

UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

Sede Amministrativa: Università degli Studi di Padova

Dipartimento di Ingegneria Industriale

SCUOLA DI DOTTORATO DI RICERCA IN : INGEGNERIA INDUSTRIALE

INDIRIZZO: INGEGNERIA DELL'ENERGIA

CICLO XXVII

**REGOLAZIONE OTTIMA DEI CIRCUITI FRIGORIFERI CON PARTICOLARE ATTENZIONE
ALL'EFFICIENZA ENERGETICA**

Direttore della Scuola: Ch.mo Prof. Paolo Colombo

Coordinatore d'indirizzo: Ch.ma Prof.ssa Luisa Rossetto

Supervisore: Ch.mo Prof. Renato Lazzarin

Dottorando: Giacomo Bagarella

INDICE

ABSTRACT	1
SOMMARIO	3
1. INTRODUZIONE	7
2. LE CYCLING LOSSES	11
2.1 Introduzione	11
2.2 Apparato sperimentale.....	12
2.2.1 Valvole di laminazione.....	15
2.2.1.1 Valvola di laminazione termostatica.....	16
2.2.1.2 Valvola di laminazione elettronica.....	18
2.3 Protocollo di test per lo studio delle cycling losses	20
2.4 Stima delle cycling losses	24
2.4.1 Dinamiche di regolazione della TEV e della EEV durante la fase di off dell'unità.....	27
2.4.1.2 Dinamica di regolazione della TEV con valvola solenoide durante il periodo di off dell'unità.....	29
2.4.1.3 Dinamica di regolazione della EEV durante il periodo di off dell'unità	30
2.4.2.1 Dinamica di regolazione della TEV senza valvola solenoide durante il transitorio di avviamento dell'unità.....	31
2.4.2.2 Dinamica di regolazione della TEV con valvola solenoide durante il transitorio di avviamento dell'unità.....	32
2.4.2.3 Dinamica di regolazione della EEV durante il transitorio di avviamento dell'unità.....	33
2.4.3 EER nel transitorio di avviamento	35
2.4.4 Grafico delle cycling losses e commento	37
2.5 Conclusioni.....	38
3. CONFRONTO TRA LE PRESTAZIONI DI UN'UNITA' CON REGOLAZIONE ON-OFF DELLA POTENZA FRIGORIFERA E LE PRESTAZIONI DI UNA SIMILE UNITA' CON COMPRESSORE BLDC A VELOCITA' VARIABILE.....	41
3.1 Acceni di teoria sul controllo on-off e sui regolatori PID	41
3.1.1 Controllori industriali	42
3.1.1.1 Controllori on-off	43
3.1.1.2 Regolatori PID	45
3.2 Vantaggi e svantaggi energetici della regolazione on-off e della regolazione PID nel controllo della potenza frigorifera di una unità.....	48

3.3	Apparato sperimentale	53
3.4	Protocollo di test per il confronto delle prestazioni energetiche delle due strategie di regolazione della potenza frigorifera	55
3.5	Test e analisi dei risultati.....	58
3.5.1	Risultati dei test.....	65
3.6	Conclusioni.....	66
4. SUPERMERCATO WATER-LOOP SELF-CONTAINED CON COMPRESSORI A VELOCITA' VARIABILE E CONFRONTO CON IMPIANTI MULTIPLEX.....		
4.1	Introduzione.....	69
4.2	Alcune tipologie di impianti di refrigerazione nei supermercati	70
4.2.1	Impianto multiplex tradizionale	70
4.2.2	Alcuni impianti di refrigerazione advanced.....	72
4.2.2.1	Impianto multiplex advanced	72
4.2.2.2	Impianto water-loop self-contained	74
4.3	Supermercato WLSC con compressori a velocità variabile: Un caso studio	76
4.3.1	Banchi frigoriferi.....	79
4.3.2	Sistema di acquisizione dati e stima delle prestazioni dei singoli banchi	82
4.3.3	Analisi dei consumi del supermercato WLSC	87
4.4	Analisi qualitativa dei vantaggi e degli svantaggi di un supermercato WLSC con compressori a velocità variabile rispetto ad un supermercato multiplex tradizionale e ad un supermercato multiplex advanced	92
4.5	Modello energetico semplificato di un supermercato multiplex	98
4.5.1	Modello della centrale frigorifera	98
4.5.2	Modello del condensatore	102
4.5.3	Recupero termico	105
4.5.4	Interazioni tra il sistema di acquisizione dati, il modello della centrale frigorifera, il modello del condensatore e il modello del recuperatore.....	107
4.6	Analisi quantitativa dei vantaggi e degli svantaggi di un supermercato WLSC con compressori a velocità variabile rispetto ad un supermercato multiplex tradizionale e ad un supermercato multiplex advanced	109
4.6.1	Confronto economico tra un supermercato WLSC, un supermercato multiplex tradizionale ed un supermercato multiplex advanced.....	114
4.7	Conclusioni.....	119
5. APPROFONDIMENTO SULLA REGOLAZIONE OTTIMALE DEL CHILLER DI MEDIA TEMPERATURA IN UN IMPIANTO WATER-LOOP SELF-CONTAINED		
5.1	Introduzione.....	121

5.2	Apparato sperimentale.....	122
5.3	Protocollo di test	128
5.3.1	Due modalità di funzionamento dell’impianto messe a confronto	128
5.3.2	Protocollo di test per il confronto delle prestazioni energetiche delle due modalità di funzionamento.....	129
5.4	Risultati dei test e analisi.....	134
5.5	Conclusioni	145
6.	CONCLUSIONI	147
	BIBLIOGRAFIA.....	149
	ELENCO FIGURE.....	152
	ELENCO TABELLE	158
	NOMENCLATURA	161
	RINGRAZIAMENTI.....	165

ABSTRACT

Due to variations of both cooling and thermal loads in refrigeration and air-conditioning systems, single units have to operate in modulation most of the time.

The *on-off* control is a strategy that has been used for a long time. In fact, if compared with the capacity control strategy, it seems to be simpler; however, it has several drawbacks. One of these drawbacks are *cycling losses*, defined as those inefficiencies which reduce the performances of a unit during the transient period. Although several authors have already studied and estimated *cycling losses* in small *on-off* units equipped with capillary tubes, no studies are available for units equipped with either thermostatic (*TEV*) or electronic expansion valves (*EEV*). Provided that most of the units nowadays are equipped either with *TEV* or *EEV* instead of capillary tubes, in this research the *cycling losses* phenomenon in units equipped with those valves was studied.

Variable speed BLDC compressors, with the possibility to modulate thermal or cooling power, might be a solution for the *cycling losses* phenomenon. In this research both advantaged and drawbacks of variable speed capacity control strategy (compared to *on-off* strategy) are analyzed.

The focus of the research is then extended from a single refrigeration unit to the whole refrigeration plant. In particular, a systems for the production of cooling energy in supermarkets is considered. Nowadays, supermarkets are the largest energy consumers in the commercial sector in many countries. They also contribute to both direct and indirect CO₂ emissions in the atmosphere. Indirect CO₂ emissions, related to refrigerant leakages through the junctions of the pipes, are the higher the greater is the amount of the refrigerant charge of the system.

Thus, in order to reduce CO₂ emissions in the atmosphere, together with the use of new refrigerants with low *GWP* (*Global Warming Potential*), it is getting more and more important to study new refrigeration systems which let the possibility to reduce both the amount of energy and the amount of refrigerant required. In this research a water-loop self-contained (WLSC) refrigeration plant is considered. The main characteristic of a WLSC system is that each cabinet is equipped with its own variable speed (BLDC) compressor and condenser. The thermal power of each cabinet is rejected to a cold water-loop, refrigerated by either a dry-cooler or a chiller.

In particular, an energy/economic comparison between a WLSC and two multiplex solutions is proposed.

At the end of this thesis the focus is on the control of the medium temperature chiller of a WLSC system, control which is a crucial element in order to minimize the total energy consumption of the system.

SOMMARIO

In tutti gli impianti di climatizzazione e di refrigerazione le singole unità, siano esse funzionali alla produzione di caldo o di freddo, operano per la maggior parte del tempo parzializzando. Storicamente la più diffusa modalità di regolazione dell'energia termica e frigorifera prodotta è rappresentata dal funzionamento intermittente delle unità. Grazie al suo semplice principio di funzionamento, la regolazione *on-off* risulta essere ancora oggi la modalità più diffusa, soprattutto per macchine con potenze termiche e frigorifere limitate. Tale regolazione è tuttavia caratterizzata da una serie di inefficienze energetiche che caratterizzano il transitorio di avviamento delle unità, inefficienze che prendono il nome di *cycling losses*. Nonostante siano numerosi gli studi rinvenuti in letteratura riguardanti l'analisi delle *cycling losses* in unità munite di capillari di laminazione, quasi inesistenti sono gli studi di tale fenomeno in unità equipaggiate con valvole di laminazione termostatiche (*TEV*) e con valvole di laminazione elettroniche (*EEV*). Partendo dal presupposto che, al giorno d'oggi, sempre più macchine termiche e frigorifere vengono equipaggiate alternativamente con *TEV* o *EEV*, in questo studio viene approfondito il fenomeno delle *cycling losses* in unità frigorifere equipaggiate con tali valvole.

Una parziale soluzione al problema delle *cycling losses* può essere l'utilizzo di compressori a velocità variabile in grado di erogare, istante per istante, la potenza frigorifera richiesta dall'utenza. In questo lavoro si sono quindi analizzati vantaggi e svantaggi (rispetto alla regolazione *on-off*) del controllo della potenza frigorifera tramite variazione della frequenza di rotazione di compressori volumetrici con motore BLDC.

Il focus della ricerca viene poi spostato dalla singola unità all'intero impianto di refrigerazione. In particolare vengono considerati gli impianti dedicati alla produzione dell'energia frigorifera nei supermercati. Per capire il perché si sia deciso di concentrare l'attenzione su tali impianti di refrigerazione basti pensare che, in molti paesi sviluppati (Italia inclusa), i supermercati sono attualmente i maggiori consumatori di energia elettrica nel settore commerciale.

Anche il contributo dei supermercati all'emissione di CO₂ risulta essere molto significativo, sia a causa degli elevati consumi di energia elettrica (emissione indiretta di CO₂ equivalente), sia a causa delle elevate quantità di refrigerante immesse nell'atmosfera (emissione diretta di CO₂ equivalente). In particolare quest'ultimo contributo, dovuto alle micro-perdite di refrigerante nei condotti dell'impianto di refrigerazione, a parità di *GWP* (*Global Warming Potential*) del refrigerante considerato, risulta essere tanto più critico tanto maggiore è la carica di refrigerante del sistema.

Ecco quindi che, oltre allo studio e all'utilizzo di refrigeranti caratterizzati da un ridotto *GWP*, risulta fondamentale lo studio di nuove configurazioni di impianto, in grado da un lato di ridurre il consumo di energia elettrica, dall'altro di ridurre drasticamente la carica complessiva di refrigerante necessaria.

In questa tesi viene analizzata una particolare configurazione di impianto denominata Water-loop Self-Contained (WLSC), caratterizzata dal fatto di avere ciascun banco equipaggiato con un proprio compressore a velocità variabile (motore BLDC) e un proprio condensatore. La potenza termica di ciascun banco viene ceduta ad un anello d'acqua, a sua volta raffreddato da un dry-cooler o da un chiller. Viene in particolare presentato un confronto energetico/economico tra un supermercato WLSC (con compressori a velocità variabile) e due soluzioni multiplex con compressori centralizzati.

Nella parte finale del lavoro viene proposto un approfondimento sulla regolazione del chiller di media temperatura di un impianto WLSC, regolazione che risulta essere particolarmente critica in un'ottica di minimizzazione del consumo elettrico globale di tale sistema di refrigerazione.

1. INTRODUZIONE

In tutti gli impianti di climatizzazione e di refrigerazione le singole unità, siano esse funzionali alla produzione di caldo o di freddo, operano per la maggior parte del tempo parzializzando.

Storicamente la più diffusa modalità di regolazione dell'energia termica e frigorifera prodotta è rappresentata dal funzionamento intermittente delle unità. Grazie al suo semplice principio di funzionamento, la regolazione *on-off* risulta essere ancora oggi la modalità più diffusa, soprattutto per macchine con potenze termiche e frigorifere limitate (Lazzarin *et al.* 2013).

Tale regolazione è tuttavia caratterizzata da una serie di problematiche, sia di natura tecnica che di natura energetica.

La prima problematica, ben conosciuta dai progettisti, deriva dalla necessità di limitare il numero massimo di avviamenti orari (Schibuola, 2002). Una frequenza eccessiva di avviamenti finirebbe per ridurre drasticamente la vita utile del compressore.

Un'ulteriore problematica, spesso sottovalutata dai progettisti, è invece legata alle *cycling losses*, ovvero a quelle inefficienze energetiche che riducono le prestazioni di un'unità durante il transitorio di avviamento della stessa.

Nonostante siano numerosi gli studi rinvenuti in letteratura riguardanti l'analisi delle *cycling losses* in unità munite di capillari di laminazione, quasi inesistenti sono gli studi di tale fenomeno in unità equipaggiate con valvole di laminazione termostatiche (*TEV*) e con valvole di laminazione elettroniche (*EEV*).

Partendo dal presupposto che, al giorno d'oggi, sempre più macchine termiche e frigorifere vengono equipaggiate alternativamente con *TEV* o *EEV*, nel Capitolo 2 si è deciso di approfondire lo studio del fenomeno delle *cycling losses* in unità frigorifere equipaggiate con tali valvole.

Una parziale soluzione al problema delle *cycling losses* può essere l'utilizzo di compressori a velocità variabile in grado di erogare, istante per istante, la potenza frigorifera richiesta dall'utenza. Nel Capitolo 3 si sono quindi analizzati vantaggi e svantaggi (rispetto alle regolazione *on-off*) del controllo della potenza frigorifera tramite variazione della frequenza di rotazione di compressori volumetrici con motore BLDC.

A partire dal Capitolo 4, il focus viene spostato dalla singola unità all'intero impianto di refrigerazione. In particolare si sono considerati gli impianti dedicati alla produzione dell'energia frigorifera nei supermercati.

Per capire il perché si sia deciso di concentrare l'attenzione su tali impianti di refrigerazione basti pensare che, in molti paesi sviluppati (Italia inclusa), i supermercati sono attualmente i

maggiori consumatori di energia elettrica nel settore commerciale (Walker 2001, Arteconi *et al.*, 2008). L'International Energy Agency (IEA, 2012) stima infatti che, nei paesi sviluppati, l'energia elettrica assorbita dai supermercati rappresenti dal 3% al 5% dell'energia elettrica totale richiesta. Della totale energia richiesta dai supermercati si stima inoltre che, mediamente, circa il 50% venga assorbita dall'impianto di refrigerazione (Walker, 2001).

Anche il contributo dei supermercati all'emissione di CO₂ equivalente risulta essere molto significativo, sia a causa degli elevati consumi di energia elettrica (emissione indiretta di CO₂ equivalente), sia a causa delle elevate quantità di refrigerante immesse nell'atmosfera (emissione diretta di CO₂ equivalente) (Ge e Tassou, 2011). In particolare quest'ultimo contributo, dovuto alle micro-perdite di refrigerante nei condotti dell'impianto di refrigerazione, a parità di *GWP (Global Warming Potential)* del refrigerante considerato, risulta essere tanto più critico tanto maggiore è la carica di refrigerante del sistema.

Ecco quindi che, oltre allo studio e all'utilizzo di refrigeranti caratterizzati da un ridotto *GWP* (ad esempio NH₃, CO₂, HFO1234yf, ecc), risulta fondamentale lo studio di nuove configurazioni di impianto, in grado da un lato di ridurre il consumo di energia elettrica, dall'altro di ridurre drasticamente la carica complessiva di refrigerante necessaria.

I vantaggi energetici ottenibili con compressori a velocità variabile, rispetto alla regolazione in *on-off* delle unità, hanno suggerito la possibilità di considerare una particolare configurazione di impianto denominata Water-loop Self-Contained (WLSC), caratterizzata dal fatto di avere ciascun banco equipaggiato con un proprio compressore a velocità variabile (motore BLDC) e un proprio condensatore. La potenza termica di ciascun banco viene ceduta ad un anello d'acqua, a sua volta raffreddato da un dry-cooler o da un chiller.

La configurazione WLSC, in passato proposta solamente nella versione con compressori *on-off*, fu scartata, proprio a causa delle inefficienze che caratterizzavano quel tipo di regolazione.

Nel Capitolo 4 viene proposto un confronto energetico/economico tra un supermercato WLSC (con compressori a velocità variabile) e due soluzioni multiplex con compressori centralizzati.

Il Capitolo 5, infine, è dedicato ad un approfondimento sulla regolazione del chiller di raffreddamento dell'anello d'acqua in un impianto WLSC, regolazione che risulta essere particolarmente critica in un ottica di minimizzazione del consumo globale dell'impianto.

Ciascun capitolo è stato organizzato in modo tale da poter essere considerato come un modulo indipendente, con una introduzione iniziale al tema affrontato, una descrizione dell'approccio utilizzato per analizzare il problema, un'analisi dei risultati ottenuti e, infine, delle conclusioni.

Pur potendo ciascun capitolo essere considerato anche come un modulo pressoché indipendente dagli altri, la successione dei capitoli proposta è tale da far ripercorrere al lettore lo stesso flusso logico seguito dal candidato nell'affrontare le principali tematiche di ricerca approfondite nel triennio di dottorato.

2. LE CYCLING LOSSES

2.1 INTRODUZIONE

In tutti gli impianti di climatizzazione e di refrigerazione le singole unità, siano esse funzionali alla produzione di caldo o di freddo, operano per la maggior parte del tempo parzializzando.

Storicamente la più diffusa modalità di regolazione dell'energia termica e frigorifera prodotta è rappresentata dal funzionamento intermittente delle unità. Grazie al suo semplice principio di funzionamento, la regolazione *on-off* risulta essere ancora oggi la modalità di regolazione più diffusa, soprattutto per macchine con potenze termiche e frigorifere limitate (Lazzarin *et al.* 2013).

Tale regolazione è tuttavia caratterizzata da una serie di problematiche sia di natura tecnica che di natura energetica.

La prima problematica, ben conosciuta dai progettisti, deriva dalla necessità di limitare il numero massimo di avviamenti orari (Schibuola, 2002). Una frequenza eccessiva di avviamenti finirebbe per ridurre drasticamente la vita utile del compressore. Ad ogni avviamento dell'unità il compressore richiede, infatti, una corrente di spunto necessaria a ristabilire il rapporto delle pressioni, corrente di spunto che comporta un aumento della temperatura degli avvolgimenti elettrici del motore e che, nel medio-lungo periodo, può portare al danneggiamento dello stesso.

Un'ulteriore problematica, spesso sottovalutata dai progettisti, è invece legata alle *cycling losses*.

Con il termine *cycling losses* si intende la maggior energia elettrica assorbita da un'unità operante con regime intermittente rispetto all'energia elettrica assorbita dalla stessa unità operante in regime continuativo nelle stesse condizioni operative, ovvero con le stesse pressioni di evaporazione e condensazione (Janssen *et al.*, 1990).

Un modo alternativo (e forse più intuitivo) di definire le *cycling losses* è il considerarle come quelle inefficienze che riducono le prestazioni di un'unità durante il transitorio di avviamento della stessa (Bagarella *et al.* 2013).

Intuendo la criticità di tali inefficienze in presenza di regolazioni di tipo *on-off*, diversi autori (Janssen *et al.*, 1990, Rubas e Bullard, 1995, Coulter e Bullard, 1997; Jun e Yezheng, 1988; Björk e Björn, 2006) hanno in passato analizzato il fenomeno delle *cycling losses*, considerando per lo più unità refrigeranti di piccola taglia equipaggiate con capillari di laminazione.

Da questi studi è emerso che, a seconda delle unità e delle condizioni operative considerate, un sistema operante in modo continuativo può portare ad un vantaggio, in termini di efficienza, compreso tra il 5% e il 25% rispetto alla stessa unità operante ciclicamente.

E' stato dimostrato che la principale causa di tali inefficienze è da attribuire alla migrazione di refrigerante dal condensatore all'evaporatore durante la fase di *off* delle unità, migrazione che comporta una equalizzazione delle pressioni di evaporazione e condensazione.

Nonostante siano numerosi gli studi rinvenuti in letteratura riguardanti l'analisi delle *cycling losses* in unità munite di capillari di laminazione, quasi inesistenti sono gli studi di tale fenomeno in unità equipaggiate con valvole di laminazione termostatiche (*TEV*) e con valvole di laminazione elettroniche (*EEV*).

Partendo dal presupposto che, al giorno d'oggi, sempre più macchine termiche e frigorifere vengono equipaggiate alternativamente con *TEV* o *EEV*, si è deciso di approfondire lo studio del fenomeno delle *cycling losses* in unità frigorifere equipaggiate con tali valvole.

In particolare ci si è chiesti se la diversa dinamica di regolazione delle valvole *TEV* e delle valvole *EEV*, in fase di avviamento e spegnimento di una unità, potesse in qualche modo influenzare il fenomeno delle *cycling losses*.

Ci si è inoltre chiesti se, e in quali casi, l'entità delle *cycling losses* in unità *on-off* equipaggiate con *TEV* o con *EEV* potesse essere considerata trascurabile.

In particolare si è ritenuto che rispondere a questo secondo quesito fosse essenziale per poter confrontare correttamente i vantaggi e gli svantaggi della regolazione *on-off* rispetto a quelli della regolazione PID con compressore a velocità variabile. A tal proposito si sottolinea che, a causa della scarsa diffusione degli studi riguardanti le *cycling losses*, la maggior parte dei confronti teorici tra regolazione *on-off* e regolazione con compressore a velocità variabile non considerano, a priori, le inefficienze che caratterizzano i transitori di avviamento delle unità.

2.2 APPARATO SPERIMENTALE

Per poter studiare il fenomeno delle *cycling losses* e poter rispondere ai due quesiti posti nel paragrafo 2.1, si è preferito utilizzare un approccio di tipo sperimentale.

Presso il Laboratorio Applicazioni HVAC/R dell'azienda Carel Industries S.p.A è stata realizzata un'unità frigorifera aria-acqua di potenza nominale 6.8 kW equipaggiata con compressore *scroll* regolato con tradizionale controllo *on-off*. Il refrigerante utilizzato è la miscela quasi-azeotropica R410A.

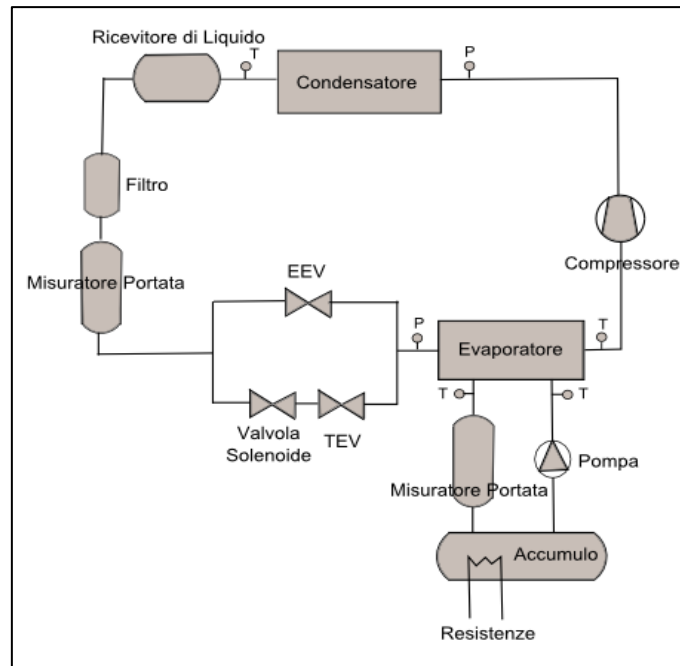


Fig. 2.1 – Rappresentazione a blocchi dell'unità frigorifera aria-acqua realizzata.

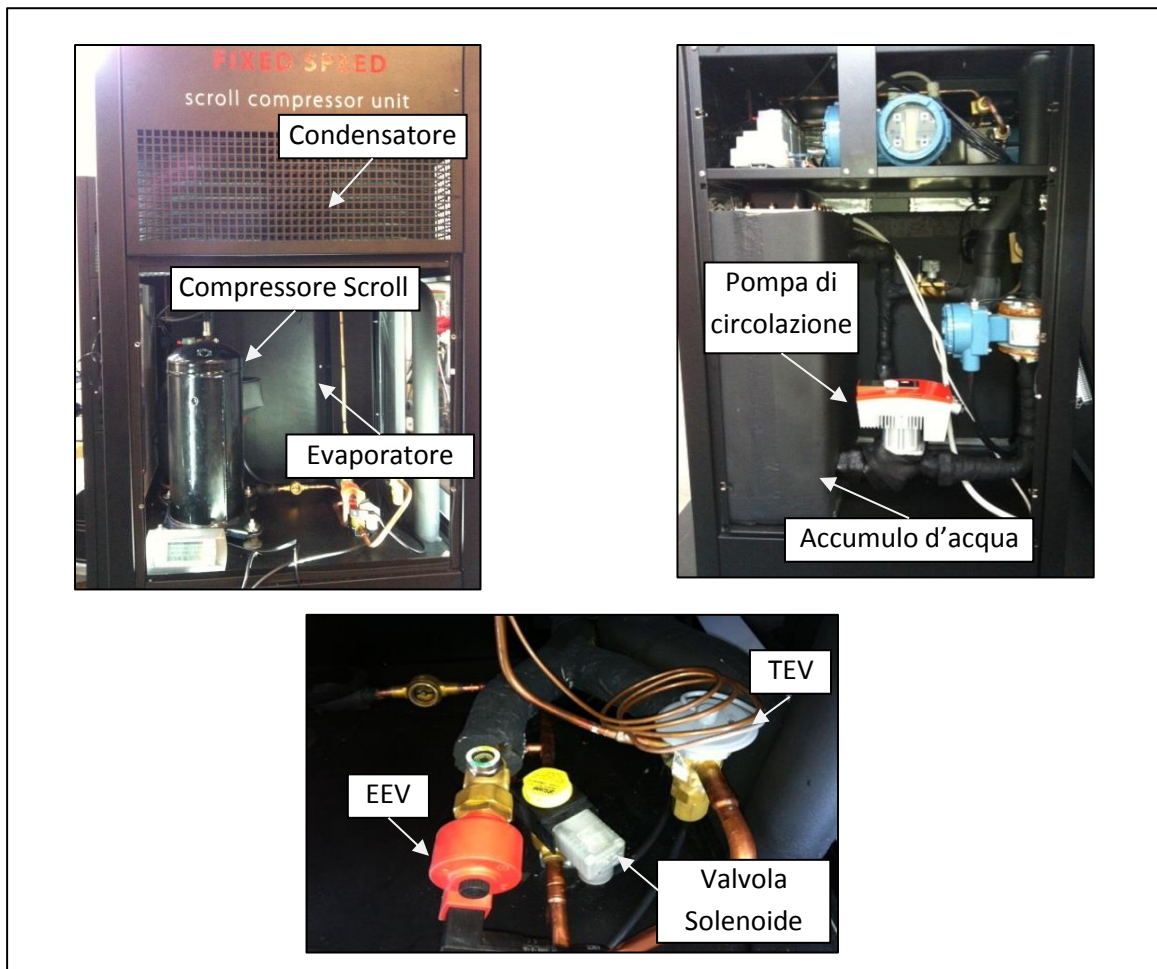


Fig. 2.2 – Elementi dell'unità frigorifera aria-acqua realizzata.

Come evidenziato in Fig. 2.1 e Fig. 2.2, l'unità frigorifera è stata predisposta in modo tale da poter operare alternativamente con *TEV* o con *EEV*. Per poter considerare anche la possibilità di ridurre il fenomeno della migrazione di refrigerante dal condensatore all'evaporatore durante la fase di spegnimento dell'unità, una valvola solenoide di sicurezza è stata inserita a monte della valvola *TEV*.

Tabella 2.1 – Elementi dell'unità frigorifera, sonde e sistema di acquisizione dati.

UNITA'	Refrigeratore d'acqua Regolazione On-Off
POTENZA FRIGORIFERA NOMINALE	6.8 kW ($T_e = 4.5^\circ\text{C}$, $T_c = 52^\circ\text{C}$)
REFRIGERANTE	R410A Carica di refrigerante: 2.10 kg Portata di refrigerante in condizioni nominali: 0.047 kg h^{-1}
EVAPORATORE	Evaporatore a piastre Superficie di scambio termico: 0.79 m^2 Numero Piastre: 20
CONDENSATORE	Condensatore a batterie alettate Superficie di scambio termico: non disponibile
<i>EEV</i>	E2V14 (Carel) Valvola di laminazione elettronica equipercentuale $K_v = 0.066 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$
<i>TEV</i>	BBIZE 1-1-1/2 (Sporlan) Valvola di laminazione termostatica equipercentuale $K_v = 0.066 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$
VALVOLA SOLENOIDE	1068/M10 (Castel)
COMPRESSORE	ZP32K3E-TFD (Emerson Copeland) Scroll Volume interno: 2.6 l
ACCUMULO D'ACQUA	Volume: 0.1 m^3 Potenza termica dissipata: $1.2 \text{ W m}^{-2}\text{K}^{-1}$
SONDA DI TEMPERATURA EVAPORATORE	NTC060HF00 (Carel) / Sonda passiva NTC Precisione $\pm 0.5^\circ\text{C}$
TRASDUTTORE DI PRESSIONE EVAPORATORE	SKPT0043R0 (Carel) / Trasduttore piezoresistivo Precisione $\pm 1.2\%$
SONDA DI TEMPERATURA CONDENSATORE	NTC060HF00 (Carel) / Sonda passiva NTC Precisione $\pm 0.5^\circ\text{C}$
TRASDUTTORE DI PRESSIONE CONDENSATORE	SKPT00B6R0 (Carel) / Trasduttore piezoresistivo Precisione $\pm 1.2\%$
MISURATORE DI PORTATA MASSICA REFRIGERANTE	SITRANS MASSFLO 2100 (Siemens) Precisione $\pm 0.1\%$
MISURATORE DI PORTATA MASSICA ACQUA	SITRANS MAGFLO 1100 (Siemens) Precisione $\pm 0.2\%$
SONDA DI TEMPERATURA INGRESSO ACQUA	TSM1500B30 (Carel) / Sonda passiva PT1000 Precisione $\pm 0.3^\circ\text{C}$ (Carel)
SONDA DI TEMPERATURA USCITA ACQUA	TSM1500B30 (Carel) / Sonda passiva PT1000 Precisione $\pm 0.3^\circ\text{C}$ (Carel)
TRASDUTTORI DI POTENZA ELETTRICA	CPT-DIN-AV53HS1_BX (Gavazzi) Precisione $\pm 0.5\%$
SOFTWARE DI CONTROLLO E ACQUISIZIONE DATI	LABVIEW 8.5 Frequenza campionamento: 2 Hz

Un evaporatore a piastre consente il raffreddamento dell'acqua proveniente da un accumulo di volume 0.1 m³. All'interno dell'accumulo d'acqua sono state inserite delle resistenze elettriche che consentono di simulare diversi valori dei carichi termici.

L'unità è stata equipaggiata con trasduttori di pressione, sonde di temperatura, misuratori di portata massica (sia nel circuito dell'acqua che nel circuito del refrigerante) e con trasduttori di potenza elettrica.

Il software di acquisizione dati e di controllo dell'intera unità è stato implementato in ambiente LABVIEW 8.1.

In Tabella 2.1 vengono forniti maggiori dettagli riguardanti i singoli componenti dell'unità.

Per poter meglio comprendere sia il protocollo di test che le dinamiche di regolazione dell'unità frigorifera durante i transitori di avviamento, vengono presentati nei due paragrafi successivi dei brevi approfondimenti riguardanti le dinamiche di regolazione tipiche delle valvole di laminazione considerate.

2.2.1 VALVOLE DI LAMINAZIONE

Entrambe le valvole di laminazione *TEV* ed *EEV* utilizzate servono a generare la perdita di carico tra condensatore ed evaporatore, perdita di carico necessaria per mantenere il corretto dislivello di pressione tra i due componenti. Esse consentono inoltre di mantenere un determinato valore di surriscaldamento del vapore aspirato dal compressore.

Sono formate da un corpo metallico stampato a caldo nel quale trova alloggiamento un orificio a geometria variabile che permette la modulazione della sezione di passaggio del refrigerante.

L'equazione alla base del funzionamento delle due valvole è quella che mette in relazione la portata volumetrica erogata dalla valvola con la perdita di carico generata:

$$\dot{V} = K_v * \sqrt{\Delta P_v} \quad \text{Eq. 2.1}$$

Dove \dot{V} è la portata volumetrica di refrigerante, ΔP_v è la perdita di carico concentrata e K_v è il coefficiente di efflusso della valvola.

Si osserva in particolare che, a parità di ΔP_v , la portata volumetrica erogata dalla valvola aumenta proporzionalmente al coefficiente di efflusso K_v , coefficiente di efflusso che è a sua volta proporzionale alla sezione dell'orificio della valvola.

L'estensione della sezione di passaggio dipende dalla posizione dell'otturatore, che a sua volta viene comandato sulla base di un segnale feedback, segnale che in entrambi i casi è un segnale di surriscaldamento.

Se la funzione che lega la posizione dell'otturatore con la sezione di passaggio è una funzione lineare allora si parla di valvola di laminazione lineare. Viceversa, se la relazione è una esponenziale, come nel caso delle valvole *TEV* ed *EEV* utilizzate nei test, si parla di valvola di laminazione equipercentuale. Dal punto di vista della regolazione, il vantaggio nell'utilizzo di una valvola equipercentuale consiste nella possibilità di avere una regolazione molto precisa anche per piccole portate di refrigerante.

Essendo la *TEV* e la *EEV* valvole di laminazione equipercentuale con uguale K_v ($0.066 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$), ed essendo entrambe regolate su un segnale di surriscaldamento, ciò che contraddistingue il funzionamento di queste due valvole è esclusivamente la modalità con la quale tale segnale di surriscaldamento viene processato e la dinamica di controllo che si instaura per portare il surriscaldamento al valore di set-point.

2.2.1.1 VALVOLA DI LAMINAZIONE TERMOSTATICA

In una valvola di laminazione termostatica (*TEV*) l'attuatore che muove lo stelo di comando dell'otturatore è una membrana. Tale membrana consiste spesso in un disco in acciaio saldato alla testa della valvola.

Come rappresentato in Fig. 2.3, la membrana è soggetta al gioco di tre pressioni che fungono da forze motrici: la pressione della molla (p_0), la pressione del refrigerante presente nel capillare del bulbo sensore (p_1) e la pressione del refrigerante nel capillare di equalizzazione (p_2). Quest'ultima pressione coincide, a meno delle perdite di carico, con la pressione di evaporazione.

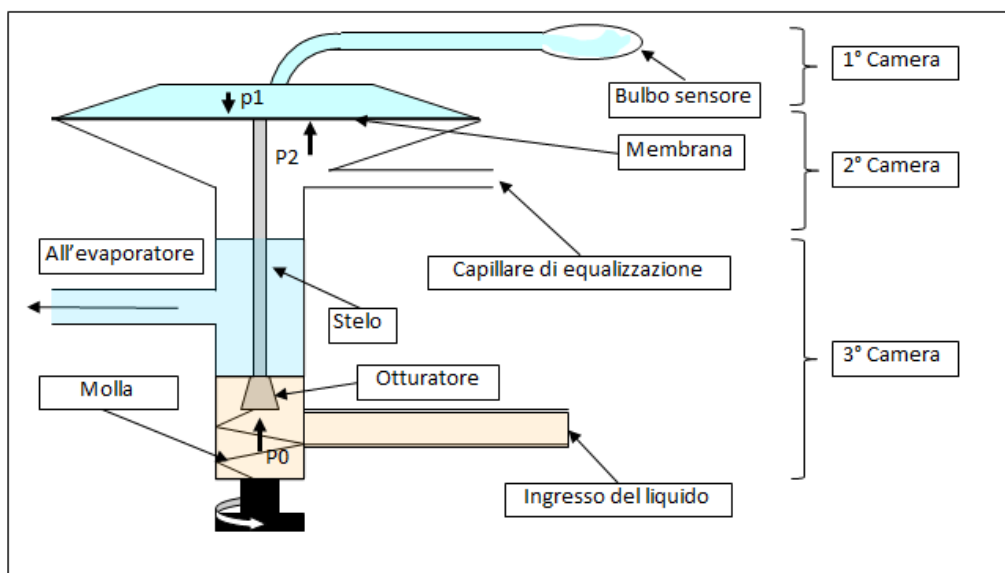


Fig. 2.3 – Rappresentazione schematica di una valvola di laminazione termostatica (Nardotto, 2005).

Come evidenziato in Fig. 2.3, la valvola *TEV* può essere suddivisa in tre camere:

- Una prima camera, comunicante con il bulbo sensore, è posizionata sulla parte superiore della membrana. In tale camera è predisposto un attacco con il capillare proveniente dal bulbo sensore, capillare che viene riempito con lo stesso refrigerante (in condizione bifase) caricato nel circuito. Il bulbo è un sensore di temperatura accoppiato con il condotto in uscita dall'evaporatore tramite una pasta termica ad alta conduttività. Esso viene fissato al condotto tramite delle fascette e poi ricoperto di materiale isolante in modo da minimizzare lo scambio di calore tra il bulbo sensore e l'ambiente esterno. Idealmente il sistema bulbo-capillare misura quindi la temperatura del refrigerante in uscita dall'evaporatore, converte tale segnale di temperatura in un segnale di pressione e trasmette tale pressione alla parete superiore della membrana. Date le ridotte dimensioni del bulbo e del capillare, ad una variazione del segnale di temperatura proveniente dal bulbo sensore corrisponde una istantanea variazione della pressione sulla superficie superiore della membrana.
- Una seconda camera comunica con l'ingresso (o con l'uscita) dell'evaporatore tramite un capillare di equalizzazione. Anche in questo caso una variazione della pressione di evaporazione si traduce quasi istantaneamente in una variazione della pressione che agisce sulla superficie inferiore della membrana.
- Una terza ed ultima camera contiene lo stelo, l'otturatore e l'orificio di apertura, orificio che consente al refrigerante di fluire dall'ingresso inferiore all'uscita superiore della camera e che realizza il vero e proprio processo di laminazione.

Se il refrigerante in uscita dall'evaporatore si trova in condizione di saturazione, la pressione p_1 esercitata sulla superficie superiore della membrana coinciderà con la pressione p_2 esercitata sulla superficie inferiore dal fluido in evaporazione. L'unica pressione percepita dallo stelo sarà quindi la pressione della molla antagonista (pressione p_0), molla che viene registrata in modo tale da garantire una differenza di pressione nulla ai capi della membrana quando il refrigerante in uscita dall'evaporatore raggiunge il valore di surriscaldamento desiderato.

La membrana si trova in condizione di equilibrio solamente quando il surriscaldamento del refrigerante in uscita dall'evaporatore coincide con il surriscaldamento di set-point desiderato.

La regolazione proporzionale del posizionamento dello stelo è quindi garantita dal sistema bulbo sensore - camera superiore.

La dinamica di regolazione è relativamente semplice:

- Se il surriscaldamento del refrigerante in uscita dall'evaporatore cresce, la valvola apre maggiormente l'otturatore, il flusso erogato dalla valvola aumenta e il fronte bifase avanza verso l'uscita dell'evaporatore, consentendo una diminuzione del surriscaldamento;
- Viceversa, se il surriscaldamento del refrigerante in uscita dall'evaporatore decresce, la valvola chiude maggiormente l'otturatore e la portata erogata dalla valvola diminuisce, provocando un incremento del surriscaldamento.

2.2.1.2 VALVOLA DI LAMINAZIONE ELETTRONICA

La valvola di laminazione elettronica (*EEV*) con motore passo-passo utilizzata può essere, in un certo senso, considerata la versione a controllo elettronico della valvola di laminazione termostatica. L'attuatore, che nel caso della *TEV* è una membrana soggetta a tre pressioni, nella *EEV* è un motore passo-passo che esegue i comandi impartiti da un controllore.

Il capillare di equalizzazione ed il bulbo termostatico vengono sostituiti rispettivamente da un trasduttore di pressione e da una sonda di temperatura.

I segnali di pressione e di temperatura vengono elaborati da un microprocessore che calcola il valore di surriscaldamento (*uscita controllata*) e, implementando un controllo PID, elabora di conseguenza un comando (*segnale di controllo*) da impartire al motore passo-passo.

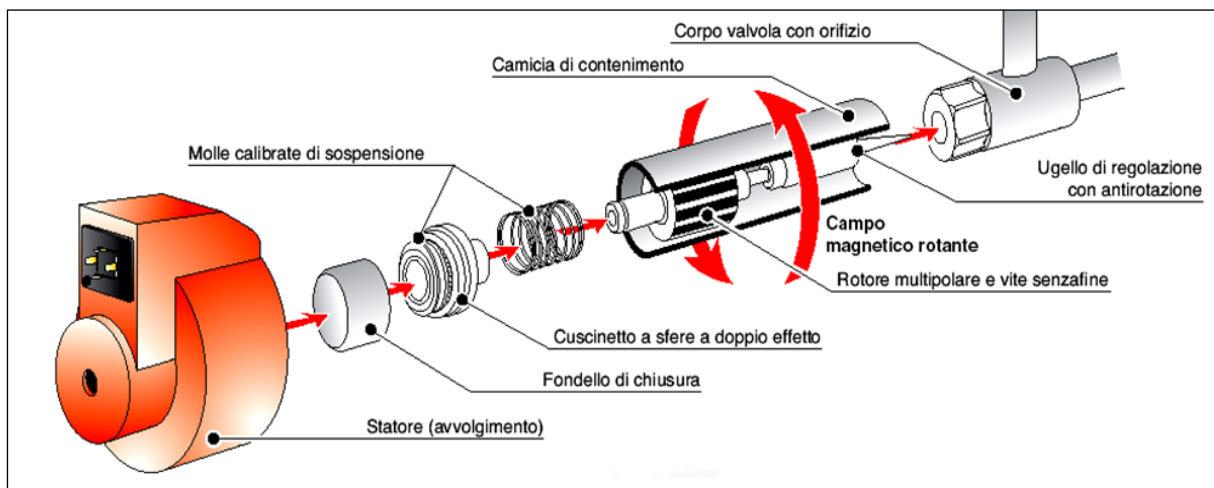


Fig. 2.4 - Rappresentazione schematica di una valvola di laminazione elettronica (Carel Industries, 2014).

Nelle valvole *EEV* è necessario che lo stelo possa compiere un movimento continuo lungo l'asse dell'otturatore della valvola. E' inoltre richiesto che la forza di chiusura dello stelo sia lineare nei confronti della zona ad alta pressione del circuito. La soluzione ad entrambi i problemi viene garantita da un attuatore lineare digitale che incorpora una vite senza-fine in

grado di convertire il movimento discreto del motore passo-passo in un movimento approssimabile ad uno spostamento continuo.

Una caratteristica fondamentale di una valvola *EEV* è la sua *risoluzione*, ovvero la sua accuratezza nell'erogare la quantità di refrigerante desiderata.

Il microprocessore della *EEV*, oltre ad implementare un controllo PID sul surriscaldamento, consente di gestire una serie di funzioni supplementari che possono rivelarsi molto utili al fine di ottimizzare non solo le prestazioni di un'unità in regime stazionario, ma anche le prestazioni nel transitorio di avviamento. Tra queste funzioni ne vengono in seguito citate due che, come di vedrà nel paragrafo 2.4, consentono di ottenere un apprezzabile vantaggio energetico nel transitorio di avviamento rispetto al caso di funzionamento con valvola di laminazione termostatica. Tali funzioni sono:

- La possibilità di chiudere completamente l'otturatore della valvola nell'istante in cui il compressore viene spento. Questa funzione consente di evitare un'indesiderata migrazione di refrigerante dal condensatore (o dal ricevitore di liquido) all'evaporatore durante la fase di *off*, migrazione che comporta una equalizzazione delle pressioni di evaporazione e condensazione;
- La possibilità di impostare una posizione di apertura, ovvero una posizione dello stelo che viene mantenuta nei primi istanti successivi all'avviamento dell'unità, indipendentemente dal valore di surriscaldamento misurato. Questa funzione consente di ridurre l'instabilità del controllo PID nel transitorio di avviamento, evitando, se impostata correttamente, una rischiosa sovralimentazione dell'evaporatore.

2.2.2 VALVOLA ELETTRONICA A SOLENOIDE

Il design ed il principio di funzionamento di una valvola elettronica a solenoide (o valvola solenoide) è molto semplice.

Come si vede in Fig. 2.5, all'interno di un tubo amagnetico viene fissata l'armatura fissa (*contronucleo*) ed inserita quella mobile (*nucleo*) richiamata da una molla. Il tubo, così assemblato, viene inserito nel nucleo tubolare della bobina.

Quando la bobina viene eccitata, l'armatura mobile viene attirata verso l'armatura fissa e il pistone, mantenendosi in posizione di apertura, permette il passaggio del fluido. Viceversa, quando la bobina non è alimentata, il pistone si porta in posizione di chiusura.

Sono valvole con funzionamento aperto/chiuso e non sono adeguate alla modulazione continua.

L'utilizzo della valvola a solenoide in questi test non è quindi volto ad effettuare il processo di laminazione ma è finalizzato a chiudere il circuito nell'istante di spegnimento del compressore, impedendo la migrazione di refrigerante dal condensatore all'evaporatore durante il periodo di *off* dell'unità.

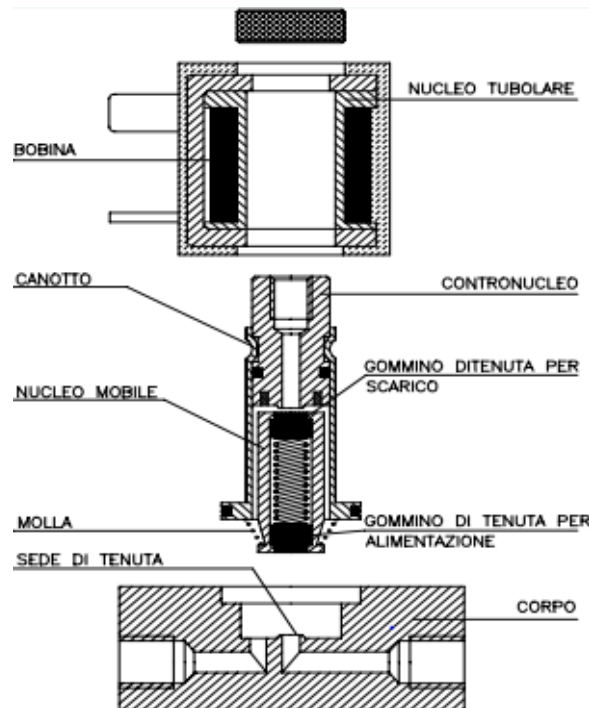


Fig. 2.5 – Rappresentazione schematica di una valvola elettronica a solenoide (Pneumax, 2014).

2.3 PROTOCOLLO DI TEST PER LO STUDIO DELLE CYCLING LOSSES

Per studiare le *cycling losses* si sono analizzate le dinamiche di funzionamento dell'unità (descritta nel paragrafo 2.2) nel transitorio di avviamento considerando tre diverse modalità di test:

- La prima modalità di test prevede di mantenere in posizione di completa chiusura la valvola elettronica *EEV* ed in posizione di completa apertura la valvola solenoide durante l'intera durata della prova. Di fatto, guardando lo schema dell'unità frigorifera in Fig. 2.1, è immediato intuire come questa modalità di test consenta di emulare il funzionamento di una equivalente unità frigorifera equipaggiata con sola valvola di laminazione *TEV*. Nei paragrafi successivi quindi, quando ci si riferisce ai test effettuati con sola valvola *TEV*, si fa implicitamente riferimento a questa prima modalità di funzionamento dell'unità.
- Anche la seconda modalità di test prevede di mantenere sempre in posizione di completa chiusura la valvola *EEV*. La posizione della valvola solenoide viene invece

regolata in funzione dello stato di *on* o di *off* dell'unità. Quando la macchina frigorifera è in stato di *on*, la valvola solenoide riceve dal controllore un comando di completa apertura. Non appena il compressore si spegne, il controllore invia alla valvola un comando di completa chiusura. Come nel caso precedente, quando nei paragrafi successivi ci si riferisce ai test effettuati con valvola solenoide in serie alla valvola *TEV*, si fa in realtà riferimento a questa seconda modalità di funzionamento.

- La terza ed ultima modalità di test prevede di escludere la valvola di laminazione *TEV*, mantenendo la valvola solenoide perennemente in posizione di completa chiusura. In questa ultima prova viene quindi emulato il comportamento di un'unità equivalente equipaggiata con sola valvola di laminazione *EEV*.

Come anticipato nel paragrafo 2.2, la strategia di regolazione della potenza frigorifera utilizzata durante tutti i test è una strategia *on-off*. In particolare si è deciso di regolare lo stato del compressore in modo tale da mantenere una temperatura media dell'acqua in ingresso all'evaporatore di 12 °C.

Questo è stato possibile impostando rispettivamente a 10.1 °C e a 1.7 °C la temperatura di set-point di spegnimento dell'unità ed il differenziale di regolazione (o *soglia differenziale*).

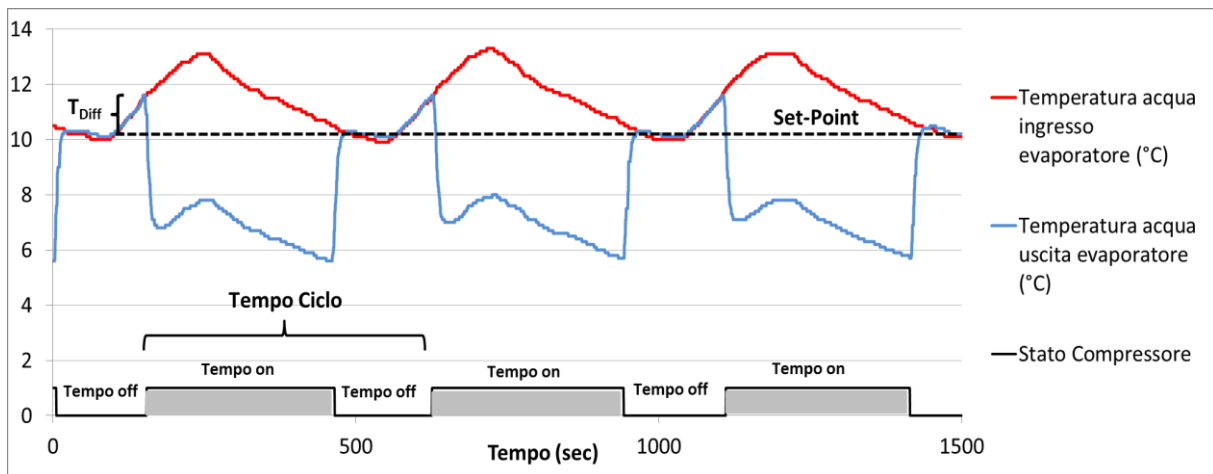


Fig. 2.6 – Temperatura dell'acqua in ingresso e in uscita dall'evaporatore e stato del compressore in uno dei test effettuati.

La Fig. 2.6 fa riferimento ad uno dei test effettuati durante il quale la potenza frigorifera dell'unità è superiore alla potenza termica (costante) erogata dalle resistenze elettriche poste all'interno dell'accumulo d'acqua.

Si nota come inizialmente, durante la fase di *off* dell'unità, la temperatura dell'acqua in ingresso all'evaporatore tenda a crescere per effetto della potenza termica delle resistenze poste all'interno dell'accumulo.

Non appena la temperatura dell'acqua in ingresso all'evaporatore supera la temperatura di set-point maggiorata del differenziale di regolazione (T_{Diff}), l'unità viene avviata e, nella Fig. 2.6, il profilo della temperatura dell'acqua in uscita dall'evaporatore si separa dal profilo della temperatura dell'acqua in ingresso per effetto della potenza frigorifera resa dall'unità.

A causa dell'inerzia termica dell'accumulo, tuttavia, trascorrono alcuni minuti prima che la temperatura dell'acqua in ingresso all'evaporatore inizi a diminuire.

Quando la temperatura dell'acqua in ingresso all'evaporatore raggiunge la temperatura di set-point, il compressore viene spento e nuovamente il profilo della temperatura dell'acqua in ingresso all'evaporatore torna a coincidere con il profilo della temperatura dell'acqua in uscita.

La temperatura dell'acqua in ingresso all'evaporatore rimane stabile per alcuni minuti a causa dell'inerzia termica dell'accumulo e torna infine a crescere per effetto della potenza termica erogata dalle resistenze elettriche.

Il parametro "set-point di surriscaldamento" della valvola *EEV* è stato settato a 6 °C.

Anche la vite di registro della valvola *TEV* è stata regolata in modo tale da mantenere, in condizione stazionaria, un analogo valore del surriscaldamento.

In tutti i test si è mantenuta costante la pressione di condensazione. Questo è stato possibile grazie all'utilizzo di un ventilatore a velocità variabile, ventilatore regolato da un controllo PID impostato in modo da mantenere una temperatura di saturazione in condensazione di 52 °C.

Per facilitare la comprensione del protocollo di test si fa ora riferimento alla Tabella 2.2, tabella che riassume i test condotti ed i rispettivi risultati ottenuti in termini di *EER* medi e di *cycling losses*. Si ignorino per ora le ultime due colonne (*EER* medi e *cycling losses*) che verranno analizzate nel paragrafo 2.4.

La potenza termica erogata dalle resistenze, inizialmente 0.65 kW, viene mantenuta costante durante ciascuna sessione di test. Ciascuna sessione è composta da una serie di tre prove: una prova con sola valvola termostatica (*TEV*), una prova con valvola termostatica montata in serie ad una valvola solenoide (*TEV**) e una prova con sola valvola di laminazione elettronica (*EEV*).

Ogni prova consiste in una serie di 10 avviamenti e spegnimenti consecutivi. Ne consegue che, come evidenziato in Tabella 2.2, la durata effettiva di ciascuna prova (settima colonna) varia a seconda delle condizioni considerate.

Fatte le tre prove a potenza 0.65 kW, la potenza termica erogata dalle resistenze viene poi aumentata e portata a 2.05 kW. All'aumento della potenza termica erogata coincide quindi un aumento del fattore di carico, inteso come il rapporto tra la potenza termica delle

resistenze e la potenza frigorifera nominale dell'unità. La nuova potenza termica delle resistenze viene mantenuta costante durante la nuova sessione di test e altre tre prove (TEV, TEV* ed EEV) vengono effettuate, ciascuna della durata di 10 cicli.

Questo procedimento viene successivamente ripetuto aumentando via via la potenza termica erogata dalle resistenze, fino a farla coincidere con la potenza frigorifera nominale dell'unità.

Con questo protocollo di test si sono volute ricreare le possibili condizioni di funzionamento di un impianto reale. Come in un impianto reale, infatti, i principali parametri che influenzano il *duty-cycle* e la frequenza di *on-off* dell'unità sono il carico termico, la potenza frigorifera, il volume dell'accumulo e il differenziale di regolazione della temperatura dell'acqua in ingresso (o in uscita) all'evaporatore.

Tabella 2.2 – Riassunto dei test condotti e dei risultati ottenuti in termini di \overline{EER} e di *cycling losses*.

Potenza Termica Resistenze (kW)	Fattore di carico	Valvola utilizzata	Tempo di off (min)	Tempo di on (min)	Tempo ciclo (min)	Durata test (h)	Frequenza on-off (on-off/h)	\overline{EER}	Cycling Losses %
0.65	10%	TEV	84.8	4.6	89.4	14.9	0.7	2.27	13.5%
		TEV*	86.2	4.4	90.6	15.1	0.7	2.39	8.8%
		EEV	85.2	3.5	88.7	14.8	0.7	2.46	6.1%
2.05	30%	TEV	13.6	5.6	19.2	3.2	3.1	2.35	10.5%
		TEV*	13.0	5.0	18.0	3.0	3.3	2.40	8.4%
		EEV	14.1	5.2	19.3	3.2	3.1	2.47	5.7%
3.38	50%	TEV	6.2	6.6	12.8	2.1	4.7	2.44	6.8%
		TEV*	6.8	6.4	13.2	2.2	4.6	2.46	6.1%
		EEV	6.1	6.2	12.4	2.1	4.9	2.53	3.3%
4.75	70%	TEV	5.2	11.8	17.1	2.8	3.5	2.59	1.3%
		TEV*	5.4	12.0	17.4	2.9	3.4	2.57	1.9%
		EEV	5.5	10.8	16.4	2.7	3.7	2.61	0.5%
6.09	90%	TEV	4.6	22.4	27.0	4.5	2.2	2.62	0.0%
		TEV*	4.7	22.2	26.9	4.5	2.2	2.61	0.4%
		EEV	4.9	21.8	26.7	4.5	2.2	2.61	0.4%
6.8	100%	TEV	-	-	-	1	-	2.62	0.0%
		TEV*	-	-	-	1	-	2.62	0.0%
		EEV	-	-	-	1	-	2.62	0.0%

Nel protocollo di test, come in un impianto reale, imposta la potenza frigorifera dell'unità e fissati il volume dell'accumulo e la *soglia differenziale* della temperatura, l'unico parametro ad influenzare il *duty-cycle* e la frequenza di *on-off* è il carico termico.

La Tabella 2 evidenzia che, a parità di valvola di laminazione utilizzata, ad ogni carico termico corrisponde un ben definito tempo di *off* e tempo di *on* dell'unità, e corrisponde quindi una ben determinata frequenza di *on-off*.

E' intuitivo comprendere il perché ad minore carico termico corrisponda un maggiore tempo di *off* e un più breve tempo di *on* dell'unità.

Risulta invece meno intuitivo il fatto che la massima frequenza di avviamenti e spegnimenti si ottenga per un carico termico pari alla metà della potenza frigorifera dell'unità. Una dimostrazione matematica di questo fenomeno viene proposta da Schibuola (Schibuola, 2002). Ci si limita qui a far notare che, quando il carico termico è esattamente la metà della potenza frigorifera della macchina, la somma del tempo di *on* e del tempo di *off* dell'unità (e quindi il *duty cycle*) viene minimizzata, e, di conseguenza, viene massimizzata la frequenza di *on-off*.

In questa analisi sperimentale, come suggerito da vari autori (Schibuola, 2002, Uhlmann e Bertsch, 2012), il volume dell'accumulo e la *soglia differenziale* della temperatura sono stati scelti in modo tale da ottenere una frequenza massima di avviamenti orari inferiore a 5. Una più elevata frequenza di avviamenti rischierebbe infatti di ridurre eccessivamente la vita utile del compressore a causa del frequente surriscaldamento degli avvolgimenti elettrici del motore, surriscaldamento dovuto alla corrente di spunto richiesta in fase di avviamento, come già spiegato precedentemente.

Si è già specificato che il *duty-cycle* e la frequenza di *on-off* sono funzioni anche del volume dell'accumulo e della soglia differenziale della temperatura. I risultati in termini di *cycling losses*, riportati in Tabella 2.2 e discussi nel paragrafo 2.4, sono quindi riferiti a questo specifico volume dell'accumulo (0.1 m³) e a questo specifico differenziale di regolazione della temperatura (1.7 °C) e, di conseguenza, non possono essere estesi a priori ad altre configurazioni.

2.4 STIMA DELLE CYCLING LOSSES

In accordo con le definizioni qualitative introdotte nel paragrafo 2.1, si è deciso di esprimere le *cycling losses* percentuali riferite al fattore di carico y e alla valvola di laminazione v come:

$$CyclingLosses \%_{y,v} = \frac{\overline{EER}_{c,v} - \overline{EER}_{on-off,y,v}}{\overline{EER}_{c,v}} \quad \text{Eq. 2.3}$$

Dove $\overline{EER}_{on-off,y,v}$ è l' *EER* medio ottenuto nel test con fattore di carico y e valvola di laminazione v , mentre $\overline{EER}_{c,v}$ è l' *EER* medio ottenuto con l'unità operante continuamente (ovvero fattore di carico 100%) e con la valvola di laminazione v .

Per una accurata valutazione delle *cycling losses* è quindi fondamentale una adeguata accuratezza nella stima degli *EER* medi.

Si è inizialmente calcolato l' *EER* medio come media degli *EER* istantanei dell'unità durante l'intera prova, *EER* istantanei a loro volta calcolati come:

$$EER_{y,v} = \frac{P_{fr,y,v}}{P_{el\ compr,y,v} + P_{el\ pompa,y,v} + P_{el\ vent,y,v}} \quad \text{Eq. 2.4}$$

Dove $P_{el\ compr,y,v}$, $P_{el\ pompa,y,v}$ e $P_{el\ vent,y,v}$ sono rispettivamente le potenze elettriche assorbite dal compressore, dalla pompa e dal ventilatore mentre $P_{fr,y,v}$ è la potenza frigorifera dell'unità.

Nella Eq. 2.4 la potenza frigorifera è a sua volta calcolata come:

$$P_{fr,y,v} = \dot{m}_w * c_{p,w} * (T_{in\ w,y,v} - T_{out\ w,y,v}) \quad \text{Eq. 2.5}$$

Dove $T_{in\ w,y,v}$ e $T_{out\ w,y,v}$ sono rispettivamente le temperature di ingresso e di uscita dell'acqua dall'evaporatore.

Nota la precisione delle sonde di temperatura, del misuratore di portata massica e dei trasduttori di potenza elettrica (Tabella 2.1), applicando la teoria della propagazione degli errori si stimata una incertezza nella determinazione degli EER istantanei del $\pm 8\%$. Tale incertezza è stata ritenuta eccessiva per una adeguata quantificazione del fenomeno delle *cycling losses*.

Si è quindi preferito calcolare gli EER medi come:

$$\overline{EER}_{on-off,y,v} = \frac{E_{th\ heaters,y,v} + E_{losses\ tank,y,v}}{E_{el\ compr,y,v} + E_{el\ vent,y,v} + E_{el\ pompa,y,v}} \quad \text{Eq. 2.6}$$

Dove $E_{th\ heaters,y,v}$ è l'energia termica fornita dalle resistenze elettriche durante l'intero test, $E_{losses\ tank,y,v}$ è l'energia termica assorbita dall'accumulo a spese dell'ambiente esterno, e $E_{el\ compr,y,v}$, $E_{el\ vent,y,v}$ e $E_{el\ pompa,y,v}$ sono rispettivamente le energie elettriche assorbite dal compressore, dal ventilatore e dalla pompa di circolazione dell'acqua.

Affinchè $\overline{EER}_{on-off,y,v}$ (calcolato come in Eq. 2.6) rappresentasse effettivamente l' EER medio dell'unità, ciascun test è stato ritenuto concluso quando, successivamente al decimo spegnimento, la temperatura media dell'accumulo coincideva con la temperatura media dell'accumulo nell'istante iniziale. In quel preciso istante, infatti, la somma dell'energia termica fornita dalle resistenze e dell'energia termica assorbita dall'accumulo a spese dell'ambiente esterno coincide con l'energia frigorifera prodotta dall'unità.

Nell'Eq. 2.6, $E_{th\ heaters,y,v}$, $E_{el\ compr,y,v}$, $E_{el\ vent,y,v}$ e $E_{el\ pompa,y,v}$ sono state misurate integrando nel tempo le rispettive potenze istantanee misurate dai misuratori di potenza elettrica. $E_{losses\ tank,y,v}$ è stata invece stimata misurando la temperatura dell'ambiente e la temperatura media dell'accumulo durante i test e stimando un valore medio del coefficiente di dispersione termica dell'accumulo isolato pari a $1.2\ W\ m^{-2}\ K^{-1}$.

Il contributo della potenza termica assorbita dall'accumulo per radiazione è stata invece considerata trascurabile.

Grazie all'elevata precisione dei trasduttori di potenza elettrica, e grazie al ridotto effetto dei guadagni termici dell'accumulo a spese dell'ambiente, applicando la teoria della propagazione degli errori si è stimata una incertezza nel calcolo dell'*EER* medio del $\pm 1\%$. Tale incertezza nel calcolo dell'*EER* medio è stata ritenuta accettabile per una adeguata quantificazione delle *cycling losses*.

Le ultime due colonne della Tabella. 2.2 riassumo i valori degli *EER* medi e delle *cycling losses* calcolati rispettivamente come in Eq. 2.6 e in Eq. 2.3.

Le *cycling losses* sono nulle per fattori di carico unitari in quanto, quando il carico termico eguaglia la potenza frigorifera, l'unità è in una condizione di continuo funzionamento e non ci sono inefficienze legate ai transitori di avviamento.

Per fattori di carico inferiori all'unità, invece, le *cycling losses* assumono valori non nulli, segno che esistono delle effettive inefficienze che caratterizzano i transitori di avviamento.

Si noti inoltre come i valori delle *cycling losses* dipendano dal tempo di *on* dell'unità, dal tempo di *off* e dal tipo di valvola di laminazione utilizzata.

In particolare la Tabella 2.2 evidenzia che, a parità di valvola di laminazione, le *cycling losses* aumentano al diminuire del tempo di *on* e all'aumentare del tempo di *off* dell'unità.

Si vede inoltre che, a parità di fattore di carico, le *cycling losses* assumono valori più elevati se si considera l'utilizzo di una sola valvola termostatica (*TEV*). L'utilizzo della valvola solenoide in serie alla valvola *TEV* (*TEV**) consente invece di ridurre le inefficienze che caratterizzano i transitori di avviamento rispetto al caso con sola *TEV*. In assoluto le migliori prestazioni in termini di riduzione delle *cycling losses* vengono ottenute nei test effettuati equipaggiando l'unità con la valvola di laminazione elettronica (*EEV*).

Per capire il perché si siano ottenuti questi risultati è tuttavia necessario andare ad analizzare il diverso comportamento delle valvole di laminazione nei periodi di *off* dell'unità e nei transitori di avviamento della stessa.

2.4.1 DINAMICHE DI REGOLAZIONE DELLA TEV E DELLA EEV DURANTE LA FASE DI OFF DELL'UNITA'

Per poter comprendere le dinamiche della valvola *EEV* e della valvola *TEV* (con e senza valvola solenoide) durante il transitorio di avviamento dell'unità, è necessario innanzitutto andare ad analizzare il comportamento delle due valvole durante il periodo di *off*.

2.4.1.1 DINAMICA DI REGOLAZIONE DELLA TEV SENZA VALVOLA SOLENOIDE DURANTE IL PERIODO DI OFF DELL'UNITA'

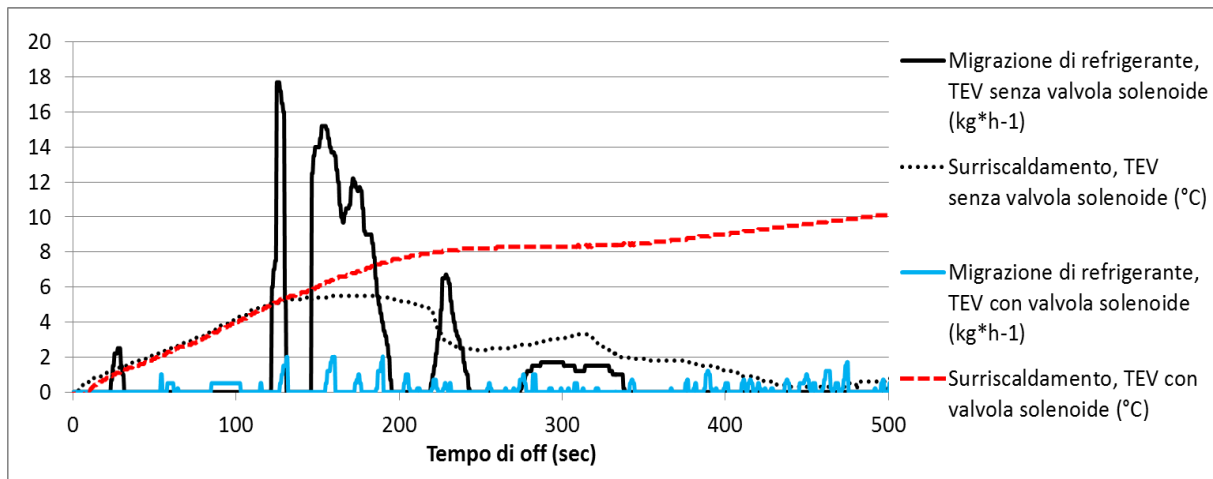


Fig. 2.7 – Migrazione di refrigerante e surriscaldamento durante il periodo di *off* dell'unità in due test con valvola *TEV* con e senza valvola solenoide.

Nel caso dell'utilizzo di una valvola di laminazione termostatica senza valvola solenoide in serie, l'entità della migrazione di refrigerante dalla zona di alta pressione (a monte della valvola) alla zona di bassa pressione (a valle della valvola) dipende innanzitutto dal grado di tenuta della *TEV* con l'otturatore in posizione di completa chiusura.

La tenuta dipende a sua volta dal differenziale di pressione ai capi della *TEV*.

Se la tenuta della valvola è insufficiente, un'elevata portata di refrigerante fluisce dalla zona di alta pressione alla zona di bassa pressione, comportando una veloce equalizzazione delle pressioni dell'evaporatore e del condensatore.

Viceversa, se la tenuta della valvola è elevata, il fenomeno dell'equalizzazione delle pressioni avviene in un tempo più lungo.

Il grafico in Fig. 2.7 rappresenta le portate di refrigerante e i valori di surriscaldamento nei test con *TEV* (con e senza valvola solenoide) negli istanti immediatamente successivi allo spegnimento del compressore.

Ci si concentra inizialmente sul comportamento della valvola *TEV* senza valvola solenoide.

Nell'istante che precede lo spegnimento del compressore, l'otturatore della valvola *TEV* è posizionato in modo tale da erogare esattamente la portata massica di refrigerante che consente di avere un surriscaldamento pari al surriscaldamento di set-point.

Non appena il compressore si spegne, la stessa portata di refrigerante dell'istante precedente fluisce nell'evaporatore comportando un immediato incremento della pressione nello stesso.

All'istantaneo aumento della pressione di evaporazione corrisponde un aumento della temperatura di saturazione e quindi una diminuzione del surriscaldamento. Si è quindi spiegato il valore nullo del surriscaldamento in Fig. 2.7 nell'istante "0".

Come descritto nel paragrafo 2.2.1.1, il capillare di equalizzazione della *TEV* trasmette quasi istantaneamente la variazione della pressione nell'evaporatore alla membrana che, trovandosi in una condizione di non equilibrio, si sposta forzando l'otturatore in una posizione di completa chiusura.

La *TEV* reagisce quasi istantaneamente alla riduzione del surriscaldamento.

In Fig. 2.7, il valore nullo della portata massica nei primi minuti di *off* dell'unità, dimostra come la tenuta dell'accoppiamento otturatore-orificio della *TEV* utilizzata sia elevata.

Nonostante il condotto all'uscita dell'evaporatore e il bulbo sensore della *TEV* siano stati isolati con 1 cm di materiale isolante (elastomero espanso a base di gomma sintetica con $\lambda = 0,034 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$), una (seppur minima) potenza termica viene ceduta dall'ambiente circostante alle pareti del condotto.

Con il passare dei minuti quindi, il refrigerante in condizione di saturazione contenuto nel condotto di aspirazione tende a portarsi ad una temperatura via via superiore, come confermato dall'incremento del surriscaldamento durante i primi tre minuti successivi allo spegnimento del compressore.

Quando il surriscaldamento raggiunge il valore di set-point (6 °C), nel caso della Fig. 2.7 dopo circa due/tre minuti, la *TEV* inizia a regolare, esattamente come farebbe in condizione di funzionamento dell'unità.

Come descritto nel paragrafo 2.2.1.1, il bulbo sensore percepisce un aumento della temperatura del refrigerante nel condotto di aspirazione. Il capillare contenente il refrigerante in condizione bifase traduce tale variazione di temperatura in una variazione di pressione e la trasmette ad un capo della membrana che si sposta di conseguenza, forzando l'otturatore in una posizione di apertura.

Dopo circa due/tre minuti dallo spegnimento del compressore si nota quindi che una certa portata di refrigerante inizia a fluire, attraverso la *TEV*, all'interno dell'evaporatore.

Essendo l'unità in condizione di *off*, a questa portata di refrigerante non corrisponde una portata aspirata dal compressore.

La pressione nell'evaporatore tende perciò ad aumentare, comportando un aumento della temperatura di saturazione e una diminuzione del surriscaldamento.

L'aumento della pressione all'interno dell'evaporatore viene trasmesso dal capillare di equalizzazione della *TEV* alla membrana, che forza nuovamente l'otturatore in una posizione di chiusura.

Se l'isolamento del condotto di aspirazione non è sufficiente, o se la differenza di temperatura tra l'ambiente esterno e la temperatura di saturazione nel condotto è elevata, questo processo di allagamento dell'evaporatore durante il periodo di *off* può ripetersi più volte.

L'esempio in Fig. 2.7 dimostra che l'utilizzo di una valvola *TEV* con tenuta elevata non sia di per sé sufficiente a impedire il fenomeno della migrazione di refrigerante dal condensatore all'evaporatore.

A priori, invece, poco si può dire sulla posizione dell'otturatore della *TEV* nell'istante che precede l'avviamento del compressore. La posizione dell'otturatore dipende infatti dal valore del surriscaldamento percepito dalla *TEV* in quel preciso istante.

2.4.1.2 DINAMICA DI REGOLAZIONE DELLA *TEV* CON VALVOLA SOLENOIDE DURANTE IL PERIODO DI *OFF* DELL'UNITÀ'

Il comportamento dell'unità con *TEV* e con valvola solenoide durante il periodo di *off* è invece completamente differente rispetto al caso esposto nel paragrafo precedente.

Accade infatti che, non appena il compressore si spegne, il controllore forza la valvola solenoide a portarsi in una posizione di completa chiusura.

Tale posizione di chiusura viene poi mantenuta dalla valvola solenoide durante l'intero periodo di *off* dell'unità, indipendentemente dal valore del surriscaldamento nel condotto di aspirazione.

Se la tenuta della valvola solenoide è elevata (come nel caso considerato), il fenomeno della migrazione di refrigerante dalla zona ad alta alla zona a bassa pressione viene quindi annullato, come evidenziato in Fig. 2.7.

Anche in questo caso la potenza termica ceduta dall'ambiente al condotto di aspirazione tende a surriscaldare il refrigerante, che si trova inizialmente in stato di saturazione.

La *TEV* si comporta esattamente come si comporterebbe in assenza della valvola solenoide, ovvero, quando il surriscaldamento raggiunge il valore di set-point, forza l'otturatore in una posizione di apertura.

A differenza del caso senza valvola solenoide, tuttavia, a tale apertura dell'otturatore non corrisponde un flusso di refrigerante attraverso la valvola, in quanto la migrazione del refrigerante viene impedita dalla valvola solenoide.

Differentemente dal caso senza valvola solenoide, il valore del surriscaldamento in Fig. 2.7 continua quindi a crescere.

Si può concludere che, a parità di isolamento del condotto di aspirazione e a parità di temperatura dell'ambiente esterno, tanto maggiore sarà il tempo di *off* dell'unità, tanto maggiore sarà il surriscaldamento percepito dalla *TEV* e tanto più l'otturatore della valvola, nell'istante di avviamento dell'unità, si troverà in una posizione di completa apertura.

2.4.1.3 DINAMICA DI REGOLAZIONE DELLA EEV DURANTE IL PERIODO DI OFF DELL'UNITA'

La dinamica del processo di migrazione di refrigerante dal condensatore all'evaporatore durante la fase di *off* dell'unità è, nel caso con valvola *EEV*, molto simile al caso con *TEV* e valvola solenoide in serie descritto nel paragrafo 2.4.1.2.

Non appena il compressore viene spento, il controllore invia alla valvola *EEV* un comando di completa chiusura.

Grazie alla funzione supplementare implementata dal microprocessore della *EEV*, funzione descritta nel paragrafo 2.2.1.2, l'otturatore si mantiene in una posizione di completa chiusura durante l'intero periodo di *off*, indipendentemente dal valore di surriscaldamento rilevato.

L'unica differenza rispetto al caso della *TEV* senza valvola solenoide consiste quindi nella posizione dell'otturatore della valvola di laminazione nell'istante che precede l'avviamento del compressore. Infatti, mentre l'otturatore della valvola *TEV* si trova in una posizione di apertura (più o meno completa in funzione del surriscaldamento rilevato), l'otturatore della valvola *EEV* è forzato in una posizione di completa chiusura.

2.4.2 DINAMICHE DI REGOLAZIONE DELLA TEV E DELLA EEV DURANTE IL TRANSITORIO DI AVVIAMENTO DELL'UNITA'

Una volta analizzati il fenomeno della migrazione di refrigerante e il comportamento delle valvole di laminazione durante il periodo di *off*, si è poi focalizzata l'attenzione sulla dinamica di regolazione della *TEV* e della *EEV* durante il transitorio di avviamento dell'unità.

2.4.2.1 DINAMICA DI REGOLAZIONE DELLA TEV SENZA VALVOLA SOLENOIDE DURANTE IL TRANSITORIO DI AVVIAMENTO DELL'UNITA'

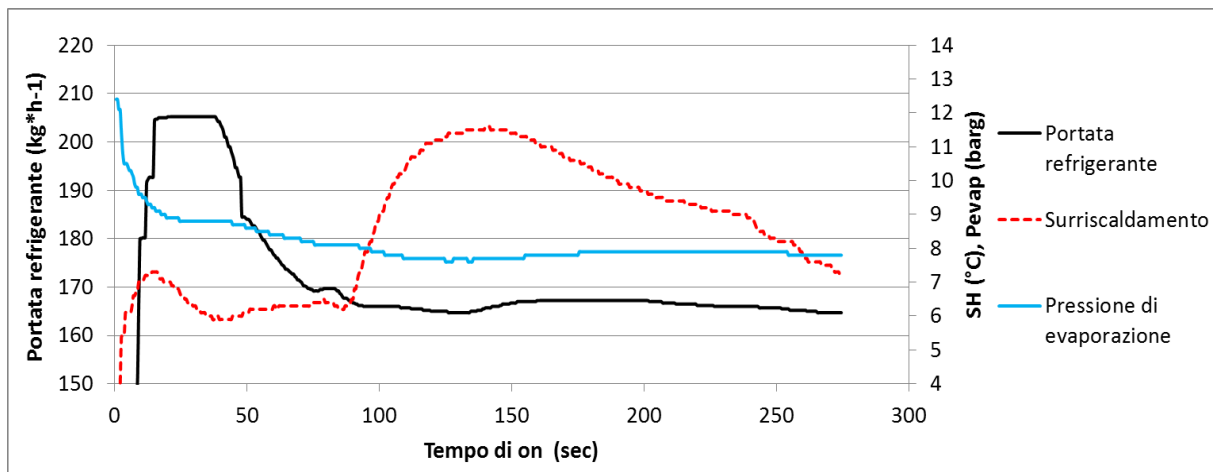


Fig. 2.8 – Portata di refrigerante, surriscaldamento (SH) e pressione di evaporazione (P_{evap}) nel transitorio di avviamento di un test con valvola TEV senza valvola solenoide.

Si è già visto nel paragrafo 2.4.1.1 come l'otturatore della TEV , nell'istante immediatamente precedente l'avviamento del compressore, possa trovarsi alternativamente in una posizione di apertura o in una posizione di chiusura, in funzione del surriscaldamento a valle dell'evaporatore. Si supponga, come nell'esempio evidenziato in Fig. 2.8, che l'otturatore si trovi inizialmente in una posizione di completa chiusura.

Non appena il compressore viene avviato, una certa portata di massa viene rimossa dall'evaporatore. A tale portata di massa uscente non corrisponde, nei primi istanti, una uguale portata massica erogata dalla TEV , che si trova ancora con l'otturatore in stato di chiusura.

Quindi, nei primi istanti, la pressione nell'evaporatore diminuisce bruscamente (come in Fig. 2.8) e con essa diminuisce la temperatura di saturazione. Ne consegue che il surriscaldamento aumenta molto rapidamente.

Come spiegato nel paragrafo 2.2.1.1, la dinamica di regolazione della TEV è molto rapida. Il capillare di equalizzazione trasmette la diminuzione della pressione nell'evaporatore alla membrana che, istantaneamente, forza l'otturatore a portarsi in una posizione di quasi completa apertura.

Una elevata portata di refrigerante transita attraverso la TEV e perciò la pressione di evaporazione cala piuttosto lentamente.

Trascorrono quasi due minuti prima che la pressione di evaporazione riesca a raggiungere il valore poi mantenuto in condizione stazionaria.

La portata erogata inizialmente dalla *TEV* è inoltre così elevata da svuotare il ricevitore di liquido posto a valle del condensatore. Ne consegue che, nonostante il surriscaldamento raggiunga in meno di un minuto il valore di set-point, la portata massica erogata dalla valvola continua a diminuire. Dopo circa 90 secondi si nota come, nonostante l'otturatore della *TEV* si trovi in una posizione di completa apertura, la portata erogata sia insufficiente per mantenere il surriscaldamento di set-point. Il surriscaldamento inizia quindi ad aumentare. Solamente dopo circa 150 secondi, quando la redistribuzione del refrigerante nel circuito è avvenuta completamente, la *TEV* può erogare una portata di refrigerante tale da portare, seppur lentamente, il surriscaldamento al valore di set-point.

2.4.2.2 DINAMICA DI REGOLAZIONE DELLA TEV CON VALVOLA SOLENOIDE DURANTE IL TRANSITORIO DI AVVIAMENTO DELL'UNITA'

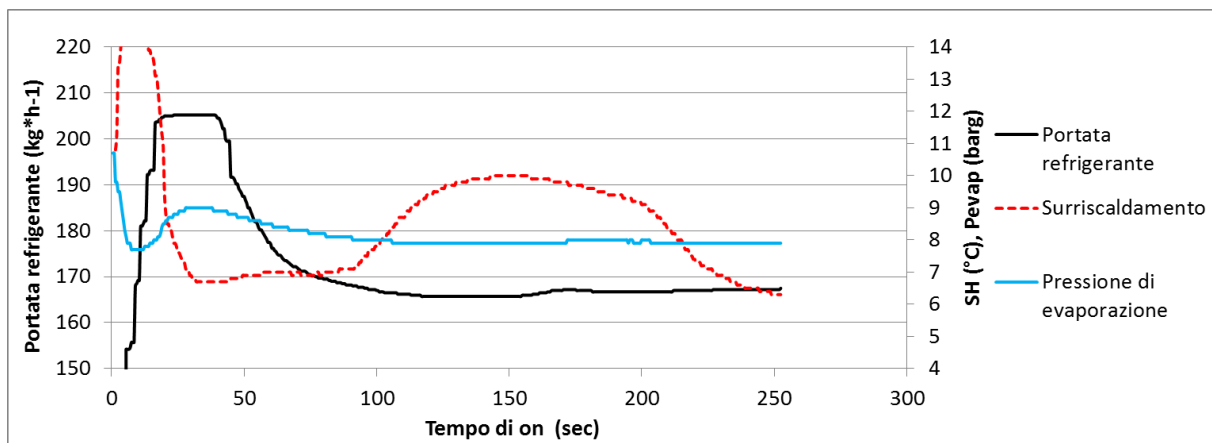


Fig. 2.9 - Portata di refrigerante, surriscaldamento (SH) e pressione di evaporazione (P_{evap}) nel transitorio di avviamento di un test con valvola *TEV* e con valvola solenoide.

Come spiegato nel paragrafo 2.4.1.2, l'otturatore della valvola *TEV*, nell'istante in cui il compressore viene avviato, è in posizione di apertura.

Inoltre, essendo stato evitato il fenomeno della migrazione di refrigerante durante la fase di *off*, l'evaporatore non è allagato, come invece accadeva nel caso senza valvola solenoide in serie.

Ne consegue che la pressione di evaporazione, già inferiore rispetto al caso precedente nell'istante di avviamento del compressore (grazie alla ridotta equalizzazione delle pressioni), decresce molto più rapidamente rispetto al caso senza valvola solenoide in quanto il poco refrigerante presente nell'evaporatore viene rapidamente rimosso.

A tale crollo della pressione di evaporazione corrisponde un istantaneo aumento del surriscaldamento.

Non appena il comando di accensione viene inviato dal controllore dell'unità al compressore, un segnale di apertura viene inviato dal controllore della valvola solenoide alla stessa. Quando la valvola solenoide apre, essendo già l'otturatore della TEV in posizione di apertura, una elevata portata di refrigerante fluisce all'interno dell'evaporatore. Tale portata massica è nettamente superiore a quella aspirata dal compressore e quindi la pressione di evaporazione, inizialmente crollata, dopo una ventina di secondi inizia a crescere.

Il surriscaldamento, istantaneamente aumentato all'avvio del compressore, raggiunge rapidamente il valore di set-point. Tuttavia, come nel caso precedente, la portata di refrigerante erogata dalla TEV negli istanti iniziali è talmente elevata da comportare uno svuotamento del ricevitore di liquido posto a valle del condensatore. Dopo circa 100 secondi, a causa dello svuotamento del ricevitore di liquido, la TEV non è più in grado di erogare la portata massica richiesta per mantenere il surriscaldamento al valore di set-point.

Nonostante l'otturatore della TEV si trovi in posizione di completa apertura, il surriscaldamento inizia quindi ad aumentare. Il surriscaldamento torna a calare solamente dopo circa 150, quando la redistribuzione del refrigerante nel circuito è avvenuta completamente.

2.4.2.3 DINAMICA DI REGOLAZIONE DELLA EEV DURANTE IL TRANSITORIO DI AVVIAMENTO DELL'UNITA'

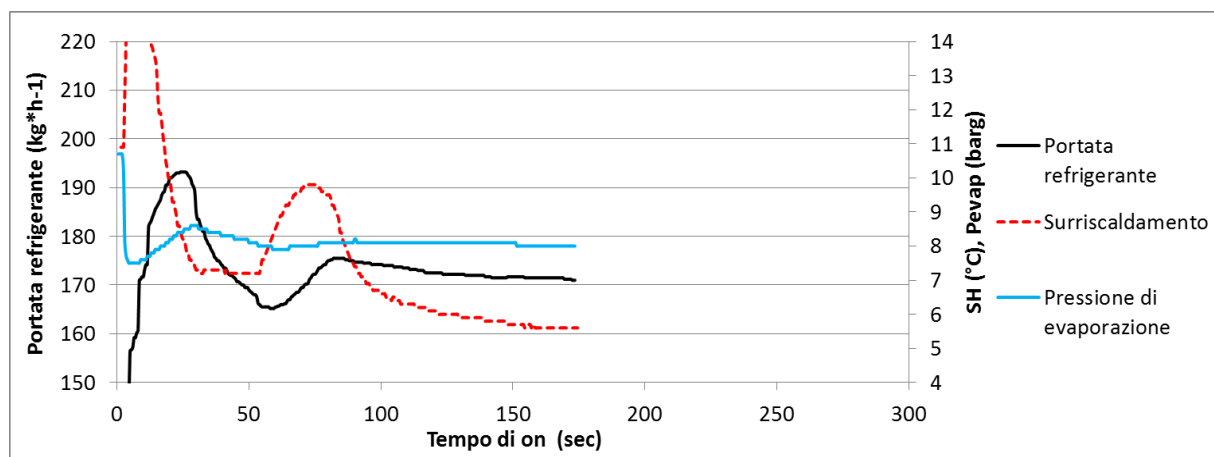


Fig. 2.10 - Portata di refrigerante, surriscaldamento (SH) e pressione di evaporazione (P_{evap}) nel transitorio di avviamento di un test con valvola EEV.

Come si è visto nel paragrafo 2.4.1.3, anche nel test con EEV l'evaporatore non si trova in uno stato di allagamento nell'istante di avvio del compressore.

Non appena il compressore viene avviato, il controller della EEV invia alla valvola un comando di apertura. Lo stelo (e di conseguenza l'otturatore) della EEV si porta quindi in una

posizione di apertura (impostabile tramite un apposito parametro) e si mantiene in tale posizione per alcuni secondi, indipendentemente dal valore del surriscaldamento misurato.

Al fine di ottimizzare le prestazioni dell'unità nei transitori di avviamento è fondamentale un adeguato settaggio della posizione di apertura dell'otturatore.

Dai test è emerso che, con un'apertura eccessiva, in questo caso nell'ordine dell' 80%-100% dell'apertura massima, si rischia infatti di allagare l'evaporatore e, nel peggiore dei casi, di provocare un ritorno di refrigerante liquido al compressore. Questo fenomeno è facilmente individuabile in quanto il liquido, entrando nella camera di aspirazione a bassa pressione del compressore, si espande, evapora e provoca un veloce raffreddamento della carcassa del compressore con conseguente rapido brinamento dello stesso, come nell'esempio in Fig. 2.11.



Fig. 2.11 – Esempio di brinamento della carcassa del compressore, provocato dall'aspirazione di refrigerante liquido nei test effettuati con apertura iniziale della valvola EEV 90%.

Ovviamente l'aspirazione di liquido, oltre ad essere una grave causa di inefficienza energetica nel transitorio di avviamento, se avviene periodicamente ad ogni avviamento del compressore comporta una drastica riduzione della vita utile dello stesso.

D'altro canto, un'apertura eccessivamente ridotta, nell'ordine del 10%-30% dell'apertura massima, comporta una sottoalimentazione dell'evaporatore, con conseguente aumento della superficie soggetta a scambio di calore sensibile e diminuzione della superficie soggetta a scambio di calore latente. In questo caso il rischio è un decremento dell'efficienza dell'evaporatore.

E' fondamentale quindi che tale parametro di apertura della valvola *EEV* venga correttamente settato e ottimizzato in funzione delle specifiche condizioni operative dell'unità.

Dai test è emerso che, nelle condizioni operative considerate, degli ottimi risultati possono essere ottenuti con una posizione di apertura pari al 70% dell'apertura massima della valvola. E' a questa posizione di apertura che fanno riferimento i risultati riportati in questo capitolo.

Una volta mantenuta tale posizione di apertura per alcuni secondi, il controllore della *EEV* inizia a regolare la posizione dell'otturatore in funzione del surriscaldamento calcolato.

Dalla Fig. 2.10 si nota che la pressione di evaporazione, negli istanti iniziali, diminuisce molto velocemente e che il surriscaldamento raggiunge il valore dei set-point più rapidamente rispetto ai due casi con valvola *TEV*.

2.4.3 EER NEL TRANSITORIO DI AVVIAMENTO

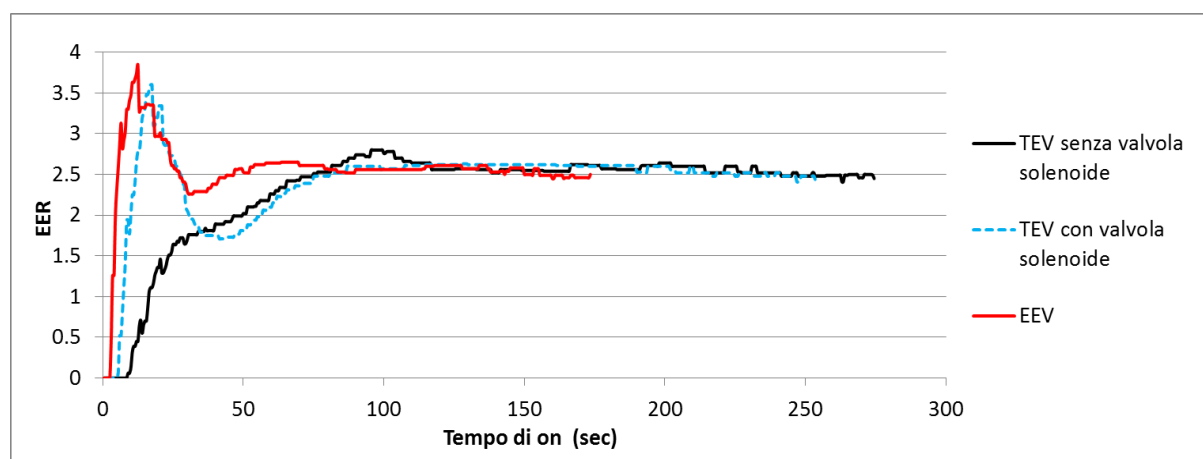


Fig. 2.12 – Profili degli *EER* istantanei durante il transitorio di avviamento in due test con *TEV* con e senza valvola solenoide e in un test con valvola *EEV*.

Una volta analizzate, nel paragrafo 2.4.2, le dinamiche di regolazione delle tre valvole nei primi istanti successivi all'avviamento, si valutano qualitativamente in questo paragrafo i profili degli *EER* dell'unità durante il transitorio.

I valori istantanei degli *EER* riportati in Fig. 2.12 sono stati calcolati come in Eq. 2.4, mentre le potenze frigorifere sono state calcolate come in Eq. 2.5.

Da un'analisi delle potenze elettriche assorbite dal compressore è emerso che, durante i transitori di avviamento, i diversi profili degli *EER* ottenuti nei test sono da attribuire non tanto ai diversi assorbimenti elettrici, ma piuttosto alle diverse potenze frigorifere rese all'evaporatore. E' infatti innegabile che parte delle inefficienze nel transitorio siano dovute

alla corrente di spunto iniziale richiesta dal motore del compressore, ma è anche evidente che, essendo tale corrente di spunto necessaria solamente per pochi decimi di secondo successivi all'avviamento, questa inefficienza non sarebbe di per sé sufficiente a giustificare i diversi valori degli *EER* misurati anche nei secondi (se non nei minuti) successivi. A simili conclusioni sono giunti Hubacher e Ehrbar (2001) nello studio dei transitori di avviamento delle pompe di calore aria-acqua.

I ridotti valori degli *EER* ottenuti negli istanti iniziali con *TEV* senza valvola solenoide sono quindi causati da una ridotta resa frigorifera. Le cause della ridotta resa dell'evaporatore sono ora facilmente intuibili grazie alle considerazioni sulla dinamica di regolazione della *TEV* fatte nel paragrafo 2.4.2.1. La pressione di evaporazione si mantiene infatti elevata e con essa si mantiene elevata la temperatura di saturazione. La ridotta resa frigorifera è quindi causata da una differenza di temperatura media tra i due fluidi eccessivamente ridotta.

Nei test con valvola *TEV* e valvola solenoide, invece, la potenza frigorifera inizialmente aumenta molto velocemente, ma tende poi a diminuire quando l'evaporatore viene sovralimentato.

Infine si nota come, grazie alla maggior potenza frigorifera resa dell'evaporatore, i valori più elevati degli *EER* negli istanti iniziali siano stati ottenuti con l'utilizzo della valvola *EEV*.

Poiché i tre profili degli *EER* in Fig. 2.12 fanno riferimento ad una identica condizione di test, e quindi ad uno stesso valore del carico termico, un'ulteriore evidenza della maggior potenza frigorifera resa all'evaporatore (durante il transitorio di avviamento) con l'utilizzo della *EEV* è la minor durata del test con valvola di laminazione elettronica rispetto ai due test con *TEV*. La maggior potenza frigorifera ottenibile con la *EEV* negli istanti iniziali consente, infatti, di raffreddare più velocemente l'accumulo e di raggiungere la temperatura di set-point dell'acqua in un tempo più breve.

2.4.4 GRAFICO DELLE CYCLING LOSSES E COMMENTO

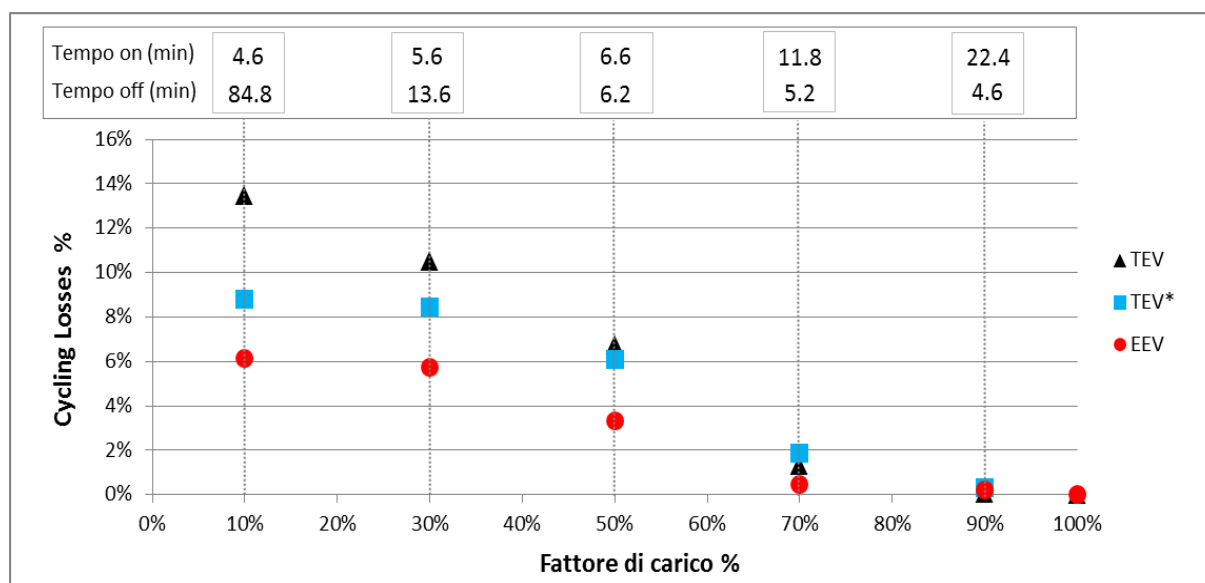


Fig. 2.13 – Valore delle *cycling losses* in funzione del carico termico e del tipo di valvola di laminazione testata. Le valvole considerate sono la valvola termostatica senza valvola solenoide (*TEV*), la valvola termostatica con valvola solenoide (*TEV) e la valvola *EEV*.**

I test effettuati, riassunti in Tabella 2.2, hanno quindi dimostrato che il fenomeno delle *cycling losses* esiste e dipende dal tipo di valvola di laminazione utilizzata, dal tempo di *on* e dal tempo di *off* che intercorre tra due avviamenti successivi.

La Fig. 2.13 rende più immediata l'analisi dei valori delle *cycling losses* riportati in Tabella 2.2.

Si parta da un fattore di carico pari al 100%. Per quel fattore di carico la potenza termica erogata dalle resistenze elettriche, poste all'interno dell'accumulo d'acqua, coincide esattamente con la potenza frigorifera dell'unità in condizione stazionaria. Non vi sono avviamenti in quanto l'unità è in perenne stato di *on* e quindi il valore delle *cycling losses* è nullo.

Per un fattore di carico del 90% il tempo di *on* dell'unità, circa 22 minuti, è molto superiore alla durata del transitorio di avviamento che, per fissare le idee, è compreso tra i 60 e i 120 secondi (in funzione della valvola di laminazione utilizzata). Solo una piccola percentuale dell'energia frigorifera viene erogata con l'*EER* ridotto che caratterizza il transitorio di avviamento, mentre la maggior parte dell'energia viene erogata con l'*EER* che compete al regime stazionario. Ne consegue che le *cycling losses* possono essere considerate trascurabili.

Le *cycling losses* iniziano ad assumere valori non trascurabili per fattori di carico del 50%. Per questo valore del fattore di carico, tuttavia, il tempo di *off* è ancora breve, circa 6-7 minuti, e il fenomeno della migrazione di refrigerante nel test con *TEV* senza valvola solenoide è

ancora contenuto. Non vi sono dunque significative differenze nei valori delle *cycling losses* tra i test con *TEV* con o senza valvola solenoide.

Via via che il fattore di carico decresce, il tempo di *on* diminuisce e l'influenza del ridotto *EER* nel transitorio di avviamento si fa più marcata. Inoltre il tempo di *off* aumenta e il fenomeno della migrazione di refrigerante nel test con *TEV* senza valvola solenoide inizia ad essere consistente.

Per questi due motivi, con un fattore di carico del 10%, le *cycling losses* nel caso con *TEV* senza valvola solenoide raggiungono valori superiori al 13%.

L'introduzione di una valvola solenoide consente di limitare il fenomeno della migrazione di refrigerante e consente quindi di ridurre l'entità delle *cycling losses*.

Le migliori prestazioni, in termini di riduzione delle *cycling losses*, vengono tuttavia ottenute nei test effettuati con valvola *EEV*.

2.5 CONCLUSIONI

I test sperimentali effettuati sul refrigeratore d'acqua a R410A, con potenza frigorifera nominale 6.8 kW e compressore *scroll* regolato con tradizionale *on-off*, hanno dimostrato che il fenomeno delle *cycling losses* esiste e può assumere entità anche non trascurabili.

In particolare, l'entità delle *cycling losses* dipende dal tempo di *on* e dal tempo di *off* che intercorre tra due avviamenti consecutivi e dal tipo di valvola di laminazione utilizzata.

Minore è il tempo di *on*, maggiore è l'influenza delle ridotte prestazioni durante il transitorio di avviamento e maggiori sono le *cycling losses*.

Maggiore è il tempo di *off*, più marcato è il fenomeno della migrazione di refrigerante dalla zona di alta alla zona di bassa pressione e maggiori sono le *cycling losses*.

L'utilizzo di una valvola solenoide posta in serie ad una valvola *TEV* può consentire di ridurre drasticamente la migrazione di refrigerante durante il periodo di *off* e può quindi consentire di ridurre l'entità delle *cycling losses*.

Le migliori prestazioni, in termini di riduzione delle *cycling losses*, vengono in ogni caso ottenute grazie all'utilizzo di una valvola *EEV*, valvola che consente da un lato di ridurre il fenomeno della migrazione di refrigerante durante il periodo di *off*, dall'altro consente di massimizzare la resa frigorifera negli istanti immediatamente successivi all'avviamento dell'unità.

Da questo studio si può dedurre come non sia corretto confrontare le prestazioni teoriche di un'unità regolata con classico *on-off* con le prestazioni di un'unità equivalente con compressore a velocità variabile trascurando, a priori, l'effetto delle *cycling losses*.

Un tale confronto porterebbe di fatto ad ignorare alcuni vantaggi energetici tipici delle unità con potenza frigorifera variabile, unità che consentono di ridurre la frequenza degli avviamenti e con essa consentono di ridurre le *cycling losses*.

3. CONFRONTO TRA LE PRESTAZIONI DI UN'UNITA' CON REGOLAZIONE ON-OFF DELLA POTENZA FRIGORIFERA E LE PRESTAZIONI DI UNA SIMILE UNITA' CON COMPRESSORE BLDC A VELOCITA' VARIABILE

3.1 ACCENNI DI TEORIA SUL CONTROLLO ON-OFF E SUI REGOLATORI PID

Controllare un sistema significa imporgli una modalità di funzionamento desiderata. Questa è in genere espressa dalla richiesta di mantenere una variabile di uscita $y(t)$, detta *uscita controllata*, il più possibile prossima ad un segnale $y_r(t)$, detto *segnale di riferimento*, che ne specifica l'andamento temporale desiderato. Tale obiettivo viene perseguito agendo sul sistema mediante un segnale di ingresso $u(t)$ detto *ingresso di controllo* (o *segnale di controllo*) (Celentano e Ambrosino, 2014).

L'organo di un'unità adibito a determinare, istante per istante, il segnale di controllo in grado di garantire un buon inseguimento del segnale di riferimento è il *controllore*.

Se si considera, ad esempio, il controllo della potenza frigorifera dell'unità refrigerante aria-acqua descritta nel Capitolo 2, l'uscita controllata $y(t)$ è la temperatura dell'acqua di ripresa (in ingresso all'evaporatore), temperatura che deve essere la più prossima possibile al segnale di riferimento $y_r(t)$, ovvero alla temperatura di set-point dell'accumulo.

La determinazione ottimale del segnale di controllo (lo stato del compressore nel caso dell'unità refrigerante considerata) non è in genere semplice poiché l'andamento temporale della variabile di controllo (temperatura dell'acqua di ripresa) non dipende solo dal segnale di controllo, ma anche da altre variabili $d(t)$ non controllabili dette *disturbi*.

Alcuni esempi di disturbi, nel caso dell'unità refrigerante descritta nel Capitolo 2, possono essere improvvise variazioni del carico termico che agisce sull'accumulo, o lo sporcamento progressivo delle piastre dell'evaporatore.

In figura Fig. 3.1 viene riportata la schematizzazione di un generico sistema da controllare.

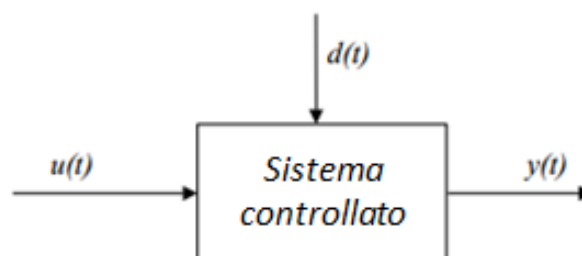


Fig. 3.1 – Schematizzazione di un generico sistema da controllare dove $u(t)$ è il segnale di controllo, $d(t)$ è il disturbo e $y(t)$ è l'uscita controllata.

Per il calcolo del segnale di controllo $u(t)$ in un generico istante t , il controllore può avvalersi, durante il funzionamento del sistema, di varie informazioni. Tra queste dovrà ovviamente esserci l'informazione sul segnale di riferimento $y_r(t)$. Altre informazioni possono riguardare il valore del disturbo $d(t)$ e il valore dell'uscita controllata $y(t)$ all'istante corrente.

E' possibile identificare svariati schemi di controllo, che differiscono l'un l'altro in base al tipo di informazioni utilizzate dal controllore per il calcolo del segnale di controllo.

Lo schema più diffuso, per quanto riguarda la regolazione della potenza frigorifera o termica delle unità, è lo schema di *controllo in anello chiuso* (o schema di *controllo in retroazione*).

In Fig. 3.2 viene riportata la schematizzazione di un controllo in retroazione di un generico sistema.

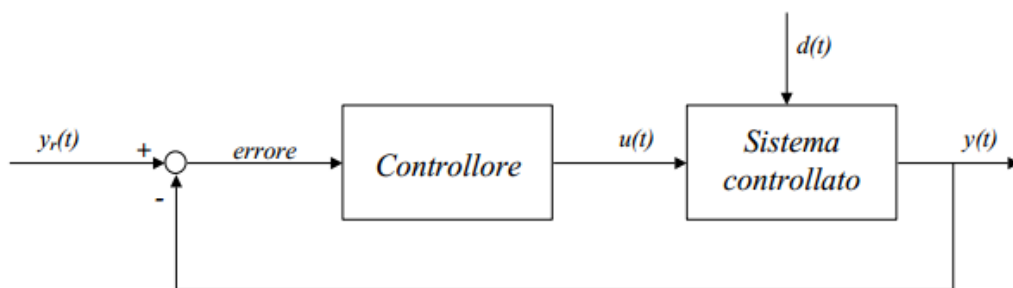


Fig. 3.2 – Schematizzazione di un controllo in retroazione di un generico sistema dove $y_r(t)$ è il segnale di riferimento, $u(t)$ è il segnale di controllo, $d(t)$ è il disturbo e $y(t)$ è l'uscita controllata.

Si nota in particolare come il controllore, dopo aver ricevuto un segnale relativo alla variabile controllata $y(t)$, e dopo aver comparato il valore di tale variabile con quello della variabile di riferimento $y_r(t)$, calcoli l'errore (differenza tra le due variabili) e utilizzi tale valore per decidere un'azione di controllo $u(t)$.

Nel caso specifico dell'unità refrigerante considerata nel Capitolo 2, il controllore del compressore riceve un'informazione sulla temperatura dell'acqua in ingresso all'evaporatore, compara tale valore con il valore di set-point calcolando un errore, e, in base all'entità dell'errore, invia un segnale di comando al compressore.

3.1.1 CONTROLLORI INDUSTRIALI

Come accennato nel paragrafo 3.1, un controllore automatico compara il valore effettivo dell'uscita controllata con il segnale di riferimento, ne determina uno scostamento e produce un segnale di controllo volto a portare l'errore entro dei valori prefissati.

I più semplici e diffusi controlli industriali vengono classificati in due categorie sulla base del tipo di azione di controllo da essi esercitata:

- Controllori *on-off*, anche detti controlli a due posizioni;
- Controllori Proporzionali-Integrale-Derivativi, anche detti controllori PID.

3.1.1.1 CONTROLLORI ON-OFF

I controllori *on-off* dispongono di sole due condizioni di funzionamento che, nel caso del controllo della potenza frigorifera (o termica) di un'unità, corrispondono ai seguenti stati: "compressore acceso" o "compressore spento".

Il tipico funzionamento ideale del controllo *on-off* è mostrato in Fig. 3.3.

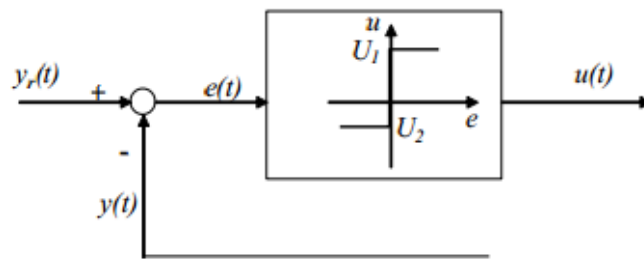


Fig. 3.3 – Schematizzazione di un controllore *on-off* ideale dove $y_r(t)$ è il segnale di riferimento, $y(t)$ è l'uscita controllata, $e(t)$ è l'errore e $u(t)$ è il segnale di controllo che può assumere solamente due valori: U_1 e U_2 .

Dalla Fig. 3.3 si evince che questo tipo di controllo *on-off* può essere sintetizzato dal seguente sistema:

$$u(t) = \begin{cases} U_1 & \text{se } e(t) > 0 \\ U_2 & \text{se } e(t) < 0 \end{cases}$$

In altri termini, il segnale di controllo resta al suo valore minimo (U_2) o a quello massimo (U_1) a seconda che l'errore sia negativo o positivo. Ovviamente i due valori del segnale di controllo U_1 e U_2 possono corrispondere a "on" e "off".

Ritornando al caso del controllo della potenza frigorifera erogata dall'unità considerata nel Capitolo 2, lo schema di controllo appena citato può essere declinato come in Fig. 3.4, dove $\vartheta_f(t)$ è la temperatura di set-point del fluido in ingresso all'evaporatore, "on" e "off" sono gli stati del compressore, ovvero i possibili valori della variabile di controllo $u(t)$, $P_{fr}(t)$ è la potenza frigorifera erogata dal compressore, $\vartheta_a(t)$ è il carico termico che agisce sull'accumulo d'acqua e $\vartheta_f(t)$ è la temperatura del fluido in ingresso all'evaporatore.

Quando la temperatura $\vartheta_f(t)$ del fluido di ripresa supera il valore di set-point $\vartheta_r(t)$, la variabile di controllo del compressore assume valore “on” e il compressore eroga una certa potenza frigorifera $P_{fr}(t)$. Viceversa, se $\vartheta_f(t)$ è inferiore a $\vartheta_r(t)$, la variabile di controllo del compressore assume valore “off” e la potenza frigorifera erogata dal compressore è nulla.

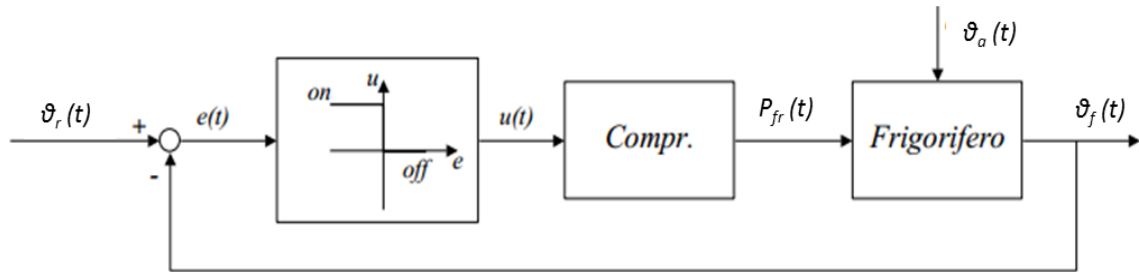


Fig. 3.4 – Schematizzazione di un controllore *on-off* ideale utilizzato per il controllo della potenza frigorifera erogata da un’unità equipaggiata con compressore *on-off*.

Le schematizzazioni in Fig. 3.3 e Fig. 3.4 rappresentano il funzionamento di un controllore *on-off* di tipo ideale, controllore che presenta tuttavia un inconveniente. Quando la temperatura del fluido di ripresa $\vartheta_f(t)$ raggiunge il valore di set-point $\vartheta_r(t)$, il controllore tende a commutare il compressore da uno stato all’altro con una frequenza eccessivamente elevata, cercando di annullare l’errore $e(t)$ (differenza tra $\vartheta_r(t)$ e $\vartheta_f(t)$).

Un’eccessiva frequenza di commutazione comporta una serie di problematiche, tra le quali, come visto nel Capitolo 2, si citano la riduzione della vita utile del compressore e l’aumento delle *cycling losses* legate alle inefficienze che caratterizzano i transitori di avviamento dell’unità.

Per ovviare a questo tipo di problematica, si ricorre all’utilizzo di controllori *on-off* con *isteresi*, controllori le cui caratteristiche sono evidenziate in Fig. 3.5.

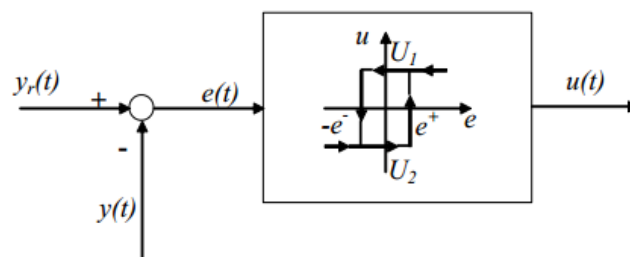


Fig. 3.5 – Schematizzazione di un controllore *on-off* con isteresi dove $y_r(t)$ è il segnale di riferimento, $y(t)$ è l’uscita controllata, $e(t)$ è l’errore, $u(t)$ è il segnale di controllo che può assumere solamente due valori (U_1 e U_2) ed e^+ ed e^- sono le soglie differenziali.

In questi controllori la commutazione dallo stato “ U_2 ” allo stato “ U_1 ” avviene non quando l'errore $e(t)$ supera lo zero, bensì quando supera il valore di soglia e^+ . In modo analogo la commutazione da “ U_1 ” a “ U_2 ” avviene quando l'errore scende al di sotto del valore di soglia $-e^-$. Con questa logica di controllo si è quindi in grado di ottenere una frequenza di commutazione finita e, scegliendo opportunamente i valori di soglia, si riesce ad imporre accettabili frequenze di commutazione da uno stato all'altro. Questa riduzione della frequenza di commutazione viene pagata tuttavia con il fatto che l'errore non resterà rigorosamente a zero, bensì oscillerà tra valori compresi tra $-e^-$ ed e^+ .

I valori $-e^-$ ed e^+ vengono anche chiamati *soglie differenziali*.

3.1.1.2 REGOLATORI PID

I regolatori PID sono dispositivi di controllo nei quali il segnale di controllo $u(t)$ viene generato come somma di tre contributi detti rispettivamente, azione proporzionale, azione integrale e azione derivativa.

Vengono in seguito considerati prima separatamente e poi in modo integrato questi tre contributi.

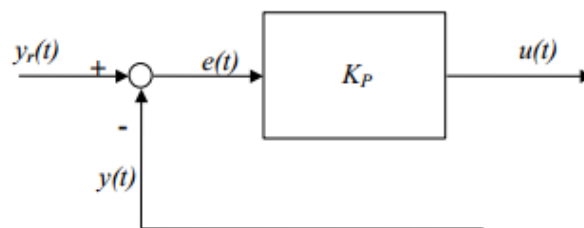


Fig. 3.6 – Schematizzazione dell'azione proporzionale di un regolatore PID dove $y_r(t)$ è il segnale di riferimento, $y(t)$ è l'uscita controllata, $e(t)$ è l'errore, K_p è il guadagno proporzionale e $u(t)$ è il segnale di controllo.

In un controllore PID con sola azione proporzionale (Fig. 3.6) il segnale di controllo $u(t)$ è proporzionale al segnale di errore $e(t)$. La relazione ingresso-uscita, mostrata in Fig. 3.6, può essere quindi espressa nel seguente modo:

$$u(t) = K_p * e(t)$$

dove K_p viene chiamato *coefficiente dell'azione proporzionale* o *guadagno proporzionale*.

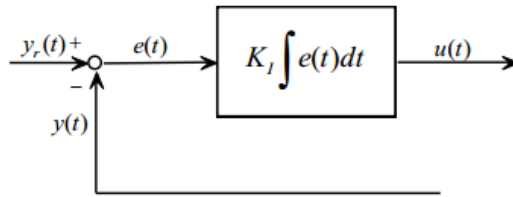


Fig. 3.7 – Schematizzazione dell'azione integrale di un regolatore PID dove $y_r(t)$ è il segnale di riferimento, $y(t)$ è l'uscita controllata, $e(t)$ è l'errore, K_I è il coefficiente dell'azione integrale e $u(t)$ è il segnale di controllo.

In un controllore con sola azione integrale (Fig. 3.7), invece, il segnale di controllo $u(t)$ è proporzionale all'integrale del segnale di errore $e(t)$. La relazione ingresso-uscita, mostrata in Fig. 3.7, è quindi la seguente:

$$u(t) = K_I \int_0^t e(\tau) d\tau$$

dove K_I viene chiamato *coefficiente dell'azione integrale*.

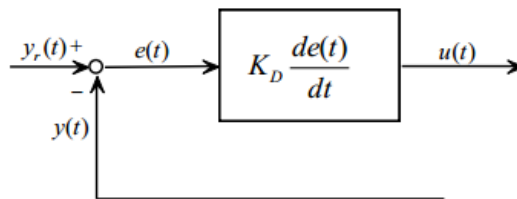


Fig. 3.8 – Schematizzazione dell'azione derivativa di un regolatore PID dove $y_r(t)$ è il segnale di riferimento, $y(t)$ è l'uscita controllata, $e(t)$ è l'errore, K_D è il coefficiente dell'azione derivativa e $u(t)$ è il segnale di controllo.

Infine, in un controllore con sola azione derivativa (Fig. 3.8), il segnale di controllo $u(t)$ è proporzionale alla derivata del segnale di errore $e(t)$. La relazione ingresso-uscita, mostrata in Fig. 3.8, diventa quindi:

$$u(t) = K_D \frac{de(t)}{dt}$$

dove K_D è detto *coefficiente dell'azione derivativa*.

Come anticipato all'inizio di questo paragrafo, i regolatori PID calcolano la variabile di controllo $u(t)$ come somma dei contributi delle azioni proporzionale, integrale e derivativa. La relazione ingresso-uscita risultante è allora:

$$u(t) = K_p * e(t) + K_I \int_0^t e(\tau) d\tau + K_D \frac{de(t)}{dt}$$

E' tuttavia pratica comune rappresentare la relazione ingresso-uscita di un controllore PID nel seguente modo:

$$u(t) = K_p \left[e(t) + \frac{1}{T_I} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_D \frac{de(t)}{dt} \right]$$

a cui corrisponde la struttura realizzativa di principio rappresentata in Fig. 3.9. I parametri T_I e T_D vengono detti, rispettivamente, *tempo integrale* e *tempo derivativo*.

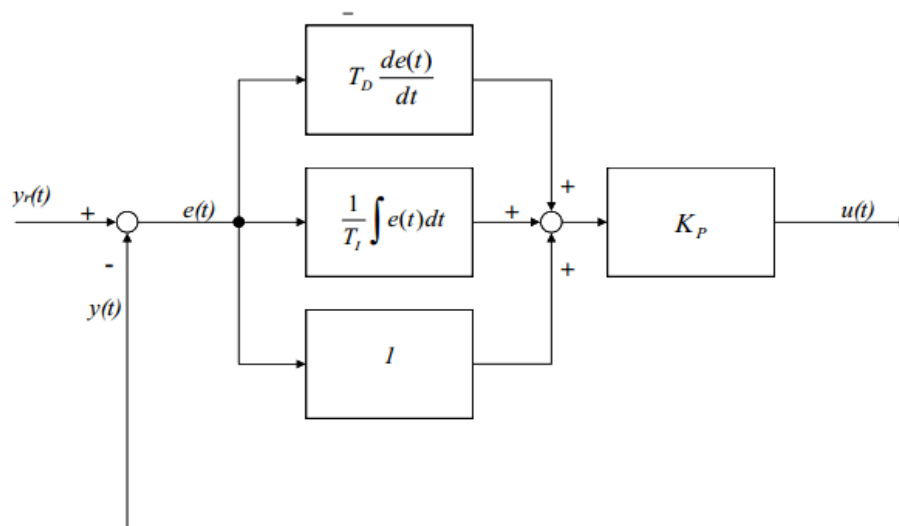


Fig. 3.9 – Schematizzazione dell'azione proporzionale, integrale e derivativa di regolatore PID dove $y_r(t)$ è il segnale di riferimento, $y(t)$ è l'uscita controllata, $e(t)$ è l'errore, T_D è il tempo derivativo, T_I è il tempo integrale, K_p è il guadagno proporzionale e $u(t)$ è il segnale di controllo.

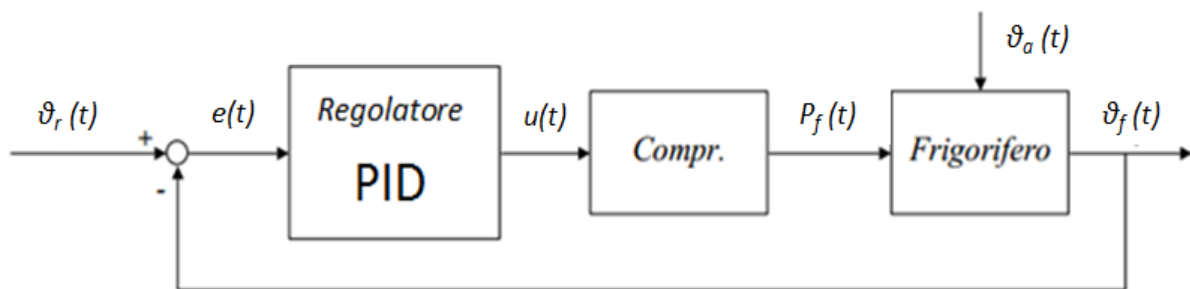


Fig. 3.10 – Schematizzazione di un regolatore PID utilizzato per il controllo della potenza frigorifera erogata da un'unità con compressore a velocità variabile.

Un esempio applicativo di utilizzo di un regolatore PID è quello del controllo della potenza frigorifera (o termica) erogata da un'unità equipaggiata con compressore a velocità variabile (Fig. 3.10).

In Fig. 3.10 la variabile di controllo e la variabile di riferimento, come nel caso del controllo *on-off*, sono rispettivamente la temperatura del fluido di ripresa ϑ_f e la temperatura di set-point ϑ_r . Tuttavia, mentre nel controllore *on-off* (Fig. 3.4) il segnale di controllo $u(t)$ può assumere solamente due valori ("compressore acceso" o "compressore spento"), nel caso del regolatore PID (Fig. 3.10) $u(t)$ rappresenta la frequenza di rotazione del compressore e può assumere, idealmente, un'infinità di valori. In un caso reale, ovviamente, vengono posti un limite inferiore ed un limite superiore, che corrispondono rispettivamente alla frequenza di rotazione minima e alla frequenza di rotazione massima suggerite dal costruttore del compressore per le specifiche condizioni operative considerate.

3.2 VANTAGGI E SVANTAGGI ENERGETICI DELLA REGOLAZIONE ON-OFF E DELLA REGOLAZIONE PID NEL CONTROLLO DELLA POTENZA FRIGORIFERA DI UN'UNITA'

Si è già accennato nel Capitolo 2 al fatto che, in tutti gli impianti di climatizzazione e di refrigerazione, le singole unità, siano esse funzionali alla produzione di caldo o di freddo, operano per la maggior parte del tempo parzializzando.

Nello stesso capitolo si è inoltre spiegato che la regolazione *on-off* della potenza frigorifera di un'unità, pur essendo ancora oggi la modalità di regolazione più diffusa per unità con potenze frigorifere (o termiche) limitate, comporta una serie di problematiche.

Una prima problematica, conosciuta dai progettisti, deriva dalla necessità di limitare il numero massimo di avviamenti orari, per evitare una riduzione della vita utile del compressore.

Un'ulteriore problematica, spesso sottovalutata, è legata alle *cycling losses* che, come si è dimostrato nel caso di una piccola unità refrigerante con singolo compressore *scroll* (regolato con strategia *on-off*), possono assumere entità non trascurabili.

Una parziale soluzione a questi due problemi può essere l'utilizzo di compressori a velocità variabile in grado di erogare, istante per istante, (entro certi limiti operativi) la potenza frigorifera richiesta dall'utenza.

La regolazione della frequenza di rotazione del compressore, e quindi la modulazione della potenza frigorifera, viene generalmente effettuata tramite un controllo PID sulla temperatura di mandata (o di ripresa) del fluido secondario, come spiegato nel paragrafo 3.1.

Questa strategia di regolazione della potenza frigorifera può essere utilizzata sia con compressori volumetrici (compressori *scroll*, a vite, rotativi o a palette) che con compressori centrifughi. Ovviamente, essendo il principio di funzionamento di queste due famiglie di compressori completamente diverso, anche le dinamiche che si instaurano al variare della frequenza di rotazione differiscono.

Nei compressori volumetrici, l'incremento di pressione del vapore aspirato è dovuto alla riduzione del volume della camera di compressione tra ingresso e uscita del refrigerante. Il salto di pressione ottenibile è quindi sostanzialmente indipendente dalla velocità di rotazione del compressore.

Nei compressori centrifughi, invece, non vi è alcuna riduzione del volume nella camera di compressione, ma vi è una variazione dinamica della velocità e del flusso di refrigerante. L'aumento della pressione è quindi dovuto ad un aumento della quantità di moto del vapore. Ne consegue che il salto di pressione si riduce con il quadrato della variazione della velocità di rotazione (Vio, 2006).

Avendo questa trattazione lo scopo di analizzare le prestazioni ai carichi parziali di unità frigorifere di piccola taglia, vengono in seguito analizzati i vantaggi e gli svantaggi del controllo della potenza frigorifera tramite variazione della frequenza di rotazione per la sola famiglia dei compressori volumetrici (compressori più diffusi per unità con potenze frigorifere limitate).

Per quanto riguarda i compressori volumetrici, pur non essendo la capacità di modulazione infinita (in quanto i compressori vengono progettati per funzionare correttamente fino a frequenze minime comprese tra i 15 Hz e i 30 Hz, a seconda delle condizioni operative), è lecito attendersi che, mediamente, la possibilità di regolare la frequenza di rotazione consenta di ridurre la frequenza degli avviamenti dell'unità rispetto alla classica regolazione *on-off*.

Le problematiche relative alle *cycling losses* e alla riduzione della vita utile del compressore assumono quindi un ruolo meno critico.

Un ulteriore vantaggio della regolazione della potenza frigorifera (o termica) tramite compressori a velocità variabile consiste nella possibilità di ridurre il rapporto delle pressioni ai carichi parziali.

Si consideri ad esempio il caso di una pompa di calore aria-acqua che regola in modo da mantenere una temperatura media dell'acqua in mandata di 32.6 °C, come in Fig. 3.11.

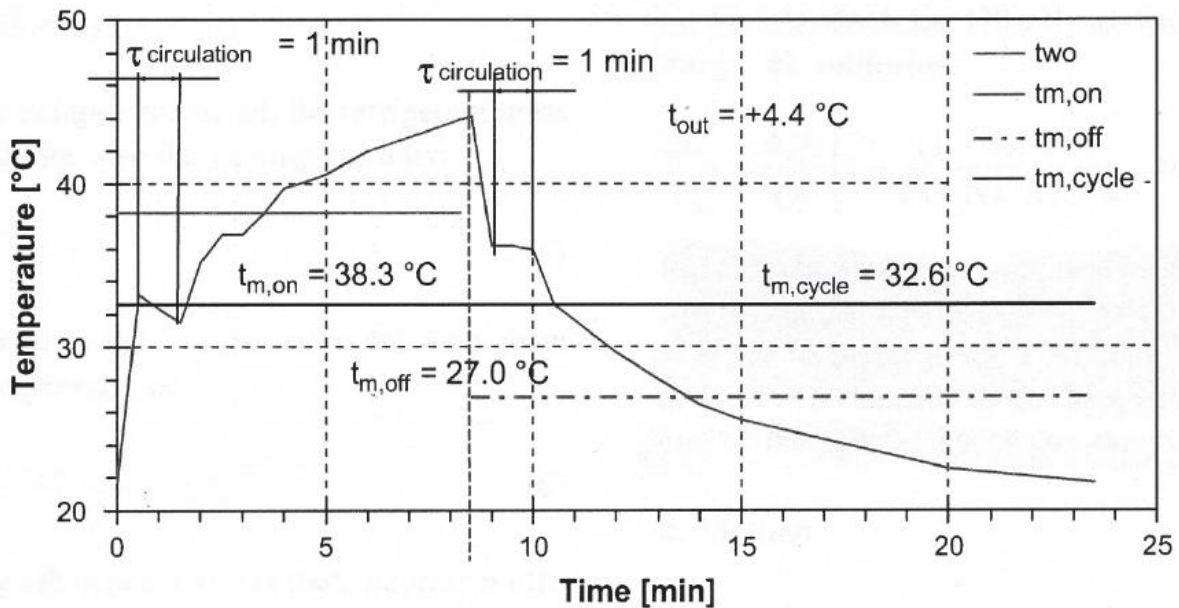


Fig. 3.11 – Andamento della temperatura dell’acqua alla mandata di una pompa di calore durante un intero ciclo *on-off* (Fahlen e Karlsson, 2005).

Per capire il perché l’unità modulante consenta di operare con rapporti di compressione inferiori rispetto a quelli di una equivalente unità regolata con tradizionale *on-off*, si deve considerare che l’unità con compressore a velocità variabile consente di erogare la stessa energia erogata dall’unità *on-off* ma in un arco temporale più lungo. Ne consegue che, con un sistema modulante, è possibile lavorare con una temperatura media di mandata dell’acqua sensibilmente inferiore a quella che si dovrebbe avere con la medesima unità operante in modo intermittente (Lazzarin, 2012). Nell’esempio in Fig. 3.11 si potrebbe quindi, in prima approssimazione, considerare la temperatura di mandata dell’unità modulante pari alla temperatura media di mandata dell’unità *on-off* durante l’intero ciclo (32.6 °C). Tale temperatura è inferiore alla temperatura media di mandata dell’unità *on-off* durante il tempo di *on* (38.3 °C).

Quindi, nel caso dell’unità modulante, la minor temperatura media di mandata dell’acqua durante il periodo di *on* consente di operare con una temperatura media di condensazione (e quindi con una pressione media di condensazione) inferiore a quella dell’unità *on-off*, consentendo di ottenere *COP* medi più elevati (Lazzarin 2013).

Un fenomeno analogo ha luogo nell’evaporatore dove, grazie all’utilizzo di un compressore a velocità variabile, si può operare con una temperatura media di evaporazione più elevata rispetto a quella ottenibile con compressore *on-off*.

Si sono fino ad ora elencati i principali vantaggi energetici della strategia di regolazione della potenza frigorifera tramite compressore a velocità variabile (rispetto alla classica regolazione *on-off*). Diversi autori hanno tuttavia sottolineato come l’utilizzo di compressori a velocità variabile non sia privo di svantaggi.

Un primo svantaggio, che influenza direttamente le prestazioni di un'unità frigorifera (o pompa di calore) modulante a compressione, è legato al fenomeno della riduzione del rendimento isoentropico dei compressori volumetrici al variare della frequenza di rotazione rispetto alla frequenza nominale (Vio, 2006).

Si consideri, a titolo di esempio, il compressore a palette (*twin rotary*) modello Siam SNB130-FGBMT (compressore utilizzato nei test sperimentali presentati nel paragrafo 3.2) per R410A con potenza frigorifera nominale 7.1 kW ($T_e = 4.5\text{ °C}$ e $T_c = 52\text{ °C}$).

Utilizzando i dati di portata massica ed assorbimento elettrico forniti dal costruttore del compressore, per un surriscaldamento fisso di 11 °C, si è calcolato il rendimento isoentropico del compressore in funzione del rapporto delle pressioni e in funzione della velocità di rotazione.

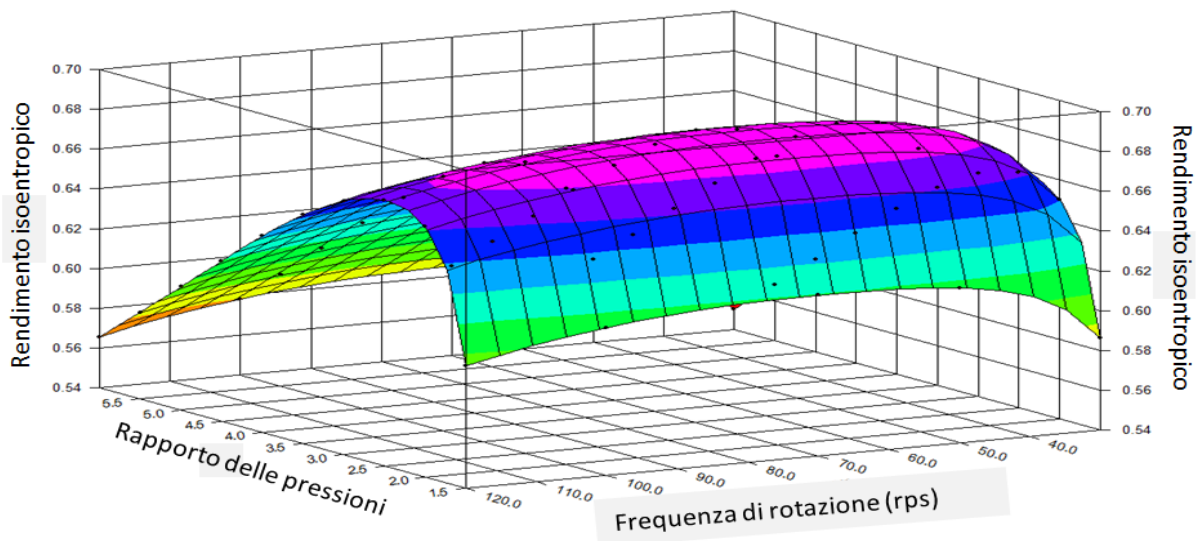


Fig. 3.12 – Rendimento isoentropico di un compressore a palette *twin-rotary* in funzione della frequenza di rotazione (rps) e del rapporto delle pressioni.

Come evidenziato in figura 3.12, il rendimento isoentropico, a parità di rapporto di compressione, assume i valori più elevati in corrispondenza delle frequenze di rotazione comprese tra i 50 rps e i 70 rps.

A parità di rapporto di compressione si assiste, invece, ad una riduzione del rendimento isoentropico sia alle elevate che alle basse frequenze di rotazione.

Per elevate frequenze di rotazione la diminuzione del rendimento isoentropico è dovuto all'aumento delle perdite di carico del refrigerante nelle camere di aspirazione e scarico del compressore.

Il crollo del rendimento isoentropico alle basse frequenze di rotazione è invece dovuto alla sempre minor tenuta dell'olio tra le camere di alta e di bassa pressione del compressore (Vio, 2006).

Dai calcoli è inoltre emerso che la diminuzione del rendimento isoentropico alle basse frequenze di rotazione è tanto più marcata tanto maggiore è il rapporto di compressione considerato. Inoltre, anche per rapporti di compressione eccessivamente ridotti (in questo caso inferiori a 1.5), il crollo del rendimento alle basse frequenze di rotazione è più evidente.

Simili profili e valori del rendimento isoentropico, in funzione del rapporto delle pressioni e della frequenza di rotazione, sono stati riportati da Vio (2006), Nardotto (2010) e Madani *et al.* (2010).

Questo svantaggio energetico, legato ai ridotti rendimenti isoentropici ottenibili in alcune condizioni operative, è tipico dei soli compressori a velocità variabile, in quanto i compressori a velocità fissa (regolati in *on-off*) vengono progettati (e scelti) per avere un rendimento isoentropico massimo in corrispondenza della frequenza di rotazione alla quale lavorano.

Un ulteriore svantaggio dei compressori a velocità variabile è la necessità di utilizzare un inverter, generalmente caratterizzato da efficienze comprese tra l'89% e il 97%, in funzione della frequenza di rotazione considerata (Madani, 2010).

Infine, se si considera l'utilizzo di pompe di circolazione e ventilatori non modulanti, i consumi di questi componenti saranno maggiori in un'unità regolata con compressore a velocità variabile in quanto, a parità di energia frigorifera prodotta dall'unità, devono funzionare per più tempo rispetto al caso di un'unità regolata in *on-off* (Lazzarin, 2013, Madani *et al.*, 2011).

In Tabella 3.1 vengono riassunti i principali vantaggi e svantaggi energetici delle due strategie di regolazione della potenza frigorifera considerate in questo capitolo.

Per poter comprendere se, nel caso delle unità refrigeranti di piccola taglia, gli svantaggi energetici della regolazione con compressore a velocità variabile siano tali da compensare i vantaggi elencati in Tabella 3.1, si è condotta una campagna di test su due unità frigorifere con simili caratteristiche, una equipaggiata con compressore a velocità fissa (regolazione *on-off*) e una equipaggiata con compressore a velocità variabile (controllo tramite regolazione PID della frequenza di rotazione del compressore).

Tabella 3.1 – Riassunto dei principali vantaggi e svantaggi energetici del controllo della potenza frigorifera tramite regolazione *on-off* e tramite compressori a velocità variabile.

<i>On-Off</i>		Compressore a velocità variabile	
Vantaggi	Svantaggi	Vantaggi	Svantaggi
<ul style="list-style-type: none"> - Nessun inverter; - Nessuna riduzione del rendimento isoentropico ai carichi parziali; - Minor consumo pompe di circolazione e ventilatori. 	<ul style="list-style-type: none"> - Possibile criticità delle <i>cycling losses</i>; - Nessuna riduzione del rapporto delle pressioni ai carichi parziali. 	<ul style="list-style-type: none"> - Non criticità delle <i>cycling losses</i>; - Riduzione del rapporto delle pressioni ai carichi parziali. 	<ul style="list-style-type: none"> - Necessità di un inverter; - Riduzione del rendimento isoentropico ai carichi parziali; - Maggior consumo pompe di circolazione e ventilatori.

3.3 APPARATO SPERIMENTALE



Fig. 3.13 – Foto dell'unità refrigerante aria-acqua *on-off* (sulla sinistra) e dell'unità con compressore a velocità variabile (sulla destra) utilizzate nei test sperimentali.

Tabella 3.2 – Elementi dell’unità frigorifera con compressore a velocità variabile, sonde e sistema di acquisizione dati.

UNITA'	Refrigeratore d'acqua Regolazione: compressore a velocità variabile
POTENZA FRIGORIFERA NOMINALE	7.1 kW ($T_e = 4.5^\circ\text{C}$, $T_c = 52^\circ\text{C}$)
REFRIGERANTE	R-410A Carica di refrigerante: 2.9 kg Portata di refrigerante in condizioni nominali: 0.047 kg h^{-1}
EVAPORATORE	Evaporatore a piastre Superficie di scambio termico: 0.79 m^2 Numero Piastre: 20
CONDENSATORE	Condensatore a batterie alettate Superficie di scambio termico: non disponibile
EEV	E2V14 (Carel) Valvola di laminazione elettronica equipercentuale $K_v = 0.066 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1}$
COMPRESSORE	SNB130-FGBMT (SIAM) Twin rotary Motore BLDC Volume interno: 1.3 l
INVERTER	Power+ (Carel)
ACCUMULO D'ACQUA	Volume: 0.1 m^3 Potenza termica dissipata: $1.2 \text{ W m}^{-2}\text{K}^{-1}$
SONDA DI TEMPERATURA EVAPORATORE	NTC060HF00 (Carel)/Sonda passiva NTC Precisione $\pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$
TRASDUTTORE DI PRESSIONE EVAPORATORE	SKPT0043R0 (Carel)/Trasduttore piezoresistivo Precisione $\pm 1.2 \text{ } \%$
SONDA DI TEMPERATURA CONDENSATORE	NTC060HF00 (Carel)/ Sonda passiva NTC Precisione $\pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$
TRASDUTTORE DI PRESSIONE CONDENSATORE	SKPT00B6R0 (Carel) Trasduttore piezoresistivo Precisione $\pm 1.2\%$
MISURATORE DI PORTATA MASSICA REFRIGERANTE	SITRANS MASSFLO 2100 (Siemens) Precisione $\pm 0.1 \text{ } \%$
MISURATORE DI PORTATA MASSICA ACQUA	SITRANS MAGFLO 1100 (Siemens) Precisione $\pm 0.2\%$
SONDA DI TEMPERATURA INGRESSO ACQUA	TSM1500B30 (Carel)/ Sonda passiva PT1000 Precisione $\pm 0.3 \text{ }^\circ\text{C}$ (Carel)
SONDA DI TEMPERATURA USCITA ACQUA	TSM1500B30 (Carel)/ Sonda passiva PT1000 Precisione $\pm 0.3 \text{ }^\circ\text{C}$ (Carel)
TRASDUTTORI DI POTENZA ELETTRICA	CPT-DIN-AV53HS1_BX (Gavazzi) Precisione $\pm 0.5 \text{ } \%$
SOFTWARE DI CONTROLLO E ACQUISIZIONE DATI	LABVIEW 8.5 Frequenza campionamento: 2 Hz

Come anticipato nel paragrafo 3.2, per capire se, nel caso delle unità refrigeranti di piccola taglia, gli svantaggi energetici della regolazione con compressore a velocità variabile siano tali da compensare i vantaggi derivanti dalla riduzione delle *cycling losses* e dalla riduzione del rapporto delle pressioni ai carichi parziali, si è preferito utilizzare un approccio di tipo sperimentale.

Presso il Laboratorio Applicazioni HVAC/R dell'azienda Carel Industries S.p.A è stata realizzata una seconda unità frigorifera aria-acqua simile a quella considerata nel Capitolo 2. Anche in questo caso il refrigerante utilizzato è la miscela R410A.

Confrontando i dati in Tabella 2.1 con i dati in Tabella 3.2, si noti come le differenze tra le due unità consistano esclusivamente nel differente compressore utilizzato e nella diversa strategia di regolazione della potenza frigorifera adottata.

La prima unità (a sinistra in Fig. 3.13), già considerata nel Capitolo 2, è stata equipaggiata con compressore *scroll* ottimizzato per un funzionamento a velocità fissa. La strategia di regolazione della potenza frigorifera adottata è quindi una strategia *on-off*.

La seconda unità (a destra in Fig. 3.13) è stata, invece, equipaggiata con compressore *twin-rotary* ottimizzato per funzionamento a velocità variabile (motore BLDC). La potenza frigorifera di questa unità viene quindi regolata tramite un algoritmo PID avente come segnale di controllo la frequenza di rotazione del compressore.

Entrambe le macchine frigorifere sono state equipaggiate con trasduttori di pressione, sonde di temperatura, misuratori di portata massica (sia nel circuito dell'acqua che nel circuito del refrigerante) e con trasduttori di potenza elettrica.

Il software di acquisizione dati, di proprietà Carel, è stato implementato in ambiente LABVIEW 8.1 e consente una frequenza di campionamento di 2 Hz.

3.4 PROTOCOLLO DI TEST PER IL CONFRONTO DELLE PRESTAZIONI ENERGETICHE DELLE DUE STRATEGIE DI REGOLAZIONE DELLA POTENZA FRIGORIFERA

Nello stabilire il protocollo di test da utilizzare per il confronto delle prestazioni energetiche delle due unità, si è preso come riferimento la norma UNI EN 14825: 2012.

In particolare si è utilizzata tale normativa per stabilire i fattori di carico (rapporto tra la potenza termica erogata dalle resistenze elettriche interne all'accumulo e la potenza frigorifera nominale delle unità) riportati in Tabella 3.4. Essendo interessati all'analisi e al confronto delle prestazioni delle due unità ai carichi parziali (e non alla determinazione dei *SEER* seguendo rigorosamente il metodo proposto dalla normativa), si è preferito escludere dall'analisi il fattore di carico 100%.

Le condizioni di test riassunte in Tabella 3.3 sono state ottenute considerando: una temperatura di progetto ($T_{progetto}$) di 35 °C, il profilo climatico della città di Padova (TRY) e un test della durata di 4 ore.

Tabella 3.3 – Procedura di test utilizzata per il confronto energetico delle due unità refrigeranti.

Condizione	Fattore di carico	Fattore di carico per $T_{progetto} = 35 \text{ °C}$	Tempo % (clima di Padova)	Tempo (minuti)
A	$(35-16)/(T_{progetto}-16)$	100%	0.0%	0
B	$(30-16)/(T_{progetto}-16)$	74%	10.7%	26
C	$(25-16)/(T_{progetto}-16)$	47%	32.0%	77
D	$(20-16)/(T_{progetto}-16)$	21%	57.3%	137

I test sulle due unità sono stati condotti considerando il solo caso di utilizzo della valvola di laminazione elettronica *EEV*.

Per quanto riguarda l'unità regolata con strategia *on-off*, come evidenziato in Fig. 3.14, si è utilizzata come uscita controllata la temperatura dell'acqua in ingresso all'evaporatore, settando un set-point di attivazione di 12.8 °C e utilizzando una soglia differenziale di 2 °C.

Dalla Fig. 3.14 si nota come, con questa strategia di regolazione della potenza frigorifera, l'unità venga attivata quando la temperatura dell'acqua in ingresso all'evaporatore ($T_{w \text{ in } on-off}$) raggiunge i 12.8 °C (set-point di attivazione). A quel punto il profilo temperatura dell'acqua in uscita dall'evaporatore ($T_{w \text{ out } on-off}$) si separa dal profilo della temperatura dell'acqua in ingresso ($T_{w \text{ in } on-off}$) per effetto della potenza frigorifera prodotta dall'unità. A causa dell'inerzia termica dell'accumulo, tuttavia, trascorrono alcuni minuti prima che la temperatura dell'acqua in ingresso all'evaporatore inizi a diminuire.

L'unità viene disattivata quando la temperatura dell'acqua in ingresso all'evaporatore raggiunge un valore pari al set-point di attivazione (12.8 °C) meno la soglia differenziale (2 °C).

Con questo settaggio della temperatura di attivazione e della soglia differenziale, e con il protocollo di test riassunto in Tabella 3.3, si è ottenuta (Fig. 3.14), a fine test, una temperatura media dell'acqua in ingresso all'evaporatore di 11.9 °C.

Lo stesso protocollo di test è stato eseguito sull'unità equipaggiata con compressore a velocità variabile, unità regolata con classica regolazione PID sulla temperatura dell'acqua in ingresso all'evaporatore. Come temperatura di set-point dell'acqua in ingresso all'evaporatore (segnale di riferimento) si è quindi considerata la media della temperatura dell'acqua ottenuta nel test con compressore *on-off* (11.9 °C).

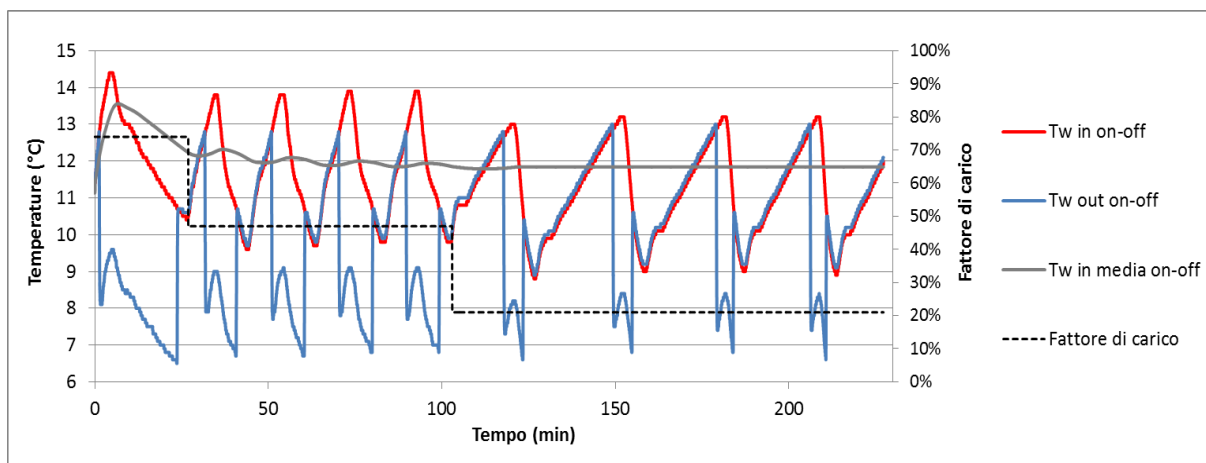


Fig. 3.14 – Temperatura dell’acqua in ingresso all’evaporatore ($T_w in on-off$), temperatura dell’acqua in uscita dall’evaporatore ($T_w out on-off$), temperatura media dell’acqua in ingresso all’evaporatore ($T_w in media on-off$) e fattore di carico nel test effettuato sull’unità regolata con strategia *on-off*.

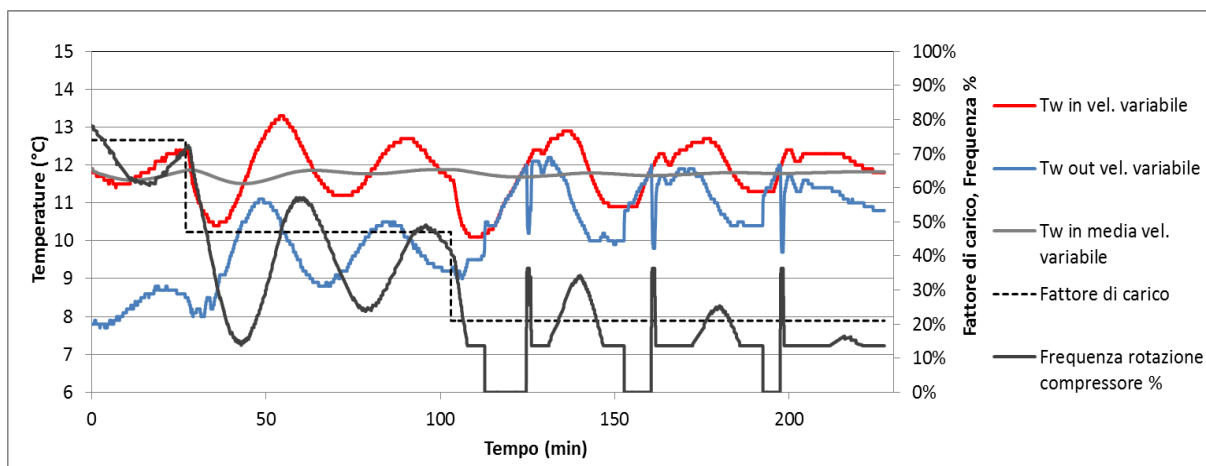


Fig. 3.15 – Temperatura dell’acqua in ingresso all’evaporatore ($T_w in vel.variabile$), temperatura dell’acqua in uscita dall’evaporatore ($T_w out vel.variabile$), temperatura media dell’acqua in ingresso all’evaporatore ($T_w in media vel. variabile$), fattore di carico e frequenza di rotazione percentuale nel test effettuato sull’unità regolata con compressore a velocità variabile.

Il regolatore PID utilizza la temperatura dell’acqua in ingresso all’evaporatore come uscita controllata e impartisce al compressore un segnale di controllo che corrisponde ad una frequenza di rotazione. Lo scopo del regolatore PID è quello di portare la temperatura di ingresso dell’acqua al valore di set-point (11.9 °C).

Nonostante non sia possibile, a causa dell’inerzia del sistema, mantenere una temperatura dell’acqua in ingresso all’evaporatore costante, in Fig. 3.15 si nota come la temperatura media dell’acqua in ingresso all’evaporatore, nel test effettuato sull’unità con compressore a velocità variabile, coincida con la temperatura media ottenuta nel test effettuato sull’unità regolata in *on-off*.

Nei test effettuati sulle due unità si è inoltre mantenuta la stessa velocità di rotazione del ventilatore (55% della velocità nominale) e la stessa portata d'acqua in ingresso all'evaporatore ($0.32 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$).

In conclusione, avendo applicato alle due unità lo stesso profilo di carico (entrambe le unità producono quindi la stessa energia frigorifera), essendo i test condotti contemporaneamente e nelle stesse condizioni climatiche (temperatura media ambiente 28°C , umidità relativa 50%) ed avendo mantenuto la stessa temperatura media dell'acqua in ingresso all'evaporatore, si può concludere che i test effettuati sulle due macchine frigorifere sono, dal punto di vista dei consumi elettrici, direttamente confrontabili.

3.5 TEST E ANALISI DEI RISULTATI

La dinamica di funzionamento dell'unità *on-off* considerata è già stata ampiamente discussa nel Capitolo 2, perciò non ci si sofferma ulteriormente sui profili in Fig. 3.14.

Si noti solamente che, tanto maggiore è il fattore di carico, tanto più lungo è il tempo di *on* dell'unità e tanto più breve è il tempo di *off*. Inoltre, come già spiegato nel Capitolo 2, la massima frequenza di *on-off* viene ottenuta per un fattore di carico prossimo al 50%.

Si consideri ora la Fig. 3.15, figura che rappresenta i profili della temperatura e della temperatura media dell'acqua in ingresso all'evaporatore, della temperatura dell'acqua di mandata, del fattore di carico e della frequenza percentuale di rotazione del compressore nel test effettuato sull'unità modulante.

Il segnale di controllo, ovvero la frequenza di rotazione del compressore, è la risultante dei tre contributi (proporzionale, integrativo e derivativo) del controllore PID. Ovviamente, tanto maggiore è la frequenza di rotazione del compressore, tanto maggiore è la potenza frigorifera erogata dall'unità. In Fig. 3.15, infatti, la differenza tra la temperatura dell'acqua in ingresso e la temperatura dell'acqua in uscita dall'evaporatore è tanto minore tanto minore è la frequenza di rotazione del compressore. Tale frequenza di rotazione del compressore, mediamente, si attesta su valori tanto minori tanto minore è il fattore di carico.

Si noti come, in Fig. 3.15, una dinamica di regolazione anomala abbia luogo per un fattore di carico del 21%.

A tal proposito, si è già accennato al fatto che la capacità di modulazione di un compressore a velocità variabile non è infinita. Per evitare problemi di scarso ritorno dell'olio, i costruttori suggeriscono, infatti, una frequenza minima di rotazione del compressore, frequenza minima che viene solitamente espressa come una funzione della temperatura di evaporazione e della temperatura di condensazione. Per lo specifico compressore *twin-rotary* utilizzato, e

nelle specifiche condizioni operative considerate, il costruttore suggerisce una frequenza minima di rotazione di 15 rps.

Dopo circa 100 minuti dall'inizio del test, il fattore di carico viene ridotto da 47% a 21%. Il controllore PID reagisce a questa variazione del fattore di carico (reagisce in realtà alla diminuzione della temperatura dell'acqua in ingresso all'evaporatore) e forza il compressore a lavorare ad una frequenza di rotazione via via inferiore. Una volta raggiunta la frequenza minima di rotazione suggerita dal costruttore del compressore (15 rps), il controllore mantiene quella frequenza di rotazione per qualche minuto e infine, non percependo un sufficiente aumento della temperatura dell'acqua in ingresso all'evaporatore, procede allo spegnimento del compressore. A quel punto l'unità non produce più alcuna potenza frigorifera e la temperatura dell'acqua in ingresso inizia a coincidere con la temperatura dell'acqua in uscita dall'evaporatore. L'accumulo termico è soggetto alla sola potenza termica erogata dalle resistenze elettriche e quindi la temperatura dell'acqua in ingresso all'evaporatore inizia ad aumentare.

Il compressore viene riattivato solamente quando la temperatura dell'acqua in ingresso all'evaporatore supera la temperatura di set-point, come in una classica regolazione *on-off*.

La dinamica di funzionamento dell'unità con compressore a velocità variabile, per fattori di carico molto bassi, potrebbe essere fino a qui assimilabile alla dinamica di funzionamento dell'unità equipaggiata con compressore *on-off*. In realtà una sostanziale differenza nella dinamica di regolazione delle due unità ha luogo in fase di attivazione. Mentre nell'unità regolata con strategia *on-off* il compressore, una volta riattivato, si porta immediatamente alla sua frequenza di rotazione nominale, nell'unità regolata con strategia PID la fase di avviamento del compressore viene effettuata seguendo una apposita procedura. Il controllore, per evitare una eccessiva instabilità di regolazione in fase di avviamento, forza inizialmente il compressore ad una velocità di 40 rps, lo mantiene a quella frequenza di rotazione per circa 40 secondi e solo a quel punto inizia a regolare seguendo l'output calcolato dall'algoritmo PID.

Una prima conseguenza della diversa strategia di regolazione della potenza frigorifera utilizzata nelle due unità è evidente dal confronto delle Fig. 3.14 e Fig. 3.15. La possibilità di modulare la potenza frigorifera nell'unità equipaggiata con compressore a velocità variabile consente di ridurre drasticamente il numero di avviamenti rispetto al caso dell'unità regolata in *on-off*, numero di avviamenti che, nello specifico test considerato, vengono ridotti da 9 a 3. A fronte di questa riduzione del numero di *on-off* è quindi lecito attendersi una riduzione delle *cycling losses*.

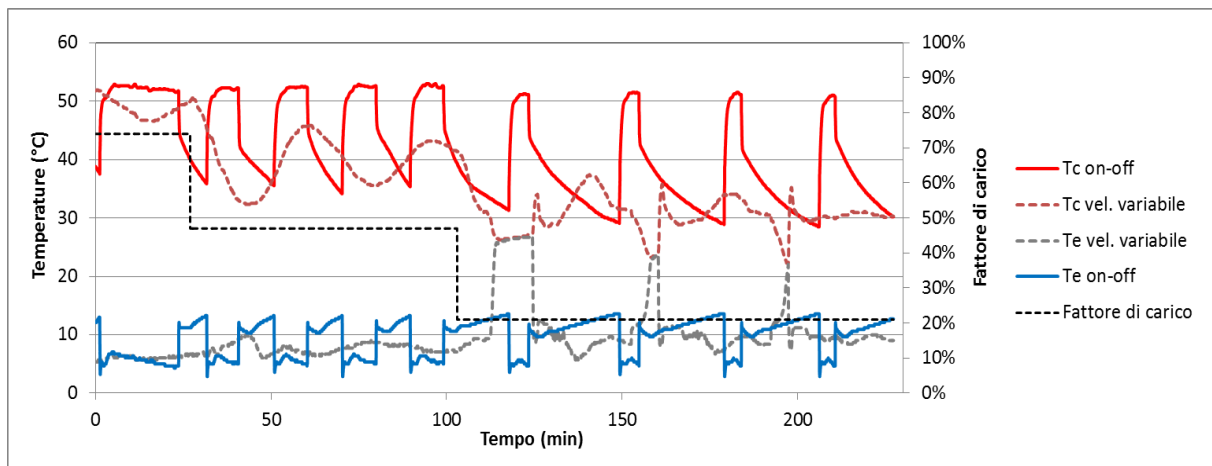


Fig. 3.16 – Temperatura di condensazione dell'unità *on-off* ($T_{c\ on-off}$) e dell'unità con compressore a velocità variabile ($T_{c\ vel.\ variabile}$), temperatura di evaporazione dell'unità *on-off* ($T_{e\ on-off}$) e dell'unità con compressore a velocità variabile ($T_{e\ vel.\ variabile}$) e fattore di carico delle due unità.

In Fig. 3.16 è invece possibile apprezzare il fenomeno della riduzione del rapporto delle pressioni ai carichi parziali nel test effettuato sull'unità equipaggiata con compressore a velocità variabile.

Per un fattore di carico del 74%, le temperature di condensazione delle due unità (modulante ed *on-off*) sono molto simili, proprio come le temperature di evaporazione.

Al diminuire del carico frigorifero, tuttavia, mentre le temperature di condensazione e di evaporazione (durante il periodo di *on*) dell'unità regolata in *on-off* si mantengono sostanzialmente inalterate, nell'unità equipaggiata con compressore a velocità variabile si assiste rispettivamente ad una riduzione della temperatura di condensazione ed ad un aumento della temperatura di evaporazione. Le cause di questa riduzione della temperatura di condensazione e di questo aumento della temperatura di evaporazione, al diminuire della portata massica erogata dal compressore, sono già state spiegate nel paragrafo 3.2. Ovviamente, essendo il refrigerante in condensazione e in evaporazione in condizione bifase, nell'unità modulante si verifica una riduzione del rapporto delle pressioni al diminuire del fattore di carico.

Prima di analizzare come questa riduzione del rapporto delle pressioni ai carichi parziali influenzi l'*EER* dell'unità con compressore a velocità variabile, vale la pena spiegare brevemente il perché con quest'unità si verifica un'immediata equalizzazione delle pressioni di evaporazione e condensazione in fase di *off*, equalizzazione che, come evidenziato in Fig. 3.16, avviene molto più lentamente nell'unità regolata in *on-off*.

In realtà, la differenza nel tempo necessario per la completa equalizzazione delle pressioni nelle due unità non è una diretta conseguenza della diversa strategia di regolazione della potenza frigorifera, ma è invece una conseguenza della diversa meccanica di costruzione dei

due compressori utilizzati. Mentre nel compressore *scroll* l'accoppiamento tra le due spirali (quella fissa e quella mobile) è tale da impedire un deflusso di refrigerante dal condensatore all'evaporatore durante la fase di *off*, nel compressore *twin-rotary* considerato non è possibile (in assenza di valvole di ritegno) impedire il deflusso di refrigerante dalla camera di alta alla camera di bassa pressione.

E' evidente come questo rappresenti, a parità di numero di avviamenti, uno svantaggio dell'unità equipaggiata con compressore *twin-rotary* in quanto, tanto maggiore è l'equalizzazione delle pressioni, tanto più lavoro deve essere fornito dal compressore per ristabilire il corretto rapporto delle pressioni in fase di avviamento.

Non sarebbe tuttavia corretto affermare che questo fenomeno rappresenta uno svantaggio delle unità equipaggiate con compressore a velocità variabile in quanto, in commercio, esiste un'ampia gamma di compressori *scroll* ottimizzati per il funzionamento a velocità variabile. Inoltre la limitata frequenza degli avviamenti (3 avviamenti in quattro ore nel test considerato) nelle unità modulanti è tale da rendere il fenomeno delle *cycling losses* in queste unità assolutamente trascurabile.

Si torni ora ad analizzare il comportamento dell'unità equipaggiata con compressore a velocità variabile ai carichi parziali.

Nel paragrafo 3.2 si era già accennato al fatto che, in fase di modulazione della potenza frigorifera, un possibile svantaggio dell'unità modulante consiste nella riduzione del rendimento isoentropico del compressore in determinate condizioni operative, in particolare alle basse frequenze di rotazione del compressore.

Tabella 3.4 – Equazione utilizzata per l'interpolazione dei dati relativi al rendimento isoentropico (η_{iso}) forniti dal costruttore, dove r_p è il rapporto delle pressioni e v_{rps} è la frequenza di rotazione del compressore espressa in *rps*.

a_0	-0.07635	$\eta_{iso} = a + a_1/r_p + a_2/r_p^2 + a_3/r_p^3 + a_4/r_p^4 + a_5/r_p^5 + a_6 * v_{rps} + a_7 * v_{rps}^2 + a_8 * v_{rps}^3 + a_9 * v_{rps}^4$
a_1	4.393332	
a_2	-14.066	
a_3	22.32578	
a_4	-17.1734	
a_5	4.314026	
a_6	0.011235	
a_7	-0.0002	
a_8	1.59E-06	
a_9	-4.72E-09	

Per approfondire questo aspetto si consideri ora la Fig. 3.17, figura che riporta l'*EER*, il rapporto delle pressioni, il rendimento isoentropico, la frequenza di rotazione del compressore e il fattore di carico nei primi 110 secondi del test effettuato sull'unità equipaggiata con compressore a velocità variabile.

Si precisa che i valori degli *EER* istantanei riportati nella Fig. 3.17 sono stati calcolati come nelle equazioni 2.4 e 2.5. Di conseguenza, come nel Capitolo 2, l'incertezza nella misura di questo indice è $\pm 8\%$. A differenza di quanto accaduto per la stima degli *EER* nello studio delle *cycling losses* si è ritenuto che questa incertezza, seppur elevata, sia comunque adeguata per uno studio qualitativo delle prestazioni ai carichi parziali dell'unità.

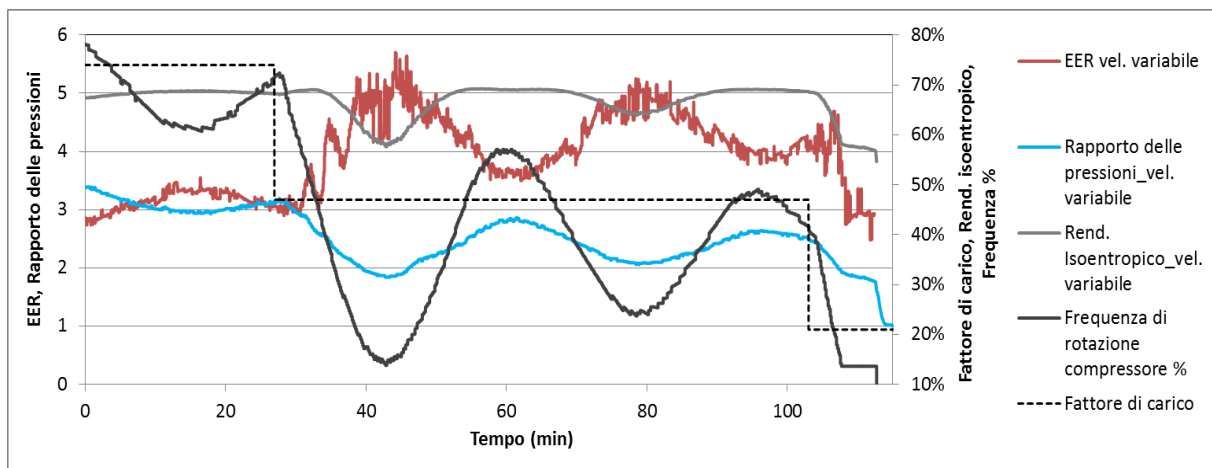


Fig. 3.17 – *EER*, rapporto delle pressioni, rendimento isoentropico, frequenza di rotazione del compressore e fattore di carico dell'unità equipaggiata con compressore a velocità variabile nei primi 110 minuti del test.

Si precisa inoltre che i rendimenti isoentropici del compressore riportati in Fig. 3.17 sono quelli teorici, calcolati interpolando i dati forniti dal costruttore del compressore. L'equazione utilizzata per l'interpolazione dei dati viene riportata in Tabella 3.4.

Dall'analisi della Fig. 3.17 si nota innanzitutto come il rendimento isoentropico del compressore sia tanto inferiore tanto minore è la frequenza di rotazione e tanto minore è il rapporto delle pressioni. Tale rendimento passa da un valore di 0.70 per un fattore di carico del 74% ad un valore di 0.57 per un fattore di carico del 21%.

Nelle specifiche condizioni operative considerate, tuttavia, si vede che, al diminuire della frequenza di rotazione del compressore, i vantaggi (in termini di *EER*) derivanti dalla riduzione del rapporto delle pressioni prevalgono sugli svantaggi legati alla diminuzione del rendimento isoentropico. Eccezion fatta per frequenze di rotazione eccessivamente ridotte, nell'ordine dei 15-20 rps, in Fig. 3.17 si nota infatti come gli *EER* più elevati vengano ottenuti proprio in corrispondenza delle minori frequenze, e quindi in corrispondenza dei minori rapporti delle pressioni.

Come già anticipato, solamente in corrispondenza di frequenze di rotazione nell'ordine dei 15-20 rps (in Fig. 3.17 dopo circa 105 minuti dall'inizio del test) si verifica un decremento dell'*EER* nonostante il ridotto rapporto delle pressioni. Tale riduzione dell'*EER*, rispetto ai valori ottenibili per frequenze di rotazione leggermente più elevate (nell'ordine dei 30 rps), è da attribuire in parte al già citato problema della riduzione del rendimento isoentropico, e in parte al fatto che, tanto minore è la potenza elettrica assorbita dal compressore, tanto maggiore è il contributo percentuale della potenza elettrica assorbita dalla pompa di circolazione e dal ventilatore rispetto al consumo totale dell'unità.

In Fig. 3.18 è infatti possibile notare come, essendo le potenze elettriche assorbite dalla pompa di circolazione e dal ventilatore del condensatore costanti nel tempo, la potenza elettrica percentuale (rispetto alla potenza elettrica totale assorbita dall'unità) assorbita da questi due componenti passi da un valore di circa 2%, per elevate frequenze di rotazione del compressore, ad un valore di 17%, quando il compressore lavora con una frequenza di rotazione di 15 rps.

E' evidente come tale incremento del consumo percentuale della pompa e del ventilatore abbia luogo solamente nel caso si utilizzino, come nel test effettuato, una pompa e un ventilatore a velocità fissa.

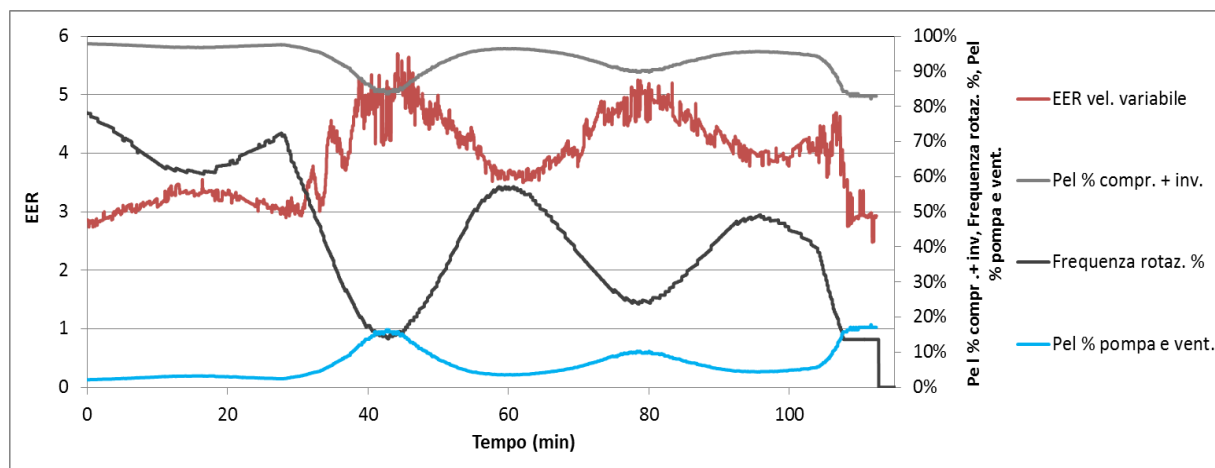


Fig. 3.18 – *EER* (*EER* *vel. variabile*), potenza elettrica percentuale (rispetto alla potenza totale assorbita dall'unità) assorbita dal compressore e dall'inverter ($P_{el} \% compr. + inv.$), frequenza di rotazione percentuale (rispetto alla frequenza di rotazione massima) del compressore ($F_{frequenza\ rotaz. \%}$) e potenza elettrica percentuale (rispetto alla potenza totale assorbita dall'unità) assorbita dalla pompa e dal ventilatore ($P_{el} \% pompa\ e\ vent.$) dell'unità equipaggiata con compressore a velocità variabile nei primi 110 minuti di test.

Si considerino infine i grafici in Fig. 3.19 e Fig. 3.20, dove vengono riportati valori nel tempo degli *EER* dell'unità equipaggiata con compressore a velocità variabile e dell'unità regolata con strategia *on-off*. Pur essendo tali *EER* caratterizzati da una incertezza elevata ($\pm 8\%$) è evidente come, nelle condizioni di test considerate, l'unità con compressore a velocità variabile consenta di ottenere un notevole incremento delle prestazioni ai carichi parziali

rispetto all'equivalente unità regolata con strategia *on-off*. Si noti in particolare come, in fase di modulazione, la differenza percentuale tra gli *EER* istantanei delle due unità (differenza percentuale calcolata rispetto all'*EER* dell'unità modulante) possa superare il 60% (Fig. 3.20).

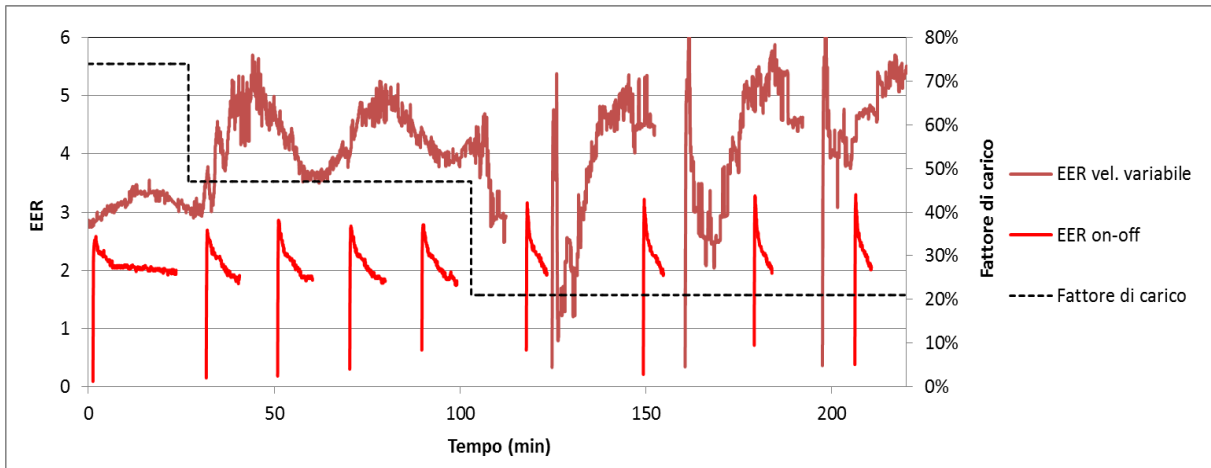


Fig. 3.19 – *EER* dell'unità equipaggiata con compressore a velocità variabile (*EER* *vel. variabile*) e dell'unità regolata con strategia *on-off* (*EER* *on-off*) e fattore di carico durante l'intera durata del test condotto sulle due unità.

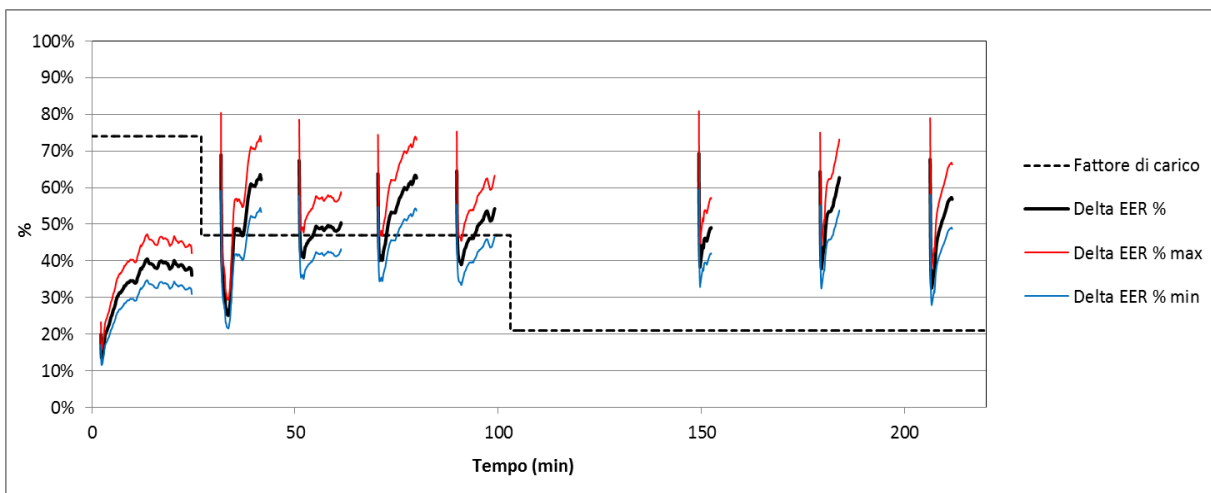


Fig. 3.20 – Differenza percentuale (*Delta EER %*) tra l'*EER* istantaneo dell'unità equipaggiata con compressore a velocità variabile e l'*EER* istantaneo dell'unità regolata con strategia *on-off* durante l'intera durata del test. Oltre al valore *Delta EER %* viene riportato anche il range (*Delta EER %_{max}* e *Delta EER %_{min}*) relativo all'incertezza della misura.

3.5.1 RISULTATI DEI TEST

Per quanto riguarda i risultati dei test effettuati sull'unità equipaggiata con compressore a velocità variabile e sull'unità regolata in *on-off* si faccia riferimento alla Tabella 3.5.

Tabella 3.5 – Dati riassuntivi dei test effettuati sull'unità *on-off* e sull'unità equipaggiata con compressore a velocità variabile.

	Unità <i>On-off</i>	Unità con compressore a velocità variabile
Rendimento Isoentropico medio	66.4%	57.5%
Rapporto delle pressioni medio	2.73	2.21
Numero avviamenti	9	3
Energia elettrica compressore (kWh)	3.82	1.91
Energia elettrica inverter (kWh)	-	0.19
Energia elettrica pompa (kWh)	0.04	0.11
Energia elettrica ventilatore (kWh)	0.02	0.06
Energia elettrica totale (kWh)	3.88	2.27
Risparmio energetico %	-	42%

Prendendo in considerazione l'intera durata del test è emerso, innanzitutto, che il rendimento isoentropico medio del compressore *scroll* regolato in *on-off* (66.4%) è nettamente superiore al rendimento isoentropico medio del compressore *twin-rotary* a velocità variabile (57.5%). Tale differenza non è dovuta a diversi valori rendimenti isoentropici dei due compressori in condizioni nominali, ma è una conseguenza del crollo del rendimento isoentropico del compressore a velocità variabile alle basse frequenze di rotazione.

D'altro canto l'unità con compressore a velocità variabile consente di ottenere un rapporto delle pressioni (medio) inferiore a quello ottenibile con l'unità regolata in *on-off*. Mentre l'unità *on-off* lavora con un rapporto delle pressioni pressoché costante durante l'intera durata del test, l'unità con compressore a velocità variabile opera con un rapporto delle pressioni che è tanto più ridotto tanto minore è la frequenza di rotazione del compressore.

Essendo inoltre il numero degli avviamenti dell'unità modulante molto inferiore rispetto a quello dell'unità *on-off*, anche le *cycling losses* sono sicuramente minori.

Nelle specifiche condizioni di test considerate, il vantaggio energetico dell'unità con compressore a velocità variabile, vantaggio derivante principalmente dalla riduzione del rapporto delle pressioni medio, sembra essere nettamente prevalente rispetto allo svantaggio legato al minor rendimento isoentropico medio. Lo conferma il fatto che, a fine

test, pur avendo le due unità prodotto la stessa energia frigorifera e pur essendo stati condotti i test nelle stesse condizioni climatiche, l'energia elettrica totale assorbita dal compressore a velocità variabile risulta essere nettamente inferiore (50%) all'energia assorbita dal compressore regolato in *on-off*.

Questo risparmio energetico dell'unità con compressore a velocità variabile viene leggermente ridotto a causa del consumo dell'inverter (non presente nell'unità *on-off*) e a causa del maggior consumo delle pompe e del ventilatore (che vengono attivate per un tempo più lungo).

Il consumo totale di energia elettrica dell'unità con compressore a velocità variabile (Tabella 3.5) risulta essere il 42% inferiore al consumo di energia elettrica dell'unità *on-off*, con un'incertezza nella misura del consumo di energia elettrica delle due unità di $\pm 0.5\%$.

3.6 CONCLUSIONI

Per studiare vantaggi e svantaggi energetici di un'unità equipaggiata con compressore a velocità variabile, rispetto alla classica regolazione in *on-off* della potenza frigorifera, si è utilizzato un approccio di tipo sperimentale.

Presso il laboratorio HVAC/R dell'azienda Carel Industries S.p.A sono state progettate e realizzate due unità refrigeranti aria-acqua di piccola taglia, una regolata con classica strategia *on-off* e una equipaggiata con compressore a velocità variabile (motore BLDC).

Dai test effettuati è emerso che, pur avendo l'unità con compressore a velocità variabile anche alcuni svantaggi (ridotto rendimento isoentropico alle basse frequenze di rotazione, necessità di un inverter, maggior consumo della pompa di circolazione dell'acqua e del ventilatore), la possibilità di operare con un minor rapporto delle pressioni ai carichi parziali e la possibilità di diminuire la frequenza degli avviamenti (e quindi la possibilità di ridurre le *cycling losses*) consente di ottenere un notevole risparmio energetico (42%) rispetto alla soluzione con regolazione *on-off* della potenza frigorifera.

Pur non potendo generalizzare questa conclusione riguardante lo specifico risparmio energetico percentuale ottenuto, i risultati dei test sulle due unità consentono di affermare che i risparmi energetici dell'unità frigorifera modulante rispetto all'unità *on-off* sono tanto maggiori tanto più a lungo si ha la necessità di lavorare a carichi parziali.

Si ritiene che questa affermazione possa essere estesa anche nel caso si consideri di confrontare le prestazioni di unità frigorifere simili, in termini di configurazione, taglia e condizioni operative, a quelle delle unità considerate in questo capitolo.

In particolare si reputa che risultati simili (in termini di prestazioni energetiche) a quelli esposti in questo capitolo possano essere ottenuti confrontando le prestazioni ai carichi parziali di banchi frigoriferi modulanti (con motori BLDC ottimizzati per il funzionamento a velocità variabile) con le prestazioni di banchi con simili caratteristiche ma regolati in *on-off*.

4. SUPERMERCATO WATER-LOOP SELF-CONTAINED CON COMPRESSORI A VELOCITA' VARIABILE E CONFRONTO CON IMPIANTI MULTIPLEX

4.1 INTRODUZIONE

Nei capitoli precedenti si sono studiati gli effetti della regolazione *on-off* e della regolazione con compressore a velocità variabile sulle prestazioni energetiche di un'unità refrigerante.

Si è in particolare dimostrato che, in determinate condizioni operative, la regolazione con compressore a velocità variabile può consentire di ottenere un notevole incremento dell'*EER* rispetto alla soluzione con classica regolazione in attacca-stacca.

Questa conclusione è di fondamentale importanza in quanto, come si vedrà in seguito, può avere delle ripercussioni anche sulla progettazione stessa di un impianto di refrigerazione. Per quanto riguarda il settore della refrigerazione commerciale, ed in particolare per quanto riguarda i supermercati, l'incremento delle prestazioni ai carichi parziali delle unità con compressori a velocità variabile suggerisce la possibilità di riconsiderare una specifica configurazione di impianto chiamata *Water-Loop Self-Contained* (WLSC). Tale configurazione fu nel passato scartata proprio a causa delle inefficienze che caratterizzano la regolazione *on-off* delle unità.

In questo capitolo (e nei capitoli successivi) cambia il soggetto dell'analisi rispetto a quello del Capitolo 2 e del Capitolo 3, in quanto il focus viene spostato dalla singola unità all'intero impianto di refrigerazione. In particolare, gli impianti considerati in questo capitolo sono quelli dedicati alla produzione dell'energia frigorifera nei supermercati.

Per capire il perché si sia deciso di concentrare l'attenzione su tali impianti di refrigerazione basti pensare che, in molti paesi sviluppati (Italia inclusa), i supermercati sono attualmente i maggiori consumatori di energia elettrica nel settore commerciale (Walker 2001, Arteconi *et al.*, 2008). L'International Energy Agency (IEA, 2012) stima infatti che, nei paesi sviluppati, l'energia elettrica assorbita dai supermercati rappresenti dal 3% al 5% dell'energia elettrica totale richiesta. Della totale energia richiesta dai supermercati si stima inoltre che, mediamente, circa il 50% venga assorbita dall'impianto di refrigerazione (Walker, 2001).

Anche il contributo dei supermercati all'emissione di CO₂ equivalente risulta essere molto significativo, sia a causa degli elevati consumi di energia elettrica (emissione indiretta di CO₂ equivalente), sia a causa delle elevate quantità di refrigerante immesse nell'atmosfera (emissione diretta di CO₂ equivalente) (Ge and Tassou, 2011). In particolare quest'ultimo contributo, dovuto alle micro-perdite di refrigerante nei condotti dell'impianto di refrigerazione, a parità di *GWP* (*Global Warming Potential*) del refrigerante considerato, risulta essere tanto più critico tanto maggiore è la carica di refrigerante negli impianti.

Ecco quindi che, oltre allo studio e all'utilizzo di refrigeranti caratterizzati da un ridotto *GWP* (ad esempio NH_3 , CO_2 , HFO1234yf, ecc), risulta fondamentale lo studio di nuove configurazioni di impianto, in grado da un lato di ridurre il consumo di energia elettrica, dall'altro di ridurre drasticamente la carica complessiva di refrigerante necessaria.

4.2 ALCUNE TIPOLOGIE DI IMPIANTI DI REFRIGERAZIONE NEI SUPERMERCATI

4.2.1 IMPIANTO MULTIPLEX TRADIZIONALE

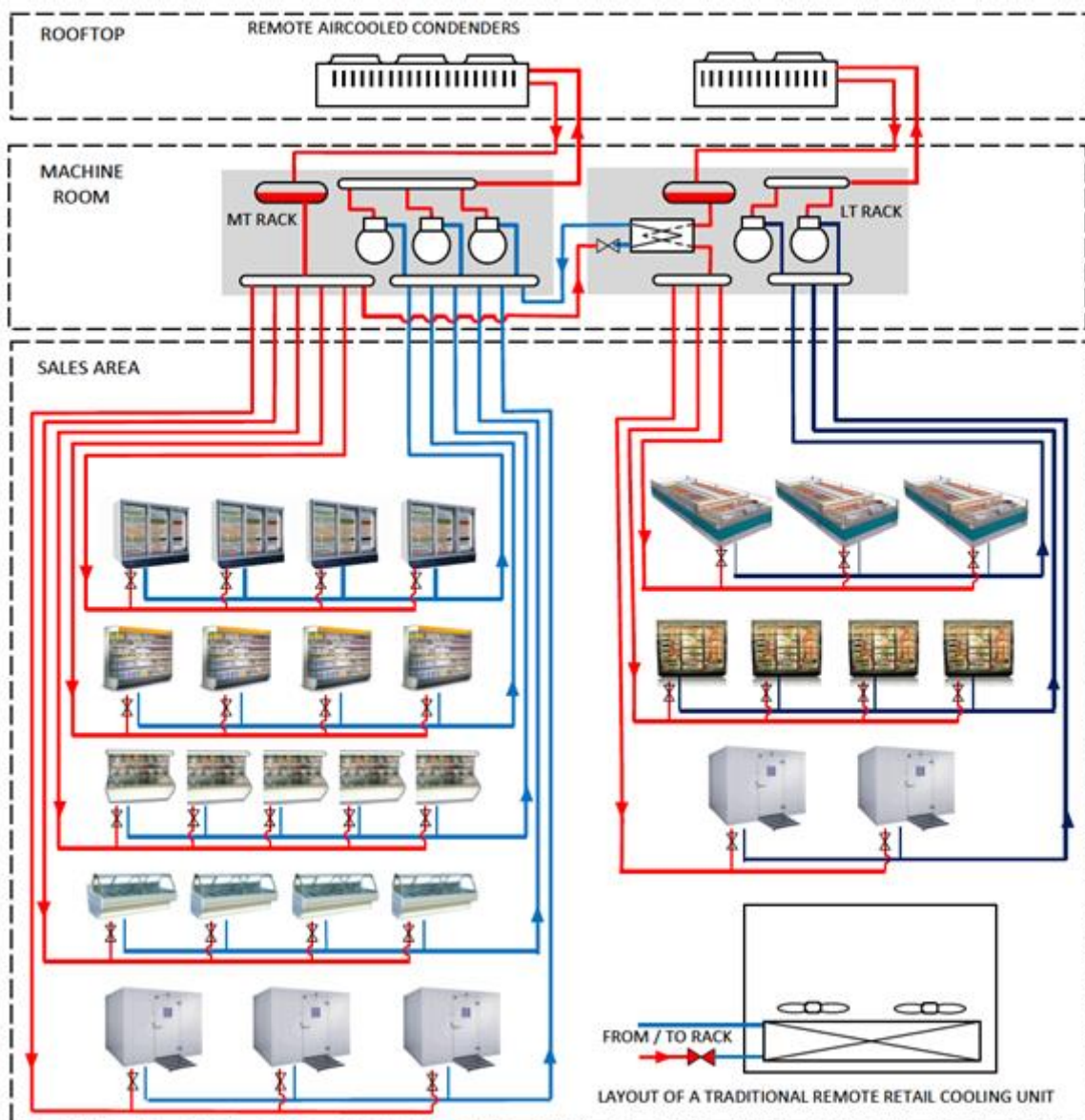


Fig. 4.1 – Layout di un impianto multiplex tradizionale (Carel Industries, 2014).

Gli impianti multiplex di tipo tradizionale rappresentavano, fino a pochi anni fa (e probabilmente rappresentano tuttora), i sistemi più diffusi per la produzione di energia frigorifera nei supermercati (Walker, 2001).

In un impianto multiplex, come rappresentato in Fig. 4.1, l'effetto frigorifero in ciascun banco viene prodotto tramite l'evaporazione di un fluido frigorifero in un evaporatore collocato all'interno del banco stesso.

Gli evaporatori dei banchi frigoriferi (appartenenti alla stessa linea) fanno capo ad un unico collettore di aspirazione centralizzato e posizionato nella centrale frigorifera, situata solitamente sul lato posteriore o sul tetto del supermercato.

Sempre nella centrale frigorifera vengono installati più compressori (generalmente 2-5 compressori per la linea di media temperatura e 2 compressori per la linea di bassa temperatura) in parallelo, con attivazione a gradini.

Il termine "*multiplex*" indica il fatto che più compressori in parallelo insistono su un unico condotto di aspirazione, anche se, nella pratica, due circuiti separati sono quasi sempre presenti, un circuito dedicato ai banchi di bassa temperatura ($-18\text{ °C} < T_e < 4.5\text{ °C}$) e un circuito dedicato ai banchi di media temperatura ($-40\text{ °C} < T_e < -18\text{ °C}$) (Nardotto, 2010).

Il controllo della potenza frigorifera erogata viene effettuato utilizzando come segnale di controllo la pressione nel collettore di aspirazione. Tale pressione deve essere mantenuta vicina alla pressione di riferimento, ovvero, nel caso di un impianto tradizionale, alla pressione di progetto per la quale la centrale frigorifera è stata dimensionata.

Il gas di scarico dei compressori, in caso di assenza di recupero termico, viene inviato direttamente ad un condensatore (batteria alettata), grazie al quale la potenza termica dell'impianto viene dissipata nell'ambiente esterno. Nel caso in cui, invece, venga previsto il recupero termico della potenza termica dell'impianto (per far fronte ad esempio ai carichi termici invernali dell'edificio o per la produzione di acqua calda sanitaria) viene posizionato uno scambiatore a monte del condensatore, con lo scopo di recuperare il calore di desurriscaldamento del gas in uscita dai compressori. Non risulta invece energeticamente conveniente recuperare, oltre al calore di desurriscaldamento, anche il calore latente di condensazione. Il recupero di tale calore richiederebbe infatti di mantenere elevata la pressione di condensazione (tanto più elevata tanto maggiore è la temperatura di ingresso del fluido secondario da riscaldare), a scapito di una minor efficienza dell'impianto di refrigerazione (Brian, 2011).

La pressione di condensazione può essere alternativamente fissa (pari quindi alla pressione di progetto) o, com'è nella maggioranza dei casi, variabile in funzione della potenza termica da dissipare e, soprattutto, della temperatura dell'ambiente esterno. Questa seconda opzione risulta essere energeticamente conveniente in quanto consente di operare con pressioni di condensazione mediamente inferiori, e quindi con prestazioni superiori, durante il periodo invernale.

Esiste tuttavia una pressione di condensazione minima che dipende, in primo luogo, dal tipo di valvola di laminazione utilizzata. Considerando "tradizionale" un impianto nel quale i

banchi sono equipaggiati con valvole di laminazione *TEV* (se non con capillari di laminazione), una pressione minima di riferimento, nel caso si utilizzi R404A, è 14.9 bar (Ge and Tassou, 2011).

Tornando allo schema in Fig. 4.1, il liquido sottoraffreddato in uscita dal condensatore viene poi inviato ad un ricevitore di liquido e ad un collettore di distribuzione, dal quale si diramano i diversi condotti diretti ai banchi frigoriferi.

4.2.2 ALCUNI IMPIANTI DI REFRIGERAZIONE ADVANCED

Pur essendo la configurazione di impianto presentata nel paragrafo 4.2.1 quella più diffusa per la produzione dell'energia frigorifera nei supermercati, al giorno d'oggi esistono molteplici sistemi alternativi (denominati *advanced*) in grado di ridurre, rispetto all'impianto multiplex tradizionale, sia l'energia elettrica richiesta per la produzione della potenza frigorifera, sia le emissioni di CO₂ equivalente (a parità di refrigerante considerato).

4.2.2.1 IMPIANTO MULTIPLEX ADVANCED

Una prima soluzione *advanced* prevede la stessa configurazione di impianto presentata nel paragrafo 4.2.1, ma con una sostanziale differenza per quanto riguarda il controllo della pressione di aspirazione.

Mentre in un impianto multiplex tradizionale il set-point della pressione di aspirazione è fisso, in un impianto multiplex *advanced* viene utilizzato un set-point di aspirazione variabile in funzione delle condizioni operative dell'impianto.

Per meglio comprendere i vantaggi di una regolazione della pressione di aspirazione variabile (detta anche *floating suction*) si faccia riferimento all'esempio in Fig. 4.2. Nella figura si nota innanzitutto che ciascun banco (tre diversi banchi di bassa temperatura nel caso considerato) è caratterizzato da una temperatura di saturazione in evaporazione (T_e , d'ora in poi verrà chiamata temperatura di evaporazione) indipendente e diversa da quella degli altri banchi. Questo può, in un caso reale, essere dovuto a svariati motivi: diverse temperature di set-point dell'aria di mandata dei banchi, maggiori o minori portate di refrigerante erogate dalle valvole di laminazione, spegnimento o sbrinamento di alcuni banchi ecc.

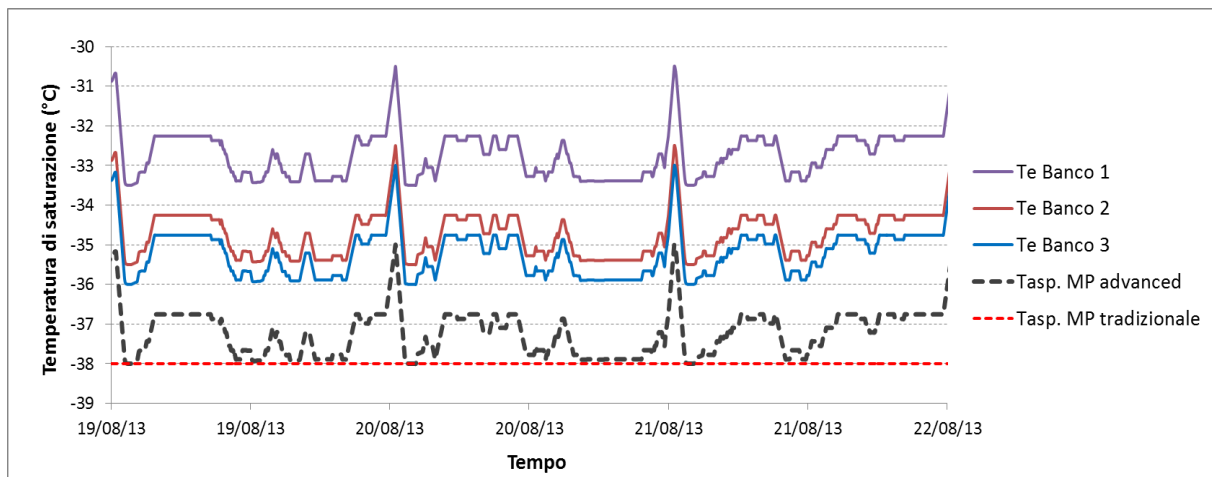


Fig. 4.2 – Temperatura di saturazione in evaporazione (T_e) in tre banchi di bassa temperatura e temperatura di saturazione di set-point in aspirazione in un impianto multiplex *advanced* ($T_{asp. MP advanced}$) e in un impianto multiplex tradizionale ($T_{asp. MP tradizionale}$).

La pressione di aspirazione di set-point in un impianto tradizionale viene scelta, in prima approssimazione, considerando la pressione di evaporazione minima (nel tempo) prevista tra tutti i banchi e sottraendo a quella pressione le perdite di carico previste tra gli evaporatori e il collettore di aspirazione del compressore. Ragionando in termini di temperature di saturazione, in Fig. 4.2 si nota come la temperatura di evaporazione minima dei tre banchi (nel tempo) sia -36 °C . La temperatura di saturazione in aspirazione di set-point (-38 °C) viene scelta sottraendo a -36 °C un contributo dovuto alle perdite di carico (2 °C nel caso considerato). Tale temperatura di saturazione di set-point viene (mediamente) mantenuta durante tutto il periodo di funzionamento dell'impianto.

Nel caso si consideri, invece, una temperatura di saturazione di set-point (in aspirazione) variabile nel tempo, è sufficiente considerare (istante per istante) come set-point la temperatura di evaporazione minima tra i banchi (in quel determinato istante) diminuita del contributo legato alle perdite di carico.

Ecco quindi che, come evidenziato in Fig. 4.2, la temperatura di aspirazione di set-point in un impianto multiplex *advanced* può assumere, nel tempo, valori superiori a quella di un impianto multiplex tradizionale.

E' evidente come la possibilità di operare con una pressione di aspirazione mediamente superiore in un impianto multiplex *advanced* abbia delle conseguenze positive in termini di efficienza energetica dell'impianto, infatti, a parità di pressione di condensazione, ad una maggior pressione di aspirazione corrisponde un minor rapporto delle pressioni e quindi un *EER* più elevato.

Si precisa che, in un caso reale, per evitare eccessive instabilità nella regolazione dell'impianto, il set-point della pressione di aspirazione in un impianto multiplex *advanced*

non viene aggiornato istante per istante (come in Fig. 4.2) ma, solitamente, di mezz'ora in mezz'ora.

Un ulteriore risparmio energetico ottenibile con un supermercato multilex *advanced*, rispetto all'impianto multiplex tradizionale, è garantito dall'utilizzo di valvole di laminazione elettroniche (*EEV*) in sostituzione alle più tradizionali valvole di laminazione termostatiche (*TEV*) o ai capillari di laminazione. Come riportato da Lazzarin *et al.* (2013), l'utilizzo di una *EEV* al posto di una *TEV*, consente all'impianto di refrigerazione di operare con una pressione minima di condensazione nettamente (anche 4 bar) inferiore.

Con un supermercato multiplex *advanced*, si prevede che sia possibile ridurre, oltre all'energia elettrica consumata dall'impianto di refrigerazione, anche il contributo indiretto di CO₂ equivalente immessa nell'atmosfera, contributo che dipende appunto dall'energia elettrica assorbita.

Essendo, invece, il layout dell'impianto multiplex *advanced* analogo a quello di un impianto multiplex tradizionale, non si ha nessun beneficio in termini di riduzione del contributo diretto di CO₂ equivalente immesso nell'atmosfera. Tale contributo, infatti, è dovuto alle perdite di refrigerante nelle tubazioni e, a parità di *GWP* del refrigerante, è quindi funzione solamente della lunghezza delle tubazioni e della quantità di refrigerante caricato nell'impianto, che sono appunto simili in un supermercato tradizionale e in un supermercato *advanced*.

Essendo spesso il contributo diretto nettamente prevalente rispetto al contributo indiretto, ed essendo uno degli obiettivi di questo lavoro lo studio dei sistemi in grado di minimizzare le emissioni di CO₂ equivalente, vale quindi la pena prendere in considerazione ulteriori configurazioni alternative, in grado di ridurre sia la lunghezza delle tubazioni che la carica di refrigerante rispetto ai due sistemi multiplex presentati fino ad ora

4.2.2.2 IMPIANTO WATER-LOOP SELF-CONTAINED

Una configurazione *advanced* alternativa, in grado di ridurre drasticamente la carica di refrigerante dell'impianto, è la configurazione Water-Loop Self-Contained (WLSC).

Diversamente dalla configurazione multiplex presentata nel paragrafo precedente, in un impianto di refrigerazione WLSC ciascun banco frigorifero è dotato di un proprio compressore e di un proprio condensatore a piastre o a tubi concentrici (Fig. 4.3).

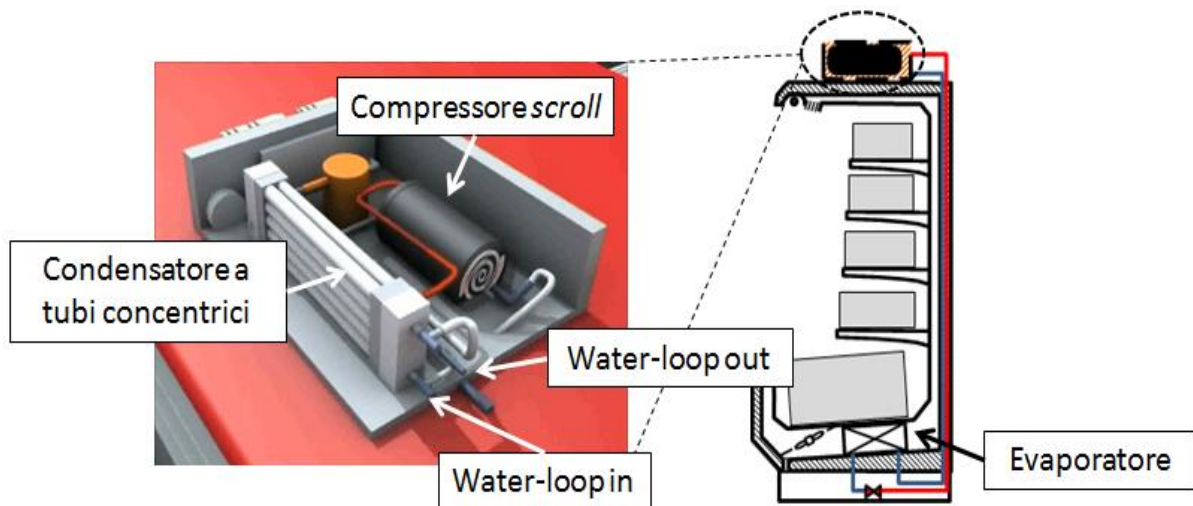


Fig. 4.3– Schematizzazione del box posizionato sulla superficie superiore di un banco frigorifero, box nel quale vengono posizionati il compressore (in questo caso *scroll*) e il condensatore (in questo caso a tubi concentrici). Il condensatore cede il calore rigettato dal banco frigorifero al water-loop (Carel Industries, 2014).

La potenza termica del banco viene quindi ceduta, tramite il condensatore, ad un anello d'acqua, a sua volta raffreddato da un chiller centralizzato di tipo aria-acqua o di tipo acqua-acqua.

Il grande vantaggio di questo tipo di configurazione consiste quindi nel fatto che, a fluire nei condotti che si diramano all'interno dell'area di vendita, è una miscela di acqua e glicole e non un refrigerante.

Come già anticipato nel paragrafo 4.1, questa soluzione fu nel passato scartata, in quanto considerata meno efficiente rispetto alle soluzioni multiplex. Dalle simulazioni condotte da Walker (2001) e Zhang (2006) è infatti emerso che un impianto di tipo WLSC comporta maggiori consumi di energia elettrica rispetto agli impianti multiplex a causa, principalmente, delle inefficienze che caratterizzano la regolazione in *on-off* dei banchi frigoriferi (Bagarella *et al.*, 2013).

Alla luce dei vantaggi energetici ottenibili tramite una regolazione con compressore a velocità variabile, rispetto alla regolazione *attacca-stacca* (vantaggi esposti nel Capitolo 3), la soluzione WLSC con compressori ad inverter (e motori BLDC) potrebbe, tuttavia, rappresentare un notevole passo in avanti rispetto alla soluzione con compressori in *on-off* (unica soluzione WLSC fino ad ora considerata nella letteratura scientifica).

Proprio a causa dell'assenza in letteratura di studi scientifici riguardanti lo studio di impianti WLSC con compressori a velocità variabile, al fine di confrontarne le prestazioni di tale

impianto WLSC con quelle dei già citati impianti multiplex, si è ritenuto opportuno partire dall'analisi delle prestazioni un supermercato WLSC reale.

4.3 SUPERMERCATO WLSC CON COMPRESSORI A VELOCITA' VARIABILE: UN CASO STUDIO

Il caso studio considerato in questo capitolo è un supermercato con area di vendita 900 m² costruito nel 2012 nei pressi di Bologna. L'impianto di refrigerazione di tale supermercato può essere considerato un classico esempio di soluzione WLSC con compressori a velocità variabile.

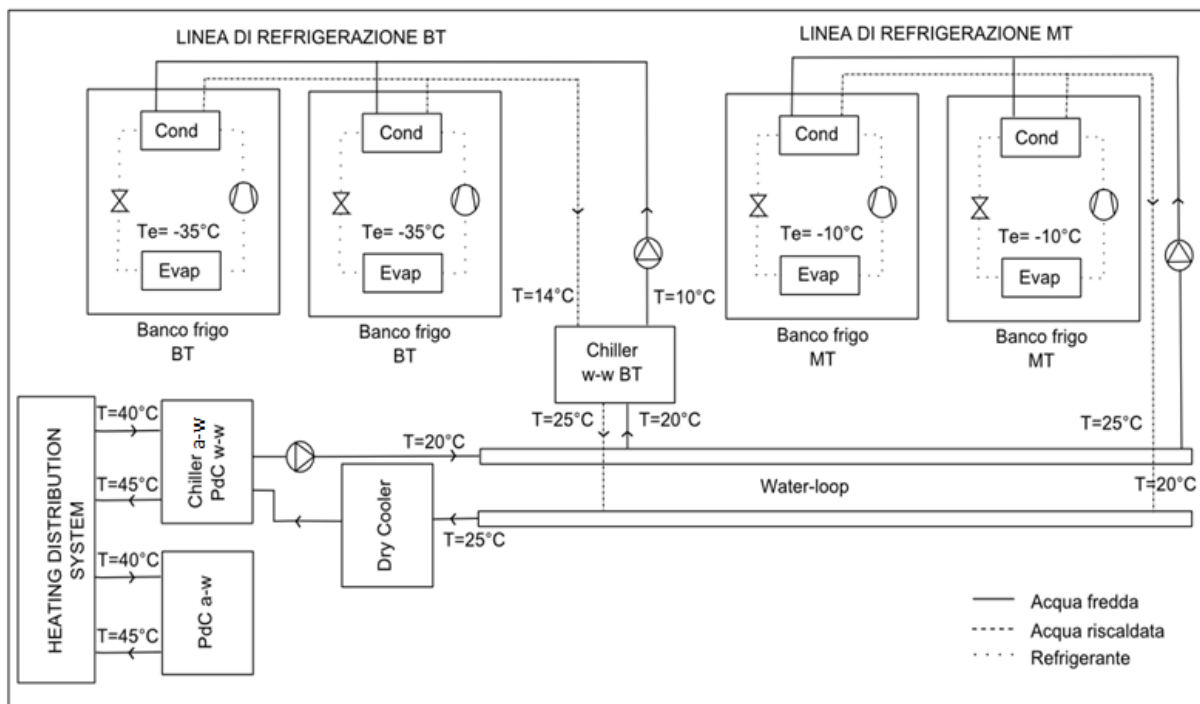


Fig. 4.4 – Schematizzazione dell'impianto WLSC considerato nel caso studio (Bagarella et al. 2014).

Come schematizzato in Fig. 4.4, l'impianto è costituito da due linee di refrigerazione separate: una linea di bassa temperatura (BT) e una linea di media temperatura (MT), alle quali fanno capo rispettivamente 8 e 28 banchi frigoriferi.

Le Fig. 4.4 e Fig. 4.5 evidenziano come ciascun banco venga equipaggiato con un proprio compressore (a velocità variabile) e con un proprio condensatore (a piastre). Maggiori dettagli riguardanti tali banchi frigoriferi vengono forniti nel paragrafo 4.3.1.

Dallo schema in Fig. 4.4 si nota come la potenza termica di ciascun banco frigorifero venga ceduta, tramite il condensatore, ad un anello d'acqua (water-loop), a sua volta raffreddato in un dry-cooler o in un'unità polivalente (Fig. 4.6 e Tabella 4.1) in grado di funzionare alternativamente in modalità chiller aria-acqua o in modalità pompa di calore acqua-acqua.



Fig. 4.5 – Foto di alcuni espositori frigoriferi tipo “multi-deck open” con compressore e condensatore a bordo (Carel Industries, 2014).

Tabella 4.1 – Dati relativi all’unità polivalente acqua-acqua / aria-acqua, alla pompa di calore ausiliaria aria-acqua, al chiller di bassa temperatura, alle pompe di circolazione e al dry-cooler in condizioni nominali.

	Dati in condizioni nominali				
	Temp. ingresso evaporatore (°C)	Temp. ingresso condensatore (°C)	Potenza frigorifera (kW)	Potenza termica (kW)	COP EER
PdC w-w	23 (acqua)	40 (acqua)	103	123	9.19
Chiller a-w	23 (acqua)	35 (aria)	103	-	4.20
PdC a-w	7 (aria)	40 (acqua)	-	110	3.38
Chiller BT w-w	7 (acqua)	35 (acqua)	23	-	3.17
	Potenza elettrica installata (kW)				
Pompe	4.0				
Dry cooler	10.6				



Fig. 4.6 – Foto dell’unità polivalente chiller/pompa di calore (sulla destra) e del dry-cooler (sulla sinistra) posizionati sul tetto del supermercato WLSC.

Quando la temperatura dell’ambiente esterno è sufficientemente bassa, se non vi sono fabbisogni di riscaldamento nell’edificio, l’unità chiller/pompa di calore viene disattivata e il calore dell’anello d’acqua viene scambiato con l’esterno tramite il solo dry-cooler. Viceversa, se c’è un fabbisogno di riscaldamento (richiesto ad esempio dall’impianto di riscaldamento a pavimento radiante) il dry-cooler viene disattivato e l’unità polivalente funziona in modalità pompa di calore, recuperando il calore proveniente dal raffreddamento dell’anello d’acqua al fine di soddisfare (totalmente o parzialmente) i carichi termici dell’edificio.

Se non vi è alcun fabbisogno di riscaldamento e se la temperatura esterna è troppo elevata per poter raffreddare, tramite il dry-cooler, l’acqua proveniente dalle linee di refrigerazione fino alla temperatura di set-point (nell’intorno dei 20 °C), l’unità chiller/pompa di calore funziona in modalità raffreddamento, cedendo all’ambiente esterno la potenza termica dei banchi frigoriferi.

Sempre in Fig. 4.4 è possibile notare la presenza di un chiller acqua-acqua, che disaccoppia la linea di bassa temperatura dall’anello di raffreddamento. La presenza di tale chiller si rende necessaria per evitare che i compressori dei banchi di bassa temperatura si trovino a lavorare (soprattutto nel periodo estivo) con dei rapporti di compressione eccessivamente elevati. Un ulteriore vantaggio derivante dall’inserimento di tale chiller è che si evita di dover sovradimensionare i compressori dei banchi, sovradimensionamento che comporterebbe un funzionamento in *on-off* in inverno e nelle ore di chiusura del supermercato, periodi durante i quali la necessità di modulare la potenza frigorifera è maggiore.

Infine, nel caso in cui il calore recuperato dall’unità polivalente non sia sufficiente, l’eventuale potenza termica integrativa viene prodotta tramite una pompa di calore aria-acqua ausiliaria (Tabella 4.1).

La potenza di pompaggio necessaria per la circolazione dell'acqua all'interno del water-loop viene fornita da una serie di pompe a velocità variabile (Fig. 4.7). Il bilanciamento dell'impianto idronico è stato effettuato tramite regolazione manuale delle valvole di bilanciamento.



Fig. 4.7 – Foto delle pompe di circolazione a velocità variabile (con inverter) dell'anello d'acqua.

4.3.1 BANCHI FRIGORIFERI

I banchi frigoriferi possono essere generalmente classificati in due categorie: *display-cases* e *walk-in storage*. I primi vengono posizionati nell'area di vendita del supermercato e hanno lo scopo di refrigerare le derrate alimentari nel periodo di esposizione al pubblico. I secondi, invece, vengono posizionati in un luogo non accessibile al pubblico e hanno lo scopo di refrigerare la merce durante il periodo di stoccaggio.

I banchi di tipo *display-cases* vengono generalmente progettati dando una priorità assoluta alle esigenze di marketing e, in base al loro layout, possono essere a loro volta classificati come descritto in Fig. 4.8 (per una classificazione più dettagliata si rimanda alla normativa UNI EN ISO 23953-1: 2012).

Nel caso del supermercato WLSC considerato, per quanto riguarda la linea di media temperatura, si contano 8 banchi di tipo *open vertical multi-deck*, 5 banchi di tipo *single-deck self-service*, 8 banchi di tipo *single-deck service* e 7 banchi di tipo *walk-in storage*.

Per quanto riguarda la linea di bassa temperatura, invece, si contano 6 banchi di tipo *glass door vertical multi-deck* e 2 banchi di tipo *walk-in storage*.

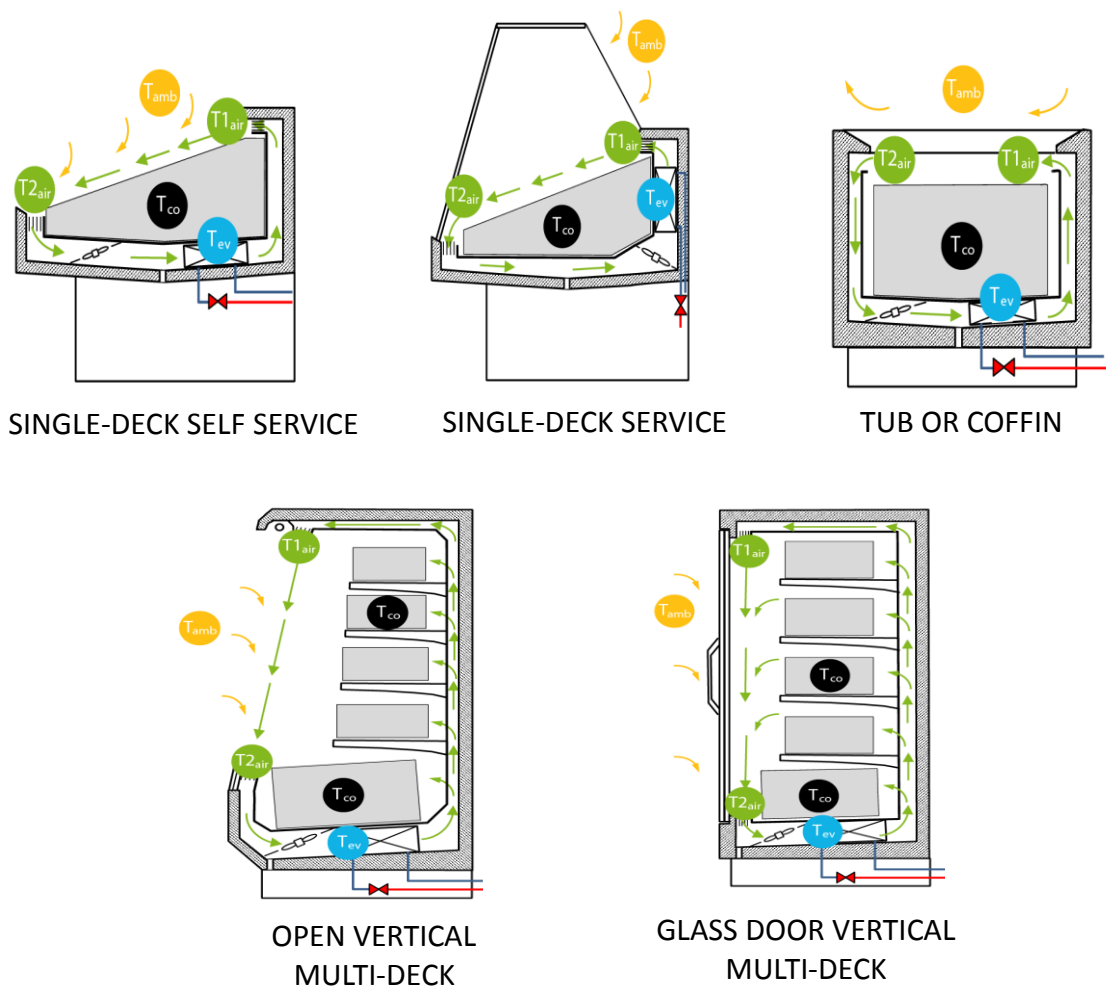


Fig. 4.8 – Classificazione dei banchi frigoriferi *display-cases* (Carel Industries, 2014).

Un'ulteriore classificazione dei banchi frigoriferi viene fatta distinguendo i banchi con compressore e condensatore a bordo, detti anche *banchi integrali* o *self-contained*, dai banchi con compressori e condensatori remoti, detti appunto *banchi remoti*.

Come già spiegato nel paragrafo 4.2.2.2, tutti i banchi del supermercato WLSC considerato sono banchi *self-contained*. A tal proposito viene presentato in Fig. 4.9 un esploso del box posizionato sulla superficie superiore di un banco *open vertical multi-deck*, box contenente, oltre ad una serie di altri componenti, un condensatore a piastre (grazie al quale la potenza termica del banco viene ceduta al water-loop) ed un compressore orizzontale BLDC a velocità variabile di tipo *scroll*.

Per quanto riguarda i dati relativi ai compressori *scroll* installati sui banchi si faccia riferimento alla Tabella 4.2.

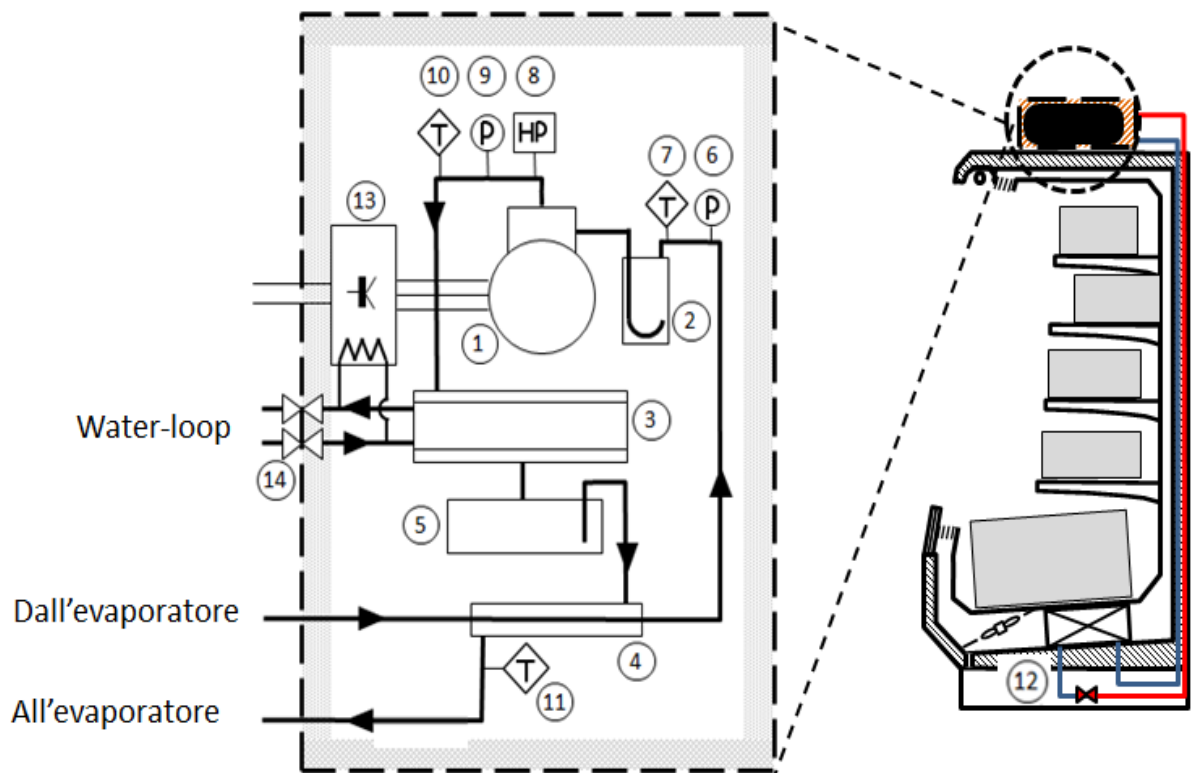


Fig. 4.9 – Esploso del box posizionato sulla superficie superiore di un banco *open vertical multideck* del supermercato WLSC considerato. 1) Compressore orizzontale BLDC *scroll* a velocità variabile. 2) Accumulo in aspirazione. 3) Condensatore a piastre raffreddato ad acqua. 4) Rigeneratore. 5) Ricevitore di liquido. 6) Trasduttore di pressione in aspirazione. 7) Sonda di temperatura in aspirazione. 8) Switch di alta pressione. 9) Trasduttore di pressione di mandata. 10) Sonda di temperatura di mandata. 11) Sonda di temperatura del liquido sottoraffreddato. 12) Valvola di laminazione elettronica Carel *EEV*. 13) Inverter Carel raffreddato ad acqua. 14) Valvola di esclusione lato acqua (Ferrarese e Bagarella, 2013).

Tabella 4.2 – Dati relativi ai compressori *scroll* installati sui banchi del supermercato WLSC.

Modello Compressore			Hitachi ZS7998D1	Hitachi ZS1216D1	Hitachi ZS1520D1
Motore			BLDC	BLDC	BLDC
Volume interno (cm ³)			9.8	15.8	20.1
Frequenza massima (rpm)			6000	6000	5500
Frequenza minima (rpm)			1500	1500	1500
Refrigerante			R404A	R404A	R404A
Applicazione	Te (°C)	Tc (°C)	Potenza frigorifera (SH = 10°C, SC = 5°C) (W)		
MT	-10	30	2500	4200	4900
BT	-30	30	1040	1680	1980
BT	-35	30	800	1290	1500

Le potenza frigorifera installata in condizioni nominali ($T_e = -35\text{ °C}$, $T_c = 30\text{ °C}$ per i banchi di bassa temperatura e $T_e = -10\text{ °C}$, $T_c = 30\text{ °C}$ per i banchi di media temperatura) nelle linee BT e MT è rispettivamente 15 kW e 73 kW. In tutti i banchi il refrigerante caricato è la miscela R404A.

Infine, per ulteriori dettagli sui singoli banchi, si faccia riferimento alla Tabella 4.3, dove vengono riportati i valori della potenza elettrica assorbita dal compressore in condizioni nominali, della potenza frigorifera nominale e delle potenze elettriche assorbite dal ventilatore, dalle resistenze antiappannanti, dalle resistenze per lo sbrinamento e dalle luci.

4.3.2 SISTEMA DI ACQUISIZIONE DATI E STIMA DELLE PRESTAZIONI DEI SINGOLI BANCHI

Per poter analizzare le prestazioni dell'impianto di refrigerazione WLSC precedentemente descritto, e per poter confrontare le prestazioni di tale impianto con quelle di un supermercato multiplex, si è reso innanzitutto necessario acquisire una serie di dati annuali riguardanti il funzionamento di tale sistema di refrigerazione.

L'obiettivo era analizzare le prestazioni energetiche non solo delle unità centralizzate (quali pompe di calore, chiller, dry-cooler, ecc), ma anche dei singoli banchi frigoriferi.

La soluzione ideale sarebbe stata l'installazione di un trasduttore di potenza elettrica e di un misuratore di potenza termica (misuratore di portata massica e coppia di sonde di temperatura) su ciascun banco frigorifero, ma i vincoli di costo (legati in particolar modo al costo dei misuratori di portata massica e all'elevato numero di banchi frigoriferi presenti), non lo hanno reso possibile.

Si è quindi proceduto acquisendo, con una frequenza di un campionamento ogni cinque minuti, le grandezze elencate in Tabella 4.4. Per il monitoraggio e l'acquisizione dei dati dell'impianto si è utilizzato il software PlantVisorPro, prodotto ed installato dall'azienda Carel Industries S.p.a.

Una volta acquisiti, per un periodo di un anno (aprile 2013 - marzo 2014), i dati riportati in Tabella 4.4, si sono disaggregati tali dati in modo tale da risalire al consumo elettrico di ciascun componente dei singoli banchi frigoriferi (in particolar modo il consumo elettrico dei compressori) e alla potenza frigorifera erogata da ciascuna unità.

Si è quindi reso necessario ricostruire, a partire dai dati forniti dal costruttore, le polinomiali relative al consumo elettrico e alla potenza frigorifera erogata dai singoli compressori.

Tabella 4.3 – Alcuni dati relativi ai banchi frigoriferi installati nel supermercato WLSC.

	Banco Frigorifero	Potenza elettrica nominale compressore (kW)	Potenza frigorifera nominale (kW)	Potenza elettrica ventilatore (kW)	Potenza elettrica antiappannanti (kW)	Potenza elettrica sbrinamento (kW)	Potenza elettrica luci (kW)
MT	M1	0.85	2.22	0.04	-	-	-
	M2-M3	-	-	0.02	-	-	-
	M4	1.26	3.59	0.12	-	-	-
	M5	-	-	0.08	-	-	-
	M6	0.85	2.22	0.12	-	-	-
	M7	1.26	3.59	0.09	-	0.72	0.28
	M8	0.85	2.22	0.08	-	0.70	-
	M9	1.26	3.59	0.13	-	-	0.28
	M10- M11- M12-M13	1.26	3.59	0.21	-	-	0.36
	M14- M15-M16	1.26	3.59	0.13	-	-	0.28
	M17	1.26	3.59	0.21	-	1.00	0.25
	M18-M19	0.85	2.22	0.07	-	-	0.14
	M20	0.85	2.22	0.14	-	-	0.08
	M21	1.26	3.59	0.26	-	3.08	0.11
	M22	0.85	2.22	0.18	-	2.08	0.06
	M23	0.85	2.22	0.20	-	-	0.05
	M24	0.85	2.22	0.14	-	-	0.07
	M25	0.85	2.22	0.20	-	0.90	0.04
M26	1.26	3.59	0.14	-	-	0.07	
M27-M28	0.85	2.22	0.00	-	-	-	
BT	L01-L03- L04-L06	1.17	1.64	0.032	0.88	4.00	0.09
	L02-L05	1.17	1.64	0.026	0.69	2.89	0.07
	L07	0.99	1.28	0.17	0.18	2.16	0.04
	L08	0.99	1.28	0.17	0.18	2.16	-

Tabella 4.4 – Grandezze misurate e acquisite per un anno (frequenza di un campionamento ogni cinque minuti) con il sistema di acquisizione dati.

Unità	Grandezza Misurata	Precisione
Banchi frigoriferi BT e MT	Pressione di evaporazione (Pa)	± 1.2%
	Pressione di condensazione (Pa)	± 1.2%
	Frequenza compressore (rps)	-
	Stato luci (<i>on-off</i>)	-
	Stato resistenze sbrinamento (<i>on-off</i>)	-
	Stato ventilatore (<i>on-off</i>)	-
	Stato resistenze antiappannanti (%)	-
Linea di refrigerazione BT	Potenza elettrica globale (kW)	± 0.5%
Linea di refrigerazione MT	Potenza elettrica globale (kW)	± 0.5%
Chiller BT w-w	Potenza elettrica (kW)	± 0.5%
	Potenza frigorifera (kW)	± 6.6%
Unità polivalente	Potenza elettrica (kW)	± 0.5%
	Potenza frigorifera/termica (kW)	± 6.6%
Dry-cooler e pompe	Potenza elettrica (kW)	± 0.5%

Essendo sia la potenza elettrica che la potenza frigorifera funzioni non solo della temperatura di evaporazione e della temperatura di condensazione, ma anche della frequenza di rotazione del compressore, si è proceduto ricostruendo, per ciascun compressore, 10 polinomiali (come quelle indicate in Eq. 4.1 e in Eq. 4.2) per delle frequenze di rotazione comprese tra quella minima (25 rps) e quella massima (92 rps). Per la stima della potenza elettrica assorbita e della potenza frigorifera erogata per frequenze di rotazione diverse dalle 10 considerate nelle polinomiali, si è proceduto interpolando linearmente gli output delle polinomiali stesse.

Nelle polinomiali si è considerato un surriscaldamento costante e pari al surriscaldamento di set-point delle valvole di laminazione elettroniche dei banchi (10 °C).

$$P_{el n} = a_0 + a_1 * T_e + a_2 * T_c + a_3 * T_e^2 + a_4 * T_e * T_c + a_5 * T_c^2 + a_6 * T_e^3 + a_7 * T_c * T_e^2 + a_8 * T_e * T_c^2 + a_9 * T_c^3 \quad \text{Eq. 4.1}$$

$$P_{fr n} = a_0 + a_1 * T_e + a_2 * T_c + a_3 * T_e^2 + a_4 * T_e * T_c + a_5 * T_c^2 + a_6 * T_e^3 + a_7 * T_c * T_e^2 + a_8 * T_e * T_c^2 + a_9 * T_c^3 \quad \text{Eq. 4.2}$$

Nelle equazioni Eq. 4.1 e Eq. 4.2, $P_{el\ n}$ e $P_{fr\ n}$ sono rispettivamente la potenza elettrica assorbita e la potenza frigorifera erogata dal compressore alla frequenza di rotazione n , mentre T_e e T_c sono la temperatura di evaporazione la temperatura di condensazione. Essendo note (in quanto acquisite) la pressione di evaporazione, la pressione di condensazione e la frequenza di rotazione del compressore, è stato quindi possibile stimare sia alla potenza elettrica assorbita da ciascun compressore, sia la potenza frigorifera erogata istante per istante da ciascun banco.

Per la stima della potenza elettrica dell'inverter si è fatto riferimento ai profili proposti da Madani *et al.* (2010), i quali hanno stimato un'efficienza compresa tra 89% e 97%, in funzione della frequenza di rotazione del compressore.

Essendo inoltre noti gli stati (*on-off*) delle luci, delle resistenze elettriche di sbrinamento, delle resistenze antiappannanti e dei ventilatori di ciascun banco, ed essendo note le potenze elettriche assorbite in condizioni nominali da tali elementi (Tabella 4.3), è stato possibile stimare anche i loro consumi istantanei.

Con questo metodo si è riusciti a risalire sia ai consumi elettrici totali di ciascun banco, sia alla potenza frigorifera erogata.

Prima di procedere all'analisi delle prestazioni del supermercato si è ritenuto opportuno validare questo modello di stima della potenza elettrica e della potenza frigorifera dei singoli banchi. Per farlo si sono, istante per istante, sommate le potenze elettriche globali (compressori, inverter, luci, resistenze antiappannanti, resistenze di sbrinamento e ventilatori) dei banchi appartenenti alla linea BT e alla linea MT, e si sono poi confrontati i valori ottenuti con le potenze elettriche globali misurate dai trasduttori di potenza delle due linee di refrigerazione.

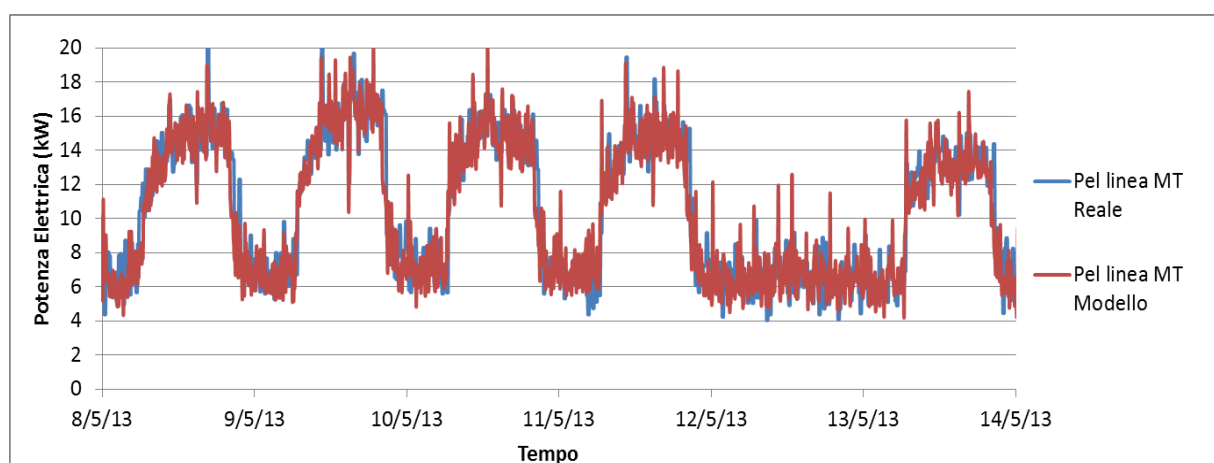


Fig. 4.10 – Confronto tra la potenza elettrica della linea MT misurata dal trasduttore di potenza ($P_{el\ linea\ MT\ Reale}$) e quella stimata dal modello ($P_{el\ linea\ MT\ Modello}$). In questo esempio si considera una frequenza di un campionamento ogni cinque minuti e un periodo di una settimana.

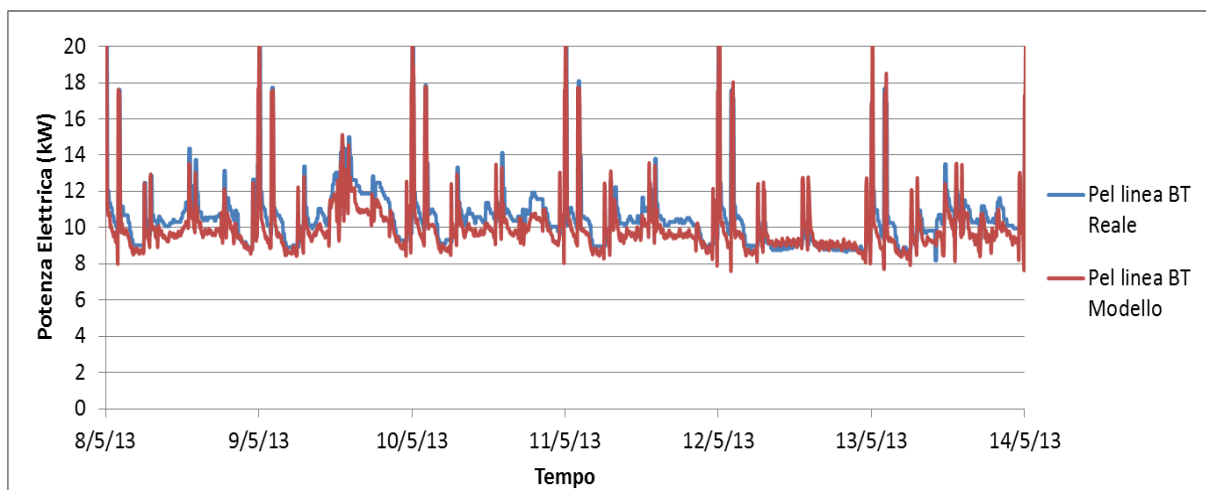


Fig. 4.11 – Confronto tra la potenza elettrica della linea BT misurata dal trasduttore di potenza ($P_{el\ linea\ BT\ Reale}$) e quella stimata dal modello ($P_{el\ linea\ BT\ modello}$). In questo esempio si considera una frequenza di un campionamento ogni cinque minuti e un periodo di una settimana.

Dalle Fig. 4.10 e Fig. 4.11, per esempio, si nota come sia stata verificata un’ottima corrispondenza tra i valori delle potenze elettriche misurate e quelli stimati dal modello. In particolare, nell’intero anno considerato (aprile 2013 – marzo 2014), l’errore medio nella stima della potenza elettrica totale delle due linee è risultato essere 1.7%, con valori massimi mensili inferiori a 5%.

Dopo aver validato il modello per la stima della potenza elettrica assorbita dai singoli banchi, si è validato anche il modello per la stima della potenza frigorifera erogata.

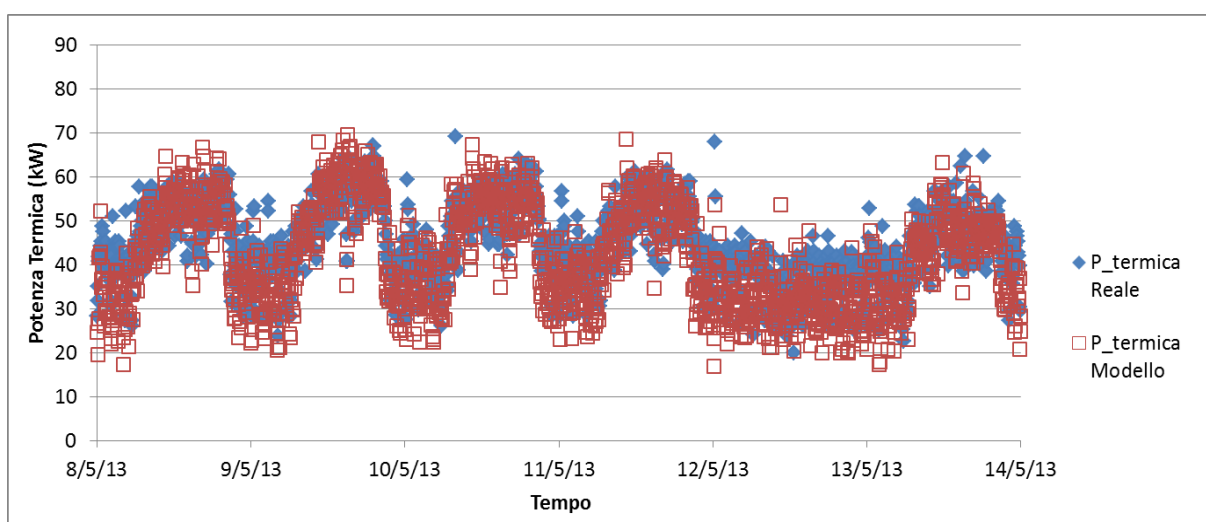


Fig. 4.12 – Confronto tra la potenza termica globale ceduta all’anello d’acqua calcolata dal misuratore di potenza termica ($P_{termica\ Reale}$) e quella stimata dal modello ($P_{termica\ Modello}$). In questo esempio si considera una frequenza di un campionamento ogni cinque minuti e un periodo di una settimana.

Si è proceduto comparando (nel tempo) i valori della potenza termica ceduta dai banchi frigoriferi all'anello d'acqua (valori acquisiti dal misuratore di potenza termica posizionato sul water-loop) con i valori stimati dal modello precedentemente descritto.

In particolare, in accordo con il primo principio della termodinamica, nel modello si è considerata come potenza termica ceduta all'anello d'acqua da ciascun banco, la somma della potenza frigorifera erogata e della potenza elettrica assorbita dal compressore e dall'inverter. Per tener conto del calore dissipato, principalmente per convezione, verso l'ambiente esterno (area di vendita) dalla carcassa del box contenente, oltre agli altri componenti, compressore ed inverter, si è considerato, per ciascun tipo di box, un fattore di dissipazione medio. Tale fattore di dissipazione medio è stato stimato, per ciascun tipo di box, misurando nel tempo la differenza tra la temperatura media della carcassa e la temperatura dell'ambiente interno al supermercato, e stimando un coefficiente di convezione dell'aria di $12 \text{ W (m}^2\text{K)}^{-1}$.

Nell'esempio in Fig. 4.12 si nota come, anche in questo caso, vi sia un'ottima corrispondenza tra i valori della potenza termica reale ceduta all'anello d'acqua e quelli stimati dal modello.

Considerando l'intero anno (aprile 2013 - marzo 2014) l'errore medio nella stima della potenza termica ceduta all'anello d'acqua è 1.2%, con un valore massimo mensile di 6.4%.

4.3.3 ANALISI DEI CONSUMI DEL SUPERMERCATO WLSC

Per comprendere pienamente il confronto tra le prestazioni energetiche dell'impianto WLSC descritto in questo capitolo e quelle di un impianto multiplex, è necessario concentrarsi inizialmente sui consumi annuali del sistema WLSC considerato.

Nell'anno analizzato (periodo compreso tra aprile 2013 e marzo 2014) l'impianto di refrigerazione ha assorbito globalmente 251'178 kWh di energia elettrica. In questo caso viene esclusa dal conteggio la quota di energia elettrica assorbita dalla pompa di calore aria-acqua, in quanto utilizzata esclusivamente per la produzione di energia termica per il riscaldamento. Viceversa, nel conteggio, viene inclusa l'energia elettrica assorbita dall'unità polivalente, utilizzata per la produzione contemporanea di energia frigorifera (necessaria per il raffreddamento dell'anello d'acqua) e di energia termica di riscaldamento.

Per la ripartizione dei consumi tra i diversi componenti si faccia riferimento al grafico a torta riportato in Fig. 4.13.

La Fig. 4.13 evidenzia come i consumi maggiori dell'impianto di refrigerazione siano quelli dei compressori dei banchi frigoriferi.

Escludendo i consumi elettrici raggruppati nel termine "Altro", si nota come una quota molto importante dell'energia elettrica complessiva venga assorbita dal chiller della linea BT e

dall'unità polivalente. I consumi del dry-cooler risultano essere, invece, inferiori a quelli delle due pompe di calore.

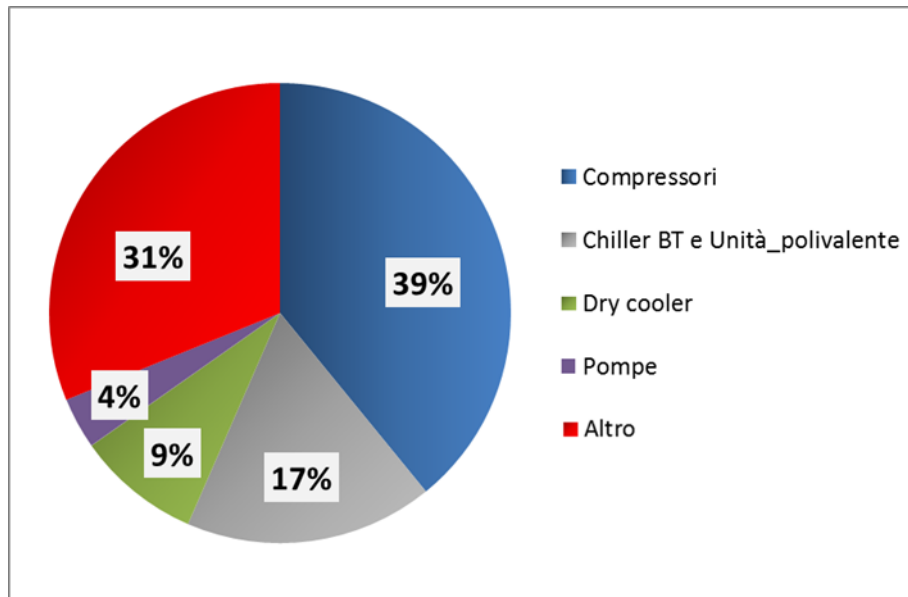


Fig. 4.13 – Ripartizione del consumo di energia elettrica dell'impianto di refrigerazione WLSC. Nell'elemento "Altro" vengono raggruppati i consumi: delle resistenze di sbrinamento, delle resistenze antiappannanti, dei ventilatori e delle luci dei banchi frigoriferi.

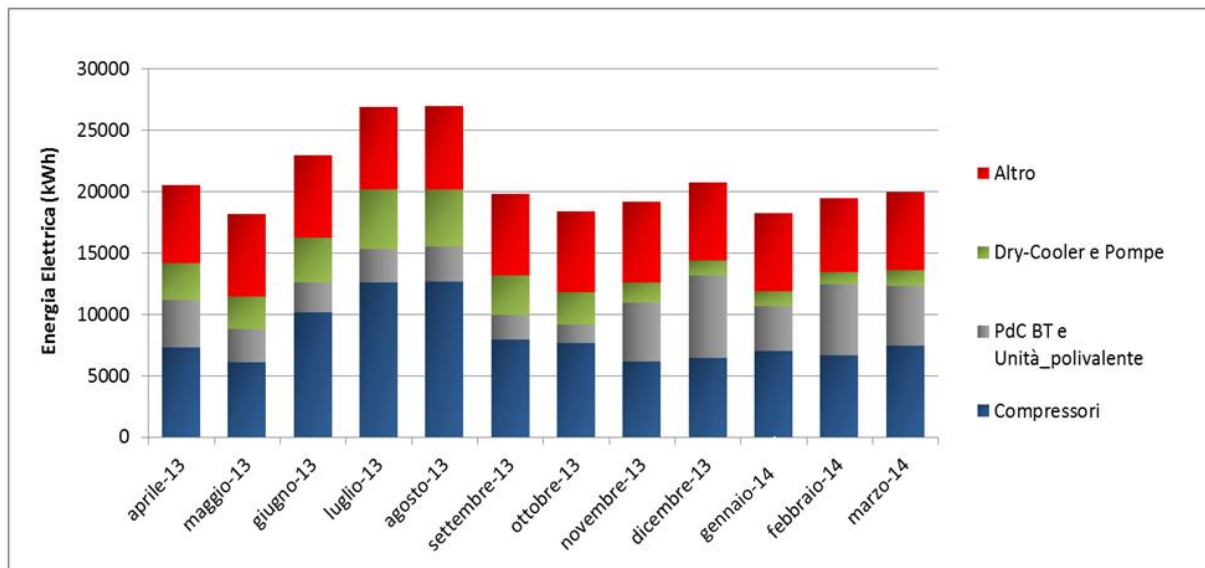


Fig. 4.14 – Consumi mensili dell'impianto di refrigerazione WLSC. Nell'elemento "Altro" vengono raggruppati i consumi: delle resistenze di sbrinamento, delle resistenze antiappannanti, dei ventilatori e delle luci dei banchi frigoriferi.

Si nota infine come il consumo delle pompe di circolazione, pur essendo nettamente inferiore a quello degli altri elementi, non possa essere considerato trascurabile, specialmente nell'ottica del confronto con le prestazioni di un supermercato multiplex, nel quale il consumo delle pompe di circolazione è nullo.

Per una rappresentazione grafica dei consumi mensili dei vari componenti dell'impianto di refrigerazione si faccia riferimento alla Fig. 4.14.

Mentre i consumi riassunti nella categoria "Altro" (resistenze di sbrinamento, resistenze antiappannanti, ventilatori e luci dei banchi frigoriferi) sono sostanzialmente costanti nell'anno considerato, l'assorbimento degli altri componenti è, senza ombra di dubbio, variabile.

Il consumo elettrico dei compressori, ad esempio, è nettamente superiore nei mesi estivi rispetto ai mesi invernali. La variabilità dell'energia elettrica mensile assorbita dai compressori è principalmente conseguenza di due elementi.

Il primo elemento di variabilità è il carico frigorifero che, a parità di numero di prelievi dal banco da parte dei clienti, è tanto più elevato tanto maggiore è la temperatura dell'ambiente e tanto maggiore è l'umidità relativa nei locali del supermercato.

Una variazione della temperatura e dell'umidità relativa ha una maggior ripercussione, in termini di variazione del carico frigorifero, su banchi di tipo "open" rispetto ai banchi di tipo "glass door", a causa della maggior trasmittanza termica della lama d'aria rispetto a quella del vetro.

Baxter (2003), ad esempio, propone le seguenti equazioni per la stima del carico frigorifero dei banchi di bassa e di media temperatura, in funzione della temperatura dell'ambiente esterno (T_{ext}):

$$\text{Fattore di carico}_{BT} = (1 - (1 - 0.8) * \frac{30 - T_{ext}}{26}) \quad \text{Eq. 4.3}$$

$$\text{Fattore di carico}_{MT} = (1 - (1 - 0.66) * \frac{30 - T_{ext}}{26}) \quad \text{Eq. 4.4}$$

Le Eq. 4.3 e Eq. 4.4 sono state ricavate supponendo che il supermercato sia climatizzato. Per maggiori informazioni sulle condizioni di progetto e sullo scheduling dell'impianto HVAC considerato si rimanda a Baxter (2003).

Da tali equazioni si evince che il fattore di carico è variabile in funzione delle condizioni esterne e che tale variabilità è inferiore per i banchi di bassa temperatura (solitamente di tipo "glass door") rispetto ai banchi di media temperatura (solitamente di tipo "open").

Nello specifico supermercato WLSC analizzato in questo capitolo, essendo i compressori dei banchi in grado di modulare la potenza frigorifera, si è deciso di considerare come carico frigorifero su ciascun banco la potenza frigorifera erogata dal compressore del banco stesso.

La Fig. 4.15 evidenzia come si sia trovata una buona correlazione tra l'andamento del carico frigorifero della linea MT (composta per la maggior parte da banchi di tipo "open") e quello della temperatura esterna. Viceversa, l'andamento del carico frigorifero della linea BT (composta per la maggior parte da banchi di tipo "glass door") sembra essere sostanzialmente indipendente dalle condizioni climatiche esterne.

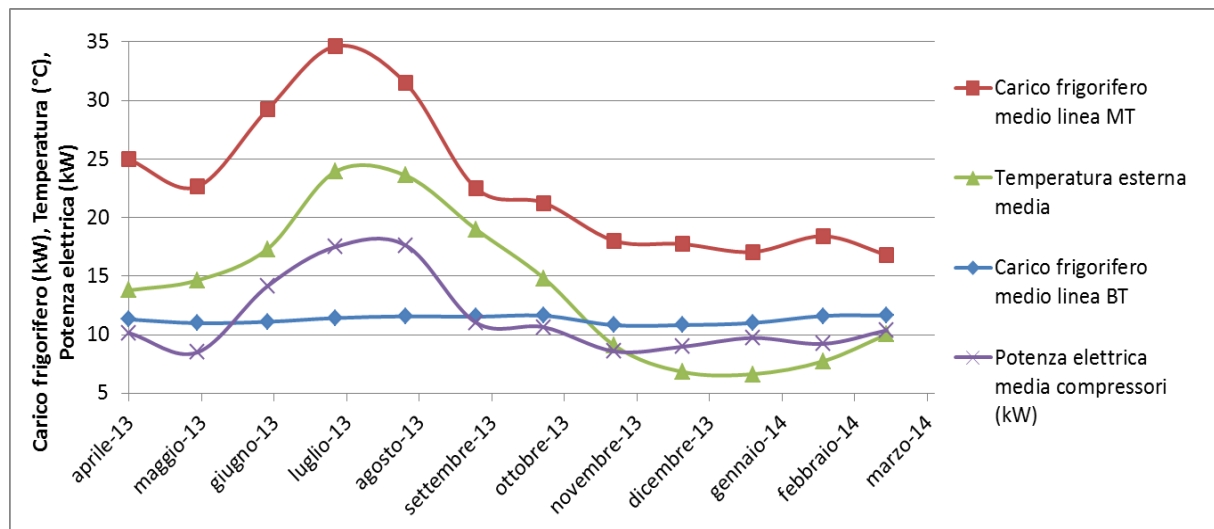


Fig. 4.15 – Valori medi mensili del carico frigorifero della linea MT, del carico frigorifero della linea BT, della temperatura esterna e della potenza elettrica assorbita dai compressori nel periodo aprile 2013- febbraio 2014.

Sempre dalla Fig. 4.15 si evince che una prima causa della variabilità nel tempo del consumo dei compressori è, quindi, la variazione del carico frigorifero della linea MT, carico frigorifero che varia in funzione delle condizioni climatiche esterne.

La seconda causa del maggior consumo elettrico dei compressori nei mesi più caldi è, invece, da attribuire al minor *EER* medio dei banchi frigoriferi in tali periodi.

Non si deve tuttavia incorrere nell'errore di attribuire tale riduzione dell'*EER* medio alla maggior temperatura di mandata dell'anello d'acqua, che viene, anzi, mantenuto ad una temperatura costante dalla regolazione del dry-cooler e dell'unità polivalente.

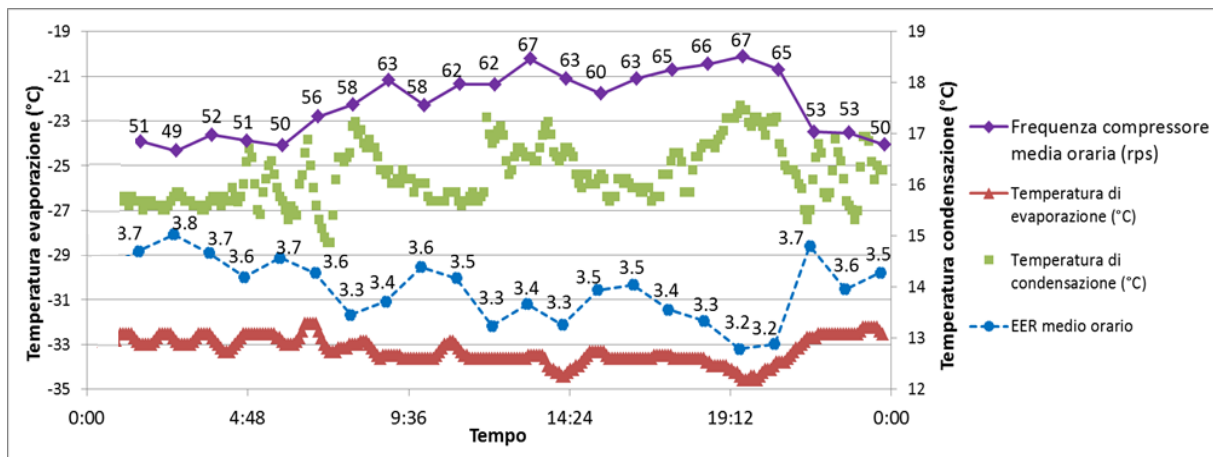


Fig. 4.16 – Media oraria della frequenza di rotazione del compressore, temperatura di evaporazione, temperatura di condensazione e media oraria dell'EER di un banco frigorifero di bassa temperatura il giorno 10 maggio 2013.

I ridotti valori degli *EER* dei banchi nei periodi più caldi sono invece conseguenza del fatto che, come spiegato ampiamente nel Capitolo 3, le prestazioni delle singole unità con compressori a velocità variabile, in determinate condizioni operative, possono essere più elevate in fase di modulazione piuttosto che in condizioni nominali.

Si consideri, ad esempio, il grafico in Fig. 4.16, dove vengono riportati alcuni dati acquisiti da un banco di bassa temperatura del supermercato WLSC considerato. Durante l'intera giornata (10 maggio 2013), la temperatura di ingresso dell'acqua nel condensatore è stata mantenuta costante (10 °C), grazie all'ausilio del chiller modulante di bassa temperatura (vedere Fig. 4.4). In Fig. 4.16 si nota, innanzitutto, che la frequenza media di rotazione del compressore è più elevata nelle ore di apertura del supermercato (7.00 – 20.00) rispetto alle ore di chiusura, a causa del maggior carico frigorifero (dovuto alla maggior temperatura degli ambienti interni del supermercato e ai prelievi dai banchi da parte dei clienti).

Proprio come accadeva nei test descritti nel Capitolo 3 (effettuati su un refrigeratore d'acqua con compressore a velocità variabile), anche nel caso del banco frigorifero considerato in Fig. 4.16, a parità di temperatura dell'aria in ingresso all'evaporatore e dell'acqua in ingresso al condensatore, il rapporto delle pressioni è tanto maggiore quanto più elevata è la potenza frigorifera erogata dal banco. Si nota, infatti, che la temperatura di condensazione cresce all'aumentare della frequenza di rotazione del compressore. Viceversa, un aumento di quest'ultima (frequenza di rotazione del compressore) provoca una diminuzione della temperatura di evaporazione. Per comprendere il perché di tale fenomeno si rimanda il lettore al Capitolo 3.

Ora l'aspetto importante è notare che, come conseguenza, gli *EER* più elevati del banco frigorifero vengono ottenuti per basse frequenze di rotazione del compressore, e quindi per bassi fattori di carico.

Ecco quindi spiegata anche la seconda motivazione per cui si riscontrano minori consumi dei compressori dei banchi frigoriferi nel periodo invernale, ovvero nel periodo durante il quale l'esigenza di modulazione della potenza frigorifera è superiore.

Vale la pena, a questo punto, far notare che tale "beneficio" (in termini di prestazioni energetiche), dovuto all'aumento dell'*EER* in fase di modulazione, non sarebbe assolutamente ottenibile nel caso di banchi equipaggiati con compressori regolati in *on-off*, come nel modello di simulazione considerato da Walker (2001).

Tornando alla Fig. 4.14, anche i consumi del dry-cooler sono nettamente superiori nei mesi estivi. Infatti, tanto maggiore è la temperatura esterna, tanto maggiore è la potenza termica che deve essere dissipata dal dry-cooler, regolato per mantenere, quando la temperatura esterna lo consente, una temperatura di mandata dell'acqua di circa 20 °C.

Inoltre, nei mesi invernali, quando si ha un fabbisogno di riscaldamento, il dry-cooler può essere disattivato, per consentire un maggior recupero termico da parte dell'unità polivalente operante in modalità pompa di calore acqua-acqua. Ecco quindi spiegato anche il maggior consumo dell'unità polivalente nel periodo invernale (il consumo del chiller di bassa temperatura può essere considerato, in prima approssimazione, costante durante tutto l'anno).

Complessivamente, come è lecito aspettarsi, i consumi maggiori dell'impianto di refrigerazione si hanno in concomitanza dei mesi più caldi, in particolar modo in luglio e agosto.

Viceversa, i consumi minori non sono in corrispondenza dei mesi più freddi (dicembre, gennaio e febbraio), in quanto in questi mesi è maggiore il consumo dell'unità polivalente, operante in modalità pompa di calore acqua-acqua. Il consumo in assoluto minore si ha infatti in maggio, mese nel quale le temperature esterne non sono ancora eccessivamente elevate da provocare elevati carichi frigoriferi, ma non sono neppure così basse da richiedere un elevato fabbisogno di riscaldamento.

4.4 ANALISI QUALITATIVA DEI VANTAGGI E DEGLI SVANTAGGI DI UN SUPERMERCATO WLSC CON COMPRESSORI A VELOCITA' VARIABILE RISPETTO AD UN SUPERMERCATO MULTIPLEX TRADIZIONALE E AD UN SUPERMERCATO MULTIPLEX ADVANCED

Una volta analizzati i consumi annuali dell'impianto di refrigerazione WLSC reale, si procede proponendo un confronto qualitativo tra le prestazioni energetiche di tale impianto e quelle di un impianto di tipo multiplex (tradizionale ed *advanced*).

Se messo a confronto con un impianto di tipo multiplex, un impianto WLSC con compressori a velocità variabile presenta sia alcuni vantaggi che alcuni aspetti critici.

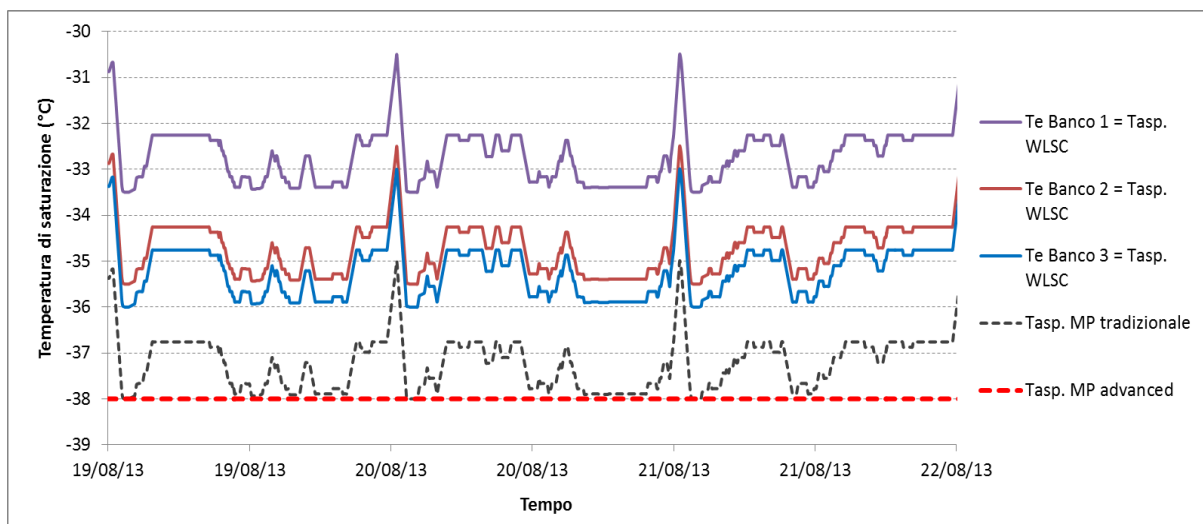


Fig. 4.17 – Temperatura di evaporazione (T_e) in tre banchi di bassa temperatura e temperatura di saturazione in aspirazione in un impianto multiplex *advanced* ($T_{asp. MP advanced}$), in un impianto multiplex tradizionale ($T_{asp. MP tradizionale}$) e in impianto WLSC ($T_{asp. WLSC}$).

Il primo grande vantaggio riguarda la pressione di aspirazione media dei banchi frigoriferi, che risulta essere più elevata della pressione di aspirazione media nella centrale frigorifera di un supermercato multiplex (tradizionale o *advanced*). Questo vantaggio si traduce in una maggior efficienza della linea di refrigerazione.

Per capire il perché sia possibile ottenere una pressione di aspirazione media più elevata si consideri la Fig. 4.17.

E' già stato spiegato nel paragrafo 4.2.2.1 che un impianto multiplex con *floating suction* (quindi multiplex *advanced*) consente di ottenere una pressione di aspirazione media superiore a quella di un impianto multiplex tradizionale.

In Fig. 4.17 si nota che, in un sistema multiplex *advanced*, la temperatura di saturazione di set-point in aspirazione ($T_{asp. MP advanced}$) viene determinata, istante per istante, dal banco (facente capo alla stessa linea di aspirazione) avente temperatura di evaporazione inferiore (nell'esempio in Fig. 4.17 dal banco 3). Al valore della temperatura di evaporazione di tale banco, va poi sottratto un contributo legato alle perdite di carico tra evaporatore e centrale frigorifera, generalmente nell'ordine dei 2 °C – 3 °C (Baxter, 2003).

La temperatura di saturazione di set-point in aspirazione, in un impianto multiplex tradizionale, risulta essere sempre minore o uguale a quella dell'impianto multiplex *advanced* (vedere paragrafo 4.2.2.2).

Come evidenziato in Fig. 4.17, la temperatura di saturazione in aspirazione di ciascun banco in un impianto WLSC, invece, è uguale, trascurando le perdite di carico tra evaporatore e compressore, alla temperatura di evaporazione del banco stesso. Nello specifico esempio

considerato nella Fig. 4.17, quindi, le pressioni di aspirazione del banco 1 e del banco 2 sono del tutto indipendenti da quella del banco 3, ovvero dalla pressione di aspirazione del banco più sfavorito.

A questo si aggiunge che, grazie alla minor distanza tra evaporatori e compressori, le perdite di carico nel condotto di aspirazione in un impianto WLSC sono nettamente inferiori a quelle di un impianto multiplex, tanto da poter essere, in questo caso, considerate trascurabili.

Ne consegue che la pressione di aspirazione media in un impianto WLSC è superiore sia a quella di un impianto multiplex *advanced* che, a maggior ragione, a quella di un impianto multiplex tradizionale.

Un'ulteriore conseguenza delle ridotte distanze tra evaporatore e compressore in un impianto WLSC è che i valori del surriscaldamento in aspirazione sono nettamente inferiori a quelli di un impianto multiplex.

Mentre un valore tipico del surriscaldamento in aspirazione in un sistema WLSC è nell'ordine dei 10 °C, in un impianto multiplex, nel caso di condotti isolati, può essere nell'ordine dei 20 °C per la linea di media temperatura e attorno ai 35 °C per la linea di bassa temperatura (Baxter, 2003).

Ovviamente, ad un valore più elevato del surriscaldamento (non utile al fine della produzione di energia frigorifera nei banchi, in quanto tale surriscaldamento non avviene, prevalentemente, all'interno dell'evaporatore, ma all'interno del condotto di aspirazione), corrisponde una minor densità del refrigerante in aspirazione e, quindi (a parità di frequenza di rotazione e di rendimento volumetrico del compressore), una minor portata massica e un ridotto effetto frigorifero.

Tra i vantaggi dell'impianto WLSC con compressori a velocità variabile va inoltre citato il fenomeno della riduzione del rapporto delle pressioni ai carichi parziali (analizzato nel Capitolo 3), che comporta un aumento dell'*EER* dei banchi in fase di modulazione, come dimostrato in Fig. 4.16.

Anche il recupero termico del calore ceduto dall'impianto di refrigerazione (al fine di soddisfare i carichi termici di riscaldamento dell'edificio) può essere nettamente superiore in un impianto di tipo WLSC.

In un sistema di refrigerazione di tipo multiplex, infatti, solamente il calore di desurriscaldamento viene, solitamente, utilizzato al fine del recupero termico (Walker, 2001). In linea teorica, in un impianto multiplex, sarebbe possibile recuperare anche il calore di condensazione, tuttavia questo comporterebbe la necessità di incrementare la pressione di condensazione nella centrale frigorifera, pressione che dovrà essere tanto maggiore tanto più elevata è la temperatura alla quale il calore deve essere recuperato. Alcuni studi, tra i quali si cita quello proposto da Brian (2001), hanno dimostrato che gli svantaggi energetici

legati all'aumento della pressione di condensazione dell'impianto di refrigerazione sono, nella maggioranza dei casi, superiori ai vantaggi ottenibili dal recupero del calore latente di condensazione. Inoltre, come spiegato da Walker (2001), i supermercati progettati per recuperare anche il calore di condensazione richiedono una carica di refrigerante notevolmente superiore, in quanto i condotti tra il recuperatore e il condensatore contengono refrigerante allo stato liquido anziché allo stato gassoso.

Ecco quindi spiegato il perché, nella maggioranza dei supermercati di tipo multiplex si preferisca non recuperare anche il calore latente di condensazione. Il calore di desurriscaldamento, tuttavia, è nella quasi totalità dei casi insufficiente a coprire interamente il fabbisogno termico dell'edificio (Brian, 2001). La potenza termica mancante deve essere quindi fornita tramite un generatore di calore ausiliario.

Il recupero termico in un impianto WLSC avviene, invece, in modo completamente diverso. L'unità polivalente, posizionata a valle del dry-cooler (vedere Fig. 4.4), se operante in modalità pompa di calore acqua-acqua, consente di recuperare la totalità del calore ceduto dai banchi frigoriferi, rendendo tale calore disponibile alla temperatura richiesta dall'impianto di riscaldamento. Ad esempio, nel caso del supermercato WLSC considerato in questo capitolo, essendo il water-loop ad una temperatura di 20 °C – 25 °C, ed essendo il terminale dell'impianto di riscaldamento un pavimento radiante (temperatura di set-point dell'accumulo termico 35 °C – 40 °C), l'unità polivalente può operare con dei COP medi elevatissimi, nell'ordine di 8 – 9. Il corretto dimensionamento e la corretta regolazione dell'unità polivalente (oltre ad un corretto dimensionamento dell'accumulo termico) ha consentito, nel caso reale, di annullare la potenza termica integrativa da fornire tramite il generatore di calore ausiliario.

Infine, il vantaggio probabilmente più evidente dell'impianto WLSC consiste nella drastica riduzione della quantità di refrigerante necessaria per caricare l'impianto, rispetto alle soluzioni multiplex.

A tal proposito si stima che, in un impianto multiplex, a causa delle lunghe distanze tra i componenti del sistema di refrigerazione, per la carica dell'impianto siano mediamente necessari 4 – 5 chilogrammi di refrigerante per chilowatt di potenza frigorifera prodotta (Tassou *et al.*, 2011). Nei più moderni sistemi multiplex a basso contenuto di refrigerante, tale valore può essere ridotto a 3 chilogrammi per chilowatt di potenza frigorifera prodotta (Walker, 2001). Della totale carica di refrigerante dell'impianto, principalmente a causa dell'elevato numero di giunzioni nei condotti del refrigerante, si stima che circa il 30% venga dispersa ogni anno verso l'ambiente esterno, con pesanti conseguenze in termini di emissioni di CO₂ equivalente nell'atmosfera. Nonostante nei supermercati multiplex a basso contenuto di refrigerante tale percentuale di perdita annuale possa essere ridotta a 15% (Walker, 2001), l'effetto in termini di emissione di CO₂ equivalente rimane comunque elevato.

Come già accennato in precedenza, in un impianto WLSC, grazie al fatto che non è refrigerante, bensì una miscela di acqua e glicole a fluire nei condotti che separano l'area di vendita dalla centrale frigorifera, la carica e le perdite annuali di fluido frigorifero possono essere drasticamente ridotte.

La carica di refrigerante quindi, è quella tipica delle unità frigorifere *stand-alone* di piccola taglia, che si aggira attorno ai 0.3 – 0.4 chilogrammi per chilowatt di potenza frigorifera prodotta (circa un decimo rispetto alla carica necessaria per un supermercato multiplex a basso contenuto di refrigerante). Grazie al ridotto numero di giunzioni, inoltre, anche la percentuale di perdita annuale di refrigerante può essere ridotta fino ad un valore del 3% (Walker, 2001).

Grazie alla minor carica e alla ridotta perdita percentuale di refrigerante, a parità di fluido frigorifero utilizzato, il contributo diretto all'immissione di CO₂ equivalente nell'atmosfera (in un impianto WLSC) risulta essere nettamente inferiore rispetto a quello di un impianto multiplex.

Si sono fino ad ora spiegati i principali vantaggi di un supermercato WLSC con compressore a velocità variabile rispetto alla più diffusa soluzione multiplex.

Tuttavia, come già accennato in precedenza, anche la soluzione WLSC non è priva di aspetti critici.

Il primo aspetto critico di un impianto WLSC riguarda la necessità di operare con due cicli di refrigerazione in cascata quando l'unità polivalente opera in modalità chiller, ovvero quando non si ha necessità di recupero termico e la temperatura esterna è troppo elevata per dissipare in atmosfera la potenza termica dell'impianto di refrigerazione tramite il solo dry-cooler.

I due cicli di refrigerazione in cascata avvengono, in ordine, all'interno del banco frigorifero e all'interno dell'unità polivalente operante in modalità chiller.

Il perché la necessità di ricorrere a due cicli in cascata rappresenta un aspetto critico per l'impianto WLSC viene spiegato tramite l'ausilio della Fig. 4.18, figura che rappresenta, in un diagramma pressione-entalpia, i cicli di refrigerazione che avvengono in un impianto multiplex e in un impianto WLSC.

Dall'esempio in Figura 4.18 si nota che, ipotizzando delle pressioni di evaporazione e di condensazione uguali per i due impianti (rispettivamente 4.3 bar e 19.0 bar), la somma del lavoro specifico di compressione del banco frigo ($L_{WLSC \text{ banco}}$) e del lavoro specifico di compressione del chiller ($L_{WLSC \text{ a-w chiller}}$) in un impianto WLSC è superiore al lavoro specifico di compressione che verrebbe richiesto in un impianto di tipo multiplex ($L_{\text{multiplex}}$).

A parità di condizioni operative quindi, la necessità di ricorrere ad un ciclo in cascata rappresenta sicuramente uno svantaggio energetico dell'impianto WLSC.

Com'è facilmente intuibile, un ulteriore aspetto critico di un impianto WLSC (se confrontato con una soluzione multiplex) deriva dalla necessità di fornire, tramite delle pompe di circolazione, la potenza di pompaggio necessaria per vincere le perdite di carico dell'acqua all'interno del water-loop.

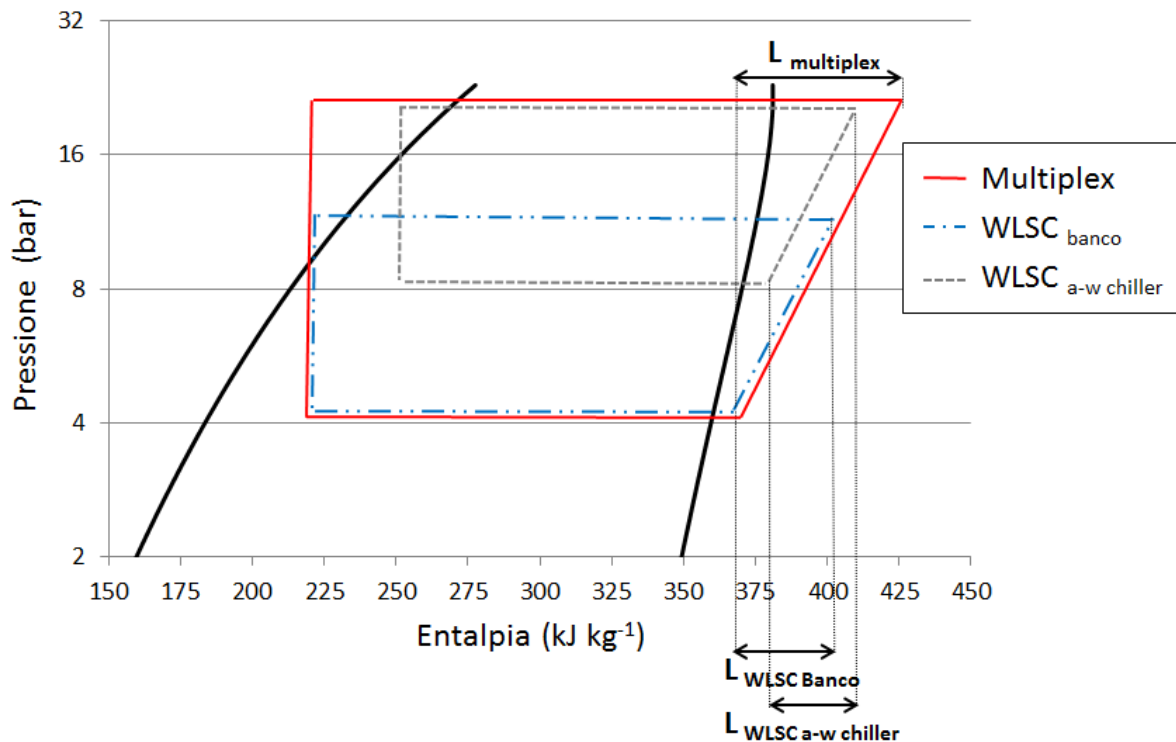


Fig. 4.18 – Diagramma pressione-entalpia (refrigerante R404A) nel quale vengono evidenziati il lavoro specifico di compressione della soluzione multiplex ($L_{multiplex}$) e i lavori specifici di compressione della soluzione WLSC ($L_{WLSC\ banco}$ e $L_{WLSC\ a-w\ chiller}$).

Nell'ipotesi che le pressioni di evaporazione e di condensazione (4.3 bar e 19.0 bar) siano uguali nei due impianti, $L_{WLSC\ banco} + L_{WLSC\ a-w\ chiller} > L_{multiplex}$.

Com'è già stato evidenziato dal monitoraggio dell'impianto WLSC presentato nel paragrafo 4.3.3, infatti, il consumo delle pompe di circolazione (seppur a velocità variabile), rappresentando circa il 4% del consumo totale dell'impianto di refrigerazione (Fig. 4.13), non può essere considerato trascurabile.

Infine, l'ultimo aspetto critico di un impianto WLSC con compressori a velocità variabile consiste nella necessità di equipaggiare ciascun banco frigorifero con un inverter (Fig. 4.9), caratterizzato generalmente da efficienza comprese tra l' 89% e il 97%, in funzione delle condizioni operative e, in particolar modo, della velocità di rotazione del compressore (Madani *et al.*, 2010).

4.5 MODELLO ENERGETICO SEMPLIFICATO DI UN SUPERMERCATO MULTIPLEX

Per confrontare quantitativamente le performance globali dell'impianto di refrigerazione WLSC presentato nel paragrafo 4.3 con quelle di un supermercato multiplex tradizionale e di un supermercato multiplex *advanced*, si è implementato un modello energetico semplificato di questi ultimi.

4.5.1 MODELLO DELLA CENTRALE FRIGORIFERA

Per la modellizzazione della centrale frigorifera si è preso come riferimento il modello proposto da Walker (2001).

Si sono considerati, innanzitutto, quattro compressori semi-ermetici a pistoni regolati con strategia *on-off*, due (in parallelo con attivazione a gradini) dedicati alla linea di bassa temperatura e due (in parallelo con attivazione a gradini) dedicati alla linea di media temperatura. I modelli dei compressori considerati sono riportati in Tabella 4.5.

Come polinomiali della potenza elettrica assorbita, della portata massica di refrigerante e della potenza frigorifera erogata dai compressori si sono utilizzate quelle fornite dal costruttore (temperatura di aspirazione 20 °C e sottoraffreddamento 0 °C). A queste polinomiali è stato applicato un fattore di correzione (Walker, 2001) per considerare, in accordo con quanto spiegato nel paragrafo 4.4, un surriscaldamento in aspirazione di 15 °C e di 30 °C per la linea di media e di bassa temperatura, e un sottoraffreddamento costante di 10 °C (Walker, 2001). Il surriscaldamento considerato utile al fine della produzione della potenza frigorifera nei banchi è 10 °C, esattamente come nel caso del supermercato WLSC.

Tabella 4.5 – Polinomiali della potenza frigorifera, della potenza elettrica e della portata massica dei compressori semiermetici a pistoni di bassa temperatura (SIAM D4SH-250X) e di media temperatura (SIAM D4SH-200X).

		a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6	a_7	a_8	a_9
D4SH-250X (Linea BT)	P_{fr} (kW)	94.90	3.37	-0.84	0.04	-0.03	-2.89E-03	1.38E-04	-3.49E-04	-7.47E-05	9.04E-06
	P_{el} (kW)	5.54	-0.23	0.36	-0.01	0.01	-8.79E-04	-4.42E-05	8.06E-05	-1.79E-05	-8.85E-06
	\dot{m}_{refr} (Kg s ⁻¹)	0.51	1.92E-02	-4.0E-04	2.87E-04	-2.9E-06	-2.4E-05	1.88E-06	-1.5E-07	-4.8E-07	4.74E-08
D4SA-200X (Linea MT)	P_{fr} (kW)	77.00	2.66	-0.78	0.03	-0.02	-7.71E-04	1.06E-04	-2.50E-04	-2.66E-05	5.24E-06
	P_{el} (kW)	4.04	-0.20	0.30	-0.01	0.01	-1.29E-03	-3.88E-05	7.00E-05	-8.79E-06	-1.33E-06
	\dot{m}_{refr} (Kg s ⁻¹)	0.414	1.5E-02	-8.7E-04	2.2E-04	-1.7E-05	-1.5E-05	1.47E-06	6.79E-08	-5.6E-08	9.33E-08
Polinomiale		$a_0 + a_1 * T_e + a_2 * T_c + a_3 * T_e^2 + a_4 * T_e * T_c + a_5 * T_c^2 + a_6 * T_e^3 + a_7 * T_c * T_e^2 + a_8 * T_e * T_c^2 + a_9 * T_c^3$									

Il refrigerante considerato è la miscela R404A, ovvero la stessa miscela utilizzata nell'impianto WLSC descritto nel paragrafo 4.3.

Le potenze frigorifere delle linee di bassa e di media temperatura (ricavate dalle polinomiali in Tabella 4.5) risultano essere, in condizioni nominali ($T_e = -35\text{ °C}$ e $T_c = 35\text{ °C}$ per la linea BT, $T_e = -10\text{ °C}$ e $T_c = 35\text{ °C}$ per la linea MT), 17.5 kW e 84.7 kW. Si noti come tali valori possano essere considerati paragonabili a quelli dell'impianto di refrigerazione WLSC considerato nel paragrafo 4.3 (15.0 kW e 73.0 kW).

Nel modello della centrale frigorifera, per considerare l'effetto delle perdite di carico tra gli evaporatori dei banchi e la centrale stessa, si è considerato (sia per la linea di bassa che per la linea di media temperatura) un valore della temperatura di saturazione in aspirazione 2.5 °C inferiore a quello della temperatura di evaporazione del banco con pressione di evaporazione inferiore (vedere paragrafo 4.4).

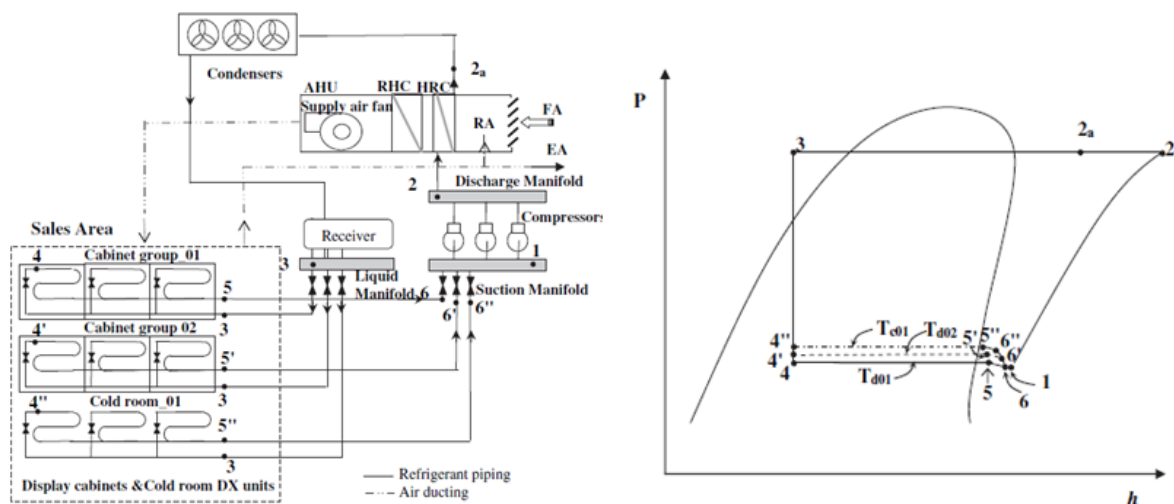


Fig. 4.19 – Schematizzazione di un impianto multiplex (sulla sinistra) e del corrispondente ciclo di riferimento (sulla destra) (Ge e Tassou, 2011).

Per quanto riguarda la regolazione della potenza frigorifera nel supermercato multiplex tradizionale, si è optato per un controllo con pressione di aspirazione fissa. I valori di set-point della temperatura di saturazione in aspirazione, per la linea di bassa e di media temperatura, sono stati settati rispettivamente -12.5 °C e -37.5 °C .

Nel supermercato multiplex *advanced*, invece, si è considerata una regolazione della potenza frigorifera con pressione di aspirazione flottante (vedere paragrafo 4.2.2.1). Per determinare (istante per istante) la temperatura di saturazione in aspirazione, si è proceduto come in Ge e Tassou (2011), ovvero considerando come valore della temperatura di saturazione in aspirazione, per ciascuna linea di refrigerazione, un valore pari a quello della temperatura di evaporazione minima tra quelle di tutti i banchi, diminuita di 2.5 °C .

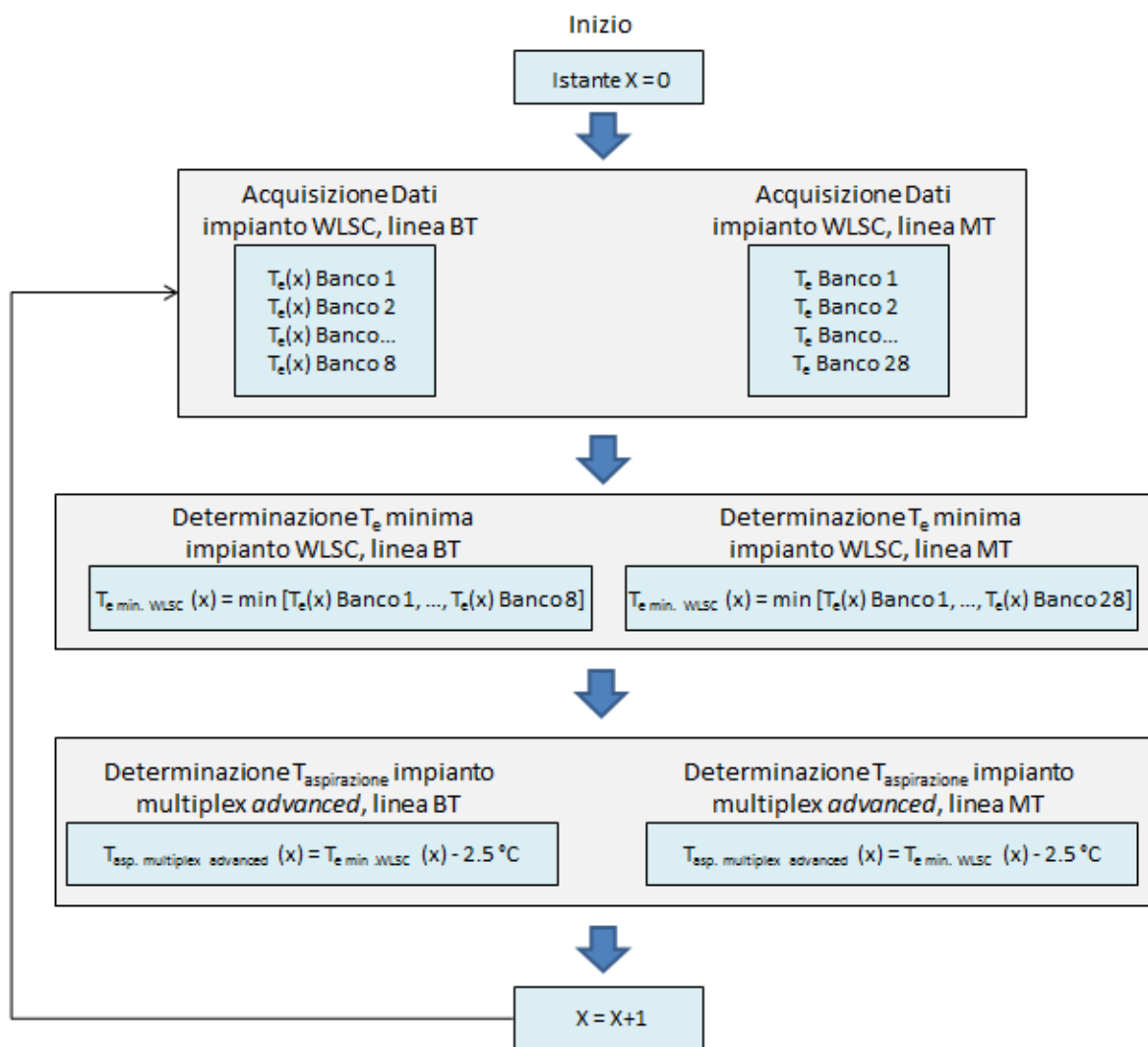


Fig. 4.20 – Algoritmo utilizzato per la stima della temperatura di saturazione in aspirazione dell’impianto multiplex *advanced*.

Questo concetto viene espresso graficamente in Fig. 4.19, dove si nota che, nell’impianto multiplex considerato da Ge e Tassou (2011):

- Ciascun banco frigorifero è caratterizzato, istante per istante, da una propria pressione di evaporazione (ordinate dei punti 4, 4’ e 4’’);
- La pressione di aspirazione nella centrale frigorifera (ordinata del punto 1) è, istante per istante, pari al valore della pressione di evaporazione del banco con pressione di evaporazione inferiore (ordinata del punto 4), diminuito di un contributo legato alle perdite di carico nelle tubazioni (differenza tra le ordinate dei punti 5 e 6) e di un contributo legato alle perdite di carico nel collettore di aspirazione (differenza tra le ordinate dei punti 6 e 1).

Quindi, per determinare la pressione di aspirazione nella centrale frigorifera del supermercato multiplex *advanced*, si è implementato l’algoritmo proposto in Fig. 4.20.

Una volta stabilite, istante per istante, la temperatura di saturazione in aspirazione (algoritmo 4.20), la temperatura di condensazione (output del modello del condensatore che verrà presentato nel paragrafo 4.5.2), la potenza frigorifera erogata da ciascun compressore (Tabella 4.5) e il carico frigorifero (sistema acquisizione dati dell'impianto WLSC reale), il numero di compressori in stato di *on* (per ciascuna linea di refrigerazione) viene determinato grazie all'algoritmo presentato in Fig. 4.21.

Come evidenziato nell'esempio in Fig. 4.22, implementando l'algoritmo in Fig. 4.21, si è in grado di simulare il comportamento dei due compressori (nell'esempio si tratta dei compressori della linea di media temperatura) in parallelo regolati a gradini.

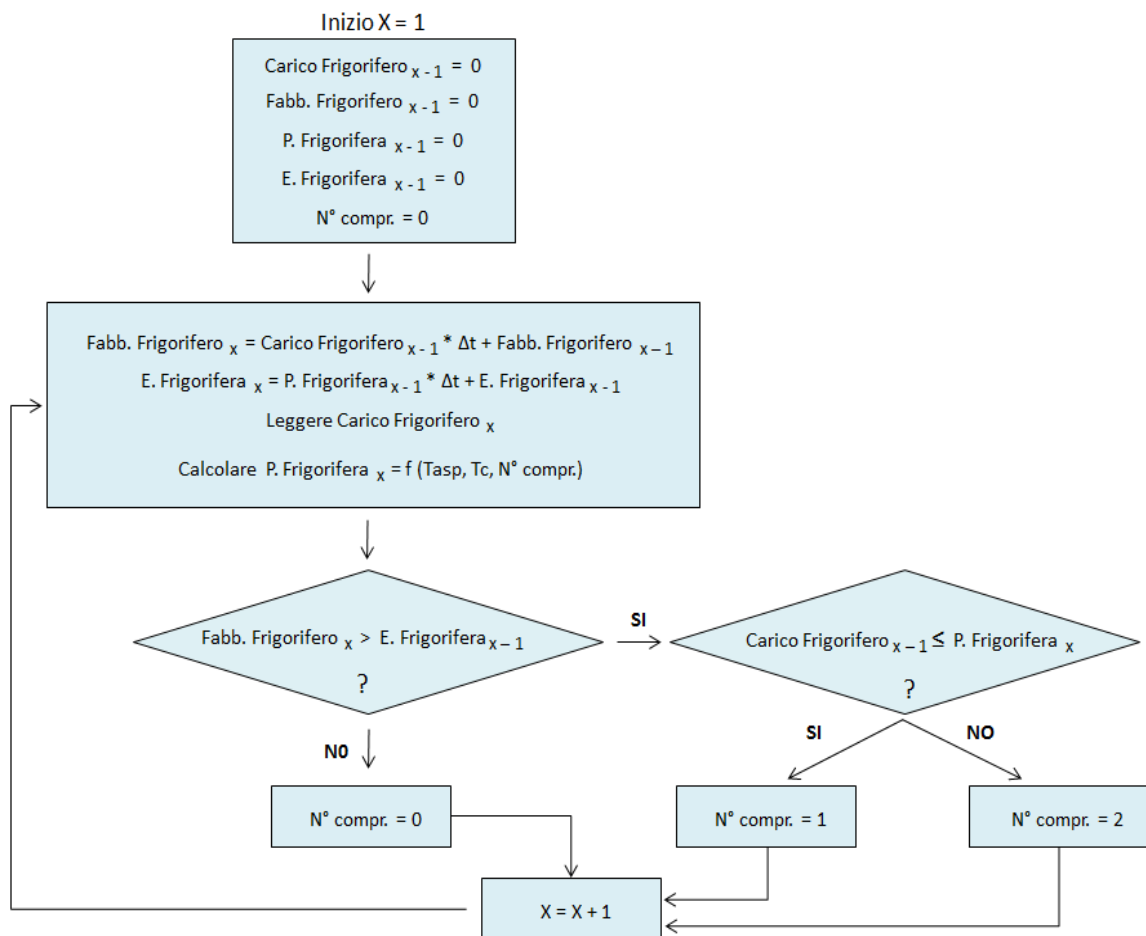


Fig. 4.21 – Algoritmo utilizzato per determinare il numero di compressori in stato di “on” nell’istante generico x .

In Fig. 4.22 si noti come i compressori siano entrambi disattivati quando l’energia frigorifera prodotta fino all’istante considerato è superiore al fabbisogno frigorifero richiesto dai banchi. Non appena il fabbisogno frigorifero supera l’energia frigorifera prodotta, almeno un compressore viene attivato. Nel caso in cui la potenza frigorifera (funzione della temperatura di saturazione in aspirazione e della temperatura di condensazione) del compressore non sia sufficiente a soddisfare il carico frigorifero della linea, viene attivato in parallelo un secondo compressore.

Si noti, infine, come la potenza frigorifera del compressore della linea di media temperatura non sia costante nel tempo, a causa della variabilità della pressione di aspirazione e della pressione di condensazione.

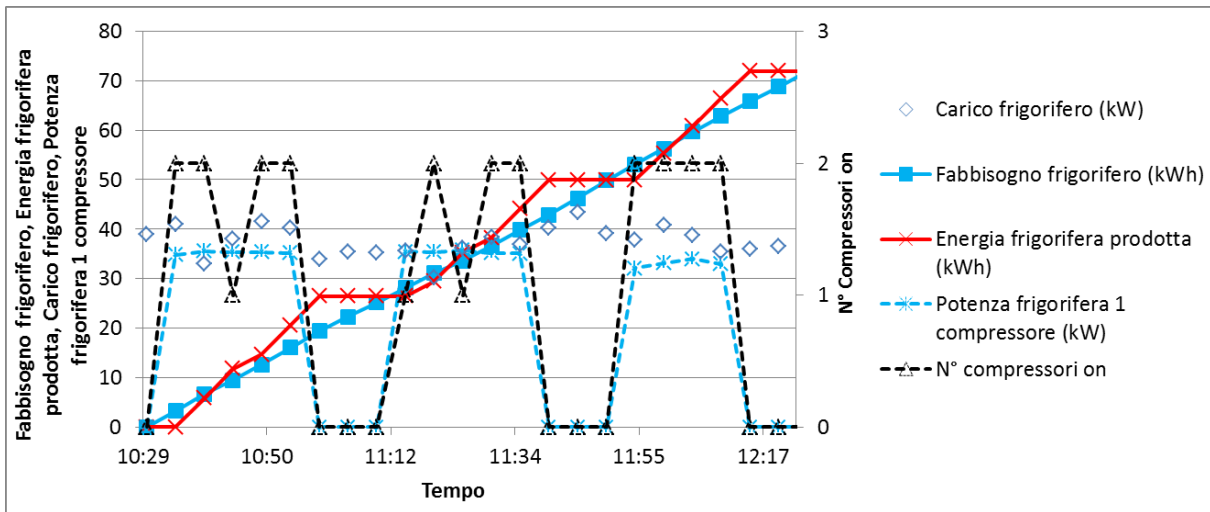


Fig. 4.22 – Esempio di implementazione dell’algoritmo presentato in Fig. 4.21, dove l’output dell’algoritmo è il numero di compressori in stato di “on” della linea di media temperatura nell’arco di una mattinata del giorno 16 settembre 2013.

4.5.2 MODELLO DEL CONDENSATORE

Per stimare l’assorbimento elettrico dei ventilatori dei condensatori (del circuito di bassa e di media temperatura) si è fatto riferimento al modello semplificato proposto da Chan e Yu (2004), modello utilizzato anche da Ge e Tassou (2011).

Le principali equazioni utilizzate in tale modello sono le seguenti (vedere anche la nomenclatura a fine tesi):

$$P_{th\ nom} = P_{fr\ nom} + P_{el\ compr\ nom} \quad \text{Eq. 4.5}$$

$$\dot{V}_{aria\ nom} = \frac{P_{th\ nom}}{\varepsilon * \rho_{aria} * c_{p_{aria}} * (T_{c\ nom} - T_{ext\ nom})} = \frac{P_{th\ nom}}{\varepsilon * \rho_{aria} * c_{p_{aria}} * (TD)} \quad \text{Eq. 4.6}$$

$$P_{th} = P_{fr} + P_{el\ compr} - P_{th\ recuperata} \quad \text{Eq. 4.7}$$

$$N_{vent} = \frac{\dot{V}_{aria}}{\dot{V}_{aria\ nom}} * N_{vent\ nom} = \frac{P_{th}}{\varepsilon * \rho_{aria} * c_{p_{aria}} * (T_c - T_{ext})} * \frac{N_{vent\ nom}}{\dot{V}_{aria\ nom}} \quad \text{Eq. 4.8}$$

$$P_{el\ vent} = P_{el\ vent\ nom} * \frac{N_{vent}}{N_{vent\ nom}} \quad \text{Eq. 4.9}$$

$$\text{Con: } \begin{cases} T_c = T_{ext} + TD & \text{se } T_{ext} + TD \geq T_{c\ min} \\ T_c = T_{c\ min} & \text{se } T_{ext} + TD < T_{c\ min} \end{cases} \quad \text{Eq. 4.10}$$

I parametri da settare sono: la potenza elettrica assorbita dai ventilatori in condizioni nominali ($P_{el\ vent\ nom}$), il differenziale di regolazione della temperatura di condensazione (TD), il numero di ventilatori installati ($N_{vent\ nom}$) e la temperatura minima di condensazione ($T_{c\ min}$).

Settati tali parametri (Tabella 4.6), si tratta di determinare, in condizioni nominali, la potenza termica da dissipare ($P_{th\ nom}$) e la portata volumetrica d'aria $\dot{V}_{aria\ nom}$ (sia per il circuito di bassa temperatura che per il circuito di media temperatura) che deve essere erogata dai ventilatori (Eq. 4.5 ed Eq. 4.6).

La potenza termica (P_{th}) da dissipare è data dalla somma della potenza frigorifera erogata (P_{fr}) e della potenza elettrica assorbita dai compressori ($P_{el\ compr}$) (Eq. 4.7). Nel caso vi sia un recupero termico del calore di desurriscaldamento ($P_{th\ recuperata}$), tale potenza va sottratta al calore che deve essere dissipato in atmosfera dal condensatore.

Una volta nota la temperatura di ingresso dell'aria (T_{ext}), la temperatura di set-point di condensazione (T_c) viene stabilita dal sistema di equazioni Eq. 4.10.

Calcolate la potenza termica da dissipare (P_{th}) e la temperatura di condensazione (T_c), e una volta nota la temperatura dell'aria in ingresso (T_{ext}), si può determinare (Eq. 4.8), istante per istante, il numero di ventilatori (non modulanti) in stato di *on*.

Per la stima della potenza elettrica assorbita in ciascun istante dai ventilatori ($P_{el\ vent}$) si può infine utilizzare l'Eq. 4.9.

Si noti come, per una stima ragionevole della potenza elettrica assorbita dai ventilatori e della temperatura di condensazione, siano determinanti i valori attribuiti: alla potenza elettrica installata ($P_{el\ vent\ nom}$), al differenziale di regolazione della temperatura di condensazione (TD), al numero di ventilatori installati ($N_{vent\ nom}$) e alla temperatura minima di condensazione ($T_{c\ min}$). Per informazioni sui valori attribuiti a tali grandezze nel modello considerato, e per i rispettivi riferimenti bibliografici, si faccia riferimento alla Tabella 4.6.

Tabella 4.6 – Valori attribuiti (e rispettivi riferimenti bibliografici) alla potenza termica nominale da dissipare ($P_{th\ nom}$), alla potenza elettrica nominale dei ventilatori ($P_{el\ nom}$), al differenziale di regolazione della temperatura (TD), al numero di ventilatori ($N_{vent\ nom}$) e alla temperatura di condensazione minima ($T_{c\ min}$) per i circuiti di bassa (BT) e di media (MT) temperatura.

Linea	$P_{th\ nom}$ (kW)	$P_{el\ vent\ nom}$ (kW) [I]	TD (°C) [II]	$N_{vent\ nom}$ [III]	$T_{c\ min}$ (°C) [IV]
BT	25.0	$= P_{fr\ nom\ BT} * 10\% = 1.75$	5.5	6	24 (EEV) / 32 (TEV)
MT	105.0	$= P_{fr\ nom\ MT} * 5.3\% = 4.5$	8.3	6	24 (EEV) / 32 (TEV)

[I] Walker (2001) [II] Walker (2001) [III] Ge e Tassou (2011) [IV] Lazzarin et al. (2013)

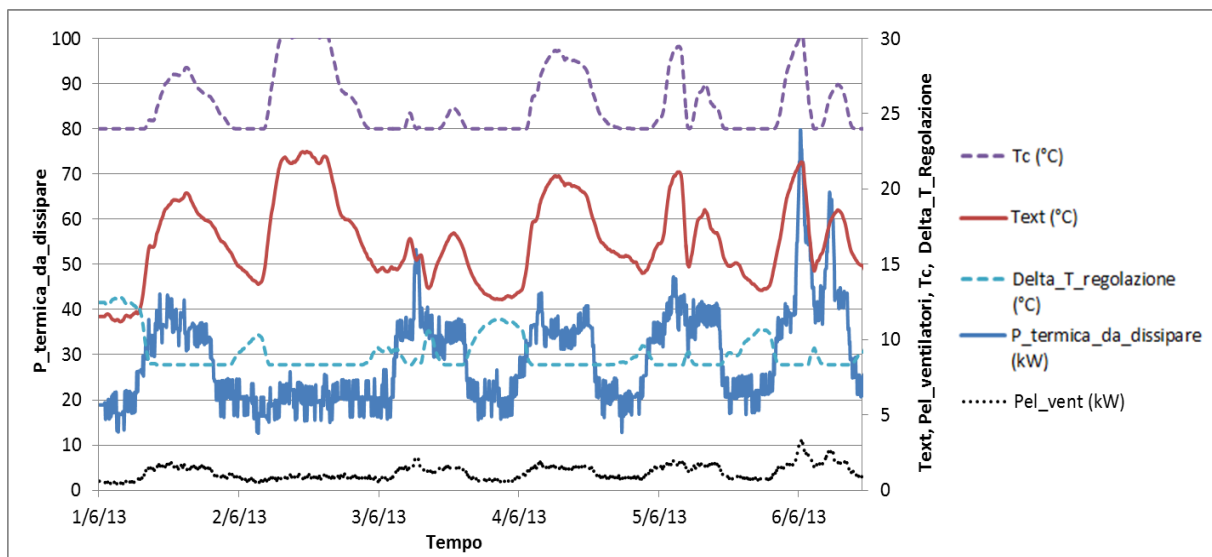


Fig. 4.23 – Esempi di input (linee continue) e output (linee tratteggiate) del modello semplificato del condensatore del circuito di media temperatura in una settimana di giugno. Nel grafico vengono riportati: la potenza termica da dissipare, la temperatura esterna (T_{ext}), la temperatura di condensazione (T_c), la differenza tra la temperatura di condensazione e la temperatura dell'aria esterna (Delta_T_regolazione) e la potenza elettrica assorbita dai ventilatori ($P_{el\ vent}$).

Per chiarire ulteriormente il funzionamento del condensatore modellizzato, si analizza brevemente il grafico in Fig. 4.23, dove vengono riportati i valori assunti dai principali input e output del modello del condensatore (della linea di media temperatura) in una settimana di giugno.

Gli input del modello del condensatore sono la temperatura dell'aria in ingresso (dato acquisito dal sistema di acquisizione dati del reale supermercato WLSC) e la potenza termica da dissipare (output del modello della centrale frigorifera).

Se la somma della temperatura dell'aria in ingresso al condensatore (T_{ext}) e del differenziale di regolazione della temperatura ($TD = 8.3 \text{ }^\circ\text{C}$) è maggiore della temperatura minima di condensazione ($T_{c \text{ min}} = 24 \text{ }^\circ\text{C}$), il condensatore regola in modo tale da mantenere una temperatura di condensazione pari alla temperatura esterna maggiorata di $8.3 \text{ }^\circ\text{C}$. Viceversa, se la somma della temperatura dell'aria in ingresso al condensatore (T_{ext}) e del differenziale di regolazione della temperatura ($TD = 8.3 \text{ }^\circ\text{C}$) è minore della temperatura minima di condensazione ($T_{c \text{ min}} = 24 \text{ }^\circ\text{C}$), il condensatore mantiene la temperatura di condensazione minima e, di conseguenza, la differenza tra la temperatura di condensazione e la temperatura dell'aria in ingresso all'evaporatore (Delta_T_regolazione) è superiore a $8.3 \text{ }^\circ\text{C}$.

Sempre in Fig. 4.23 si nota come la potenza elettrica assorbita dal dry-cooler sia tanto inferiore tanto minore è la potenza termica da dissipare e tanto maggiore è la differenza (Delta_T_regolazione) tra la temperatura di condensazione e la temperatura dell'aria in ingresso all'evaporatore.

4.5.3 RECUPERO TERMICO

In fase di modellizzazione, sia nel supermercato multiplex tradizionale che in quello *advanced*, si è considerata la possibilità di recuperare il calore di desurriscaldamento del gas di scarico dei compressori. Il motivo per cui si preferisce non recuperare anche il calore latente di condensazione è già stato spiegato nei paragrafi 4.4.

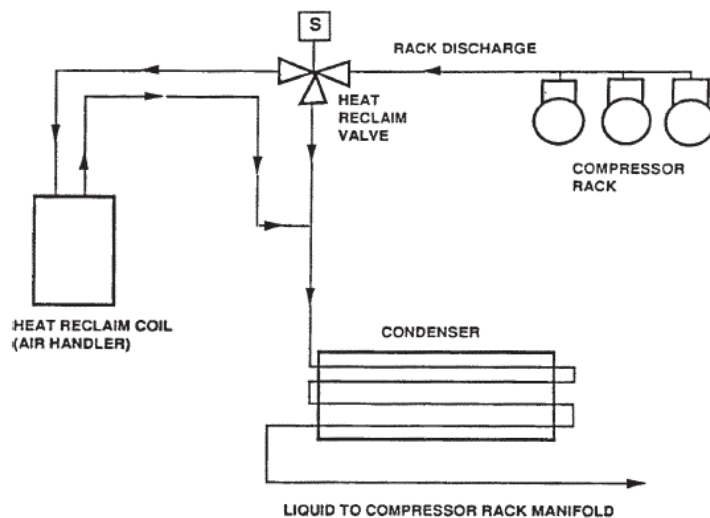


Fig. 4.24 – Schematizzazione del recupero termico del calore di desurriscaldamento in un impianto multiplex (Walker, 2001).

Lo schema dell'impianto multiplex considerato (Fig. 4.24) è lo stesso proposto da Walker (2001). In Fig. 4.24 si vede che, grazie ad una valvola a tre vie, se c'è la necessità di recuperare calore, parte della portata di gas di scarico dei compressori viene inviata ad un recuperatore.

Come in Walker (2001), l'ipotesi semplificativa è che il gas di scarico venga raffreddato fino alla temperatura di condensazione (T_c) con la quale sta operando l'impianto di refrigerazione.

L'entalpia del gas di scarico del compressore ($h_{scarico}$) viene stimata con l'equazione 4.11:

$$h_{scarico} = h_{in\ compr} + \frac{P_{el\ compr}}{\dot{m}_{refr}} \quad \text{Eq. 4.11}$$

La potenza termica recuperata è quindi:

$$P_{th\ recuperata} = \dot{m}_{refr} * (h_{scarico} - h_c) \quad \text{Eq. 4.12}$$

Dove h_c è l'entalpia del gas in condizione di saturazione alla pressione di condensazione.

Se la potenza termica recuperata non è sufficiente a soddisfare il carico termico di riscaldamento (pari al carico termico del supermercato WLSC reale), la potenza termica integrativa viene fornita da un generatore di calore ausiliario, in particolare da una pompa di calore elettrica aria-acqua con COP ricavati a partire dall'analisi del funzionamento dell'unità aria-acqua reale dell'impianto WLSC considerato.

Nell'esempio in Fig. 4.25, figura che si riferisce al supermercato multiplex tradizionale, si nota chiaramente come in un periodo invernale, durante il quale il fabbisogno di riscaldamento è elevato (nell'ordine dei 50 – 70 kW), il solo recupero termico ottenibile dal calore di desurriscaldamento del gas in uscita dai compressori della centrale di bassa e di media temperatura non è sufficiente. La potenza termica ausiliaria viene quindi fornita da una pompa di calore aria-acqua, il cui COP è tanto più elevato tanto maggiore è la temperatura della sorgente termica (ovvero tanto maggiore è la temperatura dell'aria esterna).

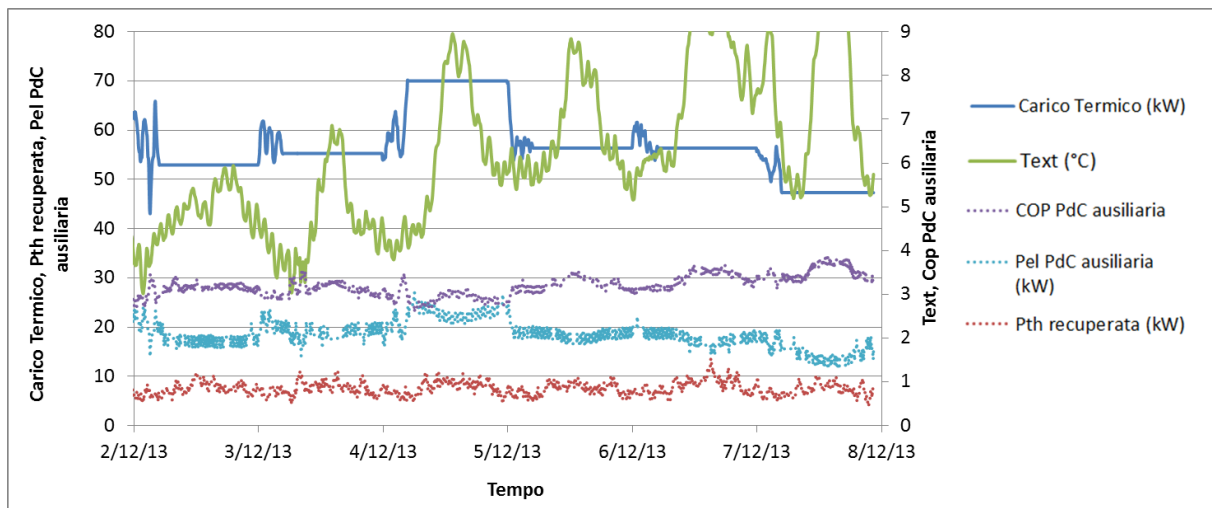


Fig. 4.25 – Esempi di input (linee continue) e output (linee tratteggiate) del modello semplificato del recuperatore. Nel grafico vengono riportati i valori: del carico termico di riscaldamento, della temperatura esterna (T_{ext}), del COP della pompa di calore aria-acqua ausiliaria ($COP_{PdC\ ausiliaria}$), della potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore aria-acqua ausiliaria ($P_{el\ PdC\ ausiliaria}$) e della potenza termica recuperata dal desurriscaldamento del gas di scarico dei compressori di bassa e di media temperatura ($P_{th\ recuperata}$).

4.5.4 INTERAZIONI TRA IL SISTEMA DI ACQUISIZIONE DATI, IL MODELLO DELLA CENTRALE FRIGORIFERA, IL MODELLO DEL CONDENSATORE E IL MODELLO DEL RECUPERATORE

Per un quadro complessivo delle interazioni tra gli input e gli output dei modelli dei condensatori, della centrale frigorifera e del recuperatore termico si faccia riferimento alla Fig. 4.26.

In tale figura si nota in particolare come, essendo il carico frigorifero di ciascuna linea di refrigerazione noto (grazie al monitoraggio di ciascun banco frigorifero dell'impianto WLSC reale), per la stima del consumo elettrico dei compressori non sia stato necessario stimare gli scambi termici e di massa tra ambiente interno al supermercato e banchi frigoriferi.

Allo stesso modo, essendo noto il fabbisogno di riscaldamento dell'edificio reale (in quanto monitorato), non si è reso necessario modellizzare gli scambi termici e gli scambi di massa tra l'ambiente esterno al supermercato e l'involucro dell'edificio, e tra l'involucro dell'edificio e l'ambiente interno.

Essendo l'obiettivo stimare il consumo annuale del supermercato multiplex (tradizionale ed *advanced*), gli input del sistema (carichi frigoriferi delle linee di refrigerazione, temperature di evaporazione di ciascun banco, temperatura esterna e carico termico di riscaldamento), vengono aggiornati con un time-step di cinque minuti, in modo da avere un'evoluzione dinamica del sistema.

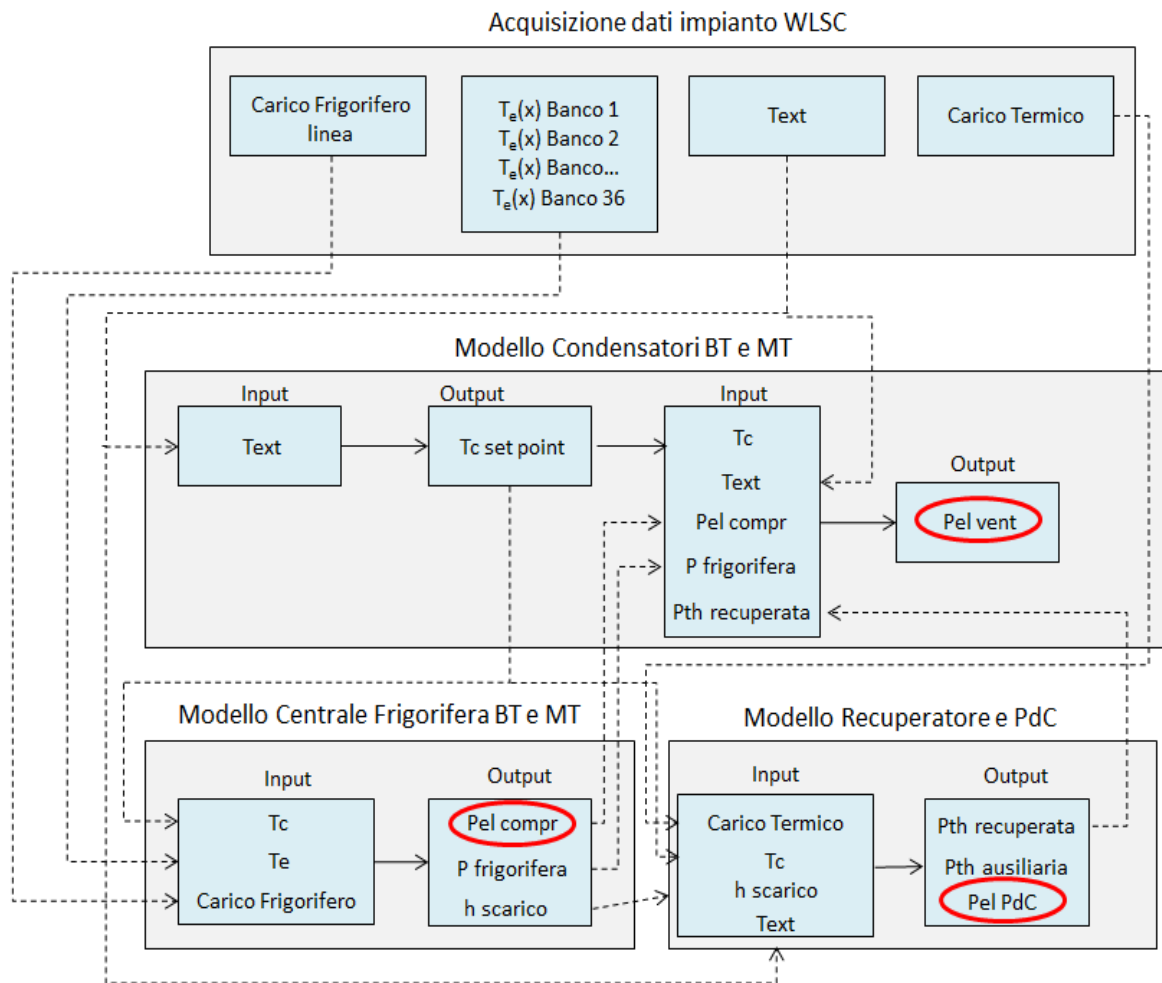


Fig. 4.26 – Schematizzazione delle interazioni tra gli input e gli output dei modelli del condensatore, della centrale frigorifera e del recuperatore.

Si noti inoltre come, essendo i carichi frigoriferi delle linee di refrigerazione, i carichi di riscaldamento e la temperatura dell'aria esterna uguali a quelli del supermercato WLSC reale, il fabbisogno annuale complessivo di energia elettrica richiesto dai compressori, dai ventilatori del condensatore e dalla pompa di calore ausiliaria, fabbisogno stimato dal modello del supermercato multiplex (tradizionale ed *advanced*), possa essere direttamente comparato con il consumo elettrico annuale dell'impianto WLSC reale considerato (consumo elettrico dei compressori, dell'inverter, delle pompe di circolazione, del chiller, dell'unità polivalente e del dry cooler).

Si precisa che si sono considerati i consumi degli altri elementi dell'impianto di refrigerazione multiplex (ventilatori, luci e resistenze di sbrinamento dei banchi frigoriferi) uguali a quelli dell'impianto WLSC reale.

Si fa infine notare che, mentre per poter impostare un corretto confronto tra supermercati multiplex e impianto WLSC si è reso necessario considerare il fabbisogno termico di riscaldamento dell'edificio (in quanto il recupero termico viene effettuato diversamente

negli impianti messi a confronto), non si è reso necessario considerare anche la climatizzazione estiva, in quanto indipendente dal sistema di refrigerazione analizzato. Per lo stesso motivo non si sono considerati i carichi termici richiesti per la produzione dell'acqua calda sanitaria.

4.6 ANALISI QUANTITATIVA DEI VANTAGGI E DEGLI SVANTAGGI DI UN SUPERMERCATO WLSC CON COMPRESSORI A VELOCITA' VARIABILE RISPETTO AD UN SUPERMERCATO MULTIPLEX TRADIZIONALE E AD UN SUPERMERCATO MULTIPLEX ADVANCED

Per comparare quantitativamente le performance energetiche dell'impianto di refrigerazione WLSC descritto nel paragrafo 4.3 con quelle di un supermercato multiplex tradizionale e di un impianto multiplex *advanced*, si sono confrontati i consumi elettrici globali dei tre impianti, prendendo in considerazione un intero anno di funzionamento (aprile 2013 – marzo 2014).

Mentre i consumi elettrici dell'impianto WLSC sono quelli reali, monitorati grazie al sistema di acquisizione dati installato nell'impianto di Bologna, i consumi dei due supermercati multiplex sono stati stimati grazie al modello energetico semplificato presentato nel paragrafo 4.5.

Dal confronto è emerso che, nel periodo considerato, l'energia elettrica totale assorbita dall'impianto di refrigerazione multiplex *advanced* risulta essere inferiore (8.1%) a quella assorbita dal supermercato multiplex tradizionale.

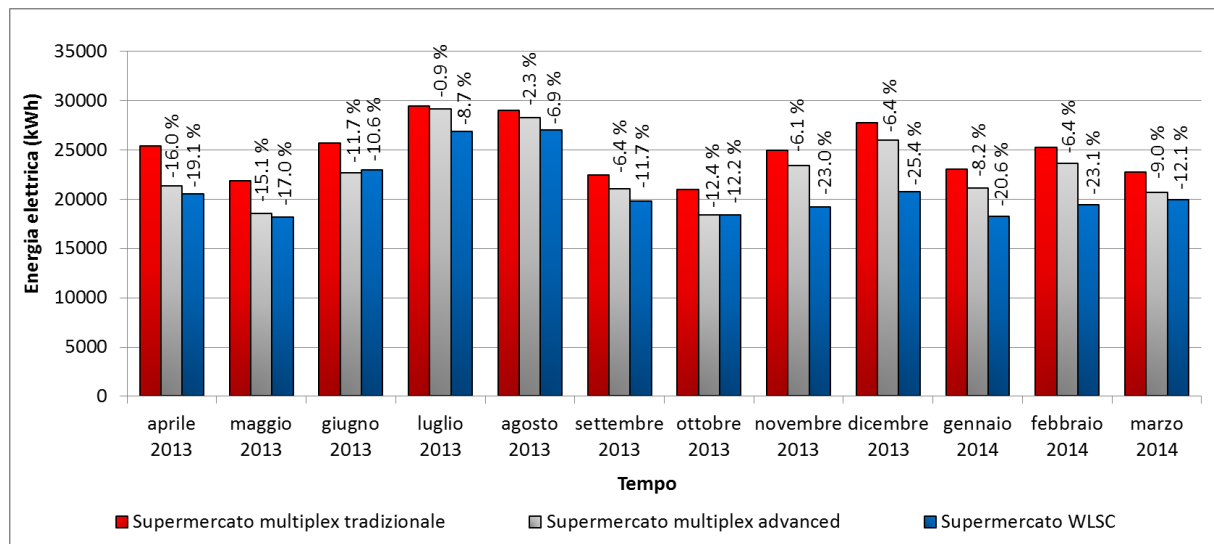


Fig. 4.27 – Consumi elettrici mensili del supermercato WLSC e degli impianti multiplex tradizionale ed *advanced*. Nella figura vengono anche riportati i risparmi mensili (percentuali) di energia elettrica rispetto alla soluzione multiplex tradizionale.

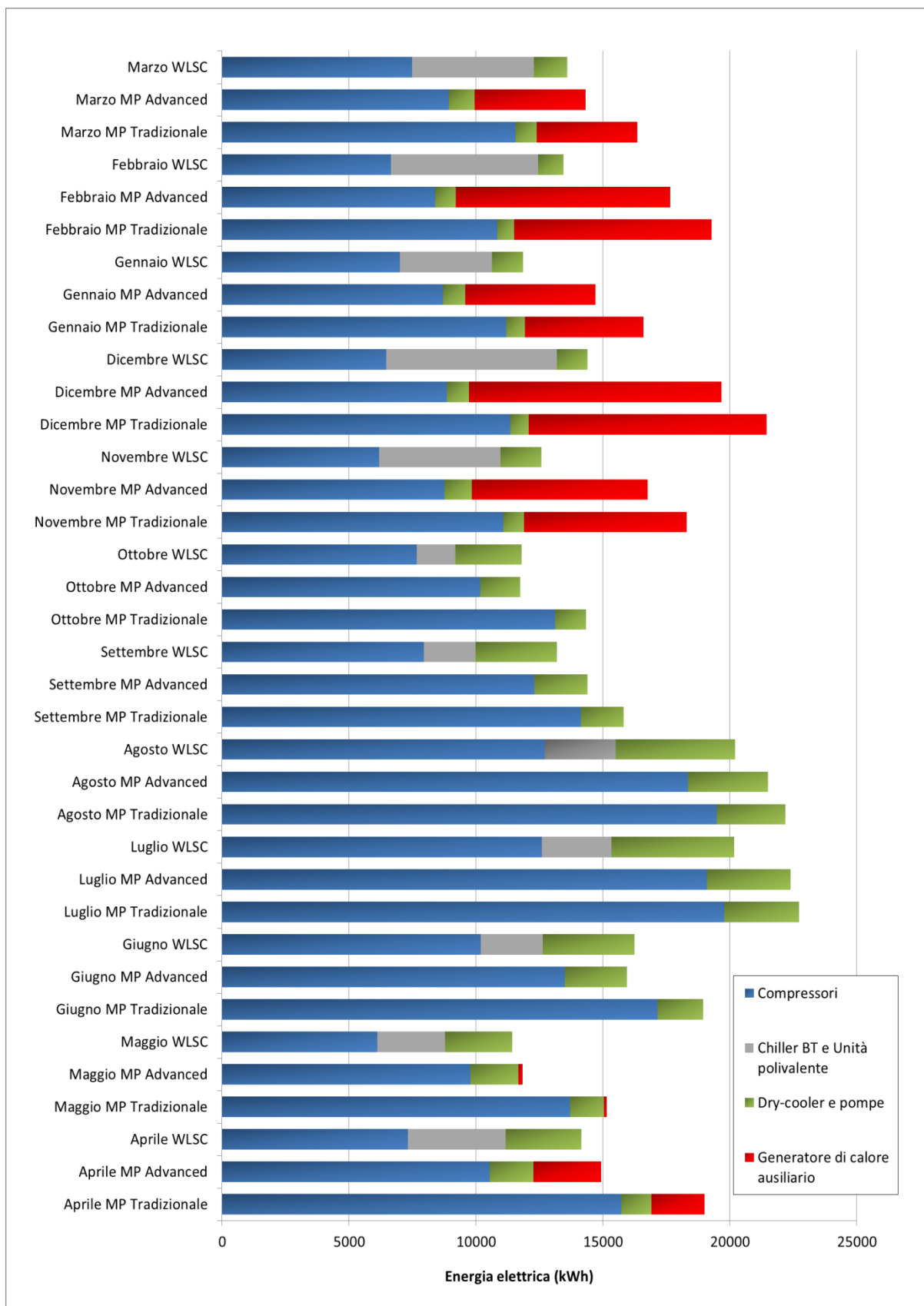


Fig. 4.28 – Ripartizione tra i vari componenti (compressori, chiller BT e unità polivalente, generatore di calore ausiliario, dry-cooler e pompe) dei consumi elettrici mensili degli impianti di refrigerazione WLS, multiplex tradizionale e multiplex *advanced*.

In Fig. 4.27 si nota che i maggiori risparmi energetici dell'impianto multiplex *advanced*, rispetto all'impianto tradizionale, vengono ottenuti nel periodo primaverile e nel periodo autunnale (in particolare nei mesi di aprile, maggio, giugno e ottobre), quando il primo impianto lavora con una pressione di evaporazione mediamente superiore (grazie all'adozione di una *floating suction*, anziché di una pressione di aspirazione fissa) e con una pressione di condensazione mediamente inferiore (grazie all'utilizzo di una valvola di laminazione elettronica, anziché di una *TEV*) a quella del supermercato tradizionale.

Viceversa, nel periodo estivo, i consumi dei due impianti multiplex sono piuttosto simili. La motivazione è che, a causa dell'elevato fabbisogno frigorifero, l'impianto multiplex *advanced* è costretto a lavorare con una pressione di aspirazione media simile a quella dell'impianto tradizionale. Anche le pressioni di condensazione medie sono simili nei due impianti, a causa dell'elevata temperatura media esterna.

Il motivo per cui i maggiori risparmi energetici dell'impianto multiplex *advanced* non vengono ottenuti nel periodo invernale, quando l'impianto lavora con un rapporto delle pressioni medio nettamente inferiore a quello dell'impianto tradizionale, è che nel calcolo del consumo elettrico globale rientrano anche i consumi del generatore di calore ausiliario. Si noti infatti (Fig. 4.28) che, nel periodo invernale, in nessuno dei due impianti il recupero termico del calore di desurriscaldamento è sufficiente a soddisfare il fabbisogno di riscaldamento, che deve essere quindi coperto con l'aiusilio di un generatore di calore ausiliario. Il consumo elettrico del generatore di calore è leggermente superiore (rispetto al supermercato multiplex tradizionale) nel supermercato multiplex *advanced* in quanto, essendo inferiore il consumo dei compressori (si vedano, in Fig. 4.28, i consumi dei due supermercati multiplex nei mesi di novembre, dicembre e gennaio), è inferiore anche l'energia termica recuperabile.

Dal confronto energetico dei tre impianti è inoltre emerso che, nello specifico caso considerato, il consumo elettrico inferiore (15.8% inferiore a quello dell'impianto multiplex tradizionale) è quello dell'impianto WLSC con compressori a velocità variabile. I maggiori risparmi energetici dell'impianto WLSC, rispetto agli impianti multiplex, vengono ottenuti nel periodo invernale (vedere Fig. 4.27 e Fig. 4.28), quando i vantaggi derivanti dalle elevate performance dei compressori modulanti (essendo il carico frigorifero medio non elevato, i banchi frigoriferi possono lavorare in modulazione, con un elevato *EER*) si sommano ai vantaggi ottenibili dall'elevato recupero termico del calore smaltito dai banchi frigoriferi (in Fig. 4.28 si noti che, essendo il recupero termico sufficiente a soddisfare il fabbisogno termico dell'edificio, il consumo elettrico del generatore di calore ausiliario nell'impianto WLSC è nullo, anche nel periodo invernale).

Viceversa, i vantaggi energetici dell'impianto WLSC, rispetto agli impianti multiplex, risultano inferiori nel periodo estivo, quando non vi è alcun fabbisogno di riscaldamento (fatta eccezione per i carichi dell'acqua calda sanitaria, esclusi tuttavia da questa analisi) e quando l'elevato fabbisogno frigorifero obbliga i compressori a lavorare con elevate frequenze di

rotazione, e quindi con ridotti *EER* (vedere Capitolo 3). A questo si aggiunge il fatto che, quando le temperature esterne sono elevate (generalmente superiori a 25 °C), non essendo il dry-cooler sufficiente a dissipare in atmosfera tutto il calore rigettato dai banchi (mantenendo l'anello d'acqua alla temperatura di set-point stabilita), l'unità polivalente (operante in modalità chiller aria-acqua) deve essere attivata, richiedendo così un ulteriore consumo di energia elettrica.

Da queste considerazioni si può quindi concludere che i maggiori vantaggi energetici degli impianti WLSC con compressori a velocità variabile, rispetto agli impianti multiplex, possono essere ottenuti in climi freddi, nei quali è superiore sia l'esigenza di modulazione della potenza frigorifera, sia l'esigenza di recuperare il calore rigettato dall'impianto di refrigerazione.

Dopo aver analizzato qualitativamente (paragrafo 4.4) i principali vantaggi e svantaggi energetici degli impianti considerati, è ora interessante vedere in Tabella 4.7 quali siano i contributi percentuali di ciascun vantaggio/svantaggio, rispetto al vantaggio energetico globale, degli impianti WLSC e multiplex *advanced*.

Dalla Tabella 4.7 si evince che, in termini percentuali, l'elemento che maggiormente contribuisce a ridurre il consumo elettrico degli impianti multiplex *advanced* e WLSC, rispetto all'impianto multiplex tradizionale, è il minor rapporto medio delle pressioni. Si noti in particolare come il contributo percentuale di tale vantaggio nell'impianto WLSC sia quasi il doppio rispetto a quello del supermercato multiplex *advanced*.

Nel caso del supermercato WLSC, un ulteriore importante contributo è dato dal maggior recupero termico del calore rigettato dai banchi frigoriferi.

Sempre per quanto riguarda l'impianto WLSC, si noti infine come lo svantaggio energetico dovuto all'energia elettrica necessaria per il funzionamento del chiller BT e dell'unità polivalente sia tutt'altro che trascurabile. Se ne deduce che, al fine di minimizzare il consumo dell'impianto WLSC, risulta essere fondamentale l'ottimizzazione della regolazione del chiller BT e dell'unità polivalente, regolazione che deve essere studiata in modo tale da massimizzare le prestazioni dell'intero impianto.

Nel paragrafo 4.3 si è spiegato come uno dei vantaggi più evidenti dell'impianto WLSC, rispetto alle soluzioni multiplex, consista nella possibilità di diminuire drasticamente sia la carica di refrigerante dell'impianto, sia le perdite annue percentuali di refrigerante. Tale vantaggio ha come immediata conseguenza la riduzione (rispetto ai supermercati multiplex) delle emissioni dirette di CO₂ equivalente.

Nel caso del supermercato WLSC considerato, essendo inferiore (rispetto alle alternative multiplex) anche il consumo elettrico globale dell'impianto, si prevede che un ulteriore contributo alla riduzione dell'emissione di CO₂ equivalente possa derivare dalla riduzione

della componente indiretta di CO₂ emessa (dipendente appunto dal consumo elettrico dell'impianto).

Tabella 4.7 – Contributo percentuale (rispetto ai vantaggi energetici globali) dei singoli vantaggi/svantaggi dell'impianto multiplex *advanced* (MP_{Advanced}) e della soluzione WLSC rispetto al supermercato multiplex tradizionale (MP_{Tradizionale}).

Risparmio energetico dovuto a:	Risparmio energia elettrica (MP _{Advanced} vs MP _{Tradizionale})	Risparmio energia elettrica (WLSC vs MP _{Tradizionale})
Minori perdite di carico	0.0%	4.5%
Minor rapporto medio delle pressioni	10.6%	18.6%
Energia di pompaggio anello d'acqua	0.0%	-4.3%
Energia del chiller BT e dell'unità polivalente	0.0%	-13.2%
Maggior recupero termico	-1.1%	11.5%
Altro (Surriscaldamento, ventilatori, inverter)	-1.4%	-1.3%
Totale	8.1%	15.8%

Per confrontare quantitativamente le emissioni di CO₂ equivalente delle tre soluzioni, si è proceduto al calcolo del *TEWI* (*Total Equivalent Warming Impact*) di ciascun impianto, prendendo come riferimento l'equazione (Eq. 4.13) suggerita dall'*Institute of Refrigeration (IOR, 2014)*:

$$TEWI_n = TEWI_{diretto\ n} + TEWI_{indiretto\ n} = \text{Eq. 4.13}$$

$$= Carica_{refr.} [kg] * Perdita_{refr.} \% * GWP \left[\frac{kg_{CO_2}}{kg} \right] * n + En._{el.annua} [kWh] * F_c \left[\frac{kg_{CO_2}}{kWh} \right] * n$$

Dove *GWP* è il *Global Warming Potential* del refrigerante (R404A), *F_c* è un fattore di conversione da unità di energia elettrica assorbita dall'impianto (kWh) ad unità di massa (kg) di CO₂ equivalente emessa in atmosfera, ed *n* è il numero di anni presi in considerazione nell'analisi.

Dalla Tabella 4.8 si nota come, prendendo in analisi un periodo di 15 anni, il *TEWI* della soluzione WLSC risulti essere nettamente inferiore sia a quello dell'impianto multiplex tradizionale (-58%), sia a quello del supermercato multiplex *advanced* (-56%). In particolare, dal calcolo dei due componenti del *TEWI* (diretto ed indiretto), è emerso che tale drastica riduzione dell'emissione di CO₂ equivalente in atmosfera è possibile, principalmente, grazie una netta diminuzione sia della carica di refrigerante nell'impianto (da 322 kg a 76 kg), sia delle perdite annue di refrigerante (da 20% a 3%).

Tabella 4.8 – Valori considerati (e rispettivi riferimenti bibliografici) nel calcolo del TEWI (diretto, indiretto e totale) dell'impianto multiplex tradizionale (MP1), dell'impianto multiplex *advanced* (MP2) e del supermercato WLSC.

	Fattore di carica refr.* (kg/kW)	Carica refr. (kg)	Perdita refr. annua** %	GWP (R404A)*	TEWI diretto 15 - anni (milioni kg _{CO2})	Fattore di conversione* (kg _{CO2} /kWh)	E. El. annua (kWh)	TEWI indiretto 15 - anni (milioni kg _{CO2})	TEWI 15 - anni (milioni kg _{CO2})
MP1	3.50	322	20%	3260	3.15	0.65	298252	2.91	6.06
MP2	3.50	322	20%	3260	3.15	0.65	274088	2.67	5.82
WLSC	0.35	76	3%	3260	0.11	0.65	251178	2.45	2.56
*Tassou <i>et al.</i> , 2011 ** Walker, 2001									

4.6.1 CONFRONTO ECONOMICO TRA UN SUPERMERCATO WLSC, UN SUPERMERCATO MULTIPLEX TRADIZIONALE ED UN SUPERMERCATO MULTIPLEX ADVANCED

Una volta appurato che, nello specifico caso considerato in questo capitolo, il supermercato WLSC con compressori a velocità variabile consente di ottenere sia un risparmio energetico, sia una notevole riduzione della quantità di CO₂ equivalente immessa in atmosfera (rispetto alle soluzioni multiplex), ci si è chiesti se tale soluzione possa essere considerata interessante anche da un punto di vista puramente economico.

Si premette fin da subito che, essendo i costi dei singoli componenti di un impianto di refrigerazione fortemente dipendenti dagli specifici accordi economici stipulati con i costruttori, non si è ritenuto opportuno suggerire un valore dell'extra-costò del supermercato WLSC rispetto al costo iniziale delle soluzioni multiplex considerate.

Si è invece preferito proporre (Tabella 4.9) un elenco delle principali voci di costo (si consideri per ora il solo investimento iniziale) che risultano essere diverse nei tre impianti considerati in questo capitolo.

In Tabella 4.9 si nota che, eccezion fatta per l'extra-costò relativo alle valvole di laminazione *EEV* e ai loro rispettivi controllori, le voci di costo della soluzione multiplex *advanced* risultano essere sostanzialmente identiche a quelle della soluzione multiplex tradizionale.

Ci si concentra allora sulle differenze tra le voci di costo dell'alternativa multiplex tradizionale e quelle della soluzione WLSC con compressori a velocità variabile.

Una prima differenza riguarda proprio il costo dei compressori che, per i motivi spiegati in seguito, si presume essere superiore in un impianto WLSC.

Tabella 4.9 – Stima qualitativa dell’extra-costo iniziale degli impianti multiplex tradizionale e WLSC, rispetto alla soluzione multiplex tradizionale.

Extra-costo iniziale rispetto soluzione multiplex tradizionale		
Voci di costo	MP advanced	WLSC
Compressori + inverter + controllori	Uguale	Maggiore
Banchi frigoriferi (compressori ed inverter esclusi)	Uguale	Maggiore
Valvole di laminazione e controllori	Maggiore	Maggiore
Chiller, unità polivalente e PdC ausiliaria	Uguale	Maggiore
Recuperatore	Uguale	Inferiore
Refrigerante	Uguale	Inferiore
Tubazioni	Uguale	Inferiore
Costi di installazione e commissioning	Uguale	Inferiore

Il primo motivo è che il costo specifico di un compressore (inteso come rapporto tra il costo del compressore e la potenza frigorifera erogata in condizioni nominali) è, solitamente, tanto più elevato tanto minore è la potenza frigorifera erogata. Si consideri, per esempio, la Figura 4.29, dove vengono riportati i costi specifici (ricavati da valori di listino) di alcuni modelli di compressori *scroll* e di alcuni modelli di compressori alternativi semi-ermetici a pistoncini. Essendo i banchi del supermercato WLSC equipaggiati con compressori *scroll* di piccola taglia, è lecito attendersi che il costo complessivo di tali compressori sia superiore al costo dei compressori alternativi a pistoncini (di taglia più grande) installati nella centrale frigorifera di un supermercato multiplex.

A questo si aggiunge che, essendo tutti i compressori *scroll* dell’impianto WLSC modulanti, si rende necessaria l’installazione di un inverter per ogni compressore, inverter che rappresenta un’ulteriore voce di costo dell’impianto WLSC.

Anche il costo dei banchi frigoriferi (escludendo il costo del compressore e dell’inverter) è superiore in un supermercato WLSC, in quanto si deve installare un condensatore (a piastre o a tubi concentrici) su ciascuna unità.

Infine, la voce di costo che maggiormente contribuisce a rendere un impianto WLSC più costoso (dal punto di vista dell’investimento iniziale) di un impianto multiplex, è quella relativa all’acquisto del chiller BT e dell’unità polivalente, unità non necessarie in un impianto multiplex.

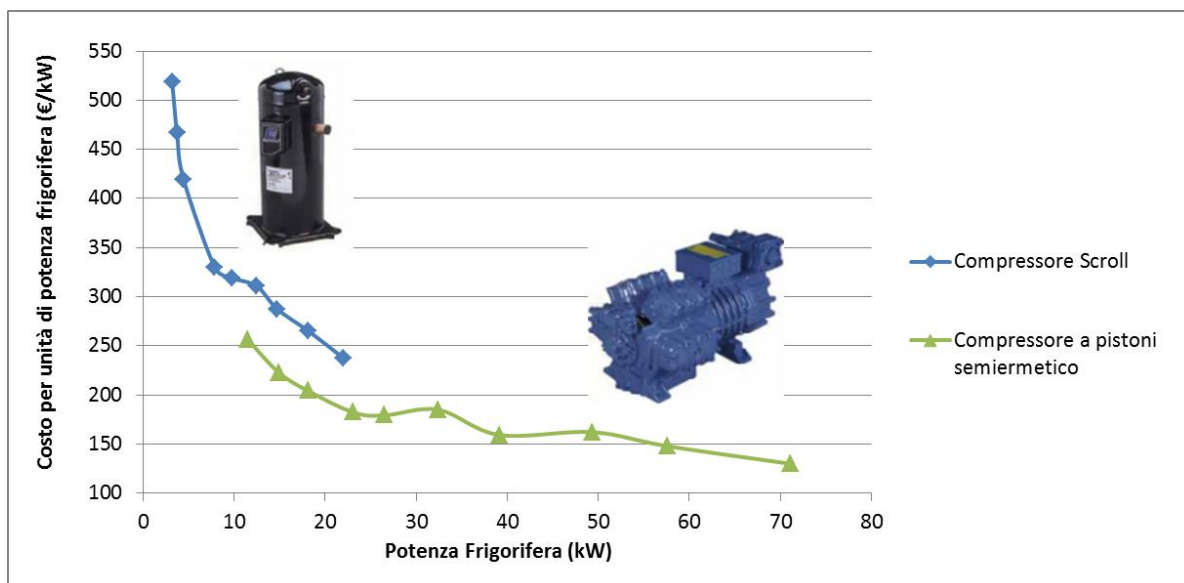


Fig. 4.29 – Esempio di costo specifico (costo per unità di potenza frigorifera nominale) di due famiglie di compressori (*scroll* e a pistoni) al variare della potenza frigorifera nominale erogata ($T_e = -10\text{ °C}$, $T_c = 50\text{ °C}$).

Come si evince dalla tabella 4.9, gli extra-costi dell’impianto WLSC fino ad ora elencati possono essere parzialmente compensati dalla riduzione di alcune altre voci di costo.

Innanzitutto, poiché il recupero termico viene effettuato tramite l’unità polivalente, non si rende necessario l’acquisto e l’installazione del recuperatore, elemento fondamentale in un impianto multiplex che preveda il recupero del calore di desurriscaldamento.

Poiché la quantità di refrigerante richiesta per la carica degli impianti multiplex è notevolmente superiore a quella di un impianto WLSC, un’ulteriore voce di risparmio di quest’ultimo impianto deriva dal minor costo iniziale legato all’acquisto del fluido frigorifero.

Le tubazioni in rame necessarie per il trasporto del refrigerante in un impianto multiplex vengono sostituite, in un impianto WLSC, da tubazioni idrauliche, meno costose sia per il materiale utilizzato sia per i minori costi di installazione. Il range di temperatura all’interno del quale si trova ad operare l’anello d’acqua ($20\text{ °C} - 25\text{ °C}$) consente inoltre di evitare (o ridurre) i costi di isolamento delle tubazioni.

Infine si prevede che un notevole elemento di risparmio del supermercato WLSC sia dovuto alla riduzione dei costi di installazione e di commissioning. Si deve infatti considerare che, mentre in un supermercato tradizionale il circuito di refrigerazione deve essere assemblato e calibrato in loco, in un impianto WLSC molte operazioni (assemblaggio dei condotti interni ai banchi frigoriferi, calibrazione delle singole unità, ecc.) possono essere anticipate in modo da essere effettuate in fabbrica, dove la possibilità di standardizzare i processi è drasticamente superiore.

Essendo i costi iniziali di ciascuna soluzione fortemente dipendenti dagli accordi economici stipulati con il costruttore, si è preferito impostare un'analisi di sensitività del VAN (*Valore attuale netto*) dei tre investimenti al variare dell'extra-costo iniziale dell'impianto WLSC (rispetto alla soluzione multiplex tradizionale).

In particolare si è considerato un costo iniziale dell'impianto multiplex tradizionale di 100'000 €, un costo dell'energia elettrica variabile da 0.15 €/kWh a 0.25 €/kWh, un costo del refrigerante di 7.5 €/kg, un tasso di inflazione dei prodotti energetici del 3%, un tasso di interesse interno all'azienda (catena di supermercati) del 10% ed un periodo di 15 anni.

I principali costi operativi annui di ciascuna soluzione sono legati all'acquisto dell'energia elettrica e all'acquisto del refrigerante, costi calcolati prendendo come riferimento i valori riportati in Tabella 4.8.

Si è proceduto calcolando il flusso di cassa monetario attualizzato di ciascuna soluzione. Nelle Fig. 4.30, Fig. 4.31 e Fig. 4.32 vengono riportati i valori cumulati di tali flussi di cassa in termini differenziali, dove l'alternativa di riferimento è la soluzione multiplex tradizionale. L'unica differenza nelle tre figure riguarda il costo dell'energia elettrica.

Si noti come, in ciascuna delle tre figure, si siano considerati tre valori dell'extra-costi iniziale della soluzione WLSC (10%, 20% e 30%).

Il valore finale (15° anno) assunto da ciascun profilo, rappresenta il VAN differenziale (rispetto all'alternativa multiplex tradizionale) a 15 anni di ciascuna soluzione.

Si consideri, innanzitutto, la Fig. 4.30. La soluzione multiplex *advanced* (extra-costi considerato 5%) risulta essere economicamente conveniente rispetto alla soluzione tradizionale, in quanto il VAN differenziale a 15 anni è positivo (circa 30'000 €). Il *payback period* (istante in cui il profilo della soluzione multiplex *advanced* assume valore positivo) di tale soluzione è molto breve (meno di due anni), grazie al ridotto extra-costi iniziale rispetto alla soluzione tradizionale.

Anche la soluzione WLSC è economicamente vantaggiosa rispetto alla soluzione tradizionale, qualsiasi sia il valore dell'extra-costi iniziale considerato. La soluzione WLSC risulta essere sempre vantaggiosa anche rispetto alla soluzione multiplex *advanced*.

Una considerazione particolare va fatta sul *payback period* della soluzione WLSC rispetto alla soluzione multiplex *advanced* (istante in cui il profilo relativo alla soluzione WLSC eguaglia quello della soluzione multiplex *advanced*). Tale *payback period* risulta essere molto breve (inferiore a due anni) nel caso in cui si consideri un extra-costi della soluzione WLSC del 10%, mentre risulta essere piuttosto lungo (circa nove anni) nel caso l'extra-costi considerato sia del 30%.

Paragonando i profili della Fig. 4.30 con quelli delle Fig. 4.31 e Fig. 4.32, si nota come il vantaggio economico della soluzione WLSC rispetto alle soluzioni multiplex (sia in termini di

VAN differenziale a 15 anni, sia in termini di *payback period*) sia tanto maggiore tanto più elevato è il costo dell'energia elettrica.

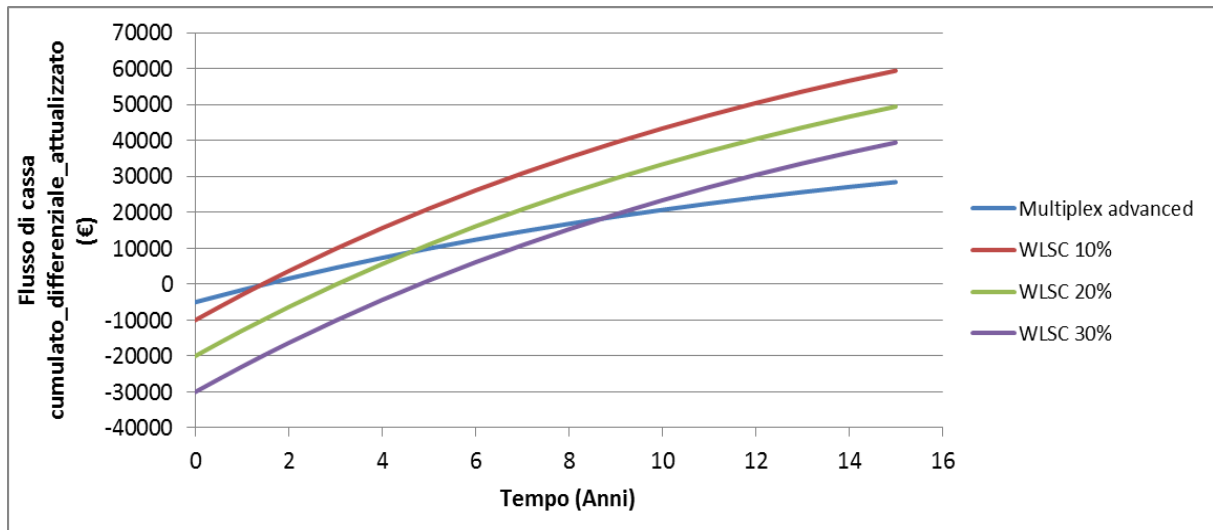


Fig. 4.30 – Flussi di cassa cumulati – attualizzati – differenziali della soluzione multiplex *advanced* e della soluzione WLSC (con extra-costo 10% - 20% - 30%) rispetto alla soluzione tradizionale. Il costo dell'energia elettrica considerato è 15 c€/ kWh.

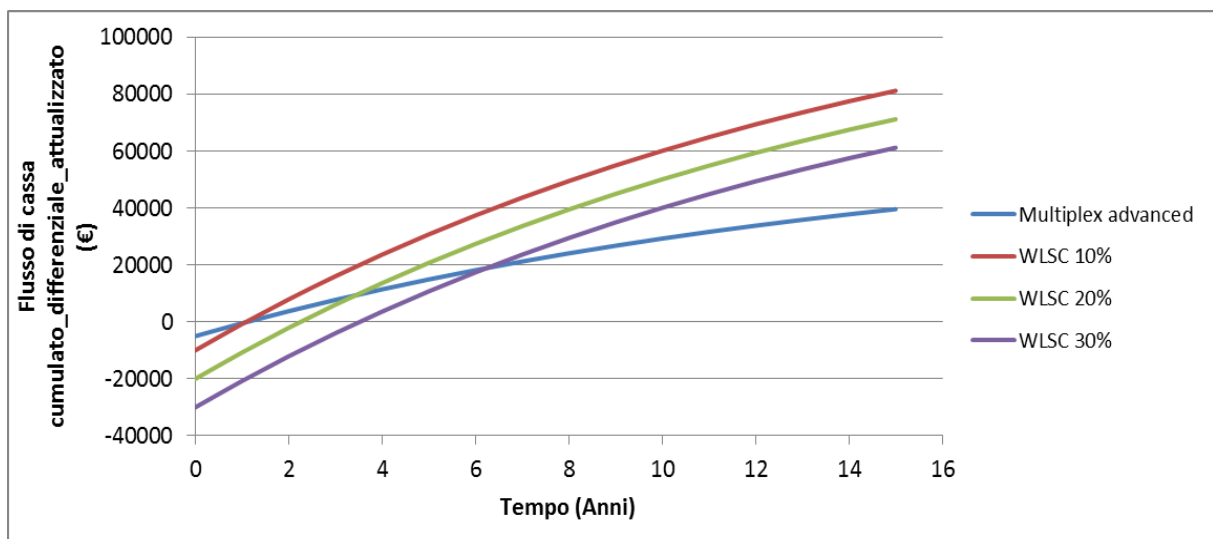


Fig. 4.31 – Flussi di cassa cumulati – attualizzati – differenziali della soluzione multiplex *advanced* e della soluzione WLSC (con extra-costo 10% - 20% - 30%) rispetto alla soluzione tradizionale. Il costo dell'energia elettrica considerato è 20 c€/ kWh.

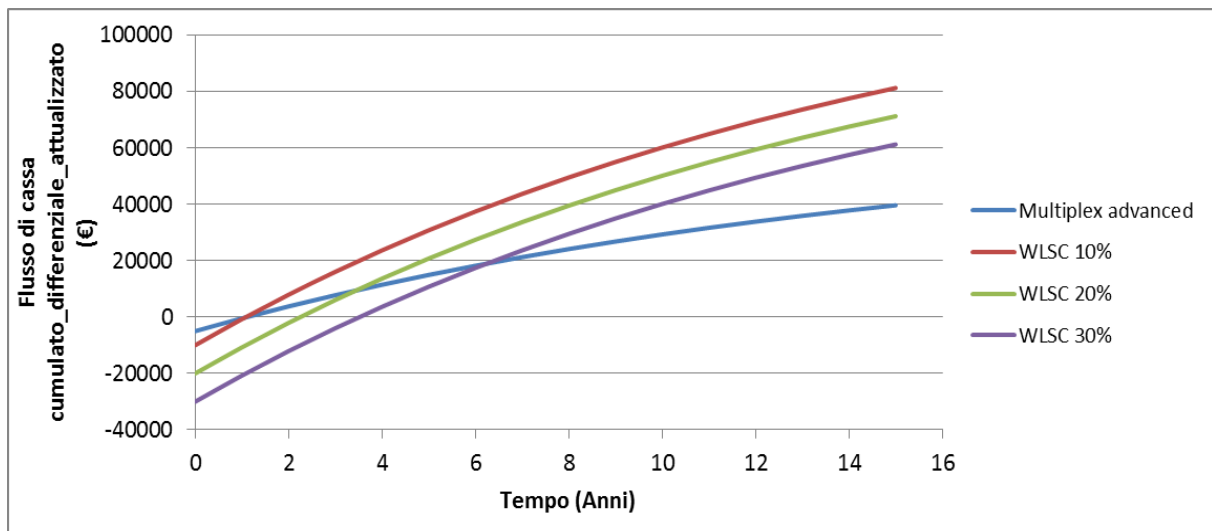


Fig. 4.32 – Flussi di cassa cumulati – attualizzati – differenziali della soluzione multiplex *advanced* e della soluzione WLSC (con extra-costo 10% - 20% - 30%) rispetto alla soluzione tradizionale. Il costo dell’energia elettrica considerato è 25 c€/ kWh.

4.7 CONCLUSIONI

In questo capitolo, rispetto ai capitoli precedenti, si è spostato il focus dell’analisi da una singola unità refrigerante ad un intero impianto di refrigerazione.

Una volta evidenziati i vantaggi energetici ottenibili con i compressori a velocità variabile, rispetto alla classica regolazione in *on-off* delle singole unità refrigeranti, si è deciso di prendere in considerazione una particolare configurazione di impianto di produzione del freddo nei supermercati, configurazione chiamata WLSC (water-loop self-contained), caratterizzata dal fatto di avere ciascun banco frigorifero equipaggiato con un proprio compressore a velocità variabile.

In particolare si è deciso di confrontare, prima qualitativamente e poi quantitativamente, i vantaggi e gli svantaggi della soluzione WLSC rispetto ad una soluzione multiplex tradizionale e rispetto ad una soluzione multiplex *advanced*.

Non essendo presenti in letteratura dei modelli energetici di riferimento per gli impianti WLSC con compressori a velocità variabile, si è deciso di analizzare, innanzitutto, le performance annuali (aprile 2014- marzo 2014) di un supermercato reale.

Dopo aver sviluppato un modello energetico semplificato di un supermercato multiplex tradizionale e di un supermercato multiplex *advanced*, si sono confrontati i consumi energetici di tali impianti con quelli del supermercato reale.

Dal confronto è emerso che, nello specifico caso considerato, i supermercati WLSC e multiplex *advanced* consentono di ottenere un risparmio energetico rispettivamente del 15.8% e del 8.1% rispetto alla soluzione multiplex tradizionale.

Gli elementi della soluzione WLSC che maggiormente contribuiscono alla riduzione del consumo elettrico rispetto alle altre due alternative sono:

- La possibilità di ridurre il rapporto medio delle pressioni (pressione di condensazione/pressione di evaporazione), con conseguente aumento dell'efficienza media dell'impianto di refrigerazione;
- La possibilità di incrementare il recupero termico del calore ceduto dall'impianto di refrigerazione, con conseguente riduzione dell'energia termica integrativa (per il riscaldamento dell'edificio) da fornire tramite un generatore di calore ausiliario.

Un ulteriore importante vantaggio della soluzione WLSC deriva dalla possibilità di abbattere drasticamente sia la quantità di refrigerante necessaria per la carica dell'impianto, sia le perdite annuali di tale refrigerante. In particolare, queste riduzioni consentono di diminuire del 56%-58% il *TEWI* dell'impianto WLSC rispetto alle soluzioni multiplex.

La soluzione WLSC, seppur (probabilmente) più onerosa dal punto di vista dell'investimento iniziale, sembra essere interessante anche da un punto di vista economico. Il *VAN* a 15 anni di tale soluzione risulta essere sempre superiore a quello delle alternative multiplex, qualsiasi sia il prezzo dell'energia elettrica considerato (da 15 c€/kWh a 25 c€/kWh) e qualsiasi sia l'extra-costi rispetto alla soluzione multiplex tradizionale (da 10% a 30%).

Dall'analisi energetica del supermercato WLSC reale è infine emerso che uno degli elementi di maggior criticità di quell'impianto di refrigerazione è il consumo elettrico dell'unità polivalente, unità che deve essere regolata (sia in termini di set-point di attivazione, sia in termini di set-point di temperatura di mandata dell'acqua) in modo tale da minimizzare i consumi globali dell'impianto.

5. APPROFONDIMENTO SULLA REGOLAZIONE OTTIMALE DEL CHILLER DI MEDIA TEMPERATURA IN UN IMPIANTO WATER-LOOP SELF-CONTAINED

5.1 INTRODUZIONE

Come già spiegato nel Capitolo 4, dalle analisi qualitative e quantitative dell'impianto di refrigerazione WLSC situato nei pressi di Bologna è emerso che uno degli elementi di maggior criticità, per quanto riguarda l'ottimizzazione delle prestazioni energetiche del sistema, è la regolazione dell'unità polivalente dell'anello d'acqua di media temperatura (Figura 4.4).

Sebbene risulti evidente come, in un'ottica di ottimizzazione globale delle prestazioni dell'impianto, nel periodo invernale sia fondamentale il funzionamento di tale unità in modalità pompa di calore (per recuperare la potenza termica ceduta dalle linee di refrigerazione, al fine di soddisfare i carichi termici di riscaldamento del supermercato), non si è ancora chiarito se, a fronte di elevate temperature esterne, la sua attivazione risulti energeticamente conveniente o meno.

Da un lato, in presenza di elevate temperature esterne (e quindi a fronte di elevate temperature dell'acqua in uscita dal dry-cooler), l'attivazione del chiller consentirebbe di abbassare notevolmente la temperatura di condensazione dei banchi della linea di media temperatura, aumentandone sia le potenze frigorifere erogabili sia gli *EER*. Infatti, oltre agli evidenti vantaggi energetici ottenibili con un minor rapporto delle pressioni, si eviterebbe di far lavorare i compressori in condizioni nelle quali i rendimenti isoentropici risulterebbero piuttosto bassi (a causa proprio degli elevati rapporti delle pressioni). Considerando, ad esempio, un compressore *rotary Toshiba* modello *DA220* che utilizzi *R410A* ad una temperatura di evaporazione di $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$, si può valutare che un aumento del rapporto delle pressioni da 2.7 a 4.5 (corrispondenti ad una temperatura di condensazione rispettivamente di $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ e di $40\text{ }^{\circ}\text{C}$) comporterebbe una diminuzione del rendimento isoentropico da 0.72 a 0.66. Non solo: trovandosi inoltre il chiller di media temperatura (chiller MT) ad operare con dei rapporti delle pressioni limitati (si consideri indicativamente una temperatura dell'anello d'acqua di $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ e una temperatura esterna di $30 - 35\text{ }^{\circ}\text{C}$) esso si troverebbe a lavorare, se correttamente progettato, con elevati rendimenti isoentropici e con elevati *EER*.

D'altro canto, come già discusso nel capitolo precedente (vedere Figura 4.17), a parità di pressione di evaporazione e di condensazione, e a parità di rendimenti isoentropici di compressione, il lavoro specifico totale di compressione risulterebbe minore nel caso di non attivazione del chiller.

Non essendo quindi immediato stabilire se, in presenza di elevate temperature esterne, l'attivazione del chiller di media temperatura risulti energeticamente conveniente o meno, si è deciso di organizzare una serie di test sperimentali in un impianto *water-loop self-*

contained realizzato presso il laboratorio HVAC/R dell'azienda Carel Industries S.p.A. Lo scopo della campagna di misura è stato quello di stabilire se, nell'impianto considerato (descritto nel paragrafo 5.2), esista o meno una temperatura esterna oltre la quale l'attivazione del chiller di media temperatura risulta essere energeticamente conveniente rispetto all'utilizzo del solo dry-cooler.

Pur essendo consapevoli dell'impossibilità di estendere (a priori) anche ad altri impianti le conclusioni alle quali si sarebbe giunti considerando questo specifico impianto sperimentale, si è ritenuto che una risposta a questa domanda potesse suggerire degli spunti interessanti sia per quanto riguarda l'ottimizzazione delle prestazioni di altri impianti simili già esistenti (come quello considerato nel Capitolo 4), sia per quanto riguarda la progettazione di nuovi impianti WLSC.

5.2 APPARATO SPERIMENTALE

L'apparato sperimentale, realizzato presso il laboratorio applicazioni HVAC/R dell'azienda Carel Industries S.p.A, è stato progettato per poter replicare il funzionamento di un tipico impianto di refrigerazione WLSC.

Come rappresentato nelle Figure 5.1, 5.2 e 5.3, l'impianto è costituito da quattro banchi di media temperatura (MT) e da due banchi di bassa temperatura (BT). Tutti i banchi sono di tipo *self-contained*, equipaggiati con compressore (*rotary* a velocità variabile) e condensatore (a piastre) a bordo.

La potenza termica di ciascun banco viene ceduta ad un anello d'acqua (glicolata), il cui raffreddamento può avvenire secondo tre differenti modalità.

Nella prima modalità, rappresentata in Figura 5.1, il raffreddamento avviene esclusivamente tramite il dry-cooler, che dissipa verso l'ambiente esterno la potenza termica ceduta dai banchi. Si tratta quindi di un funzionamento in *free-cooling totale* dell'impianto. La temperatura dell'acqua in ingresso ai banchi di bassa e di media temperatura, a meno dei guadagni termici dovuti al non perfetto isolamento delle tubazioni, coincide con la temperatura dell'acqua in uscita dal dry-cooler. La temperatura di condensazione dei banchi BT e MT, in questa prima modalità di funzionamento, è quindi fortemente dipendente dalla temperatura dell'aria esterna (T_{ext}).

Nella seconda modalità di funzionamento (Figura 5.2), il *free-cooling* viene utilizzato solamente per il raffreddamento dell'anello di media temperatura, mentre il raffreddamento dell'anello di bassa temperatura viene affidato al chiller BT (acqua-acqua), che cede all'anello di media temperatura la potenza termica della linea di refrigerazione BT. Con questa modalità di funzionamento la temperatura dell'acqua in ingresso ai banchi BT è quindi indipendente dalla temperatura esterna (T_{ext}).

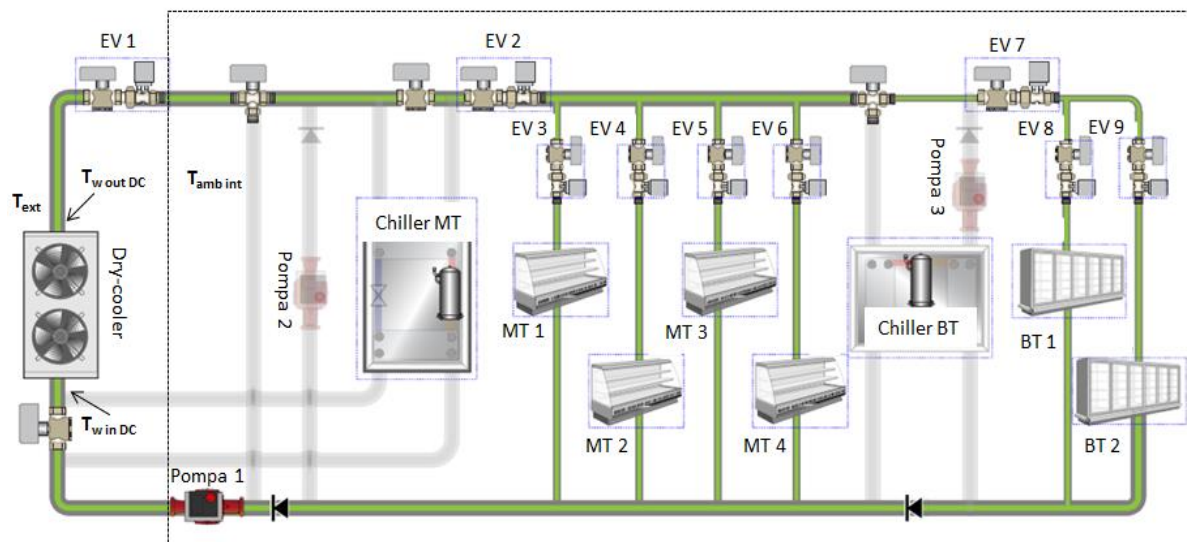


Fig. 5.1 – Layout dell’impianto WLSC sperimentale in modalità *free-cooling totale*. Oltre ai banchi di bassa (BT) e di media (MT) temperatura, vengono rappresentati i chiller di bassa (Chiller BT) e di media (Chiller MT) temperatura, le *energy valve* (EV), le pompe di circolazione dell’acqua e il dry-cooler.

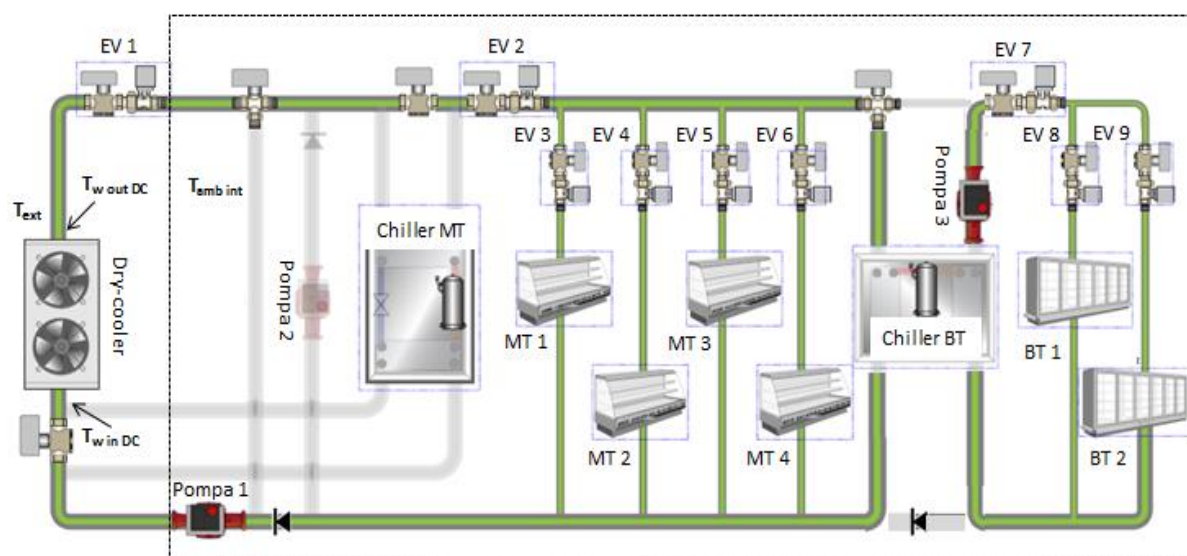


Fig. 5.2 – Layout dell’impianto WLSC sperimentale in modalità *free-cooling parziale*. Oltre ai banchi di bassa (BT) e di media (MT) temperatura, vengono rappresentati i chiller di bassa (Chiller BT) e di media (Chiller MT) temperatura, le *energy valve* (EV), le pompe di circolazione dell’acqua e il dry-cooler.

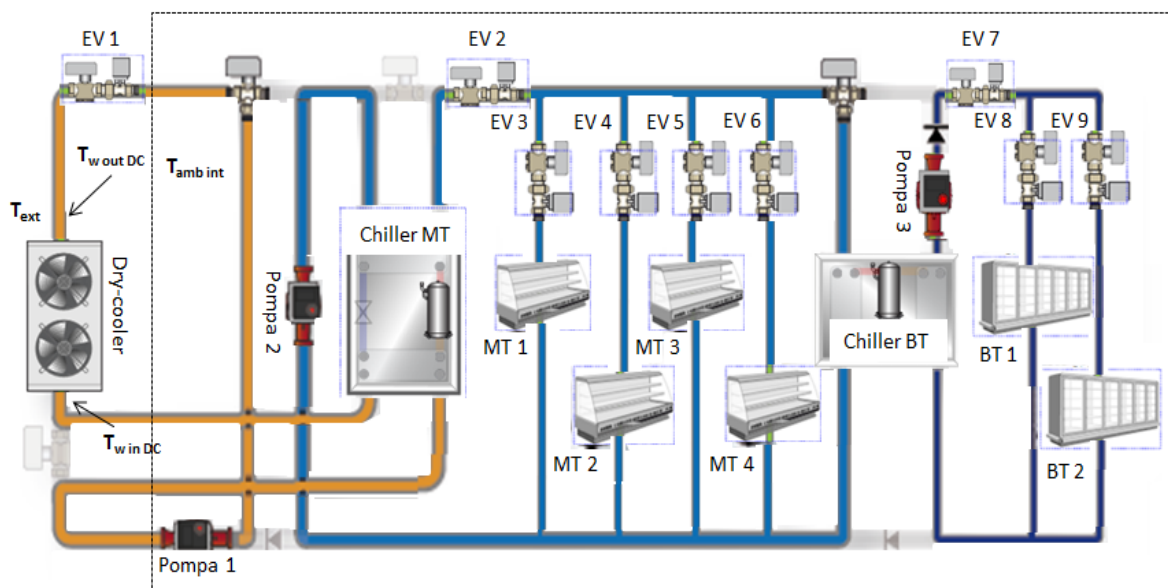


Fig. 5.3 – Layout dell’impianto WLSC sperimentale nella modalità con entrambi i chiller attivati. Oltre ai banchi di bassa (BT) e di media (MT) temperatura, vengono rappresentati i chiller di bassa (Chiller BT) e di media (Chiller MT) temperatura, le *energy valve* (EV), le pompe di circolazione dell’acqua e il dry-cooler.

Il passaggio da una modalità di funzionamento all’altra viene gestito tramite un controllore di sistema (pCO sistema), mentre il monitoraggio dell’impianto viene effettuato tramite il sistema di supervisione Plant Visor Pro, sviluppato internamente all’azienda. pCO sistema e Plant Visor Pro, oltre al controllo e al monitoraggio dei singoli banchi frigoriferi, dei chiller e del dry-cooler, consentono la gestione delle pompe di circolazione e delle valvole a due e a tre vie.

Nelle Tabelle 5.1 e 5.2 vengono riportati alcuni dati relativi ai banchi di media e di bassa temperatura. Per ulteriori informazioni sui chiller di bassa e di media temperatura si faccia riferimento ai dati in Tabella 5.3.

Per monitorare le prestazioni energetiche di ogni unità, ciascun banco frigorifero e ciascun chiller è stato equipaggiato con sonde di temperatura, trasduttori di pressione e trasduttori di potenza elettrica (Tabella 5.4).

In Tabella 5.5 vengono riportati alcuni dati riguardanti il dry-cooler.

Le tre pompe di circolazione dell’impianto (Tabella 5.6) sono tutte a velocità variabile, regolate per mantenere un differenziale di pressione costante (tra i capi di ciascuna pompa).

Tabella 5.1 – Dati relativi ai banchi di media temperatura dell’impianto sperimentale WLSC.

	MT1	MT2	MT3	MT4
Tipo	Open, Vertical, Multi-Deck, Self contained	Open, Vertical, Multi-Deck, Self contained	Open, Vertical, Multi-Deck, Self contained	Open, Vertical, Multi-Deck, Self contained
Lunghezza (m)	1.9	1.9	2.5	2.5
Altezza (m)	1.6	1.6	1.6	1.5
Superficie aperta (m ²)	3.0	3.0	4.0	3.8
Refrigerante	R410A	R410A	R410A	R410A
Compressore	<i>Rotary</i>	<i>Rotary</i>	<i>Rotary</i>	<i>Rotary</i>
	Toshiba DA220	Toshiba DA220	Toshiba DA220	Toshiba DA220
	Motore BLDC	Motore BLDC	Motore BLDC	Motore BLDC
	Volume interno 22.1 cm ³	Volume interno 22.1 cm ³	Volume interno 22.1 cm ³	Volume interno 22.1 cm ³
	Potenza frigorifera nominale 6.5 kW *	Potenza frigorifera nominale 6.5 kW *	Potenza frigorifera nominale 6.5 kW *	Potenza frigorifera nominale 6.5 kW *
Evaporatore	-	-	-	-
Condensatore	Piastre - Controcorrente	Piastre - Controcorrente	Piastre - Controcorrente	Piastre - Controcorrente
	30 Piastre	30 Piastre	30 Piastre	30 Piastre
	Superficie piastra 0.04 m ²	Superficie piastra 0.04 m ²	Superficie piastra 0.04 m ²	Superficie piastra 0.04 m ²
Inverter	Power + (Carel)	Power + (Carel)	Power + (Carel)	Power + (Carel)
Valvola di laminazione	Elettronica	Elettronica	Elettronica	Elettronica
	E2V11 Carel	E2V11 Carel	E2V11 Carel	E2V11 Carel
	Kv = 0.042 m ³ h ⁻¹	Kv = 0.042 m ³ h ⁻¹	Kv = 0.042 m ³ h ⁻¹	Kv = 0.042 m ³ h ⁻¹
Carico frigorifero nominale (kW)	3.5	3.5	4.6	4.4
* Te = -6 °C, Tc = 40 °C, SH = 8 °C, SC = 5 °C				

Tabella 5.2 – Dati relativi ai banchi di bassa temperatura dell’impianto sperimentale WLSC.

Banchi BT1 e BT2	
Tipo	Glass Door, Vertical, Multi-Deck, Self contained
Lunghezza (m)	2.3
Altezza (m)	2.1
Superficie aperta (m ²)	4.8
Refrigerante	R410A
Compressore	<i>Rotary</i>
	Toshiba DA130
	Motore BLDC
	Volume interno 13.1 cm ³
	Potenza Frigorifera Nominale 2.6 kW *
Evaporatore	-
Condensatore	Piastre - Controcorrente
	24 Piastre
	Superficie piastra 0.04 m ²
Inverter	Power + (Carel)
Valvola di laminazione	Elettronica
	E2V11 Carel
	Kv = 0.042 m ³ h ⁻¹
Carico frigorifero nominale (kW)	0.9 kW
* Te = -20 °C, Tc = 12 °C, SH = 8 °C, SC = 5 °C	

Tabella 5.3 – Dati relativi ai chiller di media e di bassa temperatura dell’impianto sperimentale WLSC.

	Chiller MT	Chiller BT
Tipo	Acqua-Acqua	Acqua-Acqua
Evaporatore	Piastre	Piastre
Condensatore	Piastre	Piastre
Compressore	Siam ANB66F-3MT	Siam SNB172FE-KMT
	<i>Scroll</i>	<i>Twin Rotary</i>
	Motore BLDC	Motore BLDC
	Volume interno 66 cm ³	Volume interno 17.2 cm ³
	Potenza frigorifera nominale 23.2 kW*	Potenza frigorifera nominale 9.5 kW**
* Te = 5 °C, Tc = 50 °C, SH = 10 °C, SC = 9 °C; **Te = 0 °C, Tc = 50 °C, SH = 10 °C, SC = 9 °C		


Tabella 5.4 – Dati relativi alle sonde di temperatura, ai trasduttori di pressione e ai trasduttori di potenza elettrica utilizzati per l’acquisizione dei dati di ciascun banco e di ciascun chiller.

SONDA DI TEMPERATURA EVAPORATORE	NTC060HF00 (Carel) / Sonda passiva NTC
	Precisione ± 0.5 °C
TRASDUTTORE DI PRESSIONE EVAPORATORE	SPKT0043R0 (Carel) / Trasduttore piezoresistivo
	Precisione ± 1.2 %
SONDA DI TEMPERATURA CONDENSATORE	NTC060HF00 (Carel) / Sonda passiva NTC
	Precisione ± 0.5 °C
TRASDUTTORE DI PRESSIONE CONDENSATORE	SPKT00B6R0 (Carel) / Trasduttore piezoresistivo
	Precisione ± 1.2 %
SONDE DI TEMPERATURA INGRESSO E USCITA ACQUA	TSM1500B30 (Carel) / Sonda passiva PT1000
	Precisione ± 0.3 °C (Carel)
TRASDUTTORI DI POTENZA ELETTRICA	CPT-DIN-AV53HS1_BX (Gavazzi)
	Precisione ± 0.5 %

Tabella 5.5 – Dati relativi al dry-cooler dell’impianto sperimentale WLSC.

Portata aria nominale (m ³ /h)	26540
Portata acqua nominale (m ³ /h)	10.4
Temperatura di progetto aria ingresso (°C)	40
Temperatura di progetto acqua ingresso (°C)	50
Superficie di scambio termico totale (m ²)	211
Spaziatura alette (mm)	2.1
Potenza elettrica ventilatore (kW)	2.6
Potenza termica di progetto (kW)	60

Tabella 5.6 – Modelli dei circolatori dell’impianto sperimentale WLSC.

Pompa 1	Wilo Stratos 40/ 1-8	
Pompa 2	Wilo Stratos 30/ 1-6	
Pompa 3	Wilo Stratos 50/ 1-12	

Su ciascun ramo del circuito idronico è possibile mantenere una portata d’acqua costante grazie all’utilizzo di 9 *energy-valve* (EV) di tipo *pressure independent*, in grado cioè di effettuare un bilanciamento dinamico del circuito. Una valvola *pressure independent* è, in sostanza, uno stabilizzatore automatico la cui funzione è quella di mantenere costante (ad un valore desiderato) la portata massica al variare (entro certi limiti operativi) della pressione differenziale ai capi della valvola stessa. Le *energy-valve* utilizzate consentono inoltre di misurare la portata massica dell’acqua (precisione $\pm 2\%$).

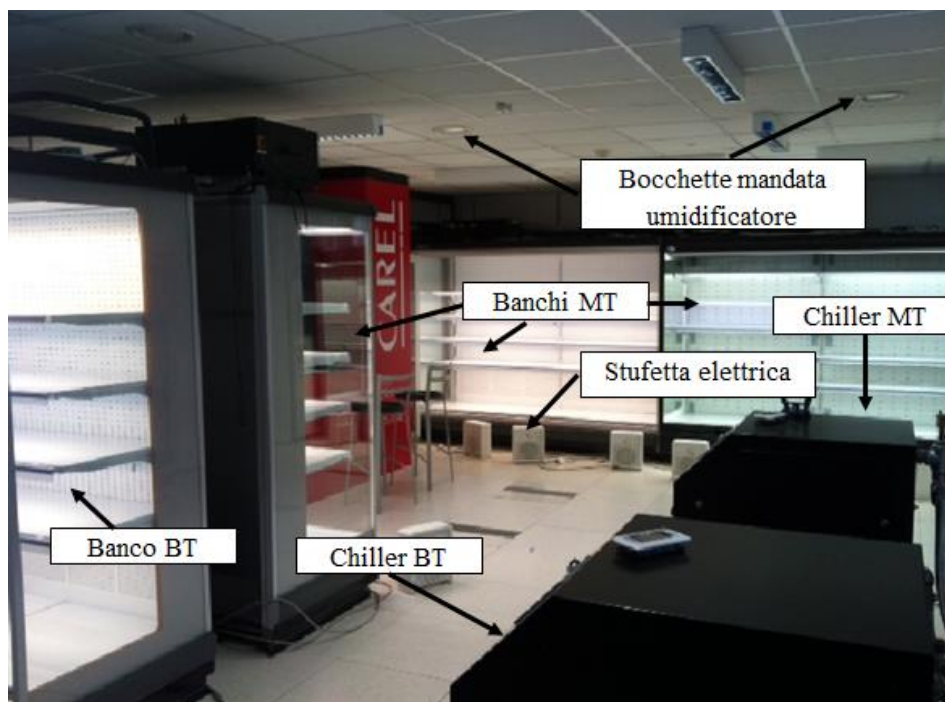


Fig. 5.4 – Foto dell'ambiente interno dell'impianto WLSC sperimentale.

Per poter stimare la potenza termica dissipata dal dry-cooler, ai capi dello stesso sono state inserite due sonde di temperatura PT1000 di classe A (precisione ± 0.19 °C).

Infine, per poter condurre i test in condizioni stazionarie, ed in particolare per poter mantenere costante la temperatura dell'ambiente interno, si sono utilizzate 10 stufette elettriche (2 kW ciascuna) regolate tramite un *duty-cycle* impostabile manualmente. Per il controllo dell'umidità relativa si è invece utilizzato un umidificatore isotermico con ugelli di distribuzione del vapore posti sul condotto di mandata dell'aria ambiente.

5.3 PROTOCOLLO DI TEST

5.3.1 DUE MODALITA' DI FUNZIONAMENTO DELL'IMPIANTO MESSE A CONFRONTO

Come anticipato nel paragrafo 5.1, l'obiettivo di questa campagna di test è stato quello di capire se, nell'impianto sperimentale considerato, esista una temperatura dell'aria esterna oltre la quale l'attivazione del chiller MT è energeticamente conveniente rispetto al funzionamento in *free-cooling parziale* dell'impianto.

Il problema non si pone, invece, per la regolazione del chiller BT, chiller che, in presenza di elevate temperature esterne (superiori a 25 °C), deve essere sempre attivo. In tali condizioni, infatti, il funzionamento del chiller BT è fondamentale, non tanto per una questione di ottimizzazione energetica, ma per un motivo funzionale. Se si utilizzasse la modalità *free-*

cooling totale (Figura 5.1) in presenza di elevate temperature esterne, i banchi BT si troverebbero a lavorare con dei rapporti di compressione elevati (8-9) e quindi con potenze frigorifere molto ridotte. Questo costringerebbe il progettista a scegliere dei compressori di taglia più elevata, scelta piuttosto rischiosa in quanto, nel periodo invernale, in presenza di bassi carichi frigoriferi e di basse temperature di condensazione, i compressori si troverebbero (probabilmente) costretti ad operare in *on-off*, con tutte le inefficienze che caratterizzano questo tipo di regolazione.

Per questo motivo si è scelto di non effettuare alcun test in modalità *free cooling totale* e di confrontare solamente la modalità *free cooling parziale* (Figura 5.2) con la modalità che prevede di mantenere entrambi i chiller attivi (Figura 5.3).

5.3.2 PROTOCOLLO DI TEST PER IL CONFRONTO DELLE PRESTAZIONI ENERGETICHE DELLE DUE MODALITA' DI FUNZIONAMENTO

Per stabilire se esista o meno (per l'impianto WLSC considerato) una temperatura esterna oltre la quale risulta energeticamente conveniente l'attivazione del chiller MT, rispetto al funzionamento in *free cooling parziale* dell'impianto, si è reso necessario ricostruire i profili del consumo elettrico globale del sistema nelle due modalità al variare della temperatura esterna.

Idealmente, quindi, si sarebbero dovuti confrontare i valori delle potenze elettriche istantanee dell'impianto nelle due modalità di funzionamento, per un range di valori di temperatura esterna compreso tra i 25 °C e i 35 °C. Ovviamente un simile test non sarebbe stato possibile, sia a causa dell'inaffidabilità di una misura istantanea in un impianto così complesso, sia per l'impossibilità di effettuare i test contemporaneamente con le due modalità di funzionamento previste.

Il protocollo di test utilizzato (presentato in questo paragrafo) ha avuto quindi i seguenti scopi:

- 1) Consentire di mantenere l'impianto in condizioni il più possibile stazionarie per un adeguato intervallo di tempo, in modo tale da poter considerare come potenza elettrica assorbita dall'impianto, per una determinata temperatura esterna, la potenza elettrica media misurata in tale intervallo;
- 2) Consentire di effettuare dei test, nelle due modalità di funzionamento, che fossero tra di loro confrontabili dal punto di vista della potenza elettrica totale assorbita, cioè a parità di condizioni operative;
- 3) Consentire di condurre dei test che fossero replicabili nel tempo e non dipendenti dalle condizioni climatiche esterne.

Il primo passo è stato quello di mantenere sotto controllo il carico frigorifero dei banchi, cercando di renderlo il più possibile stabile durante l'intera durata di ciascun test (30 minuti).

A questo scopo, come anticipato nel paragrafo 5.2, si sono utilizzate 10 stufette elettriche con potenza 2 kW ciascuna, regolate tramite un *duty-cycle* impostabile. In questo modo si è riusciti a mantenere, per l'intera durata di ciascun test, la temperatura (media della temperatura misura in tre punti) all'interno del supermercato entro un range di ± 0.2 °C rispetto al valore di set-point desiderato, con un valore medio temporale sempre inferiore alla precisione delle sonde di temperatura posizionate nell'ambiente (± 0.19 °C).

Per simulare il comportamento di un supermercato reale, nel quale la temperatura dell'aria nell'area di vendita non è generalmente costante all'aumentare della temperatura esterna, ma aumenta con essa (Walker e Foster, 1992, Howell e Rosario, 2001), si deciso di utilizzare un set-point di temperatura nell'ambiente interno al supermercato ($T_{amb\ int}$) variabile in funzione della temperatura esterna considerata (Tabella 5.7).

In tutti i test si è mantenuta al 40% l'umidità relativa interna all'ambiente. Tale valore è stato scelto basandosi sullo studio di Orphein *et al.* (1999), nel quale viene dimostrato che non è energeticamente conveniente mantenere l'umidità relativa a valori inferiori.

Tabella 5.7 – Set-point di temperatura dell'ambiente interno al supermercato ($T_{amb\ int}$) utilizzato nei test in funzione della temperatura esterna considerata (T_{ext}).

T_{ext} (°C)	25.0	26.0	27.0	28.0	29.0	30.0	31.0	32.0	33.0	34.0	35.0
$T_{amb\ int}$ (°C)	23.2	23.4	23.5	23.7	23.8	24.0	24.1	24.3	24.4	24.6	24.8

Essendo il dry-cooler collocato all'esterno dell'edificio, ben più complesso (rispetto al controllo delle condizioni termoigrometriche dell'ambiente interno) è stato il problema di rendere i test indipendenti dalle condizioni climatiche esterne.

Si pensi, in particolare, alla necessità di mantenere l'impianto in condizioni stazionarie per l'intera durata di ciascun test (30 minuti), simulando le condizioni operative che si sarebbero ottenute con una temperatura esterna costante (ad esempio 35 °C), in presenza, in realtà, di una temperatura esterna variabile.

A tale scopo è stato ideato l'algoritmo proposto in Figura 5.5 che, applicato a monte di ciascun test, consente di stimare la temperatura dell'acqua in uscita dal dry-cooler che si sarebbe ottenuta con la temperatura esterna desiderata. L'ipotesi di fondo dell'algoritmo è che, in presenza di elevate temperature esterne (superiori a 20 °C, tipica temperatura di set-point dell'anello di media temperatura), l'efficienza del dry-cooler (dell'impianto analizzato) sia costante. Quest'ipotesi può essere considerata realistica in quanto:

- In tutti i test la portata massica dell'acqua in ingresso al dry-cooler viene mantenuta costante (120 l/min) grazie all'utilizzo di *energy-valve* di tipo *pressure independent*;

- In un impianto come quello considerato, in presenza di elevate temperature esterne, la regolazione del ventilatore del dry-cooler forzerebbe il motore alla massima velocità, al fine di minimizzare la temperatura dell'acqua in ingresso ai banchi. In queste condizioni, quindi, la portata volumetrica dell'aria elaborata dal dry-cooler è sempre quella nominale (circa 26540 m³/h).

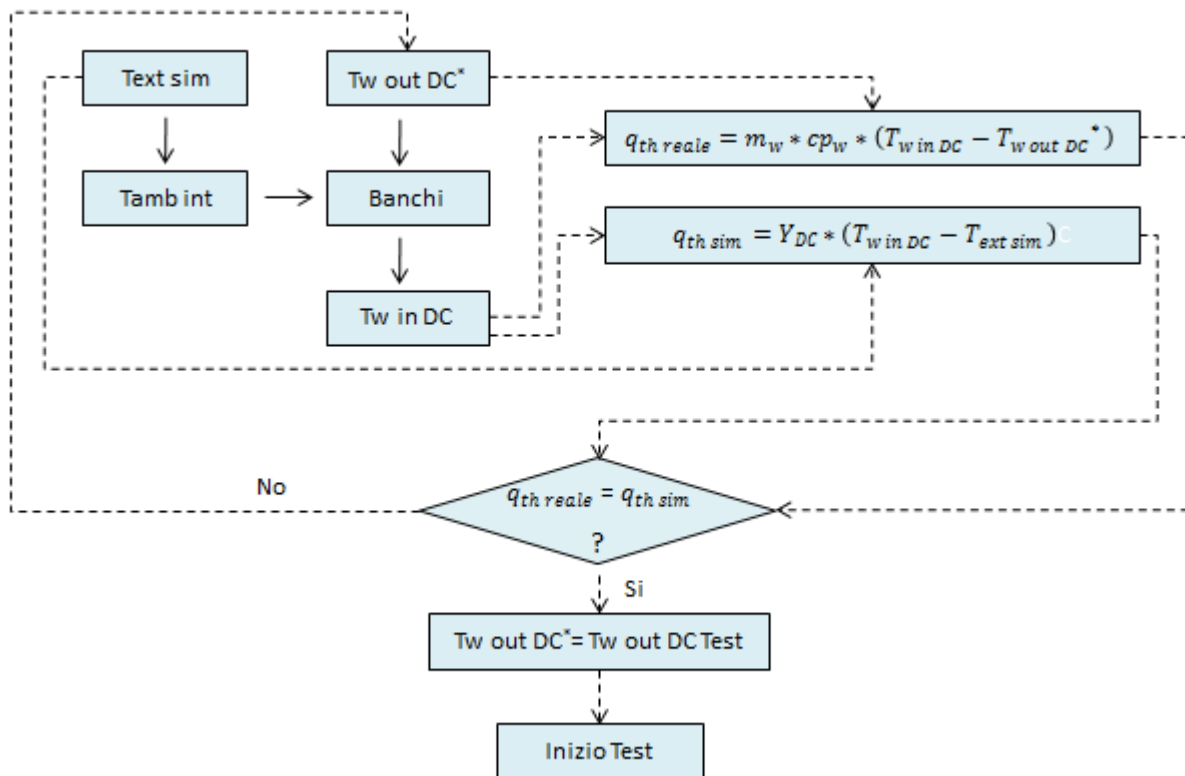


Fig. 5.5 – Algoritmo utilizzato a monte di ogni test per determinare la temperatura dell'acqua in uscita al *dry-cooler* che si sarebbe ottenuta con la temperatura esterna (costante) desiderata.

In tali condizioni è quindi lecito attendersi che anche il prodotto $\varepsilon_{DC} * C_{min DC}$ (con ε_{DC} e $C_{min DC}$ rispettivamente efficienza e capacità termica di flusso minima riferita al dry-cooler, in Fig.5.5 indicato con Y_{DC}) sia in un ristretto intorno di valori rispetto al valore medio.

Per verificare quest'ipotesi si è innanzitutto considerata l'Eq. 5.1:

$$Y_{DC} = \varepsilon_{DC} * C_{min DC} = \frac{\dot{m}_w * c_p * (T_w in DC - T_w out DC)}{(T_w in DC - T_{ext})} \quad \text{Eq. 5.1}$$

Dove \dot{m}_w è la portata massica dell'acqua nell'anello del dry-cooler, c_p è il calore specifico dell'acqua, $T_{w\ in\ DC}$ e $T_{w\ out\ DC}$ sono le temperature dell'acqua in ingresso e in uscita dal dry-cooler e T_{ext} è la temperatura esterna (aria in ingresso al dry-cooler).

Si è poi proceduto acquisendo per 7 giorni (10/09/2014-16/09/2014), con un time-step di 1 minuto, le grandezze \dot{m}_w , $T_{w\ in\ DC}$, $T_{w\ out\ DC}$ e T_{ext} , in modo tale da poter calcolare i valori assunti da Y_{DC} nel periodo considerato.

Si consideri, ad esempio, la Figura 5.6, nella quale vengono riportati i valori istantanei della temperatura esterna e i valori istantanei assunti da Y_{DC} nel giorno 10/09/2014. E' evidente come, trascurando le inevitabili pendolazioni dovute all'instabilità del sistema e all'incertezza nel calcolo di Y_{DC} (incertezza 13.9%, stimata applicando la teoria della propagazione degli errori), l'ipotesi secondo la quale, per elevate temperature esterne, Y_{DC} può essere considerata costante è stata verificata.

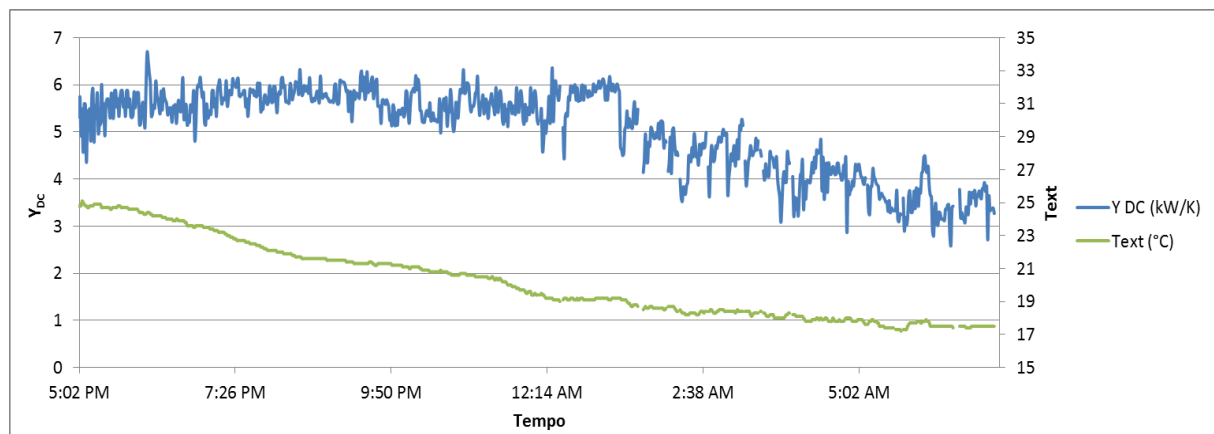


Fig. 5.6 – Valori istantanei della temperatura dell'aria esterna (T_{ext}) e di Y_{DC} in una sera/notte del giorno 10/09/2014.

Si noti in particolare come, essendo il dry-cooler regolato da un controllo *PID* con set-point di temperatura dell'acqua in uscita pari a 20 °C, per temperature esterne superiori a 20 °C Y_{DC} si assesti in un range di valori compreso tra 5.0 e 6.0 kW K⁻¹, indipendentemente dalla temperatura dell'aria esterna. Ciò è dovuto al fatto che, per temperature esterne superiori a 20 °C, il ventilatore gira sempre alla massima velocità, erogando la portata volumetrica d'aria nominale.

Quando, durante la sera e la notte, la temperatura esterna scende al di sotto i 20 °C, il ventilatore del dry-cooler entra in modulazione e il valore di Y_{DC} inizia a decrescere, assumendo un valore tanto più piccolo quanto minore è la velocità di rotazione del ventilatore. Questo è dovuto al fatto che, al diminuire della portata volumetrica dell'aria erogata dal ventilatore, diminuisce $C_{min\ DC}$ (con il ventilatore in modulazione la capacità termica di flusso minima risulta essere quella lato aria).

Sulla scorta di queste considerazioni si può concludere che, per temperature esterne superiori a 20 °C, Y_{DC} è una caratteristica del dry-cooler che può essere considerata indipendente dalla temperatura esterna.

Si è quindi proceduto calcolando il valore medio di Y_{DC} nel periodo 10/09/2014-16/09/2014, escludendo dal calcolo della media i valori in corrispondenza di temperature esterne inferiori a 20 °C. Il valore medio di Y_{DC} ottenuto è 5.83 kW K⁻¹ (deviazione standard 0.36 kW K⁻¹).

Si torni ora a considerare l'algoritmo presentato in Figura 5.5. Si supponga di voler stimare la potenza elettrica totale assorbita dall'impianto con una temperatura esterna $T_{ext\ sim}$. Per farlo è necessario stabilire quale sarebbe, in quella condizione, la temperatura dell'acqua in uscita dal dry-cooler:

- Si inizia impostando un set-point di temperatura dell'ambiente interno al supermercato pari al valore letto in Tabella 5.7. In questo modo il carico frigorifero dei banchi è stato fissato;
- Si ipotizza un valore di tentativo della temperatura dell'acqua in uscita al dry-cooler ($T_{w\ out\ DC}^*$) e si assegna quel valore al set-point dell'acqua in uscita dallo stesso (regolato con controllo *PID*). In questo modo il controllore *PID* regola la velocità di rotazione del ventilatore per mantenere la temperatura dell'acqua in uscita al valore $T_{w\ out\ DC}^*$;
- A questo punto, con il sistema in condizione stazionaria, misurando la temperatura dell'acqua in ingresso al dry-cooler ($T_{w\ in\ DC}$), è possibile calcolare sia la potenza termica reale dissipata dallo stesso ($q_{th\ reale}$), sia la potenza $q_{th\ sim}$ che si sarebbe scambiata nel caso in cui la temperatura esterna fosse stata $T_{ext\ sim}$ e il ventilatore avesse operato alla massima velocità di rotazione. Se le due potenze termiche ($q_{th\ reale}$, $q_{th\ sim}$) coincidono (a meno di una tolleranza fissata pari a 6.6%) la temperatura $T_{w\ out\ DC}^*$ di tentativo è quella corretta. Altrimenti si procede con un nuovo valore $T_{w\ out\ DC}^*$ di tentativo.

Per assicurare una sufficiente stabilità al sistema si è preferito non affidarsi a delle misurazioni istantanee, ma a dei test della durata di 15 minuti. In Figura 5.7 viene proposto un esempio di utilizzo reale dell'algoritmo per la stima della temperatura $T_{w\ out\ DC}^*$ nel caso di funzionamento in *free-cooling parziale* con una temperatura esterna simulata di 35 °C.

Si noti in particolare come la stima di $T_{w\ out\ DC}$ sia stata ritenuta sufficiente solamente in corrispondenza di un $\Delta q_{th}\%$ (differenza percentuale tra le potenze termiche $q_{th\ reale}$ e $q_{th\ sim}$) inferiore all'incertezza nella misura della potenza termica reale dissipata (6.6%).

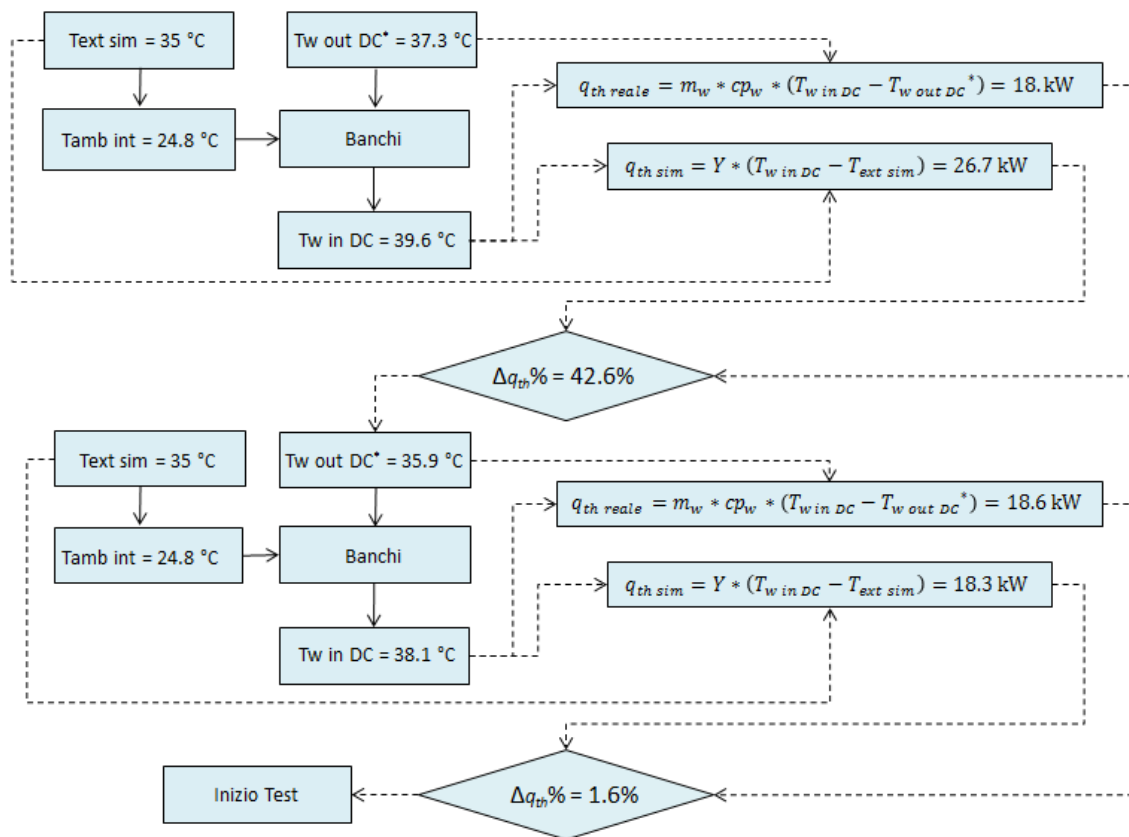


Fig. 5.7 – Algoritmo utilizzato a monte di ogni test per determinare la temperatura dell’acqua in uscita al dry-cooler che si sarebbe ottenuta con la temperatura esterna (costante) desiderata.

Questo processo iterativo per la stima della temperatura $T_{w\ out\ DC}$ è stato condotto prima dell’inizio di ciascun test.

Infine, per ridurre la dipendenza delle prestazioni dei banchi dallo spessore di brina sulla superficie degli evaporatori, si è deciso di sbrinare contemporaneamente tutti i banchi prima dell’inizio di ogni test e di iniziare ciascuna prova solamente nel momento in cui tutti i banchi avessero raggiunto una condizione operativa (frequenza di rotazione del compressore, pressione di evaporazione, pressione di condensazione e surriscaldamento) stabile.

5.4 RISULTATI DEI TEST E ANALISI

Seguendo il protocollo di test presentato nel paragrafo 5.3 si sono effettuate sei prove della durata di 30 minuti ciascuna. In particolare si sono considerate tre diverse temperature esterne (25 °C, 30 °C e 35 °C) e per ciascuna temperatura è stata utilizzata sia la modalità *free-cooling parziale* sia la modalità con chiller MT attivato.

I risultati ottenuti vengono riportati nelle Tabelle 5.8, 5.9 e 5.10.

Tabella 5.8 – Risultati dei test: banchi di bassa (BT) e di media (MT) temperatura. T_e è la temperatura di evaporazione, T_c è la temperatura i condensazione, F_r è la frequenza di rotazione del compressore, SH è il surriscaldamento, P_{fr} è la potenza frigorifera erogata e P_{el} è la potenza elettrica assorbita.

T_{ext} (°C)	Modalità	Banco	T_w in cond (°C)	T_e (°C)	T_c (°C)	F_r (rps)	SH (°C)	P_{fr} (kW)	P_{el} (kW)	EER
25.0	Free-cooling parziale	BT 1	8.10	-28.3	12.3	40.1	5.6	1.0	0.8	1.3
		BT 2	8.49	-28.4	11.7	42.7	6.0	1.1	0.8	1.3
		MT 1	25.8	-8.1	30.1	33.6	10.0	2.7	0.9	3.0
		MT 2	25.8	-5.8	31.2	36.6	10.0	3.2	1.0	3.3
		MT 3	25.8	-1.7	31.6	28.4	10.1	2.8	0.9	3.3
		MT 4	25.8	-2.5	29.6	29.6	10.0	3.6	1.1	3.2
	Chiller MT attivo	BT 1	7.8	-28.4	12.1	40.2	5.8	1.0	0.8	1.2
		BT 2	8.2	-28.4	11.5	43.6	5.8	1.1	0.9	1.2
		MT 1	20.0	-7.8	23.8	29.6	10.0	2.5	0.7	3.5
		MT 2	20.0	-5.9	25.6	38.4	10.1	3.6	0.9	4.0
		MT 3	20.0	-2.1	26.3	26.3	10.5	2.7	0.7	3.8
		MT 4	20.0	-2.4	23.8	33.6	10.5	3.6	1.0	3.7
30.0	Free-cooling parziale	BT 1	8.2	-28.3	12.5	40.4	5.7	1.0	0.6	1.6
		BT 2	8.6	-28.4	11.8	42.7	5.8	1.0	0.7	1.5
		MT 1	31.0	-8.5	35.5	38.2	10.0	2.8	1.1	2.6
		MT 2	31.0	-6.0	36.5	40.1	10.1	3.3	1.2	2.8
		MT 3	31.0	-1.6	36.7	31.4	10.1	2.9	1.0	2.8
		MT 4	31.0	-2.5	34.7	38.7	10.1	3.6	1.3	2.8
	Chiller MT attivo	BT 1	7.9	-28.4	12.1	40.2	6.0	1.0	0.8	1.2
		BT 2	8.2	-28.4	11.5	43.2	6.1	1.1	0.9	1.2
		MT 1	20.1	-8.2	24.0	30.6	10.0	2.6	0.8	3.5
		MT 2	20.4	-6.3	25.8	39.1	10.0	3.6	0.9	3.9
		MT 3	20.4	-2.0	25.5	26.6	10.5	2.8	0.7	3.8
		MT 4	20.1	-2.5	24.0	34.5	10.5	3.7	1.0	3.8
35.0	Free-cooling parziale	BT 1	8.3	-28.4	12.6	41.1	5.7	1.0	0.8	1.3
		BT 2	8.7	-28.4	12.0	43.6	6.6	1.1	0.8	1.3
		MT 1	36.4	-9.1	41.0	44.0	10.0	2.9	1.4	2.2
		MT 2	36.6	-6.9	42.0	46.5	9.9	3.4	1.5	2.3
		MT 3	0.0	-1.8	41.9	35.7	10.0	3.1	1.3	2.5
		MT 4	36.1	-2.6	40.3	45.6	9.9	4.0	1.6	2.4
	Chiller MT attivo	BT 1	7.9	-28.4	12.2	40.6	5.7	1.0	0.8	1.3
		BT 2	8.3	-28.4	11.6	43.3	7.1	1.1	0.8	1.4
		MT 1	20.1	-8.6	24.2	32.7	9.9	2.7	0.8	3.4
		MT 2	20.4	-6.6	25.9	40.2	9.9	3.7	1.0	3.8
		MT 3	20.4	-1.8	25.9	27.7	10.0	2.9	0.7	3.9
		MT 4	20.1	-2.6	24.3	35.8	10.0	3.8	1.0	3.8

Tabella 5.9 – Risultati dei test: Chiller BT. T_{ext} è la temperatura dell'aria esterna, $T_{w\ in\ cond}$ e $T_{w\ out\ evap}$ sono rispettivamente le temperature dell'acqua in ingresso al condensatore e in uscita dall'evaporatore, T_e è la temperatura di evaporazione, T_c è la temperatura di condensazione, F_r è la frequenza di rotazione del compressore, SH è il surriscaldamento, P_{fr} è la potenza frigorifera erogata e P_{el} è la potenza elettrica assorbita.

Modalità	T_{ext} (°C)	$T_{w\ in\ cond}$ (°C)	$T_{w\ out\ evap}$ (°C)	T_e (°C)	T_c (°C)	F_r (rps)	SH (°C)	P_{fr} (kW)	P_{el} (kW)	EER
Free-cooling parziale	25.0	25.2	8.1	4.1	29.9	38.8	4.0	2.8	0.6	4.5
	30.0	30.4	8.2	4.0	35.2	45.5	4.0	2.9	0.9	3.4
	35.0	35.9	8.3	4.0	40.8	53.2	4.0	2.9	1.2	2.5
Chiller MT attivo	25.0	19.5	7.8	4.6	24.2	31.7	4.0	2.8	0.4	6.8
	30.0	19.8	7.7	4.6	24.4	32.2	3.9	2.9	0.4	7.0
	35.0	19.8	7.9	4.6	24.7	33.0	4.0	2.9	0.4	7.0

Tabella 5.10 – Risultati dei test: Chiller MT. T_{ext} è la temperatura dell'aria esterna, $T_{w\ in\ cond}$ e $T_{w\ out\ evap}$ sono rispettivamente le temperature dell'acqua in ingresso al condensatore e in uscita dall'evaporatore, T_e è la temperatura di evaporazione, T_c è la temperatura di condensazione, F_r è la frequenza di rotazione del compressore, SH è il surriscaldamento, P_{fr} è la potenza frigorifera erogata e P_{el} è la potenza elettrica assorbita.

T_{ext} (°C)	$T_{w\ in\ cond}$ (°C)	$T_{w\ out\ evap}$ (°C)	T_e (°C)	T_c (°C)	F_r (rps)	SH (°C)	P_{fr} (kW)	P_{el} (kW)	EER
25.0	26.1	20.0	7.5	31.5	59.1	15.9	17.9	2.5	7.0
30.0	19.8	11.6	11.2	36.0	57.4	10.8	18.5	2.6	7.0
35.0	35.9	20.1	16.1	41.0	56.3	7.3	19.1	2.8	6.9

Per avere una certezza sulla reale confrontabilità dei consumi elettrici dell'impianto nelle due modalità di funzionamento è stato innanzitutto necessario verificare che, a parità di temperatura esterna considerata, il carico frigorifero di ciascun banco (considerato pari alla potenza frigorifera erogata dallo stesso) fosse simile nei due test effettuati. A tal proposito si consideri la Figura 5.8, nella quale viene riportato il carico frigorifero del banco MT1 al variare della temperatura esterna, per entrambe le modalità di funzionamento testate (*free-cooling parziale* e modalità con chiller MT attivato). Risulta evidente come, grazie al controllo delle condizioni termoigrometriche dell'ambiente interno, la differenza tra i carichi frigoriferi ottenuti nei due test sia inferiore all'8% per qualunque temperatura esterna considerata (la stessa considerazione vale per i carichi frigoriferi degli altri banchi MT e BT). Si noti inoltre come il carico frigorifero del banco aumenti all'aumentare della temperatura esterna, per effetto dell'incremento della temperatura di set-point dell'ambiente interno (Tabella 5.7).

Si precisa che il carico frigorifero di ciascun banco non è stato misurato direttamente, ma è stato stimato a partire dai dati relativi alla potenza frigorifera erogata dal compressore, dati forniti dal costruttore in funzione di T_e , T_c , $speed$, SH e SC .

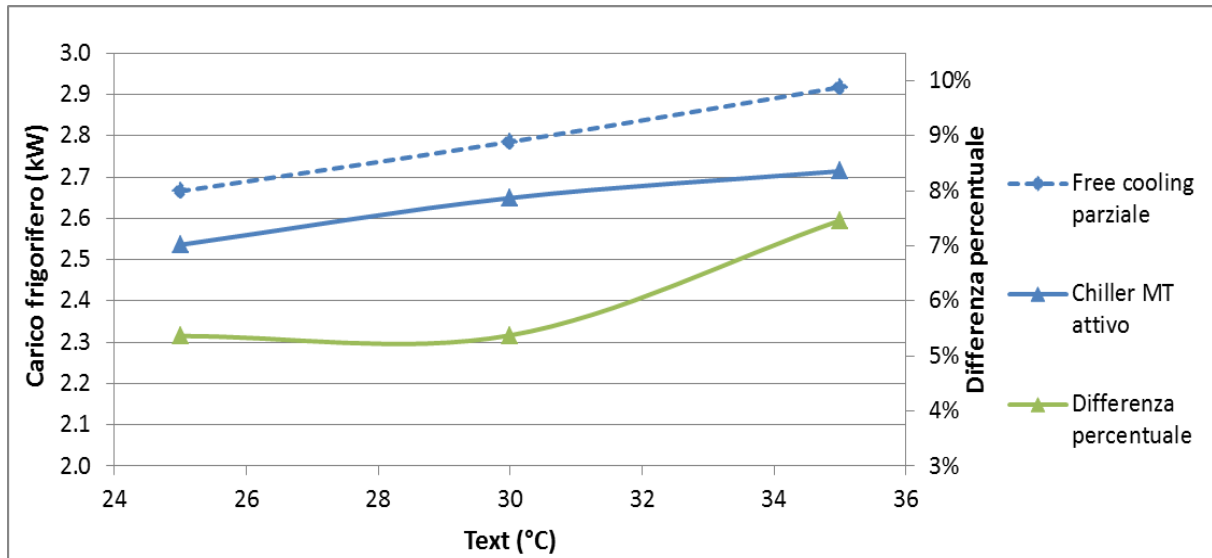


Fig. 5.8 – Carichi frigoriferi del banco MT1 nel test in modalità *free-cooling parziale* e in modalità con chiller MT attivo al variare della temperatura esterna (T_{ext}). Viene riportata anche la differenza percentuale tra i due carichi.

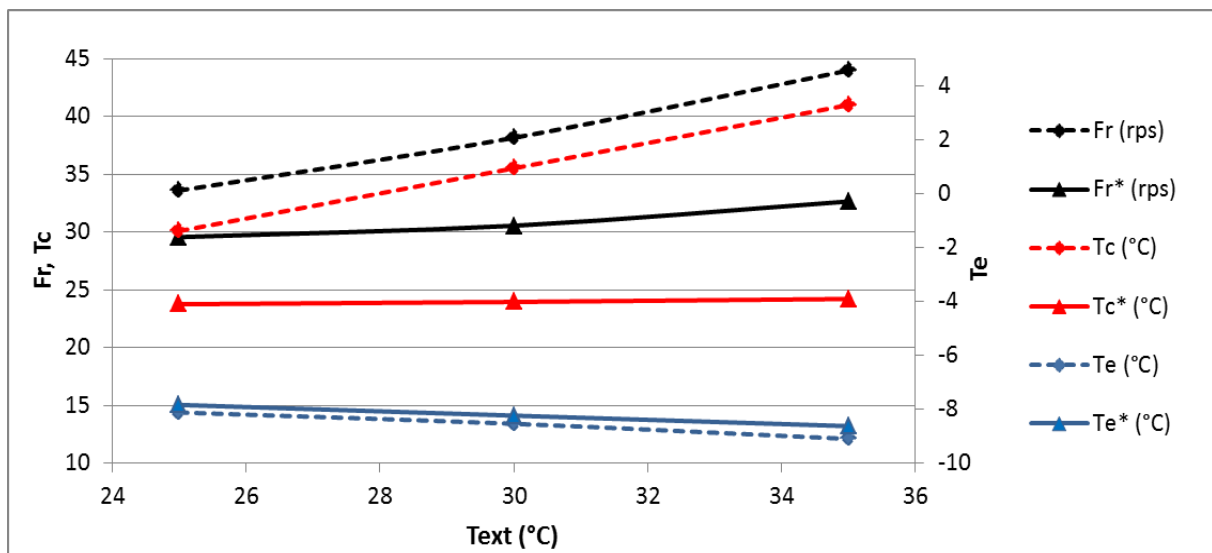


Fig. 5.9 – Frequenze di rotazione del compressore (F_r), temperatura di condensazione (T_c) e temperatura di evaporazione (T_e) del banco MT1 nel test in modalità *free-cooling parziale*. Gli stessi simboli con asterisco fanno riferimento al test in modalità chiller MT attivo.

Una volta accertata la confrontabilità dei carichi frigoriferi di tutti i banchi MT e BT, si è proceduto con l'analisi dei risultati. Viene proposta inizialmente un'analisi delle prestazioni dei banchi di media temperatura. Per facilitare la comprensione dei risultati ci si focalizza solamente sul banco MT1, ma le stesse considerazioni proposte in seguito sono valide anche per i banchi MT2, MT3 e MT4.

In Figura 5.9 si nota come, a parità di temperatura esterna, la principale differenza tra le condizioni operative del banco MT1 nelle due modalità di funzionamento dell'impianto è la diversa temperatura di condensazione. Mentre nella modalità con chiller MT attivo non vi sono apprezzabili aumenti della temperatura di condensazione all'aumentare della temperatura esterna (il leggero incremento è dovuto all'aumento del carico frigorifero e non all'innalzamento della temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore, che viene anzi mantenuta costante dal chiller modulante di media temperatura), nella modalità *free-cooling parziale* la temperatura di condensazione è fortemente dipendente da T_{ext} . In particolare, per tutte le temperature considerate, T_c risulta essere più elevata nel caso dell'impianto in modalità *free-cooling parziale*. Ne consegue che il compressore, per poter fornire la stessa potenza frigorifera che dovrebbe erogare nel caso con chiller MT attivo, deve lavorare con una frequenza di rotazione più elevata. Non si riscontrano invece apprezzabili differenze nelle temperature di evaporazione e nei surriscaldamenti (Figura 5.9 e Tabella 5.8).

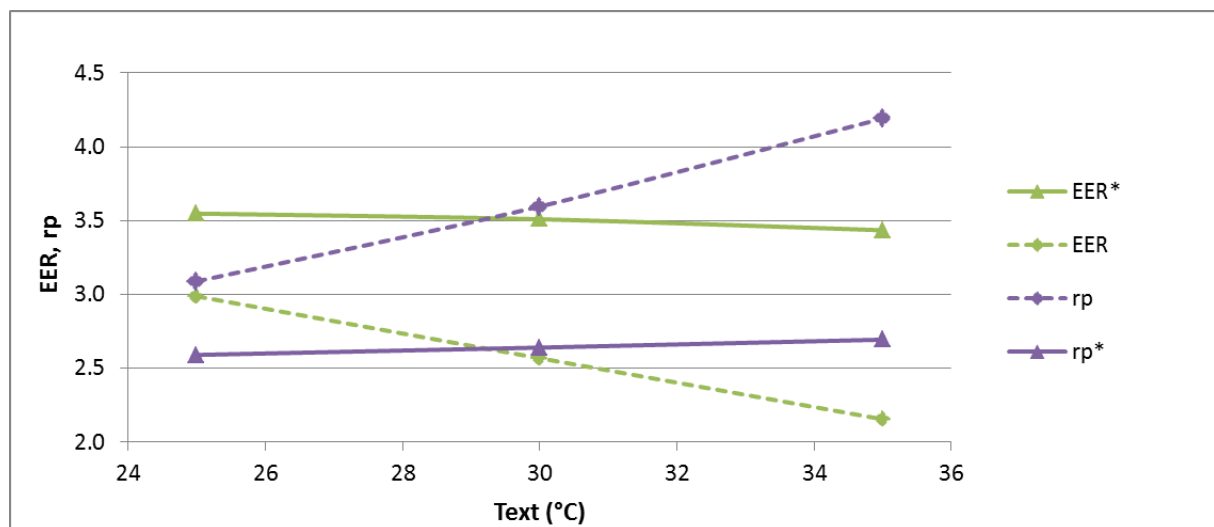


Fig. 5.10 – EER e rapporto delle pressioni (r_p) del banco MT1 nel test in modalità *free-cooling parziale*. Gli stessi simboli con asterisco fanno riferimento al test in modalità chiller MT attivo.

Proprio a causa della maggior temperatura di condensazione, e quindi a causa del maggior rapporto delle pressioni, l'EER del banco MT1 nella modalità *free-cooling parziale* è sempre inferiore all'EER dello stesso banco ottenuto con l'impianto in modalità chiller MT attivo (Figura 5.10). La differenza tra gli EER del banco MT1 nelle due modalità di funzionamento è tanto più elevata tanto maggiore è la temperatura esterna considerata.

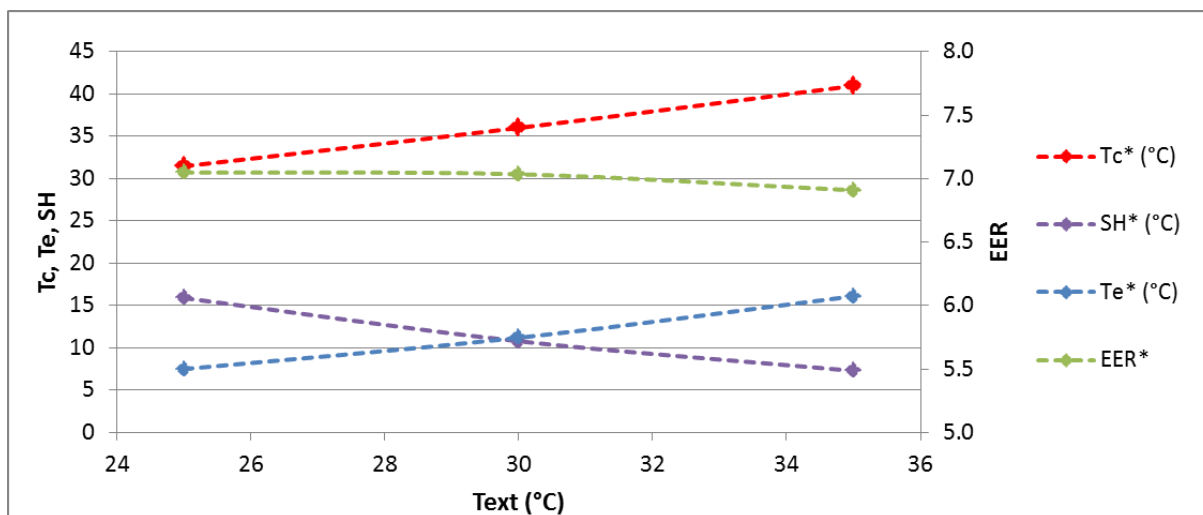


Fig. 5.11 – Temperatura di condensazione (T_c), surriscaldamento (SH), temperatura di evaporazione (T_e) ed EER del chiller MT.

Com'è immediato intuire, l'incremento degli EER dei banchi di media temperatura nella modalità con chiller MT attivo (rispetto alla modalità *free-cooling parziale*), può essere ottenuto solamente a spese del consumo elettrico del chiller di media temperatura. Vale quindi la pena analizzare come varino le condizioni operative e le prestazioni di tale chiller in funzione della temperatura esterna considerata.

Dalla Figura 5.11 appare evidente come l' EER del chiller MT, al variare della temperatura esterna, non segua il profilo che ci si sarebbe potuti aspettare. Essendo stata mantenuta costante, al variare della temperatura esterna, la temperatura di set-point dell'acqua in ingresso ai banchi di media temperatura (20 °C), ed essendo la temperatura di condensazione del chiller tanto più elevata quanto maggiore è la temperatura esterna considerata, sarebbe stato lecito aspettarsi un EER minore in corrispondenza delle T_{ext} più elevate. Stupisce quindi, da una prima analisi del grafico, il valore costante dell' EER ottenuto a fronte della cospicua variazione della temperatura di condensazione (oltre 10 °C passando da una temperatura esterna di 25 °C ad una di 35 °C).

Un indizio per capire il perché non si sia riscontrato un incremento dell' EER del chiller MT al diminuire della temperatura esterna, è dato dal profilo della temperatura di evaporazione. A tal proposito sarebbe stato lecito aspettarsi un valore pressoché costante della temperatura di evaporazione, dal momento che la temperatura dell'acqua in ingresso e in uscita all'evaporatore del chiller MT è (in prima approssimazione) costante variare di T_{ext} (Tabella 5.10). In realtà, come evidenziato in Figura 5.11, si riscontra una netta diminuzione della temperatura di evaporazione al diminuire della temperatura esterna.

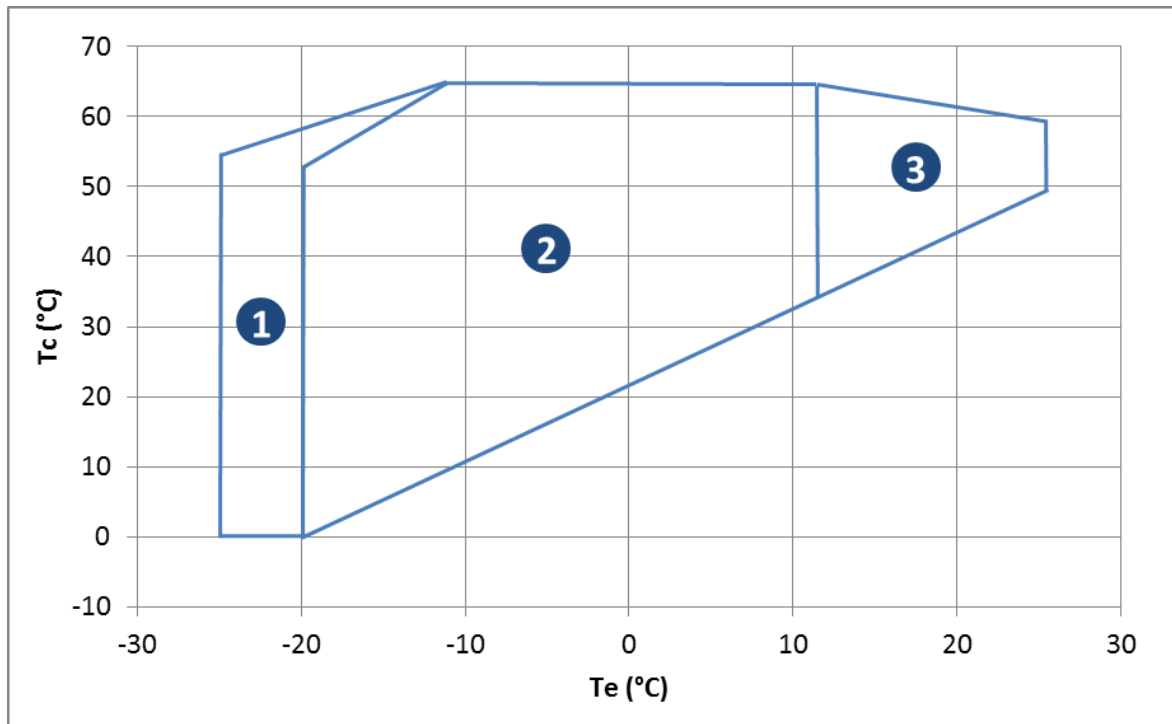


Fig. 5.12 – Involuppo del compressore *rotary* del chiller MT suggerito dal costruttore del compressore. Le temperature di condensazione (T_c) e di evaporazione (T_e) fanno riferimento al refrigerante R410A.

La causa di tale diminuzione di T_e , al diminuire di T_{ext} , è da ricercare in parte nella regolazione del chiller MT e in parte nell'involuppo suggerito dal costruttore del compressore utilizzato.

Si consideri inizialmente l'involuppo del compressore del chiller MT. Come evidenziato in Figura 5.12, l'involuppo viene suddiviso in tre zone. Per ciascuna di esse viene suggerita una frequenza massima ed una frequenza minima di rotazione del compressore. Nello specifico caso considerato il battente di pressione ai capi del compressore deve essere maggiore o uguale a 1.9, per garantire il corretto ritorno dell'olio anche alle basse frequenze di rotazione. La forma dell'involuppo dipende anche dalla temperatura di scarico, che deve essere mantenuta al di sotto di 110 °C – 120 °C, per evitare la carbonizzazione dell'olio (Nardotto, 2010).

Per garantire il corretto funzionamento del compressore, e per non ridurne eccessivamente la vita utile, è assolutamente indispensabile evitare che esso si trovi ad operare per lunghi periodi di tempo all'esterno delle tre aree.

Per questo motivo la logica di regolazione del chiller prevede che, nel caso in cui si dovesse riscontrare un funzionamento del compressore al di fuori delle tre zone di involuppo, il controllore intervenga, forzando l'unità, ed in particolare forzando il compressore e la *EEV* (*Electronic Expansion Valve*), a compiere delle azioni mirate a riportare le condizioni operative (temperature di evaporazione e di condensazione) all'interno dell'involuppo.

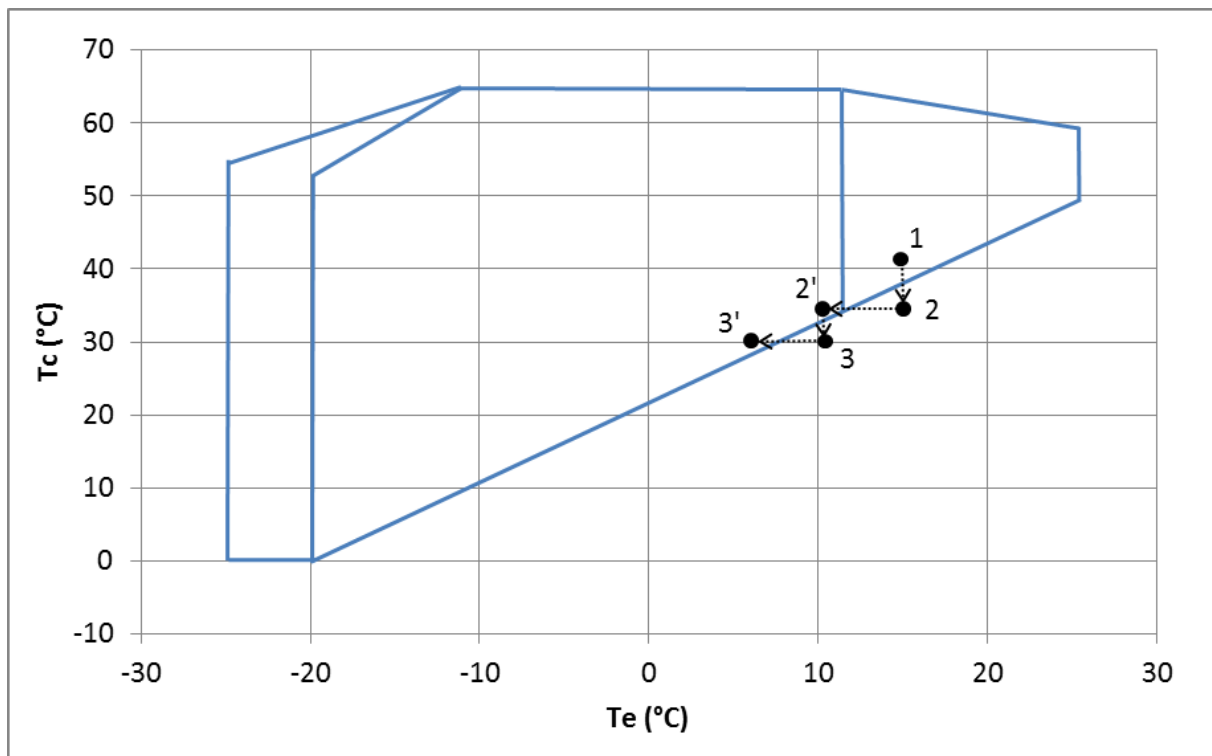


Fig. 5.13 – Involuppo del compressore *rotary* del chiller MT suggerito dal costruttore del compressore. Le temperature di condensazione (T_c) e di evaporazione (T_e) fanno riferimento al refrigerante R410A.

Ad esempio, nel test effettuato, a fronte di una temperatura esterna di 35 °C, il chiller (in condizione stazionaria) si trova a lavorare in corrispondenza del punto 1 della Figura 5.13, quindi, seppur di poco, all'interno dell'involuppo. In questa zona il controllore non forza in alcun modo l'unità, che viene regolata per erogare la potenza frigorifera necessaria (grazie al controllo della frequenza di rotazione del compressore) mantenendo il surriscaldamento al valore di set-point (tramite il controllo della posizione di apertura della valvola *EEV*).

Con una temperatura esterna di 30 °C, invece, il chiller si trova inizialmente ad operare in corrispondenza del punto 2 (Figura 5.13), quindi con la stessa temperatura di evaporazione del punto 1 ma con una temperatura di condensazione inferiore. Il controllore dell'unità, riscontrando un funzionamento del chiller in condizioni operative esterne alla superficie di involuppo, interviene, chiudendo maggiormente la *EEV* ed aumentando la frequenza di rotazione del compressore. Queste due operazioni consentono di erogare la stessa potenza frigorifera erogata nel punto 2, ma con una pressione di evaporazione (e quindi con una temperatura di evaporazione) inferiore. Il controllore del chiller riesce quindi a riportare l'unità in condizioni operative per le quali è garantito il corretto funzionamento del compressore (punto 2' in Figura 5.13), a scapito, tuttavia, del surriscaldamento, che diventa una variabile non controllata. Come evidenziato in Figura 5.11, il surriscaldamento medio, in corrispondenza di una T_{ext} pari a 30 °C, si attesta ad un valore nettamente superiore al valore di set-point (7 °C).

A causa della diminuzione della pressione di evaporazione, il rapporto di compressione medio ottenuto nel test con 30 °C di temperatura esterna risulta analogo (1.9) al rapporto di compressione ottenuto nel test con temperatura esterna 35 °C. Ragion per cui non si è riscontrato alcun aumento dell'*EER*. Per lo stesso motivo l'*EER* medio nel test con una temperatura esterna di 25 °C non risulta essere superiore agli *EER* ottenuti nei test con una T_{ext} di 30 °C e 35 °C.

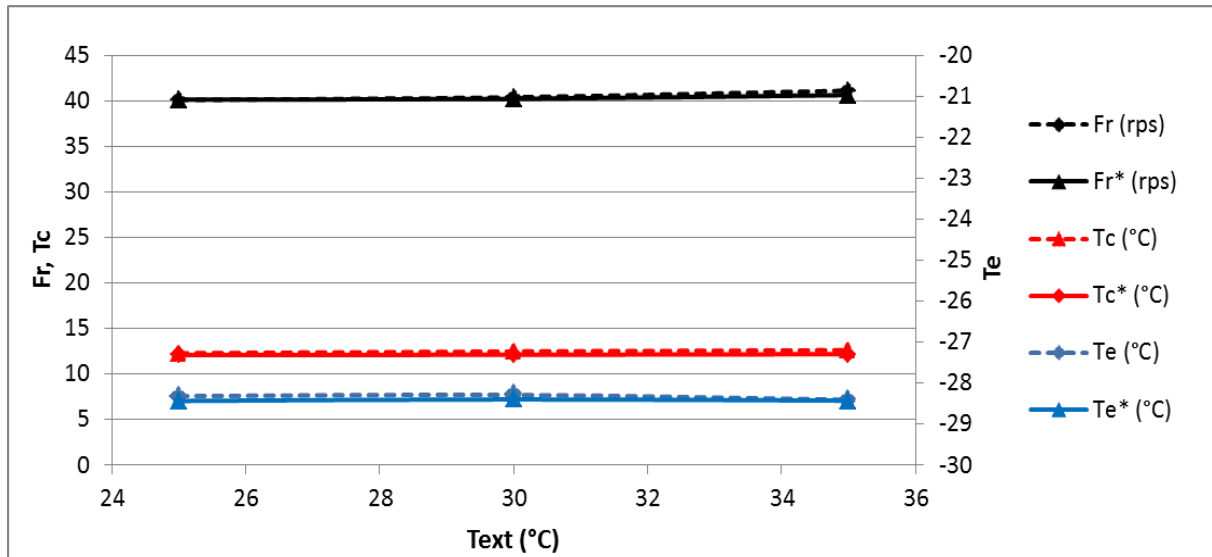


Fig. 5.14 – Frequenze di rotazione del compressore (F_r), temperatura di condensazione (T_c) e temperatura di evaporazione (T_e) del banco BT1 nel test in modalità *free-cooling parziale*. Gli stessi simboli con asterisco fanno riferimento al test in modalità chiller MT attivo.

Si considerino ora i banchi di bassa temperatura, ed in particolare il banco BT1 (le stesse considerazioni varranno anche per il banco BT2).

Dalla Tabella 5.8 e dalla Figura 5.14 si noti come, al variare della temperatura esterna e al variare della modalità di funzionamento considerata, non vi siano sostanziali variazioni nelle condizioni operative (e nelle prestazioni) del banco.

Infatti la temperatura dell'acqua in ingresso al banco BT1 è costante (7 °C) e indipendente dalla temperatura esterna e dalla modalità di funzionamento, per effetto del chiller BT che, modulando la propria potenza frigorifera, mantiene la temperatura dell'acqua in mandata al valore di set-point. Inoltre anche il carico frigorifero non varia in modo sostanziale in quanto i banchi BT, a differenza dei banchi MT (tipologia *open*), sono tipo *glass-door*.

Al variare della temperatura esterna e della modalità di funzionamento considerata cambiano invece le prestazioni del chiller BT (Figura 5.15).

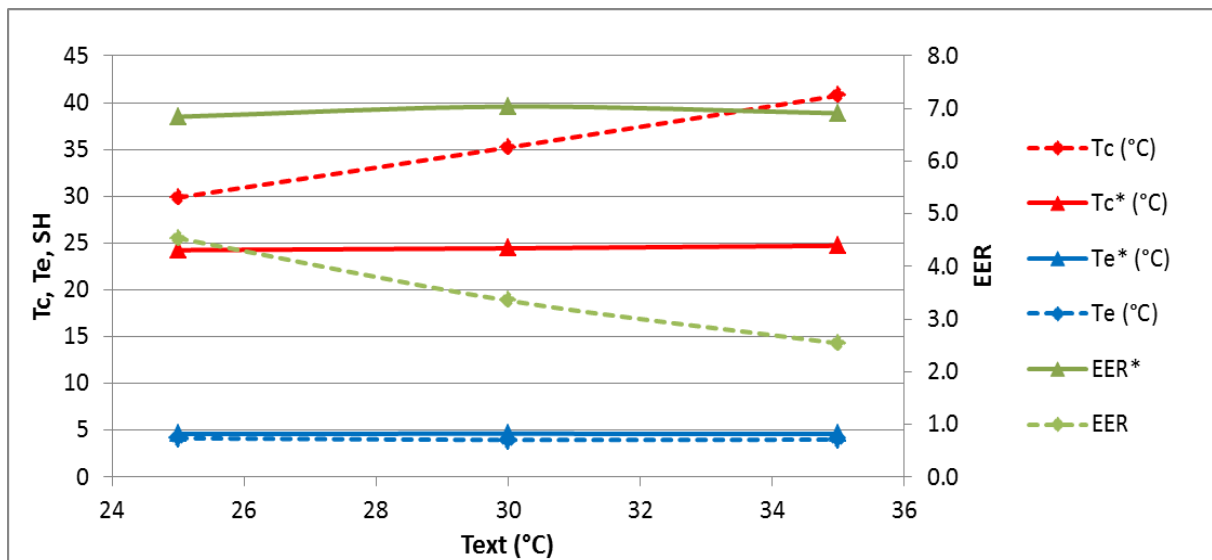


Fig. 5.15 – Temperatura di condensazione (T_c), temperatura di evaporazione (T_e) ed EER del chiller BT nel test in modalità *free-cooling parziale*. Gli stessi simboli con asterisco fanno riferimento al test in modalità chiller MT attivo.

Mentre nella modalità con chiller MT attivo la temperatura di condensazione del chiller BT è costante ed indipendente dalla temperatura esterna, nella modalità *free-cooling parziale* la temperatura di condensazione del chiller è fortemente dipendente da T_{ext} , ed aumenta con essa. Tale aumento della temperatura di condensazione, a fronte di una temperatura di evaporazione costante, provoca un aumento del rapporto delle pressioni, e quindi una diminuzione dell' EER dell'unità. L' EER del chiller BT rimane invece costante nella modalità con chiller MT attivo.

Per il calcolo del consumo elettrico totale dell'impianto si sono considerate, oltre alle potenze assorbite dai banchi e dai chiller, anche le potenze assorbite dal dry-cooler e dalle pompe di circolazione. Si precisa che, per quanto riguarda la potenza elettrica assorbita dal dry-cooler, non si è considerata la potenza misurata in fase di test, in quanto, come spiegato nel paragrafo 5.3.2, il ventilatore del dry-cooler è stato modulato al fine di simulare la temperatura esterna desiderata. Come potenza assorbita dal dry-cooler si è quindi considerata, per tutti i test, la potenza assorbita in condizione di massima velocità di rotazione del ventilatore (2.6 kW).

Per quanto riguarda i consumi totali dell'impianto, nelle due modalità testate, si faccia infine riferimento alla Figura 5.16. Si noti in particolare come, per temperature esterne inferiori a 35 °C, l'attivazione del chiller MT non risulti essere energeticamente conveniente. In corrispondenza di una temperatura esterna di 25 °C, il consumo dell'impianto nel caso di attivazione del chiller MT risulta essere oltre il 20% superiore al consumo dello stesso impianto in modalità *free-cooling parziale*. Solamente nei test effettuati simulando una temperatura esterna di 35 °C i consumi dell'impianto nelle due configurazioni risultano essere simili.

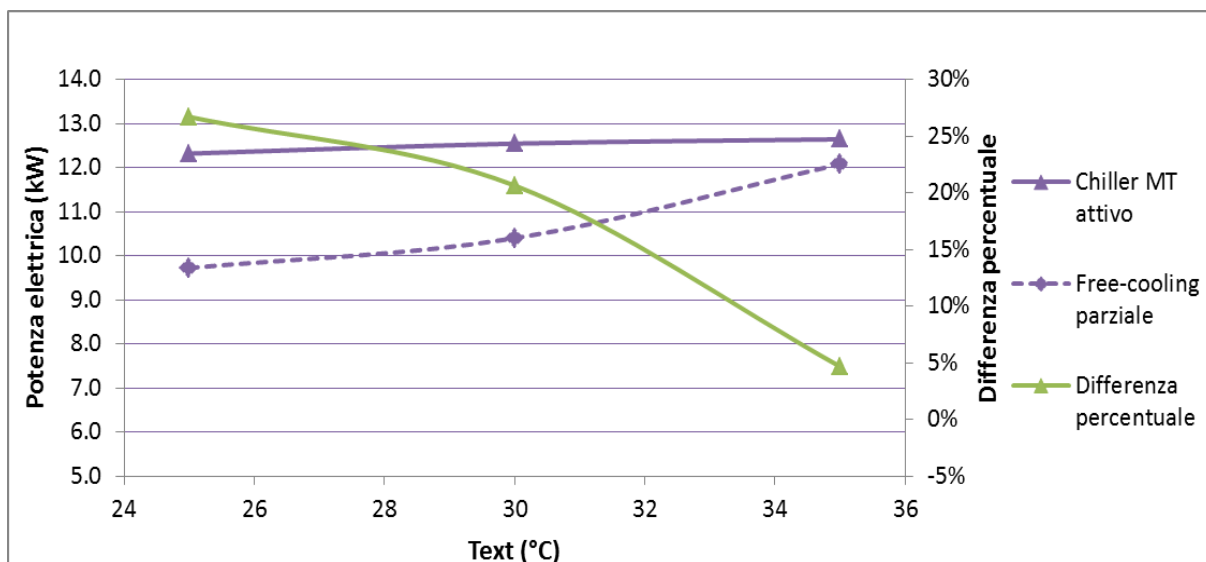


Fig. 5.16 – Potenza elettrica assorbita dall’impianto nel test in modalità *free-cooling parziale* e in modalità chiller MT attivo in funzione della temperatura esterna (T_{ext}). Viene riportata anche la differenza percentuale tra le due potenze elettriche.

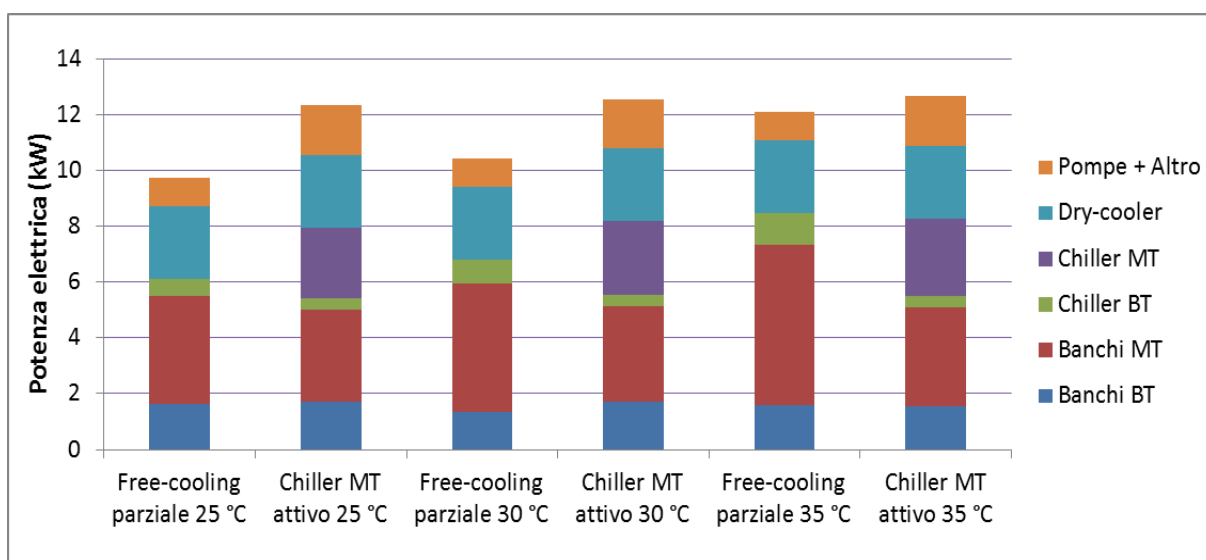


Fig. 5.17 – Ripartizione tra i vari componenti della potenza elettrica totale assorbita dall’impianto nei test in modalità *free-cooling parziale* e in modalità chiller MT attivo. Nell’elemento “Altro” vengono raggruppati i consumi dei quadri elettrici e delle luci.

Per un maggior dettaglio sulla ripartizione tra i vari componenti della potenza elettrica totale assorbita dall’impianto si faccia riferimento alla Figura 5.17. In tale grafico è evidente come, solamente per una temperatura esterna di 35 °C, la riduzione dei consumi elettrici dei banche MT e del chiller BT sia tale da giustificare l’utilizzo del chiller di media temperatura.

Si precisa che non è stato possibile effettuare il confronto tra le due configurazioni dell'impianto per temperature esterne superiori a 35 °C, in quanto, nella modalità *free-cooling parziale*, i banchi MT si sono trovati ad operare con una temperatura di condensazione superiore a quella massima suggerita dal costruttore (45 °C).

Queste ultime due considerazioni, seppur estrapolate dall'analisi dello specifico impianto WLSC, risultano essere particolarmente interessanti in quanto consentono di trarre una conclusione generalizzabile anche per altri impianti WLSC. La conclusione è che, negli impianti WLSC già esistenti che prevedono la presenza di un chiller MT (come quello considerato nel Capitolo 4, o come quello proposto da Orlandi e Mazzola (2014)), una estrema attenzione deve essere posta alla regolazione di tale unità in quanto un'attivazione del chiller in presenza di temperature esterne non elevate finirebbe per degradare le prestazioni globali dell'impianto.

5.5 CONCLUSIONI

Dall'analisi delle prestazioni del supermercato WLSC presentato nel Capitolo 4 era emerso che uno degli elementi di maggior criticità, per quanto riguarda l'ottimizzazione delle prestazioni energetiche del sistema, è la regolazione dell'unità polivalente dell'anello d'acqua di media temperatura nel periodo estivo.

In particolare, a valle di tale analisi, non si era ancora chiarito se, a fronte di elevate temperature esterne, la sua attivazione risultasse energeticamente conveniente o meno.

Per approfondire questo aspetto si è sfruttato un impianto sperimentale realizzato presso il laboratorio applicazioni HVAC/R dell'azienda Carel Industries S.p.A, impianto progettato per poter replicare il funzionamento di un tipico sistema di refrigerazione WLSC. Su tale impianto si sono effettuati dei test che hanno confermato come la regolazione del chiller MT rappresenti un aspetto critico al fine di ottimizzare le prestazioni energetiche del sistema.

In particolare, nello specifico impianto considerato, una attivazione del chiller MT in presenza di temperature esterne inferiori a 35 °C può degradare le prestazioni energetiche del sistema, aumentandone l'assorbimento elettrico fino al 20% rispetto al caso con chiller MT disattivato.

L'attivazione di tale unità risulta essere invece fondamentale in corrispondenza di temperature esterne molto elevate (in questo caso specifico oltre i 35 °C), non tanto (o non solo) per ragioni legate all'efficienza energetica dell'impianto, ma anche per evitare che i compressori dei banchi di media temperatura si trovino ad operare al di fuori dalla superficie di involuppo suggerita dal costruttore.

6. CONCLUSIONI

In questo lavoro è stato innanzitutto dimostrato che il fenomeno delle *cycling losses* (in unità refrigeranti di piccola taglia) esiste e può assumere entità anche non trascurabili.

In particolare, l'entità delle *cycling losses* dipende dal tempo di *on* e dal tempo di *off* che intercorre tra due avviamenti consecutivi di un'unità e dal tipo di valvola di laminazione utilizzata.

Minore è il tempo di *on*, maggiore è l'influenza delle ridotte prestazioni durante il transitorio di avviamento e maggiori sono le *cycling losses*.

Maggiore è il tempo di *off*, più marcato è il fenomeno della migrazione di refrigerante dalla zona di alta alla zona di bassa pressione e maggiori sono le *cycling losses*.

L'utilizzo di una valvola solenoide posta in serie ad una valvola *TEV* può consentire di ridurre drasticamente la migrazione di refrigerante durante il periodo di *off* e può quindi consentire di ridurre l'entità delle *cycling losses*.

Le migliori prestazioni, in termini di riduzione delle *cycling losses*, vengono in ogni caso ottenute grazie all'utilizzo di una valvola *EEV*, valvola che consente da un lato di ridurre il fenomeno della migrazione di refrigerante durante il periodo di *off*, dall'altro consente di massimizzare la resa frigorifera negli istanti immediatamente successivi all'avviamento dell'unità.

Da questo studio si può dedurre come non sia corretto confrontare le prestazioni teoriche di un'unità regolata con classico *on-off* con le prestazioni di un'unità equivalente con compressore a velocità variabile trascurando, a priori, l'effetto delle *cycling losses*. Un tale confronto porterebbe, di fatto, ad ignorare alcuni vantaggi energetici tipici delle unità con potenza frigorifera modulabile, unità che consentono di ridurre la frequenza degli avviamenti e con essa consentono di ridurre le *cycling losses*.

Grazie ad una campagna di test sperimentali condotta su due unità frigorifere con simili caratteristiche si è compreso che, pur avendo l'unità con compressore a velocità variabile (con motore *BLDC*) anche alcuni svantaggi (ridotto rendimento isoentropico alle basse frequenze di rotazione, necessità di un inverter, maggior consumo della pompa di circolazione dell'acqua e del ventilatore), la possibilità di operare con un minor rapporto delle pressioni ai carichi parziali e la possibilità di diminuire la frequenza degli avviamenti (e quindi la possibilità di ridurre le *cycling-losses*) può consentire di ottenere un notevole risparmio energetico rispetto alla soluzione con regolazione *on-off* della potenza frigorifera.

Una volta evidenziati i vantaggi energetici ottenibili con i compressori a velocità variabile, rispetto alla classica regolazione in *on-off* delle singole unità refrigeranti, si è deciso di prendere in considerazione una particolare configurazione di impianto di produzione del freddo nei supermercati, configurazione chiamata *WLSC* (*water-loop self-contained*), caratterizzata dal fatto di avere ciascun banco frigorifero equipaggiato con un proprio compressore a velocità variabile. Tale configurazione, in passato proposta solamente nella

versione con compressori *on-off*, fu scartata proprio a causa delle inefficienze che caratterizzavano quel tipo di regolazione.

Tramite un confronto tra le prestazioni di un reale supermercato WLSC e quelle di due supermercati multiplex simulati, si è dimostrato come un impianto WLSC possa rappresentare una valida alternativa agli impianti con compressori centralizzati, sia in termini di consumi globali di energia elettrica, sia (soprattutto) in termini di riduzioni del *TEWI* del sistema.

In particolare, il minore *TEWI* ottenibile (a parità di refrigerante) con un impianto WLSC, deriva dalla possibilità di abbattere drasticamente sia la quantità di refrigerante necessaria per la carica dell'impianto, sia le perdite percentuali annuali di tale refrigerante.

La soluzione WLSC, seppur (probabilmente) più onerosa dal punto di vista dell'investimento iniziale, risulta essere interessante anche da un punto di vista economico

Dall'analisi energetica del supermercato WLSC reale e da una campagna di test sperimentali condotta su un simile impianto WLSC di ridotte dimensioni è infine emerso che uno degli elementi di maggior criticità del sistema WLSC è la regolazione del chiller di media temperatura. Nello specifico caso considerato si è dimostrato che nel periodo estivo, al fine di minimizzare il consumo dell'impianto, la regolazione del chiller deve essere tale da attivarlo solamente nel momento in cui il suo funzionamento risulta essere indispensabile per evitare che i compressori dei banchi di media temperatura si trovino ad operare con rapporti delle pressioni superiori a quelli suggeriti dai costruttori.

BIBLIOGRAFIA

- AA.VV. Test Reference Year, "Data set for computer simulations of solar energy systems and energy consumptions in buildings", Commission of the European Communities, Directorate general XII for Science, Research and Development.
- Aprea, C., Mastrullo, R., Renno, C., 2006, Experimental analysis of the scroll compressor performances varying its speed, *Applied thermal engineering*, 26: 983-992.
- Arteconi, A., Brandoni, C., Polonara, F., 2008, Distributed generation and trigeneration: Energy saving opportunities in Italian supermarket sector, *Appl. Therm. Eng.* 29: 1735-1743.
- Bagarella, G., Lazzarin, R. M., Lamanna, B., 2013, Cycling losses in refrigeration equipment: An experimental evaluation, *Int. J. Refrig.* 36 (8): 2111-2118.
- Bagarella, G., Lazzarin, R., Noro, M., 2014, Annual Energy analysis of a water-loop self-contained refrigeration plant and comparison with multiplex systems in supermarkets, *International Journal of Refrigeration*, 45, 55-63 (2014).
- Baxter, V. D., 2003, Advances in supermarket refrigeration systems, Oak Ridge National Laboratory.
- Björk, E, Björn, P, 2006, Performance of a Domestic Refrigerator Under Influence of Varied Expansion Device Capacity, Refrigerant Charge and Ambient Temperature, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 29, pp 789-798.
- Björk, E, Björn, P, 2006, Refrigerant mass charge distribution in a domestic refrigerator, Part I: Transient conditions, *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 26, pp 829-837.
- Brian, A. F., 2011, Waste heat recapture from supermarket refrigeration systems, Final Analysis Report for Oak Ridge National Laboratory.
- Carel Industries, 2014, www.carel.com.
- Celentano, G., Ambrosino, G., 2014, Materiale didattico del corso "Elementi di Automazione", Università degli Studi di Napoli Federico II.
- Chan, K.T., Yu, F.W., 2004, Optimum setpoint of condensing temperature for air cooled chillers, *HVAC&R Res.* 10 (n.2), pp 113-127.
- Coulter, W.H, Bullard, C.W, 1995, An experimental Analysis of Cycling Losses in Domestic Refrigerator-Freezers, Air Conditioning and Refrigeration Center.
- Fahlen P., Karlsson, F., 2005, Optimizing and controlling media flows in heat pump systems, 8th IEA Heat pump conference, Las Vegas, USA.
- Ferrarese, T., Bagarella, G., 2013, High Efficiency Supermarkets: BLDC compressors and waterloop, XV EU CONFERENCE: Le innovazioni tecnologiche nel freddo e nel condizionamento, Milano.
- Ge, Y.T., Tassou, S.A., 2011, Performance and optimal design of supermarket refrigeration systems with supermarket model "SuperSim", Part I: Model description and validation, *Int. J. Refrig.* 34: 527-539.

- Howell, R.H., Rosario, L., 2001, Relative Humidity and Temperature Measurements and Predictions in Supermarket, ASHRAE Transactions, Vol. 107, Part 2, pp. 415-423, USA.
- Hubacher B., Ehrbar M., 2001, Dynamischer Wärmepumpentest, Phase2: Validierung des Modellansatzes und Entwicklung einer Prüfprozedur; Final Report, Swiss Department of Energy.
- IEA, 2003, Annex 26: Advance supermarket/heat recovery systems - Final Report Volume 1 Executive Summary.
- IOR, 2014, TEWI Calculation Sheet, www.ior.org.uk.
- Janssen, M.J.P., de Wit, J.A., Kuijpers, L.J.M., 1990, Cycling losses in domestic appliances: an experimental and theoretical analysis, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Paper 91.
- Jun, W, Yezheng, W, 1988, On the On-Off operation in a Reciprocating Compressor Refrigeration System with Capillary, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Paper 54.
- Lazzarin, R., 2012, Il funzionamento ai carichi parziali delle macchine termiche e frigorifere, Le strategie per il controllo e il monitoraggio di macchine e impianti per la climatizzazione ai fini del risparmio energetico, Convegno AiCARR, Padova.
- Lazzarin, R., Bagarella, G., Problematiche di modulazione di capacità nelle pompe di calore, 2013, Innovazione e tendenze nella tecnologia e nelle applicazioni delle pompe di calore, 30° Convegno AiCARR, Padova.
- Lazzarin, R., Nardotto, D., Noro, M., 2008, Energy savings and economic benefits of using electronic expansion valves in supermarket display cabinets, *International Journal of Low Carbon Technologies*, 3(3), pp. 147-157.
- Lazzarin, R., Nardotto, D., Noro, M., 2009, Electronic expansion valves Vs. thermal expansion valves, *Ashrae Journal*, 51(2), pp. 34-38.
- Madani, H., Ahmadi, N., Claesson, J., Lundqvist, P., 2010, Experimental analysis of a variable capacity heat pump system focusing on the compressor and inverter loss behavior, International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue.
- Madani, H., Claesson, J., Lundqvist, P., 2011, Capacity control in ground source heat pump systems part II: Comparative analysis between on/off controlled and variable capacity systems, *International Journal of Refrigeration* 34: 1934-1942.
- Nardotto, 2005, Analisi sperimentale dell'uso della valvola di espansione elettronica nella refrigerazione commerciale, Tesi di Laurea Vecchio Ordinamento, Università degli Studi di Padova.
- Nardotto, 2010, Analisi sperimentale e modellizzazione di circuiti frigoriferi con compressore ad inverter impiegati nella refrigerazione commerciale, Tesi di Dottorato, Università degli Studi di Padova.
- Orlandi, M., Mazzola, D., 2014, Innovativo sistema ad anello ad acqua, *AiCARR Journal*, Vol. 28, pp. 36-39.

- Orphelin, M., Marchio, D., D'Alanzo, S.L., 1999, Are there optimum temperature and humidity set points for supermarkets?, *ASHRAE Transaction*, Vol. 105, Part 1, pp 497–507, USA.
- Pneumax, 2014, <http://pneumaxspa.com/repository/edtlte/files/OBJ0000064.pdf>
- Rubas, P.J., Bullard, C.W, 1995, Factors Contributing to refrigerator cycling loss, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 18, no.3, pp 168-176.
- Schibuola, L., 2002, La pompa di calore elettrica reversibile nelle sue applicazioni, Società editrice Esculapio s.r.l.
- Tassou, S.A., Ge, Y.T., Hadawey, A., Marriott, D., 2011, Energy consumption and conservation in food retailing, *Appl. Therm. Eng.* 31: 147-156.
- Uhlmann, M., Bertsch, S., 2012, Theoretical and experimental investigation of startup and shutdown behaviour of residential heat pumps, *Int. J. Refrig.* 35: 2138-2149.
- UNI EN 14825:2012, Condizionatori d'aria, refrigeratori di liquido e pompe di calore, con compressore elettrico, per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti – Metodi di prova e valutazione a carico parziale e calcolo del rendimento stagionale.
- UNI EN 14511-1: 2013, Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling – part 1: terms, definitions and classification.
- UNI EN ISO 23953-1:2012, Refrigerated display cabinets, Vocabulary.
- Vio, M., L'inverter nei gruppi frigoriferi: quando è vantaggioso, 2006, *Cda*, 6: 46-51.
- Walker, D. H., Foster-Miller, Inc., 1992, Field Testing of High-Efficiency Supermarket Refrigeration, EPRI Report No. TR-100351, Electric Power Research Institute, Palo Alto.
- Walker, D. H., 2001, Development and demonstration of an advanced supermarket/HVAC system, Final Analysis Report for Oak Ridge National Laboratory, ORL-SX363X-FM-97163e1231.
- Zhang, M., 2006, Energy Analysis of various supermarket refrigeration systems, *International Refrigeration and Air conditioning Conference School of Mechanical Engineering*, Paper 856.

ELENCO FIGURE

- Fig. 2.1 Rappresentazione a blocchi dell'unità frigorifera aria-acqua realizzata.
- Fig. 2.2 Elementi dell'unità frigorifera aria-acqua realizzata.
- Fig. 2.3 Rappresentazione schematica di una valvola di laminazione termostatica.
- Fig. 2.4 Rappresentazione schematica di una valvola di laminazione elettronica.
- Fig. 2.5 Rappresentazione schematica di una valvola elettronica a solenoide.
- Fig. 2.6 Temperatura dell'acqua in ingresso e in uscita dall'evaporatore e stato del compressore in uno dei test effettuati.
- Fig. 2.7 Migrazione di refrigerante e surriscaldamento durante il periodo di *off* dell'unità in due test con valvola *TEV* con e senza valvola solenoide.
- Fig. 2.8 Portata di refrigerante, surriscaldamento e pressione di evaporazione nel transitorio di avviamento di un test con valvola *TEV* senza valvola solenoide.
- Fig. 2.9 Portata di refrigerante, surriscaldamento e pressione di evaporazione nel transitorio di avviamento di un test con valvola *TEV* e con valvola solenoide.
- Fig. 2.10 Portata di refrigerante, surriscaldamento e pressione di evaporazione nel transitorio di avviamento di un test con valvola *EEV*.
- Fig. 2.12 Profili degli *EER* istantanei durante il transitorio di avviamento in due test con *TEV* con e senza valvola solenoide e in un test con valvola *EEV*.
- Fig. 2.13 Valore delle *cycling losses* in funzione del carico termico e del tipo di valvola di laminazione testata. Le valvole considerate sono la valvola termostatica senza valvola solenoide (*TEV*), la valvola termostatica con valvola solenoide (*TEV**) e la valvola *EEV*.
- Fig. 3.1 Schematizzazione di un generico sistema da controllare dove $u(t)$ è il segnale di controllo, $d(t)$ è il disturbo e $y(t)$ è l'uscita controllata.
- Fig. 3.2 Schematizzazione di un controllo in retroazione di un generico sistema dove $y_r(t)$ è il segnale di riferimento, $u(t)$ è il segnale di controllo, $d(t)$ è il disturbo e $y(t)$ è l'uscita controllata.
- Fig. 3.3 Schematizzazione di un controllore *on-off* ideale dove $y_r(t)$ è il segnale di riferimento, $y(t)$ è l'uscita controllata, $e(t)$ è l'errore e $u(t)$ è il segnale di controllo che può assumere solamente due valori: U_1 e U_2 .
- Fig. 3.4 Schematizzazione di un controllore *on-off* ideale utilizzato per il controllo della potenza frigorifera erogata da un'unità equipaggiata con compressore *on-off*.
- Fig. 3.5 Schematizzazione di un controllore *on-off* con isteresi dove $y_r(t)$ è il segnale di riferimento, $y(t)$ è l'uscita controllata, $e(t)$ è l'errore, $u(t)$ è il segnale di controllo che può assumere solamente due valori (U_1 e U_2) ed e^+ ed e^- sono le soglie differenziali.
- Fig. 3.6 Schematizzazione dell'azione proporzionale di un regolatore PID dove $y_r(t)$ è il segnale di riferimento, $y(t)$ è l'uscita controllata, $e(t)$ è l'errore, K_p è il guadagno proporzionale e $u(t)$ è il segnale di controllo.
- Fig. 3.7 Schematizzazione dell'azione integrale di un regolatore PID dove $y_r(t)$ è il segnale di riferimento, $y(t)$ è l'uscita controllata, $e(t)$ è l'errore, K_i è il coefficiente dell'azione integrale e $u(t)$ è il segnale di controllo.

- Fig. 3.8 Schematizzazione dell'azione derivativa di un regolatore PID dove $y_r(t)$ è il segnale di riferimento, $y(t)$ è l'uscita controllata, $e(t)$ è l'errore, K_D è il coefficiente dell'azione derivativa e $u(t)$ è il segnale di controllo.
- Fig. 3.9 Schematizzazione dell'azione proporzionale, integrale e derivativa di un regolatore PID dove $y_r(t)$ è il segnale di riferimento, $y(t)$ è l'uscita controllata, $e(t)$ è l'errore, T_D è il tempo derivativo, T_I è il tempo integrale, K_p è il guadagno proporzionale e $u(t)$ è il segnale di controllo.
- Fig. 3.10 Schematizzazione di un regolatore PID utilizzato per il controllo della potenza frigorifera erogata da un'unità con compressore a velocità variabile.
- Fig. 3.11 Andamento della temperatura dell'acqua alla mandata di una pompa di calore durante un intero ciclo *on-off*.
- Fig. 3.12 Rendimento isoentropico di un compressore a palette *twin-rotary* in funzione della frequenza di rotazione (rps) e del rapporto delle pressioni.
- Fig. 3.13 Foto dell'unità refrigerante aria-acqua *on-off* (sulla sinistra) e dell'unità con compressore a velocità variabile (sulla destra) utilizzate nei test sperimentali.
- Fig. 3.14 Temperatura dell'acqua in ingresso all'evaporatore ($T_{w\ in\ on-off}$), temperatura dell'acqua in uscita dall'evaporatore ($T_{w\ out\ on-off}$), temperatura media dell'acqua in ingresso all'evaporatore ($T_{w\ in\ media\ on-off}$) e fattore di carico nel test effettuato sull'unità regolata con strategia *on-off*.
- Fig. 3.15 Temperatura dell'acqua in ingresso all'evaporatore ($T_{w\ in\ vel.variabile}$), temperatura dell'acqua in uscita dall'evaporatore ($T_{w\ out\ vel.variabile}$), temperatura media dell'acqua in ingresso all'evaporatore ($T_{w\ in\ media\ vel.\ variabile}$) e fattore di carico nel test effettuato sull'unità regolata con compressore a velocità variabile.
- Fig. 3.16 Temperatura di condensazione dell'unità *on-off* ($T_{c\ on-off}$) e dell'unità con compressore a velocità variabile ($T_{c\ vel.\ variabile}$), temperatura di evaporazione dell'unità *on-off* ($T_{e\ on-off}$) e dell'unità con compressore a velocità variabile ($T_{e\ vel.\ variabile}$) e fattore di carico delle due unità.
- Fig. 3.17 *EER*, rapporto delle pressioni, rendimento isoentropico, frequenza di rotazione del compressore e fattore di carico dell'unità equipaggiata con compressore a velocità variabile nei primi 110 minuti del test.
- Fig. 3.18 *EER* ($EER_{\ vel.\ variabile}$), potenza elettrica percentuale (rispetto alla potenza totale assorbita dall'unità) assorbita dal compressore e dall'inverter ($P_{el\ \% \ compr. + inv.}$), frequenza di rotazione percentuale (rispetto alla frequenza di rotazione massima) del compressore ($F_{frequenza\ rotaz.\ \%}$) e potenza elettrica percentuale (rispetto alla potenza totale assorbita dall'unità) assorbita dalla pompa e dal ventilatore ($P_{el\ \% \ pompa\ e\ vent.}$) dell'unità equipaggiata con compressore a velocità variabile nei primi 110 minuti di test.
- Fig. 3.19 *EER* dell'unità equipaggiata con compressore a velocità variabile ($EER_{\ vel.\ variabile}$) e dell'unità regolata con strategia *on-off* ($EER_{\ on-off}$) e fattore di carico durante l'intera durata del test condotto sulle due unità.

- Fig. 3.20 Differenza percentuale (*Delta EER %*) tra l'*EER* istantaneo dell'unità equipaggiata con compressore a velocità variabile e l'*EER* istantaneo dell'unità regolata con strategia *on-off* durante l'intera durata del test. Oltre al valore *Delta EER %* viene riportato anche il range (*Delta EER %_{max}* e *Delta EER %_{min}*) relativo all'incertezza della misura.
- Fig. 4.1 Layout di un impianto multiplex tradizionale.
- Fig. 4.2 Temperatura di saturazione in evaporazione (T_e) in tre banchi di bassa temperatura e temperatura di saturazione di set-point in aspirazione in un impianto multiplex *advanced* ($T_{asp. MP advanced}$) e in un impianto multiplex tradizionale ($T_{asp. MP tradizionale}$).
- Fig. 4.3 Schematizzazione del box posizionato sulla superficie superiore di un banco frigorifero, box nel quale vengono posizionati il compressore (in questo caso *scroll*) e il condensatore (in questo caso a tubi concentrici). Il condensatore cede il calore rigettato dal banco frigorifero al water-loop.
- Fig. 4.4 Schematizzazione dell'impianto WLSC considerato nel caso studio.
- Fig. 4.5 Foto di alcuni espositori frigoriferi tipo "multi-deck open" con compressore e condensatore a bordo.
- Fig. 4.6 Foto dell'unità polivalente chiller/pompa di calore (sulla sinistra) e del dry-cooler (sulla destra) posizionati sul tetto del supermercato WLSC.
- Fig. 4.7 Foto delle pompe di circolazione a velocità variabile (con inverter) dell'anello d'acqua.
- Fig. 4.8 Classificazione dei banchi frigoriferi *display-cases*.
- Fig. 4.9 Esploso del box posizionato sulla superficie superiore di un banco *open vertical multideck* del supermercato WLSC considerato. 1) Compressore orizzontale BLDC scroll a velocità variabile. 2) Accumulo in aspirazione. 3) Condensatore a piastre raffreddato ad acqua. 4) rigeneratore. 5) Ricevitore di liquido. 6) Trasduttore di pressione in aspirazione. 7) Sonda di temperatura in aspirazione. 8) Switch di alta pressione. 9) Trasduttore di pressione di mandata. 10) Sonda di temperatura di mandata. 11) Sonda di temperatura del liquido sottoraffreddato. 12) Valvola di laminazione elettronica Carel *EEV*. 13) Inverter Carel raffreddato ad acqua. 14) Valvola di esclusione lato acqua.
- Fig. 4.10 Confronto tra la potenza elettrica della linea MT misurata dal trasduttore di potenza ($P_{el\ linea\ MT\ Reale}$) e quella stimata dal modello ($P_{el\ linea\ MT\ Modello}$). In questo esempio si considera una frequenza di un campionamento ogni cinque minuti e un periodo di una settimana.
- Fig. 4.11 Confronto tra la potenza elettrica della linea BT misurata dal trasduttore di potenza ($P_{el\ linea\ MT\ Reale}$) e quella stimata dal modello ($P_{el\ linea\ MT\ modello}$). In questo esempio si considera una frequenza di un campionamento ogni cinque minuti e un periodo di una settimana.

- Fig. 4.12 Confronto tra la potenza termica globale rigettata sull'anello d'acqua calcolata dal misuratore di potenza termica ($P_{termica\ Reale}$) e quella stimata dal modello ($P_{termica\ Modello}$). In questo esempio si considera una frequenza di un campionamento ogni cinque minuti e un periodo di una settimana.
- Fig. 4.13 Ripartizione del consumo di energia elettrica dell'impianto di refrigerazione WLSC. Nell'elemento "Altro" vengono raggruppati i consumi: delle resistenze di sbrinamento, delle resistenze antiappannanti, dei ventilatori e delle luci dei banchi frigoriferi.
- Fig. 4.14 Consumi mensili dell'impianto di refrigerazione WLSC. Nell'elemento "Altro" vengono raggruppati i consumi: delle resistenze di sbrinamento, delle resistenze antiappannanti, dei ventilatori e delle luci dei banchi frigoriferi.
- Fig. 4.15 Valori medi mensili del carico frigorifero della linea MT, del carico frigorifero della linea BT e della temperatura esterna nel periodo aprile 2013- marzo 2014.
- Fig. 4.16 Media oraria della frequenza di rotazione del compressore, temperatura di evaporazione, temperatura di condensazione e media oraria dell'EER di un banco frigorifero di bassa temperatura il giorno 10 maggio 2013.
- Fig. 4.17 Temperatura di evaporazione (T_e) in tre banchi di bassa temperatura e temperatura di saturazione in aspirazione in un impianto multiplex *advanced* ($T_{asp. MP advanced}$), in un impianto multiplex tradizionale ($T_{asp. MP tradizionale}$) e in impianto WLSC ($T_{asp. WLSC}$).
- Fig. 4.18 Diagramma pressione-entalpia (refrigerante R404A) nel quale vengono evidenziati il lavoro specifico di compressione della soluzione multiplex ($L_{multiplex}$) e i lavori specifici di compressione della soluzione WLSC ($L_{WLSC\ banco}$ e $L_{WLSC\ w-a\ chiller}$).
Nell'ipotesi che le pressioni di evaporazione e di condensazione (4.3 bar e 19.0 bar) siano uguali nei due impianti, $L_{WLSC\ banco} + L_{WLSC\ a-w\ chiller} > L_{multiplex}$.
- Fig. 4.19 Schematizzazione di un impianto multiplex (sulla sinistra) e del corrispondente ciclo di riferimento (sulla destra).
- Fig. 4.20 Algoritmo utilizzato per la stima della temperatura di saturazione in aspirazione dell'impianto multiplex *advanced*.
- Fig. 4.21 Algoritmo utilizzato per determinare il numero di compressori in stato di "on" nell'istante generico x .
- Fig. 4.22 Esempio di implementazione dell'algoritmo presentato in Fig. 4.21, dove l'output dell'algoritmo è il numero di compressori in stato di "on" della linea di media temperatura nell'arco di una mattinata del giorno 16 settembre 2013.

- Fig. 4.23 Esempi di input (linee continue) e output (linee tratteggiate) del modello semplificato del condensatore del circuito di media temperatura in una settimana di giugno. Nel grafico vengono riportati: la potenza termica da dissipare, la temperatura esterna (T_{ext}), la temperatura di condensazione (T_c), la differenza tra la temperatura di condensazione e la temperatura dell'aria esterna (Delta_T_regolazione) e la potenza elettrica assorbita dai ventilatori ($P_{el\ vent}$).
- Fig. 4.24 Schematizzazione del recupero termico del calore di desurriscaldamento in un impianto multiplex.
- Fig. 4.25 Esempi di input (linee continue) e output (linee tratteggiate) del modello semplificato del recuperatore. Nel grafico vengono riportati i valori: del carico termico di riscaldamento, della temperatura esterna (T_{ext}), del COP della pompa di calore aria-acqua ausiliaria ($COP_{PdC\ ausiliaria}$), della potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore aria-acqua ausiliaria ($P_{el\ PdC\ ausiliaria}$) e della potenza termica recuperata dal desurriscaldamento del gas di scarico dei compressori di bassa e di media temperatura ($P_{th\ recuperata}$).
- Fig. 4.26 Schematizzazione delle interazioni tra gli input e gli output dei modelli del condensatore, della centrale frigorifera e del recuperatore.
- Fig. 4.27 Consumi elettrici mensili del supermercato WLSC e degli impianti multiplex tradizionale ed *advanced*. Nella figura vengono anche riportati i risparmi mensili (percentuali) di energia elettrica rispetto alla soluzione multiplex tradizionale.
- Fig. 4.28 Ripartizione tra i vari componenti (compressori, chiller BT e unità polivalente, generatore di calore ausiliario, dry-cooler e pompe) dei consumi elettrici mensili degli impianti di refrigerazione WLSC, multiplex tradizionale e multiplex *advanced*.
- Fig. 4.29 Esempio di costo specifico (costo per unità di potenza frigorifera nominale) di due famiglie di compressori (*scroll* e a pistoni) al variare della potenza frigorifera nominale erogata ($T_e = -10\ ^\circ\text{C}$, $T_c = 50\ ^\circ\text{C}$).
- Fig. 4.30 Flussi di cassa cumulati – attualizzati – differenziali della soluzione multiplex *advanced* e della soluzione WLSC (con extra-costi 10% - 20% - 30%) rispetto alla soluzione tradizionale. Il costo dell'energia elettrica considerato è 15 c€/kWh.
- Fig. 4.31 Flussi di cassa cumulati – attualizzati – differenziali della soluzione multiplex *advanced* e della soluzione WLSC (con extra-costi 10% - 20% - 30%) rispetto alla soluzione tradizionale. Il costo dell'energia elettrica considerato è 20 c€/kWh.
- Fig. 4.32 Flussi di cassa cumulati – attualizzati – differenziali della soluzione multiplex *advanced* e della soluzione WLSC (con extra-costi 10% - 20% - 30%) rispetto alla soluzione tradizionale. Il costo dell'energia elettrica considerato è 25 c€/kWh.

- Fig. 5.1 Layout dell'impianto WLSC sperimentale in modalità *free-cooling totale*. Oltre ai banchi di bassa (BT) e di media (MT) temperatura, vengono rappresentati i chiller di bassa (Chiller BT) e di media (Chiller MT) temperatura, le *energy valve* (EV), le pompe di circolazione dell'acqua e il dry-cooler.
- Fig. 5.2 Layout dell'impianto WLSC sperimentale in modalità *free-cooling parziale*. Oltre ai banchi di bassa (BT) e di media (MT) temperatura, vengono rappresentati i chiller di bassa (Chiller BT) e di media (Chiller MT) temperatura, le *energy valve* (EV), le pompe di circolazione dell'acqua e il dry-cooler.
- Fig. 5.3 Layout dell'impianto WLSC sperimentale nella modalità con entrambi i chiller attivati. Oltre ai banchi di bassa (BT) e di media (MT) temperatura, vengono rappresentati i chiller di bassa (Chiller BT) e di media (Chiller MT) temperatura, le *energy valve* (EV), le pompe di circolazione dell'acqua e il dry-cooler.
- Fig. 5.4 Foto dell'ambiente interno dell'impianto WLSC sperimentale.
- Fig. 5.5 Algoritmo utilizzato a monte di ogni test per determinare la temperatura dell'acqua in uscita al *dry-cooler* che si sarebbe ottenuta con la temperatura esterna (costante) desiderata.
- Fig. 5.6 Valori istantanei della temperatura dell'aria esterna (T_{ext}) e di Y_{DC} in una sera/notte del giorno 10/09/2014.
- Fig. 5.7 Algoritmo utilizzato a monte di ogni test per determinare la temperatura dell'acqua in uscita al *dry-cooler* che si sarebbe ottenuta con la temperatura esterna (costante) desiderata.
- Fig. 5.8 Carichi frigoriferi del banco MT1 nel test in modalità *free-cooling parziale* (carico frigorifero) e in modalità con chiller MT attivo (carico frigorifero*) al variare della temperatura esterna (T_{ext}) considerata. Viene riportata anche la differenza percentuale tra i due carichi.
- Fig. 5.9 Frequenze di rotazione del compressore (F_r), temperatura di condensazione (T_c) e temperatura di evaporazione (T_e) del banco MT1 nel test in modalità *free-cooling parziale*. Frequenze di rotazione del compressore (F_r^*), temperatura di condensazione (T_c^*) e temperatura di evaporazione (T_e^*) del banco MT1 nel test in modalità con chiller MT attivo.
- Fig. 5.10 *EER* e rapporto delle pressioni (R_c) del banco MT1 nel test in modalità *free-cooling parziale* e nel test in modalità con chiller MT attivo (EER^* , r_p^*).
- Fig. 5.11 Temperatura di condensazione (T_c), surriscaldamento (SH), temperatura di evaporazione (T_e) ed *EER* del chiller MT.
- Fig. 5.12 Involuppo del compressore *scroll* del chiller MT suggerito dal costruttore del compressore. Le temperature di condensazione (T_c) e di evaporazione (T_e) fanno riferimento al refrigerante R410A.

- Fig. 5.13 Involuppo del compressore *scroll* del chiller MT suggerito dal costruttore del compressore. Le temperature di condensazione (T_c) e di evaporazione (T_e) fanno riferimento al refrigerante R410A.
- Fig. 5.14 Frequenze di rotazione del compressore (F_r), temperatura di condensazione (T_c) e temperatura di evaporazione (T_e) del banco BT1 nel test in modalità *free-cooling parziale*. Frequenze di rotazione del compressore (F_r^*), temperatura di condensazione (T_c^*) e temperatura di evaporazione (T_e^*) del banco BT1 nel test in modalità chiller MT attivo.
- Fig. 5.15 Temperatura di condensazione (T_c), temperatura di evaporazione (T_e) ed *EER* del chiller BT nel test in modalità *free-cooling parziale*. Temperatura di condensazione (T_c^*), temperatura di evaporazione (T_e^*) ed *EER* (EER^*) del chiller BT nel test in modalità chiller MT attivo.
- Fig. 5.16 Potenza elettrica assorbita dall'impianto nel test in modalità *free-cooling parziale* ($P_{el\ WLSC}$) e in modalità chiller MT attivo ($P_{el\ WLSC}^*$) in funzione della temperatura esterna (T_{ext}). Viene riportata anche la differenza percentuale tra $P_{el\ WLSC}$ e $P_{el\ WLSC}^*$.
- Fig. 5.17 Ripartizione tra i vari componenti della potenza elettrica totale assorbita dall'impianto nei test in modalità *free-cooling parziale* e in modalità chiller MT attivo. Nell'elemento "Altro" vengono raggruppati i consumi dei quadri elettrici e delle luci.

ELENCO TABELLE

- Tabella 2.1 Elementi dell'unità frigorifera, sonde e sistema di acquisizione dati.
- Tabella 2.2 Riassunto dei test condotti e dei risultati ottenuti in termini di \overline{EER} e di *cycling losses*.
- Tabella 3.1 Riassunto dei principali vantaggi e svantaggi energetici del controllo della potenza frigorifera tramite regolazione *on-off* e tramite compressori a velocità variabile.
- Tabella 3.2 Elementi dell'unità frigorifera con compressore a velocità variabile, sonde e sistema di acquisizione dati.
- Tabella 3.3 Procedura di test utilizzata per il confronto energetico delle due unità refrigeranti, procedura ricavata dalla norma UNI EN 14825:2012.
- Tabella 3.4 Equazione utilizzata per l'interpolazione dei dati relativi al rendimento isoentropico (η_{iso}) del compressore forniti dal costruttore, dove r_p è il rapporto delle pressioni e v_{rps} è la frequenza di rotazione del compressore espressa in *rps*.
- Tabella 3.5 Dati riassuntivi del test effettuato sull'unità *on-off* e sull'unità equipaggiata con compressore a velocità variabile.

- Tabella 4.1 Dati relativi all'unità polivalente acqua-acqua / acqua-aria, alla pompa di calore ausiliaria aria-acqua, al chiller di bassa temperatura, alle pompe di circolazione e al dry-cooler in condizioni nominali.
- Tabella 4.2 Dati relativi ai compressori scroll installati sui banchi del supermercato WLSC.
- Tabella 4.3 Alcuni dati relativi ai banchi frigoriferi installati nel supermercato WLSC.
- Tabella 4.4 Grandezze misurate e acquisite per un anno (frequenza di un campionamento ogni cinque minuti) con il sistema di acquisizione dati.
- Tabella 4.5 Polinomiali della potenza frigorifera e della potenza elettrica dei compressori semiermetici a pistoni di bassa temperatura (SIAM D4SH-250X) e di media temperatura (SIAM D4SH-200X).
- Tabella 4.6 Valori attribuiti (e rispettivi riferimenti bibliografici) alla potenza termica nominale da dissipare ($P_{th\ nom}$), alla potenza elettrica nominale dei ventilatori ($P_{el\ nom}$), al differenziale di regolazione della temperatura (TD), al numero di ventilatori ($N_{vent\ nom}$) e alla temperatura di condensazione minima ($T_{c\ min}$) per i circuiti di bassa (BT) e di media (MT) temperatura.
- Tabella 4.7 Contributo percentuale (rispetto ai vantaggi energetici globali) dei singoli vantaggi/svantaggi dell'impianto multiplex *advanced* ($MP_{Advanced}$) e della soluzione WLSC rispetto al supermercato multiplex tradizionale ($MP_{Tradizionale}$).
- Tabella 4.8 Valori considerati (e rispettivi riferimenti bibliografici) nel calcolo del $TEWI$ (diretto, indiretto e totale) dell'impianto multiplex tradizionale (MP1), nell'impianto multiplex *advanced* (MP2) e nel supermercato WLSC.
- Tabella 4.9 Stima qualitativa dell'extra-costi iniziale degli impianti multiplex tradizionale e WLSC, rispetto alla soluzione multiplex tradizionale.
- Tabella 5.1 Dati relativi ai banchi di media temperatura dell'impianto sperimentale WLSC.
- Tabella 5.2 Dati relativi ai banchi di bassa temperatura dell'impianto sperimentale WLSC.
- Tabella 5.3 Dati relativi ai chiller di media e di bassa temperatura dell'impianto sperimentale WLSC.
- Tabella 5.4 Dati relativi alle sonde di temperatura, ai trasduttori di pressione e ai trasduttori di potenza elettrica utilizzati per l'acquisizione dei dati di ciascun banco e di ciascun chiller.
- Tabella 5.5 Dati relativi al dry-cooler dell'impianto sperimentale WLSC.
- Tabella 5.6 Modelli dei circolatori dell'impianto sperimentale WLSC.
- Tabella 5.7 Set-point di temperatura dell'ambiente interno al supermercato ($T_{amb\ int}$) utilizzato nei test in funzione della temperatura esterna considerata (T_{ext}).
- Tabella 5.8 Risultati dei test: banchi di bassa (BT) e di media (MT) temperatura. T_e è la temperatura di evaporazione, T_c è la temperatura di condensazione, F_r è la frequenza di rotazione del compressore, SH è il surriscaldamento, P_{fr} è la potenza frigorifera erogata e P_{el} è la potenza elettrica assorbita.

Tabella 5.9 Risultati dei test: Chiller BT. T_{ext} è la temperatura dell'aria esterna, $T_{w\ in\ cond}$ e $T_{w\ out\ evap}$ sono rispettivamente le temperature dell'acqua in ingresso al condensatore e in uscita dall'evaporatore, T_e è la temperatura di evaporazione, T_c è la temperatura di condensazione, F_r è la frequenza di rotazione del compressore, SH è il surriscaldamento, P_{fr} è la potenza frigorifera erogata e P_{el} è la potenza elettrica assorbita.

Tabella 5.10 Risultati dei test: Chiller MT. T_{ext} è la temperatura dell'aria esterna, $T_{w\ in\ cond}$ e $T_{w\ out\ evap}$ sono rispettivamente le temperature dell'acqua in ingresso al condensatore e in uscita dall'evaporatore, T_e è la temperatura di evaporazione, T_c è la temperatura di condensazione, F_r è la frequenza di rotazione del compressore, SH è il surriscaldamento, P_{fr} è la potenza frigorifera erogata e P_{el} è la potenza elettrica assorbita.

NOMENCLATURA

a_0, \dots, a_9	Costanti
$a-w$	Air to water
amb_int	Ambiente interno al supermercato
$BLDC$	Brushless Direct Current
BT	Bassa temperatura
c	Modalità di funzionamento continuativa
C_{min}	Capacità termica di flusso minima ($W K^{-1}$)
c_p	Calore specifico a pressione costante ($J Kg^{-1} K^{-1}$)
$compr$	Compressore
$cond$	Condensatore
COP	Coefficient of Performance
$d(t)$	disturbo
DC	Dry-cooler
$Delta_T_Regolaz$	Differenza tra T_c e T_{ext} ($^{\circ}C$)
E	Energia (J)
$e(t)$	Errore
E_{fr}	Energia frigorifera (J)
$E_{losses\ tank}$	Energia termica assorbita dall'accumulo a spese dell'ambiente esterno (J)
E_{th}	Energia termica (J)
EER	Energy Efficiency Ratio
EEV	Valvola di laminazione elettronica
EV	Pressure independent Energy Valve
$Evap$	Evaporatore
f	Fattore di attrito
$Fabb$	Fabbisogno (J)
GWP	Global Warming Potential ($kg_{CO2} kg_{refr}^{-1}$)
h	Entalpia ($J kg^{-1}$)
h_c	Entalpia del gas saturo alla pressione di condensazione ($J kg^{-1}$)
h_{surr}	Entalpia del gas di scarico del compressore ($J kg^{-1}$)
$h_{t_Accumulo}$	Entalpia del gas alla pressione di condensazione e alla temperatura dell'accumulo ($J kg^{-1}$)
K_D	Coefficiente dell'azione derivativa
K_I	Coefficiente dell'azione integrale
K_p	Coefficiente dell'azione proporzionale
K_v	Coefficiente di flusso della valvola ($m^3 h^{-1}$)
L	Lavoro specifico di compressione ($J kg^{-1}$)
\dot{m}	Portata massica ($kg s^{-1}$)
MP	Multiplex

<i>MT</i>	Media temperatura
<i>n</i>	Generico valore attribuito ad una variabile
<i>N</i>	Numero di elementi
<i>nom</i>	Nominale
<i>P</i>	Potenza (W)
<i>P_{el}</i>	Potenza elettrica assorbita (W)
<i>P_{fr}</i>	Potenza frigorifera erogata (W)
<i>P_{risc}</i>	Carico termico di riscaldamento (W)
<i>P_{th}</i>	Potenza termica erogata (W)
<i>PdC</i>	Pompa di calore
<i>PID</i>	Regolazione proporzionale-integrale-derivativa
<i>r_p</i>	Rapporto delle pressioni
<i>refr</i>	Refrigerante
<i>SEER</i>	Seasonal Energy Efficiency Ratio
<i>SH</i>	Surriscaldamento (°C)
<i>sim</i>	Output di una simulazione o di un processo iterativo
<i>T_{asp}</i>	Temperatura di saturazione di set-point in aspirazione (°C)
<i>T_c</i>	Temperatura di saturazione in condensazione (°C)
<i>T_{diff}</i>	Differenziale di regolazione della temperatura (°C)
<i>T_e</i>	Temperatura di saturazione in evaporazione (°C)
<i>T_{ext}</i>	Temperatura dell'ambiente esterno al sistema considerato (°C)
<i>T_I</i>	Tempo integrale (s)
<i>T_D</i>	Tempo derivativo (s)
<i>T_{in}</i>	Temperatura del fluido in ingresso (°C)
<i>T_{out}</i>	Temperatura del fluido in uscita (°C)
<i>TD</i>	Differenziale di regolazione della temperatura di condensazione (°C)
<i>TEV</i>	Valvola di laminazione termostatica
<i>TEWI</i>	Total Equivalent Warming Impact (kg _{CO2})
<i>u(t)</i>	Segnale di controllo
<i>\dot{V}</i>	Portata volumetrica (m ³ h ⁻¹)
<i>v</i>	Valvola di laminazione
<i>v_{rps}</i>	Frequenza di rotazione del compressore (rps)
<i>VAN</i>	Valore Attuale Netto (€)
<i>Vel.variabile</i>	Velocità variabile
<i>vent</i>	Ventilatore
<i>w</i>	acqua
<i>w-w</i>	water to water
<i>WLSC</i>	Water-Loop Self-Contained
<i>X</i>	Generica iterazione o generico istante
<i>y</i>	Fattore di carico
<i>y(t)</i>	uscita controllata

YDC	Caratteristica termica del dry-cooler ($W K^{-1}$)
$y_r(t)$	segnale di riferimento
ε	Efficienza
ρ	Densità (kg/m^3)
Δp_v	Perdita di carico concentrata nella valvola (bar)
Δt	Intervallo temporale (s)
$\vartheta_f(t)$	Temperatura del fluido di ripresa ($^{\circ}C$)
$\vartheta_a(t)$	Carico Frigorifero (W)
$\vartheta_r(t)$	Temperatura di setpoint del fluido in ingresso all'evaporatore ($^{\circ}C$)
η_{iso}	Rendimento isoentropico di compressione

RINGRAZIAMENTI

Desidero ringraziare innanzitutto il mio responsabile, Prof. Renato Lazzarin, per aver creduto in me e per avermi convinto a non mollare nei momenti di maggior difficoltà che si sono verificati durante i tre anni di dottorato.

Un ringraziamento a Filippo Busato e Marco Noro, miei punti di riferimento presso il Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali.

Grazie all'Ing. Nalini e a Biagio Lamanna, per i suggerimenti e per avermi dato la possibilità di vivere un'esperienza arricchente presso il Laboratorio HVAC/R dell'azienda Carel Industries S.p.A. Un grazie anche a Tommaso Ferrarese e a tutti gli altri colleghi del laboratorio.

Il ringraziamento più grande va ai miei genitori, a Chiara e a tutta la mia famiglia, famiglia alla quale devo tutto e grazie alla quale tutto assume un significato.