma UNI/TS 11300-4 suggerisce di assumere $f_{corr,COP} = 1$ per fattore di carico $CR \geq 0,5$ (o fino al minimo valore di modulazione se diverso da 0,5) e, per valori inferiori di CR, di procedere come per le pompe di calore a potenza fissa con funzionamento on-off.

Per il calcolo della potenza richiesta dalla pompa di calore per ciascun bin, la norma UNI/TS 11300-4 adotta il procedimento riportato di seguito:

- calcolo del numero di gradi ora ($G_{Hbin,mese}$) per ciascun bin

$$GH_j = (\theta_{H,off} - \theta_j) \times t_{j,mese}$$

dove $t_{j,mese}$ è la durata in ore del j-esimo bin (solo i bin con temperatura inferiore a $\theta_{H,off}$);

- calcolo della potenza richiesta per riscaldamento per ciascun bin

$$\Phi_{H,hp,out,j} = (Q_{H,hp,out} / t_{j,mese}) \times (GH_{j,mese} / \sum GH_{j,mese})$$

dove $Q_{H,hp,out}$ rappresenta l'energia termica richiesta alla pompa di calore nel mese considerato.

- calcolo dell'indice SPF (Seasonal Performance Factor) che si ottiene dal rapporto tra l'energia richiesta per il riscaldamento all'uscita della pompa di calore e l'energia elettrica fornita in input alla pompa di calore durante l'intero periodo considerato

$$SPF = \frac{Q_{H, hp, out, bin}}{Q_{H, hp, el, bin}}$$

3.2.2 Calcolo della quota di energia rinnovabile

La Direttiva Europea 2009/28/CE sulla promozione dell'uso delle energie rinnovabili (e il D. Lgs 28 del 3 Marzo 2011 che la recepisce) riconosce che una parte dell'energia prelevata dalla sorgente aerotermica dalle pompe di calore può essere, a certe condizioni, considerata rinnovabile e, a tale scopo è utilizzato l'indice di prestazione stagionale SPF (Seasonal Performance Factor), riconducibile allo SCOP.

La quantità di energia aerotermica, geotermica o idrotermica catturata dalle pompe di calore che, ai fini del D. Lgs. 28, può essere considerata energia da fonti rinnovabili (E_{RES}), è calcolata in base alla formula seguente:

$$E_{RES} = Q_{usable} \cdot (1 - 1/SPF)$$

dove:

- Q_{usable} è il calore totale stimato prodotto da pompe di calore che rispondono ai criteri stabiliti dalla Commissione ai sensi dell'allegato VII della direttiva 2009/28/CE, applicato solo nei casi di pompe di calore per le quali
- $SPF > 1,15 \cdot 1/\eta$ (SPF = il fattore di rendimento stagionale medio stimato per tali pompe di calore), dove η è il rapporto tra la produzione totale lorda di elettricità e il consumo di energia primaria per la produzione di energia. Esso sarà calcolato come media a livello UE sulla base dei dati Eurostat.

Considerando le grandezze di seguito riportate:

- η_{el} il rendimento elettrico del sistema in cui è posta la pompa di calore;
- SCOP, prestazione stagionale della macchina;
- $E_{p, pdc}$ = Energia Primaria della pompa di calore;
- W_{pdc} = Energia elettrica fornita in input alla pompa di calore;
- E_{pdc} = Energia termica prodotta dalla pompa di calore;

si ricava l'espressione di E_{RES} in funzione dell'energia termica fornita dalla pompa di calore, della prestazione stagionale della macchina e del rendimento elettrico del sistema:

$$E_{p, pdc} = W_{pdc} / \eta_{el} ;$$

$$W_{pdc} = E_{pdc} / SCOP$$

$$E_{pdc} = (E_{RES} + E_{p, pdc}) = E_{RES} + W_{pdc} / \eta_{el}$$

$$E_{RES} = E_{pdc} - W_{pdc} / \eta_{el} = E_{pdc} - E_{pdc} / (\eta_{el} SCOP)$$

Affinché una pompa di calore sia un impianto a energia rinnovabile, essa deve avere un rendimento minimo stagionale (secondo la direttiva 28/2009/CE) che rispetti la seguente condizione:

$$\eta_{el} \cdot SCOP \geq 1,15;$$

Considerando che il rendimento elettrico, cioè il fattore di conversione dell'energia elettrica in energia primaria, è stato fissato dall'AEGG per il 2010 al valore di 0,46 la pompa di calore deve avere uno $SCOP_{min}$ pari a:

$$SCOP_{min} = 1,15 / 0,46 \geq 2,5$$

3.3 *Fluidi refrigeranti*

Il fluido di lavoro che evolve all'interno di una pompa di calore è costituito da un refrigerante che ha il compito di trasferire calore dalla sorgente fredda al pozzo caldo di tale macchina al fine di produrre l'effetto utile desiderato. Il trasferimento avviene mediante scambio di calore latente (evaporazione, condensazione) e/o scambio di calore sensibile (riscaldamento, raffreddamento). Nell'industria del freddo sono attualmente disponibili numerosi refrigeranti che differiscono in diversi aspetti riconducibili, principalmente, alle proprietà fisiche e termodinamiche e all'effetto che essi hanno sull'ambiente. Per quanto concerne l'effetto dell'interazione tra refrigerante e ambiente è necessario far riferimento agli indici ODP, GWP e TEWI [3].

In particolare, il parametro ODP (Ozone Depletion Potential), che indica la potenzialità distruttiva sull'ozono stratosferico, è definito come il rapporto della variazione di altezza della colonna di ozono calcolata per unità di massa di refrigerante, emessa nell'atmosfera rispetto alla corrispondente variazione calcolata per unità di massa di R-11.

Il GWP (Global Warming Potential) rappresenta, per un certo orizzonte temporale, la massa in chilogrammi di anidride carbonica equivalente, in termini di effetto serra, a un chilogrammo del refrigerante in questione. Esso è definito come il rapporto tra l'effetto serra in un prefissato orizzonte temporale dovuto all'emissione di un'unità di massa di refrigerante e l'effetto serra dovuto all'emissione di un'unità di massa di CO_2 nello stesso tempo. Per ridurre l'effetto serra in relazione alla refrigerazione possono essere attuati i seguenti interventi:

- riduzione delle perdite di carico;
- riduzione della carica stessa di refrigerante all'interno dell'impianto;
- miglioramento dell'efficienza delle macchine frigorifere e degli impianti per la produzione di energia;
- uso di gas poco o affatto nocivi per l'ambiente (GWP più basso possibile).

Altro parametro da considerare nella scelta di un fluido frigorifero è il TEWI (Total Equivalent Warming Impact) che fornisce una valutazione generale dell'impatto totale sull'effetto serra antropico delle diverse soluzioni tecnologiche possibili per la produzione artificiale del freddo. Tale parametro tiene conto, oltre che del fluido utilizzato, anche della macchina in cui esso evolve. È proprio per tale

motivo che non è sufficiente far riferimento soltanto al GWP, il quale si riferisce esclusivamente al fluido.

Al fine di effettuare una valutazione dell'impatto totale della macchina è necessario stimare la massa di fluido frigorifero che si prevede sarà totalmente rilasciata nell'atmosfera nel corso della vita utile della macchina, per trovare (moltiplicando la massa per l'indice GWP) l'impatto diretto (del fluido) dell'apparecchiatura considerata sull'effetto serra; tale impatto è espresso in massa equivalente di CO₂. In ogni caso è necessario anche considerare che questi fluidi vanno a operare in macchine che consumano energia. Per rendere disponibile questa energia, in molti casi si produce, e si rilascia nell'atmosfera, anidride carbonica con ulteriore impatto sull'effetto serra. Questa componente dell'impatto totale di effetto serra è chiamata effetto indiretto (legato alla produzione di energia consumata dalla macchina nella propria intera vita utile).

L'indice TEWI è determinato applicando il seguente metodo [10]:

$$\begin{aligned} \text{TEWI} &= \text{GWP (diretto; perdite di refrigerante incl. EOL)} + \text{GWP (indiretto; funzionamento)} \\ &= (\text{GWP} \times m \times L_{\text{annual}} \times n) + \text{GWP} \times m \times (1 - \alpha_{\text{recovery}}) + (E_{\text{annual}} \times \beta \times n) \end{aligned}$$

dove:

GWP = Global Warming Potential del refrigerante, relativo alla CO₂ (GWP_{CO₂} = 1);

L_{annual} = tasso di perdita per anno (unità di misura: kg);

n = vita utile del sistema (unità di misura: anni);

m = carica di refrigerante (unità di misura: kg);

α_{recovery} = fattore di recupero/riciclaggio da 0 a 1;

E_{annual} = consumo di energia annuale (unità di misura: kWh per anno);

β = fattore di emissione indiretta (unità di misura: kg CO₂ per kWh).

Il tasso di perdita annuale è indicativamente riportato in Tabella 3.11 in base alla tipologia d'impianto e di applicazione [10].

Equipment class/application	Annual leak rates (% p.a.)		
	Lower	Typical	Upper
Refrigeration applications			
Centralised system (i.e. supermarket rack)	5%	Maintained = 12.5%, otherwise 15%	23%
Chillers (i.e. cold storage facilities, process refrigeration)	5%	7%	16%
Condensing units (i.e. Walk-in coolrooms)	5%	Maintained = 12.5%, otherwise 15%	23%
Self-contained refrigeration system	—	2%	—
Road transport	15%	20%	23%
Marine	20%	30%	40%
Air conditioning applications			
Chillers	5%	7%	9%
Chillers (HCFC-123)	—	2%	—
Roof top packaged systems	4%	5%	9%
Split systems (single and multi)	3%	4%	9%
Window/wall units and portable	—	2%	—

Tabella 3.11 – Tasso di perdita annuale indicativo [10].

I fluidi refrigeranti possono essere classificati in fluidi puri, naturali o sintetici, e in miscele, azeotropiche o zeotropiche (Figura 3.20).

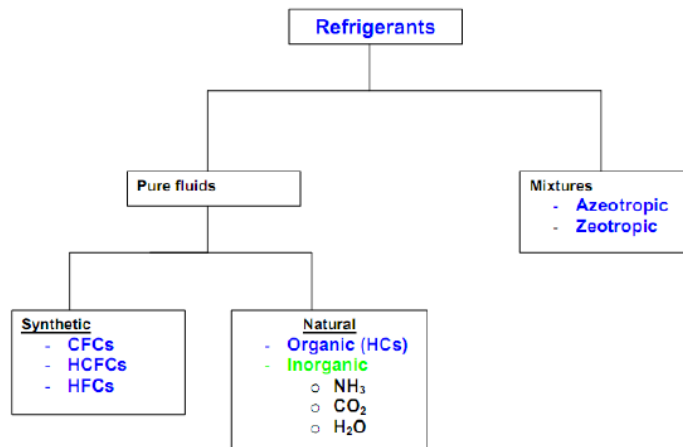


Figura 3.20 – Classificazione dei fluidi refrigeranti.

La classificazione dei refrigeranti riconosciuta a livello internazionale è stata introdotta dalla normativa ASHRAE Standard 34-2007 “Designazione e classificazione di sicurezza dei refrigeranti”. Tale metodologia di classificazione dei refrigeranti è riassunta in Figura 3.21. I refrigeranti sono identificati dalla sigla R - i - ii - iii - iv - v – vi (R="Refrigerant") diversa a seconda che il refrigerante sia un fluido puro, una miscela, un composto organico o inorganico. Nel caso d’isomero (refrigerante con uguale composizione chimica ma diversa struttura molecolare) si aggiungono una o più lettere minuscole (per esempio R134a, R123b, R225eb).

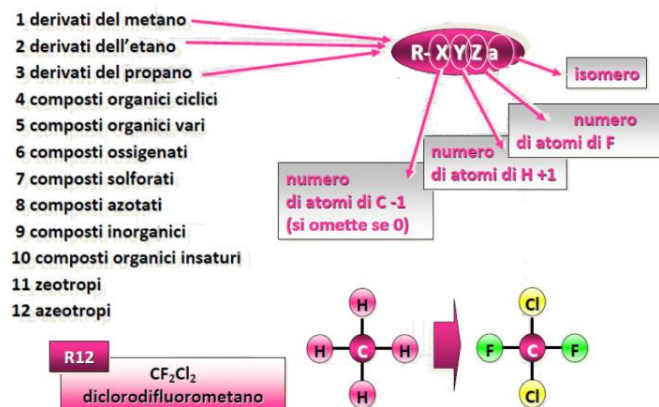


Figura 3.21 - Classificazione dei refrigeranti (ASHRAE Standard 34-2007 “Designazione e classificazione di sicurezza dei refrigeranti”) [11].

Oltre ai refrigeranti puri, sono utilizzate anche miscele di più componenti raggruppate secondo la serie R400 (miscele zeotropiche) e la serie R500 (miscele azeotropiche). Le miscele azeotropiche si comportano come un fluido puro evaporando e condensando a pressione e temperatura costanti; le miscele zeotropiche presentano invece uno scorrimento della temperatura (glide) durante i passaggi di fase (Figura 3.22).

I composti organici sono individuati dalla numerazione 600 (isobutano R600a, ad eccezione del propano R290) mentre i fluidi refrigeranti naturali sono raggruppati nella serie R700 dove le ultime due cifre indicano il peso molecolare del refrigerante (ammoniaca R717 e anidride carbonica R744).

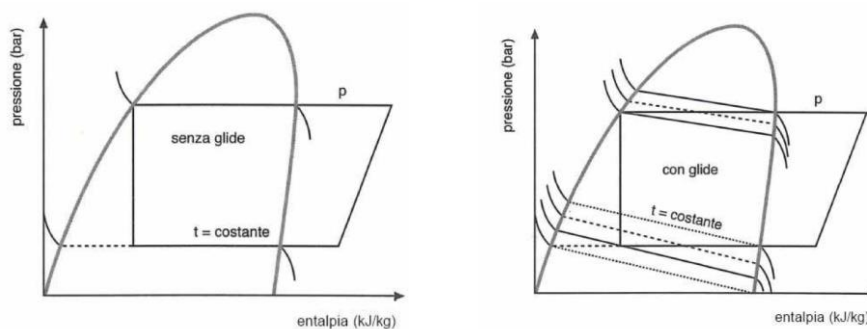


Figura 3.22 – Ciclo frigorifero di una miscela azeotropica e di una miscela zeotropica [12].

Per quanto riguarda la classificazione ASHRAE della sicurezza dei refrigeranti sono utilizzati due caratteri alfanumerici, classe A (assenza di tossicità a concentrazioni \leq a 400 ppm), classe B (presenza di tossicità a concentrazioni \leq a 400 ppm), a indicare la tossicità seguiti da una cifra (1, 2 o 3) relativa alla classe d’infiammabilità. L’infiammabilità è classificata in base al limite inferiore d’infiammabilità, che è la più bassa concentrazione in volume di vapore della miscela, al di sotto della quale non si ha accensione, in presenza d’innesco, per carenza di combustibile. Ultimamente è stata introdotta la nuova classe intermedia d’infiammabilità, A2L, per classificare quei fluidi che presentano infiammabilità minore rispetto ai tradizionali A2.

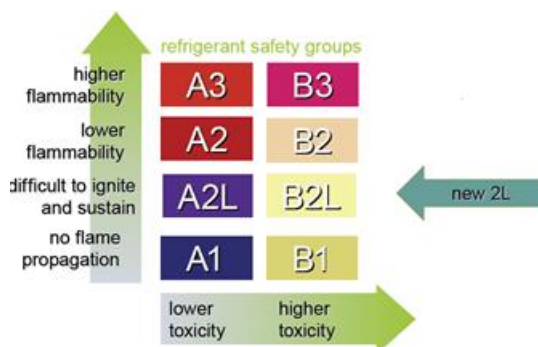


Figura 3.23 – Classificazione di sicurezza secondo lo standard ASHRAE 34 [13].

3.3.1 Fluidi refrigeranti tradizionali

I primi fluidi a essere impiegati come refrigeranti furono quelli naturali (acqua, ammoniaca, anidride solforosa, anidride carbonica, eteri) ma la pericolosità mostrata da alcuni di essi portò all’introduzione sul mercato dei primi fluidi clorurati (CFC e HCFC). Successivamente a causa dell’elevato indice

ODP, i fluidi clorurati furono rimpiazzati con fluidi sintetici privi di molecole di cloro (HFC). Questi ultimi, caratterizzati da un elevato indice GWP, furono a loro volta abbandonati a favore di un ritorno ai refrigeranti naturali (Tabella 3.12). Attualmente sono in fase di sviluppo nuovi refrigeranti identificati come idro fluoro olefine (HFO) poco nocivi per l'ambiente.

I cloroflorocarburi (CFC) sono prodotti di sintesi, derivanti dai primi idrocarburi della serie paraffinica satura, metano (CH₄) ed etano (C₂H₆) mediante sostituzione di tutti gli atomi di idrogeno della molecola con atomi di cloro (Cl) e fluoro (F) [3].

PRIMA GENERAZIONE	SECONDA GENERAZIONE	TERZA GENERAZIONE	QUARTA GENERAZIONE
Utilizzo per 100 anni: 1830÷1930 Fluidi: Ammoniaca, anidride carbonica, anidride solforosa, etano, cloruro di etile e di metile; Vantaggi: Facilmente reperibili nel mercato; Svantaggi: Tossici o infiammabili;	Utilizzo per 60 anni: 1831÷1990 Fluidi: Fluidi sintetici alogenati: - Clorofluorocarburi CFC - Idroclorofluorocarburi HCFC - Ammoniaca – NH ₃ (R717) Vantaggi: Maggior sicurezza d'impiego; Svantaggi: Inquinanti.	Utilizzo dal 1991 Fluidi: Fluidi sintetici senza Cloro: - Idrofluorocarburi HFC - Ammoniaca - Idrocarburi (propano, isobutano) Vantaggi: Maggior compatibilità ambientale (ODP basso); Svantaggi: Gas serra (GWP elevato).	Utilizzo dal 2010 Fluidi: Ritorno ai fluidi naturali (Idrocarburi, CO ₂ , Ammoniaca) HFO, idro fluoro olefine Vantaggi: Maggior compatibilità ambientale (ODP e GWP bassi); Svantaggi: Potenziale pericolosità; In fase di sviluppo.

Tabella 3.12 – Impiego dei fluidi refrigeranti nel corso del tempo [12].

Gli idroclorofluorocarburi (HCFC) sono sostanze analoghe nella cui molecola rimangono atomi di idrogeno. In modo simile nasce la denominazione di HFC [3].

I cloroflorocarburi e gli idroclorofluorocarburi sono pericolosi per l'ambiente perché sono responsabili dell'assottigliamento dello strato di ozono stratosferico a causa della presenza nelle loro molecole di atomi di cloro [3]. Per quanto riguarda gli HCFC, la presenza di cloro nelle loro molecole li rende capaci di deteriorare la fascia di ozono stratosferico, anche se molto meno efficacemente dei CFC poiché la presenza nelle loro molecole di atomi d'idrogeno ne riduce la stabilità, così da permetterne in larga misura la decomposizione nella troposfera in prodotti dilavabili. Inoltre, rispetto ai CFC, hanno una vita media in atmosfera più breve quindi, a parità di emissione nella bassa troposfera, essi raggiungono la stratosfera in quantità molto più limitate rispetto ai CFC.

I CFC e gli HCFC sono stati sostituiti, negli anni Novanta, da fluidi refrigeranti sintetici privi di atomi di cloro appartenenti alla classe dei composti degli idrofluorocarburi (HFC) in cui gli atomi d'idrogeno dell'idrocarburo di partenza sono sostituiti solo parzialmente ed esclusivamente da atomi di fluoro. Il problema della sostituzione definitiva dei CFC e degli HCFC però non è risolto completamente dall'introduzione degli HFC; infatti, sebbene la loro struttura chimica non presenti atomi di cloro, il che li rende innocui verso l'ozono stratosferico, essi contribuiscono in maniera significativa

all'incremento dell'effetto serra essendo caratterizzati da un potenziale di riscaldamento globale (GWP) elevato.

Quindi gli idrofluorocarburi HFC e i fluidi naturali rappresenterebbero i refrigeranti potenzialmente candidati alla sostituzione dei CFC e HCFC, ma l'elevato potenziale di effetto serra degli HFC ne causa l'esclusione tra i possibili fluidi da utilizzare come refrigeranti (Tabella 3.13). In conclusione, i vantaggi e le buone proprietà legate ai CFC, agli HCFC e agli HFC come fluidi refrigeranti si scontrano con le conseguenze negative sull'ambiente, derivanti dal loro utilizzo negli impianti di refrigerazione, rendendoli incompatibili sia perché assottigliano sempre di più la fascia di ozono stratosferico, sia perché contribuiscono all'incremento della temperatura del pianeta per effetto serra. Per ridurre gli effetti dei fluidi CFC, HCFC e HFC, diversi accordi, protocolli e regolamenti sono stati assunti a livello europeo e internazionale con lo scopo di individuare i fluidi da utilizzare negli impianti di refrigerazione (paragrafo 1.3).

Fluido	ODP (R-11= 1)	GWP (CO ₂ = 1)	Vita media atmosferica (anni)
R-11	1	4750	45
R-12	1	10890	100
R-22	0,050	1810	12
R-123	0,020	77	1,3
R-134a	0	1430	14
R-407C	0	1800	4,9/29/14
R-410A	0	2100	4,9/29
R-717	0	<1	0,01
R-290	0	20	0,041
R-744	0	1	>50

Tabella 3.13 – Indice ODP e GWP per alcuni fluidi refrigeranti.

3.3.2 Fluidi refrigeranti alternativi

I fluidi refrigeranti da impiegare in alternativa ai fluidi tradizionali devono possedere le seguenti caratteristiche affinché siano idonei a tale scopo [3]:

- indice ODP nullo;
- indice GWP il più basso possibile;
- caratteristiche termo-fisiche confrontabili con quelle dei fluidi da sostituire per garantire l'efficienza degli impianti. In particolare, le curve di pressione-temperatura e i diagrammi entalpici devono essere equiparabili a quelle dei refrigeranti tradizionali e le capacità di raffreddamento del motore elettrico devono essere simili;
- assenza d'infiammabilità dove richiesto;
- il fluido deve essere compatibile con i vari componenti del sistema e con l'olio di raffreddamento del compressore: esso non dovrebbe decomporre, dilatare o lesionare gli elastomeri e le plastiche usate nelle guarnizioni delle valvole e nei componenti, inoltre dovrebbe essere ragionevolmente miscibile con il lubrificante usato, a tutte le temperature;
- tossicità minima o tale da non imporre restrizioni di utilizzo;

- stabilità alle temperature e pressioni di esercizio;
- processo produttivo di facile attuazione;
- costi di manutenzione e di eventuale sostituzione dei componenti del circuito frigorifero contenuti.

Tra i fluidi naturali innocui per l'ambiente, da utilizzare come refrigeranti, sono da prendere in considerazione gli idrocarburi, l'ammoniaca e l'anidride carbonica.

Gli idrocarburi hanno ottime proprietà termodinamiche e di trasporto. Gli impianti in cui essi sono impiegati non richiedono modifiche rispetto alla tecnologia preesistente. Il principale problema è legato alla loro infiammabilità e a un mancato elevato grado di sicurezza che ne limita l'utilizzo generalmente solo per quelle applicazioni che richiedono una carica di refrigerante estremamente limitata.

Rispetto ai tipici refrigeranti, l'ammoniaca mostra un minor costo, miglior efficienza del ciclo frigorifero e nessun effetto sullo strato d'ozono o sul riscaldamento globale, ma pone problemi legati alla sua tossicità e alla compatibilità con i materiali come il rame. Le caratteristiche termodinamiche dell'ammoniaca rendono tale fluido particolarmente adatto alla refrigerazione industriale, in applicazioni di climatizzazione di media e grande potenza in cui l'evoluzione tecnologica ha inoltre portato alla riduzione della carica di refrigerante impiegata (1,2 kg/kW o ridottissima 0,04 kg/kW) [13].

L'anidride carbonica è particolarmente idonea a essere utilizzata come fluido refrigerante grazie alle sue proprietà e caratteristiche termodinamiche specialmente per la produzione di acqua a elevata temperatura. L'adozione di sistemi in cascata di CO₂/NH₃ in impianti di surgelazione a bassa temperatura è caratterizzato da una riduzione della carica di NH₃. La CO₂ è utilizzata nella parte "a bassa temperatura" del ciclo in cascata poiché l'ammoniaca (refrigerante B2L) è difficilmente utilizzabile nelle celle di surgelazione.

Il GWP della CO₂ (pari all'unità) è effettivamente molto basso se confrontato con quello dei fluidi tradizionali; inoltre la CO₂ non presenta problemi di tossicità (classe A di tossicità), infiammabilità (classe 1 d'infiammabilità) o impatto sullo strato di ozono (ODP=0).

In seguito alle restrizioni dettate dai provvedimenti legislativi sull'uso dei refrigeranti (paragrafo 1.3), il mercato ha cominciato a muoversi seguendo sostanzialmente due strade diverse: la ricerca di un refrigerante sintetico con il minor impatto ambientale possibile (idro fluoro olefine, HFO) e il ritorno ai refrigeranti naturali. L'AHRI (Air Conditioning, Heating and Refrigeration Institute) ha lanciato, a livello mondiale, un programma di valutazione di refrigeranti a basso GWP (Low-GWP AREP) al fine di riunire le risorse del settore e quindi poter valutare e testare i diversi sistemi, prendendo in considerazione più di quaranta candidati come refrigeranti a basso GWP per varie applicazioni. Dall'analisi del grafico riportato in Figura 3.24 (Tabella 3.14) si evince che la maggior parte dei fluidi che presentano bassi valori di GWP sono infiammabili mentre la maggior parte dei fluidi con classe di

sicurezza A1 presentano un indice GWP generalmente maggiore di 1000. L'anidride carbonica va bene sia da un punto di vista ambientale che di sicurezza (gruppo A1) a differenza di quanto accade per la maggior parte dei candidati, sicuri dal punto di vista dell'infiammabilità (gruppi di sicurezza A1 e A2L) ma caratterizzati da elevato GWP [14].

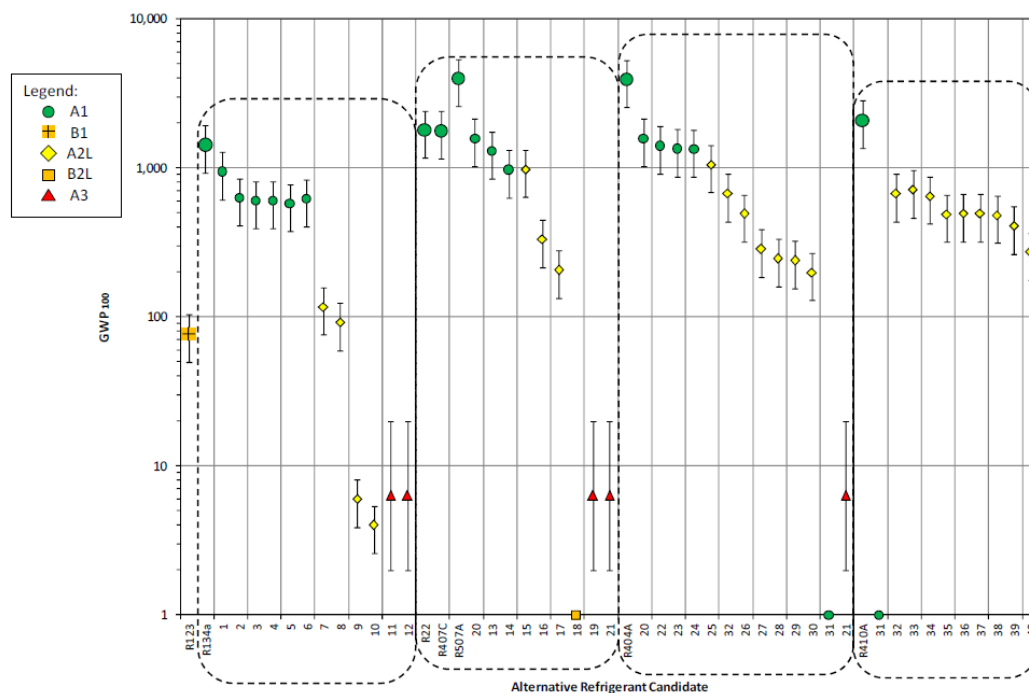


Figura 3.24 - Refrigeranti alternativi secondo Low-GWP Alternative Refrigerant Evaluation Program (Low-GWP AREP) di AHRI [14].

Alternative Refrigerant Candidate	Temporary Designation	Composition	(Mass %)	Safety Group †
1	ARM-41a	R134a/R1234yf/R32	(63/31/6)	(A1)
2	XP10	R1234yf /R134a	(56/44)	(A1)
3	N-13a	R134a/R1234ze(E)/R1234yf	(42/40/18)	(A1)
4	N-13b	R1234ze(E)/R134a	(58/42)	(A1)
5	D4Y	R1234yf/R134a	(60/40)	(A1)
6	ACSX	R1234ze(E)/R134a/R32	(53/40/7)	(A1)
7	ARM-42a	R1234yf/R152a/R134a	(82/11/7)	(A2L)
8	AC5	R1234ze(E)/R32/R152a	(83/12/5)	(A2L)
9	R1234ze(E)	R1234ze(E)	(100)	A2L
10	R1234yf	R1234yf	(100)	A2L
11	R600a	R600a	(100)	A3
12	R600a/R290	R600a/R290	(60/40)	(A3)
13	LTR4X	R1234ze(E)/R32/R125/R134a	(31/28/25/16)	(A1)
14	N-20	R134a/R1234ze(E)/R1234yf/R32/R125	(31.5/30/13.5/12.5/12.5)	(A1)
15	D52Y	R1234yf/R125/R32	(60/25/15)	(A2L)
16	L-20	R32/R1234ze(E)/R152a	(45/35/20)	(A2L)
17	LTR6A	R1234ze(E)/R32/R744	(63/30/7)	(A2L)
18	R717	R717	(100)	B2L
19	R1270	R1270	(100)	A3
20	ARM-32a	R125/R32/R134a/R1234yf	(30/25/25/20)	(A1)
21	R290	R290	(100)	A3
22	DR-33	R134a/R125/R1234yf/R32	(26/25/25/24)	(A1)
23	N-40a	R32/R125/R134a/R1234ze(E)/R1234yf	(25/25/21/20/9)	(A1)
24	N-40b	R1234yf/R32/R125/R134a	(30/25/25/20)	(A1)
25	R32/R134a	R32/R134a	(50/50)	(A2L)
26	ARM-31a	R1234yf/R32/R134a	(51/28/21)	(A2L)
27	L-40	R32/R1234ze(E)/R1234yf/R152a	(40/30/20/10)	(A2L)
28	DR-7	R1234yf/R32	(64/36)	(A2L)
29	D2Y-65	R1234yf/R32	(65/35)	(A2L)
30	ARM-30a	R1234yf/R32	(71/29)	(A2L)
31	R744	R744	(100)	A1
32	R32	R32	(100)	A2L
33	R32/R134a	R32/R134a	(95/5)	(A2L)
34	R32/R152a	R32/R152a	(95/5)	(A2L)
35	DR-5	R32/R1234yf	(72.5/27.5)	(A2L)
36	L-41a	R32/R1234yf/R1234ze(E)	(73/15/12)	(A2L)
37	L-41b	R32/R1234ze(E)	(73/27)	(A2L)
38	ARM-70a	R32/R1234yf/R134a	(50/40/10)	(A2L)
39	HPR1D	R32/R1234ze(E)/R744	(60/34/6)	(A2L)
40	D2Y-60	R1234yf/R32	(60/40)	(A2L)

Tabella 3.14 - Refrigeranti alternativi secondo Low-GWP Alternative Refrigerant Evaluation Program (Low-GWP AREP) di AHRI [14].

Gli aspetti legati al costo, alla sicurezza, alla componentistica e agli accorgimenti tecnici necessari possono a volte limitare l'impiego dei refrigeranti naturali. Per tale motivo la ricerca si sta focalizzando verso l'individuazione e la creazione di nuovi refrigeranti sintetici detti idrofluoroolefine (HFO). Tale tipologia di refrigeranti è caratterizzata da una maggiore instabilità delle molecole che, da un lato, determina valori dell'indice GWP_{100} molto bassi, ma dall'altro causa un certo grado

d'infiammabilità del fluido. La miscelazione delle HFO con gli HFC dà origine a miscele caratterizzate da elevata efficienza e sicurezza, simili a quelle degli HFC, ma con GWP inferiori rispetto a questi ultimi. Il programma AREP di AHRI ha anche analizzato le possibili alternative ai refrigeranti R134a (gruppi di medie e grandi capacità frigorifere, tipicamente dotati di compressori a vite o centrifughi), R407c (unità di media capacità dotate di compressori a vite e scroll) e R410A (unità di potenza medio-piccola con compressori scroll). Un'alternativa all'R134a può essere il fluido sintetico l'HFO1234yf [13]. Il refrigerante HFO-1234yf è già stato scelto dai principali costruttori di auto come sostituto dell'R134a per la carica dei climatizzatori. Invece, l'HFO-1234ze, è stato proposto come propellente non infiammabile per aerosol e come agente espandente, ma si prevede un suo utilizzo anche in miscele con altri gas, per applicazioni in refrigerazione. Tali alternative hanno buone caratteristiche termodinamiche, ma presentano un moderato livello d'infiammabilità, caratteristica che, al momento, potrebbe precluderne l'utilizzo in chiller per installazione indoor (Figura 3.25). Le miscele di HFO e HFC presentano un indice GWP minore di 150 ma sono infiammabili, rendendone più complicato l'utilizzo in chiller di medie o grandi potenze per installazione interne e richiedendo la creazione di nuovi standard di sicurezza. Tale ultimo aspetto ha determinato l'introduzione della nuova classe A2L.

L'ammoniaca potrebbe essere il refrigerante naturale più idoneo all'impiego in chiller di grandi dimensioni se fosse risolto il problema dell'infiammabilità, dei costi e di tossicità. Nelle pompe di calore, oltre all'ammoniaca potrebbero essere applicati sia R600a iso-butano e sia una miscela di questo idrocarburo con propano, limitandone l'uso alle installazioni outdoor (classificazione A3, Figura 3.25).

HFC134a e le sue alternative HFO/HFC						HFC134a e le sue alternative con fluidi naturali				
	HFC-134a	HFO-1234yf	HFO-1234ze	HFO/HFC Very Low GWP	HFO/HFC Moderate GWP		HFC-134a	R-717 Ammonia	R-600a Isobutane	R-290 40% R-600 60%
Chemical Type	Single Component	Single Component	Single Component	Mixture	Mixture	Chemical Type	Single Component	Single Component	Single Component	Mixture
Safety (ASHRAE 34)	A1	A2L	A2L	A2L	A1	Safety (ASHRAE 34)	A1	B2L	A3	A3
GWP ₁₀₀	1430	4	4	< 150	450 < 650	GWP ₁₀₀	1430	None	3	3
Specific Capacity %	100 %	95 %	75 %	96 -106 %	88 - 102 %	Spec. Capacity %	100 %	170%	53 %	82 %
COP %	100 %	96 %	100 %	97 - 100 %	97 - 100 %	Efficiency COP %	100 %	100 %	103 %	102%
Glide (°C)	N/A	N/A	NA	0 or < 7 °C	0 or < 7 °C	Glide (°C)	N/A	NA	NA	7 °C

Figura 3.25 – Possibili alternative all'uso del refrigerante R134a [13].

I potenziali sostituti dell'HFC407c (chiller ad alta pressione) potrebbero essere l'ammoniaca, l'R290 (propano), l'R1270 propilene, HC con caratteristiche simili o migliori rispetto al propano, tutti fluidi infiammabili. Le miscele di HFO/HFC presentano valori moderati di GWP (Figura 3.26). Le possibili alternative all'HFC410A sono rappresentate solamente da refrigeranti sintetici, nessuno con GWP minore di 150. In questo caso l'alternativa migliore sembrerebbe essere l'HFC32, componente della miscela di R410A. L'HFC32 presenta ottime prestazioni termodinamiche, ma è classificato A2L ed ha un GWP pari a 675. Le miscele HFC/HFO non sembrano costituire un'alternativa vantaggiosa rispetto

a HFC32 perché, pur appartenendo alla medesima classe A2L, presentano valori moderati di GWP e classe A2L (Figura 3.26).

Nella ricerca di fluidi refrigeranti alternativi a quelli caratterizzati da indici ODP e GWP elevati, in base a quanto esposto sopra, si dovrà quindi effettuare una scelta cercando un giusto compromesso tra un GWP moderato, riduzione della carica, costi e sicurezza.

HFC407c e le sue alternative con fluidi naturali e HFO/HFC						HFC410A e le sue alternative con HFC32 e miscele HFO/HFC			
	R-407c (Reference)	R-290 Propane	R-717 Ammonia	R-1270 Propylene	HFO/HFC Low GWP		R-410a	R-32	HFO/HFC Low to Mod GWP
Chemical Type	Single Component	Single Component	Single Component	Single Component	Non- Azeotropic Mixture	Chemical Type	Azeotropic HFC Mixture	Single Component	Non-Azeotropic Mixture
Safety ASHRAE 34	A1	A3	B2L	A3	A2L	Safety (ASHRAE 34)	A1	A2L	A2L
GWP ₁₀₀	1810	4	None	2	< 350	GWP ₁₀₀	2088	675	< 500
Specific Capacity %	100 %	82 %	110 %	100 %	104 %	Spec. Capacity %	100 %	110 %	80-100 %
COP %	100 %	100 %	103 %	100 %	100 %	Efficiency COP %	100 %	102 %	101-105 %
Glide (°C)	5 °C	NA	NA	NA	5 °C	Glide (°C)	0	NA	1 – 9°C

Figura 3.26 – Possibili alternative all’uso dei refrigeranti R407c e R410A [13].

Elementi utili alla valutazione del propano come possibile alternativa all’R134a sono stati forniti dall’attività di ricerca svolta da ENEA in collaborazione con l’Università Federico II di Napoli [15]. Tale attività è stata caratterizzata dall’esecuzione di test in camera climatica (vedi capitolo 4) su due pompe di calore aria-acqua di piccola potenza (4,5 kW), una a R134a e una a R290 (propano), con lo scopo di confrontare le prestazioni ottenute nei due casi. Le macchine a R134a e a R290 sono state realizzate allo stesso modo a livello di componentistica, ad eccezione del solo compressore e di un dispositivo per la rilevazione e segnalazione delle perdite di refrigerante, che si è reso necessario poiché l’R290 è un idrocarburo e conseguentemente infiammabile. Ciascuna pompa di calore è stata strumentata con termocoppie di tipo K e di tipo J e con misuratori di pressione. Le relative acquisizioni sono state effettuate mediante un programma opportunamente sviluppato in ambiente LabVIEW. Le macchine sono state testate secondo le condizioni di prova riportate nella normativa UNI EN 14511-2, sia in modalità di riscaldamento, per applicazioni a bassa e media temperatura (prospetti 12 e 13 della normativa), e sia in modalità di raffreddamento (prospetto 16 della normativa). Esse sono state testate, in modalità di riscaldamento, a una temperatura dell’aria esterna rispettivamente di -15°C, -7°C, +2°C, +7°C, +12°C e a una temperatura dell’acqua prodotta pari a 35°C e 45°C (ΔT lato acqua=5°C). Le prove effettuate in modalità di raffreddamento sono state condotte principalmente a una temperatura dell’aria esterna pari a 20°C, 25°C, 30°C e 35°C per una temperatura dell’acqua prodotta di 7°C (ΔT lato acqua=5°C). In generale, il funzionamento della macchina a R134a, sia in modalità di riscaldamento sia in modalità di raffreddamento, ha mostrato un rapporto di compressione superiore rispetto alla macchina a R290. Tale aspetto giustifica i maggiori assorbimenti elettrici del compressore nel caso dell’R134a. L’evaporatore della pompa di calore a R134a è stato caratterizzato da una notevole perdita di carico. Inoltre la carica di refrigerante della macchina a R134a potrebbe essere leggermente superiore a quella ottimale poiché è stata riscontrata

una notevole differenza del sotto-raffreddamento in ingresso all'organo di laminazione per le due macchine testate.

Dal confronto tra le prestazioni così ottenute per i due refrigeranti è risultato che il propano ha un COP simile, o di poco inferiore, rispetto all'R134a (Figura 3.27), mentre, per quanto riguarda le prestazioni estive, il propano presenta un EER migliore dell'R134a (Figura 3.28). Tali prestazioni sono state determinate considerando esclusivamente il consumo imputabile al solo compressore.

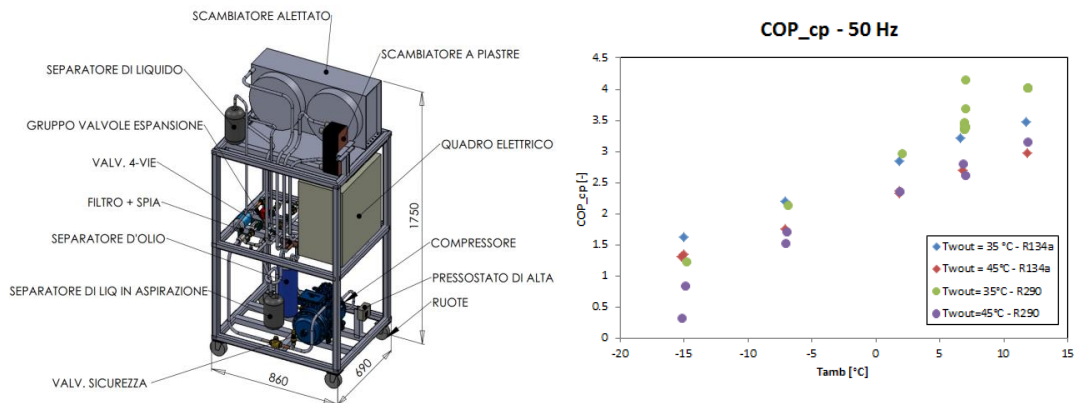


Figura 3.27 – Layout 3D delle macchine testate e confronto tra il COP della macchina a R290 e a R134a (ΔT lato acqua=5°C).

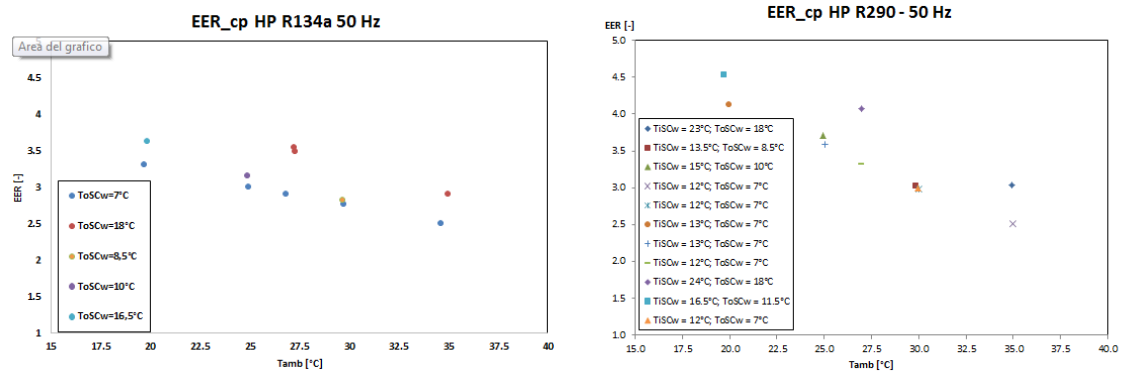


Figura 3.28 - Confronto tra le prestazioni estive dell'R290 e dell'R134a (ΔT lato acqua=5°C).

Infine i risultati sperimentali sono stati utilizzati per la determinazione delle prestazioni stagionali relative al funzionamento a carico parziale in accordo con quanto riportato nella normativa UNI EN 14825 (Prospetto 15 per calcolare lo SCOP e prospetto 4 per SEER). Per la macchina a R134a sono stati ottenuti uno SCOP (Seasonal Coefficient of Performance) pari a 1.81 e un SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio) pari a 2.49. La macchina a propano è caratterizzata invece da SCOP di 1.80, leggermente inferiore al caso dell'R134a, e da SEER pari a 2.90, migliore rispetto a quello dell'altra macchina. Questi indici di prestazioni stagionali sono stati utilizzati per il calcolo del TEWI (Total Equivalent Warming Impact) al fine di caratterizzare dal punto di vista ambientale l'utilizzo di tali refrigeranti. Per la determinazione degli indici TEWI è stata supposta una vita utile dell'impianto di 7 anni, una perdita annuale di refrigerante pari all'1% della carica iniziale e un fattore di recupero del refrigerante alla fine della vita utile dell'impianto pari al 70%. Per l'R134a (GWP=1430) è stato

ottenuto un TEWI pari a 11270 kg CO₂ equivalenti, mentre per l'R290 (GWP=3) è stato ottenuto un TEWI pari a 8959 kg CO₂ equivalenti. A parità di condizioni al contorno, il propano ha quindi mostrato prestazioni migliori in modalità di raffreddamento e un TEWI inferiore rispetto all'R134a.

INDICE DI PRESTAZIONE	R134a	R290
SCOP _{ONel}	1.81	1.80
SEER _{ONel}	2.49	2.90
TEWI kg di CO ₂ equivalente	11270	8959

Tabella 3.15 – Prestazioni R134a e R290 a confronto.

3.4 Applicazioni delle pompe di calore

Le possibili applicazioni della pompa di calore sono il riscaldamento, la climatizzazione degli ambienti e la produzione di acqua calda sanitaria. Nel riscaldamento degli ambienti, il calore prodotto al condensatore della pompa di calore, può essere ceduto all'ambiente attraverso degli appositi terminali d'impianto quali ventilconvettori (o fan coil) e pannelli radianti a pavimento. Nella climatizzazione degli ambienti, la pompa di calore è utilizzata in alternativa ai sistemi convenzionali composti da due sistemi di generazione, refrigeratore e caldaia. La stessa macchina è, infatti, utilizzata sia nel periodo invernale sia in quello estivo poiché essa è di tipo invertibile cioè, mediante delle opportune valvole, è commutato il funzionamento della pompa di calore in macchina frigorifera scambiando le funzioni dell'evaporatore e del condensatore in modo da sottrarre il calore all'ambiente da raffreddare.

Diverse sono le applicazioni della pompa di calore nei settori terziario e industriale tra cui, ad esempio, la climatizzazione delle piscine, l'essiccazione e i processi tecnologici a bassa temperatura nell'industria agro-alimentare.

La pompa di calore può essere utilizzata anche per la contemporanea produzione di calore, per il riscaldamento degli ambienti, e acqua calda sanitaria, in sostituzione di sistemi tradizionali quali caldaie e scaldabagni elettrici o a gas. Con determinati accorgimenti tecnologici e impiantistici, la pompa di calore è in grado di realizzare simultaneamente la produzione di energia frigorifera e di acqua calda sanitaria. La produzione contemporanea di energia termica e frigorifera può essere anche realizzata attraverso pompe di calore polivalenti. In generale, ciascuna applicazione richiede che la pompa di calore presenti un apposito circuito in cui sono impiegati componenti con caratteristiche consone ai livelli di temperatura richiesti dall'applicazione stessa. Nella produzione di acqua calda sanitaria con pompa di calore, ad esempio, si utilizzerà una certa tipologia di compressore e nell'impianto dovrà essere presente un sistema d'accumulo e un generatore d'integrazione (tipicamente una caldaia).

La scelta della pompa di calore è effettuata in base alle caratteristiche climatiche del luogo dove è installata, all'applicazione e alle caratteristiche dell'edificio. Le caratteristiche climatiche hanno importanza soprattutto qualora la sorgente fredda sia l'aria esterna perché, durante il periodo invernale, si può avere la formazione di brina sull'evaporatore, con conseguente cattivo scambio

termico. Per ovviare a questo inconveniente è necessario prevedere un dispositivo di sbrinamento per l'evaporatore della pompa di calore. Le caratteristiche tipologiche dell'edificio influenzano la scelta del tipo di pompa di calore in relazione alla taglia della macchina, agli spazi necessari per l'installazione, all'opportunità di utilizzare sistemi monoblocco o "split" e determinati terminali d'impianto oppure in relazione al rumore e alla condensa derivanti dal funzionamento della pompa di calore stessa. Per diminuire il numero di cicli di funzionamento e allungare la vita della pompa di calore è talora opportuno installare un serbatoio d'accumulo nel caso di macchine che impiegano l'acqua come fluido termovettore o come pozzo caldo, qualora la macchina non ne sia provvista.

Gli impianti in cui è installata una pompa di calore possono essere:

- impianti monovalenti, dove il fabbisogno termico è soddisfatto esclusivamente dalla pompa di calore (temperature esterne di progetto superiori a 5°C-6°C);
- impianti monoenergetici, dove il fabbisogno termico è soddisfatto da una pompa di calore e da una resistenza elettrica (temperature esterne di progetto superiori a 2°C-3°C);
- impianti bivalenti, dove il fabbisogno termico è soddisfatto dalla pompa di calore e da un generatore di supporto (es. caldaia, temperature esterne di progetto inferiori a 2°C-3°C).

3.4.1 Pompe di calore per il riscaldamento

Nel considerare le possibili applicazioni di una pompa di calore è necessario tenere presente che le prestazioni di tali macchine aumentano al diminuire della differenza di temperatura fra la sorgente fredda e il pozzo caldo. Tale aspetto deve essere considerato nella scelta dei terminali d'impianto da abbinare alla pompa di calore negli impianti di riscaldamento; i terminali dovranno quindi necessariamente essere a bassa temperatura, cioè l'energia termica deve essere fornita a bassa temperatura, per aumentare i benefici energetici derivanti dall'impiego delle pompe di calore. Gli impianti di riscaldamento in cui una pompa di calore può essere impiegata come sistema di generazione sono:

- impianti a pannelli radianti a pavimento;
- impianti a radiatori;
- impianti a ventilconvettori;
- impianti ad aria.

Gli impianti a pannelli radianti a pavimento utilizzano dei terminali che richiedono acqua a bassa temperatura per riscaldare gli ambienti permettendo quindi un buon utilizzo delle pompe di calore.

Gli impianti a radiatori necessitano di acqua ad alta temperatura per riscaldare gli ambienti essendo tipicamente dimensionati per una temperatura di progetto di 70°C-80°C, valori al di sopra dei limiti delle ordinarie pompe di calore. Nel retrofit di edifici esistenti dotati d'impianti a radiatori, la realizzazione di un adeguato isolamento termico riduce il carico di progetto dell'edificio, permettendo di mantenere i radiatori esistenti, che saranno alimentati dalla pompa di calore, in quanto al diminuire della temperatura di alimentazione dei radiatori diminuisce la potenza emessa dal corpo scaldante

(capitolo 7). Un'altra soluzione per l'impiego di pompe di calore in impianti a radiatori potrebbe essere quella di aumentare la superficie dei terminali stessi o l'uso di particolari dispositivi per la gestione della temperatura di ritorno in macchina. Mentre nel caso di dimensionamento tipico di un radiatore (temperatura d'ingresso al corpo scaldante di 80°C e uscita a 60°C) il Δt è di 50°C, per una pompa di calore operante alla temperatura massima di 55°C, la portata è tale da avere un ritorno a 50°C, determinando un Δt di 32,5°C. Quando un radiatore dimensionato nel modo classico opera con la pompa di calore, esso è in grado di scambiare circa la metà della potenza.

In realtà si è visto che, in condizioni di progetto, spesso l'energia è fornita da un sistema ausiliario, determinando la fornitura di potenza da parte del radiatore anche nella condizione di balance point. La regolazione con retta climatica a temperature poco sopra gli 0 °C e gli interventi di riduzione delle dispersioni possono sì che la potenza fornita dal radiatore diventi esuberante anche con temperature di alimentazione pari a 50°C.

Gli impianti a ventilconvettori, tipicamente installati in uffici, alberghi e locali commerciali, con pompe di calore come sistema di generazione, impiegano dei terminali d'impianto a bassa temperatura (40°C-45°C) o comunque a una temperatura maggiore di quella richiesta dai pannelli radianti a pavimento.

Gli impianti ad aria sono caratterizzati dall'installazione di pompe di calore aria-aria o aria-acqua. Nel primo caso, la pompa di calore alimenta direttamente i canali di distribuzione interna dell'aria, mentre, nel secondo, la macchina produce acqua calda che sarà inviata alla batterie di un'unità centrale di trattamento aria (UTA).

Il terminale d'impianto migliore da abbinare a una pompa di calore è il pannello radiante poiché esso richiede in input acqua a temperatura inferiore rispetto ai fan coil e ai radiatori. I pannelli radianti permettono, in parte, di sopperire al fabbisogno energetico per il raffrescamento degli ambienti. In tal caso il sistema radiante realizza il mantenimento della temperatura degli ambienti al valore di set point impostato mentre la gestione dell'umidità è affidata a un secondo sistema (fan coils ad esempio) poiché la temperatura della superficie radiante non può essere minore della temperatura di rugiada al fine di evitare la formazione di condensa. A differenza dei radiatori, i pannelli radianti e i ventilconvettori permettono di raffrescare gli ambienti quando la pompa di calore è utilizzata in modalità macchina frigorifera durante il periodo estivo.

La tipologia di pompa di calore maggiormente utilizzata per il riscaldamento degli ambienti è quella aria-acqua sfruttando la facilità di impiegare l'aria come sorgente fredda e l'acqua come fluido vettore per alimentare i terminali d'impianto, i quali sono di tipo idronico. Gli impianti con pompa di calore aerotermica non necessitano, infatti, di autorizzazioni specifiche e non richiedono costosi interventi di scavo per la posa degli scambiatori di calore, a differenza di quanto accade per le pompe di calore geotermiche. Tuttavia, le notevoli variazioni termiche della temperatura dell'aria esterna e i bassi valori che quest'ultima può raggiungere determinano COP di funzionamento assai limitati (costi

troppo elevati) rendendo necessario l'uso di sistemi, quali caldaie, a supporto o in sostituzione della pompa di calore (Figura 3.29). A temperature inferiori a quella di rugiada si ha inoltre la formazione di ghiaccio in corrispondenza dell'evaporatore; tale problematica comporta l'interruzione della fornitura di energia utile all'utenza, che viene invece impiegata per l'eliminazione del ghiaccio sulla batteria alettata. Questi aspetti hanno quindi determinato lo sviluppo dei così detti sistemi ibridi, composti da una pompa di calore aria-acqua e da una caldaia.

L'efficienza di una caldaia è indipendente dalla temperatura esterna; tale efficienza è modesta se confrontata con quella di una pompa di calore, la quale è molto più efficiente nell'arco di un'intera stagione. La combinazione di queste due tecnologie genera un sistema efficiente e affidabile in ogni situazione. Una regolazione intelligente attiverà l'una, l'altra o entrambe le apparecchiature allo scopo di garantire i servizi previsti (riscaldamento, condizionamento e produzione di ACS) con il minimo consumo di energia primaria.

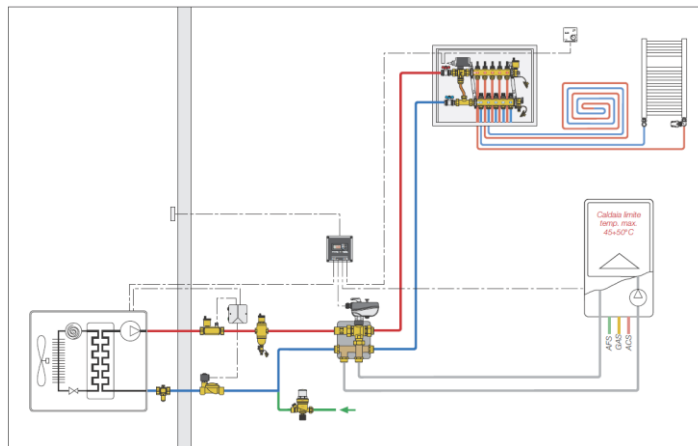


Figura 3.29 – Impianto di riscaldamento a media e alta temperatura con pompa di calore aria-acqua e caldaia integrativa [16].

L'elemento che permette di unire i due sistemi di generazione (pompa di calore aria-acqua e caldaia) in un'unica soluzione è il gruppo d'integrazione. Tale sistema gestisce il funzionamento dei due generatori collegando i circuiti idraulici della pompa di calore e della caldaia con i terminali dell'impianto di riscaldamento. Un'apposita centralina di regolazione gestisce i due generatori in funzione della temperatura dell'aria esterna rilevata da una specifica sonda.

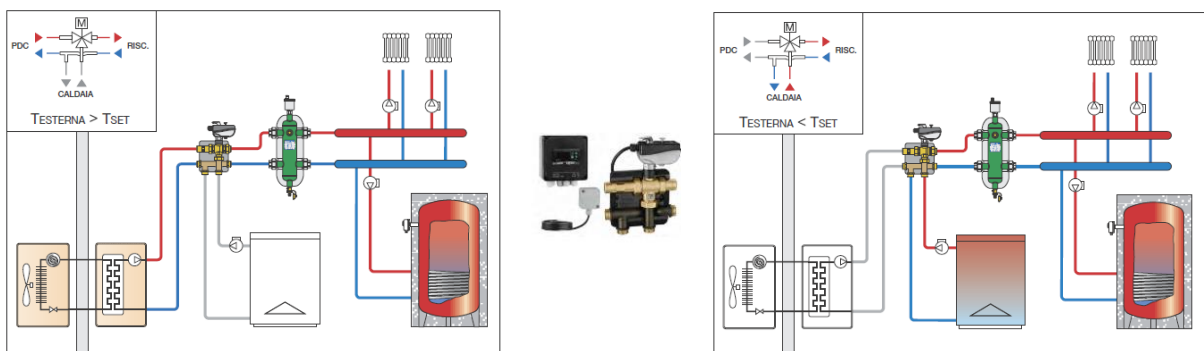


Figura 3.30 - Gruppo d'integrazione tra pompa di calore e caldaia [16].

La centralina attiva la pompa di calore quando lo richiede il regolatore ambiente e la temperatura dell'aria esterna supera la temperatura di alternanza impostata sulla centralina (temperatura di set-point, temperatura bivalente), mentre attiva la caldaia quando lo richiede il regolatore ambiente e l'aria esterna ha una temperatura inferiore a quella di alternanza (Figura 3.31).

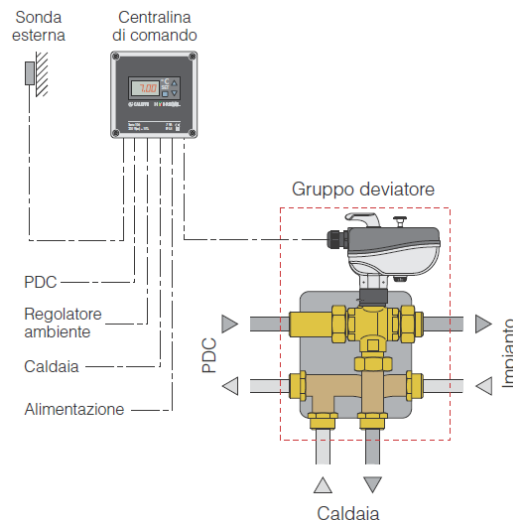


Figura 3.31 –Centralina di comando in un impianto con pompa di calore e caldaia [16].

La commutazione avviene tramite un deviatore che invia il contatto del termostato alla caldaia o alla pompa di calore, eventualmente tramite relè [16].

Numerose ricerche sono state condotte al fine di migliorare le prestazioni delle pompe di calore aria-acqua nei climi freddi [17]. Alcune delle possibili configurazioni che portano a un miglioramento delle prestazioni di una pompa di calore aria-acqua per il riscaldamento degli ambienti sono riportate in Figura 3.32. Tali soluzioni si riferiscono all'iniezione di vapore al compressore, quindi a cicli con economizzatore, che consentono un incremento della capacità e delle prestazioni, la diminuzione della temperatura di mandata al compressore ed una migliore gestione della portata massica di refrigerante. Secondo quanto riportato da Long et al. in [17] rispetto alla configurazione tradizionale, l'impiego di uno scambiatore di calore interno (IHE) comporta un aumento del COP del 14% e una diminuzione di 20°C della temperatura di scarico. Un flash tank può essere impiegato al posto dello scambiatore di calore interno, come mostrato in Figura 3.32.

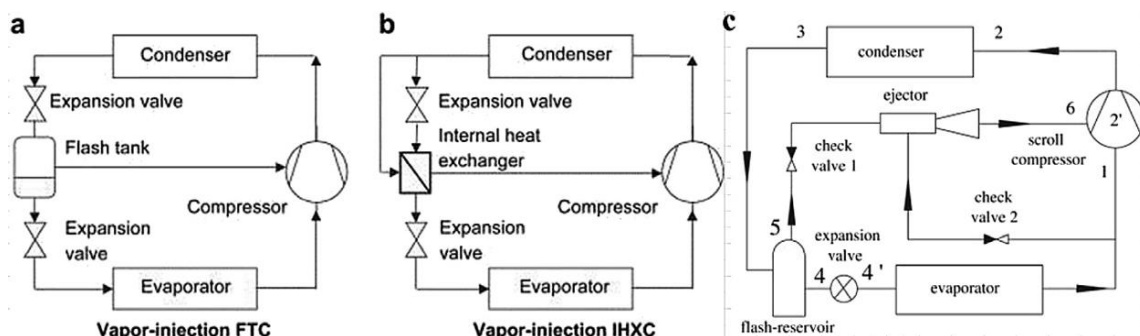


Figura 3.32 – Schemi di pompe di calore con compressore e flash tank, scambiatore di calore interno e flash tank ed eiettore [17].

In presenza di un flash tank le prestazioni del sistema migliorano rispetto a quelle con IHE alle basse temperature ambiente [18, 19]. L'impiego di un compressore scroll con eiettore permette di avere prestazioni migliori rispetto al sistema convenzionale [20, 21].

Le pompe di calore con economizzatore possono impiegare sia un sub-cooler sia un flash tank. L'adozione di un compressore e di un singolo stadio di laminazione nei sistemi con sub-cooler, in cui il flusso di refrigerante in uscita dal condensatore è suddiviso in due parti di cui un'inviata al sub-cooler e un'altra a un organo di espansione, rende difficoltoso assicurare che il vapore all'ingresso supplementare del compressore sia saturo (Figura 3.33) [22]. La soluzione con flash tank, all'interno del quale è realizzata la separazione tra liquido e vapore, caratterizzata da un compressore e da due stadi di laminazione, assicura componentistica più semplice e l'iniezione di vapore molto prossimo alla saturazione all'ingresso supplementare del compressore (Figura 3.34) [22]. Dal confronto tra tali due soluzioni si è visto che l'uso di un flash tank è maggiormente efficiente (COP e potenza termica maggiori, potenza assorbita minore) rispetto al caso con sub-cooler alle basse temperature ambiente, costituendo quindi una buona soluzione per le pompe di calore che impiegano l'aria esterna quale sorgente fredda [22].

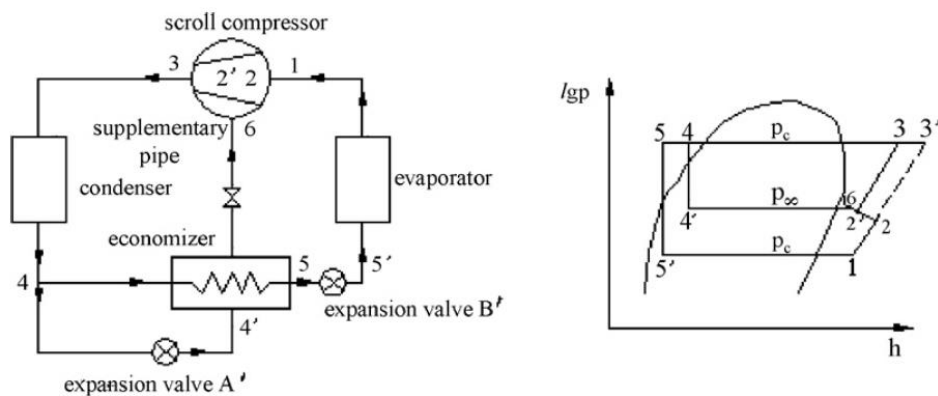


Figura 3.33 - Pompa di calore con sub-cooler e relativo ciclo nel piano p-h [22].

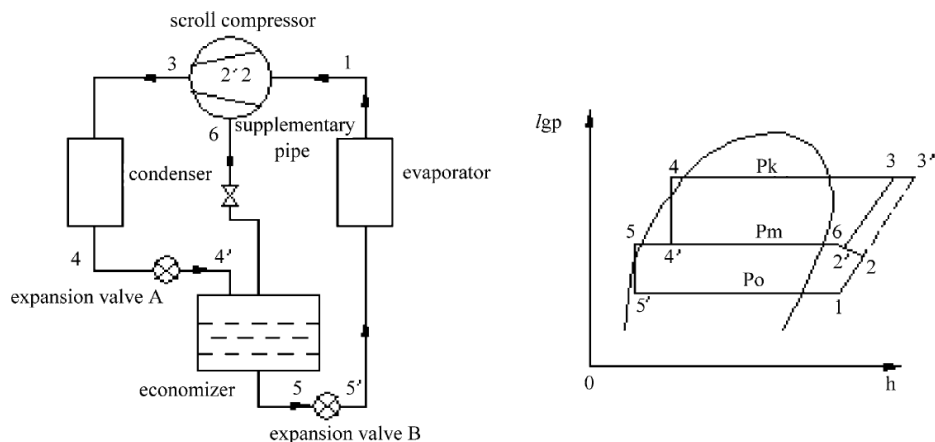
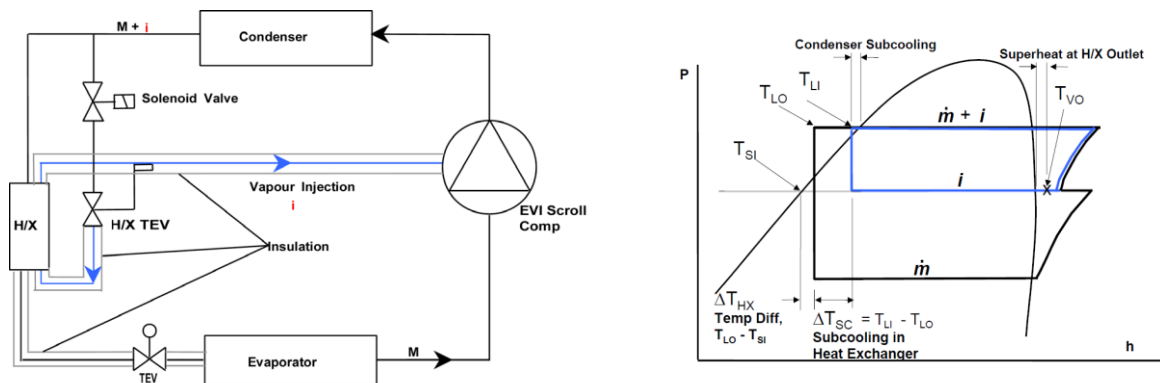


Figura 3.34 - Pompa di calore con flash tank e relativo ciclo nel piano p-h [22].

L'impiego della tecnologia EVI (Enhanced Vapour Injection) consiste nell'iniezione di una certa quantità di vapore al compressore a una pressione intermedia per il funzionamento con

economizzatore (Figura 3.35) allo scopo di aumentare la capacità e l'efficienza del sistema all'interno di tutto l'involuppo di funzionamento del compressore. La tecnologia EVI permette di impiegare i compressori per il condizionamento dell'aria a basse temperature di evaporazione ad alte temperature di condensazione. La produzione di vapore da iniettare al compressore può avvenire mediante un flash tank o attraverso uno scambiatore di calore a piastre. Quest'ultima configurazione, uno scambiatore di calore realizza il sotto raffreddamento del refrigerante in uscita dal condensatore; durante tale sotto raffreddamento, una certa quantità di refrigerante evapora ed è inviata al compressore fornendo un ulteriore raffreddamento a elevati rapporti di compressione [23].



Definition(s)	Description
T_c	Condensing Temperature
T_{li}	Liquid temperature entering H/X
T_{lo}	Subcooled liquid leaving H/X
P_i	Intermediate Pressure
T_{si}	Saturated temperature at intermediate pressure
T_{vo}	Vapour temperature leaving H/X
T_{vi}	Vapour temperature entering H/X
T_{sc}	Liquid subcooling in H/X
M	Evaporator Mass Flow
I	Vapour Injection Mass Flow
ΔT_{HX}	Liquid temp out H/X-Liquid- Saturated temperature at intermediate pressure
ΔT_{SC}	Liquid temp in to H/X- subcooled liquid temp out H/X

Figura 3.35 – Schema e ciclo di un sistema con tecnologia EVI (Copeland EVI Scroll compressor, Emerson) [23].

Sebbene tale soluzione sia accompagnata da un aumento di potenza assorbita, il guadagno di capacità e di prestazioni che ne deriva compensa l'incremento dell'assorbimento.

Le pompe di calore possono essere installate in impianti di riscaldamento e produzione di acqua calda sanitaria. Tale tipologia d'impianto richiede, oltre ad un sistema di generazione a supporto o in sostituzione della pompa di calore, anche la presenza di un serbatoio d'accumulo che funge da volano termico permettendo così di gestire sia la produzione di acqua calda sanitaria che l'eventuale riscaldamento degli ambienti. Tale aspetto sarà considerato nel paragrafo 3.4.2.

Oltre alle soluzioni sopra esposte, le pompe di calore possono essere impiegate nei sistemi VRF. Si tratta di sistemi a espansione diretta a flusso variabile di refrigerante che, a differenza dei multisplit, caratterizzati da una portata fissa di refrigerante, permettono di modulare la quantità del refrigerante in circolazione in base all'effettivo carico richiesto dalle unità interne in funzionamento. I sistemi VRF sono in grado di realizzare il riscaldamento, il raffrescamento e la produzione di acqua calda sanitaria. Essi saranno meglio descritti nel paragrafo 3.4.3.

3.4.2 Pompe di calore per la produzione di acqua calda sanitaria

La produzione di acqua calda a elevata temperatura è sempre stata una prerogativa delle caldaie in grado di operare con temperature fino ai 70 °C per il riscaldamento e fino a 50 °C per l'acqua sanitaria. La larga diffusione di terminali d'impianto come i radiatori, sistemi ad alta temperatura, non ha mai posto il problema della produzione di acqua calda sanitaria (ACS), generalmente fornita dalla stessa caldaia impiegata per il riscaldamento. Le pompe di calore aumentano i propri benefici se abbinate a impianti a bassa temperatura (sistemi radianti a 30°C-35°C, o al massimo fancoil a 40°C/45°C) ponendo quindi il problema della generazione di acqua calda sanitaria mediante tale tecnologia. Numerose ricerche e sviluppi tecnologici sono stati condotti e sono attualmente in corso per garantire e assicurare la fattibilità tecnica ed economica della produzione di acqua calda sanitaria mediante la tecnologia della pompa di calore. Nella trattazione di tale argomento è necessario considerare quanto riportato nel D.P.R. 412/93 sugli impianti termici per la produzione di ACS: nel caso d'impianti termici per la produzione centralizzata di ACS di nuova installazione o sottoposti a ristrutturazione, essi devono necessariamente disporre di un sistema d'accumulo e devono immettere acqua calda nella rete di distribuzione con temperatura non superiore a 48°C. In presenza di sistemi d'accumulo per ACS è necessario considerare il pericolo della legionella, cioè la presenza di questo batterio negli impianti di climatizzazione e idrici. Le varie specie di batteri gram-negativi aerobi del genere legionella sono pericolosi per la salute dell'uomo poiché provocano forme d'infezione identificate col termine legionellosi. Tali batteri diventano pericolosi in determinati range di temperatura, in presenza di ossigeno, di elementi nutritivi e di un'alta quantità di microorganismi. I trattamenti termici di disinfezione sono quelli più efficaci e convenienti poiché possono esercitare una completa azione battericida senza l'aggiunta di prodotti chimici e senza aver bisogno di sistemi integrativi. La loro azione si basa sul fatto che le temperature elevate causano la morte dei batteri in generale, e della legionella in particolare, in tempi più o meno brevi a seconda del livello di temperatura considerato. Il diagramma in Figura 3.36 assicura che se l'acqua è mantenuta sopra i 50°C non c'è alcun pericolo di sviluppo di legionella, anzi la sua eliminazione avviene nel giro di qualche ora.

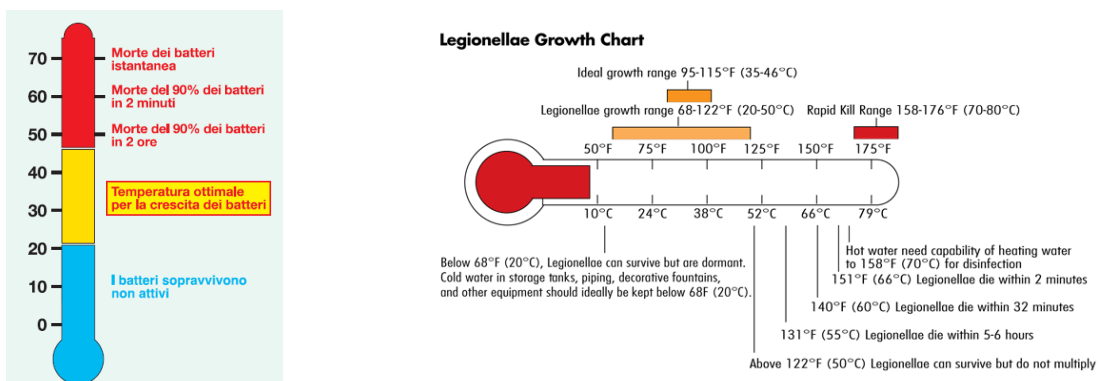


Figura 3.36 – Diagramma Hodgson-Casey con temperature e relativi tempi per la disinfezione termica anti-legionella [24].

In particolare la disinfezione termica può essere continua, mantenendo in circolazione acqua a temperature non inferiori a 55°C, e periodica, da attuarsi nei periodi di minor uso dell'impianto. Come precedentemente esposto, il D.P.R. 412/93 afferma che i generatori di calore, destinati alla produzione centralizzata di acqua calda per usi igienici o sanitari devono disporre di un sistema d'accumulo e che la temperatura dell'acqua, misurata nel punto d'immissione della rete di distribuzione, non deve superare i 48 °C (più 5 °C di tolleranza). La temperatura d'accumulo pari a 48°C è però ottimale per la proliferazione della legionella quindi è necessario accumulare acqua calda a una temperatura di almeno 60°C. Inoltre, per evitare problemi di legionella è necessario sottoporre ciclicamente il sistema di distribuzione a shock termici di 70°C. Tali aspetti e problematiche devono essere il punto di partenza per lo sviluppo di soluzioni tecnologiche a pompa di calore per la produzione di acqua calda sanitaria.

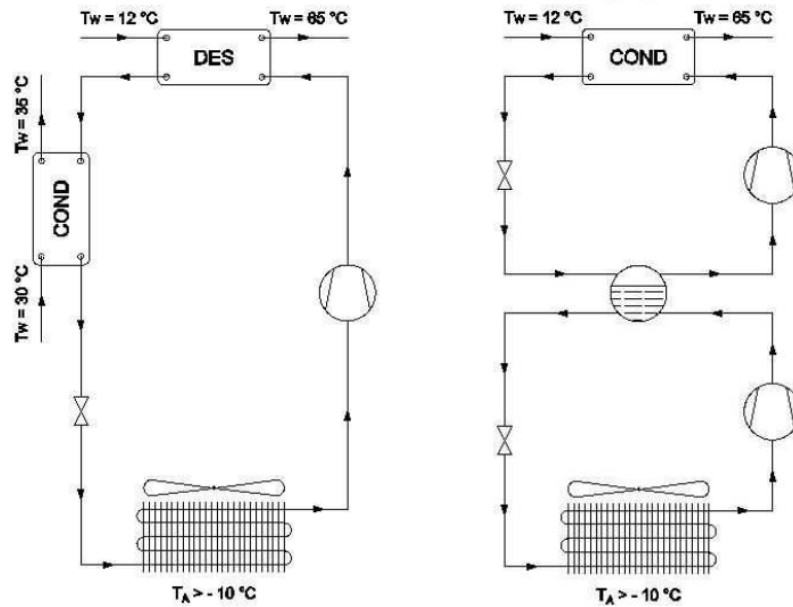
Le normali pompe di calore difficilmente raggiungono le alte temperature richieste nella produzione e nelle problematiche connesse all'ACS. Inoltre una macchina impiegata per la produzione di ACS, oltre a produrre acqua a elevate temperature, deve essere in grado di assicurare elevati valori di COP e potenza resa a basse temperature dell'aria esterna oltre che cicli di sbrinamento rapidi ed efficaci nel caso di pompe di calore aria-acqua, cioè quelle maggiormente impiegate per tale applicazione. Per la produzione di acqua a 65°C, il ciclo termodinamico è caratterizzato da elevati rapporti di compressione e da elevate temperature di mandata al compressore, determinando problematiche di tipo costruttivo e di assorbimento elettrico della macchina. Nella produzione di ACS con pompe di calore aria-acqua è necessario considerare che le prestazioni della macchina e la potenza termica prodotta sono fortemente dipendenti dalla temperatura dell'aria esterna e diminuiscono con tale grandezza, soprattutto a causa della formazione di brina.

La produzione di ACS con pompe di calore necessita quindi di soluzioni alternative ai classici cicli termodinamici e riassumibili nei seguenti interventi:

- inserimento di uno scambiatore di calore (desurriscaldatore) nel circuito della macchina;
- realizzazione di una macchina a doppio stadio di compressione;
- sviluppo di macchine in cascata;
- impiego della tecnologia a iniezione di vapore (EVI) per il compressore;
- impiego di pompe di calore a CO₂.

L'inserimento di un desurriscaldatore nel circuito rappresenta una soluzione semplice e affidabile in cui la produzione di ACS avviene contemporaneamente al riscaldamento. Tale soluzione introduce una modesta perdita di carico aggiuntiva e riduce il carico sul condensatore permettendo di raggiungere prestazioni migliori poiché la temperatura di condensazione non è incrementata e la temperatura in uscita dal compressore è contenuta.

La soluzione con doppio stadio di compressione, più complessa e costosa, impiega un unico fluido refrigerante in entrambi gli stadi eliminando la possibilità di ottimizzare il ciclo in base alle temperature della sorgente e del pozzo (Figura 3.37).



Inserimento di un desurriscaldatore.

Macchina con doppio stadio.

Figura 3.37 – Possibili soluzioni per la produzione di ACS con pompa di calore aria-acqua [25].

Il lavoro di compressione, entrambi i rapporti di compressione di ciascuno stadio e la temperatura di mandata al compressore diminuiscono determinando un aumento del COP e dei rendimenti isentropici e volumetrici del compressore. A differenza della soluzione con doppio stadio, nell'impiego di macchina in cascata, sono utilizzati due diversi fluidi refrigeranti permettendo così di ottimizzare il ciclo sovrapposto e sottoposto in relazione alle temperature della sorgente e del pozzo caldo. I vantaggi derivanti da tale soluzione sono: diminuzione del lavoro di compressione e della temperatura di mandata dei compressori, conseguente aumento del COP e minore dipendenza della potenza termica dalla temperatura della sorgente. Tale architettura è più costosa rispetto alle precedenti e, inoltre, le maggiori temperature di evaporazione potrebbero rendere più difficoltoso il raffreddamento del compressore della macchina del ciclo superiore (Figura 3.38). I refrigeranti impiegati in macchine in cascata sono tipicamente l'R134a per il ciclo superiore e l'R410A per il ciclo inferiore; tali fluidi sono, infatti, caratterizzati da pressioni di lavoro differenti e permettono di raggiungere temperature dell'ACS maggiori di 65 °C.

Nell'impiego della tecnologia EVI a iniezione di vapore (paragrafo 3.4.1), una certa quantità di refrigerante in uscita dal condensatore è spillata, subisce un decremento di pressione passando attraverso una valvola di laminazione, per poi essere fatta evaporare all'interno di uno scambiatore rigenerativo e infine iniettata ad una pressione intermedia nel compressore (Figura 3.39).

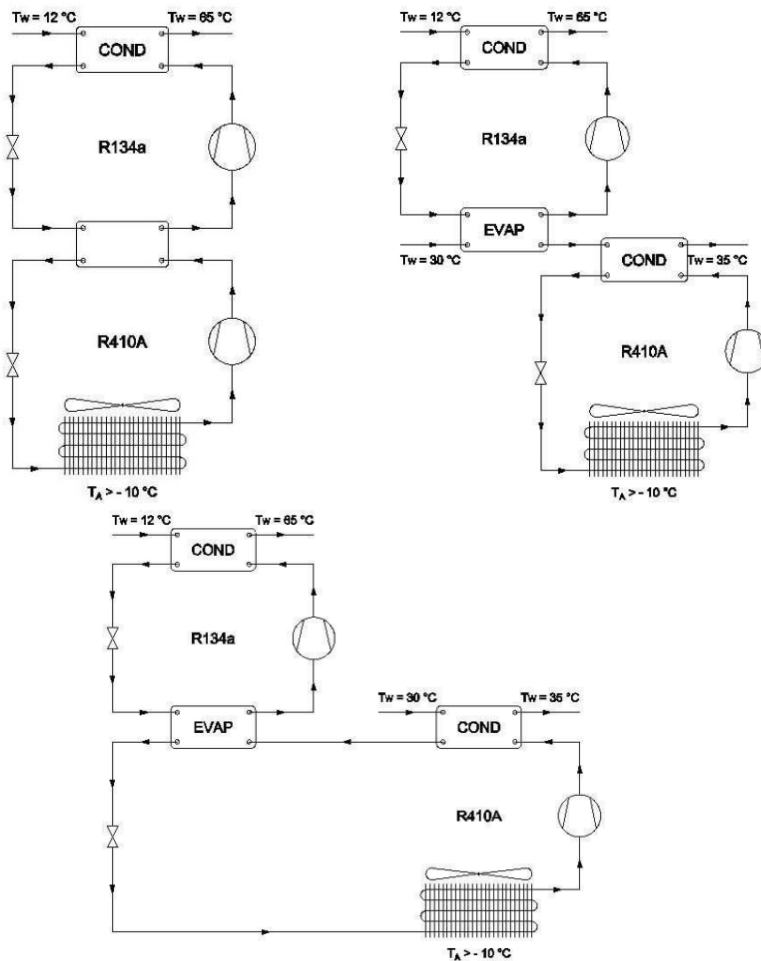


Figura 3.38 – Possibili soluzioni con macchina in cascata per la produzione di ACS con pompa di calore aria-acqua [25].

In tale soluzione il lavoro di compressione e la temperatura di mandata del compressore diminuiscono determinando un miglioramento del COP e della potenza termica erogata della macchina permettendo così anche la produzione di ACS oltre i 60 °C. Tale tecnologia richiede una particolare attenzione relativa al controllo del surriscaldamento del flusso secondario in ingresso al compressore. Quando un compressore scroll EVI è impiegato per la produzione di ACS l'attenzione deve essere posta su diversi aspetti della realizzazione del circuito della pompa di calore. Per prima cosa il foro d'iniezione del vapore deve essere posizionato in prossimità (ma non in comunicazione) con la linea di aspirazione, la quale massimizza la massa iniettata e minimizza il reflusso nel serbatoio flash. Tale aspetto è molto importante quando non è presente alcuna valvola per il controllo dell'iniezione e si utilizza un flash tank. Secondariamente, è importante assicurare che le parti realizzate in materiale non metallico siano a prova di refrigerante umido [26].

L'utilizzo dell'anidride carbonica come fluido refrigerante in pompe di calore permette di produrre ACS a temperature anche maggiori di 80 °C mediante un ciclo transcritico a pressioni elevate (100 bar), in cui il refrigerante non condensa ma si raffredda gradualmente raggiungendo differenze di temperatura con l'acqua molto ridotte. Tali macchine saranno meglio analizzate nel paragrafo 3.5.

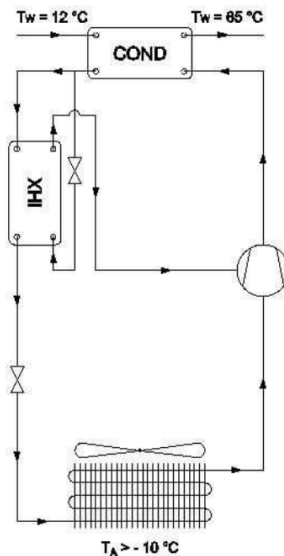


Figura 3.39 – Utilizzo della tecnologia EVI per la produzione di ACS con pompa di calore aria-acqua [25].

Gli esempi in precedenza illustrati evidenziamo l'esistenza di diverse soluzioni, sia a livello componentistico sia circuitale, da implementare sulle pompe di calore standard per la produzione di ACS. Tali soluzioni comportano un aumento delle prestazioni rispetto all'impiego di macchine standard e alcune di esse permettono anche di limitare l'effetto negativo della dipendenza della potenza termica della macchina dalla temperatura dell'aria esterna.

Sono diverse le case costruttrici che hanno realizzato e stanno testando soluzioni con pompa di calore per la produzione di ACS. La Mitsubishi, ad esempio, ha realizzato un'unità esterna monoblocco dedicata a una massiva produzione di acqua calda ad alta temperatura (70 °C) in combinazione con il riscaldamento ad alta e bassa temperatura. La produzione di ACS ad alta temperatura è realizzata mediante l'utilizzo dell'R407C come refrigerante e un particolare circuito frigorifero, detto Flash-injection Circuit, in cui è installata la tecnologia scroll per il compressore e realizzata l'iniezione di gas a pressione intermedia al compressore (Figura 3.40).

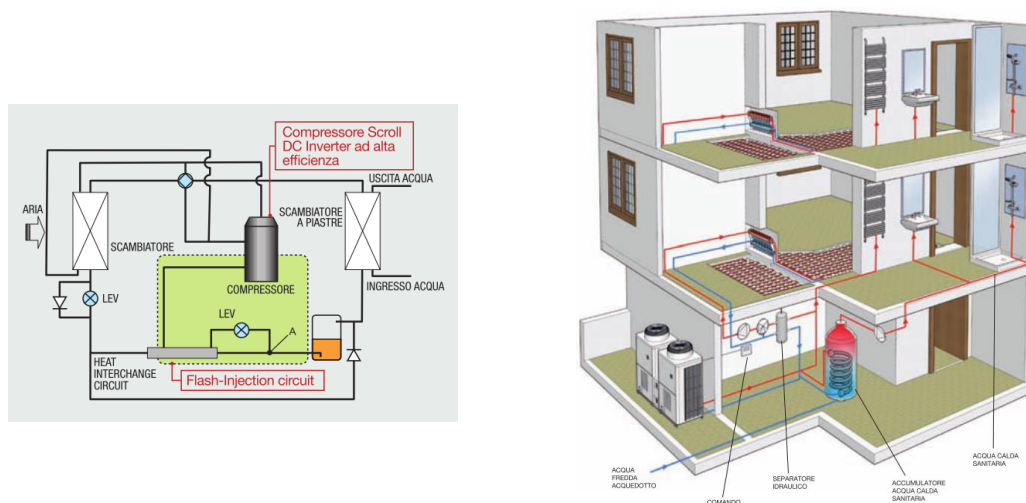


Figura 3.40 – Sistema Ecodan® HWHP Packaged (riscaldamento a bassa e alta temperatura + ACS) [27].

3.4.3 Sistemi VRF

I sistemi VRV/VRF sono sistemi di climatizzazione a espansione diretta a volume di refrigerante variabile particolarmente adatti sia ai nuovi edifici sia a quelli esistenti da ristrutturare, grazie alla loro flessibilità e al loro basso impatto architettonico dovuto alle ridotte sezioni delle tubazioni frigorifere. Tali sistemi possono essere installati in configurazione mista, cioè impiegati per la produzione di acqua calda ad alta temperatura (usi sanitari e per radiatori tradizionali), acqua calda per l'alimentazione di terminali a media-bassa temperatura, acqua refrigerata per la climatizzazione radiante estiva, e, parallelamente, realizzare la climatizzazione a espansione diretta realizzata mediante terminali ad aria e un'UTA dedicata al trattamento dell'aria di rinnovo.

Nei sistemi a espansione diretta l'evaporatore e/o il condensatore sono posti a contatto con l'ambiente da climatizzare realizzando il riscaldamento e/o il raffreddamento di questo ultimo direttamente mediante lo scambio termico tra il refrigerante e l'aria. Tale aspetto determina l'esistenza di un unico scambiatore di calore tra pompa di calore e ambiente. Il fluido vettore del calore è, quindi, il refrigerante stesso. Nei sistemi VRF i terminali dell'impianto svolgono il ruolo di evaporatore nel funzionamento estivo e di condensatore nel funzionamento invernale. Le prestazioni dei sistemi VRF dipendono anche dalla lunghezza, dai dislivelli e dalla configurazione delle tubazioni del circuito frigo. Tali sistemi VRF sono tipicamente costituiti da un'unità esterna, un modulo idronico e dai terminali d'impianto (Figura 3.41).

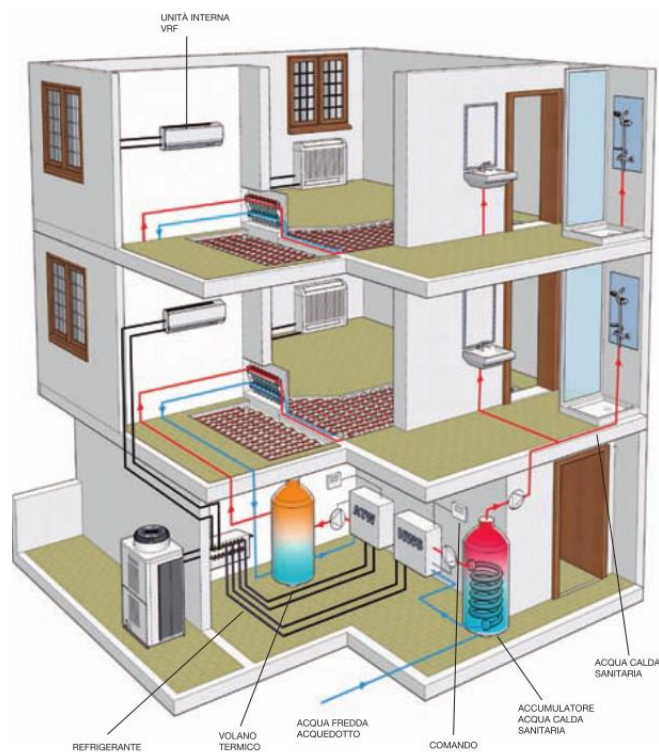


Figura 3.41 - Riscaldamento, raffreddamento e produzione di ACS simultanei [27].

Il modulo idronico è l'elemento in cui il refrigerante scambia calore con l'acqua per la produzione di acqua calda per ACS e riscaldamento/raffreddamento. Al modulo idronico può essere associato un

bollitore per l'acqua calda sanitaria e l'integrazione con un eventuale impianto solare termico. Nel modulo idronico sono collocati lo scambiatore di calore, il circolatore idraulico, un vaso d'espansione, una resistenza elettrica integrativa e i componenti di sicurezza. Tipicamente l'unità esterna e il modulo idronico sono progettati ad hoc nel caso si voglia produrre ACS attraverso l'impiego dell'R410A per assicurare una temperatura di produzione di 55 °C.

3.4.4 Sistemi integrati

L'impiego di tecnologie che utilizzano una specifica fonte energetica rinnovabile presenta delle problematiche legate alla discontinuità o alla disponibilità, in condizioni non opportune, della fonte stessa. Tale aspetto è risolto mediante i sistemi integrati, cioè attraverso l'impiego congiunto di una o più tecnologie alimentate da differenti fonti energetiche rinnovabili (o fonte rinnovabile e fonte tradizionale) quali, ad esempio, pompe di calore, solare termico, solare fotovoltaico e caldaie biomassa. L'utilizzo delle pompe di calore elettriche a compressione in abbinamento a un impianto fotovoltaico garantisce un sostanziale risparmio economico durante tutto l'arco dell'anno, ancor più se la produzione di acqua calda sanitaria è supportata da un sistema solare termico [28]. I costi di esercizio e i tempi di ritorno dell'investimento relativi all'impiego di una pompa di calore elettrica a compressione si ridurrebbero se l'energia prodotta dall'impianto fotovoltaico fosse utilizzata per alimentare la pompa di calore. I vantaggi così ottenuti possono essere incrementati nel periodo estivo impiegando la pompa di calore come gruppo frigo per climatizzare gli ambienti serviti, e integrando il tutto con un impianto solare termico (Figura 3.42).

L'efficienza di un sistema integrato deriva, oltre che dall'uso di singole tecnologie efficienti, anche da un sistema automatico di gestione di tutti i dispositivi installati (BMS) preposto a regolare l'impiego di ciascuna fonte energetica rinnovabile in base alle condizioni esterne e dell'utenza mediante l'acquisizione dei segnali forniti dai dispositivi di monitoraggio installati (sonde di temperatura, sonde di umidità, sensori di presenza etc.).

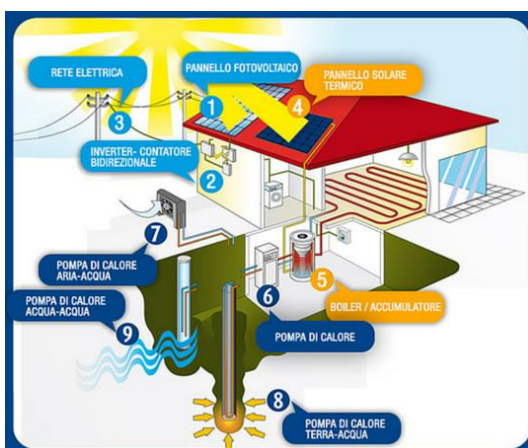


Figura 3.42 - Sistema integrato per la climatizzazione annuale e la produzione di ACS [29].

L'integrazione tra il sistema a pompa di calore e quello solare termico è ottenibile mediante l'utilizzo di un accumulo di energia termica opportunamente dimensionato. Un sistema integrato è quindi costituito dai seguenti elementi fondamentali (Figura 3.43):

- sistemi di generazione;
- circuito idronico;
- sistema d'accumulo;
- sistema di gestione per la termoregolazione.

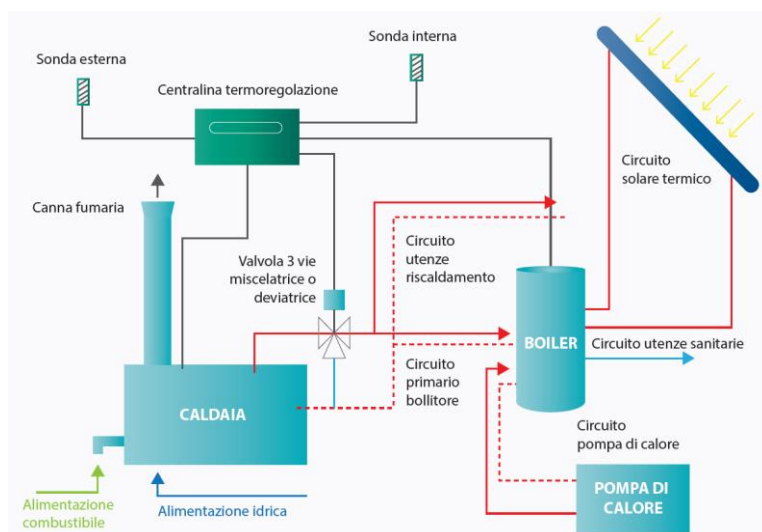


Figura 3.43 - Accumulo termico abbinato alla pompa di calore e al sistema solare termico [30].

Il sistema BMS realizza l'integrazione delle tecnologie, operanti per uno stesso obiettivo, dando la precedenza al sistema di generazione che, per quel determinato periodo, ha la resa maggiore in quel determinato periodo poiché si verificano delle condizioni al contorno favorevoli per un generatore piuttosto che per un altro. La pompa di calore aria-acqua, ad esempio, funzionerà fino a un certo valore della temperatura dell'aria esterna al di sotto del quale le performance della macchina decadranno generando costi elevati; in tal caso la produzione di energia termica è assicurata mediante l'impianto solare termico, il cui funzionamento viene privilegiato in estate per l'ACS e le cui performance sono influenzate in maniera minore dalla temperatura dell'aria esterna, specialmente in presenza di collettori solari a tubi evacuati sottovuoto, caratterizzati da basse dispersioni [28].

La termoregolazione può in parte essere gestita dall'utente finale mediante gli attuali sistemi ICT (Information and Communication Technology), facilmente reperibili sul mercato, con i quali avviene l'interfacciamento diretto con l'impianto (Figura 3.44).

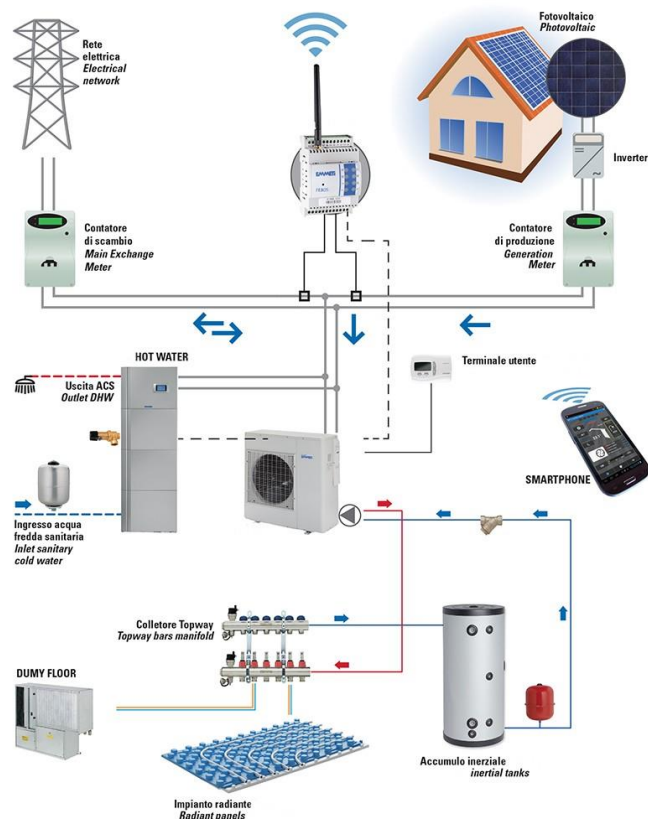
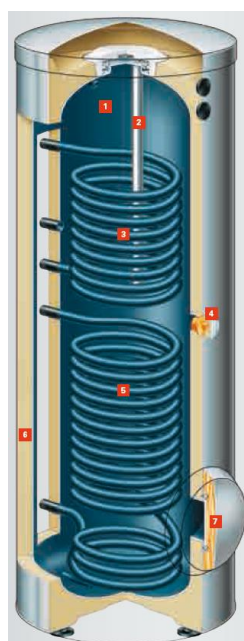


Figura 3.44 - Schema di un sistema di gestione integrata di una pompa di calore [31].

Un sistema d'accumulo svolge la duplice funzione di volano termico, risolvendo il problema dello sfasamento tra disponibilità della fonte energetica e richiesta dell'utenza, e di differenziare le portate elaborate dai diversi sistemi di generazione e le portate inviate ai terminali d'impianto. L'integrazione tra diversi sistemi di generazione avviene tipicamente con accumuli a più serpentine (Figura 3.45): ogni generatore carica il sistema d'accumulo mediante un'apposita serpentina.



- 1 Bollitore e serpentine in acciaio con smaltatura Ceraprotect
- 2 Anodo al magnesio
- 3 Serpentina superiore, per il riscaldamento tramite caldaia
- 4 Collegamento resistenza elettrica
- 5 Serpentina inferiore, allacciamento all'impianto solare
- 6 Isolamento termico in schiuma rigida di poliuretano
- 7 Apertura per ispezione e pulizia (adatta anche per l'inserimento della resistenza elettrica)

Figura 3.45 – Bollitore bivalente Vitocell 100-B Viessmann per integrazione caldaia e solare termico [32].

In particolare i sistemi ad alta temperatura, quale ad esempio la caldaia, agiranno sul serbatoio d'accumulo mediante la serpentina posta più in alto rispetto a quello dedicato all'impianto solare termico, sistema a più bassa temperatura.

3.5 Pompe di calore a R744

L'utilizzo dell'anidride carbonica come fluido refrigerante ha origine a partire dalla seconda metà del XIX secolo [3]. L'anidride carbonica fu scoperta nel 1638 dal medico belga Jan Baptist van Helmont, mentre le proprietà furono dettagliatamente studiate già nel 1750 dal fisico e chimico britannico Joseph Black. L'anidride carbonica fu successivamente isolata dal prete inglese Joseph Priestley [33, 34]. I primi impieghi della CO₂ riguardarono la refrigerazione e la produzione di ghiaccio [35]. Nel 1866, Thaddeus Lowe riuscì ad adattare un compressore per il funzionamento ad anidride carbonica costruendo un apparecchio per la produzione del ghiaccio. Nel 1886, Franz Windhausen brevettò un nuovo compressore a CO₂, i cui sviluppi tecnologici permisero, nel 1889, di giungere alla costruzione di un impianto a CO₂ più efficiente. In pochi anni furono installati quattrocento di tali impianti con ciclo a CO₂ subcritico (ciclo di Rankine), prevalentemente su navi, visti i costi ridotti, le buone proprietà di trasporto di calore e la non tossicità. Il compressore era di tipo aperto, mosso da un motore a vapore. A causa delle alte pressioni di lavoro, il cilindro risultava rinforzato, così come l'albero motore. L'introduzione dei condensatori ad aria fece alzare le temperature di condensazione degli impianti, a sfavore dell'utilizzo dell'anidride carbonica come refrigerante, che vedeva con tale soluzione perdere buona parte della sua efficienza energetica. Essa continuò ad essere utilizzata sugli impianti delle navi (dove il raffreddamento era ad acqua), ma anche qui essa venne progressivamente sostituita dall'ammoniaca a partire dal 1910, anche grazie al miglioramento degli standard di utilizzo di tale refrigerante. Solo a partire dal 1932 la CO₂ tornò ad essere utilizzata, anche se limitatamente agli impianti in cascata assieme all'ammoniaca.

L'introduzione dei refrigeranti sintetici però segnò il declino dell'anidride carbonica. Solo i problemi ambientali, che hanno messo in crisi l'utilizzo dei refrigeranti CFC e HCFC negli impianti di refrigerazione, hanno portato ad una riscoperta dell'anidride carbonica. Lo sviluppo dei sistemi ad anidride carbonica, soprattutto dopo la Seconda Guerra Mondiale, ha conosciuto un rallentamento almeno fino agli anni '90 a causa dell'elevata pressione di saturazione dell'R744 che richiede l'adozione di opportuni componenti, al tempo non ancora disponibili. Nel 1990, Gustav Lorentzen propose un impianto di condizionamento per autoveicoli funzionante mediante un ciclo transcritico a CO₂ [36]. In seguito furono pubblicati numerosi studi sull'utilizzo dell'anidride carbonica come fluido secondario, soprattutto per gli impianti di refrigerazione commerciale dei supermercati. A livello di ricerche, a tutt'oggi vi è un grande interesse nell'utilizzo dell'anidride carbonica come refrigerante, soprattutto grazie alla sua compatibilità ambientale. Nel 1991, F. Pearson brevettò in Germania, Francia e Stati Uniti un sistema in cascata che utilizzava la CO₂ come fluido di bassa pressione [37]. Nel 1992, G. Lorentzen and Pettersen pubblicarono i primi risultati sperimentali relativi ad un

prototipo d'impianto di condizionamento di automobili operante con anidride carbonica evidenziando efficienze energetiche comparabili con quelle di sistemi analoghi operanti con R12. Nel 1994, G. Lorentzen inaugurò una serie di conferenze e congressi sulle applicazioni dei fluidi refrigeranti naturali [38].

Oggi i limiti riguardanti l'utilizzo dell'anidride carbonica come fluido refrigerante sono stati superati: nelle applicazioni subcritiche, infatti, la pressione di progetto è attorno ai 40 bar ed esistono già sul mercato compressori, scambiatori di calore, valvole e sistemi di controllo adatti a lavorare a tali pressioni. Solo se il sistema a CO₂ lavora in condizioni transcritiche allora si potrebbero anche raggiungere pressioni di 100 bar; attualmente lo sviluppo tecnologico in termini di componentistica ha reso disponibili delle soluzioni in grado di lavorare a tali livelli di pressione.

3.5.1 Proprietà termodinamiche dell'anidride carbonica

A temperatura e pressione normali, l'anidride carbonica è un gas naturale, incolore, inodore, e di sapore pungente. Esso provoca in realtà l'effetto serra anzi è il più importante e il più noto fluido associato a tale problematica, ma i quantitativi utilizzati anche in caso di un impiego massiccio nel settore frigorifero sarebbero comunque irrilevanti rispetto a quelli prodotti dai processi di combustione. Possiede un indice GWP unitario, ma può essere considerato nullo se la CO₂ è recuperata come prodotto di scarto di altre produzioni industriali [3].

La CO₂ non è né infiammabile né tossica, inoltre è compatibile con i più comuni oli minerali, non agredisce i metalli né i materiali elastomerici. Essa è economica, ampiamente reperibile ed ha un impatto ambientale estremamente ridotto. Ne risulta che, tra i fluidi naturali, l'anidride carbonica è un'eccellente alternativa ai refrigeranti tradizionali, specialmente in applicazioni direttamente poste a servizio di persone come appunto la climatizzazione.

La Tabella 3.16 mostra le principali caratteristiche di tale gas, confrontandole con quelle di alcuni refrigeranti tradizionali [39, 40, 41].

Una delle proprietà che maggiormente caratterizzano l'anidride carbonica e ne definiscono le condizioni di utilizzo è la sua bassa temperatura critica, pari a 31,06 °C (Figura 3.46). Come conseguenza, in un ciclo frigorifero tradizionale a compressione di vapore, il processo di scambio termico con l'ambiente esterno implica un progressivo raffreddamento del gas in condizioni supercritiche. Il raffreddamento avviene idealmente in condizioni di pressione costante. Lo scambiatore di calore (gas cooler) qui utilizzato è diverso da quelli comunemente usati perché esso lavora ad alta pressione e non è sede della condensazione del fluido ma del suo progressivo raffreddamento. Una caratteristica del ciclo transcritico è l'esistenza di un valore ottimo per la pressione del gas cooler, che rende massimo il COP, una volta che siano state fissate le altre condizioni operative.

	R22	R134a	R410A	R717	R744
ODP ₁₀₀ /GWP ₁₀₀	0.05/1700	0/1300	0/1900	0/0	0/1
INFIAMMABILITÀ/TOSSICITÀ	NO/NO	NO/NO	NO/NO	SI/SI	NO/NO
MASSA MOLECOLARE [kg/kmol]	86.5	102.0	72.6	17.0	44.0
TEMPERATURA DI EBOLLIZIONE NORMALE [°C]	-40.8	-26.2	-52.6	-33.3	-78.4
PRESSIONE CRITICA [MPa]	5.0	4.1	4.8	11.4	7.4
TEMPERATURA CRITICA [°C]	96.0	101.1	70.2	133.0	31.0
PRESSIONE DI SATURAZIONE A -20 °C [bar]	2.5	1.3	4.0	1.9	19.7
PRESSIONE DI SATURAZIONE A 30 °C [bar]	11.9	7.7	18.9	11.7	72.1
CAPACITÀ DI REFRIGERAZIONE VOLUMETRICA A -20 °C [kJ/m ³]	2371	1444	3756	2131	14592
CALORE LATENTE DI EVAPORAZIONE A -20°C [kJ/kg]	220	213	249	1329	283
VOLUME SPECIFICO DEL VAPORE SATURO SECCO A -20°C [m ³ /kg]	0.093	0.147	0.066	0.625	0.019

Tabella 3.16 - Proprietà dell'R744 e di alcuni refrigeranti tradizionali.

Un'altra importante caratteristica dell'anidride carbonica è rappresentata dal livello di pressione di lavoro, molto più alto rispetto ai fluidi tradizionalmente utilizzati a parità di temperatura delle sorgenti esterne.

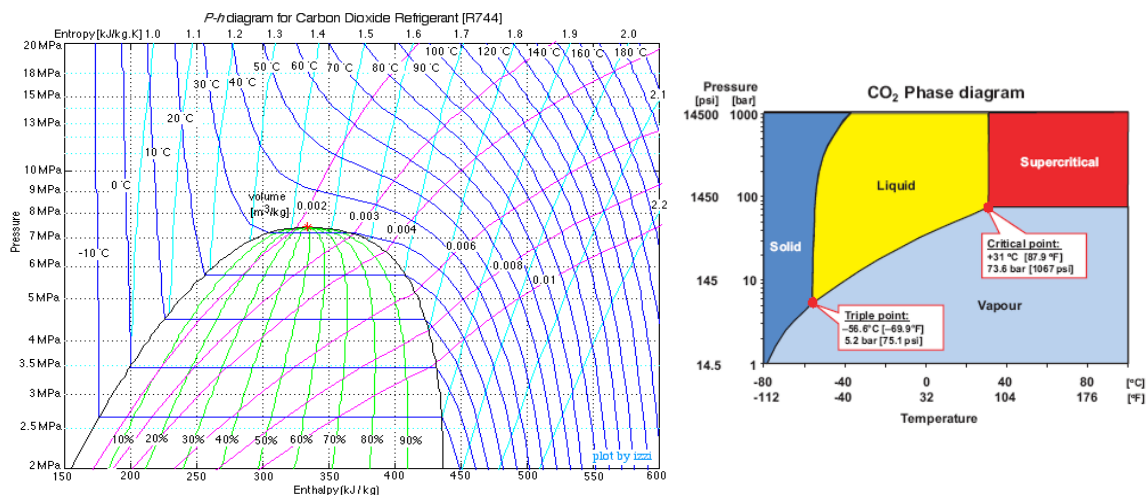


Figura 3.46 - Piano p - h e diagramma di stato dell'R744.

L'elevato valore del calore latente volumetrico, insieme alla densità del vapore nelle condizioni d'aspirazione del compressore, di almeno tre volte superiore a quella del refrigerante R404A, consente di operare con portate di massa nettamente inferiori. L'elevato valore delle pressioni operative determina inoltre una ridotta penalizzazione per le perdite di carico. L'elevata conducibilità termica della fase liquida e del vapore, l'alto calore specifico del liquido e la bassa viscosità cinematica e tensione superficiale favoriscono l'ottenimento di coefficienti di scambio termico più elevati rispetto ai fluidi tradizionali.

Il ritorno all'utilizzo dell'anidride carbonica come fluido refrigerante è giustificato dai vantaggi che le caratteristiche di tale gas permettono di avere [42 - 48]:

- infiammabilità e tossicità assenti a differenza dell'ammoniaca;
- ha indice ODP nullo e GWP_{100} unitario;
- può essere recuperata dagli scarichi dei processi di combustione in maniera semplice ed economica;
- costi di produzione estremamente bassi;
- grazie alla più elevata pendenza della curva di saturazione (Figura 3.47), la variazione di temperatura dell'R744 associata alle perdite di carico nell'evaporatore è assai modesta se confrontata con quella degli altri refrigeranti. A parità di perdite di carico, una più elevata diminuzione di temperatura nell'evaporatore è sgradita in quanto, a parità di rapporto di compressione, essa comporta un lavoro di compressione specifico più grande e una temperatura di fine compressione più elevata (Figura 3.47).

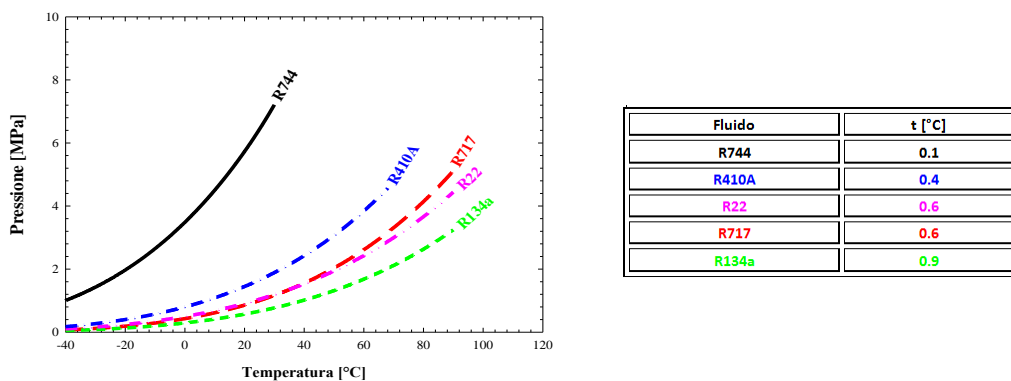


Figura 3.47 - Pendenze della curva di saturazione in funzione della temperatura per diversi refrigeranti e variazione di temperatura corrispondente a una perdita di carico di 10 kPa a 0°C.

- a parità di temperatura l'R744 presenta una capacità di refrigerazione volumetrica (pari al prodotto della densità del vapore saturo secco e del calore latente di evaporazione) molto più elevata rispetto agli altri refrigeranti: ciò vuol dire che, a parità di titolo all'uscita della valvola di laminazione, per avere una certa potenza frigorifera, la portata volumetrica di CO₂ sarà più

piccola rispetto a quella degli altri fluidi frigoriferi con conseguente riduzione dell'ingombro e del peso dei vari componenti costituenti il circuito frigorifero (Figura 3.48).

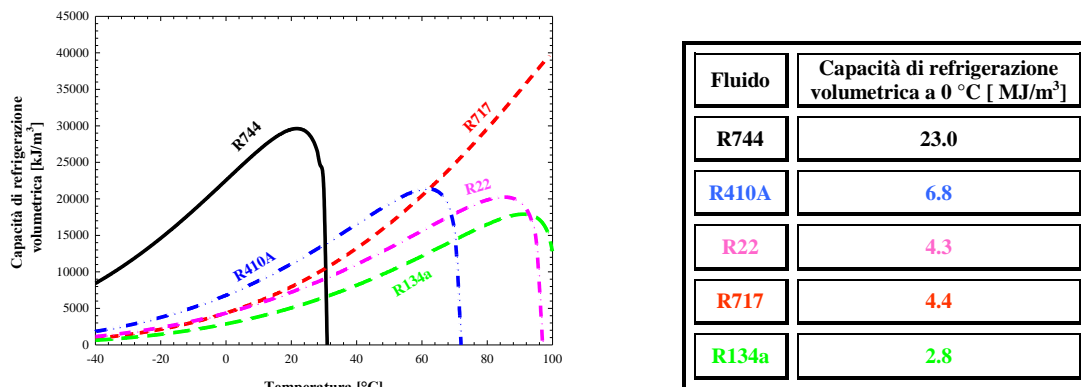


Figura 3.48 - Capacità di refrigerazione volumetrica di diversi refrigeranti in funzione della temperatura.

Fissata la temperatura, sebbene la CO₂ presenti un calore latente di evaporazione confrontabile con quello degli altri refrigeranti e addirittura decisamente inferiore a quello dell'ammoniaca, la sua capacità di refrigerazione volumetrica è molto favorevole in quanto, rispetto agli altri fluidi frigoriferi, è decisamente inferiore il volume specifico del vapore saturo secco. Per esempio, l'ammoniaca, nel campo di temperatura in cui è utilizzata l'anidride carbonica, presenta una densità del vapore saturo secco molto più piccola di quella dell'anidride carbonica (Figura 3.49); ciò, nonostante l'NH₃ presenti un calore latente di evaporazione molto più elevato di quello della CO₂, comporta che la capacità di refrigerazione volumetrica dell'ammoniaca è molto più bassa di quella dell'anidride carbonica. A 0 °C la densità del vapore saturo secco dell'R717 è circa 33 volte più piccola della densità del vapore saturo secco dell'R744.

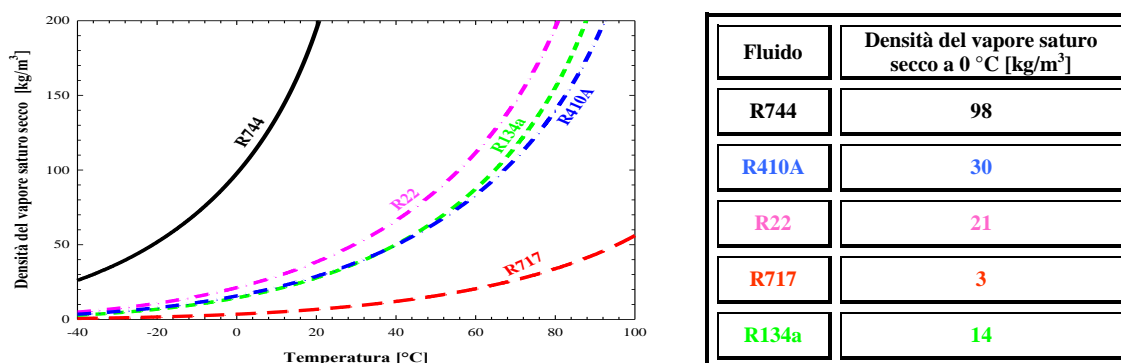


Figura 3.49 - Densità del vapore saturo secco in funzione della temperatura per diversi refrigeranti.

- la CO₂ presenta una conducibilità termica elevata e ciò consente di migliorare i coefficienti di scambio termico sia in regime di flusso monofase che bifase (Figura 3.50). La conducibilità termica della CO₂ in condizioni di liquido saturo e di vapore saturo secco, a 0 °C, è più alta, rispettivamente, del 20% e del 60% rispetto a quella dell'R134a. Una più alta conducibilità

termica consente di operare con una conduttanza unitaria globale più grande e, quindi, a parità di potenza frigorifera, con una superficie di scambio termico più piccola.

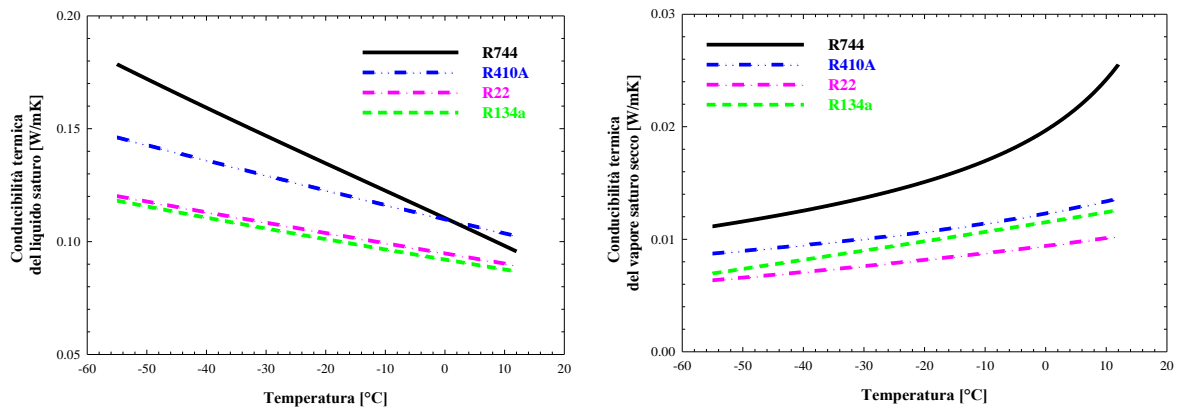


Figura 3.50 - Conducibilità termica della CO₂ e di altri fluidi in condizione di liquido saturo e di vapore saturo secco in funzione della temperatura.

L’anidride carbonica è caratterizzata da una viscosità dinamica della fase liquida modesta (Figura 3.51). Una bassa viscosità dinamica della fase liquida consente di ridurre le perdite di carico sia in regime di flusso monofase che in regime di flusso bifase (Figura 3.51). La viscosità dinamica della CO₂ in condizioni di liquido saturo è solo il 40% della viscosità dinamica dell’R134a in condizioni di liquido saturo;

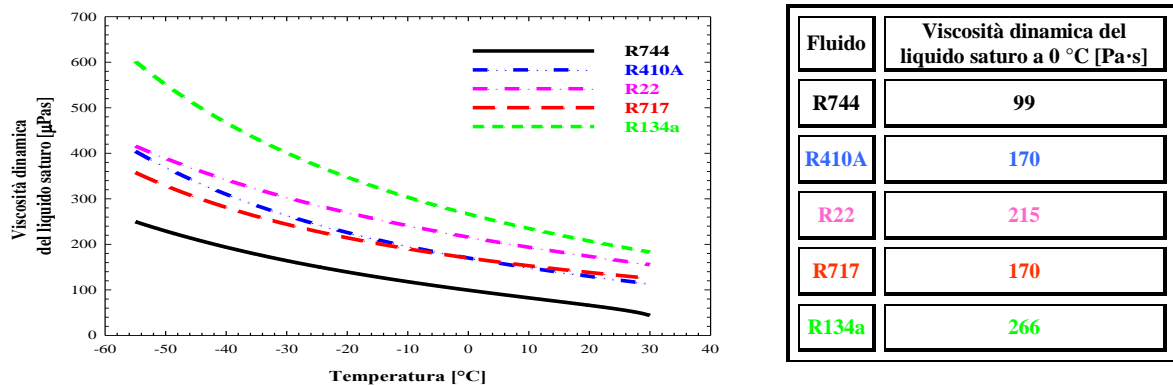


Figura 3.51 - Viscosità dinamica della CO₂ in condizione di liquido saturo in funzione della temperatura per diversi valori della pressione.

- è sostanzialmente compatibile con tutti i materiali usualmente utilizzati nella costruzione degli impianti frigoriferi (l’ammoniaca è incompatibile con il rame);
- sono stati sviluppati speciali lubrificanti sintetici inerti rispetto all’R744 e chimicamente stabili nelle sue tipiche condizioni di utilizzo; più in particolare, studi sperimentali hanno mostrato come gli oli PAO e AN siano scarsamente miscibili con la CO₂, mentre buona è risultata la miscibilità tra l’anidride carbonica e gli oli PAG e POE.

Se da un lato l’anidride carbonica presenta i vantaggi sopra elencati, dall’altro essa ha una serie di caratteristiche svantaggiose:

- a parità di temperatura, la pressione di saturazione della CO₂ è molto più elevata rispetto a quella degli altri fluidi frigoriferi. Tale circostanza ha comportato la necessità di realizzare compressori e scambiatori di calore capaci di sostenere tali elevate pressioni, di prevedere opportuni organi di sicurezza e di prestare particolare cura nella scelta dei raccordi e nella realizzazione delle saldature al fine di garantire alte tenute e, quindi, ridotte perdite di refrigerante;
- temperatura critica molto bassa (31,06 °C); ciò comporta, nella maggior parte delle applicazioni che vedono l'aria dell'ambiente esterno come fluido di scambio, la necessità di operare con cicli transcritici con conseguenti perdite di prestazione.

3.5.2 Il ciclo transcritico ad anidride carbonica

A causa della sua bassa temperatura critica, il raffreddamento del gas avviene in condizioni supercritiche e il ciclo frigorifero che ne risulta è detto transcritico perché, sebbene l'evaporazione continui a restare subcritica, la trasformazione operata dal gas cooler avviene a pressione superiore alla pressione critica (Figura 3.52).

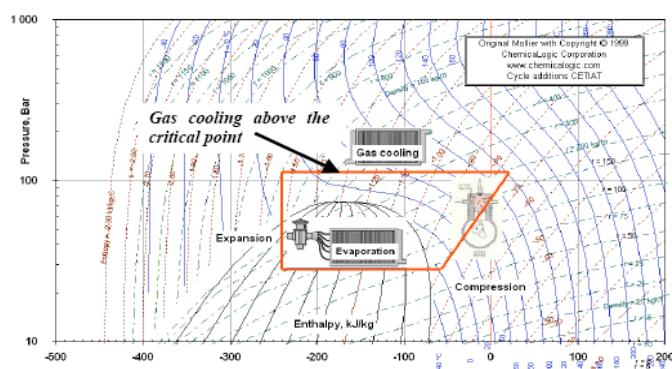


Figura 3.52 - Ciclo transcritico ad anidride carbonica.

In un normale ciclo a compressione di vapore, assegnata la temperatura di condensazione, resta fissata anche la pressione di condensazione; in un ciclo transcritico, invece, la temperatura in uscita dal gas cooler è fissata, ma è possibile scegliere la pressione nel gas cooler a piacimento. È evidente che è possibile fissare $p_2 = p_3$ (Figura 3.53) in maniera tale da massimizzare il COP. Infatti, come si può osservare dalla Figura 3.53, passando dal ciclo 1-2-3-4 al ciclo 1-2'-3'-4', si riscontra un aumento modesto del lavoro specifico richiesto dal compressore l_c e un aumento consistente del calore sottratto durante l'evaporazione per unità di portata massica q_{ev} .

Se, invece, si lavora nella zona asintotica dell'isoterma a T_3 , al crescere di $p_2 = p_3$ aumenta molto l_c e poco q_{ev} . È, quindi, possibile individuare una pressione di funzionamento del gas cooler che, fissate la temperatura di evaporazione e la temperatura di uscita dal gas cooler, massimizza il coefficiente di prestazione dell'impianto. Una pressione superiore al valore che rende massimo il COP comporta una lieve penalizzazione dell'efficienza, mentre, se la pressione al gas cooler è inferiore al valore ottimale,

si registra una brusca e rapida diminuzione sia del COP sia della capacità frigorifera. Si procede quindi con la determinazione della pressione ottima p_{ott} .

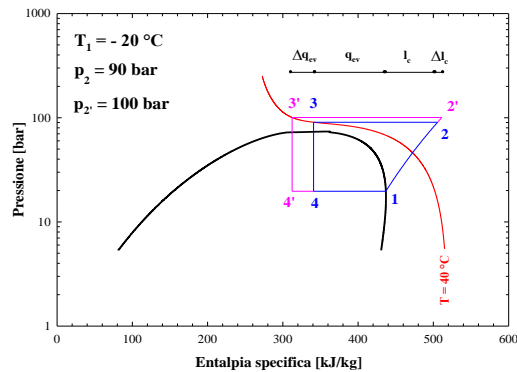


Figura 3.53 - Due cicli transcritici a confronto.

Per il ciclo 1-2-3-4 risulta:

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1}$$

Nell'ipotesi di compressione isoentropica, fissato il punto 1 e T_3 , al variare di p_3 , si ha:

- $h_1 = \text{costante}$ (fissato il punto 1);
- $h_2 = f(p_3, s_1) = f(p_3)$ (fissata s_1);
- $h_3 = f(p_3, T_3) = f(p_3)$ (fissata T_3).

Si ottiene, allora $COP = f(p_3)$. Derivando il COP rispetto a p_3 e uguagliando a zero, si ricava:

$$\frac{\partial COP}{\partial p_3} = \frac{-\left(\frac{\partial h_3}{\partial p_3}\right)_{T_3} (h_2 - h_1) - (h_1 - h_3) \left(\frac{\partial h_2}{\partial p_3}\right)_{s_1}}{(h_2 - h_1)^2} = 0$$

$$-\left(\frac{\partial h_3}{\partial p_3}\right)_{T_3} = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1} \left(\frac{\partial h_2}{\partial p_3}\right)_{s_1}$$

$$\left(\frac{\partial h_3}{\partial p_3}\right)_{T_3} = -COP \left(\frac{\partial h_2}{\partial p_3}\right)_{s_1}$$

Dall'ultima espressione si osserva che la pressione p_3 ottimale è quella che dà luogo a un incremento di q_{ev} pari a COP volte l'incremento di l_c . Nella Figura 3.54 sono riportati, nell'ipotesi di compressione isoentropica, gli andamenti del rapporto COP/COP_{max} (il COP_{max} è il coefficiente di prestazione che si ottiene facendo lavorare il gas cooler in corrispondenza della pressione p_3 ottimale) al variare della pressione p_3 , fissata la temperatura di evaporazione ($T_{ev} = 0$ °C) e per quattro valori della temperatura di uscita dal gas cooler. Si nota che, fissate la temperatura di evaporazione e la temperatura all'uscita del gas cooler, al crescere della pressione p_3 , il COP prima cresce rapidamente fino a raggiungere un massimo e poi diminuisce lentamente fino a pervenire al valore minimo. Una pressione superiore al valore che rende massimo il COP comporta una lieve penalizzazione dell'efficienza, mentre, se la

pressione al gas cooler è inferiore al valore ottimale, si registra una brusca e rapida diminuzione sia del COP sia della capacità frigorifera. Ciò comporta che, per non rischiare brusche cadute del COP dovute alle perdite di carico, conviene operare con pressioni nel gas cooler un po' più grandi di quella ottimale. Ciò è tanto più vero quanto più è bassa la temperatura nel gas cooler.

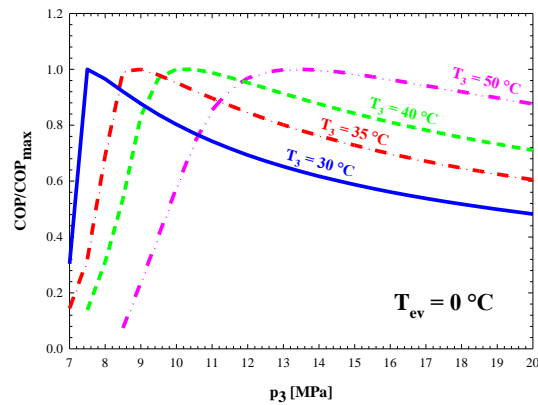


Figura 3.54 - Variazione del rapporto COP/COP_{max} in funzione di p₃ al mutare di T₃ e per T_{ev} = 0 °C.

Inoltre, al crescere della temperatura di uscita dal gas cooler, la pressione p₃ ottimale aumenta quasi linearmente. I limiti del ciclo monostadio a semplice compressione di vapore ad anidride carbonica possono essere evidenziati dall'analisi exergetica del suddetto ciclo. L'analisi è stata fatta considerando le seguenti condizioni al contorno: macchina monostadio senza scambiatore di calore rigenerativo, temperatura di evaporazione di -10°C, surriscaldamento in aspirazione al compressore di 5 K, rendimento isoentropico di compressione pari a 0,6 e approccio al gas cooler di 2 K (differenza di temperatura tra l'anidride carbonica in uscita dal gas cooler e il fluido di raffreddamento). Valutando le perdite di exergia (in accordo con quanto illustrato nel paragrafo 3.1.1) nelle diverse trasformazioni che costituiscono il ciclo frigorifero [3], risulta che i limiti del ciclo sono determinati principalmente dalle perdite legate al processo di laminazione, data la vicinanza delle condizioni operative al punto critico. L'analisi dell'exergia distrutta e del difetto di efficienza per ogni singolo componente consente di capire qual è la trasformazione che contribuisce maggiormente allo scostamento del rendimento exergetico dal valore unitario (Figura 3.55).

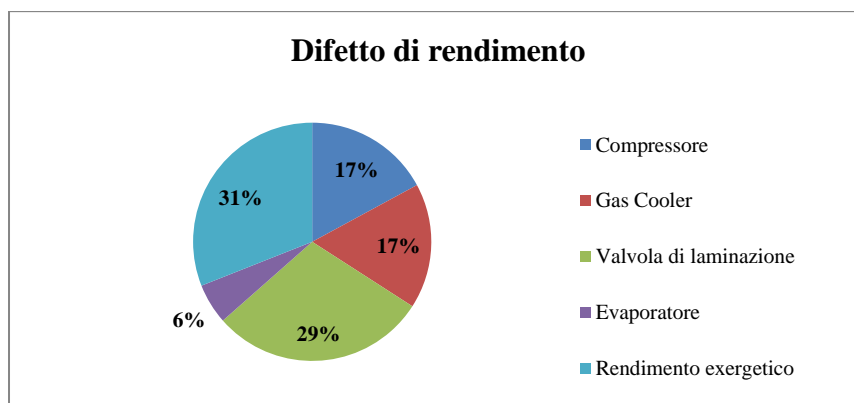


Figura 3.55 - Difetto di rendimento exergetico per ciascun componente della macchina a R744.

È necessario studiare il processo di espansione al fine di migliorare l'efficienza del ciclo transcritico, ad esempio, sostituendo la valvola di laminazione con un espansore. D'altronde il COP del ciclo transcritico può essere aumentato, anche, andando ad abbassare la temperatura di uscita dal gas cooler attraverso uno scambiatore di calore interno o frazionando la compressione in più stadi. I limiti così evidenziati erano già noti nel secolo scorso; per tale ragione, nel corso degli anni, sono numerose le soluzioni tecniche che sono state proposte e testate al fine di migliorarne l'efficienza del ciclo transcritico a R744.

La Figura 3.56 riassume alcuni possibili metodi impiegati per l'aumento dell'efficienza energetica nei cicli frigoriferi [49].

Le condizioni di calcolo prevedono:

- temperatura di evaporazione pari a -10°C ;
- surriscaldamento nullo;
- temperatura dell'anidride carbonica in uscita dal gas cooler e dell'eventuale interrefrigeratore pari a 31°C ;
- compressioni adiabatiche con efficienza isoentropica pari a 0,8;
- scambiatore rigenerativo con efficienza termica di 0,7.

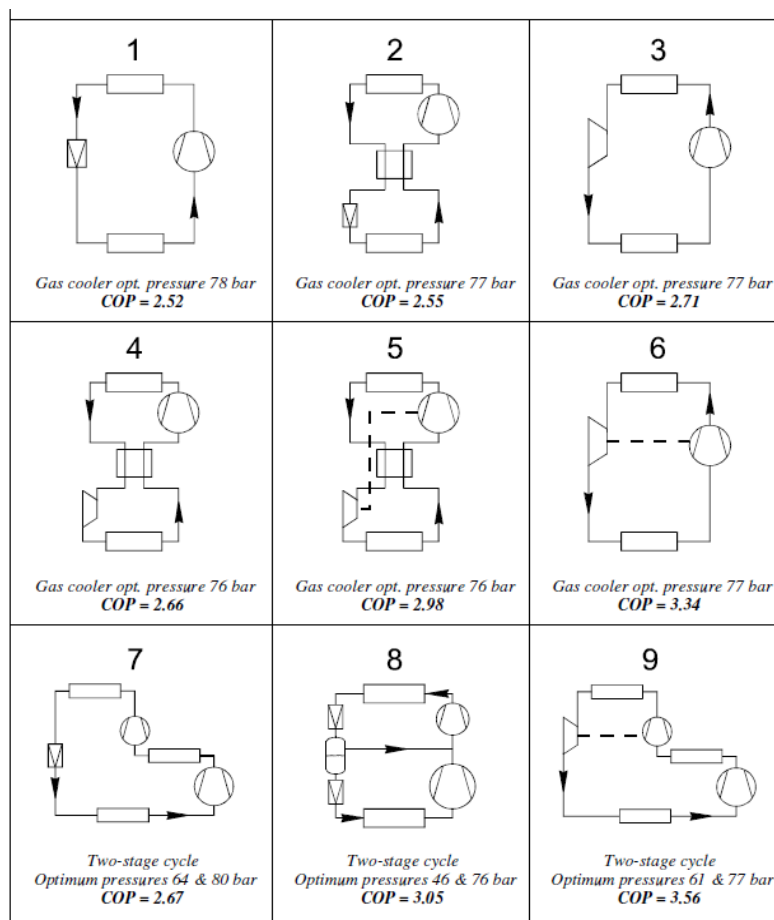


Figura 3.56 - Possibili modifiche al ciclo transcritico semplice a R744 per incrementarne l'efficienza energetica [49].

Lo schema 1 raffigura il ciclo a semplice compressione, mentre gli schemi 3,4,5,6 e 9 prevedono l'impiego di un espansore, ad esempio una turbina, che permette un notevole aumento del COP. A parità di altre condizioni, infatti, l'adozione di un espansore al posto della valvola di laminazione comporta un incremento del COP perché il lavoro di espansione è recuperato e utilizzato per movimentare il compressore. Il lavoro di espansione sarà certamente minore del lavoro di compressione, il quale non sarà nullo. L'adozione di un espansore comporta però un aumento dei costi e, quindi, occorre fare le giuste valutazioni in modo tale da raggiungere un buon compromesso tra gli effetti di trend opposto.

Lo schema 2 prevede la presenza dello scambiatore rigenerativo tra il vapore aspirato e il gas in uscita dal gas cooler. Lo scambiatore riduce le perdite per laminazione; tuttavia l'incremento della temperatura del vapore aspirato produce un aumento nel lavoro di compressione, oltre che una maggiore perdita exergetica nel processo di raffreddamento nel gas cooler mentre le perdite exergetiche nello scambiatore rigenerativo sono molto limitate. L'effetto totale è un contenuto aumento nel COP, rispetto al ciclo di riferimento.

Lo schema 7 utilizza il compressore bistadio con refrigerazione interstadio del gas compresso. Il lavoro di compressione diminuisce e, contemporaneamente, si riducono le perdite exergetiche nel raffreddamento del gas quindi il COP aumenta.

Nello schema 8, un'evoluzione dello schema 7, alla compressione bistadio si associa una laminazione in due stadi e il successivo invio del vapore di flash direttamente al compressore alla pressione intermedia. Si registra una diminuzione delle perdite exergetiche nella compressione, nel raffreddamento del gas e nella laminazione, e l'introduzione di perdite molto contenute nel mescolamento del vapore alla pressione intermedia. Il beneficio sul COP del ciclo è molto elevato.

3.5.3 Componenti per pompe di calore a R744

Il funzionamento e le performance delle pompe di calore a R744 derivano dalle caratteristiche e dall'ottimizzazione dei componenti costituenti la macchina (compressore, scambiatori, sistema di laminazione), oltre che dalla scelta di una corretta lubrificazione e d'idonei materiali per gli elastomeri.

Le proprietà termofisiche dell'R744 consentono di ottimizzare gli scambiatori di calore realizzati con diametri ridotti, aspetto che conferisce al componente una certa resistenza alle elevate pressioni tipiche di un ciclo transcritico (gas cooler), e con tubi in rame di spessore opportuno. Per le applicazioni di potenzialità ridotta sono impiegati scambiatori di calore a tubi concentrici (Figura 3.57) interessati, in maniera differente, da anidride carbonica e da acqua.

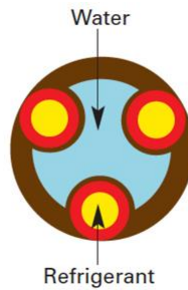


Figura 3.57 – Scambiatore di calore tubo in tubo per R744 Sanyo.

Quando l'aria è utilizzata come sorgente o pozzo caldo sono impiegate le classiche batterie alettate. Negli ultimi anni, però, la tecnologia degli scambiatori con tubi a mini canali in alluminio è impiegata per l'ottimizzazione del gas cooler, incrementando anche le prestazioni lato aria [50] (Figura 3.58). L'impiego della tecnologia a mini canali negli evaporatori a R744 è reso difficile dalla difficoltà di assicurare una distribuzione uniforme della portata di refrigerante bifase tra i vari circuiti costituenti lo scambiatore.

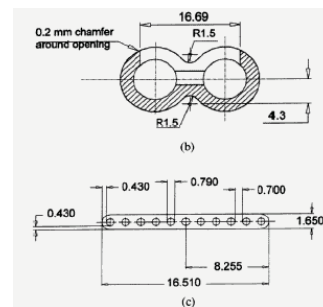
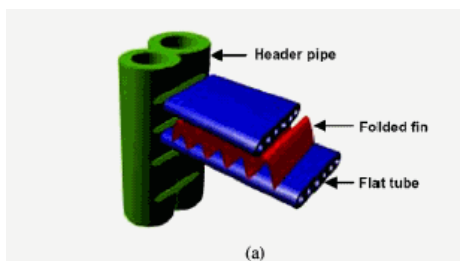


Figura 3.58 - Sezione trasversale di un gas cooler con tubi piatti a mini canali in alluminio [51].

Lo studio effettuato da Taira [52] ha avuto come obiettivo principale la comparazione di tre tipi di scambiatore di calore acqua-R744: double tube, smooth tube e dimple tube (Figura 3.59).

Spec	Former type	New type	
	Double tube	Smooth tube (initial time)	Dimple tube (latest)
Outline of shape			
Capacity ratio	1.00	0.89	0.89
Weight ratio	1.00	0.74	0.64
Performance	1.00	1.00	1.00

Figura 3.59 – Tipologie di scambiatori di calore tubo in tubo acqua-CO₂ (double tube, smooth tube and dimple tube) [52].

Il primo tipo di scambiatore ha un design pesante, costoso e difficile da realizzare in piccole dimensioni. Il secondo tipo è caratterizzato da un volume e da un peso minori rispetto alla prima soluzione, mentre la terza tipologia di scambiatore ha una struttura superficiale con cavità che

consente d'incrementare il trasferimento di calore. Tale cavità ha, infatti, la capacità di generare vortici all'interno del fluido incentivando il moto e lo scambio termico.

Okada [53] ha eseguito uno studio su pompe di calore a R744 per la produzione di acqua calda, in cui è stato proposto l'utilizzo di una particolare tipologia di scambiatore di calore con tubo attorcigliato (twisted pipe) per migliorare il trasferimento di calore tra R744 e acqua. Tale configurazione prevede un tubo per l'acqua con delle scanalature e un tubo per il refrigerante che è avvolto attorno al tubo interessato dall'acqua (Figura 3.60).

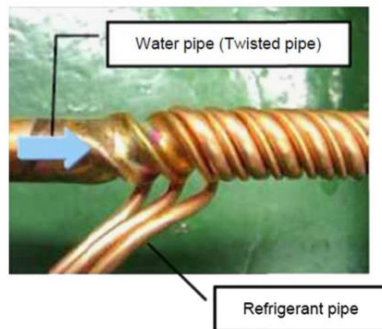


Figura 3.60 – Configurazione “Twist & spiral” [53].

Tale soluzione determina una maggiore superficie di contatto, accentuando la turbolenza del moto dell'acqua, riducendo le perdite di carico nello scambiatore e la resistenza termica lato acqua.

La progettazione degli evaporatori negli impianti a R744 in cicli transcritici segue gli stessi criteri impiegati nei comuni cicli frigoriferi, mentre, invece, particolari accorgimenti devono essere adottati nel caso del gas cooler. In entrambi i casi deve essere realizzato un buon compromesso tra perdite di carico e coefficiente di scambio termico. A differenza del caso teorico, durante la fase di evaporazione, il coefficiente globale di scambio termico varia in funzione del titolo e della differenza di temperatura tra fluido e parete, mentre la temperatura del fluido in cambiamento di fase varia a causa delle perdite di pressione (Figura 3.61). Tale aspetto determina l'importanza della scelta della tipologia di deflusso dei due fluidi all'interno dello scambiatore, scelta irrisoria nel caso di cambiamento di fase ideale.

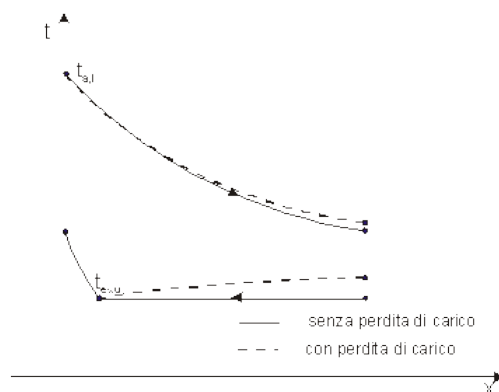


Figura 3.61 - Profili di temperatura lungo un evaporatore in controcorrente [50].

Nel deflusso in controcorrente, la caduta di pressione massima avviene in corrispondenza della minima differenza di temperatura tra i fluidi, mentre, in quello in equicorrente, la massima riduzione del potenziale di scambio avviene in corrispondenza della massima differenza di temperatura tra i fluidi. Il coefficiente globale di scambio termico tende ad aumentare con il titolo di vapore e quindi nel senso del deflusso del fluido evaporante. Conseguentemente, allo scopo di incentivare il cambiamento di fase converrebbe disporre di un flusso in equicorrente (valore massimo del coefficiente globale in corrispondenza del valore minimo della differenza di temperatura tra i fluidi), ma la necessità di assicurare un certo grado di surriscaldamento impone l'impiego della soluzione controcorrente a causa di una differenza di temperatura troppo limitata tra i due fluidi. Nella progettazione dell'evaporatore la variabile su cui operare è il numero dei circuiti che deve essere scelto in modo tale da ottimizzare il flusso termico per determinate condizioni al contorno dei due fluidi. Il numero dei circuiti ha, infatti, ripercussioni sia sul coefficiente di scambio termico e sia sulle perdite di carico all'evaporatore, le quali penalizzano lo scambio termico. Al diminuire del numero dei circuiti (aumento dello sviluppo di ogni singolo circuito) si verifica un aumento della portata specifica di massa del fluido evaporante, determinando così una crescita del coefficiente di scambio e delle perdite di carico che, a loro volta causano la diminuzione della differenza di temperatura media tra i due fluidi. Una buona ottimizzazione dell'evaporatore si basa sulla corretta scelta del numero di circuiti e permette di sfruttare le proprietà dell'R744 più favorevoli per lo scambio termico in evaporazione. L'anidride carbonica è, infatti, nettamente favorita sia per quanto riguarda il coefficiente di conduttività termica del liquido e sia, soprattutto, per la densità del vapore, determinando, a parità di penalizzazione per caduta di temperatura, perdite di carico inferiori.

Per quanto riguarda la progettazione del gas cooler, la differenza sostanziale tra questo scambiatore e un condensatore risiede nel coefficiente di scambio termico. Questo ultimo, a parità di portata specifica di massa, presenta un massimo in corrispondenza della temperatura pseudocritica, cioè della temperatura alla quale si verifica, per una determinata pressione non troppo lontana da quella critica, il massimo valore del calore specifico. Tale aspetto è giustificato principalmente dall'andamento del numero di Prandtl in funzione della temperatura e della pressione. La CO₂, non condensando, subisce un'ampia variazione di temperatura tra ingresso e uscita del gas cooler, mentre un fluido tradizionale devia dall'isoterma solo per effetto delle variazioni di pressione. Questa variazione di temperatura rende l'anidride carbonica particolarmente adatta a fluidi secondari con limitata capacità termica. In questo caso diventa importante configurare i deflussi in modo da approssimare, quanto più possibile, una configurazione controcorrente. Anche per quanto concerne il gas cooler, la scelta del numero di circuiti deve scaturire dal migliore compromesso tra il coefficiente di scambio termico e la perdita di carico, i quali aumentano con la portata specifica di massa. A parità di temperatura di uscita dal gas cooler, a causa dell'andamento delle isoterme, il valore dell'entalpia tende ad aumentare quando la pressione diminuisce e, quindi, al crescere delle perdite di carico diminuisce l'effetto frigorifero

specifico del ciclo a R744. Di conseguenza esisterà un valore ottimale del numero dei circuiti determinato da una temperatura di uscita al gas cooler bassa, favorita da un elevato valore della trasmittanza, e da un valore basso dell'entalpia, favorito, invece, da una pressione elevata.

Nell'impiego di scambiatori a tubi alettati dovrà essere progettato un apposito sistema di distribuzione del refrigerante tra i diversi circuiti costituenti la batteria. Tale progettazione dovrà essere tale da incentivare lo scambio termico e non dar luogo a elevate perdite di carico.

Nei cicli transcritici possono essere utilizzate le seguenti tipologie di valvole di laminazione:

- back pressure valve;
- back pressure valve, seguita da una valvola termostatica, con interposizione di un separatore di liquido;
- valvola differenziale, seguita da una valvola termostatica, con interposizione di un separatore di liquido.

La valvola di laminazione nei cicli inversi transcritici ha una funzione differente da quella che assume nei cicli tradizionali a compressione di vapore, nei quali ha il compito di regolare la portata in base all'accoppiamento delle curve caratteristiche di compressore, evaporatore e condensatore. Nei cicli transcritici, il sistema di laminazione ha il compito di mantenere l'alta pressione al valore di ottimo, cioè corrispondente al COP massimo, a parità di temperatura di evaporazione e di uscita dal gas cooler. La corretta alimentazione dell'evaporatore è quindi realizzata in altro modo rispetto ai cicli a compressione di vapore tradizionali.

La back pressure valve lavora con l'obiettivo di mantenere costante la pressione di uscita dal gas cooler, reagendo a un incremento di pressione con l'aumento della sezione di flusso. Essa è composta da un otturatore che è gestito dalla pressione a monte, la quale, in contrasto a una molla a tensione regolabile, agisce su di un soffiello collegato rigidamente all'otturatore stesso [50]. In questo caso la valvola non è in grado di assicurare una corretta alimentazione dell'evaporatore ai fini dello scambio termico e della sicurezza contro le iniezioni di liquido e tale problematica può essere risolta in due modi: utilizzo di un separatore in uscita all'evaporatore e di una carica dell'impianto in grado di mantenere la presenza di liquido; utilizzo di uno scambiatore rigenerativo per far evaporare un'opportuna portata di liquido che è spillata dal ricevitore.

L'impiego di una back pressure valve seguita da una valvola termostatica, con interposizione di un separatore di liquido, risponde all'esigenza di alimentare gli evaporatori mediante tradizionali valvole termostatiche, assicurando, al tempo stesso, che la pressione superiore del ciclo sia pari a quella di ottimo mediante la back pressure valve (Figura 3.62).

In tale configurazione la back pressure valve effettua una prima laminazione fino alla pressione intermedia all'interno del ricevitore di liquido, mentre la carica di refrigerante deve essere tale da realizzare, in ogni condizione operativa, la presenza di una fase liquida nel ricevitore che deve avere un volume tale da compensare le variazioni di livello dovute agli altri componenti del circuito.

Nella soluzione con valvola differenziale al posto della back pressure valve, la caduta di pressione è mantenuta costante al variare della portata e delle condizioni operative: la posizione dell'otturatore è conseguenza dell'equilibrio tra la risultante delle forze di pressione agenti a monte e a valle dello stesso e la tensione della molla. In tale soluzione le pressioni al gas cooler e al separatore intermedio aumentano o diminuiscono con la temperatura di uscita della CO₂ dal gas cooler.

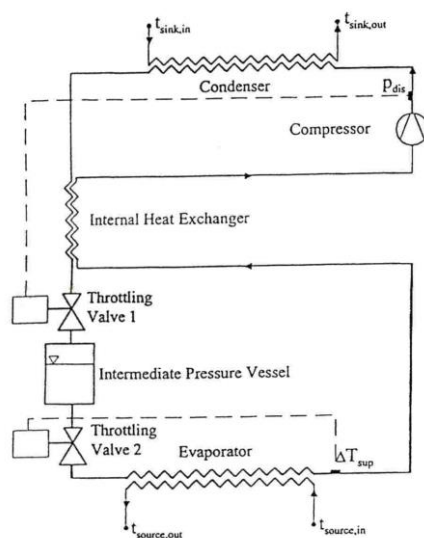


Figura 3.62 – Sistema con back pressure valve e valvola termostatica, con interposizione di un separatore di liquido [50].

Per determinate condizioni al contorno, la scelta opportuna della caduta di pressione, attraverso la valvola differenziale, corrisponde a una pressione superiore del ciclo prossima al valore ottimale e, quindi, ad un COP prossimo al valore massimo, a differenza di quanto accade con una valvola back-pressure, che, regolata a punto fisso, presenta delle penalizzazioni abbastanza forti al variare delle condizioni operative [54].

L'impiego di una valvola termostatica come unico dispositivo di laminazione non permette di scegliere il valore di pressione ottimo corrispondente al COP massimo poiché essa opera per garantire un certo grado di surriscaldamento in ingresso al compressore. La pressione superiore dipenderà, in questo caso, principalmente dalla carica di refrigerante e dalle condizioni operative. In particolare tale grandezza aumenta al diminuire della pressione di evaporazione per compensare l'effetto di vuoto all'evaporatore e al crescere della temperatura del fluido secondario al gas cooler.

L'inefficienza relativa al processo di laminazione ha determinato nel corso degli anni un'intensa attività di ricerca sulle possibili soluzioni a tale problematica. In Figura 3.63 sono riportate due possibili configurazioni risolutive (temperatura di evaporazione isobara = -10°C, vapore saturo in uscita all'evaporatore, perdite di carico trascurabili, compressione adiabatica con rendimento isoentropico pari a 0,8): la figura a) si riferisce al ciclo monostadio transcritico con organo di laminazione, la figura b) mostra il caso di un espansore adiabatico (rendimento isoentropico di espansione pari a 0,7) e la figura c), infine, considera il caso in cui il lavoro di espansione sia

recuperato tramite collegamento diretto al compressore. La soluzione teoricamente più vantaggiosa, in termini di efficienza, è quella con espansore.

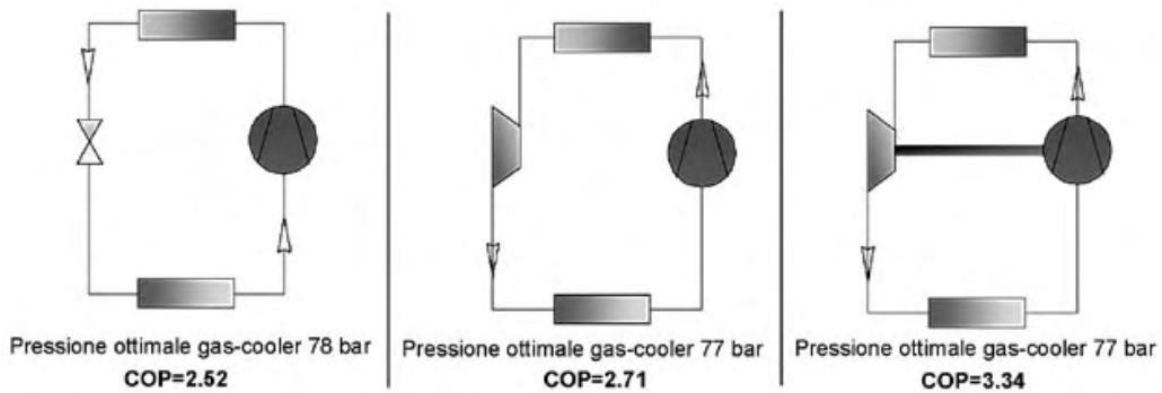


Figura 3.63 – Ciclo monostadio a) con valvola di espansione b) con espansore e c) con recupero diretto per il compressore [55].

Le perdite energetiche relative al processo di laminazione, eseguito con valvole di espansione tradizionali, possono essere limitate mediante l'impiego di un eiettore, un dispositivo senza parti meccaniche in movimento. Tale componente è più adatto alla refrigerazione e al condizionamento che alle pompe di calore. Nel funzionamento come macchina frigorifera, le perdite di laminazione diventano importanti quando la cessione di calore all'aria esterna avviene a una temperatura prossima o superiore a quella critica. Durante la laminazione è prodotto circa il 45% di vapore di flash, cioè il 45% del fluido che è stato compresso non produce alcun effetto frigorifero [56]. Una soluzione potrebbe essere, come già visto, la compressione del vapore di flash da una pressione intermedia a quella di mandata del compressore oppure l'impiego di un sottoraffreddatore. Entrambi gli interventi proposti hanno l'effetto di diminuire il lavoro di compressione.

In Figura 3.64 è riportata la geometria e la distribuzione di pressione di un eiettore. Un eiettore produce un aumento di pressione sfruttando l'effetto Venturi e può essere suddiviso in ugello primario, camera di aspirazione, camera di miscelazione e ugello diffusore.

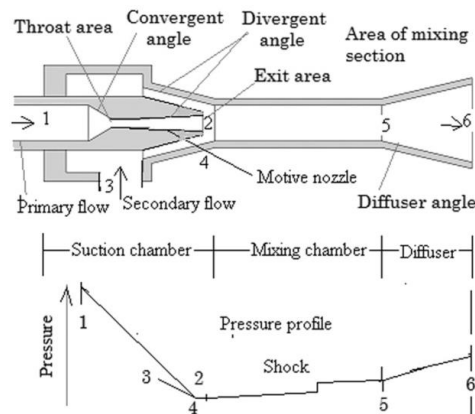


Figura 3.64 – Geometria e distribuzione di pressione di un eiettore [57].

Nell'ugello primario, di tipo convergente o convergente-divergente, il fluido primario ad alta pressione si espande e accelera raggiungendo all'uscita di tale condotto una velocità maggiore rispetto alla sezione d'ingresso. Il fluido primario così accelerato è inviato nella camera di aspirazione in cui si crea una regione di depressione che provoca il trascinamento del fluido secondario a bassa pressione. Entrambi i fluidi sono miscelati nell'apposita camera e, successivamente, la loro energia cinetica è convertita in energia di pressione (fino al raggiungimento di una pressione intermedia) [57]. L'eiettore può essere impiegato in modi diversi per recuperare l'energia di espansione dando quindi origine a differenti cicli frigoriferi. In Figura 3.65 è riportato un ciclo ideale con eiettore a due fasi in cui il vapore saturo è spillato dal separatore di liquido e compresso dal compressore fino alla pressione transcritica [58]. Dopo aver ceduto calore all'interno del gas cooler, il flusso primario di anidride carbonica entra nell'eiettore, dove è miscelato con un flusso secondario, proveniente dall'evaporatore. Nel momento in cui tale miscela supera la linea di saturazione del liquido, inizia l'evaporazione all'interno dell'eiettore (portata a due fasi). Successivamente nel diffusore il fluido a doppia fase subisce una compressione prima di entrare nel separatore di liquido dove una frazione di fluido ritorna al compressore, mentre la parte rimanente allo stato liquido viene espansa mediante una valvola di controllo per poi giungere all'evaporatore [58].

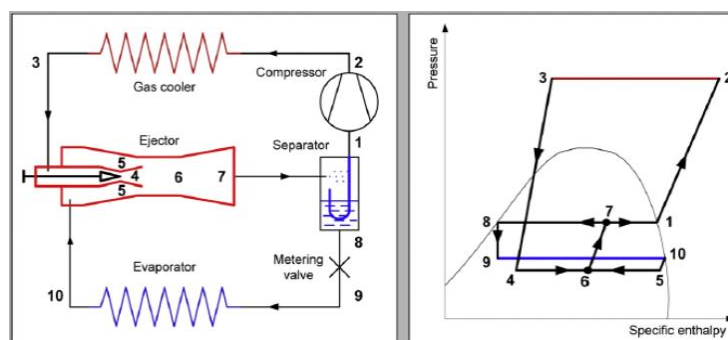


Figura 3.65 – Ciclo frigorifero con eiettore [58].

In tale configurazione risulta aumentato sia l'effetto frigorifero del ciclo, a causa dell'incremento di entalpia ottenuto grazie all'eiettore, sia il COP giacché diminuisce il lavoro di compressione visti i minori rapporti di compressione. L'utilizzo dell'eiettore in determinate configurazioni impiantistiche consente di ottenere surriscaldamenti da 3 K a 5 K e di risparmiare dal 10% al 15% del lavoro di compressione [56]. Tale sistema di eiezione può essere impiegato anche in presenza di uno scambiatore di calore rigenerativo per il surriscaldamento del refrigerante in aspirazione al compressore.

Le caratteristiche termodinamiche dell'R744 richiedono l'esecuzione di un ciclo transcritico caratterizzato da valori di alta pressione tipicamente superiori a 100 bar o comunque maggiori rispetto ai refrigeranti tradizionali (Figura 3.66). Tale aspetto ha reso necessario lo sviluppo di compressori in grado di garantire elevate pressioni di mandata e alti rapporti di compressione. Se da un lato la maggiore differenza tra la pressione di mandata e quella di aspirazione, rispetto all'R134a o a qualsiasi

altro HFC, determina valori più bassi delle perdite di carico attraverso le apposite valvole e limita la ri-espansione del gas intrappolato nel volume nocivo favorendo una riapertura anticipata (rispetto agli HFC) della valvola di aspirazione (maggiore rendimento volumetrico), dall'altro lato crea notevoli carichi sui supporti striscianti (cuscinetti, bronzine) necessitando di diversi accorgimenti risolutivi (bilanciamento degli alberi, ricorso a compressione bistadio con carcassa mantenuta alla pressione intermedia, etc.) [50].

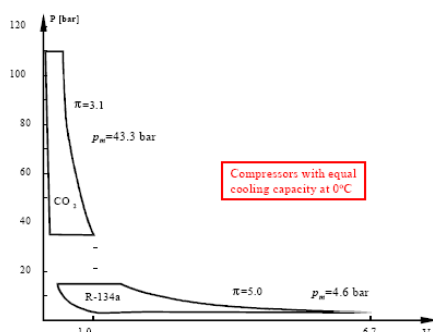


Figura 3.66 - Cicli indicatori di R134a e di R744 per compressori di uguale potenza frigorifera a 0 °C. (V= volume occupato dal gas, π = rapporto tra le pressioni, p_m = pressione media di ciclo, SINTEF).

L'analisi teorico-sperimentale effettuata da Suess e Kruse (1998) [59] ha dimostrato che, nel caso dell'R744, le perdite per trafilamento tra cilindro e pistone, proporzionali alla differenza dei quadrati delle pressioni a monte e a valle del pistone stesso, penalizzano maggiormente il processo di compressione rispetto alle perdite legate alle valvole e allo scambio termico. Tale aspetto necessita la massima cura nelle lavorazioni e negli accoppiamenti delle parti mobili.

I compressori per R744 possono essere di tipo alternativo, scroll, rotativo e a vite. A seconda delle caratteristiche dell'applicazione, una tipologia è più idonea rispetto a un'altra (paragrafo 3.1.1). Le aziende produttrici di compressori alternativi sono principalmente Officine Mario Dorin (compressori semiermetici alternativi, bicilindrici monostadio e bistadio), Bock (compressore alternativo di tipo aperto, bicilindrico) e Danfoss (compressore ermetico monocilindrico). Le aziende produttrici di compressori scroll sono invece la Matsushita, Denso, TEPCO, CRIEPI e la Mitsubishi Heavy Industries (paragrafo 3.5.5). In Giappone le tipologie di compressore più impiegate in pompe di calore per la produzione di ACS sono rotativo, alternativo e scroll (Figura 3.67, Tabella 3.17).

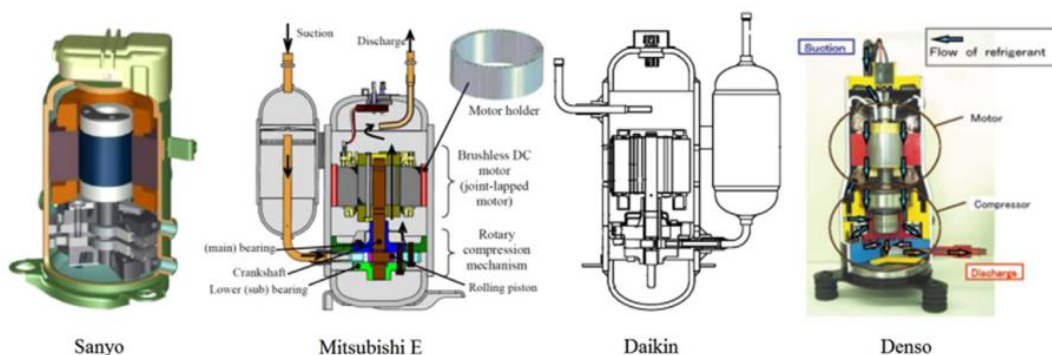


Figura 3.67 – Layout di compressori per R744 prodotti da alcune case costruttrici [60].

Manufacture	Sanyo	Mitsubishi E	Daikin	Denso
Compressor type	Two-stage rotary	Single rotary	Swing	Scroll
Motor type	DC motor			
Size (mm)	$\phi 118 \times 217$	–	–	$\phi 137 \times 285$
Displacement (cm ³)	1st stage: 3.33			
2nd stage: 2.33	4.5	4.2	3.3	

Tabella 3.17 – Caratteristiche di compressori per R744 prodotti da alcune case costruttrici [60].

La Sanyo ha realizzato un innovativo compressore rotativo ermetico bistadio in cui sono ridotte le perdite per trafilamento e l'intera carcassa è mantenuta alla pressione intermedia (Figura 3.68). I due pistoni rotanti sono montati con un angolo di 180° assicurando il bilanciamento dell'albero e riducendo vibrazioni e rumorosità.

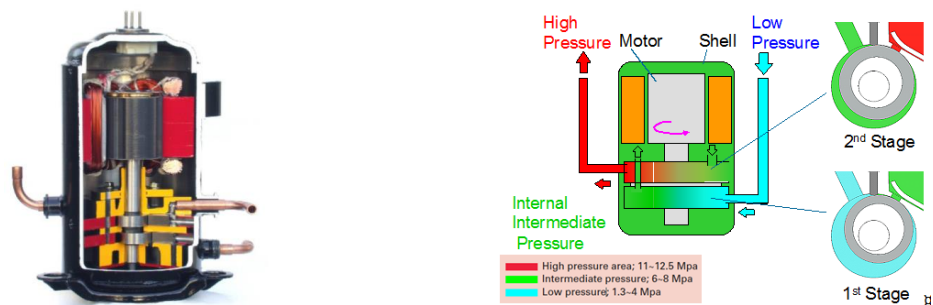


Figura 3.68 - Compressore rotativo ermetico bistadio per CO₂ Sanyo.

Nel caso dei cicli in cascata e per potenzialità maggiori di 100 kW sono tipicamente impiegati compressori a doppia vite con iniezione di lubrificante.

Attualmente la ricerca sta concentrando le proprie attenzioni su compressori bistadio (rotativo e scroll) e sulla tecnologia da adottare per l'espansione al fine di aumentare l'efficienza del compressore [60].

La tecnologia bistadio è migliore di quella a singolo stadio da tutti i punti di vista poiché essa riduce la differenza di pressione all'interno di ciascuno stadio, causando la decrescita delle perdite di gas e meccaniche [60].

Oltre alla componentistica, negli ultimi anni la ricerca si è anche occupata degli oli lubrificanti da impiegare nelle pompe di calore a R744. Lo sviluppo ha riguardato sia gli oli di tipo minerale sia quelli di sintesi in grado di assicurare la lubrificazione del compressore (tribologia), il ritorno dell'olio al compressore, la stabilità e la compatibilità con i materiali normalmente in uso. Ma la scelta del lubrificante da impiegare per applicazioni a R744 è, generalmente, influenzata dai seguenti potenziali problemi [61]:

- trasporto del lubrificante, tale da assicurare un buon ritorno dell'olio al compressore nei sistemi di refrigerazione con ricevitore di liquido, in cui l'olio deve avere densità maggiore di quella della CO₂ o buona miscibilità con tale refrigerante;

- usura, poiché la CO₂ è un ottimo solvente e questo può causare eccessiva diluizione del lubrificante e quindi problemi di usura e di formazione di schiuma; le alte pressioni di lavoro tipiche di un ciclo a CO₂ rendono meno semplice la lubrificazione delle parti meccaniche in movimento rispetto alle soluzioni con HFC, determinando così maggiore carico e maggiore usura.
- stabilità, poiché la CO₂ può reagire con l'acqua a formare acido carbonico, il quale a sua volta può accelerare potenziali processi d'idrolisi.

È importante evidenziare che, anche se considerato puro, l'olio è in realtà una miscela di componenti a catena molecolare diversa. In realtà, la scelta del lubrificante da impiegare deve essere fatta analizzando il comportamento della miscela olio-refrigerante all'equilibrio liquido-vapore e liquido-liquido. Valori opportuni di viscosità e solubilità di tale miscela sono fondamentali per una buona lubrificazione del compressore, mentre un'elevata solubilità della CO₂ in olio, e una conseguente bassa viscosità della miscela, facilitano il ritorno dell'olio all'evaporatore e lungo la linea di aspirazione dove risulta fondamentale che sia garantita un'adeguata miscibilità dell'olio con la CO₂. Nello studio condotto da Hank e Weidmer [62] è stato considerato il comportamento della miscela di anidride carbonica e di tre tipi di oli, POE (poliolesteri), PAG (polialchilenglicole) e PAO (polialfaolefine), posti in una cella a pressione e temperatura controllate (Figura 3.69).

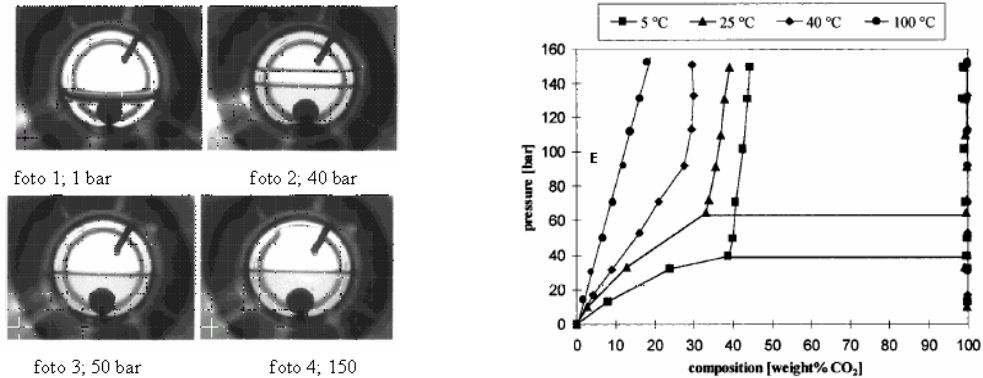


Figura 3.69 – Analisi del comportamento di fase del sistema PAG+CO₂ (foto T= 5 °C) [62].

In linea generale, l'R744 presenta solubilità decrescente nei seguenti oli: POE, esteri, PVE, PAG, AB (alchilbenzeni), PAO, minerale (il POE ha la più alta solubilità e l'anidride carbonica è non solubile in olio minerale). I POE e i PAG sembrano essere più idonei ai cicli transcritici, ma la solubilità particolarmente elevata della CO₂ nel POE comporta, oltre alla riduzione della viscosità, anche il rischio schiumatura durante gli avvii del compressore. Tale aspetto è meno evidente con i PAG, caratterizzati da bassa solubilità. Esso sembra essere il lubrificante più idoneo per compressori di piccola e media taglia nelle applicazioni con CO₂ transcritica.

Nei circuiti dotati di ricevitori di bassa pressione o nei sistemi bistadio con separatore intermedio la scelta dell'olio deve essere fatta considerando che la CO₂ liquida deve galleggiare (deve avere una certa densità a una certa temperatura) sull'olio impiegato (Figura 3.70) in modo tale che sia questo

ultimo a occupare la parte inferiore del ricevitore per drenarlo attraverso i condotti di ritorno dell'olio normalmente collegati al fondo del ricevitore [50].

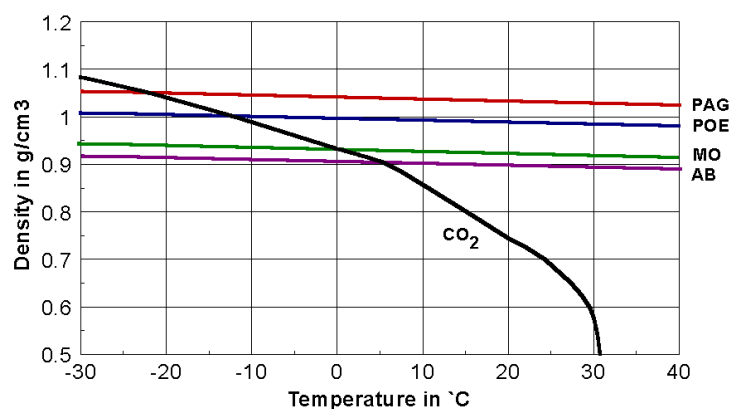


Figura 3.70 – Fenomeno dell’inversione di fase tra CO₂ e diversi oli lubrificanti [50].

La densità dell’anidride carbonica varia, infatti, rapidamente al variare della temperatura e ciò comporta il galleggiamento sul refrigerante liquido dei lubrificanti che hanno una bassa miscibilità a una determinata temperatura, mentre a una temperatura diversa essi affondano (inversione di fase) determinando problemi di separazione dell’olio. Con lubrificanti completamente miscibili questo problema può essere evitato.

Nella scelta degli elastomeri per impieghi con R744, le elevate pressioni di lavoro e le ridotte dimensioni della molecola di CO₂ rispetto ai refrigeranti sintetici possono rappresentare dei problemi per la realizzazione delle tenute del circuito frigorifero. La CO₂ è chimicamente compatibile con tutti i più comuni elastomeri e i più probabili candidati sono elencati in Tabella 3.18.

Elastomero	Intervallo operativo di temperatura
Ethylene Propylene (EPDM)	-45 °C - 150 °C
Ethylene Acrylate (AEM)	-35 °C - 150 °C
Ethylvinyl Acetate (EVM)	-30 °C - 150 °C
Neoprene (Polychloroprene) (CR)	-35 °C - 110 °C
Fluorocarbon (FKM)	-30 °C - 200 °C

Tabella 3.18 - Elastomeri per l'impiego con CO₂ [63].

3.5.4 Impiego di uno scambiatore di calore rigenerativo in cicli transcritici a R744

L’impiego di uno scambiatore di calore rigenerativo (IHE) in un ciclo transcritico a R744 per la produzione di acqua calda ha effetti positivi o negativi sul COP e/o sulla capacità della macchina a seconda delle dimensioni dello scambiatore stesso [64]. Kim et al. hanno valutato le performance di una macchina a R744 con IHE al variare della lunghezza di tale scambiatore [65]. Gli scambiatori di calore impiegati in tale studio sono, infatti, tutti a tubi concentrici. La valutazione è stata effettuata al

variare della lunghezza dell'IHE, mediante un modello di simulazione validato attraverso dei dati sperimentali precedentemente ottenuti (Figura 3.71).

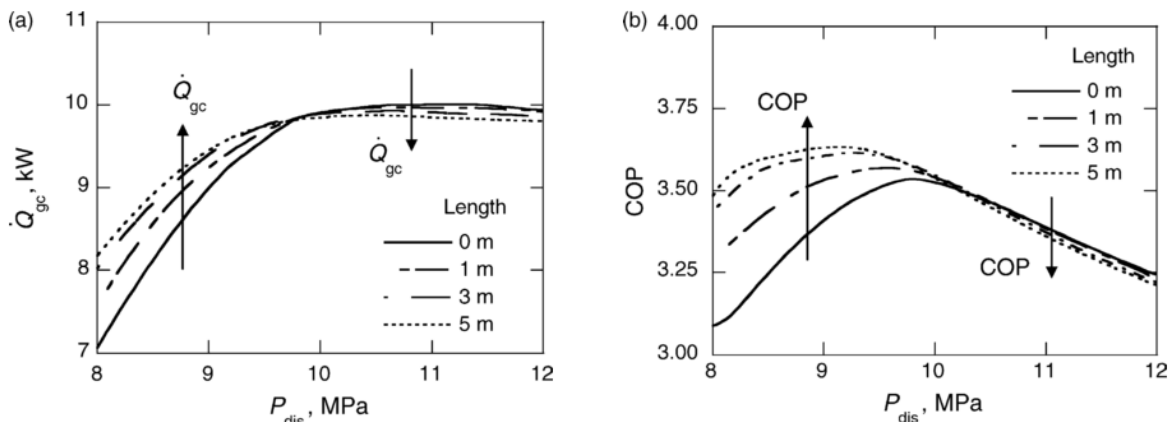


Figura 3.71 – Variazione della capacità di riscaldamento e del COP in funzione della pressione di mandata e della dimensione dello scambiatore [65].

L'effetto dell'IHE sulle performance del ciclo dipendono dal compromesso tra l'efficienza e le perdite di carico dell'IHE stesso. La pressione di scarico ottimale (capacità di riscaldamento e COP massimi), diminuisce all'aumentare della lunghezza dello scambiatore. Tale pressione risente della carica di refrigerante che può essere poca o troppa a seconda delle temperature considerate. Quando la lunghezza dell'IHE aumenta, la portata massica di refrigerante al compressore diminuisce determinando una minore potenza assorbita da questo ultimo. Quindi, secondo tale studio, il COP di un ciclo transcritico a R744 con IHE migliora fino a un certo valore della pressione di scarico (in tale studio sperimentale pari a 9,5 MPa).

Uno studio condotto da F.Z. Zhang et al. [66] su cicli inversi transcritici a CO_2 mostra l'esistenza oggettiva di una pressione di mandata al compressore e di una temperatura della CO_2 in uscita al gas cooler di transizione, al di sotto delle quali, l'impiego di un IHE migliora le prestazioni del ciclo.

Dalla Figura 3.72 si evince che il COP di un ciclo transcritico a R744 per il riscaldamento migliora leggermente fino a una certa pressione di mandata al compressore per poi decadere.

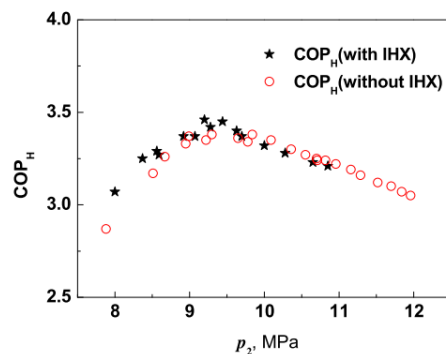


Figura 3.72 – COP di un ciclo transcritico a CO_2 vs pressione di mandata al compressore [66].

Quindi, esiste una pressione di transizione al di sotto della quale l'impiego di un IHE migliora le performance del ciclo e al di sopra della quale l'IHE ha invece un effetto negativo. Per analogia,

esisterà una temperatura di transizione della CO₂ in uscita dal compressore per una data pressione di mandata al compressore stesso.

3.5.5 Pompe di calore per il riscaldamento e la produzione di acqua calda sanitaria

Le proprietà dell'anidride carbonica fanno sì che tale refrigerante sia impiegato in diverse applicazioni: settore alimentare (raffreddamento di cibi, trasporto di refrigerati, coltivazioni in serra), industria cartaria, produzione di ghiaccio secco, impiego in pompe di calore per il riscaldamento di ambienti e la produzione di acqua calda sanitaria, condizionamento di autoveicoli, unità di condizionamento militari, impianti frigoriferi per la refrigerazione commerciale, essiccatori d'aria e distributori automatici di bevande.

L'impiego della CO₂ nelle pompe di calore per la produzione di acqua ad alta temperatura è reso conveniente dall'alta temperatura di compressione in fase transcritica che permette di produrre acqua anche a 100°C. Questo aspetto deriva dall'ottimo accordo tra i profili di temperatura tra CO₂ e acqua e dalle eccellenti proprietà di scambio termico di tale refrigerante (conduttività termica e coefficiente di scambio termico). L'anidride carbonica consente il funzionamento anche a temperature esterne prossime a -25°C e questo rende la macchina, in cui esso è impiegato, particolarmente adatta alla climatizzazione di zone climatiche "rigide", dove le tradizionali pompe di calore hanno il problema ricorrente dello sbrinamento delle batterie esterne. Le elevate temperature del gas caldo in uscita dal gas cooler permettono, infatti, di realizzare sbrinamenti efficaci e dalla breve durata. L'ottimale sfruttamento delle pompe di calore a R744 per fini sia di climatizzazione che di produzione di acqua calda sanitaria, richiede comunque una serie di ottimizzazioni relative alla componentistica, alla tipologia di schema impiantistico ed al sistema di controllo per l'aumento dell'efficienza della macchina stessa. Il graduale raffreddamento della CO₂ nel gas cooler da 100 °C a 20°C, alla pressione di 120 bar, permette di riscaldare, in maniera molto efficiente, l'acqua da 15 °C a 80 °C mediante uno scambiatore di calore in controcorrente (Figura 3.73). Se, infatti, per ottenere lo stesso obiettivo, a parità di superficie di scambio termico, si decidesse di utilizzare una pompa di calore a R134a, si avrebbe la condensazione dell'R134a a 80 °C e, quindi, un coefficiente di scambio termico nettamente più modesto (profili di temperatura peggio accordati). Durante lo scambio termico all'interno del gas cooler, i profili di temperatura dei due fluidi sono vicini e di forma simile, determinando, in tale processo, minori perdite exergetiche, che sono da ritenersi approssimativamente proporzionali, a parità di calore scambiato, alla differenza di temperatura tra i due fluidi. Una perdita di exergia minore può costituire un fattore decisivo per assicurare alla CO₂, COP maggiori rispetto a quelli realizzati da impianti operanti con fluidi tradizionali. In condizioni normali di funzionamento il ciclo sarà settato al valore ottimale di pressione al gas-cooler, mentre in condizioni estreme si realizzerà un aumento di pressione incrementando la resa termica ed evitando l'utilizzo di resistenze elettriche supplementari che penalizzano notevolmente l'impianto.

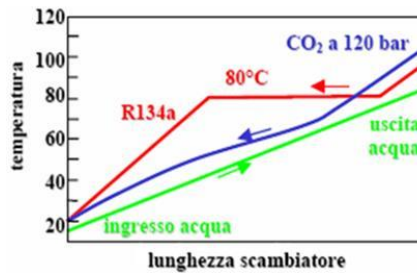


Figura 3.73 - Riscaldamento dell'acqua da 15 °C a 80 °C mediante una pompa di calore a CO₂.

Da ciò si evince che il ciclo transcritico ad anidride carbonica si presta molto bene al riscaldamento dell'acqua sanitaria essenzialmente a causa dell'ottimo adattamento delle caratteristiche del ciclo all'applicazione, all'efficiente processo di compressione e alle buone caratteristiche di scambio termico. Le pompe di calore ad anidride carbonica permettono di produrre acqua calda fino a 90°C e oltre, temperature difficilmente raggiungibili con i sistemi tradizionali, come pompe di calore con fluidi alogenati in ciclo subcritico. Inoltre, le caratteristiche della CO₂ rendono la macchina molto compatta. Generalmente il 20% della domanda di riscaldamento residenziale (impianti di piccola e grossa taglia) nei paesi industrializzati è proprio dovuta al riscaldamento di acqua sanitaria e questa domanda è in continuo aumento. L'utilizzo di pompe di calore a R744 si prospetta, quindi, come un'ottima alternativa ai sistemi attualmente più diffusi e utilizzati.

In Figura 3.74 è riportato un esempio di pompa di calore a R744 a singolo stadio abbinata a un sistema d'accumulo per la produzione di ACS. In tale schema l'acqua calda, prelevata dalla sommità dell'accumulo, è miscelata attraverso una valvola di miscelazione con l'acqua di rete al fine di raggiungere la temperatura richiesta prima che essa sia fornita all'utenza. La quantità di acqua calda prelevata dall'accumulo è rimpiazzata da acqua proveniente dalla rete, che giunge nel serbatoio in corrispondenza della parte bassa di questo ultimo.

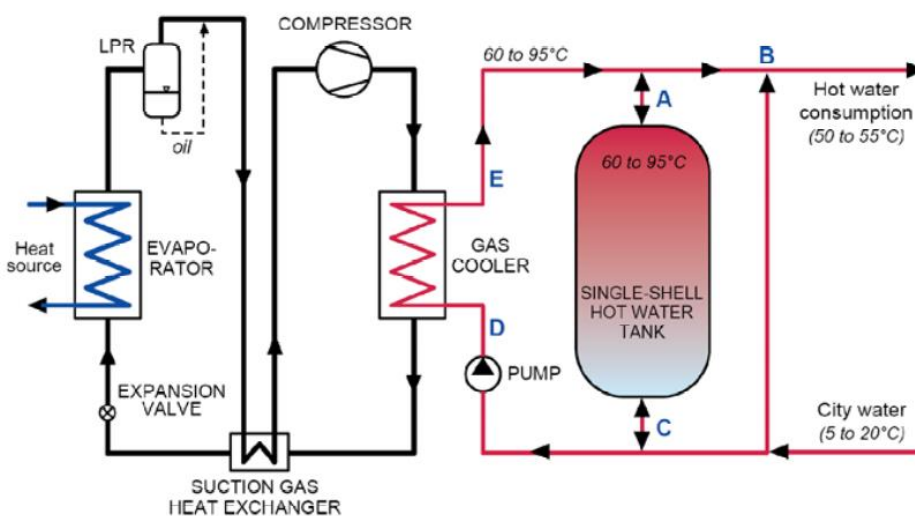


Figura 3.74 – Principio di funzionamento di una pompa di calore a R744 a singolo stadio abbinata a un sistema d'accumulo per la produzione di ACS [67].

Una pompa di circolazione comandata da inverter alimenta il gas cooler con una portata d'acqua tale da raggiungere il valore di set point richiesto e di mantenere l'alta pressione del ciclo ad un valore tale da ottimizzare il COP della macchina. Il sistema d'accumulo deve essere progettato in modo da non incentivare il miscelamento tra l'acqua della parte alta e quella della parte bassa allo scopo di alimentare il gas cooler sempre con acqua a bassa temperatura (COP elevati). Tale aspetto può essere garantito dall'impiego di accumuli a elevata stratificazione o dall'utilizzo contemporaneo di più accumuli interconnessi.

Hjerkinn [68] confrontò alcune soluzioni, elencate di seguito, per produzione di ACS, che differivano per tipologia di refrigerante e di circuito frigorifero impiegati (temperatura di evaporazione=-5°C, surriscaldamento=5°C, temperatura acqua di rete=5°C, temperatura ACS=70°C):

- A. pompa di calore a R134 con condensatore e desurriscaldatore;
- B. pompa di calore a R134 con sottoraffreddatore, condensatore e desurriscaldatore;
- C. pompa di calore a R134 con scambiatore di calore a gas sulla linea di aspirazione, condensatore e desurriscaldatore;
- D. pompa di calore a R744 con un gas cooler contro-corrente e ottimizzazione della pressione al gas cooler.

Le prestazioni della pompa di calore a R744 sono migliori rispetto alle altre soluzioni analizzate e, in particolare, il COP di tale macchina è maggiormente affetto dalla variazione della temperatura dell'acqua in ingresso allo scambiatore di alta pressione (al gas cooler); tale aspetto rende necessario l'impiego di un sistema d'accumulo con caratteristiche e dispositivi tali da incentivare la stratificazione dello stesso (Figura 3.75).

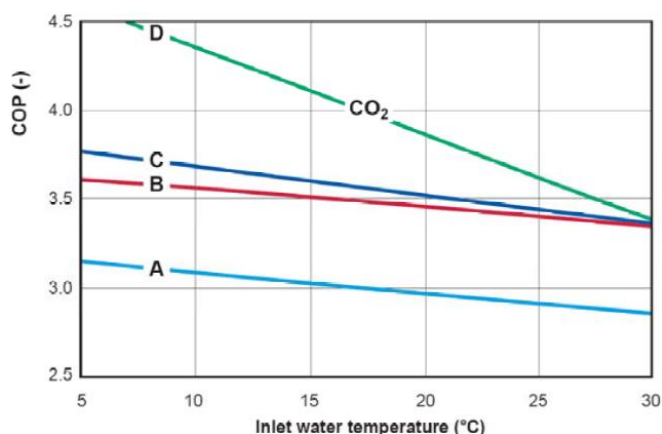


Figura 3.75 – COP per le diverse configurazioni studiate in [68].

La progettazione del gas cooler e la sua collocazione all'interno del sistema pompa di calore-accumulo determina le prestazioni dell'intero sistema; tale scambiatore può essere connesso al sistema d'accumulo, con il quale interagisce, mediante un circuito idronico chiuso, oppure installato direttamente all'interno dell'accumulo. In entrambi i casi lo scambiatore può essere costituito da uno o più gas cooler connessi tra di loro in serie o in parallelo rispetto al refrigerante. L'impiego di tre gas

cooler esterni al sistema d'accumulo e connessi tra loro in serie rappresenta la soluzione più efficiente, e per questo presa come riferimento, per la produzione di ACS e il riscaldamento, in cui ciascuno scambiatore realizza rispettivamente il preriscaldamento dell'ACS (o DHW), il riscaldamento a bassa temperatura (SH) e il riscaldamento dell'acqua per la produzione di ACS (Figura 3.76).

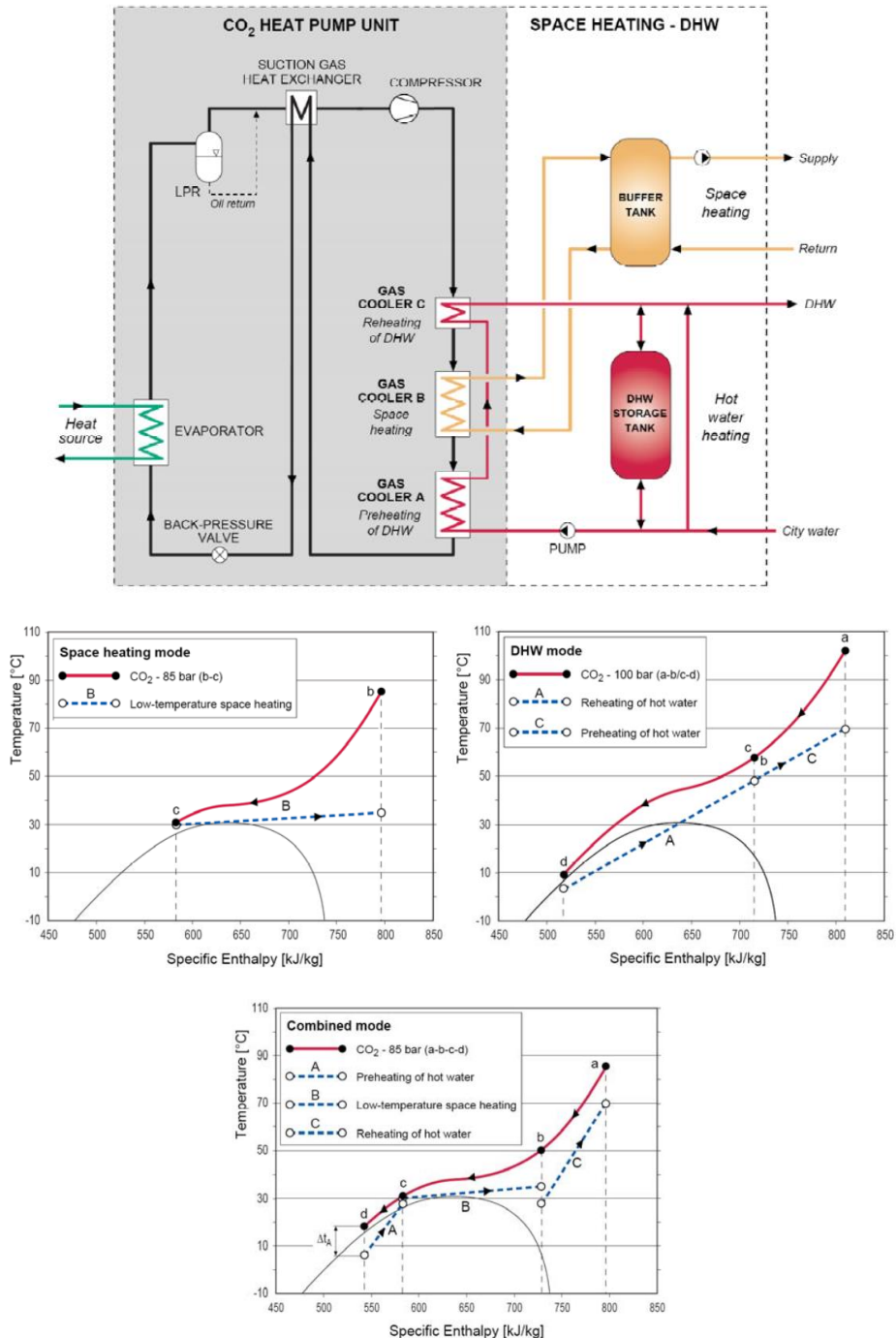


Figura 3.76 – Pompa di calore a CO₂ con tre gas cooler in serie per la produzione di ACS e riscaldamento a bassa temperatura e rispettivi profili di temperatura per le diverse modalità di funzionamento [69].

I grafici riportati nel piano t-h si riferiscono ai profili di temperatura della CO₂ e dell'acqua per le diverse modalità di funzionamento (temperatura acqua di rete=6,5°C, temperatura ACS=70°C, riscaldamento con pannelli radianti a pavimento, 35°C/30°C).

La configurazione che permette di sfruttare al meglio l'alta temperatura della CO₂ in uscita dal compressore è quella in cui è realizzata la produzione combinata di ACS e il riscaldamento, poiché è una configurazione in cui i profili di temperatura dei due fluidi si avvicinano meglio.

In Figura 3.77 sono riportate alcune soluzioni impiantistiche in cui uno o più gas cooler sono posti internamente e/o esternamente al sistema d'accumulo.

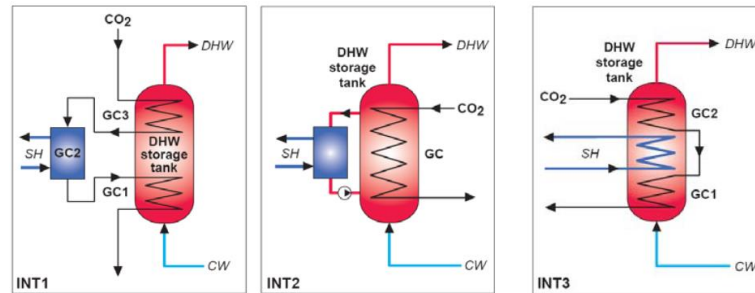


Figura 3.77 – Soluzioni con gas cooler integrato al sistema d'accumulo [67].

Mentre i gas cooler per il preriscaldamento e il riscaldamento dell'ACS sono posti internamente al sistema d'accumulo, il gas cooler per il riscaldamento a bassa temperatura può essere posizionato esternamente, o internamente, rispetto al serbatoio. Sia durante la produzione di sola ACS che per il funzionamento combinato, la temperatura della CO₂ in uscita dal gas cooler è maggiore rispetto alla configurazione con tre gas cooler in serie (Figura 3.76). Ciò accade poiché i gas cooler integrati nel serbatoio hanno una configurazione tale da non poter realizzare lo scambio termico in contro corrente, determinando così un COP inferiore rispetto alla soluzione riportata in Figura 3.76.

La produzione contemporanea di acqua calda sanitaria e la climatizzazione degli ambienti può essere realizzata mediante opportune soluzioni circuitali per il layout della pompa di calore e per l'impianto in cui tale macchina è installata. L'inserimento, a valle del compressore, di due scambiatori di calore, che possono lavorare in serie e/o in parallelo rappresenta una soluzione per la produzione contemporanea di acqua calda sanitaria (accumulata in un serbatoio di stoccaggio) e per la climatizzazione di ambienti (sia attraverso radiatori, sia per mezzo di fan coils) garantendo COP elevati poiché essa ha l'obiettivo di ridurre il più possibile la temperatura di ritorno dell'acqua al gas cooler (Figura 3.78) [70].

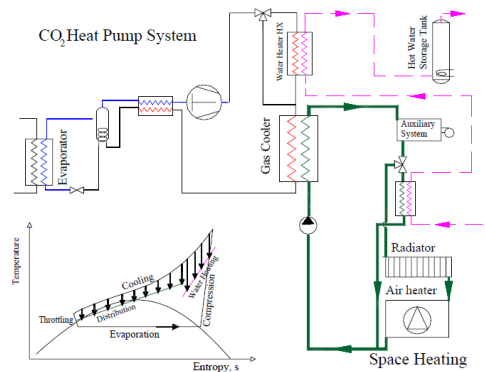


Figura 3.78 - Schema d'impianto per produzione acqua calda e climatizzazione [70].

Uno studio condotto dall'Università di Padova ha individuato un sistema avanzato per la climatizzazione estiva e invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria mediante una pompa di calore a R744 costituita da due gas-coolers, un evaporatore e uno scambiatore di calore rigenerativo [71]. Il sistema proposto è dotato di un circuito secondario contenente una miscela glicolata che effettua gli scambi termici con il primo gas cooler e con l'evaporatore; il secondo gas cooler è invece collegato direttamente a un sistema di accumulo di acqua calda, costituito da tre serbatoi connessi in serie. L'utilizzo dei tre serbatoi consente di realizzare un sistema d'accumulo globale ad alta stratificazione che permette, quindi, di alimentare il secondo gas-cooler sempre con acqua fredda (COP elevati) e di evitare il mescolamento tra i due flussi caldo e freddo. Nel funzionamento invernale, il sistema si comporta come una pompa di calore tradizionale, salvo il fatto che gli scambi avvengono attraverso un fluido ausiliario; nel caso di richiesta di acqua calda, è estratto calore dal secondo gas-cooler. Con questo sistema non è possibile produrre contemporaneamente acqua calda e calore per la climatizzazione (Figura 3.79). Nel funzionamento estivo, in caso di richiesta di solo condizionamento, si agisce sulle valvole a tre vie in modo da deviare il flusso uscente dall'evaporatore verso il ventilconvettore adibito al condizionamento dell'ambiente e si raffredda il fluido destinato al gas cooler nell'unità esterna (Figura 3.79).

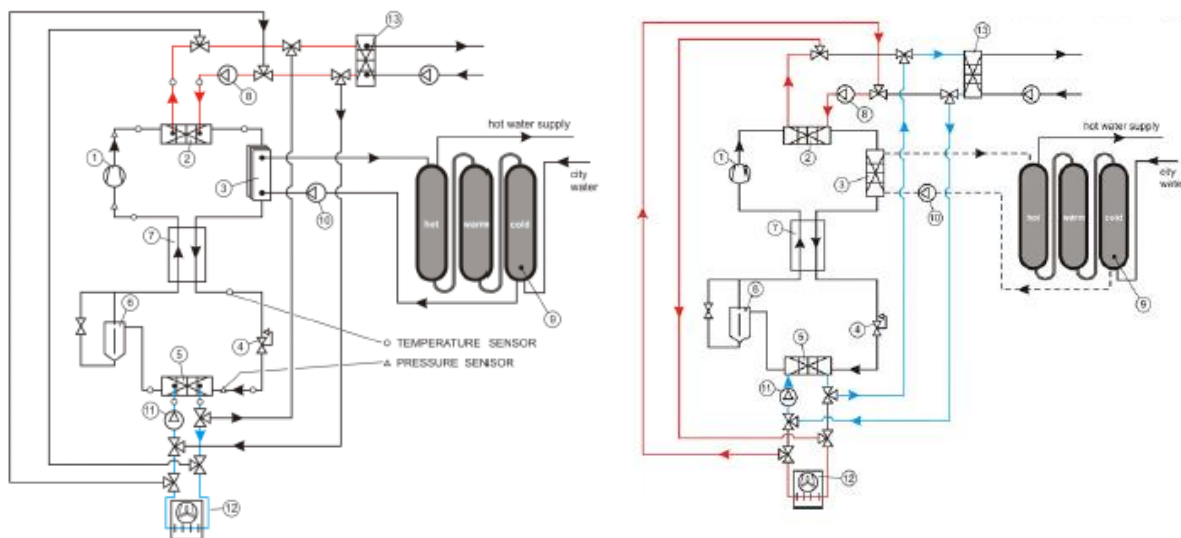


Figura 3.79 - Schema d'impianto pompa di calore a CO₂, configurazione invernale e configurazione estiva (solo condizionamento) [71].

Se si ha necessità di produzione contemporanea di freddo per il condizionamento e di acqua calda si può operare secondo lo schema di Figura 3.80 in cui il calore è asportato dal gas cooler per mezzo dell'acqua proveniente dai serbatoi di accumulo.

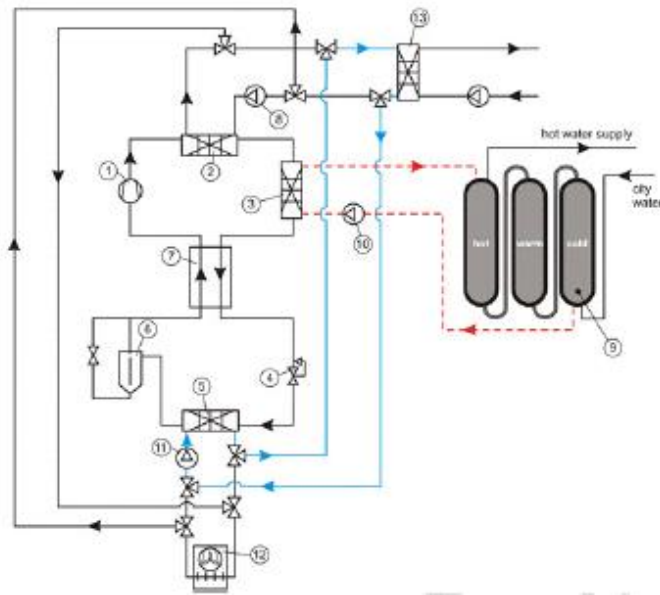


Figura 3.80 - Impianto con pompa di calore a CO₂ (Configurazione estiva: condizionamento e produzione di acqua calda) [71].

Sempre nell'ambito della ricerca condotta dall'Università di Padova, a seguito di un'intensa campagna sperimentale, è risultato che le prestazioni di questa macchina sono peggiori rispetto a quelle operanti con R410A (in particolare in termini di consumo di energia totale), soprattutto in inverno e in estate quando si richiede alla macchina di contribuire anche alle esigenze di climatizzazione, anziché fornire esclusivamente acqua calda.

Presso il Centro Ricerche ENEA di Casaccia (RM) è stata svolta, ed è attualmente in corso, un'intensa attività di test su prototipi di pompa di calore a CO₂ per la climatizzazione e la produzione di ACS. All'interno di tale attività sperimentale sono state testate una pompa di calore acqua-acqua polivalente per la climatizzazione degli edifici, una pompa di calore aria-acqua per la produzione di ACS e un roof-top per la climatizzazione degli edifici.

La pompa di calore acqua-acqua polivalente (30 kW termici e 27 kW frigoriferi) è stata progettata per un impianto di climatizzazione ad aria primaria e fan coils (impianto AICOWA, Air Conditioning with HP CO₂ Water-water) per la climatizzazione di un locale di prova (Figura 3.81).

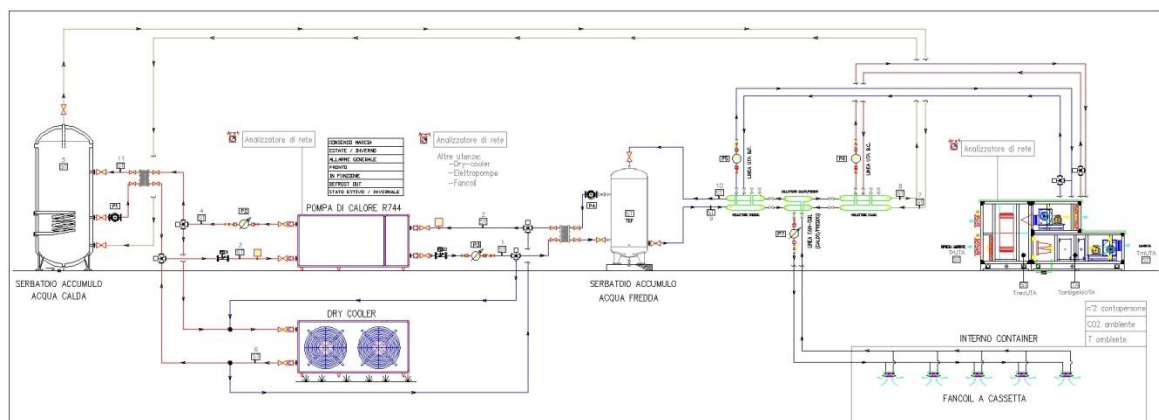


Figura 3.81 - Schema funzionale dell'impianto AICOWA con pompa di calore a CO₂ [3].

Tale macchina è dotata di due circuiti, uno principale e uno secondario, o economizzatore. Questo ultimo si attiva quando la temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler è maggiore di 35°C per limitare il peggioramento delle prestazioni della macchina dovute all'elevata temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler. Questa macchina dispone di tre compressori semiermetici a olio, due compressori principali e un compressore ausiliario dotato d'inverter che, insieme a una valvola di laminazione secondaria e a due ulteriori scambiatori di calore, svolge il circuito economizzatore in modo tale da consentire una migliore adattabilità al carico richiesto (Figura 3.82). La macchina ha lo scopo di produrre acqua calda e acqua refrigerata che sono stoccate nei rispettivi serbatoi d'accumulo da cui si alimentano le batterie dell'UTA e il circuito dei fan coils installati a soffitto. È stato, inoltre, installato un dry-cooler per dissipare l'energia termica o frigorifera prodotta dalla macchina ma non richiesta dall'utenza.

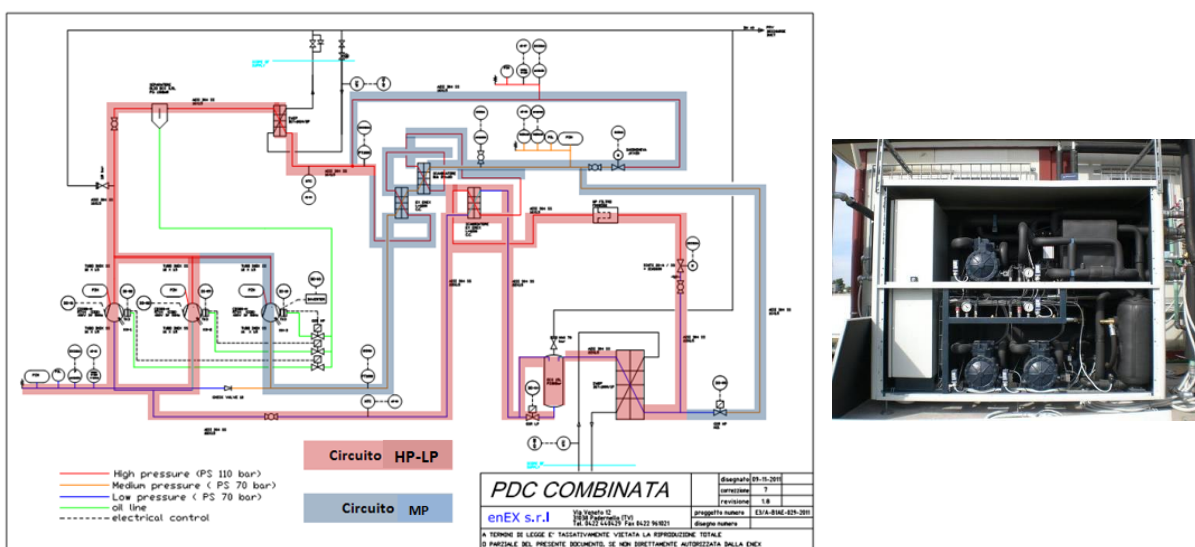


Figura 3.82 – Schema frigorifero della pompa di calore a CO₂ acqua- acqua polivalente [3].

I risultati sperimentali hanno mostrato che i valori di COP maggiori (COP massimo ≈ 3) sono stati ottenuti per una temperatura dell'acqua, in ingresso al gas cooler, inferiore a 35°C e che la convenienza di tale macchina aumenta se il gas cooler è alimentato in maniera opportuna e se sono sfruttati entrambi i flussi termici prodotti a fronte di un unico assorbimento elettrico (mancato funzionamento del dry-cooler).

La pompa di calore a CO₂ aria-acqua, studiata in ENEA per la produzione di ACS, è stata testata per diverse temperature ambiente variando la portata di acqua di rete in entrata al gas cooler della pompa di calore. I risultati ottenuti hanno mostrato le notevoli potenzialità delle pompe di calore a CO₂ per la produzione istantanea di ACS [72]. La pompa di calore testata (4,5 kW) è di tipo commerciale ed è dotata di un compressore rotativo bistadio con tecnologia Sanyo (Figura 3.83, la stessa macchina è stata impiegata per l'attività sperimentale descritta nel capitolo 7). Il gas cooler qui impiegato è uno scambiatore di calore tubo in tubo, dove il refrigerante scorre all'interno di tre tubi disposti simmetricamente attorno al tubo interessato dall'acqua. La limitata potenza della pompa di calore

testata non ha consentito di raggiungere le temperature desiderate per le portate richieste dalla norma UNI EN 806-4:2010 (da 0.1 l/s a 0.2 l/s per apparecchi sanitari). Le prove sperimentali hanno comunque consentito di evidenziare alcuni aspetti interessanti (Figura 3.84) tra cui la compressione della CO₂ può essere condotta con efficienze elevate grazie alla tecnologia bistadio (rendimento compreso tra 0,67 e 0,73); fissate la portata di ACS da produrre e la sua temperatura finale, deve essere correttamente impostata la pressione superiore del ciclo, a valori superiori agli 85 bar, per ottenere elevate efficienze di scambio termico; devono essere ridotte le perdite di carico negli scambiatori; il gas cooler deve essere alimentato con opportuni valori della portata d'acqua; è richiesto un adatto sistema di controllo e gestione della macchina.

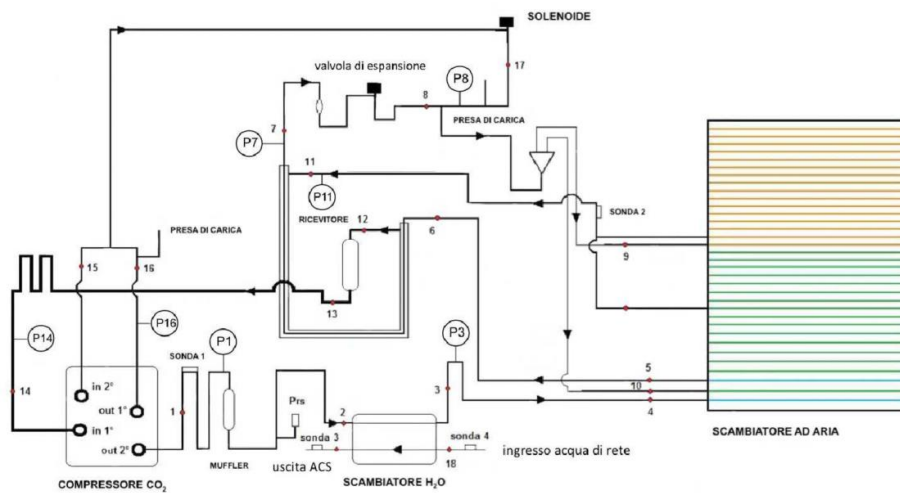


Figura 3.83 – Schema frigorifero della pompa di calore a CO₂ per ACS testata in ENEA [72].

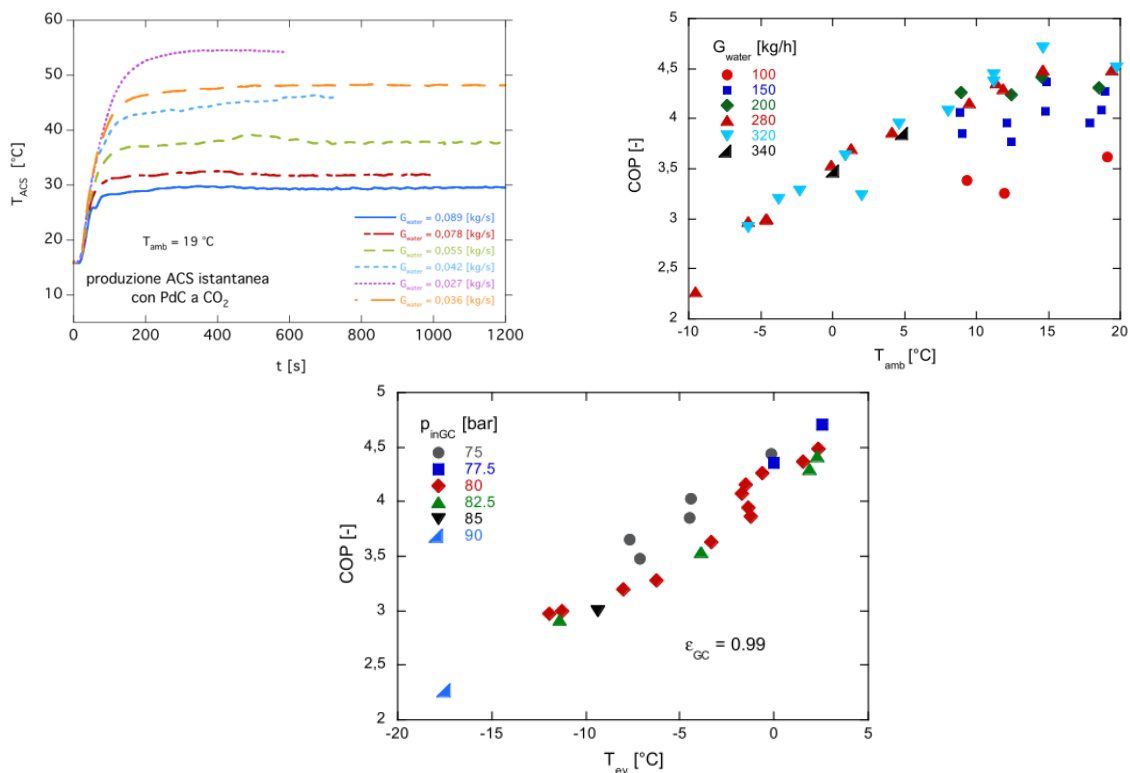


Figura 3.84 – Risultati sperimentali dei test su una pompa di calore a CO₂ per ACS in ENEA [72].

L'attività sperimentale svolta in ENEA sul roof-top a R744 (potenza termica nominale di 36,3 kW con temperatura aria al gas cooler 16°C-34°C e all'evaporatore 5°C) ha avuto lo scopo di valutare le prestazioni di tale macchina durante la stagione di riscaldamento di un edificio di prova (Figura 3.85). La macchina è interconnessa con l'edificio mediante due canali, uno di mandata e uno di ripresa, dotati di serrande di regolazione della portata d'aria. I risultati sperimentali hanno mostrato come sia la capacità termica sia il COP della macchina dipendano dalla temperatura dell'aria in ingresso al gas cooler e dal funzionamento a carico parziale.

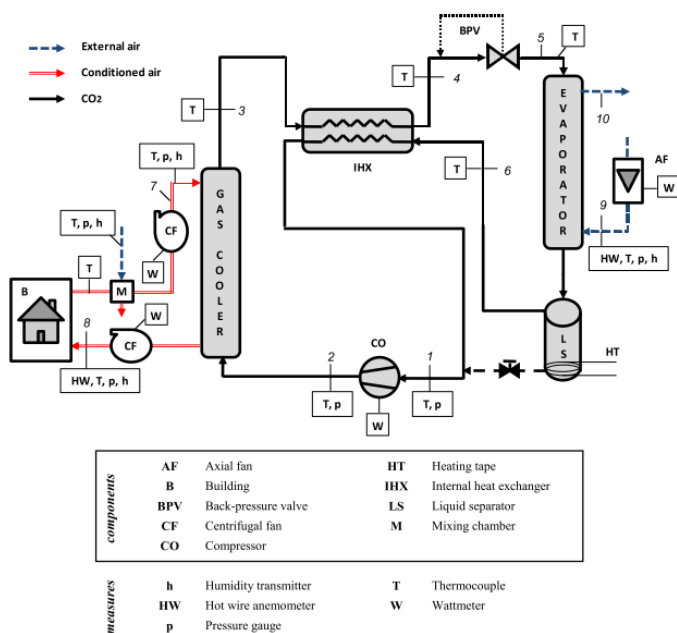


Figura 3.85 – Schema del circuito frigorifero e foto del roof-top a CO₂ testato in ENEA [73].

I test sperimentali sono stati eseguiti a 6°C, come temperatura dell'aria esterna, con temperatura dell'aria in ingresso alla batteria variabile tra 6°C e 20°C (mediante miscelazione tra aria esterna e aria ricircolata), variando la velocità dei ventilatori (tra 70% e 100%) e la frequenza del compressore (tra 38 Hz e 60 Hz) [73]. L'analisi della generazione di entropia, effettuata per avere indicazioni sull'effetto della variazione dei parametri di controllo, ha mostrato che i componenti in cui si verifica una maggiore generazione di entropia sono il gas cooler e la valvola di laminazione. La generazione di entropia al gas cooler segue la portata massica di aria e aumenta con la velocità dei ventilatori. Al compressore, la generazione di entropia segue, invece, la portata massica di refrigerante, la quale aumenta con la frequenza settata dall'inverter. Allo scambiatore di calore rigenerativo, la generazione di entropia segue anch'essa la portata massica di refrigerante così come accade per la valvola di laminazione. All'evaporatore la generazione di entropia aumenta con la velocità dei ventilatori in seguito ad una maggiore differenza di temperatura tra anidride carbonica e aria. Dai grafici riportati in Figura 3.86 risulta che il parametro che maggiormente influenza le prestazioni del roof-top è la temperatura dell'aria in ingresso al gas cooler che può anche essere interpretata come percentuale dell'aria di ripresa. Tale prototipo ha mostrato valori di COP inferiori alle corrispondenti pompe di

calore operanti con HFC, specialmente quando la temperatura dell'aria all'ingresso del gas cooler è maggiore di 16°C. Il sistema ha invece lavorato bene quando tale parametro è inferiore a 10°C, campo di applicazione precluso per gli HFC. La potenza termica prodotta aumenta con la frequenza del compressore, mentre diminuisce per temperature dall'aria in ingresso al gas cooler maggiori di 12°C, a causa di un calo della differenza di temperatura media tra i due fluidi. Anche il COP diminuisce per temperature dell'aria in ingresso al gas cooler maggiori di 12°C a seguito di questo stesso andamento mostrato dalla potenza termica (la potenza assorbita ne risente di meno a parità di pressione al gas cooler). Per una fissata temperatura dell'aria in ingresso al gas cooler, il COP diminuisce all'aumentare della frequenza del compressore (aumento della potenza assorbita). Infine, ad una diminuzione della portata massica di aria, è corrisposto un COP minore a causa di una riduzione del coefficiente di scambio termico [73]. In conclusione, è possibile affermare che il sistema roof-top testato potrebbe essere applicato per il funzionamento a basse temperature dell'aria esterna o quando sono richieste elevate percentuali di aria di rinnovo, come in strutture ricettive ubicate in zone climatiche rigide.

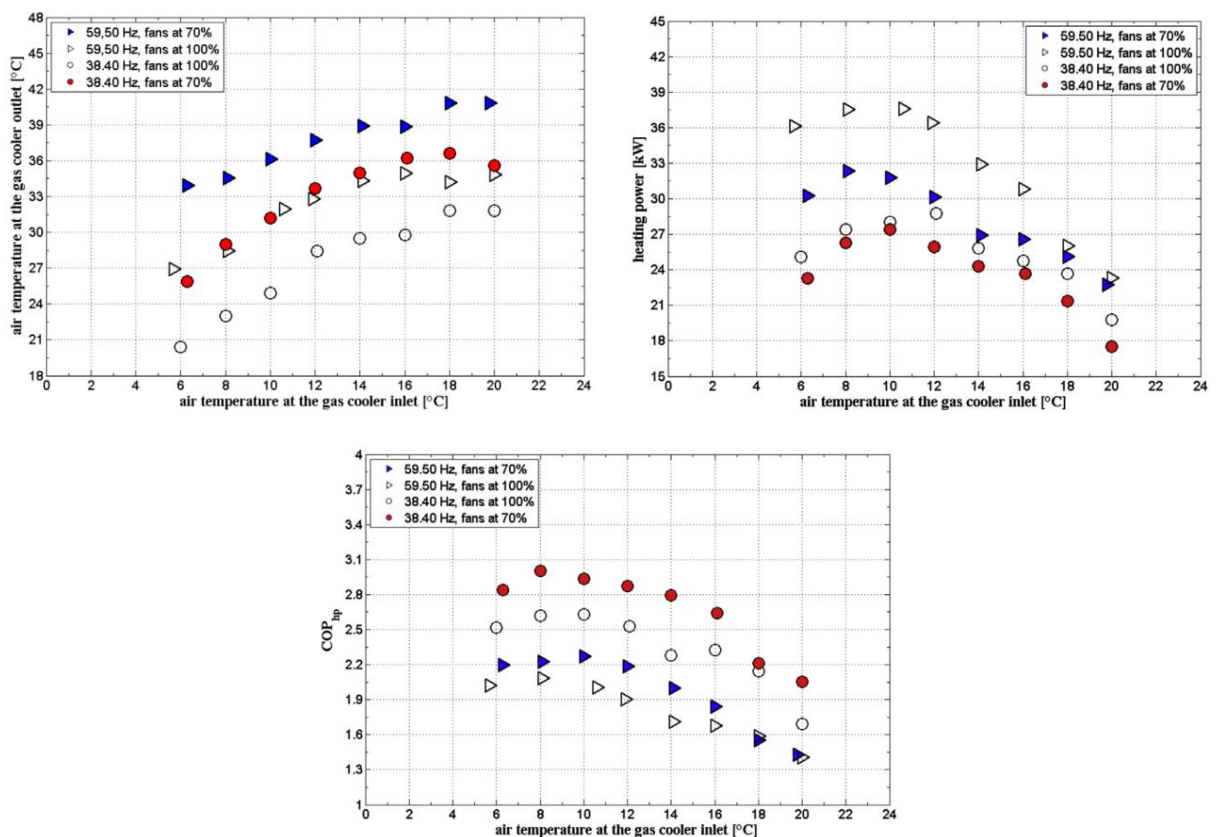


Figura 3.86 – Temperatura aria in uscita dal gas cooler, potenza termica e prestazioni del roof-top testato in ENEA [73].

La Mitsubishi Heavy Industries (Termal Hot Wave) ha realizzato una pompa di calore aria-acqua a CO₂, denominata Q-Ton, in abbinamento a un sistema d'accumulo per la produzione di ACS in applicazioni residenziali, commerciali, turistiche e industriali. Tale macchina ha un circuito frigorifero

con iniezione di gas a media pressione dotato di un innovativo compressore bistadio che permette la produzione di acqua calda a 90°C anche per basse temperature dell'aria esterna (-25° C).



Figura 3.87 – Pompa di calore Q-ton e rispettivo serbatoio d'accumulo per la produzione di ACS [74].

Tale macchina ha una potenza termica di 30 kW, prestazioni mantenute elevate con acqua in ingresso al gas cooler a una temperatura opportuna, garantita attraverso un apposito sistema d'accumulo (Tabella 3.19, Tabella 3.20). Lo sbrinamento è realizzato mediante iniezione di gas caldo all'evaporatore.

Alimentazione			380V trifase
Potenza nelle stagioni intermedie*	Potenza termica resa	kW	30
Temperatura esterna 16° Cbs/12° Cbu	Potenza elettrica assorbita	kW	6,3
Acqua in entrata 10° C, acqua in uscita a 60° C	COP	-	4,7
Potenza in inverno*	Potenza termica resa	kW	30
Temperatura esterna 7° Cbs/6° Cbu	Potenza elettrica assorbita	kW	7,0
Acqua in entrata 5° C, acqua in uscita a 60° C	COP	-	4,3
Dimensioni	altezza x larghezza x profondità	mm	1690 x 1350 x 720
Peso		kg	365
Refrigerante			R744 (CO2)
Temperatura di esercizio	Aria esterna	°C	-25~+43
	Acqua in entrata	°C	+5~+63
	Acqua in uscita	°C	+60~+90

Tabella 3.19 – Caratteristiche tecniche Q-ton [74].

Condizioni	Aria esterna [°C]BD / [°C]WB	16 / 12	16 / 12	16 / 12	-7 / -8	-25 / -24,5
	Acqua in ingresso [°C]	10	13	13	5	5
	Acqua calda prodotta [°C]	60	60	70	60	60
Prestazioni	Potenza erogata [kW]	30	30	30	30	21
	Assorbimento elettrico [kW]	6,33	6,54	7,03	10,42	10,9
	COP	4,74	4,59	4,27	2,88	2,36
	Portata acs prodotta [l/min]	8,62	9,17	7,56	7,84	5,49
	Portata acs prodotta [l/h]	517	550	454	5,06	3,54

Tabella 3.20 - Caratteristiche tecniche e prestazionali (certificazione TUV) Q-ton [74].

Il compressore utilizzato in tale macchina, brevettato dalla stessa Mitsubishi Heavy Industries, è a due stadi. Il primo stadio (di bassa pressione) è realizzato da un compressore rotativo (rotary) ed è caratterizzato da buona efficienza per bassi rapporti di compressione, mentre il secondo stadio (di alta pressione) è realizzato da un compressore scroll, ottimizzato, invece, per alti rapporti di compressione.

L'iniezione di refrigerante a media pressione, tra i due stadi di compressione, consente un maggiore ricircolo di refrigerante sul gas cooler, aumentando la potenza di riscaldamento (Figura 3.88). A un determinato valore ottimale di media pressione, dopo la prima espansione, la fase gassosa e quella liquida del refrigerante sono separate; la fase gassosa è inviata all'aspirazione del secondo stadio del compressore. Tale ricircolo di gas permette di aumentare la potenza di riscaldamento rispetto a un ciclo monostadio. Inoltre, la minore portata di liquido circolante nell'evaporatore riduce l'assorbimento elettrico del compressore e ne aumenta dunque l'efficienza energetica [75].

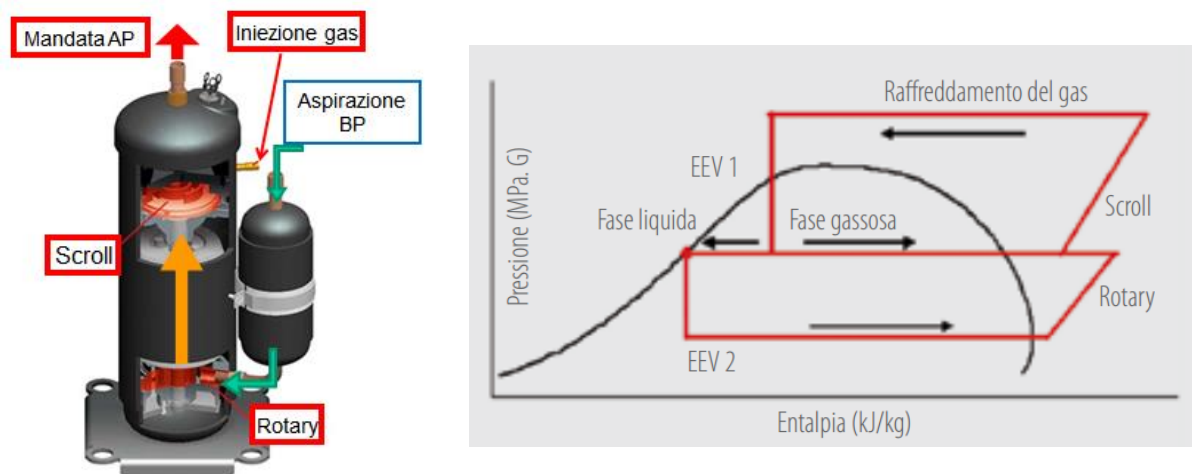


Figura 3.88 – Compressore rotativo bistadio e ciclo con iniezione di gas a media pressione Q-ton [75].

La potenza di riscaldamento della Q-ton rimane in pratica costante (100% del valore nominale) fino a una temperatura dell'aria esterna di -7°C , mentre i prodotti concorrenti presenti sul mercato mostrano un decremento della potenza già prima di 0°C . La potenza di riscaldamento si riduce del 30% rispetto al valore nominale per temperature dell'aria esterna fino a -20°C , mentre gli altri sistemi arrivano al massimo fino a -15°C . Per basse temperature dell'aria esterna, la Q-ton mostra, inoltre, valori di COP di molto superiori rispetto agli altri produttori (Figura 3.89).

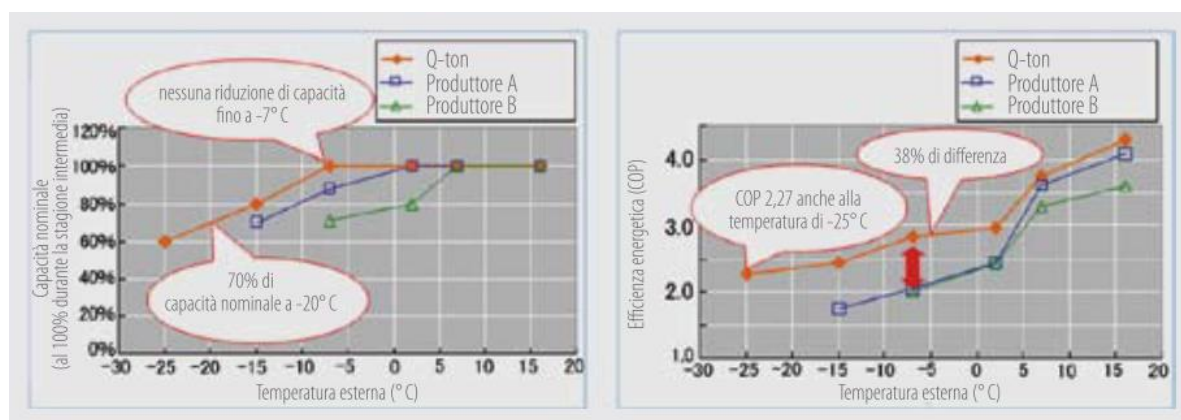


Figura 3.89 – Confronto tra capacità nominale e COP della Q-ton con altri produttori [75].

Tale macchina mostra quindi soluzioni tecnologiche e di gestione del circuito frigorifero tali da incentivare l'impiego delle pompe di calore a R744 per la produzione di ACS.

BIBLIOGRAFIA

1. M. A. Cucumo, V. Marinelli (1999), "Termodinamica applicata". Pitagora Editrice Bologna 1999.
2. R. Lazzarin, (2011), "Pompe di calore parte teorica, parte applicativa". Padova, Servizi grafici editoriali, 2011.
3. P. Rovella, (2012), "Impianto sperimentale per la valutazione delle prestazioni di una pompa di calore ad R744 (CO₂). Primi risultati relativi alla climatizzazione invernale".
4. M. Vizzotto (2012), "Compressori a confronto Tipologie e campi di funzionamento".
5. Legambiente, Elco (2013), "Pompe di calore. Vantaggi, risparmi e tecnologie delle pompe di calore per uso domestico".
6. RC Group Spa, (2001), "Il COP delle pompe di calore evaporanti ad aria".
7. V. Marinelli, M. A. Cucumo, (2009), "Energetica". Pitagora Editrice Bologna 2009.
8. P. Baggio, (2013), "Valutazione delle prestazioni delle pompe di calore aria-acqua: un rapido sguardo alla normativa".
9. L. Mazzarella, L. A. Piterà, (2012), "La specifica tecnica UNI/TS 11300 parte 4".
10. The Australian institute of refrigeration, air conditioning and heating (AIRAH) "Methods of calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI) 2012. Best practice guidelines", (2012)
11. G. Grazzini, A. Milazzo, "Tecnica del freddo".
12. D. Danieli, (2006), "Certificazione Frigoristi".
13. A. Ragni, (2013), "I refrigeranti a basso GWP tra praticità, sicurezza ed economicità". Aicarr Journal num. 17 (14-18).
14. T. E. Watson (ASHRAE), D. McQuay, (2012), "AHRI Low-GWP Alternative Refrigerant Evaluation Program".
15. N. Calabrese, R. Trinchieri, L. Saraceno, G. Boccardi, M. Pieve, G. Ponticorvo, (2014), "Test sperimentali in Calorimetro ENEA di due prototipi di macchine a compressione di vapore ad R290 ed R134a". ENEA Report RdS/Par2013/164
16. Caleffi, (2012), "Componenti per impianti a pompa di calore".
17. L. Ni, et al., (2015) "A review of heat pump systems for heating and cooling of buildings in China in the last decade", Renewable Energy. 84 (30 – 45), Elsevier.
18. G.Y. Ma, H.X. Zhao, (2008) "Experimental study of a heat pump system with flash tank coupled with scroll compressor", Energy Build. 40 (697 – 701).
19. X.D. Wang, Y. Hwang, R. Radermacher, (2009), "Two-stage heat pump system with vapor-injected scroll compressor using R410A as a refrigerant", Int. J. Refrig. 32 (1442 – 1451).
20. S.X. Xu, G.Y. Ma, Q. Liu, et al., (2013), "Experiment study of an enhanced vapor injection refrigeration/heat pump system using R32", Int. J. Therm. Sci. 68 (103 – 109).

21. S.X. Xu, G.Y. Ma, (2014), “Experimental study on two-stage compression refrigeration/heat pump system with dual-cylinder rolling piston compressor”, *Appl. Therm. Eng.* 62 (803 – 808).
22. G.-Y. Ma, H-X. Zhao, (2007), “Experimental study of a heat pump system with flash-tank coupled with scroll compressor”, *Energy and building* 40 (697-701).
23. Emerson Climate Technologies, (2004), “Refrigeration Scroll Enhanced Vapour Injection. Application guidelines”.
24. Caleffi, (2006), “Nuove linee guida e nuove soluzioni antilegionella”, *Idraulica* 33 pg. 10.
25. L. Molinaroli, (2014), “Tecnologie a compressione di vapore per la produzione di acqua calda sanitaria”.
26. S. Fan, Q. Liu, S. He, (2008), “Scroll Compressor Development for Air-Source Heat Pump Water Heater Applications”. Emerson Climate Technologies (Suzhou) R&D Co. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 954.
27. <https://climatizzazione.mitsubishielectric.it>
28. N. Calabrese, P. Rovella, (2015), “Sistemi integrati”. *Arketipo* n.91 pag. 131-133.
29. www.requality.it
30. Expoclima, (2013), “Metodologie e soluzioni di integrazione fra tecnologie: solare, caldaia, pompa di calore”.
31. www.emmeti.com
32. Viessmann, (2014), “Bollitori Vitocell”.
33. W.S. Bodinus, (1999), “The rise and fall of carbon dioxide systems”. In: Will HM, editor. *The first century of air conditioning*. Atlanta, GA: ASHRAE, (29 – 34).
34. R. Thevenot, (1979), “A history of refrigeration throughout the world”. Paris: IIR, Trans.
35. B. Donaldson, B. Nagengast, (1994), “Heat and cold: mastering the great indoors”. Atlanta, GA: ASHRAE.
36. G. Lorentzen, (1990), “Trans-critical vapour compression cycle device”. International Patent Publication WO 90/07683.
37. S.F. Pearson, (1995), “Cooling method and apparatus”, British Patent n. 2258298, London.
38. G. Lorentzen, J. Pettersen, (1992), “New possibilities for non-CFC refrigeration”. In: Pettersen J, editor. *IIR International Symposium on Refrigeration, Energy and Environment*, Trondheim, Norway. (147 – 63).
39. A. Cavallini, (2004), “Properties of CO₂ as a Refrigerant, European Seminar-Carbon Dioxide as a Refrigerant”. Milano, Italia.
40. J. Pettersen, P. Neksa, (1991), “CO₂ refrigeration, air conditioning and heat pump technology development in Europe”. *Mag Soc Air-Conditioning Refrig Engrs Korea*, Vol. 31, n.7, (53 – 64).

41. P. Neksa, H. Rekstad, G. Zakeri, P. Schiefloe, (1998), "CO₂-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results". *International Journal of Refrigeration*. Vol. 21, (172 – 9).
42. M.H. Kim, (2002), "Research and development trends of CO₂ heat pump water heaters in Japan". *Mag Soc Air-Conditioning Refrig Engrs Korea*, Vol. 31 n.7, (65 – 70).
43. JRAIA, The Japan Refrigeration and Air Conditioning Industry Association, (2001), *JRA Standard 4050: heat pump water heaters using carbon dioxide refrigerant*".
44. E. Hihara, (2002), "R&D on heat pumps with natural working fluids in Japan". *The Seventh International Energy Agency Conference on Heat Pump Technologies*, Beijing, China, (272 – 9).
45. F. Billiard, (2002), "Use of Carbon Dioxide in Refrigeration and Air Conditioning", *International Journal of refrigerant*, Vol. 25, (1011 – 1013).
46. E. Groll, R. Cohen, (2001), "Review of recent research on the use of CO₂ for air conditioning and refrigeration", *Clima 2000, Napoli 2001 World Congress*, Napoli, 15 – 18 Settembre 2001.
47. Yama Saki, H. et al. (2004): "Introduction of Transcritical Refrigeration Cycle Utilizing CO₂ as Working Fluid". *17th International Compressor Engineering Conference at Purdue*.
48. Ahmed Bensafi – Bernard Thonon, (2007), "Transcritical R744 (CO₂) heat pumps 2007".
49. M. Bhatti, (1997), "A critical look at R-744 and R-134a mobile air conditioning systems". *SAE Paper n. 970527*;
50. E. Fornasieri, C. Zilio, (2004), "Componenti per impianti a CO₂".
51. M. -H Kim, J. Pettersen, C. Bullard, (2004), "Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems", *Progress in energy and combustion science*, vol. 30, (119 – 174).
52. S. Taira, (2010), "The development of heat pump water heaters using CO₂ refrigerant." In: *Paper presented in proceeding of the international symposium on next-generation air conditioning and refrigeration technology*.
53. T. Okada, (2007), "Development of CO₂ heat pump hot water system "ECO CUTE". *Mitsubishi Electr Adv* 2007; 120:6-8.
54. V. Casson, L. Cecchinato, M. Corradi, E. Fornasieri, S. Girotto, S. Minetto, L. Zamboni e C. Zilio, (2003), "Optimisation of the throttling system in a CO₂ refrigerating machine", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 26 (926 – 935).
55. A. Cavallini, D. Del Col, L. Doretto, C. Zillio, (2007), "I fluidi frigorigeni processi di sostituzione e nuove frontiere tecnologiche" AREA.
56. S. Girotto, (2013), "Applicazione nei Paesi dell'Europa del Sud. Evoluzione dei sistemi frigoriferi con CO₂ come refrigerante". *Zerosottozero* num. 54, Febbraio 2013.

57. J. Sarkar, (2012), "Ejector enhanced vapor compression refrigeration and heat pump systems – A review." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16 (6647-6659).
58. A. Aldegheri, (2012), "Studio di pompe di calore a CO₂ con o senza eiettore".
59. J. Suess, H. Kruse, (1998), "Efficiency of the indicated process of CO₂ -compressors", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 21, (194 – 201).
60. J. Zhang, Y. Qin, C. Wang, (2015), "Review on CO₂ heat pump water heater for residential use in Japan". *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 50 (1383 – 1391).
61. S. J. Randles, S. Pasquin, P. T. Gibb, Uniqema Lubricants, "Valutazione critica dei lubrificanti sintetici per refrigeranti alternativi." *Centro Studi Galileo*.
62. A. Hauk, E. Weidner, (2000), "Thermodynamic and fluid-dynamic properties of carbon dioxide with different lubricants in cooling circuits for automobile application", *Ind. Eng. Chem Res.*, 39, (4646 – 4651).
63. D. M. Ashby, G. Buch, (2002), "Elastomer Developments for Sealing Automotive Climate Control Systems Using Carbon Dioxide", *SAE Automotive Alternate Refrigerants Systems Symposium*.
64. A. Rozhentsev, C.-C. Wang, (2001) "Some design features of a CO₂ air conditioner, *Appl Therm Eng* 21 (871 – 880).
65. S. G. Kim, Y. J. Kim, G. Lee, M. S. Kim, (2005), "The performance of a transcritical CO₂ cycle with an internal heat exchanger for hot water heating". *International Journal of Refrigeration* 28 (1064 – 1072).
66. F.Z. Zhang, P.X. Jiang, Y.S. Lin, Y.W. Zhang, (2010), "Efficiencies of subcritical and transcritical CO₂ inverse cycles with and without an internal heat exchanger". *Applied Thermal Engineering* 31 (432 – 438).
67. E. Fornasieri, C. Zilio, L. Cecchinato, M. Corradi, S. Minetto, (2009), "Natural refrigerant CO₂", Edited by W. Reulens.
68. T. Hjerkin, (2007), "Analysis of Heat Pump Water Heater Systems for Low-Energy Block of Flats". Master thesis at The Norwegian University of Science and Technology (NTNU), November 2007. EPT-M-2007-24.
69. J. Stene, (2004), "Residential CO₂ Heat Pump System for Combined Space Heating and Hot Water Heating", Doctoral thesis at the Norwegian University of Technology and Science (NTNU), ISBN 82-471-6316-0 (printed ver.), ISBN 82-471-6315-2 (electronic ver.).
70. P. Neksa, (2002), "CO₂ heat pump systems". *International Journal of Refrigeration* 25 (421 – 427).
71. R. Brignoli, L. Cecchinato, E. Fornasieri, S. Girotto, S. Minetto (2011), "Energy assessment of R744 heat pump for residential application".

72. N. Calabrese, R. Trinchieri, L. Saraceno, M. Pieve, G. Boccardi, (2013), “Produzione di acqua calda sanitaria (ACS) in modalità istantanea a mezzo di una pompa di calore a CO₂ (R744)”. Report RdS/2013/097.
73. N. Calabrese, R. Mastrullo, A. W. Mauro, P. Rovella, M. Tammaro, (2015), “Performance analysis of a rooftop, air-to-air heat pump working with CO₂”. Applied Thermal Engineering 75 (1046 – 1054).
74. F. Frau, (2013), “Pompe di calore a CO₂. Principio di funzionamento, brevetti e soluzioni impiantistiche”
75. <http://www.qton.it/>

4 METODOLOGIE ANALITICHE E VERIFICHE SPERIMENTALI

4.1 Introduzione

Le attività sperimentali sono state condotte mediante l'ausilio di diverse metodologie analitiche e software. Attraverso il sistema BMS (Building Management System) BX Einstein è stato realizzato il monitoraggio degli impianti nel loro complesso, mentre il software Labview ha consentito l'acquisizione e rielaborazione dei dati sperimentali relativi alle pompe di calore testate, e, infine, il software Refprop è stato utilizzato per il calcolo delle proprietà termodinamiche dei fluidi di lavoro delle pompe di calore testate.

4.2 Impianto Calorimetro ENEA per il test di pompe di calore aria-acqua

L'impianto "Calorimetro Enea", allestito presso l'edificio F-40 del Centro Ricerche Enea di Casaccia (Roma), ha la funzione di eseguire test sperimentali su pompe di calore aria/acqua di potenza fino a 50 kW in accordo alla norma UNI EN 14511. L'esecuzione di test sperimentali in accordo alle modalità riportate nella suddetta norma permette di valutare le prestazioni della macchina testata in specifiche condizioni al contorno riprodotte grazie a tale impianto. Il Calorimetro ENEA è in grado di testare le macchine sia in modalità pompa di calore, dissipando l'energia frigorifera prodotta dalla macchina in test, e sia in modalità macchina frigorifera, dissipando in tal caso l'energia termica prodotta, in conformità alla norma UNI EN 14511-3. Le normative di riferimento per l'esecuzione dei test sperimentali su pompe di calore sono il pacchetto di norme UNI EN 14511 (parte 1-2-3-4) e la UNI EN 14825 per le prove a carico parziale. L'acquisizione dei dati sperimentali avviene quando sono rispettati gli scostamenti descritti nella norma UNI EN 14511-3 e quando il funzionamento della macchina raggiunge condizioni stabili (paragrafo 3.2).

Nel caso di test su pompa di calore del tipo aria-acqua, sia la sorgente fredda sia la sorgente calda devono possedere condizioni opportune di temperatura, portata e velocità. Il condensatore della macchina deve essere interessato da un flusso d'acqua a temperatura e portata fissate e stabili, mantenute cioè in un intervallo di ampiezza prestabilito; ugualmente, l'evaporatore deve essere interessato da un flusso d'aria con temperatura definita e stabile. La velocità dell'aria all'evaporatore deve avere un valore contenuto entro i limiti imposti dalla normativa. In base a quanto riportato nella norma UNI EN 14511-3 (paragrafo 4.2.1.2), la velocità delle portate dell'aria attraverso la camera non deve essere maggiore di 1,5 m/s quando l'oggetto di prova è spento.

Per l'ottenimento delle condizioni richieste sull'acqua, è stato realizzato un apposito circuito idronico in grado di produrre e rendere disponibile un certo flusso d'acqua a temperatura prestabilita. Il controllo della temperatura e dell'umidità dell'aria avviene per mezzo del calorimetro all'interno del quale è collocata la macchina da testare.

La gestione simultanea della camera climatica, del circuito idronico e della macchina in test è realizzata mediante un sistema BMS (Building Management System), attraverso il quale è stata implementata una specifica logica di regolazione per il controllo delle condizioni lato acqua e per la coordinazione dell'accensione e dello spegnimento di ogni singolo componente.

L'impianto è composto dai seguenti tre sottosistemi:

- calorimetro, per la gestione delle condizioni termo-igrometriche dell'aria che arriva allo scambiatore a tubi alettati della macchina in test;
- circuito idronico, per la gestione della portata e della temperatura dell'acqua avviata alla macchina in test;
- macchina in test, opportunamente strumentata e monitorata al fine di acquisire le condizioni del refrigerante.

Il calorimetro (Figura 4.1) presenta specifiche caratteristiche riportate in Tabella 4.1. Esso è in grado di gestire e mantenere la temperatura dell'aria pari al valore di set point impostato nel range $-15^{\circ}\text{C} + 35^{\circ}\text{C}$.



Figura 4.1 - Calorimetro ENEA.

Il controllo dell'umidità relativa avviene nel range 10% - 95% esclusivamente nel range climatico compreso tra 10°C e 35°C . Il calorimetro mantiene le condizioni dell'aria a valori prefissati mediante un gruppo frigorifero (Figura 2.2), dalla potenza nominale di 21 kW, e un gruppo di resistenze elettriche da 60 kW suddivise in 3 pacchi da 20 kW, uno dei quali a potenza modulabile. In sede di collaudo si è provveduto a settare i PID di gestione del gruppo frigo e delle resistenze elettriche. In tal modo è stato possibile rispettare gli scostamenti ammessi nelle prove della capacità di riscaldamento quando si usa il procedimento di prova in condizioni transitorie, riportati nel prospetto 5 della norma UNI-EN 14511-3.

DIMENSIONI INTERNE	4,70 m [L] x 5,50 m [P] x 4,60 m [H]
SUPERFICIE UTILE	26 m ²
VOLUME UTILE	120 m ³
RANGE DI TEMPERATURA	-15°C ÷ 35°C
RANGE DI UMIDITÀ RELATIVA	10% ÷ 95% U. R. (controllata da 10°C a 35°C)
VELOCITÀ ARIA	< 1 m/s (UNI EN 14511-3:2011)
POTENZA ELETTRICA MASSIMA ASSORBITA	80 kW
POTENZA FRIGORIFERA MASSIMA SMALTIBILE	50 kW

Tabella 4.1 - Principali caratteristiche del calorimetro ENEA

Il controllo dell'umidità avviene tramite l'evaporatore del gruppo frigorifero e tramite un generatore di vapore elettrico (Figura 4.2). Al generatore di vapore è connesso un apposito addolcitore.



Figura 4.2 - Gruppo Frigorifero e generatore di vapore del calorimetro

Il calorimetro è controllato da un sistema PLC implementato, creato e programmato dal produttore al fine di assicurare una gestione globale automatica. Esso è dotato di un apposito software di gestione, denominato Winkratos, attraverso il quale sono impostati i valori di temperatura e di umidità relativa desiderati all'interno della camera (Figura 4.3).

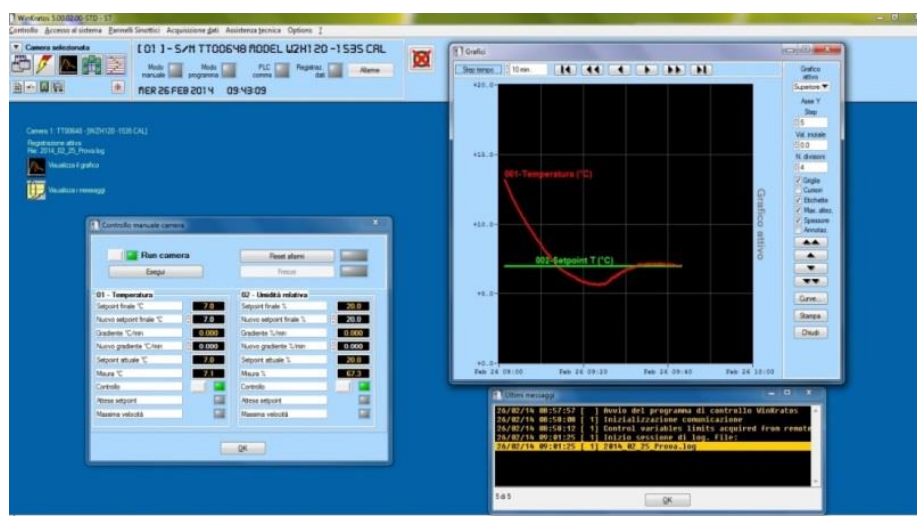


Figura 4.3 - Home page del software di controllo del calorimetro

Il software gestisce il funzionamento del gruppo frigorifero e del generatore di vapore del calorimetro confrontando i valori di temperatura e di umidità relativi impostati con quelli rilevati all'interno della camera climatica attraverso l'apposita strumentazione (Figura 4.4).



Figura 4.4 - Piedistallo per il posizionamento delle sonde di temperatura e di umidità all'interno del calorimetro.

Mediante il circuito idronico è realizzato il controllo e la gestione della portata e della temperatura dell'acqua per mezzo di apparecchiature installate in campo e gestite dal sistema BMS (Figura 4.5).

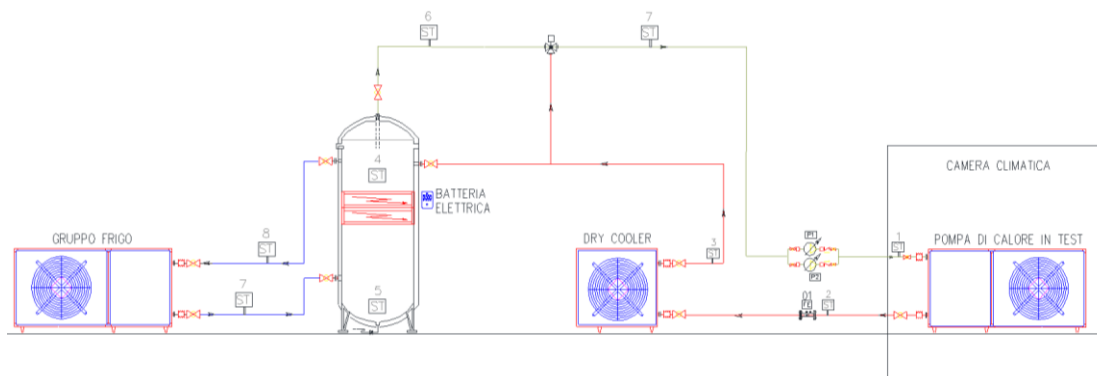


Figura 4.5 - Schema del circuito idronico dell'impianto Calorimetro Enea.

Tale circuito è costituito dalle seguenti apparecchiature:

- gruppo frigo da 8 kWf, dotato d'inverter (Figura 4.6);
- dry-cooler da 60 kW termici con inverter a bordo (Figura 4.7);
- serbatoio d'accumulo da 1000 litri, dotato di resistenze elettriche da 15 kW le quali sono divise in 2 batterie da 7,50 kW cadauna con modulazione della potenza nel range 0 ÷ 100% (Figura 4.6);
- elettropompa di circolazione dotata d'inverter (Figura 4.6);
- valvola miscelatrice a tre vie (Figura 4.6);

Tutti i componenti sono provvisti di accesso alla rete Internet e ad essi è stato assegnato un indirizzo IP attraverso il quale sono raggiungibili da remoto con la possibilità di controllare l'intero sistema. È chiaro però che la presenza sul posto dell'operatore è necessaria e fondamentale per la corretta esecuzione dei test sperimentali e, inoltre, per la messa in sicurezza e la circoscrizione di tutta la zona in cui è collocato l'impianto, in modo da consentire un primo intervento nel caso di rotture meccaniche di componenti dell'impianto o della macchina stessa.



Figura 4.6 - Parte del circuito idronico.



Figura 4.7 - Dry - cooler facente parte del circuito idronico.

Il sistema BMS ha lo scopo di gestire le apparecchiature installate al fine di assicurare, durante l'esecuzione dei test, acqua alla temperatura e alla portata desiderata. Le funzioni di sorgente di energia termica e di energia frigorifera possono essere indifferentemente fornite dal serbatoio d'accumulo o dal dry-cooler. Solitamente per i test di macchine in modalità pompa di calore, la sorgente calda è costituita dall'acqua contenuta all'interno del serbatoio d'accumulo, mentre il dry-cooler svolge la funzione di sorgente frigorifera raffreddando l'acqua calda prodotta dalla macchina in prova. Nel caso, invece, di test di macchine in modalità frigorifera i ruoli del serbatoio d'accumulo e

del dry – cooler s’invertono rispetto ai test in pompa di calore. La valvola miscelatrice a tre vie, installata a valle del serbatoio d’accumulo, provvede a miscelare il flusso di acqua proveniente dal serbatoio con quello proveniente dal dry-cooler al fine di inviare alla macchina in test acqua alle condizioni desiderate.

In Figura 4.8 è riportata l’home page del sistema BMS attraverso il quale è possibile importare i seguenti parametri:

- il valore di set point della temperatura dell’acqua in ingresso alla macchina in test;
- l’offset set point, cioè la differenza di temperatura tra la temperatura dell’accumulo e quella dell’acqua in ingresso alla macchina (ovvero la temperatura alla quale si vuole portare l’accumulo);
- la velocità di rotazione del ventilatore del dry-cooler in funzione della temperatura dell’acqua di ritorno in macchina desiderata;
- la modalità di funzionamento della macchina in prova (pompa di calore o macchina frigorifera);
- la velocità di rotazione del compressore della macchina in prova (qualora esso sia dotato d’inverter);
- gestione della fase di defrost della macchina in prova.

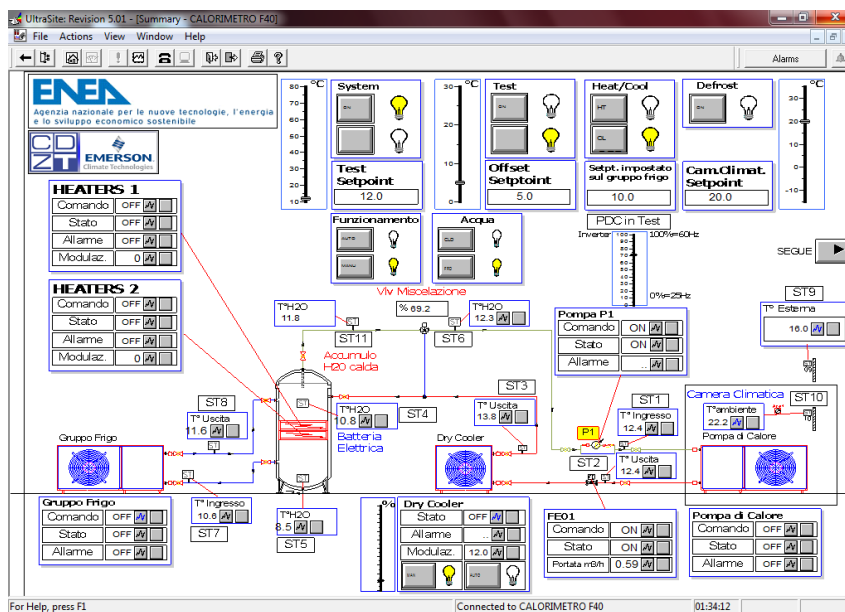


Figura 4.8 - Home page sistema BMS per la gestione del circuito idronico.

Il controllo della temperatura di set point può presentare delle criticità tali da non poter essere gestite e risolte mediante il solo sistema BMS. È richiesta, quindi, la presenza di un operatore che supervisioni il corretto funzionamento della valvola a tre vie e dell’intero sistema. In alcune situazioni, infatti, la temperatura delle sorgenti calde o fredde potrebbe subire variazioni improvvise. Per quanto riguarda la sorgente fredda, questo potrebbe accadere nel caso in cui il set richiesto dovesse essere molto basso (dell’ordine dei 10°C) con conseguente accensione e spegnimento del gruppo frigo durante la prova: la

non perfetta miscelazione del fluido nel serbatoio di accumulo provoca una netta riduzione di temperatura dell'acqua inviata alla valvola a tre vie con conseguente eccessivo abbassamento della temperatura a valle della stessa. Questo evento, che avviene perché la valvola lavora con flussi termici “fuori progetto” (ossia caratterizzati da gradienti di temperatura maggiori di quelli per cui sono stati settati i controllori PID che ne gestiscono l'apertura), può provocare lo sfioramento del limite inferiore dello scostamento ammissibile sul valore impostato di set point ($\pm 0,5$ K secondo la norma UNI EN 14511 parte terza).

Per quanto riguarda la sorgente calda, la stessa criticità si può verificare quando la temperatura esterna cambia in maniera molto brusca, come, ad esempio, nel caso di cambiamento delle condizioni atmosferiche oppure all'avvicinarsi alle ore più calde della giornata: in questi casi, può capitare di oltrepassare il limite superiore dello scostamento ammissibile, poiché la valvola a tre vie non riesce a operare in maniera altrettanto rapida.

In tutti questi casi, l'operatore, che è in grado di monitorare lo stato del sistema nella sua globalità rispetto al controllore della valvola a tre vie (quest'ultima, infatti, si regola attraverso due sole misure di temperatura, all'uscita del serbatoio di accumulo e all'uscita del dry-cooler), può gestire manualmente l'apertura della valvola assicurando il contenimento delle oscillazioni della temperatura di set point.

4.3 Building Management System (BMS): monitoraggio e acquisizione dati

Il monitoraggio e la gestione degli impianti di test sono effettuati per mezzo del sistema BX EISTEIN, un sistema BMS che si avvale di un apposito software installato su computer industriale (Figura 4.9) collocato a bordo quadro elettrico. Tale sistema è stato utilizzato per quanto concerne le attività sperimentali svolte mediante l'impianto Calorimetro e l'impianto di solar heating and cooling.



Figura 4.9 - Computer industriale sistema BMS.

Il sistema può essere utilizzato sia per l'esecuzione di test sperimentali di singole apparecchiature e sia per il test d'impianti di climatizzazione prototipali.

Il software installato permette di [1]:

- seguire istantaneamente da display, o da postazione remota il funzionamento meccanico ed elettrico dell'impianto;
- gestire gli orari di funzionamento delle macchine installate;

- monitorare lo stato di funzionamento di tutte le apparecchiature;
- controllare lo stato degli allarmi implementati;
- controllare i valori delle grandezze misurate (temperature, portate, ecc.);
- variare i set points delle grandezze considerate;
- veder visualizzato su monitor l'andamento grafico di tutte le grandezze monitorate;
- impostare giornate speciali di utilizzo dell'impianto e variare orari di funzionamento delle apparecchiature.

Il sistema EINSTEIN associa la funzione di controlli precisi e flessibili sulle regolazioni alla funzione di ottimizzazione dei consumi energetici. Il sistema BX s'integra alla perfezione con la pianificazione del consumo energetico. Il software presenta numerose funzionalità, tra le quali la gestione intelligente delle accensioni e degli spegnimenti delle apparecchiature ottenuta tramite il programma di Optimum Start Stop (O.S.S.). Nel caso d'impianti di climatizzazione, dalle condizioni termo-igrometriche rilevate nell'ambiente climatizzato (o di prova) e dalle condizioni termo-igrometriche esterne, il sistema è in grado di calcolare il tempo idoneo di preaccensione e di prespegnimento degli impianti cercando di ridurre il più possibile il periodo di funzionamento. Queste operazioni sono effettuate sulla base di un proprio archivio statistico ad autoapprendimento. Il sistema, tramite l'unità centrale e le sue periferiche, può gestire molteplici apparecchiature come pompe di calore, gruppi frigo, caldaie, dispositivi d'illuminazione, unità di trattamento aria, refrigeratori. Il sistema consente il monitoraggio dei consumi energetici delle utenze considerate. In appositi archivi sono storicizzati i dati relativi al funzionamento delle varie utenze e in particolare sono archiviati i valori misurati da tutti i punti fisici connessi al sistema e i principali parametri software di funzionamento. Ciò permette all'utente di verificare il corretto funzionamento dell'impianto evidenziando eventuali anomalie.

Nel sistema sono implementati e programmati i vari loop di regolazione che utilizzano più tipologie di sensori quali input delle regolazioni stesse. Tutti i loop di regolazione utilizzano un modulo P.I.D., in cui l'utente può personalizzare i valori di banda proporzionali \ tempo integrale \ tempo di derivativa.

Tutti i punti hardware \ software relativi al sistema sono abbinati a un apposito archivio trends.

L'utente ha la possibilità di impostare svariati parametri relativi a ciascun punto:

- tempo di archiviazione tra un punto e il successivo;
- valore da archiviare (min.\media\max.) nel periodo di riferimento;
- archiviazione solo dei cambi di stato (on-off) o delle variazioni analogiche entro una soglia prefissata.

Il modulo di gestione è dotato di un apposito archivio allarmi in cui sono storicizzati tutti gli interventi di allarme, malfunzionamento, ecc. Ogni intervento è archiviato con la data e l'ora d'intervento e di ritorno al normale.

In un apposito archivio sono registrati tutti gli interventi di override, cioè di sovra scrittura alla logica di regolazione preimpostata, effettuati sulle varie utenze e sui vari punti di programma.

L'interfacciamento tra sistema BMS e utente è facilitato mediante la creazione di apposite pagine grafiche, come nel caso dell'impianto Calorimetro precedentemente illustrato e dell'impianto di solar heating and cooling testato (capitolo 5).

4.4 Monitoraggio della pompa di calore in test: strumentazione e software Labview

Il monitoraggio e le acquisizioni relative al funzionamento delle pompe di calore testate è stato effettuato mediante il software Labview 2013 della National Instrument. I sensori installati a bordo macchina sono tutti interfacciati mediante canali di acquisizione ed un'apposita scheda con il software Labview, il quale rende disponibile i valori delle misure dirette monitorate. L'attività sperimentale ha visto l'impiego di trasmettitori per la misura delle pressioni di lavoro, delle termocoppie di tipo K e di tipo J per le misure di temperature (Figura 4.10), un wattmetro per la misura della potenza elettrica assorbita dalla macchina ed, infine, per misurare la portata d'acqua è stato installato un misuratore di portata volumetrica di tipo magnetico.



Figura 4.10 - Misuratore di pressione e termocoppia di tipo k installate su una pompa di calore in test.

Una volta avviata la pompa di calore da testare, i dati sperimentali sono registrati mentre i valori istantanei sono visualizzati direttamente sul circuito frigorifero della macchina (Figura 4.11).

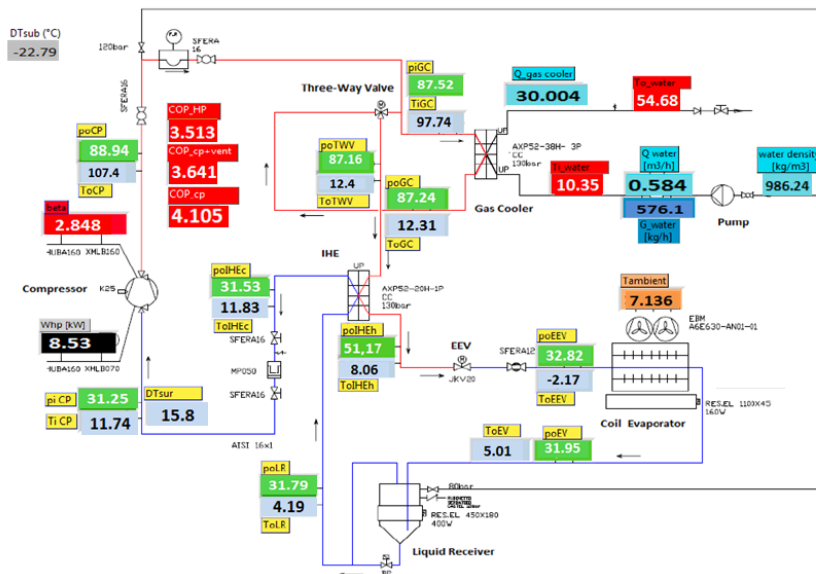


Figura 4.11 - Circuito frigorifero di una pompa di calore in test in ambiente Labview.

Le misure dirette sono utilizzate dal sistema di acquisizione Labview per il calcolo delle prestazioni della macchina (COP o EER) e per il monitoraggio della stabilità di funzionamento della macchina in

test. Attraverso tale software si monitora l'andamento delle grandezze termodinamiche in modo tale da verificare il raggiungimento delle condizioni di stazionarietà (Figura 4.12). È stato inoltre implementato un controllo in tempo reale degli scostamenti rispetto ai valori desiderati, in relazione a quanto riportato nella norma UNI EN 14511 - 3. Le misure dirette sono poi fornite in input al software Refprop per il calcolo delle proprietà termodinamiche del refrigerante in ogni punto del ciclo, al fine di determinare le prestazioni della macchina e di tracciare il corrispondente ciclo termodinamico nel piano di riferimento pressione-entalpia direttamente in ambiente Labview (Figura 4.13).

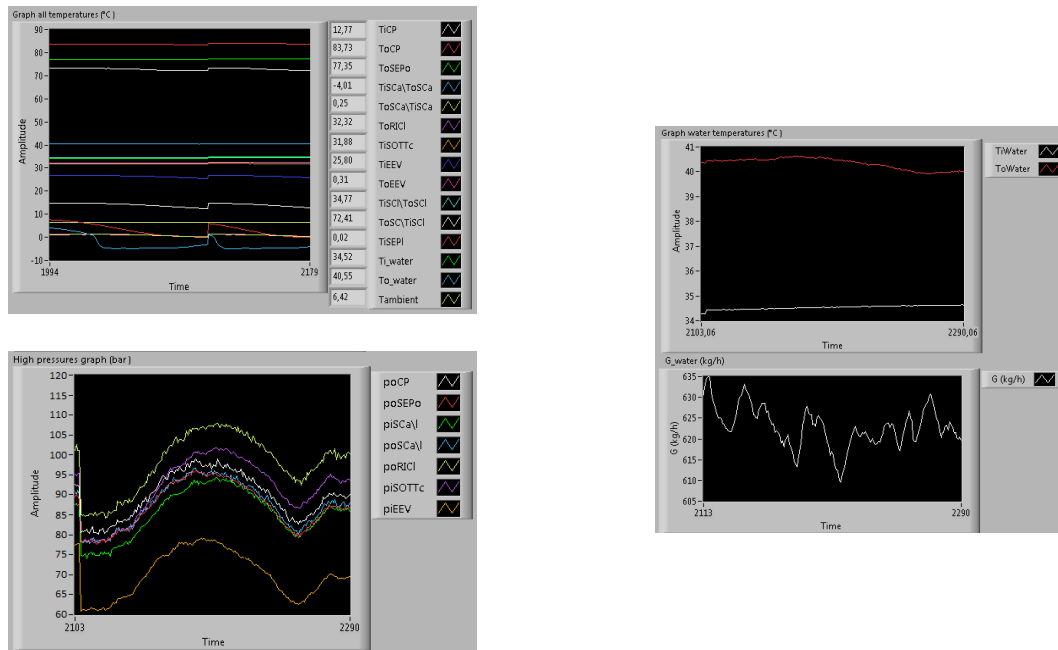


Figura 4.12 - Andamento nel tempo di alcune grandezze (lato refrigerante e lato acqua) in Labview.

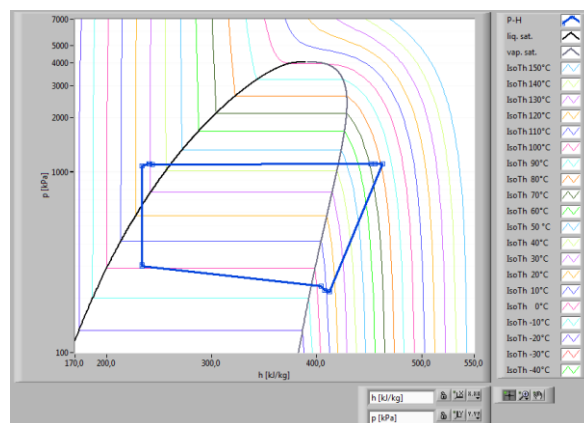


Figura 4.13 - Diagramma p-h visualizzato in Labview durante l'esecuzione di un test sperimentale

4.5 Software per la rielaborazione e l'analisi dei dati

L'analisi e la rielaborazione dei dati sperimentali è stata effettuata mediante differenti software tra cui: Labview, e un'estensione del pacchetto Microsoft Office 2010. La rielaborazione grafica dei dati è

stata effettuata utilizzando il software KaleidaGraph 4.1, il quale permette una gestione più semplice e accurata di grandi moli di dati.

4.6 Software Refprop: calcolo delle proprietà termodinamiche dei refrigeranti

Il calcolo delle proprietà termodinamiche dei refrigeranti utilizzati, quali fluidi di lavoro delle pompe di calore testate, è stato effettuato mediante il software REFPROP v9.1 (Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties) della NIST. Il software mette a disposizione una serie di librerie relative a fluidi specifici e, al tempo stesso, consente di creare miscele di componenti differenti. Rispetto alle impostazioni di default, il software consente di cambiare le unità di misura e quali grandezze calcolare. Il calcolo delle proprietà termodinamiche permette di tracciare successivamente, su un apposito piano termodinamico, le trasformazioni subite dal fluido di lavoro (T-s, p-h, p-v, etc.).

BIBLIOGRAFIA

1. P. Rovella (2012), “Impianto sperimentale per la valutazione delle prestazioni di una pompa di calore ad R744 (CO₂). Primi risultati relativi alla climatizzazione invernale”.
2. G. Ponticorvo (2015), “Valutazione sperimentale di prototipi di pompe di calore a CO₂ per la produzione di acqua calda sanitaria ed il retrofitting di impianti di riscaldamento a termosifoni”.

5 L'IMPIANTO DI SOLAR HEATING & COOLING ENEA: MONITORAGGIO E ANALISI SPERIMENTALE

5.1 Introduzione

L'attività di ricerca descritta in tale capitolo ha come oggetto di studio l'impianto di solar heating and cooling installato presso il Centro Ricerche Enea di Casaccia (Roma) a servizio dell'edificio F-92; l'impianto è dotato di un innovativo sistema di accumulo termico del tipo a cambiamento di fase PCM [1]. Il funzionamento dell'impianto è stato monitorato nel periodo invernale ed estivo dell'anno 2013 (8 Febbraio –15 Aprile, 1 Giugno-15 Settembre). I risultati ottenuti durante il monitoraggio dell'anno 2013 sono stati confrontati con i risultati della precedente campagna sperimentale relativa all'anno 2012, caratterizzato dalla presenza di un tradizionale sistema d'accumulo. Il confronto delle performance ottenute durante le due annualità ha permesso di valutare l'effetto sulle prestazioni globali dell'impianto (frazione solare) dell'inserimento dell'accumulo termico a cambiamento di fase PCM. Tale valutazione è stata fatta tenendo comunque conto delle differenti condizioni ambientali e del diverso profilo d'utilizzo dell'edificio. Per completezza sono stati riportati i risultati globali invernali dell'anno 2014 e dell'anno 2015.

5.2 L'impianto sperimentale di solar heating and cooling ENEA dell'edificio F-92

L'impianto di solar heating and cooling studiato realizza il riscaldamento durante il periodo invernale e la climatizzazione durante il periodo estivo dell'edificio F-92 (Figura 5.1). L'edificio si sviluppa su tre livelli (superficie totale pari a circa 381 m²) di cui ognuno servito da un circuito idraulico indipendente al fine di realizzare l'esclusione di ciascun piano, attraverso il sistema di regolazione, quando le condizioni termo-igrometriche dello stesso sono soddisfatte.



Figura 5.1 - Impianto di solar heating and cooling installato presso il C.R. Enea di Casaccia (Roma).

L'impianto può essere suddiviso in centrale di produzione, campo solare, termodotto di collegamento tra la centrale di produzione e edificio, sottocentrale di edificio, che smista ai vari circuiti il fluido

termovettore, e terminali d'impianto, rappresentati da pannelli radianti a pavimento e da fan coil a cassetta installati a soffitto. L'energia prodotta dal campo solare è conseguenza diretta delle condizioni meteorologiche, dei dati climatici, del periodo dell'anno e dei dati geografici della località in cui l'impianto è ubicato (Tabella 5.1).

Latitudine	42°03' Nord
Longitudine	12°18' Est
Zona Climatica	D
Accensione Impianti Termici	12 ore giornaliere, dal 1 novembre al 15 Aprile

Tabella 5.1 - Dati climatici e geografici della località di Casaccia.



Figura 5.2 - Centrale di produzione e edificio F-92.

5.2.1 Funzionamento, sistema di monitoraggio e di regolazione in modalità heating

I componenti che caratterizzano il funzionamento invernale dell'impianto e assicurano il riscaldamento degli ambienti sono principalmente rappresentati da: campo solare, caldaia d'integrazione, dissipatore, terminali d'impianto (Figura 5.3). Durante il funzionamento invernale il campo solare produce l'acqua calda che è in seguito stoccata in un apposito serbatoio di accumulo e, attraverso il termodotto, successivamente inviata ai circuiti dei pannelli radianti a pavimento o dei fan coil [2]. I pannelli radianti a pavimento sono installati a servizio dei soli piano terra e piano primo mentre l'interrato è provvisto esclusivamente di ventilconvettori. Quando l'energia fornita dal campo solare è insufficiente, o quando la logica di regolazione lo preveda, è azionata una caldaia integrativa ad alta temperatura alimentata a gas metano (Figura 5.4).

Un apposito circolatore elettronico a portata variabile (P01) assicura il passaggio dell'acqua all'interno del campo solare mentre il gruppo di circolazione P02 permette lo scambio termico tra l'acqua prodotta dai pannelli solari e quella contenuta nel serbatoio di accumulo caldo.

Quando la temperatura dell'acqua stoccata all'interno del serbatoio di accumulo supera il valore di set point prefissato, l'energia termica fornita in eccesso dal campo solare viene dissipata attraverso un apposito scambiatore di calore (o dry-cooler DC01). L'elettrovalvola V01 devia l'acqua in modo tale da farla passare all'interno del dry-cooler dove subisce un abbassamento di temperatura per mezzo dello scambio termico con l'aria esterna. Tale dry-cooler è di tipo innovativo (denominato reverse) in quanto, a differenza del tipo tradizionale, il ventilatore non è attraversato dal flusso d'aria ad alta

temperatura in uscita dalla batteria ma è il ventilatore che spinge l'aria attraverso la batteria stessa, salvaguardando in tal modo i motori elettrici installati all'interno del ventilatore.

Il gruppo di circolazione P04 assicura lo scambio termico tra il circuito caldaia e il circuito del termodotto. La caldaia non riscalda l'acqua contenuta all'interno del serbatoio d'accumulo ma agisce direttamente sull'edificio. Infine, la mandata e il ritorno dell'acqua alla sottocentrale di edificio sono realizzate dal gruppo di pompaggio P07. Tutti i gruppi di pompaggio precedentemente citati sono costituiti da due elettropompe collegate in parallelo. Per il monitoraggio e l'acquisizione dei flussi energetici inerenti al funzionamento dell'impianto sono stati installati degli appositi contatermie. Il posizionamento di ciascun contatermie può essere rintracciato dal layout dell'impianto in Figura 5.4. I dati energetici misurati attraverso i contatermie sono forniti dal BMS con cadenza oraria, giornaliera e mensile (Tabella 5.2). Il flusso energetico destinato all'edificio segue un diverso iter, indagabile attraverso i contatermie installati, a seconda se interviene la caldaia integrativa o il campo solare. In questo ultimo caso, l'energia prodotta dal campo solare dipende ovviamente dall'irradianza solare incidente sui pannelli mentre quella effettivamente utilizzata per caricare l'accumulo dipende dall'attivazione del dry-cooler e dallo scambio termico che avviene attraverso lo scambiatore a piastre interposto tra il circuito solare e il puffer (o accumulo) (Figura 5.4).

FE01	Energia prodotta dal campo solare [kWh]
FE02	Energia scambiata dal campo solare con l'accumulo [kWh]
FE03	Energia prodotta dalla caldaia integrativa [kWh]
FE07	Energia inviata all'edificio attraverso il termodotto [kWh]

Tabella 5.2 - Codici identificativi contatermie installati.

**CAMPO SOLARE:
COLLETTORI SOLARI TERMICI
A TUBI EVACUATI**



Superficie singolo pannello solare = $3,75[m^2]$;
Superficie Totale campo solare = $56[m^2]$;
Potenza di picco singolo collettore = $2.377 [W]$
($G^*=1000 W/m^2$, EN 12975).

CALDAIA DI INTEGRAZIONE



Potenza termica utile = $43,9 [kW]$;
Pmax esercizio = $4 [bar]$;
Rendimento al 100% = $88,4$;
Rendimento al 30% = $90,1$.

P estate dissipata = $36 [kW]$;
Pelettrica = $0,2 [kW]$;
 $Q_{aria} = 3.200 [m^3/h]$;
Volume = $30 [dm^3]$;
(Temperatura aria: $35^\circ C/78,3^\circ C$;
Fluido: acqua al 30% di glicole, temperatura in/out
 $100^\circ C/90^\circ C$, portata $3,52 m^3/h$.)

DISSIPATORE



P frig tot= $3,95 [kW]$
P frig sen = $3,16 [kW]$
P term = $4,95 [kW]$
P el = $55 [W]$
 $Q_{aria} = 700 [m^3/h]$
 $Q_{acqua} = 679 [l/h]$
(Raffrescamento: $T_{aria\ in} = 27^\circ C$ (db), $T_{acqua\ in} = 7^\circ C$,
 $T_{acqua\ out} = 12^\circ C$; Riscaldamento: $T_{aria\ in} = 20^\circ C$, $T_{acqua\ in} = 50^\circ C$).

**FAN COIL
(Piano terra e Piano Primo)**



**PANNELLI RADIANTI
A PAVIMENTO**



Portata collettore = $785 [l/h]$;
Perdita di carico max. = $200 [mbar]$;
 $T_{superficiale\ max} = 29 [^\circ C]$;
 T_{media} (andata/ritorno) max = $50 [^\circ C]$;
 ΔT (mandata/ritorno) collettore = $10 [^\circ C]$.

Figura 5.3 - Caratteristiche principali delle apparecchiature utilizzate nel funzionameto invernale.

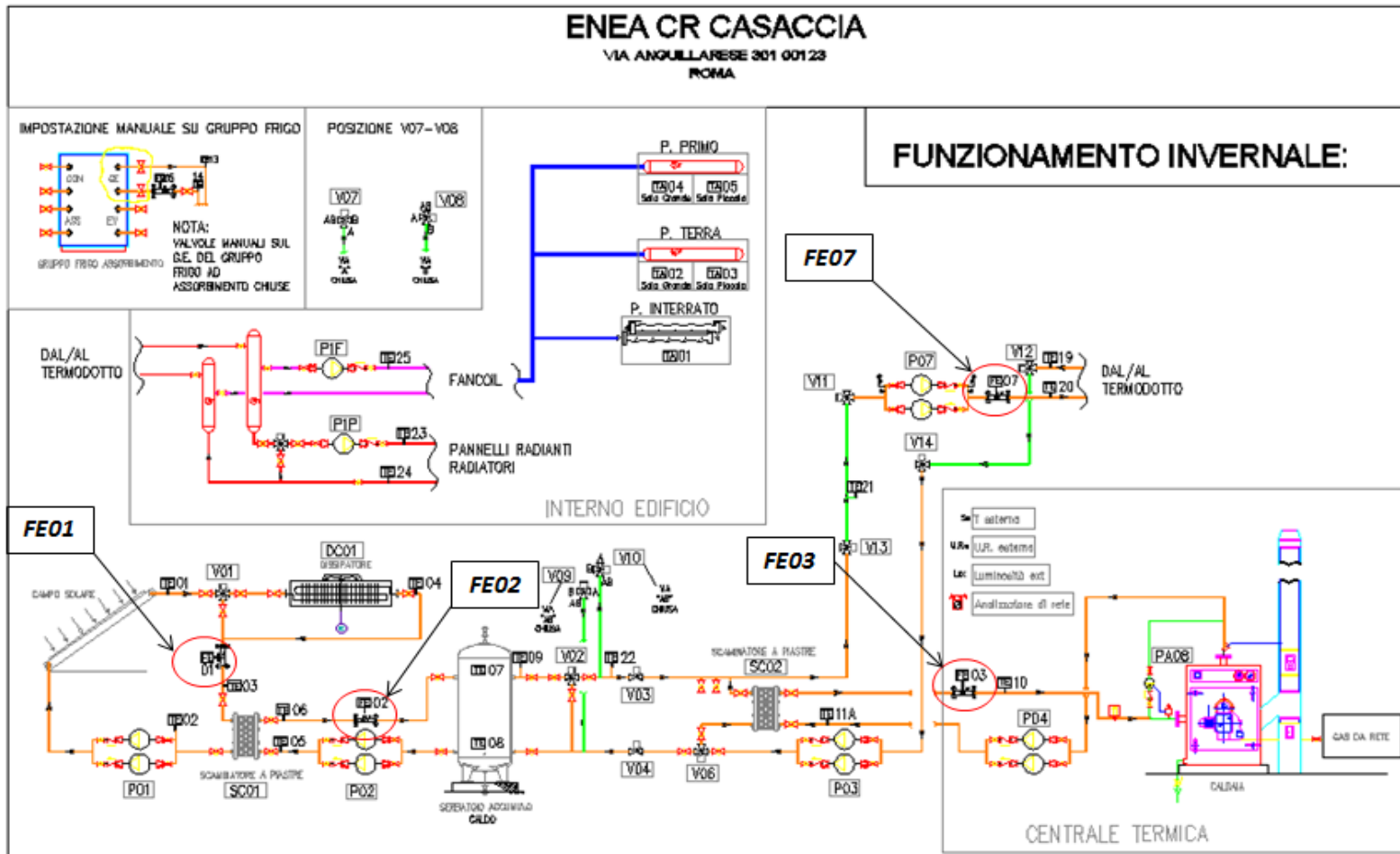


Figura 5.4 - Schema semplificato impianto in modalità solar heating (impianto asservito all'edificio F-92 CR Enea Casaccia, Roma), con dettaglio contatermie.

Il campo solare è stato installato in prossimità della centrale a quota piano di campagna, è esposto a sud ed è costituito da 15 pannelli solari termici a tubi evacuati sottovuoto. Ogni collettore solare è costituito da 21 tubi in vetro borosilicato a doppia intercapedine, saldati all'estremità, al cui interno è praticato il vuoto. L'intercapedine interna è resa selettiva all'assorbimento della radiazione elettromagnetica solare per mezzo di una metallizzazione multistrato creata utilizzando prodotti completamente riciclabili. L'unità di assorbimento è formata da un circuito in rame curvato a forma di "U", posizionato a contatto con appositi assorbitori di calore in alluminio, che ne aumentano la superficie di scambio termico (Figura 5.5). Ogni unità è racchiusa in un tubo di vetro ed è poi connessa in parallelo a un collettore situato sulla testa del pannello, dove è convogliato il fluido vettore che scorre in ogni circuito.



Figura 5.5 - Collettore solare e spaccato del tubo in evidenza.

I collettori solari presentano il sistema di captazione CPC (Compound Parabolic Concentrator) e il particolare vetro Cermet. Le caratteristiche della tipologia di collettore solare installato sono riportate in Tabella 5.3 e in Tabella 5.4.

Parametri	Valore/Materiale
Numero di tubi captatori	21, tipo Sydney
Materiale tubi	Vetro borosilicato
Strato selettivo assorbente	selective coating Al-N/Al - Cu
Circuiteria collettore	Rame
Attacchi idraulici	DN18
Testata	Alluminio elettrocolorato
Isolamento testata	Lana di roccia
Struttura collettore	Alluminio elettrocolorato
Lamina CPC	Alluminio brillantato riflettente
Peso a vuoto	76 kg

Tabella 5.3 - Specifiche tecniche, energetiche e idrauliche dei collettori solari.

Parametri riferiti all'area di apertura	Norma	Valore
Potenza di picco ($G^* = 1000 \text{ W/m}^2$)	EN 12975	2377 W
Rendimento (η_0)	EN 12975	71,8%
Coefficiente di perdita termica (a_1)	EN 12975	$0,974 \text{ W/m}^2\text{K}$
Coefficiente di perdita termica (a_2)	EN 12975	$0,005 \text{ W/m}^2\text{K}^2$
Portata ottimale	EN 12975	$1,0 \text{ l/min m}^2$
Pressione massima d'esercizio	EN 12975	6,0 bar
Contenuto di liquido	EN 12975	3,07 l
Test di Wurzburg ($I^* = 1212 \text{ kWh/m}^2 \text{ anno}$, 3 m^2)	EN 12975	$733 \text{ kWh/m}^2 \text{ anno}$

Tabella 5.4 - Specifiche tecniche, energetiche e idrauliche dei collettori solari.

La radiazione solare incidente sul piano dei collettori è stata calcolata applicando il modello di Liu e Jordan ai dati sperimentali d'irradianza solare globale orizzontale e diffusa orizzontale (W/m^2) rilevati da una stazione meteo installata sulla copertura dell'edificio F-92 (Figura 5.6) (Responsabile stazione meteo: Unità Tecnica Fonti Rinnovabili - Laboratorio Progettazione Componenti e Impianti).



Figura 5.6 - Stazione di acquisizione dati solari e stazione meteo (Urtin-Pci).

L'applicazione del modello di Liu e Jordan è stata fatta solo durante il monitoraggio relativo all'anno 2012, 2014 e 2015 poiché per l'anno 2013 è stato utilizzato un apposito piranometro installato in prossimità del campo solare e posizionato su una staffa inclinata di 38° come i collettori solari stessi.

Il sistema d'accumulo originariamente presente (anno 2012) nell'impianto di solar heating and cooling è un serbatoio tradizionale a normale stratificazione di capacità pari a 1500 litri.

Nel mese di Marzo 2013 il serbatoio tradizionale è stato sostituito in seguito all'installazione di un innovativo serbatoio d'accumulo a cambiamento di fase (PCM) per aumentare l'aliquota di energia termica stoccata rispetto al tradizionale serbatoio d'accumulo originariamente presente a parità di condizioni al contorno. Sull'impianto di solar heating and cooling installato a servizio dell'edificio F-92 è stata precedentemente condotta un'attenta analisi tecnico-economica considerando che le possibili opzioni da impiegare per il sistema di accumulo a cambiamento di fase possono essere rappresentate da [3]:

- a) accumulo caldo di tipo latente progettato per accumulare a $T = 45^\circ C$ (ottimizzato per il riscaldamento invernale degli ambienti);
- b) accumulo caldo di tipo latente progettato per accumulare a $T = 88^\circ C$ (ottimizzato per alimentare il gruppo frigo ad assorbimento);
- c) accumulo freddo di tipo latente progettato per accumulare a $T = 7^\circ C$ (dedicato alla climatizzazione estiva degli ambienti).

Secondo tale precedente analisi, la soluzione che ottimizza le prestazioni energetiche ed economiche dell'impianto è risultata quella di un serbatoio caldo di tipo latente progettato per accumulare energia a una temperatura di $T = 45^\circ C$; in base a tale temperatura è stata effettuata la scelta del tipo di materiale PCM da utilizzare.

La capacità dell'accumulo di tipo latente è pari a 1000 litri; all'interno del serbatoio sono stati posizionati 120 tubi (Figura 5.7) contenenti il materiale a cambiamento di fase, costituito da sali idrati (Tabella 5.5). I tubi di PCM sono quindi immersi direttamente nell'acqua con la quale scambiano energia, sottraendo o cedendo a essa calore a seconda se si è in fase di carica o di scarica del sistema di accumulo. I tubi sono stati collocati all'interno dell'accumulo nella parte inferiore e posti mediante un disco di 840 mm di diametro e 15 mm di spessore che realizza anche l'appoggio dei tubi stessi; la tenuta in posizione dei 120 tubi PCM è invece realizzata mediante due piastre forate (121 fori, 1 foro centrale risulta non utilizzato).

DESCRIZIONE		2013
NUMERO DI TUBI PCM	[-]	120
LUNGHEZZA TUBO PCM	[mm]	1000
DIAMETRO TUBO PCM	[mm]	50
MASSA TUBO PCM	[kg/tubo]	2.8
VOLUME TOTALE TUBI PCM	[l]	236
CALORE SPECIFICO PCM	[kJ/(kg °C)]	2.41
CALORE LANTENTE PER TUBO	[kJ/tubo]	532.8

PCM Type	Phase Change Temperature		Density		Latent Heat Capacity		Volumetric Heat Capacity		Specific Heat Capacity		Thermal Conductivity		Max Operating Temp (°C)	Max Operating Temp (°F)
	(°C)	(°F)	(kg/m ³)	(lb / ft ³)	(kJ/kg)	(Btu / lb)	(MJ/m ³)	(Btu / ft ³)	(kJ/kg K)	(Btu / lb °F)	(W/m K)	(Btu / ft ² h°F)		
HYDRATED SALT BASED PCM SOLUTIONS														
S46	46	115	1,587	99.1	210	90	333	8,945	2.41	0.571	0.450	0.260	56	133

Tabella 5.5 - Accumulo PCM: caratteristiche fisiche del materiale PCM utilizzato (S46).

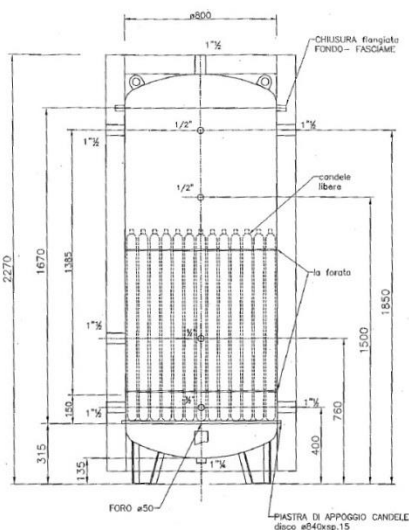


Figura 5.7 - Accumulo PCM, vista in sezione e disposizione dei tubi all'interno dell'accumulo.

La parete dei tubi contenenti il materiale PCM è in HDPE (polietilene ad alta densità). Attraverso un apposito sistema integrato BMS sono stati realizzati il monitoraggio, la gestione e l'implementazione della logica di regolazione della facility di prova. Il sistema BMS ha permesso il controllo e la verifica costante del funzionamento dell'impianto. Mediante l'ausilio di pagine grafiche personalizzate in base all'impianto in questione, tutte le informazioni provenienti dagli elementi installati in campo (sonde temperature ambiente, sonda temperatura esterna, sonda luminosità esterna, sonda umidità esterna,

sonde temperature a immersione sui vari rami d’impianto, misuratore assorbimento elettrico di tutte le apparecchiature, contatermie, etc.) sono state monitorate e acquisite.

In Figura 5.8 è riportata la pagina grafica principale che mostra la pianta dei tre piani e le condizioni di temperatura e di set point impostate nei vari ambienti serviti dall’impianto: dalla home page si accede alle altre pagine grafiche relative al funzionamento invernale dell’impianto (Figura 5.9 -Figura 5.10) o al funzionamento estivo.

La logica di regolazione invernale, differente da quella estiva, gestisce la produzione di acqua calda da campo solare, il funzionamento della caldaia integrativa, l’inversione tra il funzionamento con caldaia e quello con puffer e, infine i terminali installati a servizio dei vari ambienti.

L’energia termica immagazzinata nel serbatoio e fornita dal campo solare è considerata “pregiata” ed è per questo motivo che si preferisce far intervenire la caldaia integrativa all’avviamento dell’impianto, per scopi quali il riscaldamento del termodotto e del contenuto d’acqua d’impianto presente all’interno dell’edificio.

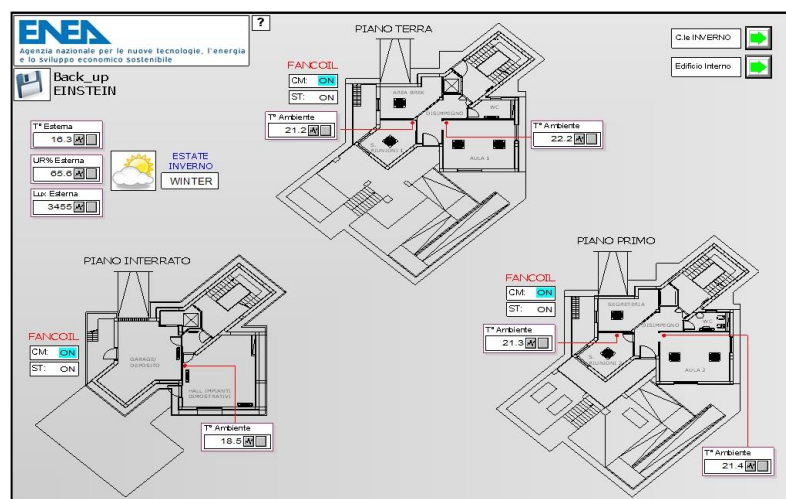


Figura 5.8 - Pagina grafica Home.

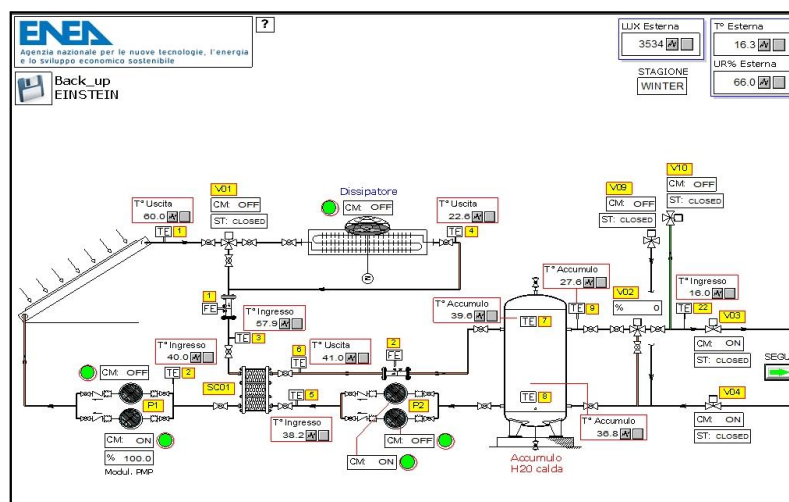


Figura 5.9 - Pagina grafica Centrale Sinistra.

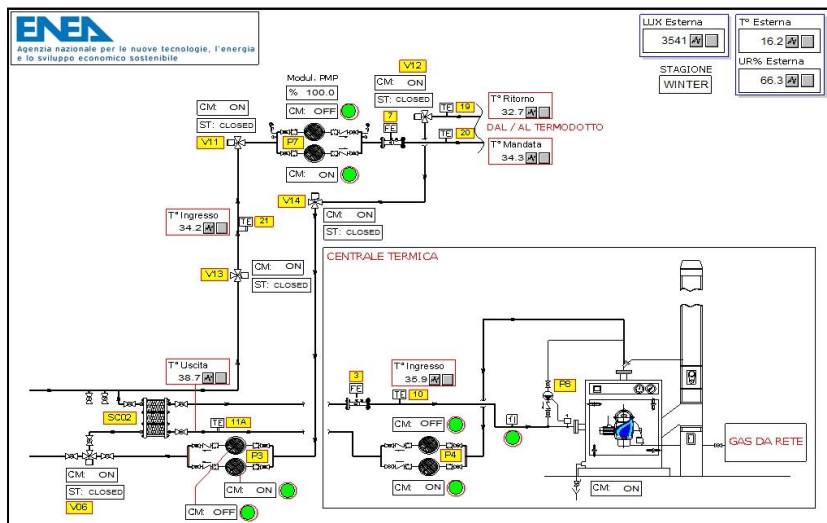


Figura 5.10 - Pagina grafica Centrale Destra.

Il flusso energetico destinato all'edificio segue un diverso iter, indagabile attraverso i contatermie installati, a seconda se interviene la caldaia integrativa o il campo solare. In questo ultimo caso, l'energia prodotta dal campo solare dipende ovviamente dall'irradianza solare incidente sui pannelli mentre quella effettivamente utilizzata per caricare l'accumulo dipende dall'attivazione del dry-cooler e dallo scambio termico che avviene attraverso lo scambiatore a piastre interposto tra il circuito solare e il puffer. Il meccanismo di caricamento del puffer mediante il campo solare è completamente indipendente dall'orario di occupazione dell'edificio ma segue soltanto le grandezze relative all'illuminamento esterno, alla radiazione solare, alla temperatura dell'acqua in uscita dal campo solare (TE01) e alla temperatura dell'acqua stoccata nell'accumulo caldo (TE07).

La carica del puffer è effettuata avviando le elettropompe P02 solo quando si ha un illuminamento maggiore o uguale a 1050 lux (in queste condizioni sono avviate le P01) e la TE01 è tale da poter riscaldare l'accumulo ($TE01-TE07 \geq 3,5^{\circ}\text{C}$) (Figura 5.11).

Per massimizzare e ottimizzare lo sfruttamento dell'energia resa disponibile dal sole durante le ore a maggiore insolazione, quando la temperatura dell'acqua prodotta dal campo solare (TE01) supera gli 81°C , è attivata anche la seconda elettropompa P02 aumentando così la potenza scambiata; è inoltre attivata anche la seconda elettropompa P01 quando la TE01 supera i 91°C : in tale configurazione la potenza scambiata aumenta con conseguente ovvia diminuzione della TE01. Per evitare un eccessivo abbassamento della TE01, le elettropompe P01B e P02B saranno disattivate rispettivamente quando $TE01 \leq 89^{\circ}\text{C}$ e quando $TE01 \leq 79^{\circ}\text{C}$. La P01 modula in modo tale da mantenere $TE01 \geq 30^{\circ}\text{C}$ per ottenere una temperatura utilizzabile anche quando si ha una bassa irradianza solare, riducendo la portata d'acqua che attraversa il campo solare.

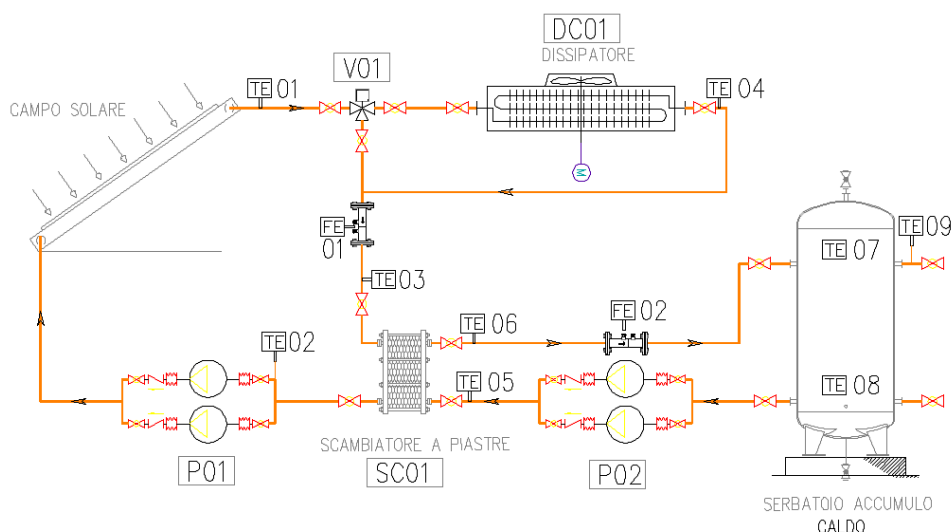


Figura 5.11 - Stralcio schema funzionale – Campo solare, dry-cooler e serbatoio accumulo.

Il dry-cooler entra in funzione quando la temperatura dell'accumulo TE07 è maggiore di 95°C: tale meccanismo di attivazione prevede la commutazione della valvola V01 e lo spegnimento dell'elettropompa P02 per evitare di scaricare il serbatoio nel periodo di funzionamento del dry-cooler. Quando la TE07 scende al di sotto dei 90°C, il dry-cooler smette di funzionare per consentire una nuova fase di carica del puffer, previa chiusura della valvola V01 e accensione dell'elettropompa P02. Per motivi di sicurezza del circuito primario, se durante il funzionamento ordinario la temperatura TE02 in ingresso alle elettropompe P01 dovesse comunque superare i 96°C, ad esempio per malfunzionamento delle pompe P02, il dry-cooler sarebbe comunque avviato e la valvola commutata. Tramite il puffer sono esclusivamente alimentati i pannelli radianti a pavimento a bassa temperatura (40°C) con lo scopo di realizzare il mantenimento in temperatura dell'edificio: durante le fasi di avviamento dell'impianto, quando è necessario riscaldare il termodotto, la caldaia integrativa avrà il consenso per partire e gli ambienti saranno riscaldati mediante i fancoil. Questa soluzione consente di ridurre il tempo di raggiungimento delle temperature di set dei vari ambienti, essendo i fancoil dei terminali d'impianto a inerzia inferiore rispetto ai pannelli radianti a pavimento anche perché alimentati a più alta temperatura.

La caldaia entra in funzione, previa attivazione del circolatore P04, quando la temperatura dell'accumulo (TE07) è minore o uguale a 39°C e la temperatura di mandata al termodotto (TE20) è minore o uguale a 54°C mentre si disattiva quando sia l'accumulo e sia il termodotto sono in temperatura ($TE07 \geq 40^\circ\text{C}$ e $TE20 \geq 56^\circ\text{C}$) o quando l'acqua prodotta dalla caldaia ha una temperatura (TE11A) maggiore o uguale 93°C (Figura 5.12).

La caldaia integrativa opera in modo tale che sia verificata la condizione $54^\circ\text{C} \leq TE20 \leq 56^\circ\text{C}$. L'acqua prodotta dalla caldaia integrativa è fornita ai fan coil i quali partono solo se $TE20 \geq 41^\circ\text{C}$. Quando la TE20 è minore o uguale a 39°C non sarà dato il consenso alla partenza dei fancoil.

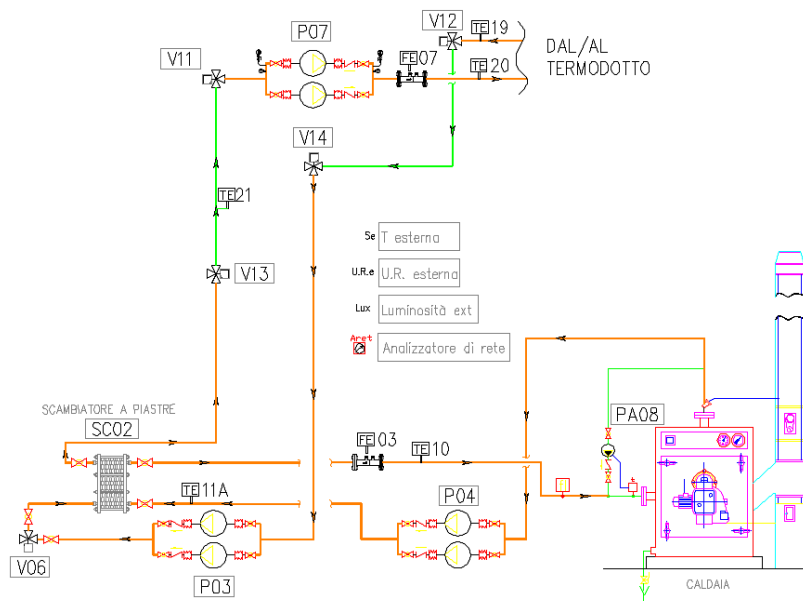


Figura 5.12 - Stralcio schema funzionale – Caldaia d'integrazione e circolatori annessi.

Quando $TE07 \geq 40^\circ\text{C}$, è realizzata la commutazione da caldaia a puffer e le valvole V06, V04 e V03 sono aperte; l'acqua calda resa disponibile dal serbatoio è inviata tramite il termodotto al circuito dei pannelli radianti a pavimento. Tramite la valvola miscelatrice V02, l'acqua in uscita dal puffer è miscelata con l'acqua di ritorno dall'impianto, al fine di alimentare in modo opportuno i pannelli radianti a pavimento assicurando che la temperatura in mandata al termodotto (TE22) sia pari a 45°C (Figura 5.13).

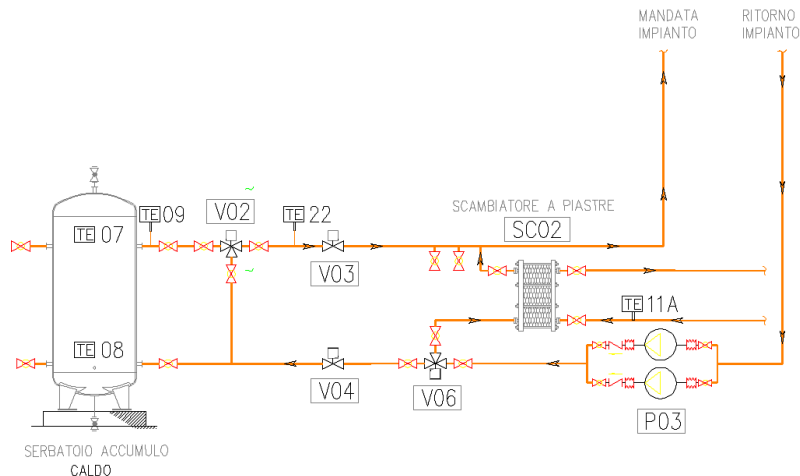


Figura 5.13 - Stralcio schema funzionale – Serbatoio di accumulo e V02.

Durante la prima commutazione da caldaia a puffer è effettuato, dopo la verifica della condizione $TE07 \geq 40^\circ\text{C}$, un ulteriore controllo sulle temperature di ritorno dal termodotto TE19 e di ritorno del circuito dei pannelli radianti TE24 (Tabella 1.1). Lo scopo è quello di non abbattere la temperatura all'interno del puffer con l'acqua fredda presente nei circuiti d'impianto e nel termodotto stesso. La prima commutazione da caldaia a puffer è effettuata se $TE19 \geq 27^\circ\text{C}$ e $TE07$ (accumulo) + $TE24$ (ritorno pannelli radianti) = 70°C .

Temperatura puffer (TE07)	Temperatura accettata sul ritorno circuito pannelli radianti per inversione su puffer (TE24)
40°C	30°C
45°C	25°C
50°C	20°C
55°C	15°C

Tabella 5.6 - Legge lineare: TE07 + TE24 = 70°C.

L'acqua calda prelevata dal puffer alimenta il circuito dei pannelli radianti a pavimento attraverso la pompa P1P che è accesa e spenta in base alle temperature rilevate in ciascun ambiente facente, parte del piano terra e del piano primo. È possibile impostare le temperature desiderate nei vari ambienti.

Il piano terra e il piano primo richiedono riscaldamento se almeno uno degli ambienti ha una temperatura inferiore o uguale al set impostato (18°C ad esempio), mentre tale richiesta cessa se tutti gli ambienti hanno una temperatura maggiore o uguale rispetto al set impostato (20°C ad esempio). La temperatura in mandata al circuito pannelli radianti è regolata dall'elettrovalvola miscelatrice installata in aspirazione alla P1P: l'elettrovalvola modula con l'obiettivo di garantire una temperatura di mandata circuito pannelli radianti (TE23) pari a 40°C. Nel funzionamento con caldaia integrativa e quindi con fan coil, il piano interrato richiede riscaldamento se ha una temperatura minore o uguale al set impostato 14°C ad esempio, fino a una temperatura maggiore o uguale a 16°C. Il piano terra e il piano primo sono invece esclusi in funzione della temperatura media degli ambienti facenti parte dei rispettivi piani: gli ambienti sono riscaldati se la media è minore o uguale al valore impostato (18°C ad esempio) mentre l'impianto è spento quando la media raggiunge il valore pre impostato (20°C ad esempio). L'elettropompa P1F sarà spenta quando tutti gli ambienti sono soddisfatti in temperatura oppure quando la TE20 ≤ 39°C (Figura 5.14).

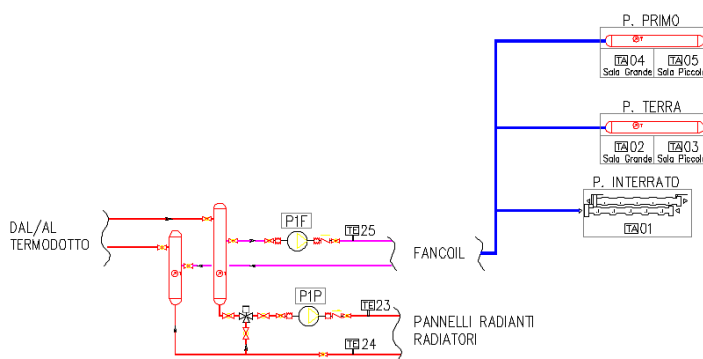


Figura 5.14 - Stralcio schema funzionale – Sottocentrale e circuito fancoil e pannelli radianti a pavimento.

5.2.2 Funzionamento, sistema di monitoraggio e di regolazione in modalità cooling

I componenti che caratterizzano il funzionamento estivo dell'impianto e assicurano il raffrescamento degli ambienti sono principalmente rappresentati da: campo solare, caldaia d'integrazione, dissipatore, terminali d'impianto, tutti componenti impiegati anche nella modalità heating, e in aggiunta alla

componentistica già citata si ha per il solo funzionamento estivo la presenza di un gruppo frigo ad assorbimento e di una torre evaporativa (Figura 5.15) [4].

Durante il funzionamento estivo l'acqua calda prodotta dal campo solare e stoccata nel serbatoio di accumulo va ad alimentare il generatore di un gruppo frigo ad assorbimento per produrre acqua refrigerata; questa è poi stoccata in un apposito serbatoio di accumulo "freddo" (capacità 1000 litri) da cui è inviata, tramite il termodotto, alla sottocentrale di edificio e smistata ai terminali d'impianto (Figura 5.16).

Quando l'energia fornita dal campo solare è insufficiente o la temperatura dell'accumulo caldo è inferiore a 80°C è attivata la caldaia integrativa. In modo analogo al periodo invernale, quando la temperatura dell'acqua all'interno del serbatoio di accumulo caldo supera il valore di set point prefissato ($TE07 \geq 95^\circ\text{C}$), l'energia termica fornita in eccesso dal campo solare è dissipata attraverso il medesimo dry-cooler [4].

**GRUPPO FRIGO AD
ASSORBIMENTO
ACQUA-BROMURO DI LITIO**



Potenza frigorifera = 18 [kWf];
Potenza termica in = 25 [kWt];
Acqua refrigerata: $T_{in} = 12,5^\circ\text{C}$, $T_{out} = 7^\circ\text{C}$;
Portata nominale = 0,77 l/s;
Potenza dissipata = 42 kW;
Pressione massima di lavoro: 588 kPa;
Potenza elettrica assorbita = 48 W.

TORRE EVAPORATIVA

Potenzialità = 43 [kW];
($T_{bu} = 25,6^\circ\text{C}$; $T_{H_2O\ in} = 35^\circ\text{C}$; $T_{H_2O\ out} = 30^\circ\text{C}$)

Portata aria = 7.500,0 [m³/h];
Portata acqua = 7.400,0 [l/h];
Perdite di carico lato acqua = 30kPa;



Figura 5.15 - Caratteristiche principali delle apparecchiature nel funzionameto estivo.

Per il monitoraggio e l'acquisizione dei flussi energetici inerenti al funzionamento dell'impianto sono stati installati degli appositi contatermie, il cui posizionamento può essere rintracciato dal layout dell'impianto in Figura 5.15. I dati energetici misurati attraverso i contatermie sono forniti dal BMS con cadenza oraria, giornaliera e mensile (Tabella 5.7).

FE04	Energia termica smaltita da torre evaporativa [kWh]
FE05	Energia termica in ingresso al gruppo frigo [kWh]
FE06	Energia frigorifera prodotta [kWh]

Tabella 5.7 - Codici identificativi contatermie installati per il monitoraggio estivo.

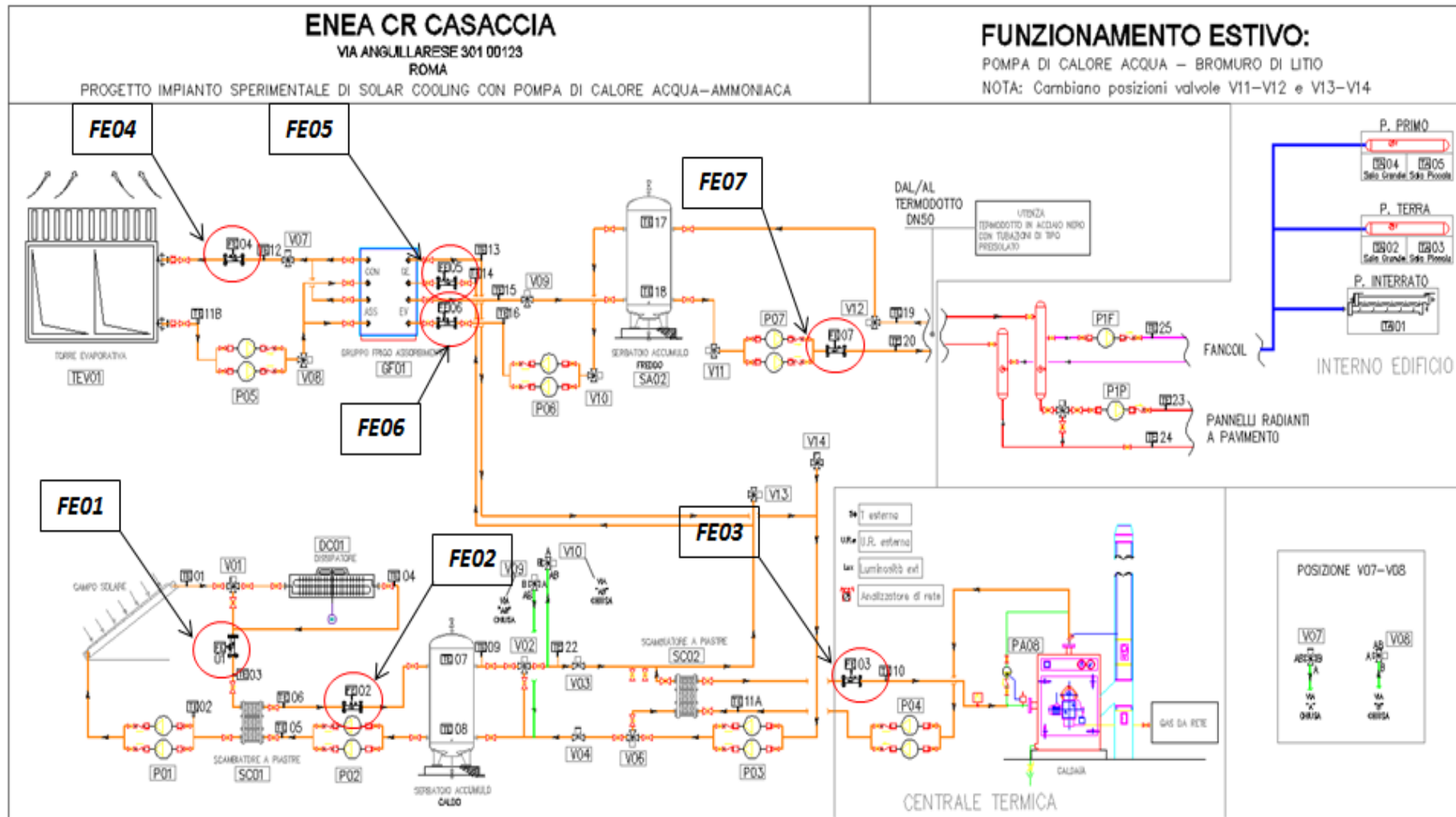


Figura 5.16 - Schema semplificato impianto in modalità solar cooling (impianto asservito all'edificio F-92 CR Enea Casaccia, Roma), con dettaglio contatermie.

Il gruppo frigo ad assorbimento utilizzato nell'impianto di solar heating and cooling asservito all'edificio F-92 è della Yazaki modello WFC-SC 5. Tale gruppo è una macchina a singolo effetto ad azionamento termico che utilizza come fluido di lavoro una soluzione di acqua e bromuro di litio. L'acqua svolge la funzione di refrigerante mentre il bromuro di litio, un sale stabile con alta affinità con il vapor d'acqua, agisce da assorbente (Figura 5.17).

L'acqua calda prodotta dal campo solare (circa 88°C) alimenta il generatore del gruppo frigo ad assorbimento, portando all'ebollizione la soluzione di acqua e bromuro di litio. L'ebollizione libera vapor d'acqua che fluisce nel condensatore dove, cedendo il calore di condensazione all'acqua del circuito di raffreddamento (proveniente dalla torre evaporativa), torna allo stato liquido (Figura 5.18):

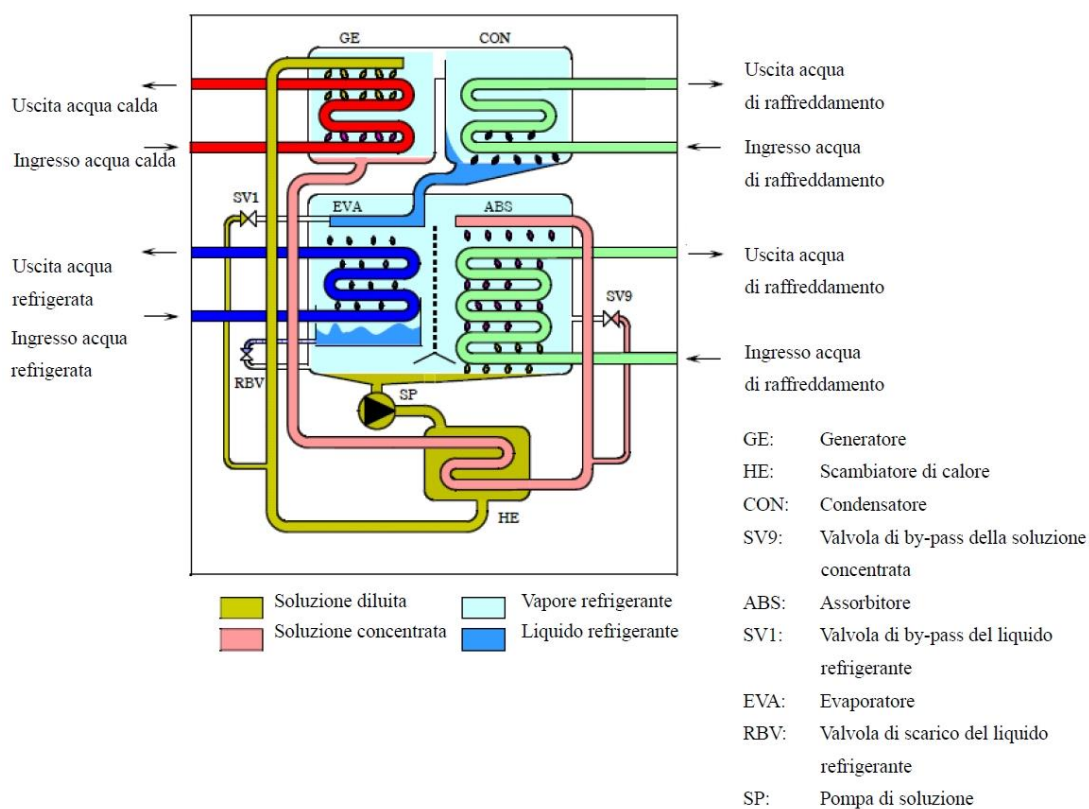


Figura 5.17 - Ciclo di funzionamento dell'assorbitore acqua-bromuro di litio
 (Fonte: Documentazione Tecnica Maya – Yazaki WSC – SC 5).

L'acqua proveniente dal condensatore è soggetta a una pressione assai più bassa all'interno dell'evaporatore (8 millibar contro gli 88 millibar del generatore e del condensatore), che ne determina il cambiamento di stato (vaporizzazione) assorbendo il calore ed evaporando sulla superficie dello scambiatore dell'acqua da refrigerare, la quale proviene dai circuiti di climatizzazione dell'edificio, e che viene quindi refrigerata dalla temperatura di 12°C a quella di 7°C.

Il vapor d'acqua è infine assorbito dalla soluzione concentrata acqua-bromuro di litio presente nell'assorbitore. La soluzione diluita, attraverso una pompa, viene reimpressa nel generatore pronta per ripetere il ciclo (Figura 5.19):

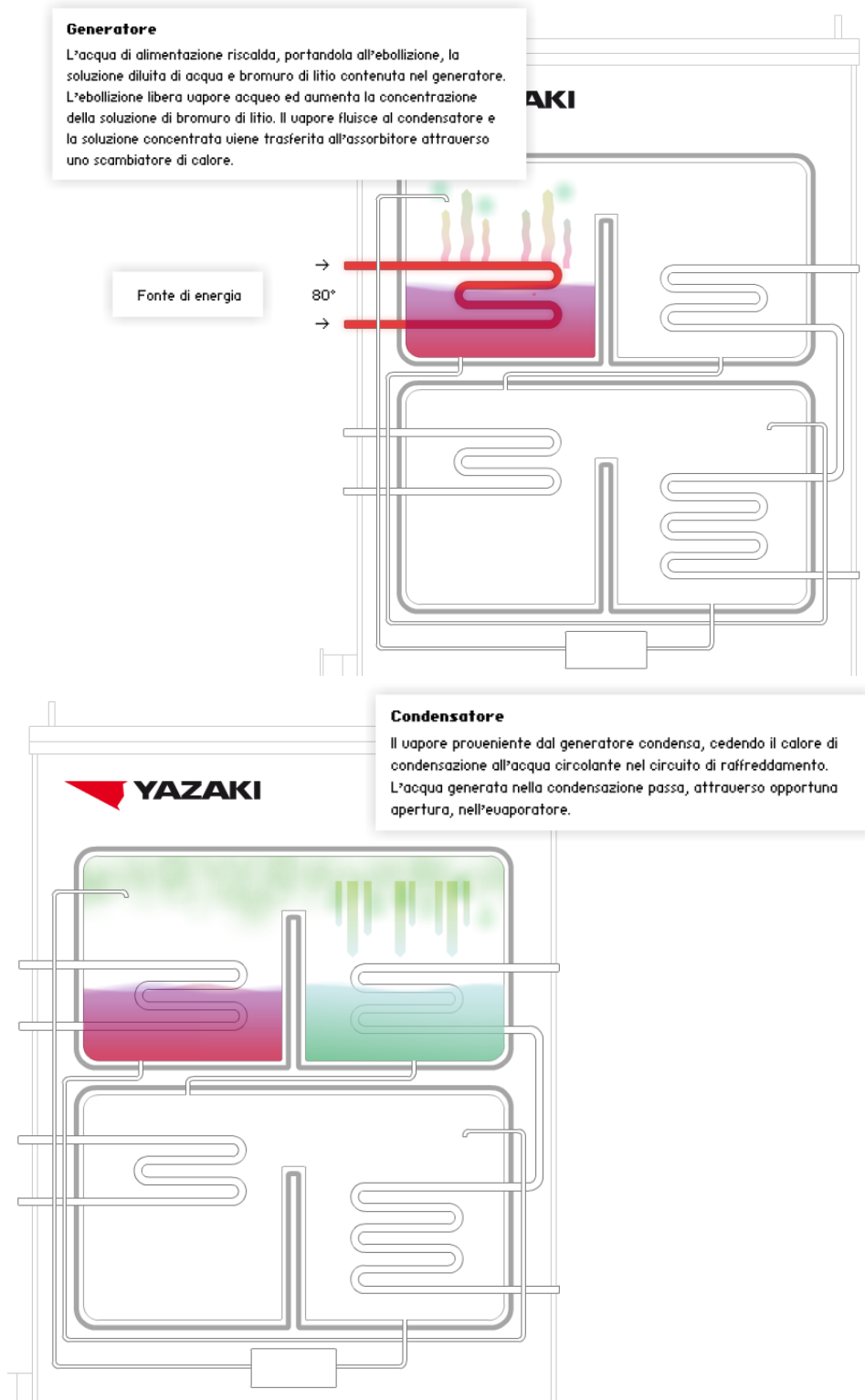


Figura 5.18 - Ciclo di funzionamento assorbitore: dettaglio GENERATORE-CONDENSATORE (Fonte: Documentazione Tecnica Maya – Yazaki WSC – SC 5).

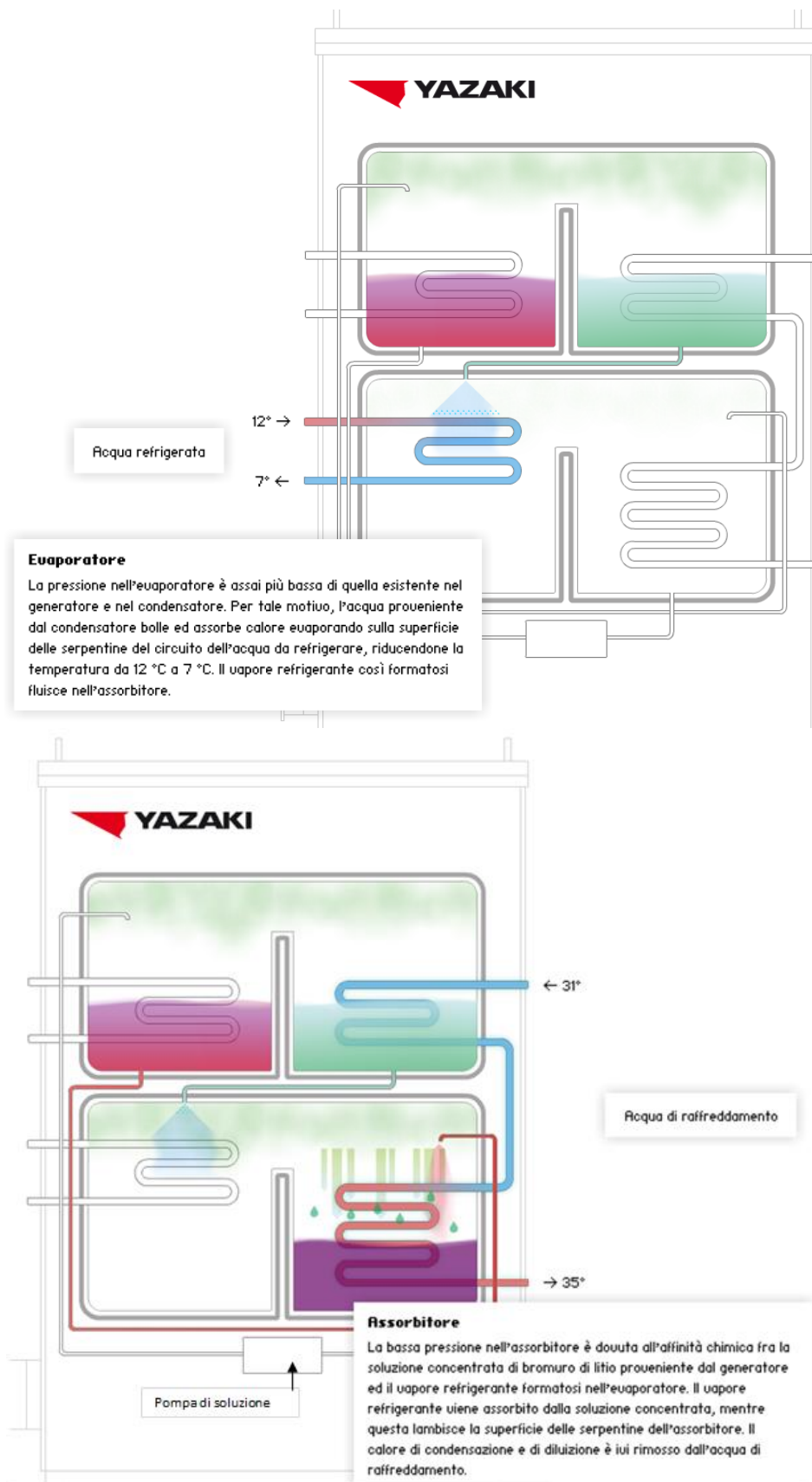


Figura 5.19 - Ciclo di funzionamento assorbitore: dettaglio EVAPORATORE-ASSORBITORE (Fonte: Documentazione Tecnica Maya – Yazaki WSC – SC 5).

Per ridurre l'ammontare del calore da fornire al sistema, all'interno del gruppo frigo è presente uno scambiatore di calore a flussi incrociati che innalza la temperatura della soluzione diluita che entra nel generatore e riduce la temperatura della soluzione concentrata che entra nell'assorbitore, con aumento delle capacità assorbente. In Figura 5.20 si riporta lo schema delle potenze coinvolte nel funzionamento dell'assorbitore installato a servizio dell'impianto di solar cooling.

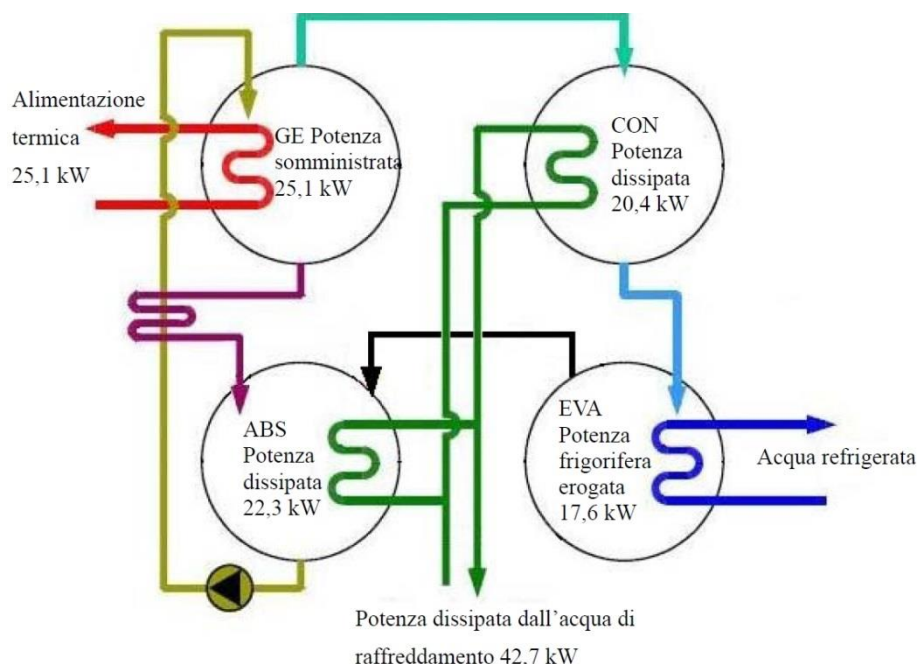


Figura 5.20 - Bilancio termico dell'assorbitore acqua-bromuro di litio (Fonte: Documentazione Tecnica Maya – Yazaki WSC – SC 5).

Attraverso la logica di regolazione estiva sono gestite tutte le apparecchiature installate in campo per la produzione e l'utilizzazione dell'acqua refrigerata (elettropompe, elettrovalvole, gruppo frigo ad assorbimento, etc.). L'acqua calda è prodotta secondo la stessa logica di regolazione inerente il funzionamento invernale poiché essa è indipendente dalla richiesta di energia frigorifera necessaria alla climatizzazione dell'edificio. L'obiettivo è quindi massimizzare la produzione di energia termica da campo solare producendo acqua refrigerata, anche quando il carico frigorifero dell'edificio è nullo, solo se l'energia termica è resa disponibile gratuitamente dal sole. L'acqua refrigerata prodotta in tal caso è conservata all'interno dell'apposito serbatoio di accumulo freddo e resa disponibile al momento del bisogno. Nel caso in cui sia necessario ricorrere alla caldaia integrativa per produrre acqua refrigerata, questo avverrà solo se la temperatura degli ambienti sarà superiore al valore di set point impostato e, con l'acqua refrigerata accumulata, non si riesce a rientrare nei valori di set. Quando ci si trova all'interno della fascia oraria di occupazione dell'edificio, è avviata l'elettropompa P07 ed è verificato se la temperatura TE18 (temperatura della parte bassa dell'accumulo freddo) è maggiore del set point impostato (Figura 5.21).

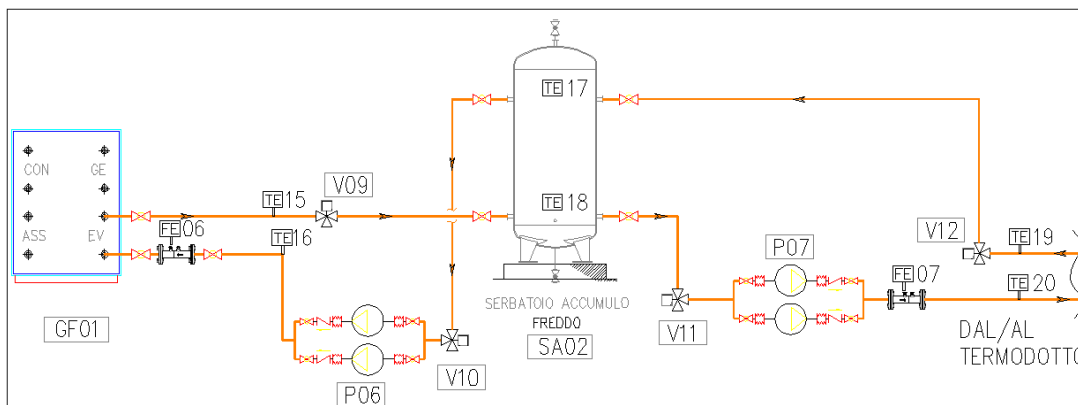


Figura 5.21 - Stralcio schema funzionale – Gruppo frigo - accumulo freddo – termodotto.

In caso affermativo e in assenza di anomalie o di allarmi in relazione al funzionamento delle elettropompe di circolazione e della torre evaporativa, è avviato il processo di produzione di acqua refrigerata mediante il gruppo frigo ad assorbimento. Se la temperatura dell'accumulo caldo TE07 è maggiore di 80°C allora la produzione di acqua refrigerata avviene sfruttando l'energia termica accumulata nel serbatoio (prodotta attraverso il campo solare) fino a quando la temperatura TE18 raggiunge il set point, variabile in funzione della media aritmetica delle temperature degli ambienti (Tabella 5.8).

Temperatura media ambienti *	Valore di set point TE18
21°C	18°C
22°C	16°C
23°C	14°C
24°C	12°C
25°C	10°C
26°C	8°C
27°C	7°C
28°C	7°C

$$*T_{\text{med amb}} = (TA02+TA03+TA04+TA05)/4$$

Tabella 5.8 - Variazione set point TE18.

Quando la temperatura dell'acqua calda stoccata all'interno del serbatoio ha un valore tale da non essere in grado di alimentare correttamente il gruppo frigo ($TE07 < 79^\circ\text{C}$), l'energia termica è fornita in ingresso all'assorbitore attraverso la caldaia integrativa a gas metano e in tal caso la produzione di acqua refrigerata per ragioni di ottimizzazione è legata anche alla reale necessità di raffrescamento degli ambienti serviti.

L'elettropompa P04 entra in funzione quando è attivata la caldaia: a circolatore spento la caldaia non avrà il consenso per essere accesa. Con caldaia in funzione, l'elettrovalvola V06 è chiusa andando a deviare il flusso a valle della P03 all'interno dello scambiatore SC02 anziché al serbatoio di accumulo caldo (Figura 5.22).

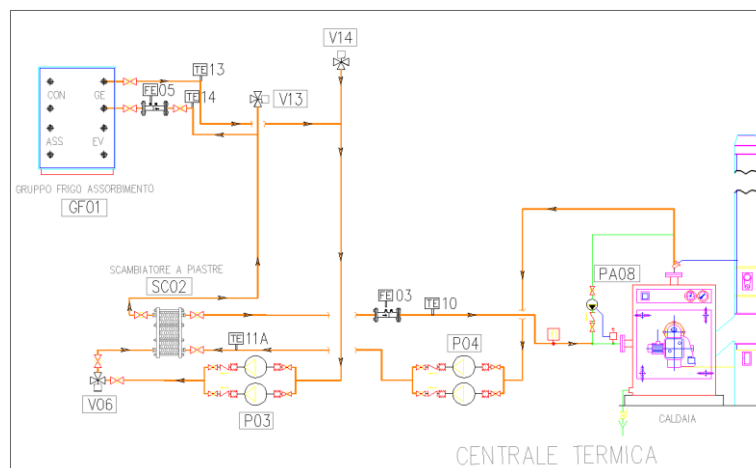


Figura 5.22 - Stralcio schema funzionale – Caldaia d'integrazione a servizio gruppo frigo.

L'avviamento delle elettropompe P03 è gestito direttamente dall'assorbitore in funzione dell'effettiva richiesta di potenza termica al generatore. Il termostato TE11A costituisce una sicurezza per il generatore di calore, implementata su doppia soglia: se c'è carico (pompe P03 accese) allora il bruciatore della caldaia integrativa è spento quando $TE11A > 89^{\circ}C$; in assenza di carico (pompe P03 spente), il bruciatore viene spento quando $TE11A > 79^{\circ}C$. La macchina interrompe il funzionamento quando la $TE14 > 96^{\circ}C$ per più di cinque secondi.

L'avviamento delle elettropompe P05 (circuitto torre evaporativa) è gestito direttamente dal gruppo frigo ad assorbimento, secondo le sue effettive necessità. Il sistema di regolazione attiva o meno il ventilatore della torre evaporativa al fine di massimizzare il COP del gruppo frigo, garantendo una temperatura in ingresso al condensatore (acqua uscita torre evaporativa) prossima a $TE11B = 27^{\circ}C$ (Figura 5.23). A parità di temperatura dell'acqua calda fornita in corrispondenza del generatore del gruppo frigo ad assorbimento, una minore temperatura d'ingresso dell'acqua di raffreddamento, resa disponibile dal funzionamento della torre evaporativa, determina una maggiore potenza frigorifera sviluppata dalla macchina.

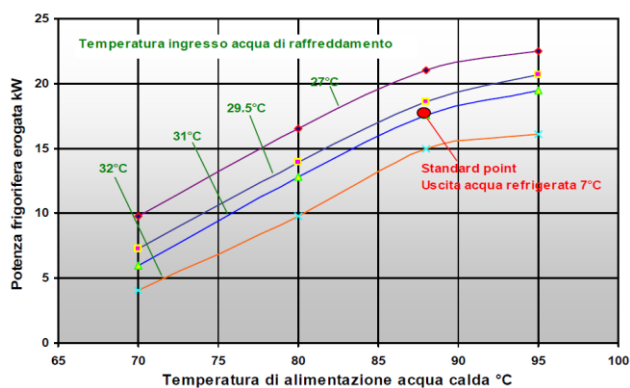


Figura 5.23 - Curve caratteristiche di prestazione gruppo frigo YAZAKI mod. WFC-SC5 (Fonte: Documentazione Tecnica Maya – Yazaki WSC – SC 5).

La macchina interrompe il funzionamento quando la $TE11B > 35^{\circ}C$ per più di cinque secondi oppure quando la $TE11B < 8^{\circ}C$ per più di due minuti consecutivi, a pompe P05 accese: la logica di

regolazione ha lo scopo di gestire il ventilatore della torre affinché non si verifichino queste condizioni limite (Figura 5.24).

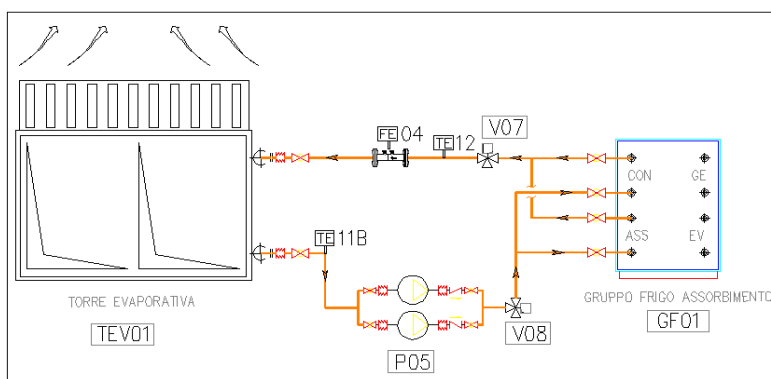


Figura 5.24 - Stralcio schema funzionale – Gruppo frigo assorbimento-torre evaporative.

La scelta di quali terminali utilizzare (pannelli a pavimento o fan coil) è funzione della temperatura presente all'interno degli ambienti serviti (Figura 5.25).

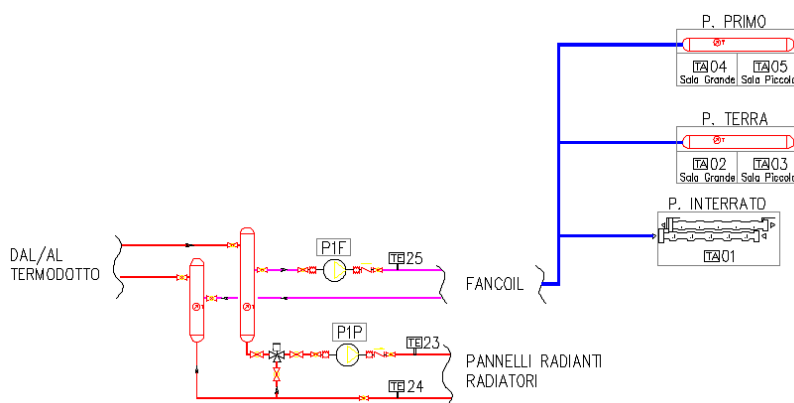


Figura 5.25 - Stralcio schema funzionale – Sottocentrale e circuito Fan coil e pannelli a pavimento.

La logica di regolazione decide quali terminali d'impianto utilizzare al fine di garantire il risparmio energetico e in base al livello di temperatura vigente nei locali da climatizzare: quando gli ambienti presentano una temperatura vicina al valore di set point impostato vengono utilizzati i pannelli radianti a pavimento alimentati con acqua refrigerata a 14°C, semplice da produrre anche in presenza di bassa irradianza solare non ricorrendo cioè all'ausilio della caldaia integrativa. Quando la temperatura degli ambienti è invece molto più alta rispetto al valore di set point impostato (giornate molto calde con un'elevata irradianza solare) vengono utilizzati i fan coil che, alimentati con acqua a 7°C, riescono a erogare una potenza frigorifera superiore rispetto a quanto emesso dai pannelli radianti a pavimento. Essendo in presenza di elevata irradianza solare, il gruppo frigo ad assorbimento non avrà difficoltà a produrre acqua refrigerata a 7°C poiché la tipologia di collettori solari installati riesce a garantire gli 88°C in ingresso al generatore.

5.3 Monitoraggio invernale anno 2012

La stagione di monitoraggio invernale dell'anno 2012 è relativa al periodo 9 Febbraio 2012 - 15 Aprile 2012. Durante la prima campagna invernale è stato deciso di far funzionare l'impianto in modo continuo (24 ore) dal 9 Febbraio 2012 al 17 Febbraio 2012 e di impostare un funzionamento di tipo intermittente dal 19 Febbraio 2012 al 15 Aprile 2012 (funzionamento intermittente: ore 7.00-17.00) [1].

Il monitoraggio dell'impianto e l'acquisizione dei dati sperimentali sono stati realizzati mediante il sistema di BMS installato a bordo quadro elettrico.

Nei mesi monitorati, le condizioni meteorologiche e termo-igrometriche esterne sono state estremamente variabili, determinando una diversa radiazione solare incidente sui collettori solari termici.

I valori della temperatura dell'aria esterna (Figura 5.26) sono stati acquisiti dal sistema BMS ogni dieci minuti a partire dai rilevamenti effettuati da una sonda di temperatura da esterno installata in campo. I valori di temperatura dell'aria esterna relativi al mese di Marzo 2012, così come l'intera analisi energetica, riguardano solo il periodo dal 13 al 31 Marzo 2012. I giorni precedenti sono stati esclusi per meglio effettuare la comparazione tra il mese di Marzo 2012 e il mese di Marzo 2013. Durante i primi giorni di Marzo 2013 è stata, infatti, effettuata la sostituzione del serbatoio d'accumulo tradizionale con quello a cambiamento di fase. Per il soddisfacimento del fabbisogno energetico dell'edificio F-92 in tali giorni, costantemente occupato, è stato quindi necessario far funzionare esclusivamente la caldaia integrativa. Per tale motivo i primi giorni del mese di Marzo non sono stati ritenuti rappresentativi del funzionamento dell'impianto di solar heating and cooling.

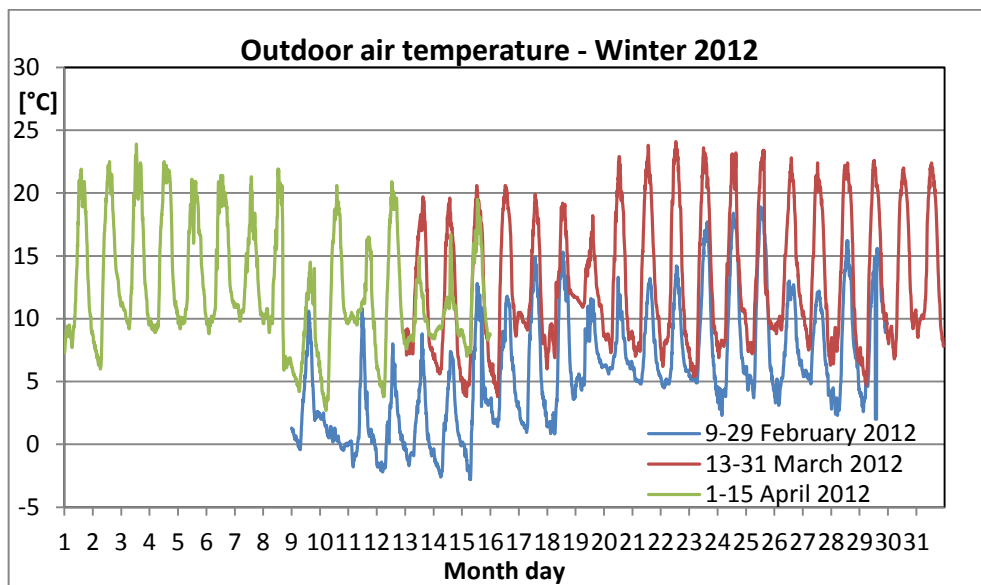


Figura 5.26 - Temperatura giornaliera aria esterna durante l'intero periodo di monitoraggio.

5.3.1 Periodo di monitoraggio 9 Febbraio - 29 Febbraio 2012

I giorni 10 e 11 Febbraio 2012 sono stati caratterizzati da copiose precipitazioni nevose che hanno compromesso il funzionamento dei collettori solari poiché ricoperti totalmente da una spessa coltre di neve. Il mese è stato caratterizzato da precipitazioni nevose e piovose accompagnate da una nuvolosità sparsa alternata a schiarite.

Il monitoraggio è stato condotto dal 9 al 17 Febbraio con l'impianto in modalità di funzionamento continuo (24 ore), mentre nei restanti giorni del mese è stato impostato definitivamente il funzionamento intermittente con impianto acceso dalle ore 7 alle ore 17, valido anche per i mesi successivi. Di seguito si riportano i risultati relativi al fabbisogno energetico dell'edificio, all'energia fornita dalla caldaia integrativa e all'energia termica solare stoccata nel serbatoio di accumulo (Tabella 5.9).

FEBRUARY 2012:

BUILDING ENERGY REQUEST	4.440	kWh	100	%
INTEGRATION GAS BOILER	2.804	kWh	63	%
SOLAR FIELD	1.636	kWh	37	%

Tabella 5.9 - Risultati monitoraggio dal 9 al 29 Febbraio 2012.

I risultati ottenuti per il mese di Febbraio 2012 (Figura 5.27) mostrano come il funzionamento della caldaia ha contribuito al soddisfacimento del fabbisogno energetico dell'edificio con una maggiore percentuale (63%) rispetto a quanto fornito dal campo solare (37%), sia per le avverse condizioni meteo riscontrate e sia per alcune inefficienze legate al sistema di regolazione, ancora in fase di perfezionamento.

Il fabbisogno energetico dell'edificio nel mese di Febbraio 2012 è stato maggiore soprattutto nei primi giorni del mese quando si sono verificate le condizioni meteorologiche più severe, con una temperatura dell'aria esterna media di circa 6°C, che raramente ha raggiunto i 10°C.

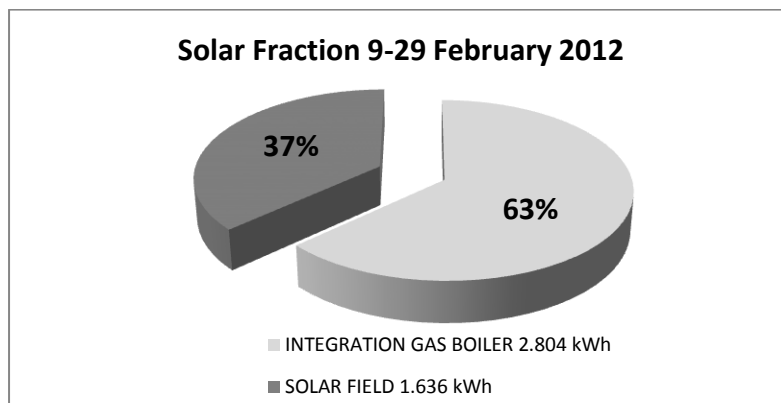


Figura 5.27 - Frazione solare dal 9 al 29 Febbraio.

5.3.2 Periodo di monitoraggio 13 Marzo – 31 Marzo 2012

Nel mese di Marzo si è avuta una maggiore presenza di sole che ha contribuito ad abbassare le richieste di energia da parte dell'edificio rispetto al mese precedente, per mantenere le condizioni di

comfort all'interno dei singoli ambienti. Inoltre è stata predisposta una nuova, più raffinata ed efficiente logica di regolazione (22 Marzo 2012) e il funzionamento dell'impianto è stato intermittente per tutto il mese (accesso dalle 7 alle 17).

MARCH 2012:

BUILDING ENERGY REQUEST	1.290	kWh	100	%
INTEGRATION GAS BOILER	229	kWh	19	%
SOLAR FIELD	1.061	kWh	81	%

Tabella 5.10 - Risultati monitoraggio 13-31 Marzo 2012.

Il contributo della caldaia è stato notevolmente inferiore rispetto a quello del campo solare (Tabella 5.10, Figura 5.28); durante il mese di Marzo il miglioramento delle condizioni meteorologiche ha portato a un contributo da fonte solare per il riscaldamento dell'edificio pari all'82%, contro il 18% fornito dalla caldaia integrativa. Le precedenti considerazioni sono confermate dall'aumento della temperatura media esterna.

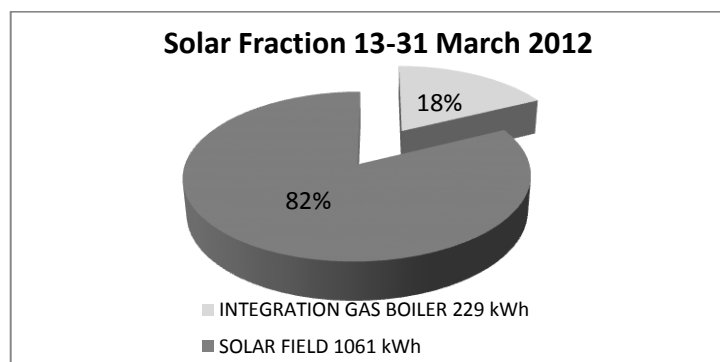


Figura 5.28 - Frazione solare dall'1 al 31 Marzo 2012.

5.3.3 Periodo di monitoraggio 1 Aprile – 15 Aprile 2012

Il monitoraggio è terminato il 15 Aprile in corrispondenza della fine della stagione di riscaldamento per la zona climatica D, nella quale rientra la località in cui è ubicato il sistema edificio-impianto. Il comportamento dell'impianto ha rispecchiato quanto verificatosi nel mese di Marzo, con temperature dell'aria esterna in linea con il periodo, anche se è stato caratterizzato da una forte presenza di nuvole e richieste termiche da parte dell'edificio sempre più basse. Il fabbisogno energetico dell'edificio è stato soddisfatto per il 69% dall'energia termica prodotta mediante fonte solare e per il 31% mediante fonte fossile attraverso il funzionamento della caldaia (Figura 5.29). I risultati sono di seguito riepilogati (Tabella 5.11):

APRIL 2012:

BULDING ENERGY REQUEST	1.070	kWh	100	%
INTEGRATION GAS BOILER	331	kWh	31	%
SOLAR FIELD	739	kWh	69	%

Tabella 5.11 - Risultati monitoraggio 1-15 Aprile 2012.

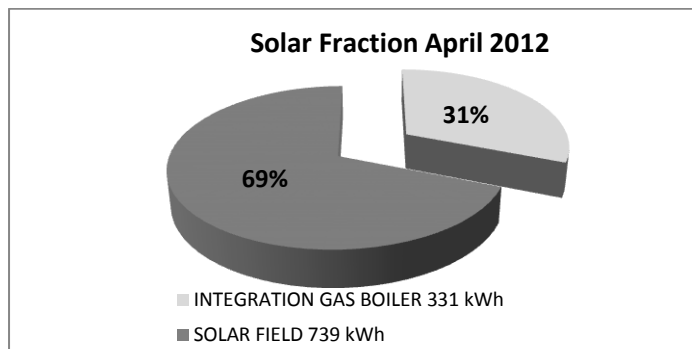


Figura 5.29 - Frazione solare dall'1 al 15 Aprile.

Dal 13 al 31 Marzo la radiazione solare incidente sui collettori (6.784 kWh) è stata maggiore rispetto agli altri mesi a causa delle migliori condizioni atmosferiche ed è stata anche riscontrata una maggiore temperatura media mensile dell'aria esterna (12,8°C), maggiore di quella del mese di Febbraio (6°C) e molto vicina a quella di Aprile. Inoltre, per l'80% circa della sua durata, il mese di Marzo è stato interessato dalla presenza di cielo sereno, mentre a Febbraio (Radiazione solare incidente sui collettori pari a 5.834 kWh) tale percentuale è stata inferiore (67% circa) a causa della presenza di precipitazioni nevose (10 e 11 Febbraio 2012) e piovose accompagnate da una nuvolosità sparsa alternata a schiarite. Per tenere conto dell'effetto della presenza della neve nell'area circostante ai pannelli solari, nel calcolo della radiazione solare su di essi incidente è stato necessario utilizzare il coefficiente di riflessione specifico per la neve; tale coefficiente di riflessione è stato considerato per i giorni compresi tra il 13 Febbraio e il 16 Febbraio 2012 ($\rho=0,75$ contro $\rho=0,22$ utilizzato nel resto del periodo di monitoraggio). La radiazione solare incidente sui collettori totalizzata nel mese di Aprile (3.825 kWh) è riferita ai soli primi quindici giorni del mese (Figura 5.30).

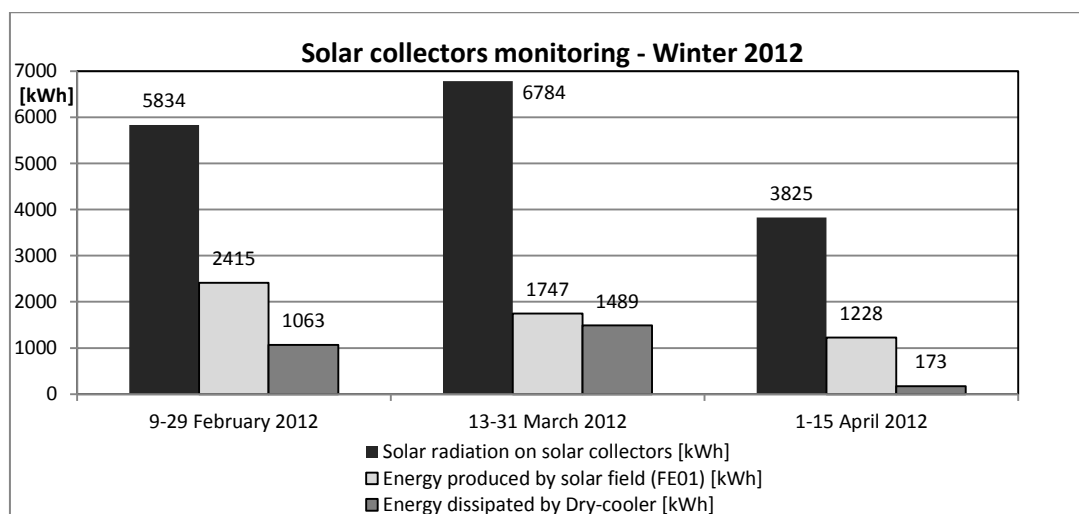


Figura 5.30 - Radiazione solare incidente sul piano dei collettori solari termici durante il periodo di monitoraggio invernale 2012.

Il serbatoio d'accumulo riceverà sempre un'energia minore di quella incidente sui collettori solari (Figura 5.31) a causa delle perdite ottiche e termiche dei pannelli, dell'andamento dell'irradianza

solare (A), della dissipazione energetica realizzata dal dry-cooler (B), della temperatura in uscita dal campo solare inferiore a quella dell'acqua all'interno dell'accumulo ($D2_a$), dell'efficienza di scambio termico dello scambiatore a piastre SC01 ($D2_b$) interposto tra il circuito solare e l'accumulo. L'irradianza solare (W/m^2) incidente sui collettori è rappresentata da una curva sinusoidale quando si riferisce a condizioni di cielo sereno mentre ha un andamento irregolare nel caso di alternanza di nubi. Tale andamento si ripercuote sulla produzione di energia realizzata dal campo solare influenzando negativamente l'efficienza dei collettori. Nel mese di Febbraio (9 - 29) l'irradianza solare globale orizzontale ha avuto un andamento sinusoidale per la maggior parte del tempo per poi peggiorare decisamente in quasi tutti i giorni del mese di Aprile (1 - 15) in cui presenta, infatti, un andamento decisamente irregolare. Il mese di Marzo rappresenta un caso intermedio tra quello di Febbraio e di Aprile. Nella Figura 5.32 si riporta l'energia effettivamente fornita dal campo solare per il riscaldamento dell'edificio, decurtata dalle perdite sopra descritte ($A+B=D1$ e $D2_a+D2_b=D2$) e considerando che l'energia termica scambiata tra il circuito primario solare e l'accumulo differisce da quella effettivamente utilizzata (kWh utili solari) per il parziale soddisfacimento del fabbisogno energetico dell'edificio (Calore accumulato ma non utilizzato: $D3$).



Figura 5.31 - Schema produzione e fornitura energia a partire dai collettori solari durante il monitoraggio invernale 2012.

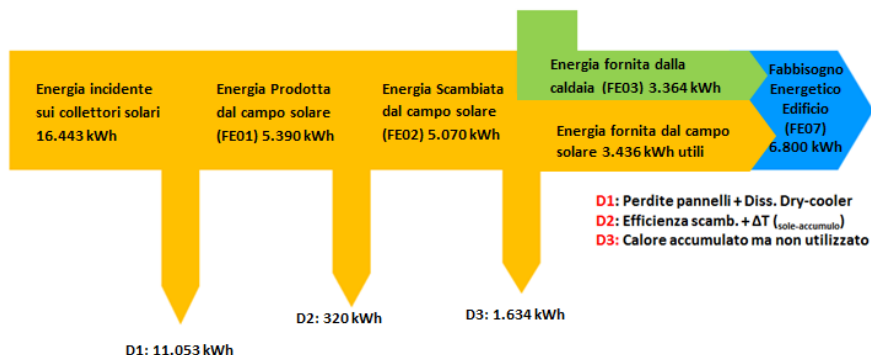


Figura 5.32 - Diagramma del Flusso energetico del periodo di monitoraggio invernale 2012.

La restante aliquota del fabbisogno energetico dell'edificio è soddisfatta ovviamente dalla caldaia d'integrazione che è caratterizzata dalla misurazione della temperatura dell'acqua in ingresso e in

uscita dalla stessa e attraverso il contatermie FE03. Il fabbisogno energetico dell'edificio è monitorato attraverso il contatermie FE07 posto sulla mandata del termodotto. I dati acquisiti dal BMS sono stati rielaborati al fine di mostrare i diversi contributi energetici del campo solare (kWh utili) e della caldaia integrativa (FE03) per il soddisfacimento del fabbisogno energetico dell'edificio (FE07). Il fabbisogno energetico dell'edificio nel mese di Febbraio è stato maggiore rispetto agli altri mesi poiché esso è stato caratterizzato da condizioni meteorologiche più severe, tali da determinare una temperatura dell'aria esterna media mensile di circa 6°C, con temperature sempre inferiori a 20°C durante tutto l'arco della giornata. I risultati ottenuti per il mese di Febbraio mostrano come il funzionamento della caldaia ha contribuito con una maggiore percentuale (63%) al soddisfacimento del fabbisogno energetico dell'edificio, rispetto a quanto fornito dal campo solare (37%), sia per le avverse condizioni meteo riscontrate e sia per alcune inefficienze legate al sistema di regolazione, essendo ancora vigente una logica di regolazione antecedente a quella attualmente impostata, quest'ultima più efficiente. Nel mese di Marzo, in seguito ad una maggior presenza di sole, all'aumento della temperatura dell'aria esterna e all'implementazione della nuova logica di regolazione (22 Marzo 2012), si è verificata una minor richiesta di energia da parte dell'edificio rispetto al mese precedente, per il raggiungimento dei set point ambiente; l'energia è stata fornita all'edificio per l'82% dal campo solare (Figura 5.33).

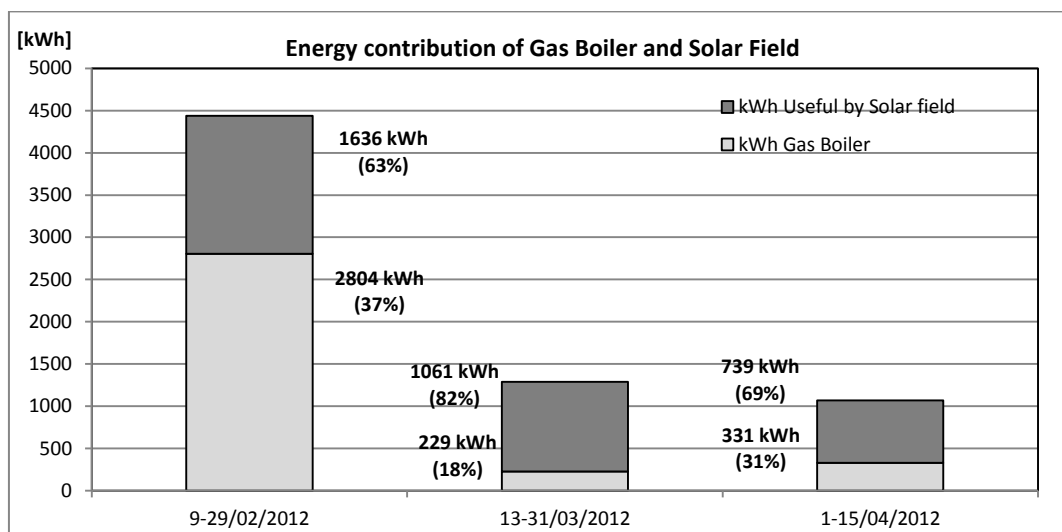


Figura 5.33 - Contributi energetici della caldaia integrativa e del campo solare al fabbisogno energetico dell'edificio.

Riepilogando il comportamento dell'impianto di solar heating durante l'intero periodo di monitoraggio, si può calcolare la frazione solare in relazione all'energia termica necessaria per il riscaldamento dell'edificio (Figura 5.34).

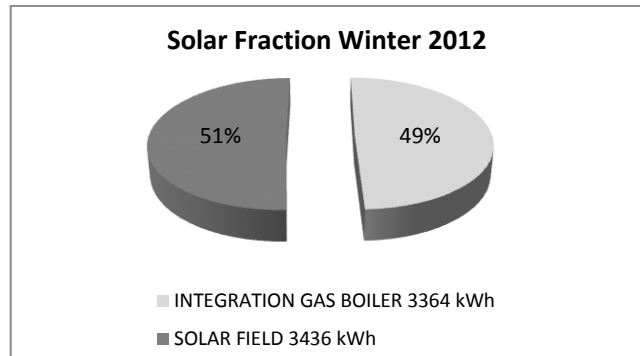


Figura 5.34 - Frazione solare 2012 impianto di solar heating C.R. ENEA di Casaccia.

L'obiettivo finale del funzionamento dell'impianto di solar heating è il raggiungimento dei valori di set point di temperatura da parte di ciascun ambiente dell'edificio e il mantenimento di tali temperature all'interno di un range prefissato. Tali temperature sono acquisite ogni dieci minuti dal BMS ma, a causa della grande mole di dati, vengono di seguito riportate le sole medie giornaliere (Figura 5.35 - Tabella 5.12). Il primo giorno di monitoraggio è relativo al 9 Febbraio 2012 mentre il cinquantesimo giorno di monitoraggio si riferisce al 15 Aprile 2012. Dal grafico si nota la presenza di un minimo in corrispondenza del 21 Febbraio 2012 (13° giorno monitorato) causato da un fermo impianto necessario per un intervento di manutenzione.

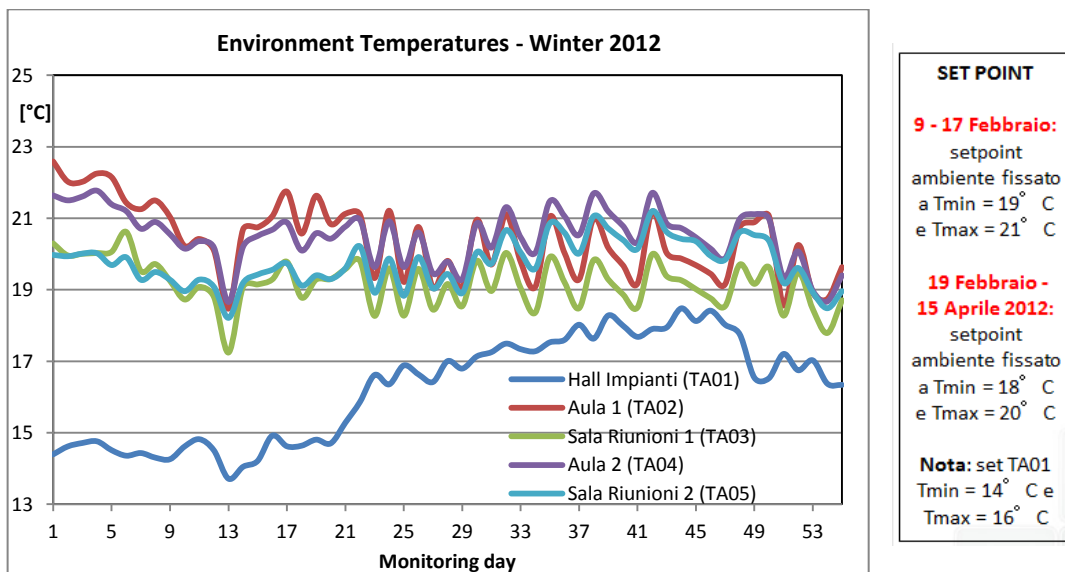


Figura 5.35 - Temperature di ciascun ambiente costituente l'edificio (ore 6:00- ore 18:00).

È inoltre evidente che l'andamento delle temperature ambiente dipende dai set point fissati lungo tutto il periodo monitorato: durante il funzionamento di tipo continuo (24 ore, 9 Febbraio-17 Febbraio 2012) il set point ambiente era stato fissato a $T_{min} = 19^{\circ}C$ e $T_{max} = 21^{\circ}C$ mentre in funzionamento intermittente (ore 7:00-17:00, 19 Febbraio-15 Aprile 2012) è stato impostato $T_{min} = 18^{\circ}C$ e $T_{max} = 20^{\circ}C$.

Day	Monitoring day
09/02/2012	1
10/02/2012	2
11/02/2012	3
12/02/2012	4
13/02/2012	5
14/02/2012	6
15/02/2012	7
16/02/2012	8
17/02/2012	9
18/02/2012	10
19/02/2012	11
20/02/2012	12
21/02/2012	13
22/02/2012	14
23/02/2012	15
24/02/2012	16
25/02/2012	17
26/02/2012	18
27/02/2012	19
28/02/2012	20
29/02/2012	21

Day	Monitoring day
13/03/2012	22
14/03/2012	23
15/03/2012	24
16/03/2012	25
17/03/2012	26
18/03/2012	27
19/03/2012	28
20/03/2012	29
21/03/2012	30
22/03/2012	31
23/03/2012	32
24/03/2012	33
25/03/2012	34
26/03/2012	35
27/03/2012	36
28/03/2012	37
29/03/2012	38
30/03/2012	39
31/03/2012	40

Day	Monitoring day
01/04/2012	41
02/04/2012	42
03/04/2012	43
04/04/2012	44
05/04/2012	45
06/04/2012	46
07/04/2012	47
08/04/2012	48
09/04/2012	49
10/04/2012	50
11/04/2012	51
12/04/2012	52
13/04/2012	53
14/04/2012	54
15/04/2012	55

Tabella 5.12 (a, b, c) - Numerazione dei singoli giorni di monitoraggio

Il calcolo delle emissioni di anidride carbonica equivalente, che tiene cioè conto anche degli altri gas serra presenti in minore quantità nei gas di combustione, è stato effettuato in riferimento all'intero periodo di monitoraggio dal 9 febbraio 2012 al 15 aprile 2012. Il calcolo è stato effettuato a partire dal consumo di combustibile (gas metano) che sarebbe stato necessario per produrre lo stesso quantitativo di energia realizzato invece dai collettori solari termici (4.535 kWh utili solari dal 09/02 al 15/04). Considerando il rendimento di combustione della caldaia, il consumo di gas metano sarebbe stato pari a 575 Nm³. Sapendo che il coefficiente di emissione per il gas metano è pari a 1,9377 [tCO₂/10³m³], le emissioni di CO₂ evitate sono state quindi pari a 1,114 tonnellate di CO₂.

5.4 Monitoraggio invernale anno 2013

I risultati ottenuti durante la campagna invernale 2013 si riferiscono al periodo 8 Febbraio 2013 – 15 Aprile 2013. Nel mese di Marzo 2013 è stata effettuata l'installazione di un serbatoio d'accumulo a cambiamento di fase (PCM) per aumentare l'aliquota di energia termica stoccata rispetto al tradizionale serbatoio d'accumulo originariamente presente [1].

Il monitoraggio invernale 2013 si riferisce ai seguenti periodi:

- 8 - 28 Febbraio 2013;
- 13 - 31 Marzo 2013, è stata considerata solo parte del mese di Marzo a causa dell'installazione del serbatoio d'accumulo a cambiamento di fase come spiegato precedentemente;
- 1 - 15 Aprile 2013.

I valori della temperatura dell'aria esterna (Figura 5.36) che caratterizzano l'inverno dell'anno 2013 sono stati resi disponibili dal sistema BMS che li acquisisce ogni dieci minuti a partire dai rilevamenti effettuati da una sonda di temperatura da esterno installata in campo. Dal grafico in Figura 5.36 si evince l'aumento della temperatura dell'aria esterna nel mese di Aprile.

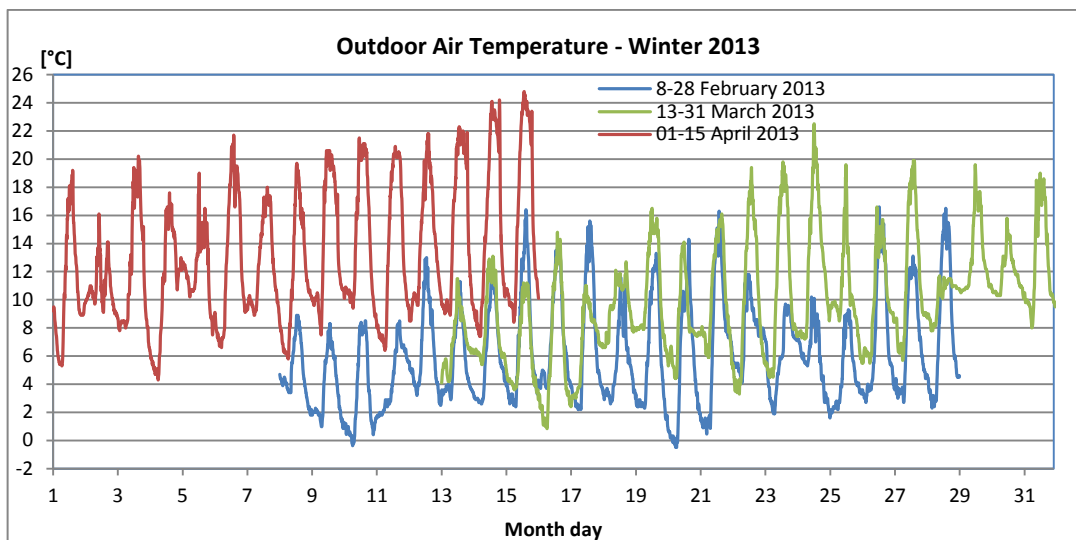


Figura 5.36 - Temperatura giornaliera aria esterna durante l'intero periodo di monitoraggio invernale del 2013.

Durante il 2013 l'edificio F-92 è stato costantemente occupato (occupazione giornaliera media di circa 20 persone), essendo frequentemente utilizzato come sede d'incontri tecnici e di formazione professionale (specie durante il periodo estivo). Essendo previsto l'inizio delle lezioni in aula alle ore 8:30 del mattino, è stato necessario avviare l'impianto di climatizzazione alle ore 7:00. Questa scelta ha causato il ricorso a un numero maggiore di ore (rispetto all'anno 2012) di utilizzo della caldaia d'integrazione a gas metano durante le prime ore del mattino.

5.4.1 Periodo di monitoraggio 8 Febbraio - 28 Febbraio 2013

Nei giorni compresi tra l'8 e il 28 Febbraio 2013, la temperatura dell'aria esterna si è mantenuta prettamente nella fascia 0°C - 10°C raggiungendo valori maggiori specie a metà mese (Figura 5.37).

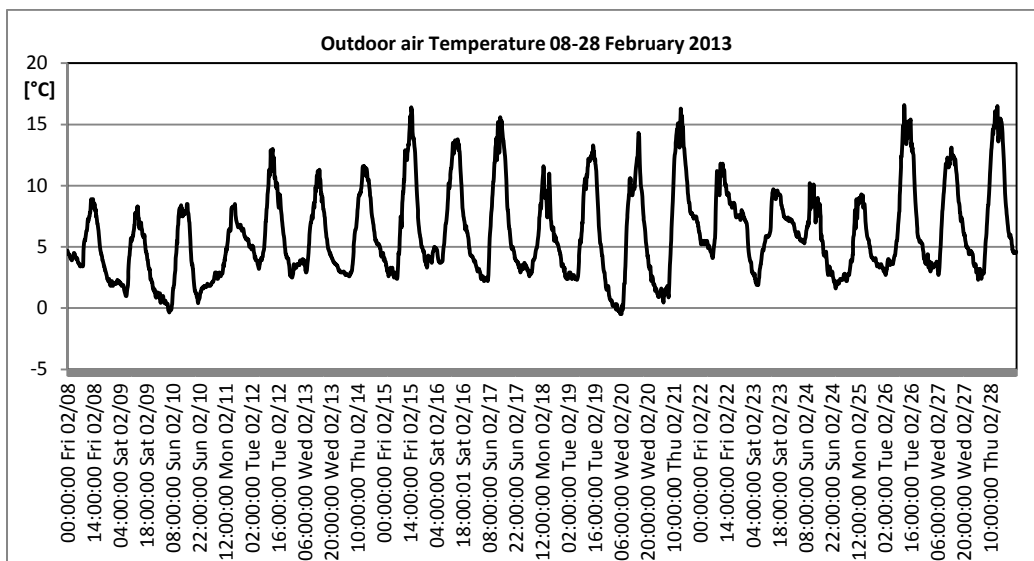
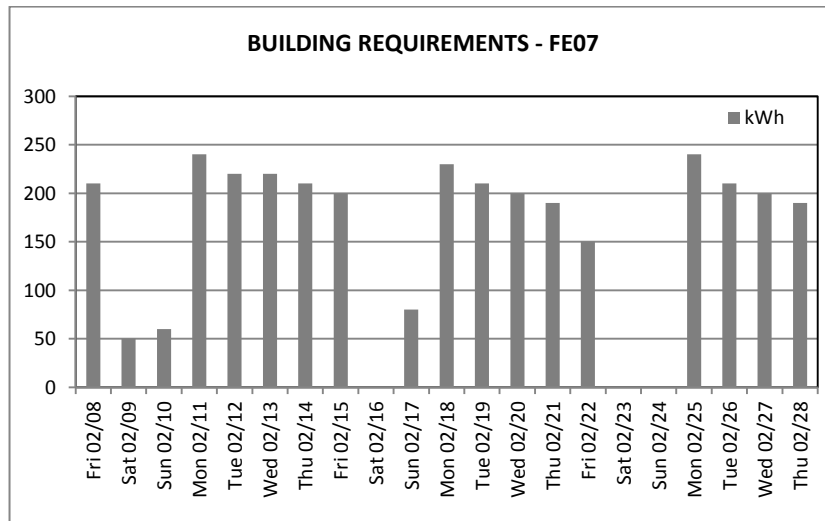


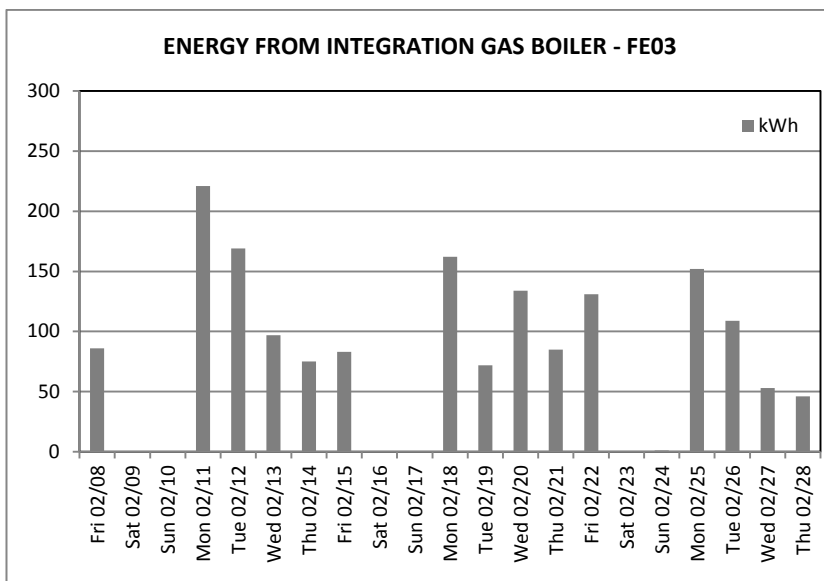
Figura 5.37 - Andamento della temperatura esterna per il mese di Febbraio 2013.

Dall'8 al 28 Febbraio la modalità di funzionamento dell'impianto è stata di tipo discontinuo (dalle ore 7 alle ore 17) dal lunedì al venerdì, mentre il sabato e la domenica l'impianto è stato spento. Di seguito si riportano i risultati relativi al fabbisogno energetico dell'edificio (Figura 5.38), all'energia fornita dalla caldaia integrativa (Figura 5.39) e all'energia termica da fonte solare stoccata nel serbatoio di accumulo tradizionale (Figura 5.40).



DATA:	kWh
Fri 02/08	210
Sat 02/09	50
Sun 02/10	60
Mon 02/11	240
Tue 02/12	220
Wed 02/13	220
Thu 02/14	210
Fri 02/15	200
Sat 02/16	0
Sun 02/17	80
Mon 02/18	230
Tue 02/19	210
Wed 02/20	200
Thu 02/21	190
Fri 02/22	150
Sat 02/23	0
Sun 02/24	0
Mon 02/25	240
Tue 02/26	210
Wed 02/27	200
Thu 02/28	190
TOTALE 8-28/02/2013	3310

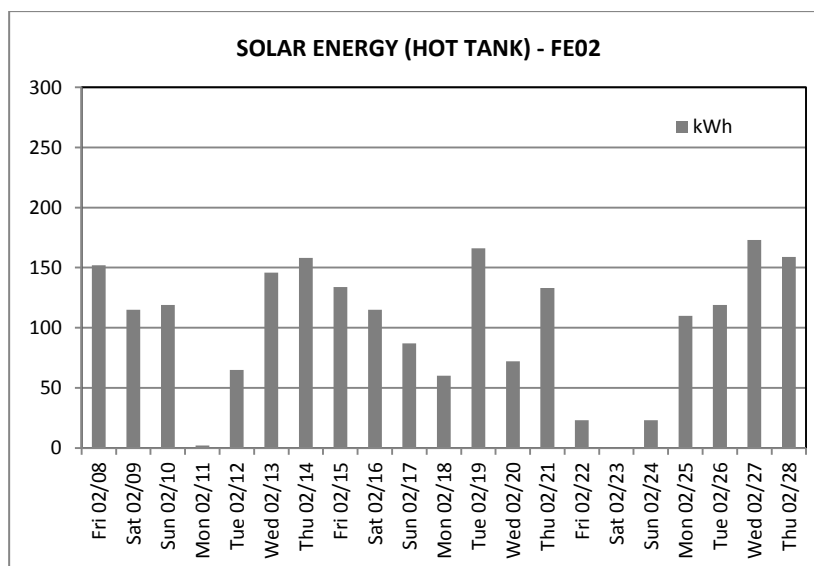
Figura 5.38 - Fabbisogno dell'edificio (FE07) 8 - 28 Febbraio 2013.



DATA:	kWh
Fri 02/08	86
Sat 02/09	0
Sun 02/10	0
Mon 02/11	221
Tue 02/12	169
Wed 02/13	97
Thu 02/14	75
Fri 02/15	83
Sat 02/16	0
Sun 02/17	0
Mon 02/18	162
Tue 02/19	72
Wed 02/20	134
Thu 02/21	85
Fri 02/22	131
Sat 02/23	0
Sun 02/24	1
Mon 02/25	152
Tue 02/26	109
Wed 02/27	53
Thu 02/28	46
TOTALE 8-28/02/2013	1676

Figura 5.39 - Energia termica fornita dalla caldaia integrativa (FE03) 8 - 28 Febbraio 2013.

I risultati ottenuti per il mese di Febbraio (Figura 5.41) mostrano come il funzionamento della caldaia ha contribuito al soddisfacimento del fabbisogno energetico dell'edificio con una percentuale leggermente maggiore (51%), rispetto a quanto fornito dal campo solare (49%), a causa delle basse temperature dell'aria esterna e del valore del set point di 22°C della temperatura degli ambienti interni maggiore rispetto a quello dell'anno precedente (20°C). L'andamento delle temperature degli ambienti interni all'edificio sono indicative dell'orario e dei giorni di funzionamento dell'impianto. Il funzionamento dell'impianto è discontinuo (ore 7-ore 17) e relativo solo ai giorni lavorativi.



DATA:	kWh
Fri 02/08	152
Sat 02/09	115
Sun 02/10	119
Mon 02/11	2
Tue 02/12	65
Wed 02/13	146
Thu 02/14	158
Fri 02/15	134
Sat 02/16	115
Sun 02/17	87
Mon 02/18	60
Tue 02/19	166
Wed 02/20	72
Thu 02/21	133
Fri 02/22	23
Sat 02/23	0
Sun 02/24	23
Mon 02/25	110
Tue 02/26	119
Wed 02/27	173
Thu 02/28	159
TOTALE 8-28/02/2013	2131

Figura 5.40 - Energia termica fornita da campo solare stoccata nell'accumulo (FE02) 8- 28 Febbraio 2013.

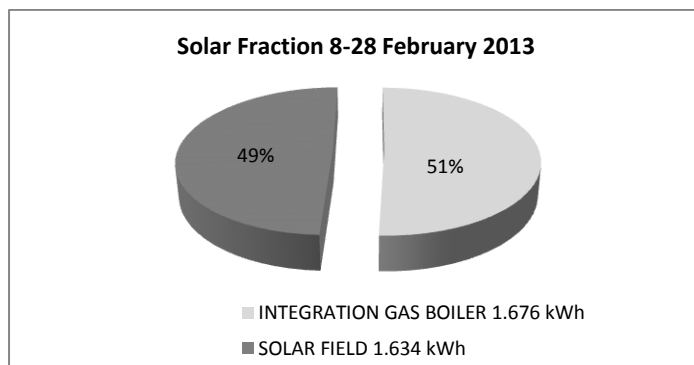


Figura 5.41 - Frazione solare dall'8 al 28 Febbraio 2013.

Le curve di temperatura presentano, infatti, minimi in corrispondenza del fine settimana (Figura 5.42).

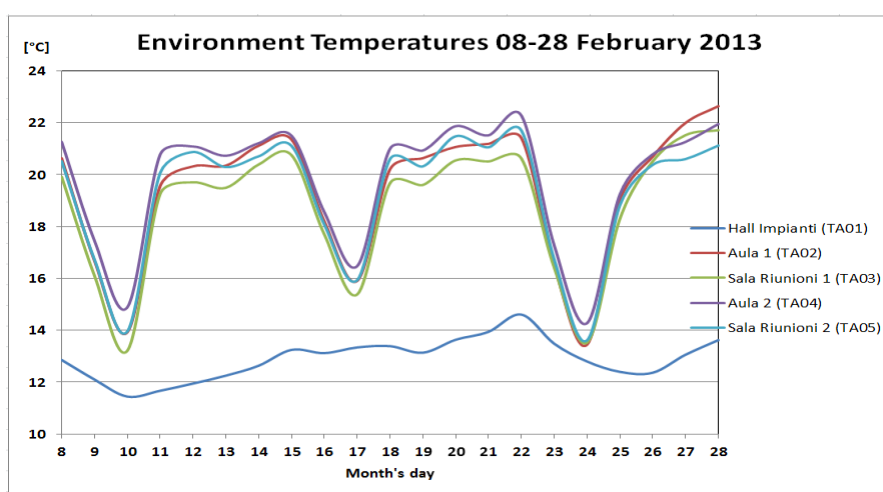


Figura 5.42 - Andamento delle temperature degli ambienti interni dall'8 al 28 Febbraio 2013.

Durante l'orario di funzionamento la temperatura di ciascun ambiente è stata sempre mantenuta per la maggior parte del tempo nella fascia compresa tra 20°C e 22°C ad eccezione della hall, impianti che ha un set point inferiore.

5.4.2 Periodo di monitoraggio 13 Marzo – 31 Marzo 2013

Nel mese di Marzo (13-31 Marzo) la temperatura dell'aria esterna non ha mai raggiunto valori al di sotto di 0°C attestandosi a un valor medio di circa 10°C (Figura 5.43).

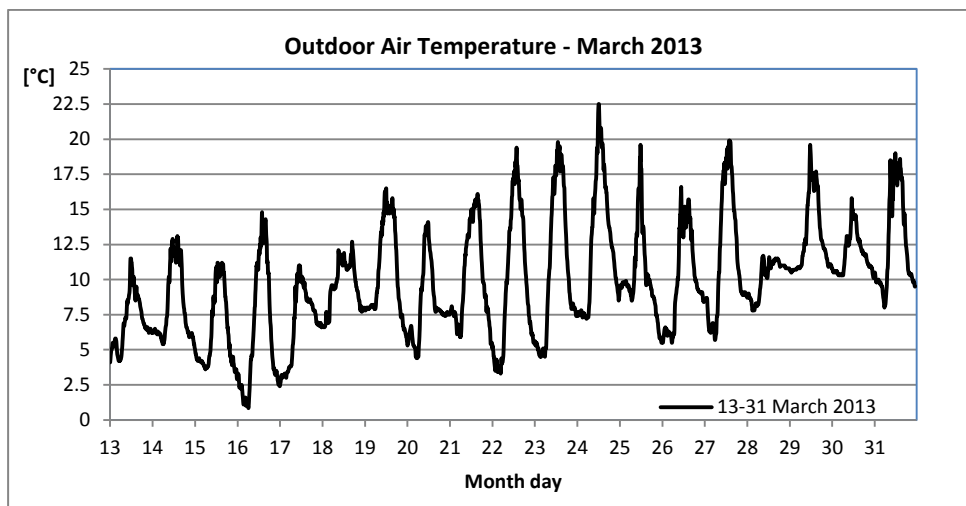


Figura 5.43 - Andamento della temperatura esterna per il mese di Marzo 2013.

Ad eccezione di due giorni, il fabbisogno energetico dell'edificio è stato sempre superiore al valore di 100 kWh giornalieri (Figura 5.44) per mantenere le condizioni di comfort all'interno. Rispetto al mese precedente, è stato predisposto un nuovo profilo di funzionamento per l'impianto cioè un funzionamento discontinuo (impianto in ON dalle ore 7 alle ore 17) per tutti i giorni della settimana. Tale variazione del profilo di funzionamento dell'impianto è stata effettuata per eseguire una comparazione più attendibile tra l'inverno 2012 con serbatoio d'accumulo classico e l'inverno 2013 con accumulo PCM.

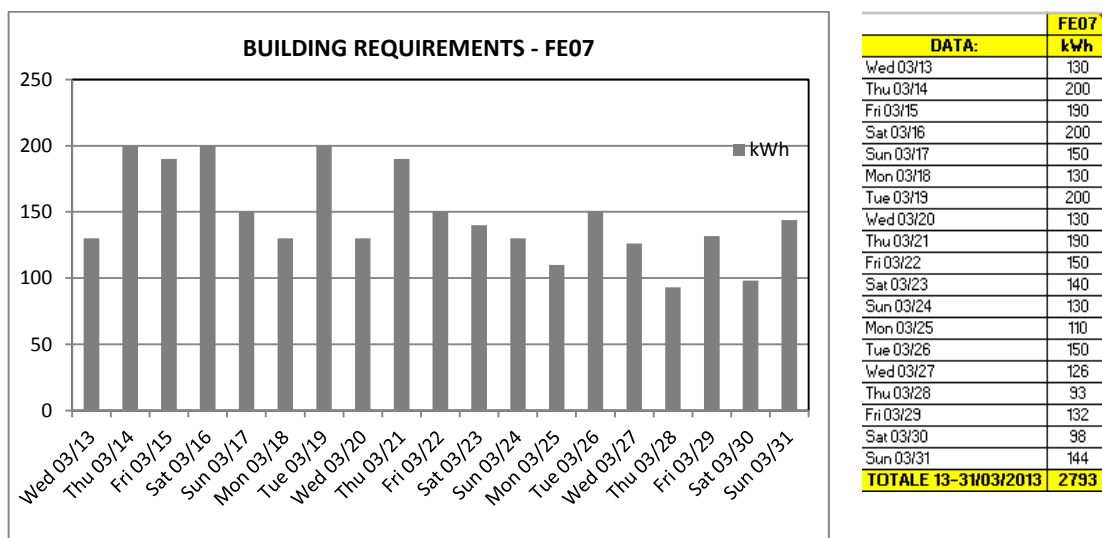


Figura 5.44 - Fabbisogno dell'edificio (FE07) dal 13 al 31 Marzo 2013.

Il contributo da caldaia (53%) è stato superiore rispetto a quello del campo solare poiché alcuni giorni del periodo monitorato sono stati caratterizzati da una scarsa radiazione solare a causa delle avverse condizioni meteo (Figura 5.45, Figura 5.46).

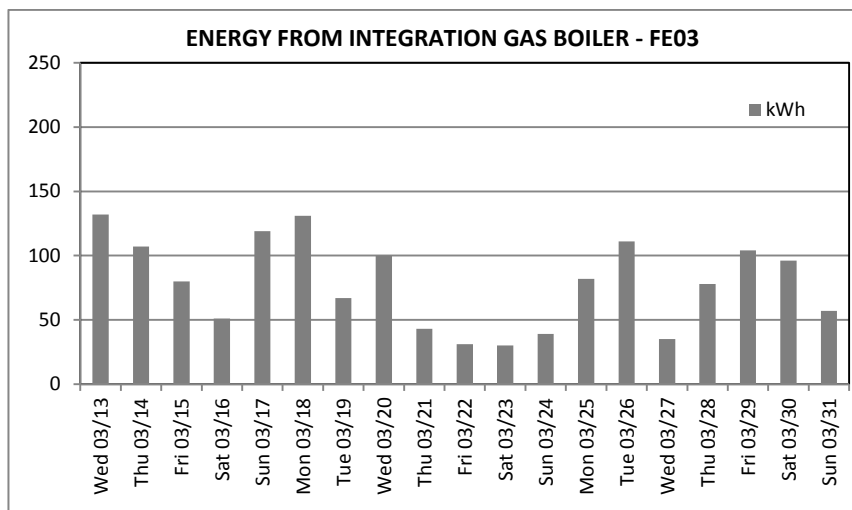


Figura 5.45 - Energia termica fornita dalla caldaia integrativa (FE03) dal 13 al 31 Marzo 2013.

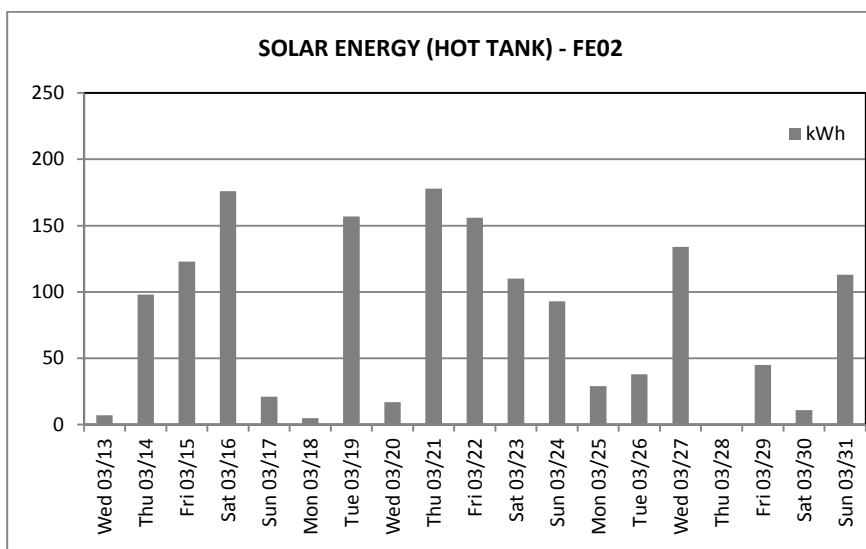


Figura 5.46 - Energia termica fornita da campo solare stoccata nell'accumulo (FE02) 13 - 31 Marzo 2013.

La frazione solare del 47% per il periodo 13-31 Marzo 2013 è stata ottenuta garantendo sempre le condizioni di comfort termico all'interno degli ambienti climatizzati (Figura 5.47).

Dalla Figura 5.48 si nota come la temperatura di ciascun ambiente, ad eccezione della hall impianti, si è sempre mantenuta nella banda compresa tra 20°C e 24°C, ciò è rappresentativo della bontà della logica di regolazione implementata.

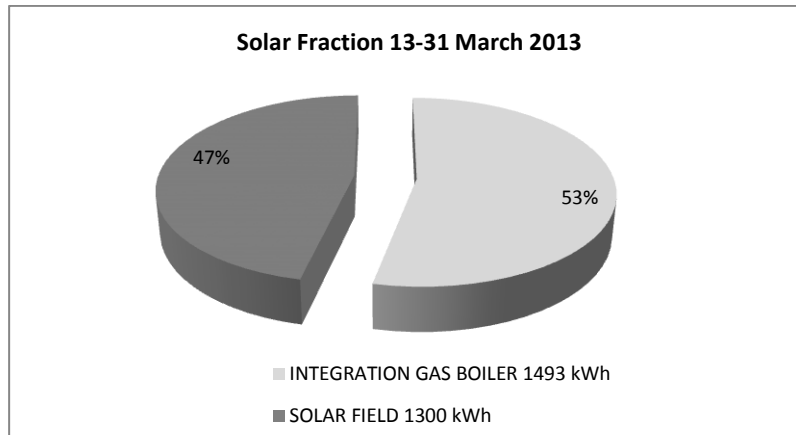


Figura 5.47 - Frazione solare dal 12 al 31 Marzo 2013.

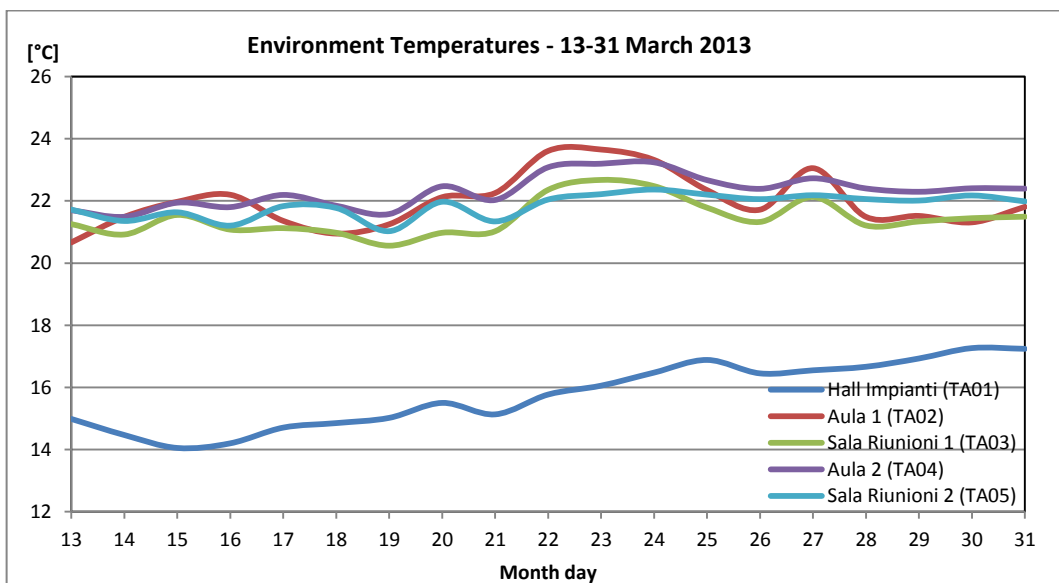


Figura 5.48 - Andamento temperature degli ambienti interni all'edificio nel periodo 13-31 Marzo 2013.

5.4.3 Periodo di monitoraggio 1 Aprile – 15 Aprile 2013

Il monitoraggio è terminato il 15 Aprile in corrispondenza della fine della stagione invernale per la zona climatica D, in cui il sistema edificio-impianto si trova. Rispetto ai precedenti mesi di Febbraio e di Marzo, il mese di Aprile ha mostrato condizioni climatiche più favorevoli con un valore medio di temperatura dell'aria esterna (13°C) maggiore (Figura 5.49) e un minor fabbisogno energetico dell'edificio (Figura 5.50). Le favorevoli condizioni meteo si ripercuotono positivamente anche sull'energia termica prodotta dal campo solare e stoccata nel serbatoio d'accumulo PCM (Figura 5.52) determinando una diminuzione dell'impiego della fonte fossile (Figura 5.51). Il fabbisogno energetico dell'edificio è in tutti i giorni del mese inferiore al valore di 120 kWh. Tutto ciò determina per il mese di Aprile una frazione solare maggiore rispetto ai precedenti due mesi di Febbraio e Marzo 2013.

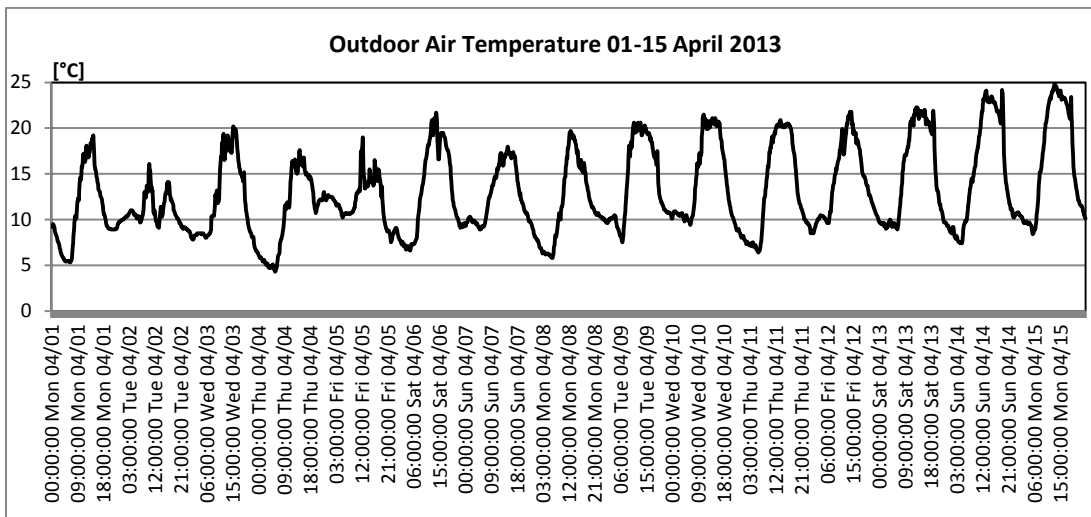
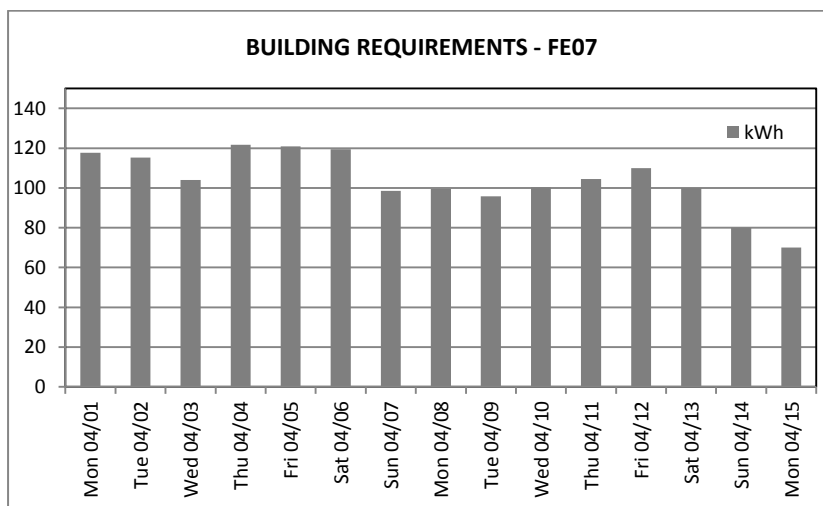


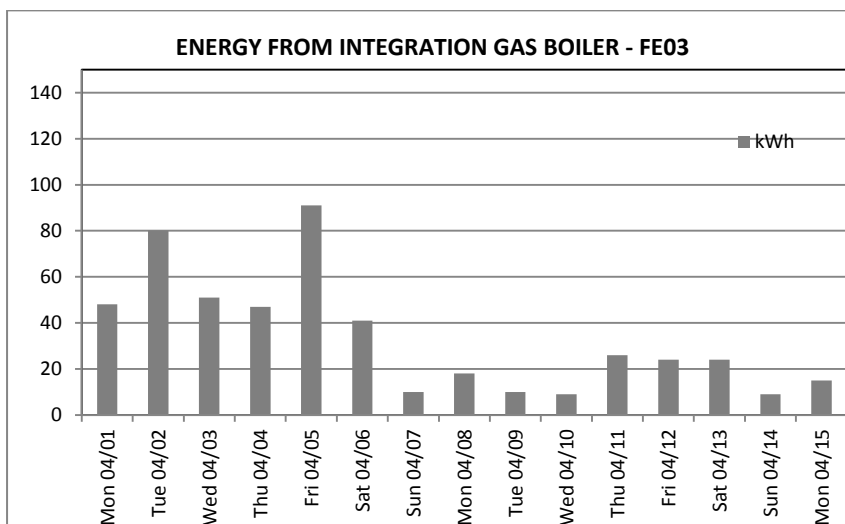
Figura 5.49 - Andamento della temperatura esterna per il mese di Aprile 2013.

Il fabbisogno energetico dell'edificio è stato quindi soddisfatto per il 68% dal campo solare e per il restante 32% dalla caldaia integrativa (Figura 5.53).



DATA:	kWh
Mon 04/01	118
Tue 04/02	115
Wed 04/03	104
Thu 04/04	122
Fri 04/05	121
Sat 04/06	119
Sun 04/07	99
Mon 04/08	99
Tue 04/09	96
Wed 04/10	100
Thu 04/11	105
Fri 04/12	110
Sat 04/13	100
Sun 04/14	80
Mon 04/15	70
TOTALE 04/2013	1558

Figura 5.50 - Fabbisogno dell'edificio (FE07) dall'1 al 15 Aprile 2013.



DATA:	kWh
Mon 04/01	48
Tue 04/02	80
Wed 04/03	51
Thu 04/04	47
Fri 04/05	91
Sat 04/06	41
Sun 04/07	10
Mon 04/08	18
Tue 04/09	10
Wed 04/10	9
Thu 04/11	26
Fri 04/12	24
Sat 04/13	24
Sun 04/14	9
Mon 04/15	15
TOTALE 04/2013	503

Figura 5.51 - Energia termica fornita dalla caldaia integrativa (FE03) dall'1 al 15 Aprile 2013.

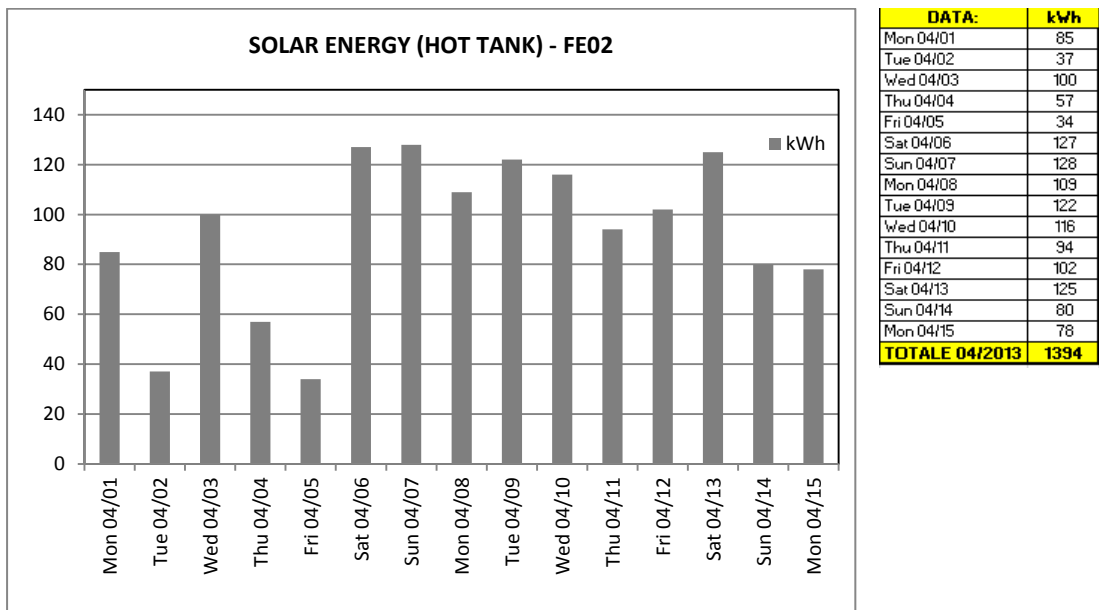


Figura 5.52 - Energia termica fornita da campo solare stoccata nell'accumulo (FE02) 1 - 15 Aprile 2013.

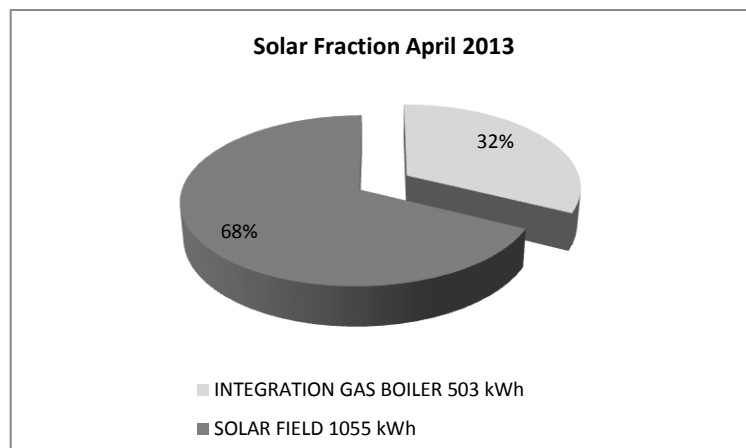


Figura 5.53 - Frazione solare dall'1 al 15 Aprile 2013.

Dall'andamento delle temperature degli ambienti interni si evince che come per il mese di Marzo anche per il mese di Aprile l'impianto è stato fatto funzionare oltre che nei giorni lavorativi anche nei giorni di sabato e domenica. L'orario di funzionamento è rimasto invariato rispetto al mese di Marzo (funzionamento discontinuo ore 7 - ore 17 per tutti i giorni della settimana). La Figura 5.54 mostra come le temperature degli ambienti sono state sempre mantenute all'interno di una banda prefissata indice dell'ottenimento delle condizioni di comfort termico interno.

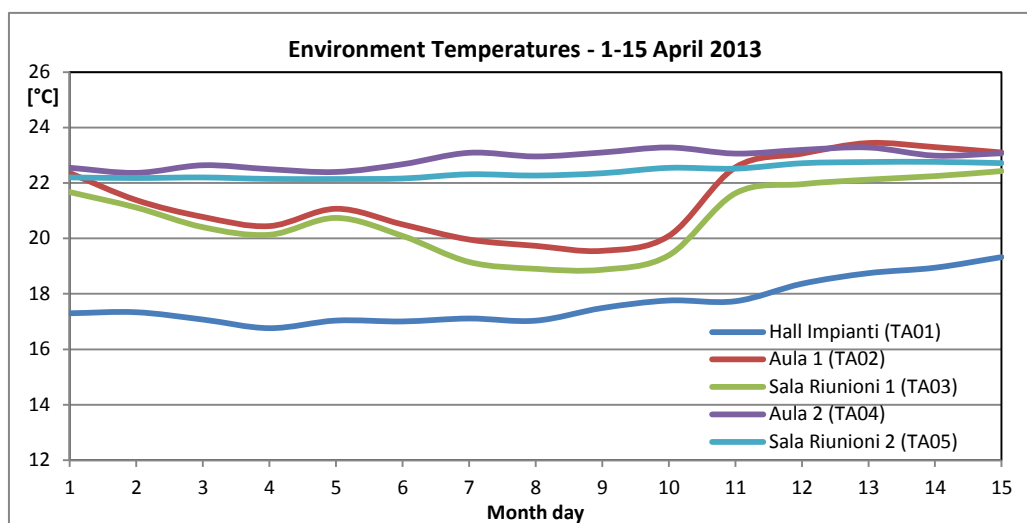


Figura 5.54 - Andamento delle temperature degli ambienti interni all'edificio nel periodo 1-15 Aprile 2013.

Una volta effettuata l'analisi del comportamento dell'impianto nei singoli mesi monitorati viene di seguito riassunta l'attività di monitoraggio relativa all'inverno 2013 (Figura 5.55). La temperatura media mensile dell'aria esterna ha mostrato un valore crescente dal mese di Febbraio 2013 al mese di Aprile 2013. Per effettuare una comparazione corretta è stato necessario rapportare ciascuna grandezza al numero dei giorni di ciascun mese.

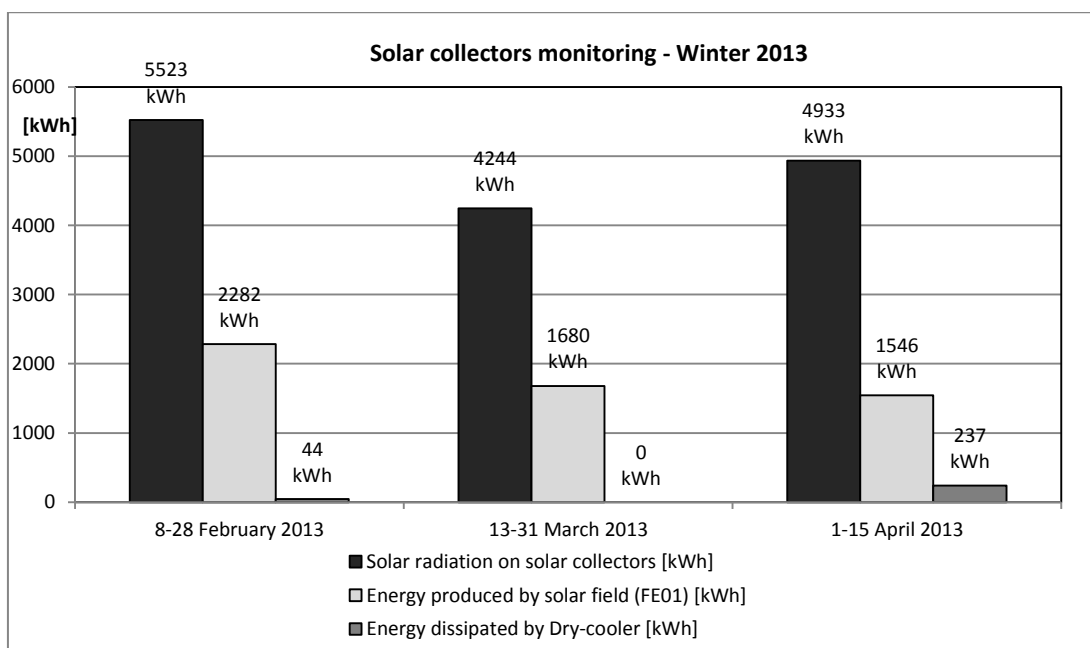


Figura 5.55 - Radiazione solare incidente sul piano dei collettori solari termici durante il periodo di monitoraggio.

Il mese di Aprile è stato caratterizzato da una radiazione solare media giornaliera (328 kWh/giorno) maggiore rispetto a quella di Febbraio (263 kWh/giorno) e di Marzo; il mese di Marzo 2013 ha, infatti, presentato il valore di radiazione solare media giornaliera più basso (223 kWh/giorno) dovuto a un andamento irregolare della radiazione solare; questo ultimo aspetto si ripercuote negativamente sulla

produzione di energia realizzata dal campo solare e sull'efficienza dei collettori. Il mese di Aprile 2013 ha mostrato una maggiore quantità di energia dissipata attraverso il dry-cooler poiché tale mese è caratterizzato da temperature dell'aria esterna e radiazione solare incidente sui collettori maggiori rispetto ai mesi di Febbraio e di Marzo 2013 presentando quindi una minore richiesta energetica da parte dell'edificio (FE07). La frazione solare nel mese di Aprile è stata quindi maggiore rispetto ai mesi precedenti.

L'andamento del flusso energetico e delle rispettive perdite energetiche a partire dalla radiazione solare incidente sui collettori solari fino alla fornitura di energia termica per il riscaldamento dell'edificio è riportato in Figura 5.56 - Figura 5.57. La restante aliquota del fabbisogno energetico dell'edificio è soddisfatta ovviamente dalla caldaia integrativa il cui contributo è stato misurato dal contatermie FE03. Il fabbisogno energetico dell'edificio è monitorato attraverso il contatermie FE07 posto sulla mandata del termodotto.



Figura 5.56 - Schema produzione e fornitura energia a partire dai collettori solari durante il monitoraggio invernale 2013.

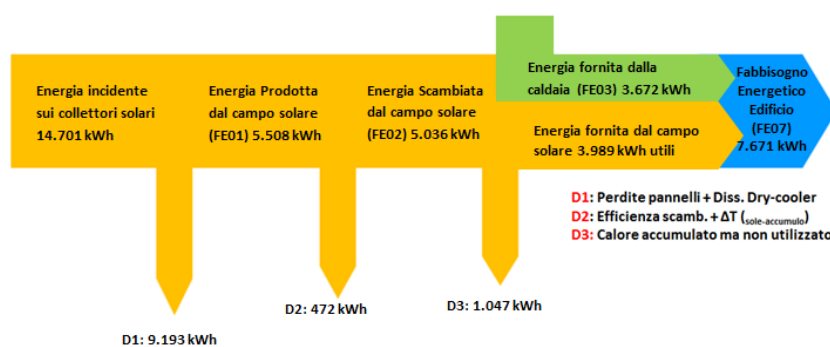


Figura 5.57 - Diagramma del Flusso energetico di tutto il periodo di monitoraggio invernale 2013.

In Figura 5.58 è rappresentato il contributo della caldaia integrativa e del campo solare al soddisfacimento del fabbisogno energetico dell'edificio per ciascun mese monitorato nell'inverno 2013.

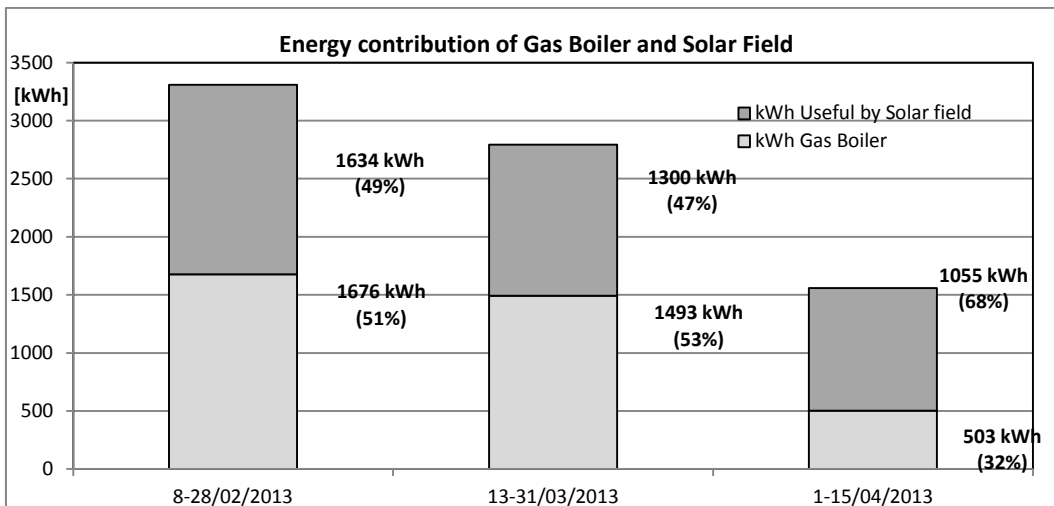


Figura 5.58 - Contributi energetici della caldaia integrativa e del campo solare al fabbisogno energetico dell'edificio relativi all'inverno 2013.

Il fabbisogno energetico dell'edificio nel mese di Febbraio è maggiore rispetto agli altri mesi poiché esso è stato caratterizzato, oltre che da un numero maggiore di giorni monitorati, da condizioni meteorologiche più rigide, tali da determinare una temperatura dell'aria esterna media mensile di circa 6°C, con temperature sempre inferiori a 20°C. Nel mese di Marzo, in seguito all'aumento della temperatura dell'aria esterna si è verificata una minor richiesta di energia da parte dell'edificio rispetto al mese precedente ma la frazione solare è diminuita a causa di una quantità minore di radiazione solare incidente sui collettori. Riepilogando il comportamento dell'impianto di solar heating durante l'intero periodo di monitoraggio relativo all'inverno 2013, si può calcolare la frazione solare dell'energia termica necessaria per il riscaldamento dell'edificio (Figura 5.59):

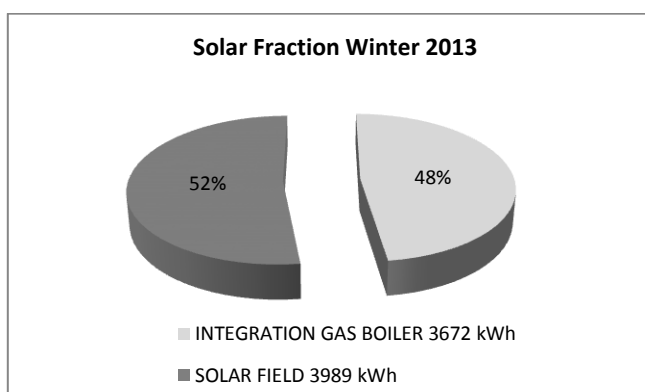


Figura 5.59 - Frazione solare impianto di solar heating C.R. ENEA di Casaccia nell'inverno 2013.

L'obiettivo finale del funzionamento dell'impianto di solar heating è il raggiungimento dei valori di set point di temperatura da parte di ciascun ambiente dell'edificio e il mantenimento della stessa all'interno di un range prefissato. Tali temperature sono state acquisite ogni dieci minuti dal BMS ma, a causa della grande mole di dati, vengono di seguito riportate le sole medie giornaliere (Figura 5.60) per ciascun giorno del mese.

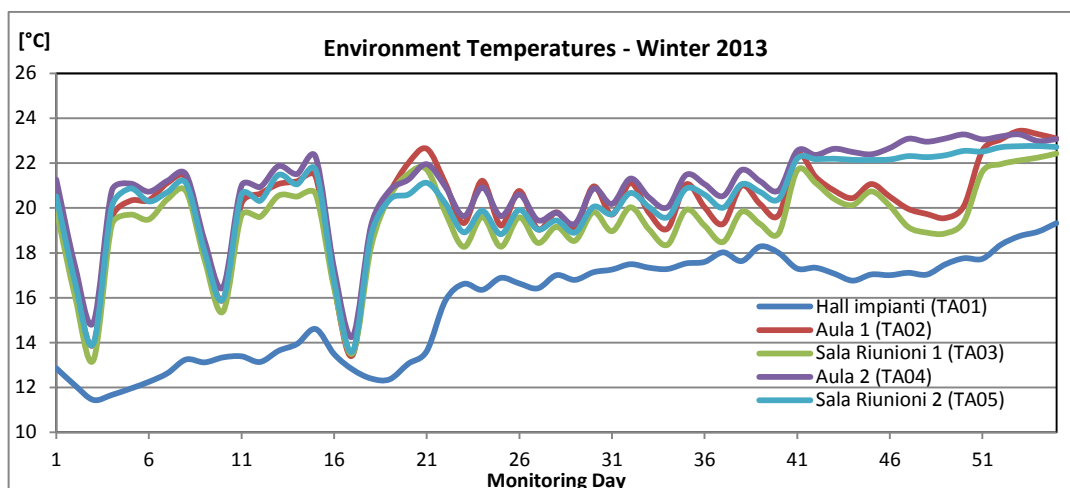


Figura 5.60 - Temperature di ciascun ambiente costituente l'edificio (ore 6:00- ore 18:00).

Dal grafico si evince la presenza di valori minimi in corrispondenza del mese di Febbraio causato da un profilo di funzionamento in cui il sabato e la domenica l'impianto è stato mantenuto spento. L'andamento delle temperature ambiente dipende dai set point fissati, diversi per la hall impianti e gli altri ambienti. Per una miglior comprensione del grafico rappresentativo delle temperature ambiente è stata riportata in Tabella 5.13 la numerazione dei singoli giorni di monitoraggio.

Month day	Monitoring day
08/02/2013	1
09/02/2013	2
10/02/2013	3
11/02/2013	4
12/02/2013	5
13/02/2013	6
14/02/2013	7
15/02/2013	8
16/02/2013	9
17/02/2013	10
18/02/2013	11
19/02/2013	12
20/02/2013	13
21/02/2013	14
22/02/2013	15
23/02/2013	16
24/02/2013	17
25/02/2013	18
26/02/2013	19
27/02/2013	20
28/02/2013	21

Month day	Monitoring day
13/03/2013	22
14/03/2013	23
15/03/2013	24
16/03/2013	25
17/03/2013	26
18/03/2013	27
19/03/2013	28
20/03/2013	29
21/03/2013	30
22/03/2013	31
23/03/2013	32
24/03/2013	33
25/03/2013	34
26/03/2013	35
27/03/2013	36
28/03/2013	37
29/03/2013	38
30/03/2013	39
31/03/2013	40

Month day	Monitoring day
01/04/2013	41
02/04/2013	42
03/04/2013	43
04/04/2013	44
05/04/2013	45
06/04/2013	46
07/04/2013	47
08/04/2013	48
09/04/2013	49
10/04/2013	50
11/04/2013	51
12/04/2013	52
13/04/2013	53
14/04/2013	54
15/04/2013	55

Tabella 5.13 (a, b, c) - Numerazione dei giorni di monitoraggio.

5.5 Confronto tra i risultati del monitoraggio invernale anno 2012 e anno 2013

La campagna invernale relativa all'anno 2012 e la campagna invernale dell'anno 2013 differiscono sostanzialmente, oltre che per le diverse condizioni meteorologiche, per l'installazione di un serbatoio d'accumulo a cambiamento di fase (avvenuta a Marzo 2013) e per il diverso grado di occupazione dell'edificio.

5.5.1 Confronto mesi di Febbraio 2012 e Febbraio 2013

Il mese di Febbraio 2013 ha mostrato una temperatura media mensile dell'aria esterna maggiore di circa un grado rispetto al mese di Febbraio 2012 (Figura 5.61).

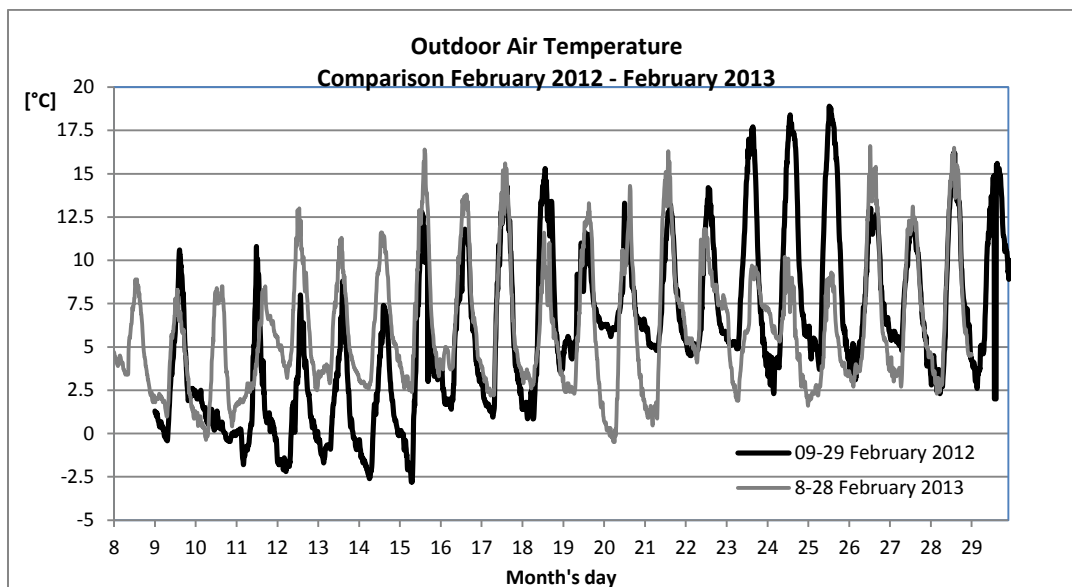


Figura 5.61 - Confronto temperatura aria esterna nei mesi di Febbraio 2012 e Febbraio 2013.

Inoltre il funzionamento dell'impianto durante il mese di Febbraio 2013 è stato regolamentato da una logica di regolazione differente e migliore rispetto a quella del mese di Febbraio 2012. Tutto ciò ha avuto ripercussioni sull'entità dello scostamento tra i due mesi. Mentre il mese di Febbraio 2012 ha presentato un profilo di funzionamento relativo a tutti i giorni della settimana, prima continuo e in seguito discontinuo, nel mese di Febbraio 2013 l'impianto è stato fatto funzionare in maniera discontinua (ore 7 - ore 17) e spento nei giorni di sabato e di domenica. I picchi negativi delle temperature ambiente (Figura 5.62) testimoniano lo spegnimento dell'impianto nei giorni di sabato e domenica a Febbraio 2013.

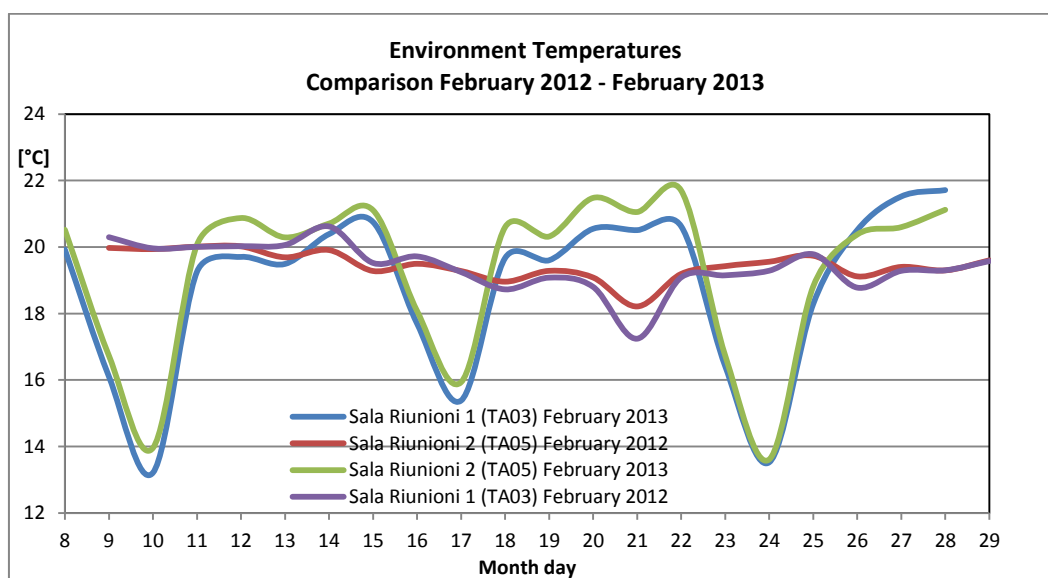


Figura 5.62 - Confronto temperatura ambienti nei mesi di Febbraio 2012 e Febbraio 2013.

Dal grafico si nota la presenza di un minimo in corrispondenza del 21 Febbraio 2012 causato da un fermo impianto, necessario per un intervento di manutenzione.

Dal confronto energetico tra i due mesi (Figura 5.63) si può subito notare che nonostante la radiazione solare incidente sui collettori solari e l'energia prodotta dal campo solare sono state non molto differenti nei due mesi, l'energia termica dissipata dal dry-cooler è stata decisamente inferiore nel mese di Febbraio 2013. Ciò è giustificato anche dalla differente logica di regolazione impostata nei due mesi: il funzionamento dell'impianto a Febbraio 2012 è stato, infatti, caratterizzato da una logica di regolazione meno efficiente e attenta alla preservazione e all'ottimizzazione dello sfruttamento dell'energia termica stoccata nell'accumulo. L'energia termica fornita dal campo solare, poi conservata nel serbatoio, è, infatti, considerata "pregiata" ed è per questo motivo che si è preferito far intervenire, secondo la logica di regolazione 2013, la caldaia integrativa all'avviamento dell'impianto, per scopi quali il riscaldamento del termodotto e delle tubazioni interne all'edificio contenenti acqua fredda all'avviamento dell'impianto: il mantenimento in temperatura dei vari ambienti è invece garantito utilizzando l'energia termica immagazzinata e prodotta gratuitamente con il sole. Nel mese di Febbraio 2012 l'impianto ha funzionato anche il sabato e la domenica a differenza di quanto è accaduto nel 2013.

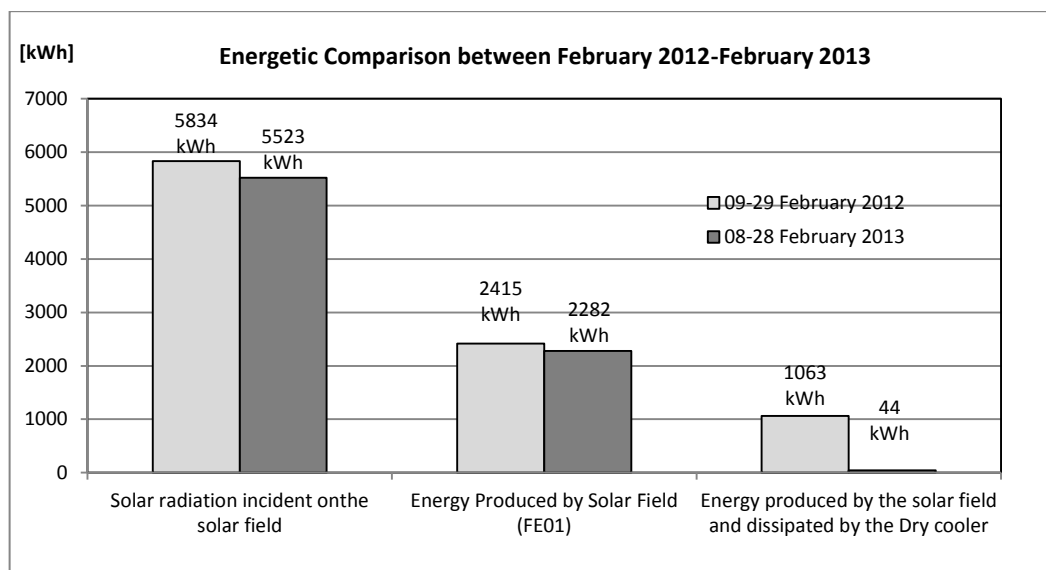


Figura 5.63 - Confronto energetico tra i mesi di Febbraio 2012 e Febbraio 2013.

Le temperature medie mensili dell'aria esterna sono per i due mesi pari a circa 6°C ma un set point (22 °C) maggiore per le temperature degli ambienti interni determina un fabbisogno energetico giornaliero maggiore nel mese di Febbraio 2013 rispetto all'anno precedente (Figura 5.64).

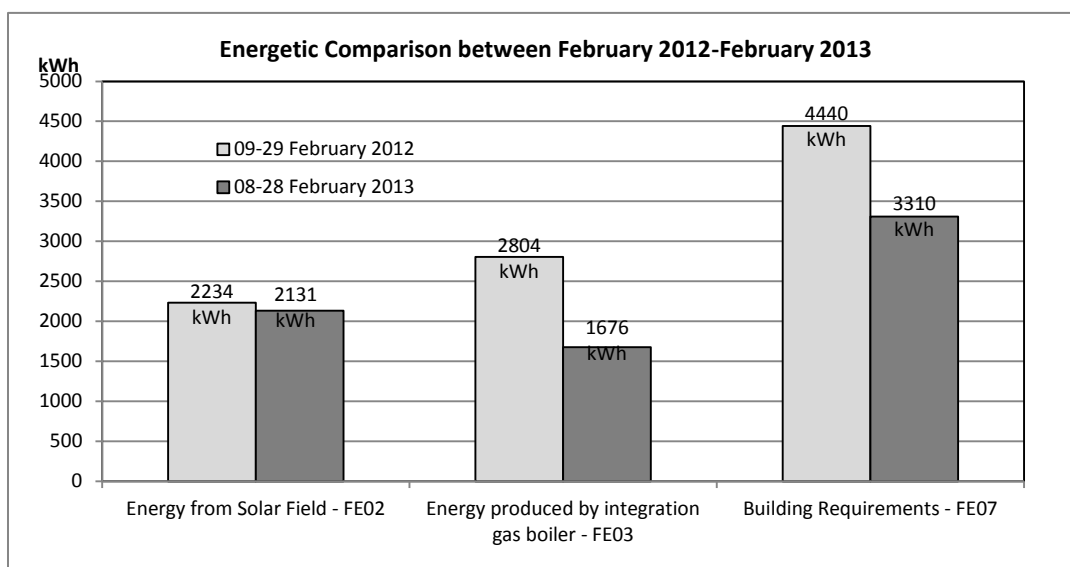


Figura 5.64 - Confronto contatermie tra i mesi di Febbraio 2012 e Febbraio 2013.

Da quanto precedentemente detto si evince che la frazione solare nel mese di Febbraio 2013 è maggiore rispetto a quella del mese di Febbraio 2012 il quale è stato caratterizzato dalla presenza di abbondanti nevicate (Figura 5.65).

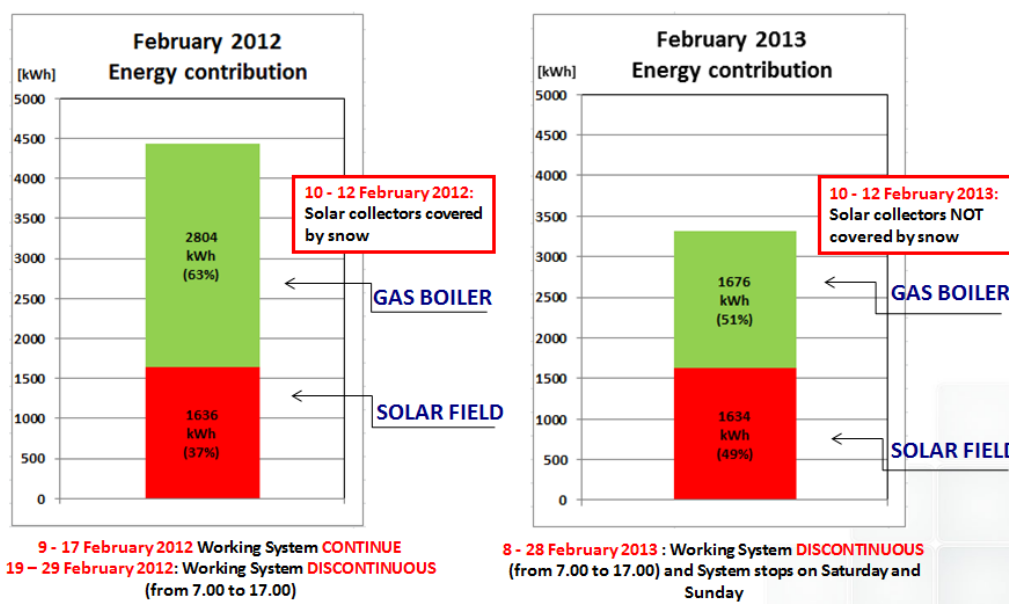


Figura 5.65 - Confronto frazione solare nei mesi di Febbraio 2012 e Febbraio 2013.

In Tabella 5.14 è riportato il riepilogo del confronto tra i mesi di Febbraio 2012 e Febbraio 2013.

	9-29 FEBRUARY 2012	8-28 FEBRUARY 2013	
SOLAR RADIATION ON SOLAR COLLECTORS	5834.00	5523	[kWh]
MEDIUM OUTDOOR AIR TEMPERATURE	5.89	6.37	[°C]
ENVIRONMENT TEMPERATURE SET POINT (GROUND AND FIRST FLOOR)	20.00	22.00	[°C]
BUILDING REQUIREMENTS (FE07)	4,440.00	3,310.00	[kWh]
ENERGY FROM INTEGRATION GAS BOILER (FE03)	2,804.00	1,676.00	[kWh]
ENERGY FROM SOLAR FIELD	1,636.00	1,634.00	[kWh]
SOLAR FRACTION	37	49	%

Tabella 5.14 - Confronto riepilogativo tra i mesi di Febbraio 2012 e Febbraio 2013.

5.5.2 Confronto mesi di Marzo 2012 e Marzo 2013

I mesi di Marzo 2012 e Marzo 2013 sono stati caratterizzati da uno stesso profilo di funzionamento dell'impianto di solar heating and cooling (funzionamento dalle ore 7 alle ore 17 per tutti i giorni della settimana). L'andamento della temperatura dell'aria esterna mostra come il mese di Marzo 2012 è stato caratterizzato da condizioni meno rigide rispetto al mese di Marzo 2013 (Figura 5.66). I valori medi mensili della temperatura dell'aria esterna nei due mesi differiscono di 3°C e sono rispettivamente pari a 13°C per Marzo 2012 e 10°C per Marzo 2013.

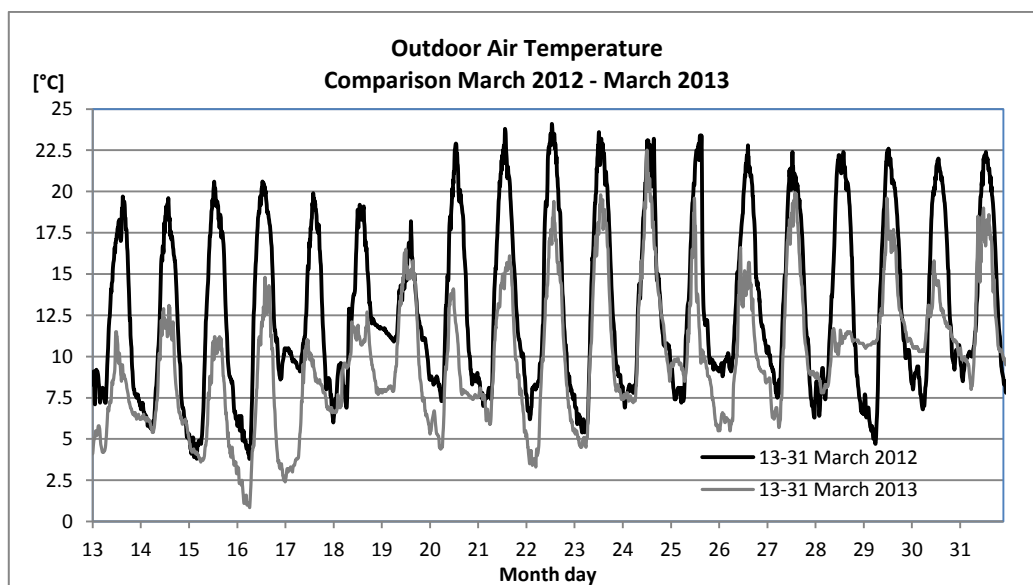


Figura 5.66 - Confronto temperatura aria esterna nei mesi di Marzo 2012 e Marzo 2013.

In Figura 5.67 è riportato l'andamento delle temperature di due ambienti interni per ciascun mese: sono state analizzate e confrontate le temperature delle due sale riunioni situate rispettivamente al piano terra e al piano primo. Si nota l'assenza di picchi negativi poiché l'impianto è stato fatto funzionare anche il sabato e la domenica.

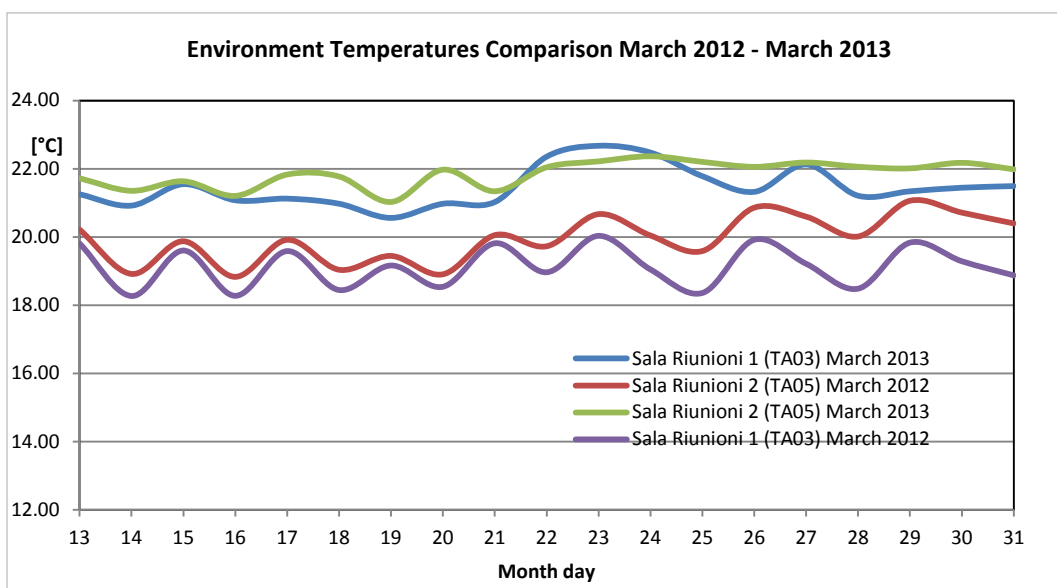


Figura 5.67 - Confronto temperature ambienti interni nei mesi di Marzo 2012 e Marzo 2013.

Nel 2013 le temperature esaminate hanno assunto valori maggiori essendo il set point della temperatura ambiente a Marzo 2013 (22°C) maggiore rispetto all'anno precedente (20°C). Dal grafico risulta che in entrambi i mesi sono state garantite le condizioni di comfort all'interno degli ambienti occupati e che i valori assunti dalle temperature sono stati mantenuti all'interno di una banda prefissata. La radiazione solare incidente sui collettori solari è stata maggiore a Marzo 2012 rispetto al mese di Marzo 2013. Nonostante ciò l'energia termica inviata a scambiare con il circuito di carica dell'accumulo è stata di poco differente tra i due mesi poiché l'energia dissipata nel mese di Marzo 2013 è stata nulla (Figura 5.68).

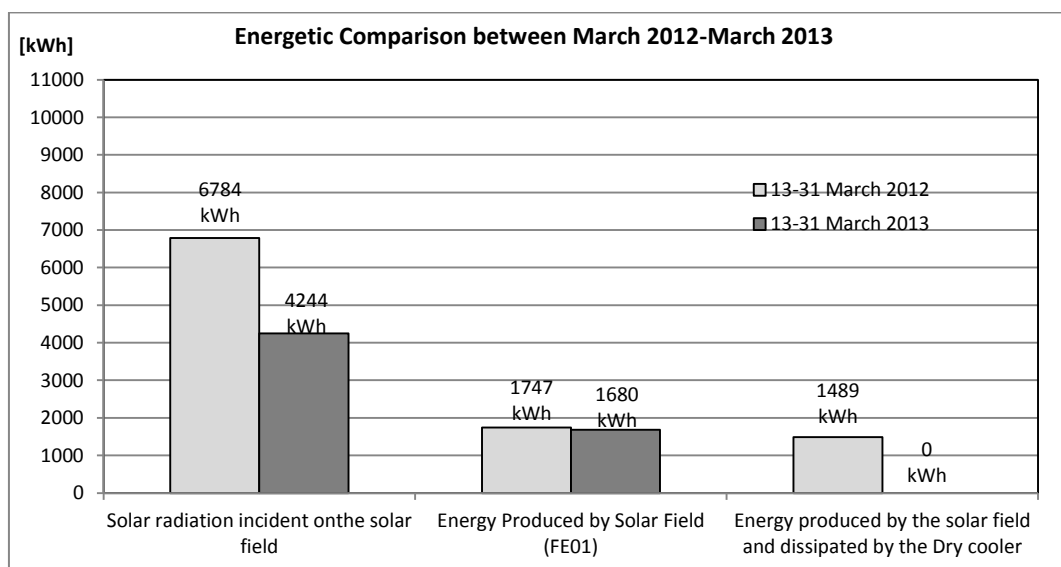


Figura 5.68 - Confronto energetico tra i mesi di Marzo 2012 e Marzo 2013.

A parità di radiazione solare incidente sui collettori durante il mese di Marzo 2013 è stata accumulata più energia rispetto al mese di Marzo 2012 poiché l'energia termica dissipata dal dry-cooler è stata

minore nonostante il fabbisogno di energia termica per il riscaldamento dell'edificio è stato maggiore a Marzo 2013 poiché si sono verificate temperature esterne più rigide e un set point per le temperature ambiente maggiore (Figura 5.69).

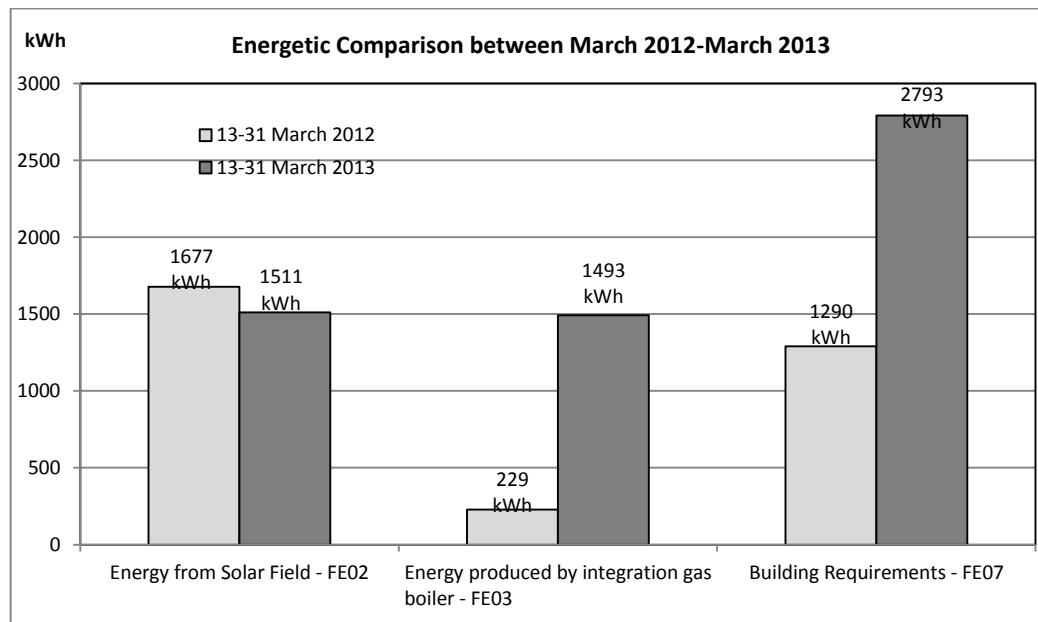


Figura 5.69 - Confronto contatermie nei mesi di Marzo 2012 e Marzo 2013.

Il maggior fabbisogno di energia per il riscaldamento dell'edificio e la minore energia incidente sul campo solare hanno influenzato negativamente la frazione solare nel mese di Marzo 2013 che è stata quindi minore della corrispondente frazione solare dell'anno precedente (Figura 5.70).

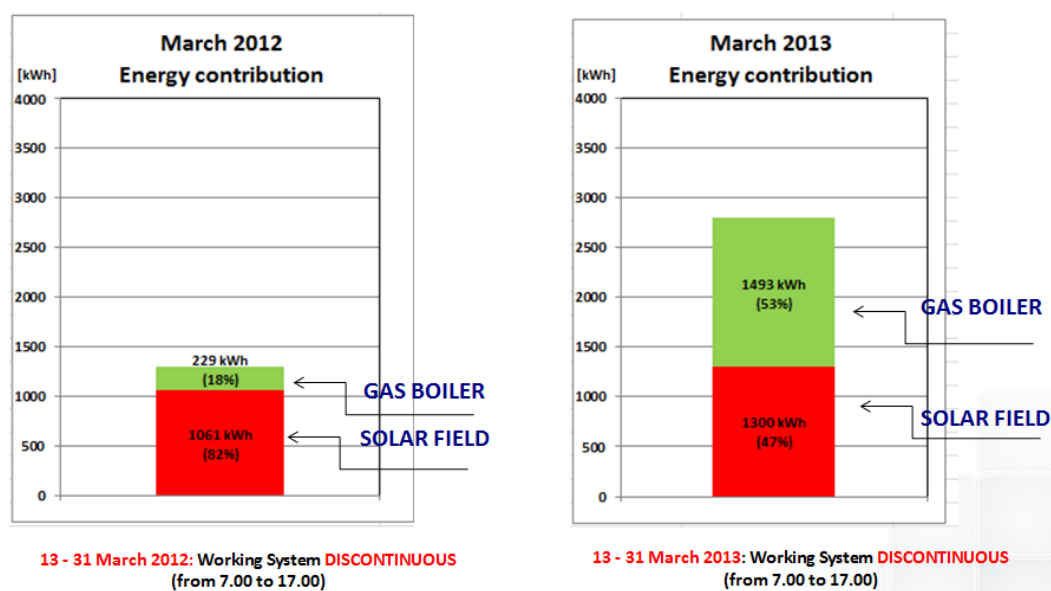


Figura 5.70 - Confronto temperature ambienti interni nei mesi di Marzo 2012 e Marzo 2013.

In Tabella 5.15 è riportato il riepilogo del confronto tra il mese di Marzo 2012 e il mese di Marzo 2013.

	13-31 MARCH 2012	13-31 MARCH 2013	
SOLAR RADIATION ON SOLAR COLLECTORS	6784.00	4244	[kWh]
MEDIUM OUTDOOR AIR TEMPERATURE	12.84	9.89	[°C]
ENVIRONMENT TEMPERATURE SET POINT (GROUND AND FIRST FLOOR)	20.00	22.00	[°C]
BUILDING REQUIREMENTS (FE07)	1,290.00	2,793.00	[kWh]
ENERGY FROM INTEGRATION GAS BOILER (FE03)	229.00	1,493.00	[kWh]
ENERGY FROM SOLAR FIELD	1,061.00	1,300.00	[kWh]
SOLAR FRACTION	82	47	%

Tabella 5.15 - Confronto riepilogativo nei mesi di Marzo 2012 e Marzo 2013.

5.5.3 Confronto mesi di Aprile 2012 e Aprile 2013

Il mese di Aprile 2013 è stato caratterizzato da condizioni meteorologiche meno rigide rispetto al mese di Aprile 2012: sia la radiazione solare sia la temperatura media mensile dell'aria esterna hanno presentato valori maggiori rispetto al caso dell'anno 2012. Il mese di Aprile 2012 ha presentato valori inferiori della temperatura dell'aria esterna specialmente nella seconda metà del periodo monitorato (Figura 5.71).

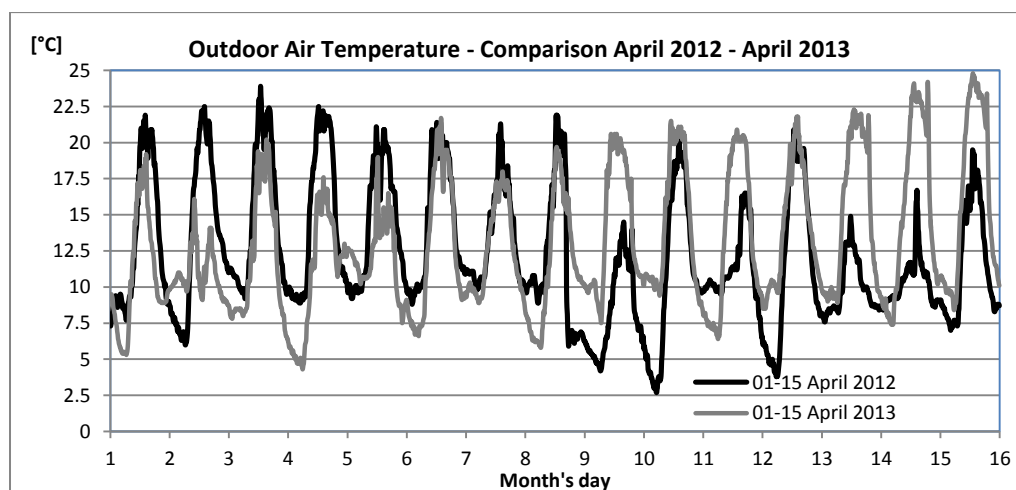


Figura 5.71 - Confronto temperatura aria esterna nei mesi di Aprile 2012 e Aprile 2013.

Entrambi i mesi sono stati soggetti allo stesso profilo di funzionamento dell'impianto di solar heating and cooling. I valori di set point preimpostati per le temperature degli ambienti interni sono però differenti e sono rispettivamente 20°C per Aprile 2012 e 22°C per Aprile 2013 (Figura 5.72). Nel periodo di Aprile 2013 la temperatura della sala riunioni del piano terra ha mostrato un andamento

differente e un certo scostamento dalla temperatura della sala riunioni del piano superiore dello stesso anno a causa di un differente grado di occupazione.

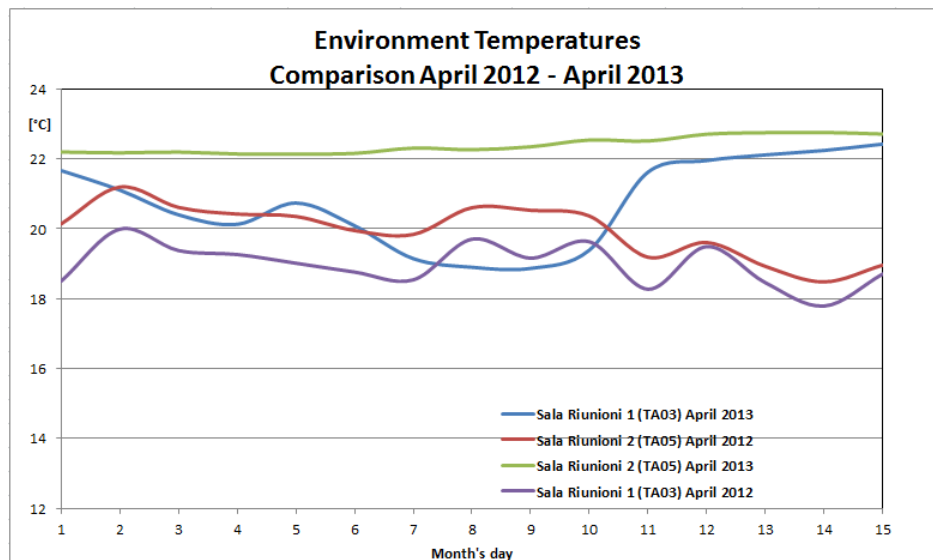


Figura 5.72 - Confronto temperature ambienti nei mesi di Aprile 2012 e Aprile 2013.

La radiazione solare incidente sui collettori solari ad Aprile 2013 è stata maggiore rispetto ad Aprile 2012, ciò corrisponde in proporzione ad una maggiore quantità di energia utile alla carica del serbatoio d'accumulo e di energia dissipata dal dry-cooler (Figura 5.73-Figura 5.74).

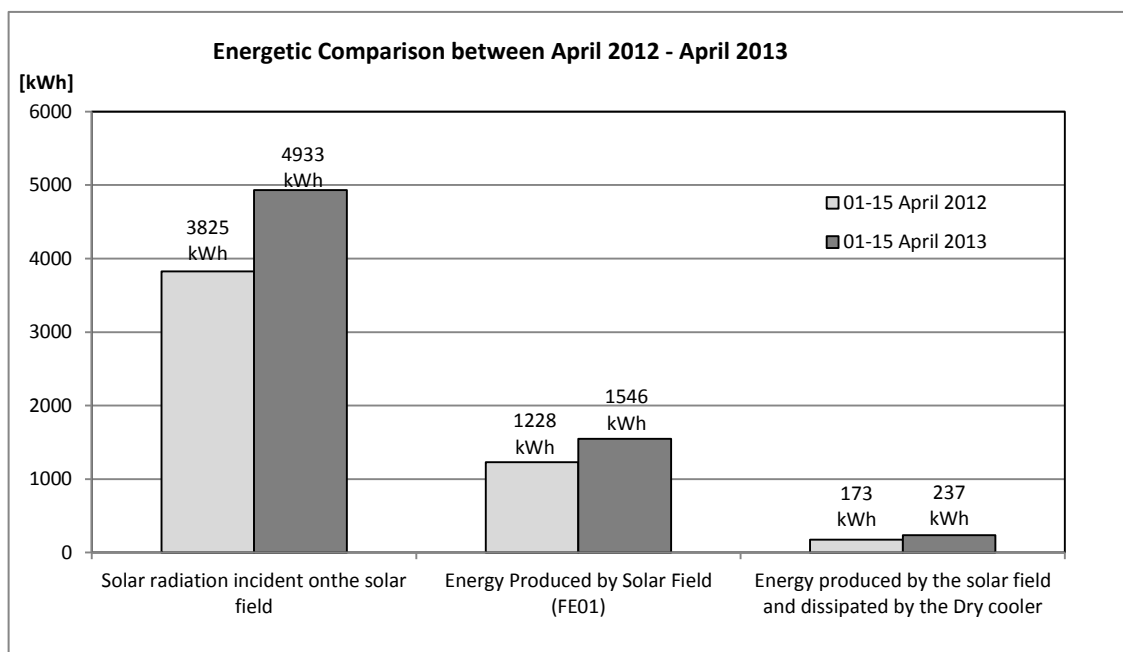


Figura 5.73 - Confronto energetico tra i mesi di Aprile 2012 e Aprile 2013.

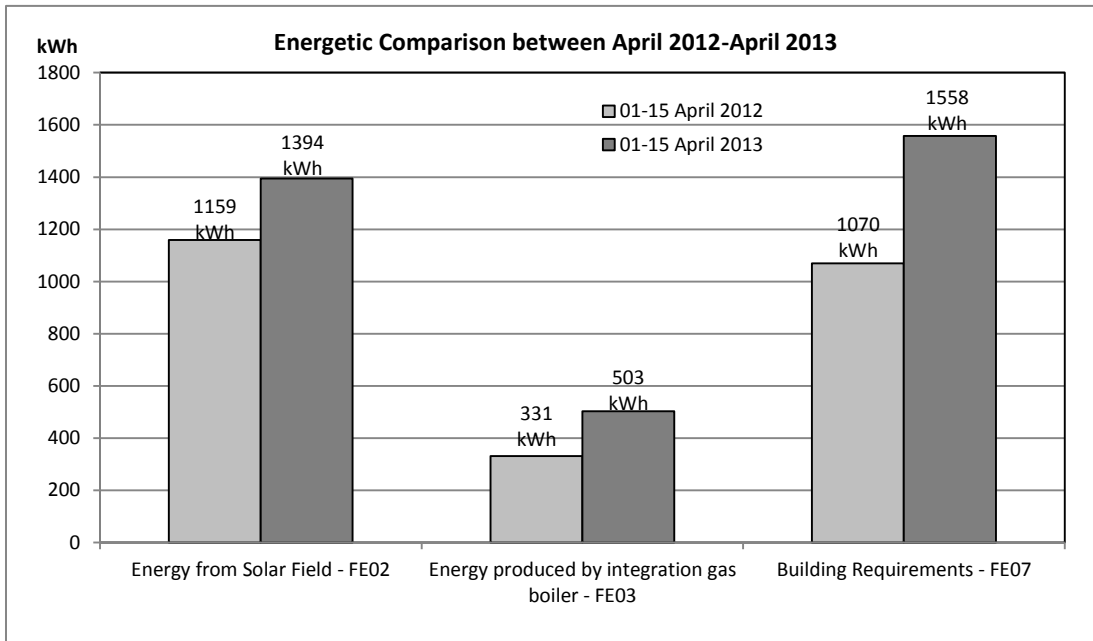


Figura 5.74 - Confronto contatermie nei mesi di Aprile 2012 e Aprile 2013.

In particolare, rapportando le grandezze ai gradi giorno del mese si nota un comportamento similare dei due accumuli (quello standard e quello PCM), che risulta leggermente peggiorativo per l'accumulo PCM, che presenta però un ingombro inferiore di un terzo rispetto al serbatoio standard. Nonostante il fabbisogno energetico dell'edificio è stato maggiore ad Aprile 2013, la frazione solare è stata simile a quella di Aprile 2012 a causa di una maggior presenza di radiazione solare e di temperature dell'aria esterna più alte, incidendo positivamente sul rendimento dei collettori solare termici (Figura 5.75).

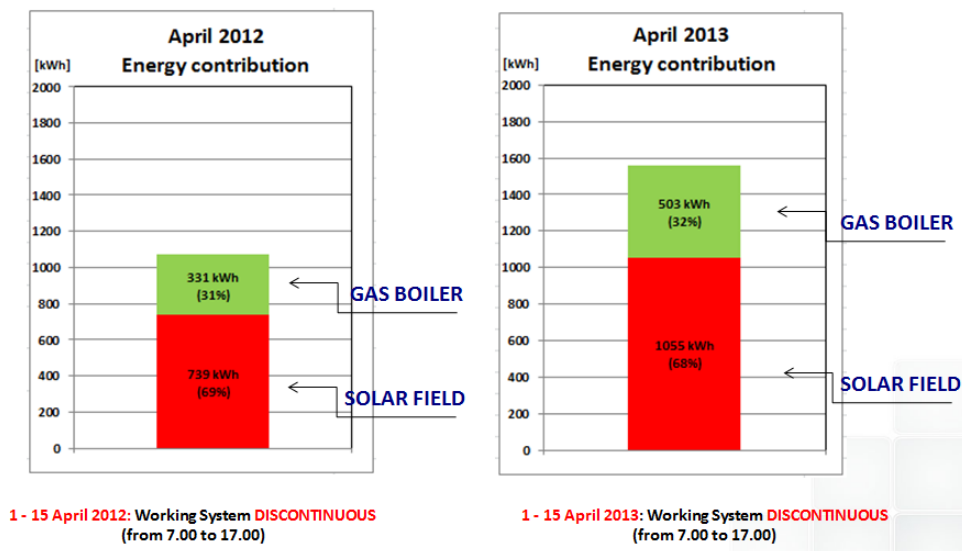


Figura 5.75 - Confronto frazione solare nei mesi di Aprile 2012 e Aprile 2013.

In Tabella 5.16 è riportato il riepilogo del confronto tra il mese di Aprile 2012 e il mese di Aprile 2013.

	1-15 APRIL 2012	1-15 APRIL 2013	
SOLAR RADIATION ON SOLAR COLLECTORS	3825.00	4933	[kWh]
MEDIUM OUTDOOR AIR TEMPERATURE	12.28	13.07	[°C]
ENVIRONMENT TEMPERATURE SET POINT (GROUND AND FIRST FLOOR)	20.00	22.00	[°C]
BUILDING REQUIREMENTS (FE07)	1,070.00	1,557.60	[kWh]
ENERGY FROM INTEGRATION GAS BOILER (FE03)	331.00	503.00	[kWh]
ENERGY FROM SOLAR FIELD	739.00	1,054.60	[kWh]
SOLAR FRACTION	69	68	%

Tabella 5.16 - Confronto riepilogativo dei mesi di Aprile 2012 e Aprile 2013.

In Figura 5.76 e in Figura 5.77 è riassunto il confronto tra i risultati del monitoraggio invernale 2012 e i risultati relativi al monitoraggio invernale 2013.

In Figura 5.76 si nota come la radiazione solare incidente sui pannelli è stata maggiore nell'inverno del 2012 rispetto a quella dell'inverno successivo. Nonostante ciò, a causa di una minore quantità di energia termica dissipata attraverso il dry-cooler, è stato possibile inviare a scambiare con il circuito di carica dell'accumulo una quantità di energia (FE01) leggermente maggiore. Ciò può essere giustificato anche da temperature globalmente meno rigide nel corso dell'inverno 2013 in cui, ad esempio, non si sono verificate neviccate come nel precedente inverno 2012.

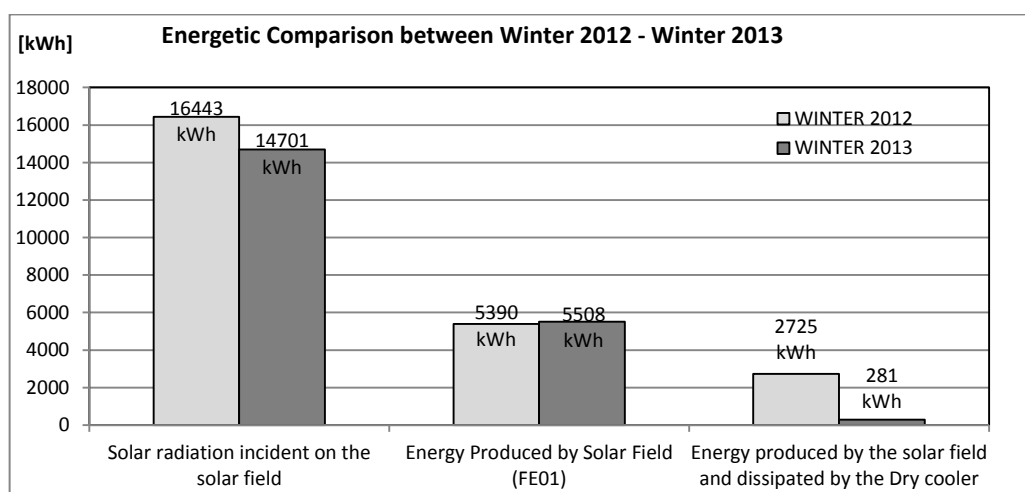


Figura 5.76 - Confronto riepilogativo comparativo tra le due campagne invernali 2012 e 2013.

Nell'inverno del 2013 si è stoccata all'interno del serbatoio d'accumulo una quantità di energia termica quasi uguale a quella dell'inverno 2012 nonostante questo ultimo è stato caratterizzato da un maggior valore di radiazione solare incidente sui collettori. I valori di set point per le temperature ambiente maggiori nel 2013 rispetto al 2012 hanno determinato un fabbisogno di energia per il

riscaldamento dell'edificio nel 2013 di non molto superiore rispetto al 2012 caratterizzato invece da condizioni climatiche più gravose (Figura 5.77). Le condizioni meteorologiche meno rigide e la presenza di un accumulo PCM hanno quindi influenzato in maniera positiva la frazione solare dell'inverno 2013 che è quindi simile a quella del precedente inverno nonostante questo ultimo è stato caratterizzato da un valore maggiore di radiazione solare incidente sui pannelli.

In Figura 5.78 è riportata la frazione solare relativa al monitoraggio invernale 2012 e al monitoraggio invernale 2013.

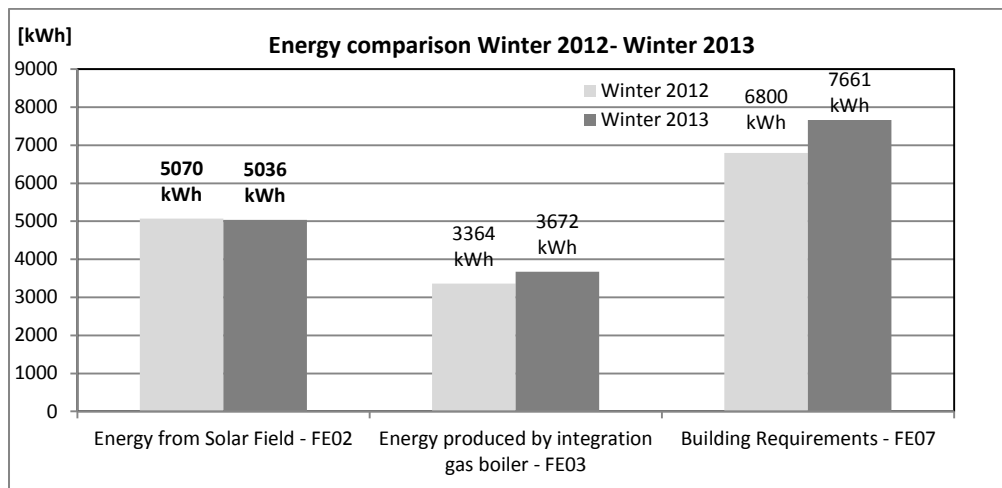


Figura 5.77 - Confronto contatermie comparativo tra le due campagne invernali 2012 e 2013.

Nel primo caso essa è pari al 51% mentre nel 2013 essa ammonta al 52%, entrambe riferite all'energia termica richiesta per il riscaldamento degli ambienti interni all'edificio F-92.

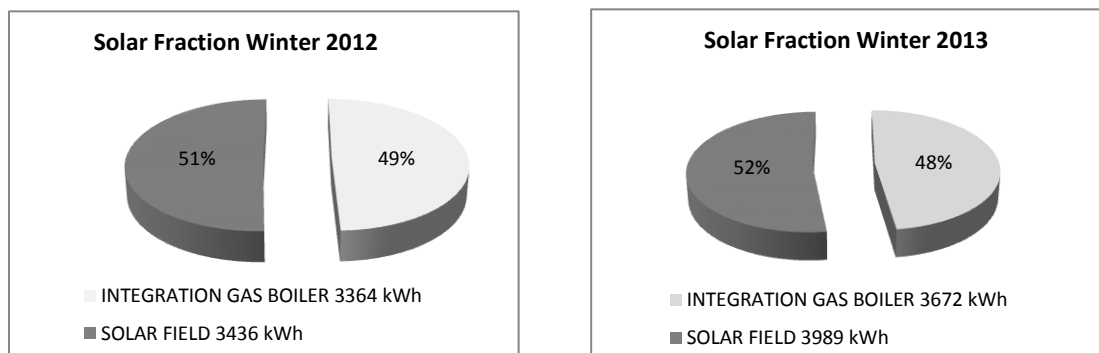


Figura 5.78 - Confronto frazioni solari riepilogativo comparativo tra le due campagne invernali 2012 e 2013.

Per valutare in maniera più accurata e dettagliata il comportamento del materiale a cambiamento di fase e del relativo sistema di accumulo in cui è installato sono stati condotti degli studi in parallelo tra Università di Padova e all'interno del laboratorio ENEA UTTEI-TERM. Il grafico riportato in Figura 5.79) mostra la temperatura dell'acqua nella parte superiore (TE07) e nella parte inferiore (TE08) dell'accumulo PCM e l'energia immagazzinata (FE02) e prelevata dal serbatoio (Tank_to_Load) durante uno specifico giorno tipo di aprile 2013 [5]. La linea rossa rappresenta la temperatura

dell'acqua nella parte superiore del serbatoio (TE07), mentre la linea blu rappresenta la temperatura dell'acqua sul fondo (TE08). L'area rossa rappresenta i flussi di energia entranti nel serbatoio (FE02) mentre la zona blu è l'energia prelevata dal serbatoio e inviata all'edificio per il riscaldamento.

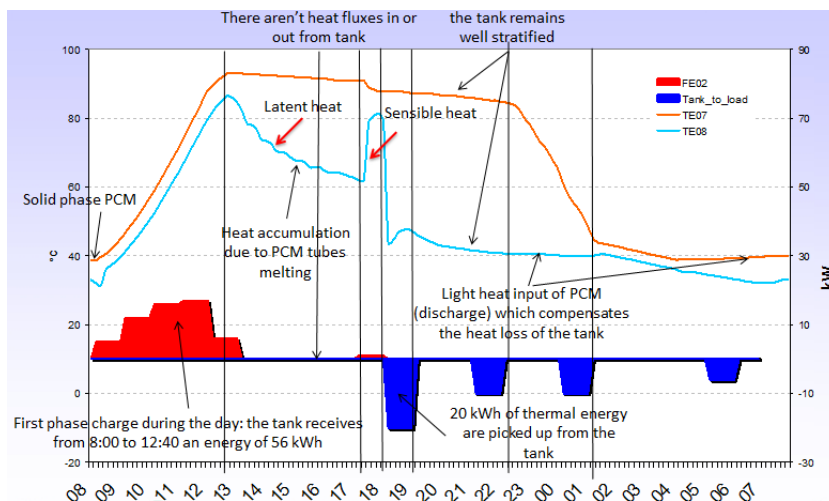


Figura 5.79 - Analisi delle temperature dell'acqua e dei flussi energetici all'accumulo PCM [5].

Come mostrato nel grafico riportato sopra, l'assorbimento di calore a causa della variazione di fase del PCM è ritardata rispetto alle previsioni teoriche. Rispetto al comportamento teorico, manca, infatti, il gradino rappresentativo del cambiamento di fase del materiale PCM a 46°C (linea blu e linea rossa).

Le differenze tra le temperature TE07 e TE08 sono dovute ad una struttura interna dell'accumulo PCM non ottimizzata; tale struttura, ed in particolare la presenza delle piastre per il posizionamento dei tubi di PCM stessi, determina, infatti, la stratificazione visibile attraverso l'andamento delle temperature TE07 e TE08. In particolare, maggiore è il contributo dell'accumulo PCM al carico (Tank_to_load), minore è la differenza tra TE07 e TE08.

È stato poi deciso di eseguire uno studio più approfondito per analizzare il comportamento di un singolo tubo contenente il materiale PCM al fine di verificare la risposta del materiale alle variazioni di temperatura dell'acqua. I test sono stati effettuati sul singolo tubo mediante un apposito impianto sperimentale con il quale si è cercato di riprodurre le condizioni al contorno vigenti su ciascun tubo contenuto nel serbatoio d'accumulo PCM [6]. Il tubo con il materiale PCM è stato a sua volta inserito in un tubo concentrico esterno; nell'intercapedine tra i due tubi è stata fatta fluire acqua (ingresso parte bassa del tubo, temperatura T_i , e uscita parte alta del tubo, temperatura T_u) in condizioni di portata, pressione e temperatura controllata. Le prove sono state effettuate con un rapido aumento di temperatura (600 °C/h) con una portata di 6 l/h (i risultati della rampa in salita e in discesa sono mostrati in Figura 5.80). Non sono stati riscontrati effetti visibili sul gradiente di temperatura di uscita attorno alla temperatura di fusione $T = 46$ °C. L'energia di fusione è assorbita e rilasciata in ore e il suo effetto non può essere distinto dalla capacità termica del singolo tubo di PCM. Lo stesso risultato si ottiene con una rampa di temperatura lenta (la rampa in salita è stata realizzata con un gradiente di

temperatura di 15 °C/h, la discesa con un gradiente di temperatura di 5 °C/h). L'energia di fusione è assorbita e rilasciata in tempi troppo lunghi.

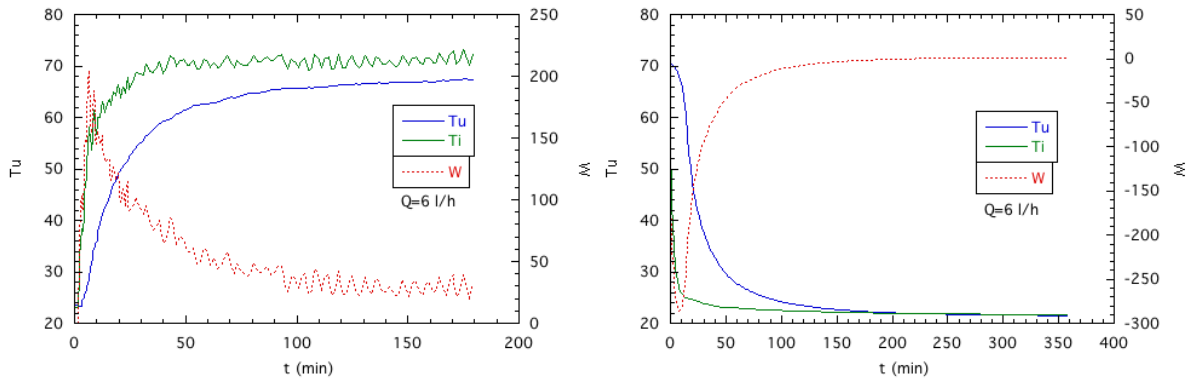


Figura 5.80 - Rampa veloce di temperature [6].

La portata dell'acqua utilizzata in questo caso è di 10 l/h: con portate inferiori il controllore PID è influenzato dalle variazioni di temperatura. I risultati del test sono mostrati in Figura 5.81.

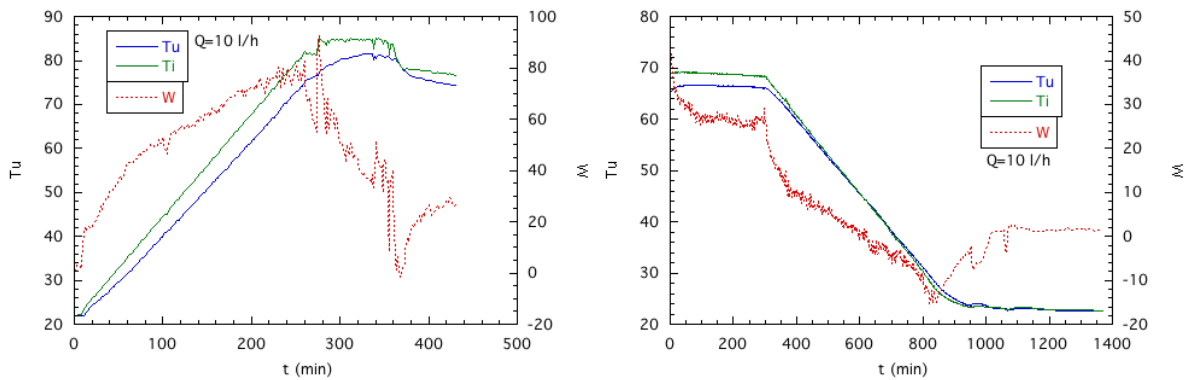


Figura 5.81 - Rampa lenta di temperature [6].

Successivamente sono state eseguite delle prove con il tubo riempito di acqua per confrontare il caso del serbatoio tradizionale con quello del serbatoio contenente PCM. I risultati (Figura 5.82) mostrano che utilizzando il tubo con PCM un aumento di T_{in} provoca un aumento più rapido della T_{out} per i primi 30', ma dopo si verifica un massimo per T_{out} minore del caso in cui sia usata solo acqua.

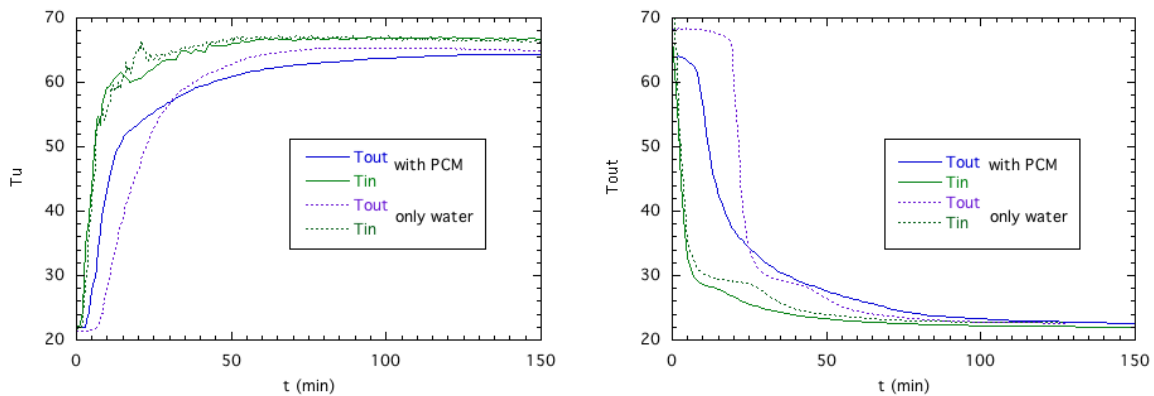


Figura 5.82 - Rampa veloce di temperatura in presenza e in assenza di PCM [6].

Lo stesso effetto si verifica con una diminuzione improvvisa di T_{in} : senza PCM la T_{out} assume valori maggiori per un tempo più lungo, ma dopo diminuisce fino a un valore più vicino a T_{in} . Analizzando il comportamento del materiale PCM in un particolare giorno di funzionamento dell'impianto di solar heating and cooling ed attraverso i test eseguiti su un unico tubo contenente il materiale PCM, è stato possibile constatare che l'effetto di fusione del PCM si verifica ma in maniera lenta e poco apprezzabile. Per ottenere una risposta più rapida è necessario aumentare la conduttività del materiale a cambiamento di fase. La velocità con cui il materiale PCM reagisce ai mutamenti del sistema in cui esso è impiegato rende, infatti, il materiale più o meno adatto all'applicazione considerata. In edilizia, ad esempio, nelle strutture murarie degli edifici sono già impiegati materiali PCM in grado di rispondere in tempi (ore) consoni a esigenze come il mantenimento della temperatura ambiente all'interno di un certo range.

5.6 Monitoraggio estivo anno 2012

Il primo monitoraggio estivo dell'impianto di solar heating and cooling posto a servizio dell'edificio F-92 è stato effettuato durante il periodo compreso tra l'1 Giugno 2012 e il 15 Settembre 2012 in accordo con quanto stabilito dal D.P.R. 412/93 per la zona climatica D in cui l'impianto è ubicato. Il monitoraggio estivo effettuato nel 2012 è stato caratterizzato dalla presenza del serbatoio d'accumulo classico essendo la sostituzione di questo ultimo avvenuta nel mese di Marzo del 2013. Di seguito è riportata l'analisi del monitoraggio estivo 2012 dell'impianto in modalità cooling.

5.6.1 Periodo di monitoraggio 1 Giugno – 30 Giugno 2012

Il mese di Giugno 2012 è stato caratterizzato da una diffusa nuvolosità e da temperature dell'aria esterna contenute, soprattutto nei primi 15 giorni del mese caratterizzati da una bassa richiesta di energia frigorifera da parte dell'edificio (Tabella 5.17). Il profilo di funzionamento dell'impianto è stato di tipo discontinuo (dalle ore 9 alle ore 19).

JUNE 2012			
Thermal energy to Absorption chiller (FE05)	3200	kWh	100%
Energy contribution of gas boiler (FE03)	854	kWh	27%
Energy contribution of solar field	2346	kWh	73%
Cool energy produced by absorption chiller (FE06)	1882	kWh	
Energy dissipated by evaporative tower (FE04)	5232	kWh	
Energy produced by solar field and stored in tank (FE02)	3516	kWh	
Energy building request (FE07)	1490	kWh	
COP_{medium} Absorption chiller	0,588	[-]	

Tabella 5.17 - Riepilogo prestazioni dell'impianto durante il mese di Giugno 2012.

L'andamento dell'energia frigorifera prodotta dal gruppo frigo ad assorbimento (FE06) ha rispecchiato l'andamento della richiesta dell'edificio (FE07); in Figura 5.83 sono riassunti gli output e gli input energetici al gruppo frigo ad assorbimento: energia termica richiesta dal gruppo frigo ad assorbimento,

necessaria per la produzione di acqua refrigerata, energia termica dissipata dalla torre evaporativa per chiudere il ciclo termodinamico della macchina e infine l'energia frigorifera prodotta dal chiller. In Figura 5.83 è fornito un riepilogo del funzionamento del gruppo frigo ad assorbimento per il mese considerato per il quale il COP reale medio in funzionamento è stato pari a 0,588.

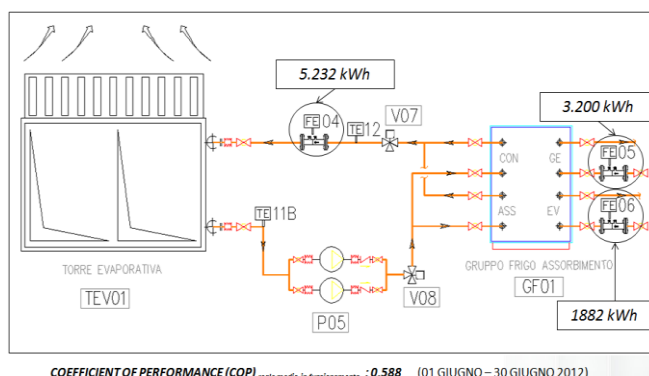


Figura 5.83 - COP gruppo frigo assorbimento dall'1 al 30 Giugno 2012.

Questo coefficiente è molto dipendente dalla modalità di funzionamento della macchina: nei primi 15 giorni del mese i frequenti on-off cui la macchina è stata sottoposta, a causa delle basse richieste d'acqua refrigerata da parte dell'edificio, hanno portato a un COP di 0,54; invece nella seconda metà del mese, un "clima più tipicamente estivo" e le conseguenti maggiori richieste di energia frigorifera hanno determinato il miglioramento delle prestazioni della macchina con il raggiungimento di un COP di 0,61. Il mese di Giugno 2012 è stato, infatti, caratterizzato da una bassa temperatura media mensile dell'aria esterna (24,5 °C). Per il mese di Giugno il fabbisogno di energia termica dell'assorbitore è stato coperto per il 73% dal campo solare e per la restante parte dalla caldaia (Figura 5.84).

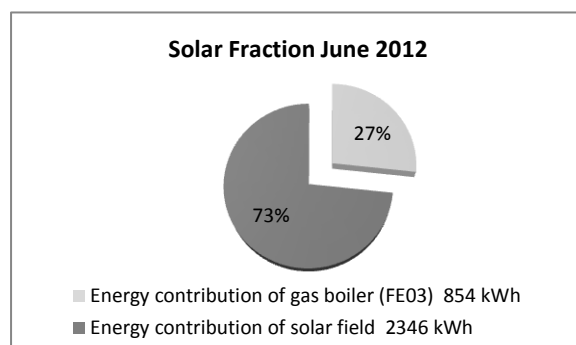


Figura 5.84 - Frazione solare ottenuta per il periodo 1 al 30 Giugno 2012 (riferita al fabbisogno di energia termica del chiller).

5.6.2 Periodo di monitoraggio 1 Luglio – 31 Luglio 2012

A Luglio 2012 il clima è migliorato rispetto a Giugno 2012, con giornate prevalentemente soleggiate e con temperature in linea con i valori stagionali. Il valore della temperatura media mensile dell'aria esterna si è, infatti, attestato al valore di 27°C. Il fabbisogno energetico dell'edificio è stato maggiore rispetto al mese precedente (Tabella 5.18), ma nonostante ciò, la macchina è stata in grado di fornire l'energia frigorifera necessaria (Figura 5.85), per mantenere le temperature di comfort desiderate nei

vari ambienti. Questo giustifica una maggiore richiesta di energia termica da parte del gruppo frigo ad assorbimento e di conseguenza una quota maggiore di energia dissipata dalla torre evaporativa (Figura 5.85). Il profilo di funzionamento dell'impianto è stato di tipo discontinuo cioè dalle ore 9 alle ore 19.

JULY 2012

Thermal energy to Absorption chiller (FE05)	4688	kWh	100%
Energy contribution of gas boiler (FE03)	1719	kWh	37%
Energy contribution of solar field	2969	kWh	63%
Cool energy produced by absorption chiller (FE06)	2833	kWh	
Energy dissipated by evaporative tower (FE04)	7898	kWh	
Energy produced by solar field and stored in tank (FE02)	4051	kWh	
Energy building request (FE07)	2480	kWh	
COP_{medium} Absorption chiller	0,604	[-]	

Tabella 5.18 - Riepilogo prestazioni dell'impianto durante il mese di Luglio 2012.

Durante il mese di Luglio 2012 il funzionamento della macchina è stato più regolare senza continui cicli di accensione e spegnimento che ne hanno invece caratterizzato il funzionamento per buona parte del mese di Giugno: si è ottenuto quindi un COP maggiore rispetto al mese di Giugno e pari a 0,6 per il mese di Luglio 2012 (Figura 5.85). Anche per il suddetto mese il fabbisogno del gruppo frigo ad assorbimento è stato coperto in buona parte dal campo solare per un'aliquota del 63% (Figura 5.86).

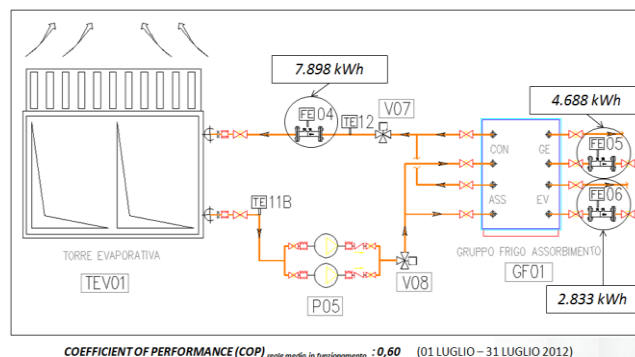


Figura 5.85 - COP gruppo frigo assorbimento dall'1 al 31 Luglio 2012.

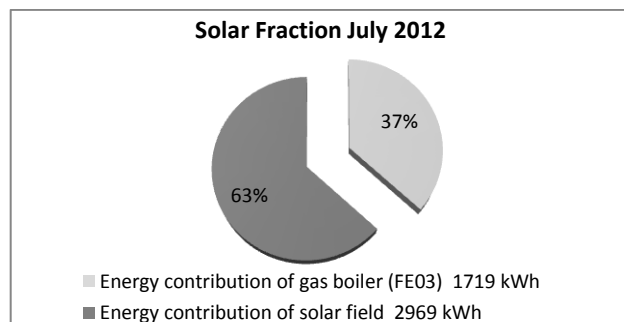


Figura 5.86 - Frazione solare dall'1 al 31 Luglio 2012.

Durante il monitoraggio il contatermie FE02 in alcuni giorni non ha fornito la lettura dell'energia accumulata nel serbatoio: per sopperire a questa mancanza di dati è stata effettuata una stima di tale grandezza, tenendo conto dei dati dello stesso contatermie in giorni simili.

5.6.3 Periodo di monitoraggio 1 Agosto – 31 Agosto 2012

Il mese di Agosto 2012 ha mostrato caratteristiche simili a quelle del mese di Luglio 2012, sia per le condizioni climatiche sia per il funzionamento della macchina frigorifera e anche per le prestazioni del campo solare (Tabella 5.19). In seguito ad un intervento di manutenzione l'impianto è stato spento il 21 Agosto dalle ore 9 alle ore 14, e il 22 Agosto per tutto il giorno. Inoltre il giorno 26 Agosto il bruciatore della caldaia è andato in blocco fino al giorno dopo, il che ha fatto sì che il gruppo frigo ad assorbimento funzionasse solo con il campo solare. Il profilo di funzionamento dell'impianto è stato di tipo discontinuo cioè dalle ore 9 alle ore 19. In seguito a condizioni al contorno molto simili tra il mese di Luglio 2012 e di Agosto 2012, anche le prestazioni del gruppo frigo ad assorbimento sono state simili e sono, infatti, esprimibili attraverso uno stesso valore del COP di 0,6 (Figura 5.87).

AUGUST 2012

Thermal energy to Absorption chiller (FE05)	4144	kWh	100%
Energy contribution of gas boiler (FE03)	1268	kWh	31%
Energy contribution of solar field	2876	kWh	69%
Cool energy produced by absorption chiller (FE06)	2487	kWh	
Energy dissipated by evaporative tower (FE04)	7166	kWh	
Energy produced by solar field and stored in tank (FE02)	4026	kWh	
Energy building request (FE07)	2170	kWh	
COP_{medium} Absorption chiller	0,600	[-]	

Tabella 5.19 - Riepilogo prestazioni dell'impianto durante il mese di Agosto 2012.

Di seguito è fornita la frazione solare del mese di Agosto 2012 cioè la quota di energia termica fornita dal campo solare per il soddisfacimento della richiesta di acqua calda del gruppo frigo ad assorbimento (Figura 5.88).

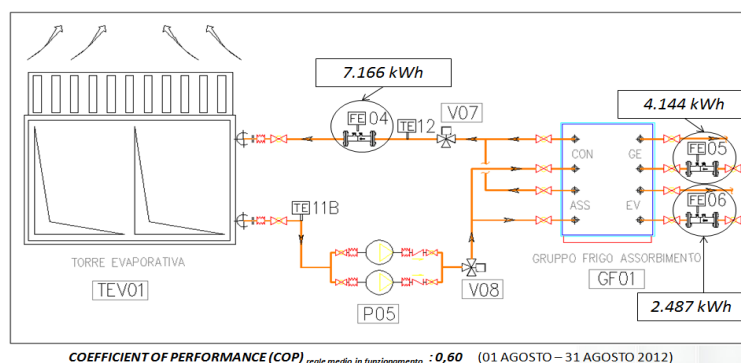


Figura 5.87 - COP gruppo frigo assorbimento dall'1 al 31 Agosto 2012.

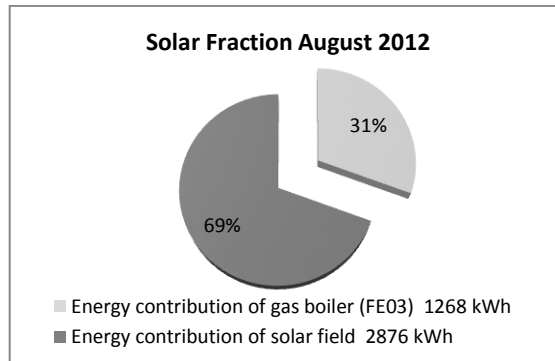


Figura 5.88 - Frazione solare dall'1 al 31 Agosto 2012.

5.6.4 Periodo di monitoraggio 1 Settembre – 15 Settembre 2012

Il monitoraggio estivo è terminato con i primi 15 giorni del mese di Settembre, periodo caratterizzato da precipitazioni e frequente nuvolosità con un repentino abbassamento delle temperature. Il profilo di funzionamento dell'impianto è stato di tipo discontinuo cioè dalle ore 9 alle ore 19. Di conseguenza il fabbisogno dell'edificio, la produzione di energia frigorifera e la richiesta del gruppo frigo hanno assunto valori giornalieri minori rispetto ai mesi precedenti (Tabella 5.20).

In seguito ad un funzionamento intermittente della macchina, il COP ha assunto un valore minore rispetto ai mesi precedenti (Figura 5.89).

SEPTEMBER 2012

Thermal energy to Absorption chiller (FE05)	1534	kWh	100%
Energy contribution of gas boiler (FE03)	816	kWh	53%
Energy contribution of solar field	718	kWh	47%
Cool energy produced by absorption chiller (FE06)	829	kWh	
Energy dissipated by evaporative tower (FE04)	2485	kWh	
Energy produced by solar field and stored in tank (FE02)	1221	kWh	
Energy building request (FE07)	660	kWh	
COP _{medium} Absorption chiller	0,540	[-]	

Tabella 5.20 - Riepilogo prestazioni dell'impianto durante il mese di Settembre 2012.

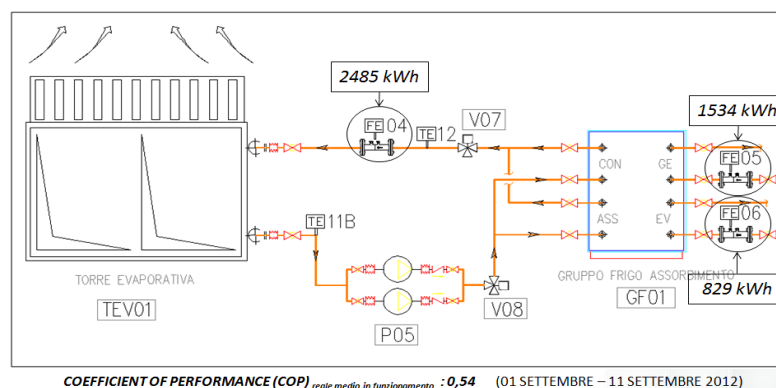


Figura 5.89 - COP gruppo frigo assorbimento dall'1 al 15 Settembre 2012.

Il peggioramento delle condizioni meteo ha fatto sì che il fabbisogno dell'assorbitore è stato soddisfatto in maggior parte dalla caldaia (Figura 5.90).

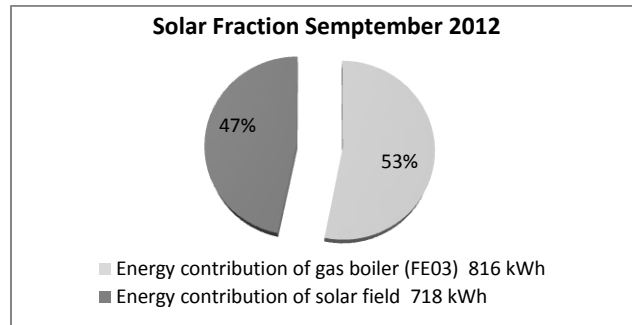


Figura 5.90 - Frazione solare dall'1 al 15 Settembre 2012.

Anche nel mese di Settembre si sono verificati dei malfunzionamenti della caldaia che non ha lavorato durante tutto giorno 9 a causa del blocco del bruciatore, mentre giorno 10 si è verificato un problema che ha interessato il contatermie FE03: esso non ha fornito la lettura dei kWh prodotti dalla caldaia quindi il valore di energia corrispondente è stato stimato utilizzando giorni simili di funzionamento. Di seguito sono riassunti i risultati della stagione estiva 2012 in modalità cooling: i contatermie utilizzati per il monitoraggio dell'impianto consentono di valutare l'energia fornita dal campo solare e l'aliquota fornita invece dalla caldaia integrativa (Figura 5.91).



Figura 5.91 - Schema produzione e fornitura energia a partire dai collettori solari estate 2012.

In Figura 5.92 si riportano i flussi energetici necessari alla valutazione del COP medio, nelle reali condizioni di funzionamento, del gruppo frigo ad assorbimento.

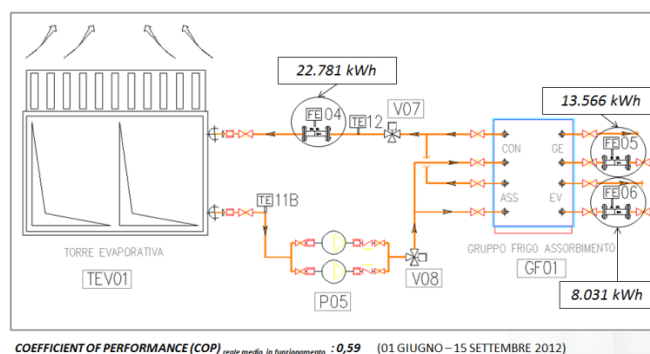


Figura 5.92 - Valutazione prestazioni reali gruppo frigo ad assorbimento durante l'estate 2012.

Rispetto al valore di targa (COP=0,7), si è ottenuto un rendimento inferiore (COP_{medio}=0,59) poiché non sempre il gruppo frigo ha lavorato in condizioni nominali di funzionamento (T_{acqua calda in}=88°C).

Lavorando con temperatura dell'acqua inferiori, il gruppo riduce di molto le proprie prestazioni (Figura 5.93).

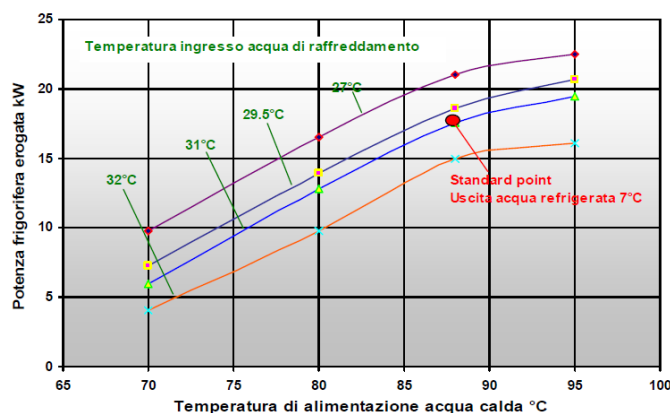


Figura 5.93 - Curve caratteristiche di prestazione gruppo frigo YAZAKI mod. WFC-SC5
Fonte: Documentazione Tecnica Maya – Yazaki WSC – SC 5.

Ipotizzando una temperatura media di alimentazione dell'acqua calda pari a $T_{\text{acqua calda in}} = 80^{\circ}\text{C}$ e ipotizzando una temperatura in ingresso dell'acqua di raffreddamento pari a $T_{\text{acquareaffr in}} = 32^{\circ}\text{C}$ si ha una potenza frigorifera erogata dal gruppo pari a $P_f = 10$ kW, contro i 17,6 kW che si hanno in funzionamento nominale. Questo esempio serve solo per evidenziare quanto le prestazioni del gruppo frigo possano diminuire se ci si discosta dai valori nominali di funzionamento. Una riduzione del COP è anche legata al funzionamento non a regime della macchina: nei primi quindici giorni di Giugno, così come in buona parte del mese di Settembre, la macchina è stata soggetta a ripetuti on/off poiché il carico frigorifero richiesto dall'utenza è stato inferiore rispetto a quanto prodotto dalla macchina.

Nei mesi monitorati, le condizioni meteo e termo-igrometriche esterne sono variate, determinando una diversa radiazione solare incidente sui collettori. È da notare come, a differenza del periodo invernale durante il quale la quota di energia dissipata mediante il dry-cooler era significativa, durante il periodo estivo l'energia termica dissipata è stata praticamente trascurabile. Questo aspetto è legato al dimensionamento del campo solare, effettuato sulla base del carico estivo per garantire durante il periodo estivo l'energia termica necessaria per il funzionamento del gruppo frigo ad assorbimento. La potenza del campo solare e la relativa producibilità sono quindi esuberanti se paragonate con il fabbisogno energetico per il riscaldamento dell'edificio (Figura 5.94).

Nella Figura 5.95 si riporta l'energia effettivamente fornita dal campo solare per alimentare il gruppo frigo, depurata dalle perdite precedentemente descritte ($A+B=D1$ e $D2_a+D2_b=D2$) e considerando che l'energia termica scambiata tra il circuito primario solare e l'accumulo differisce da quella effettivamente utilizzata (kWh utili solari) a causa della temperatura dell'acqua accumulata, non sempre sufficiente ad alimentare il gruppo frigo ($T_{\text{min}}=80^{\circ}\text{C}$) (Calore accumulato ma non utilizzato: D3).

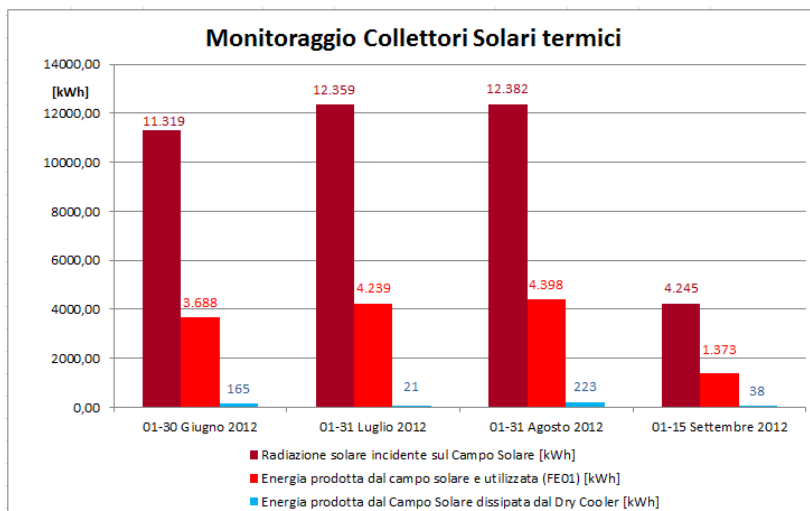


Figura 5.94 - Radiazione solare incidente sul piano dei collettori solari termici durante il periodo di monitoraggio estivo 2012.

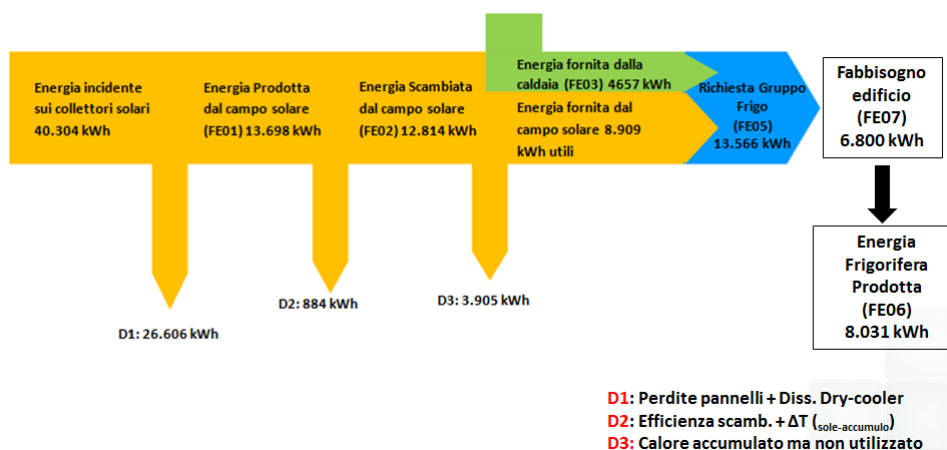


Figura 5.95 - Diagramma del Flusso energetico di tutto il periodo di monitoraggio estivo 2012.

In Figura 5.96 si riporta, per i vari mesi monitorati, il contributo termico al gruppo frigo ad assorbimento fornito rispettivamente dal campo solare e dalla caldaia integrativa:

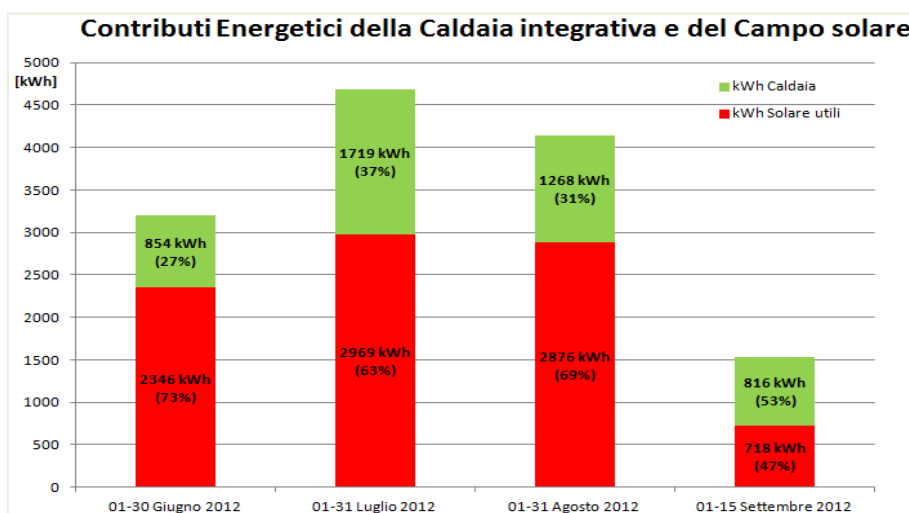


Figura 5.96 - Contributi energetici della caldaia integrativa e del campo solare in ingresso al gruppo frigo ad assorbimento per il periodo di monitoraggio estivo 2012.

Il comportamento dell'impianto di solar cooling durante l'intero periodo di monitoraggio è riassunto attraverso il calcolo della frazione solare riferita all'energia termica in ingresso al gruppo frigo (Figura 5.97).

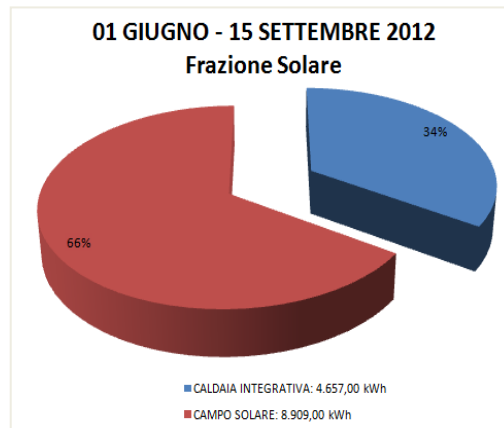


Figura 5.97 - Frazione solare impianto di solar cooling C.R. ENEA di Casaccia per il periodo estivo 2012.

La frazione solare sopra riportata è stata ottenuta sempre garantendo le condizioni di comfort termigrometrico all'interno degli ambienti serviti dall'impianto di solar cooling (Figura 5.98- Tabella 5.21) ad eccezione degli interventi straordinari di manutenzione.

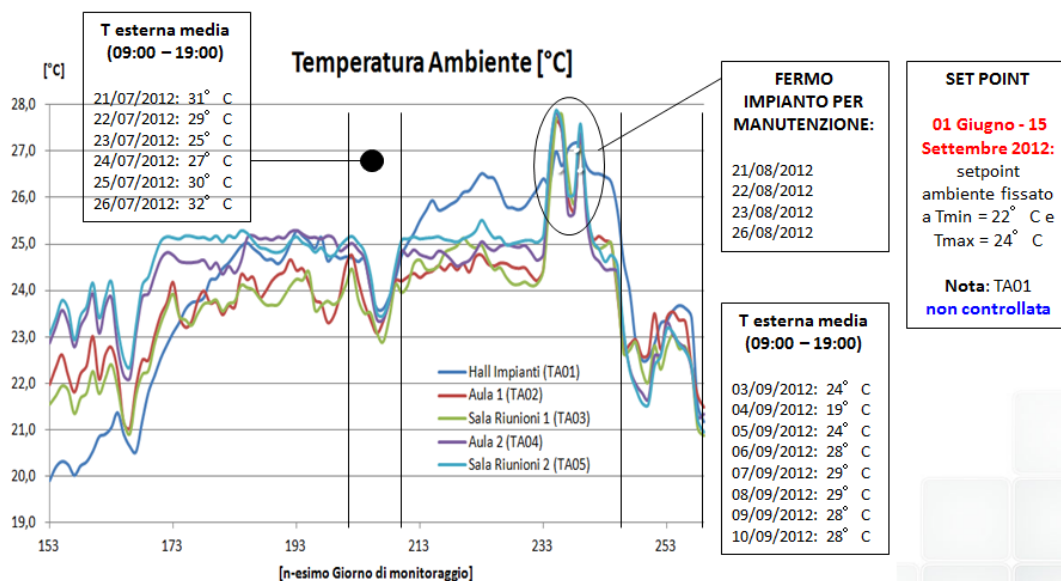


Figura 5.98 - Frazione solare impianto di solar cooling C.R. ENEA di Casaccia.

La logica di regolazione gestisce il mantenimento della temperatura di set point ambiente mediante l'impianto a pannelli radianti a pavimento (alimentato con acqua in ingresso a $T_{in\ pannelli} = 14^{\circ}C$) ed effettua il raggiungimento del set point con l'impianto a ventilconvettori (alimentazione con acqua in ingresso a $T_{in\ancoil} = 7^{\circ}C$): questa soluzione ha consentito di ottimizzare la produzione di acqua refrigerata richiedendo acqua molto fredda solo nelle ore più calde della giornata, quando il contributo dell'energia termica, in ingresso al gruppo frigo, è prodotta quasi interamente dal campo solare. La

caldaia entrerà in funzione solo quando le temperature nei vari ambienti non sono soddisfatte e l'accumulo freddo è stato quasi del tutto utilizzato.

Month day	Monitoring Day	Month day	Monitoring Day	Month day	Monitoring Day	Month day	Monitoring Day
01/06/2012	153	01/07/2012	183	01/08/2012	214	01/09/2012	245
02/06/2012	154	02/07/2012	184	02/08/2012	215	02/09/2012	246
03/06/2012	155	03/07/2012	185	03/08/2012	216	03/09/2012	247
04/06/2012	156	04/07/2012	186	04/08/2012	217	04/09/2012	248
05/06/2012	157	05/07/2012	187	05/08/2012	218	05/09/2012	249
06/06/2012	158	06/07/2012	188	06/08/2012	219	06/09/2012	250
07/06/2012	159	07/07/2012	189	07/08/2012	220	07/09/2012	251
08/06/2012	160	08/07/2012	190	08/08/2012	221	08/09/2012	252
09/06/2012	161	09/07/2012	191	09/08/2012	222	09/09/2012	253
10/06/2012	162	10/07/2012	192	10/08/2012	223	10/09/2012	254
11/06/2012	163	11/07/2012	193	11/08/2012	224	11/09/2012	255
12/06/2012	164	12/07/2012	194	12/08/2012	225	12/09/2012	256
13/06/2012	165	13/07/2012	195	13/08/2012	226	13/09/2012	257
14/06/2012	166	14/07/2012	196	14/08/2012	227	14/09/2012	258
15/06/2012	167	15/07/2012	197	15/08/2012	228	15/09/2012	259
16/06/2012	168	16/07/2012	198	16/08/2012	229		
17/06/2012	169	17/07/2012	199	17/08/2012	230		
18/06/2012	170	18/07/2012	200	18/08/2012	231		
19/06/2012	171	19/07/2012	201	19/08/2012	232		
20/06/2012	172	20/07/2012	202	20/08/2012	233		
21/06/2012	173	21/07/2012	203	21/08/2012	234		
22/06/2012	174	22/07/2012	204	22/08/2012	235		
23/06/2012	175	23/07/2012	205	23/08/2012	236		
24/06/2012	176	24/07/2012	206	24/08/2012	237		
25/06/2012	177	25/07/2012	207	25/08/2012	238		
26/06/2012	178	26/07/2012	208	26/08/2012	239		
27/06/2012	179	27/07/2012	209	27/08/2012	240		
28/06/2012	180	28/07/2012	210	28/08/2012	241		
29/06/2012	181	29/07/2012	211	29/08/2012	242		
30/06/2012	182	30/07/2012	212	30/08/2012	243		
		31/07/2012	213	31/08/2012	244		

Tabella 5.21 - Numerazione giorni di monitoraggio nel periodo estivo 2012.

5.7 Monitoraggio estivo anno 2013

Il monitoraggio estivo effettuato nell'anno 2013 è relativo al periodo compreso tra il primo Giugno e il 15 Settembre 2013. Tale periodo di funzionamento è caratterizzato dalla presenza dell'accumulo a cambiamento di fase (PCM) installato nel mese di Marzo 2013. Oltre alle differenti condizioni climatiche e di occupazione dell'edificio i risultati ottenuti nel monitoraggio estivo dell'anno 2013 differiscono rispetto a quelli dell'anno 2012 per la presenza dell'accumulo PCM.

Durante il 2013 l'edificio F-92 è stato, infatti, costantemente occupato (occupazione giornaliera media di circa 20 persone), essendo frequentemente utilizzato come sede d'incontri tecnici e di formazione professionale (specie durante il periodo estivo). Essendo previsto l'inizio delle lezioni in aula alle ore 8:30 del mattino, è stato necessario avviare l'impianto di climatizzazione alle ore 7:00. Questa scelta ha causato il ricorso a un numero maggiore di ore (rispetto all'anno 2012) di utilizzo della caldaia integrativa a gas metano durante le prime ore del mattino, quando l'energia gratuita fornita dal sole non era sufficiente per produrre acqua alla temperatura di circa 85°C (temperatura necessaria per alimentare il gruppo frigo ad assorbimento azionato termicamente).

5.7.1 Periodo di monitoraggio 1 Giugno – 30 Giugno 2013

Il mese di Giugno 2013 non è stato caratterizzato da un clima tipicamente estivo per la maggior parte del tempo. La temperatura media mensile dell'aria esterna è stata, infatti, pari a 23 °C circa e nei primi

e negli ultimi giorni del mese la temperatura dell'aria esterna non ha raggiunto nemmeno i 30°C se non per un breve periodo riconducibile alle ore centrali della giornata (Figura 5.99).

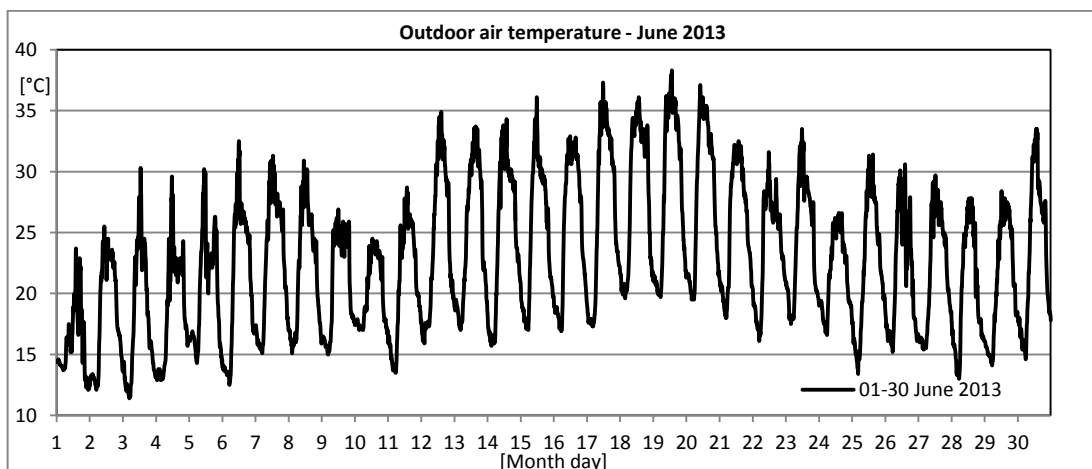


Figura 5.99 - Andamento temperatura aria esterna nel mese di Giugno 2013.

Nei primi giorni del mese ciò si è tradotto nell'assenza di richiesta di energia frigorifera da parte dell'edificio e quindi nel mancato funzionamento del gruppo frigo ad assorbimento e dell'annessa torre evaporativa. Il funzionamento dell'impianto è stato di tipo discontinuo (dalle ore 7.00 alle ore 18.00) per tutti i giorni della settimana. I giorni centrali del mese di Giugno hanno presentato invece una temperatura dell'aria esterna maggiore di 30°C e sono stati quindi caratterizzati da una certa richiesta di energia frigorifera da parte dell'edificio (Figura 5.100) che ha raggiunto poi valori maggiori negli ultimi giorni del mese.

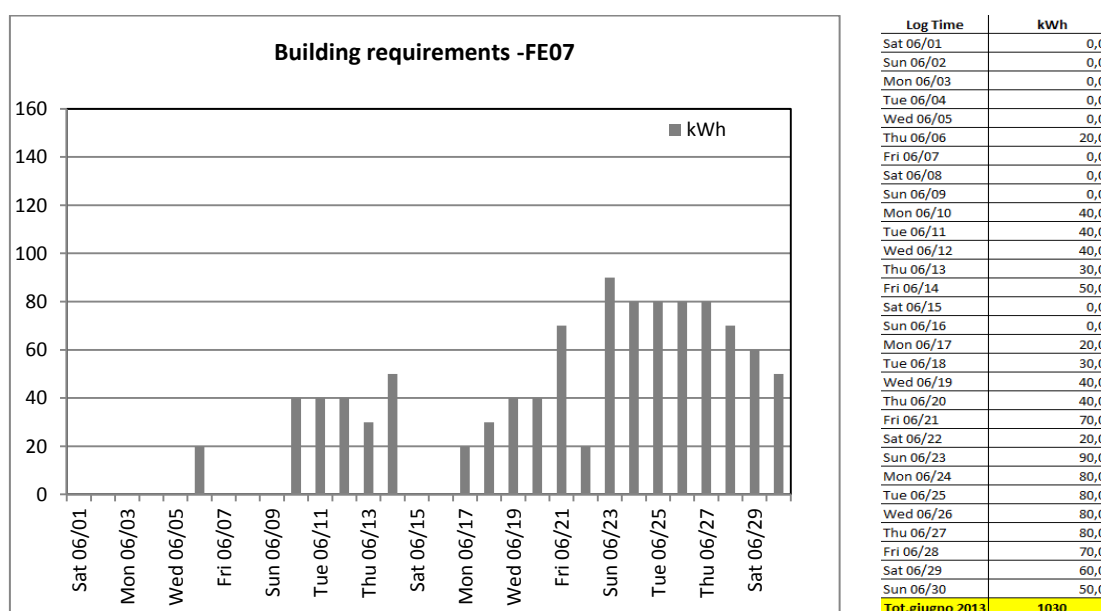
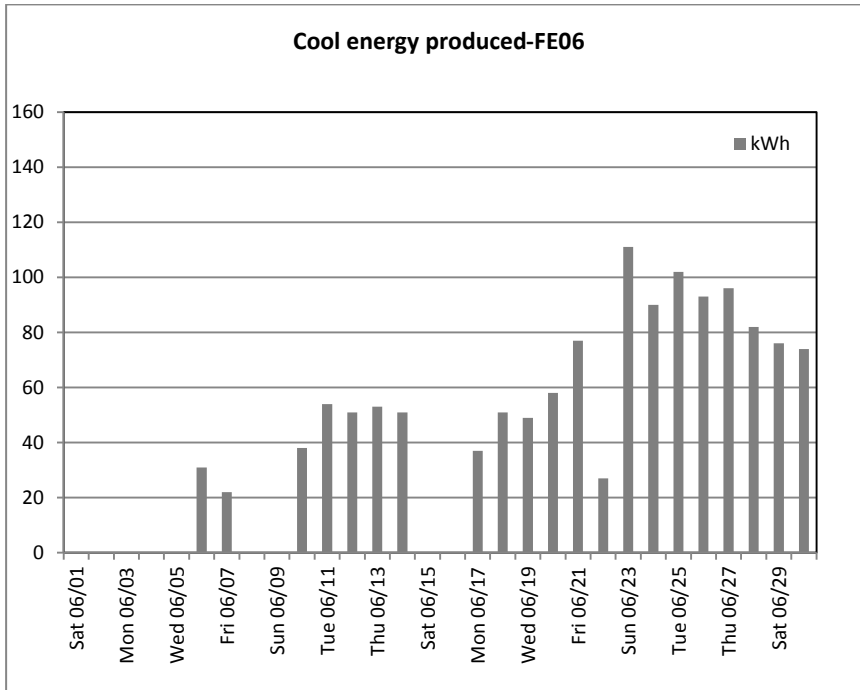


Figura 5.100 - Fabbisogno dell'edificio (FE07) dall'1 al 30 Giugno 2013.

L'andamento dell'energia frigorifera prodotta dal gruppo frigo ad assorbimento (Figura 5.101) rispecchia l'andamento della richiesta dell'edificio; si riportano nelle Figura 5.102 e Figura 5.103

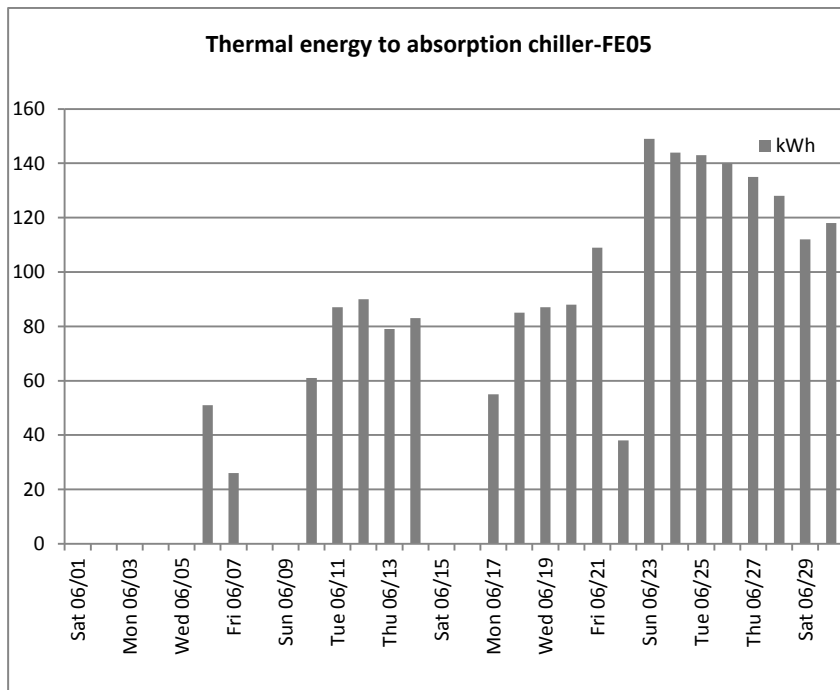
rispettivamente l'energia termica richiesta dal gruppo frigo ad assorbimento, necessaria per la produzione di acqua refrigerata, e l'energia termica dissipata dalla torre evaporativa per chiudere il ciclo termodinamico svolto dalla macchina.



Log Time	kWh
Sat 06/01	0,00
Sun 06/02	0,00
Mon 06/03	0,00
Tue 06/04	0,00
Wed 06/05	0,00
Thu 06/06	31,00
Fri 06/07	22,00
Sat 06/08	0,00
Sun 06/09	0,00
Mon 06/10	38,00
Tue 06/11	54,00
Wed 06/12	51,00
Thu 06/13	53,00
Fri 06/14	51,00
Sat 06/15	0,00
Sun 06/16	0,00
Mon 06/17	37,00
Tue 06/18	51,00
Wed 06/19	49,00
Thu 06/20	58,00
Fri 06/21	77,00
Sat 06/22	27,00
Sun 06/23	111,00
Mon 06/24	90,00
Tue 06/25	102,00
Wed 06/26	93,00
Thu 06/27	96,00
Fri 06/28	82,00
Sat 06/29	76,00
Sun 06/30	74,00
Tot. giugno 2013	1323

Figura 5.101 - Acqua refrigerata prodotta dal gruppo frigo ad assorbimento (FE06) dall'1 al 30 Giugno 2013

In Figura 5.104 è fornito un riepilogo del funzionamento del gruppo frigo ad assorbimento per il mese considerato per il quale il COP reale medio di funzionamento è stato di 0,659.



Log Time	kWh
Sat 06/01	0,00
Sun 06/02	0,00
Mon 06/03	0,00
Tue 06/04	0,00
Wed 06/05	0,00
Thu 06/06	51,00
Fri 06/07	26,00
Sat 06/08	0,00
Sun 06/09	0,00
Mon 06/10	61,00
Tue 06/11	87,00
Wed 06/12	90,00
Thu 06/13	79,00
Fri 06/14	83,00
Sat 06/15	0,00
Sun 06/16	0,00
Mon 06/17	55,00
Tue 06/18	85,00
Wed 06/19	87,00
Thu 06/20	88,00
Fri 06/21	109,00
Sat 06/22	38,00
Sun 06/23	149,00
Mon 06/24	144,00
Tue 06/25	143,00
Wed 06/26	140,00
Thu 06/27	135,00
Fri 06/28	128,00
Sat 06/29	112,00
Sun 06/30	118,00
Tot. giugno 2013	2008

Figura 5.102 - Energia termica in ingresso al gruppo frigo ad assorbimento (FE05) dall' 1 al 30 Giugno 2013.

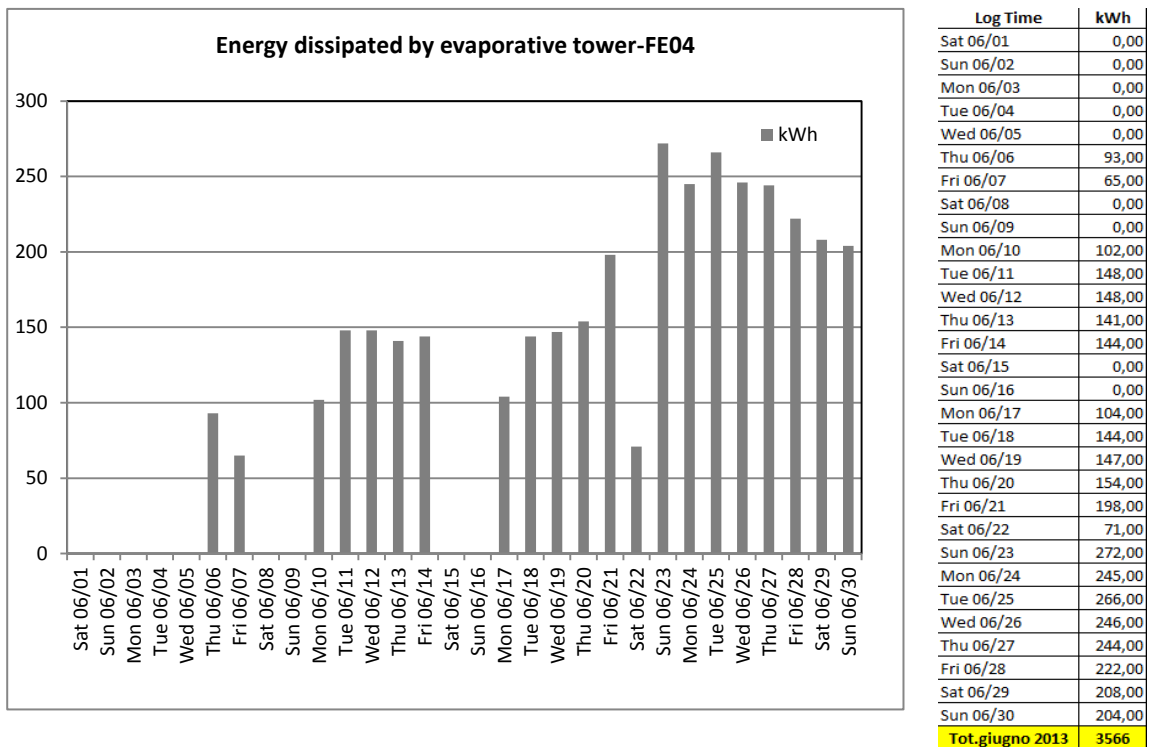


Figura 5.103 - Energia termica dissipata dalla torre evaporativa (FE04) dall'1 al 30 Giugno 2013.

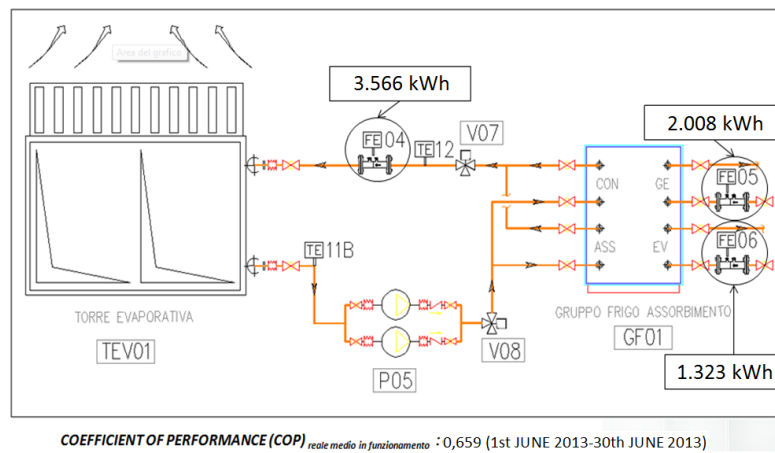


Figura 5.104 - COP gruppo frigo assorbimento dall' 1 al 30 Giugno 2013.

L'energia termica in ingresso all'assorbitore è prodotta dal campo solare oppure dalla caldaia integrativa (Figura 5.105 e Figura 5.106). Per il mese di Giugno 2013 il fabbisogno di energia termica dell'assorbitore è stato coperto per il 73% dal campo solare e per il resto dalla caldaia (Figura 5.107).

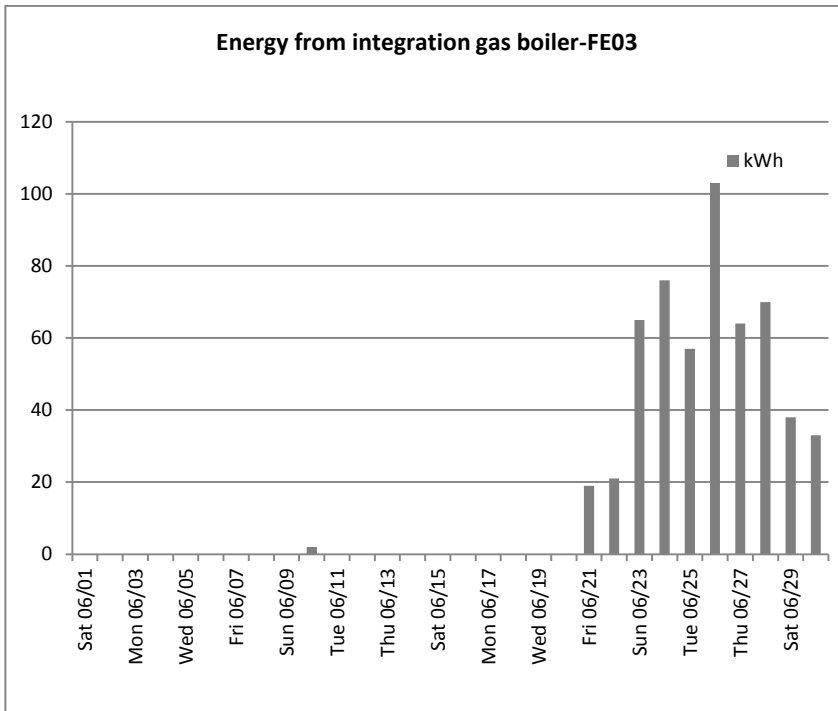


Figura 5.105 - Energia termica fornita dalla caldaia integrativa (FE03) dall'1 al 30 Giugno 2013.

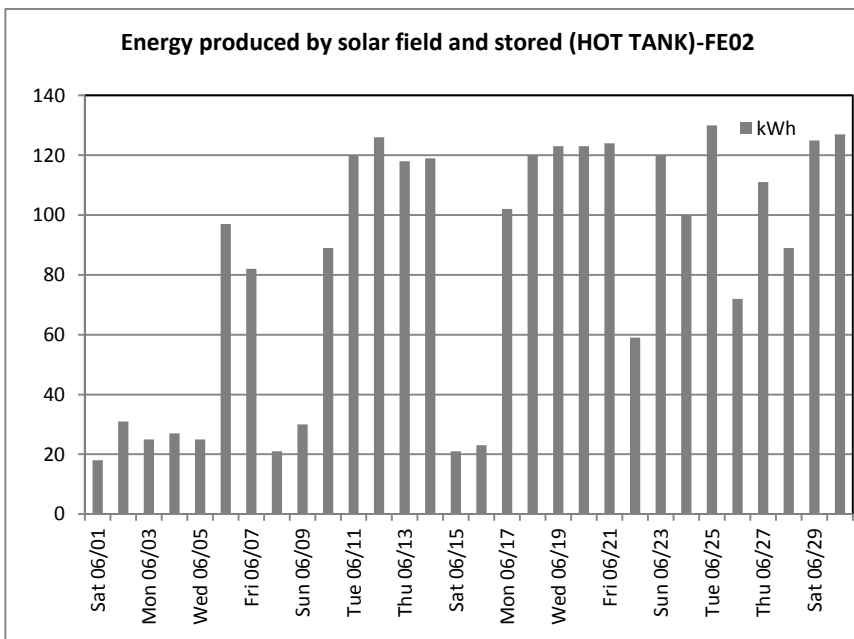


Figura 5.106 - Energia termica fornita da campo solare stoccata nell'accumulo (FE02) dall'1 al 30 Giugno 2013.

Per alleggerire la trattazione, per i mesi successivi i flussi energetici fin qui descritti non saranno riportati con un grado di dettaglio giornaliero bensì mensile. Negli ultimi giorni di Giugno per garantire il comfort ambiente visto il crescente numero di occupanti dell'edificio F-92, i fan coil e le relative pompe di circolazione sono stati forzati in ON e quindi sono stati fatti funzionare sempre durante tutto l'orario di funzionamento dell'impianto. Ciò ha determinato un funzionamento continuo del gruppo frigo ad assorbimento per la produzione di acqua refrigerata da destinarsi al raffrescamento

mediante i fan coil che necessitano in ingresso acqua alla temperatura di 7°C, valore più basso rispetto ai pannelli radianti a pavimento.

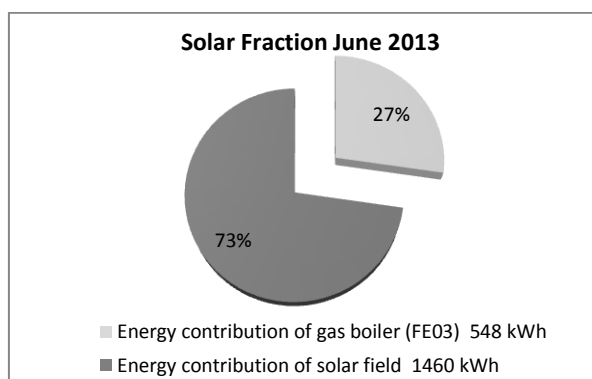


Figura 5.107 - Frazione solare dall'1 al 30 Giugno 2013.

La frazione solare è stata ottenuta garantendo sempre le condizioni di comfort termico all'interno degli ambienti climatizzati. I primi giorni di Giugno 2013 sono stati caratterizzati da un clima per niente estivo: i bassi valori di temperatura dell'aria esterna hanno determinato l'assenza di energia frigorifera da parte dell'edificio essendo già gli ambienti interni in temperatura (Figura 5.108). A causa dell'assenza di alcuni dati del monitoraggio, i valori della temperatura della hall impianti (TA01) sono disponibili solo a partire da giorno 18 Giugno 2013 mentre i valori della temperatura della sala riunioni del piano primo (TA05) sono parzialmente disponibili. L'andamento delle temperature degli ambienti interni nei primi giorni di Giugno 2013 evidenzia come il clima notevolmente non estivo non abbia richiesto il funzionamento dell'impianto.

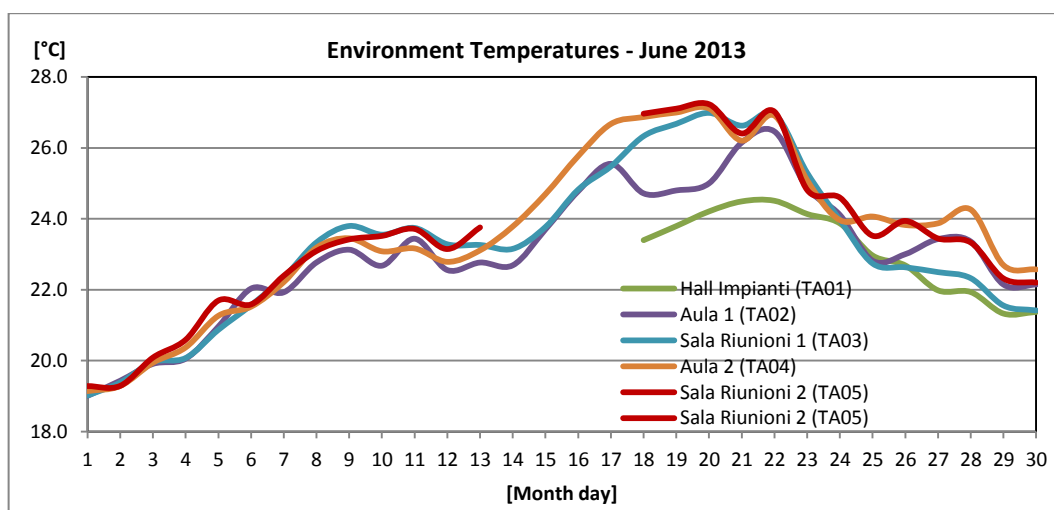


Figura 5.108 - Andamento della temperatura degli ambienti interni dall'1 al 30 Giugno 2013.

I valori di temperatura riportati in Figura 5.108 sono stati calcolati come valori medi giornalieri. Negli ultimi giorni di Giugno un'occupazione più intensa dei locali ha influenzato l'andamento di tali temperature che hanno mostrato anche dei picchi in corrispondenza dell'incontrollata apertura delle finestre.

5.7.2 Periodo di monitoraggio 1 Luglio – 31 Luglio 2013

A Luglio il clima è stato migliore essendo stato caratterizzato da temperature in linea con i valori stagionali (Figura 5.109).

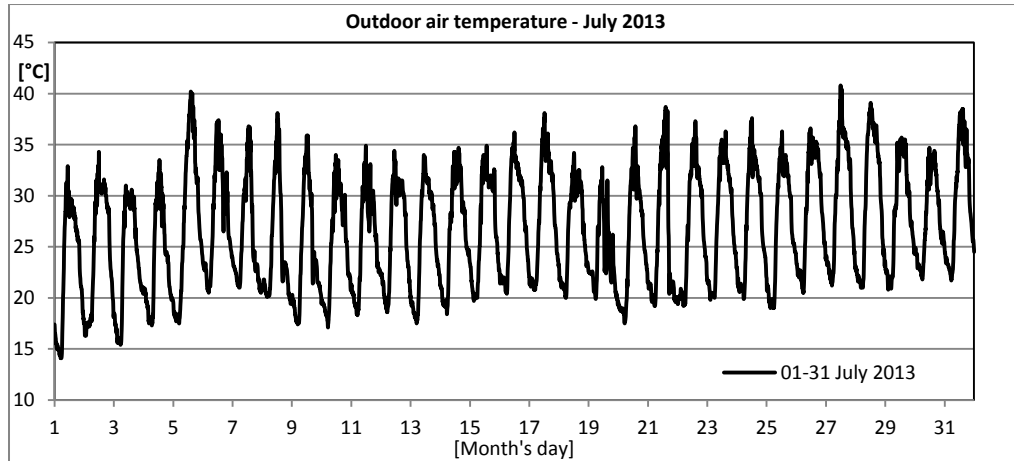


Figura 5.109 - Andamento temperatura aria esterna nel mese di Luglio 2013.

La temperatura dell'aria esterna media giornaliera è stata pari a 26,6 °C, maggiore rispetto al mese precedente. La temperatura dell'aria esterna si è mantenuta mediamente tra i 20°C e i 35°C raggiungendo picchi oltre i 35°C. Il funzionamento dell'impianto è stato di tipo discontinuo (dalle ore 7.00 alle ore 18.00) per tutti i giorni della settimana. Il fabbisogno energetico dell'edificio è stato maggiore rispetto al mese precedente (Figura 5.110). La produzione di energia frigorifera da parte del gruppo frigo ad assorbimento (Figura 5.111) è stata realizzata con un COP medio di 0,679 che è rappresentativo dell'alimentazione del gruppo frigo con acqua a una temperatura prossima, per la maggior parte del tempo, agli 88°C richiesti dalle condizioni nominali di funzionamento. Questo giustifica una maggiore richiesta di energia termica da parte del gruppo frigo ad assorbimento e di conseguenza una quota maggiore di energia dissipata dalla torre evaporativa (Figura 5.112 e Figura 5.113) sempre rispetto al precedente mese di Giugno 2013. Nei giorni del mese di Luglio 2013 l'energia termica richiesta dal gruppo frigo è sempre stata al di sopra dei 100 kWh e l'energia frigorifera prodotta è stata sempre maggiore dei 60 kWh.

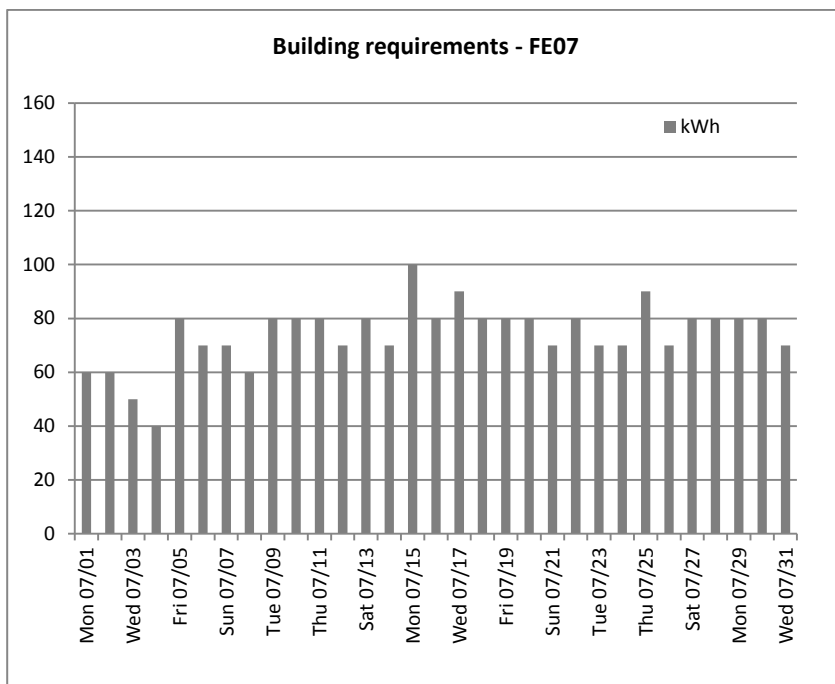


Figura 5.110 - Fabbisogno dell'edificio (FE07) dall'1 al 31 Luglio 2013.

Log Time	kWh
Mon 07/01	60,00
Tue 07/02	60,00
Wed 07/03	50,00
Thu 07/04	40,00
Fri 07/05	80,00
Sat 07/06	70,00
Sun 07/07	70,00
Mon 07/08	60,00
Tue 07/09	80,00
Wed 07/10	80,00
Thu 07/11	80,00
Fri 07/12	70,00
Sat 07/13	80,00
Sun 07/14	70,00
Mon 07/15	100,00
Tue 07/16	80,00
Wed 07/17	90,00
Thu 07/18	80,00
Fri 07/19	80,00
Sat 07/20	80,00
Sun 07/21	70,00
Mon 07/22	80,00
Tue 07/23	70,00
Wed 07/24	70,00
Thu 07/25	90,00
Fri 07/26	70,00
Sat 07/27	80,00
Sun 07/28	80,00
Mon 07/29	80,00
Tue 07/30	80,00
Wed 07/31	70,00
Tot.luglio 2013	2300

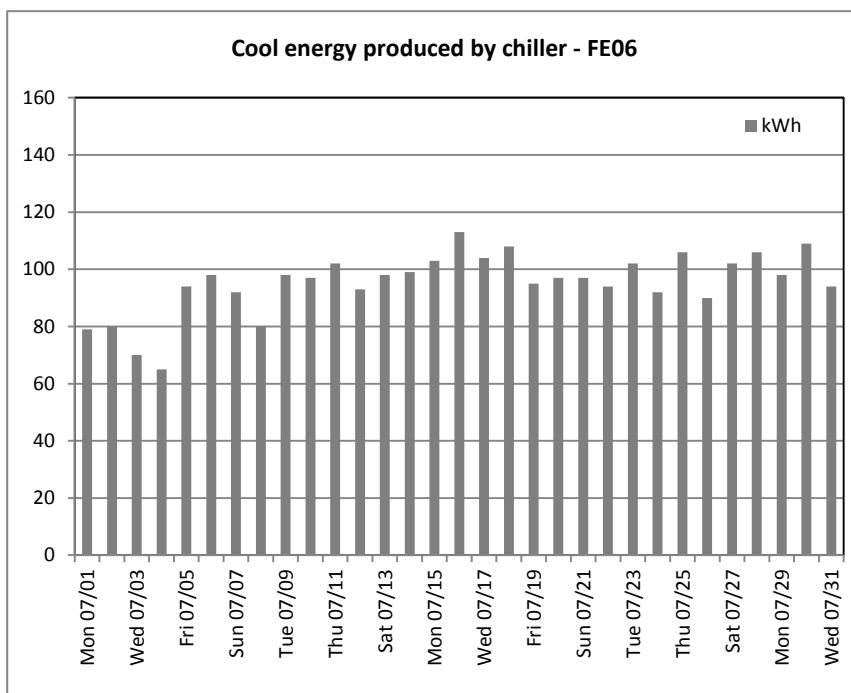
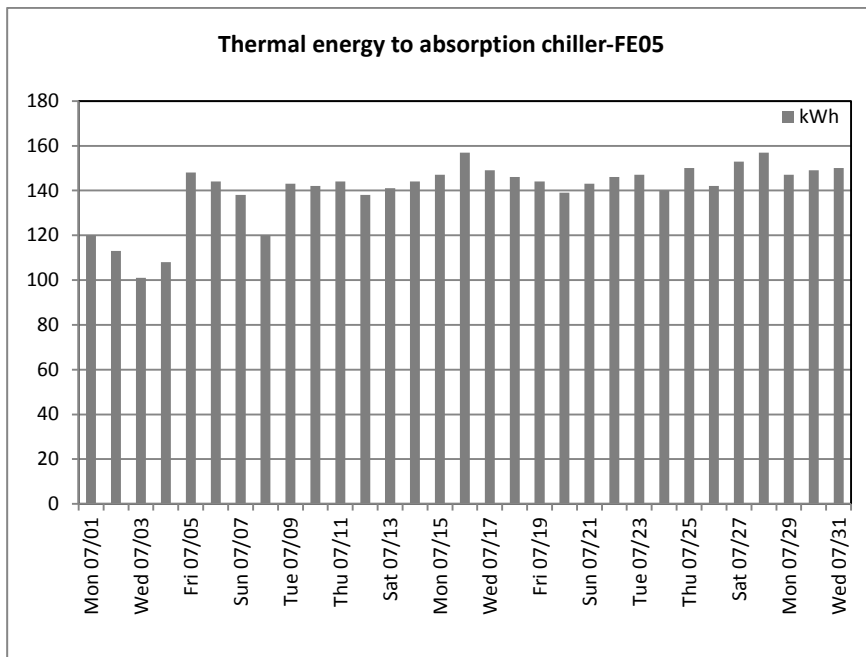


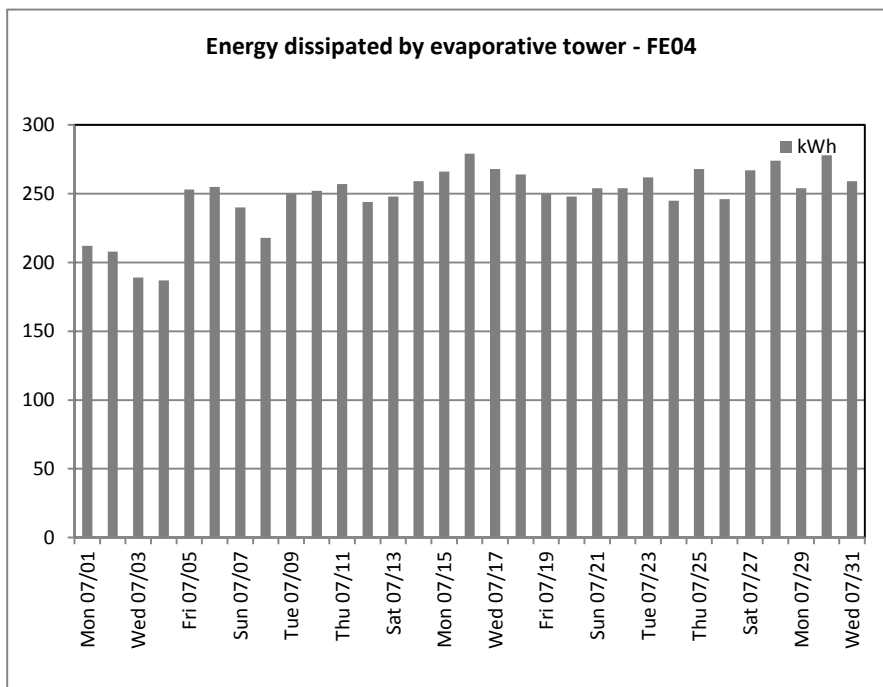
Figura 5.111 - Acqua refrigerata prodotta dal gruppo frigo ad assorbimento (FE06) dall'1 al 31 Luglio 2013.

Log Time	kWh
Mon 07/01	79,00
Tue 07/02	80,00
Wed 07/03	70,00
Thu 07/04	65,00
Fri 07/05	94,00
Sat 07/06	98,00
Sun 07/07	92,00
Mon 07/08	80,00
Tue 07/09	98,00
Wed 07/10	97,00
Thu 07/11	102,00
Fri 07/12	93,00
Sat 07/13	98,00
Sun 07/14	99,00
Mon 07/15	103,00
Tue 07/16	113,00
Wed 07/17	104,00
Thu 07/18	108,00
Fri 07/19	95,00
Sat 07/20	97,00
Sun 07/21	97,00
Mon 07/22	94,00
Tue 07/23	102,00
Wed 07/24	102,00
Thu 07/25	106,00
Fri 07/26	90,00
Sat 07/27	102,00
Sun 07/28	106,00
Mon 07/29	98,00
Tue 07/30	109,00
Wed 07/31	94,00
Tot.luglio 2013	2955



Log Time	kWh
Mon 07/01	120,00
Tue 07/02	113,00
Wed 07/03	101,00
Thu 07/04	108,00
Fri 07/05	148,00
Sat 07/06	144,00
Sun 07/07	138,00
Mon 07/08	120,00
Tue 07/09	143,00
Wed 07/10	142,00
Thu 07/11	144,00
Fri 07/12	138,00
Sat 07/13	141,00
Sun 07/14	144,00
Mon 07/15	147,00
Tue 07/16	157,00
Wed 07/17	149,00
Thu 07/18	146,00
Fri 07/19	144,00
Sat 07/20	139,00
Sun 07/21	143,00
Mon 07/22	146,00
Tue 07/23	147,00
Wed 07/24	140,00
Thu 07/25	150,00
Fri 07/26	142,00
Sat 07/27	153,00
Sun 07/28	157,00
Mon 07/29	147,00
Tue 07/30	149,00
Wed 07/31	150,00
Tot.luglio 2013	4350

Figura 5.112 - Energia termica in ingresso al gruppo frigo ad assorbimento (FE05) dall'1 al 31 Luglio 2013.



Log Time	kWh
Mon 07/01	212,00
Tue 07/02	208,00
Wed 07/03	189,00
Thu 07/04	187,00
Fri 07/05	253,00
Sat 07/06	255,00
Sun 07/07	240,00
Mon 07/08	218,00
Tue 07/09	250,00
Wed 07/10	252,00
Thu 07/11	257,00
Fri 07/12	244,00
Sat 07/13	248,00
Sun 07/14	259,00
Mon 07/15	266,00
Tue 07/16	279,00
Wed 07/17	268,00
Thu 07/18	264,00
Fri 07/19	250,00
Sat 07/20	248,00
Sun 07/21	254,00
Mon 07/22	254,00
Tue 07/23	262,00
Wed 07/24	245,00
Thu 07/25	268,00
Fri 07/26	246,00
Sat 07/27	267,00
Sun 07/28	274,00
Mon 07/29	254,00
Tue 07/30	278,00
Wed 07/31	259,00
Tot.luglio 2013	7708

Figura 5.113 - Energia termica dissipata dalla torre evaporativa (FE04) dall'1 al 31 Luglio 2013.

In Figura 5.114 è mostrato il bilancio energetico del gruppo frigo ad assorbimento in cui le varie aliquote di energia sono tutte maggiori rispetto al precedente mese di Giugno 2013, caratterizzato da condizioni climatiche non tipicamente estive.

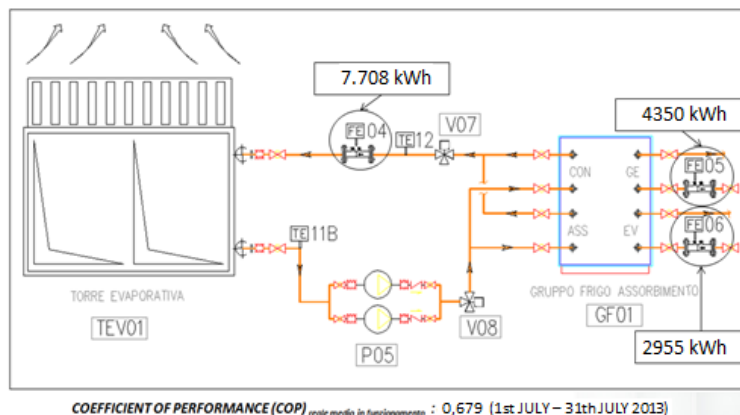
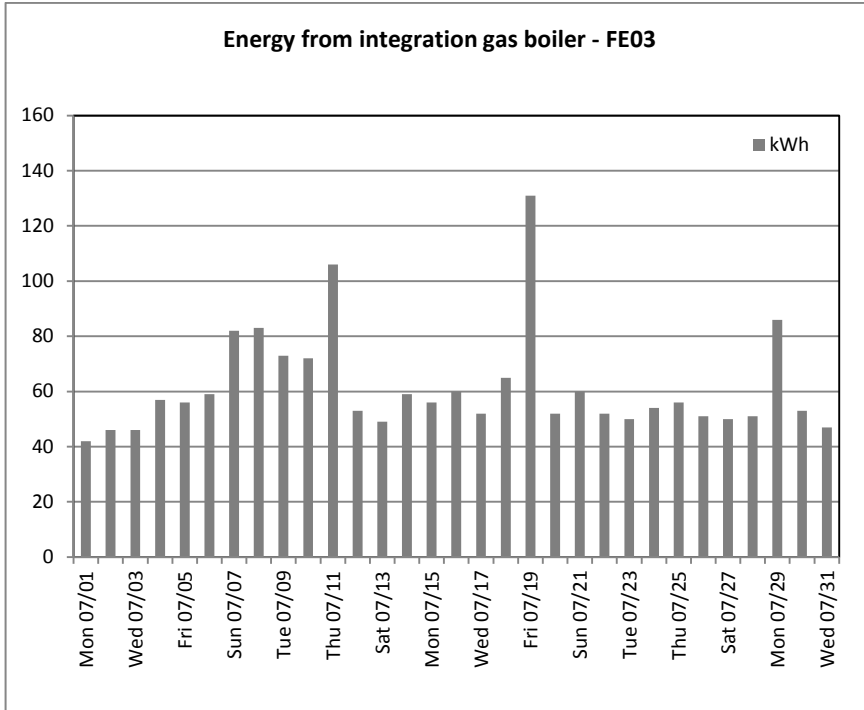


Figura 5.114 - COP gruppo frigo assorbimento dall'1 al 31 Luglio 2013.

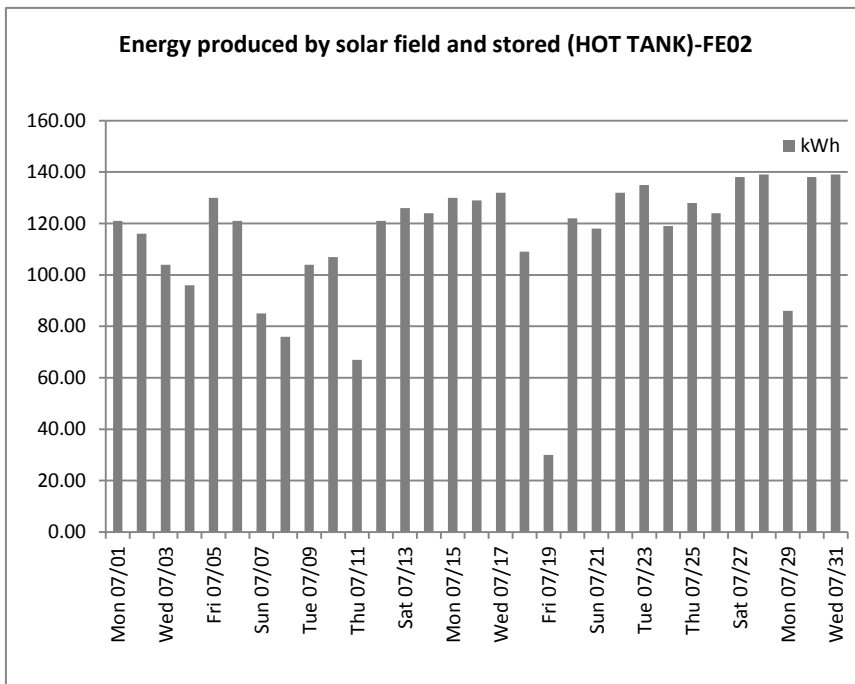
A causa di un malfunzionamento del contatermie FE01 che misura l'energia prodotta dal campo solare, è stato necessario stimarne il valore a partire dall'energia contabilizzata dal contatermie FE02, che misura invece l'energia prodotta dal campo solare e stoccata nel serbatoio d'accumulo, attraverso il rendimento dello scambiatore interposto tra il circuito solare e il circuito di carico del serbatoio.

Nei primi giorni di Luglio per garantire il comfort al crescere del numero di occupanti dell'edificio F-92, i fan coil e le relative pompe di circolazione sono stati forzati in ON e quindi sono stati fatti funzionare sempre durante tutto l'orario di funzionamento dell'impianto. Ciò ha determinato un funzionamento del gruppo frigo ad assorbimento più continuo rispetto al mese di Giugno (meno caldo) per la produzione di acqua refrigerata da destinarsi ai fan coil la cui temperatura di alimentazione ha un set point (7°C) più basso rispetto ai pannelli radianti a pavimento. Le prestazioni del gruppo frigo ad assorbimento sono state migliori nel mese di Luglio 2013 (COP = 0,679). Anche per il mese suddetto il fabbisogno del gruppo frigo ad assorbimento è stato coperto in buona parte dal campo solare per un'aliquota pari al 56% mentre la restante aliquota (44%) è stata fornita dalla caldaia integrativa ((Figura 5.115-Figura 5.116-Figura 5.117).



Log Time	kWh
Mon 07/01	42,00
Tue 07/02	46,00
Wed 07/03	46,00
Thu 07/04	57,00
Fri 07/05	56,00
Sat 07/06	59,00
Sun 07/07	82,00
Mon 07/08	83,00
Tue 07/09	73,00
Wed 07/10	72,00
Thu 07/11	106,00
Fri 07/12	53,00
Sat 07/13	49,00
Sun 07/14	59,00
Mon 07/15	56,00
Tue 07/16	60,00
Wed 07/17	52,00
Thu 07/18	65,00
Fri 07/19	131,00
Sat 07/20	52,00
Sun 07/21	60,00
Mon 07/22	52,00
Tue 07/23	50,00
Wed 07/24	54,00
Thu 07/25	56,00
Fri 07/26	51,00
Sat 07/27	50,00
Sun 07/28	51,00
Mon 07/29	86,00
Tue 07/30	53,00
Wed 07/31	47,00
Tot. luglio 2013	1909

Figura 5.115 - Energia termica fornita dalla caldaia integrativa (FE03) dall'1 al 31 Luglio 2013.



Log Time	kWh
Mon 07/01	121,00
Tue 07/02	116,00
Wed 07/03	104,00
Thu 07/04	96,00
Fri 07/05	130,00
Sat 07/06	121,00
Sun 07/07	85,00
Mon 07/08	76,00
Tue 07/09	104,00
Wed 07/10	107,00
Thu 07/11	67,00
Fri 07/12	121,00
Sat 07/13	126,00
Sun 07/14	124,00
Mon 07/15	130,00
Tue 07/16	129,00
Wed 07/17	132,00
Thu 07/18	109,00
Fri 07/19	30,00
Sat 07/20	122,00
Sun 07/21	118,00
Mon 07/22	132,00
Tue 07/23	135,00
Wed 07/24	119,00
Thu 07/25	128,00
Fri 07/26	124,00
Sat 07/27	138,00
Sun 07/28	139,00
Mon 07/29	86,00
Tue 07/30	138,00
Wed 07/31	139,00
Tot. luglio 2013	3546

Figura 5.116 - Energia termica fornita da campo solare stoccata nell'accumulo (FE02) 1 - 31 Luglio 2013.

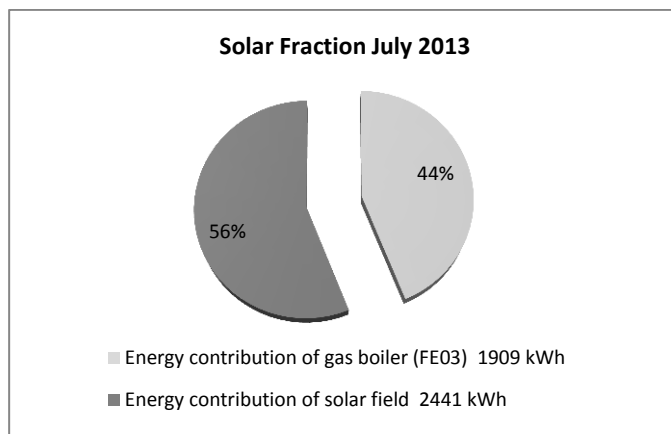


Figura 5.117 - Frazione solare dall'1 al 31 Luglio 2013.

Tale frazione solare è stata ottenuta raggiungendo l'obiettivo finale del comfort termico degli ambienti climatizzati. Dal grafico riportato in Figura 5.118 si nota che le temperature degli ambienti climatizzati, ad eccezione della hall impianti soggetta a un diverso set point, sono state mantenute all'interno della banda 23 °C – 25°C. Nei primi giorni di Luglio un'occupazione più intensa dei locali ha influenzato l'andamento di tali temperature che hanno mostrato anche dei picchi in corrispondenza dell'incontrollata apertura delle finestre. Negli ultimi giorni di Luglio 2013 il set point delle temperature ambiente è stato aumentato rispetto al valore precedente e impostato al valore di 25°C; ciò giustifica l'innalzamento delle temperature ambiente negli ultimi giorni di Luglio 2013.

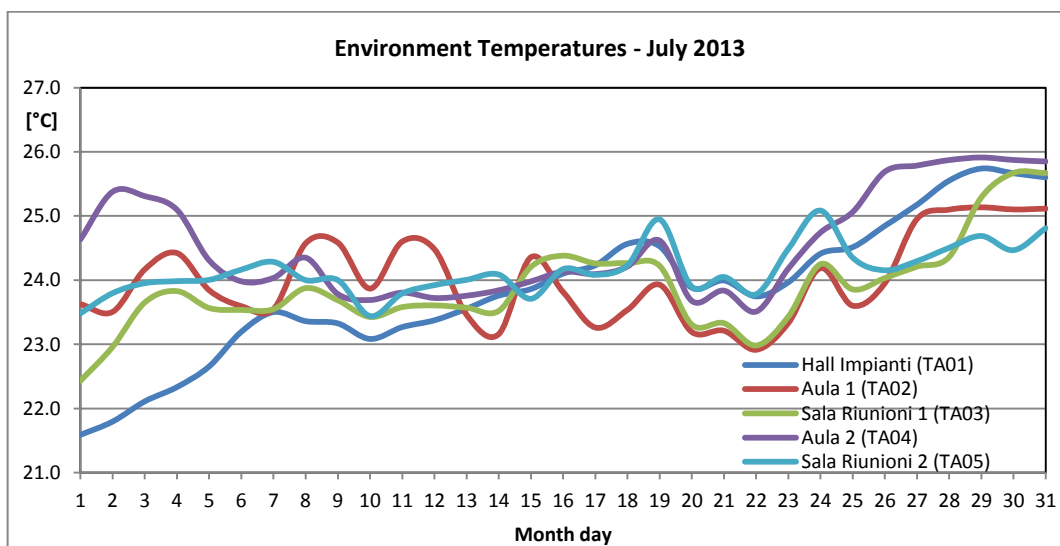


Figura 5.118 - Andamento della temperature degli ambienti interni nel mese di Luglio 2013.

5.7.3 Periodo di monitoraggio 1 Agosto – 31 Agosto 2013

Il mese di Agosto è stato caratterizzato da temperature dell'aria esterna (Figura 5.119) maggiori (valore medio pari a 27°C) sia del mese di Giugno che del mese di Luglio 2013. Il funzionamento dell'impianto è stato di tipo discontinuo (dalle ore 7.00 alle ore 18.00) per tutti i giorni della settimana.

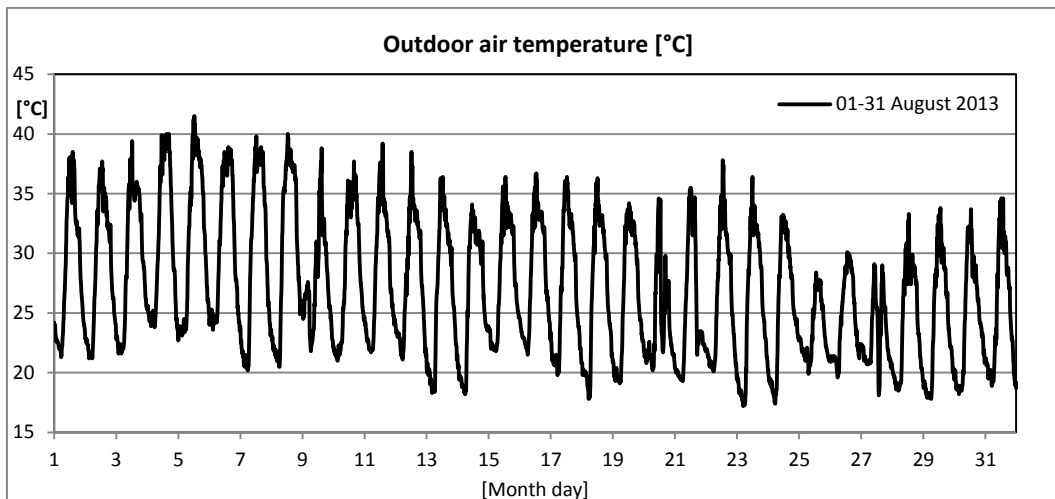


Figura 5.119 - Andamento delle temperature dell'aria esterna nel mese di Agosto 2013.

A causa di un malfunzionamento del contatermie FE01 è stato necessario stimarne il valore a partire dall'energia contabilizzata dal contatermie FE02, come fatto per il mese precedente.

Nel mese di Agosto 2013 il grado di occupazione dell'edificio F-92 è stato quasi nullo a differenza di quanto è accaduto nei mesi di Giugno e di Luglio 2013. Ciò ha determinato un andamento poco variabile del fabbisogno di energia frigorifera dell'edificio (Figura 5.120), dell'energia frigorifera prodotta dal gruppo frigo ad assorbimento (Figura 5.121), dell'energia termica fornita in input al gruppo (Figura 5.122) e dell'energia dissipata dalla torre evaporativa (Figura 3.123).

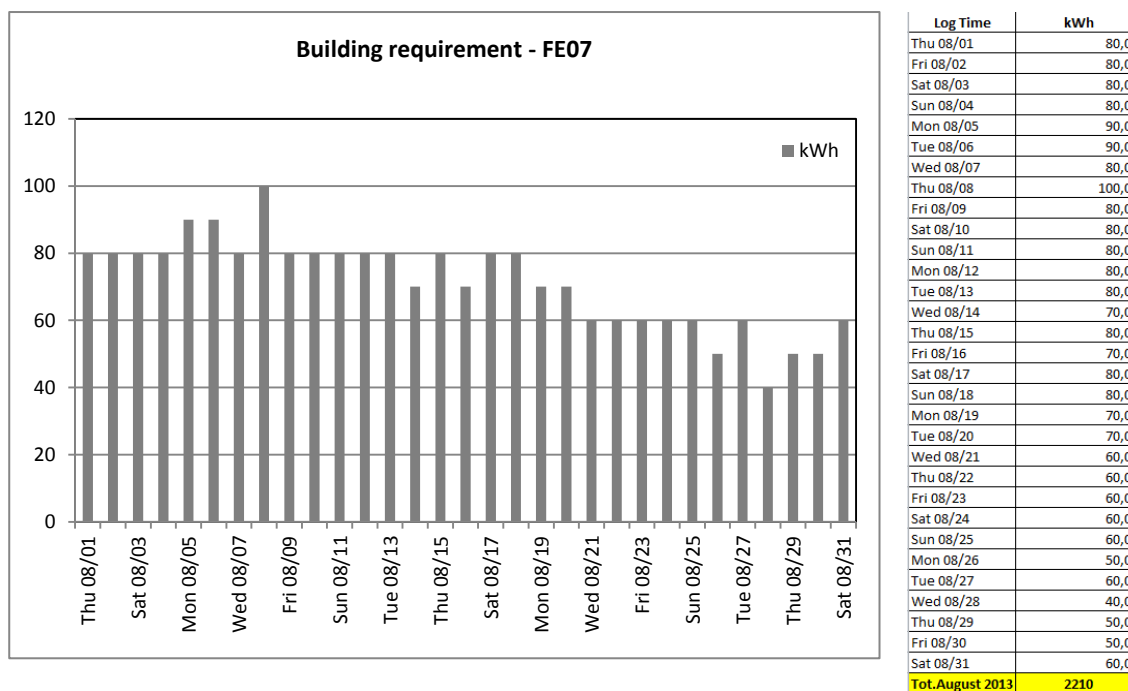
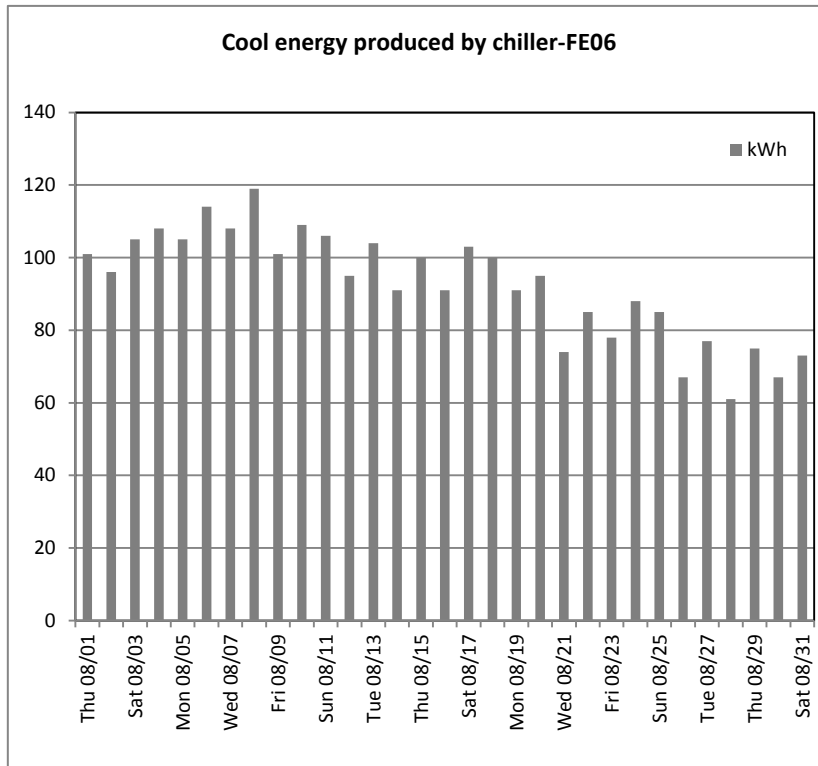
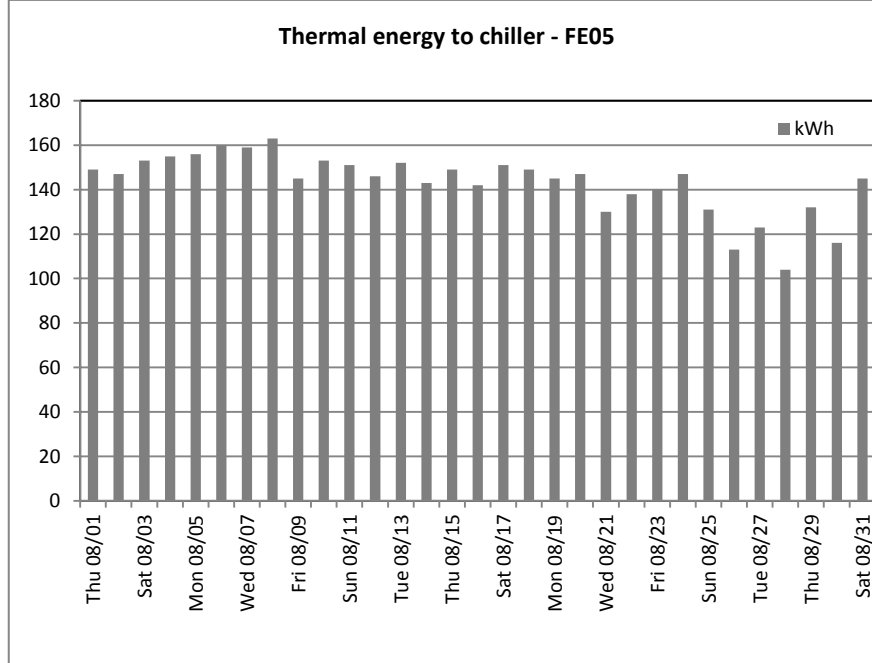


Figura 5.120 - Fabbisogno dell'edificio (FE07) dall'1 al 31 Agosto 2013.



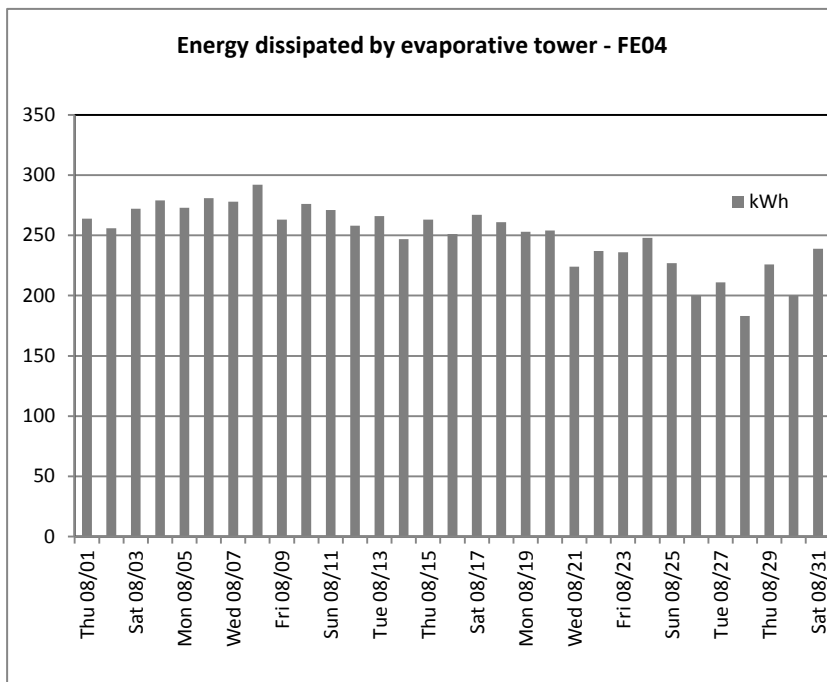
Log Time	kWh
Thu 08/01	101
Fri 08/02	96,00
Sat 08/03	105,00
Sun 08/04	108,00
Mon 08/05	105,00
Tue 08/06	114,00
Wed 08/07	108,00
Thu 08/08	119,00
Fri 08/09	101,00
Sat 08/10	109,00
Sun 08/11	106,00
Mon 08/12	95,00
Tue 08/13	104,00
Wed 08/14	91,00
Thu 08/15	100,00
Fri 08/16	91,00
Sat 08/17	103,00
Sun 08/18	100,00
Mon 08/19	91,00
Tue 08/20	95,00
Wed 08/21	74,00
Thu 08/22	85,00
Fri 08/23	78,00
Sat 08/24	88,00
Sun 08/25	85,00
Mon 08/26	67,00
Tue 08/27	77,00
Wed 08/28	61,00
Thu 08/29	75,00
Fri 08/30	67,00
Sat 08/31	73,00
Tot.August 2013	2872

Figura 5.121 - Acqua refrigerata prodotta dal gruppo frigo ad assorbimento (FE06) 1 - 31 Agosto 2013.



Log Time	kWh
Thu 08/01	149
Fri 08/02	147,00
Sat 08/03	153,00
Sun 08/04	155,00
Mon 08/05	156,00
Tue 08/06	160,00
Wed 08/07	159,00
Thu 08/08	163,00
Fri 08/09	145,00
Sat 08/10	153,00
Sun 08/11	151,00
Mon 08/12	146,00
Tue 08/13	152,00
Wed 08/14	143,00
Thu 08/15	149,00
Fri 08/16	142,00
Sat 08/17	151,00
Sun 08/18	149,00
Mon 08/19	145,00
Tue 08/20	147,00
Wed 08/21	130,00
Thu 08/22	138,00
Fri 08/23	140,00
Sat 08/24	147,00
Sun 08/25	131,00
Mon 08/26	113,00
Tue 08/27	123,00
Wed 08/28	104,00
Thu 08/29	132,00
Fri 08/30	116,00
Sat 08/31	145,00
Tot.August 2013	4434

Figura 5.122 - Energia termica in ingresso al gruppo frigo ad assorbimento (FE05) 1 - 31 Agosto 2013.



Log Time	kWh
Thu 08/01	264
Fri 08/02	256,00
Sat 08/03	272,00
Sun 08/04	279,00
Mon 08/05	273,00
Tue 08/06	281,00
Wed 08/07	278,00
Thu 08/08	292,00
Fri 08/09	263,00
Sat 08/10	276,00
Sun 08/11	271,00
Mon 08/12	258,00
Tue 08/13	266,00
Wed 08/14	247,00
Thu 08/15	263,00
Fri 08/16	251,00
Sat 08/17	267,00
Sun 08/18	261,00
Mon 08/19	253,00
Tue 08/20	254,00
Wed 08/21	224,00
Thu 08/22	237,00
Fri 08/23	236,00
Sat 08/24	248,00
Sun 08/25	227,00
Mon 08/26	200,00
Tue 08/27	211,00
Wed 08/28	183,00
Thu 08/29	226,00
Fri 08/30	200,00
Sat 08/31	239,00
Tot. August 2013	7756

Figura 5.123 - Energia termica dissipata dalla torre evaporativa (FE04) dall'1 al 31 Agosto 2013.

Di seguito è riportato il bilancio energetico del gruppo frigo ad assorbimento il cui COP medio mensile è stato pari a 0,648, minore del valore relativo al mese di Luglio 2013 (Figura 5.124). Nel mese di Luglio, infatti, l'acqua di alimentazione del gruppo è stata caratterizzata da livelli di temperatura prossimi ai valori nominali producendo quindi una maggiore quantità di energia frigorifera. I contributi della caldaia e del campo solare sono riportati rispettivamente in Figura 5.125 e Figura 5.126. La frazione solare nel mese di Agosto 2013 del gruppo frigo ad assorbimento è stata pari al 58% (Figura 5.127).

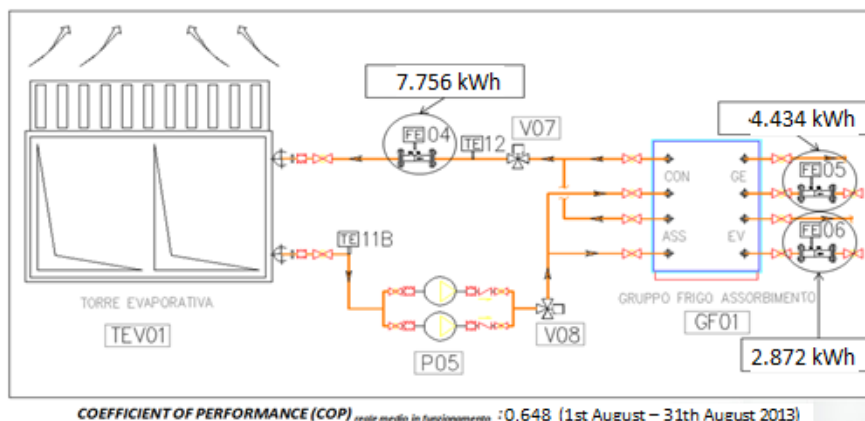
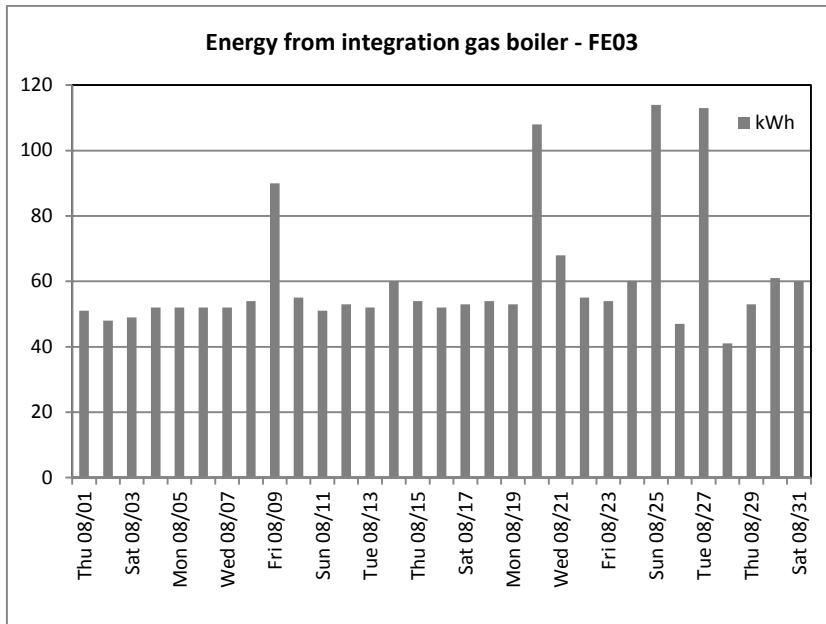
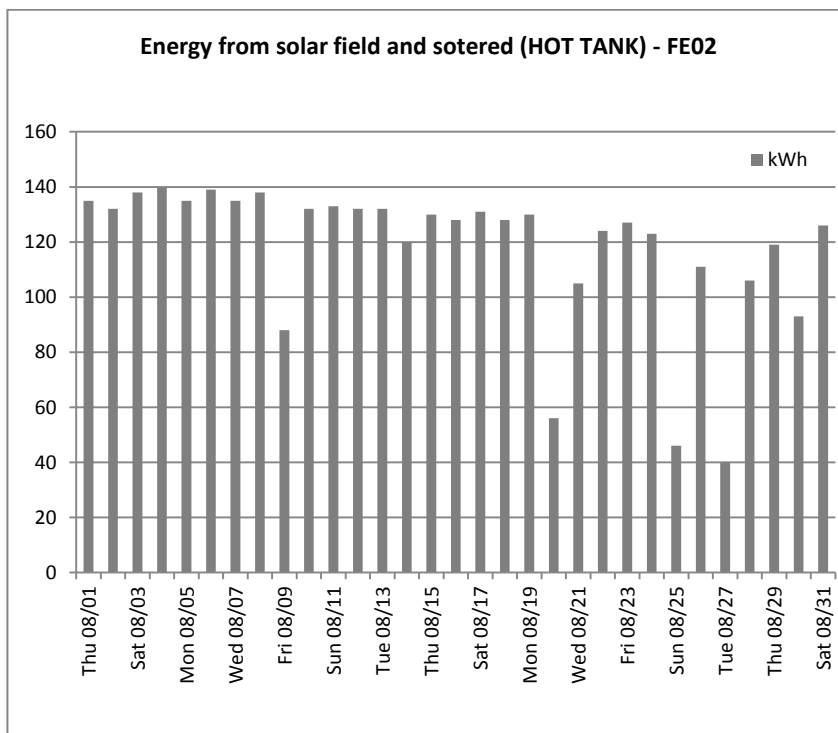


Figura 5.124 - COP frigo assorbimento dall'1 al 31 Agosto 2013.



Log Time	kWh
Thu 08/01	51,00
Fri 08/02	48,00
Sat 08/03	49,00
Sun 08/04	52,00
Mon 08/05	52,00
Tue 08/06	52,00
Wed 08/07	52,00
Thu 08/08	54,00
Fri 08/09	90,00
Sat 08/10	55,00
Sun 08/11	51,00
Mon 08/12	53,00
Tue 08/13	52,00
Wed 08/14	60,00
Thu 08/15	54,00
Fri 08/16	52,00
Sat 08/17	53,00
Sun 08/18	54,00
Mon 08/19	53,00
Tue 08/20	108,00
Wed 08/21	68,00
Thu 08/22	55,00
Fri 08/23	54,00
Sat 08/24	60,00
Sun 08/25	114,00
Mon 08/26	47,00
Tue 08/27	113,00
Wed 08/28	41,00
Thu 08/29	53,00
Fri 08/30	61,00
Sat 08/31	60,00
Tot. August 2013	1871

Figura 5.125 - Energia termica fornita dalla caldaia integrativa (FE03) dall'1 al 31 Agosto 2013.



Log Time	kWh
Thu 08/01	135,00
Fri 08/02	132,00
Sat 08/03	138,00
Sun 08/04	140,00
Mon 08/05	135,00
Tue 08/06	139,00
Wed 08/07	135,00
Thu 08/08	138,00
Fri 08/09	88,00
Sat 08/10	132,00
Sun 08/11	133,00
Mon 08/12	132,00
Tue 08/13	132,00
Wed 08/14	120,00
Thu 08/15	130,00
Fri 08/16	128,00
Sat 08/17	131,00
Sun 08/18	128,00
Mon 08/19	130,00
Tue 08/20	56,00
Wed 08/21	105,00
Thu 08/22	124,00
Fri 08/23	127,00
Sat 08/24	123,00
Sun 08/25	46,00
Mon 08/26	111,00
Tue 08/27	40,00
Wed 08/28	106,00
Thu 08/29	119,00
Fri 08/30	93,00
Sat 08/31	126,00
Tot. August 2013	3652

Figura 5.126 - Energia termica fornita da campo solare stoccata nell'accumulo (FE02) 1 - 31 Agosto 2013.

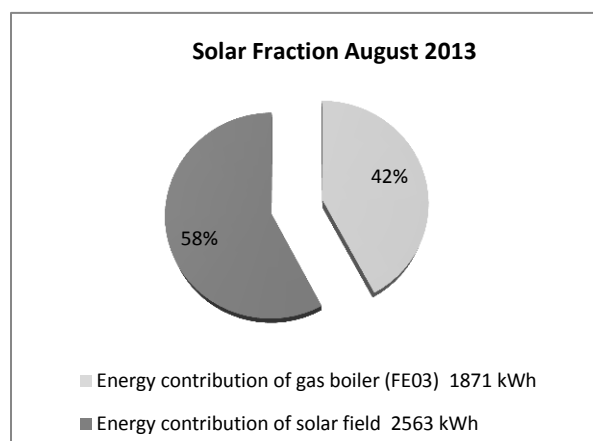


Figura 5.127 - Frazione solare dall'1 al 31 Agosto 2013.

Tale valore di frazione solare è stato ottenuto garantendo le condizioni di comfort termico degli ambienti climatizzati. Le temperature degli ambienti si sono mantenute prettamente all'interno della banda 25°C-26°C ad eccezione della temperatura della hall impianti soggetta a un set point differente. L'andamento della temperatura dell'aula del piano primo (TA04) tra i giorni 20 e 26 Agosto (Figura 5.128) è stato causato dallo spegnimento in locale dell'impianto da parte degli occupanti.

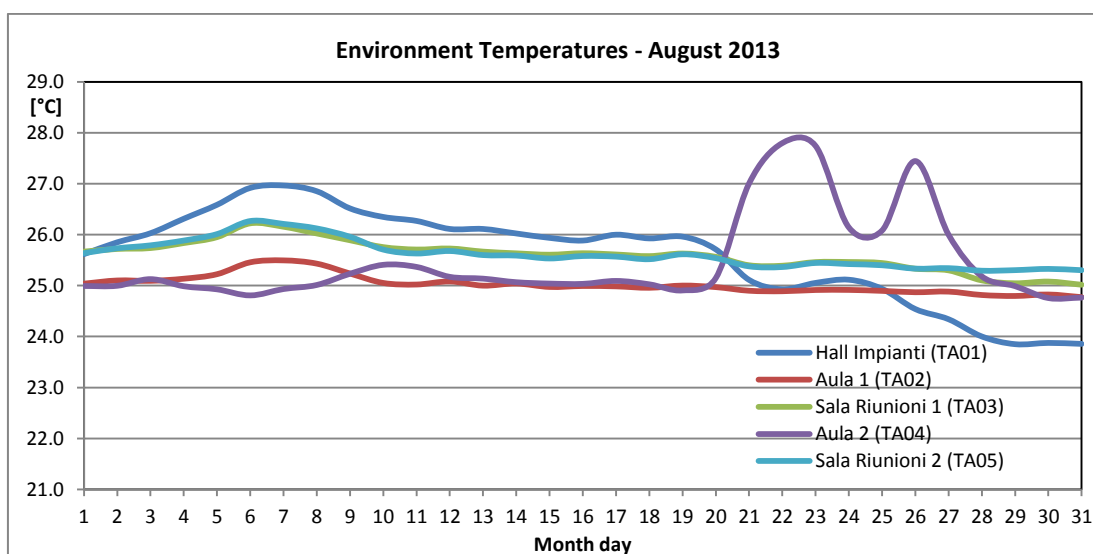


Figura 5.128 - Andamento delle temperature degli ambienti interni nel mese di Agosto 2013.

5.7.4 Periodo di monitoraggio 1 Settembre – 15 Settembre 2013

Il mese di Settembre è stato caratterizzato da temperature dell'aria esterna (Figura 5.129) minori sia del mese di Luglio e sia del mese di Agosto 2013 (valore medio pari a 23.5°C). Il funzionamento dell'impianto è stato di tipo discontinuo (dalle ore 7.00 alle ore 18.00) per tutti i giorni della settimana.

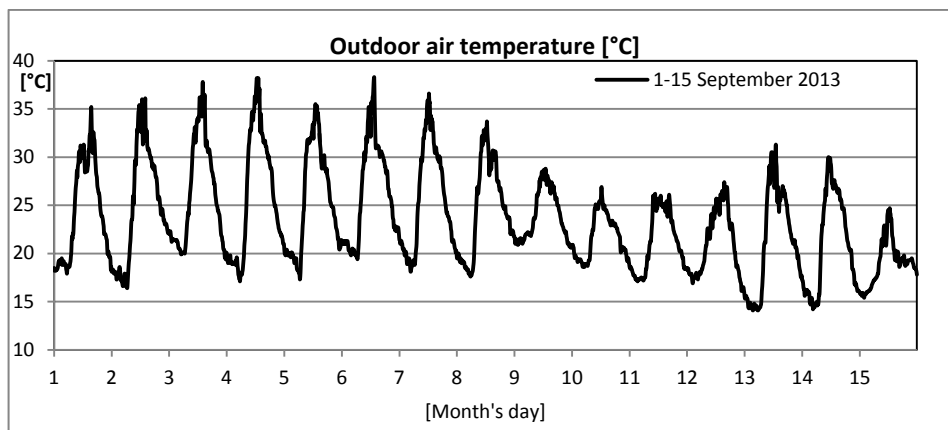


Figura 5.129 - Andamento delle temperature dell'aria esterna nel mese di Settembre 2013.

Nel mese di Settembre 2013 il grado di occupazione dell'edificio F-92 è ritornato a essere simile ai mesi di Giugno e Luglio e le basse temperature dell'aria esterna hanno determinato un fabbisogno di energia frigorifera da parte dell'edificio in proporzione inferiore rispetto ai primi due mesi di climatizzazione (Figura 5.130). L'energia frigorifera prodotta dal gruppo frigo ad assorbimento, l'energia dissipata dalla torre evaporativa e l'energia termica fornita in input al gruppo sono di seguito riportate (Figura 5.131- Figura 5.132-Figura 5.133).

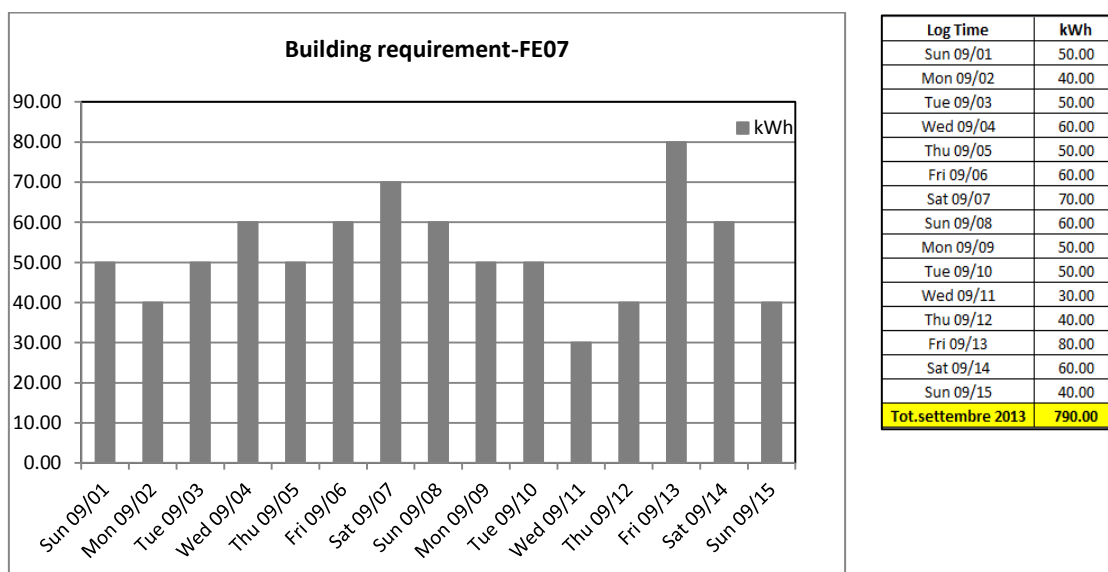
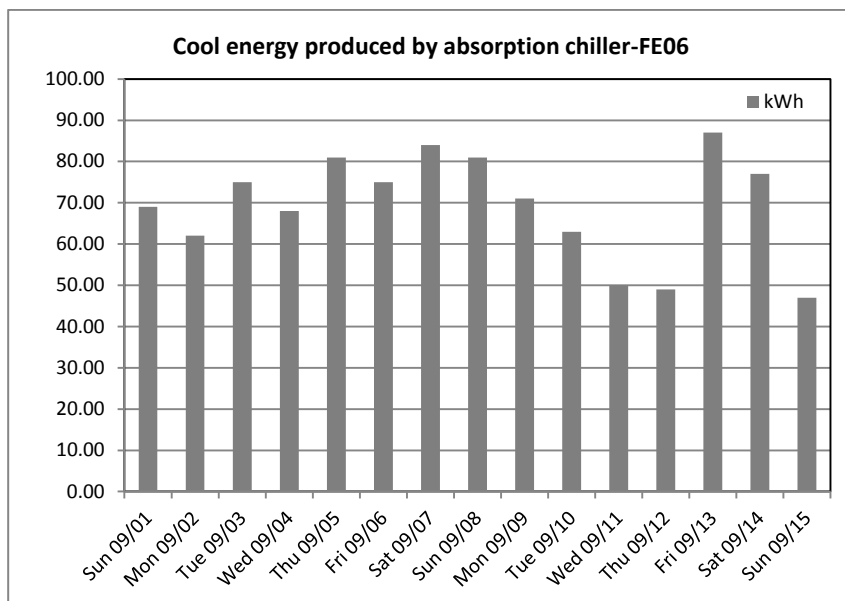
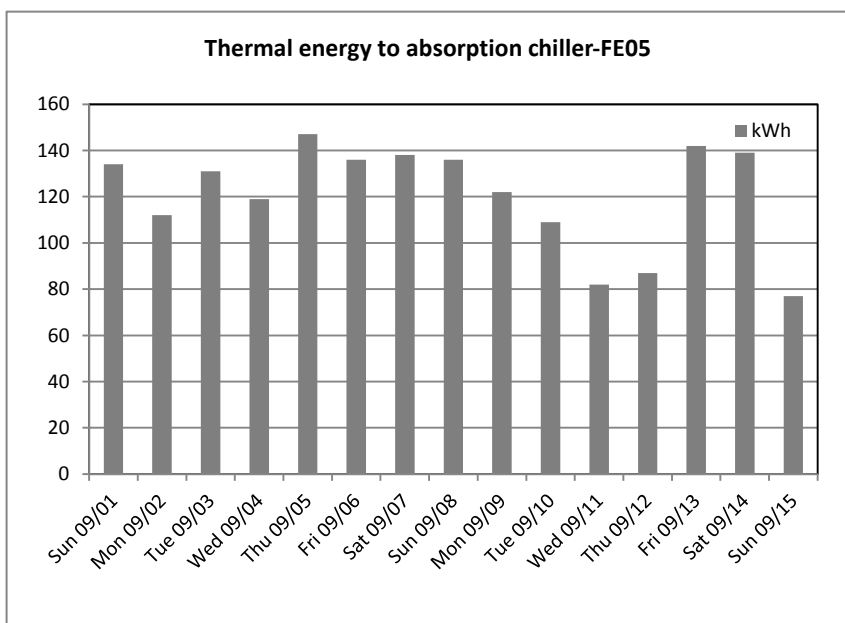


Figura 5.130 - Fabbisogno dell'edificio (FE07) dall'1 al 15 Settembre 2013.



Log Time	kWh
Sun 09/01	69.00
Mon 09/02	62.00
Tue 09/03	75.00
Wed 09/04	68.00
Thu 09/05	81.00
Fri 09/06	75.00
Sat 09/07	84.00
Sun 09/08	81.00
Mon 09/09	71.00
Tue 09/10	63.00
Wed 09/11	50.00
Thu 09/12	49.00
Fri 09/13	87.00
Sat 09/14	77.00
Sun 09/15	47.00
Tot.settembre 2013	1039.00

Figura 5.131 - Acqua refrigerata prodotta dal gruppo frigo ad assorbimento (FE06) dall'1 al 15 Settembre 2013.



Log Time	kWh
Sun 09/01	134
Mon 09/02	112
Tue 09/03	131
Wed 09/04	119
Thu 09/05	147
Fri 09/06	136
Sat 09/07	138
Sun 09/08	136
Mon 09/09	122
Tue 09/10	109
Wed 09/11	82
Thu 09/12	87
Fri 09/13	142
Sat 09/14	139
Sun 09/15	77
Tot.settembre 2013	1811

Figura 5.132 - Energia termica in ingresso al gruppo frigo ad assorbimento (FE05) 1 - 15 Settembre 2013.

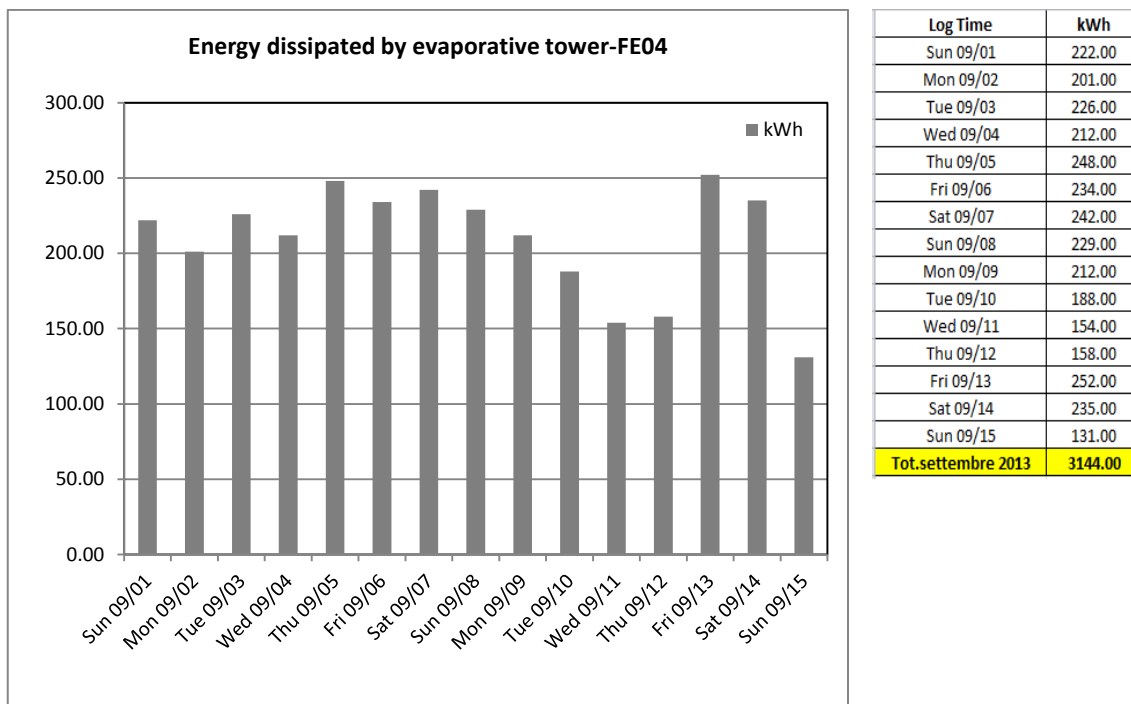


Figura 5.133 - Energia termica dissipata dalla torre evaporativa (FE04) dall'1 al 15 Settembre 2013.

Di seguito è riportato il bilancio energetico del gruppo frigo ad assorbimento il cui COP medio mensile è stato pari a 0,573, minore del valore relativo al mese di Agosto 2013 (Figura 5.134). Nel mese di Agosto, infatti, l'acqua di alimentazione del gruppo è stata caratterizzata da livelli di temperatura più vicini ai valori nominali producendo quindi energia frigorifera in modo più efficiente. L'energia termica fornita dalla caldaia e dal campo solare in input al gruppo frigo sono riportate in Figura 5.135 e Figura 5.136.

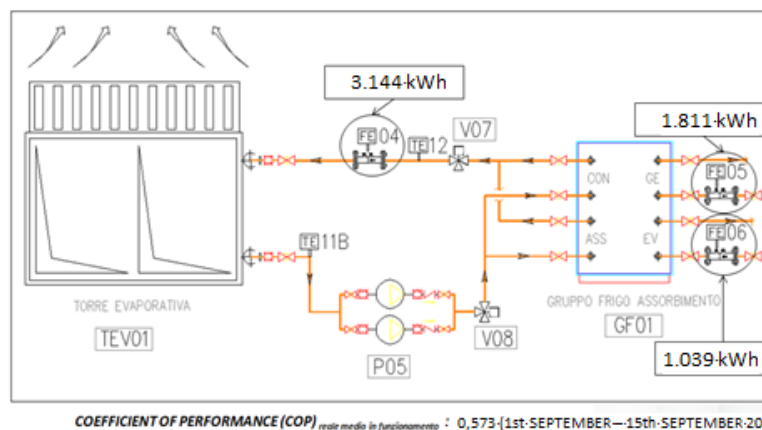
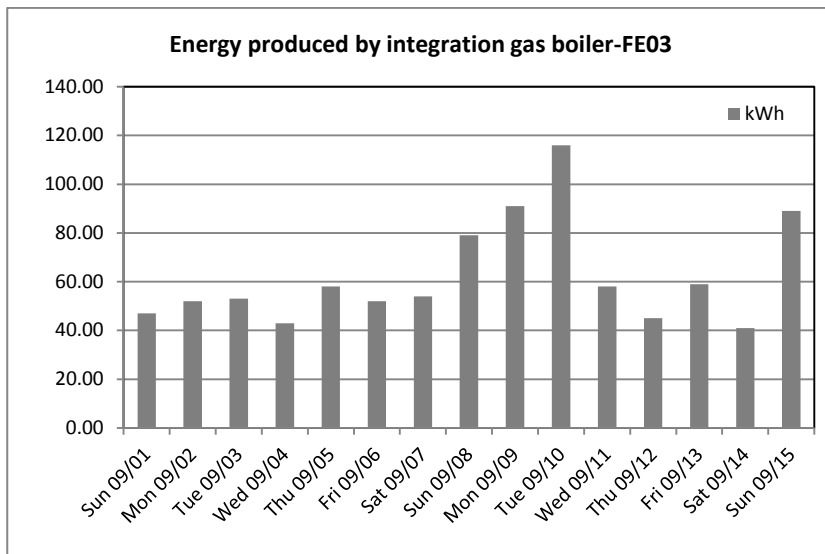
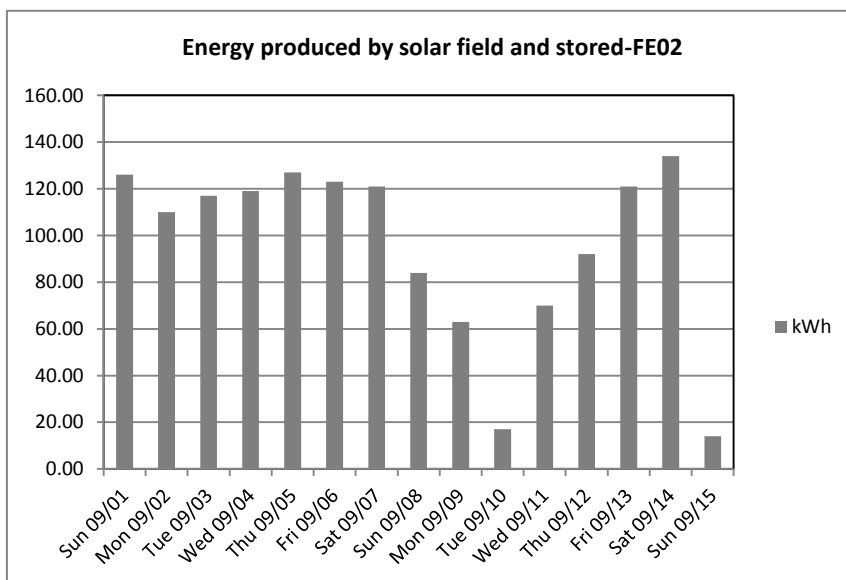


Figura 5.134 - COP gruppo frigo assorbimento dall'1 al 15 Settembre 2013.



Log Time	kWh
Sun 09/01	47.00
Mon 09/02	52.00
Tue 09/03	53.00
Wed 09/04	43.00
Thu 09/05	58.00
Fri 09/06	52.00
Sat 09/07	54.00
Sun 09/08	79.00
Mon 09/09	91.00
Tue 09/10	116.00
Wed 09/11	58.00
Thu 09/12	45.00
Fri 09/13	59.00
Sat 09/14	41.00
Sun 09/15	89.00
Tot.settembre 2013	937.00

Figura 5.135 - Energia termica fornita dalla caldaia integrativa (FE03) dall'1 al 15 Settembre 2013.



Log Time	kWh
Sun 09/01	126.00
Mon 09/02	110.00
Tue 09/03	117.00
Wed 09/04	119.00
Thu 09/05	127.00
Fri 09/06	123.00
Sat 09/07	121.00
Sun 09/08	84.00
Mon 09/09	63.00
Tue 09/10	17.00
Wed 09/11	70.00
Thu 09/12	92.00
Fri 09/13	121.00
Sat 09/14	134.00
Sun 09/15	14.00
Tot.settembre 2013	1438.00

Figura 5.136 - Energia termica fornita da campo solare stoccata nell'accumulo (FE02) dall'1 al 15 Settembre 2013.

La frazione solare nel mese di Settembre 2013 del gruppo frigo ad assorbimento è stata pari al 48% (Figura 5.137).

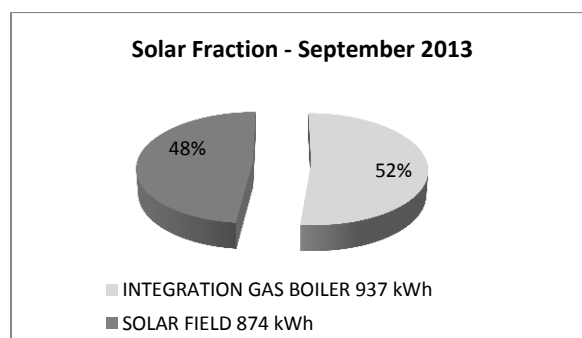


Figura 5.137 - Frazione solare dall'1 al 15 Settembre 2013.

Tale valore di frazione solare è stato ottenuto garantendo le condizioni di comfort termico degli ambienti climatizzati. Le temperature degli ambienti si sono mantenute prettamente all'interno della banda 24.5°C-25.5°C ad eccezione della temperatura della hall impianti soggetta a un set point differente. L'andamento decrescente delle temperature ambiente registrato a partire dal decimo giorno del mese hanno seguito il trend decrescente della temperatura dell'aria esterna (Figura 5.138).

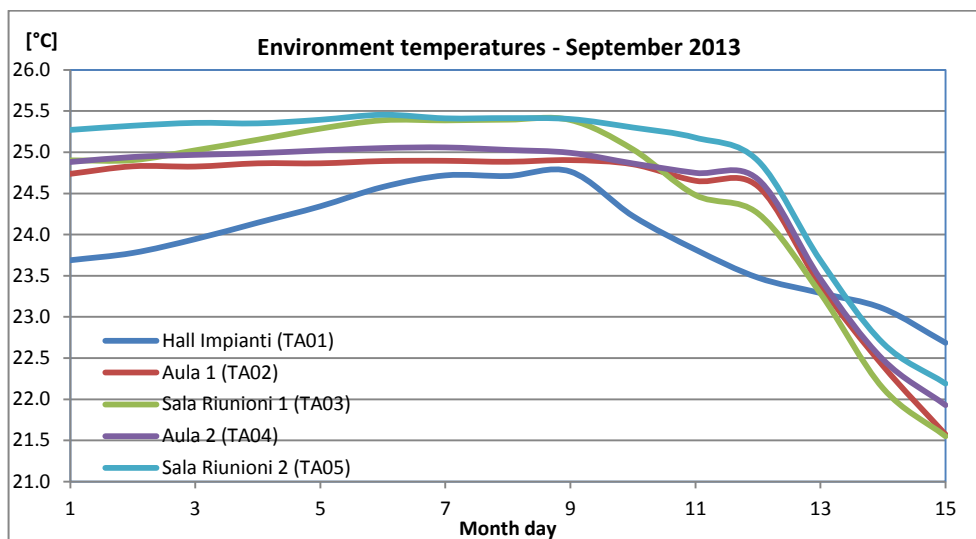


Figura 5.138 - Andamento delle temperature degli ambienti interni nel mese di Settembre 2013.

Di seguito sono riassunti i risultati della stagione estiva di monitoraggio dell'impianto in modalità cooling relativa all'anno 2013. L'energia solare totale incidente sui collettori solari è stata di 39385 kWh a partire dalla quale è stata prodotta una quantità di energia pari a 11589 kWh per mezzo del campo solare (Figura 5.139).



Figura 5.139 - Schema produzione e fornitura energia a partire dai collettori solari (estate 2013).

In Figura 5.140 si riportano i flussi energetici necessari alla valutazione del COP medio, nelle reali condizioni di funzionamento, del gruppo frigo ad assorbimento. Rispetto al valore di targa (COP=0,7), si è constatato un rendimento inferiore ($COP_{medio}=0,649$) poiché non sempre il gruppo frigo ha lavorato in condizioni nominali di funzionamento ($T_{acqua\ calda\ in}=88^{\circ}C$).

Nei mesi monitorati, le condizioni meteo e termo-igrometriche esterne hanno determinato una radiazione solare globale incidente sui collettori solari pressoché simile nei mesi di Giugno, Luglio e Agosto 2013; il mese di Settembre ha visto invece il peggioramento delle condizioni atmosferiche e l'abbassamento della temperatura dell'aria esterna (Figura 5.141).

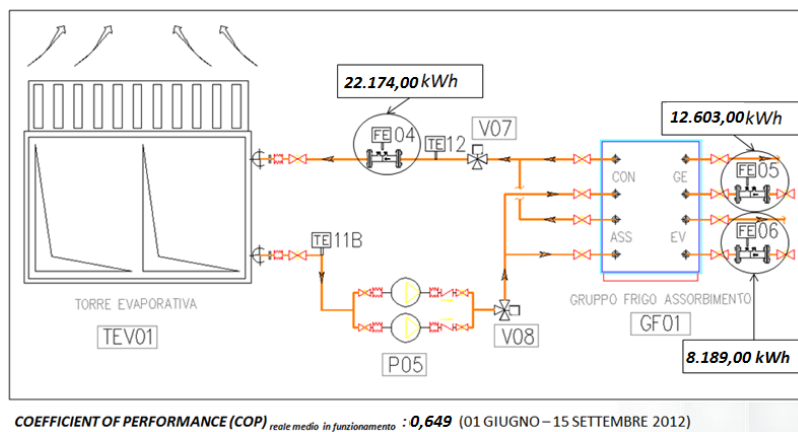


Figura 5.140 - Valutazione prestazioni reali gruppo frigo ad assorbimento durante il periodo estivo 2013.

La quota di energia dissipata per mezzo del dry-cooler è dovuta principalmente alla presenza di un accumulo con capacità termica minore rispetto a quello dell'anno 2012. L'accumulo PCM ha assunto per la maggior parte del tempo una temperatura maggiore di quella di fusione, presentando quindi un calore specifico nettamente inferiore rispetto a quello dell'acqua.

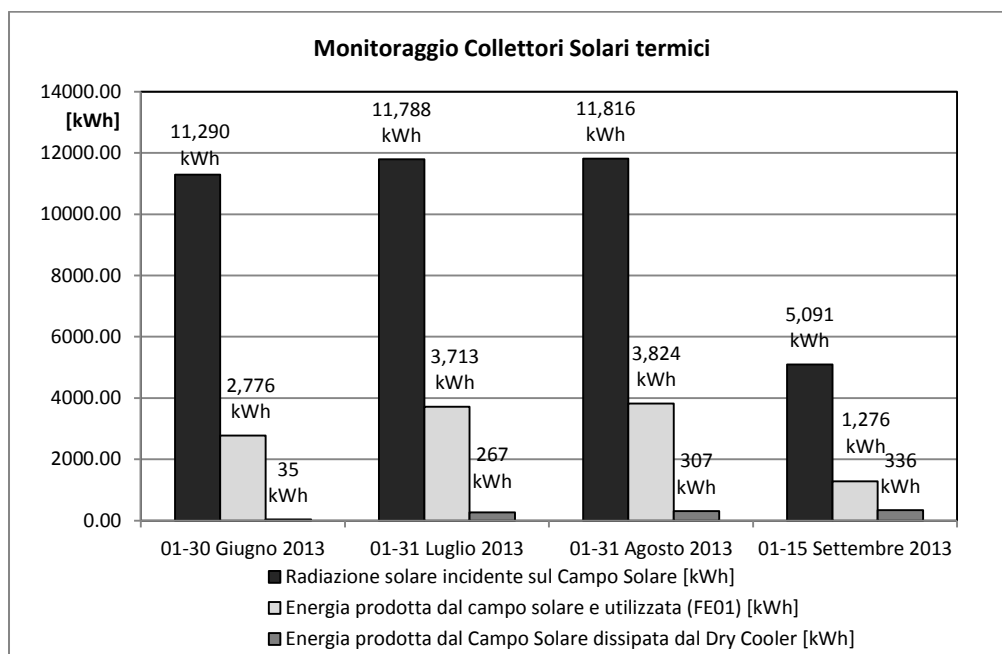


Figura 5.141 - Radiazione solare incidente sul piano dei collettori solari termici durante il periodo di monitoraggio estivo 2013.

Nella Figura 5.142 si riporta l'energia effettivamente fornita dal campo solare per alimentare il gruppo frigo, depurata dalle perdite ($A+B=D1$ e $D2_a+D2_b=D2$) e considerando che l'energia termica

scambiata tra il circuito primario solare e l'accumulo differisce da quella effettivamente utilizzata (kWh utili solari) a causa della temperatura dell'acqua accumulata, non sempre sufficiente ad alimentare il gruppo frigo ($T_{min}=80^{\circ}C$) (Calore accumulato ma non utilizzato: D3).

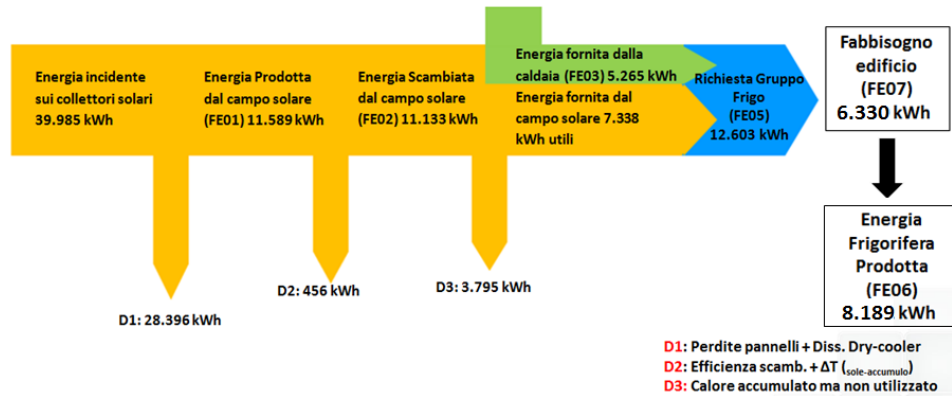


Figura 5.142 - Diagramma del Flusso energetico di tutto il periodo di monitoraggio estivo 2013.

In Figura 5.143 si riporta, per i vari mesi monitorati, il contributo termico al gruppo frigo ad assorbimento fornito rispettivamente dal campo solare e dalla caldaia integrativa:

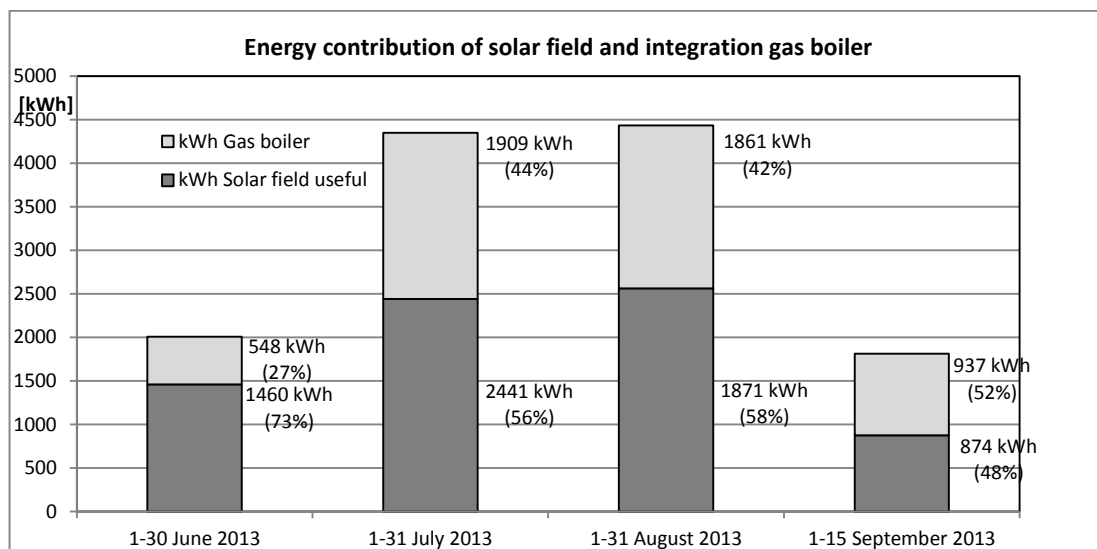


Figura 5.143 - Contributi energetici della caldaia integrativa e del campo solare in ingresso al gruppo frigo ad assorbimento per il periodo di monitoraggio estivo 2013.

Il comportamento dell'impianto di solar cooling durante l'intero periodo di monitoraggio è riassunto attraverso il calcolo della frazione solare riferita all'energia in ingresso al gruppo frigo (Figura 5.144).

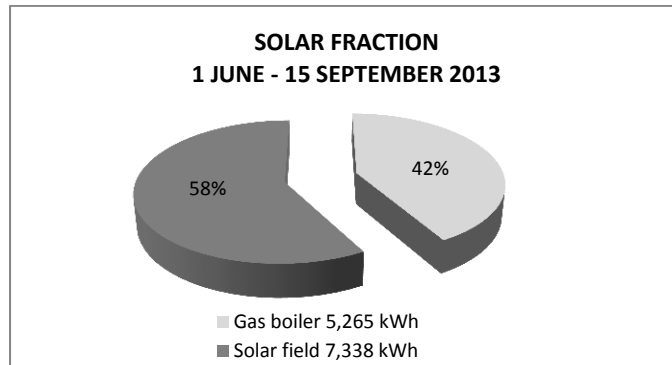


Figura 5.144 - Frazione solare impianto di solar cooling C.R. ENEA di Casaccia per il periodo estivo 2012.

La frazione solare sopra riportata è stata ottenuta sempre garantendo le condizioni di comfort termometrico all'interno degli ambienti serviti dall'impianto di solar cooling (Figura 5.145).

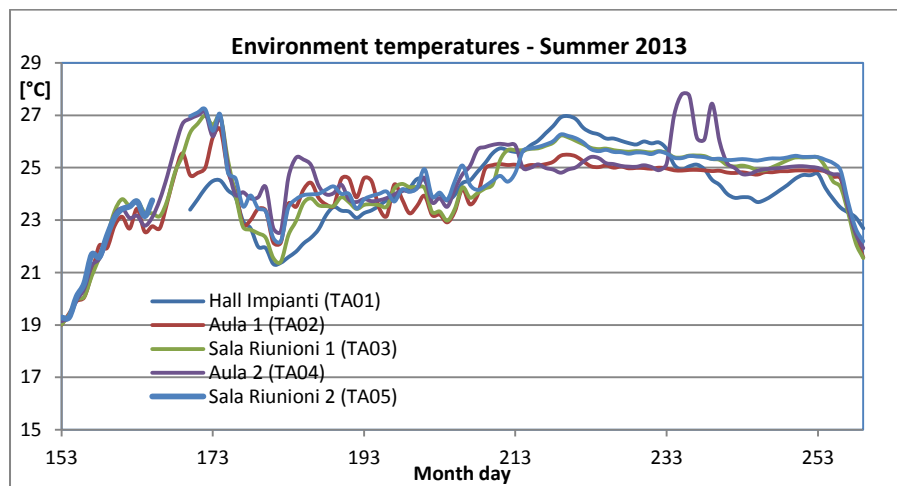


Figura 5.145 - Temperature degli ambienti climatizzati durante l'estate 2013.

La logica di regolazione che ha gestito il mantenimento della temperatura di set point ambiente è analoga a quella impiegata durante le precedenti stagioni di monitoraggio.

5.8 Confronto tra i risultati del monitoraggio estivo anno 2012 e anno 2013

Il confronto tra il monitoraggio estivo del 2012 e il monitoraggio estivo del 2013 è affrontato mese per mese. Saranno di seguito confrontati i mesi di Giugno, Luglio, Agosto e Settembre dei due differenti anni. Oltre che in funzione delle diverse condizioni d'uso dell'edificio e meteorologiche, i risultati sono stati confrontati in modo tale da capire se e in che modo l'installazione dell'accumulo a cambiamento di fase ha inciso sulle prestazioni dell'impianto di solar heating and cooling in funzionamento cooling.

5.8.1 Confronto mesi di Giugno 2012 e Giugno 2013

L'andamento della temperatura dell'aria esterna è stato simile nei mesi di Giugno 2012 e di Giugno 2013 ad eccezione degli ultimi giorni in cui il mese di Giugno 2013 ha mostrato dei valori più bassi. Il mese di Giugno 2013 è stato, infatti, caratterizzato da una temperatura media mensile di circa 23°C

contro i 24,5°C del mese di Giugno 2012 (Figura 5.146). Il profilo di funzionamento dell'impianto è stato di tipo discontinuo cioè dalle ore 9 alle ore 19 a Giugno 2012 mentre discontinuo dalle ore 7 alle ore 18 a Giugno 2013.

L'andamento delle temperature degli ambienti climatizzati è stato analizzato attraverso la comparazione delle temperature relative alle aule del piano terra e del piano primo. Rispetto al 2012, tali temperature nella seconda metà del mese di Giugno 2013 hanno avuto un andamento che si discosta dai valori del 2012 a causa di un grado d'occupazione differente (Figura 5.147).

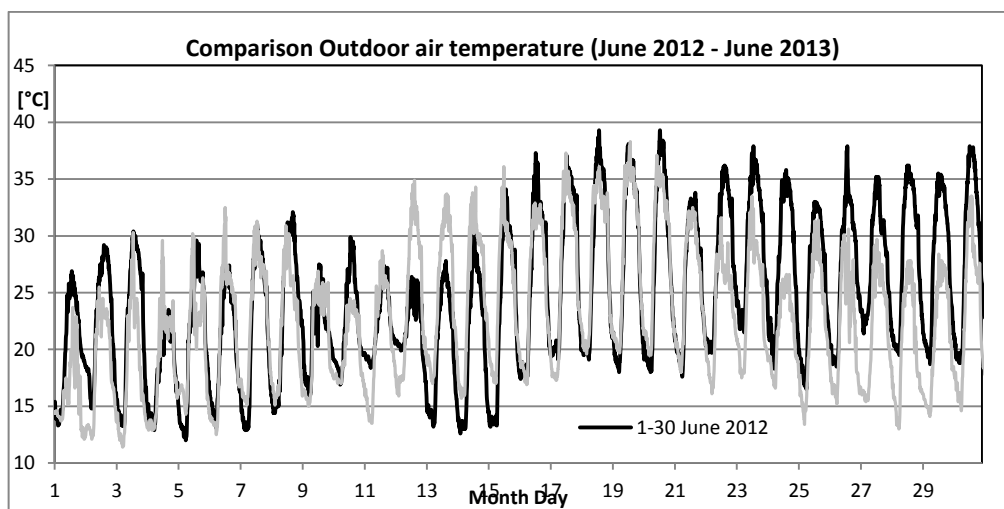


Figura 5.146 - Confronto temperatura aria esterna nei mesi di Giugno 2012 e Giugno 2013

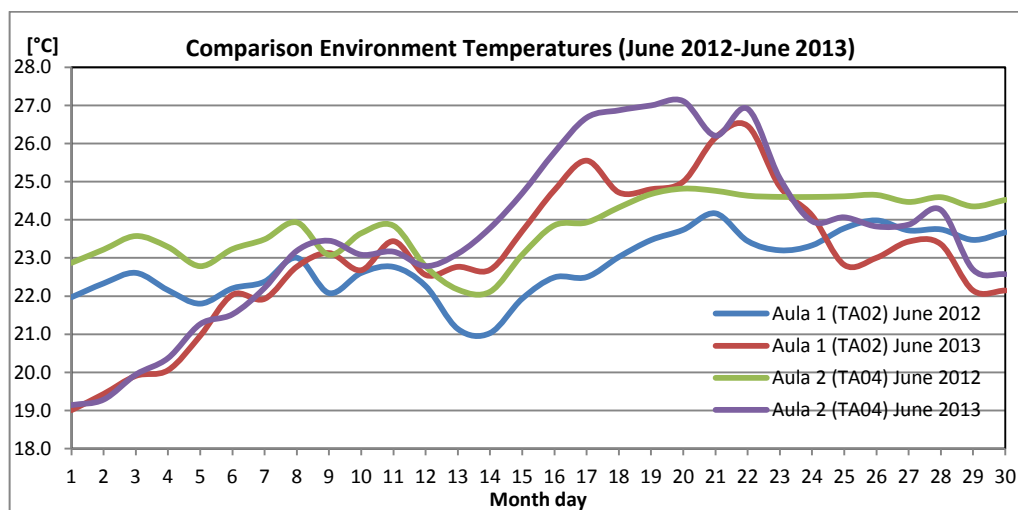


Figura 5.147 - Confronto temperature ambienti interni nei mesi di Giugno 2012 e Giugno 2013.

La radiazione solare incidente sui collettori solari è stata invece simile nei due mesi (Figura 5.148).

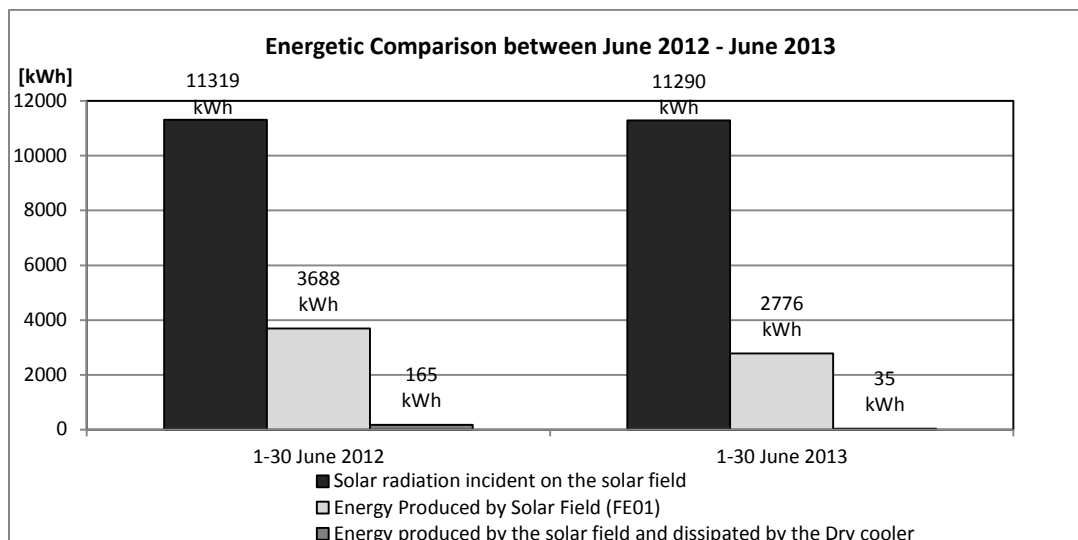


Figura 5.148 - Confronto energetico nei mesi di Giugno 2012 e Giugno 2013.

Nel mese di Giugno 2013, l'energia termica dissipata è stata inferiore rispetto al mese di Giugno 2012 (Figura 5.148) poiché l'energia termica richiesta in input al gruppo frigo ad assorbimento è stata inferiore a Giugno 2013 rispetto a Giugno 2012 così come il fabbisogno energetico dell'edificio per la climatizzazione degli ambienti. Il mese di Giugno 2012 è stato, infatti, caratterizzato da un clima più caldo e quindi da un maggior fabbisogno energetico dell'edificio per la climatizzazione. L'acqua contenuta nel serbatoio d'accumulo a cambiamento di fase nel mese di Giugno 2013 ha assunto valori di temperatura più elevati rispetto al mese di Giugno 2012 (Figura 5.149).

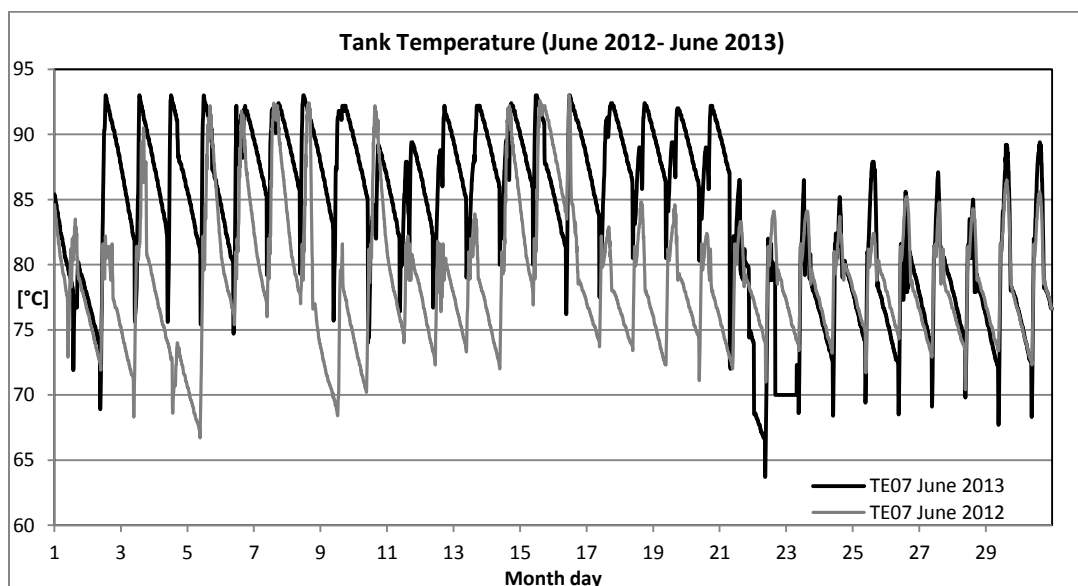


Figura 5.149 - Confronto temperatura accumulo nei mesi di Giugno 2012 e Giugno 2013

I flussi energetici in gioco nel mese di Giugno 2013 sono stati tali da determinare una stessa frazione solare rispetto al mese di Giugno 2012 (Figura 5.150, Figura 5.151).

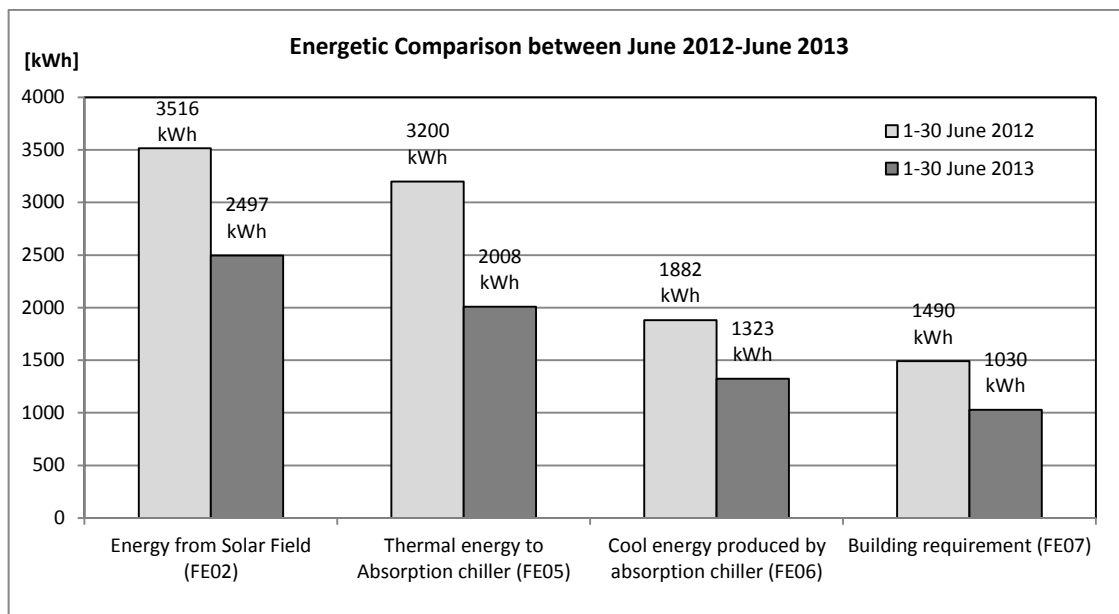


Figura 5.150 - Confronto conta termie nei mesi di Giugno 2012 e Giugno 2013

Le prestazioni del gruppo frigo ad assorbimento sono migliori ($COP=0,659$) rispetto a quelle del mese di Giugno 2012 ($COP=0,588$) poiché i valori di temperatura dell'acqua di alimentazione del gruppo sono più vicini ai valori nominali.

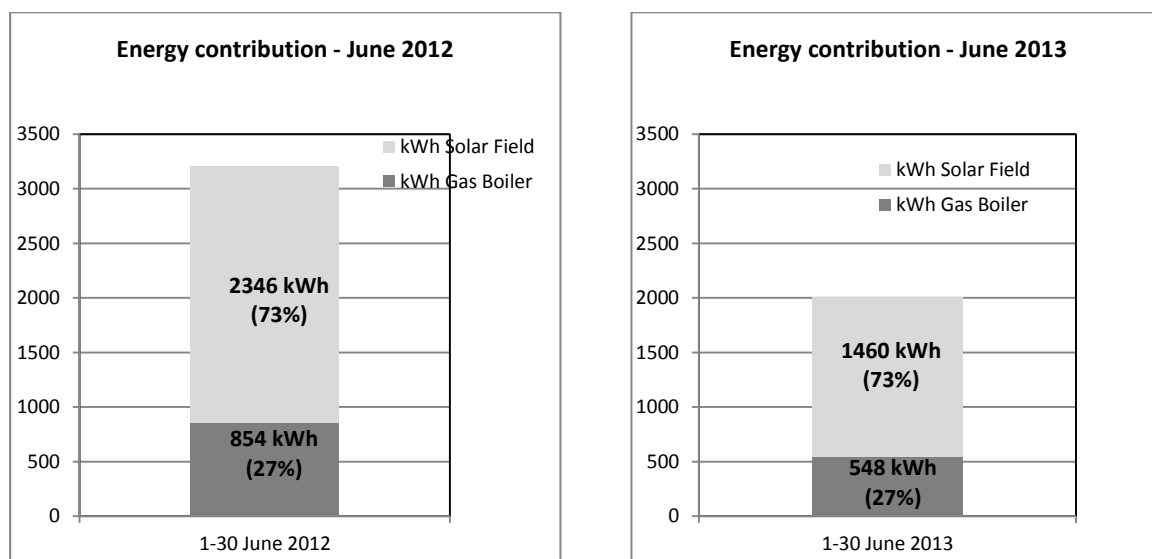


Figura 5.151 - Confronto frazione solare nei mesi di Giugno 2012 e Giugno 2013.

Di seguito è fornito un riepilogo del confronto tra i mesi di Giugno 2012 e di Giugno 2013 (Tabella 5.22).

	1-30 JUNE 2012	1-30 JUNE 2013	
SOLAR RADIATION ON SOLAR COLLECTORS	11319	11290	[kWh]
MEDIUM OUTDOOR AIR TEMPERATURE	24,5	22,8	[°C]
THERMAL ENERGY TO ABSORPTION CHILLER (FE05)	3200	2008	[kWh]
ENERGY FROM INTEGRATION GAS BOILER (FE03)	854	548	[kWh]
ENERGY FROM SOLAR FIELD	2346	1460	[kWh]
SOLAR FRACTION	73	73	%

Tabella 5.22 - Riepilogo confronto nei mesi di Giugno 2012 e Giugno 2013

5.8.2 Confronto mesi di Luglio 2012 e Luglio 2013

Le condizioni climatiche nei mesi di Luglio 2012 e di Luglio 2013 sono state simili da un anno all'altro sia per quanto riguarda la radiazione solare incidente sui collettori solari sia per quanto riguarda la temperatura media mensile dell'aria esterna (Figura 5.152, 26,6 °C per Luglio 2013 e 26,9°C per Luglio 2012). Il profilo di funzionamento dell'impianto è stato di tipo discontinuo cioè dalle ore 9 alle ore 19 a Luglio 2012 mentre discontinuo dalle ore 7 alle ore 18 a Luglio 2013. I primi cinque giorni di Luglio 2013 sono stati caratterizzati da temperature ambiente più alte rispetto al 2012 poiché l'Aula 1 e l'Aula 2 sono state occupate intensamente per tutto l'arco della giornata. Le temperature di tali aule nel 2012 si sono collocate quindi a un livello inferiore essendo state caratterizzate da un grado di occupazione decisamente inferiore (Figura 5.153). Il range di variazione delle temperature ambiente nel 2013 ha un'ampiezza maggiore rispetto al 2012 a causa di un grado di occupazione differente e discontinuo degli ambienti interni.

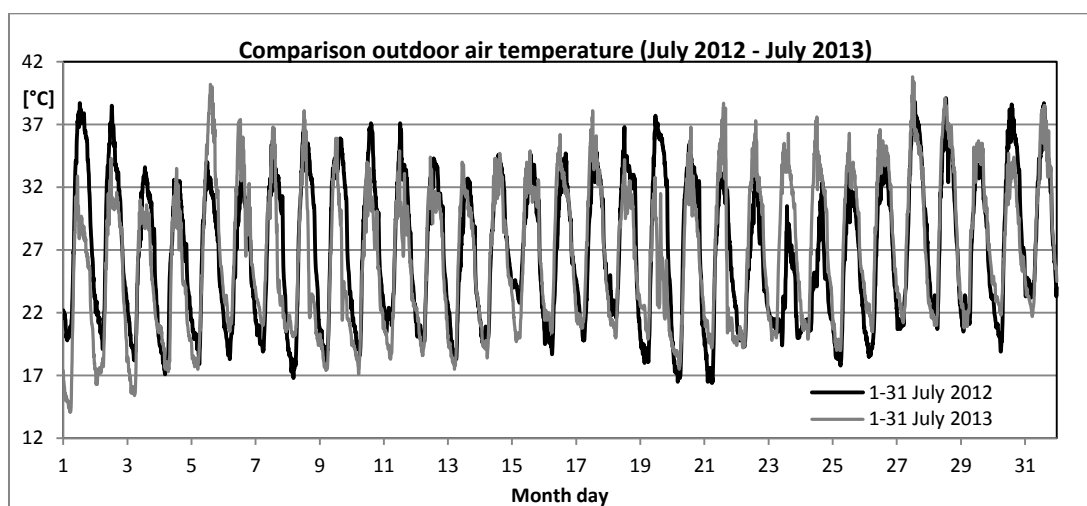


Figura 5.152 - Confronto temperatura aria esterna nei mesi di Luglio 2012 e Luglio 2013

Negli ultimi giorni di Luglio 2013 il set point delle temperature ambiente è stato aumentato rispetto al valore precedente e impostato al valore di 25°C; ciò giustifica l'innalzamento delle temperature ambiente negli ultimi giorni di Luglio 2013.

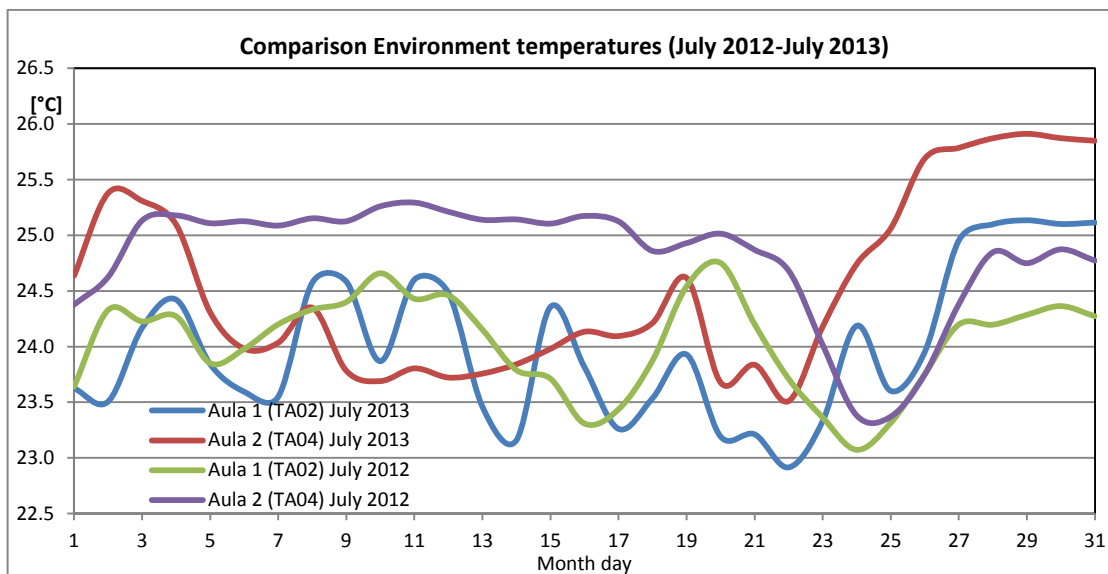


Figura 5.153 - Confronto temperature ambienti interni nei mesi di Luglio 2012 e Luglio 2013

La radiazione solare nei due mesi è stata di poco differente mentre l'energia termica dissipata dal dry-cooler è stata maggiore nel mese di Luglio 2013 rispetto al corrispondente mese dell'anno precedente. Per far fronte a un grado di occupazione decisamente superiore rispetto al mese di Luglio 2012, nel mese di Luglio 2013 l'impianto è fatto funzionare a partire dalle ore 7 anziché dalle ore 9 del mattino. Tale aspetto unitamente al conseguente sfruttamento della radiazione solare fin dalle prime ore d'insolazione e della presenza di un accumulo dalla capacità inferiore, ha determinato il raggiungimento della temperatura massima dell'acqua all'interno dell'accumulo in maniera più veloce rispetto al caso del 2012 e di conseguenza una maggiore aliquota di energia dissipata attraverso il dry-cooler (Figura 5.154).

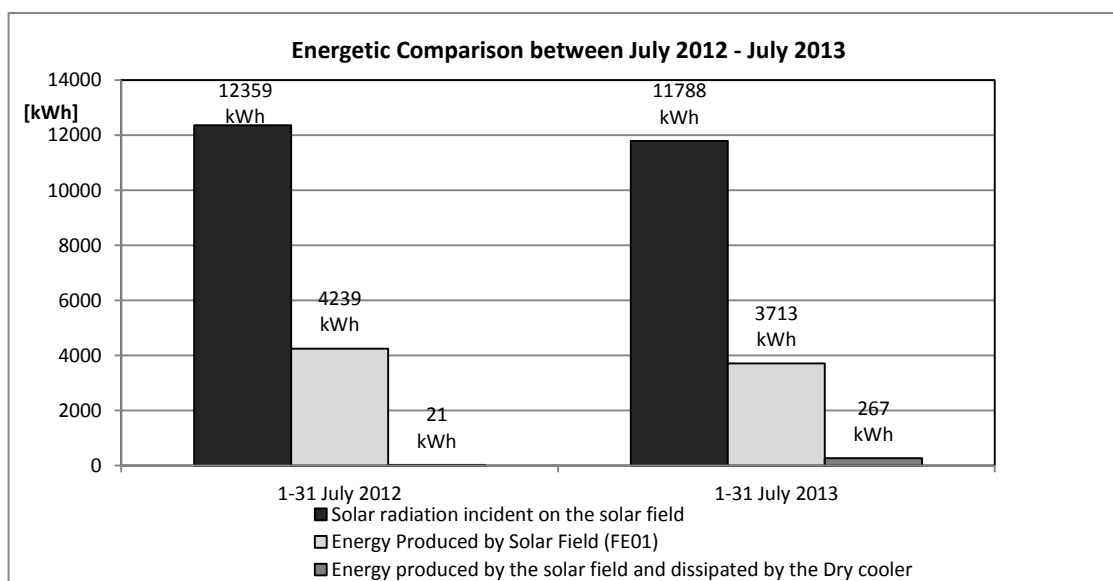


Figura 5.154 - Confronto energetico nei mesi di Luglio 2012 e Luglio 2013.

Nel mese di Luglio 2013 le temperature raggiunte dall'acqua contenuta nell'accumulo a cambiamento di fase sono state, infatti, maggiori di quelle raggiunte a Luglio 2012 caratterizzato invece dalla

presenza del serbatoio classico (Figura 5.155). In Figura 5.156 sono riportati gli andamenti delle temperature dell'acqua contenuta nell'accumulo di tipo PCM e nell'accumulo classico rispettivamente nei giorni 17 Luglio 2013 e 17 Luglio 2012. Tali giorni sono stati scelti perché caratterizzati da valori simili sia di radiazione solare giornaliera e sia di temperatura media giornaliera dell'aria esterna. La temperatura dell'accumulo PCM (TE07 17 July 2013) presenta un andamento decrescente con pendenza sommariamente costante fino all'accensione dell'impianto (ore 7:00); l'accensione della caldaia dalle ore 7:10 alle ore 7:20 e dalle ore 8:00 alle ore 8:10 limita la decrescita della TE07 17 July 2013. Successivamente tale temperatura decresce repentinamente in seguito al prelievo di energia termica dall'accumulo. Dalle ore 10:20 fino allo spegnimento dell'impianto (ore 18:00) l'accumulo è caricato, fornendo contemporaneamente energia all'impianto. L'accumulo è caricato fino al raggiungimento di una temperatura di 90°C circa per poi fornire energia termica fino allo spegnimento dell'impianto. In corrispondenza del raggiungimento di temperature d'accumulo maggiori l'energia termica è dissipata dal dry-cooler escludendo quindi il circuito di carica dell'accumulo rispettivamente alle ore 13:20 e alle ore 14:10 per qualche minuto.

Il 17 Luglio 2012 la temperatura dell'accumulo classico (TE07 17 July 2012) ha subito un decremento fino all'accensione dell'impianto (ore 9:00) e in particolare fino alla partenza della caldaia (ore 9:10) che resta in funzione per una prima volta fino alle 9:40. Al termine del secondo periodo di funzionamento della caldaia (ore 10:30-ore 10:50) la TE07 17 July 2012 raggiunge il valore massimo. Successivamente l'accumulo classico viene caricato e fornisce energia al gruppo frigo ad assorbimento fino allo spegnimento dell'impianto raggiungendo al massimo temperature di poco inferiori agli 82°C. In Figura 5.157 sono mostrati gli andamenti della temperatura dell'acqua che alimenta il gruppo frigo ad assorbimento: in entrambi i giorni di monitoraggio le temperature subiscono un incremento repentino in corrispondenza dell'accensione dell'impianto.

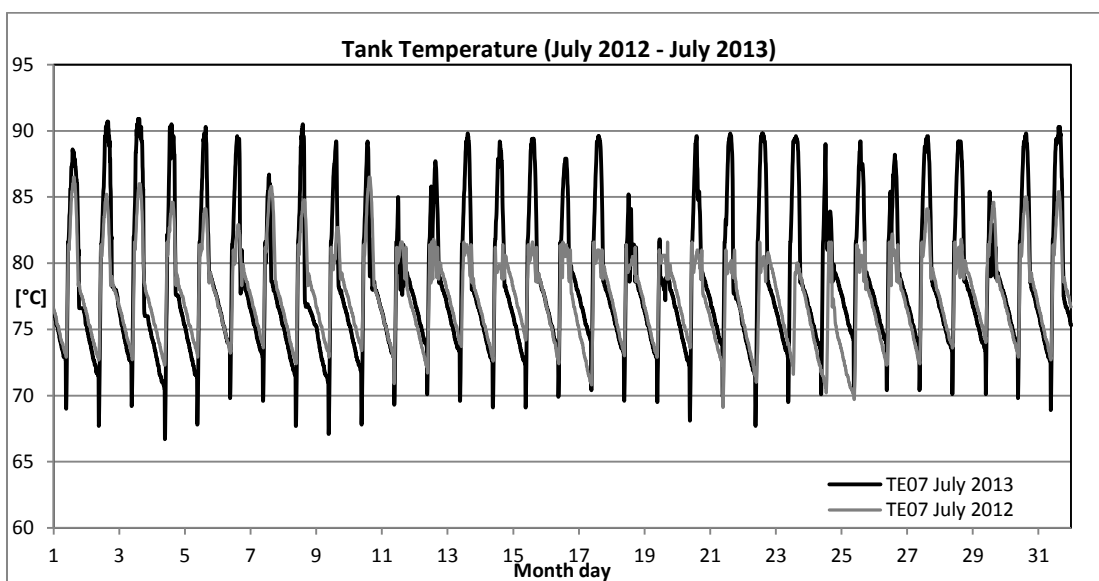


Figura 5.155 - Confronto temperatura accumulo nei mesi di Luglio 2012 e Luglio 2013.

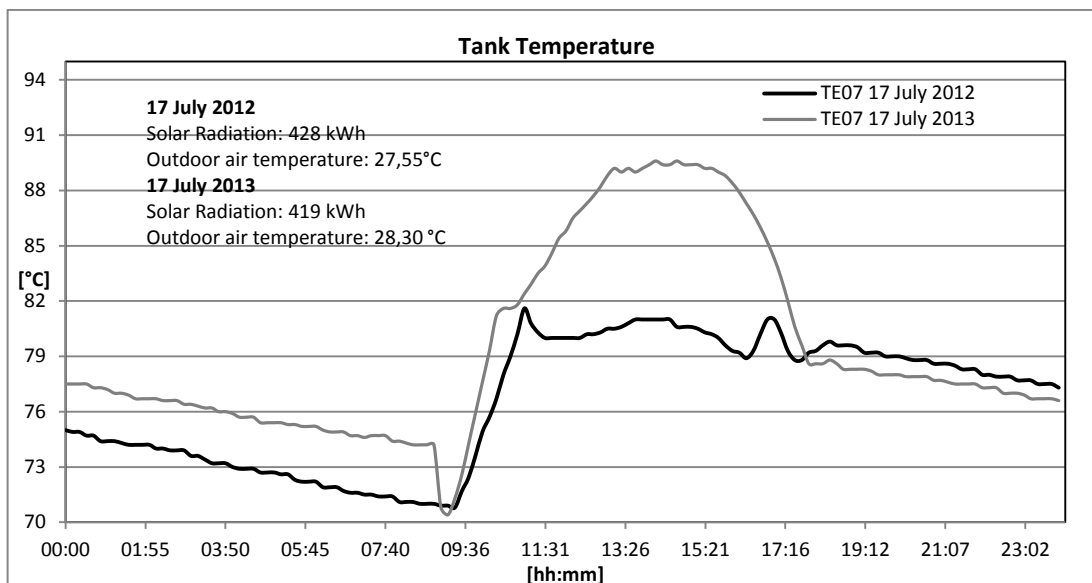


Figura 5.156 - Confronto temperatura accumulo nei giorni 17 Luglio 2012 e 17 Luglio 2013.

A differenza del 17 Luglio 2012, il 17 Luglio 2013 è stato caratterizzato però da temperature di alimentazione del gruppo frigo intorno agli 88°C che rappresentano le condizioni nominali di funzionamento della macchina determinando quindi COP maggiori rispetto al caso del 2012.

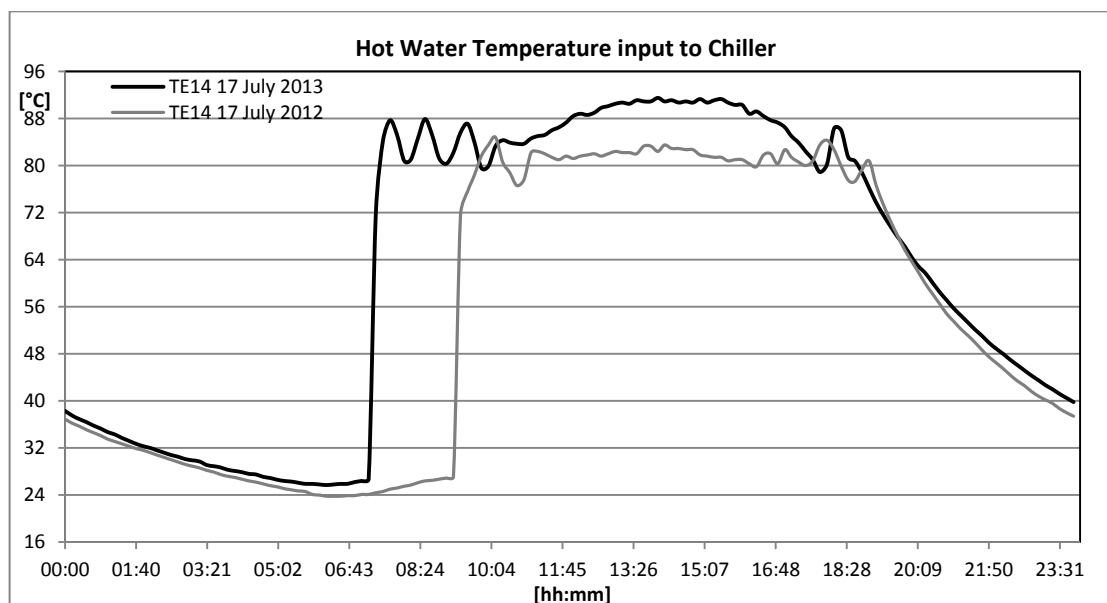


Figura 5.157 - Confronto temperatura dell'acqua in ingresso al gruppo frigo nei giorni 17 Luglio 2012 e 17 Luglio 2013.

Il confronto dei flussi energetici relativi ai due mesi è riportato in Figura 5.158. Anche nel confronto tra i mesi di Luglio 2012 e di Luglio 2013 le prestazioni del gruppo frigo ad assorbimento sono state migliori nel caso di Luglio 2013 (COP = 0,679 contro COP = 0,604 a Luglio 2012), questo perché nel 2013 il gruppo frigo ad assorbimento è stato caratterizzato da un funzionamento più continuo e prossimo alle condizioni nominali. Il confronto in termini di frazione solare tra i due mesi è riportato in Figura 5.159.

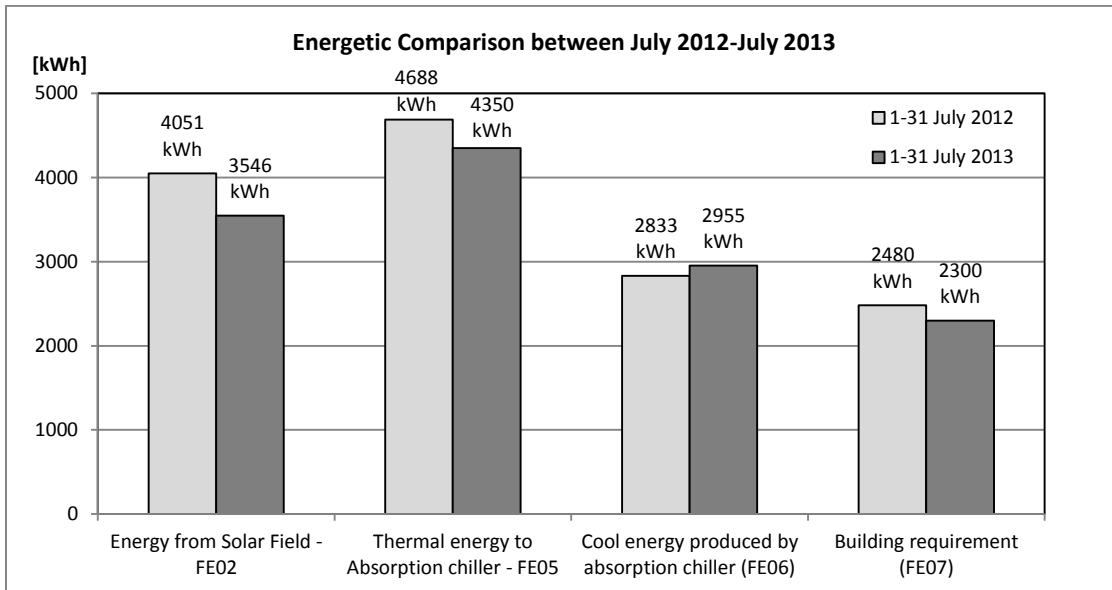


Figura 5.158 - Confronto conta termie nei mesi di Luglio 2012 e Luglio 2013.

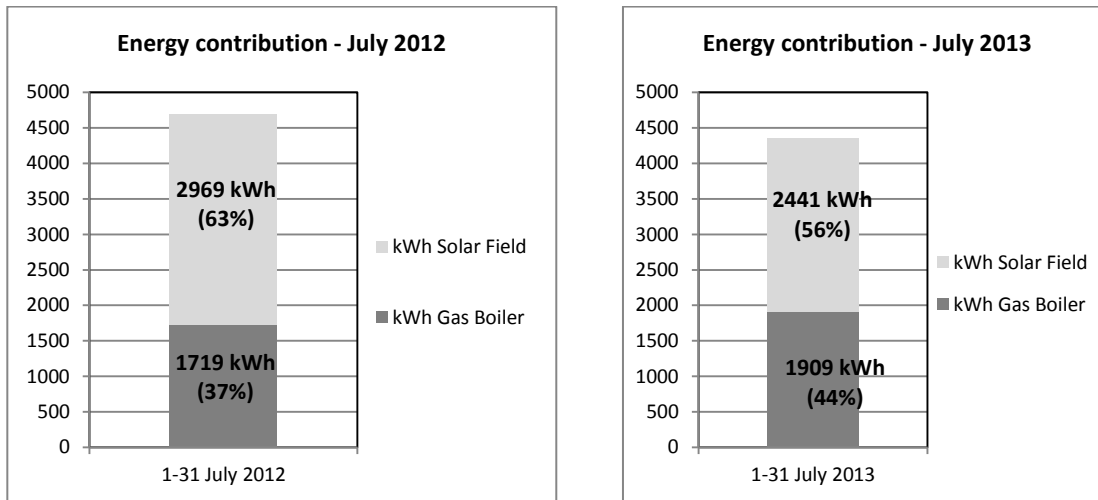


Figura 5.159 - Confronto Frazione solare nei mesi di Luglio 2012 e Luglio 2013.

Di seguito è riassunto il confronto tra i mesi di Luglio 2012 e di Luglio 2013 (Tabella 5.23).

	1-31 JULY 2012	1-31 JULY 2013	
SOLAR RADIATION ON SOLAR COLLECTORS	12359	11788	[kWh]
MEDIUM OUTDOOR AIR TEMPERATURE	26,9	26,6	[°C]
THERMAL ENERGY TO ABSORPTION CHILLER (FE05)	4688	4350	[kWh]
ENERGY FROM INTEGRATION GAS BOILER (FE03)	1719	1909	[kWh]
ENERGY FROM SOLAR FIELD	2969	2441	[kWh]
SOLAR FRACTION	63	56	%

Tabella 5.23 - Riepilogo confronto conta termie nei mesi di Luglio 2012 e Luglio 2013.

5.8.3 Confronto mesi di Agosto 2012 e Agosto 2013

Il mese di Agosto 2013 è stato caratterizzato da un valore medio mensile della temperatura dell'aria esterna (27 °C) inferiore del corrispondente valore del mese di Agosto 2012 (Figura 5.160). Il profilo di funzionamento dell'impianto è stato di tipo discontinuo cioè dalle ore 9 alle ore 19 ad Agosto 2012 mentre discontinuo dalle ore 7 alle ore 18 ad Agosto 2013.

Le temperature degli ambienti interni nel mese di Agosto 2013 sono state caratterizzate da valori più elevati rispetto a quelli raggiunti nel mese di Agosto 2012. Inoltre la temperatura TA04 relativa all'aula del piano primo ha mostrato negli ultimi dieci giorni di Agosto 2013 un andamento crescente a causa dello spegnimento in locale dell'impianto (Figura 5.161).

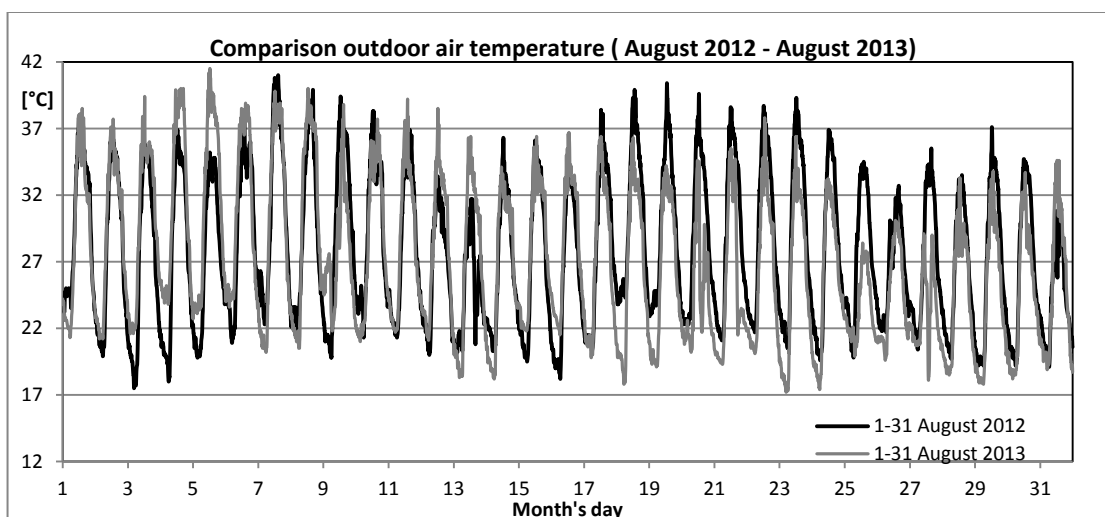


Figura 5.160 - Confronto temperatura aria esterna nei mesi di Agosto 2012 e Agosto 2013.

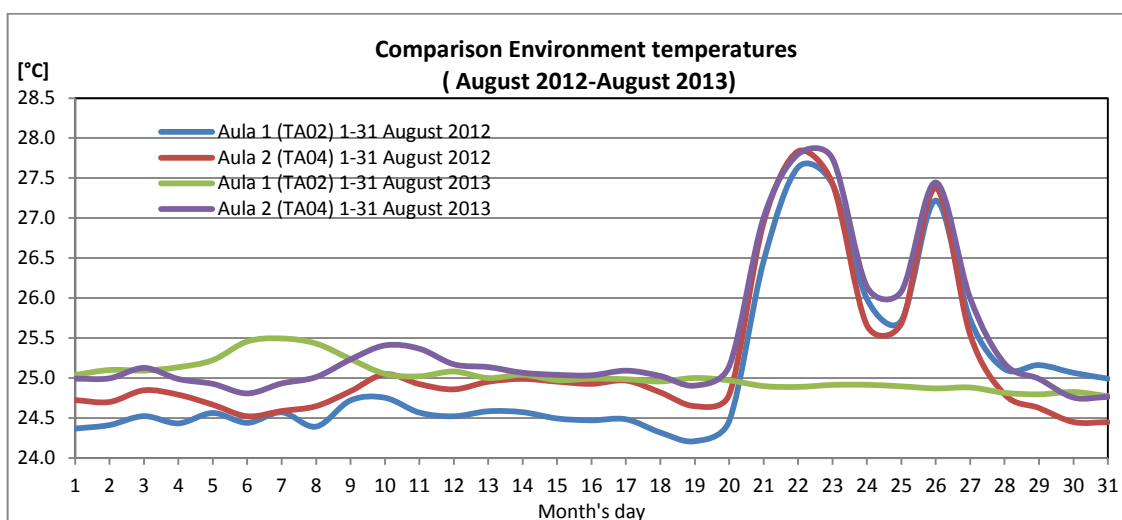


Figura 5.161 - Confronto temperature ambienti interni nei mesi di Agosto 2012 e Agosto 2013.

Ciò non si è verificato per la temperatura dell'aula 1 del piano terra (TA02). L'andamento delle temperature ambiente TA04 e TA02 ad Agosto 2012 è causato da un fermo impianto per

manutenzione nei giorni 21, 22, 23 e 26 Agosto 2012. Così come la temperatura dell'aria esterna, la radiazione solare totale ha assunto un valore di poco differente tra i due mesi (Figura 5.162). A causa di un diverso profilo di funzionamento ad Agosto 2013 l'impianto è stato azionato alle ore 7 anziché alle ore 9 (Agosto 2012). Ciò causa il raggiungimento di temperature elevate per l'accumulo termico prima delle ore più calde della giornata causando quindi una dissipazione energetica maggiore da parte del dry-cooler rispetto al mese di Agosto 2012 alla quale si aggiunge una capacità dell'accumulo inferiore rispetto all'anno 2012. Di conseguenza il fabbisogno energetico dell'edificio, l'energia frigorifera prodotta dal gruppo frigo ad assorbimento e l'energia termica da esso richiesta sono state maggiori nel mese di Agosto 2013 mentre risulta essere minore l'energia termica stoccata nel serbatoio d'accumulo avendo appunto dissipato di più (Figura 5.163, Figura 5.162).

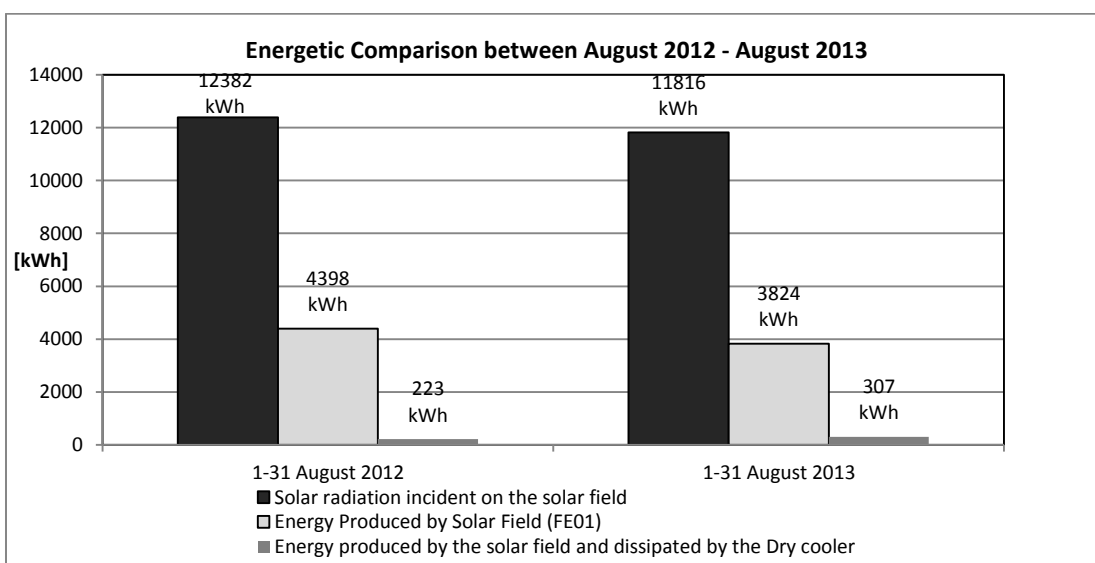


Figura 5.162 - Confronto energetico nei mesi di Agosto 2012 e Agosto 2013.

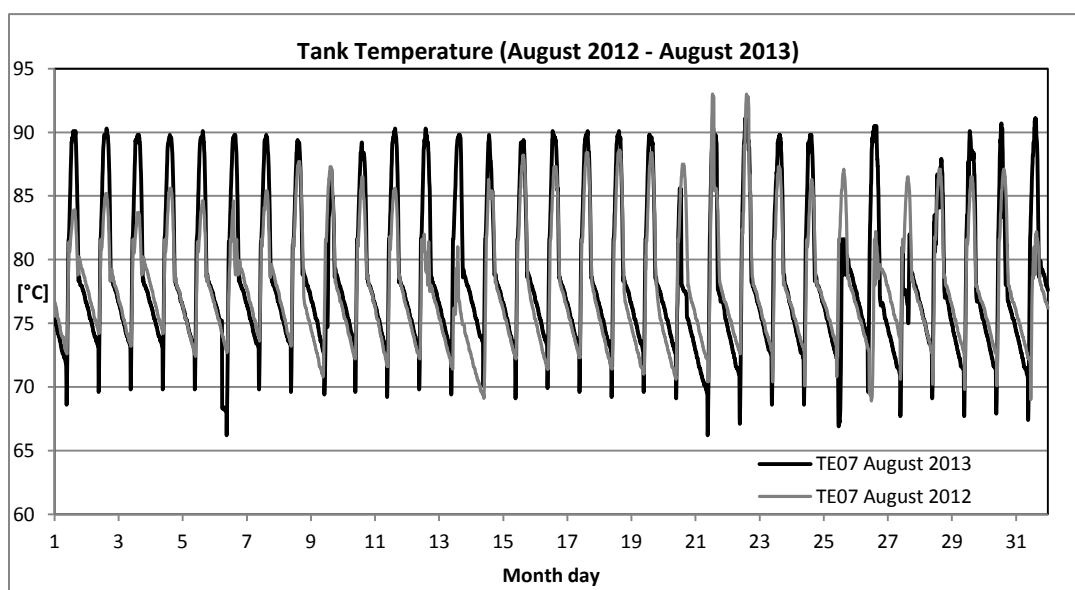


Figura 5.163 - Confronto temperatura accumulo nei mesi di Agosto 2012 e Agosto 2013.

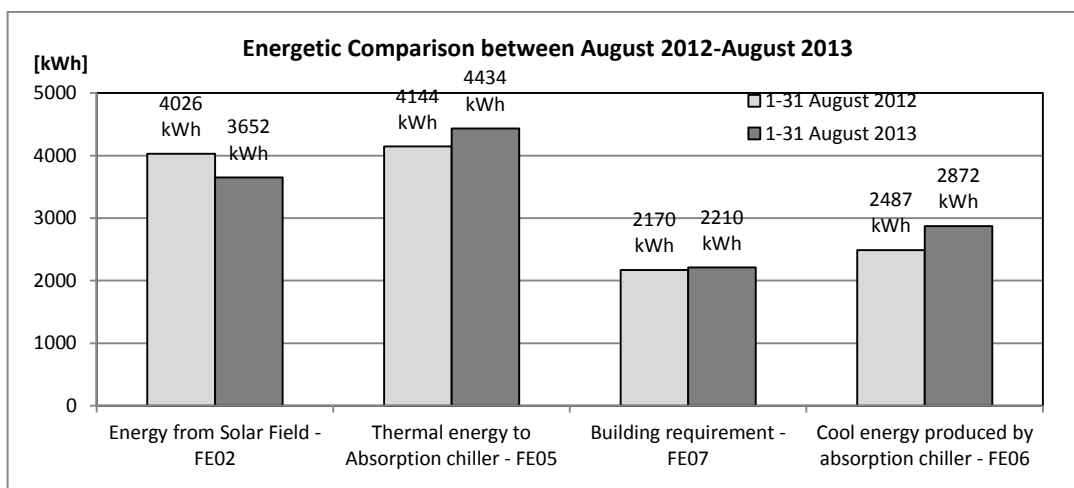


Figura 3.163. Confronto contatermie nei mesi di Agosto 2012 e Agosto 2013.

Anche nel confronto tra i mesi di Agosto 2012 e di Agosto 2013 le prestazioni del gruppo frigo ad assorbimento sono state migliori nel caso di Agosto 2013 (COP =0,648 contro COP=0,600 a Agosto 2012), questo perché nel 2013 il gruppo frigo ad assorbimento è stato caratterizzato da un funzionamento più continuo e prossimo alle condizioni nominali. Di seguito sono riportati i confronti relativi alla frazione solare nei due mesi (Figura 5.164) e il riepilogo del confronto effettuato (Tabella 5.24).

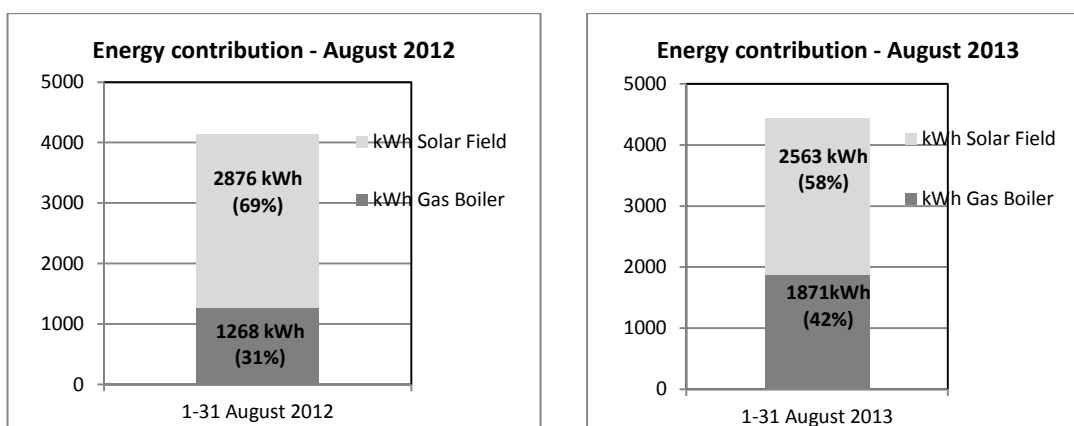


Figura 5.164 - Confronto frazione solare nei mesi di Agosto 2012 e Agosto 2013.

	1-31 AUGUST 2012	1-31 AUGUST 2013	
SOLAR RADIATION ON SOLAR COLLECTORS	12382	11816	[kWh]
MEDIUM OUTDOOR AIR TEMPERATURE	27,8	27,0	[°C]
THERMAL ENERGY TO ABSORPTION CHILLER (FE05)	4144	4434	[kWh]
ENERGY FROM INTEGRATION GAS BOILER (FE03)	1268	1871	[kWh]
ENERGY FROM SOLAR FIELD	2876	2563	[kWh]
SOLAR FRACTION	69	58	%

Tabella 5.24 - Riepilogo confronto nei mesi di Agosto 2012 e Agosto 2013.

5.8.4 Confronto mesi di Settembre 2012 e Settembre 2013

Il mese di Settembre 2013 è stato caratterizzato da un valore medio mensile della temperatura dell'aria esterna (23.5 °C) maggiore del mese di Settembre 2012 (21.6 °C) (Figura 5.165).

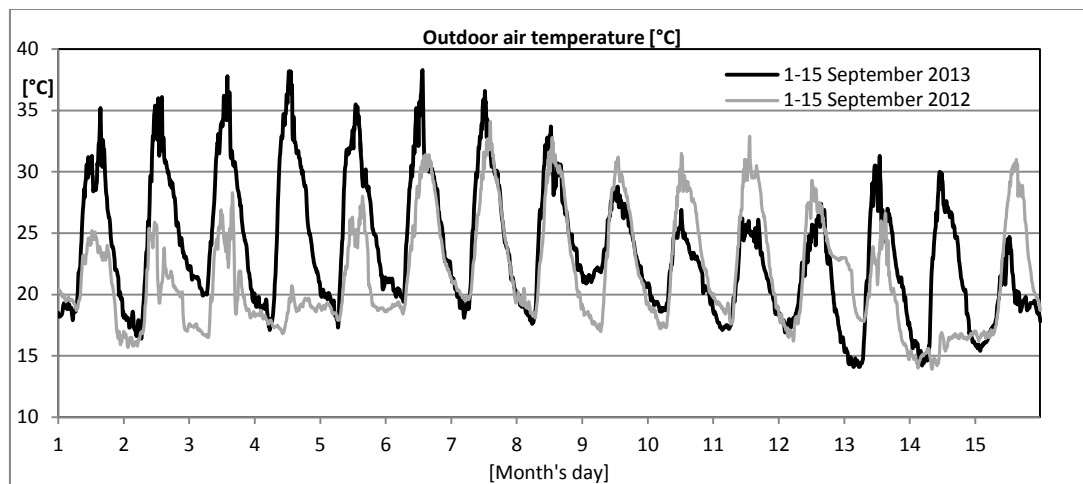


Figura 5.165 - Confronto temperatura aria esterna nei mesi di Settembre 2012 e Settembre 2013.

Il profilo di funzionamento dell'impianto è stato di tipo discontinuo cioè dalle ore 9 alle ore 19 a Settembre 2012 mentre discontinuo dalle ore 7 alle ore 18 a Settembre 2013. Le temperature degli ambienti interni nel mese di Settembre 2013 sono state mantenute nell'intorno del valore di set point preimpostato. Esse hanno mostrato un andamento decrescente negli ultimi giorni monitorati in seguito all'abbassamento della temperatura dell'aria esterna. Rispetto al corrispondente mese dell'anno 2013, i valori delle temperature ambiente relative al mese di Settembre 2012 hanno mostrato invece valori inferiori nei primi cinque giorni del mese, valori crescenti nei cinque giorni successivi e poi nuovamente valori inferiori in base all'andamento della temperatura dell'aria esterna (Figura 5.166).

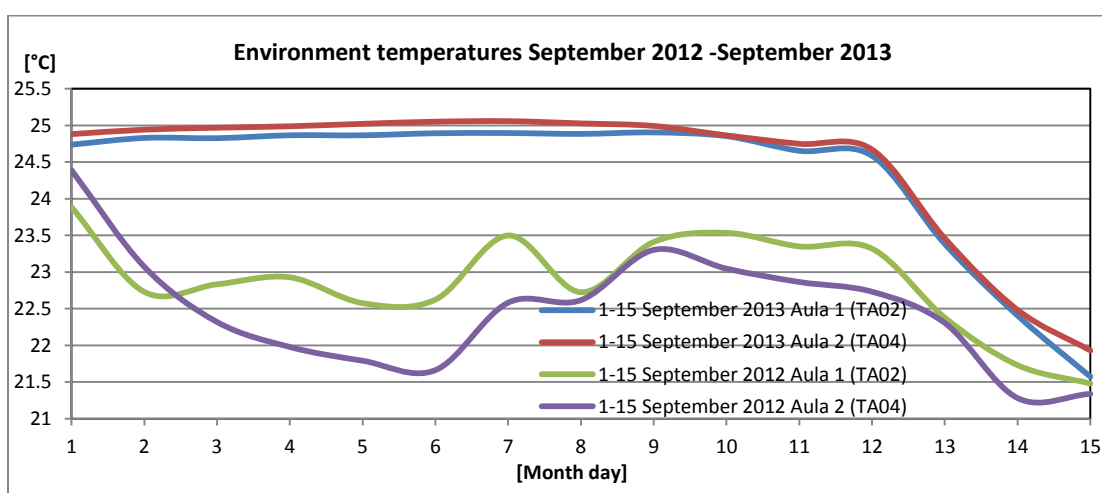


Figura 5.166 - Confronto temperature ambienti interni a Settembre 2012 e Settembre 2013.

La radiazione solare totale ha assunto un valore maggiore nel mese di Settembre 2013 (Figura 5.167).

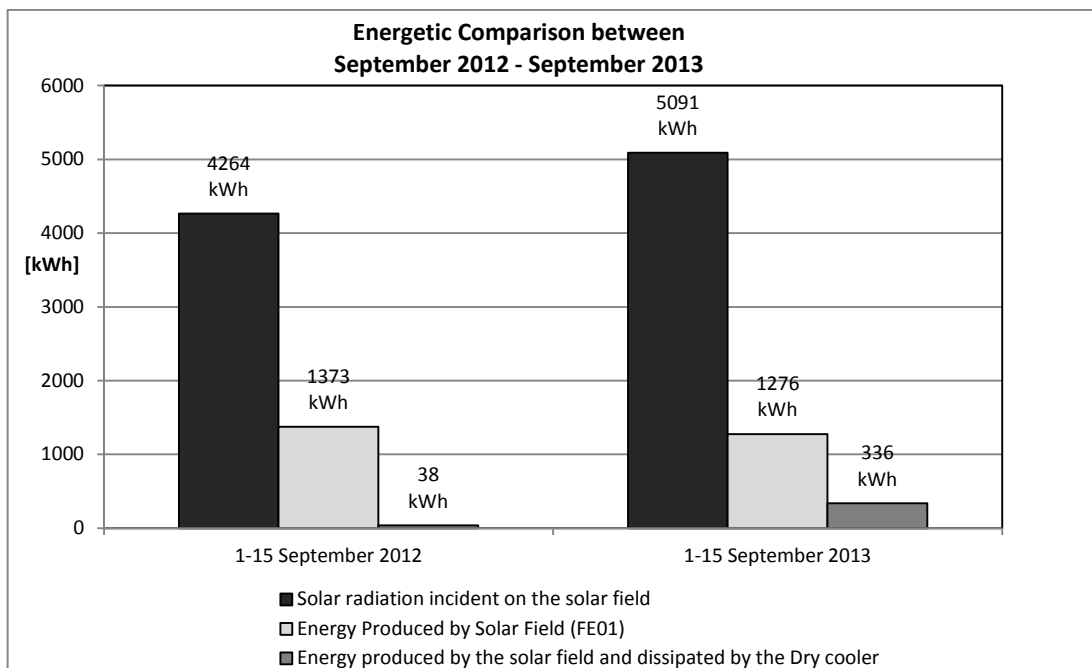


Figura 5.167 - Confronto energetico nei mesi di Settembre 2012 e Settembre 2013.

A causa di un diverso profilo di funzionamento a Settembre 2013 l'impianto è stato azionato alle ore 7 anziché alle ore 9 (Settembre 2012). Ciò causa il raggiungimento di temperature elevate per l'accumulo termico prima delle ore più calde della giornata causando quindi una dissipazione energetica maggiore da parte del dry-cooler rispetto al mese di Settembre 2012 (Figura 5.167, Figura 5.168). Di conseguenza il fabbisogno energetico dell'edificio, l'energia frigorifera prodotta dal gruppo frigo ad assorbimento e l'energia termica da esso richiesta sono stati maggiori nel mese di Settembre 2013 mentre l'energia termica stoccata nel serbatoio d'accumulo è stata minore avendo appunto dissipato di più. Anche nel mese di Settembre 2013, le temperature raggiunte all'interno dell'accumulo sono state maggiori della temperatura di cambiamento di fase del materiale PCM determinando quindi l'impossibilità di sfruttare i vantaggi del passaggio di fase (Figura 5.168, Figura 5.169).

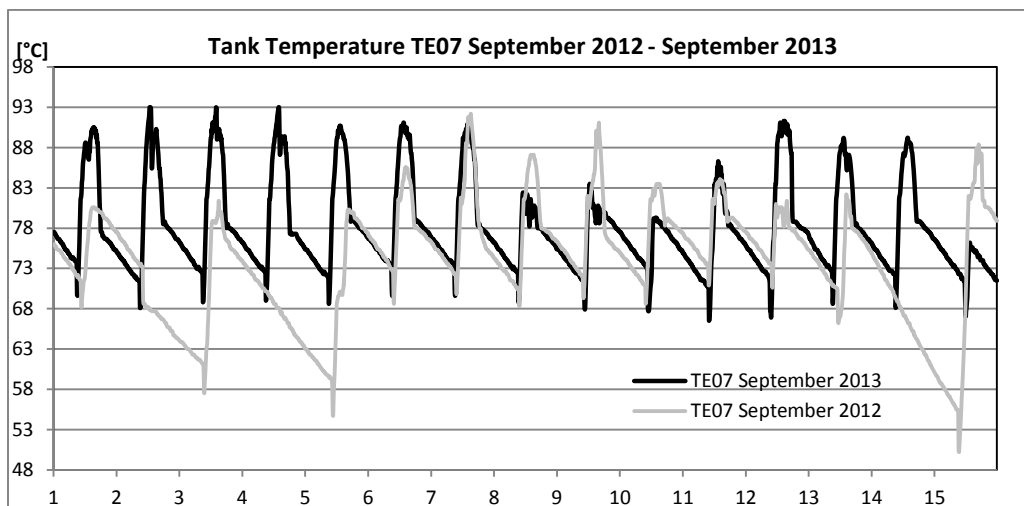


Figura 5.168 - Confronto temperatura accumulo nei mesi di Agosto 2012 e Agosto 2013.

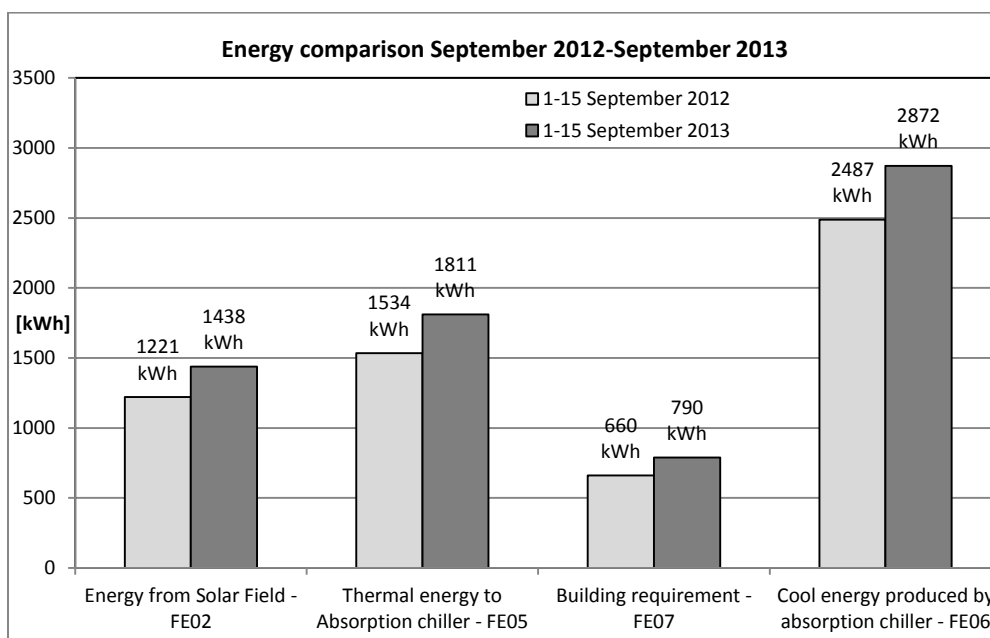


Figura 5.169 - Confronto contatermie nei mesi di Agosto 2012 e Agosto 2013.

Anche nel confronto tra i mesi di Settembre 2012 e di Settembre 2013 le prestazioni del gruppo frigo ad assorbimento sono migliori nel caso di Settembre 2013 (COP =0,573 contro COP=0,540 a Settembre 2012), questo perché nel 2013 il gruppo frigo ad assorbimento è stato caratterizzato da un funzionamento più continuo e prossimo alle condizioni nominali.

Di seguito sono riportati i confronti relativi alla frazione solare nei due mesi (Figura 5.170) e il riepilogo del confronto effettuato (Tabella 5.25).

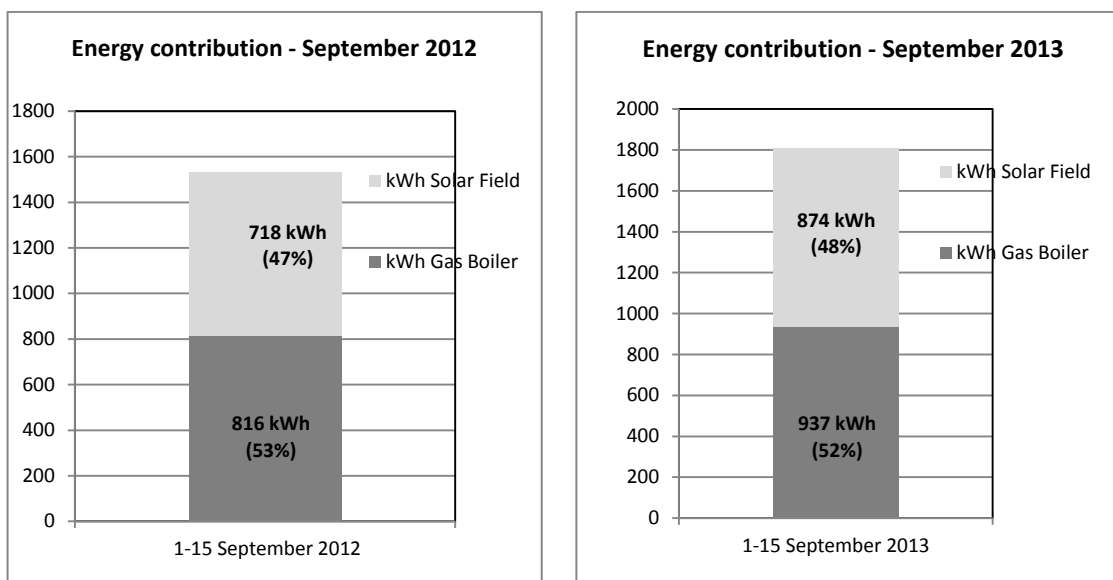


Figura 5.170 - Confronto frazione solare nei mesi di Settembre 2012 e Settembre 2013.

	1-15 SEPTEMBER 2012	1-15 SEPTEMBER 2013	
SOLAR RADIATION ON SOLAR COLLECTORS	4264	5091	[kWh]
MEDIUM OUTDOOR AIR TEMPERATURE	21.6	23.5	[°C]
THERMAL ENERGY TO ABSORPTION CHILLER (FE05)	1534	1811	[kWh]
ENERGY FROM INTEGRATION GAS BOILER (FE03)	816	937	[kWh]
ENERGY FROM SOLAR FIELD	718	874	[kWh]
SOLAR FRACTION	47	48	%

Tabella 5.25 - Riepilogo confronto nei mesi di Settembre 2012 e Settembre 2013.

Di seguito (Figura 5.171) è riportato il confronto tra i risultati globali del monitoraggio estivo 2012 (1 Giugno-15 Settembre 2012) e del monitoraggio estivo 2013 (1 Giugno- 15 Settembre 2013). Globalmente è stata riscontrata una radiazione solare totale incidente sui collettori solari pressoché simile tra i due anni, in particolare la radiazione solare nel periodo estivo 2013 è stata di poco inferiore rispetto al 2012 (Figura 5.171). Nonostante ciò, a causa di un diverso profilo di funzionamento dell'impianto di solar heating and cooling, di un grado di occupazione decisamente maggiore e di una capacità del sistema di accumulo inferiore nel 2013, l'energia termica dissipata dal dry-cooler è stata maggiore nel periodo di monitoraggio estivo 2013. Le prestazioni del gruppo frigo ad assorbimento sono state migliori nell'estate 2013, infatti, a parità di energia termica in input al gruppo l'energia frigorifera da esso prodotta è stata maggiore nel 2013 (Figura 5.172). Il monitoraggio 2013 è stato quindi caratterizzato da un funzionamento del gruppo frigo più continuo.

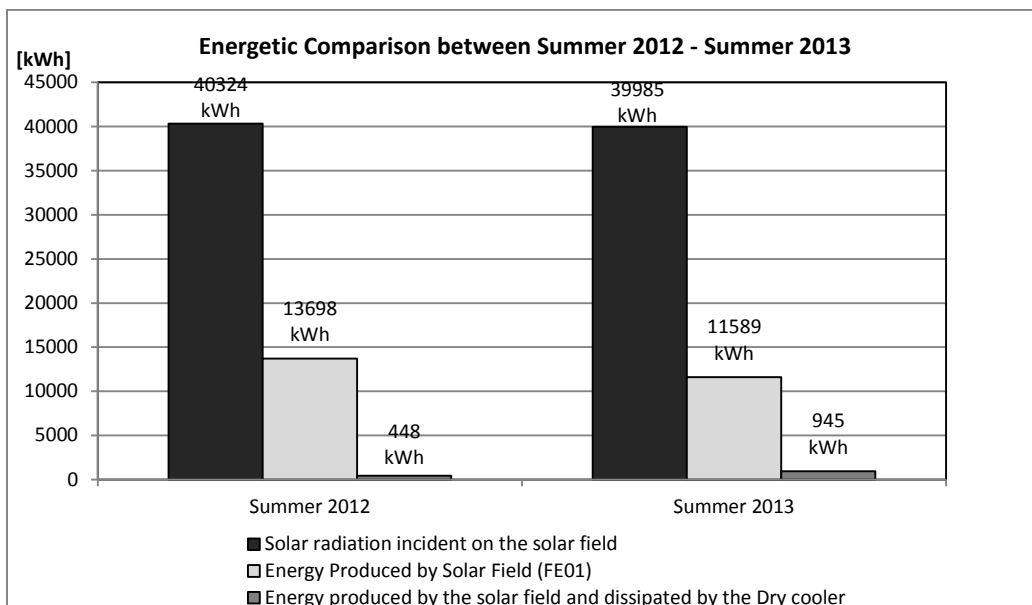


Figura 5.171 - Riepilogo confronto energetico tra il monitoraggio estivo 2012 ed estivo 2013

Anticipare di due ore l'accensione dell'impianto rispetto al 2012 ha determinato il raggiungimento in minor tempo di elevate temperature dell'acqua contenuta all'interno dell'accumulo a cambiamento di fase. È proprio questo ultimo aspetto che giustifica principalmente la maggiore aliquota di energia termica dissipata dal dry-cooler nel periodo estivo 2013 e quindi una minore frazione solare rispetto all'estate dell'anno precedente (Figura 5.173); oltre a tale aspetto i risultati ottenuti sono dovuti alla presenza nel 2013 di un accumulo dal volume inferiore. Nell'estate del 2013 è stata quindi ottenuta una maggiore quantità di energia dissipata dal dry-cooler, una minore quantità di energia accumulata nel serbatoio e una quantità di energia termica in input al gruppo frigo inferiore rispetto al 2012 ma un'energia frigorifera pressoché simile nei due casi essendo stato il gruppo frigo più efficiente nel 2013.

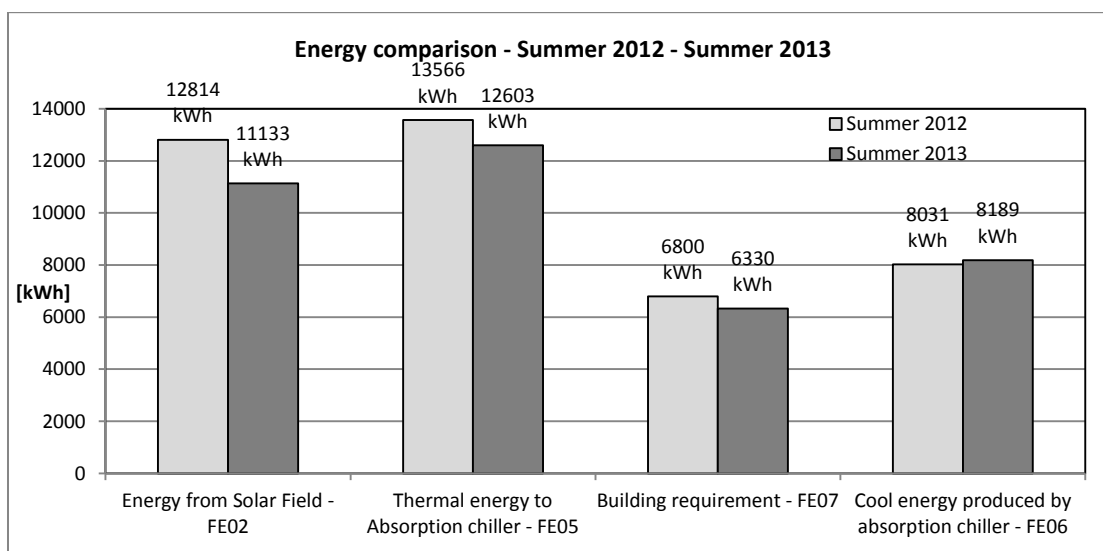


Figura 5.172 - Riepilogo confronto contatermie tra il monitoraggio estivo 2012 ed estivo 2013.

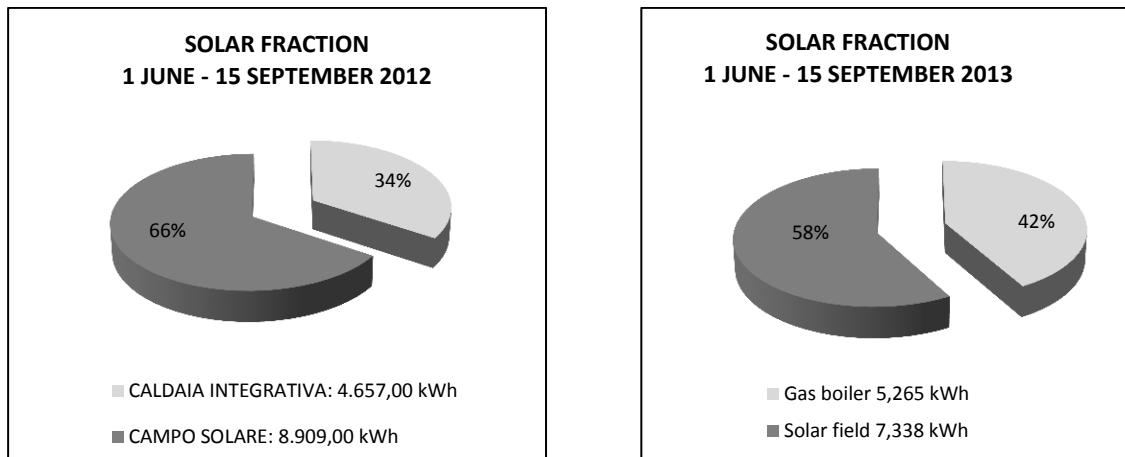


Figura 5.173 - Riepilogo confronto frazione solare tra il monitoraggio estivo 2012 ed estivo 2013.

5.9 Monitoraggio invernale anno 2014 e anno 2015

La stagione di monitoraggio relativa all'inverno dell'anno 2014 e dell'anno 2015 è stata riportata per completezza al fine di illustrare i risultati dell'intero periodo di monitoraggio dell'impianto di solar heating and cooling. Per l'analisi e la valutazione del comportamento dell'accumulo PCM e del relativo effetto sul funzionamento dell'impianto è quindi necessario far riferimento al confronto effettuato tra il monitoraggio dell'anno 2012 e dell'anno 2013. Sia l'anno 2014 e sia l'anno 2015 sono stati caratterizzati da impreviste mancate acquisizioni da parte dei dispositivi di monitoraggio installati in campo principalmente a causa di diversi distacchi della fornitura di energia elettrica da parte del gestore di rete per implementare delle migliorie sulla rete stessa. Nell'anno 2014, i mesi di monitoraggio hanno riguardato il periodo 8 – 28 Febbraio 2014, 13-31 Marzo 2014 e infine il periodo 1-15 Aprile 2014. L'impianto è stato fatto funzionare dal lunedì al venerdì dalle ore 7:30 alle ore 17:30. Tali orari di funzionamento hanno però subito delle variazioni all'occorrenza. Nell'anno 2015, i mesi di monitoraggio hanno riguardato il periodo 8 – 28 Febbraio 2015 (acquisizione dati completa), 1-31 Marzo 2015 (acquisizione dati incompleta solo su alcune grandezze e impossibilità di isolare il periodo 13-31 Marzo 2015 dal resto del mese) e infine il periodo 1-15 Aprile 2015 (acquisizione dati incompleta solo su una grandezza). L'impianto è stato fatto funzionare dal lunedì alla domenica e dalle ore 7:30 alle ore 16:30. I valori di set point impostati per le temperature degli ambienti costituenti l'edificio sono stati in linea con quelli dell'inverno 2013. I valori di radiazione solare sono stati determinati, in entrambe le annualità, mediante l'applicazione del modello di Liu e Jordan.

Nonostante le problematiche sopra descritte, le grandezze acquisite hanno permesso di determinare le prestazioni globali dell'impianto nell'inverno dell'anno 2014 e dell'anno 2015 esprimendole attraverso la frazione solare.

Così come durante gli anni precedenti, anche negli anni 2014 e 2015 l'edificio F-92 è stato costantemente occupato poiché frequentemente utilizzato come sede d'incontri tecnici e di formazione professionale.

L'inverno relativo all'anno 2014 è stato caratterizzato da una temperatura dell'aria esterna media di 11,2 °C, mentre nell'anno 2015 tale valore è stato pari a 8,4°C. Dai grafici in Figura 5.174 e in Figura 5.175 si evince l'aumento della temperatura dell'aria esterna dal mese di Febbraio al mese di Aprile 2015.

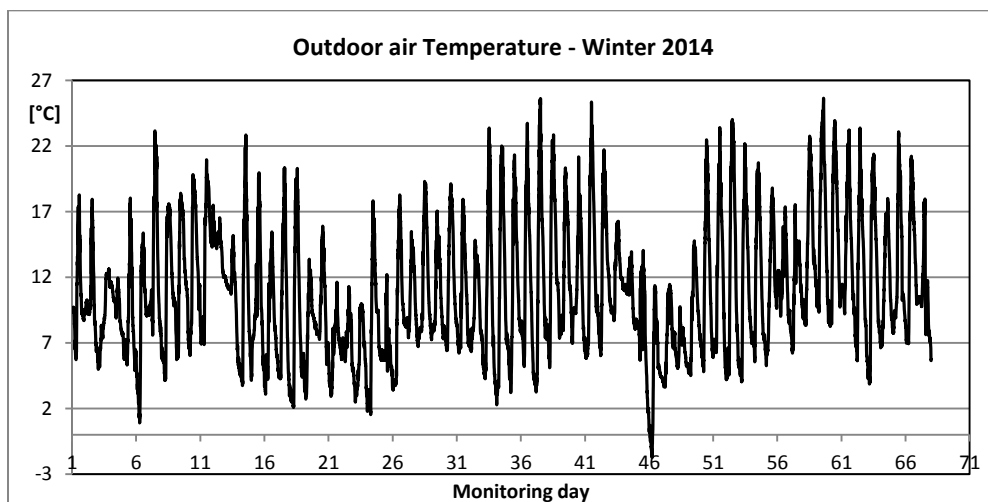


Figura 5.174 - Temperatura dell'aria esterna dall'8 Febbraio 2014 (Giorno 1 del monitoraggio) al 15 Aprile 2014.

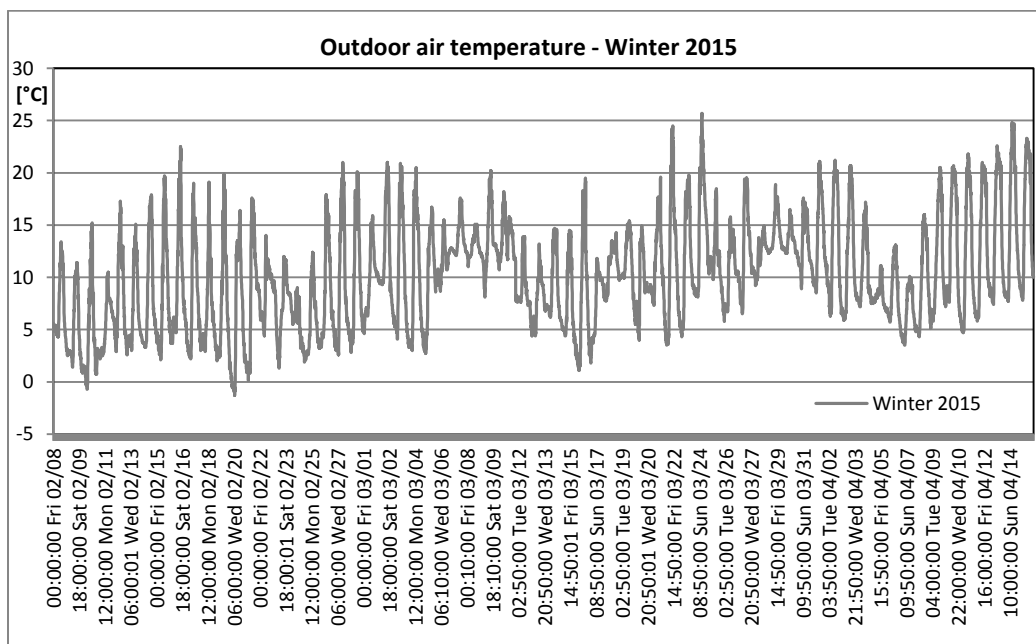


Figura 5.175 – Temperatura dell'aria esterna nei mesi di Febbraio, Marzo e Aprile 2015.

Il periodo relativo al mese di Febbraio 2014 è stato caratterizzato da una radiazione solare incidente sui collettori solari pari a 4818 kWh mentre tale grandezza è stata pari a 5621 kWh nel mese di Marzo e di 4627 kWh nel mese Aprile. Il fabbisogno dell'edificio è stato pari a 2070 kWh nel mese di Febbraio, 1590 kWh nel mese di Marzo e 820 kWh di Aprile. I contributi del campo solare e della caldaia integrativa al soddisfacimento del fabbisogno dell'edificio sono riportati in Figura 5.176 mese per mese.

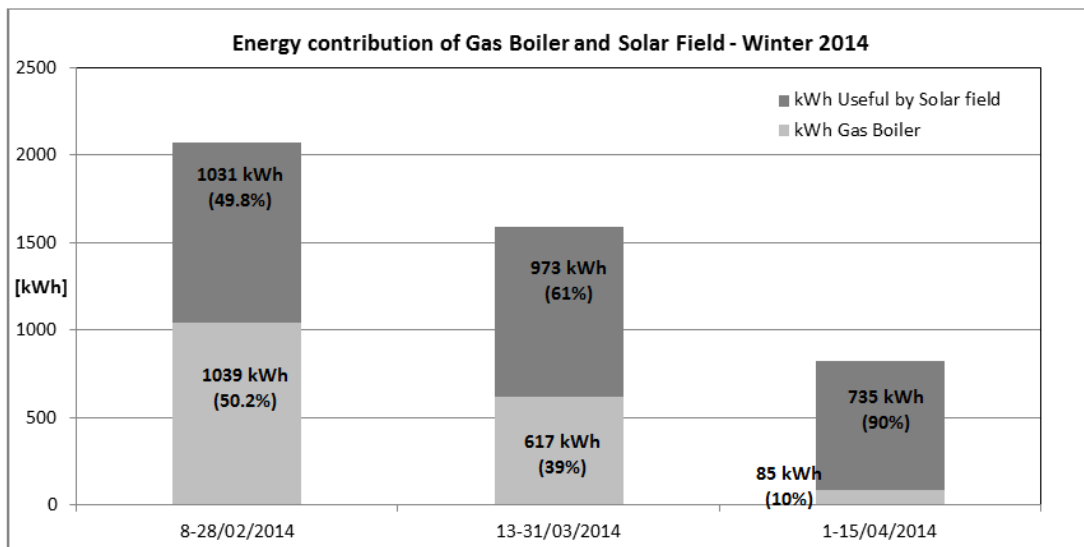


Figura 5.176 - Frazione solare nei mesi di Febbraio, Marzo e Aprile 2014.

Riepilogando il comportamento dell'impianto di solar heating durante l'intero periodo di monitoraggio invernale 2014, si può calcolare la frazione solare riferita all'energia termica necessaria per il riscaldamento dell'edificio (Figura 5.177). Il campo solare ha coperto oltre la metà del fabbisogno energetico dell'edificio per mantenere in temperatura gli ambienti.

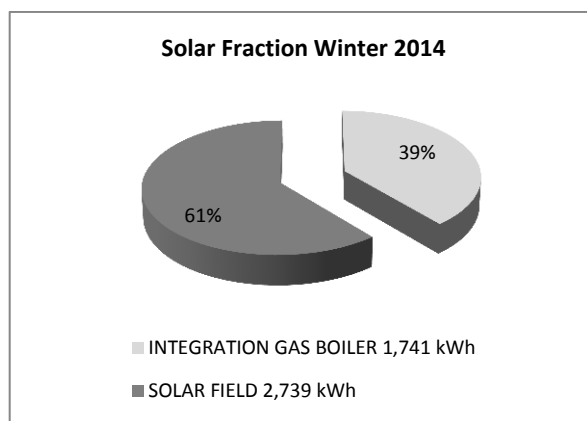


Figura 5.177 - Frazione solare relativa all'inverno 2014.

Il periodo relativo al mese di Febbraio 2015 è stato caratterizzato da una radiazione solare incidente sui collettori solari pari a 5491 kWh mentre l'acquisizione di tale grandezza è stata discontinua nei mesi di Marzo e Aprile. Il fabbisogno dell'edificio è stato pari a 3060 kWh nel mese di Febbraio, 3980 kWh nel mese di Marzo e 1510 kWh ad Aprile. I contributi del campo solare e della caldaia integrativa al fabbisogno dell'edificio sono riportati in Figura 5.178 mese per mese.

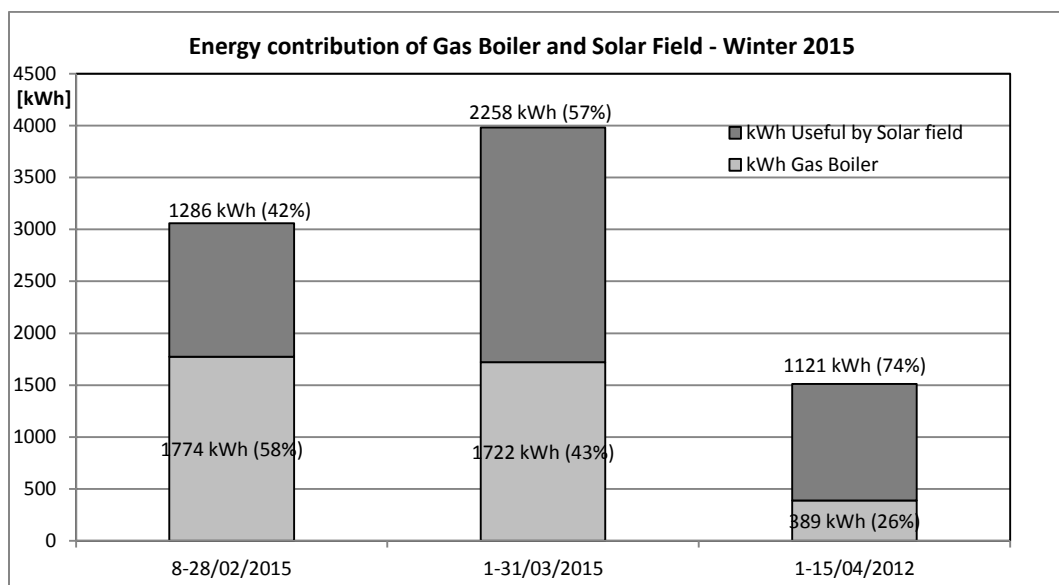


Figura 5.178 – Frazione solare nei mesi di Febbraio, Marzo e Aprile 2015.

Riepilogando il comportamento dell'impianto di solar heating durante l'intero periodo di monitoraggio invernale 2015, si può calcolare la frazione solare dell'energia termica necessaria per il riscaldamento dell'edificio (Figura 5.179). Il campo solare ha coperto oltre la metà del fabbisogno energetico dell'edificio per mantenere in temperatura gli ambienti.

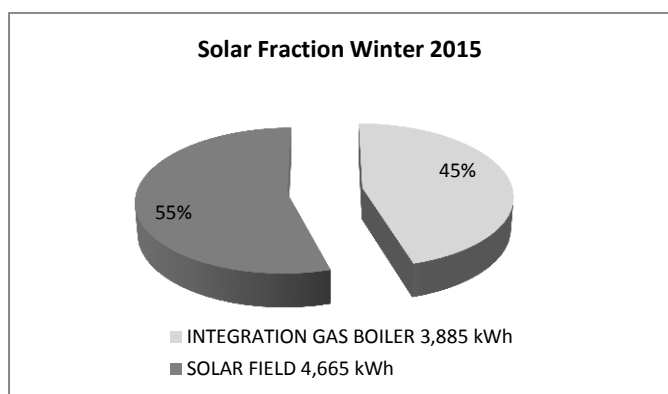


Figura 5.179 – Frazione solare relative all'inverno 2015.

In Tabella 5.26 è riportato il riepilogo del monitoraggio invernale relativo agli anni 2013, 2014 e 2015 i quali sono stati tutti caratterizzati dalla presenza dell'accumulo PCM.

	Solar Fraction	Solar Radiation	FE07	T aria ext (media)	Durata ON impianto	T Set Point Ambienti
	%	kWh	kWh	°C	h	°C
Winter 2013	52	14700	7661	10	480	22
Winter 2014	61	15066	4480	11	410	22-24
Winter 2015	55	14749	8550	8	351	22-24

Tabella 5.26 – Riepilogo monitoraggi invernali con accumulo PCM degli anni 2013, 2014 e 2015.

L'inverno 2014 è stato caratterizzato da un valore di radiazione solare e da un valore medio della temperatura dell'aria esterna maggiori rispetto a quelli degli inverni 2013 e 2015. L'inverno 2014

presenta quindi un fabbisogno dell'edificio (FE07) inferiore rispetto agli altri anni determinando una frazione solare maggiore rispetto all'inverno 2013 e all'inverno 2015.

5.10 Analisi e sviluppi futuri sull'impiego dei materiali PCM

L'analisi dei dati sperimentali relativi all'anno 2013 e il confronto tra i risultati ottenuti in tale anno e quelli relativi al funzionamento con accumulo standard hanno permesso di determinare le criticità e le possibili migliorie da attuare nell'impiego dei materiali a cambiamento di fase in applicazioni di solar heating and cooling di piccola potenza. I test effettuati sul singolo tubo PCM hanno mostrato che la risposta del materiale alle variazioni di temperatura dell'acqua è stata notevolmente lenta. Non sono stati, infatti, riscontrati effetti visibili attorno alla temperatura di fusione di 46 °C e il rilascio e l'assorbimento dell'energia di fusione ha richiesto tempi troppo lunghi (ore). L'effetto di fusione del materiale PCM impiegato (sali idrati) avviene ma in maniera lenta e poco apprezzabile.

Alla luce di quanto esposto, si evince che per migliorare il comportamento del materiale PCM, cioè per ottenere una risposta più rapida alla variazione della temperatura dell'acqua, è necessario aumentare la conduttività del materiale a cambiamento di fase.

Inoltre, nel proseguimento dell'attività sperimentale si dovrà scegliere un materiale PCM cercando di ottimizzare le prestazioni del sistema considerando sia il funzionamento in riscaldamento che in raffrescamento.

La conduttività termica di un materiale è la quantità di calore che esso è in grado di trasmettere per unità di tempo, per unità di superficie trasversale, per unità di spessore e per differenza di temperatura unitaria. Sostanzialmente la conduttività termica di un materiale esprime la facilità con cui il materiale stesso trasmette il calore. Per aumentare la conduttività termica di un materiale possono essere applicate le seguenti migliori tecniche [7]:

- incapsulamento del materiale PCM;
- utilizzo di strutture metalliche;
- uso di materiali ad elevata conduttività e bassa densità;
- utilizzo di materiali porosi;

La soluzione dell'incapsulamento consiste nell'inserimento di piccole particelle di materiale PCM all'interno di involucri, reticoli di grafite o di carburo di silicio SiC. L'impiego di piccole particelle di materiale PCM determina una maggiore superficie di scambio termico corrispondente ad una maggiore superficie di trasmissione del calore. Tale soluzione viene tipicamente utilizzata in edilizia all'interno delle strutture murarie.

Per migliorare il comportamento del materiale PCM possono essere utilizzate anche delle strutture in acciaio di forma cilindrica o sferica che determinano una riduzione del tempo richiesto per il passaggio di stato necessitando però elevati volumi e costi.

Il materiale PCM incrementa la propria conduttività termica anche quando viene disperso in materiali ad elevata conduttività (particelle di alluminio, rame etc.) o posto direttamente tra i tubi alettati di una

batteria, o ancora utilizzando materiali ad elevata conduttività e bassa densità (composti paraffinici, fibre di carbone) per impedire la separazione del PCM stesso. Le tecniche sopra citate sono illustrate in Figura 5.180.

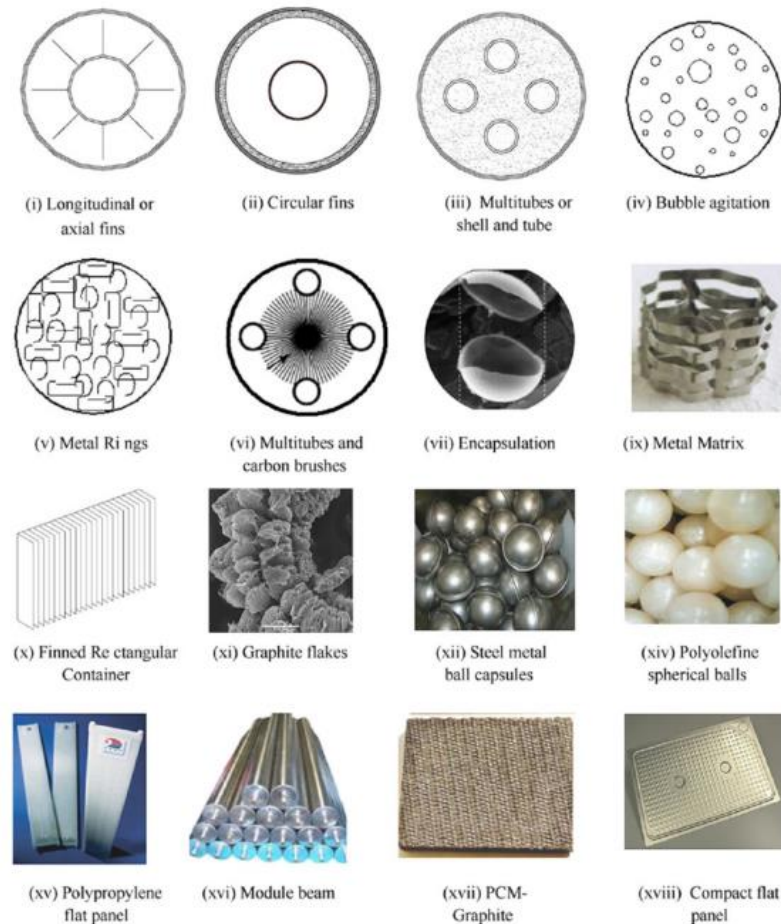


Figura 5.180 – Possibili tecniche per il miglioramento della trasmissione del calore nei materiali PCM [8].

L'impiego di materiali porosi, come le schiume metalliche ad elevata conduttività, è una soluzione caratterizzata da bassi costi e miglioramento del processo di trasmissione del calore. Le schiume metalliche possono essere in rame, alluminio, acciaio oppure si può direttamente utilizzare la grafite essendo un materiale poroso, quindi dal basso peso ed elevata superficie di trasmissione del calore. Nell'applicazione di tale tecnica, le schiume metalliche o il materiale poroso vengono impregnati di PCM.

Sulla base dei dati sperimentali ottenuti, le future attività di ricerca si focalizzeranno sul possibile impiego di paraffine e di schiume metalliche o ceramiche per aumentare la conducibilità del PCM (Figura 5.181). La ricerca di un materiale PCM alternativo a quello già utilizzato dovrà essere effettuata in base ai seguenti elementi:

- parametri termici e geometrici del materiale PCM;
- intervallo di temperature dell'applicazione;
- geometria della struttura di contenimento del materiale PCM.

L'insieme di tali fattori determina infatti l'efficienza del processo di trasmissione del calore all'interno del sistema d'accumulo PCM e le tempistiche necessarie alle fasi di carica e di scarica del sistema d'accumulo stesso. Il materiale PCM dovrà avere buona conducibilità termica sia in fase solida che in fase liquida: nel caso studio analizzato, la bassa conducibilità termica del PCM e del tubo in materiale plastico, in fase di carica del serbatoio, hanno determinato il fatto che lo strato di PCM (liquido) più esterno ed a contatto con la parete del tubo ha ostacolato il passaggio del calore verso il nocciolo di PCM ancora solido.

Oltre alle caratteristiche chimico-fisiche del PCM, di fondamentale importanza è la struttura utilizzata per il contenimento del materiale PCM stesso cioè l'elemento responsabile dell'interazione tra acqua contenuta all'interno del serbatoio e PCM.

In particolare dovranno essere rivalutate sia la disposizione del materiale PCM all'interno della struttura di contenimento (nel caso studio analizzato non interessata dal PCM su tutta la lunghezza del tubo) e sia la struttura di contenimento stessa. Il materiale plastico di cui è costituito il tubo contenente PCM analizzato ha infatti mostrato scarse proprietà di scambio termico; una soluzione potrebbe essere quella di impiegare un metallo, ad esempio l'alluminio, invece che il polietilene per la parete del tubo di contenimento ed adottare una soluzione anulare in cui la parte centrale del tubo non è interessata dal PCM ma dall'acqua.

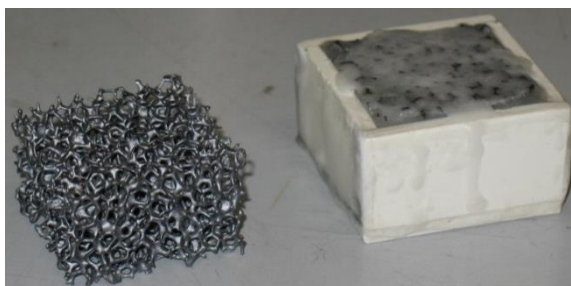


Figura 5.181 – Schiuma ceramica in SiC e contenitore con paraffina in schiuma di SiC.

5.11 Conclusioni

L'impianto di solar heating e cooling qui analizzato ha sempre permesso durante il periodo di monitoraggio, sia invernale che estivo, il mantenimento delle condizioni di comfort termo-igrometrico all'interno degli ambienti dell'edificio servito, dove le temperature interne sono state mantenute all'interno dei range prestabiliti grazie alla logica di regolazione. Il mantenimento di tali temperature ambiente è stato ottenuto anche durante l'inverno 2013 e l'estate 2013 nonostante il grado di occupazione dell'edificio sia stato intenso. Grazie allo sfruttamento della radiazione solare, è stato riscontrato, rispetto a sistemi di tipo tradizionale, un minor consumo di energia primaria di natura fossile, corrispondente a una certa riduzione delle emissioni di CO₂: durante il funzionamento invernale anno 2012 il sole ha coperto il 51% dei consumi per il riscaldamento degli ambienti mentre nell'inverno 2013 la frazione solare è stata del 52%; nel funzionamento estivo anno 2012 è stata

ottenuta una copertura da fonte solare del 66% dell'energia termica richiesta dal gruppo frigo ad assorbimento mentre nel 2013 il campo solare ha fornito il 58% dell'energia termica richiesta dal gruppo.

Il monitoraggio invernale 2013 è stato caratterizzato da una minore quantità di energia termica dissipata dal dry-cooler rispetto all'inverno 2012: il serbatoio di accumulo a cambiamento di fase da 1.000 litri ha permesso di immagazzinare maggiore energia termica rispetto all'accumulo di tipo standard avente capacità pari a 1500 litri. Il miglioramento ottenuto con l'accumulo PCM è stato però limitato dalle caratteristiche del PCM stesso com'è stato evidenziato nell'analisi condotta sul singolo tubo di PCM successivamente descritta. Si è inoltre riscontrato un maggiore fabbisogno energetico per il riscaldamento dell'edificio essendo i set point delle temperature ambiente più elevati rispetto all'inverno 2012: nonostante la richiesta superiore di energia, l'installazione dell'accumulo PCM ha comunque garantito l'ottenimento di una frazione solare pari al 52% (superiore di un punto percentuale rispetto a quella ottenuta nell'anno 2012). È doveroso comunque evidenziare che il periodo di monitoraggio invernale anno 2013 è stato caratterizzato da valori della temperatura dell'aria esterna mediamente più alti, anche se la radiazione solare è stata inferiore a quella misurata nell'anno 2012.

Il monitoraggio estivo anno 2013 ha dimostrato che il serbatoio d'accumulo a cambiamento di fase, e il relativo materiale PCM utilizzato nella sperimentazione (sali idrati), peggiorano le prestazioni dell'impianto in funzionamento estivo. Nel funzionamento estivo la temperatura dell'accumulo è stata sempre superiore alla temperatura di fusione del materiale PCM (pari a 46 °C) contenuto nell'accumulo, non rendendo possibile lo sfruttamento del calore latente. Poiché la capacità volumetrica dell'accumulo PCM (1000 litri) è inferiore rispetto a quella del serbatoio tradizionale (1500 litri) installato a servizio dell'impianto monitorato durante l'anno 2012, la capacità di accumulo di energia termica è stata inferiore rispetto al monitoraggio estivo 2012. Nonostante il set point delle temperature ambiente ($set_{2013}=24^{\circ}\text{C}$) è stato inferiore rispetto a quello dell'estate 2012 ($set_{2012}=26^{\circ}\text{C}$), la richiesta di energia frigorifera da parte dell'edificio (FE07) è stata inferiore poiché l'estate 2013 è stata caratterizzata da valori di temperatura dell'aria esterna inferiori rispetto all'estate 2012.

Durante l'estate 2013 l'edificio F-92 è stato, infatti, costantemente occupato poiché sede d'incontri tecnici e di formazione professionale: essendo previsto l'inizio delle lezioni in aula alle ore 8:30 del mattino, è stato necessario avviare l'impianto di climatizzazione alle ore 7:00. Questa scelta ha causato il ricorso a un numero maggiore di ore (rispetto all'anno 2012) di utilizzo della caldaia integrativa a gas metano durante le prime ore del mattino, quando l'energia gratuita fornita dal sole non era sufficiente per produrre acqua alla temperatura di circa 88°C (temperatura necessaria per alimentare il gruppo frigo ad assorbimento azionato termicamente). Si è, infatti, riscontrato che l'edificio richiedeva nelle prime ore più del 50% dell'energia frigorifera giornaliera (FE07 hourly): questo giustifica una frazione solare nell'estate 2013 inferiore rispetto a quella dell'estate 2012.

Le prestazioni del gruppo frigo ad assorbimento sono state migliori nel 2013 poiché il gruppo ha lavorato per quasi tutto il periodo di funzionamento in prossimità delle condizioni nominali: l'affinamento della logica di regolazione ha permesso di garantire una temperatura dell'acqua di alimentazione sempre prossima agli 88°C richiesti dal costruttore, sia in funzionamento con campo solare che con caldaia integrativa.

La rielaborazione dei dati sperimentali relativi al PCM scelto ha permesso di evidenziarne le criticità, riassumibili in primis nella bassa conducibilità termica, e di individuarne le eventuali soluzioni da studiare e ottimizzare nella futura attività di ricerca. Tra le soluzioni più promettenti saranno valutati i seguenti diversi aspetti: utilizzo di schiume metalliche per l'incremento della conducibilità termica, impiego di apposite strutture di contenimento del materiale PCM (ad esempio in alluminio) e infine ideazione di geometrie per il contenimento del materiale PCM tali da incentivare lo scambio termico. L'aumento della conducibilità termica determinerà la riduzione dei tempi di risposta e di scambio termico del materiale PCM, che saranno idonei all'applicazione del solar heating and cooling. I miglioramenti da perseguire avranno lo scopo globale di ottimizzare l'impiego degli accumuli a cambiamento di fase considerando sia la modalità heating e sia la modalità cooling.

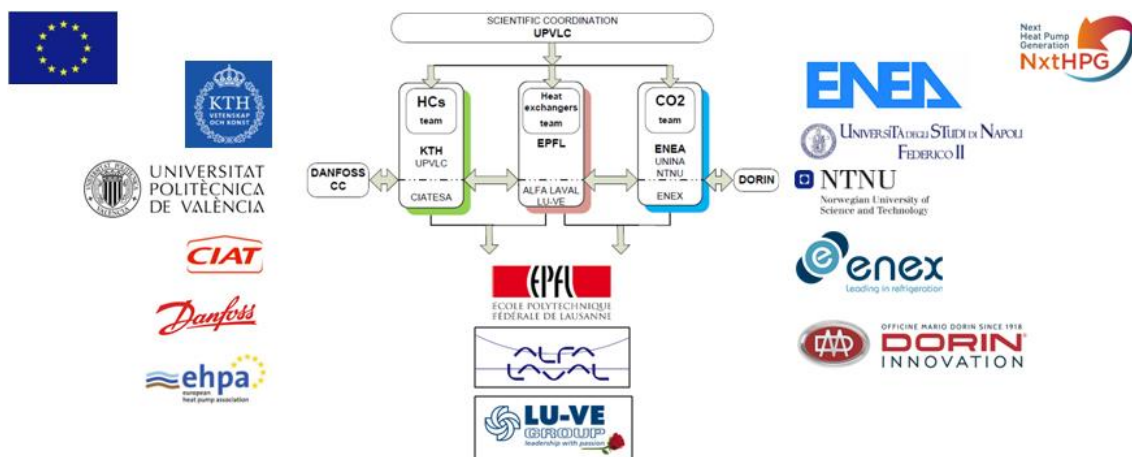
BIBLIOGRAFIA

1. N. Calabrese, F. D'Annibale, P. Rovella, R. Lazzarin, M. Noro, L. Zamboni (2013), "Gli accumuli termici a cambiamento di fase integrati in impianti di solar heating and cooling: prove sperimentali" Report RdS/2013/088
2. N. Calabrese, M. Bruni, A. Veronesi, P. Rovella (2012), "Solar heating and cooling abbinato a pannelli radianti e fan coil, prestazioni invernali" Aicarr Journal num. 16 (2012) 58-67
3. R. Lazzarin, M. Noro, F. Busato (2012), "Progettazione di un serbatoio di accumulo a cambiamento di fase" Report RdS/2012/125
4. N. Calabrese, A. Fanchiotti (2012), "Messa in funzione, analisi sperimentale e caratterizzazione dell'innovativo impianto di solar heating and cooling realizzato a servizio dell'Edificio F-92" Report RdS/2012/122
5. R. Lazzarin, M. Noro, L. Zamboni (2014), "Acquisizione di dati sperimentali di funzionamento dell'impianto di solar heating and cooling presente presso l'edificio F-92 del Centro Ricerche Casaccia Enea nella nuova configurazione adottante un accumulo di calore con materiale a cambiamento di fase" Allegato A - Report RdS/2013/088
6. N. Calabrese, F. D'Annibale, P. Rovella, C. Menale, G. Oliveti, R. Bubbico (2014), "Pcm thermal storage for solar heating and cooling system in building application: monitoring preliminary results", International Conference Gleisdorf Solar 2014
7. A. Rubin, (2013), "L'accumulo dell'energia termica: stato dell'arte e studio di sistemi e soluzioni per la media temperatura".
8. D. Fernandes, F. Pitiè, C. Càceres, G. Baeyens (2012), Thermal energy storage: "How previous findings determine current research priorities", Energy 39 (246 - 257), Elsevier.

6 POMPE DI CALORE A R744 DI MEDIA POTENZA: ANALISI SPERIMENTALE

6.1 Introduzione

L'attività sperimentale descritta in tale capitolo è stata svolta nell'ambito del Progetto Europeo "Next Heat Pump Generation working with natural fluids" (acronimo NxtHPG) all'interno del quale due prototipi di pompa di calore a R744 sono stati progettati, realizzati, testati, successivamente migliorati e nuovamente testati. All'interno di tale progetto sono stati anche sviluppati tre prototipi di pompa di calore a R290 (propano). I prototipi di pompa di calore a R744 sono caratterizzati da una potenza termica rispettivamente di 30 kW e 50 kW; il primo prototipo è stato realizzato per la produzione di acqua calda sanitaria mentre il secondo per il retrofit d'impianti esistenti dotati di caldaie a gas e radiatori come terminale d'impianto. Il gruppo di lavoro facente parte del progetto è rappresentato da diversi partner europei tra i quali ENEA ha assunto il ruolo di leader del gruppo CO₂ (Figura 6.1).



"This project has received funding from the European Union's Seventh Programme for research, technological development and demonstration under grant agreement No [307169]".

Figura 6.1 – Partner del Progetto Europeo “NxtHPG”.

Il progetto ha lo scopo di realizzare macchine in grado di:

- promuovere la diffusione dei refrigeranti naturali come alternativa a quelli tradizionali in accordo con quanto riportato nel Regolamento (UE) n. 517/2014 (F-Gas Regulation);
- avere una bassa Carbon footprint, ottenuta migliorando il TEWI del 20% rispetto ai sistemi tradizionali;
- possedere componentistica (scambiatori di calore, compressore, sistema di laminazione) e sistema di controllo da sviluppare in larga scala per promuovere l'integrazione di tale tecnologia negli edifici nuovi ed esistenti;
- avere un'alta efficienza tale da essere maggiore del 10-20% rispetto allo stato dell'arte di macchine a HFC/HFO o pompe di calore ad assorbimento;

- avere costi molto simili o leggermente superiori (10%) rispetto alle corrispondenti macchine attualmente presenti sul mercato.

Per ciascun prototipo di pompa di calore a R744 saranno di seguito descritti i componenti costituenti ciascuna macchina, la strumentazione installata e saranno presentati e analizzati i risultati di ciascuna campagna sperimentale.

6.2 Prototipo di pompa di calore per la produzione di acqua calda sanitaria

Il prototipo di pompa di calore a R744 per la produzione di acqua calda sanitaria ha una potenza termica di 30 kW ed è del tipo aria-acqua. Esso è stato progettato per la produzione di acqua calda a 60°C oppure fino a 80°C per le applicazioni ad alta temperatura (Figura 6.2).

Fluid	Source	T(°C)	Sink	T(°C)	Application	(kW)
CO2	Air	-10 to 10 (winter) 20-35 (summer) (outdoor air)	Water	60 (up to 80)	Domestic hot water production	30

Figura 6.2 – Caratteristiche principali e campo di applicazione del prototipo da 30 kW.

6.2.1 Design

Nella fase iniziale del progetto per il prototipo per la produzione di acqua calda sanitaria era stata scelta una potenza di 50 kW. Tale valore di potenza è stato messo in discussione e in seguito ad un'analisi di mercato, effettuata primariamente su dati CO.AER [1], è stato deciso di realizzare una macchina da 30 kW in linea con il target di potenza delle macchine presenti sul mercato (Figura 6.3).

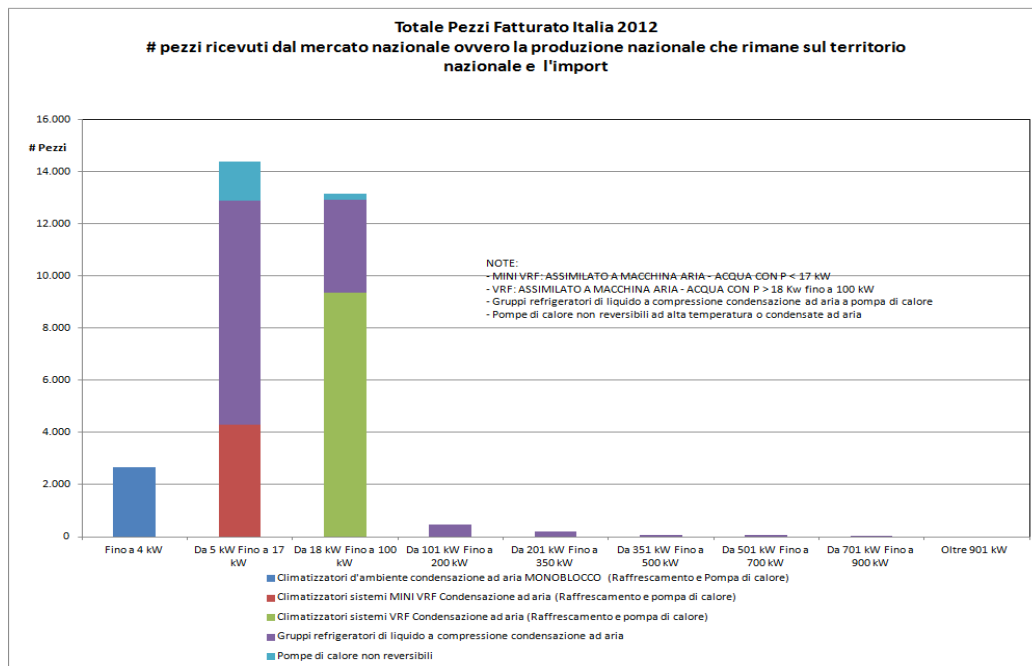


Figura 6.3 – Totale pezzi relativi al fatturato in Italia dell'anno 2012 (Fonte CO.AER) [1].

La macchina da 30 kW presenta un circuito frigorifero semplice con compressore a velocità fissa e con scambiatore di calore rigenerativo per il riscaldamento del refrigerante in aspirazione al compressore. I componenti della macchina sono (Figura 6.4-Figura 6.5):

- compressore alternativo semiermetico del tipo standard a singolo stadio con due cilindri per applicazione a R744;
- gas cooler, scambiatore di calore refrigerante-acqua a piastre controcorrente;
- scambiatore di calore a piastre rigenerativo controcorrente. Esso realizza il raffreddamento del fluido in uscita dal gas cooler e il surriscaldamento del fluido in aspirazione al compressore, in modo tale che in ingresso alla valvola di laminazione giunga refrigerante liquido;
- valvola di espansione elettronica (back pressure valve);
- evaporatore, scambiatore di calore aria-refrigerante a tubi alettati con a monte un apposito distributore di refrigerante all'interno dei singoli circuiti costituenti lo scambiatore (Figura 6.6);
- ventilatori AC assiali (numero due);
- separatore di liquido;
- valvola a tre vie per l'esecuzione del processo di defrost gestito dal controllore interno alla pompa di calore. Quando la temperatura di evaporazione è inferiore al valore di -5°C per un'ora (o un tempo differente a seconda del valore impostato), è avviato lo sbrinamento dell'evaporatore azionando la valvola a tre vie con la quale si bypassa il gas cooler e il gas caldo è inviato all'evaporatore. Lo sbrinamento termina quando la temperatura di evaporazione diventa maggiore di 0°C ;
- pompa di circolazione dell'acqua installata a bordo macchina.

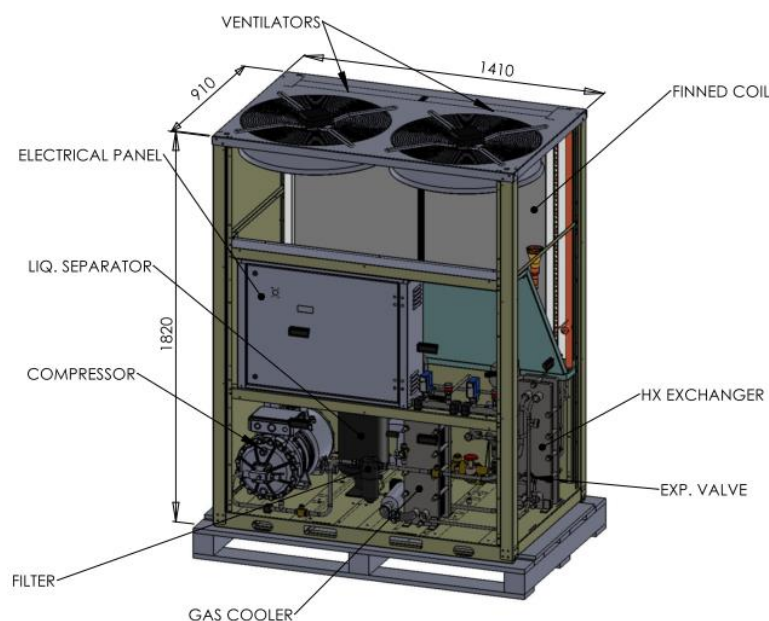


Figura 6.4 – 3D Prototipo da 30 kW per produzione di DHW.

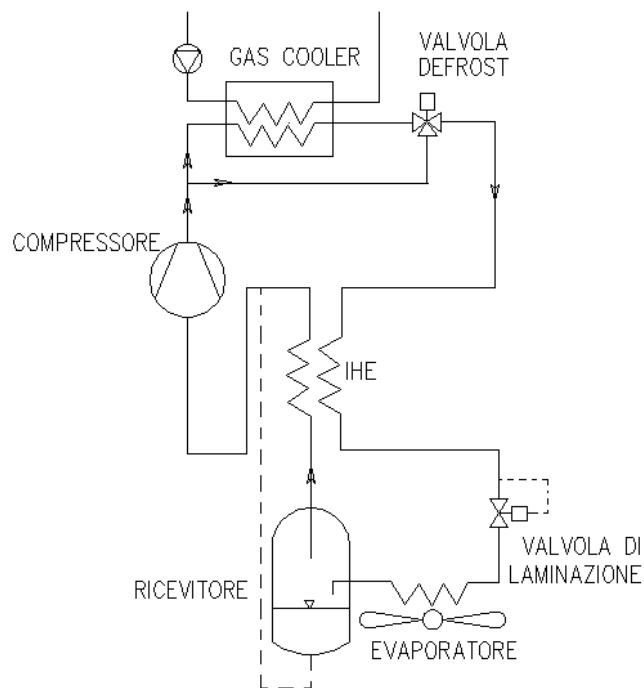


Figura 6.5 – Circuito frigorifero prototipo da 30 kW.



Figura 6.6 – Evaporatore e fase di test in camera climatica con termo camera.

6.2.2 Strumentazione di acquisizione

Il monitoraggio e le acquisizioni relative al ciclo frigorifero svolto dalle pompe di calore testate è stato eseguito mediante il software Labview 2013 della National Instrument. L'esecuzione dei test sperimentali avviene mediante il sistema BMS BX Einstein che ha consentito il controllo di controllare l'impianto Calorimetro ENEA (paragrafo 4.2) e quindi il circuito dell'acqua termostata, la modalità di funzionamento (pompa di calore o macchina frigorifera) della macchina in test e la fase di defrost. Le pompe di calore testate sono state dotate di un apposito controllore della Eliwell che ne

gestisce l'accensione e lo spegnimento, permettendo, inoltre, di impostare i parametri come pressione al gas-cooler, grado di apertura della valvola di laminazione, velocità di rotazione della pompa di circolazione, velocità dei ventilatori e, infine, di gestire lo sbrinamento.

I due prototipi di pompa di calore, entrambi non invertibili, sono stati dotati di un'apposita strumentazione di misura (Figura 6.7) per l'analisi del ciclo termodinamico svolto dal refrigerante (sonde di temperatura e misuratori di pressione) e per la determinazione delle prestazioni nelle diverse condizioni al contorno (misuratori di potenza elettrica, misuratori di portata). In Tabella 6.1 è riportato l'elenco della strumentazione installata sul prototipo da 30 kW. I valori acquisiti dalla strumentazione sono stati gestiti mediante canali e schede di acquisizione direttamente connessi a un apposito programma sviluppato in ambiente Labview.

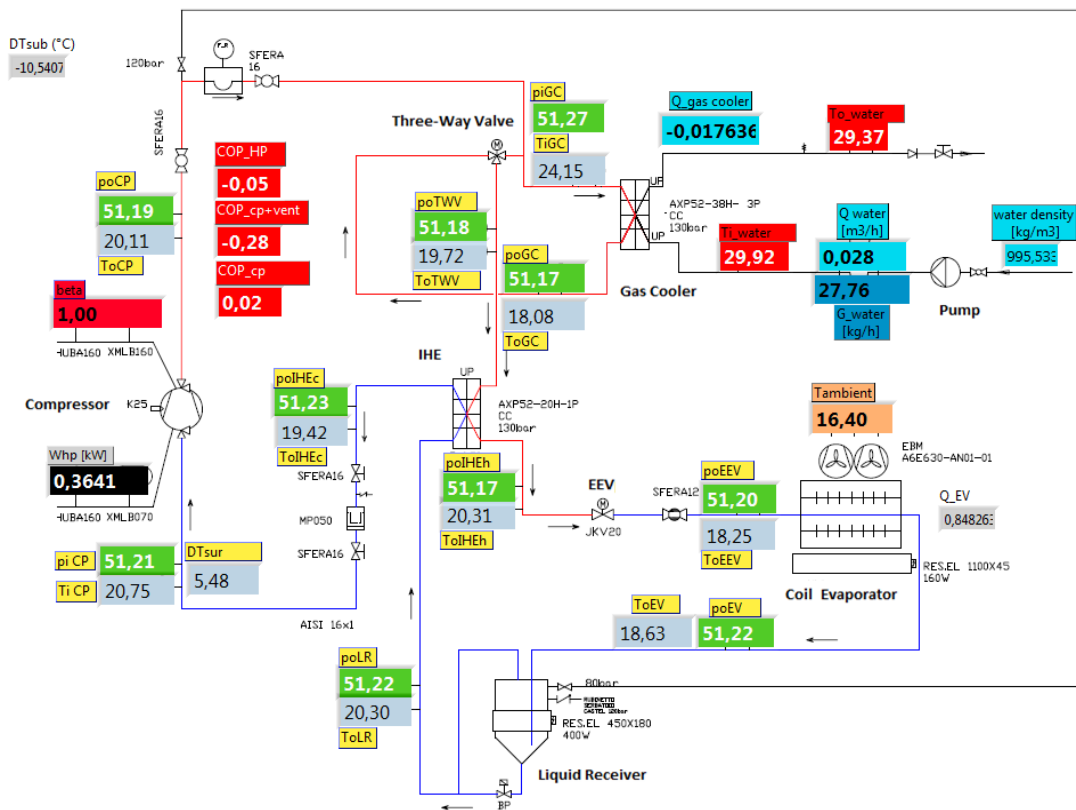


Figura 6.7 – Schema frigorifero e strumentazione installata per il monitoraggio del prototipo da 30 kW.

Le misure dirette riguardano le grandezze di temperatura, pressione, portata dell'acqua e potenza elettrica assorbita dalla macchina. Le misure di pressione sono state realizzate mediante dei trasmettitori GE DRUCK serie PTX 610 (Figura 6.8, Tabella 6.2), mentre le misure di temperatura sono state effettuate con termocoppie di tipo K e di tipo J (Figura 6.9).

N	Id. Dev. cDAQ1	Dev. Type	Canale	Nome	Grandezza	Unità di misura	Range Grandezza	Tipo Sensore	Posizione
0	Mod1	NI-9213	ai7	TiCP	Temperatura Ingresso Compressore	°C	-10 ÷ 80	TC FE/CO(J)	1
1	Mod2	NI-9213	ai0	ToCP	Temperatura Uscita Compressore	°C	60 ÷ 150	TC CR/AL(K)	2
2	Mod2	NI-9213	ai1	TiGC	Temperatura Ingresso Gas Cooler	°C	60 ÷ 150	TC CR/AL(K)	3
3	Mod2	NI-9213	ai2	ToGC	Temperatura Uscita Gas Cooler	°C	15 ÷ 60	TC CR/AL(K)	4
4	Mod2	NI-9213	ai3	ToTWV	Temperatura Uscita Valvola a tre vie	°C	15 ÷ 60	TC CR/AL(K)	5
5	Mod1	NI-9213	ai4	ToIHEh	Temperatura Uscita Scambiatore Interno (lato caldo)	°C	10 ÷ 40	TC CR/AL(K)	6
6	Mod1	NI-9213	ai1	ToEEV	Temperatura Uscita Valvola di laminazione	°C	-40 ÷ 0	TC FE/CO(J)	7
7	Mod1	NI-9213	ai2	ToEV	Temperatura Uscita Evaporatore	°C	-40 ÷ 10	TC FE/CO(J)	8
8	Mod1	NI-9213	ai3	ToLR	Temperatura Uscita Ricevitore di liquido	°C	-40 ÷ 10	TC FE/CO(J)	9
9	Mod1	NI-9213	ai4	ToIHEc	Temperatura Uscita Scambiatore Interno (lato freddo)	°C	-20 ÷ 20	TC FE/CO(J)	10
10	Mod2	NI-9213	ai5	Tin_w	Temperatura ingresso Acqua	°C	0 ÷ 60	TC CR/AL(K)	
11	Mod2	NI-9213	ai6	Tout_w	Temperatura Uscita Acqua	°C	30 ÷ 90	TC CR/AL(K)	
12	Mod1	NI-9213	ai5	Tamb	Temperatura Ambiente	°C	-20 ÷ 50	TC FE/CO(J)	
13	Mod3	NI-9205	ai0	piCP	Pressione Ingresso Compressore	bar	10 ÷ 25	PTX 610	1
14	Mod3	NI-9205	ai1	poCP	Pressione Uscita Compressore	bar	50 ÷ 150	PTX 610	2
15	Mod3	NI-9205	ai2	piGC	Pressione Ingresso Gas Cooler	bar	50 ÷ 150	PTX 610	3
16	Mod3	NI-9205	ai3	poGC	Pressione Uscita Gas Cooler	bar	50 ÷ 150	PTX 610	4
17	Mod3	NI-9205	ai4	poTWV	Pressione Uscita Valvola a tre vie	bar	50 ÷ 150	PTX 610	5
18	Mod3	NI-9205	ai5	poIHEh	Pressione Uscita Scambiatore Interno (lato caldo)	bar	50 ÷ 150	PTX 610	6
19	Mod3	NI-9205	ai6	poEEV	Pressione Uscita Valvola di laminazione	bar	10 ÷ 25	PTX 610	7
20	Mod3	NI-9206	ai7	poEV	Pressione Uscita Evaporatore	bar	10 ÷ 25	PTX 610	8
21	Mod3	NI-9205	ai17	poLR	Pressione Uscita Ricevitore di liquido	bar	10 ÷ 25	PTX 610	9
22	Mod3	NI-9205	ai18	poIHEc	Pressione Uscita Scambiatore Interno (lato freddo)	bar	10 ÷ 25	PTX 610	10
23	Mod4	NI-9205	ai1	W	Potenza elettrica assorbita	kW	0 ÷ 20	Wattmeter	
24	Mod4	NI-9205	ai2	G_W	Portata volumetrica d'acqua	kg/h	0 ÷ 600	Transmitter	

Tabella 6.1 – Elenco strumentazione installata a bordo del prototipo da 30 kW.

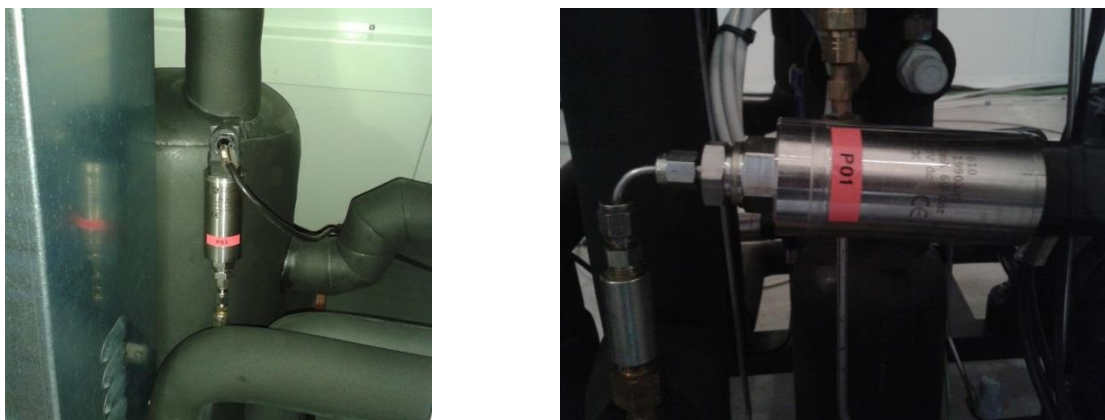


Figura 6.8 - Misuratori di pressione GE Druck PTX 610 installati sul prototipo da 30 kW.

Campo di misura	0-60/0-100/0-160 bar
Accuratezza	0.08% del fondo scala
Intervallo di taratura	0 – 680 bar
Temperature di esercizio	-20 – 200 °C

Tabella 6.2 – Caratteristiche sensori di pressione.

Le sonde di temperatura relative all'R744 sono del tipo a contatto e sono quindi state installate sulla superficie esterna dei tubi del circuito del refrigerante sia per ragioni di praticità e sia per ridurre le eventuali perdite del refrigerante (Figura 6.9, Tabella 6.3). Le sonde di temperatura installate sul lato acqua sono invece a immersione, quindi, inserite all'interno dei tubi, e posizionate il più vicino possibile al gas-cooler, in modo da avere una maggiore affidabilità della misura stessa (Figura 6.9).

	Termocoppie tipo K	Termocoppie tipo J
Materiali	Cr/Al	Fe/Co
Diametro esterno	0,5 mm	0,5 mm
Intervallo di taratura	-40 – 1000 °C	-40 – 750 °C
Accuratezza	± 0.4 % della lettura	± 0.4 % della lettura

Tabella 6.3 – Caratteristiche termocoppie installate.



Figura 6.9 – Termocoppie a contatto di tipo K lato refrigerante e a immersione di tipo J lato acqua.

Il monitoraggio della portata dell'acqua è stato effettuato mediante due distinti misuratori di portata volumetrica entrambi di tipo elettromagnetico (Figura 6.10): il primo, Krohne optiflux 5000 (accuratezza 0.02% della lettura, intervallo di taratura 0-235 l/min, intervallo di misura 0-200 l/min), è stato installato all'interno della camera climatica e la sua misura è avviata al sistema di acquisizione Labview per il calcolo delle prestazioni della macchina (COP) e per il monitoraggio della stabilità di funzionamento della macchina in test; il secondo misuratore, Rosemount 8732E, è stato collegato al software BMS per consentire una corretta gestione del loop idronico ad esempio spegnendo la macchina in test nel caso in cui la portata elaborata sia insufficiente.



Figura 6.10 - Misuratori di portata dell'acqua, Krohne optiflux 5000 e Rosemount 8732E.

La potenza elettrica assorbita dalle macchine in test è stata misurata mediante un misuratore di potenza attiva sulla linea di alimentazione diretta alla macchina in prova. Il misuratore è un CAMILLE BAUER SINEAX P530 (Figura 6.11) con classe di precisione 0.5 e intervallo di misura 0-25 kW.

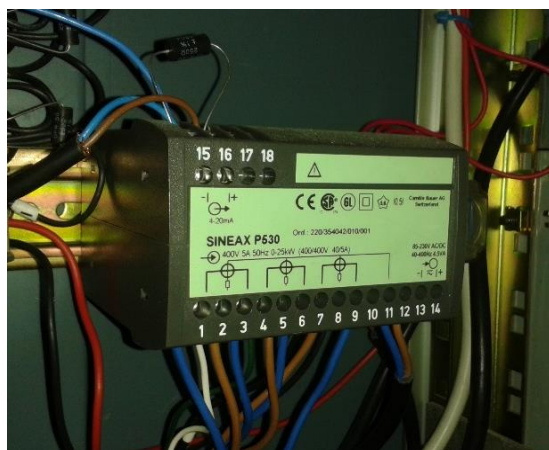


Figura 6.11 – Misuratore di potenza elettrica.

6.2.3 Software di controllo del prototipo

Entrambi i prototipi testati sono stato gestiti da un software di controllo Eliwell al quale si accede collegandosi all'indirizzo IP di cui ciascuna macchina è stata dotata. Il controllore è stato organizzato nelle seguenti cartelle di lavoro (Figura 6.12):

- Home, dalla quale possono essere visualizzati gli allarmi e le principali grandezze del ciclo come temperatura d'ingresso e di uscita dell'acqua, grado di apertura della valvola di laminazione, velocità di rotazione dei ventilatori, attivazione/esclusione scambiatore di calore interno (Figura 6.13), etc.;
- I/O, lista degli input e degli output (ciascuno dotato di un proprio indirizzo) analogici e digitali;
- Alarm, pagina che riporta gli allarmi principali e secondari (ciascuno dotato di un proprio indirizzo);

- Historical alarm, pagina che riporta lo storico degli allarmi principali e secondari;
- Matrix, pagina in cui sono visualizzati i tre input al controllore (temperatura acqua ingresso/uscita dal gas cooler e temperatura aria esterna). In base al valore di questi tre input, il controllore fornisce il valore di alta pressione ottimale in grado di massimizzare il COP. Il tutto è calcolato mediante un algoritmo che utilizza una matrice 3D (Figura 6.14);
- Parameters, pagina per l'impostazione di parametri di regolazione e di parametri avanzati per il controllo dei limiti di funzionamento dei diversi componenti (ad esempio valori massimi di temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler oppure valore massimo di bassa pressione etc.) come il compressore, attraverso la gestione e l'impostazione della temperatura dell'olio, i ventilatori, la pompa di circolazione dell'acqua e la fase di defrost;
- ETH, pagina dalla quale sono configurati i parametri di comunicazione (indirizzi IP), e Modbus-RS485;
- I/O Configuration, pagina per la configurazione dei segnali d'input e output analogici.

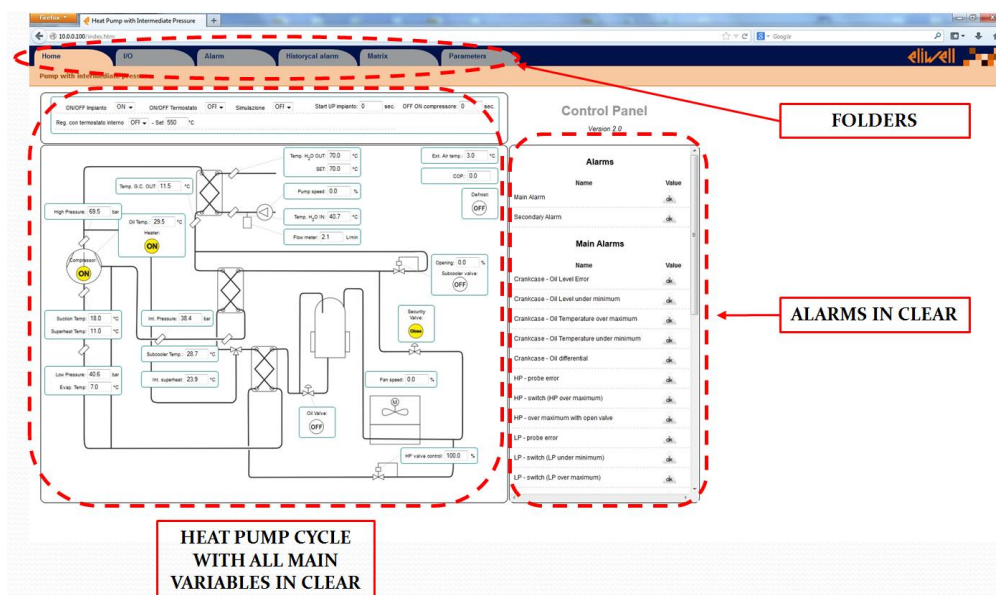


Figura 6.12 – Home page del software di controllo del prototipo da 30 kW testato (ENEX) [2].

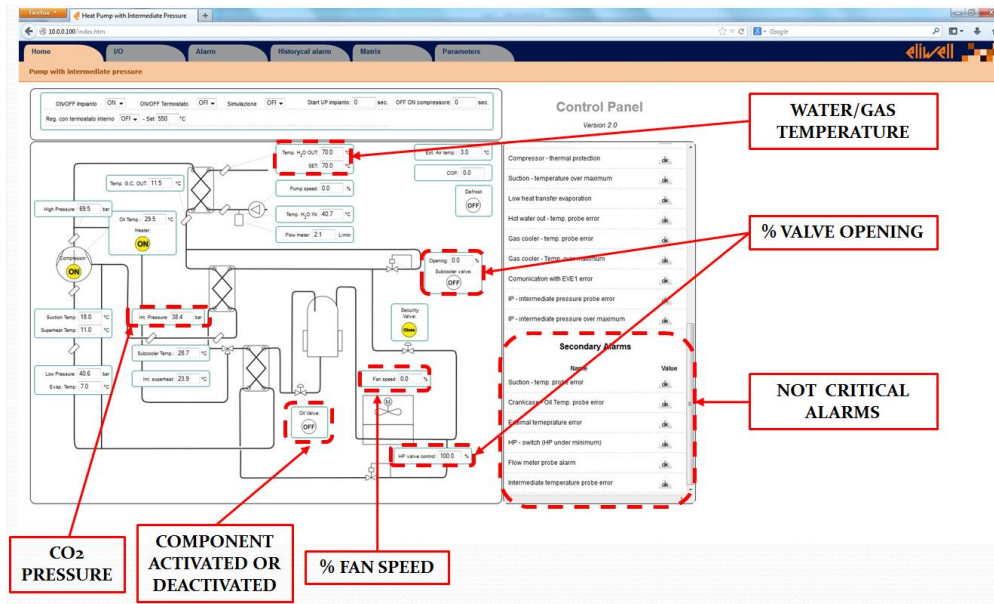


Figura 6.13 – Impostazione dei parametri di funzionamento [2].

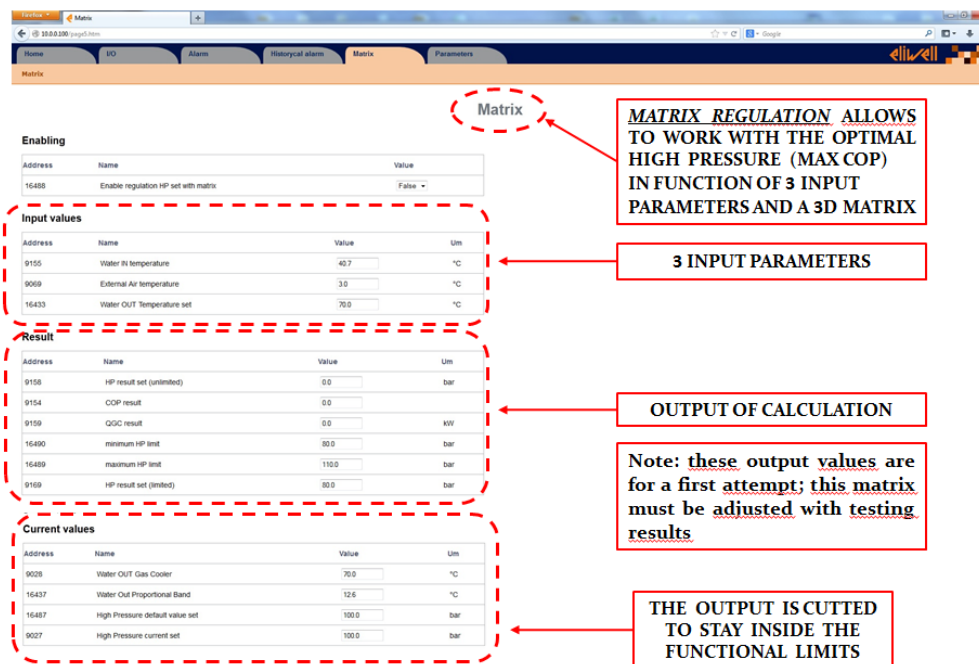


Figura 6.14 – Folder relative al controllore “Matrix” dei prototipi testati [2].

Tale controllore ha permesso quindi di testare la macchina oggetto di studio per diverse condizioni al contorno sia lato fluido termovettore (acqua) e sia lato macchina (scelta manuale o automatica del valore ottimo di pressione, funzionamento con o senza scambiatore di calore rigenerativo, gestione del grado di apertura della valvola di laminazione etc.) È proprio in tale ottica che sono state condotte le prove sperimentali. I test sperimentali hanno quindi fornito validi elementi per la modifica e l’ottimizzazione della logica utilizzata dal controllore.

6.2.4 Modalità di esecuzione delle prove e matrice di test

I test sperimentali dei due prototipi di pompa di calore sono stati eseguiti utilizzando come riferimento le seguenti norme:

- UNI EN 14511 – 1, Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling Part 1: Terms and definitions;
- UNI EN 14511 – 2, Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling Part 2: Test conditions;
- UNI EN 14511 – 3, Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling Part 3: Test methods;
- UNI EN 14511 – 4, Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling Part 4: Requirements;
- UNI EN 14825, Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling. Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance.
- UNI EN 16147, Heat pumps with electrically driven compressors Testing and requirements for marking of domestic hot water units.

Per i test sperimentali del prototipo da 30 kW per la produzione di acqua calda sanitaria non è stata volutamente utilizzata la procedura descritta nella norma UNI EN 16147 perché non propriamente adeguata alla macchina testata. La norma specifica i metodi di prova e i requisiti per la marcatura di pompe di calore aria/acqua, salamoia/acqua, acqua/acqua, tutte del tipo elettriche a compressione comprendenti o in abbinamento a un accumulo di acqua calda sanitaria. All'interno del progetto europeo NxtHPG non è stata espressamente prevista la realizzazione e la presenza di un accumulo termico ad hoc. Inoltre la norma europea UNI EN 16147 non prescrive l'esecuzione di test in condizioni stazionarie ma stabilisce che essi devono essere condotti in base a cinque diversi profili di prelievo giornalieri (S, M, L, XL and XXL). Tali profili di prelievo giornalieri possono essere scelti per le diverse dimensioni del serbatoio di stoccaggio al fine di determinare il coefficiente di prestazione (COP_{DWH}). Il COP_{DWH} è quindi determinato mediante l'uso di tali cicli di prelievo di riferimento UE e include le perdite di calore del serbatoio. In Tabella 6.4 è riportato come esempio il caso di una pompa di calore dalla potenza di 2,1 kW e abbinata a un serbatoio da 300 litri testata mediante un ciclo di prelievo XXL.

Realizzare un nuovo ciclo di prelievo per macchine di potenza in linea con la macchina testata all'interno del progetto europeo non permetterebbe di comparare tale prototipo con le pompe di calore di altri costruttori. Sono state invece utilizzate delle condizioni di prova riportate nella direttiva JRA4060 della Japan Refrigeration and Air Conditioning Industry Association, per la determinazione delle performance di scaldacqua a pompe di calore commerciali per la produzione di acqua calda. Tale

direttiva riporta, infatti, delle condizioni di prova per sistemi a pompa di calore da 30 kW per il riscaldamento dell'acqua.

Référence	3069417	3069416	3069415
CUVE			
Capacité	150 l	200 l	300 l
Installation	Murale	Murale	Au sol
Confort sanitaire V40 (62°C de consigne)	230	318	549
Protection anti-corrosion	Anode en titane à courant imposé modulant + anode magnesium ⁽¹⁾		
Raccordement eau	3/4" M	3/4" M	3/4" M
Résistance électrique de secours	Stéatite 1500 W + 1000 W	Stéatite 1500 W + 1000 W	Stéatite 1500 W + 1000 W
Poids	60 kg	65 kg	87 kg
Garantie cuve	5 ans	5 ans	5 ans
POMPE À CHALEUR			
Pression acoustique à 5m		42 dB(A)	
Température de fonctionnement		-5°C à +42°C	
Puissance thermique à 7°C		2100 W	
Fluide frigorigène		R134 A	
Charge		1,3 kg	
Raccordement liaison frigorifique		3/8" et 1/4" M type flare	
Longueur maximum liaison frigorifique		8 m	
Dénivelé maximum liaison frigorifique		3 m	
Poids à vide		32 kg	
Garantie pompe à chaleur		2 ans	
Certification NF électricité performance Thermo-dynamique	Cat. 2	Cat. 2	Cat. 2
COP à 7°C * selon EN16147	2,64	2,73	2,71
Cycle de test *	L	XL	XXL
Puissance de réserve *	24 W	26 W	39 W
Temps de chauffe *	3h43	4h43	7h40
N° de certificat LCIE	621582B	617323B/A1	617323F/A1

Tabella 6.4 - Esempio applicativo norma UNI EN 16147 (Chauffe-eau thermodynamiques aquanext split).

I prototipi sono stati testati all'interno di un apposito calorimetro per diverse condizioni di test, le quali sono di seguito riassunte per tipologia e riportate nello specifico in Tabella 6.5 (per il prototipo da 30 kW per produzione di DHW):

- condizioni di valutazione normalizzata (“condizione obbligatoria utilizzata a scopi di marcatura, confronto o certificazione” UNI EN 14511-1) riportate nella norma UNI EN 14511-2;
- condizioni di valutazione dell'applicazione (“condizione di valutazione che fornisce informazioni aggiuntive sulle prestazioni dell'unità entro il suo campo d'esercizio, quando pertinenti” UNI EN 14511-1) riportate nella norma UNI EN 14511-2;
- condizioni di prova della direttiva giapponese JRA4060;
- condizioni di prova della norma UNI EN 16147;
- condizioni relative agli obiettivi del progetto europeo NxtHPG.

Le differenze di temperatura lato acqua imposte dalle diverse condizioni di prova sono state ottenute regolando la portata dell'acqua al gas cooler mediante il circuito dell'acqua termostata.

External Air Temperature	Inlet Water Temperature	Outlet Water Temperature					ΔT water Requirement or Standard	#Test
		[°C]						
[°C]	[°C]	55	60	65	70	80	[-]	[-]
-7*	10	x					UNI EN 16147	1
	10		x				NxtHPG Desing GC	2
	20		x				ENEA Suggestion	3
	30		x				ENEA Suggestion+NxtHPG	4
	30					x	ENEA Suggestion+NxtHPG	5
	40		x				ENEA Suggestion	6
+2*	10	x					UNI EN 16147	7
	10		x				NxtHPG Desing GC	8
	20		x				ENEA Suggestion	9
	30		x				ENEA Suggestion	10
	40		x				ENEA Suggestion	11
+7(*)(**)	9			x			JRA4060	12
	10	x					UNI EN 16147	13
	10		x				NxtHPG Desing GC	14
	20		x				ENEA Suggestion	15
	30		x				ENEA Suggestion	16
	40		x				ENEA Suggestion	17
+12*	15		x				ENEA Suggestion	18
	20		x				ENEA Suggestion	19
	30		x				ENEA Suggestion+NxtHPG	20
	30					x	ENEA Suggestion+NxtHPG	21
	40		x				ENEA Suggestion	22
+15***	20		x				ENEA Suggestion	23
	30		x				ENEA Suggestion	24
	40		x				ENEA Suggestion	25
	50		x				UPV Suggestion	26
	55			x			UPV Suggestion	27
+16**	17			x			JRA4060	28
	50		x				UPV Suggestion	29
	55			x			UPV Suggestion	30
+20***	30		x				ENEA Suggestion+NxtHPG	31
	30					x	ENEA Suggestion+NxtHPG	32
	40		x				ENEA Suggestion	33
	50		x				UPV Suggestion	34
	55			x			UPV Suggestion	35
+30***	30		x				ENEA Suggestion	36
	40		x				ENEA Suggestion	37
	50		x				UPV Suggestion	38
	55			x			UPV Suggestion	39
+35****	35		x				ENEA Suggestion	40
	40		x				ENEA Suggestion	41
	50		x				UPV Suggestion	42
	55			x			UPV Suggestion	43
-10	10				x		NxtHPG suggestion	Ad1
	40					x	NxtHPG suggestion	Ad2
0	10					x	NxtHPG suggestion	Ad3
+7	40					x	NxtHPG suggestion	Ad4

External Air Temperature [°C]	Inlet Water Temperature [°C]	Outlet Water Temperature [°C]					ΔT water Requirement or Standard [-]	#Test [-]
		55	60	65	70	80		
+20	15				x		NxtHPG suggestion	Ad5
Numero totale Test 48								
*Temperatura aria esterna secondo la norma UNI EN 14511-2. **Secondo la direttiva JRA4060. ***Secondo il prospetto 5 della norma UNI EN 16147 per pompe di calore posizionate all'interno. ****Richieste del progetto NxtHPG.								

Tabella 6.5 – Matrice di test per il prototipo da 30 kW.

Le prove sperimentali sono state eseguite in condizioni di funzionamento stazionarie in accordo alla procedura descritta dalla norma UNI EN 14511-3.

L'esecuzione di ciascun test sperimentale ha richiesto una serie di operazioni da eseguire sulle apparecchiature installate in campo al fine di raggiungere le condizioni in cui deve essere effettuata la prova. Le fasi in cui può essere divisa l'esecuzione di una prova sperimentale sono le seguenti:

1. Avviamento del sistema BMS e del software UltraSite32 per la gestione del circuito dell'acqua termostata e impostazione dei seguenti parametri:
 - temperatura dell'acqua in ingresso alla macchina in prova;
 - velocità di rotazione del dry-cooler.
2. Avviamento del software Winkratos per la gestione della camera climatica e impostazione dei seguenti parametri:
 - temperatura dell'aria in camera climatica;
 - umidità relativa dell'aria in camera climatica.
3. Avviamento del software di controllo Eliwell per la gestione della macchina e impostazione dei seguenti parametri:
 - temperatura dell'acqua in uscita;
 - velocità pompa di circolazione dell'acqua;
 - pressione al gas cooler (solo in configurazione non automatica);
 - grado di apertura della valvola di laminazione (solo in configurazione non automatica).
4. Avviamento della pompa di calore in prova e raggiungimento delle condizioni stazionarie in accordo alla norma UNI EN 14511-3.
5. Avviamento del programma di acquisizione sviluppato in ambiente Labview per la visualizzazione dei parametri di funzionamento della macchina in test.
6. Avviamento della fase di scrittura dei parametri di funzionamento della macchina in test.

La procedura adottata per l'esecuzione della parte principale dei test sperimentali è quella riportata nella norma UNI EN 14511-3 (paragrafo 4.4.4) "Misurazione dell'uscita per la capacità di riscaldamento delle unità aria-aria con il metodo dell'entalpia dell'aria e delle unità aria-acqua". La

norma prevede tre fasi distinte: periodo di condizionamento, periodo di equilibrio e periodo di raccolta dei dati (Figura 6.15).

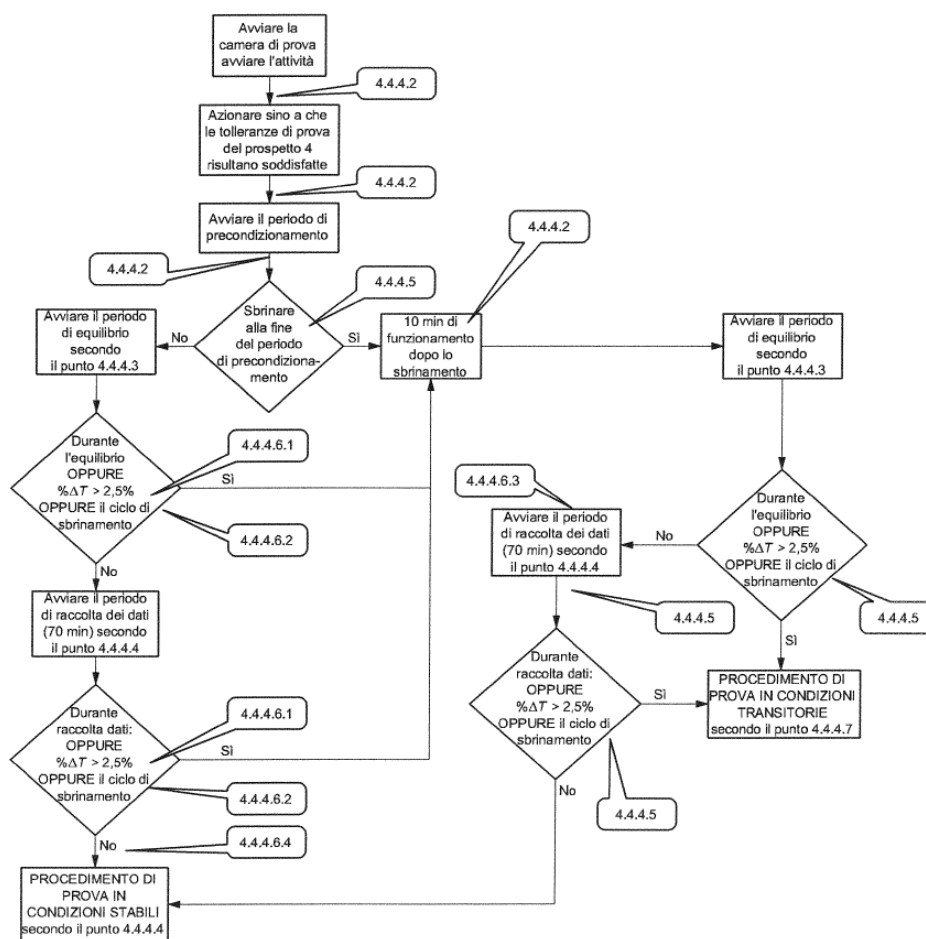


Figura 6.15 – Diagramma di flusso per l'esecuzione dei test sperimentali (Appendice C UNI EN 14511-3).

La durata della raccolta dei dati dipende dal funzionamento della pompa di calore cioè dall'instaurarsi di condizioni stabili o transitorie. In particolare, le tre fasi devono avere le seguenti caratteristiche:

- periodo di condizionamento, l'apparecchiatura di ricondizionamento della camera di prova e la pompa di calore sottoposta a prova devono essere azionate sino a ottenere le tolleranze di prova specificate nel prospetto 4 della norma (Tabella 6.6) per almeno 10 minuti. Per quanto riguarda la misura del singolo parametro, le fluttuazioni periodiche delle grandezze misurate provocate dal funzionamento dei dispositivi di regolazione e controllo sono ammissibili, a condizione che sia il singolo valore e sia il valore medio della misura nell'intervallo di acquisizione rispettino gli scostamenti indicati nel prospetto 4 della norma (Tabella 6.6).

Grandezza misurata	Scostamento ammissibile dei valori di media aritmetica dai valori impostati	Scostamenti ammissibili di ciascuno dei singoli valori misurati dai valori impostati
Liquidi		
- temperatura in entrata	$\pm 0,2$ K	$\pm 0,5$ K
- temperatura in uscita	$\pm 0,3$ K	$\pm 0,6$ K
- portata volumica	$\pm 1\%$	$\pm 2,5\%$
- differenza di pressione statica	-	$\pm 10\%$
Aria		
- temperatura in entrata (bulbo secco/bulbo umido) ^{a)}	$\pm 0,3$ K	± 1 K
- portata volumica	$\pm 5\%$	$\pm 10\%$
- differenza di pressione statica	-	$\pm 10\%$
Refrigerante		
- temperatura del liquido	± 1 K	± 2 K
- temperatura del vapore saturo/del punto di bolla	$\pm 0,5$ K	± 1 K
Tensione	$\pm 4\%$	$\pm 4\%$
a)	Per le unità con superfici dello scambiatore di calore maggiori di 5 m ² , lo scostamento della temperatura a bulbo secco dell'entrata dell'aria è raddoppiata.	
Nota	Quando si sottopongono a prova le unità a raccordo singolo il valore della media aritmetica della differenza tra la temperatura a bulbo secco del compartimento interno e dell'aria introdotta dal compartimento esterno dovrebbe avere uno scostamento ammissibile massimo di 0,3 K. Questo requisito si applica anche alla differenza della temperatura a bulbo umido.	

Tabella 6.6 - Prospetto 4 della norma UNI EN 14511-3. Scostamenti ammissibili dai valori impostati.

- Periodo di equilibrio, segue immediatamente il condizionamento e un periodo di recupero di 10 minuti che conclude il condizionamento. Un periodo di equilibrio completo ha una durata di un'ora. In questo periodo, a parte i test eseguiti in condizioni transitorie, la pompa di calore deve essere azionata nel rispetto delle tolleranze di prova specificate nel prospetto 4 della norma (Tabella 6.6).
- Periodo di raccolta dati, segue immediatamente il periodo di equilibrio e ha una durata di almeno 70 minuti. I dati devono essere campionati a intervalli uniformi che si estendono ogni 30 secondi o meno, fatta eccezione per i cicli di sbrinamento. Durante i cicli di sbrinamento, più i primi 10 minuti che seguono la fine dello sbrinamento, i dati devono essere campionati con maggiore frequenza, a intervalli uniformi ogni 10 secondi o meno. Una volta acquisiti i dati e ottenuto il file di registrazione, nella successiva fase di elaborazione è selezionato un intervallo in cui la prova risulti stabile e siano rispettati gli scostamenti prescritti dal prospetto 4 della norma UNI-EN 14511-3. Si procede poi alla loro riduzione dei dati registrati facendone la media sull'intero intervallo scelto.

6.2.5 Rielaborazione dati sperimentali

In tale paragrafo sono riportati i risultati sperimentali ottenuti nella campagna di prove effettuate sul prototipo di pompa di calore da 30 kW per produzione di acqua calda sanitaria. Le prove sono state eseguite secondo le condizioni riportate nel paragrafo 6.2.4. Alcuni test sono stati eseguiti più volte

attraverso l'impostazione di valori diversi per uno stesso parametro oggetto d'indagine con l'obiettivo finale di valutare la bontà dell'algoritmo del controllore sul quale si basa il funzionamento automatico della macchina. In Tabella 6.7 sono riportati il valore massimo e minimo per le principali grandezze monitorate e calcolate.

	Temperatura aria T_{amb}	Temperatura acqua ingresso GC $T_{in\ water}$	Temperatura acqua uscita GC $T_{out\ water}$	Portata acqua G_{water}	Temperatura CO ₂ uscita CMP T_{oCP}	Bassa pressione P_{oEEV}	Alta pressione P_{oCP}	Potenza elettrica W_p	Efficienza Gas cooler ϵ_{GC}	Potenza termica Q_{GC}
	[°C]	[°C]	[°C]	[m ³ /h]	[°C]	[bar]	[bar]	[kW]	[-]	[kW]
MIN	-10	9	55	0,03	102	24	75	7,4	0,78	11
MAX	+35	55	81	1,40	175	51	106	10	1,00	32

Tabella 6.7 - Valori minimi e massimi dei principali parametri sperimentali e calcolati.

La campagna sperimentale è stata svolta con lo scopo di testare la pompa di calore e tutti i suoi componenti al fine di individuare le possibili migliorie progettuali da eseguire sul prototipo. Per motivi di riservatezza le grandezze prestazionali della macchina sono state riportate indirettamente cioè non è mostrato il valore effettivo ma il valore rapportato a un parametro di riferimento. In questo caso la grandezza è individuata con un asterisco ($COP^* = COP/COP_{ref}$). Di seguito sono prima riportati i risultati sperimentali relativi a ciascun componente e successivamente sono mostrate le prestazioni globali della macchina. Ciascun test è individuato da una stringa di testo contenente la temperatura settata all'interno della camera climatica (T_{cc}), temperatura d'ingresso (T_{in}) e d'uscita (T_{out}) dell'acqua e la modalità di regolazione della pressione al gas cooler (matrix= scelta effettuata dal controllore, $pgc90$ =valore imposto manualmente dall'operatore) (es. "Tin30-Tout80-Tccm7-matrix"). Il compressore utilizzato è di tipo standard e specifico per applicazioni a R744 quindi idoneo a sopportare elevate pressioni in mandata. Le prestazioni del compressore sono espresse dal parametro η_g , calcolato utilizzando l'equazione (1):

$$\eta_g = [G_{CO_2} (h_{outCPis} - h_{inCP})] / W_{el} \quad (1)$$

In questa espressione, G_{CO_2} è la portata di R744 calcolata mediante il bilancio energetico al gas cooler, $h_{outCPis}$ è l'entalpia di uscita dal compressore calcolata utilizzando l'ipotesi d'isoentropicità, h_{inCP} è l'entalpia d'ingresso al compressore e W_{el} è la potenza elettrica assorbita dal solo compressore. L'efficienza ha mantenuto i propri valori nell'intervallo 0,66-0,72 per la maggior parte dei test (Figura 6.16, Figura 6.17). L'efficienza del compressore ha raggiunto valori inferiori solo in alcuni test eseguiti a temperatura ambiente molto bassa (-10 °C) [3]. Fissando la temperatura ambiente, la potenza assorbita dal compressore W^*_{cp} aumenta con il rapporto di compressione β , con pendenza crescente con la temperatura ambiente (Figura 6.18). In Figura 6.18 possono essere individuate sei curve sperimentali ciascuna relativa a un certo valore del parametro T_{amb} .

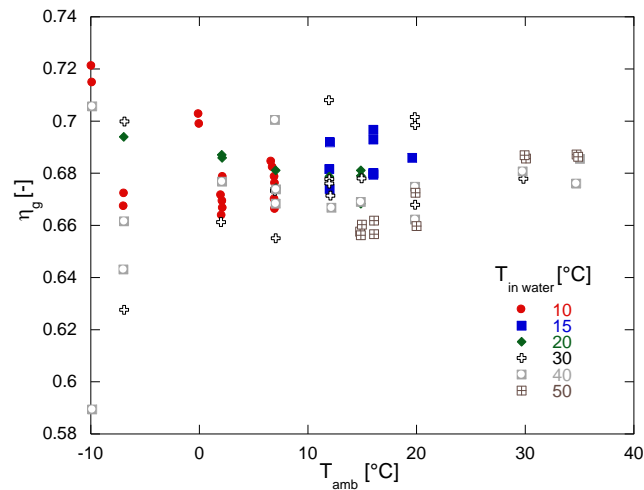


Figura 6.16 – Efficienza globale del compressore η_g vs. temperatura ambiente (Parametro $T_{in\ water}$).

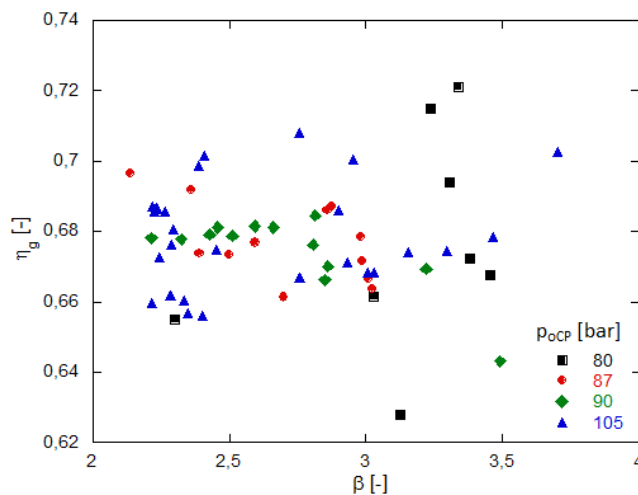


Figura 6.17 - Efficienza globale del compressore η_g vs. rapporto di compressione (Parametro p_{oCP}).

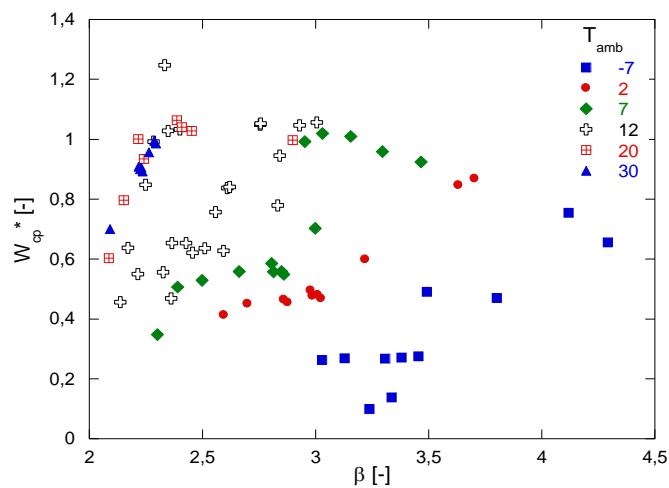


Figura 6.18 - Potenza elettrica assorbita dal solo compressore in funzione di β (Parametro T_{amb}).

Se in questo caso la pressione in ingresso al compressore fosse utilizzata come parametro si otterrebbero delle curve dagli andamenti simili visto il legame diretto tra T_{amb} e p_{inCP} : a bassi valori di T_{amb} corrispondono bassi valori di p_{inCP} e quindi alti valori di β .

In Figura 6.19 la potenza assorbita dal solo compressore è riportata sempre in funzione di β ma con parametro la pressione di mandata. A parità di temperatura ambiente, l'assorbimento del compressore cresce con la pressione di mandata.

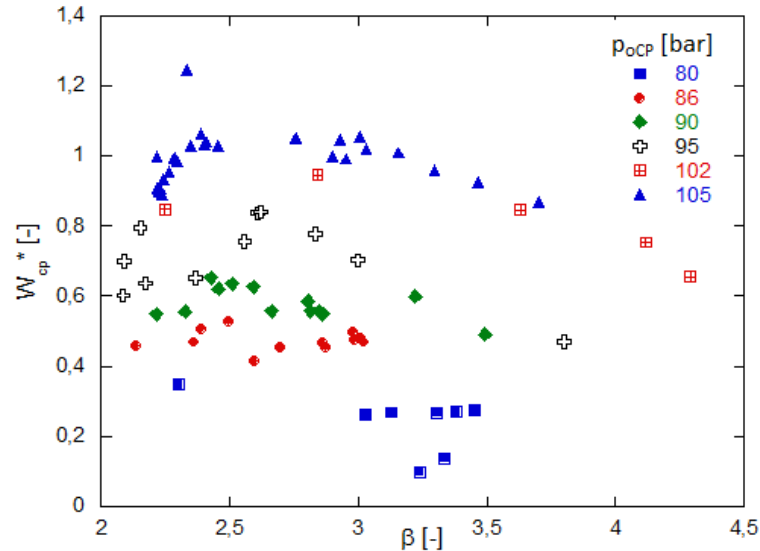


Figura 6.19. Potenza elettrica assorbita dal solo compressore in funzione di β (Parametro p_{oCP}).

Dall'analisi dei dati sperimentali è risultato che la temperatura di mandata del compressore ha assunto valori inaspettati: in alcuni test la temperatura dell'R744 in uscita dal compressore ha mostrato valori troppo elevati (fino a 175 °C) assumendo quindi valori maggiori della temperatura limite operativa per il compressore installato (140°C). Il raggiungimento di una temperatura di uscita compressore così elevata è stato causato dall'eccessivo surriscaldamento dell'R744 all'aspirazione del compressore $\Delta T_{superheat}$ introdotto dallo scambiatore interno IHE (Tabella 6.8).

Test		$\Delta T_{superheat}$	T_{iCP}	T_{oCP}
		[°C]	[°C]	[°C]
5	Tin30-Tout80-Tccm7-matrix	40,7	28,9	158,9
6	Tin40-Tout60-Tccm7-matrix	47,7	38,0	140,1
17a	Tin40-Tout60-Tcc7-pgc105	38,3	38,3	141,9
Ad3	Tout80-Tcc7-matrix	41,9	42,7	145,6
Ad3	Tin40-Tout80-Tccm10-matrix	54,0	41,1	174,98

Tabella 6.8 - Temperature d'ingresso e uscita compressore [4].

La temperatura d'uscita compressore T_{oCP} mostra, infatti, un andamento crescente in funzione del surriscaldamento $\Delta T_{superheat}$ e i maggiori valori di T_{oCP} sono stati ottenuti in corrispondenza di elevati valori dell'efficienza dello scambiatore di calore rigenerativo ϵ_{IHE} . L'efficienza dello scambiatore IHE è stata calcolata con l'espressione seguente:

$$\epsilon_{IHE} = (T_{oTWV} - T_{oIHEh}) / (T_{oTWV} - T_{oLR}) \quad (2)$$

relativa al caso in cui il fluido con la capacità termica minore è situato sul lato caldo dello scambiatore di calore. Invece, quando il fluido con la capacità termica minore è situato sul lato freddo dello

scambiatore, è stata utilizzata l'espressione seguente (vedere Figura 6.7 per identificare le grandezze riportate nella formula):

$$\varepsilon_{IHE} = (T_{oIHEc} - T_{oLR}) / (T_{oTWV} - T_{oLR}) \quad (3)$$

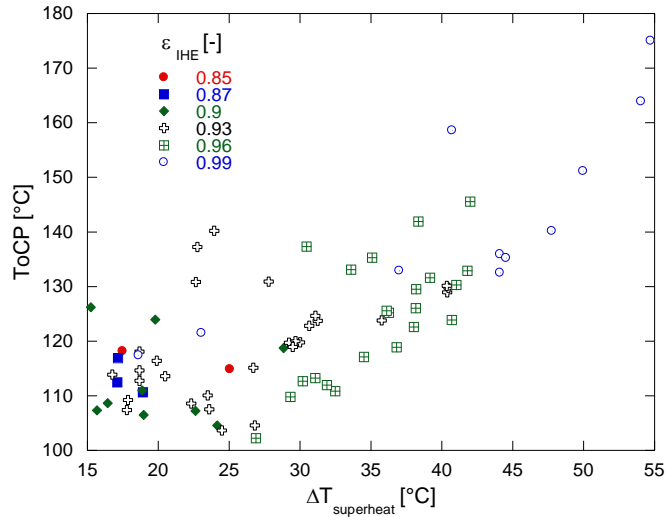


Figura 6.20 - Temperatura uscita compressore in funzione del surriscaldamento in aspirazione (Parametro ε_{IHE}).

Le prestazioni del gas-cooler sono espresse mediante l'efficienza ε_{GC} di tale scambiatore; essa indica la potenza scambiata dal fluido con la minore capacità termica ($C=mc_p$) rispetto alla massima possibile scambiabile. L'efficienza del gas cooler è definita mediante la seguente relazione:

$$\varepsilon_{GC} = \frac{h_{inGC} - h_{oGC}}{h_{inGC} - h_{omin}} \quad (4)$$

L'espressione dell'efficienza del gas cooler assume l'espressione (4) in quanto, nelle condizioni di prova considerate il fluido con capacità termica minore, è sempre l'anidride carbonica. Nella relazione il numeratore è la variazione di entalpia subita dal refrigerante all'interno del gas cooler ed è quindi la potenza realmente scambiata lato R744 mentre il denominatore rappresenta la massima potenza scambiabile lato R744 (in accordo con il II principio della termodinamica, ottenuta quando la temperatura di uscita del fluido con la capacità termica oraria minore raggiunge quella d'ingresso dell'altro fluido, quindi dell'acqua, eventualità che si verifica solo con uno scambiatore in controcorrente di dimensioni infinite). Al denominatore compare l'entalpia del refrigerante calcolata alla temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler. I valori calcolati di ε_{GC} hanno mostrato una variazione compresa nell'intervallo 0,8-1,00 (valori di efficienza superiori a 1 sono stati ottenuti quando $T_{oGC} < T_{in\ water}$; ciò è principalmente dovuto al diverso posizionamento delle termocoppie poiché il sensore di temperatura dell'acqua è stato collocato all'interno della tubazione mentre il sensore di temperatura lato R744 è stato installato sul tubo. Le differenze tuttavia sono minime e l'efficienza del gas cooler è stata fissata pari all'unità per questi test). Quando la portata dell'acqua aumenta, i valori di efficienza tendono all'unità (Figura 6.21).

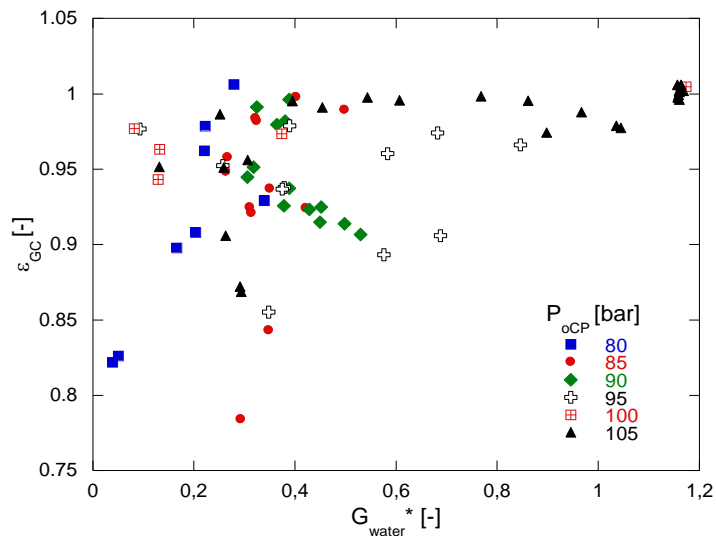


Figura 6.21 – Efficienza del gas cooler in funzione della portata d’acqua di riferimento (Parametro p_{oCP}).

Il gas-cooler ha mostrato quindi efficienza elevata nella gran parte dei test effettuati e perdite di carico dell’ordine di 0,20 bar, per cui si ritiene che tale componente è stato ottimizzato per svolgere il proprio compito [3]. Il collegamento tra la sezione di uscita del compressore e quella d’ingresso del gas-cooler è stato realizzato mediante un condotto lungo circa tre metri, installato per un’eventuale futura introduzione di un misuratore di portata massica attualmente non presente nel circuito. Questo tratto è stato sede di perdite di carico fino a 3 bar e, sebbene coibentato, ha comportato notevoli perdite termiche pari a 0,50 kW in quasi tutti i test.

A differenza dei cicli tradizionali in cui la cessione del calore avviene in seguito alla condensazione del fluido refrigerante, in un ciclo transcritico a R744 è fondamentale lavorare a una pressione di mandata tale da ottimizzare le prestazioni della macchina. Tale valore ottimale di pressione dipende dalle condizioni al contorno $T_{in\ water}$, $T_{out\ water}$ e T_{amb} . Uno degli obiettivi di tale campagna sperimentale è stato quello di verificare la corretta programmazione del controllore che calcola la pressione di ottimo proprio dai tre input $T_{in\ water}$, $T_{out\ water}$ e T_{amb} . Alcuni test sono stati quindi effettuati, a parità di condizioni al contorno, prima in maniera automatica cioè con la pressione al gas cooler dettata dal controllore e successivamente la ricerca di tale parametro è stata effettuata per uno stesso test settando manualmente diversi valori di pressione al gas cooler. In tale caso è stato necessario gestire manualmente anche l’apertura della valvola di backpressure. In Figura 6.22 sono riportati i valori di COP in funzione di p_{GC} . Sono riportate due serie di test caratterizzate da stessi valori di temperatura ambiente (12 °C), temperatura dell’acqua in uscita dal gas cooler (60°C) ma da differenti valori della temperatura dell’acqua in ingresso al gas cooler e pari rispettivamente a 15°C (test 18, 18a, 18b) e 30°C. Entrambe le due serie riportate Figura 6.22 mostrano un andamento a campana se i singoli punti fossero utilizzati per costruire una curva di tendenza la quale presenterebbe quindi un COP massimo corrispondente a un valore ottimale di pressione al gas-cooler. All’aumentare della pressione al gas

cooler si riduce la differenza di temperatura tra il refrigerante uscente dallo scambiatore e l'acqua in esso entrante (pinch-point) determinando quindi un aumento dell'efficienza del gas cooler stesso.

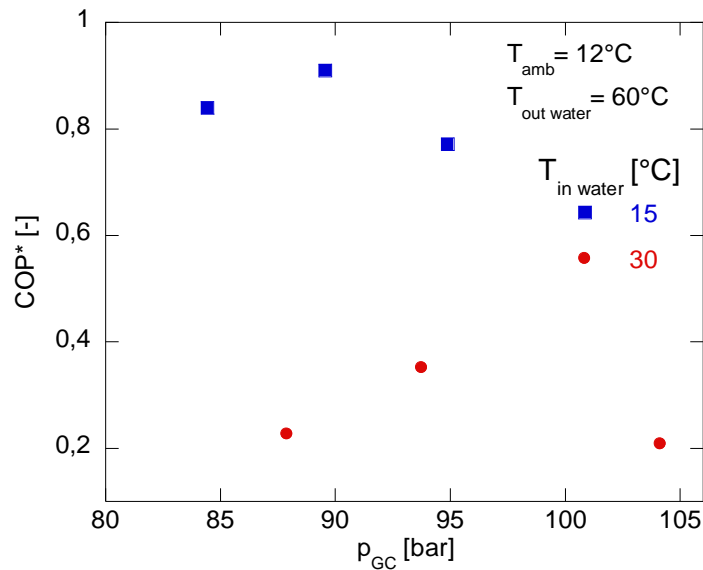


Figura 6.22 – COP* al variare della pressione al gas-cooler per due differenti valori di $T_{in\ water}$.

In realtà all'aumentare dell'alta pressione bisogna considerare anche il conseguente aumento del rapporto di compressione β e della potenza assorbita dal compressore (Figura 6.23, Figura 6.24). In definitiva per la serie di punti a $T_{in\ water}$ pari a $15^\circ C$, il COP massimo è stato ottenuto per $p_{gc}=91,6$ bar e con un funzionamento automatico del controllore (alta pressione impostata automaticamente dal controllore). Nella serie relativa a una $T_{in\ water}$ pari a $30^\circ C$, il COP massimo è stato ottenuto invece mediante l'impostazione manuale della pressione al gas cooler (95,6 bar).

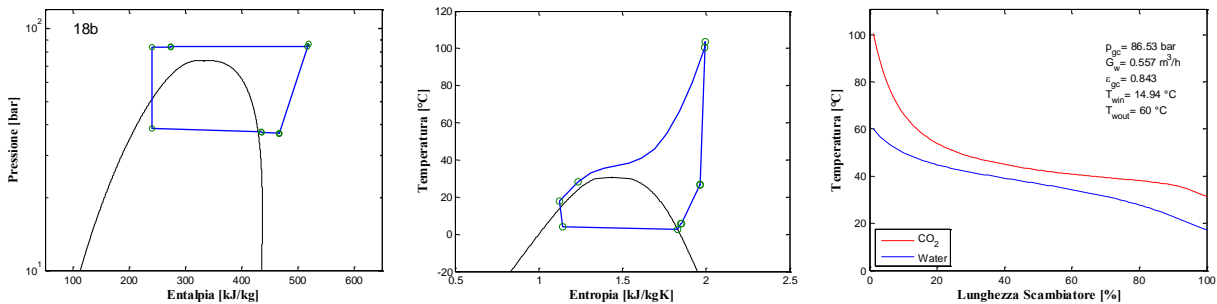


Figura 6.23 – Test 18b nel piano p-h, nel piano T-S e profili di temperatura nel gas cooler.

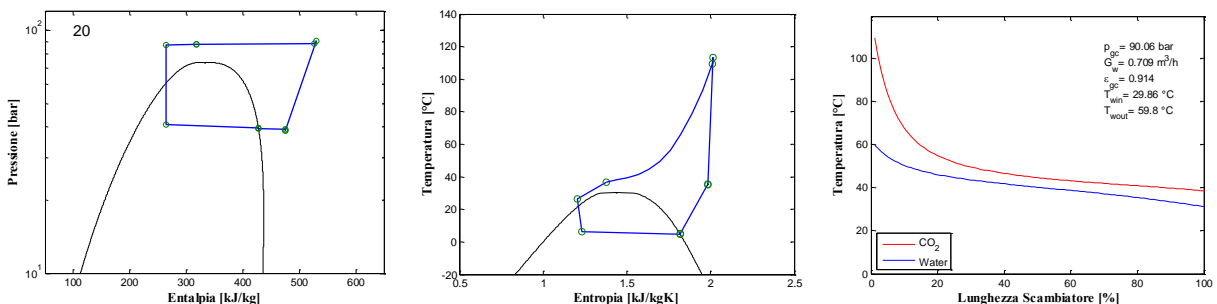


Figura 6.24 - Test 20 nel piano p-h, nel piano T-S e profili di temperatura nel gas cooler.

La comparazione delle prove eseguite a parità di condizioni al contorno (ambiente e sul lato acqua) ma con diverse modalità di controllo della pressione al gas cooler (impostazione automatica mediante controllore e manuale) ha permesso quindi di valutare l'efficienza del controllore nella scelta di tale parametro e del conseguente valore di COP. Dall'analisi di tali comparazioni (Figura 6.25, Figura 6.26) si evince che il controllore è stato in grado di impostare un valore ottimo di pressione al gas cooler (corrispondente al COP massimo) quando la temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler è inferiore a 30°C: eseguendo una stessa prova a una temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler prima a 30°C e poi a 40°C si nota come, a parità di temperatura ambiente e di temperatura dell'acqua in uscita dallo scambiatore, le prestazioni della macchina sono state migliori nel primo caso.

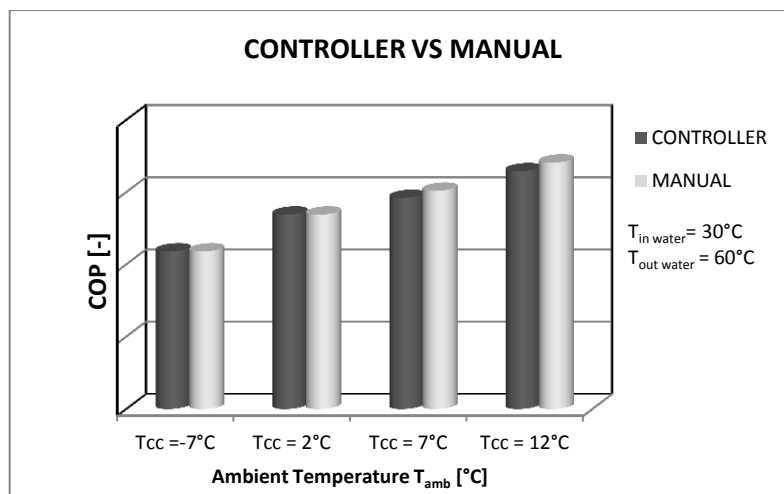


Figura 6.25 – Effetto sul COP dell'impostazione automatica o manuale della p_{gc} ($T_{in\ water}=30^\circ C$).

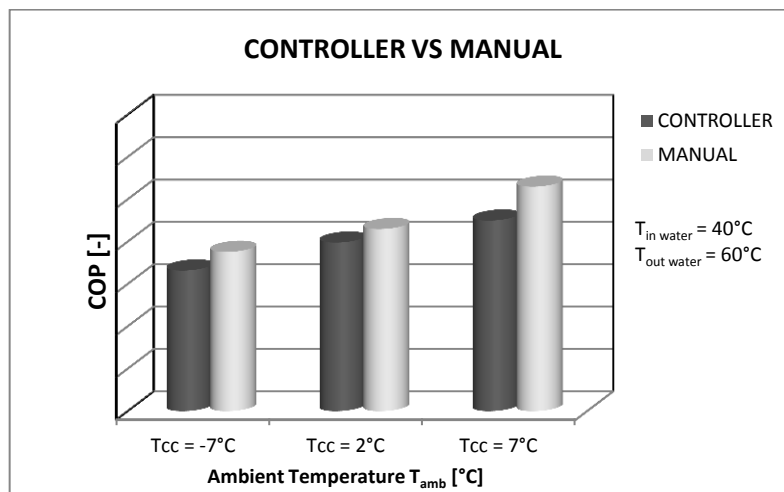


Figura 6.26 - Effetto sul COP dell'impostazione automatica o manuale della p_{gc} ($T_{in\ water}=40^\circ C$).

Per quanto riguarda l'analisi del funzionamento dell'evaporatore, in Figura 6.27 è riportata la temperatura di evaporazione in funzione della temperatura ambiente: tra i due parametri esiste un legame di proporzionalità diretta tipicamente quando T_{ev} è inferiore a 15°C. Nella parte destra del grafico di Figura 6.27, sono presenti dei punti sperimentali caratterizzati da una T_{ev} pari a circa 12°C nonostante la relativa temperatura ambiente fosse pari a 35°C. Tale aspetto è dovuto a un limite

operativo del compressore che è fatto lavorare in aspirazione a una temperatura al di sotto di 12°C. Affinché possa essere garantita tale condizione, i ventilatori sono stati dotati di un sistema di controllo che ne varia la velocità in modo da limitare la temperatura di evaporazione a 12°C.

Dai dati sperimentali sono state determinate le perdite di carico all'interno dell'evaporatore. Tali perdite di carico sono state elevate e mediamente pari a circa 1,20 bar nella batteria alettata, con un valore massimo pari a 2,24 bar. Queste perdite di carico, crescenti con la portata di R744, hanno determinato un aumento del β al compressore e quindi un calo delle sue prestazioni.

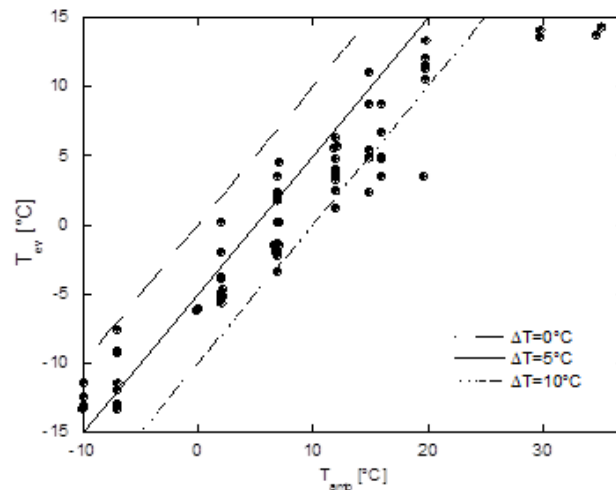


Figura 6.27 - T_{ev} in funzione della temperatura ambiente (rette tracciate per diversi $T = T_{amb} - T_{ev}$).

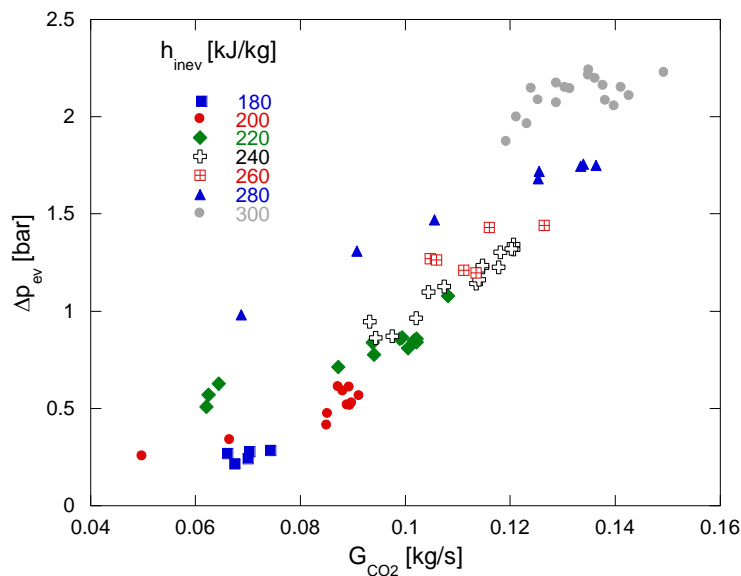


Figura 6.28 - Δp_{ev} in funzione della portata di CO₂ (parametro h_{inev}).

Tali perdite di carico sono state valutate come differenza tra il valore di pressione misurato all'uscita della valvola di laminazione e il valore di pressione all'uscita dell'evaporatore. A monte dell'evaporatore è stato posizionato un distributore che ha il compito di assicurare una corretta distribuzione del refrigerante all'interno dello scambiatore alettato mentre a valle del suddetto scambiatore è installato un collettore per il convogliamento del refrigerante in uscita verso il

componente successivo. La caduta di pressione calcolata è costituita da tre aliquote ciascuna relativa al distributore, alla batteria alettata e al collettore (Figura 6.29). Tra questi tre contributi, la caduta di pressione maggiore è quella relativa al distributore, costituito a sua volta da due parti, il condotto Venturi e i capillari; le cadute di pressione all'interno di questi componenti devono garantire una corretta distribuzione del flusso bifase all'interno dei vari circuiti. Quindi, il distributore deve essere considerato come un dispositivo di strozzamento la cui perdita di carico, ad esempio in condizioni di progetto tale caduta di pressione è stata di circa 1,6 bar (0,6 bar per la batteria e 1 bar per il distributore), dovrà essere compensata mediante il controllo della valvola di laminazione.

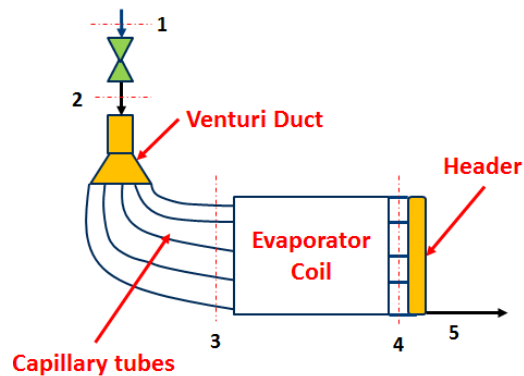


Figura 6.29 – Schema d’impianto con distributore, batteria alettata e collettore [5].

In conclusione, le perdite di carico riscontrate sono da considerare normali e in linea con la presenza del distributore Venturi.

Per meglio indagare le prestazioni dell’evaporatore una serie di test specifici sono stati effettuati posizionando ulteriori termocoppie in ingresso e in uscita all’evaporatore su due differenti circuiti, uno in basso e uno nella parte alta della batteria alettata. Per l’esecuzione di tale indagine sperimentale è stata impiegata una termocamera per l’analisi con termografia dello scambiatore.

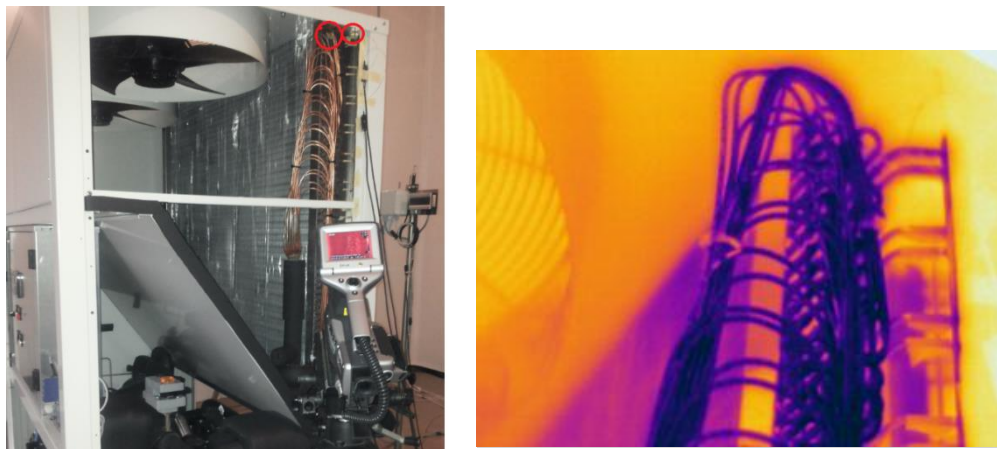


Figura 6.30 – Esecuzione di un test con termocamera e relativa termografia.

L’analisi con termocamera ha permesso di evidenziare le diverse problematiche relative all’evaporatore: in primis il flusso dell’aria è risultato non uniformemente distribuito sulla superficie di scambio a causa della disposizione dei ventilatori e dei rispettivi convogliatori dell’aria (fan-shroud

facing downwards). Tali componenti sono stati, infatti, posizionati totalmente all'interno della macchina ostacolando il passaggio del flusso d'aria attraverso parte della batteria alettata, riducendo la portata (superficie) efficace. Dalle termografie e dalla rielaborazione delle acquisizioni delle termocoppie aggiuntive installate sui circuiti è risultato che la temperatura dei circuiti nella parte superiore dello scambiatore di calore è generalmente superiore rispetto a quella dei circuiti nella parte inferiore dell'unità (tuttavia questi test sono stati effettuati in assenza del pannello laterale, pertanto questi risultati sono puramente indicativi).

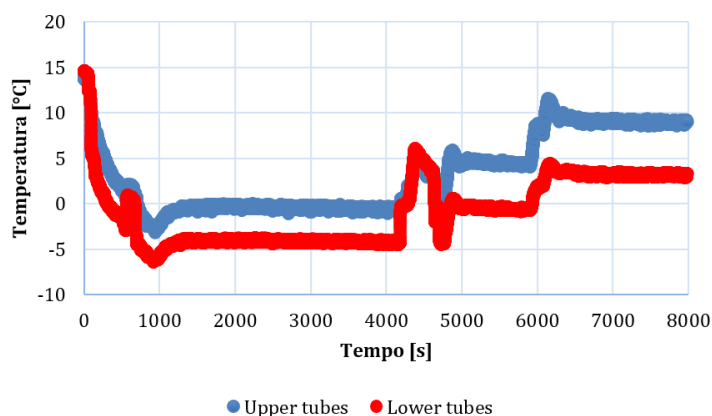


Figura 6.31 - Andamenti della temperatura per due punti a valle dell'evaporatore nel circuito superiore (blu, più caldo) e in quello inferiore (rosso) [5].

Un'ulteriore causa di tali problematiche potrebbe essere una non buona distribuzione dell'R744 nello scambiatore dovuto all'effetto dell'olio disciolto nel refrigerante o a piccoli difetti di fabbricazione durante il processo di saldatura dei circuiti. La presenza di olio disciolto nel refrigerante può causare un'importante riduzione (fino al 10%) dei coefficienti di scambio termico mentre la presenza di difetti di fabbricazione è tuttavia trascurabile poiché l'unità ha molti circuiti (30 circuiti).

L'analisi dei dati dello scambiatore rigenerativo ha permesso di inquadrare al meglio il funzionamento della pompa di calore e le relative migliorie da apportare sul circuito frigorifero e sulla logica di regolazione. L'efficienza dello scambiatore interno (IHE) ha mostrato valori molto elevati ($\epsilon_{IHE} = 0,92$), dovuti al fatto che tale scambiatore è del tipo a piastre controcorrente (Figura 6.32). Lo scambiatore rigenerativo ha mostrato valori di efficienza troppo alti determinando, infatti, elevati surriscaldamenti in aspirazione al compressore e quindi elevate temperature in ingresso e in uscita al compressore (questo ultimo parametro è risultato a volte maggiore del limite operativo del compressore stesso). Tale scambiatore svolge, infatti, il compito di surriscaldare il fluido in uscita dall'evaporatore sul ramo di bassa pressione mediante il fluido caldo in uscita dal gas cooler sul ramo di alta pressione.

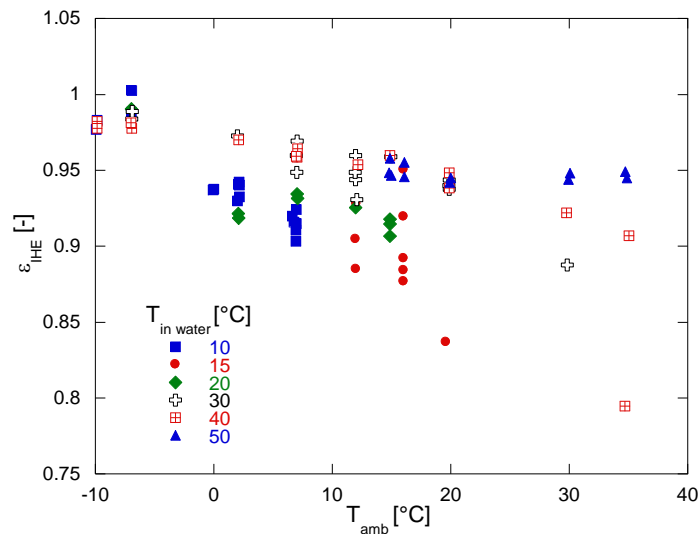


Figura 6.32 – Efficienza dell’IHE in funzione della T_{amb} (parametro $T_{in\ water}$).

Oltre ad elevati surriscaldamenti, l’elevata efficienza dello scambiatore ha comportato quindi basse efficienze del compressore. Tipicamente, si utilizzano scambiatori rigenerativi con efficienza dell’ordine del 40%-50% in modo da evitare valori di surriscaldamento troppo elevati.

Il $\Delta T_{superheat}$ aumenta con ϵ_{IHE} , ad eccezione delle prove con temperatura ambiente dell’ordine di $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$, per le quali l’efficienza è in pratica costante e prossima l’unità (Figura 6.33).

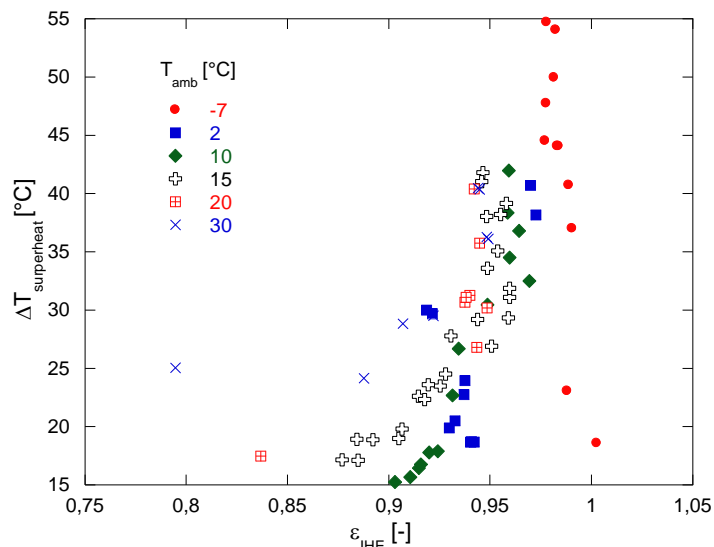


Figura 6.33 - $\Delta T_{superheat}$ in funzione dell’efficienza all’IHE (parametro T_{amb}).

La caduta di pressione all’interno dell’IHE è stata piuttosto elevata e ha assunto un valore medio pari a circa 0,26 bar e un valore massimo di circa 0,422 bar. Un’ulteriore perdita di carico in prossimità dell’IHE è stata causata dalla presenza a valle, sul lato freddo di un filtro, che ha provocato una caduta di pressione mediamente di circa 0.3 bar, con valori massimi di 0.45 bar.

Gli ausiliari a servizio del prototipo da 30 kW sono costituiti da: pompa di circolazione per l’acqua da inviare al gas cooler, due ventilatori assiali all’evaporatore e quadro elettrico di controllo. I ventilatori

presentano sicuramente maggior margine di miglioramento rispetto agli altri ausiliari poiché essi lavorano quasi sempre al 100% assorbendo 0,93 kW totali (circa l'11% della potenza elettrica totale assorbita dalla pompa di calore) nonostante siano dotati di regolatore di velocità a taglio di fase. Come mostrato nell'analisi condotta sull'evaporatore, la modulazione della velocità si è verificata solo a temperature ambiente elevate al fine di garantire una temperatura di evaporazione inferiore a 12°C e far lavorare in sicurezza il compressore.

Le prestazioni globali della macchina sono di seguito espresse mediante il COP* ottenuto dal rapporto tra il COP sperimentale e un COP scelto come riferimento. La Figura 6.34 mostra l'andamento del COP in funzione della temperatura ambiente, assumendo come parametro la temperatura dell'acqua in ingresso. Come atteso, a parità di $T_{in\ water}$, il COP cresce linearmente con la temperatura ambiente, mentre a parità di temperatura ambiente all'aumentare della $T_{in\ water}$ le prestazioni decrescono (Figura 6.34).

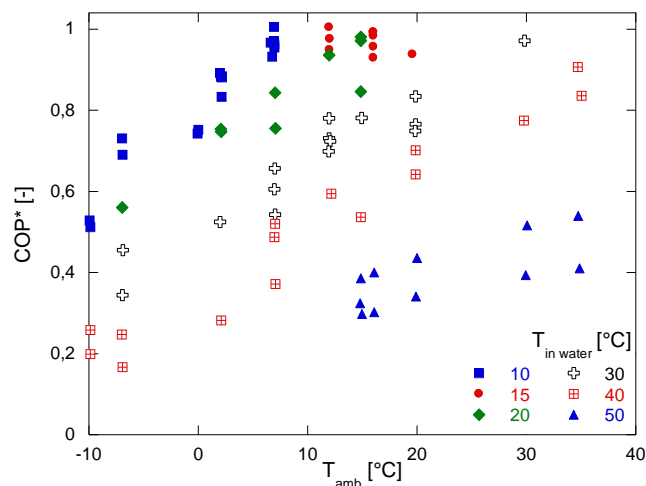


Figura 6.34 - COP* in funzione della temperatura ambiente e dell'acqua in ingresso.

Il COP* si riduce al crescere di ϵ_{IHE} poiché aumenta il $\Delta T_{superheat}$ (Figura 6.35).

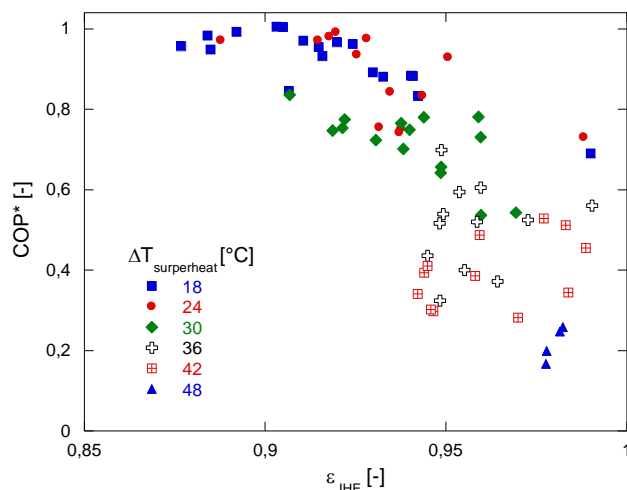


Figura 6.35 - COP* al variare dell'efficienza dello scambiatore interno.

Le prestazioni migliori sono state ottenute per valori bassi del surriscaldamento che influenza anche la capacità termica al gas cooler, che si riduce al crescere di $\Delta T_{\text{superheat}}$ (Figura 6.36).

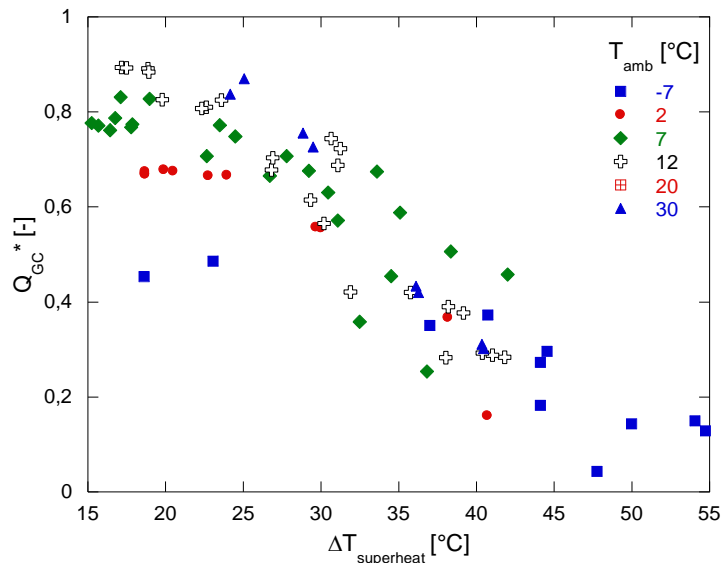


Figura 6.36 - Q_{GC}^* al variare del surriscaldamento e della temperatura ambiente.

6.2.6 Analisi criticità e miglioramenti

I risultati ottenuti al termine della prima campagna sperimentale hanno permesso, indagando i singoli componenti e la bontà della logica di controllo, di individuare le criticità e i miglioramenti da apportare al prototipo da 30 kW. Le modifiche e le migliorie apportate riguardano:

- linea di aspirazione e di mandata al compressore;
- compressore;
- evaporatore;
- scambiatore di calore rigenerativo;
- controllore della macchina.

Sia il ramo di mandata e sia quello di aspirazione al compressore sono stati modificati in modo da ridurre le perdite di pressione e di calore. Per questo motivo il filtro installato sulla linea di aspirazione è stato rimosso e la lunghezza della linea di mandata è stata ridotta rimuovendo quindi la predisposizione per il misuratore di portata di refrigerante e le conseguenti perdite di carico e termiche.

Per quanto concerne il compressore, il modello utilizzato è del tipo semiermetico alternativo e presenta un potenziale di miglioramento non elevato poiché è una tecnologia abbastanza matura per applicazioni a R744. Le prestazioni di tale componente saranno quindi migliorate attraverso interventi di entità non notevole: l'efficienza del compressore sarà incrementata in seguito al miglioramento apportato al piatto valvola e alla forma della sezione di aspirazione al fine di ridurre le perdite di

carico sia alla sezione di aspirazione che a quella di mandata. Tali migliorie serviranno in particolare anche a ridurre l'entità del fenomeno dell'attaccamento dell'olio alle pareti.

Per aumentare le prestazioni del prototipo alle alte temperature ambiente, è stata verificata dal costruttore, con esito positivo, la possibilità di ampliare il range di funzionamento del compressore (Figura 6.37) prevedendo una pressione massima di aspirazione al compressore fino a 50 bar (temperatura di evaporazione pari a circa 15°C). Per il compressore utilizzato nella prima campagna sperimentale è stata, infatti, stabilita una temperatura massima di evaporazione dell'R744 pari a 12°C (che corrisponde a una pressione di circa 47 bar) per garantire la giusta miscibilità tra olio e refrigerante al compressore. Questo ultimo aspetto è fondamentale nei sistemi dotati di ricevitore di liquido in cui il corretto trasporto del lubrificante è necessario per assicurare un buon ritorno dell'olio al compressore. La testa del compressore è stata inoltre opportunamente coibentata per diminuire le perdite termiche alle alte pressioni di mandata.

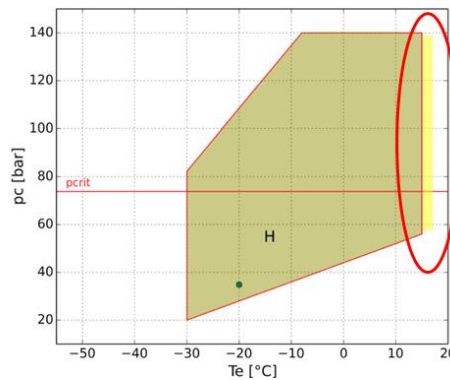


Figura 6.37 – Envelope del compressore e rispettivo ampliamento per avere una maggiore T_{ev} .

Migliorie sostanziali sulle prestazioni del compressore potrebbero essere ottenute in seguito all'adozione di una differente tipologia per tale componente. I risultati hanno evidenziato che la tipologia di compressore impiegata, sebbene sia consolidata per impieghi con anidride carbonica, presenta valori di rendimento tali da aprire la strada all'utilizzo di compressori bistadio (rotary - scroll) per meglio ottimizzare la fase di compressione. Rispetto alla tecnologia del compressore monostadio semiermetico alternativo, quella bistadio presenta, infatti, diversi vantaggi come, ad esempio, maggiore resistenza ai notevoli carichi sui supporti striscianti, dovuti alle alte pressioni tipiche del ciclo a R744, oppure la riduzione della differenza di pressione all'interno di ciascuno stadio, che determina a sua volta la decrescita delle perdite di gas e meccaniche.

L'impiego della tecnologia bistadio rotary – scroll, seppur più efficiente della tipologia di compressore utilizzata, potrebbe non essere in linea con l'obiettivo del progetto di realizzare macchine dal costo simile o leggermente superiore (+10%) rispetto alle equivalenti soluzioni attualmente presenti sul mercato. Pertanto verrà mantenuta la tipologia di compressore inizialmente installata.

Dall'analisi dei dati sperimentali relativi al funzionamento dell'evaporatore è scaturito che esso dovrà essere modificato allo scopo di ridurre le cadute di pressione e di ottimizzare la distribuzione e lo

scambio termico del refrigerante e dell'aria in tale componente. Per ridurre le perdite di carico all'evaporatore, una possibile soluzione potrebbe essere quella di aumentare il numero di circuiti (da 30 a 40) dello scambiatore. Al diminuire, infatti, del numero dei circuiti (aumento dello sviluppo di ogni singolo circuito) si verifica un aumento della portata specifica di massa del fluido evaporante, determinando così una crescita del coefficiente di scambio e delle perdite di carico che, a loro volta causano la diminuzione della differenza di temperatura media tra i due fluidi. Una buona ottimizzazione dell'evaporatore si basa sulla corretta scelta del numero di circuiti e consente di sfruttare le proprietà dell'R744 più favorevoli per lo scambio termico in evaporazione. L'anidride carbonica è, infatti, nettamente favorita sia per quanto riguarda il coefficiente di conduttività termica del liquido e sia, soprattutto, per la densità del vapore, determinando, a parità di penalizzazione per caduta di temperatura, perdite di carico inferiori. La modifica del numero di circuiti dell'evaporatore dipenderà dall'effetto che essa ha sul coefficiente di scambio termico. In seguito alle valutazioni analitiche effettuate all'interno del progetto europeo è stato deciso di mantenere invariato il numero di circuiti dell'evaporatore, al fine di garantire una maggiore semplicità ed economicità di tale componente. Per migliorare la distribuzione dell'aria sulla batteria alettata la configurazione dei ventilatori e dei rispettivi convogliatori, posti all'interno della macchina, è stata modificata. Nello specifico sono stati installati dei convogliatori mobili al fine di testare, durante la seconda campagna, il miglior posizionamento tra le configurazioni fan-shroud facing upwards e downwards (Figura 6.38).

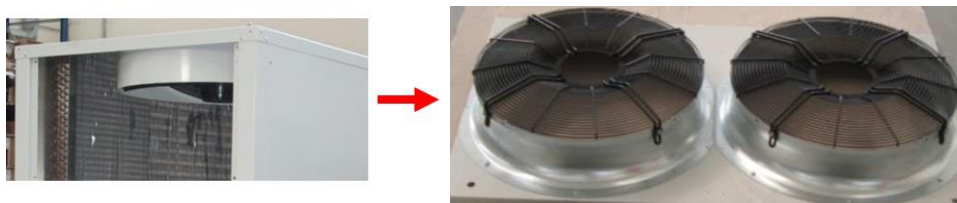


Figura 6.38 – Configurazione originale e ottimizzata per ventilatori e convogliatori all'evaporatore.

Le due configurazioni (fan-shroud facing upwards e downwards) hanno però sia aspetti positivi che negativi: la configurazione con fan-shroud facing downwards (ventilatori rivolti verso il basso testati nella prima campagna sperimentale) migliorano il flusso d'aria nella parte bassa della batteria alettata penalizzando però quella alta dello scambiatore di calore; viceversa, con ventilatori shroud facing upwards (rivolti verso l'alto) potrebbe essere penalizzato il trasferimento di calore nella parte inferiore dello scambiatore di calore. Per tale motivo, i convogliatori sono stati realizzati mobili in maniera da variarne la posizione rispetto alla batteria (rivolti verso l'alto o verso il basso) in modo tale da determinare nella successiva campagna sperimentale la configurazione migliore.

Per il monitoraggio del funzionamento dell'evaporatore è stata inserita una sonda di pressione dopo il distributore (Figura 6.39).

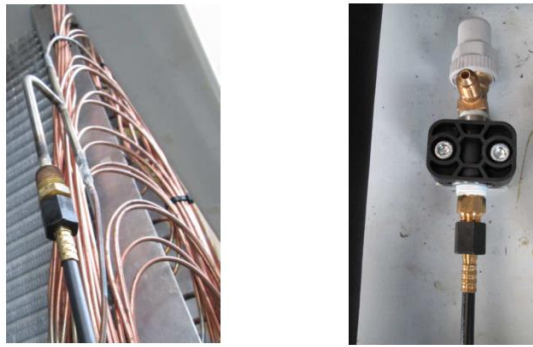


Figura 6.39 – Sonda di pressione installata dopo il distributore.

Secondo il costruttore dell'evaporatore, il comportamento fluidodinamico di tale scambiatore potrebbe essere migliorato dall'utilizzo di una configurazione V-shaped (Figura 6.40) che se da un lato migliora le prestazioni della batteria alettata dall'altro aumenta le dimensioni e quindi l'ingombro della macchina. Per tale motivo si è preferito non adottare una configurazione V-shaped.



Figura 6.40 - Esempio di scambiatore di calore con configurazione V-shaped e convogliatori verso l'alto.

Infine, allo scopo di ridurre il consumo di energia elettrica dei ventilatori, i motori originali di questi ultimi sono stati sostituiti con motori EC cioè a commutazione elettronica. Il motore brushless ("senza spazzole") è un motore elettrico a corrente continua con il rotore a magneti permanenti e lo statore a campo magnetico ruotante. A differenza di un motore a spazzole per funzionare non ha quindi bisogno di contatti elettrici striscianti (spazzole) sull'albero motore. La commutazione della corrente circolante negli avvolgimenti dello statore, e quindi la variazione dell'orientamento del campo magnetico da essi generato, avviene elettronicamente. Ciò comporta una minore resistenza meccanica, elimina la possibilità che si formino scintille al crescere della velocità di rotazione, e riduce notevolmente la necessità di manutenzione periodica [6].

Lo scambiatore di calore interno (IHE) ha mostrato un'alta efficienza che ha causato valori elevati di surriscaldamento in aspirazione al compressore e, di conseguenza, valori elevati di temperatura del refrigerante all'uscita del compressore. L'effetto dell'IHE sulle performance del ciclo dipendono, infatti, dal compromesso tra l'efficienza e le perdite di carico dell'IHE stesso. Per questo motivo è stato necessario rivedere la configurazione originale adottata per lo scambiatore di calore rigenerativo. Per ottenere la riduzione dell'efficienza di tale scambiatore (deve essere ridotta a circa $\epsilon_{IHE}=0,50$), migliorando quindi l'efficienza del compressore e dell'intero ciclo, possono essere utilizzate diverse soluzioni come ad esempio la modifica del numero di piastre, della tipologia di piastre o della

configurazione (da controcorrente a equicorrente) dello scambiatore oppure installazione di un bypass sul lato di bassa pressione. Per motivi di semplicità d'intervento, è stato deciso di adottare tale ultima soluzione che permette di realizzare la gestione della portata di refrigerante che interessa l'IHE e quindi del calore trasferito e del conseguente grado di surriscaldamento in aspirazione al compressore. Il controllo della portata di R744 che interessa il bypass sarà gestito per mezzo di un'opportuna valvola posta sul bypass stesso e in funzione di un apposito sensore di temperatura (Figura 6.41, Figura 6.42). Questa soluzione permette di ottimizzare l'efficienza dell'IHE secondo le diverse condizioni al contorno e in funzione del carico operativo. L'installazione di tale bypass è in linea con la riduzione delle perdite di pressione sull'aspirazione evitando quindi di dotare lo scambiatore di calore rigenerativo di un doppio ingresso e di una doppia uscita sul lato di bassa pressione. Il by-pass permette, infatti, di ridurre la velocità sul lato di bassa pressione rendendo non necessaria la presenza di doppi ingressi e doppie uscite sul lato di bassa pressione.

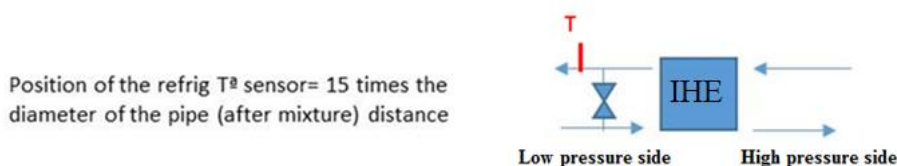


Figura 6.41 – Inserimento di un bypass sul ramo di bassa pressione in corrispondenza dell'IHE.



Figura 6.42 – Bypass installato sul ramo di bassa pressione.

D'altra parte, la bontà di tale soluzione dovrà essere testata durante la seconda campagna sperimentale al termine della quale si deciderà se adottare tale soluzione o procedere alla sostituzione dello scambiatore rigenerativo con uno dall'efficienza ottimale eliminando quindi il bypass, semplificando il circuito e garantendo una maggiore affidabilità e minori costi.

Il problema del surriscaldamento elevato all'aspirazione del compressore deriva anche dalla regolazione dettata dal controllore della macchina: la valvola di laminazione del tipo back pressure apre o chiude a seconda del segnale che è inviato dal controllore in base al valore di alta pressione desiderato mentre il compressore è caratterizzato da cilindrata e velocità di rotazione fisse (capacità volumetrica fissa); tali due aspetti determinano il valore di portata di refrigerante che fluisce all'evaporatore e all'IHE non controllando, di fatto, il surriscaldamento in aspirazione al compressore. Tale controllo potrebbe essere effettuato aggiungendo un organo di laminazione di tipo termostatico oppure utilizzando un compressore comandato da inverter. Per motivi di semplicità costruttiva e contenimento dei costi tali soluzioni non saranno implementate.

I risultati sperimentali hanno mostrato che il controllore del prototipo (Matrix) non è sempre ottimizzato: il controllore è stato ottimizzato per temperature dell'acqua d'ingresso inferiori a 30°C. L'esecuzione di uno stesso test sperimentale prima con la pressione al gas cooler impostata automaticamente dal controllore e poi manualmente dall'operatore ha dimostrato che l'algoritmo implementato all'interno del controllore non è ottimizzato per temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler maggiori di 30°C. In seguito a tale aspetto, il costruttore ha pertanto provveduto a estendere il funzionamento ottimale del controllore anche per tali temperature. Il nuovo algoritmo sarà testato nella seconda campagna sperimentale.

6.2.7 Confronto con il target di mercato

Le prestazioni del prototipo di pompa di calore da 30 kW testato sono state confrontate con il target presente sul mercato e stabilito nella fase iniziale del progetto europeo NxtHPG. Tale target è rappresentato da una macchina dalla stessa potenza termica ma dotata della tecnologia bistadio rotary – scroll per il compressore. Per motivi di riservatezza, non sono mostrati i valori reali di COP ottenuti per la macchina testata ma è riportato un COP* (dal rapporto COP/COP_{refer}) paragonato al target di mercato (Figura 6.43). Il confronto è stato effettuato a parità di condizioni al contorno cioè temperatura dell'aria ambiente, temperatura dell'acqua d'ingresso e di uscita al gas cooler. Dalla comparazione sono emersi i seguenti aspetti:

- prestazioni simili per temperature ambiente basse (-7°C e 2°C); in particolare a $T_{amb}=2^{\circ}C$ la pompa di calore testata ha mostrato un COP maggiore del 6% rispetto alla target line;
- per temperature ambiente maggiori di 2°C mentre le prestazioni delle macchine sul mercato aumentano molto, il COP della macchina testata è caratterizzato da un andamento con pendenza minore, assumendo in particolare a $T_{amb}=16^{\circ}C$ un COP minore del 20% rispetto alla target line.

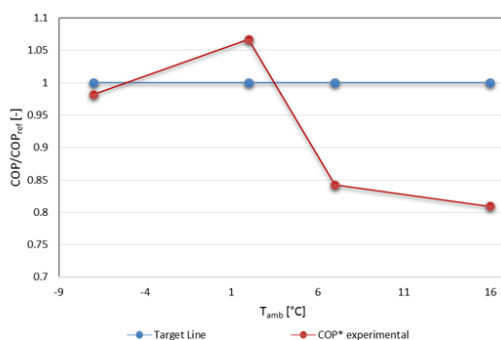


Figura 6.43 – Comparazione tra il COP ottenuto per il prototipo da 30 kW e il target di mercato.

Secondo una simulazione preliminare, gli interventi migliorativi apportati al prototipo da 30 kW, da testare durante la seconda campagna sperimentale, conferirebbero a tale macchina un alto potenziale di miglioramento (Figura 6.44, Tabella 6.9) tale da garantire il raggiungimento, e l'eventuale superamento, degli obiettivi definiti in fase iniziale del progetto europeo (miglioramento del 10%-20%

dell'SPF, minore carbon footprint, cioè riduzione del TEWI del 20%, e costi molto simili o al massimo superiori del 10% rispetto alle corrispondenti macchine a HFC/HFO attualmente disponibili).

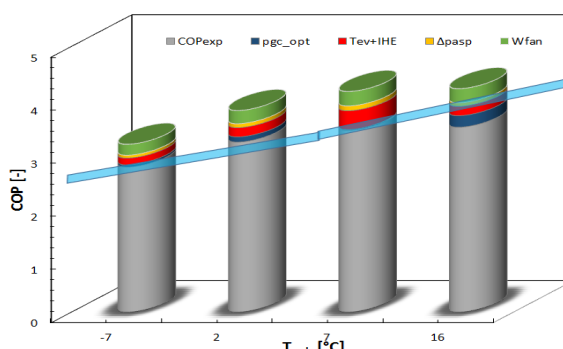


Figura 6.44 – Effetto delle migliorie sul COP della macchina [3].

Heat pump COP improvements according the simulations.				
Ambient Temperature [°C]	-7	2	7	16
T _{in water} [°C]	10	10	10	17
T _{out water} [°C]	60	60	60	65
P _{gc_opt} [%]	1.5	3.0	0.4	6.2
T _{ev} improvement and ε _{IHE} opt (IHE in the graph) [%]	3.5	4.6	10.3	4.7
Pressure drop (suction line), reduction of thermal losses [%]	1.9	2.1	2.4	1.8
Reduction of W _{fan} [%]	6.7	6.7	6.8	6.4
Other improvements (evaporator pressure drop, etc) [%]	1.7	3.2	1.7	1.6
TOTAL improvement [%]	15.3	19.6	21.6	20.7

Tabella 6.9 - Effetto delle migliorie sul COP della macchina [3].

In particolare, secondo tale simulazione, l'aumento della temperatura di evaporazione alle alte temperature ambiente e l'impiego di motori elettrici a commutazione elettronica per i ventilatori determinerebbero sul COP della macchina i maggiori effetti di miglioramento (Figura 6.44, Tabella 6.9).

6.3 Prototipo di pompa di calore per la sostituzione di caldaie tradizionali

Il prototipo di pompa di calore a R744 da 50 kW è stato realizzato per la sostituzione di vecchie caldaie in impianti per il riscaldamento mediante radiatori. Tale prototipo è del tipo aria-acqua ed è stato progettato per il riscaldamento in impianti a radiatori ad alta temperatura e per un'utenza costituita da 5-6 famiglie. Lo scopo principale di tale prototipo è quello di realizzare il riscaldamento e secondariamente la produzione di acqua calda sanitaria durante il periodo estivo. La macchina è stata progettata per produrre acqua calda fino a una temperatura di 80°C lavorando con acqua di ritorno alla temperatura di 40°C (Figura 6.45).

Fluid	Source	T(°C)	Sink	T(°C)	Application	(kW)
CO2	Air	-10 to 35 (outdoor air)	Water	80 (return water 40)	Heating & DH water production (DHW in summer)	50

Figura 6.45 - Caratteristiche principali e campo di applicazione del prototipo da 50 kW.

6.3.1 Design

La macchina da 50 kW presenta un circuito frigorifero più complesso rispetto a quello del prototipo da 30 kW poiché sono presenti tre livelli di pressione dovuti all'esecuzione di un ramo di media pressione e quindi all'esistenza di un ulteriore scambiatore di calore, il sub-cooler, e di una valvola di laminazione secondaria. I componenti della macchina sono (Figura 6.46, Figura 6.47, Figura 6.48):

- compressore alternativo semiermetico a doppio stadio di tipo prototipale (CMP) con quattro cilindri per applicazioni a R744. In tale componente, tre cilindri realizzano il ciclo di bassa-alta pressione mentre il restante cilindro realizza il ciclo di media-alta pressione. Tale compressore presenta una sezione di aspirazione principale, una sezione di aspirazione secondaria sul ramo di media pressione e una sezione di scarico comune;
- gas cooler, scambiatore di calore refrigerante-acqua a piastre controcorrente (GC);
- scambiatore di calore a piastre rigenerativo controcorrente (IHE). Esso realizza il riscaldamento del fluido in aspirazione al compressore sulla bassa pressione grazie al calore ceduto dal fluido uscente dal sub-cooler sulla linea di alta pressione;
- valvola di laminazione elettronica principale (back pressure valve) (EEV1);
- evaporatore, scambiatore di calore aria-refrigerante a tubi alettati (alette in rame - alluminio) con a monte un apposito distributore di refrigerante per distribuire questo ultimo all'interno dei singoli circuiti costituenti lo scambiatore (Figura 6.6) (EVA);
- scambiatore di calore sub-cooler controcorrente (SB). Esso realizza il raffreddamento del fluido in uscita dal gas cooler per il ciclo di media pressione;
- valvola di espansione elettronica secondaria (termostatica) (EEV2);
- ventilatori AC assiali (numero tre);
- separatore di liquido;
- valvola a tre vie per l'esecuzione del processo di defrost gestito dal controllore interno alla pompa di calore in maniera analoga al prototipo da 30 kW;
- pompa di circolazione dell'acqua installata a bordo macchina.

La portata di refrigerante in uscita dal gas cooler è divisa in due parti: una prima parte è inviata al sub-cooler che provvede a sottoraffreddarla mentre una seconda parte è indirizzata alla valvola di laminazione secondaria (EEV2) che ne realizza l'abbassamento di pressione fino al valore di pressione intermedia. Tale fluido evaporando sottrae calore alla portata proveniente dal gas-cooler all'interno del sub-cooler con lo scopo di aumentare l'efficienza del ciclo. Il quarto cilindro del compressore elabora la portata di media pressione uscente dal sub-cooler che è quindi compressa fino al livello di alta pressione. Questa soluzione impiantistica è stata adottata per sottoraffreddare ulteriormente (rispetto al solo contributo dello scambiatore interno IHE) il refrigerante proveniente dal gas-cooler in modo da assicurare liquido in ingresso all'organo di laminazione, abbassare il titolo all'ingresso dell'evaporatore e aumentare l'effetto frigorifero.

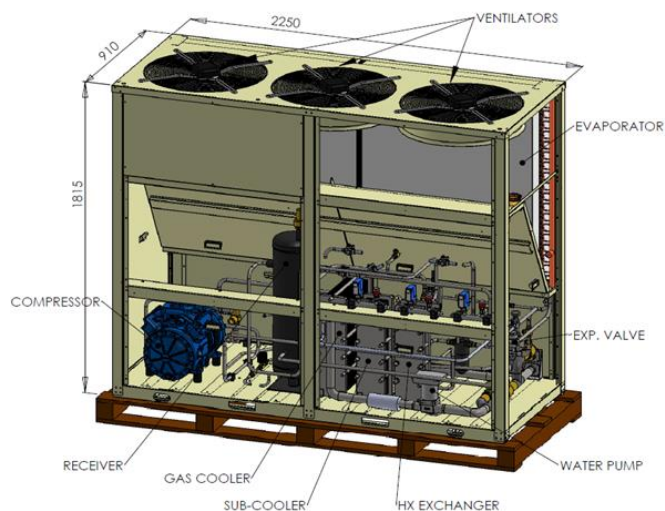


Figura 6.46 – 3D Prototipo da 50 kW per la sostituzione di vecchie caldaie.

La portata di refrigerante sul ramo di alta pressione, sottoraffreddata all'interno del sub-cooler, è ulteriormente raffreddata all'interno dello scambiatore rigenerativo IHE ad opera del surriscaldamento della portata principale di R744 da inviare al compressore (tre cilindri). La portata così ulteriormente raffreddata è inviata alla valvola di laminazione principale (EEV1) che apre o chiude al fine di mantenere l'alta pressione al valore di ottimo corrispondente al COP massimo (EVA) (Figura 6.47).

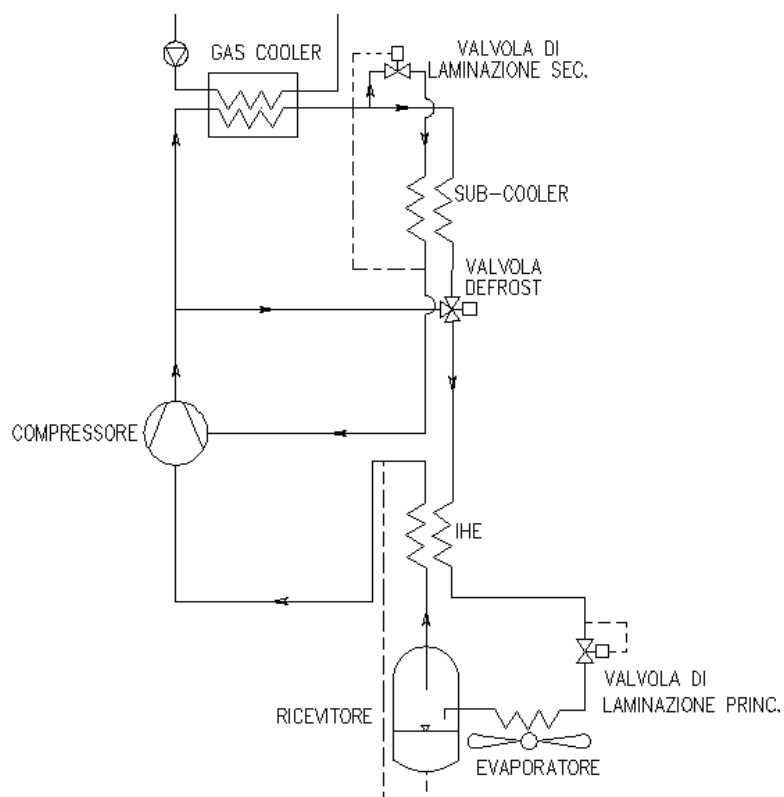


Figura 6.47 – Circuito frigorifero prototipo da 50 kW.



Figura 6.48 – Prototipo da 50 kW in fase in camera climatica.

6.3.2 Strumentazione di acquisizione

Il monitoraggio e le acquisizioni relative al ciclo frigorifero svolto dalla pompa di calore da 50 kW è stato effettuato con le stesse modalità adottate per il prototipo da 30 kW e descritte nel paragrafo 6.2.2 quindi utilizzando l'impianto Calorimetro ENEA e i software Labview 2013 della National Instrument, il sistema BMS BX Einstein e il controllore della Eliwell. In modo analogo al prototipo da 30 kW, quello da 50 kW è stato strumentato con misuratori di pressione e di temperatura, misuratore della potenza elettrica assorbita e misuratori di portata lato acqua (Figura 6.49).

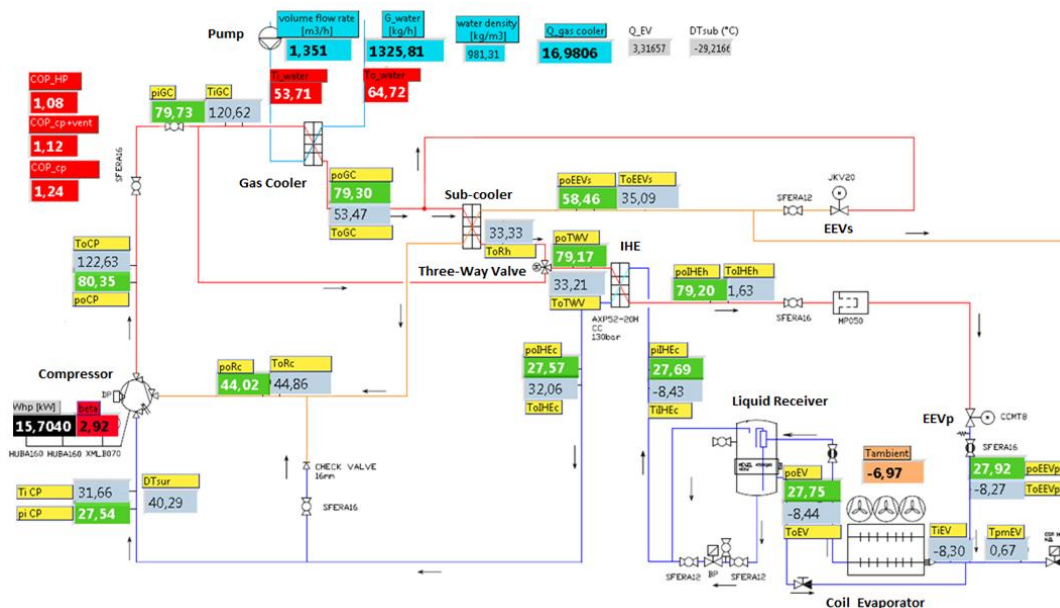


Figura 6.49 - Schema frigorifero e strumentazione installata per il monitoraggio del prototipo da 50 kW.

In Tabella 6.10 è riportato l'elenco della strumentazione installata sul prototipo da 50 kW. I valori acquisiti dalla strumentazione sono stati gestiti mediante canali e schede di acquisizione direttamente connessi a un apposito programma sviluppato in ambiente Labview.

N	Id. Dev. cDAQ1	Dev. Type	Canale	Nome	Grandezza	Unità misura	Range Grandezza	Tipo Sensore	Posiz.
0	Mod1	NI-9213	ai	TiCP	Temperatura Ingresso Compressore	°C	-20 ÷ 80	TC FE/CO(J)	1
1	Mod2	NI-9213	ai0	ToCP	Temperatura Uscita Compressore	°C	50 ÷ 150	TC CR/AL(K)	2
2	Mod2	NI-9213	ai1	TiGC	Temperatura Ingresso Gas Cooler	°C	50 ÷ 150	TC CR/AL(K)	3
3	Mod2	NI-9213	ai2	ToGC	Temperatura Uscita Gas Cooler	°C	20 ÷ 80	TC CR/AL(K)	4
4	Mod2	NI-9213	ai3	ToRh	Temperatura Uscita Sub-cooler (lato caldo)	°C	10 ÷ 50	TC CR/AL(K)	5
5	Mod2	NI-9213	ai4	ToTWV	Temperatura Uscita Valvola a tre vie	°C	15 ÷ 65	TC CR/AL(K)	6
6	Mod2	NI-9213	ai5	ToIHEh	Temperatura Uscita Scambiatore Interno (lato caldo)	°C	0 ÷ 40	TC CR/AL(K)	7
7	Mod1	NI-9213	ai1	ToEEVp	Temperatura Uscita Valvola di laminazione principale	°C	-40 ÷ 0	TC FE/CO(J)	8
8	Mod1	NI-9213	ai2	TiEV	Temperatura Ingresso Evaporatore	°C	-40 ÷ 10	TC FE/CO(J)	9
9	Mod1	NI-9213	ai3	ToEV	Temperatura Uscita Evaporatore	°C	-20 ÷ 20	TC FE/CO(J)	10
10	Mod1	NI-9213	ai4	TiHEc	Temperatura Ingresso Scambiatore Interno (lato freddo)	°C	-20 ÷ 20	TC FE/CO(J)	11
11	Mod1	NI-9213	ai5	ToIHEc	Temperatura uscita Scambiatore Interno (lato freddo)	°C	-10 ÷ 30	TC FE/CO(J)	12
12	Mod1	NI-9213	ai7	ToEEVs	Temperatura Uscita Valvola di laminazione secondaria	°C	-5 ÷ 40	TC CR/AL(J)	13
13	Mod2	NI-9213	ai6	ToRc	Temperatura Uscita Sub-cooler (lato freddo)	°C	5 ÷ 45	TC CR/AL(K)	14
14	Mod2	NI-9213	ai7	TpmEV	Temperatura pre-mix evaporatore	°C	-5 ÷ 40	TC CR/AL(K)	15
15	Mod2	NI-9213	ai8	Tin_w	Temperatura ingresso Acqua	°C	0 ÷ 100	TC CR/AL(K)	
16	Mod2	NI-9213	ai9	Tout_w	Temperatura Uscita Acqua	°C	0 ÷ 100	TC CR/AL(K)	
17	Mod1	NI-9213	ai6	Tamb	Temperatura ambiente	°C	-20 ÷ 45	TC CR/AL(J)	
18	Mod3	NI-9205	ai0	piCP	Pressione Ingresso Compressore	bar	10 ÷ 40	PTX 610	1
19	Mod3	NI-9205	ai1	poCP	Pressione Uscita Compressore	bar	50 ÷ 150	PTX 610	2
20	Mod3	NI-9205	ai2	piGC	Pressione Ingresso Gas Cooler	bar	50 ÷ 150	PTX 610	3
21	Mod3	NI-9205	ai3	poGC	Pressione Uscita Gas Cooler	bar	50 ÷ 150	PTX 610	4
23	Mod3	NI-9205	ai5	poTWV	Pressione Uscita Valvola a tre vie	bar	50 ÷ 150	PTX 610	6
24	Mod3	NI-9205	ai6	poIHEh	Pressione Uscita Scambiatore Interno (lato caldo)	bar	50 ÷ 150	PTX 610	7
25	Mod3	NI-9206	ai7	poEEVp	Pressione Uscita Valvola di laminazione principale	bar	10 ÷ 40	PTX 610	8
26	Mod3	NI-9205	ai17	poEV	Pressione Uscita Evaporatore	bar	10 ÷ 40	PTX 610	10
27	Mod3	NI-9205	ai18	piIHEc	Pressione Ingresso Scambiatore Interno (lato freddo)	bar	10 ÷ 40	PTX 610	11
28	Mod3	NI-9205	ai16	poIHEc	Pressione Uscita Scambiatore Interno (lato freddo)	bar	10 ÷ 40	PTX 610	12
29	Mod3	NI-9205	ai19	poEEVs	Pressione Uscita Valvola di laminazione secondaria	bar	15 ÷ 60	PTX 610	13
30	Mod4	NI-9206	ai20	poRc	Pressione Uscita Sub-cooler (lato freddo)	bar	15 ÷ 60	PTX 610	14
31	Mod4	NI-9205	ai1	W	Potenza elettrica assorbita	kW	0 ÷ 25	wattmetro	
32	Mod4	NI-9205	ai2	G_w	Portata acqua	kg/h	0 ÷ 1300kg/h	TRASMETT	

Tabella 6.10 - Elenco strumentazione installata a bordo del prototipo da 50 kW.

6.3.3 Software di controllo

Entrambi i prototipi testati sono gestiti da un software di controllo Eliwell al quale si accede collegandosi all'indirizzo IP di cui ciascuna macchina è stata dotata. Il controllore è in questo caso analogo a quello utilizzato per il prototipo da 30 kW ad accensione delle funzionalità relative all'ulteriore componentistica relativa al ramo di media pressione presente nella macchina da 50 kW. In Figura 6.50 è riportata la pagina principale del software di controllo della macchina. In questo caso, oltre che alla valutazione della scelta del valore di alta pressione, il controllore ha permesso di effettuare ulteriori prove per testare l'effetto dell'impiego del sub-cooler sull'efficienza del ciclo.

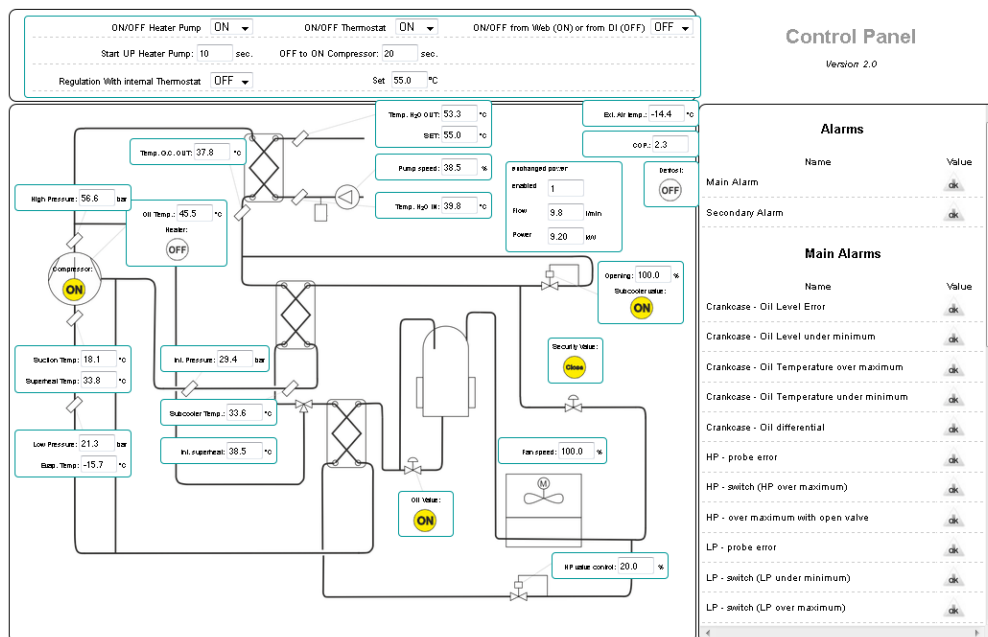


Figura 6.50 - Home page del software di controllo del prototipo da 50 kW.

6.3.4 Modalità di esecuzione delle prove e matrice di test

Le prove sperimentali sono state eseguite in maniera analoga a quanto già illustrato nel paragrafo 6.2.4 per il prototipo da 30 kW. Sono state quindi utilizzate le stesse norme di riferimento e la stessa procedura di test. In Tabella 6.11 è riportata la matrice di test per il prototipo da 50 kW con le condizioni di prova alle quali sono stati eseguiti i vari test.

External Air Temperature* [°C]	Inlet Water Temperature [°C]	Outlet Water Temperature [°C]					ΔT water Requirement or Standard	#Test [-]
		55	80	55	60	65		
-15	40	x					UNI EN 14511-2 HT**	1
	40		x				NxtHPG Design GC	2
	47			x			Regulation (EU) n.811/2013	3
	55					x	UNI EN 14511-2 VHT***	4
-7	40	x					UNI EN 14511-2 HT**	5
	40		x				NxtHPG Design GC	6
	47			x			Regulation (EU) n.811/2013	7
	55					x	UNI EN 14511-2 VHT***	8
+2	40	x					UNI EN 14511-2 HT**	9
	40		x				NxtHPG Design GC	10
	47			x			Regulation (EU) n.811/2013	11
	55					x	UNI EN 14511-2 VHT***	12
+7	40	x					UNI EN 14511-2 HT**	13
	40		x				NxtHPG Design GC	14
	47			x			Regulation (EU) n.811/2013	15
	55					x	UNI EN 14511-2 VHT***	16
+12	40	x					UNI EN 14511-2 HT**	17
	40		x				NxtHPG Design GC	18
	47			x			Regulation (EU) n.811/2013	19
	55					x	UNI EN 14511-2 VHT***	20
+35	35				x		UPV Suggestion	21
	40				x		UPV Suggestion	22
	50				x		UPV Suggestion	23
	55				x		UPV Suggestion	24
		Numero totale Test 24						
*Tutti i valori di temperatura dell'aria esterna, tranne +35°C, riportati in questa tabella derivano dalla UNI EN 14511-2. **Applicazioni ad alta temperatura ***Applicazioni ad altissima temperatura								

Tabella 6.11 - Matrice di test per il prototipo da 50 kW.

6.3.5 Prima campagna sperimentale: rielaborazione dati

In tale paragrafo sono riportati i risultati sperimentali ottenuti nella campagna di prove effettuate sul prototipo da 50 kW per la sostituzione di caldaie tradizionali in impianti a radiatori [4]. Le prove sono state eseguite secondo le condizioni riportate nel paragrafo 6.3.4. Alcuni test sono stati eseguiti più volte impostando valori diversi per i parametri oggetto d'indagine con l'obiettivo finale di valutare la bontà dell'algoritmo del controllore sul quale si basa il funzionamento automatico della macchina. In tale ottica alcuni test sono stati quindi eseguiti impostando automaticamente la pressione al gas cooler mediante il controllore e manualmente direttamente dall'operatore mentre altre prove sono state eseguite con o senza scambiatore sub-cooler per valutare l'incidenza di tale componente sull'efficienza del ciclo. In Tabella 6.12 sono riportati il valore massimo e minimo per le principali grandezze monitorate e calcolate.

	Temperatura aria T_{amb}	Temperatura acqua ingresso GC $T_{in\ water}$	Temperatura acqua uscita GC $T_{out\ water}$	Portata acqua G_{water}	Temperatura CO ₂ uscita CMP T_{oCP}	Bassa pressione P_{oEEV}	Alta pressione P_{oCP}	Potenza elettrica W_p	Efficienza Gas cooler ϵ_{GC}	Potenza termica Q_{GC}
	[°C]	[°C]	[°C]	³ [m ³ /h]	[°C]	[bar]	[bar]	[kW]	[-]	[kW]
MIN	-15	20	52	0,31	76	21	58	12	0,82	11
MAX	+35	55	82	2,58	196	56	106	20	1,00	71

Tabella 6.12 - Valori minimi e massimi dei principali parametri sperimentali e calcolati.

In generale risultano valide tutte le considerazioni già fatte per la macchina da 30 kW (pressione al gas cooler, evaporatore, IHE e ausiliari), alcune saranno ripetute, altre particolarizzate per la macchina da 50 kW poiché essa è caratterizzata da un diverso schema impiantistico. La campagna sperimentale è stata svolta con lo scopo di testare la pompa di calore e tutti i suoi componenti al fine di individuare le possibili migliorie progettuali da eseguire sul prototipo. Per motivi di riservatezza le grandezze prestazionali della macchina sono riportate indirettamente cioè non è mostrato il valore effettivo ma il valore rapportato a un parametro di riferimento, in tal caso la grandezza è individuata con un asterisco ($COP^* = COP/COP_{ref}$). Di seguito sono quindi prima riportati i risultati sperimentali relativi a ciascun componente e successivamente sono mostrate le prestazioni globali della macchina. Ciascun test è stato individuato da una stringa di testo contenente la temperatura settata all'interno della camera climatica (T_{cc}), temperatura ingresso (T_{in}) e uscita (T_{out}) dell'acqua e la modalità di regolazione della pressione al gas cooler (matrix= scelta effettuata dal controllore, $pgc90$ =valore imposto manualmente dall'operatore) (es. "Tin30-Tout80-Tccm7-matrix"). In linea di massima si può affermare che le prestazioni riscontrate per il prototipo da 50 kW sono risultate inferiori a quelle previste nella fase iniziale del progetto, pertanto si procede a un'attenta analisi finalizzata alla ricerca delle criticità e delle migliorie relative a ciascun componente.

Il compressore utilizzato è di tipo prototipale e specifico per applicazioni a R744 quindi idoneo a sopportare elevate pressioni in mandata. Le prestazioni del compressore sono espresse dal parametro η_g , calcolato utilizzando l'equazione (1):

$$\eta_g = [G_{CO_2} (h_{outCPis} - h_{inCP})] / W_{el} \quad (1)$$

In questa espressione, G_{CO_2} è la portata di R744 calcolata mediante il bilancio energetico al gas cooler, $h_{outCPis}$ è l'entalpia di uscita dal compressore calcolata utilizzando l'ipotesi d'isoentropicità, h_{inCP} è l'entalpia d'ingresso al compressore e W_{el} è la potenza elettrica assorbita dal solo compressore. L'efficienza ha mantenuto i propri valori nell'intervallo 0,60-0,75 per la maggior parte dei test (Figura 6.51) [3] e si riduce all'aumentare del rapporto di compressione. A parità di rapporto di compressione, la presenza del sub-cooler sembrerebbe svolgere un effetto positivo sul rendimento globale del compressore. Una volta fissata la temperatura ambiente, la potenza elettrica assorbita dal solo compressore ha mostrato un andamento crescente con il rapporto di compressione (Figura 6.52). Un andamento della potenza elettrica al compressore simile si ottiene se fosse fissata la pressione in aspirazione al compressore, direttamente legata alla T_{amb} . Fissato invece il rapporto di compressione,

la potenza elettrica assorbita dal compressore aumenta con l'aumentare della pressione di mandata (Figura 6.53).

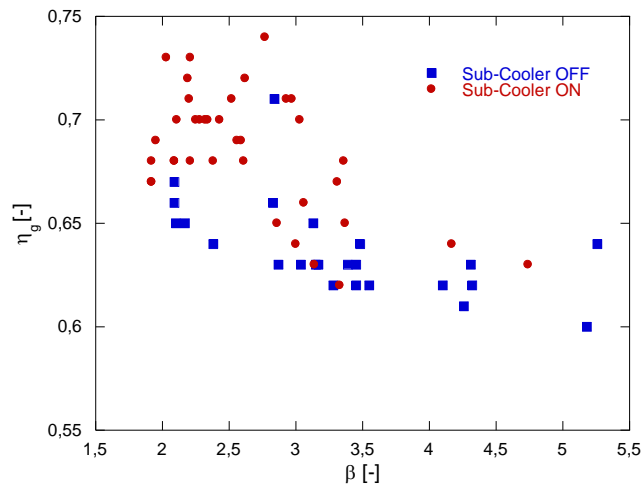


Figura 6.51 - Efficienza globale del compressore η_g vs. β (Parametro stato Sub-Cooler).

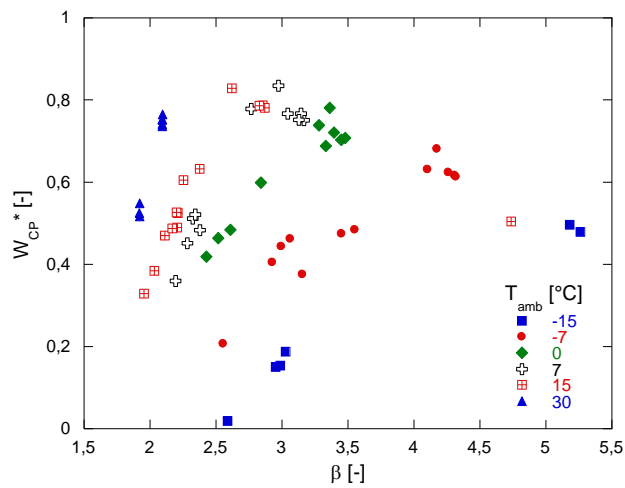


Figura 6.52 – Potenza elettrica assorbita dal solo compressore in funzione di β (Parametro T_{amb}).

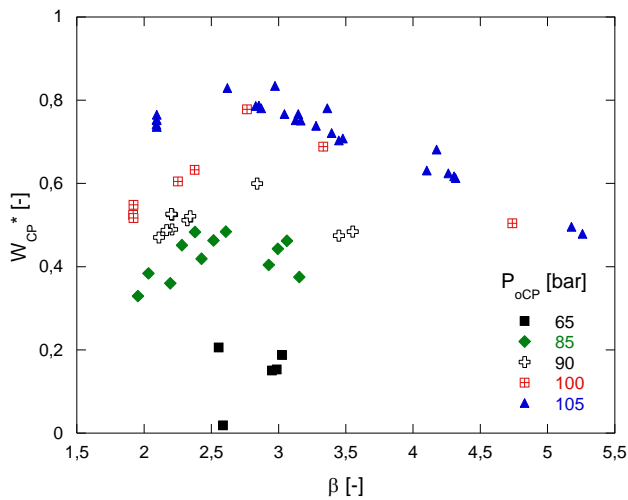


Figura 6.53 – Potenza elettrica assorbita dal compressore in funzione di β (Parametro p_{0CP}).

Così come registrato per il prototipo da 30 kW anche in questo caso, si sono verificate temperature in uscita al compressore elevate (195°C, Figura 6.54) e maggiori del valore limite previsti per il compressore utilizzato (140°C). Tale aspetto è stato causato da un valore del surriscaldamento in aspirazione al compressore troppo alto dovuto all'elevata efficienza dello scambiatore di calore rigenerativo (IHE).

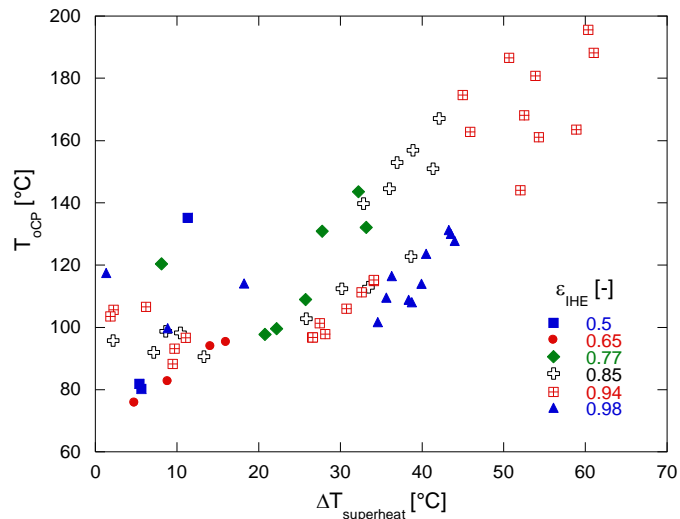


Figura 6.54 - Temperatura uscita compressore in funzione del surriscaldamento in aspirazione (Parametro ϵ_{IHE}).

In Figura 6.55 è riportato l'andamento della temperatura del refrigerante in uscita dal compressore sempre in funzione del surriscaldamento in aspirazione ma questa volta in riferimento allo stato del sub-cooler (ON-OFF). Le prove in cui il sub-cooler è stato fatto funzionare hanno mostrato temperature in uscita compressore inferiori rispetto alle prove eseguite in assenza di sub-cooler.

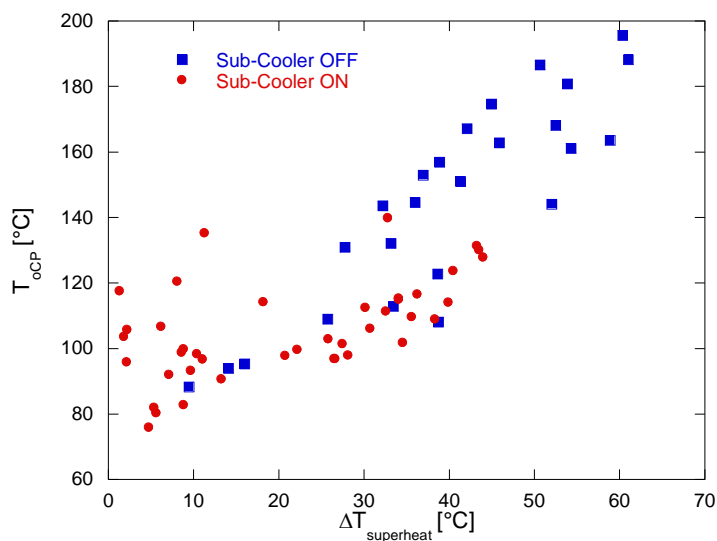


Figura 6.55 – Temperatura in uscita al compressore in funzione di $\Delta T_{superheat}$ (Parametro stato sub-cooler).

Sebbene sia presente una chiara riduzione della T_{OCp} per i test che utilizzano il sub-cooler, l'effetto di tale scambiatore è stato minore di quanto atteso principalmente a causa del controllo inaccurato della media pressione, la quale è stata per diversi test differente dal valore di ottimo. Ciò è accaduto poiché le perdite energetiche al compressore sono state inferiori rispetto all'efficienza di un ciclo base a singolo stadio ma esse non sono compensate dall'incremento dell'efficienza termodinamica del ciclo con compressore prototipale; il funzionamento di questo ultimo è stato anche caratterizzato da un rapporto volumetrico fisso.

Il gas cooler ha mostrato efficienze elevate e con valori compresi tra 0,8 e 1 (Figura 6.56).

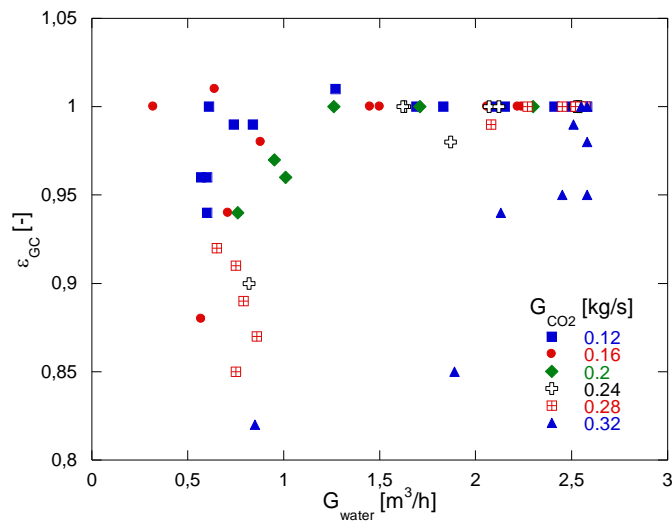


Figura 6.56 – Efficienza del gas cooler in funzione della portata d'acqua (Parametro G_{CO_2}).

L'efficienza del gas cooler assume valori bassi per portate dell'acqua inferiori a 1 m^3/h e per portate del refrigerante alte (maggiore di 0,32 kg/s). A parità di portata dell'acqua, ϵ_{GC} peggiora all'aumentare della portata di R744. La presenza del sub-cooler ha inciso negativamente su ϵ_{GC} che ha mostrato valori bassi nel caso in cui tale scambiatore è stato fatto funzionare (Figura 6.57).

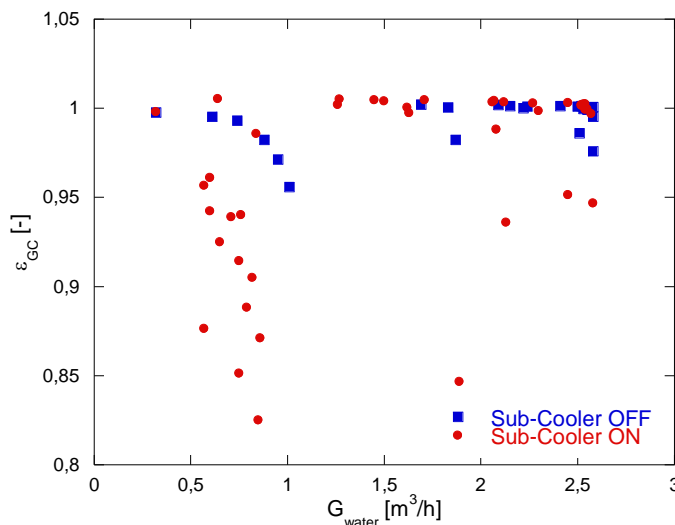


Figura 6.57 - Efficienza del gas cooler in funzione della portata d'acqua (Parametro Stato sub-cooler).

Analogamente alla macchina da 30 kW, il prototipo da 50 kW è stato dotato di un tratto di tubazione tra uscita compressore e ingresso gas cooler abbastanza lungo e sede di perdite termiche e di carico. Le dispersioni termiche aumentano al diminuire della temperatura ambiente alla quale è eseguito il test sperimentale: tali dispersioni hanno assunto un valore pari a circa 5°C (differenza di temperatura dell'R744 tra uscita compressore e ingresso al gas cooler) per una temperatura ambiente di -15°C mentre tale valore si è attestato su circa 2°C quando la T_{amb} è stata impostata a 35°C. Le perdite di carico registrate sono state variabili tra un valore minimo di 0,15 bar e uno massimo di 1,1 bar. Esse aumentano al crescere della portata di R744 per pressioni di mandata p_{oCP} fissate mentre, una volta fissata la portata di refrigerante, diminuiscono all'aumentare della pressione in uscita dal compressore. Come esposto in precedenza, alcune prove sono state eseguite più volte per verificare il corretto settaggio della pressione al gas cooler da parte del controllore della pompa di calore. La correttezza del valore impostato dal controllore per un certo test è stata verificata svolgendo lo stesso test a un'altra pressione impostata dall'operatore. I risultati sperimentali hanno mostrato che, per la maggior parte delle condizioni di prova testate, le prestazioni del prototipo sono risultate migliori impostando manualmente valori più elevati di pressione al gas-cooler rispetto a quelli settati dal controllore. Per valutare l'effetto del sub-cooler sul ciclo, alcuni test sono stati ripetuti anche con il sub-cooler disattivato.

Gli andamenti in Figura 6.58 mostrano l'esistenza di un valore massimo del COP ottenuto in corrispondenza di una pressione ottimale al gas-cooler per test eseguiti con sub-cooler attivo e un solo valore di COP ben più elevato ottenuto per l'unico test eseguito senza sub-cooler.

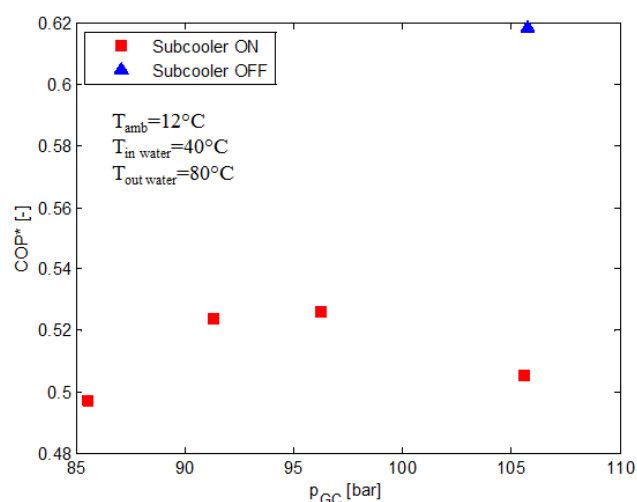


Figura 6.58 – COP* in funzione della pressione al gas cooler (Parametro stato sub-cooler).

In Tabella 6.13 sono riportate alcune grandezze relative alle prove illustrate in Figura 6.58. Dall'analisi dei dati riportati in Tabella 6.13 si evince che l'efficienza del gas cooler è decrescente al crescere della p_{gc} , quindi lo scambiatore lavora peggio al crescere della pressione. All'aumentare della pressione al gas cooler aumenta anche il rapporto di compressione β e l'assorbimento del compressore. Il COP massimo si ottiene quindi impostando un valore di pressione di ottimo che tiene conto degli

aspetti sopra descritti; il COP massimo è stato ottenuto per una pressione p_{gc} di 96,24 bar ($p_{o,GC}=94$ bar) settata dal controllore della macchina.

Test	$T_{i,EV}$	$T_{in\ water}$	$T_{out\ water}$	G_{water}	$p_{o,GC}$	$p_{o,EEVs}$	ϵ_{GC}
	[°C]	[°C]	[°C]	[m ³ /h]	[bar]	[bar]	[-]
18d Tin40_Tout80_Tcc12_pgc85	8,6	39,8	79,9	0,647	85,56	63,76	0,925
18 Tin40-Tout80-Tcc12-matrix	7,4	40,0	80,0	0,745	89,0	68,2	0,914
18a Tin40-Tout80-Tcc12-matrix2	6,9	39,8	80,1	0,789	94,0	66,7	0,888
18b Tin40-Tout80-Tcc12-sott-pgc105	6,6	40,0	80,1	0,849	103,4	70,6	0,825
18c Tin40_Tout80_Tcc12_pgc105_NOsott	5,2	39,9	80,1	1,012	104,6	36,6	0,955

Tabella 6.13 – Prove per il confronto tra impostazione manuale e automatico della p_{gc} .

Il valore migliore di efficienza al gas cooler è invece stato ottenuto per il test 18c caratterizzato da una pressione di lavoro al gas cooler di 105,7 bar ($p_{o,GC}$) e dall'assenza del sub-cooler. Tale migliore efficienza al gas cooler è dovuta alla più alta temperatura d'ingresso al gas cooler causata dal mancato raffreddamento che l'R744 subirebbe invece nel caso in cui funzionasse il sub-cooler.

Gli andamenti in Figura 6.59 mostrano le prestazioni ottenute in presenza e in assenza del sub-cooler per delle prove eseguite a $T_{amb}=-7^{\circ}C$ e $T_{in\ water}=47^{\circ}C$ e $T_{out\ water}=55^{\circ}C$. La macchina ha mostrato prestazioni globali migliori nelle prove in cui il sub-cooler non è stato fatto funzionare.

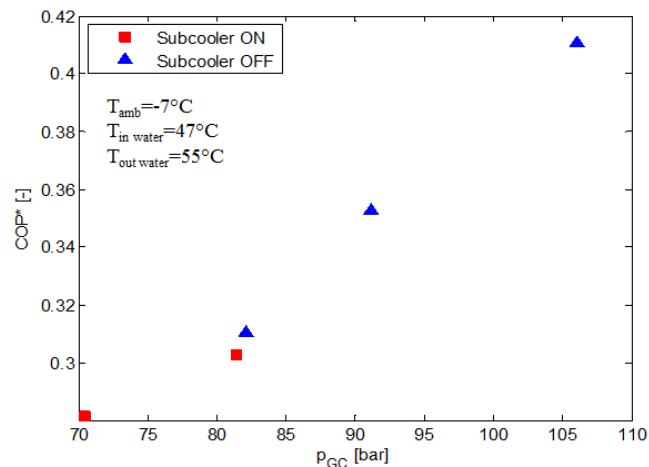


Figura 6.59 - COP* in funzione della pressione al gas cooler (Parametro stato sub-cooler).

Il COP* massimo è stato ottenuto per una pressione al gas cooler di 105 bar, la massima ottenibile per tale prototipo, e in assenza di sub-cooler. In Tabella 6.14 sono riportate alcune grandezze relative alle prove illustrate in Figura 6.59. I test sono stati eseguiti con pressione al gas cooler da 70 a 105 bar con e senza sub-cooler. I test eseguiti con sub-cooler hanno avuto prestazioni peggiori mentre l'efficienza del gas cooler ha assunto sempre valori pari all'unità, per cui lo scambiatore è stato in tal caso ottimizzato.

Test		T_{iEV}	$T_{in\ water}$	$T_{out\ water}$	G_{water}	P_{oGC}	P_{oEEVs}	ε_{GC}
		[°C]	[°C]	[°C]	[m ³ /h]	[bar]	[bar]	[-]
7	Tin47_Tout55_Tccm7_matrix	-7.7	46.6	55.3	1.5	69.2	51.2	1.0
7a	Tin47_Tout55_Tccm7_matrix1	-8.9	47.2	55.1	2.0	80.3	59.3	1.0
7b	Tin47_Tout55_Tccm7_nosott	-6.9	47.4	55.1	2.1	81.4	25.5	1.0
7c	Tin47_Tout55_Tccm7_nosott_pgc90	-8.0	47.3	55.4	2.4	90.3	25.3	1.0
7d	Tin47_Tout55_Tccm7_nosott_pgc105	-10.2	47.0	56.5	2.6	105.7	24.7	1.0

Tabella 6.14 - Prove per il confronto tra impostazione manuale e automatica della p_{gc} .

L'analisi dei dati sperimentali relativi alla prima campagna sperimentale ha permesso di valutare l'effetto del sub-cooler sulle prestazioni del ciclo svolto dalla macchina. Il ciclo relativo alla media e alta pressione, sul quale opera il sub-cooler, è risultato non ottimizzato; i test con il sub-cooler attivo hanno, infatti, mostrato prestazioni inferiori rispetto agli stessi test effettuati con il sub-cooler non attivo. Tale aspetto è giustificato dal fatto che il valore di pressione intermedia impostata dal controllore non è stato quello ottimale e tale da garantire elevate prestazioni del compressore; inoltre un'altra motivazione dell'effetto negativo dovuto all'uso del sub-cooler è da ricercare nelle perdite di carico che caratterizzano tale componente: a monte del sub-cooler è presente un distributore di refrigerante (sul lato di media pressione) caratterizzato da una configurazione molto particolare consistente in un filtro che provvede alla corretta distribuzione dell'R744. Tali perdite di carico registrate sul lato di media pressione sono state elevate e pari a 20 bar nel caso peggiore (Figura 6.60).

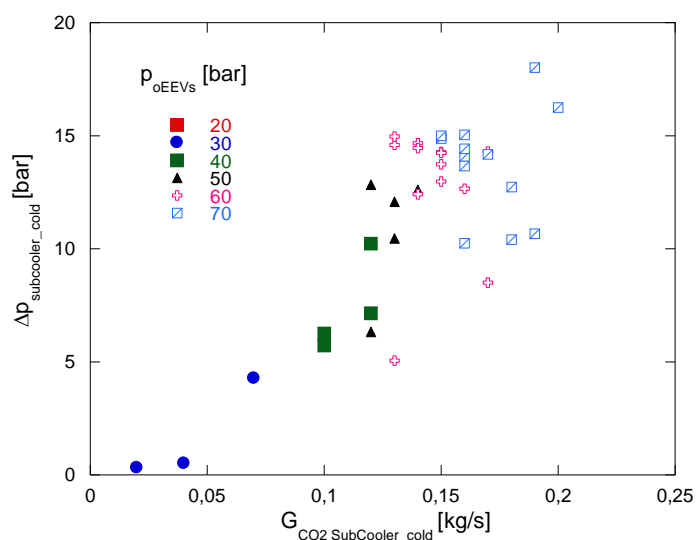


Figura 6.60 – Perdite di carico in funzione della portata al sub-cooler (Parametro media pressione).

La Figura 6.61 mostra la temperatura di evaporazione in funzione della temperatura ambiente.

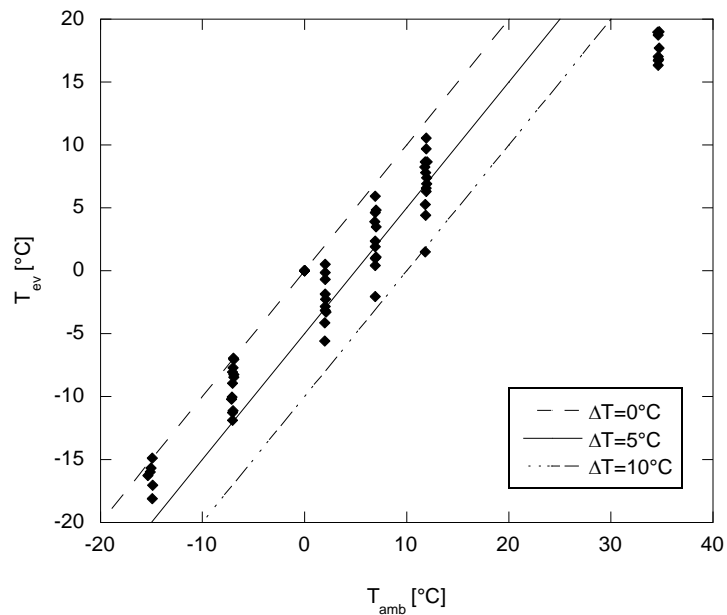


Figura 6.61 - T_{ev} in funzione della temperatura ambiente (rette tracciate per diversi $T=T_{amb}-T_{ev}$).

La differenza tra questi due parametri si mantiene tra 0°C e 5°C per T_{amb} basse, mentre essa aumenta per T_{amb} maggiori di 0°C per raggiungere il valore di circa 15°C nei test in cui i ventilatori hanno lavorato con una ridotta velocità di rotazione, al fine di soddisfare i requisiti richiesti dal compressore. L'evaporatore ha mostrato perdite di carico elevate (Figura 6.62), raggiungendo in alcune condizioni i 4 bar. Tali perdite di carico sono responsabili dell'aumento del rapporto di compressione e quindi del conseguente calo di prestazioni del compressore.

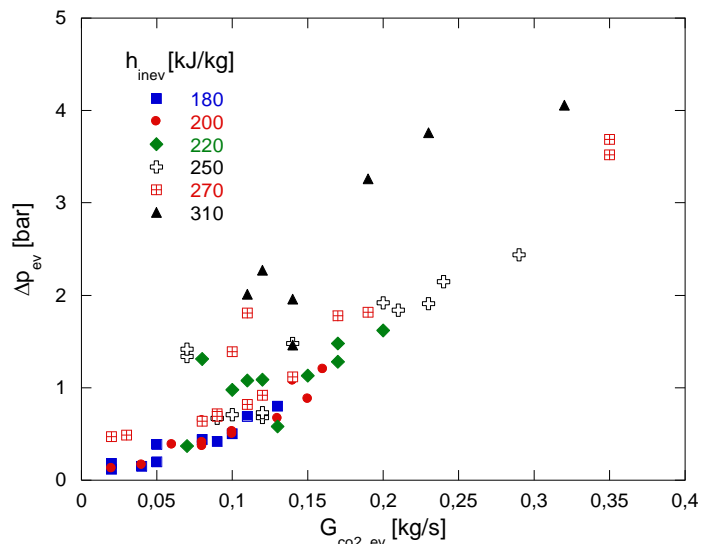


Figura 6.62 - Δp_{ev} in funzione della portata di CO_2 (parametro h_{inev}).

Analogamente al prototipo da 30 kW per produzione di acqua calda sanitaria, lo scambiatore di calore rigenerativo ha mostrato un'efficienza troppo elevata che ha determinato temperature in aspirazione al compressore altrettanto alte. A parità di portata che interessa lo scambiatore IHE, il funzionamento del sub-cooler ha ridotto l'efficienza dello scambiatore interno (Figura 6.63), riducendo di conseguenza il

surriscaldamento in aspirazione (Figura 6.64). Alla luce di tali ultime rielaborazioni, si può affermare che il funzionamento del sub-cooler ha avuto un effetto benefico sul contenimento del surriscaldamento in aspirazione al compressore.

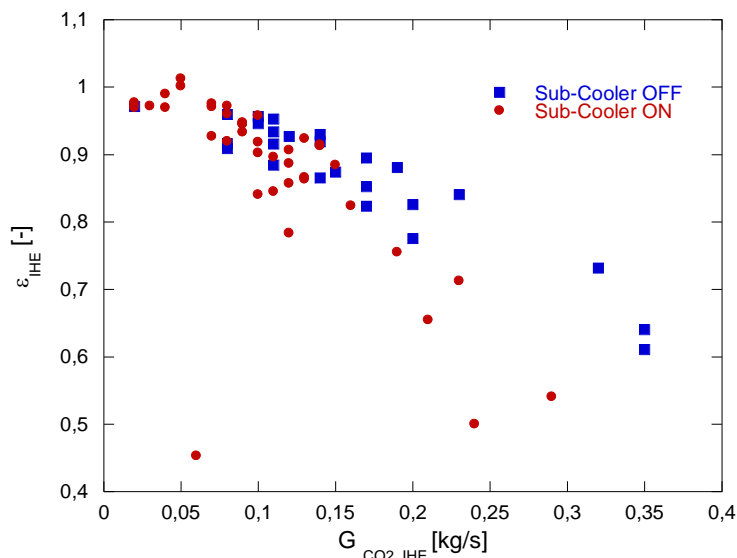


Figura 6.63 – Efficienza dell’IHE in funzione della portata di CO₂ (Parametro stato sub-cooler).

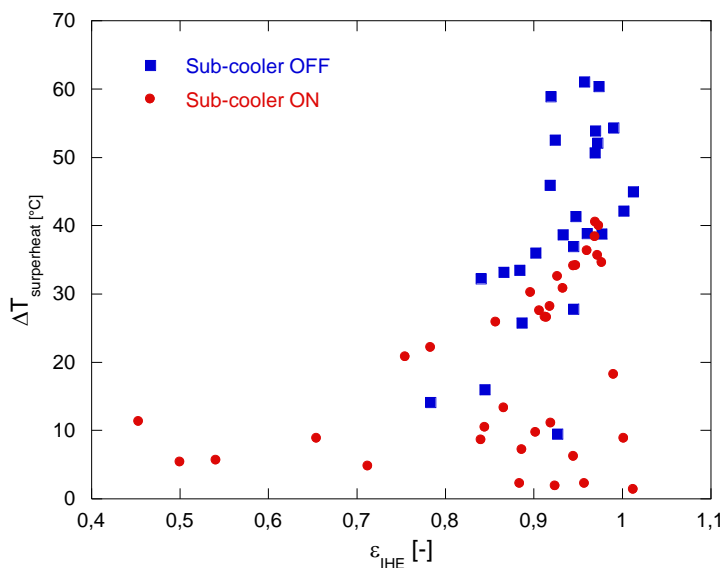


Figura 6.64 – Surriscaldamento in funzione dell’efficienza dell’IHE (Parametro stato sub-cooler).

La macchina possiede i seguenti componenti ausiliari:

- una pompa di circolazione per l’acqua;
- tre ventilatori assiali all’evaporatore;
- quadro elettrico di controllo.

I ventilatori sono dotati di regolatore di velocità a taglio di fase ma hanno lavorato quasi sempre al 100% assorbendo una potenza totale di 1,53 kW corrispondente a circa il 9% della potenza elettrica totale assorbita dalla macchina. La modulazione della velocità è stata riscontrata solo a temperature ambiente elevate poiché il sistema di controllo interviene riducendo la velocità dei ventilatori per

avere una temperatura di evaporazione inferiore a 12°C per garantire le condizioni di sicurezza al compressore.

La Figura 6.65 mostra l'andamento delle prestazioni globali della macchina, espresse attraverso un COP* calcolato rispetto al COP sperimentale e a un valore di riferimento, in funzione della T_{amb} . Come atteso, le prestazioni aumentano con la T_{amb} mentre si riducono all'aumentare della $T_{in\ water}$.

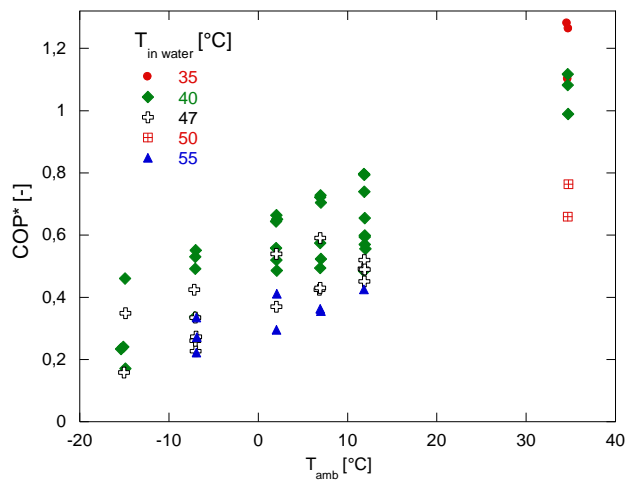


Figura 6.65 – COP* in funzione della temperatura ambiente (Parametro $T_{in\ water}$).

Dall'analisi dei risultati sperimentali prestazionali (Figura 6.66) risulta che le prestazioni hanno mostrato un andamento decrescente all'aumentare dell'efficienza ϵ_{IHE} poiché aumenta $\Delta T_{superheat}$. Le prestazioni migliori sono state ottenute quindi per valori bassi di $\Delta T_{superheat}$. È evidente che è necessario intervenire sull'IHE implementando sulla macchina delle migliorie tali da risolvere questa problematica.

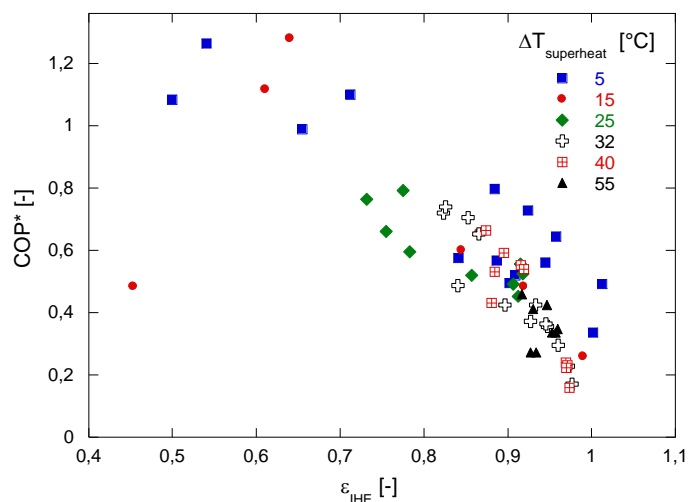


Figura 6.66 – COP* in funzione dell'efficienza dell'IHE (Parametro surriscaldamento).

In Figura 6.67 sono riportate le prestazioni globali della macchina sempre in funzione del surriscaldamento in aspirazione al compressore con parametro il funzionamento del sub-cooler. Il mancato funzionamento del sub-cooler, come già mostrato in precedenza, ha determinato un maggiore

surriscaldamento a discapito delle prestazioni globali della macchina. Le due famiglie di curve di Figura 6.67 si riferiscono pertanto a funzionamenti con e senza la linea di media pressione.

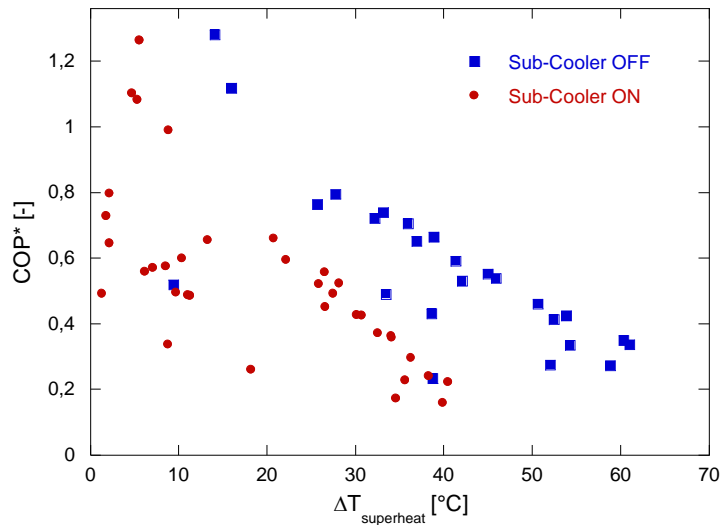


Figura 6.67 – COP* in funzione del surriscaldamento al compressore (Parametro stato sub-cooler).

Il surriscaldamento influenza anche la potenza termica al gas cooler, che si riduce all'aumentare del surriscaldamento (Figura 6.68). La potenza termica resa è stata maggiore per le prove senza sub-cooler poiché in assenza della linea di media pressione si hanno una maggiore portata d'acqua e una più alta temperatura del refrigerante in uscita dal compressore.

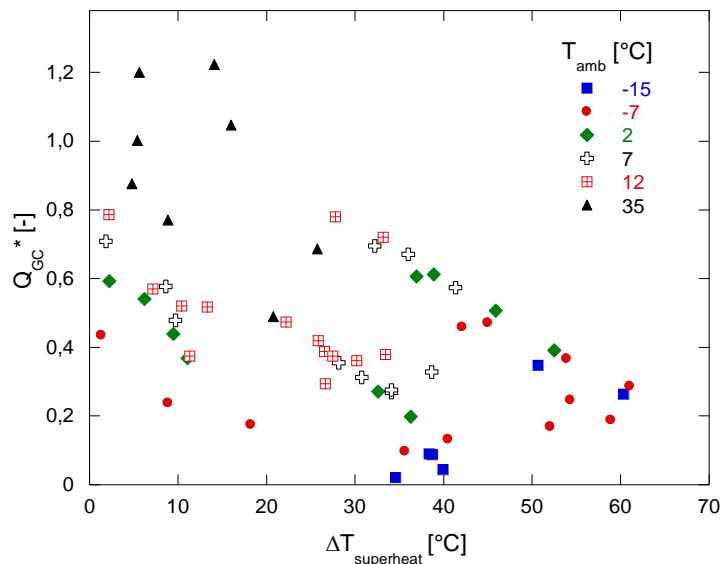


Figura 6.68 – Potenza termica al gas cooler in funzione del surriscaldamento (Parametro T_{amb}).

Il COP* subisce anche l'effetto negativo delle perdite di carico sulla media pressione in corrispondenza del sub-cooler (Figura 6.69): all'aumentare di tali perdite di carico il COP* si riduce.

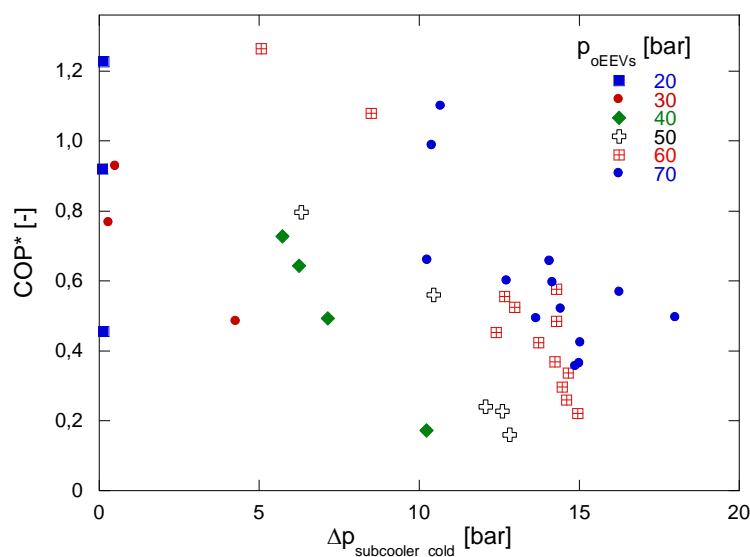


Figura 6.69 – COP* in funzione delle perdite al sub-cooler (Parametro media pressione).

6.3.6 Prima campagna sperimentale: analisi criticità e miglioramenti

L'analisi dei dati sperimentali relativi al prototipo da 50 kW ha permesso di identificare le criticità e le relative soluzioni da implementare sulla macchina. La non ottimizzazione del circuito ausiliario di media pressione ha ridotto le prestazioni del prototipo.

Le migliorie attuate rispecchiano in parte quelle già elencate per il prototipo da 30 kW e riguardano:

- linea di aspirazione e di mandata al compressore;
- compressore;
- evaporatore;
- scambiatore di calore rigenerativo;
- scambiatore di calore sub-cooler e linea di media pressione;
- controllore della macchina.

Al fine di eliminare le perdite di carico e termiche nel tratto compreso tra la mandata del compressore e l'ingresso al gas cooler, è stato rimosso il tratto di tubazione relativo alla predisposizione per il misuratore di portata di R744. L'eliminazione di tale predisposizione comporterà quindi un aumento della potenza termica al gas cooler.

In maniera analoga al caso del prototipo da 30 kW, per migliorare le prestazioni del compressore di tale componente sono state ottimizzate le sezioni di aspirazione e di mandata. La testa del compressore è stata inoltre opportunamente coibentata per diminuire le perdite termiche alle alte pressioni di mandata (Figura 6.70). Per aumentare le prestazioni del prototipo alle alte temperature ambiente, è stata verificata dal costruttore, con esito positivo, la possibilità di ampliare il range di funzionamento del compressore prevedendo una pressione massima di aspirazione al compressore fino a 50 bar (temperatura di evaporazione pari a circa 15°C). Per il compressore utilizzato nella prima campagna sperimentale è stata, infatti, stabilita una temperatura massima di evaporazione dell'R744 pari a 12°C

(che corrisponde a una pressione di circa 47 bar) per garantire la giusta miscibilità olio-refrigerante al compressore. Questo ultimo aspetto è fondamentale nei sistemi dotati di ricevitore di liquido in cui il corretto trasporto del lubrificante è necessario per assicurare un buon ritorno dell'olio al compressore. Migliorie sostanziali sulle prestazioni del compressore potrebbero essere ottenute in seguito all'adozione di una differente tipologia per tale componente. I risultati hanno evidenziato che la tipologia di compressore impiegata, sebbene sia consolidata per impieghi con anidride carbonica, presenta valori di rendimento bassi che aprono la strada all'utilizzo di compressori bistadio (rotary - scroll) per meglio ottimizzare la fase di compressione. Rispetto alla tecnologia del compressore semiermetico alternativo, quella bistadio presenta, infatti, diversi vantaggi come, ad esempio, maggiore resistenza ai notevoli carichi sui supporti striscianti, dovuti alle alte pressioni tipiche del ciclo a R744, oppure la riduzione della differenza di pressione all'interno di ciascuno stadio, che determina a sua volta la decrescita delle perdite di gas e meccaniche.

L'impiego della tecnologia bistadio rotary – scroll, seppur più efficiente della tipologia di compressore utilizzata, potrebbe non essere in linea con l'obiettivo del progetto di realizzare macchine dal costo simile o leggermente superiore (+10%) rispetto alle equivalenti soluzioni attualmente presenti sul mercato.

La testa del compressore è stata inoltre opportunamente coibentata per diminuire le perdite termiche alle alte pressioni di mandata.



Figura 6.70 – Coibentazione del compressore.

Le altre migliorie da eseguire sul prototipo da 50 kW sono analoghe a quelle della macchina da 30 kW.

Anche in questo caso è stato proposto di modificare il layout dell'evaporatore agendo sui ventilatori al fine di migliorare la distribuzione dell'aria sulla batteria alettata. Sono stati quindi impiegati dei convogliatori mobili per i ventilatori al fine di testare tali componenti per diversi posizionamenti rispetto all'evaporatore (Figura 6.71). La configurazione in grado di ottimizzare la distribuzione dell'aria sulla batteria sarà determinata durante la seconda campagna sperimentale.

I ventilatori, dotati di regolatore di velocità a taglio di fase, hanno lavorato quasi sempre al 100% assorbendo 1,53 kW in totale (circa il 9% della potenza elettrica totale assorbita dalla macchina). La modulazione della velocità, come noto, si è registrata solo per T_{amb} alte al fine di mantenere la

temperatura di evaporazione inferiore a 12°C in accordo con i requisiti di sicurezza del compressore. Per ridurre i consumi e aumentare quindi l'efficienza di tali componenti i motori esistenti sono stati sostituiti con motori a commutazione elettronica.

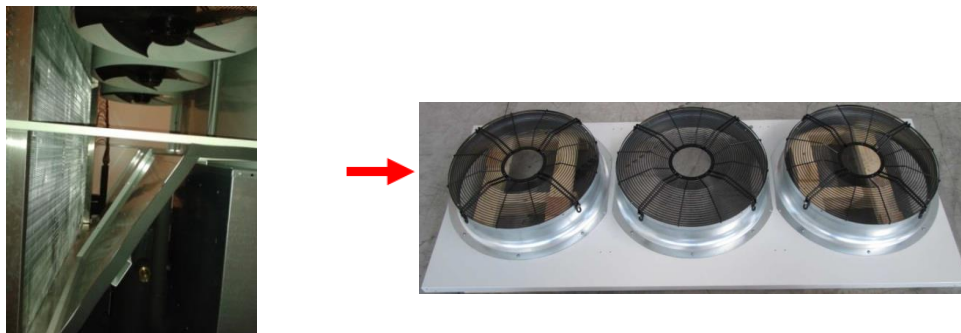


Figura 6.71. Ventilatori e convogliatori dell'aria installati nella macchina da 50 kW.

Per il monitoraggio del funzionamento dell'evaporatore è stata inserita una sonda di pressione dopo il distributore.

L'efficienza troppo elevata dello scambiatore di calore interno (IHE) ha richiesto necessariamente un ripensamento a tale componente al fine di ridurre il conseguente elevato surriscaldamento in aspirazione al compressore. L'effetto dell'IHE sulle performance del ciclo dipendono, infatti, dal compromesso tra l'efficienza e le perdite di carico dell'IHE stesso. Tale problematica potrebbe essere risolta cambiando il numero di piastre dello scambiatore riducendone così l'efficienza a un valore attorno al 40-50%. La soluzione adottata è stata quella di realizzare, come per la macchina da 30 kW, un bypass sul ramo di bassa pressione in corrispondenza dell'IHE per la regolazione della portata di R744, e quindi per la gestione della potenza termica scambiata all'interno di tale componente (Figura 6.72). Migliorare il comportamento dell'IHE permetterebbe anche la riduzione delle perdite di carico sulla linea di aspirazione del compressore, altro aspetto da migliorare.



Figura 6.72 – Bypass installato sul ramo di bassa pressione.

Il componente che presenta un certo margine di miglioramento è il sub-cooler. Il distributore di refrigerante presente a monte del sub-cooler (sul lato di media pressione) caratterizzato da una configurazione molto particolare consistente in un filtro è stato rimosso per abbattere le perdite di

carico e ridurre quindi il rapporto di compressione al compressore e aumentare le performance di tutto il ciclo.

L'effetto del sub-cooler è risultato inferiore alle previsioni, questo principalmente per il non corretto controllo della media pressione, che ha assunto valori lontani da quelli ottimali. Tale aspetto deriva dal fatto che l'efficienza del compressore con cilindro ausiliario attivo (doppio stadio), è inferiore al rendimento di base di una compressione singola (come prevedibile) e il miglioramento termodinamico dovuto alla maggiore efficienza del ciclo con sub-cooler non compensa la perdita di efficienza di cui sopra. Una seconda ragione è che la media pressione non è pari al valore ottimale a causa del non corretto rapporto volumetrico della configurazione 3 + 1. Tali aspetti erano già chiari in fase iniziale essendo nota sia la configurazione del compressore e sia la logica di funzionamento del ramo di media pressione ma è stato ottenuto un effetto negativo maggiore rispetto a quanto previsto. Il compressore utilizzato per questa prima campagna sperimentale è però un prototipo, quindi presenta ancora un certo margine di miglioramento sia a livello di componente sia di logica di funzionamento.

Il funzionamento del controllore della macchina è stato migliorato in accordo ai risultati sperimentali ottenuti nel corso della prima campagna.

Non è stato possibile effettuare il confronto tra macchina da 50 kW testata e target di mercato in quanto al momento non è presente una macchina dalle caratteristiche simili per il riscaldamento degli ambienti mediante radiatori.

Gli interventi migliorativi apportati al prototipo da 50 kW, da testare durante la seconda campagna sperimentale, conferiscono a tale macchina un alto potenziale di miglioramento tale da garantire il raggiungimento, e l'eventuale superamento, degli obiettivi definiti in fase iniziale del progetto europeo (miglioramento dell'SPF del 10%-20%, minore carbon footprint, cioè riduzione del TEWI del 20%, e costi molto simili o al massimo superiori del 10% rispetto alle corrispondenti macchine a HFC/HFO attualmente disponibili). Secondo delle valutazioni effettuate all'interno del progetto europeo, il prototipo da 50 kW è più efficiente della corrispondente unità di riferimento rappresentata da una caldaia a gas metano tradizionale avente un rendimento pari a 80% (confronto fatto in riferimento all'energia primaria impiegata dai due sistemi in condizioni di temperatura ambiente di 7°C, temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler di 40°C e temperatura dell'acqua in uscita di 80°C).

6.3.7 Seconda campagna sperimentale: rielaborazione dati

La seconda campagna sperimentale è stata eseguita sul prototipo da 50 kW modificato in seguito all'implementazione delle migliorie individuate dall'analisi dei risultati della prima campagna.

I miglioramenti effettuati sul prototipo da 50 kW (paragrafo 6.3.6) sono di seguito riassunti:

- ottimizzazione delle sezioni di aspirazione e di mandata del compressore, la cui testa è stata opportunamente coibentata;
- riduzione della lunghezza del tratto di tubazione tra mandata compressore e ingresso gas cooler;

- rimozione del filtro sulla linea di bassa pressione;
- rimozione del distributore in ingresso al sub-cooler (sulla media pressione);
- installazione di un bypass in corrispondenza dell'IHE;
- aumento della massima temperatura di evaporazione (15°C);
- installazione di convogliatori mobili all'evaporatore;
- installazione di motori a commutazione elettronica per i ventilatori all'evaporatore.

I risultati ottenuti durante la seconda campagna sperimentale hanno permesso quindi di valutare l'effetto delle singole migliorie implementate sul prototipo e di individuare gli aspetti da ottimizzare ulteriormente in future attività di ricerca. Le prove sono state eseguite nelle stesse condizioni (quelle di maggiore interesse) della prima campagna sperimentale al fine di effettuare un adeguato confronto tra il prototipo originale e quello migliorato.

Per gli stessi motivi di riservatezza prima illustrati, le grandezze prestazionali della macchina sono riportate indirettamente cioè non è mostrato il valore effettivo ma il valore rapportato a un parametro di riferimento, in tal caso la grandezza è individuata con un asterisco (ad esempio $COP^* = COP/COP_{ref}$).

La rielaborazione dei dati sperimentali della seconda campagna è stata articolata in modo da valutare l'effetto delle singole migliorie attraverso un confronto diretto con la prima campagna.

La rimozione della predisposizione per l'installazione del misuratore di portata di refrigerante e la riduzione della lunghezza del tratto di tubazione tra la mandata del compressore e l'ingresso al gas cooler hanno ridotto drasticamente sia le perdite termiche sia le perdite di carico nel tratto di circuito considerato rispetto al prototipo originale (Figura 6.73).

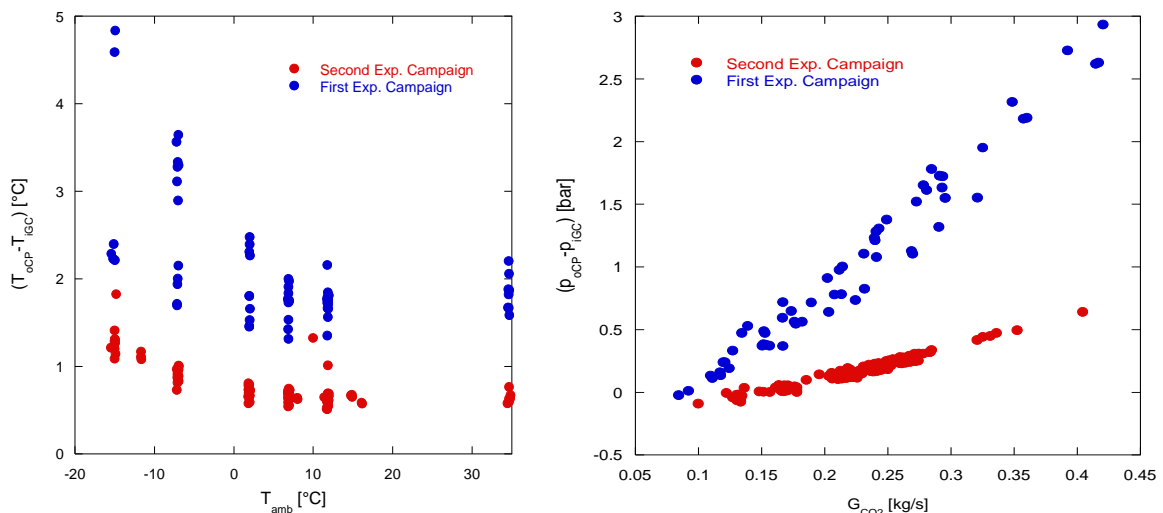


Figura 6.73 – Perdite termiche e perdite di carico tra mandata compressore e ingresso gas cooler.

Il compressore è stato caratterizzato da valori di efficienza in linea con quelli ottenuti durante la prima campagna sperimentale, mostrando quindi l'assenza di miglioramenti sostanziali.

L'installazione di un bypass in prossimità dello scambiatore di calore interno (IHE) ha permesso di ridurre notevolmente il surriscaldamento del refrigerante in aspirazione al compressore e la temperatura di uscita dal compressore (Figura 6.74).

Le prove che mostrano una temperatura T_{oCP} maggiore di quella limite operativa del compressore (140°C) sono state eseguite alla temperatura ambiente di -15°C . Le prove eseguite sono state caratterizzate principalmente da due diversi gradi di apertura del bypass: bypass tutto aperto (apertura 100%) escludendo cioè l'IHE in maniera quasi completa poiché non è stata installata una valvola sulla linea di bassa pressione a monte dell'IHE; bypass aperto a 45%, inviando in questo secondo caso parte del flusso del refrigerante in ingresso allo scambiatore. Tale ultima configurazione è stata adottata tipicamente nelle prove effettuate a basse temperature ambiente al fine di garantire il corretto grado di surriscaldamento in aspirazione al compressore. In tale fase la gestione del bypass è stata manuale, quindi è l'operatore che in base alle condizioni di prova ha impostato il grado di apertura della valvola installata sul tratto di tubazione in parallelo allo scambiatore di calore interno.

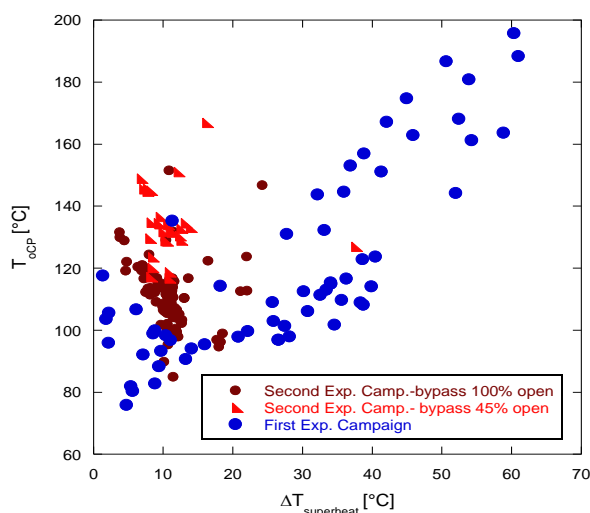


Figura 6.74 - Temperatura uscita compressore in funzione del surriscaldamento in aspirazione.

L'assenza di un sistema di gestione automatico del grado di apertura del bypass ha impedito l'ulteriore ottimizzazione del surriscaldamento.

La rimozione del distributore sulla linea di media pressione in ingresso al sub-cooler ha determinato l'annullamento delle perdite di carico le quali hanno invece assunto valori elevati durante la prima campagna sperimentale (Figura 6.75). La gestione della pressione intermedia avviene in funzione della pressione al gas cooler settata dal controllore. Tale gestione è stata ottimizzata rispetto alla seconda campagna sperimentale e l'analisi dei dati ha mostrato che la portata di refrigerante al sub-cooler, cioè quella che interessa il ramo di media pressione, è decisamente inferiore rispetto al caso della precedente campagna sperimentale. Il rapporto tra la portata al sub-cooler e la portata all'evaporatore è, infatti, elevato nella prima campagna sperimentale mentre è decisamente più basso nella seconda campagna (Figura 6.76). Quindi rispetto alla precedente campagna sperimentale è diminuita la portata

al sub-cooler ed è aumentata quella al circuito primario cioè è aumentata la portata di refrigerante che interessa l'evaporatore.

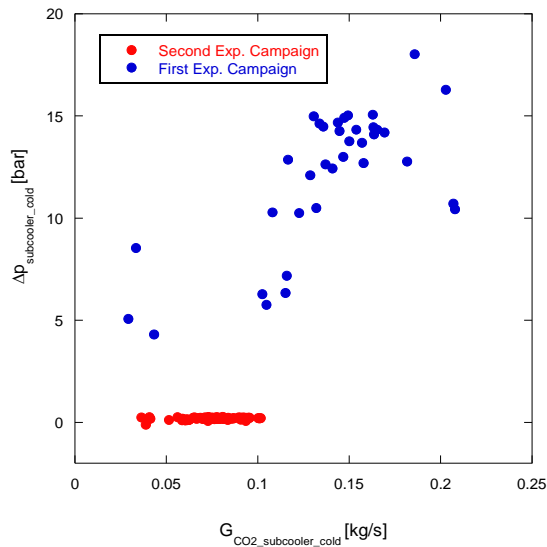


Figura 6.75 - Perdite di carico in funzione della portata al sub-cooler.

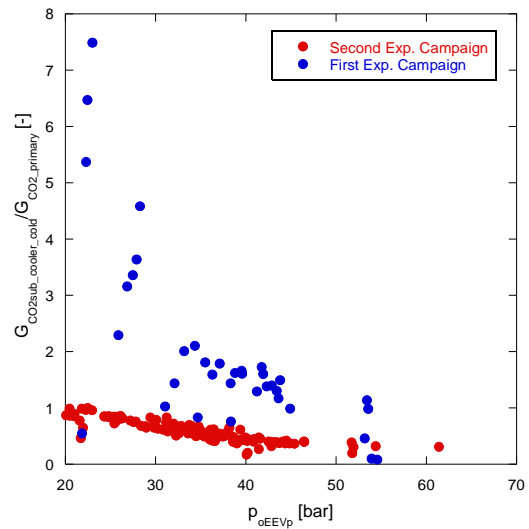


Figura 6.76 – Effetto del circuito di media pressione sulle portate di refrigerante al sub-cooler e all'evaporatore.

La migliore gestione del ciclo di media pressione nella seconda campagna è dimostrata dal fatto che questo ultimo è stato sempre in parte posizionato al di sotto della campana permettendo di sfruttare il calore latente (Figura 6.77). La media pressione è settata dalla valvola di laminazione secondaria JKV la quale, essendo di tipo termostatico, lavora con lo scopo di avere un certo surriscaldamento gestendo quindi la potenza scambiata all'interno del sub-cooler.

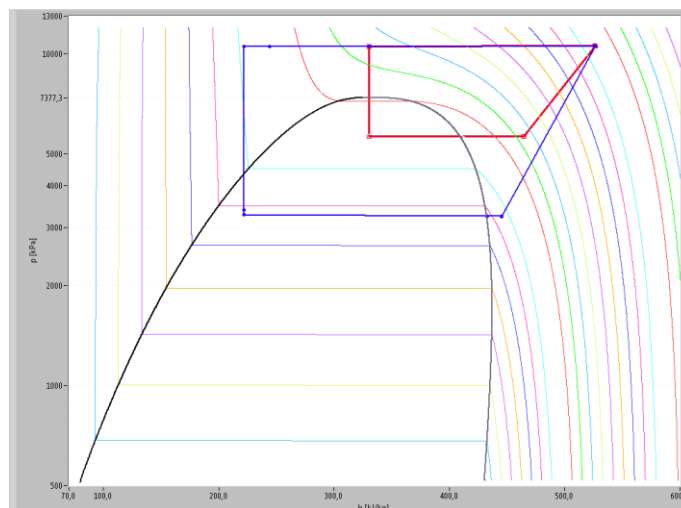


Figura 6.77 – Ciclo frigorifero nel piano p-h relativo alla prova $T_{in\ water} = 40^{\circ}C$, $T_{out\ water} = 80^{\circ}C$, $T_{amb} = 7^{\circ}C$.

La temperatura di evaporazione ha raggiunto valori maggiori di $12^{\circ}C$ (Figura 6.78) per le alte temperature ambiente poiché è stata eliminata la limitazione su tale parametro imposto durante la prima campagna sperimentale (valore massimo da $12^{\circ}C$ a $15^{\circ}C$). Il funzionamento dell'evaporatore è stato caratterizzato da bassi valori della differenza ($T_{amb} - T_{oEV}$) tra la temperatura ambiente e la

temperatura del refrigerante in uscita da tale scambiatore. Questo aspetto è indice di un buon scambio termico tra la sorgente fredda, aria esterna, e l'anidride carbonica.

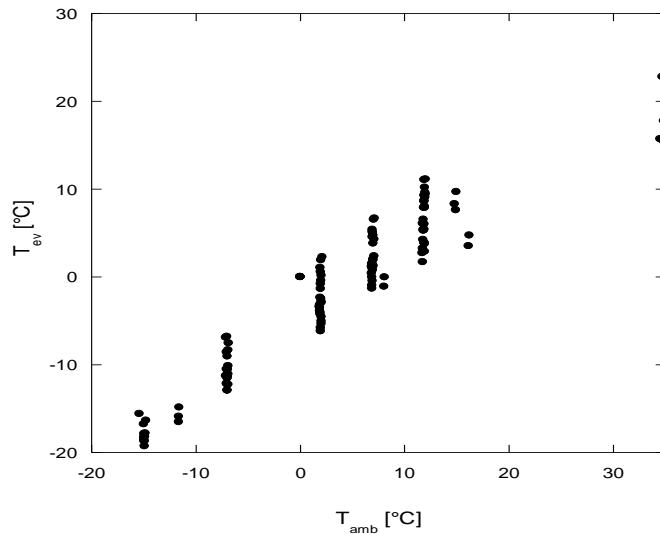


Figura 6.78 - T_{ev} in funzione della temperatura ambiente.

Nel funzionamento in automatico della macchina, la velocità dei ventilatori è impostata dal controllore: la parzializzazione dei ventilatori è realizzata in tal caso solo per temperature ambiente elevate e pari a 35°C. Per temperature ambiente inferiori, la velocità dei ventilatori è stata, infatti, impostata sempre pari al 100% (assorbimento elettrico dei ventilatori pari a 1,61 kW).

Per quanto concerne i ventilatori con motori EC, i test sperimentali hanno evidenziato che l'effetto sulla potenza da essi assorbita è evidente nel range di modulazione della velocità compreso tra il 70% e il 40% (Figura 6.79). Al 100% della velocità, ai ventilatori dotati di motori EC corrisponde, infatti, una potenza assorbita lievemente maggiore rispetto alla prima campagna sperimentale.

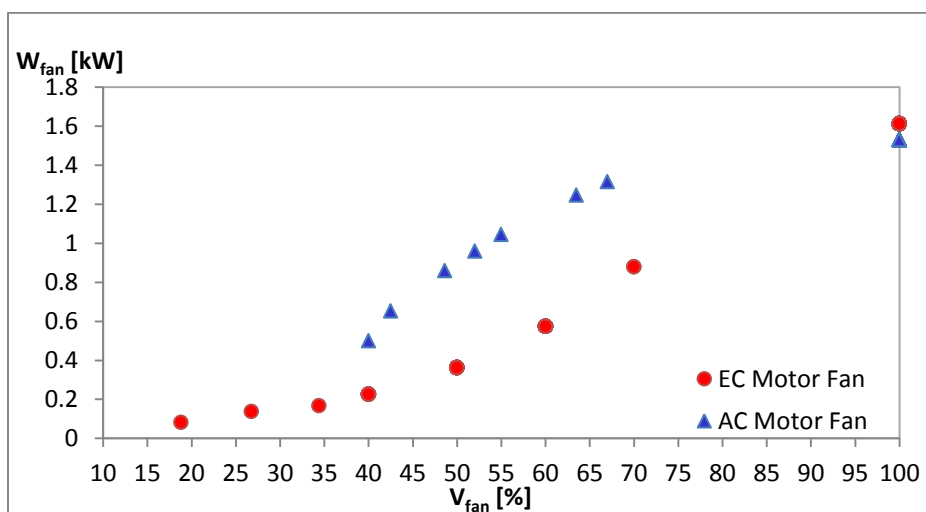


Figura 6.79 – Potenza assorbita dai ventilatori al variare della parzializzazione degli stessi nella prima (AC Motor Fan) e nella seconda campagna (EC Motor Fan).

Nella prima campagna sperimentale, la parzializzazione dei ventilatori è avvenuta solo per T_{amb} pari a 35 °C; tale modulazione si è verificata in maniera differente in ciascun test a seconda delle condizioni al contorno.

La differenza tra la temperatura ambiente e la temperatura del refrigerante all'uscita dell'evaporatore ($T_{amb}-T_{oEV}$) fornisce un'indicazione sull'efficienza dello scambio termico tra sorgente fredda, cioè aria esterna, e refrigerante. Diversi sono i parametri che agiscono su questa differenza: la temperatura ambiente, la quale stabilisce la modulazione della velocità dei ventilatori, il circuito di media pressione (funzionamento del sub-cooler), dipendente a sua volta dalla temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler e dall'alta pressione, determina, invece, la portata di anidride carbonica che transita all'interno dell'evaporatore e, infine, il funzionamento della valvola di laminazione principale che gestisce il titolo in ingresso all'evaporatore (Figura 6.80).

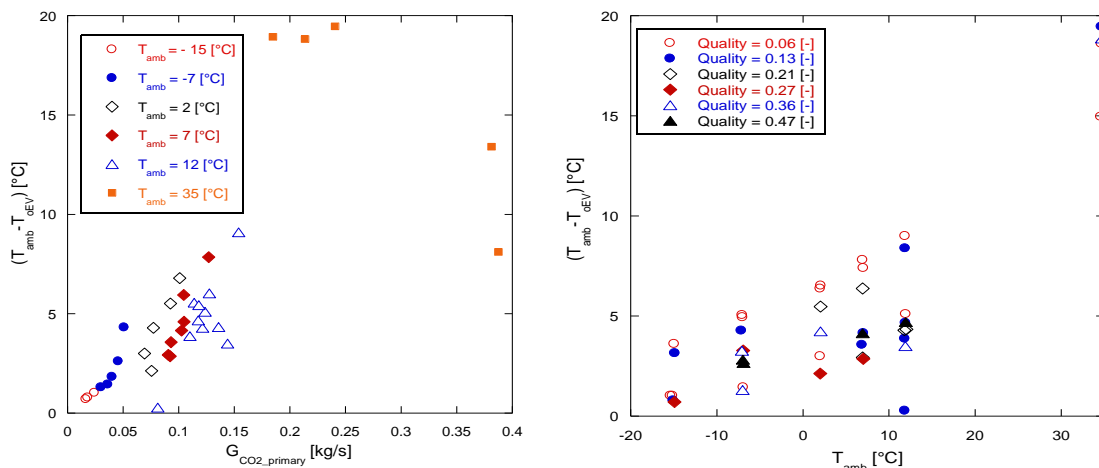


Figura 6.80 – $(T_{amb}-T_{oEV})$ in funzione della portata di CO₂ all'evaporatore (a sinistra) e del titolo in ingresso all'evaporatore (a destra) per la PRIMA CAMPAGNA.

La differenza di temperatura ($T_{amb}-T_{oEV}$) cresce quindi con la portata di refrigerante all'evaporatore e con la temperatura ambiente mentre diminuisce all'aumentare del titolo in ingresso all'evaporatore (Figura 6.80). Dall'analisi del grafico riportato in Figura 6.80 si evince, infatti, che all'aumentare del titolo del refrigerante in ingresso all'evaporatore, per una fissata temperatura ambiente, la differenza ($T_{amb}-T_{oEV}$) diminuisce. Questo aspetto implica che maggiore è la presenza della fase vapore più le temperature dell'aria esterna e del refrigerante si avvicinano incentivando lo scambio termico all'evaporatore. Il titolo del refrigerante in ingresso all'evaporatore è una conseguenza diretta dell'entità del raffreddamento che subisce la CO₂ nel gas cooler (funzione del salto termico sull'acqua) e nel sub-cooler (circuito di media pressione) e, ovviamente, del funzionamento della valvola di laminazione principale il cui grado di apertura è gestito dal controllore in funzione del valore di alta pressione essendo essa di tipo back pressure.

Le prove relative alla seconda campagna sperimentale, sia quelle con ventilatori rivolti verso il basso e sia quelle con ventilatori rivolti verso l'alto, sono state caratterizzate da una differenza di temperatura ($T_{amb}-T_{oEV}$) che ha mostrato andamenti simili rispetto alla prima campagna (Figura 6.81). Nel caso

della seconda campagna sperimentale è necessario però sottolineare che la diversa gestione del circuito di media pressione ha determinato una differente portata di refrigerante all'evaporatore. Questo ultimo parametro ha un ruolo importante nello scambio termico all'evaporatore poiché influenza l'entità della grandezza indagata ($T_{amb}-T_{oEV}$). In (Figura 6.81) sono riportati i risultati ottenuti per tutte le prove, sia quelle eseguite secondo il controllore e sia quelle in cui il settaggio della velocità dei ventilatori è stato effettuato manualmente. Globalmente, l'effetto dei ventilatori rivolti verso l'alto, a parità di portata di refrigerante all'evaporatore e di temperatura ambiente, è stato quello di ridurre di qualche grado la differenza ($T_{amb}-T_{oEV}$) rispetto alle prove con i ventilatori rivolti verso il basso. Le prove con ventilatori verso l'alto sono state eseguite per la maggior parte impostando manualmente la velocità dei ventilatori stessi.

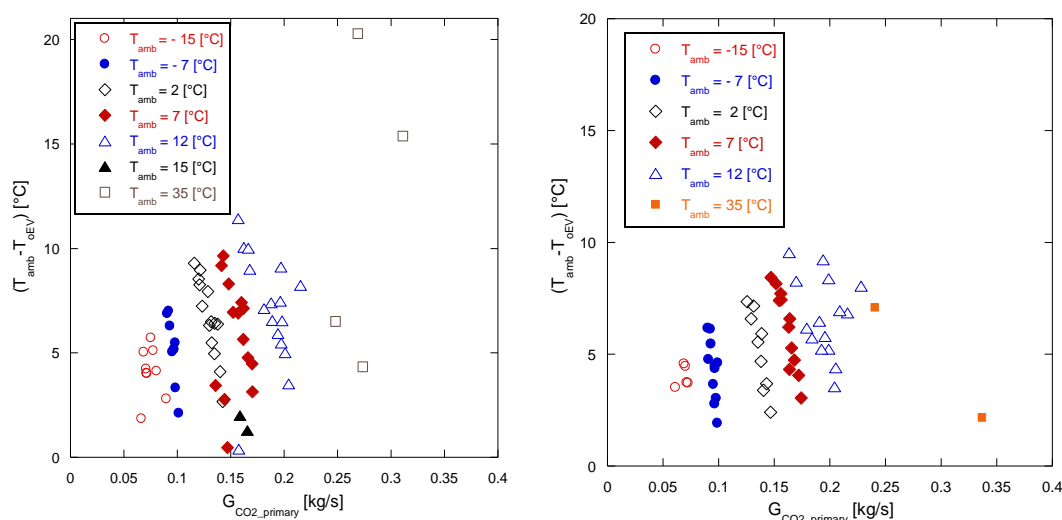


Figura 6.81 - ($T_{amb}-T_{oEV}$) in funzione della portata di CO_2 all'evaporatore nel caso di ventilatori rivolti verso il basso (a sinistra) e rivolti verso l'alto per la SECONDA CAMPAGNA.

In Tabella 6.15 è possibile rintracciare, nel funzionamento in automatico e quindi per una T_{amb} di 35 °C, l'effetto dell'installazione dei ventilatori rivolti in alto (upwards), rispetto alla configurazione originaria (downwards). Globalmente, in riferimento al caso dei ventilatori rivolti verso l'alto, il controllore agisce su tali componenti impostando una velocità inferiore rispetto al caso con ventilatori verso il basso, in parte a causa di una temperatura ambiente di poco maggiore. Ciò determina una minore potenza assorbita W_{vent} e il mantenimento della differenza di temperatura ($T_{amb}-T_{oEV}$) a valori bassi, indice di un buono scambio termico all'evaporatore.

Test	T_{amb} [°C]	W_{vent} [kW]	V_{fan} [%]	$T_{amb}-T_{oEV}$ [°C]
Tin35_Tout60_Tcc35_controller	34.71079	0.25704	36.5634	4.34305
Tin35_Tout60_Tcc35_controller_FanUp	34.90738	0.16766	34.4	2.16358
Tin40_Tout60_Tcc35_controller	34.49705	0.13757	26.75481	6.50561
Tin40_Tout60_Tcc35_controller_FanUp	34.70832	0.08146	18.8	7.09201

Tabella 6.15 – Confronto tra il funzionamento con Fan upwards e con Fan downwards ($T_{amb}=35^{\circ}C$, funzionamento ventilatori gestito in automatico dal controllore).

Nello specifico, la prova “Tin40_Tout60_Tcc35_controller_FanUp” è caratterizzata da una differenza di temperatura all’evaporatore ($T_{amb}-T_{oEV}$) leggermente maggiore del corrispondente test con i ventilatori rivolti verso il basso, a causa della drastica riduzione della velocità dei ventilatori (da 26,75% a 18,8%). Alle alte temperature ambiente, l’installazione dei ventilatori rivolti in alto ha un effetto positivo soprattutto sulla riduzione dell’assorbimento elettrico dei ventilatori, che determina a sua volta il decremento della potenza totale assorbita dalla macchina.

Le prove con il settaggio manuale della velocità dei ventilatori sono state eseguite al fine di valutare l’effetto della parzializzazione dei ventilatori sul funzionamento dell’evaporatore.

In Figura 6.82 è riportato il confronto tra la prima e la seconda campagna sperimentale nelle condizioni di progetto del prototipo da 50 kW, cioè per le prove con T_{amb} pari a 7 °C, $T_{in\ water}$ pari a 40°C e $T_{out\ water}$ di 80°C. La Figura 6.82 è stata inserita allo scopo di illustrare l’effetto delle diverse configurazioni dei ventilatori sul funzionamento dell’evaporatore,.

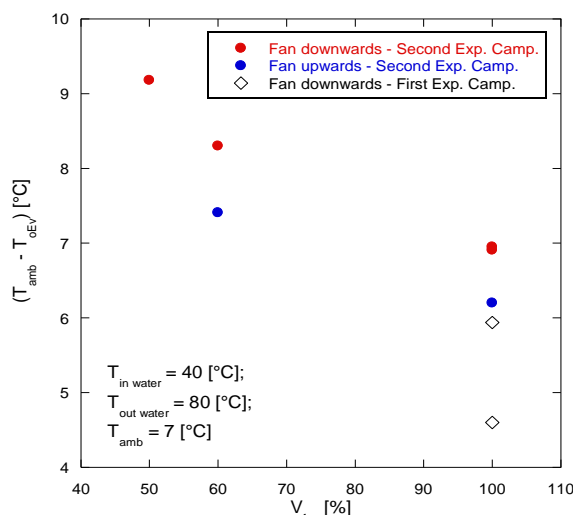


Figura 6.82 – $(T_{amb}-T_{oEV})$ in funzione della parzializzazione dei ventilatori nelle diverse campagne sperimentali.

In riferimento alla sola seconda campagna sperimentale, per le prove eseguite in condizioni di progetto, è stato riscontrato che, a parità di velocità dei ventilatori, nel caso di ventilatori rivolti verso l’alto si ottiene una minore differenza ($T_{amb}-T_{oEV}$), indice di un migliore scambio termico all’evaporatore.

Nel confrontare i risultati della seconda campagna (due punti sperimentali) con quelli della prima (due punti sperimentali) si nota che, per una velocità dei ventilatori pari al 100% di quella nominale, la differenza ($T_{amb}-T_{oEV}$) è minore nel caso della prima campagna. Questo aspetto è principalmente giustificato dalla gestione del circuito di media pressione che è appunto differente nelle due campagne sperimentali. Nella seconda campagna la portata di CO_2 al sub-cooler è pari, per le due prove considerate, a 0.08 kg/s e quella all’evaporatore è pari a 0.15 kg/s, mentre, nel caso della prima campagna sperimentale tali portate sono rispettivamente pari a 0.17 kg/s e 0.10 kg/s. Nelle prove relative alla seconda campagna, sempre per V_{fan} pari al 100%, la CO_2 sulla linea di alta pressione

subisce all'interno del sub-cooler, una riduzione di temperatura da 44°C a 26°C mentre nella prima campagna si ha un raffreddamento del refrigerante da 47°C a 13°C a causa del differente funzionamento del circuito di media pressione, cioè delle diverse portate in gioco e del differente funzionamento della valvola di laminazione secondaria. L'entità del surriscaldamento all'aspirazione del compressore è pari in entrambi i casi a 9°C (analogo funzionamento dell'IHE nelle due campagne per le prove considerate). All'interno dell'IHE, la CO₂ si raffredda da 26°C fino a 17°C nel caso delle prove relative alla seconda campagna e, invece, da 13°C fino a 3°C nel caso delle prove relative alla prima campagna.

La potenza scambiata all'evaporatore, lato CO₂, è funzione della portata di refrigerante che transita in tale scambiatore e del calore latente di evaporazione, quindi della temperatura e della pressione. A parità di potenza ceduta dall'aria ambiente (stessa V_{fan}), ad una minore portata di refrigerante all'evaporatore corrisponde una differenza di temperatura ($T_{amb}-T_{oEV}$) minore. Questo aspetto giustifica un valore minore di ($T_{amb}-T_{oEV}$) nel caso dei due punti relativi alla prima campagna sperimentale riferiti al caso $V_{fan} = 100\%$.

È possibile concludere che le modifiche effettuate sui ventilatori, attraverso l'installazione di motori EC e dell'impiego di una configurazione che dispone tali componenti verso l'alto, hanno avuto un effetto positivo sul funzionamento della macchina. L'impiego di motori EC ha ridotto la potenza assorbita dai ventilatori, rispetto alla prima campagna con motori AC, nel caso in cui essi sono fatti funzionare parzializzati. Rispetto ai ventilatori rivolti verso il basso, la configurazione fan-shroud facing upwards ha consentito di ridurre, anche se di poco, la differenza ($T_{amb}-T_{oEV}$), indice a sua volta di un miglior scambio termico all'evaporatore. È importante evidenziare però che il parametro ($T_{amb}-T_{oEV}$) e lo scambio termico all'evaporatore dipendono da come è gestito il circuito di media pressione poiché questo ultimo determina le condizioni dell'anidride carbonica all'ingresso di tale componente, come precedentemente esposto.

In riferimento a tutte le prove della seconda campagna sperimentale, l'evaporatore ha, infine, mostrato perdite di carico al massimo pari a 3 bar e inferiori a quelle registrate nella prima campagna sperimentale. L'installazione di una sonda di pressione tra il distributore di refrigerante e l'ingresso all'evaporatore ha permesso di constatare che il distributore non è sede di perdite di carico rilevanti e che al massimo esse sono state dell'ordine dei 2 bar.

Al fine di semplificare l'analisi dell'effetto delle migliorie sul prototipo da 50 kW, queste ultime sono state suddivise in due parti:

- "Improvements Step 1", relative alla modifica del tratto di tubazione tra uscita compressore e ingresso gas cooler, rimozione del filtro al sub-cooler, rimozione del filtro sulla linea di aspirazione, utilizzo di un bypass per la gestione dell'IHE, aumento della massima temperatura di evaporazione, installazione di motori EC per i ventilatori dell'evaporatore;
- "Improvement Step 2: Fan upwards", relativa all'installazione di ventilatori rivolti in alto.

Il gas cooler non ha subito alcuna modifica poiché l'analisi dei risultati della prima campagna sperimentale ha mostrato che esso è stato ottimizzato per tale applicazione. Anche durante la seconda campagna sperimentale, l'efficienza di tale scambiatore ha assunto valori pari o prossimi all'unità per la maggior parte dei test eseguiti. In Figura 6.83 è riportato l'andamento della potenza termica scambiata al gas cooler in funzione della temperatura ambiente. A parità di T_{amb} , la serie a temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler pari a 40°C presenta delle prove con valori di Q_{gc}^* minori della serie a $T_{in\ water} = 47^{\circ}\text{C}$ poiché si riferisce a test eseguiti con l'IHE parzialmente funzionante quindi con elevato surriscaldamento in aspirazione al compressore. Le migliorie implementate a bordo macchina, identificate nel pacchetto "Improvements Step 1", hanno avuto un effetto decisamente positivo sulla potenza termica al gas cooler (Figura 6.83) che ha, infatti, mostrato un notevole aumento rispetto alla prima campagna sperimentale (Tabella 6.16), specialmente alle basse temperature ambiente. L'implementazione delle modifiche per l'ottimizzazione del circuito tra mandata del compressore e ingresso al gas cooler hanno determinato la quasi completa riduzione delle perdite termiche e di carico su tale tratto causando quindi un notevole aumento della potenza termica al gas cooler rispetto alla prima campagna sperimentale.

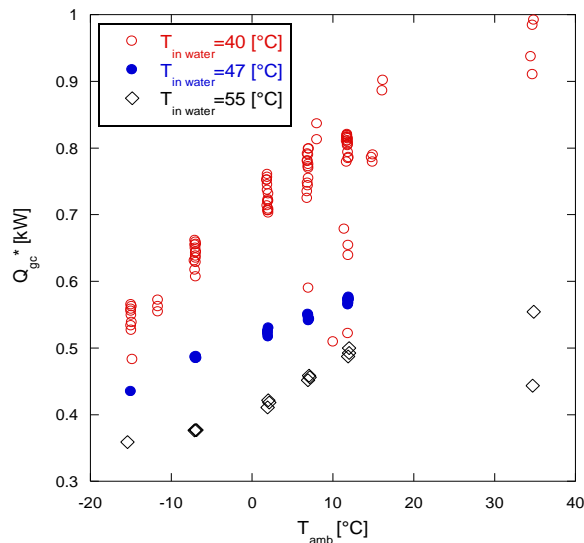


Figura 6.83 - Potenza termica al gas cooler in funzione della temperatura ambiente (Parametro $T_{in\ water}$).

Q_{gc}^* Improvements					
T_{amb} [°C]	-15	-7	2	7	12
Improvements Step 1	120.48%	16.61%	15.22%	17.23%	3.82%
Improvement Step 2: Fan upwards	2.42%	1.67%	2.13%	1.33%	-0.29%
Total improvement	122.90%	18.28%	17.36%	18.56%	3.54%

Tabella 6.16 - Aumento percentuale della potenza termica al gas cooler della macchina modificata.

La Figura 6.84 mostra l'andamento delle prestazioni globali della macchina, espresse attraverso il COP* calcolato rispetto al COP sperimentale e a un valore di riferimento, in funzione della T_{amb} .

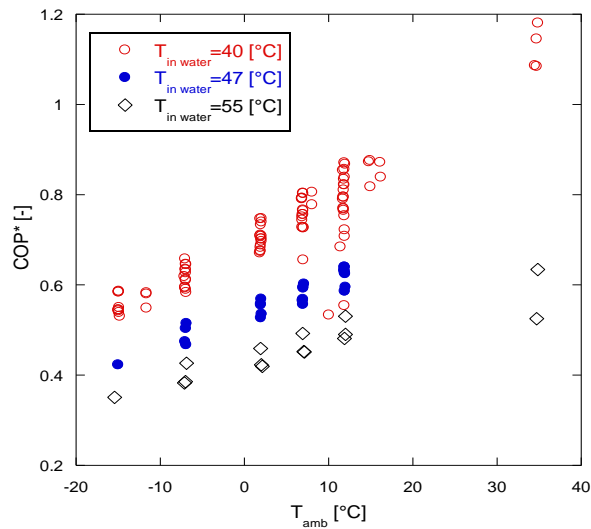


Figura 6.84 - COP* in funzione della temperatura ambiente (Parametro $T_{in\ water}$).

Come atteso, le prestazioni aumentano con la T_{amb} mentre si riducono all'aumentare della $T_{in\ water}$. Nella valutazione dell'effetto delle migliorie apportate sul prototipo da 50 kW sono state considerate le prove caratterizzate da acqua alla temperatura d'ingresso al gas cooler pari a 40°C e da acqua alla temperatura di uscita dal gas cooler pari a 80°C poiché tali temperature corrispondono alle condizioni di progetto del prototipo e quindi all'applicazione per la quale esso è stato realizzato. Le prove della prima campagna sperimentale considerate presentano una temperatura dell'anidride carbonica in uscita dal compressore inferiore al valore limite di 140°C. Le migliorie implementate sul prototipo da 50 kW hanno aumentato le prestazioni globali della macchina in maniera differente a seconda della temperatura ambiente considerata (Figura 6.85).

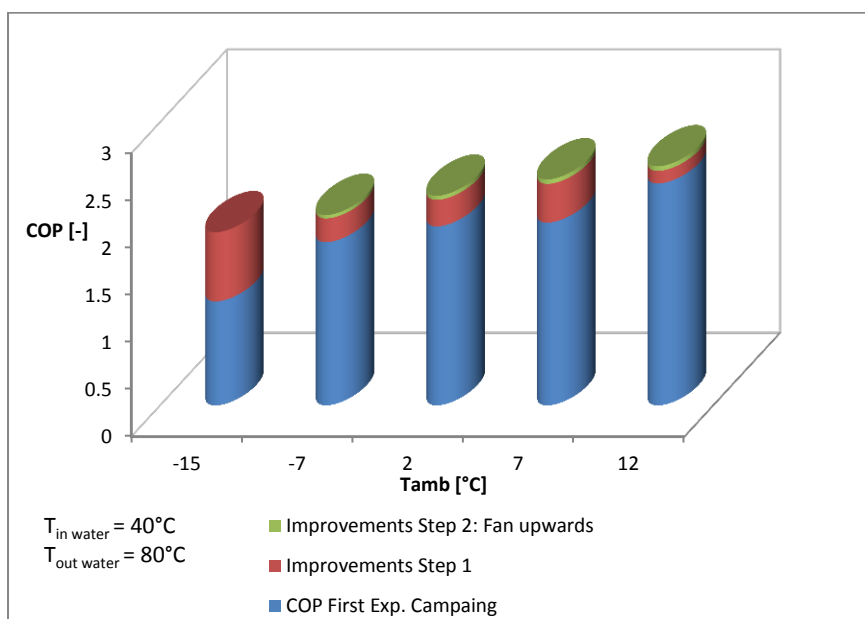


Figura 6.85 – Effetti delle migliorie sulle prestazioni globali della macchina.

L'implementazione delle migliori "Improvements Step 1" ha determinato un aumento delle prestazioni globali della macchina maggiore dell'effetto relativo alla sola installazione di ventilatori rivolti verso l'alto (Tabella 6.17).

COP* Improvements					
T_{amb} [°C]	-15	-7	2	7	12
Improvements Step 1	66.49%	14.50%	14.86%	21.19%	5.70%
Improvements Step 2: Fan upwards	-0.66%	2.15%	2.28%	2.46%	2.10%
Total improvement	65.83%	16.64%	17.14%	23.65%	7.80%

Tabella 6.17 – Aumento percentuale delle prestazioni globali della macchina modificata.

L'ingente aumento del COP alla temperatura ambiente di -15°C, rispetto alla prima campagna, è stato principalmente determinato da una netta riduzione delle perdite termiche nel tratto di tubazione tra uscita compressore e ingresso gas cooler; tali perdite, infatti, aumentano al diminuire della temperatura ambiente, mentre a queste temperature ambiente l'installazione di ventilatori rivolti in alto non ha fornito alcun effetto positivo sulle prestazioni globali. Le prove della seconda campagna sperimentale hanno mostrato che la parzializzazione dei ventilatori ha avuto un effetto positivo sulle prestazioni globali della macchina.

6.3.8 Seconda campagna sperimentale: analisi criticità e miglioramenti

I risultati ottenuti al termine della seconda campagna sperimentale e i confronti effettuati con i risultati relativi alla precedente campagna hanno permesso di valutare l'effetto delle migliorie implementate a bordo macchina, le criticità e gli eventuali ulteriori sviluppi futuri da apportare sul prototipo da 50 kW. Presentano ulteriore margine di miglioramento i seguenti componenti:

- scambiatore di calore rigenerativo;
- controllore della macchina.

Durante la seconda campagna sperimentale il compressore è stato caratterizzato da valori di efficienza in linea con quelli ottenuti durante la prima campagna sperimentale, mostrando quindi l'assenza di miglioramenti sostanziali. Tale componente è stato caratterizzato da un rendimento globale non elevato; ciò potrebbe dipendere dal fatto che trattandosi di un compressore di tipo alternativo all'aspirazione del secondo stadio deve essere assicurato vapore surriscaldato non permettendo l'ottimizzazione dei singoli stadi. Come già spiegato nell'analisi condotta a valle della prima campagna sperimentale, la fase di compressione potrebbe essere migliorata impiegando per il compressore la tecnologia a iniezione di vapore con compressore bistadio rotary - scrool, in cui è invece iniettato vapore saturo. Rispetto alla tecnologia a singolo stadio, la tecnologia bistadio permetterebbe di ridurre la differenza di pressione all'interno di ciascuno stadio, ottimizzando ciascuno stadio per determinati range di pressione, causando, inoltre, la decrescita delle perdite di gas e meccaniche. Tale tecnologia dovrebbe quindi mostrare elevati rendimenti globali di compressione determinando un conseguente miglioramento delle prestazioni globali del ciclo. L'impiego della

tecnologia bistadio rotary – scroll, seppur più efficiente della tipologia di compressore utilizzata, potrebbe non essere in linea con l'obiettivo del progetto di realizzare macchine dal costo simile o leggermente superiore (+10%) rispetto alle equivalenti soluzioni attualmente presenti sul mercato. Pertanto sarà mantenuta la tipologia di compressore inizialmente installata.

Il bypass in prossimità dello scambiatore di calore interno IHE è stato realizzato in parallelo a tale componente. Sul tratto di tubazione inserito è stata installata un'unica valvola la cui gestione non è automatica ma manuale. È quindi l'operatore a impostare il grado di apertura della valvola al fine di ottenere un corretto surriscaldamento a seconda delle condizioni al contorno considerate. Anche quando la valvola è completamente aperta, non è possibile realizzare la completa esclusione dell'IHE poiché una certa quantità di refrigerante fluirà sempre verso l'IHE a causa dell'assenza di una seconda valvola per la chiusura del passaggio verso lo scambiatore. In seguito a quanto sopra esposto, è richiesta quindi l'installazione di una seconda valvola a monte dell'IHE sul ramo freddo per realizzare la completa esclusione di tale componente quando richiesto. Inoltre tali valvole dovranno essere motorizzate allo scopo di essere gestite automaticamente dal controllore della macchina che, in base alle condizioni al contorno, ne imposterà il giusto grado di apertura e quindi il corretto surriscaldamento in aspirazione al compressore.

Come previsto, l'installazione di motori EC per i ventilatori ha ridotto, in funzionamento parzializzato di questi ultimi, la potenza assorbita da tali componenti. L'impiego della configurazione fan-shroud facing upwards ha migliorato seppur non in maniera sostanziale, lo scambio termico all'evaporatore rispetto alla configurazione originaria.

Le modifiche apportate sulla logica di regolazione della macchina dopo i risultati della seconda campagna sperimentale hanno determinato una migliore gestione del circuito di media pressione. Tale gestione presenta un lieve margine di miglioramento con il compressore alternativo, mentre dovrebbe essere rivista nel caso di utilizzo di una tecnologia completamente differente per il compressore.

Il controllore dovrà essere modificato al fine di assicurare la gestione automatica del bypass in prossimità dell'IHE a seconda delle condizioni di prova impostate.

Negli sviluppi futuri dell'attività di ricerca da condurre su tale macchina verrà, studiato l'impiego della tecnologia dell'eiettore. Quest'ultima tecnologia permette, infatti, di ottimizzare la fase di espansione, attualmente realizzata mediante una valvola di tipo back pressure, riducendo le perdite exergetiche relative al processo di laminazione.

6.4 Conclusioni

L'obiettivo generale del progetto europeo NxtHPG, da cui deriva l'attività di ricerca condotta, è quello di sviluppare sistemi a pompa di calore sicuri, fattibili dal punto di vista tecnico, molto efficienti, ad alta capacità e in grado di lavorare con refrigeranti naturali, come l'anidride carbonica in questo caso. Nello specifico, tali sistemi a pompa di calore dovranno avere efficienza maggiore del 10% - 20%, una minore Carbon footprint (TEWI minore del 20%) e costi leggermente superiori (+10%) rispetto alle

corrispondenti macchine disponibili al momento sul mercato e che impiegano come refrigerante le HFO o gli HFC. In tale ottica sono stati realizzati e poi testati due prototipi di pompa di calore rispettivamente da 30 kW per la produzione di acqua calda sanitaria e da 50 kW per il retrofit d'impianti con caldaia tradizionale a gas abbinata a radiatori. Le prove sperimentali sono state eseguite in accordo alle norme UNI EN 14511 e UNI 14825 e per mezzo dell'impianto Calorimetro ENEA che permette di testare pompe di calore aria-acqua dalla potenza termica fino a 50 kW. I risultati ottenuti durante le campagne sperimentali hanno fornito elementi utili all'accrescimento del know-how per l'impiego di pompe di calore a R744 (CO₂) in applicazioni di produzione di acqua calda sanitaria e di retrofit d'impianti con caldaie a gas tradizionali abbinata a radiatori come terminali d'impianto.

Ciascun prototipo è stato testato all'interno di una prima campagna sperimentale permettendo di individuare le migliorie da implementare a bordo di ciascuna macchina al fine di raggiungere gli obiettivi del progetto fissati in fase iniziale. A differenza della macchina da 30 kW, la pompa di calore da 50 kW per il riscaldamento, dopo essere stata opportunamente modificata in base ai risultati ottenuti nella prima campagna, è stata testata una seconda volta.

La macchina da 30 kW è stata dotata di un circuito frigorifero tradizionale con scambiatore di calore rigenerativo e compressore semiermetico alternativo per R744. Tale macchina è risultata essere ottimizzata, rispetto all'unità di riferimento, nelle condizioni di progetto invernali (temperatura ambiente di 7°C, temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler di 10°C e temperatura dell'acqua in uscita di 60°C) ma non in quelle estive (temperatura ambiente di 16°C, temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler di 20°C e temperatura dell'acqua in uscita di 60°C). Per gli scambiatori di calore è stato fondamentale l'esatto dimensionamento e, nel caso dell'evaporatore, l'installazione di un dispositivo per assicurare la corretta distribuzione della portata di refrigerante bifase tra i vari circuiti della batteria alettata. Il componente più importante è risultato essere il compressore la cui tipologia gioca, infatti, un ruolo fondamentale sulle caratteristiche del ciclo frigorifero e quindi sul funzionamento e sulle prestazioni globali della macchina. I risultati hanno evidenziato che la tipologia di compressore impiegata (semiermetico alternativo a singolo stadio) è ben consolidata per impieghi con l'anidride carbonica, ma i valori di rendimento ottenuti aprono la strada all'utilizzo di compressori bistadio (rotary - scroll) per meglio ottimizzare la fase di compressione. Rispetto al target di mercato (macchina di stessa potenza con compressore bistadio rotary - scroll, tecnologia più complessa e costosa), il prototipo ha mostrato prestazioni in linea e leggermente maggiori per le basse temperature ambiente mentre alle alte temperature ambiente (maggiori di 7°C) le prestazioni sono state inferiori. Il calo di prestazioni alle alte temperature ambiente è stato causato principalmente da una limitazione imposta sulla massima temperatura di evaporazione del refrigerante mantenuta al di sotto di 12°C. Tale limitazione è realizzata mediante la parzializzazione della velocità di rotazione dei ventilatori, al fine di garantire la perfetta miscibilità tra refrigerante e olio e quindi le condizioni di sicurezza al compressore. Il superamento di tale limitazione, la cui fattibilità è stata verificata dal costruttore del

compressore, unitamente alle altre modifiche individuate al termine della prima campagna sperimentale, conferirebbe alla macchina un alto potenziale di miglioramento delle prestazioni, quantificabile nel 15% - 20% rispetto alla prima campagna, e il raggiungimento degli obiettivi di efficienza energetica, ambientali e di costo fissati dal progetto europeo. L'effetto delle modifiche apportate sul prototipo da 30 kW sarà valutato attraverso la seconda campagna sperimentale prevista all'interno del progetto europeo.

La macchina da 50 kW è stata dotata di un circuito frigorifero più complesso rispetto a quello del prototipo da 30 kW poiché sono presenti tre livelli di pressione. Oltre al gas cooler e all'evaporatore, tale macchina è caratterizzata dalla presenza di due scambiatori di calore, uno rigenerativo e uno posto sulla linea di media pressione, e da un compressore alternativo semiermetico a doppio stadio di tipo prototipale con quattro cilindri ideato per applicazioni a R744. Tale macchina ha mostrato un'efficienza maggiore (risparmio di energia primaria) della corrispondente unità di riferimento rappresentata da una caldaia tradizionale a gas metano avente un rendimento pari a 80% nelle condizioni di progetto (temperatura ambiente di 7°C, temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler di 40°C e temperatura dell'acqua in uscita di 80°C). Non è stato possibile eseguire un confronto con una pompa di calore dalle stesse caratteristiche in quanto al momento non disponibile sul mercato. In linea di massima valgono le stesse considerazioni fatte per il prototipo da 30 kW, quindi la necessità di migliorare il funzionamento della macchina per temperature ambiente alte (oltre al riscaldamento invernale la macchina dovrebbe produrre in estate acqua calda sanitaria). Il compressore ha mostrato valori di rendimento non elevati e tali da aprire la strada all'utilizzo di compressori bistadio (rotary - scroll) per meglio ottimizzare la fase di compressione. Inoltre, la prima campagna sperimentale è stata caratterizzata da una gestione del ciclo ausiliario di media pressione non ottimizzata per l'applicazione considerata, determinando un calo delle prestazioni rispetto ai valori attesi. Il prototipo è stato quindi modificato in base ai risultati della prima campagna. L'implementazione di modifiche riguardanti il circuito frigorifero, l'estensione dell'envelope di funzionamento del compressore (massima temperatura di evaporazione pari a 15°C), i ventilatori e l'affinamento della logica di regolazione hanno determinato un aumento delle prestazioni globali compreso tra il 65% e il 7% e un aumento della potenza termica al gas cooler variabile tra il 123% e il 3.5%. Al termine della seconda campagna è risultato che ulteriori miglioramenti potrebbero essere ottenuti impiegando una differente e più efficiente tecnologia per il compressore rappresentata dalla tipologia bistadio rotary - scroll in cui è possibile incrementare l'efficienza della compressione ottimizzando ciascuno stadio di pressione. Per quanto concerne le problematiche relative allo scambiatore di calore interno, è resa necessaria l'installazione di valvole motorizzate e l'implementazione a bordo controllore della relativa logica di regolazione al fine di gestire in modo automatico il corretto grado di surriscaldamento in aspirazione al compressore (attualmente gestito manualmente dall'operatore).

Per entrambi i prototipi, l'impiego della tecnologia bistadio rotary – scroll per il compressore, seppur più efficiente della tipologia di compressore utilizzata, potrebbe non essere in linea con l'obiettivo di realizzare macchine dal costo simile o leggermente superiore (+10%) rispetto alle equivalenti soluzioni attualmente presenti sul mercato. Pertanto sarà mantenuta la tipologia di compressore inizialmente installata per ciascun prototipo. Negli sviluppi futuri dell'attività di ricerca da condurre su pompe di calore per il retrofit di impianti tradizionali con caldaia e radiatori, verrà studiato l'impiego della tecnologia dell'eiettore. Quest'ultima tecnologia permette, infatti, di ottimizzare la fase di espansione, attualmente realizzata mediante una valvola di tipo back pressure, riducendo le perdite exergetiche relative al processo di laminazione.

L'attività sperimentale svolta sui due prototipi di pompa di calore a R744 da 30 kW e da 50 kW ha evidenziato che il ciclo transcritico ad anidride carbonica rappresenta un sistema a basso impatto ambientale per la produzione di acqua calda ad alta temperatura per usi sanitari e per gli interventi di retrofit d'impianti con caldaia tradizionale a gas metano abbinata a radiatori. Nel confronto tra le prestazioni di sistemi a R744 e di sistemi tradizionali, l'applicazione della normativa di riferimento (UNI EN 14511) penalizza però i sistemi ad anidride carbonica poiché impone l'utilizzo di basse differenze di temperatura lato acqua, aspetto fortemente negativo per il ciclo transcritico a R744.

La tecnologia della pompa di calore unitamente all'impiego di un refrigerante naturale come l'anidride carbonica permette di realizzare soluzioni impiantistiche in linea con gli obiettivi e i requisiti imposti dai provvedimenti legislativi europei e italiani in ambito di risparmio energetico e di riduzione delle emissioni di gas climalterante e di CO₂. L'attività sperimentale ha permesso di individuare le linee guida e i futuri ambiti di ricerca al fine di garantire lo sviluppo tecnologico delle pompe di calore ad anidride carbonica e una loro maggiore penetrazione del mercato per la climatizzazione e la produzione di acqua calda sanitaria.

BIBLIOGRAFIA

1. Anima (2013), “Indagine statistica sul mercato dei componenti per impianti di condizionamento dell’aria. Rivelazione annuale sul fatturato. Risultati Anno 2012”.
2. A. Moro (2014), “WP3: HP prototypes design (CO₂). Summary”.
3. N. Calabrese, R. Trinchieri, P. Rovella (2015), “Development of CO₂ heat pump for DHW production”, XVI European Conference, The latest technologies in refrigeration and air conditioning, Milano EXPO 2015
4. ENEA (2014), “Deliverable 5.3”.
5. LU-VE (2015), “NXTHPG project: Evaluation of experimental performance on LU-VE fin and tube evaporators and possible improvements”.
6. Wikipedia (2015), “Motore brushless”.

7 POMPE DI CALORE A R744 ABBINATE A RADIATORI A ELEVATO SALTO TERMICO: ANALISI SPERIMENTALE

7.1 Introduzione

Il parco edilizio italiano è costituito soprattutto da edifici esistenti, spesso di pregio storico, la cui realizzazione è antecedente all'emanazione di leggi e decreti volti all'efficienza e al risparmio energetico. Negli edifici esistenti, la produzione di energia termica per il riscaldamento e l'acqua calda sanitaria è generalmente realizzata con una caldaia tradizionale alimentata da combustibile fossile e abbinata a comuni corpi scaldanti (radiatori). Gli interventi di retrofit degli impianti di tali edifici possono essere realizzati in maniera efficiente e poco invasiva, sia dal punto di vista della struttura e sia degli occupanti. Tale intervento è realizzato mediante la sostituzione della caldaia tradizionale con sistemi a pompa di calore che utilizzano la CO₂ (R744) come refrigerante e impiegano innovativi sistemi di regolazione elettronica dei classici terminali d'impianto allo scopo di massimizzare le prestazioni della macchina. L'attività di ricerca svolta ha avuto lo scopo di valutare le prestazioni globali di una pompa di calore a R744 abbinata a corpi scaldanti a elevato salto termico sui quali sono state installate innovative valvole termostatiche elettroniche modulanti. Quest'ultime hanno il compito di gestire la portata d'acqua, e quindi la relativa temperatura, in ingresso alla pompa di calore impiegata come sistema di generazione. Tale attività è stata svolta allo scopo di fornire elementi utili all'impiego di pompe di calore in interventi di retrofit di edifici esistenti, anche di pregio storico, generalmente dotati d'impianti costituiti da una caldaia tradizionale abbinata a corpi scaldanti. Lo studio è stato condotto utilizzando una macchina installata presso il laboratorio UTTEI-TERM del Centro Ricerche Enea di Casaccia (Roma). Le prove sperimentali sono state effettuate secondo diverse configurazioni impiantistiche in base al sistema di regolazione installato sui terminali d'impianto: test con valvole termostatiche tradizionali e test con valvole termostatiche elettroniche e modulanti. I test sono stati effettuati al variare delle condizioni al contorno (portata e temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler, temperatura ambiente esterno, temperatura dell'acqua prodotta dalla macchina) ed hanno permesso di determinare i limiti in termini di condizioni sull'acqua in ingresso al gas cooler per mantenere l'efficienza di tale scambiatore a valori prossimi o uguali all'unità. Infine i risultati ottenuti hanno consentito di valutare l'effetto dell'uso di valvole termostatiche elettroniche modulanti sulle prestazioni globali della pompa di calore, espresse attraverso il COP, e sull'efficienza del gas cooler. La rielaborazione dei risultati sperimentali ha fornito elementi utili per le modifiche e gli sviluppi futuri sia per quanto concerne il sistema di regolazione dei corpi scaldanti e sia per la gestione e il funzionamento del sistema pompa di calore – terminali d'impianto [1].

7.2 La pompa di calore nel retrofit d'impianti a radiatori

Le prestazioni di una pompa di calore a R744 operante in un ciclo transcritico dipendono fortemente dalla temperatura del fluido secondario in ingresso al gas cooler e, nello specifico, diminuiscono

all'aumentare di quest'ultima. L'importanza di abbinare a tale macchina dei corpi scaldanti a elevato salto termico si evince dal confronto dei due grafici riportati in Figura 7.1, riferiti entrambi a una stessa pompa di calore con sorgente aria (temperatura dell'aria pari a -3°C corrispondente a una temperatura di evaporazione dell'R744 pari a -10°C) ma tracciati per una diversa temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler (ciclo di sinistra a 40°C e ciclo di destra a 25°C) [2]. Per quanto riguarda il ciclo azzurro riportato a sinistra si ha che all'uscita del compressore l'R744 si trova a una temperatura di 124°C e a una pressione di 10 MPa (100 Bar) per poi raffreddarsi fino alla temperatura di 45°C (punto 2). In tale configurazione, rappresentativa di un tradizionale impianto di riscaldamento, l'effetto utile (segmento dal punto 1 al punto 2) è limitato, come lo è anche il COP pari a 2,05. Inoltre la pressione di lavoro è molto elevata a causa della conformazione delle curve isoterme (curve rosse nella figura). Infatti, se si vuole recuperare sia potenza sia efficienza (in modo minore), l'unica possibilità è aumentare ulteriormente la pressione: se l'alta pressione fosse portata a 11 MPa (ciclo in giallo) si avrebbe un incremento dell'effetto utile del 16% (diventa il segmento da 1a a 2a) e del COP dell'8%. La temperatura nel punto 1a sale a 134°C , mentre quella del punto 2 resta invariata.

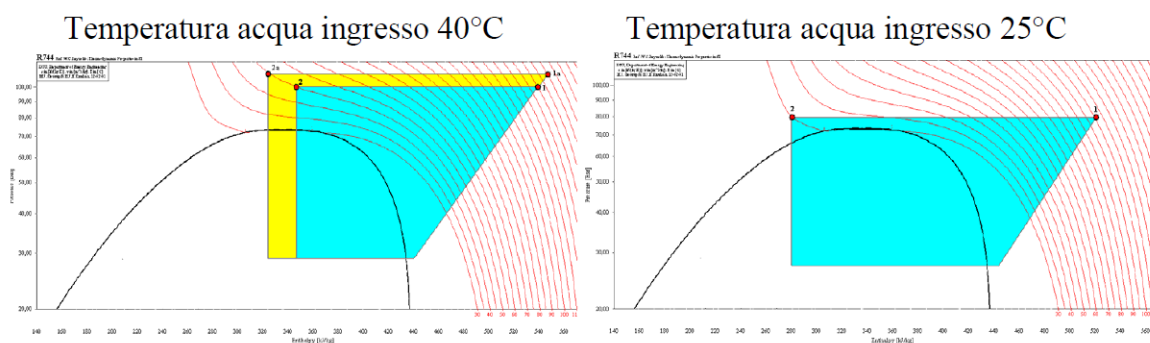


Figura 7.1 - Cicli termodinamici per due diverse temperature dell'acqua in ingresso al gas cooler.

L'unica possibilità per aumentare sia l'effetto utile sia il COP è quella di abbassare la temperatura dell'acqua in ingresso. Il diagramma di destra di Figura 7.1 mostra cosa accadrebbe se alla macchina fossero abbinati radiatori a elevato salto termico tali cioè di abbassare la temperatura di ritorno in macchina al valore di 25°C : la pressione di alimentazione ottimale scenderebbe a 8 MPa (80 bar) e il COP salirebbe a 3,24, valore eccellente con una temperatura dell'aria così bassa. La temperatura del punto 1 si ridurrebbe a 101°C mentre la temperatura del punto 2 scenderebbe a 30°C . La potenza fornita aumenterebbe del 23% rispetto al ciclo azzurro del grafico di sinistra. Dagli esempi sopra riportati si evince quindi l'importanza fondamentale di abbinare a una pompa di calore a R744 dei terminali caratterizzati da un elevato salto termico garantendo quindi in ritorno alla macchina acqua a una temperatura prossima a quella degli ambienti da riscaldare. Adottando un sistema di regolazione in grado di gestire la temperatura di ritorno in macchina è quindi possibile realizzare il riscaldamento degli ambienti in modo efficiente anche in presenza di radiatori.

L'associazione AiCARR ritiene che sia un errore strategico contare su un'unica fonte di energia poiché è energeticamente giustificata la soluzione di affiancare nella maggiore parte dei casi alle

pompe di calore elettriche anche altri generatori ad esempio a metano (sistemi ibridi), da utilizzare come sistema di back up, di emergenza o quando le condizioni al contorno sono svantaggiose per l'impiego della pompa di calore. Tali soluzioni sono anche suggerite anche da una corretta applicazione della normativa UNI/TS 11300 parte IV [1]. Limitandosi al caso residenziale, la caldaia a condensazione dovrebbe essere utilizzata solo in emergenza (energia elettrica insufficiente) oppure quando il COP istantaneo della pompa di calore sia tale da produrre un consumo di energia primaria superiore a quello della caldaia. In tal modo sarebbe possibile, favorendo contratti di fornitura dell'energia elettrica ad hoc, escludere in qualunque momento la pompa di calore e l'energia sarebbe quindi prodotta dalla caldaia evitando situazioni di potenziale pericolo come black out o picchi di consumo [3].

Per quanto concerne l'aspetto economico, l'impianto con pompa di calore e caldaia di back up non verrebbe a costare di più, poiché la pompa di calore potrebbe avere potenza inferiore, perché non dovrebbe essere dimensionata sul picco termico. Inoltre la soluzione ibrida permetterebbe di ridurre gli accumuli per la produzione dell'acqua calda sanitaria, perché i picchi in emergenza potrebbero essere soddisfatti dalla caldaia, il cui costo di acquisto è sempre basso rispetto alla pompa di calore.

Dal punto di vista dell'utilizzatore finale, la soluzione permette di ottimizzare il consumo energetico e di garantire una totale ridondanza nei mesi invernali, in qualunque condizione o emergenza, a fronte di un incremento di costo modesto, comunque ammortizzabile in poco tempo. La soluzione con doppio generatore è decisamente conveniente: il grafico in Figura 7.2 mostra i costi di gestione annui sostenuti per il riscaldamento dell'acqua sanitaria in un nuovo condominio in classe energetica A con potenza massima richiesta di 120 kW di picco, in una città del nord Italia.

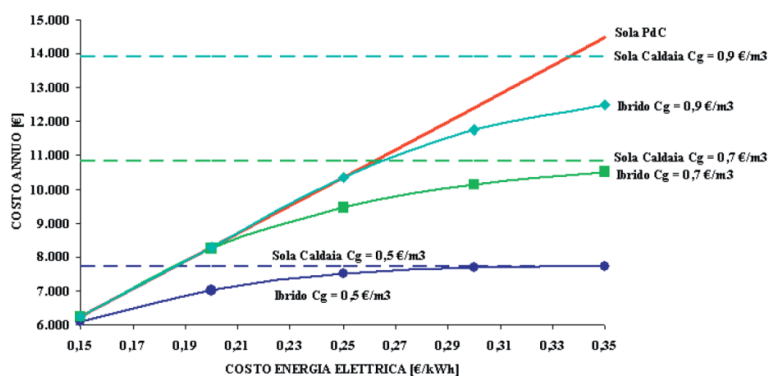


Figura 7.2 - Costi di gestione annua con diverse tecnologie (condominio in classe A nel nord Italia).

Con la soluzione “tutta elettrica” (curva rossa) i costi sono proporzionali al costo dell'energia elettrica, mentre con la sola caldaia (rette orizzontali) dipendono dal costo del gas. Se è vero che si progetta oggi, è altrettanto vero che il condominio sarà abitato per parecchi decenni e per almeno 15 anni con i generatori di progetto. Se s'installa un unico generatore, non può esserci alcuna ottimizzazione economica nell'utilizzo: l'eventuale risparmio o perdita dipende solo dal costo di una fonte energetica rispetto all'altra, cosa difficilmente ipotizzabile in un arco di tempo così lungo. Se invece s'installano entrambi i generatori (sistemi ibridi) i costi sono sempre ottimizzati e sempre comunque inferiori, o al

massimo uguali, al minimo tra quello della sola caldaia e quello della sola pompa di calore. I risparmi ottenibili rispetto alle soluzioni singole sono visibili in Figura 7.3. Come si può notare, rispetto alla soluzione con un unico generatore il risparmio è sempre elevato, qualunque sia il costo dell'energia.

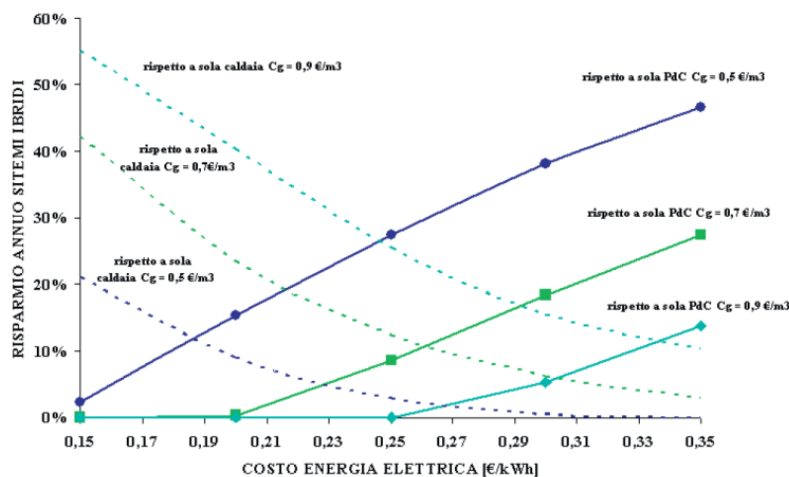


Figura 7.3 - Risparmi ottenibili con soluzioni ibride rispetto al singolo generatore.

7.2.1 Terminali d'impianto: i radiatori

I radiatori sono gli unici terminali d'impianto in grado di funzionare con portate d'acqua molto basse determinando quindi salti termici elevati a parità di potenza scambiata. La conversione verso la bassa temperatura di edifici esistenti, dotati d'impianti a radiatori, richiede un adeguamento del radiatore che può essere realizzato o con un incremento delle sue dimensioni o con l'utilizzo di un opportuno sistema di regolazione della portata d'acqua con lo scopo di incrementare il salto termico elaborato dai corpi scaldanti. Da ciò deriva che la bassa temperatura non è prerogativa solo di alcuni sistemi, come ad esempio gli impianti a pannelli radianti a pavimento [4].

La resa termica di un corpo scaldante (Φ_{50}) è espressa in funzione del singolo elemento (dipende dall'altezza e dal numero di colonne) ed è valutata per una differenza Δt tra la temperatura media del radiatore (t_r) e dell'ambiente (t_i) di 50°C secondo quanto riportato nella normativa EN 442, ($t_{r,in}=75^\circ\text{C}$ e $t_{r,out}=65^\circ\text{C}$). Per un Δt differente la resa termica effettiva del radiatore è calcolata mediante la relazione seguente:

$$\Phi_{eff} = \Phi_{50} \left(\frac{\Delta t_{eff}}{50} \right)^n = \Phi_{50} \left(\frac{t_{r,in} + t_{r,out} - t_i}{50} \right)^n \quad [\text{W}]$$

Nell'espressione sopra riportata, l'esponente n è fornito dal costruttore e di norma varia tra 1.28 e 1.33. La temperatura media radiante di un radiatore diminuisce all'aumentare della superficie o delle prestazioni del terminale oppure in seguito ad una riduzione del fabbisogno dell'ambiente o della potenza richiesta [2] (Figura 7.4).

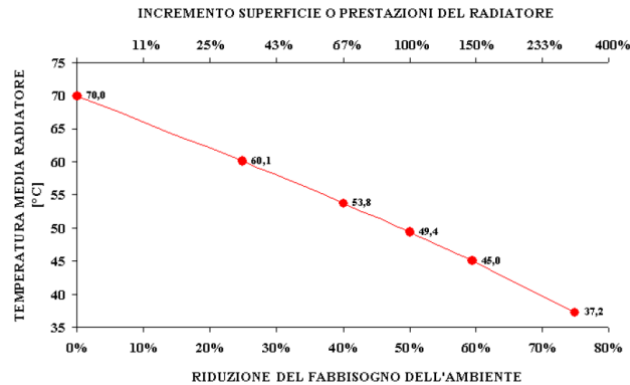


Figura 7.4 - Andamento della temperatura media superficiale in funzione dell'incremento della superficie, delle prestazioni del radiatore o del fabbisogno dell'ambiente [2].

Se la portata d'acqua fosse sufficientemente bassa, tale da generare un salto termico ΔT prossimo a 50°C , la temperatura d'uscita si stabilizzerebbe a una temperatura di poco superiore a quella dell'aria ambiente [2].

I vantaggi di una portata d'acqua bassa sono i seguenti:

- riduzione delle dimensioni delle tubazioni, di fondamentale importanza nelle ristrutturazioni;
- riduzione della potenza e dell'energia di pompaggio;
- miglioramento dello scambio termico negli scambiatori di calore;
- sfruttamento del sotto-raffreddamento del refrigerante.

Nei radiatori funzionanti a bassa temperatura il gradiente termico è assai limitato generando un netto calo della stratificazione, aumentando il grado di comfort degli ambienti e riducendo allo stesso tempo i moti convettivi e la formazione di baffi neri alle pareti (Figura 7.5) [4]. Lo scambio termico di un radiatore avviene per il 70-75% per convezione e per la restante parte per irraggiamento.

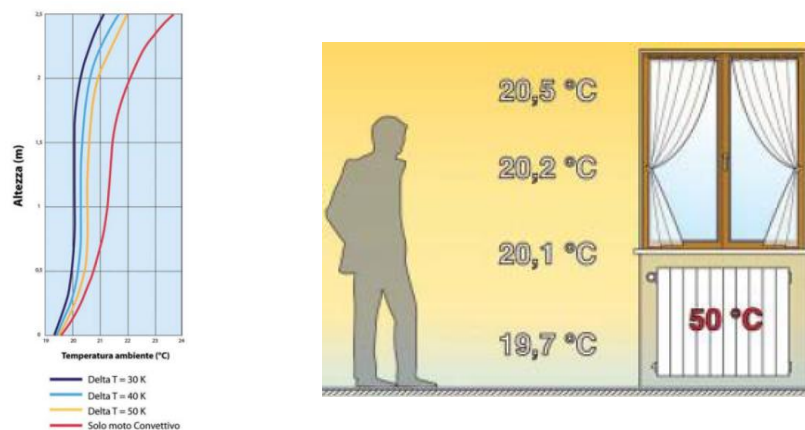


Figura 7.5 - Distribuzione della temperatura in un locale riscaldato da un impianto a radiatori per diversi valori della temperatura media dell'acqua.

L'emissione di un radiatore diminuisce rispetto al valore nominale in funzione della temperatura di mandata (si considera un ritorno a una temperatura di 5°C inferiore). Per una temperatura di mandata di 55°C ad esempio (contro gli usuali 80°C in ingresso e 60°C in uscita) l'emissione è appena inferiore al 60% del valore nominale (Figura 7.6).

La Figura 7.7 mostra l'andamento della potenza fornita da un radiatore al variare della portata d'acqua e l'andamento delle temperature dell'acqua in uscita. Il 100% della portata è fissato dalla norma (acqua in ingresso a 75 °C e acqua in uscita a 65 °C). La potenza rimane molto elevata per un ampio campo di portate: al 57% della portata d'acqua nominale la potenza resa è ancora pari al 90% di quella nominale e scende all'80% solamente quando la portata d'acqua si riduce a circa il 33% del valore nominale. Al contrario, la potenza aumenta pochissimo quando la portata supera il valore nominale. Al variare della temperatura dell'acqua in ingresso al radiatore varia anche la potenza.

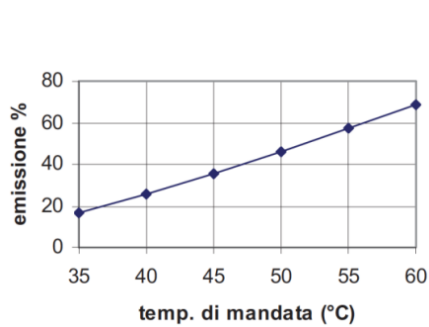


Figura 7.6 - Riduzione dell'emissione termica di un radiatore in funzione della temperatura di mandata.

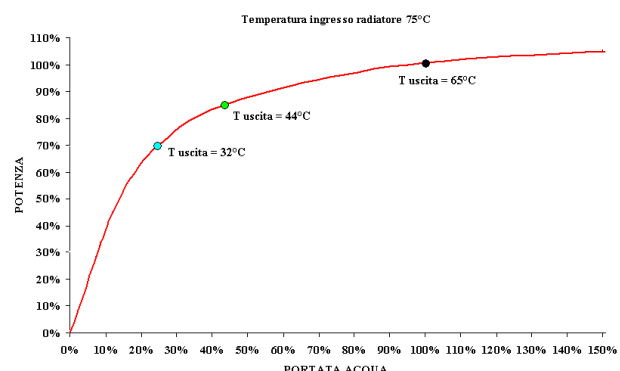


Figura 7.7 - Andamento della potenza fornita da un radiatore e della temperatura dell'acqua in uscita al variare della portata relativa dell'acqua di alimentazione (n=1.35).

La curva di potenza in funzione della portata è fortemente non lineare per progettazione con salti termici bassi e quindi non è molto adatta per permettere a una valvola termostatica tradizionale di regolare in modulazione con sufficiente precisione: è il motivo per cui molto spesso le valvole termostatiche tendono a lavorare in modalità on-off. Notevolmente meglio si comportano le nuove valvole di regolazione elettroniche wireless, che permettono un controllo più raffinato. La curva tende a divenire tanto più lineare quanto più aumenta il salto termico di progetto, come mostra la Figura 7.8.

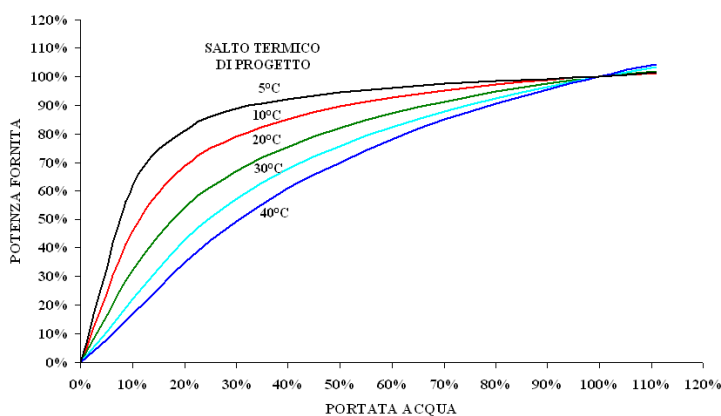


Figura 7.8 - Variazione di potenza resa da un radiatore al variare del salto termico di progetto alle condizioni nominali (acqua in ingresso 75°C).

La curva è completamente lineare quando la temperatura dell'acqua in uscita è approssimata alla temperatura dell'aria ambiente, qualunque sia la temperatura di produzione (nel caso di Figura 7.8 si

otterrebbe con salto termico 50°C, 70°C in ingresso e 20°C in uscita). La bassa inerzia termica che caratterizza i radiatori consente all'impianto di riscaldamento di adeguarsi con rapidità alle variazioni di carico corrispondenti ad apporti di calore interni (persone e macchinari) ed esterni (radiazione solare) o all'uso non continuo del locale riscaldato. Dal confronto tra sistemi a radiatori a bassa temperatura e sistemi a pannelli radianti a pavimento risulta che, a parità di condizioni al contorno, si hanno minori consumi energetici in presenza di radiatori soprattutto quando il funzionamento dell'impianto di riscaldamento è di tipo intermittente [5]. Una conseguenza immediata di un'elevata inerzia termica (basso rendimento di regolazione) determina l'impossibilità di sfruttare gli apporti di calore gratuiti anche nell'ipotesi di avere valvole motorizzate comandate da termostati per ogni ambiente, causando un aumento non controllato della temperatura interna del locale (Figura 7.9 - Figura 7.10).

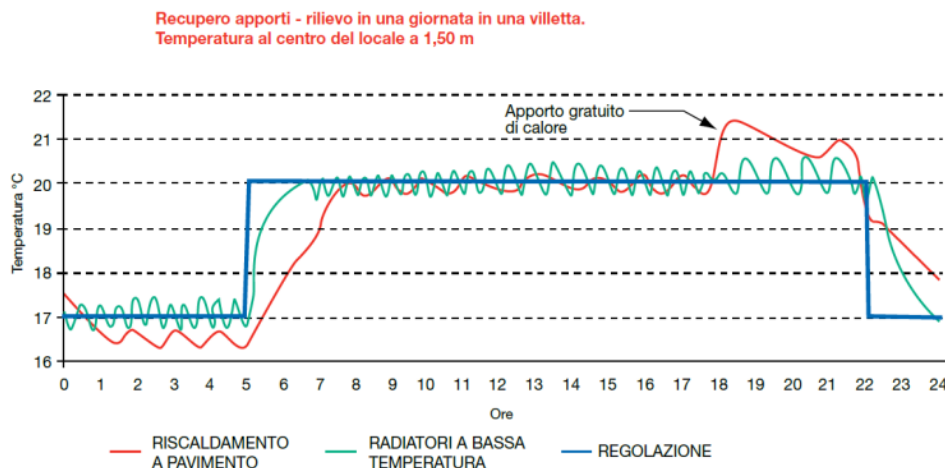


Figura 7.9 - Andamento della temperatura ambiente con impianto a pannelli radianti e con impianto a radiatori in due differenti campagne di prova [4].

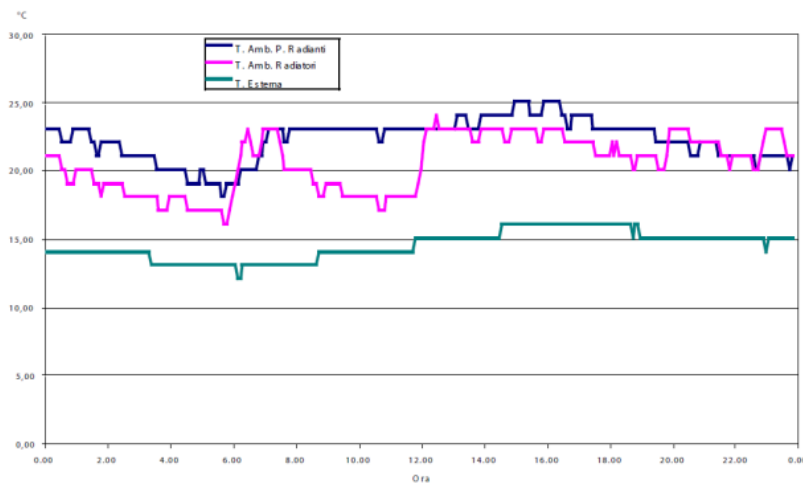


Grafico 3 Orario di funzionamento 05,00/ 08,00 - 12,00/14,00 - 17,00/23,00

Figura 7.10 - Andamento della temperatura ambiente con impianto a pannelli radianti e con impianto a radiatori in due differenti campagne di prova [4].

7.2.2 Sistema di regolazione dei radiatori: valvole termostatiche tradizionali ed elettroniche modulanti

Le valvole termostatiche tradizionali non riescono a modulare in continuazione la portata d'acqua, ma lavorano con cicli di apertura e chiusura. Ciò accade poiché esse non sono in grado di calcolare l'andamento temporale della potenza emessa, dipendente anche dalla distribuzione interna delle temperature. La valvola è meccanica e non riceve alcun input relativo alle prestazioni del radiatore: tende ad aprire rapidamente quando la temperatura scende. Tuttavia, la temperatura media superficiale del radiatore dipende dalla stratificazione dell'acqua al suo interno e questa è legata sia alla portata d'acqua sia al contenuto d'acqua nel radiatore. I cicli sono funzione del contenuto d'acqua del radiatore, quindi della sua inerzia. Diventano tanto più frequenti e rapidi, quanto minore è il contenuto d'acqua del radiatore: la valvola termostatica lavora peggio in un radiatore in alluminio (contenuto d'acqua pari a circa 2 litri/kW di potenza nominale) rispetto a uno in acciaio (contenuto d'acqua pari a circa 15 litri/kW di potenza nominale). I cicli sono più brevi per il semplice motivo che, a parità di portata d'acqua, il radiatore "si riempie" prima di acqua ad alta temperatura e quindi aumenta più rapidamente la sua temperatura media. La bassa inerzia termica, però, lo fa raffreddare anche più velocemente. L'andamento sostanzialmente On-Off delle valvole termostatiche si sposa male con l'ottimizzazione energetica di tutti i generatori, perché sottrae contenuto d'acqua utile all'impianto e, di conseguenza, diminuisce l'inerzia disponibile.

Le valvole elettroniche qui studiate sono in grado di abbinarsi a ogni singolo radiatore, una volta conosciute tutte le sue caratteristiche, inerzia termica compresa lavorando con algoritmi appositamente studiati per i singoli radiatori. Ogni valvola ha un algoritmo diverso a seconda del radiatore. La Figura 7.11 mostra un confronto concettuale tra le valvole termostatiche tradizionali e le valvole elettroniche con fabbisogno termico costante attorno al 35%: come si può notare, le prime lavorano con cicli di continua apertura chiusura, mentre le seconde mantengono costante la portata.

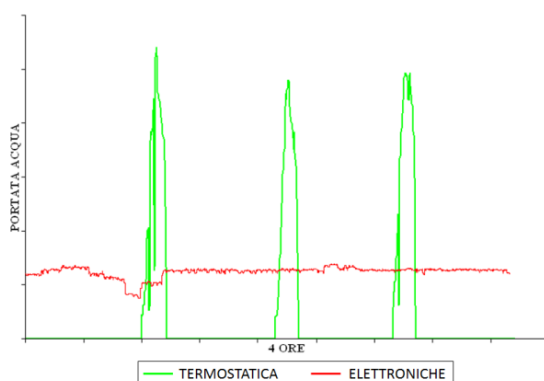


Figura 7.11 - Confronto tra l'andamento della portata d'acqua in un radiatore a elevato contenuto d'acqua con valvola termostatica tradizionale e valvola elettronica [2].

Il mantenimento di una portata costante è molto importante perché fa sì che:

- la temperatura dell'acqua di ritorno sia più bassa;

- il generatore lavora con maggior regolarità senza continui interventi di accensione e spegnimento.

Questi aspetti sono importanti con qualunque generatore, ma diventano fondamentali con le pompe di calore, in particolar modo con quelle che utilizzano l'anidride carbonica come refrigerante.

7.3 Impianto sperimentale

L'impianto utilizzato per l'esecuzione dei test è costituito dai seguenti componenti (Figura 7.12):

- pompa di calore ad anidride carbonica aria – acqua (Figura 7.13);
- tre radiatori multi colonna tubolare in acciaio;
- sistema di regolazione dei radiatori;
- sistema di monitoraggio e acquisizione dati.

I radiatori sono connessi in parallelo quindi fanno capo a un unico collettore caldo e a un unico collettore freddo. La pompa di calore è una macchina commerciale con potenza termica nominale di 4,5 kW per la produzione di acqua calda sanitaria.



Figura 7.12 - Facility di prova con pompa di calore a CO₂ abbinata a radiatori a elevato salto termico.



Figura 7.13 - Pompa di calore a CO₂.

I principali componenti della macchina sono evidenziati nello schema d'impianto di Figura 7.14:

- compressore rotativo bistadio;
- silenziatore (Muffler);
- pressostato (Psr);
- scambiatore di calore ad acqua (Gas Cooler) del tipo tubo in tubo;
- valvola elettronica di espansione (EEV), il cui grado di apertura può essere gestito dal sistema di controllo integrato con la macchina commerciale o da un controllore esterno che si avvale di un modulo ARDUINO;
- scambiatore di calore ad aria (Evaporatore) a pacco alettato accoppiato a una ventola assiale a pale per lo scambio termico in regime di convezione forzata tra fluido di lavoro e aria;
- ricevitore di liquido.

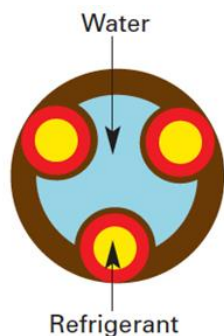


Figura 7.16 - Sezione trasversale dello scambiatore ad acqua (gas cooler).

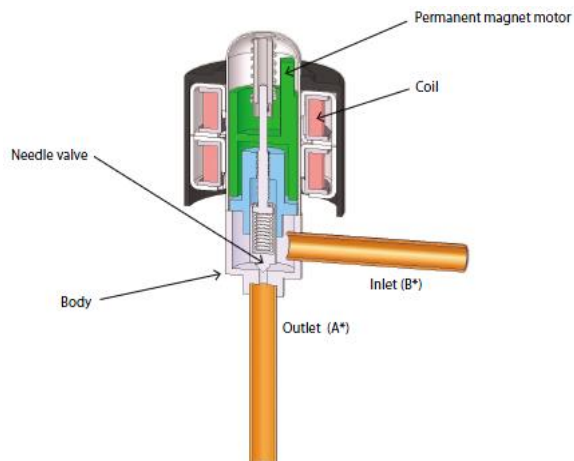


Figura 7.17 - Sezione trasversale della valvola elettronica di espansione.

Il dispositivo di espansione è di tipo elettronico (EEV, electronic expansion valve) (Figura 7.17). Il grado di apertura della valvola è gestito dal sistema di controllo integrato con la macchina che recepisce i livelli di temperatura di esercizio nei punti cruciali del circuito attraverso sonde dedicate [6].

La macchina opera in due modalità di funzionamento standard e non standard, quest'ultima quando è gestita mediante un potenziometro che permette di regolare la frequenza di lavoro del compressore. Agendo su tale potenziometro è possibile far lavorare la macchina, a parità di condizioni al contorno, a valori di alta pressione maggiori in modo tale da aumentare l'effetto utile (potenza termica scambiata al gas cooler) e quindi il COP della pompa di calore in determinate condizioni.

Sono stati inoltre inseriti due misuratori di portata per valutare la portata di R744 e dell'acqua di rete al gas cooler. Il misuratore di portata dell'anidride carbonica è stato inserito all'uscita del secondo stadio del compressore, subito dopo il silenziatore.

La temperatura dell'ambiente in cui sono collocati i radiatori è monitorata mediante tre termocoppie, ognuna posizionata davanti ciascun radiatore a un metro di distanza e in corrispondenza della mezzeria del terminale (Figura 7.12). I tre radiatori sono del tipo multi colonna tubolare in acciaio e sono stati installati su degli appositi supporti in prossimità della parete del locale di prova (Figura 7.18). Nell'esecuzione delle prove a ciascun radiatore è stato assegnato un numero identificativo da uno a tre come riportato in Tabella 7.1. Il radiatore numero uno è costituito da 23 elementi, il numero due da 16 mentre il radiatore numero tre è composto da 19 elementi.

Le caratteristiche geometriche e tecniche dei radiatori utilizzati sono riportate in Tabella 7.1 e riassunte di seguito:

- tubi in lamiera d'acciaio di diametro 25 mm;
- collettori in lamiera d'acciaio stampati;
- lunghezza elementi 45 mm (passo del singolo elemento);
- filettature estremità collettore superiore e inferiore 1"1/4 G dx o sx;

- pressione di esercizio massima ammessa 8 bar;
- temperatura di esercizio massima ammessa 95°C.

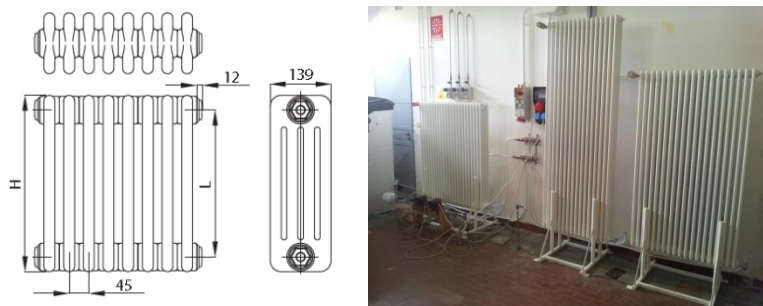


Figura 7.18 - Caratteristiche geometriche dei radiatori.

Modello	Codice	Prof. mm	Altezza mm	Interass. mm	Peso mm	Cal. lt	kcal/h dt=50°C	Watt dt=50°C	Watt dt=40°C	Watt dt=30°C	Watt dt=20°C	Esp.n.	
200	RT40200 yy 01 IR no	139	194	127	0.57	0.60	22.3	26	19	13	8	1.326	
300	RT40300 yy 01 IR no	139	302	235	0.83	0.78	36.2	42	32	22	13	1.258	
400	RT40400 yy 01 IR no	139	402	335	1.06	0.95	47.0	55	41	28	17	1.272	
500	RT40500 yy 01 IR no	139	502	435	1.30	1.11	57.5	67	50	35	21	1.286	
600	RT40600 yy 01 IR no	139	602	535	1.54	1.28	67.9	79	59	41	24	1.300	
750	RT40750 yy 01 IR no	139	752	685	1.89	1.53	83.2	97	72	49	29	1.322	
900	RT40900 yy 01 IR no	139	902	835	2.25	1.78	98.3	114	85	58	33	1.343	
1000	RT41000 yy 01 IR no	139	1002	935	2.49	1.94	108.3	126	93	64	37	1.340	
1	1200	RT41200 yy 01 IR no	139	1202	1135	3.18	2.25	128.0	149	110	75	44	1.335
3	1500	RT41500 yy 01 IR no	139	1502	1435	3.96	2.74	157.1	183	136	93	54	1.328
2	1800	RT41800 yy 01 IR no	139	1802	1735	4.74	3.23	185.8	216	161	110	64	1.321
2000	RT42000 yy 01 IR no	139	2002	1935	5.26	3.55	204.8	238	178	122	71	1.317	
2200	RT42200 yy 01 IR no	139	2202	2135	5.78	3.88	223.6	260	194	133	78	1.312	
2500	RT42500 yy 01 IR no	139	2502	2435	6.55	4.37	251.8	293	219	150	88	1.306	

Tabella 7.1 - Caratteristiche geometriche e tecniche dei radiatori installati.


Le valvole termostatiche tradizionali utilizzate (Figura 7.19) presentano una testa termostatica con le seguenti caratteristiche tecniche:

- termostato a espansione di liquido;
- campo di regolazione: da 6,5 °C (*) a 28°C;
- isteresi: 0,5 K;
- tempo di risposta: 10 minuti;
- effetto della temperatura dell'acqua: 0,8 K;
- campo d'inalterabilità elemento termostatico: -15°C/+60°C.



Figura 7.19 - Valvole e testa termostatiche tradizionali del tipo on/off.

Regolazione della temperatura ambiente

	1	2	3	4	5
6,5°C	12°C	16°C	20°C	24°C	28°C

A differenza delle valvole tradizionali, le valvole termostatiche elettroniche modulanti realizzano la regolazione comunicando in Wi-Fi con l'apposita centralina fornendo su di esse un segnale luminoso colorato a seconda della temperatura impostata (Figura 7.20).



Figura 7.20 - Valvole termostatiche elettroniche modulanti con centralina Wi-Fi.

Le caratteristiche tecniche delle valvole termostatiche elettroniche modulanti sono le seguenti:

- massima temperatura dell'acqua: 75°C;
- limiti della temperatura di funzionamento: -5°C/+50°C;
- limiti di temperatura di stoccaggio: -10°C/+65°C;
- antenna integrata nel dispositivo;
- portata massima del segnale in area libera: 120 metri;
- dimensioni: diametro 52 mm e lunghezza 76 mm.

7.3.1 Strumentazione e sistema di acquisizione dati

La strumentazione di cui è dotato l'impianto in esame è principalmente costituita da misuratori di portata, termocoppie (Figura 7.21), trasduttori di pressione e misuratori di potenza situati in punti opportuni della macchina e dell'impianto.



Figura 7.21 - Termocoppia utilizzata per il monitoraggio della temperatura ambiente in prossimità di un radiatore.

Nelle Tabella 7.2 e Tabella 7.3 sono fornite le caratteristiche principali dei misuratori di portata d'acqua e di refrigerante. Per le misure di temperatura tutti gli elementi primari sono costituiti da termocoppie Cr/Al tipo K e Fe/Costantana tipo J con diametro esterno 0,5 mm, giunto caldo isolato, guaina esterna in AISI 316. Il segnale prelevato in uscita dalle termocoppie è inviato direttamente alle schede di acquisizione NI-DAQ della National Instruments.

MISURATORE DI PORTATA ACQUA		
FORNITORE	DANFOSS	
CODE	083L0203	
MODELLO	MASS 2100 DI6 s.n. 171402N304	
SPECIFICHE TECNICHE	CAMPO PORTATA	0-1000 K g/h
	diametro nominale	1/16"
	ATTACCHI MECCANICI	G 1/4 ISO 228/1
	PRESSIONE MAX	230-356 Bar
	TEMPERATURA max	da -50 a +180 °C
TARATURA	CERTIFICATO DI TARATURA DEL COSTRUTTORE	

Tabella 7.2 - Caratteristiche del trasduttore di portata dell'acqua.

MISURATORE DI PORTATA CO ₂		
FORNITORE	DANFOSS	
CODE	083L0203	
MODELLO	MASS 2100 DI3 s.n. 162103N276	
SPECIFICHE TECNICHE	CAMPO PORTATA	0-250 K g/h
	linearity error %	0,15
	repeatability error %	0,05
	max. zero point error Kg/h	0,03
	diametro nominale	1/4" (6mm)
	ATTACCHI MECCANICI	G 1/4 ISO 228/1
	PRESSIONE MAX	230-356 Bar
TEMPERATURA max	da -50 a +180 °C	
TARATURA	CERTIFICATO DI TARATURA DEL COSTRUTTORE	

Tabella 7.3 - Caratteristiche del trasduttore di portata della CO₂.

La misura della potenza assorbita dalla pompa di calore è effettuata mediante un convertitore SINEAX P530 della GMC con classe di precisione 0,5; l'uscita del trasmettitore 4-20 mA, proporzionale alla potenza erogata, è inviato al sistema di acquisizione dati dopo essere stato trasformato in un segnale 1-5 Vcc tramite una resistenza ad alta precisione da 250 Ohm. Tutti i dati tecnici sono riportati in Tabella 7.4.

COMPONENTE	CONVERTITORE DI POTENZA	
GRANDEZZA MISURATA	Potenza Assorbita Pompa di Calore	
FORNITORE	GMC-Instruments	
MODELLO	SINEAX P530	
SPECIFICHE TECNICHE	CAMPO	0 – 2300 WATT
	ALIMENTAZIONE	220 Vac 50Hz 3,5 VA
	CAMPO INGRESSO	V=230 Vac; I=5 A
	USCITA	4-20 mA MAX 750 Ohm
	ACCURATEZZA	0,5 % F.S.
TARATURA	CERTIFICATO DI TARATURA DEL COSTRUTTORE	

Tabella 7.4 - Caratteristiche del trasduttore di potenza.

Le catene di misura della pressione (Tabella 7.5, Tabella 7.6), inserite sulla macchina, hanno come elemento primario un sensore di pressione al silicio, micro-lavorato, incapsulato in un assieme metallo-vetro per garantire il massimo isolamento sia elettrico sia fisico dal fluido o gas di processo; un diaframma in hastelloy trasmette la pressione al sensore tramite una separazione con olio al silicone. Il segnale d'uscita è un segnale in corrente 4-20 mA, proporzionale alla pressione misurata, poi inviato al sistema di acquisizione dati.

COMPONENTE	TRASMETTITORE DI PRESSIONE	
GRANDEZZA MISURATA	PX01 s.n. 1994955, PX03 s.n. 3231302, PX07 s.n. 1994937	
FORNITORE	GE Sensing&Inspection Via Cardano,2 Agrate Brianza	
MODELLO	PTX 610	
SPECIFICHE TECNICHE	CAMPO ALIMENTAZIONE USCITA ISTERESI e NON LINEARITA' ATTACCHI MECCANICI	0-160 BAR sg 24 VDC 4-20 mA 0,15 % TSL 1/4" femmina BSP
TARATURA	CERTIFICATO DI TARATURA DEL COSTRUTTORE	
COMPONENTE	TRASMETTITORE DI PRESSIONE	
GRANDEZZA MISURATA	PX08 s.n.3231204	
FORNITORE	GE Sensing&Inspection Via Cardano,2 Agrate Brianza	
MODELLO	PTX 610	
SPECIFICHE TECNICHE	CAMPO ALIMENTAZIONE USCITA ISTERESI e NON LINEARITA' ATTACCHI MECCANICI	0-100 BAR sg 24 VDC 4-20 mA 0,15 % TSL 1/4" femmina BSP
TARATURA	CERTIFICATO DI TARATURA DEL COSTRUTTORE	

Tabella 7.5 - Caratteristiche dei trasduttori di pressione.

COMPONENTE	TRASMETTITORE DI PRESSIONE	
GRANDEZZA MISURATA	PX11 s.n.3549774, PX14 s.n.3549773 PX16 s.n.3549772	
FORNITORE	GE Sensing&Inspection Via Cardano,2 Agrate Brianza	
MODELLO	PTX 610	
SPECIFICHE TECNICHE	CAMPO ALIMENTAZIONE USCITA ISTERESI e NON LINEARITA' ATTACCHI MECCANICI	0-100 BAR Abs 24 VDC 4-20 mA 0,15 % TSL 1/4" femmina BSP
TARATURA	CERTIFICATO DI TARATURA DEL COSTRUTTORE	

Tabella 7.6 - Caratteristiche dei trasduttori di pressione.

La strumentazione digitale utilizzata per il monitoraggio e l'acquisizione dei dati sperimentali è costituita principalmente da un computer su cui gira un programma di acquisizione sviluppato in

ambiente LabVIEW e da schede di acquisizione dati. Tale programma permette di visualizzare in real time il ciclo termodinamico (Figura 7.22) svolto dall'R744 sul piano pressione-entalpia (p-h).

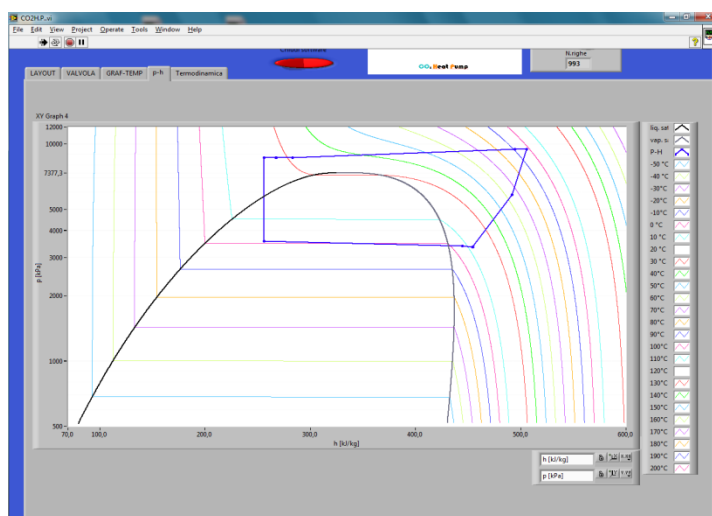


Figura 7.22 - Diagramma p-h del ciclo svolto dalla CO₂ durante un test sperimentale.

7.3.2 Modalità di esecuzione delle prove sperimentali

Le prove sono state eseguite in regime stazionario e in regime transitorio, in funzionamento standard (PDC Std) e non standard (PDC NO Std) e con entrambe le tipologie di valvole installate sui terminali d'impianto. Il funzionamento non standard della macchina è realizzato variando la frequenza del compressore mediante un potenziometro. In questo caso, il compressore non è gestito quindi secondo il controllore della macchina ma manualmente dall'operatore. Lavorare con la macchina in funzionamento non standard ha avuto l'obiettivo di alzare il valore della pressione in uscita dal compressore, ottenendo rapporti di compressione maggiori e un effetto utile maggiore dovuto al conseguente allargamento del ciclo termodinamico nel piano p-h, oltre che alla traslazione verso l'alto del ciclo stesso (alte pressioni maggiori rispetto al funzionamento automatico).

Per mantenere costante la temperatura dell'aria all'evaporatore, la pompa di calore è stata posta all'interno di un box a temperatura controllata.

7.3.3 Acquisizione e rielaborazione dati sperimentali

Le prove sperimentali e la successiva analisi dei risultati sono state condotte con l'obiettivo di valutare le prestazioni globali della pompa di calore testata e gli effetti delle condizioni al contorno sia sul COP sia sull'efficienza del gas cooler.

Le prove sono state condotte a valori di temperatura dell'aria esterna compresi tra -14°C e 7°C. Per indagare l'effetto sul funzionamento della pompa di calore del sistema di regolazione proposto le prove sono state eseguite utilizzando valvole termostatiche tradizionali ed elettroniche modulanti per differenti valori di set point della temperatura dell'aria in ambiente. L'elaborazione dei dati sperimentali ha quindi permesso di individuare i miglioramenti da apportare sia alla macchina in prova, in particolare allo scambiatore refrigerante-acqua (gas cooler), che alla logica di regolazione

dell'intero sistema pompa di calore-corpi scaldanti al fine di massimizzare le prestazioni globali della macchina [6].

7.3.4 Risultati: funzionamento e prestazioni globali

Le prestazioni del compressore sono state elevate in ogni condizione di funzionamento anche alle basse temperature dell'aria entrante all'evaporatore. In Figura 7.23 sono riportati i valori dell'efficienza globale del compressore relativi alle prove eseguite con valvole elettroniche per valori di temperatura dell'aria esterna compresi tra -14 °C e -10 °C. Il rendimento ha mostrato valori compresi tra 0,55 e 0,69, assumendo valori accettabili anche per valori di temperatura dell'aria esterna, T_e , molto bassi.

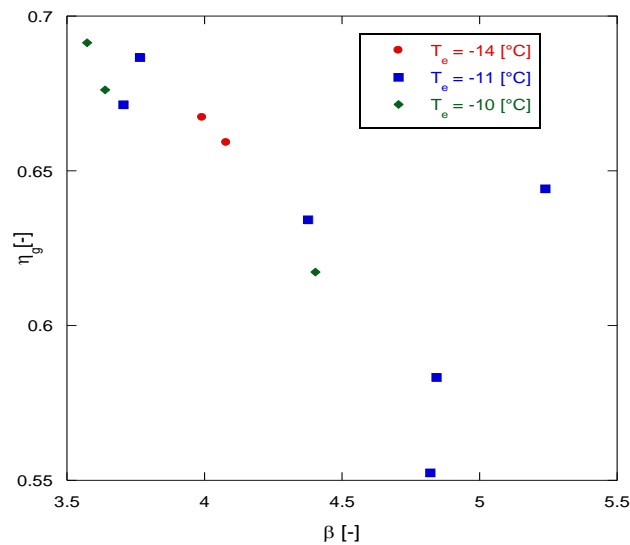


Figura 7.23 - Andamento del rendimento globale del compressore, η_g , in funzione del rapporto di compressione, β , per tre valori della temperatura dell'aria esterna, T_e .

In Figura 7.24 è riportato l'andamento del COP della pompa di calore in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler, T_{iW} , parametrizzato secondo i valori di T_e compresi tra -14 °C e -10 °C. Il COP è stato valutato mediante la seguente espressione:

$$\text{COP} = [G_{\text{CO}_2} (h_{\text{inGC}} - h_{\text{outGC}})] / W_{\text{el}}$$

nella quale h_{inGC} e h_{outGC} sono le entalpie dell'R744 rispettivamente all'ingresso e all'uscita del gas cooler, G_{CO_2} la portata di anidride carbonica e W_{el} l'assorbimento elettrico. I valori del COP sono risultati compresi tra 1,75 e 2,3, accettabili per le basse temperature dell'aria esterna.

L'efficienza (effectiveness, ϵ) di uno scambiatore di calore indica la potenza scambiata in uno scambiatore rispetto alla massima possibile scambiabile. La potenza massima che può essere scambiata tra due fluidi all'interno di uno scambiatore di calore, in accordo con il II principio della termodinamica, è ottenuta quando la temperatura di uscita del fluido con la capacità termica oraria minore C ($C = m \cdot c_p$) raggiunge la temperatura all'ingresso dell'altro fluido, eventualità che si verifica solo con uno scambiatore in controcorrente di dimensioni (in pratica) infinite.

In tali condizioni di prova, il fluido con capacità termica minore è sempre l'anidride carbonica e il calcolo dell'efficienza del gas cooler è quindi effettuato secondo l'espressione seguente:

$$\varepsilon_{gc} = (T_{isc_w} - T_{usc_w}) / (T_{isc_w} - T_{iw})$$

L'efficienza del processo di scambio termico tra refrigerante e acqua è direttamente relazionabile con la differenza di temperatura dei due fluidi sul lato freddo del gas cooler cioè tra la temperatura dell'anidride carbonica in uscita dallo scambiatore e la temperatura dell'acqua da riscaldare.

$$\Delta T_{GC,cs} = (T_{usc_w} - T_{iw}).$$

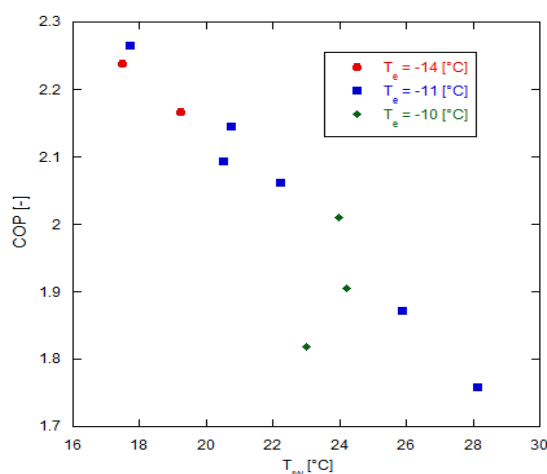


Figura 7.24 - Andamento del COP della pompa di calore in funzione del valore della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler, T_{iw}, per tre valori della temperatura dell'aria esterna, T_e.

Le prove eseguite con valvole termostatiche tradizionali sono state effettuate principalmente per tre diversi valori della temperatura dell'acqua di mandata ai terminali d'impianto (40°C, 50°C e 60°C), e per un valore di T_e esterna pari a 7 °C. Le Figura 7.25 e Figura 7.26 si riferiscono alle prove con temperatura dell'acqua di mandata pari a 40°C mentre le successive Figura 7.27 e Figura 7.28 alle prove con temperatura dell'acqua di mandata pari a 50°C. Dalle Figura 7.25 e Figura 7.26 si evince che operare con valori di portata d'acqua elevati ed anche superiori a 300 kg/h ha consentito di ottenere alte prestazioni sia per quanto riguarda il COP della macchina, che si è attestato a valori intorno a 3, e sia per quanto concerne il gas cooler. L'efficienza del gas cooler si è, infatti, attestata a valori pari all'unità (Figura 7.25).

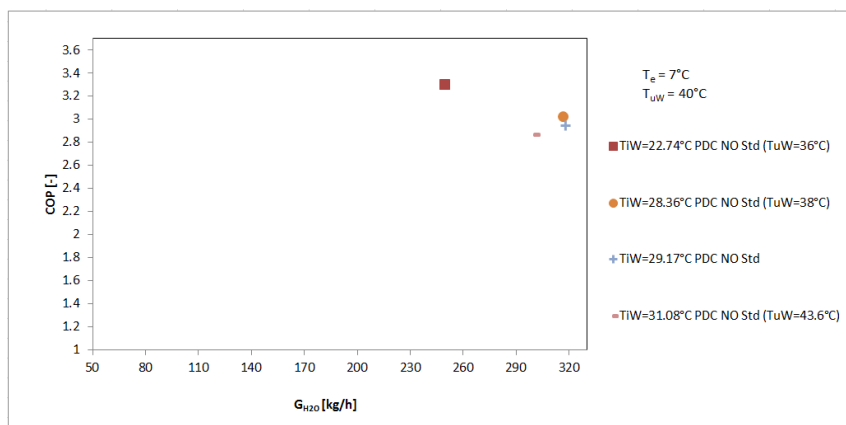


Figura 7.25 - COP della macchina al variare della portata d'acqua.

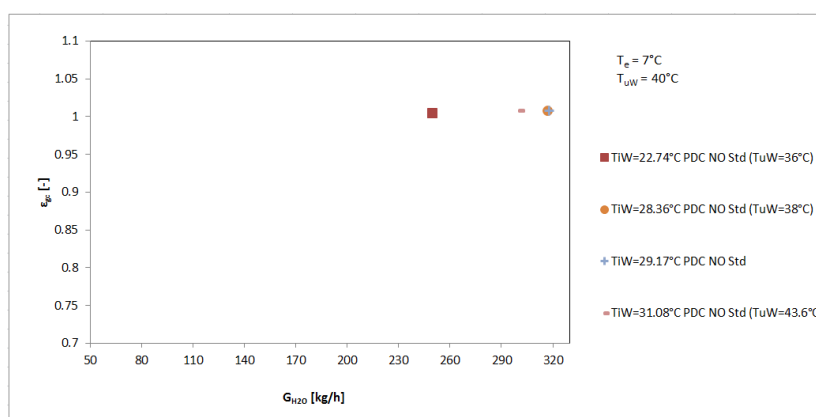


Figura 7.26 - Efficienza del gas cooler in funzione della portata d'acqua.

Secondo quanto riportato in Figura 7.27 le prestazioni ottenute con macchina in configurazione standard sono state inferiori rispetto a quelle ottenute agendo sulla frequenza del compressore, aumentandola. Operare con macchina in funzionamento non standard permette, infatti, di alzare la pressione in uscita dal compressore ottenendo un effetto utile maggiore poiché il ciclo termodinamico del refrigerante è allargato e spostato a livelli maggiori di alta pressione. L'ottenimento di una temperatura dell'acqua di mandata pari a 50°C implica che la portata d'acqua fornita in ingresso alla macchina è minore di quella corrispondente a una temperatura dell'acqua di mandata di 40°C (minore salto termico lato acqua). Per portate intorno a 200 kg/h si ha un COP variabile tra 2,8 e 3 mentre in configurazione standard la macchina lavora con portate inferiori corrispondenti a un funzionamento del gas cooler peggiore. Nel primo caso, portata d'acqua intorno a 200 kg/h, l'efficienza del gas cooler si è attestata a valori unitari e a differenze di temperatura sul lato freddo nulle. A incidere sulle prestazioni globali della pompa di calore è soprattutto la temperatura dell'acqua all'ingresso del gas cooler: all'aumentare di T_{iW} le prestazioni della macchina decrescono.

Per una temperatura dell'acqua di mandata di 50°C il gas cooler ha lavorato bene per portate dell'acqua maggiori di 160 kg/h.

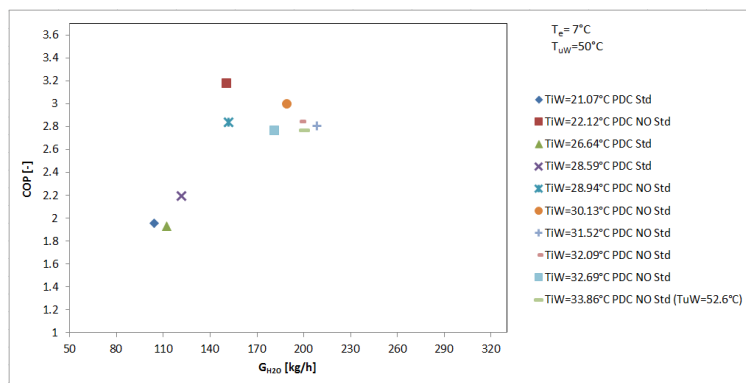


Figura 7.27 - COP della macchina al variare della portata d'acqua.

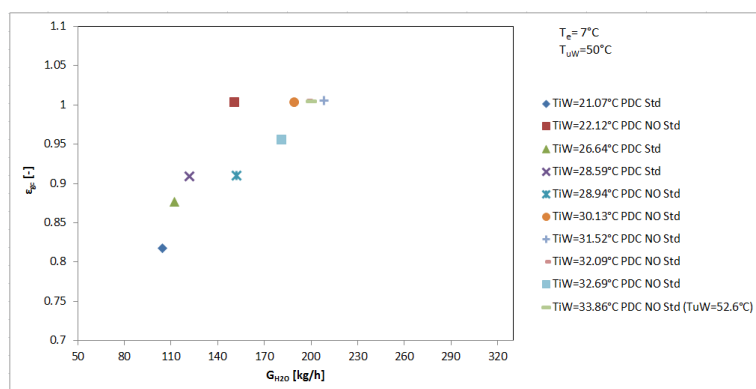


Figura 7.28 - Efficienza del gas cooler in funzione della portata d'acqua.

In Figura 7.29 e Figura 7.30 sono riportati i risultati sperimentali relativi al caso T_{uw} pari a 60°C . L'efficienza del gas cooler aumenta all'aumentare della portata d'acqua inviata a tale scambiatore, attestandosi a valori prossimi all'unità per i valori di portata maggiori. Il COP della macchina ha raggiunto il valore massimo di 3,2 per il valore più basso di T_{IW} . I punti sperimentali della Figura 7.29 e Figura 7.30 potrebbero essere meglio commentati se rapportati al rispettivo valore di alta pressione, grandezza che determina fortemente sia l'efficienza ϵ_{gc} sia il COP. Tale aspetto è stato tralasciato perché non molto rilevante rispetto agli obiettivi del lavoro.

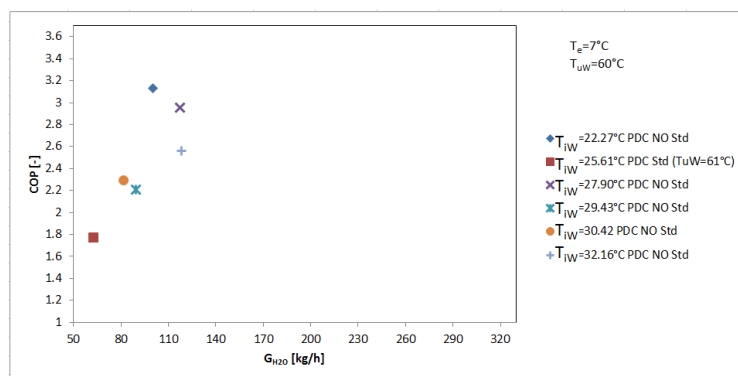


Figura 7.29 - COP della pompa di calore in funzione della portata d'acqua.

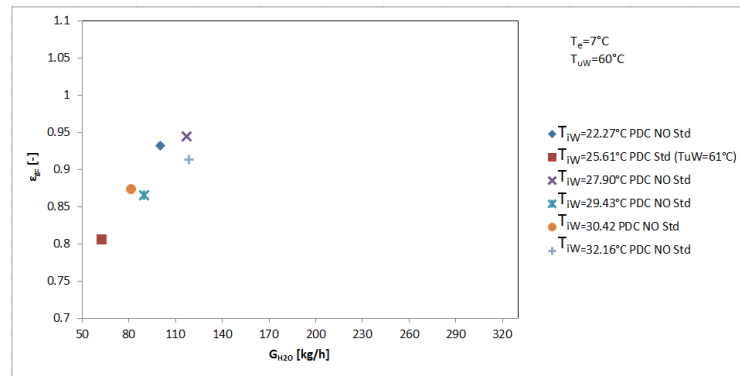


Figura 7.30 - Efficienza del gas cooler, ϵ_{gc} in funzione della portata d'acqua.

Nelle prove effettuate con $T_{iw}=60\text{ °C}$, per portate pari a circa 60 kg/h in funzionamento standard, l'efficienza del gas cooler è stata minore di quella ottenuta in funzionamento non standard e la differenza tra i valori delle temperature dell'anidride carbonica e dell'acqua sul lato freddo del gas cooler non si è mai annullata. I dati sperimentali relativi all'uso di valvole termostatiche tradizionali hanno mostrato che le prestazioni della pompa di calore sono molto influenzate, oltre che dalla T_{iw} , dalla portata di acqua, all'aumentare della quale cresce l'efficienza del gas cooler.

In Figura 7.31 è riportato l'andamento dell'efficienza del gas cooler in funzione della differenza di temperatura sul lato freddo dello scambiatore, $\Delta T_{GC,cs}$. Dalla Figura 7.31, riferita a bassi valori della temperatura dell'aria all'evaporatore ($-14\text{ °C} < T_e < -10\text{ °C}$), si evince che all'aumentare della grandezza $\Delta T_{GC,cs}$ peggiora l'efficienza del gas cooler. Per indagare in maniera più approfondita l'effetto della portata d'acqua sarà necessario effettuare ulteriori prove sperimentali.

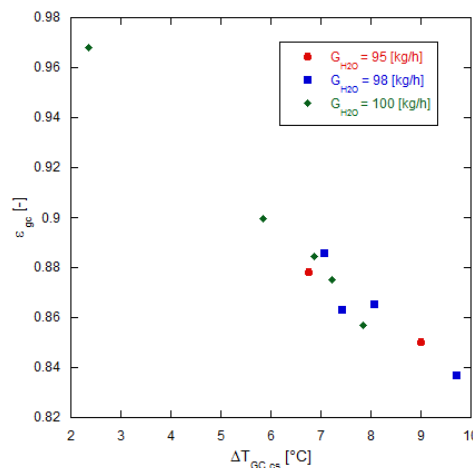


Figura 7.31 - Efficienza del gas cooler, ϵ_{gc} , in funzione della differenza di temperatura $\Delta T_{GC,cs}$.

La pompa di calore a R744 ha mostrato prestazioni globali buone anche per bassi valori di temperatura dell'aria esterna soprattutto grazie all'impiego di un compressore bistadio, che ha permesso di sviluppare elevati rapporti di compressione per bassi valori della temperatura della sorgente fredda e/o per alti valori di quella calda.

7.3.5 Risultati: funzionamento e prestazioni con valvole elettroniche modulanti

La caratterizzazione del funzionamento delle valvole elettroniche modulanti e della macchina, in presenza di tale sistema di regolazione, è stato ottenuto variando i set point della temperatura dell'aria nell'ambiente associato a ciascun corpo scaldante [1].

In Figura 7.32 sono riportati i risultati relativi alle prove effettuate a 40°C . Le frecce in ciascuna figura indicano le variazioni dei set point della temperatura dell'aria nella stanza associata a ciascun corpo scaldante (ST1, ST2 e ST3). Dall'esame di Figura 7.32 risulta che per $T_{uW} = 40^{\circ}\text{C}$ il valore di $\Delta T_{GC,cs}$ si mantiene costante in condizione statiche e varia al variare del set point impostato sulle valvole, dal momento che la portata d'acqua ottimale nel gas cooler è superiore e prossima alle condizioni di ottimo. La perdita del controllo si ha solo quando tutte le valvole lavorano con un set point molto basso e la potenza richiesta tende ad annullarsi. Da notare che le prove sono state effettuate a carico costante, a meno della variazione, trascurabile, dovuta al cambiamento di set point.

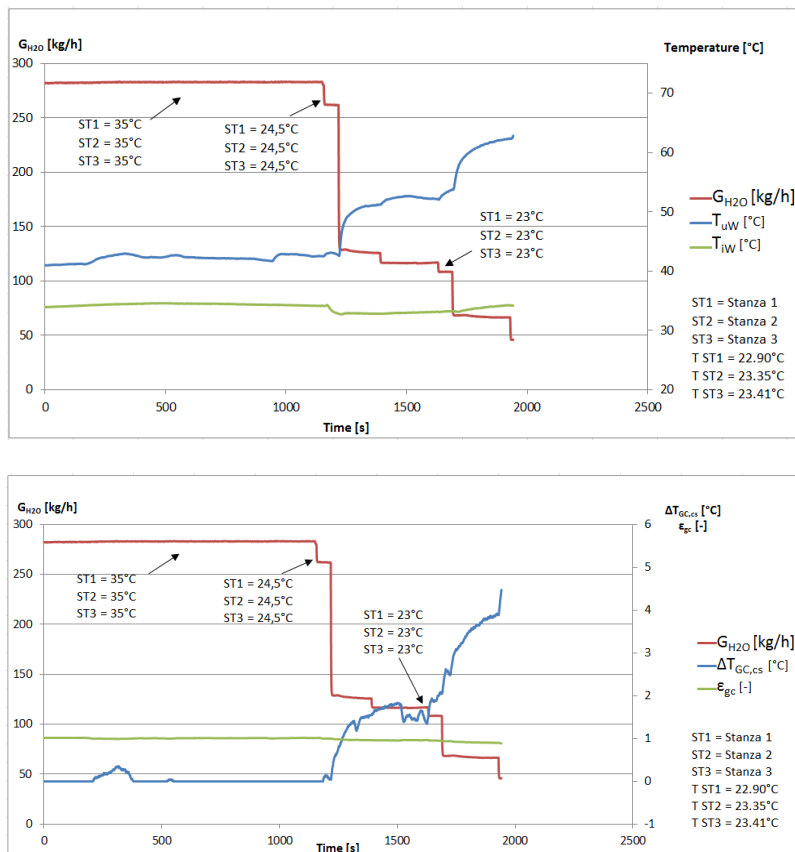


Figura 7.32 - Prova con valvole elettroniche a $T_e = 7^{\circ}\text{C}$ e $T_{uW} = 40^{\circ}\text{C}$.

La Figura 7.33 e Figura 7.34 si riferiscono a una temperatura dell'aria esterna pari a -10°C e temperatura dell'aria nell'ambiente in cui sono posti i corpi scaldanti pari a 18°C . Inizialmente il set point della temperatura dell'aria in ambiente è stato impostato a 35°C su tutti i corpi scaldanti, così da avere la completa apertura di tutte e tre le valvole elettroniche, in seguito è stato variato il valore di set point della temperatura dell'ambiente relativo a un solo corpo scaldante. Dalla Figura 7.33, in cui è

riportato l'andamento nel tempo delle grandezze misurate sul lato freddo dello scambiatore, si evince che durante la prima parte della prova la differenza tra i valori di temperatura all'ingresso e all'uscita dei corpi scaldanti è rimasta pari a circa 30°C. Nel diagramma di Figura 7.34 è riportato l'andamento nel tempo della portata di acqua, dell'efficienza del gas cooler, del COP e della differenza tra la temperatura di uscita del gas e quella d'ingresso dell'acqua al lato freddo del gas cooler. Le lettere indicano gli istanti in cui sono stati variati i set point della temperatura dell'aria nell'ambiente T_a associato a ciascun corpo scaldante (ST1, ST2 e ST3). Come si vede, la portata d'acqua e l'efficienza del gas cooler sono sostanzialmente stabili, mentre il valore di $\Delta T_{GC,cs}$ varia molto nella seconda parte della prova. La diminuzione di portata d'acqua dovuta alle valvole elettroniche determina un aumento del valore di T_{uW} a parità di T_{iW} [6].

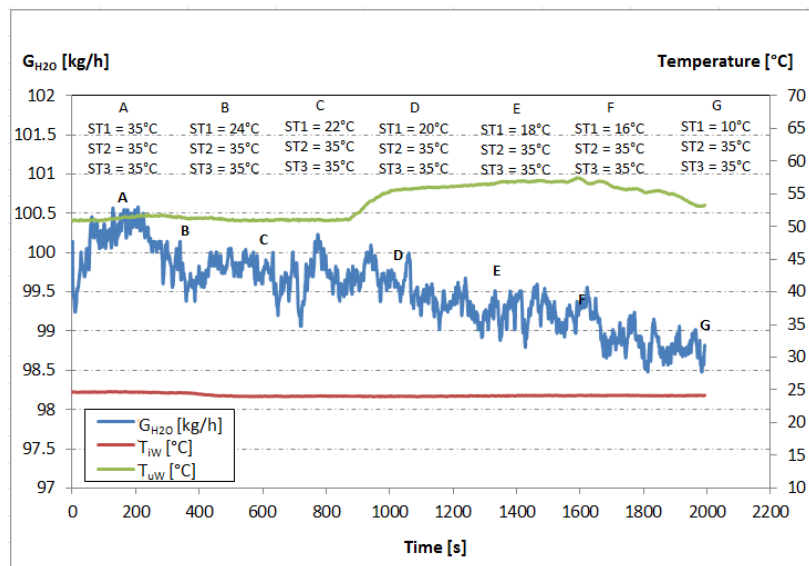


Figura 7.33 - Andamento nel tempo delle grandezze misurate dal lato acqua dello scambiatore in presenza di valvole elettroniche modulanti per $T_c = -10^\circ\text{C}$ e $T_a = 18^\circ\text{C}$.

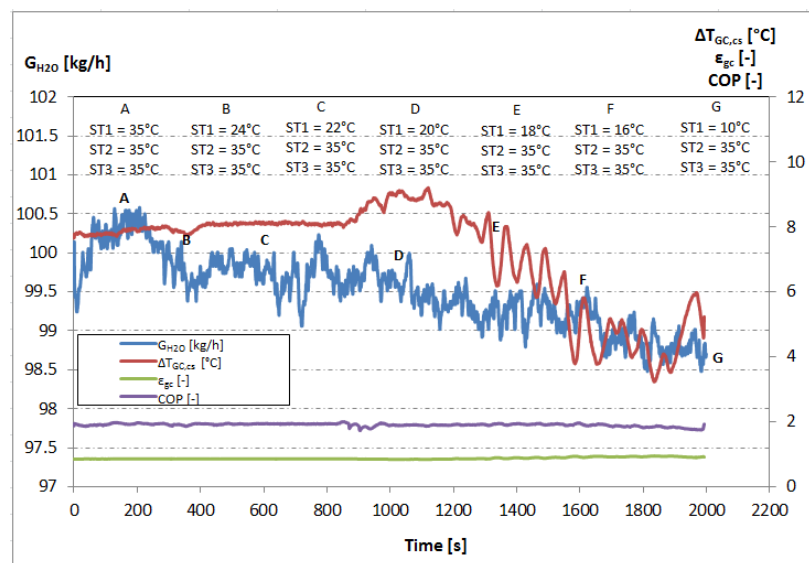


Figura 7.34 - Andamento nel tempo delle prestazioni della pompa di calore in presenza di valvole elettroniche modulanti per $T_c = -10^\circ\text{C}$ e $T_a = 18^\circ\text{C}$.

Ciò si ripercuote ovviamente su tutti i parametri di funzionamento della pompa di calore e in particolare sulla temperatura di evaporazione, sulla portata di R744 e sul rapporto di compressione.

Nella Figura 7.35 e Figura 7.36 sono riportati i risultati della prova effettuata con valori di temperatura dell'aria esterna e dell'aria nell'ambiente in cui sono posti i corpi scaldanti, rispettivamente pari a -11°C e 19°C . Le prove confermano la necessità di migliorare le prestazioni del gas cooler per ottenere migliori risultati abbinando la pompa di calore a tali corpi scaldanti.

Anche le prove a bassi valori della temperatura dell'aria esterna sono state effettuate a carico costante, a meno della variazione, trascurabile, prodotta dal cambiamento di set point per verificare la possibilità di ottenere una curva di portata complessiva poco variabile, in modo da lavorare sempre nelle condizioni di massima stabilità della macchina. Questa situazione non si può verificare se si utilizzano valvole termostatiche tradizionali, a causa dei cicli di funzionamento in continua apertura e chiusura, mentre usando le valvole elettroniche, è possibile modulare continuamente la portata d'acqua [1].

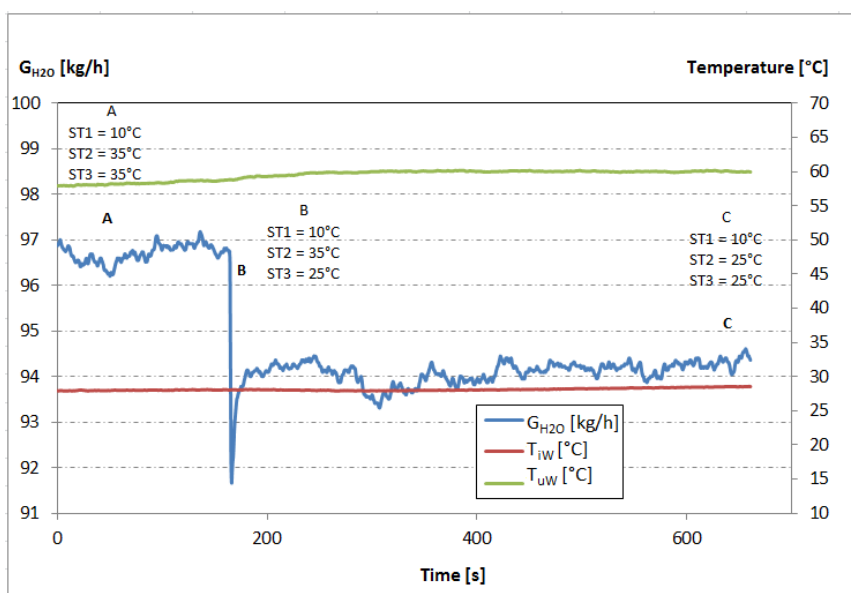


Figura 7.35 - Andamento in funzione del tempo delle grandezze misurate dal lato acqua nella prova con $T_e = -11^{\circ}\text{C}$ e $T_a = 19^{\circ}\text{C}$ in presenza di valvole elettroniche modulanti.

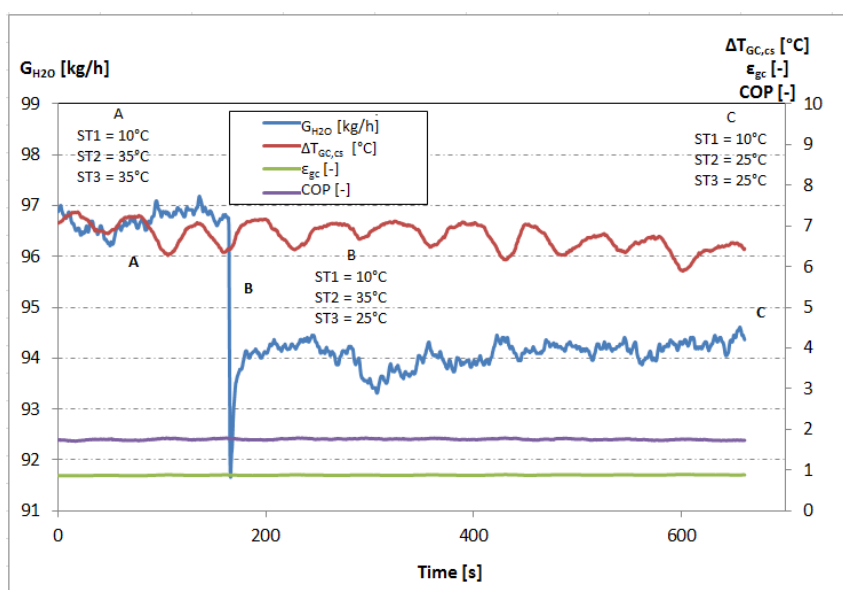


Figura 7.36 - Andamento in funzione del tempo delle prestazioni della pompa di calore nella prova con $T_e = -11\text{ }^\circ\text{C}$ e $T_a = 19\text{ }^\circ\text{C}$ in presenza di valvole elettroniche modulanti.

7.3.6 Potenzialità ed evoluzione della pompa di calore a R744 abbinata a radiatori

Il funzionamento delle pompe di calore a R744 è fortemente influenzato dal valore della temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler, per cui queste pompe di calore possono essere utilizzate solo in un circuito a portata variabile, che possa garantire la costanza della temperatura di ritorno al variare del carico. Questa scelta comporta ulteriori problemi perché, come si è visto, l'efficienza di scambio del gas cooler della macchina utilizzata è stata ottimizzata solamente in un certo campo di portate. È necessario quindi sviluppare delle soluzioni pensando a macchine studiate ad hoc per gli impianti di riscaldamento, con soluzioni idonee ad allargare il campo di portate d'acqua ottimali, ad esempio con più gas cooler in parallelo, intercettabili sia dal lato frigorifero sia idraulico; tuttavia, le oscillazioni di portata devono essere abbastanza limitate, per ottenere prestazioni elevate.

Agli algoritmi personalizzati per singolo corpo scaldante e alla capacità di dialogare con il generatore in modo da indicare il valore della temperatura di produzione più idoneo, devono essere aggiunte ulteriori funzioni quali la capacità di controllare anche il valore della temperatura all'uscita, mentre l'intero sistema deve calcolare la portata di ritorno e adattare il valore della temperatura di mandata in modo che il campo di variazione di portata sia limitato.

Il sistema di supervisione deve dialogare anche con un misuratore di portata d'acqua posto all'ingresso della pompa di calore e del relativo gas cooler (Figura 7.37). La logica di funzionamento deve essere tale per cui il valore della temperatura dell'acqua prodotta deve essere fissato in base sia all'apertura delle valvole sia alla portata complessiva nel gas cooler, in modo da ottimizzare il COP. L'impianto va calcolato considerando un elevato valore della differenza di temperatura tra ingresso e uscita dei corpi scaldanti (ad esempio $48\text{ }^\circ\text{C}$, con $T = 70\text{ }^\circ\text{C}$ in ingresso e $T = 22\text{ }^\circ\text{C}$ in uscita) così da linearizzare al

massimo la potenza resa in funzione della portata, per facilitare la regolazione da parte delle valvole elettroniche. A parità di condizioni al contorno, rispetto alle valvole termostatiche, le valvole elettroniche sono in grado di mantenere il valore della temperatura media dell'acqua in ingresso al gas cooler costante e prossimo a quello della temperatura dell'aria ambiente.

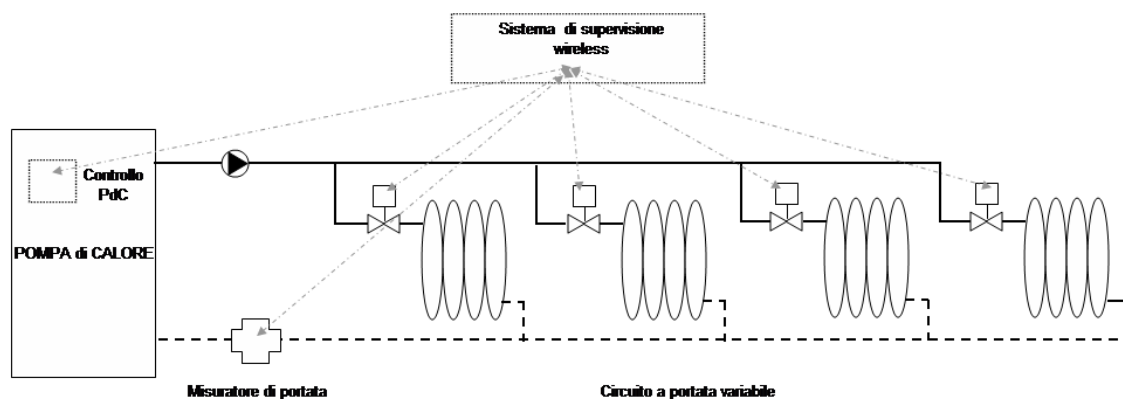


Figura 7.37 - Collegamento tra una pompa di calore a R744 collegata a un impianto a radiatori con valvole elettroniche.

Anche il valore della temperatura dell'acqua prodotta dalla pompa di calore è più basso nel caso di valvole elettroniche (a patto che la logica di gestione sia opportunamente studiata). Infine, sempre nel caso di valvole elettroniche si ha un COP sempre maggiore di quello che si ottiene con l'uso di valvole termostatiche tradizionali grazie alla minor temperatura di produzione, al minor numero di avviamenti orari e all'ottimizzazione delle portate d'acqua all'interno del gas cooler [1].

7.4 Conclusioni

Le pompe di calore a R744 potrebbero essere particolarmente adatte a essere installate come sistema di generazione in impianti di riscaldamento in cui i terminali sono costituiti da radiatori a elevata differenza di temperatura. Attualmente però gli unici modelli di pompe di calore presenti sul mercato sono quelli studiati per la produzione di acqua calda sanitaria.

La ricerca ha dimostrato che gli impianti di riscaldamento, soprattutto quelli a radiatori, possano lavorare con bassi valori della temperatura dell'acqua di ritorno al generatore in seguito ad un corretto dimensionamento dei corpi scaldanti e dell'impianto. Tale aspetto determina un valore di temperatura dell'acqua di ritorno di poco superiore rispetto a quello della temperatura dell'aria in ambiente, anche nelle condizioni di pieno carico. Per la buona riuscita del progetto, però, bisogna porre particolare attenzione su diversi aspetti. Lo studio sperimentale ha evidenziato che i corpi scaldanti in acciaio ad alto contenuto d'acqua (almeno 10 ÷ 15 litri per kW di potenza nominale) ben si abbinano a sistemi a R744 per diversi motivi: prima di tutto essi sono in grado di assicurare all'impianto un'inerzia tale da permettere al compressore della pompa di calore pochi avviamenti, successivamente garantiscono un valore di temperatura dell'acqua in uscita (di ritorno in macchina) prossimo a quello della temperatura dell'aria ambiente e, infine, consentono di lavorare con valvole elettroniche. Questi aspetti rendono

l'abbinamento tra tali corpi scaldanti e le pompe di calore a R744 più vantaggioso rispetto al caso in cui tali sistemi di generazione siano abbinati a sistemi radianti. Un valore sufficientemente basso della temperatura dell'acqua di ritorno dai terminali, quindi in ingresso al gas cooler, si può ottenere solo con un circuito a portata d'acqua variabile, con una regolazione che permetta una modulazione continua. Le pompe di calore a R744 hanno quindi bisogno di organi di regolazione appositamente studiati. Il sistema di regolazione con valvole elettroniche ha i requisiti e le caratteristiche per controllare e ottimizzare il valore della temperatura d'ingresso e la portata d'acqua nel gas cooler, oltre che quello della temperatura dell'aria in ambiente e della temperatura di produzione dell'acqua da inviare ai terminali. Questo aspetto è fondamentale per il raggiungimento di una sufficiente efficienza energetica. Una pompa di calore a R744 ottimizzata per un impianto di riscaldamento dovrebbe funzionare con portate d'acqua sufficientemente basse. Tale aspetto ha indotto a rivalutare il design del gas cooler utilizzato per i test sperimentali individuando soluzioni particolari per i possibili sviluppi futuri, quali, ad esempio, due scambiatori interconnessi in parallelo o in serie.

Inoltre, per bassi valori di temperatura dell'aria esterna, le prestazioni delle pompe di calore a R744 sono nettamente migliori di quelle delle pompe di calore tradizionali, determinando consumi elettrici inferiori specialmente nelle condizioni più critiche, ovvero all'avviamento mattutino o durante la fase di defrost.

L'attività sperimentale ha quindi permesso di individuare i limiti e i miglioramenti tecnici da implementare sulla macchina e sulle valvole elettroniche, evidenziando in particolare i requisiti e le caratteristiche che l'intero sistema e la logica di regolazione devono necessariamente possedere per ottenere un perfetto abbinamento tra pompa di calore a R744 e radiatori. Tale abbinamento dovrà essere efficiente sia dal punto di vista energetico ed economico, e sia dal punto di vista del comfort degli ambienti riscaldati.

Simbologia

COP	coefficiente di prestazione, adim
G_{CO_2}	portata di massa di CO_2 , kg/s
G_{H_2O}	portata di massa di acqua, kg/h
T_a	temperatura dell'aria in ambiente, °C
T_e	temperatura dell'aria esterna, °C
T_{iW}	temperatura acqua in ingresso alla macchina, °C
T_{uW}	temperatura acqua in uscita dalla macchina, °C
$\Delta T_{GS,cs}$	differenza tra la temperatura dell'anidride carbonica all'uscita del gas cooler e la temperatura dell'acqua all'ingresso del gas cooler, °C

Simboli greci

ϵ_{gc}	efficienza del gas cooler, adim.
η_g	efficienza globale del compressore, adim.

BIBLIOGRAFIA

1. Calabrese N., Lattanzi A., Trinchieri R., Rovella P., Piazzolla C., Vio M., Pozzati M., Scalambri L. (2014), “Studio teorico-sperimentale sull’ottimizzazione del funzionamento di pompe di calore a CO₂ (R744) con radiatori ad elevato salto termico”. ENEA Report RdS/Par2013/166.
2. M. Vio, (2013) “La pompa di calore nel retrofit di edifici esistenti con impianti a radiatori”, Aicarr Padova.
3. Autori vari (2013) “Progettazione e Comfort” Aicarr Journal num. 20, Giugno 2013
4. “Riscaldamento a radiatori: la modernità nella tradizione”, La Termotecnica (Luglio – Agosto 2010).
5. F. Paoletti (Airal), “Impianti di riscaldamento a confronto”.
6. Calabrese N., Trinchieri R., Rovella P., Piazzolla C., Vio M., Pozzati M., Scalambri L., (2015), Pompa di calore a CO₂ abbinata a corpi scaldanti a elevata differenza di temperatura: ottimizzazione delle prestazioni in funzione di una regolazione intelligente. Aicarr Journal num. 32 (68 – 75).

CONSIDERAZIONI CONCLUSIVE

La presente Tesi di Dottorato ha evidenziato le potenzialità relative allo sviluppo di tecnologie innovative per la climatizzazione degli edifici. Questi ultimi, infatti, sono responsabili, in Europa, di circa il 40% dei consumi totali di energia. Tali tecnologie sfruttano le fonti rinnovabili al fine di ridurre sia i consumi finali di energia che le emissioni di gas climalterante, soddisfacendo così gli obiettivi di efficienza energetica. L'impiego di fonti energetiche rinnovabili è ampiamente incentivato dai numerosi provvedimenti europei e nazionali in cui sono riportati gli obiettivi citati.

In questo contesto si articola il progetto di ricerca con la finalità di individuare, studiare e testare nuove tecnologie da applicare agli impianti di climatizzazione e per la produzione di acqua calda sanitaria. Nello specifico, sono stati analizzati tre fondamentali aspetti connessi agli impianti: sistema d'accumulo, sistema di generazione e terminali d'impianto. In particolar modo, sono stati trattati i sistemi di solar heating and cooling in abbinamento a un innovativo sistema d'accumulo a cambiamento di fase, le pompe di calore a R744 (denominazione ASHRAE dell'anidride carbonica) per il retrofit d'impianti di riscaldamento tradizionali e produzione di acqua calda sanitaria e, infine, i radiatori in abbinamento a sistemi a R744. Le sperimentazioni relative a tali tecnologie mirano a raggiungere gli obiettivi di risparmio energetico e salvaguardia ambientale nel settore terziario. L'attività sperimentale è stata svolta presso il Centro Ricerche ENEA di Casaccia (Roma) durante l'intero triennio.

Al fine di massimizzare lo sfruttamento dell'energia termica prodotta da fonte solare, è stato condotto uno studio sui sistemi innovativi di accumulo negli impianti di solar heating and cooling. Tale attività è stata realizzata attraverso il monitoraggio dell'impianto installato a servizio dell'edificio F-92 del C. R. Enea di Casaccia. L'impianto è stato dotato di un serbatoio d'accumulo a cambiamento di fase (PCM, Phase Change Material) il quale ha sostituito il sistema tradizionale inizialmente presente per l'accumulo dell'energia termica. L'attività sperimentale svolta ha avuto lo scopo di testare il funzionamento e l'effetto sull'intero sistema dell'installazione di tale innovativo accumulo. I test sperimentali, quindi, non hanno avuto soltanto l'obiettivo di valutare i sistemi di solar heating and cooling, poiché tale tecnologia è ormai matura e ben consolidata per applicazioni residenziali.

I risultati ottenuti in presenza di accumulo PCM (costituito da sali idrati con temperatura di fusione pari a 46°C) sono stati confrontati con quelli relativi alla precedente campagna sperimentale, durante la quale l'impianto includeva un tradizionale sistema d'accumulo. Nei periodi di monitoraggio (estivi e invernali), l'impianto di solar heating and cooling ha sempre consentito il mantenimento delle condizioni di comfort termo - igrometrico all'interno degli ambienti di cui l'edificio è costituito, riscontrando, rispetto a sistemi di tipo tradizionale, un'effettiva riduzione dei consumi di energia primaria di natura fossile e delle emissioni di CO₂. Grazie all'implementazione di una corretta logica

di regolazione, migliorata nel corso dell'attività sperimentale attraverso l'utilizzo di un sistema BMS, la frazione solare dell'impianto è stata sempre maggiore del 50% nelle diverse stagioni monitorate.

Nello specifico, durante il monitoraggio invernale per l'anno 2013, è stato riscontrato un miglioramento dovuto alla presenza dell'accumulo PCM, che ha determinato una minore quantità di energia termica dissipata dall'apposito dry-cooler rispetto all'inverno dell'anno 2012, durante il quale era presente un sistema d'accumulo tradizionale. Il serbatoio di accumulo PCM da 1000 litri ha permesso di immagazzinare maggiore energia termica rispetto all'accumulo di tipo standard avente capacità pari a 1500 litri. Il miglioramento ottenuto con l'accumulo PCM è stato però limitato dalle caratteristiche del PCM stesso, come suggerito dall'analisi condotta sul singolo tubo di PCM successivamente descritta.

Il monitoraggio estivo per l'anno 2013 ha invece dimostrato che il serbatoio d'accumulo a cambiamento di fase, e il relativo materiale PCM utilizzato nella sperimentazione, hanno determinato un peggioramento delle prestazioni dell'impianto in modalità cooling. Ciò è stato principalmente causato dalla temperatura dell'accumulo sempre superiore alla temperatura di fusione del materiale PCM (pari a 46°C) contenuto nel serbatoio, non rendendo possibile lo sfruttamento del calore latente. Poiché la capacità volumetrica dell'accumulo PCM (1000 litri) è inferiore rispetto a quella del serbatoio tradizionale (1500 litri) installato durante l'anno 2012, la capacità di accumulo di energia termica è stata inferiore rispetto al monitoraggio estivo 2012. Il differente esito tra funzionamento invernale ed estivo evidenzia la difficoltà nella scelta di un materiale PCM che sia in grado di ottimizzare le prestazioni dell'impianto sia in modalità heating che in modalità cooling. Nel primo caso, la scelta del materiale PCM è fatta in funzione della temperatura da fornire all'impianto per riscaldare l'edificio, come è avvenuto nel caso dell'impianto studiato, mentre, nel secondo caso, in base a quella da somministrare al sistema di generazione dell'energia frigorifera prodotta a un livello termico consono al raffrescamento degli ambienti.

Come precedentemente anticipato, la rielaborazione dei dati sperimentali relativi al PCM scelto ha consentito di evidenziare alcune criticità legate a tale materiale, riassumibili in primis nella bassa conducibilità termica. Allo stesso tempo, però, è stato possibile individuare soluzioni che saranno analizzate e ottimizzate nelle future attività di ricerca come, ad esempio, l'utilizzo di schiume metalliche capaci di incrementare la conducibilità termica, le strutture di contenimento del materiale PCM e l'ideazione di geometrie tali da migliorare lo scambio termico. L'aumento della conducibilità termica determinerà la riduzione dei tempi di risposta e di scambio termico del materiale PCM, che diverranno idonei all'applicazione considerata. Nel caso specifico, i miglioramenti da perseguire avranno lo scopo globale di ottimizzare l'impiego degli accumuli a cambiamento di fase considerando sia la modalità heating e sia la modalità cooling.

Tra i sistemi di generazione, le pompe di calore rappresentano, specialmente negli ultimi anni, una valida soluzione impiantistica la cui efficienza è migliorata grazie alla continua evoluzione tecnologica

dei componenti di cui la macchina è costituita. Attualmente la sfida che tale tecnologia è chiamata a vincere è la possibilità di impiegare fluidi di lavoro a basso impatto ambientale in linea con i provvedimenti europei e nazionali emanati in termini di efficienza energetica e tutela del Pianeta Terra. Le difficoltà relative all'impiego di fluidi a basso impatto ambientale, come i refrigeranti naturali o i nuovi fluidi sintetici HFO, sono principalmente legate alla necessità di avere circuiti frigoriferi ad hoc e progettati considerando le proprietà di tali refrigeranti alternativi, quali, ad esempio, l'alta pressione nel caso dell'anidride carbonica o l'infiammabilità nel caso del propano.

L'attività di ricerca svolta in tale contesto è stata sviluppata principalmente nell'ambito del progetto europeo "Next Heat Pump Generation working with natural fluids" (acronimo NxtHPG), in cui due prototipi di pompa di calore a R744 di media potenza (30 kW e 50 kW) sono stati progettati, testati (in accordo alle norme UNI EN 14511 e UNI 14825) e migliorati secondo quanto emerso dai test sperimentali eseguiti mediante l'impianto Calorimetro ENEA. Tali prototipi sono stati realizzati, rispettivamente, per la produzione di acqua calda sanitaria (30 kW) e per il retrofit d'impianti di riscaldamento (50 kW) dotati di vecchie caldaie a gas abbinata a radiatori.

La fase di testing di queste macchine ha avuto lo scopo di individuare le linee guida per l'impiego dell'anidride carbonica in sistemi a pompa di calore per la produzione di acqua calda sanitaria e il retrofit di vecchi impianti di riscaldamento. A differenza della macchina da 30 kW, la pompa di calore da 50 kW, progettata per il riscaldamento, è stata testata una seconda volta dopo essere stata opportunamente modificata sulla base dei risultati ottenuti nella prima campagna.

La macchina da 30 kW, dotata di un circuito frigorifero tradizionale con scambiatore di calore rigenerativo e compressore semiermetico alternativo per R744, è stata ottimizzata rispetto all'unità di riferimento nelle condizioni di progetto invernali (temperatura ambiente di 7°C, temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler di 10°C e temperatura dell'acqua in uscita di 60°C), ma non in quelle estive (temperatura ambiente di 16°C, temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler di 20°C e temperatura dell'acqua in uscita di 60°C). Tale aspetto è dovuto principalmente alla tipologia di compressore impiegato e alla limitazione sulla temperatura di evaporazione dell'R744 (massimo valore pari a 12°C). La suddetta limitazione è stata imposta al fine di garantire la perfetta miscibilità tra refrigerante e olio e, di conseguenza, le condizioni di sicurezza al compressore. I risultati hanno evidenziato come la tipologia di compressore impiegata (semiermetico alternativo a singolo stadio) risulti ben consolidata per impieghi con R744, ma i valori di efficienza ottenuti hanno indotto a volgere l'attenzione verso tecnologie più prestanti come quella dei compressori bistadio (rotary - scroll), che, seppur più costosa, permette di ottimizzare la fase di compressione. Sempre per tale motivo, rispetto al target di mercato (macchina dalla stessa potenza con compressore bistadio rotary - scroll, tecnologia però più complessa e costosa), la pompa di calore ha mostrato prestazioni in linea e leggermente maggiori per le basse temperature ambiente, mentre le prestazioni sono state inferiori alle alte temperature ambiente (maggiori di 7°C).

Il superamento dei limiti imposti per la temperatura di evaporazione, la cui fattibilità è stata verificata dal costruttore del compressore, unitamente alle altre modifiche di più semplice attuazione individuate al termine della prima campagna sperimentale, conferiscono alla macchina un alto potenziale di miglioramento delle prestazioni, quantificabile nel 15% - 20% rispetto alla prima campagna, permettendo di raggiungere gli obiettivi di efficienza energetica, ambientali e di costo fissati dal progetto europeo. L'effetto delle modifiche apportate sul prototipo da 30 kW sarà valutato attraverso la seconda campagna sperimentale prevista all'interno del progetto europeo.

La macchina da 50 kW è stata dotata di un circuito frigorifero più complesso rispetto a quello del prototipo da 30 kW poiché essa è stata progettata per lavorare con un inferiore salto termico sull'acqua (80°C - 40°C). Tale prototipo presenta, infatti, tre livelli di pressione, due ulteriori scambiatori di calore, uno rigenerativo e uno posto sulla linea di media pressione, e un compressore prototipale. Quest'ultimo componente è di tipo alternativo semiermetico a doppio stadio dotato di quattro cilindri e appositamente ideato per applicazioni a R744. Il circuito di media pressione ha la funzione di raffreddare ulteriormente l'anidride carbonica in uscita dal gas cooler al fine di incrementare il COP del ciclo. L'analisi dei dati ottenuti ha evidenziato, per tale macchina, una maggiore efficienza (minore consumo di energia primaria) rispetto alla corrispondente unità di riferimento rappresentata da una caldaia a gas metano tradizionale (rendimento pari all'80%) nelle condizioni di progetto (temperatura ambiente di 7°C, temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler di 40°C e temperatura dell'acqua in uscita di 80°C). Non è stato possibile eseguire un confronto con una pompa di calore dalle stesse caratteristiche in quanto al momento non disponibile sul mercato.

In generale, il prototipo da 50 kW ha mostrato valori di COP inferiori a quelli attesi principalmente a causa di bassi valori del rendimento globale di compressione, della limitazione sulla temperatura di evaporazione dell'R744 e della gestione non ottimizzata del circuito ausiliario di media pressione.

La prima campagna sperimentale è stata, infatti, caratterizzata, oltre che dalle inefficienze sopra citate, da perdite di carico e termiche sul circuito frigorifero. A partire da tali risultati, il prototipo è stato adeguatamente modificato. Nello specifico, le modifiche introdotte hanno interessato il circuito frigorifero, l'estensione dell'envelope di funzionamento del compressore (massima temperatura di evaporazione aumentata da 12°C a 15°C) e l'affinamento della logica di regolazione della macchina per la gestione del circuito ausiliario. Tutto ciò ha determinato, rispetto alla prima campagna, un aumento delle prestazioni globali (COP) compreso tra il 65% e il 7% e tra il 123% e il 3.5% per la potenza termica al gas cooler. Al termine della seconda campagna è stato però possibile costatare la necessità di introdurre ulteriori miglioramenti che potrebbero includere l'impiego di una differente tecnologia per il compressore, come quella bistadio rotary – scroll, che, seppur più costosa, permette di ottimizzare ciascuno stadio all'interno di determinati range di pressione consentendo, quindi, di incrementare il rendimento globale di compressione.

Per entrambi i prototipi, l'impiego della tecnologia bistadio rotary – scroll per il compressore, seppur più efficiente della tipologia di compressore utilizzata, potrebbe non essere in linea con l'obiettivo di realizzare macchine dal costo simile o leggermente superiore (+10%) rispetto alle equivalenti soluzioni attualmente presenti sul mercato. Pertanto verrà mantenuta la tipologia di compressore inizialmente installata per ciascun prototipo. Negli sviluppi futuri dell'attività di ricerca da condurre su pompe di calore per il retrofit di impianti tradizionali con caldaia e radiatori verrà, studiato l'impiego della tecnologia dell'eiettore. Quest'ultima tecnologia permette, infatti, di ottimizzare la fase di espansione, attualmente realizzata mediante una valvola di tipo back pressure, riducendo le perdite exergetiche relative al processo di laminazione.

I test eseguiti sui due prototipi di pompa di calore a R744 hanno evidenziato come il ciclo transcritico ad anidride carbonica rappresenti un sistema a basso impatto ambientale per la produzione di acqua calda ad alta temperatura per usi sanitari e per gli interventi di retrofit d'impianti con caldaia tradizionale a gas metano abbinata a radiatori. Nel confronto tra le prestazioni di sistemi a R744 e di sistemi tradizionali, l'applicazione della normativa di riferimento (UNI EN 14511) penalizza maggiormente i sistemi ad anidride carbonica poiché impone l'utilizzo di basse differenze di temperatura lato acqua, aspetto fortemente negativo per il ciclo transcritico a R744.

L'attività sperimentale ha permesso, inoltre, di individuare le linee guida e i futuri ambiti di ricerca al fine di garantire lo sviluppo tecnologico delle pompe di calore ad anidride carbonica e una loro maggiore penetrazione del mercato per la climatizzazione e la produzione di acqua calda sanitaria.

Al fine di analizzare in maniera più approfondita i requisiti tecnici necessari all'impiego delle pompe di calore a R744 negli interventi di retrofit d'impianti a radiatori è stato, inoltre, testato un innovativo sistema di regolazione, consistente in valvole elettroniche modulanti la portata d'acqua. Tali test sono stati eseguiti per mezzo di un impianto dotato di pompa di calore a R744 di piccola potenza abbinata a radiatori sui quali sono state installate le innovative valvole di regolazione. Attualmente però gli unici modelli di pompe di calore presenti sul mercato sono quelli studiati per la produzione di acqua calda sanitaria.

La ricerca ha dimostrato come un corretto dimensionamento dei corpi scaldanti e dell'impianto, unitamente all'impiego di opportuni dispositivi di regolazione dei terminali, permetta ai radiatori di lavorare con bassi valori della temperatura dell'acqua di ritorno al generatore, requisito fondamentale per l'ottenimento di elevate prestazioni nel caso di pompe di calore a R744. Lo studio sperimentale ha evidenziato che i corpi scaldanti in acciaio ad alto contenuto d'acqua (almeno 10 ÷ 15 litri per kW di potenza nominale) ben si abbinano a sistemi a R744 per diversi motivi: prima di tutto essi sono in grado di assicurare all'impianto un'inerzia tale da permettere al compressore della pompa di calore pochi avviamenti, successivamente garantiscono un valore di temperatura dell'acqua in uscita (di ritorno in macchina) prossimo a quello della temperatura dell'aria ambiente e, infine, consentono di lavorare con valvole elettroniche. Questi aspetti rendono l'abbinamento tra tali corpi scaldanti e le

pompe di calore a R744 più vantaggioso rispetto al caso in cui tali sistemi di generazione siano abbinati a sistemi radianti.

Un valore sufficientemente basso della temperatura dell'acqua di ritorno dai terminali, quindi in ingresso al gas cooler, può essere, infatti, ottenuto solo con un circuito dall'inerzia termica opportuna e a portata d'acqua variabile e in presenza di una regolazione che permetta una modulazione continua.

Con riferimento all'utilizzo di valvole elettroniche, i test eseguiti hanno mostrato che tali dispositivi permettono di agire sulla temperatura dell'acqua in ingresso al gas cooler ed hanno evidenziato che quando una pompa di calore a R744 deve essere ottimizzata per un impianto di riscaldamento essa dovrebbe funzionare con portate d'acqua sufficientemente basse. Tale aspetto ha indotto a rivalutare il design del gas cooler utilizzato per i test sperimentali individuando soluzioni particolari per i possibili sviluppi futuri, quali, ad esempio, due scambiatori interconnessi in parallelo o in serie.

L'attività sperimentale ha quindi permesso di individuare i limiti e i miglioramenti tecnici da implementare sulla macchina e sulle valvole elettroniche, evidenziando in particolare i requisiti e le caratteristiche che l'intero sistema e la logica di regolazione devono necessariamente possedere per ottenere un perfetto abbinamento tra pompa di calore a R744 e radiatori. Tale abbinamento dovrà essere efficiente sia dal punto di vista energetico ed economico, e sia dal punto di vista del comfort degli ambienti riscaldati.

L'inquadramento normativo e tecnologico unitamente ai risultati delle ricerche sperimentali condotte sui sistemi d'accumulo a cambiamento di fase, in particolare per applicazioni di solar heating and cooling, su pompe di calore a R744 e sull'impiego di radiatori con questi ultimi sistemi, hanno fornito elementi utili all'accrescimento del know-how di ciascuna tecnologia individuandone le criticità e le potenzialità su cui le future attività di ricerca dovranno focalizzarsi con l'obiettivo di realizzare sistemi affidabili ed efficienti per gli impianti di climatizzazione e di produzione di acqua calda sanitaria.

RINGRAZIAMENTI

Al termine di questo intenso e proficuo percorso, di cui è frutto la presente tesi di dottorato, desidero ringraziare di cuore innanzi tutto il prof. Giuseppe Oliveti che ha creduto in me, dandomi preziosi consigli sia lavorativi sia di vita quotidiana, frutto della sua grande levatura professionale e morale; l'ing. Nicolandrea Calabrese che mi ha guidato durante l'attività di ricerca condotta presso il Centro Enea di Roma, spronandomi a dare sempre il meglio, contribuendo alla mia crescita professionale. Voglio ringraziare tutti i componenti del "Laboratorio Enea UTTEI-TERM", costituito da persone belle e speciali nella loro diversità, grazie alle quali ho avuto l'opportunità di valorizzare le mie potenzialità e i miei pregi nonché limare i miei difetti. Desidero ringraziare vivamente l'ing. Raniero Trinchieri, una persona a dir poco fantastica, un grande ricercatore e lavoratore che mi ha insegnato tanto e per questo gli sarò sempre immensamente grata.

Durante questi tre anni ho conosciuto numerose persone, quali ricercatori, tecnici, ingegneri, professori, con i quali ho avuto il piacere e la fortuna di collaborare in diverse occasioni lavorative.

Un pensiero affettuoso va ai tesisti che a tratti hanno condiviso con me questo percorso donandomi un sorriso nei momenti meno facili: Cecilia Piazzolla, Domenico Carmignola e Sacha Ottobre, oggi brillanti ingegneri.

Dulcis in fundo non ci sono parole per ringraziare le persone che mi hanno supportato, standomi accanto e condividendo con me momenti belli e brutti: i miei genitori con la loro presenza discreta sempre pronti ad appoggiarmi e sostenermi nelle mie scelte; le mie super sprint nonne; mia sorella Natalia, con la sua spiccata saggezza e la sua presenza quotidiana nonostante la lontananza; mio fratello Emilio, frizzante, buono d'animo e sempre disponibile.

Felicemente ringrazio, ancora una volta, gli amici di sempre, Debora, la mia Best e la mia fonte di sicurezza e comprensione, Simona e Alessia, e gli amici nuovi che questa esperienza mi ha regalato, Giuliana, Claudia e Grazia, persone dal carattere forte e piene di vita e amore, sempre pronte ad aiutarmi.

Desidero ringraziare Luigi, ragazzo speciale, brillante e ammirevole per le sue qualità, il suo modo di fare e di essere. Ha allietato i miei momenti difficili e ha reso unici quelli belli, per questo e per altro ancora ringrazio di averlo accanto.