

POLITECNICO DI MILANO

Scuola di Ingegneria Industriale e dell'Informazione

Corso di Laurea in Ingegneria Energetica



Analisi energetica delle prestazioni stagionali di una pompa di calore innovativa

Relatore:
Prof. Luca MOLINAROLI

Tesi di Laurea di:
Francesco SACCONI
Matricola: 799705

Anno Accademico 2013-2014

Ringraziamenti

In primo luogo vorrei ringraziare l'Ing. Salvatore Macrì per l'entusiasmo ed il tempo dedicatomi. Vorrei inoltre esprimere la mia riconoscenza al Prof. Luca Molinaroli per la sua disponibilità ed i suoi consigli. Ringrazio infine Olimpia Splendid per la possibilità che mi è stata offerta, e tutti i colleghi per il sostegno quotidiano.

Indice

Ringraziamenti	3
Elenco delle figure	9
Elenco delle tabelle	13
Sommario	15
Introduzione	17
1. Caratteristiche generali delle macchine a compressione di vapore	21
1.1. Ciclo termodinamico.....	21
1.2. Classificazione delle macchine a compressione di vapore.....	26
1.3. Configurazioni avanzate di macchina.....	26
1.3.1. Sistema EVI.....	27
1.3.2. Macchine a doppio stadio.....	28
1.3.3. Macchina a cascata.....	29
1.4. Fluidi refrigeranti e campi d'impiego.....	30
1.5. Indici di prestazione stagionali.....	35
2. Impianti idronici	37
2.1. Impianti idronici tradizionali.....	37
2.2. Impianti idronici a pompa di calore.....	40
2.3. Tipologie d'impianto.....	48
2.3.1. Pannelli radianti.....	48
2.3.2. Ventilconvettori.....	51
3. Le pompe di calore utilizzate	55
3.1. Caratteristiche della pompa di calore tradizionale.....	55
3.1.1. Unità interna.....	56

3.1.2. Unità esterna.....	59
3.1.3. Schema d'impianto e funzionamento.....	67
3.2. Limiti della pompa di calore tradizionale.....	68
3.3. Caratteristiche della nuova pompa di calore.....	70
3.3.1. Unità interna.....	71
3.3.2. Schema d'impianto e funzionamento.....	76
3.4. Vantaggi della nuova pompa di calore.....	77
4. Definizione dell'utenza.....	81
4.1. Descrizione dell'appartamento.....	82
4.2. Calcolo del carico di progetto.....	85
4.2.1. Temperature e superfici dell'appartamento.....	86
4.2.2. Dispersione termica per trasmissione.....	87
4.2.3. Dispersione termica per ventilazione.....	88
4.2.4. Potenze finali.....	88
4.2.5. Dimensionamento terminali d'impianto.....	90
4.3. Definizione del fabbisogno di acqua calda sanitaria.....	91
4.3.1. Definizione dei consumi.....	91
4.3.2. Legionella.....	94
4.3.3. Temperature.....	97
4.3.4. Accumulo.....	98
5. Descrizione del codice di calcolo.....	101
5.1. Generalità.....	101
5.1.1. Fabbisogno di riscaldamento.....	102
5.1.2. Fabbisogno di raffrescamento.....	106
5.1.3. Acqua calda sanitaria.....	109
5.2. Modello della pompa di calore tradizionale.....	112
5.3. Modello della nuova pompa di calore.....	114
5.4. Dati di output.....	116
6. Analisi dei risultati.....	119
Conclusioni.....	125
Appendice A: Prove in calorimetro.....	127

Appendice B: Confronto con tecnologia tradizionale.....	135
B.1 Caldaia a condensazione.....	135
B.2 Calcolo dei consumi.....	137
Appendice C: Ulteriori simulazioni.....	141
Bibliografia.....	143

Elenco delle figure

1.1	Schema di funzionamento della macchina a compressione di vapore.....	22
1.2	Rappresentazione del ciclo di Carnot sul piano termodinamico temperatura-entropia.....	23
1.3	Rappresentazione del ciclo semplice ideale sul piano termodinamico temperatura-entropia.....	24
1.4	Schema d'impianto della macchina a compressione di vapore..	25
1.5	Schema d'impianto della macchina con sistema EVI.....	27
1.6	Schema d'impianto della macchina a compressione di vapore a	
1.7	stadio.....	28
1.8	Schema d'impianto della macchina a compressione di vapore a cascata.....	29
1.9	Confronto degli effetti frigoriferi volumetrici di diversi refrigeranti al variare della temperatura di condensazione, con temperatura di evaporazione pari a 2°C.....	34
1.10	Confronto dei COP di diversi refrigeranti al variare della temperatura di condensazione, con temperatura di evaporazione pari a 2°C.....	35
2.1	Rappresentazione di un impianto di riscaldamento a caldaia con termosifoni.....	38
2.2	Andamento medio delle temperature del terreno all'aumentare della profondità in diversi mesi dell'anno....	43
2.3	Profilo di temperatura al variare dell'altezza dal pavimento ideale e con diversi sistemi di riscaldamento.....	50
2.4	Rappresentazione schematica del ventilconvettore.....	52
2.5	Profilo di temperatura al variare dell'altezza dal pavimento ideale e con sistema di riscaldamento a ventilconvettori.....	54
3.1	Envelope operativo in riscaldamento (a sinistra) ed in raffreddamento (a destra), dove con ODT (outside drybulb temperature) si indica la temperatura di bulbo secco dell'aria	

esterna e con LWT (water temperature) si indica la temperatura della mandata dell'acqua tecnica.....	56
3.2 Rappresentazione dell'unità interna di Sherpa e dei suoi componenti principali; si osservano i circuiti dell'acqua (in blu) e del refrigerante (in arancione).....	56
3.3 Schema illustrativo dello scambiatore a piastre.....	57
3.4 Caratteristiche dimensionali dello scambiatore a piastre refrigerante-acqua espresse in [mm]	58
3.5 Schema di funzionamento del compressore di tipo rotary ...	61
3.6 Sezione del compressore di tipo rotary.....	62
3.7 Rappresentazione schematica di una batteria alettata.....	63
3.8 Rappresentazione del funzionamento della valvola d'inversione a 4 vie nel funzionamento da pompa di calore (a sinistra) e da refrigeratore (a destra)	66
3.9 Schema d'impianto in modalità riscaldamento della pompa di calore tradizionale Sherpa.....	67
3.10Envelope operativo in riscaldamento e in produzione acqua calda sanitaria (a sinistra) ed in raffreddamento (a destra), dove con ODT (outside drybulb temperature) si indica la temperatura di bulbo secco dell'aria esterna e con LWT (water temperature) si indica la temperatura della mandata dell'acqua tecnica.....	71
3.11Rappresentazione dell'unità interna di Sherpa Acqua2 e dei suoi componenti principali.....	72
3.12Caratteristiche dimensionali dello scambiatore a piastre refrigerante-acqua del circuito per l'acqua calda sanitaria espresse in [mm]	74
3.13Funzionamento della valvola MOP per il circuito a R134a.....	76
3.14Schema d'impianto in modalità riscaldamento della nuova pompa di calore.....	77
4.1 Pianta dell'appartamento considerato.....	82
4.2 Diagramma di Hodgson-Casey.....	96
5.1 Rappresentazione del modello per il calcolo della trasmittanza mediante analogia elettrica per una generica parete.....	104

6.1	Confronto dei consumi di energia elettrica complessivi annui.....	120
6.2	Confronto dei consumi ripartiti tra climatizzazione e produzione di acqua calda sanitaria.....	120
6.3	Confronto dei consumi elettrici per produrre acqua calda sanitaria per la stagione invernale ed estiva.....	121
6.4	Confronto dei consumo elettrico medio giornaliero per produrre acqua calda sanitaria per la stagione invernale ed estiva.....	122
A.1	Rappresentazione schematica del calorimetro e dei suoi componenti.....	128
A.2	Calcolo della capacità di raffreddamento.....	130
A.3	Calcolo della capacità di riscaldamento.....	132
A.4	Schema del circuito dell'acqua esterno al calorimetro.....	133
B.1	Confronto dell'andamento del rendimento delle caldaie a condensazione e della caldaie tradizionali al variare del Carico.....	137
B.2	Consumi di energia primaria per la climatizzazione e la produzione di acqua calda sanitaria per la soluzione caldaia più chiller.....	138
B.3	Confronto dei consumi totali di energia primaria.....	139
B.4	Confronto tra i consumi annui di energia primaria per produrre acqua calda sanitaria della caldaia e di Sherpa Acqua2.....	140

Elenco delle tabelle

3.1	Caratteristiche del compressore a R410A.....	62
3.2	Caratteristiche della batteria alettata (scambiatore refrigerante-aria)	65
3.3	Caratteristiche dei ventilatori e dei motori elettrici.....	65
3.4	Caratteristiche del compressore a R134a.....	74
4.1	Stratigrafia delle pareti verticali interne (divisorie)	83
4.2	Stratigrafia delle pareti verticali esterne.....	84
4.3	Stratigrafia del pavimento.....	84
4.4	Stratigrafia del soffitto.....	85
4.5	Valori delle trasmittanze termiche delle varie superfici dell'appartamento.....	87
4.6	Tabella riassuntiva delle dispersioni dell'appartamento.....	89
4.7	Scelta dei ventilconvettori in base al carico richiesto dalla stanza.....	90
4.8	Tabella riassuntiva per il tapping cycle M.....	93
A.1	Dimensioni del calorimetro.....	129
C.1	Risparmio di energia consumata da Sherpa Acqua2 rispetto a diverse configurazione di Sherpa.....	142

Sommario

Il seguente elaborato di tesi è il frutto di un lavoro svolto durante uno stage presso Olimpia Splendid nel quale ci si pone l'obiettivo di confrontare dal punto di vista energetico le potenzialità di un'innovativa pompa di calore aria-acqua a doppio circuito e di una pompa di calore tradizionale aria-acqua nel soddisfare i fabbisogni di climatizzazione, sia invernale che estiva, e di acqua calda sanitaria. Si è scelto di applicare questa analisi ad un appartamento medio situato a Milano, del quale si è calcolato il fabbisogno termico mediante un codice di calcolo appositamente sviluppato; oltre a ciò si è scelto un profilo per simulare i prelievi di acqua calda sanitaria. Dimensionato il serbatoio d'accumulo e scelta la taglia della macchina in base al carico termico di progetto, si è simulato il comportamento delle due macchine con un ulteriore codice di calcolo.

Parole chiave: pompa di calore, climatizzazione, acqua calda sanitaria, analisi numerica.

Abstract

This thesis work shows the result of an internship attended at Olimpia Splendid; it aims to compare the energy consumption of an innovative air-to-water heat pump with a combined-cycle-system and a conventional air-to-water heat pump, to meet the needs of climate, both winter and summer, and hot water. It was decided to apply this analysis to an average apartment located in Milan, whose heat requirements were calculated by a software specifically developed; in addition to that a profile to simulate the tapping of hot domestic water has been selected. The storage tank

and the power of the heat pump had to be sized, according to the thermal load of the project; with a further software the behavior of the two machines has been simulated.

Key words: heat pump, air conditioning, hot sanitary water, numerical analysis.

Introduzione

La climatizzazione ambientale è tema di grande importanza: da sempre l'uomo ha dovuto provvedere al riscaldamento della propria abitazione; inoltre in tempi più recenti anche la climatizzazione estiva è diventata un'esigenza nelle abitazioni e negli uffici.

Ai fini di soddisfare queste necessità vi sono state molteplici soluzioni; la recente attenzione a temi quali l'efficienza energetica e l'impatto ambientale, ha portato questo mercato a forti cambiamenti. In particolare la produzione di calore da energia elettrica, mediante l'utilizzo di pompe di calore, è diventata un'opzione largamente utilizzata in Europa. Questa tecnologia consente oggi di soddisfare con un'unica macchina le richieste di riscaldamento, raffreddamento e acqua calda sanitaria.

La diffusione delle pompe di calore è anche dovuta allo sviluppo che si ha avuto negli ultimi anni di soluzioni impiantistiche molto efficienti e in grado di sfruttare sorgenti a temperature moderate come le pompe di calore; si tratta dei pavimenti a pannelli radianti e dei ventilconvettori, i quali utilizzano entrambi acqua come fluido termovettore.

Le pompe di calore sono oggi in grado di soddisfare le richieste di climatizzazione invernali ed estive con grande affidabilità ed efficienza; presentano tuttavia alcune limitazioni per quanto riguarda l'acqua calda sanitaria; spesso è infatti richiesto l'intervento di resistenze elettriche di back-up per far fronte ad inefficienze della macchina, in caso di condizioni climatiche particolarmente rigide.

L'oggetto di questo lavoro è il confronto energetico tra due pompe di calore differenti; la prima rappresenta la soluzione tradizionale delle pompe di calore, mentre la seconda è una soluzione innovativa che utilizza due circuiti frigoriferi, di cui uno interamente dedicato alla produzione di acqua calda sanitaria.

Si intende quindi stabilire se e quanto la seconda soluzione risulta essere vantaggiosa rispetto alla prima in termini di consumi energetici nel soddisfare le richieste di riscaldamento invernale, climatizzazione estiva e acqua calda sanitaria di una generica utenza, simulando il comportamento di entrambe le pompe abbinate ad un impianto a ventilconvettori, mediante l'utilizzo di un codice di calcolo appositamente sviluppato. Il codice effettua una discretizzazione temporale e calcola in base alle condizioni climatiche e ad un consumo di acqua calda sanitaria modellizzato, i fabbisogni di climatizzazione e di acqua calda sanitaria che la macchina deve soddisfare.

La tesi è quindi articolata in diversi capitoli:

- Primo capitolo: si descrivono le caratteristiche generali delle macchine a compressione di vapore, ovvero il ciclo termodinamico, le classificazioni possibili di tali macchine, le configurazioni avanzate ed i fluidi refrigeranti.
- Secondo capitolo: si presentano gli impianti idronici tradizionali, ovvero quegli impianti che utilizzano caldaie per effettuare il riscaldamento, e gli impianti idronici a pompa di calore; vengono inoltre presentate brevemente le soluzioni impiantistiche con pannelli radianti e con i ventilconvettori.
- Terzo capitolo: si descrivono le pompe di calore utilizzate; in particolare viene descritta inizialmente la pompa di calore tradizionale, della quale poi vengono illustrati i principali limiti, e successivamente viene descritta la nuova pompa di calore a doppio circuito, mettendone in seguito in evidenza i vantaggi.
- Quarto capitolo: in questo capitolo viene stabilita l'utenza; si descrive l'appartamento scelto e le sue caratteristiche costruttive (dimensioni e stratigrafie); viene dimensionata la pompa di calore mediante il calcolo del carico termico di progetto; infine si definisce l'utenza di acqua calda sanitaria, attraverso il profilo di utilizzo, le temperature d'accumulo e il

dimensionamento del serbatoio; inoltre vengono esposte le problematiche riguardanti il batterio Legionella.

- Quinto capitolo: nel quinto capitolo viene descritto il codice di calcolo; si illustra il metodo di calcolo dei fabbisogni invernali, estivi e di acqua calda sanitaria, oltre che la modellizzazione delle due macchine ed i dati ottenuti come output.
- Sesto capitolo: si analizzano i risultati ottenuti dalle simulazioni.

Capitolo 1

Caratteristiche generali delle macchine a compressione di vapore

Una macchina a compressione di vapore è una macchina che lavora tra due intervalli di temperatura, trasferendo calore da un sistema ad una temperatura inferiore T_c ad uno a temperatura maggiore T_h . L'obiettivo può essere differente: si può infatti mantenere con continuità una temperatura T_c minore di quella dell'ambiente esterno oppure mantenere con continuità una temperatura T_h maggiore di quella dell'ambiente esterno. Per soddisfare il primo obiettivo si deve prelevare calore dal serbatoio a T_c , e la macchina si dice che funziona come refrigeratore, mentre per soddisfare il secondo obiettivo si deve cedere calore al serbatoio a T_h , e in questo caso si dice che la macchina funziona come pompa di calore.

1.1 Ciclo termodinamico

Affinché vi sia trasferimento di calore da un deposito quasi statico di calore a temperatura minore ad uno a temperatura maggiore è necessario fornire del lavoro meccanico, come illustrato in figura 1.1.

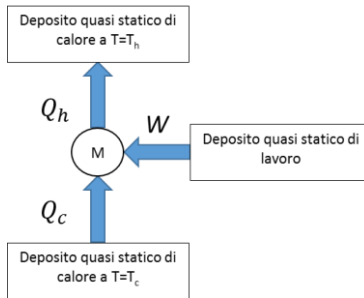


Figura 1.1: Schema di funzionamento della macchina a compressione di vapore.

Dal bilancio di primo principio della macchina si ottiene dunque:

$$Q_h = Q_c + W \quad (1.1)$$

A questo punto è possibile definire i coefficienti prestazionali; per il funzionamento da refrigeratore si definisce indice di prestazione energetica EER (energy efficiency ratio):

$$EER = \frac{Q_c}{W} \quad (1.2)$$

Allo stesso modo si può definire l'indice di prestazione energetica COP (coefficient of performance), riferito al funzionamento in pompa di calore, definito:

$$COP = \frac{Q_h}{W} \quad (1.3)$$

La macchina migliore che realizzi quanto detto è la macchina di Carnot, il cui ciclo corrispondente è rappresentato in figura 1.2.

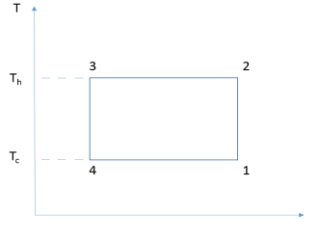


Figura 1.2: Rappresentazione del ciclo di Carnot sul piano termodinamico temperatura-entropia.

Questa macchina ciclica operatrice funziona in completa reversibilità, questo significa che le sue prestazioni sono in assoluto le migliori; in particolare presentano la caratteristica di dipendere unicamente dalle temperature dei depositi di calore:

$$EER_{Carnot} = \frac{T_c}{T_h - T_c} \quad (1.4)$$

$$COP_{Carnot} = \frac{T_h}{T_h - T_c} \quad (1.5)$$

Si può notare come le prestazioni decadano più le temperature dei depositi di calore si allontanano tra loro.

La macchina di Carnot non è però realizzabile. La macchina che meglio approssima il funzionamento di quella di Carnot è una macchina nella quale gli scambi di calore avvengano a temperature costanti; si deve perciò operare con macchine dove vi è transizione di fase.

In figura 1.3 viene rappresentato sul piano T-s il ciclo termodinamico corrispondente a tale macchina.

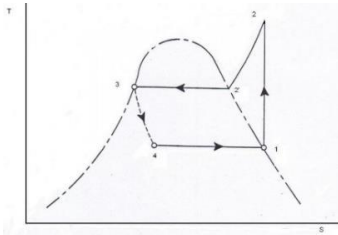


Figura 1.3: *Rappresentazione del ciclo semplice ideale sul piano termodinamico temperatura-entropia.*

Come si deduce dalla figura 1.3 questo ciclo si discosta dal ciclo di Carnot; infatti nella trasformazione dal punto 2 al punto 2' vi è uno scambio termico a temperatura non costante e la trasformazione dal punto 3 al punto 4 è isoentalpica (con conseguente aumento di entropia); il ciclo introduce delle irreversibilità con conseguenti perdite di prestazioni, che risulteranno essere inferiori a quelle del ciclo di Carnot alle stesse temperature T_h e T_c .

Lo schema d'impianto della macchina che è in grado di realizzare questo ciclo è rappresentata in figura 1.4; si può individuare uno scambiatore di calore detto evaporatore, all'interno del quale il fluido di lavoro sottrae calore ad un fluido detto secondario evaporando (trasformazione 4-1); il fluido refrigerante entra poi nel compressore, dove avviene un innalzamento di pressione (trasformazione 1-2), e successivamente entra in un ulteriore scambiatore di calore detto condensatore, all'interno del quale il fluido di lavoro si abbassa di temperatura a pressione costante e poi condensa (trasformazioni 2-2'-3) cedendo calore ad un ulteriore fluido secondario; infine il fluido di lavoro entra nella valvola di laminazione dove avviene un abbassamento di pressione isoentalpico.

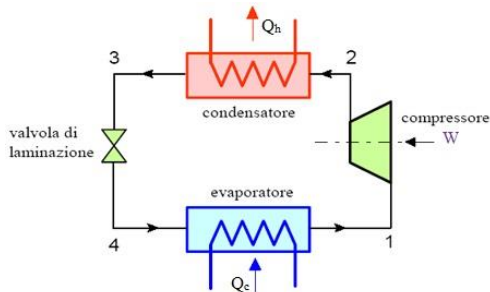


Figura 1.4: schema d'impianto della macchina a compressione di vapore.

Come già detto il ciclo visto finora è quello semplice ideale, cioè il ciclo migliore ottenibile nella realtà. Per arrivare infine al ciclo reale bisogna considerare alcuni fattori di perdita aggiuntivi, ovvero bisogna far cadere alcune ipotesi che sono state implicitamente fatte finora, ovvero:

1. calore Q_c scambiato a T_c ; consegue che $T_c = T_{eva}$, e quindi che lo scambio termico tra fluido e deposito di calore avvenga a $\Delta T = 0$, il che implica che la superficie degli scambiatori sia infinita; si avrà perciò $T_c > T_{eva}$
2. analogo discorso vale per il condensatore, dove si assume $T_h = T_{cond}$; di conseguenza $T_h < T_{cond}$
3. si sta assumendo inoltre che il compressore lavori isoentropicamente, mentre nella realtà ha un suo rendimento che renderà $s_2 > s_1$
4. il passaggio negli scambiatori viene assunto privo da perdite di carico, mentre si avrà $p_4 > p_1$ e $p_2 > p_3$
5. infine si assume che $T_1 = T_{vs}$ e $T_3 = T_{ls}$, cioè che la compressione e l'espansione partano dalle condizioni di saturazione, mentre ciò è pericoloso per il funzionamento della macchina stessa, di conseguenza $T_1 > T_{vs}$ e $T_3 < T_{ls}$.

1.2 Classificazione delle macchine a compressione di vapore

Vi sono numerose classificazioni che si possono applicare al mondo delle macchine a compressione di vapore; nel paragrafo precedente ne è già stata introdotta una, secondo cui le macchine sono suddivise in due famiglie, i refrigeratori e le pompe di calore, utilizzando come parametro decisionale l'obiettivo della macchina stessa.

Un'ulteriore classificazione molto utile è quella secondo cui le macchine sono suddivise in base alla natura della sorgente e del pozzo di calore con cui la macchina scambia calore rispettivamente al condensatore e all'evaporatore; questi sono nella maggior parte dei casi aria o acqua. Si vengono a definire così diverse tipologie di macchine: macchine aria-aria, acqua-acqua, aria-acqua, acqua-aria; per i refrigeratori normalmente viene prima indicato il fluido secondario del condensatore e poi quello dell'evaporatore, mentre per le pompe di calore avviene il contrario.

1.3 Configurazioni avanzate di macchina

Ai fini di migliorare le prestazioni esistono diverse configurazioni avanzate delle macchine a compressione di vapore; queste configurazioni permettono inoltre di aumentare la temperatura di condensazione e quindi il campo di utilizzo della macchina in termini di range di temperature, potendo raggiungere temperature del fluido secondario molto elevate. Queste configurazioni avanzate diventano perciò ottimali per l'utilizzo come macchine in grado di soddisfare anche la richiesta di acqua calda sanitaria dell'utenza, dove le temperature elevate sono richieste per evitare la proliferazione di batteri.

Prima di effettuare questa analisi, è necessario osservare che le perdite di laminazione sono molto superiori a quelle dovute al desurriscaldamento.

1.3.1 Sistema EVI (Enhanced Vapor Injection)

Questa configurazione di macchina è realizzata prelevando una parte della portata di fluido refrigerante a valle del condensatore in condizioni di liquido saturo; questo fluido è dapprima fatto espandere attraverso una valvola di laminazione e poi fatto passare attraverso uno scambiatore supplementare dal quale fuoriesce nelle condizioni di vapore saturo. Infine è immesso direttamente nel compressore, dove si miscela con il resto della portata di fluido refrigerante come illustrato in figura 1.5.

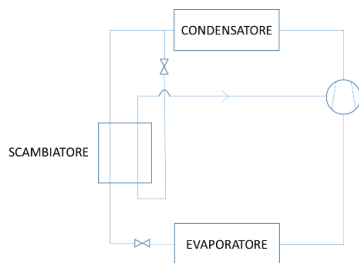


Figura 1.5: schema d'impianto della macchina con sistema EVI.

Questa tecnologia permette di abbassare la temperatura massima che si ottiene alla fine della compressione; infatti nel compressore si ha una miscelazione che produce una portata a temperatura intermedia tra le due portate che si hanno in ingresso; il fluido procede poi nella fase di compressione portandosi ad una temperatura massima più contenuta. Fissata quindi una temperatura massima tollerabile dal compressore questo sistema permette di innalzare la temperatura di condensazione e quindi anche le temperatura del fluido secondario con cui il refrigerante scambia calore.

1.3.2 Macchina a doppio stadio

Come si può vedere dalla figura 1.6, questa configurazione di macchina oltre ad avere due compressori, uno per il circuito di alta pressione, uno per il circuito di bassa pressione e le due valvole di laminazione corrispondenti, presenta l'aggiunta del separatore di fase (o separatore di liquido).

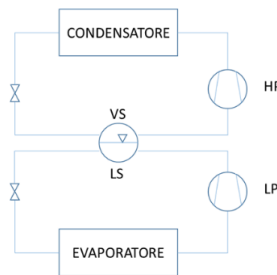


Figura 1.6: *schema d'impianto della macchina a compressione di vapore a doppio stadio.*

All'interno di questo elemento, che risulta essere isobaro, avviene la separazione del liquido dal vapore per differenza di densità; inoltre al separatore di fase viene inviato dal circuito di bassa pressione il vapore surriscaldato, che ha perciò una temperatura maggiore di quella di saturazione alla stessa pressione; questo vapore risale la colonna di liquido e contemporaneamente si raffredda cedendo calore, producendo così del vapore aggiuntivo. La macchina così ottenuta riduce molto le perdite di laminazione, migliorando l'efficienza del ciclo; questo vantaggio viene però contrastato dalla complicazione impiantistica e dell'architettura della macchina, e quindi dai costi, elevati soprattutto a causa dei due compressori e per le due valvole, dato che il separatore di fase è un semplice contenitore.

Vi sono comunque condizioni per le quali è termodinamicamente preferibile questa configurazione, anche se più complessa; quando il rapporto tra pressione di condensazione e di evaporazione è elevato (superiore circa a sei), il rendimento

isometrico del compressore diventa molto scadente. La soluzione a doppio stadio diventa perciò interessante per macchine che operano sotto grandi differenze tra temperatura di evaporazione e di condensazione, come le pompe di calore che producono acqua calda a 70°-90°C.

1.3.3 Macchina a cascata

Questa macchina prevede l'utilizzo di due fluidi di lavoro diversi che non possono entrare in contatto tra loro; vi è uno scambiatore di calore che svolge la funzione di condensatore per il refrigerante 1 e di evaporatore per il refrigerante 2; si osservi che affinché il refrigerante 1 ceda calore al refrigerante 2 bisogna che la temperatura di condensazione del refrigerante 1 sia maggiore della temperatura di evaporazione del refrigerante 2; lo schema d'impianto è illustrato in figura 1.7.

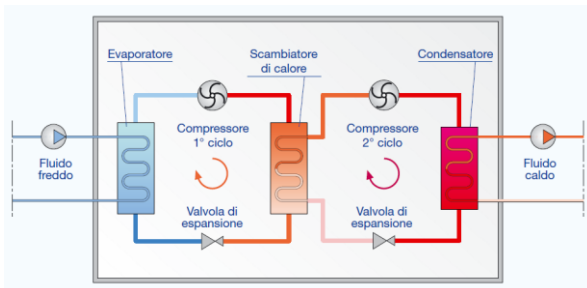


Figura 1.7: schema d'impianto della macchina a compressione di vapore a cascata.

Il miglioramento in termini di efficienza non è ovvio, poiché non è possibile fare un confronto diretto con il caso base, dato che nessuno dei due sottocicli lavora tra le temperature T_c e T_h ; si può però dire che questo ciclo a configurazione avanzata è più efficiente di quello che avrei nel caso di ciclo semplice ideale con ciascuno dei due fluidi.

Come per il caso precedente questa soluzione è adatta per pompe di calore ad alta temperatura che producono acqua calda fino a

90°C; in questa situazione i fluidi usati sono R134a come refrigerante 2 e R410A come refrigerante 1.

1.4 Fluidi refrigeranti e campi d'impiego

La scelta del fluido refrigerante dipende dalle proprietà termofisiche dello stesso e dalla destinazione d'uso della macchina, e ne condiziona le prestazioni e i limiti operativi; si ritiene perciò che una breve analisi dei fluidi refrigeranti, e in particolare di quelli citati sopra, sia indispensabile.

Tra i fluidi frigorigeni si può effettuare una prima distinzione dividendoli in fluidi naturali (ad esempio i vari idrocarburi, l'ammoniaca e l'anidride carbonica) e fluidi sintetici, che si ottengono a partire da idrocarburi, sostituendo parzialmente o completamente gli atomi di idrogeno con atomi di fluoro e/o cloro. Vi sono quindi tre categorie: clorofluorocarburi (CFC), idroclorofluorocarburi (HCFC) e idrofluorocarburi (HFC). La crescente attenzione verso i temi dell'impatto ambientale, e in particolare verso l'integrità dello strato di ozono, hanno portato a bandire gli HCFC, tra cui l'R22 (freon), e a bandire entro il 2030 anche i CFC; è nata quindi la necessità di sostituire il freon, che era il fluido refrigerante più utilizzato. I fluidi che attualmente sono più utilizzati nel condizionamento fisso sono l'R410A, l'R407C e l'R134a.

Questa classificazione è stata introdotta dalla norma ISO 817. Secondo questa nomenclatura la R iniziale indica che si tratta di un refrigerante; vi sono poi diverse regole per i numeri che seguono.

Ad esempio nell'R410A il numero 4 indica che il refrigerante è una miscela zeotropica, mentre le due cifre successive indicano quali fluidi costituiscono la miscela secondo una tabella (in questo caso il 10 indica che si tratta di una miscela di R32 e R125); la lettera finale dà informazioni sulla composizione massica della miscela (la A qui indica che la frazione massica di ciascun componente è 0,5).

Per il caso dell'R134a le tre cifre danno informazioni dirette sulla composizione chimica del fluido; in particolare la prima cifra indica il numero di atomi di carbonio meno uno, la seconda indica il numero di atomi di idrogeno più uno, e l'ultima indica il numero di atomi di fluoro; la lettera finale indica una asimmetria nella struttura molecolare della sostanza; si ottiene quindi il tetrafluoroetano, la cui formula chimica è CH_2FCF_3 .

Vi sono poi diverse classificazioni per descrivere i fluidi; si evidenziano la classificazione per la sicurezza e quella per l'impatto ambientale. Riguardo alla sicurezza vengono usati due parametri:

1) la tossicità:

- a) classe A: non tossico: $\text{TLV} - \text{TWA} > 400 \text{ ppm}$;
- b) classe B: tossico: $\text{TLV} - \text{TWA} < 400 \text{ ppm}$
dove TLV (threshold limit value) è il valore oltre il quale si ha malessere e TWA (Time Weighted Averages) è la concentrazione del refrigerante in ambiente affinché una persona adulta sana non risenta di danni dovuti all'esposizione per 40 ore alla settimana.

2) Infiammabilità:

- a) gruppo 1: non infiammabile
- b) gruppo 2: debolmente infiammabile: $\text{PCI} < 19 \text{ MJ/kg}$ e $\text{LFL} > 3,5 \%$ volumetrico
- c) gruppo 3: infiammabile: $\text{PCI} > 19 \text{ MJ/kg}$ o $\text{LFL} < 3,5 \%$ volumetrico
dove LFL (lower flammability limit) indica la concentrazione volumetrica minima in atmosfera con cui il materiale è infiammabile.

Entrambi i due refrigeranti R134a e R410A sono catalogati in termini di sicurezza come A1, che significa che sono in classe A e gruppo 1.

Vi sono poi dei parametri utilizzati per classificare i fluidi frigorigeni secondo l'impatto ambientale:

- 1) atmospheric lifetime: indica il tempo di permanenza in atmosfera;

- 2) ozone depletion potential (ODP): indica la pericolosità di distruzione dello strato di ozono; è un numero adimensionale compreso tra 0 e 1 (rappresentato dall'R11)
- 3) global warming potential (GWP): indica l'effetto sul surriscaldamento globale; è un numero adimensionale riferito al valore unitario per l'R744 (anidride carbonica) ed assume valori maggiori di uno;
- 4) total equivalent warming impact (TEWI): rappresenta la somma dell'effetto serra diretto (dovuto alla perdita di refrigerante dal sistema che ne fa uso) e di quello indiretto (dovuto alle emissioni di anidride carbonica derivanti dal consumo del sistema specifico in esame).

Per quanto riguarda i fluidi utilizzati l'R410A ha ODP pari a zero e GWP=1900, mentre l'R134a presenta GWP=1300 e ODP pari a zero.

Come già anticipato le proprietà termofisiche del fluido influenzano l'efficienza energetica; le due caratteristiche principali che influenzano maggiormente le perdite intrinseche del ciclo sono la temperatura critica del fluido refrigerante e il suo calore specifico. Per quanto riguarda la temperatura critica, più questa è alta più le perdite sono minori (mantenendo le temperature tra le quali il ciclo opera). Inoltre, per evitare ulteriori apporti di calore per avere fluido nelle condizioni di vapore surriscaldato tali da poter inviare il fluido al compressore, è meglio avere fluidi che presentano il tipico andamento della curva limite "a campana", e non fluidi retrogradi (in questo caso infatti si rischia che nella compressione il fluido rientri nelle condizioni di saturazione); quest'aspetto è direttamente influenzato dal calore specifico, in particolare è indicato avere fluidi con calore specifico basso.

Un'altra proprietà importante per un fluido frigorifero è l'effetto frigorifero volumetrico, definito come prodotto dell'entalpia di transizione di fase per la densità in aspirazione al compressore:

$$VCC = \Delta h_{ev} * \rho_{vap,sat} \quad (1.6)$$

Dall'equazione 1.6 si capisce facilmente il significato fisico di questo parametro, ovvero il calore asportato per unità di portata volumetrica in ingresso al compressore. Un VCC elevato significa poter scambiare grandi quantità di calore con portate volumetriche ridotte, e quindi con ingombri del compressore e degli scambiatori contenuti.

Analizzando le caratteristiche dei due fluidi sopra citati si evince che essi hanno caratteristiche che li rendono adatti a condizioni di lavoro tra loro diverse; in particolare il refrigerante R410A è un fluido bassobollente, in quanto ha una temperatura critica pari a $72,5^{\circ}\text{C}$; questo comporta, come è stato illustrato precedentemente, un'efficienza contenuta, limite che viene controbilanciato da alcuni vantaggi; infatti la bassa temperatura critica rende necessario l'utilizzo di pressioni elevate, che significano avere un'elevata densità del fluido in aspirazione al compressore, e quindi elevati VCC permettendo l'utilizzo di minori portate di fluido a pari potenze scambiate. Inoltre la bassa temperatura critica rende ammissibili delle cadute di pressione maggiori all'interno degli scambiatori, che di conseguenza possono essere più compatti; dato che in prima analisi i costi degli scambiatori dipendono dalle loro stesse superfici, si ottengono macchine compatte e a costi contenuti, molto adatte ad una applicazione di larga scala come quella del condizionamento fisso. Un limite imposto dalla temperatura critica del fluido è che difficilmente si possono raggiungere temperature di condensazione superiori ai 60°C ; ciò impatta direttamente sulle temperature massime raggiungibili per il fluido secondario che scambia al condensatore (nelle applicazioni prese qui in esame aria o acqua), che a stento raggiungono i 55°C .

Il fluido R410A risulta quindi essere adatto alle applicazioni di climatizzazione fissa, come quelle analizzate in questo elaborato, a causa della compattezza degli scambiatori e i range di temperatura adatti per il funzionamento sia da refrigeratore che da pompa di calore.

Per quanto riguarda il fluido R134a questo è un fluido altobollente che presenta una temperatura critica pari a 101,1°C; l'efficienza risulta quindi elevata anche se l'utilizzo di pressioni operative basse si traduce in un effetto frigorifero volumetrico ridotto; come già detto ciò significa che le portate massiche del refrigerante saranno elevate, rendendo spesso necessario l'utilizzo di compressori a vite o addirittura centrifughi. Il campo di applicazione è quindi quello delle grandi potenze scambiate. Quanto detto finora si può evidenziare graficamente confrontando i valori dell'effetto frigorifero volumetrico di alcuni fluidi refrigeranti in particolari condizioni, al variare della temperatura di condensazione, considerando come riferimento il gas R22 (freon).

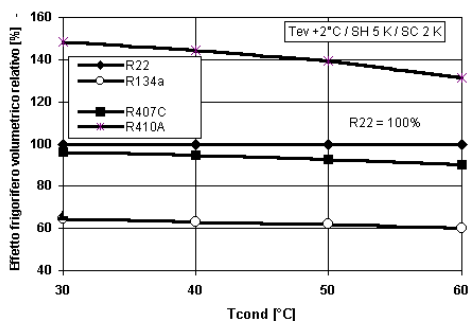


Figura 1.8: confronto degli effetti frigoriferi volumetrici di diversi refrigeranti al variare della temperatura di condensazione, con temperatura di evaporazione pari a 2°C.

La figura 1.8 conferma quanto detto riguardo alla differenza tra il VCC dell'R410A rispetto all'R134a; si può notare inoltre come il gas refrigerante R410A subisca un calo notevole del proprio valore di effetto frigorifero volumetrico all'aumentare della temperatura di condensazione; questo è in gran parte attribuibile alla già citata temperatura critica ridotta. Quanto appena detto si traduce in un decadimento del COP che si può notare anche nella

figura 1.9, che riporta per le stesse condizioni precedenti il COP dei gas refrigeranti analizzati. Da quest'immagine si evince come il gas refrigerante R134a sia nettamente il più adatto a lavorare con temperature di condensazione superiori ai 30°C; vanno comunque considerati i limiti descritti in precedenza.

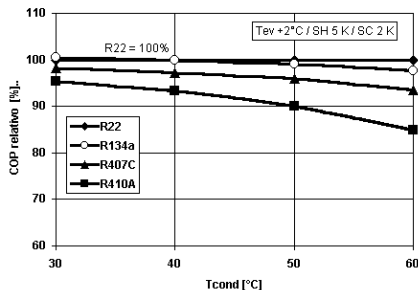


Figura 1.9: confronto dei COP di diversi refrigeranti al variare della temperatura di condensazione, con temperatura di evaporazione pari a 2°C.

1.5 Indici di prestazione stagionali

Come evidenziato in precedenza le prestazioni di una macchina a compressione di vapore sono direttamente influenzate dalle temperature tra cui la macchina opera (nel caso specifico di questa analisi, dove la pompa di calore è una pompa aria-acqua, le temperature dell'aria esterna e la temperatura dell'acqua del circuito idronico). Si deduce quindi che la macchina operi nel corso dell'anno a varie condizioni esterne e abbia quindi rese che variano ora per ora; ai fini di un'analisi completa diventa perciò importante avere un indicatore che sia completo nel descrivere le prestazioni dell'impianto. Vengono definiti quindi gli indici di prestazione stagionale:

$$SEER = \frac{\int \dot{Q}_{eva} dt}{\int \dot{W}_{compr} dt} \quad (1.7)$$

$$SCOP = \frac{\int \dot{Q}_{cond} dt}{\int \dot{W}_{compr} dt} \quad (1.8)$$

Dall'equazione 1.7 si nota come il SEER (la S sta per seasonal) sia il rapporto tra l'energia termica sottratta all'ambiente all'evaporatore durante l'intero periodo di condizionamento estivo e l'energia elettrica totale assorbita dalla macchina durante questo stesso periodo; similmente il SCOP è definito come il rapporto tra l'energia termica fornita durante il periodo di riscaldamento e l'energia elettrica totale assorbita dalla pompa di calore.

Questo tipo di formulazioni sono normalmente scomode e perdono di generalità perché dipendono dalla macchina che viene utilizzata, dai dati climatici e infine dall'edificio in cui la macchina è utilizzata. Normalmente i costruttori utilizzano per il calcolo di questi indici la norma europea EN 14825, la quale fornisce un metodo di calcolo discreto e generalizzato.

In quest'elaborato verranno comunque utilizzate le definizioni di cui sopra, dove ovviamente non si farà l'integrale su tutto il periodo considerato, ma si effettuerà una discretizzazione in intervalli temporali costanti, da cui deriva che gli indici saranno calcolati come rapporto di sommatorie.

Capitolo 2

Impianti idronici a pompa di calore

Un impianto di climatizzazione idronico è costituito da tre componenti principali: un generatore, un sistema di distribuzione ed i terminali d'impianto. Quando si parla di impianti idronici si intende che vi è un circuito chiuso, il sistema di distribuzione, nel quale scorre acqua che funge da fluido termovettore, cioè trasferisce calore dal generatore ai terminali d'impianto; quest'acqua viene comunemente definita acqua tecnica. Compito del progettista è quindi selezionare il sistema di generazione, da cui conseguono le temperature dell'acqua del circuito idronico ottimali per il funzionamento dell'impianto, dalle quali a loro volta dipende la scelta del sistema di emissione più adatto.

2.1 Impianti idronici tradizionali

Gli impianti idronici sono utilizzati da anni ormai per il riscaldamento; nel corso degli anni sono però cambiate le tecnologie sia di generazione, sia per quanto riguarda i terminali d'impianto. La soluzione più tradizionale prevede l'utilizzo di caldaie come generatori, che cedono calore all'acqua, la quale scorre attraverso un sistema di distribuzione per giungere ai vari terminali d'impianto, che normalmente sono costituiti dai comuni termosifoni, i quali scambiano calore con l'ambiente per convezione naturale e per irraggiamento.

La principale peculiarità delle caldaie è la capacità di scaldare acqua fino a temperature elevate (anche oltre 80°C), grazie alla combustione di diverse tipologie di combustibili. Questa tecnologia di generatore è l'abbinamento ideale ai radiatori, i quali per scaldare gli impianti necessitano di temperature medie di circa 70°C .

Le caldaie nel tempo hanno avuto un processo evolutivo, a partire dalla cosiddetta "metanizzazione" degli anni Ottanta e l'avvento del riscaldamento autonomo, fino alle più recenti caldaie a condensazione. Con l'avvento di caldaie più efficienti e in grado di generare acqua calda a temperature più basse, come le caldaie a temperatura scorrevole o le caldaie a condensazione, vi è stata una contemporanea evoluzione dei termosifoni, i quali ad oggi sono in grado di funzionare ottimamente per temperature medie di 50°C .

Il principio di funzionamento basato su una generazione tramite combustione, in grado quindi di raggiungere elevate temperature, e lo schema d'impianto sono rimasti comunque gli stessi nel tempo; in figura 2.1 è possibile vedere una rappresentazione semplificata dell'impianto, nella quale si vede il circuito chiuso dell'acqua tecnica, la quale passa nella caldaia attraverso un serpentino dove assorbe calore, e va ai vari terminali d'impianto per poi rientrare in caldaia.

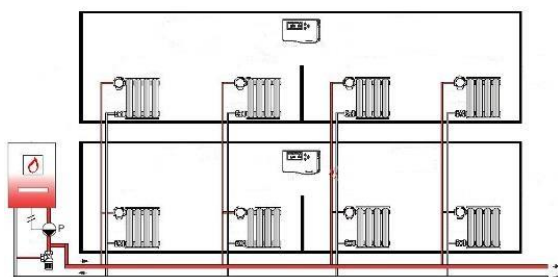


Figura 2.1: rappresentazione di un impianto di riscaldamento a caldaia con termosifoni.

Le caldaie possono essere classificate in base a diversi criteri; in base al metodo di installazione, si può distinguere tra caldaie murali, con potenze utili che arrivano a 115 kW, e caldaie a basamento con potenze utili a partire da 50 kW.

Il principio di funzionamento come già detto è basato sulla combustione di un combustibile, il quale può essere di diverso tipo (solido, liquido, gassoso), che viene ossidato tramite un comburente, l'aria; in base alla quantità di comburente utilizzato si distinguono tre scenari: combustione stechiometrica, se la quantità d'aria è esattamente quella da ottenere l'ossidazione completa del combustibile, combustione con eccesso d'aria, e combustione con difetto d'aria. Per definire le tre tipologie di combustione si utilizza il rapporto volumetrico tra l'aria effettivamente utilizzata e l'aria stechiometrica, definito col simbolo λ ; una combustione stechiometrica avrà quindi λ pari a uno, una combustione con eccesso d'aria avrà $\lambda > 1$ ed infine $\lambda < 1$ indica una combustione in difetto d'aria.

Per una generica caldaia si può quindi definire un rendimento, definito come il rapporto tra il calore utile, calcolabile come il calore assorbito dalla portata d'acqua, ed il calore generato dalla combustione, ottenuto come il prodotto della portata di combustibile e il potere calorifico inferiore del combustibile utilizzato; normalmente il valore massimo di questo rendimento è per caldaie tradizionali pari a 0,9, ovviamente minore di 1 perché nel funzionamento vi sono alcune perdite di efficienza.

La prima tipologia di perdite sono le perdite per incombusti; per ridurle al minimo viene normalmente effettuata una combustione con eccesso d'aria. Vi è tuttavia un'altra tipologia di perdite, le perdite al camino, dovuta al fatto che i fumi vengono rilasciati a temperature maggiori di quelle ambiente, che aumentano all'aumentare dell'eccesso d'aria; le temperature di rilascio dei fumi in ambiente sono normalmente superiori a 100÷120 °C per evitare che lo zolfo contenuto nel combustibile e quindi nei fumi condensi dando origine a composti acidi; si stabilisce perciò un ottimo per l'eccesso d'aria che minimizzi le perdite viste finora,

che è all'incirca compreso tra i valori $1,1 < \lambda < 1,3$. Vi sono infine perdite dette a mantello che dipendono dal fatto che il sistema non è adiabatico e che quindi disperde calore verso l'ambiente. Oltre alle perdite normali di funzionamento vi sono perdite dovute alla continua successione di accensioni e spegnimenti; si viene quindi a definire un rendimento medio stagionale, che risulta essere minore del rendimento nominale.

Le caldaie inoltre normalmente non funzionano al rendimento massimo, che si ha quando la macchina funziona a pieno carico, cioè a massima potenza, poiché per il riscaldamento normalmente utilizzano una potenza che va dal 20 al 40% della potenza massima; le caldaie quindi risultano essere sovradimensionate rispetto al carico richiesto per il riscaldamento; questo è dovuto al fatto che le caldaie devono soddisfare anche la richiesta di acqua calda sanitaria. Va detto che le caldaie producono acqua calda sanitaria in maniera istantanea e che quindi le potenze richieste in questo caso sono molto elevate, in quanto l'acqua va innalzata dalla temperatura di acquedotto (la si può assumere pari a 10°C nell'Italia settentrionale [12]) fino a 48°C (temperatura richiesta al terminale di distribuzione). La caldaia funziona alla potenza massima, e quindi al rendimento nominale di 0,9, solo quando produce acqua calda sanitaria.

2.2 Impianti idronici a pompa di calore

L'attenzione alla riduzione degli sprechi e alle tematiche ambientali ha portato i sistemi idronici di riscaldamento a sfruttare fonti di calore disponibili a temperature più moderate; è cambiata quindi la natura dei sistemi di generazione e contemporaneamente il modo di cedere calore all'ambiente, quindi i terminali d'impianto. In questo panorama di evoluzione le pompe di calore sono state individuate come una risorsa preziosa per generare calore a bassa temperatura.

Secondo la norma EN 14511-1 con il termine pompa di calore si intende una serie di componenti progettati e assemblati come

un'unica unità che forniscano calore ad un ambiente; viene specificata la presenza di un ciclo refrigerante con scopi di riscaldamento che funzioni elettricamente; inoltre si prevede che l'unità possieda anche capacità di raffreddamento mediante l'inversione del ciclo refrigerante. Quando si parla di pompa di calore ci si riferisce in generale ad una macchina a compressione di vapore che sia in grado di fornire prestazioni di riscaldamento e di raffreddamento.

Le pompe di calore possono sfruttare diverse sorgenti disponibili nell'ambiente; il fluido secondario con cui lo scambiatore posto esternamente scambia calore può essere aria, acqua o il terreno; parlando sempre di impianti idronici vengono a definirsi pompe di calore aria-acqua, acqua-acqua e terra-acqua (dette semplicemente pompe geotermiche). L'aria presenta indubbiamente il vantaggio di essere disponibile illimitatamente in ambiente e che gli scambiatori refrigerante-aria hanno costi contenuti; tuttavia i coefficienti di scambio termico convettivo sono piuttosto contenuti e quindi le differenze di temperatura sotto cui avvengono gli scambi termici risultano essere elevati, con conseguenti prestazioni limitate. Inoltre l'aria presenta l'ulteriore limite di seguire l'andamento delle temperature esterne; ciò comporta, specialmente nel funzionamento invernale, che la macchina lavori sotto salti termici elevati. Questo fattore ed i coefficienti di scambio termico convettivo abbastanza limitati comportano prestazioni ridotte perché la macchina lavora con una temperatura di evaporazione molto bassa in inverno ed una temperatura di condensazione elevata in estate. Un'ulteriore svantaggio è che nel funzionamento in pompa di calore ed in particolari condizioni di temperatura e umidità dell'aria vi può essere formazione di brina sullo scambiatore di calore refrigerante-aria, causando ulteriori cadute delle prestazioni, come verrà descritto meglio nel capitolo seguente.

Molti progressi sono comunque stati fatti e le pompe di calore che sfruttano aria come sorgente esterna sono ad oggi in grado di avere comunque prestazioni elevate, anche a temperature dell'aria esterne fino a -20°C .

La seconda tipologia di sorgente termica è l'acqua, disponibile ad esempio in bacini naturali come falde, fiumi o laghi; l'acqua presenta il notevole vantaggio di essere disponibile a temperature meno variabili durante l'anno (solitamente comprese tra gli 8°C e i 15°C circa). Questo permette alla macchina, sia nel funzionamento invernale che in quello estivo, di lavorare con un salto termico ridotto e costante nel tempo, che comporta efficienze maggiori in quanto la macchina lavora a condizioni di carico favorevoli e costanti. Inoltre l'acqua presenta coefficienti di scambio termico convettivo molto elevati, permettendo la riduzione delle differenze di temperatura sotto cui avvengono gli scambi termici; in questo modo si può abbassare la temperatura di condensazione ed aumentare la temperatura di evaporazione con un conseguente aumento delle prestazioni.

Questo tipo di sorgente tuttavia presenta alcuni svantaggi; il principale limite è imposto dalla disponibilità limitata; l'acqua infatti non è sempre disponibile nelle vicinanze dell'utenza. Inoltre vi sono dei vincoli legislativi che cercano di tutelare i bacini naturali e di limitarne l'alterazione; vi è perciò un limite imposto sulla portata d'acqua che può essere prelevata dal bacino ed un limite sulla temperatura di reimmissione dell'acqua nel bacino, che non può superare di 5°C la temperatura di prelievo. L'ultima sorgente è il terreno; le pompe di calore che sfruttano questo tipo di sorgente presentano un circuito chiuso nel quale scorre un fluido termovettore (normalmente una soluzione di acqua più antigelo) che scorre all'interno di sonde geotermiche (verticali o orizzontali) scambiando calore con il terreno. Il terreno presenta il notevole vantaggio di avere temperature che all'aumentare della profondità risentono sempre meno dell'andamento stagionale della temperatura in superficie, fino a profondità di 10-15 m oltre le quali la temperatura è costante e pari a circa 10°C, come mostrato in figura 2.2. Come è stato descritto in precedenza questo comporta prestazioni della macchina elevate.

Questa soluzione tuttavia è soggetta al fenomeno della deriva termica; questo fenomeno è la variazione della temperatura del

terreno nel lungo periodo dovuta al fatto che le potenze che la macchina scambia col terreno sono diverse in estate e in inverno. Inoltre presenta elevati costi d'impianto sia per la soluzione a sonde verticali sia per quella a sonde orizzontali. Nel primo caso i costi sono molto elevati a causa delle opere di perforazione necessarie per la posa delle sonde; nel secondo caso i costi sono inferiori, anche se comunque elevati rispetto ai costi delle macchine ad aria o ad acqua, in quanto le sonde sono poste orizzontalmente ad una profondità di 4-5 m. In questo caso tuttavia le prestazioni della macchina risultano peggiorare in quanto le temperature del terreno risentono maggiormente dell'andamento stagionale della superficie, anche se comunque migliori di quelle delle macchine ad aria.

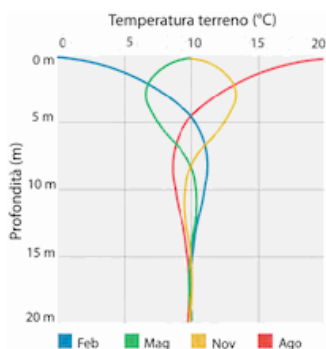


Figura 2.2: andamento medio delle temperature del terreno all'aumentare della profondità in diversi mesi dell'anno.

Se si tratta perciò di sistemi idronici a pompa di calore aria-acqua, il generatore è una pompa di calore aria-acqua che scambia calore con l'aria presente nell'ambiente esterno e con l'acqua tecnica presente nel sistema di distribuzione interno. Si può quindi evidenziare il primo grande vantaggio degli impianti idronici a pompa di calore rispetto a quelli più tradizionali a caldaia, ovvero la capacità con un unico sistema di soddisfare la richiesta

dell'utenza in termini di raffreddamento, oltre che di riscaldamento.

Un'ulteriore vantaggio delle pompe di calore rispetto alle caldaie sono le prestazioni molto elevate che comportano un forte risparmio di energia primaria e una riduzione delle emissioni, soprattutto a livello locale; per quanto riguarda il confronto di consumo di energia primaria tra tecnologie diverse come le caldaie e le pompe di calore risulta utile utilizzare l'analisi exergetica.

L'exergia è definita come la massima energia estraibile da un sistema quando questo viene portato in equilibrio con l'ambiente; l'analisi exergetica nasce fondendo il bilancio energetico (primo principio della termodinamica) ed il bilancio entropico (secondo principio della termodinamica); per un generico sistema si può infatti scrivere il bilancio di primo principio:

$$\dot{W} = - \left(\frac{dU}{dt} + p_a * \frac{dV}{dt} \right) + \left[\sum_j (\dot{m}_{in} * h_{in})_j - \sum_j (\dot{m}_{out} * h_{out})_j \right] + \sum_j \dot{Q}_j - \dot{Q}_a \quad (2.1)$$

$$\dot{S}_{gen} = \frac{dS}{dt} - \left[\sum_j (\dot{m}_{in} * s_{in})_j - \sum_j (\dot{m}_{out} * s_{out})_j \right] + \left(- \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \frac{\dot{Q}_a}{T_a} \right) \quad (2.2)$$

Calcolando \dot{Q}_a dalla 2.2 e sostituendo nella 2.1 si ottiene:

$$\dot{W} = - \left(\frac{dU}{dt} + p_a * \frac{dV}{dt} - T_a * \frac{dS}{dt} \right) + \sum_j \dot{m}_{in} * (h_{in} - T_a * s_{in})_j + - \sum_j \dot{m}_{out} * (h_{out} - T_a * s_{out})_j + \sum_j \dot{Q}_j * \left(1 - \frac{T_a}{T_j} \right) - T_a * \dot{S}_{gen} \quad (2.3)$$

Definendo $T_a * \dot{S}_{gen}$ come exergia distrutta (EX_{dis} , sempre maggiore o uguale a zero) e $\left(1 - \frac{T_a}{T_j} \right)$ come fattore di Carnot (θ), per una macchina ciclica che scambia con un solo serbatoio

termico oltre all'atmosfera, si può riscrivere il bilancio semplificando i vari termini:

$$\dot{W} = \dot{Q} * \theta - EX_{dis} \quad (2.4)$$

dove $Q * \theta$, detto anche exergia da calore, rappresenta per un sistema ciclico inverso (cioè il ciclo frigorifero) il minimo lavoro che il sistema assorbe per sottrarre il calore Q al serbatoio con temperatura inferiore. Si osserva che nel funzionamento da refrigeratore, cioè quando $T_a > T$, un calore entrante è associato ad un flusso exergetico uscente e viceversa, mentre nel funzionamento da pompa di calore ($T_a < T$) ad un calore entrante è associato un flusso exergetico entrante e viceversa. Nel caso in cui inoltre il sistema scambia calore con un serbatoio a temperatura variabile (è il caso delle pompe di calore aria-acqua, in cui la macchina scambia calore con l'atmosfera a temperatura costante e l'acqua a temperatura variabile), si può sostituire T con la temperatura media logaritmica.

Da questo tipo di analisi [5] si individua che i rendimenti exergetici per la caldaia e per la pompa di calore rispettivamente risultano essere pari a:

$$\eta_{caldaia,ex} = \eta_{th,caldaia} * \vartheta \quad (2.1)$$

$$\eta_{pompa\ di\ calore,ex} = COP * \eta_{SEN} * \vartheta \quad (2.2)$$

Dove:

- $\eta_{th,caldaia}$ rappresenta il valore del rendimento di primo principio di una caldaia, per il quale si assume un valore di 105%, se si considerano le moderne caldaie a condensazione (il rendimento risulta essere maggiore del 100% in quanto è riferito al potere calorifico inferiore);
- η_{SEN} è il valore del rendimento medio del Sistema Elettrico Nazionale, pari a 0,46;
- ϑ rappresenta il cosiddetto fattore di Carnot, ovvero il termine che considera le temperature a cui operano i sistemi.

Affinché l'analisi abbia senso fisico, il confronto fra tecnologie diverse va effettuato a parità di effetti utili, e quindi a parità di ϑ . Perciò risulta che per avere un rendimento exergetico della pompa di calore superiore a quello della caldaia è sufficiente che il COP della pompa di calore sia maggiore di 2,28.

Naturalmente un abbassamento dei consumi di energia primaria comporta una riduzione delle emissioni di anidride carbonica. Un'ulteriore analisi interessante è quella riguardo il confronto di costi connessi all'utilizzo di una caldaia o di una pompa di calore a parità di output d'energia termica. Per fare ciò è quindi necessario conoscere i costi del metano e dell'energia elettrica; usando i dati resi disponibili da AEEG (Autorità per l'energia elettrica e il gas) per gli ultimi trimestri disponibili si può stabilire un prezzo di circa 0,9 €/m³ per il gas naturale e 0,20 €/kWh elettrico; si ottiene quindi:

$$p_{PdC} = \frac{p_{ee}}{COP} \quad (2.3)$$

$$p_{caldaia} = \frac{p_{gn}}{\eta_{th,caldaia} * PCI} \quad (2.4)$$

Dove:

- p_{PdC} è il costo per produrre energia termica utilizzando una pompa di calore, espresso in [€/kWh];
- p_{ee} è il prezzo dell'energia elettrica, pari a 0,2 €/kWh;
- $p_{caldaia}$ è il costo per produrre energia termica utilizzando una caldaia, espresso in [€/kWh];
- p_{gn} è il prezzo del gas naturale, pari a 0,9 €/m³;
- PCI è il potere calorifico inferiore del gas naturale, pari a 40 MJ/m³, ovvero 11,11 kWh/m³.

Ne consegue che affinché il costo connesso all'esercizio di una pompa di calore sia inferiore a quello di una caldaia deve essere:

$$COP > \frac{p_{ee} * \eta_{th,caldaia} * PCI}{p_{gn}} = 2.67 \quad (2.5)$$

Va tenuto conto tuttavia che i costi d'investimento iniziali per un impianto a pompa di calore sono molto superiori a quelli per un impianto a caldaia; tuttavia recentemente le pompe di calore hanno iniziato ad essere considerate come tecnologie che sfruttano fonti rinnovabili.

Infatti la pompa di calore aria-acqua innalza o abbassa il livello termico dell'acqua tecnica sfruttando l'aria esterna come sorgente termica, quando funziona come pompa di calore, o come pozzo termico, nel funzionamento in refrigeratore; per fare ciò utilizza l'energia fornita dal compressore, il quale quindi assorbe energia elettrica. La quota di energia legata allo scambio termico con l'aria può essere considerata come rinnovabile, in quanto l'aria è disponibile illimitatamente e non soffre di fenomeni di deriva termica. Per questa ragione le pompe di calore (sia aerotermiche, che idrotermiche e geotermiche) state riconosciute come tecnologie che sfruttano fonti rinnovabili. In questo senso il Decreto Legislativo numero 28 del 3 Marzo 2011, fornisce un metodo per calcolare la quota di energia da considerarsi rinnovabile e quindi avente diritto agli incentivi; in particolare utilizza il rendimento stagionale medio per il riscaldamento, definito come SPF (seasonal performance factor), analogo allo SCOP visto nel capitolo precedente, e pone:

$$E_{RES} = Q_{usabile} * \frac{SPF-1}{SPF} \quad (2.6)$$

Dove $Q_{usabile}$ è il calore prodotto dalla pompa di calore, purché questa soddisfi un criterio:

$$SPF > \frac{1,15}{\eta_{SEN}} \quad (2.7)$$

Dove η_{SEN} rappresenta il rendimento medio del Sistema Elettrico Nazionale; vengono quindi considerate le pompe di calore con un SPF superiore a 2,5 (considerando un valore di 0,46 come rendimento del Sistema Elettrico Nazionale).

In quanto tecnologie che sfruttano una fonte rinnovabile, le pompe di calore hanno diritto ad alcuni incentivi, come ad esempio la detrazione fiscale del 65%, il conto termico o la nuova tariffa elettrica D1; di conseguenza la valutazione economica, con particolare riguardo al confronto con le caldaie, assume aspetti diversi.

2.3 Tipologie d'impianto

All'inizio del capitolo si è accennato a come un impianto di climatizzazione sia costituito da tre elementi; illustrati quindi i le tecnologie principali per la generazione, si passa ora ad analizzare le principali opzioni per scambiare calore tra l'acqua tecnica del sistema di distribuzione e l'ambiente che si vuole climatizzare. Si è già accennato che i terminali d'impianto maggiormente usati nei sistemi tradizionali sono basati sul riscaldamento radiativo (i comuni termosifoni); questa tecnologia è stata col tempo rivista proprio per lo spostamento verso sistemi di generazione a temperature più moderate. Le nuove soluzioni più comuni sono i radiatori a bassa temperatura, i pannelli radianti ed i ventilconvettori. La prima soluzione è molto simile a quella tradizionale, però sfrutta acqua ad una temperatura media più bassa, circa 50°C, temperature che in condizioni esterne critiche la pompa di calore fatica a sostenere; inoltre è una soluzione che non può essere terminale d'impianto anche per la climatizzazione estiva; per questi due motivi questa tecnologia non verrà discussa. Le due soluzioni oggi più utilizzate in abbinamento ad una pompa di calore sono quindi i pannelli radianti ed i ventilconvettori.

2.3.1 Pannelli radianti

Gli impianti a pannelli radianti sono costituiti da un sistema di tubi posizionati dietro le superfici delle zone che si vogliono climatizzare all'interno dei quali scorre acqua che assorbe o cede calore alla superficie che poi scambia con l'ambiente. Vi possono

essere impianti a pavimento, a parete o a soffitto; ad oggi i più comuni sono quelli a pavimento. In questi impianti i tubi possono essere disposti in diverse configurazioni, ad esempio a spirale o a serpentina; in tutti i casi comunque le superfici di scambio termico sono molto estese. La norma UNI EN 1264 definisce tre tipologie di impianto per i pannelli radianti a pavimento: pannelli con tubi annegati nello strato di supporto, pannelli con tubi sotto lo strato di supporto e impianti annegati in uno strato livellante che aderisce ad un doppio strato di separazione.

I pannelli radianti si basano sullo scambio termico per convezione naturale e per irraggiamento; dato che lo scambio di calore per irraggiamento è proporzionale alla differenza delle potenze quartiche delle temperature dei corpi che scambiano calore, e che le superfici in gioco sono molto elevate questi sistemi possono scambiare calore con differenze di temperatura ridotte tra l'acqua e la temperatura che si vuole ottenere in ambiente. Normalmente i pavimenti radianti lavorano in inverno con una temperatura dell'acqua in ingresso pari a 35°C e in uscita a 30°C, mentre in estate con in ingresso acqua a 18°C e in uscita a 23°C.

Vantaggi

Il sistema con pannelli radianti presenta numerosi vantaggi oltre all'appena evidenziato utilizzo di temperature moderate con conseguenti risparmi energetici e alla possibilità di utilizzo sia per il riscaldamento che per la climatizzazione estiva; oltre a ciò si ottiene un livello di comfort termico molto vicino a quello ideale come si mostra in figura 2.3, dove si può notare come il profilo di temperatura ideale di benessere termico al variare della quota nella stanza sia molto simile a quello dei pavimenti radianti. Da quest'immagine si può notare come il sistema di riscaldamento a radiatori sia molto discosto dalla curva ideale; questo perché il principale contributo allo scambio termico è dato dalla convezione naturale, e l'irraggiamento c'è anche se in piccola misura.

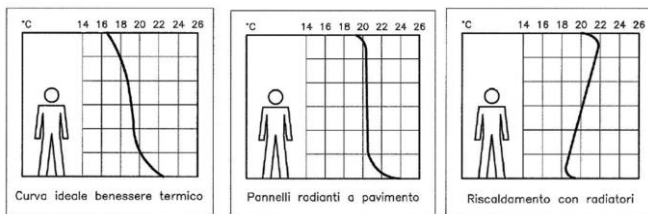


Figura 2.3: profilo di temperatura al variare dell'altezza dal pavimento ideale e con diversi sistemi di riscaldamento.

Inoltre dalla figura 2.3 si può comprendere come con il sistema tradizionale con termosifoni rispetto a quello a pavimento radiante si debba riscaldare di più l'aria per portarla ad una temperatura intorno ai 20°C all'altezza dell'uomo, con grandi sprechi d'energia.

L'utilizzo del riscaldamento a pavimento comporta inoltre un miglioramento della qualità dell'aria; questo perché si evita il fenomeno della combustione del pulviscolo atmosferico e perché la riduzione dei moti convettivi dell'aria comporta una minimizzazione della circolazione delle polveri.

Infine i pannelli radianti non hanno vincoli di installazione e non impongono vincoli su arredamento e sull'utilizzo degli spazi.

Svantaggi

Tuttavia presentano alcuni svantaggi principalmente legati alle temperature superficiali raggiunte dal pavimento in riscaldamento, all'inerzia termica ed alla complicazione progettuale.

Per quanto riguarda le temperature superficiali del pavimento è necessario che queste si mantengano inferiori a:

- 29°C in locali dove ci si sofferma in permanenza,
- 33°C in locali bagno, docce e piscine,
- 35°C in zone perimetrali o in locali dove si accede raramente.

Questo per evitare l'insorgere di malesseri fisiologici. Questi limiti impongono di conseguenza precisi limiti sul flusso termico areico che può cedere il pannello; in particolare, considerando

una temperatura dell'aria ambiente pari a 20°C, si ottengono valori massimi di:

- 100 W/m² in locali dove ci si sofferma in permanenza,
- 150 W/m² in locali bagno, docce e piscine,
- 175 W/m² in zone perimetrali o in locali dove si accede raramente.

Un'ulteriore svantaggio è l'elevata inerzia termica; infatti questo sistema prevede che i tubi in cui scorre l'acqua scaldino il massetto in cui sono annegati i tubi stessi, e che poi questo ceda calore all'ambiente; lo stesso effetto lo si ha quando viene spento l'impianto, che continua a scaldare fino a quando il pavimento non si porta alla temperatura ambiente. Come conseguenza si ha che i tempi di messa a regime dell'impianto sono elevati e che i tempi di reazione a cambiamenti climatici siano piuttosto elevati. Il problema dell'elevata inerzia termica si presenta soprattutto per quegli ambienti che non vengono riscaldati con continuità, come le seconde case, dove sono più adatte altre soluzioni.

L'ultimo aspetto critico è la complicazione progettuale; infatti il dimensionamento di un pavimento a pannelli radianti richiede un maggior onere di calcoli nel determinare i parametri di progetto; infatti la progettazione richiede anche la conoscenza dei dettagli costruttivi riguardanti i massetti e le solette. Negli anni infatti i costruttori di pannelli radianti hanno sviluppato software di supporto per facilitare il lavoro del progettista e incrementare le proprie vendite. Oltre a ciò va detto che la progettazione non è modificabile con facilità, come invece può esserlo con i termosifoni, i quali possono essere tolti o aggiunti con semplicità in un progetto.

2.3.2 Ventilconvettori

I ventilconvettori sono terminali d'impianto che scambiano calore con l'ambiente tramite convezione forzata.

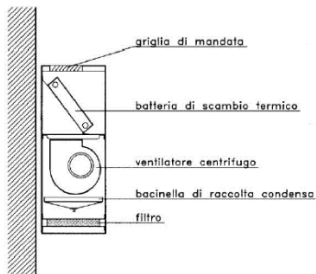


Figura 2.4: *Rappresentazione schematica del ventilconvettore.*

Nella figura 2.4 si evidenziano i componenti principali: la batteria all'interno della quale scorre l'acqua tecnica, la griglia di mandata dalla quale esce l'aria rinnovata, il filtro dal quale si aspira l'aria ambiente, ed il ventilatore; questo componente può essere di due tipi: centrifugo, come in figura, o tangenziale.

I ventilconvettori possono essere utilizzati in diverse tipologie di impianto; ad esempio vengono utilizzati negli impianti misti aria-acqua, dove controllano la temperatura ambiente mentre le UTA (Unità di trattamento aria) controllano l'umidità ed il ricambio d'aria. I fancoil possono essere usati anche negli impianti idronici, dove il ricambio dell'aria è di tipo naturale. In certi casi i ventilconvettori possono avere una presa d'aria esterna che permette la miscelazione dell'aria di ricircolo con una portata d'aria esterna.

La batteria funziona in inverno con temperature dell'acqua tecnica in ingresso di 45°C e un salto termico di 5°C; di recente è in atto una traslazione verso l'utilizzo di temperature più contenute, ai fini di migliorare l'efficienza energetica, a fianco di una riduzione delle velocità di movimentazione dell'aria, per ridurre le sensazioni di freddo.

Questo tipo di macchine non effettua un controllo spinto sull'umidità relativa dell'aria ambiente, pertanto durante il funzionamento estivo la temperatura dell'acqua di alimentazione deve essere tale da evitare l'eccessiva formazione di condensa sulla superficie delle batterie; considerando che la batteria è

attraversata da aria ambiente, a 26°C e U.R. 50%, tale temperatura deve essere inferiore alla temperatura di rugiada (pari a 14,5°C in queste condizioni). Il range di temperature tipicamente utilizzate da questi terminali è 7°C con 5°C di salto termico (temperatura di 12°C all'uscita della batteria), ma ci si può spingere fino ad una temperatura di alimentazione di 11-12°C.

Vantaggi

Come per i pannelli radianti vengono utilizzate temperature sensibilmente inferiori rispetto ai radiatori nel funzionamento invernale, consentendo un forte risparmio di energia; si osserva tuttavia che le temperature sono superiori a quelle dei pannelli, questo per le ragioni di temperature dell'aria percepite spiegate in precedenza.

Anche in questo caso si tratta di terminali d'impianto adeguati sia per il riscaldamento che per la climatizzazione estiva.

In maniera opposta ai pannelli radianti, questo tipo di terminali hanno un'inerzia termica che è del tutto trascurabile, in quanto la massa coinvolta nello scambio termico è molto ridotta. Questo permette una messa a regime dei locali climatizzati in tempi molto rapidi, situazione che ad oggi è molto adatta per gli ambienti usati in modo discontinuo. Oltre alla messa a regime l'impianto a fancoil è in grado di reagire prontamente a variazioni delle richieste di carico dovute ad esempio a bruschi cambiamenti delle condizioni esterne.

Oltre a ciò i ventilconvettori presentano una buona flessibilità, data la possibilità di regolare la velocità di rotazione del ventilatore, regolando così la potenza scambiata.

Infine il filtro in aspirazione consente una maggiore pulizia dell'aria, trattenendo polveri ed altre impurità; si ottiene quindi un ambiente più igienico e con condizioni più salutari.

Svantaggi

Il fattore che maggiormente limita la diffusione dei ventilconvettori negli ambienti domestici è la rumorosità dovuta al ventilatore; a questo proposito i livelli accettabili di rumorosità ambientale per un appartamento sono considerati per valori

compresi tra 35÷42 dB(A), secondo il secondo quaderno Caleffi, mentre il range di rumorosità accettabile per le norme UNI è 30÷40 dB(A).

Si sottolinea che il recente utilizzo di ventilatori tangenziali permette una forte riduzione della rumorosità, giungendo fino a valori nel funzionamento a velocità del ventilatore media pari a 30÷35 dB(A), con un livello di comfort acustico molto buono. Un'ulteriore svantaggio dei ventilconvettori è la necessità di manutenzione, che invece non sussiste per i pannelli radianti; si deve infatti procedere alla pulizia dei filtri con periodicità all'incirca mensile, oltre alla sostituzione che può avvenire annualmente.

Infine gli impianti scaldati mediante fancoil presentano un'elevata stratificazione dell'aria, che porta a un discostamento della temperatura dell'ambiente al variare dell'altezza dal pavimento dall'andamento ideale, come mostrato in figura 2.5.

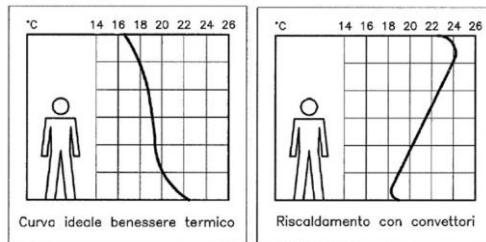


Figura 2.5: profilo di temperatura al variare dell'altezza dal pavimento ideale e con sistema di riscaldamento a ventilconvettori.

Questo svantaggio risulta molto meno evidente nel condizionamento estivo, in quanto l'aria spinta per convezione forzata verso l'alto è fredda, e quindi più pesante e tende a sportarsi verso il basso.

Capitolo 3

Le pompe di calore utilizzate

Nei capitoli precedenti sono stati discussi i vantaggi delle pompe di calore rispetto ad altre tecnologie ed i limiti delle stesse; nel capitolo seguente si intende presentare le due pompe di calore utilizzate nelle simulazioni, la prima delle quali rappresenta una pompa di calore tradizionale, mentre la seconda rappresenta una nuova pompa di calore. In particolare si evidenziano i limiti della pompa di calore tradizionale, tipici di questa tecnologia, e i conseguenti vantaggi che la seconda macchina presenta in relazione alla prima.

È importante specificare che si tratta di macchine split, ovvero di macchine che presentano un'unità esterna ed un modulo idronico separato, ovvero l'unità interna.

3.1 Caratteristiche della pompa di calore tradizionale

La prima macchina analizzata è Sherpa, una pompa di calore aria-acqua reversibile in grado anche di produrre acqua calda sanitaria che utilizza R410A come refrigerante. La taglia scelta per questa macchina è 10,5 kW, riferiti ad una temperatura esterna di 7°C e ad una temperatura di mandata dell'acqua di 35°C, con un salto termico pari a 5°C. I limiti di funzionamento (o envelope operativi) sono rappresentati in figura 3.1 per il funzionamento in riscaldamento e per il funzionamento in raffreddamento.

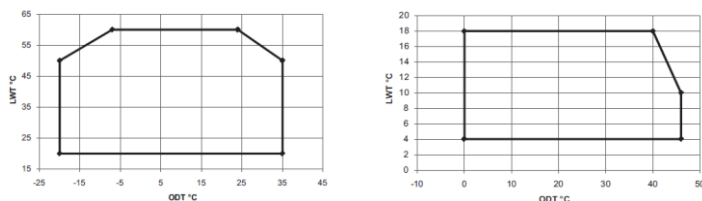


Figura 3.1: envelope operativo in riscaldamento (a sinistra) ed in raffreddamento (a destra), dove con ODT (outside drybulb temperature) si indica la temperatura di bulbo secco dell'aria esterna e con LWT (water temperature) si indica la temperatura della mandata dell'acqua tecnica.

La macchina è costituita due elementi principali: l'unità interna, posta nell'ambiente interno, e l'unità esterna, posta nell'ambiente esterno. Le due unità sono collegate tra loro attraverso due tubi, uno di mandata e uno di aspirazione, all'interno dei quali scorre il refrigerante; vi è inoltre un cavo per la comunicazione di dati tra le schede di comando della macchina.

3.1.1 Unità interna

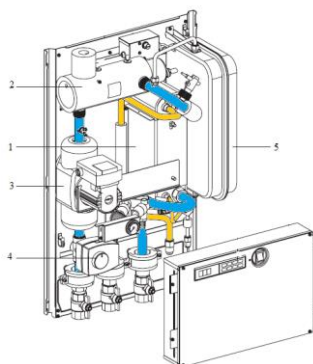


Figura 3.2: rappresentazione dell'unità interna di Sherpa e dei suoi componenti principali; si osservano i circuiti dell'acqua (in blu) e del refrigerante (in arancione).

L'unità interna ha dimensioni pari a 0,500 m per 0,810 m, con una profondità di 0,360 m, per un peso complessivo di 36 kg. Nella figura 3.2 viene illustrato il disegno tecnico dell'unità interna dove sono evidenziati i principali componenti, di cui si illustrano di seguito le caratteristiche.

- 1) Scambiatore di calore refrigerante-acqua
Questo è uno scambiatore a piastre saldobrasate in lamiera d'acciaio; questo tipo di scambiatore è controcorrente e a deflusso parallelo come evidenziato in figura 3.3; le piastre presentano le superficie corrugate, le quali servono a creare delle turbolenze nei flussi per aumentare il coefficiente di scambio termico e aumentano la superficie di scambio. Per evitare sprechi è chiaro che nella prima e nell'ultima intercapedine scorre il fluido freddo.

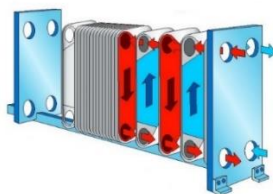


Figura 3.3: schema illustrativo dello scambiatore a piastre.

Questo scambiatore viene utilizzato per lo scambio termico tra refrigerante ed acqua; negli anni questo tipo di scambiatori ha sostituito gli scambiatori tubo in tubo e quelli a fascio tubiero, permettendo una riduzione dei volumi con conseguente riduzione degli ingombri dell'unità interna; va ricordato tuttavia che questo scambiatore presenta elevate perdite di carico.

Questo scambiatore funge perciò da condensatore nel funzionamento in riscaldamento e quando si vuole scaldare l'acqua calda sanitaria, e da evaporatore quando la macchina funziona in raffreddamento.

Nella figura 3.4 si possono notare le caratteristiche costruttive dello scambiatore; la lunghezza indicata in figura con la lettera A dipende dal numero di piastre, che risulta essere pari a 72, e risulta essere pari a 118 mm. Lo scambiatore presenta inoltre un peso complessivo di 7,48 kg.

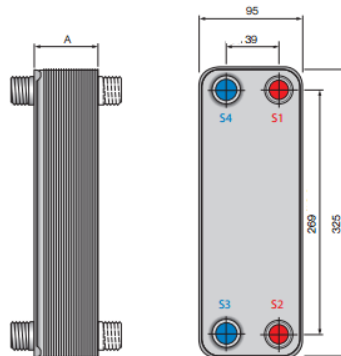


Figura 3.4: caratteristiche dimensionali dello scambiatore a piastre refrigerante-acqua espresse in [mm].

- 2) Collettore per resistenze elettriche
All'uscita dell'evaporatore l'acqua tecnica entra in un collettore dove risiedono due resistenze elettriche, ciascuna da 1,5 kW, che possono essere chiamate a scaldare l'acqua tecnica (nel funzionamento in riscaldamento) in caso di particolari condizioni, ad esempio condizioni esterne molto critiche alle quali la macchina da sola non riesce a soddisfare la richiesta.
- 3) Pompa di circolazione dell'acqua tecnica

Questa pompa è posta dopo il collettore per le resistenze elettriche e serve alla circolazione dell'acqua tecnica nel sistema di distribuzione e a vincere le varie cadute di pressione del sistema; questa pompa è una pompa ad alta efficienza con un motore elettrico a velocità variabile.

4) Valvola a tre vie

Questa valvola è posta dopo la pompa di circolazione e serve a deviare l'acqua tecnica verso il circuito di distribuzione per il comfort climatico o verso il serpentino che scalda l'acqua calda sanitaria all'interno del bollitore.

5) Vaso d'espansione

Questo elemento risulta essere di grande importanza per compensare alle variazioni di pressione dell'impianto evitando danneggiamenti e rotture dei tubi o di altri elementi dei circuiti.

Questi sono i principali elementi dell'unità interna; dalla figura 3.1 si possono quindi notare (in basso a sinistra) i tre rubinetti a cui corrispondono le due mandate dell'acqua tecnica, una per l'impianto di climatizzazione e una per il bollitore dell'acqua calda sanitaria, e il ritorno comune ai due circuiti; si nota inoltre (in primo piano in basso a destra) l'assieme del quadro elettrico. Questo riceve informazioni dalla due sonde, una posta nell'ambiente esterno rileva la temperatura esterna ed una posta nel bollitore rileva la temperatura dell'acqua calda sanitaria. In base a queste informazioni, alla temperatura dell'ambiente interno, e ad altre variabili di controllo, la macchina calcola le condizioni di funzionamento adatte e invia informazioni all'unità esterna.

3.1.2 Unità esterna

L'unità esterna presenta dimensioni pari a 0,990 m per 950 m, con una profondità di 0,350 m, con un peso complessivo di 82 kg. Come già accennato questa è collegata con l'unità interna attraverso due tubi, all'interno dei quali scorre il refrigerante, ed un cavo per la comunicazione di dati tra le schede elettroniche.

Di seguito si illustrano i principali componenti con le loro caratteristiche.

1) Accumulatore refrigerante

Quest'organo, posto prima dell'ingresso del refrigerante al compressore, serve ad accumulare refrigerante per evitare che si abbia refrigerante allo stato liquido in ingresso al compressore.

2) Compressore

Il compressore riceve in aspirazione dall'evaporatore refrigerante e ne innalza la pressione, e quindi la temperatura, per poi mandarlo al condensatore; le tecnologie più usate per questa tipologia di macchine sono i compressori scroll e i rotary. I compressori possono essere suddivisi in due grandi categorie, ovvero i compressori dinamici, il cui rapporto di compressione dipende dalla frequenza di rotazione del compressore, e i compressori volumetrici, il cui rapporto di compressione invece è indipendente dalla frequenza di rotazione del compressore. Questi ultimi sono a loro volta suddivisibili in compressori alternativi (ad esempio i compressori con sistema cilindro-pistone) e in compressori rotativi; i compressori scroll e rotary fanno parte di questa categoria insieme a quelli a vite. Quest'ultimi sono adatti per applicazioni con potenze molto elevate scambiate all'evaporatore (fino a 1000 kW), i compressori scroll per potenze scambiate fino a un ordine di grandezza inferiori (100 kW), e infine i compressori rotary per potenze all'evaporatore comprese tra gli 0,5 kW ed i 10 kW. Questa macchina utilizza infatti questa tipologia di compressori; i compressori rotary sono compressori ermetici, ovvero compressori chiusi il cui unico contatto con l'esterno avviene attraverso i tubi di mandata e aspirazione del refrigerante, e il collegamento elettrico; il motore elettrico è infatti all'interno dell'involucro metallico ed

inoltre l'albero del motore elettrico è lo stesso del compressore.

Il principio di funzionamento è mostrato in figura 3.5; al centro dell'immagine si può notare un eccentrico con l'albero che lo mette in rotazione; si nota inoltre la paletta scorrevole che è mantenuta a contatto con l'eccentrico da una molla; in questo modo si separano due camere di compressione (A e B), una nella quale avviene l'aspirazione del refrigerante attraverso una luce, e una altra in cui la rotazione del pistone determina la compressione del gas in uno spazio sempre minore, sino al raggiungimento della pressione di scarico, che comporta l'apertura della valvola di mandata.

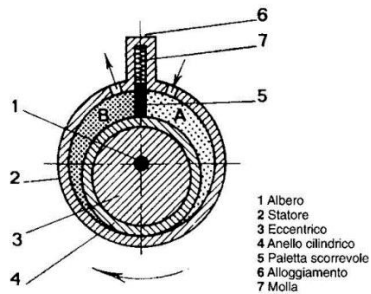


Figura 3.5: schema di funzionamento del compressore di tipo rotary.

Come si può notare in figura 3.6, questi particolari compressori hanno l'aspirazione del refrigerante e la camera di compressione nella parte inferiore; di conseguenza il motore elettrico è posto nella parte superiore. Ciò comporta che il motore elettrico è raffreddato dal refrigerante in uscita dalla camera di compressione e quindi a temperature abbastanza elevate. Nel caso in esame il compressore è del tipo "twin rotary"; ciò significa che vi sono due rotori uguali tra

loro sfasati di 180° che danno una maggiore uniformità di rotazione e una riduzione degli attriti, a beneficio delle prestazioni e della riduzione delle vibrazioni, e quindi del rumore.

Oltre a ciò va detto che nella parte inferiore l'albero pesca dell'olio lubrificante che quindi viene letteralmente spruzzato sulle varie parti in movimento.



Figura 3.6: sezione del compressore di tipo rotary.

Nella tabella si riassumono le caratteristiche tecniche del compressore analizzato.

Tipologia di compressore	Twin rotary ermetico
Displacement [cm ³ /rev.]	30.6
Motore elettrico	Inverter DC
Range di frequenza [Hz]	10-120
Potenza [W]	3010

Tabella 3.1: caratteristiche del compressore a R410A.

Questo compressore è dotato di un motore elettrico con inverter; questo significa che il motore è in grado di variare con continuità la frequenza di rotazione del compressore mantenendo in ingresso la frequenza elettrica costante del sistema di alimentazione. In questo

modo il compressore varia la portata di refrigerante in mandata e quindi la macchina riesce a gestire le potenze rese dalla macchina e le sue prestazioni.

L'utilizzo di un motore inverter comporta numerosi vantaggi; alcuni di questi sono la riduzione del valore delle correnti assorbite allo spunto, la possibilità di una regolazione modulante della potenza resa dalla macchina, l'aumento dei rendimenti del compressore e l'ampliamento del campo di utilizzo del compressore, in particolare l'aumento della temperatura di mandata del compressore; quest'ultima caratteristica comporta un ampliamento dell'envelope della macchina con una temperatura di mandata dell'acqua tecnica superiore. Il motore inverter inoltre permetta alla macchina di seguire meglio il carico richiesto, lavorando quindi in condizioni favorevoli e con efficienze più elevate, e riducendo il numero di avviamenti. L'insieme di tutti questi aspetti comporta una notevole diminuzione dei consumi e quindi dei costi d'esercizio.

3) Scambiatore di calore refrigerante-aria

Questo scambiatore funziona da evaporatore quando la macchina funziona in riscaldamento e da condensatore quando la macchina funziona in raffreddamento; è una batteria alettata a due ranghi costituita da tubi in rame zigrinati internamente (con zigrinatura elicoidale), al cui interno scorre il refrigerante, che scambia con l'aria esterna. In figura 3.7 viene illustrato un esempio di batteria alettata per capirne meglio l'architettura.

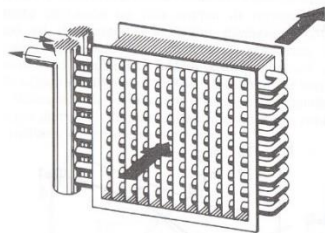


Figura 3.7: rappresentazione schematica di una batteria alettata.

Le alette che costituiscono la batteria servono ad aumentare la superficie di scambio termico e sono generalmente sagomate (nella letteratura tecnica si usa il termine inglese, lanced) per creare turbolenze sul lato aria; oltre a ciò va detto che le alette sono trattate di modo che la condensa che si può formare per l'umidità presente nell'aria e le basse temperature del refrigerante scorri verso il basso e non permanga sotto forma di goccia tra le alette; questo perché lo strato d'acqua costituirebbe una resistenza termica e soprattutto perché sarebbe un'ostruzione al passaggio dell'aria. Una caratteristica che rende questo scambiatore un elemento particolarmente critico è la formazione di brina durante il periodo invernale, quando vi sono condizioni particolari di temperatura e di umidità dell'aria esterna e lo scambiatore è nel suo funzionamento da evaporatore. La rimozione della brina viene effettuata tramite l'attuazione dei cosiddetti cicli di sbrinamento; si tratta di un'inversione del ciclo, cosicché nella batteria alettata i gas refrigeranti caldi sono in grado di sciogliere la brina; una volta che ciò è accaduto la macchina reinverte il ciclo e ritorna al normale funzionamento in pompa di calore.

Nella tabella 3.2 si riassumono le caratteristiche tecniche della batteria alettata.

Materiale tubi	Rame
Tipologia tubi	Con zigrinatura elicoidale interna
Numero tubi per rango	58
Numero ranghi	3
Numero circuiti	12
Diametro esterno tubi [m]	0.007
Materiale alette	Alluminio
Tipologia alette	Lanced
Lunghezza pacco alettato [m]	0.9
Numero alette	17 per pollice

Tabella 3.2: *caratteristiche della batteria alettata (scambiatore refrigerante-aria).*

4) Ventilatore e motore elettrico

L'aria che scambia calore con la batteria alettata viene aspirata da due ventilatori, ciascuno mosso da un motore elettrico in grado di regolare la velocità su due valori diversi. Le caratteristiche di questi componenti sono indicate in tabella 3.3.

Numero ventilatori	2
Tipologia di ventilatori	Assiale
Numero di pale per ventilatore	4
Diametro girante [m]	0.46
Diametro bocaglio [m]	0.48
Numero motori elettrici	2
Tipologia motori elettrici	Motore asincrono monofase

Tabella 3.3: *caratteristiche dei ventilatori e dei motori elettrici.*

- 5) Valvola a quattro vie
- Questa valvola ha lo scopo di invertire il ciclo e di passare quindi dal funzionamento in refrigeratore a quello in pompa di calore e viceversa; in figura 3.8 è illustrato il funzionamento di una valvola ed il suo sistema di controllo attraverso una valvola pilota; si può notare come la valvola a quattro vie sia costituita da quattro collegamenti principali, all'interno dei quali scorre il refrigerante, di cui uno verso l'alto, che è costituito sempre dalla mandata del compressore, e tre verso il basso, di cui quello centrale è sempre l'aspirazione del compressore.

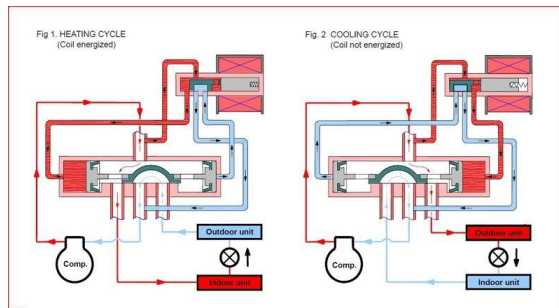


Figura 3.8: rappresentazione del funzionamento della valvola d'inversione a 4 vie nel funzionamento da pompa di calore (a sinistra) e da refrigeratore (a destra).

- 6) Organo di laminazione
- All'interno di questa valvola avviene la laminazione del refrigerante, il quale si espande e quindi si raffredda; dato che la macchina può funzionare sia come refrigeratore sia come pompa di calore il refrigerante deve poter attraversare la valvola in entrambe le direzioni. Viene infatti usata una valvola di espansione

elettronica EXV bidirezionale; questa valvola è costituita principalmente da una vite che termina con un cosiddetto stelo che ostruisce il passaggio del refrigerante e da un motore elettrico passo passo. Attraverso la regolazione effettuata da una scheda elettronica di controllo, vengono inviati impulsi elettrici alle bobine dello statore che mettono in rotazione il rotore, il cui moto rotatorio si traduce in un moto traslatorio della vite; di conseguenza lo stelo che ostruisce il passaggio del refrigerante viene continuamente fatto sollevare e riabbassare attraverso impulsi elettrici, facendo sì che il refrigerante subisca una laminazione.

7) Quadro elettrico

Nel quadro elettrico dell'unità esterna vi sono diverse schede (possono anche essere costituite da un'unica scheda); vi si trova la IPDU (intelligent power distribution unit), detta anche scheda di potenza, la quale gestisce il motore inverter del compressore; vi è poi una scheda di controllo che comunica con l'unità interna; vi sono poi parti dedicate al controllo della valvola di inversione del ciclo, dei motori elettrici del ventilatore e della valvola di espansione.

3.1.3 Schema d'impianto e funzionamento

In figura 3.9 si riporta un possibile schema di impianto in modalità riscaldamento con generazione tramite la pompa di calore tradizionale, abbinato a ventilconvettori come terminali ambiente e dei collettori solari per supportare la produzione di acqua calda sanitaria.

Da questo schema e dai paragrafi appena descritti si può comprendere meglio il funzionamento generale della macchina. In particolare si può notare che dall'unità interna escono due tubi di mandata; la pompa di calore produce quindi acqua tecnica ad una temperatura adatta all'impianto a fancoil o produce acqua tecnica a temperature più elevate per scambiare calore con l'acqua calda sanitaria; il ritorno è invece comune ai due rami

d'impianto. Se la macchina funziona in modalità climatizzazione, la valvola a tre vie fa in modo che l'acqua tecnica venga inviata al circuito idronico connesso ai terminali d'impianto.

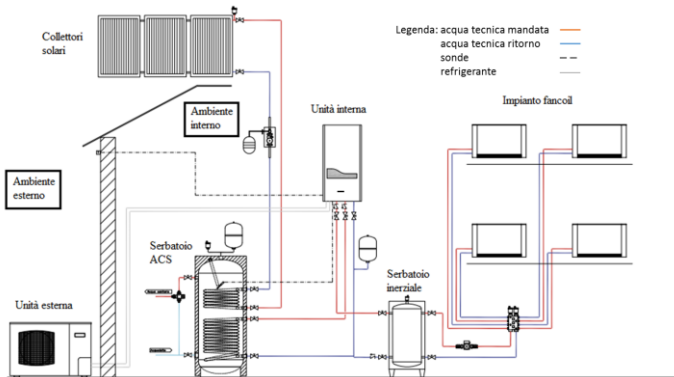


Figura 3.9: schema d'impianto in modalità riscaldamento della pompa di calore tradizionale Sherpa.

Quando la macchina invece viene chiamata dalla sonda di temperatura presente nel bollitore a funzionare in modalità acqua calda sanitaria, si attiva la valvola a tre vie e l'acqua tecnica viene invece inviata verso il circuito che scambia calore nel bollitore. Si può notare infine come l'acqua tecnica entri nel serpentino del bollitore dall'alto ed esca dal basso; questo è necessario per garantire uno scambio termico nonostante la stratificazione dell'acqua nel serbatoio; infatti, dato che l'acqua più calda nel serbatoio, per densità minore, si sposta nella parte alta del bollitore, è fondamentale che la temperatura del serpentino in quel punto sia maggiore di quella dell'acqua, per evitare che non sia l'acqua del bollitore a cedere calore al serpentino, e quindi all'acqua tecnica.

3.2 Limiti della pompa di calore tradizionale

Questa tecnologia di impianto con pompa di calore tradizionale presenta alcuni limiti che verranno qui di seguito illustrati. Il primo limite, già evidenziato nella descrizione della macchina, è che la macchina gestisce la produzione di acqua tecnica o per il comfort o per l'acqua calda sanitaria; di conseguenza se la macchina, funzionante in modalità di riscaldamento, viene chiamata a funzionare in modalità acqua calda sanitaria, l'erogazione dell'acqua tecnica calda viene deviata dalla valvola a tre vie interamente al circuito che va al bollitore; quando il fabbisogno richiesto per l'ACS viene soddisfatto la macchina ritorna a funzionare in riscaldamento. Questa interruzione può comportare un discomfort, in quanto la temperatura dell'ambiente riscaldato si abbassa, e inoltre comporta un leggero aumento dei consumi poiché quando la macchina è richiamata a fare climatizzazione deve compensare a quest'abbassamento di temperatura e quindi ragionevolmente dovrà erogare potenze superiori, quindi con efficienze peggiori. Inoltre l'utilizzo del refrigerante R410A, estremamente adatto al range di temperature caratterizzanti il servizio di comfort climatico, comporta tuttavia un valore moderato della temperatura di mandata dell'acqua tecnica, a causa del valore contenuto della temperatura critica del fluido stesso, come illustrato nel primo capitolo, e quindi un valore ridotto della temperatura massima dell'acqua calda sanitaria all'interno del serbatoio (circa 50°C). Questo comporta principalmente l'utilizzo di serbatoi d'accumulo voluminosi e la necessità di effettuare cicli anti-legionella; questi sono cicli che innalzano la temperatura dell'acqua nell'accumulo utilizzando resistenze elettriche e quindi con un'efficienza molto ridotta (tanta elettricità fornisco alle resistenze, tanto calore cedo all'acqua). Questi cicli sono necessari per la disinfezione dell'acqua dal batterio legionella, di cui si approfondirà in un paragrafo del capitolo successivo.

Infine al diminuire della temperatura esterna nel funzionamento in pompa di calore la macchina lavora sotto elevati salti termici; i coefficienti prestazionali subiscono quindi un forte decadimento. Inoltre, come si è potuto notare dalla figura 3.1 rappresentante l'envolope della macchina in riscaldamento ed in raffreddamento, a temperature esterne inferiori ai 5°C la macchina non è più fisicamente in grado di avere le temperature di mandata dell'acqua che ha nelle condizioni più favorevoli, cioè 60°C. In queste particolari condizioni quindi la macchina funziona con efficienze molto ridotte, a causa anche della probabile formazione di brina e la necessità di effettuare i cicli di defrost, o addirittura è costretta ad attivare le resistenze elettriche presenti nel collettore dell'unità interna in uscita al condensatore.

3.3 Caratteristiche della nuova pompa di calore

L'altra macchina utilizzata per l'analisi è Sherpa Acqua2; questa particolare pompa di calore presenta un circuito frigorifero che utilizza R410, funzionante come una tradizionale macchina aria-acqua, con in aggiunta un circuito a R134a interamente dedicato alla produzione di acqua calda sanitaria; quest'ultimo costituisce un modulo acqua-acqua che scambia al condensatore con l'acqua tecnica che a sua volta scambia calore con il serbatoio dell'acqua calda sanitaria, ed all'evaporatore con il ritorno del circuito ad acqua dell'impianto di climatizzazione. La parte della macchina che funziona con l'R410A è del tutto simile a quella di Sherpa; la taglia scelta per questa macchina è infatti uguale a quella precedente, ovvero 10,5 kW, riferiti ad una temperatura esterna di 7°C e ad una temperatura di mandata dell'acqua di 35°C, con un salto termico pari a 5°C. Le prestazioni e le caratteristiche nel funzionamento come climatizzatore sono identiche a quelle viste precedenti; ciò lo si può notare in figura 3.10 dove viene mostrato il campo operativo di Sherpa Acqua2, identico per quanto

riguarda la climatizzazione a quello della macchina precedente; dalla stessa immagine si può osservare che vi è però un'estensione del campo operativo della macchina quando produce l'acqua tecnica per il circuito dell'acqua calda sanitaria; questo è dovuto alla presenza del secondo circuito a R134a.

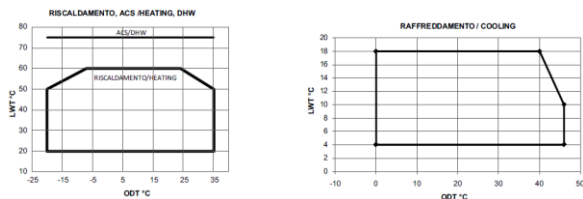


Figura 3.10: envelope operativo in riscaldamento e in produzione acqua calda sanitaria (a sinistra) ed in raffreddamento (a destra), dove con ODT (outside drybulb temperature) si indica la temperatura di bulbo secco dell'aria esterna e con LWT (water temperature) si indica la temperatura della mandata dell'acqua tecnica.

Come è già stato detto nel capitolo 1 l'R134a presenta una temperatura critica di 101,1°C; ciò implica che la temperatura di condensazione, importante perché indicativa della temperatura ottenibile per l'acqua in uscita dalla pompa di calore, è molto superiore a quella che si ha normalmente nelle macchine che usano R410A come refrigerante.

Come la macchina precedentemente descritta, anche Sherpa Acqua2 è costituita da un'unità interna e da una esterna; l'unità esterna di questa macchina è costruttivamente identica a quella della macchina descritta nel paragrafo precedente; vi sono invece delle differenze importanti per quanto riguarda l'unità interna.

3.3.1 Unità interna

L'unità interna presenta dimensioni pari a 0,500 m per 1,116 m, con una profondità di 0,288 m ed un peso di 70 kg.

Nella figura 3.11 viene illustrato un disegno tecnico dove vengono messi in evidenza i principali componenti, alcuni dei quali sono identici alla macchina precedente.

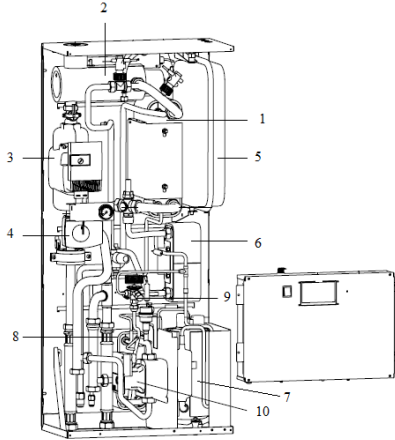


Figura 3.11: rappresentazione dell'unità interna di Sherpa Acqua2 e dei suoi componenti principali.

- 1) Scambiatore di calore R410A-acqua
Come nella macchina tradizionale questo è uno scambiatore a piastre, che può fungere da evaporatore, quando la macchina funziona in raffreddamento, o da condensatore, quando la macchina funziona in riscaldamento. Questo scambiatore risulta essere identico a quello visto nel paragrafo precedente, e si rimanda alla figura 3.4 per le caratteristiche dimensionali.
- 2) Collettore per resistenze elettriche
Anche in questo caso la macchina è dotata di resistenze elettriche per supplire ad eventuali insufficienze della macchina nel funzionamento in riscaldamento.
- 3) Pompa di circolazione dell'acqua tecnica del circuito principale

- Ha le stesse funzioni descritte in precedenza.
- 4) Valvola a tre vie
Questa valvola ha le stesse funzioni di quelle descritte in precedenza; è posizionata prima della mandata dell'acqua tecnica, che quindi può essere inviata al circuito di climatizzazione o al serbatoio d'accumulo dell'acqua calda sanitaria. Quindi la macchina, nonostante abbia un circuito dedicato alla produzione di acqua calda sanitaria, può usare anche l'acqua tecnica del circuito principale per generare acqua calda sanitaria, ad esempio quando le temperature nel serbatoio sono basse per usare il circuito a R134a con efficienza.
 - 5) Vaso d'espansione
Ha le stesse funzioni descritte in precedenza per la sicurezza dell'impianto.
 - 6) Scambiatore di calore R134a-acqua (evaporatore)
Questo è l'evaporatore del secondo circuito, cioè quello dedicato solamente alla produzione di acqua calda sanitaria; questo elemento il refrigerante ha in ingresso l'acqua tecnica prelevata dal ramo di ritorno dell'acqua tecnica dell'impianto di climatizzazione; essendo uno scambiatore refrigerante-acqua è stato scelto uno scambiatore a piastre, del tutto simile come funzionamento a quello descritto in precedenza, ma di dimensioni minori, in quanto la potenza che è richiesto che venga scambiata è decisamente minore. Per questa ragione il numero di piastre è qui molto minore e pari a 28; la dimensione indicata in figura 3.12 con la lettera A assume quindi il valore di 69mm.

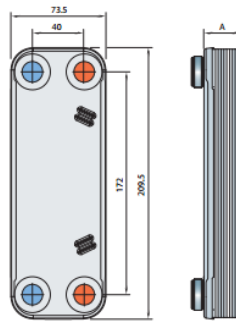


Figura 3.12: caratteristiche dimensionali dello scambiatore a piastre refrigerante-acqua del circuito per l'acqua calda sanitaria espresse in [mm].

L'acqua tecnica in uscita da questo elemento viene rinvia al circuito della climatizzazione, a valle dello scambiatore a piastre R410A-acqua, direttamente nel collettore per le resistenze elettriche.

7) Compressore R134a

Data la potenza ridotta richiesta al condensatore, il compressore utilizzato è anch'esso un compressore di tipo rotary; rispetto al compressore già descritto in precedenza non è del tipo "twin rotary" ma è singolo; inoltre è alimentato da un motore elettrico a velocità fissa.

In tabella 3.4 si riportano i dati riferiti al compressore.

Tipologia di compressore	Rotary ermetico
Displacement [cm ³ /rev.]	12.4
Velocità di rotazione [rpm]	2900
Range di frequenza [Hz]	10-120
Potenza [W]	1410

Tabella 3.4: caratteristiche del compressore a R134a.

- 8) Scambiatore di calore R134a-acqua (condensatore)
Anche questo scambiatore è uno scambiatore a piastre, che scambia calore tra refrigerante ed acqua, il quale svolge la funzione di condensatore per il secondo circuito; scambia calore perciò unicamente con l'acqua tecnica che scorre poi nel serpentino del bollitore dell'acqua calda sanitaria. Questo scambiatore è identico a quello che costituisce l'evaporatore del circuito dedicato all'acqua calda sanitaria, per cui si rimanda alla figura 3.12 per le caratteristiche dimensionali.
- 9) Valvola di espansione R134a
È la valvola di laminazione del circuito secondario; è una valvola termostatica meccanica di tipo MOP (maximum operation pressure), la quale limita la massima pressione di aspirazione del compressore. Questo tipo di valvola è unidirezionale in quanto questo circuito a R134a non è richiesto che inverta il ciclo. Il funzionamento della valvola è illustrato con l'ausilio della figura 3.13; da questa immagine si può notare l'elemento termostatico (1), connesso tramite un tubo capillare ad un bulbo (2); si osserva inoltre la sede della valvola (3) e la molla (4).
Il funzionamento della valvola è determinato da tre pressioni fondamentali: la pressione del bulbo che agisce sulla parte superiore del diaframma (P1), la pressione di evaporazione che agisce sull'altro lato del diaframma (P2) e infine la pressione della molla che agisce nella stessa direzione della pressione di evaporazione. Mediante la scelta della pressione della molla e del bulbo è quindi possibile fissare una pressione di evaporazione, che in questo caso è fissata come la pressione alla quale la temperatura del vapore saturo dell'R134a è pari a 15°C.

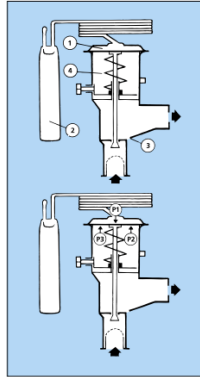


Figura 3.13: *funzionamento della valvola MOP per il circuito a R134a.*

- 10) Pompa di circolazione dell'acqua tecnica del circuito ACS
 Questa pompa serve a far circolare l'acqua tecnica del circuito secondario dedicato all'acqua calda sanitaria, dando la prevalenza necessaria a vincere le perdite di carico.

3.3.2 Schema d'impianto e funzionamento

Una volta descritti i vari elementi che costituiscono la macchina è possibile comprendere meglio il funzionamento della macchina, in confronto a quello della macchina precedente.

Si nota in particolare dalla figura 3.13 il circuito a R134a evidenziato in rosso, con i due scambiatori a piastre refrigerante-acqua, il compressore e l'organo di laminazione; si può notare come lo scambiatore a piastre del secondo circuito posto a sinistra, ovvero l'evaporatore, prelevi l'acqua dal ritorno del circuito dell'acqua tecnica dell'impianto di climatizzazione e la invii direttamente nel collettore per le resistenze elettriche; questo comporta che parte del fabbisogno estivo richiesto alla macchina viene in parte effettuato dall'evaporatore, quando la macchina produce acqua calda sanitaria; il secondo circuito comporta

quindi un guadagno energetico per la climatizzazione. Nel funzionamento invernale invece l'evaporatore del circuito comporta un carico aggiuntivo che la macchina deve soddisfare nel funzionamento in climatizzazione.

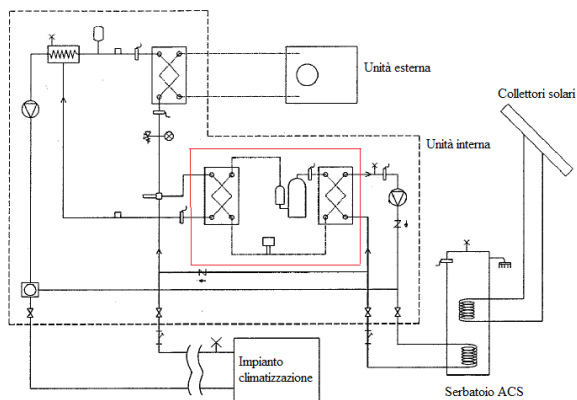


Figura 3.14: schema d'impianto in modalità riscaldamento della nuova pompa di calore.

Si evidenzia inoltre come prima della mandata del circuito idronico di climatizzazione la macchina abbia una valvola a tre vie in grado di deviare l'acqua tecnica al serpentino del serbatoio dell'acqua calda sanitaria; la macchina risulta essere quindi molto flessibile nel funzionamento in quanto può produrre acqua calda sanitaria sia con il secondo circuito, sia nel modo classico con il circuito primario.

3.4 Vantaggi della nuova pompa di calore

La principale peculiarità della macchina è sicuramente quella di avere un circuito a R134a dedicato alla produzione di acqua calda sanitaria che preleva calore dal circuito di acqua tecnica dell'impianto di climatizzazione.

Questo tipo di soluzione riesce a contrastare alcuni limiti precedentemente evidenziati e comporta quindi diversi vantaggi rispetto alla soluzione tradizionale, la cui quantificazione è l'obbiettivo delle simulazioni svolte in questo elaborato.

In primo luogo, lo sdoppiamento in due circuiti permette il funzionamento contemporaneo della macchina aria-acqua per il comfort climatico e del modulo acqua-acqua per la produzione di ACS. Come è stato descritto in precedenza questo può comportare un vantaggio in termini di comfort climatico, in quanto il funzionamento risulta essere più continuo e privo di interruzioni; un ulteriore vantaggio riguarda la diminuzione della potenza assorbita dalla macchina, in quanto non dovendo interrompere il servizio climatico la macchina (ed in particolare il compressore a R410A) lavora in condizioni più stabili con prestazioni migliori.

Inoltre l'aver il circuito acqua-acqua dedicato a soddisfare il fabbisogno di acqua calda sanitaria che scambia calore all'evaporatore con l'acqua tecnica del circuito di climatizzazione permette di avere prestazioni della macchina quando funziona in modalità acqua calda sanitaria indipendenti dalle temperature esterne; infatti i terminali d'impianto di climatizzazione lavorano con dei range di temperatura che risultano essere costanti a secondo della stagione; di conseguenza il range di temperatura con cui lavora il circuito a R134a risulta essere costante nella stagione, con conseguenti benefici sulle rese della macchina.

L'utilizzo del gas refrigerante R134a permette di avere efficienze molto elevate nel produrre acqua calda sanitaria perché il campo di temperature è più adatto all'utilizzo di questo refrigerante (invece dell'R410A), come già descritto nel capitolo 1. In questo capitolo si era anche evidenziato come il valore contenuto dell'effetto frigorifero volumetrico comporti l'utilizzo di portate di refrigerante elevate che possono comportare l'utilizzo di compressori a vite; non è questo il caso perché le potenze in gioco sono ridotte (come dato indicativo si può tenere conto che la macchina scambia circa 2000 W al condensatore e circa 800 W all'evaporatore); ciò implica che le portate di refrigerante sono

relativamente contenute, grazie anche al fatto che lo scambio refrigerante-acqua all'interno degli scambiatori a piastre è molto efficiente; di conseguenza l'utilizzo dei compressori rotativi è sufficiente a fornire la potenza richiesta.

Un'ulteriore conseguenza dell'utilizzo dell'R134a come refrigerante è che le temperature dell'acqua tecnica ottenibili in uscita alla pompa di calore sono molto elevate, oltre i 75°C; questo comporta che le temperature dell'acqua ottenibili all'interno del bollitore dell'acqua calda sanitaria sono anche superiori ai 65°C. Come già descritto in precedenza temperature di questo livello assicurano una disinfezione quasi istantanea del batterio legionella. Oltre ad un vantaggio in termini di sicurezza igienica, vi è un vantaggio energetico non trascurabile; infatti nelle macchine tradizionali la disinfezione viene effettuata tramite i cicli anti-legionella, dove si utilizzano le resistenze elettriche per innalzare la temperatura all'interno del bollitore, con un'efficienza molto ridotta; in questo caso invece i cicli anti-legionella diventano superflui, in quanto le temperature nel bollitore sono sufficientemente elevate.

3.4.5 Volumi d'accumulo ridotti

La possibilità di produrre acqua calda sanitaria a temperature anche superiori a 65°C permette una forte riduzione dei volumi d'accumulo; se ad esempio si volessero prelevare da un rubinetto di casa 10 litri d'acqua alla temperatura di 40°C servirebbero 7,5 litri d'acqua ad una temperatura di 50°C (poi miscelati con acqua da acquedotto, supposta a 10°C) o 6 litri ad una temperatura di 60°C (anch'essi miscelati successivamente con acqua proveniente dall'acquedotto). Questo comporta una riduzione degli ingombri e soprattutto, dati i costi elevati degli accumulatori, una riduzione dei costi d'impianto significativa.

Capitolo 4

Definizione dell'utenza

Per effettuare un'analisi completa che confronti i consumi energetici delle due pompe di calore descritte nel capitolo precedente, non è sufficiente paragonare i singoli rendimenti a determinate condizioni; non vi è infatti una macchina che sia più efficiente in ogni condizione rispetto all'altra, ed inoltre vi sono fattori progettuali, come ad esempio la temperatura mantenuta nell'accumulo dell'acqua calda sanitaria o il tipo d'impianto utilizzato, che influenzano il risultato; inoltre in un'analisi decisionale tra le due macchine vi sono parametri che non sono quantificabili, come la sicurezza igienica.

Si rende quindi necessaria la simulazione di una utenza reale che stabilisca le condizioni al contorno dell'analisi e i vari parametri progettuali e dia quindi una valenza oggettiva al confronto tra le due macchine; nel seguente capitolo si intende proprio stabilire tutti questi parametri, a partire dalla scelta della taglia della macchina fino al dimensionamento dell'accumulo. L'analisi perde quindi parte della sua generalità, in quanto le scelte fatte in questo capitolo determina un risultato che non ha valore assoluto, ma acquista rigore scientifico.

L'analisi parte perciò dall'individuazione dell'utenza, in questo caso si tratta di un appartamento di medie dimensioni situato a Milano ed abitato da un nucleo familiare, quindi ad uso residenziale. Di questa utenza vanno soddisfatti i fabbisogni in termini di condizionamento sia invernale che estivo e le richieste di acqua calda sanitaria.

4.1 Descrizione dell'appartamento

Come accennato precedentemente la valutazione di un impianto parte dall'individuazione dell'utenza; per questa analisi si è considerato un edificio che fosse in qualche modo rappresentativo della realtà attuale. Si analizza così un appartamento di 100 m² situato ai piani intermedi di un edificio che si trova a Milano, rappresentato in figura 4.1.

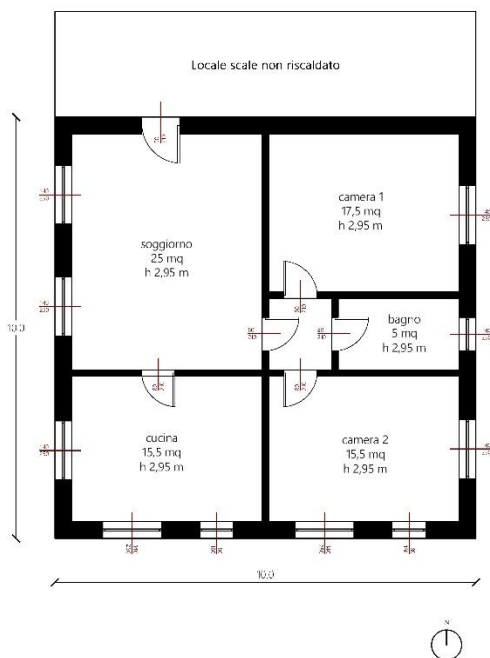


Figura 4.1: pianta dell'appartamento considerato.

Un parametro fondamentale per le scelte successive è stabilire la zona climatica in cui ricade Milano; si fa quindi riferimento al decreto DPR 412, il quale all'articolo 2 suddivide il territorio

nazionale in sei zone climatiche in funzione dei gradi-giorno, indipendentemente dall'ubicazione geografica. Nell'articolo precedente del decreto vengono definiti i gradi-giorno (GG) di una località come la somma, estesa a tutti i giorni di un periodo annuale convenzionale di riscaldamento, delle sole differenze positive giornaliere tra la temperatura dell'ambiente, convenzionalmente fissata a 20 °C, e la temperatura media esterna giornaliera. In allegato fornisce poi una tabella dalla quale si individua che Milano risiede nella zona climatica E avendo un valore di gradi-giorno pari a 2404.

L'appartamento è rappresentato in pianta nella figura 4.1; come si può notare questo è composto da quattro locali (un soggiorno, una cucina e due stanze) più un bagno. Dalla pianta si possono inoltre individuare con cosa confinano le pareti che delimitano il perimetro dell'appartamento, che risulterà importante poi nel calcolo del carico termico di progetto; in particolare si nota che la parete disposta a nord è adiacente al vano scale, mentre le altre pareti si affacciano all'esterno.

Ulteriori dati caratterizzanti dell'appartamento utilizzati per il calcolo del carico termico di progetto sono le stratigrafie delle varie pareti; nelle tabelle dalla 4.1 alla 4.4 vengono illustrati i dati di tipologia di materiale, spessore, densità, calore specifico e conduttività termica dei singoli strati per le varie tipologie di parete. Per la scelta delle stratigrafie si è seguita la norma UNI EN 12831 del Dicembre 2006.

Materiale	Spessore [m]	Densità [kg m ⁻³]	Calore specifico [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	Conduttività termica [W m ⁻¹ K ⁻¹]
Malta di calce o calce cemento	0,015	1800	910	0,9
Mattone forato	0,12	717	920	0,386
Malta di calce o calce cemento	0,015	1800	910	0,9

Tabella 4.1: stratigrafia delle pareti verticali interne (divisorie).

Materiale	Spessore [m]	Densità [kg m ⁻³]	Calore specifico [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	Conduttività termica [W m ⁻¹ K ⁻¹]
Malta di cemento	0,01	2000	840	1,4
Mattone forato	0,15	760	920	0,333
Isolante	0,063	30	850	0,034
Malta di cemento	0,01	2000	840	1,4
Mattone forato	0,15	760	920	0,333
Intonaco di calce e gesso	0,01	1400	840	0,7

Tabella 4.2: stratigrafia delle pareti verticali esterne.

Materiale	Spessore [m]	Densità [kg m ⁻³]	Calore specifico [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	Conduttività termica [W m ⁻¹ K ⁻¹]
Malta di calce o calce cemento	0,01	1800	910	0,9
Blocco da solaio	0,18	950	920	0,599
Sabbia secca	0,09	1700	840	0,6
Calcestruzzo ordinario	0,03	2200	880	1,28
Piastrelle in ceramica	0,01	2300	840	1

Tabella 4.3: stratigrafia del pavimento.

Materiale	Spessore [m]	Densità [kg m ⁻³]	Calore specifico [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	Conduttività termica [W m ⁻¹ K ⁻¹]
Piastrelle in ceramica	0,01	2300	840	1
Calcestruzzo ordinario	0,03	2200	880	1,28
Sabbia secca	0,09	1700	840	0,6
Blocco da solaio	0,18	950	920	0,599
Malta di calce o calce cemento	0,01	1800	910	0,9

Tabella 4.4: stratigrafia del soffitto.

4.2 Calcolo del carico termico di progetto

Per il calcolo del carico termico di progetto si è fatto riferimento alla norma UNI EN 12831; nell'introduzione viene specificato che "la norma fornisce metodi di calcolo delle dispersioni termiche di progetto e del carico termico in condizioni di progetto. Essa può essere utilizzata per tutti gli edifici con altezza interna non maggiore di 5 m, ipotizzati in regime termico stazionario alle condizioni di progetto".

La norma indica quindi una procedura chiara per il calcolo del carico termico di progetto:

- 1) in primo luogo bisogna stabilire la temperatura esterna di progetto e la temperatura media annuale;
- 2) si deve poi specificare lo stato di ogni spazio (se riscaldato o meno), ed i valori di temperatura di ogni spazio riscaldato; determinare le caratteristiche dimensionali e termiche di tutti gli elementi dell'edificio, per ogni spazio riscaldato e non riscaldato;
- 3) determinare le caratteristiche dimensionali e termiche di tutti gli elementi dell'edificio, per ogni spazio riscaldato e non riscaldato;

- 4) calcolare il coefficiente di dispersione termica di progetto per trasmissione e moltiplicarlo per la differenza di temperatura di progetto, per ottenere la dispersione termica di progetto per trasmissione dello spazio riscaldato;
- 5) calcolare il coefficiente di dispersione termica di progetto per ventilazione e moltiplicarlo per la differenza di temperatura di progetto per ottenere la dispersione termica di progetto per ventilazione dello spazio riscaldato;
- 6) a questo punto si può calcolare la dispersione termica di progetto totale dello spazio riscaldato, come somma della dispersione termica di progetto per trasmissione e della dispersione termica di progetto per ventilazione;
- 7) infine bisogna calcolare la potenza termica di ripresa, ovvero la potenza aggiuntiva, richiesta per compensare gli effetti del riscaldamento intermittente;
- 8) si può quindi calcolare il carico termico totale di progetto come somma della dispersione termica di progetto totale e della potenza di ripresa del riscaldamento.

4.2.1 Temperature e superfici dell'appartamento (punti 1-3)

Come detto bisogna stabilire le condizioni di progetto; la temperatura esterna di progetto indicata per Milano è -5°C e la temperatura media annuale è $13,7^{\circ}\text{C}$.

Come passo successivo si sono stabilite le temperature dei vari locali; la temperatura dei locali riscaldati è pari a 20°C e quella del bagno è pari a 24°C ; come temperatura del vano scala si è scelto 7°C .

Per quanto riguarda le caratteristiche termiche dell'edificio, si è fatto riferimento alle tabelle 4.1-4.4; per le caratteristiche dimensionali (superfici, lunghezza ponti termici) si è seguita la pianta rappresentata in figura 4.1.

4.2.2 Dispersione termica per trasmissione (punto 4)

Per calcolare le perdite per trasmissione è necessario prima calcolare le trasmittanze delle varie superfici, siano esse opache o trasparenti, verticali od orizzontali; una volta calcolate vanno moltiplicate per la superficie di scambio e per la differenza di temperatura specifica della superficie considerata. Nella tabella 4.5 vengono illustrati i valori delle varie trasmittanze termiche.

	U [W m ⁻² K ⁻¹]
Superfici trasparenti	2,2
Pareti esterne	0,339
Pareti interne	1,964
Pavimento (interno)	1,515
Soffitto (interno)	1,898

Tabella 4.5: valori delle trasmittanze termiche delle varie superfici dell'appartamento.

Nelle dispersioni per trasmissione vanno incluse anche le perdite dovute ai ponti termici; con ponte termico si intende una zona limitata dove si ha un incremento locale della conduttività termica che comporta un aumento del flusso termico. I ponti termici possono essere di due tipi: di struttura o di forma. I ponti termici di struttura sono dovuti ad una eterogeneità nella conduttività dei materiali che incrementa il flusso termico locale; i ponti termici di forma sono dovuti al fatto che in presenza di spigoli le superfici isoterme perpendicolari al flusso termico si incurvano, poiché il flusso termico non è più monodimensionale ma bidimensionale; le dispersioni aumentano quindi localmente. Va sottolineato che i ponti termici visti finora sono ponti termici lineari; questi sono i più comuni e facili da individuare, ma vi sono anche ponti termici puntuali, come ad esempio i punti di attacco tra i pilastri e il pavimento o il soffitto.

Nella norma UNI EN ISO 14683 vengono indicati i valori della trasmittanza termica lineare (Ψ) da utilizzare per il calcolo delle perdite di trasmissione dovute ai ponti termici; nel caso in esame si è scelto un valore di Ψ pari a 0,1 W/K/m. Questo parametro va poi moltiplicato per la lunghezza del ponte termico e per la differenza di temperatura caratteristica dello specifico ponte termico.

4.2.3 Dispersione termica per ventilazione (punto 5)

Prima di effettuare il calcolo della dispersione termica per ventilazione, bisogna stabilire se gli ambienti considerati hanno ventilazione naturale o meccanica; le caratteristiche dell'aria di ricambio infatti avrebbero caratteristiche diverse; nel caso in esame si considera che gli ambienti abbiano ventilazione naturale, e che quindi l'aria di rinnovo abbia le caratteristiche dell'aria esterna, in particolare la temperatura.

Le perdite per ventilazione si calcolano quindi secondo l'equazione 4.1:

$$P_{vent} = \dot{V}_i * \rho_{aria} * C_{aria} * (T_{amb} - T_{est}), \quad (4.1)$$

dove \dot{V}_i è la portata volumetrica dell'i-esimo spazio riscaldato calcolata come il valore massimo tra la portata di infiltrazione e la portata minima richiesta per motivi igienici; negli edifici di moderna costruzione è quest'ultimo termine quello prevalente. La portata minima è dettata dalla norma e si differenzia a seconda della destinazione d'uso del locale:

- $\dot{V}_i = 0,5$ volumi/ora per gli ambienti abitabili
- $\dot{V}_i = 1,5$ volumi/ora per la cucina
- $\dot{V}_i = 2$ volumi/ora per i bagni.

4.2.4 Potenze finali

Sommando tutti i contributi visti finora si ottiene quindi la potenza totale dispersa dall'appartamento; nella tabella 4.6 si riassumono i valori dei vari apporti per i vari locali, riportando anche i totali parziali sia per tipologia di dispersione (evidenziati

in giallo) sia per locale (evidenziati in blu); si riporta infine il totale (evidenziato in verde). Come già accennato in precedenza a questo valore va poi sommata la potenza di ripresa, la quale tiene conto della potenza aggiuntiva richiesta per compensare il funzionamento intermittente dell'impianto; si è scelto quindi di aumentare il totale del 20%.

Locale	P_{trasm} [W]	P_{pt} [W]	P_{vent} [W]	Tot [W]
Sala	720,4	91,6	378,7	1190,7
Cucina	344,3	79,1	757,4	1180,8
Stanza 1	536,2	63,6	252,5	852,2
Stanza 2	344,3	91,1	252,5	687,9
Bagno	244,2	42,6	351,4	638,2
Tot [W]	2189,3	368,1	1992,4	4549,8

Tabella 4.6: tabella riassuntiva delle dispersioni dell'appartamento.

Si ottiene quindi un valore totale del carico termico di progetto pari a 5,46 kW.

Questo valore è di notevole importanza per la scelta della taglia della macchina da utilizzare per soddisfare il fabbisogno in termini di riscaldamento dell'appartamento; tra le possibili taglie disponibili si è quindi scelta quella che permetta alla macchina nelle condizioni di progetto di avere rese superiori al carico termico di progetto.

La scelta è quindi ricaduta su Sherpa11, la cui potenza di targa è 10,5 kW; si evidenzia che la resa della macchina è pari a 6,2 kW ad una temperatura dell'aria esterna pari a -7°C , potenza maggiore di quella prevista dal carico termico di progetto e per di più in condizioni leggermente più severe di quelle di progetto; ne consegue che la macchina è sicuramente in grado di soddisfare il carico.

4.2.5 Dimensionamento terminali d'impianto

Una volta stabiliti i carichi di progetto dei singoli locali si può procedere alla scelta della potenza dei vari terminali d'impianto. Per un corretto dimensionamento è opportuno utilizzare i carichi totali, incluse la potenza di ripresa.

In questo caso si è scelto di utilizzare ventilconvettori prodotti da Olimpia Splendid di due potenze differenti, uno con potenza di 2,44 kW per la sala e la cucina, ed uno con potenza pari a 1,12 kW come viene illustrato nella tabella 4.7; entrambe le potenze sono riferite con condizioni di acqua in ingresso pari a 50°C, aria ambiente a 20°C e velocità del ventilatore media. La taglia scelta per la sala e la cucina quindi, che sembra essere

sovradimensionata, può essere corretta se si considera un funzionamento di regime a velocità basse e in caso di necessità (condizioni di carico particolari o messa a regime rapida).

Va evidenziato che il ventilatore tangenziale è regolato da un motore inverter; il controllo elettronico modula la velocità di ventilazione in base al carico e quindi permette un adattamento alle condizioni reali evitando oscillazioni della temperatura ambiente; inoltre permette una forte riduzione dei consumi per la ventilazione giungendo anche fino ad un consumo minimo di 2 W per le velocità minime nelle potenze considerate.

Locale	Carico totale[W]	Potenza fornita [W]
Sala	1428,8	2440
Cucina	1416,9	2440
Stanza 1	1022,7	1120
Stanza 2	825,4	1120
Bagno	765,8	1120

Tabella 4.7: scelta dei ventilconvettori in base al carico richiesto dalla stanza.

4.3 Definizione del fabbisogno di acqua calda sanitaria

Riguardo a questo tema si è fatto riferimento ad alcune norme, tra le quali la UNI ts 11300 (principalmente parte 1, 2 e 4) e la EN 16147 (che nel 2010 ha sostituito la norma EN 255-3), oltre che alle tecniche progettuali più comuni, grazie alla consultazione di riviste e manuali termotecnici, come ad esempio i quaderni Caleffi.

Nel calcolo dei fabbisogni dell'utenza è necessario tener conto anche dei consumi di acqua calda sanitaria, in quanto questi non sono per nulla trascurabili; inoltre, come già illustrato in precedenza, è sulla diversa tecnologia che utilizzano le due macchine che per produrre l'acqua calda sanitaria che si incentra l'analisi.

L'acqua calda sanitaria può essere prodotta con diversi sistemi: ad accumulo, istantanei e misti; la strategia più utilizzata ad oggi, specialmente per usi residenziali, è la produzione con accumulo. In questo sistema l'acqua calda sanitaria è generalmente prodotta ad una temperatura di circa 20°C superiore a quella di utilizzo ed accumulata in appositi serbatoi; questo modo di produrre l'acqua calda sanitaria presenta diversi vantaggi rispetto al più intuitivo sistema "istantaneo". In questa maniera infatti si possono usare generatori di calore di potenza più contenuta; inoltre il funzionamento dell'impianto risulta essere più continuo e meno soggetto a sbalzi termici. Tuttavia l'utilizzo di serbatoi comporta dei costi aggiuntivi, oltre che un ingombro e soprattutto maggiori perdite passive per dispersioni termiche (effetto che viene comunque limitato dall'isolamento termico dell'accumulo e dei tubi).

4.3.1 Definizione dei consumi

Per rendere l'analisi completa si è scelto di utilizzare un profilo di consumo di acqua calda sanitaria dal quale poi implementare una

produzione corrispondente. Data la forte soggettività dell'argomento, si è scelto di fare riferimento alla norma EN 16147, la quale nel 2010 ha sostituito la EN 255-3; in questa norma, come nella precedente, si descrivono le metodologie per effettuare i test sulle pompe di calore riguardo alla produzione di acqua calda sanitaria e i calcoli per estrarre i relativi indici prestazionali.

Il test proposto dalla norma è costituito essenzialmente da sei parti:

1. periodo di riscaldamento;
2. determinazione della potenza entrante in stand-by;
3. determinazione del consumo d'energia e del COP relativo all'acqua calda sanitaria utilizzando i cicli di spillamento (detti tapping cycle);
4. determinazione di una temperatura di riferimento per l'acqua calda e della massima quantità di acqua calda utilizzabile nel singolo spillamento;
5. test per determinare il range di temperature operative;
6. test di sicurezza.

La parte di interesse e che è stata analizzata per gli scopi prima chiariti, è la parte 3, in particolare per quanto riguarda i tapping cycle. I tapping cycle, o spillamenti, stanno perciò a simulare l'apertura di un rubinetto per un determinato tempo e ad una determinata temperatura. La norma fornisce infatti una tabella nella quale mostra le diverse tipologie di utenze simulate, con le relative portate e le energie corrispondenti a quelle portate e ad un salto termico caratteristico, tenuto presente che la temperatura dell'acqua fredda è ritenuta pari a 10°C in accordo con la temperatura di acquedotto stabilita per l'Italia settentrionale. Successivamente la norma fornisce alcune tabelle ciascuna delle quali rappresenta una diversa opzione di sequenze di spillamenti nell'arco della giornata che variano in base alla tipologia di utenza che si vuole simulare; queste tabelle si distinguono in base alla taglia e infatti vengono indicate come tapping cycle S, tapping cycle M e via dicendo fino al tapping cycle XXL. La

sceita di quale tipologia di tapping cycle utilizzare e lasciata libera al costruttore.

Nel caso in esame si è scelto proprio il tapping cycle M; nella tabella 4.8 si riportano i dati relativi ad esso.

	Inizio [hh:mm]	Tipo di utenza	Portata [l/min]	Energia [kWh]
1	07:00	piccola	4	0,105
2	07:15	doccia	10	1,4
3	07:30	piccola	4	0,105
4	08:00	piccola	4	0,105
5	08:15	piccola	4	0,105
6	08:30	piccola	4	0,105
7	08:45	piccola	4	0,105
8	09:00	piccola	4	0,105
9	09:30	piccola	4	0,105
10	10:30	lavaggio pavimenti	4	0,105
11	11:30	piccola	4	0,105
12	11:45	piccola	4	0,105
13	12:45	lavaggio piatti	4	0,315
14	14:30	piccola	4	0,105
15	15:30	piccola	4	0,105
16	16:30	piccola	4	0,105
17	18:00	piccola	4	0,105
18	18:15	pulizie domestiche	4	0,105
19	18:30	pulizie domestiche	4	0,105
20	19:00	piccola	4	0,105
21	20:30	lavaggio piatti	4	0,735
22	21:15	piccola	4	0,105
23	21:30	doccia	10	1,4

Tabella 4.8: tabella riassuntiva per il tapping cycle M.

Si è assunto perciò che questo tipo di utenza si ripeta per ogni giorno dell'anno.

4.3.2 Legionella

Con il termine legionella si intende un vasto genere di batteri gram-negativi aerobi; finora sono state individuate più di quaranta specie di questo tipo di batterio e tra queste la Legionella Pneumophila è la specie più pericolosa, in quanto è la causa circa il 90% dei casi di legionellosi. Dal punto di vista clinico, la legionellosi può manifestarsi sotto due forme: la febbre di Pontiac e la malattia del Legionario; la prima è spesso scambiata per un'influenza mentre la seconda è un'infezione difficilmente distinguibile da altre forme di polmonite; la malattia del Legionario può portare anche al decesso se diagnosticata tardi o se insorta in soggetti immunemente deboli. Si stima che ogni anno negli Stati Uniti i casi di legionellosi siano 11000, mentre in Italia solo 150, anche se ci sono motivi, specialmente la difficoltà nel distinguerla da altre forme di polmonite, di pensare che i casi siano anche dieci volte superiori.

L'habitat della legionella è l'ambiente; da qui il batterio può passare negli acquedotti e nelle linee di distribuzione, dato che sopravvive facilmente ai trattamenti di potabilizzazione. Le condizioni che più favoriscono lo sviluppo e la proliferazione del batterio legionella sono:

- ambiente aerobico;
- temperature che variano tra i 25 e i 50°C, con crescita massima a 37°C;
- presenza di elementi nutritivi come sedimenti, biofilm, incrostazioni (calcare), quindi ambienti altamente contaminati; si ritiene come livello di contaminazione i 1000 Cfu/l (misura per la quantità di microorganismi presenti in un litro d'acqua);
- ambienti con valori di pH compresi tra 5,5 e 8,3;
- acque stagnanti.

È evidente come gli impianti idrosanitari siano quindi zone critiche per la proliferazione del batterio. Vi sono però trattamenti di disinfezione mirati ad eliminare o a limitare la contaminazione da parte della legionella; tra i metodi più indicati vi è:

- clorazione: il cloro è usato da anni come agente ossidante per disinfettare le acque potabili; per il trattamento anti-legionella è però richiesto in grandi quantità (richiedendo una concentrazione di almeno 3 mg/l) e presenta quindi alcuni effetti negativi, tra i quali la formazione di alometani (sostanze ritenute cancerogene) e l'insorgere di fenomeni di corrosione, oltre all'alterazione del sapore dell'acqua;
- trattamenti con biossido di cloro: il biossido di cloro possiede buone proprietà antibatteriche senza gli svantaggi del cloro; è però complesso e costoso da produrre;
- ioni positivi di rame e argento: il loro effetto antibatterico si basa sul fatto che la loro carica positiva altera la permeabilità degli organismi e porta ad una degradazione proteica; è molto efficace perchè permane nel tempo, in quanto si accumulano nel biofilm e nelle incrostazioni, anche se è molto costosa;
- battericidi di sintesi: molto efficaci, ma sono da verificare gli effetti specifici di ciascun prodotto sugli utenti;
- ozono: esercita una forte azione antibatterica, bisogna tuttavia considerare che questo trattamento richiede costi elevati per le attrezzature di produzione e dosaggio e necessita di manutenzione costante;
- raggi ultravioletti: i raggi UV limitano la proliferazione della legionella ostacolando la replicazione del DNA del batterio stesso; sono perciò adatti ad un'azione locale e spesso in sinergia con ulteriori trattamenti, dato che l'azione dei raggi ha un piccolo spessore;
- filtrazione: presenta l'evidente vantaggio di non usare additivi chimici, tuttavia l'utilizzo di filtri, che possono

essere a sabbia o microfiltri ($< 1 \mu\text{m}$), è costoso, necessita di manutenzione e può causare l'accumulo di altri batteri;

- trattamento termico: come per la filtrazione, il vantaggio principale è la possibilità di effettuare un'azione battericida senza l'utilizzo di agenti chimici; il concetto base di questo metodo è che le elevate temperature eliminano i batteri in generale e la legionella in particolare; si riporta in figura 4.2 il diagramma rappresentante i tempi di sopravvivenza della legionella al variare della temperatura dell'acqua; in particolare il diagramma mostra che se la temperatura dell'acqua è mantenuta al di sopra dei 50°C , non solo non c'è alcun pericolo che si sviluppi la legionella, ma che l'eliminazione della stessa avviene in meno di due ore.

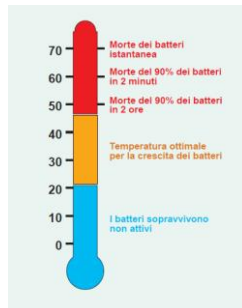


Figura 4.2: diagramma di Hodgson-Casey

Per impianti di produzione dell'acqua calda sanitaria le linee guida per la prevenzione ed il controllo della legionellosi predisposte dal Ministero della Sanità prevedono come possibili trattamenti termici di disinfezione:

1. lo shock termico, in caso di grave contaminazione dell'impianto: questo procedimento consiste nell'elevare la temperatura dell'acqua a $70\text{-}80^\circ\text{C}$ continuativamente per tre giorni e in aggiunta far

scorrere l'acqua dai rubinetti quotidianamente per 30 minuti;

2. la disinfezione termica, da utilizzare come prevenzione contro la legionella.

Quest'ultima è la metodologia che è di interesse per quest'elaborato; si considera che in base alle temperature normalmente utilizzate, 55-60°C circa, la legionella non possa svilupparsi all'interno dei bollitori, ma solamente nei vari rami dell'impianto di distribuzione e di ricircolo; a questo proposito si ricorda infatti che la temperatura dell'acqua misurata nel punto di immissione nella rete di distribuzione non deve superare 48°C (con cinque gradi centigradi di tolleranza), temperatura che non è sufficiente ad assicurare una disinfezione del batterio. Per ottenere la disinfezione termica di questi impianti si può eventualmente:

- a) by-passare il miscelatore con una valvola elettrica a due vie asservita ad un orologio programmatore;
- b) fissare (con l'aiuto di un termostato) a 60°C la temperatura di produzione dell'acqua calda;
- c) aprire la valvola di by-pass per mezz'ora nel periodo notturno considerato a minor consumo d'acqua, facendo circolare acqua a 60°C.

In definitiva sono queste le considerazioni riguardo al problema della legionella di cui bisogna tenere conto nella scelta delle temperature da mantenere nell'accumulo.

4.3.4 Temperature

Per quanto riguarda la scelta della temperatura da mantenere nell'accumulo, il suo valore deve tenere in considerazione diversi fattori che sono in contrasto tra loro, in particolare deve essere tale che:

- si impediscano fenomeni di proliferazione di batteri, che, come visto nel paragrafo precedente sopportano a lungo temperature fino a 45°C e muoiono invece rapidamente per temperature oltre i 55°C;

- si evitino fenomeni di corrosione e deposito di calcare, situazioni che possono aumentare quando la temperatura dell'acqua supera i 65°C;
- si limitino i volumi dei bollitori, considerato che le dimensioni di questi hanno un forte impatto sul costo dell'impianto;
- si limitino i consumi.

La pompa tradizionale Sherpa presenta come illustrato in precedenza una temperatura massima dell'acqua prodotta di 60°C; questa condizione è però raggiunta solo in condizioni molto favorevoli; inoltre quest'acqua scambierà poi calore con il serbatoio d'accumulo dell'acqua calda sanitaria; la temperatura all'interno del bollitore può quindi raggiungere temperature di poco superiori ai 50°C se si utilizza questa macchina. Con l'utilizzo di Sherpa Acqua2 si possono invece raggiungere temperature dell'acqua in uscita alla pompa di calore fino a 75°C; per le ragioni illustrate prima non avrebbe senso spingersi a temperature troppo elevate all'interno del serbatoio d'accumulo. Tenendo presente queste considerazioni e i criteri illustrati in precedenza, si possono utilizzare due strategie differenti a seconda della macchina utilizzata:

- 1) regolazione di base a 50°C con disinfezione periodica notturna a 70°C: questa è la strategia che meglio si adatta alla tecnologia Sherpa, poiché la macchina è in grado di soddisfare la richiesta di base e può ricorrere all'utilizzo di resistenze elettriche per effettuare i cosiddetti cicli anti-legionella notturni;
- 2) mantenimento della temperatura di base pari a 60°C: questa è invece la strategia che meglio si adatta alla tecnologia Sherpa Acqua2.

4.3.3 Accumulo

La scelta del volume dell'accumulo che può essere affrontata con metodologie diverse.

La prima e più semplice è quella proposta dalla normativa UNI 11300 (nel caso specifico parte 2); la norma propone infatti di

calcolare la taglia del serbatoio con una formula che si basa sulla superficie dell'appartamento, in particolare:

$$V_{acc} = a * N_U \quad (4.2)$$

Nella quale a indica il fabbisogno giornaliero specifico, che è calcolato come:

$$a = 4,514 * S_U^{-0,2356} \quad (4.3)$$

e N_U , che rappresenta un parametro che dipende dalla destinazione d'uso dell'edificio, che nel caso residenziale è pari alla superficie utile S_U , calcolata moltiplicando la superficie lorda per un fattore correttivo f_n :

$$f_n = 0,9761 - 0,3055 * d_m \quad (4.4)$$

Dove d_m indica lo spessore medio delle pareti esterne; il volume così calcolato risulta essere pari a circa 150 dm³.

La norma rappresenta solo una linea guida per una stima iniziale del volume; le pratiche progettuali risultano poi essere più complesse. Non si può infatti pensare che la strategia di scelta della taglia dipenda esclusivamente dalle caratteristiche dimensionali dell'appartamento, e non anche dalla temperatura a cui questo volume d'acqua è mantenuto. A titolo di esempio si riporta un breve calcolo effettuato considerando tale volume d'accumulo ad una temperatura di 50°C; un prelievo di 40 l d'acqua (10 l/min per quattro minuti) a 38°C, che è normalmente ciò che le norme indicano come il prelievo tipico di una doccia [16], con reintegro della stessa quantità d'acqua a temperatura di acquedotto pari a 10°C, porterebbe la temperatura nell'accumulo a 42,5°C; questa temperatura è tuttavia addirittura inferiore al limite indicato per la temperatura di immissione nella rete di distribuzione (pari a 48°C ± 5°C); va sicuramente considerato che nel tempo del prelievo la macchina si accende e che quindi la temperatura non scende fino al valore calcolato, tuttavia si può

pensare che un prelievo superiore ai 40 litri considerati sia facilmente riscontrabile in un appartamento.

Si è quindi cercato di dimensionare l'accumulo in maniera tale che la temperatura dopo un prelievo uguale a quello appena indicato si mantenga sicuramente all'interno del range indicato dal decreto legge specifico. Secondo questa metodologia si è scelto un volume pari a 300 litri per Sherpa.

Per quanto riguarda Sherpa Acqua2 si è scelta una strategia diversa, si è infatti cercato di premiare il funzionamento del circuito a R134a, caratteristica distintiva della macchina, facendo in modo che la temperatura del serbatoio d'accumulo non si abbassi fino al range di temperature facilmente gestibili anche da Sherpa; la taglia scelta è quindi 200 litri.

Il confronto tra Sherpa e Sherpa Acqua2 assume quindi un'ulteriore dimensione, ovvero la convenienza di avere un serbatoio più piccolo, con meno superfici disperdenti e meno capacità termica, ma ad una temperatura superiore, rispetto ad uno di maggiori dimensioni e temperature inferiori.

Capitolo 5

Descrizione del codice di calcolo

In questo capitolo si illustra come funziona il codice di calcolo utilizzato per le simulazioni, si chiarisce quindi quali siano i dati che il programma ha in ingresso come input, i calcoli che svolge e infine i dati che si ricevono come output.

Il programma è stato scritto utilizzando il linguaggio di programmazione MATLAB interfacciandosi con i fogli di calcolo Excel e utilizzando la lettura di alcuni file di testo come input.

Nella prima parte si illustrano i dati che vengono utilizzati come input e la logica della simulazione in generale; dopodiché si procederà illustrando il funzionamento del programma specificatamente per Sherpa e per Sherpa Acqua2.

5.1 Generalità

L'obiettivo generale del programma è il confronto delle prestazioni delle due pompe di calore Sherpa e Sherpa Acqua2 nel fare climatizzazione e nel produrre acqua calda sanitaria. Per fare questo si è quindi dovuto stabilire un'utenza; stabilita la locazione dell'appartamento (Milano), nel capitolo 4 sono state descritte le sue caratteristiche in termini di stratigrafie e superfici, oltre ad aver scelto la taglia della macchina da utilizzare e la taglia del serbatoio d'accumulo dell'acqua calda sanitaria, ed aver stabilito il profilo di utilizzo della stessa. Compreso inoltre il funzionamento e le differenze delle due pompe di calore nel

capitolo 3 si può ora comprendere la logica ed i passaggi effettuati dal programma.

Prima di tutto è evidente che l'analisi ha una sua dinamicità; si è quindi dovuto scegliere un passo temporale che rendesse conto di questa caratteristica; si è scelto in particolare 900 secondi, ovvero un quarto d'ora.

I dati che il programma utilizza come input sono:

- condizioni ambientali di Milano: temperatura esterna di bulbo secco, umidità relativa, la radiazione diretta normale e la radiazione totale sul piano orizzontale, la quale tiene conto sia della radiazione diretta che di quella diffusa;
- latitudine;
- stratigrafie dell'appartamento;
- dati relativi alle pompe di calore: COP , potenze rese e potenze assorbite;
- profilo di consumo dell'acqua calda sanitaria.

Il programma quindi per ogni intervallo di tempo legge le condizioni ambientali esterne e implementa il bilancio energetico tra ambiente e edificio, calcolato in maniera tale da mantenere nell'appartamento i 20°C durante il periodo di riscaldamento, previsto da norma dal 15 Ottobre al 15 Aprile, e i 26°C durante il periodo di climatizzazione estiva.

5.1.1 Fabbisogno di riscaldamento

Per il calcolo del fabbisogno di riscaldamento si è utilizzato un codice, nel quale viene implementato il bilancio energetico tra edificio e ambiente; si sono calcolate le perdite termiche per trasmissione, tenendo in considerazione le trasmittanze di ogni parete dell'appartamento, le perdite per ventilazione, ed i carichi termici (persone, illuminazione ed altri macchinari); inoltre viene tenuto in parte in considerazione l'apporto solare. Nel calcolo delle perdite per trasmissione tra la pareti esterne e l'ambiente riscaldato viene utilizzata la temperatura aria- sole, ovvero quella temperatura fittizia che tiene in considerazione il fatto che le superfici delle pareti esterne, oltre a scambiare calore per

convezione con l'aria esterna, scambiano calore per irraggiamento; risulta che la temperatura aria-sole è pari a:

$$T_{sa} = T_a + \alpha * \frac{I}{h_e} \quad (5.1)$$

dove α [-] indica l'assorbanza della parete esterna, h_e [W/m²/K] è il coefficiente di adduzione della parete esterna e I [W/m²] è la radiazione che colpisce la superficie di generica orientazione; la temperatura aria-sole è quindi la temperatura dell'aria esterna che implicherebbe per sola convezione lo scambio termico complessivo reale.

Per il calcolo della radiazione si sono utilizzati i valori della radiazione diretta normale e la radiazione totale sull'orizzontale, che tiene conto anche della radiazione diffusa. Questi valori disponibili ora per ora nel corso dell'intero anno solare permettono di calcolare, tramite il calcolo dei vari angoli che caratterizzano la posizione del sole rispetto ad una generica superficie, la radiazione che colpisce la superficie stessa.

Inoltre il programma deve inevitabilmente tener conto dell'inerzia termica dell'edificio, in quanto essa rappresenta un elemento non trascurabile nel bilancio d'energia per il calcolo del fabbisogno.

L'inerzia termica è quella proprietà di un corpo di reagire in risposta a variazioni di temperatura dell'ambiente circostante con variazioni più o meno rapide della propria temperatura.

L'inerzia termica dipende dalla resistenza termica, ovvero l'inverso della conducibilità termica e dalla capacità termica, cioè il prodotto tra la massa dell'elemento e il suo calore specifico, oltre che dalla differenza di temperatura esistente tra l'elemento e l'ambiente; si può comprendere quindi come un'elevata capacità termica aumenti l'energia che l'elemento può immagazzinare, mentre un'elevata resistenza termica fa diminuire la velocità con cui quest'energia è ceduta; è evidente inoltre come l'inerzia termica non sia unicamente un parametro fisico del materiale, ma dipenda dalle condizioni che sussistono nell'istante considerato per l'elemento specifico. Si può infine comprendere come un'elevata capacità termica significhi, ad esempio per il

riscaldamento, avere tempi più lunghi affinché l'appartamento la temperatura desiderata, ma contemporaneamente tempi più lunghi di raffreddamento; in questo modo l'inerzia termica diventa un utile strumento per il controllo delle oscillazioni di temperatura negli ambienti condizionati, in quanto essa smorza le variazioni continuando ad esempio a rilasciare calore anche quando l'impianto è spento.

Per il calcolo delle trasmittanze di tutti gli elementi che hanno una capacità termica non trascurabile (sono esclusi i vetri), si utilizza un modello a due resistenze e una capacità, come rappresentato mediante l'analogia elettrica in figura 5.1 per un generico elemento.

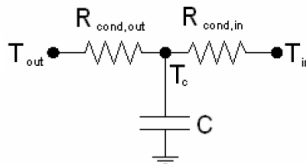


Figura 5.1: rappresentazione del modello per il calcolo della trasmittanza mediante analogia elettrica per una generica parete.

A questo punto viene utilizzato il metodo della costante termica di Bruckmeyer; vengono quindi calcolate le due costanti di tempo τ_{in} e τ_{out} , che descrivono la risposta della massa termica alla temperatura T_c a variazioni della temperatura esterna e della temperatura della temperatura interna rispettivamente. Per una generica parete costituita da n strati di materiale:

$$\tau_{out} = \sum_{k=1}^n c_k^A * \left(\frac{r_k}{2} + \sum_{j=1}^{k-1} r_j \right) \quad (5.2)$$

$$\tau_{in} = \sum_{k=1}^n c_k^A * \left(\frac{r_k}{2} + \sum_{k+1}^n r_j \right) \quad (5.3)$$

Dove:

- c_k^A è la capacità termica riferita alla superficie dello strato k in $[J \text{ m}^{-2} \text{ K}^{-1}]$, calcolata come:

$$c_k^A = s_k * \rho_k * c_k \quad (5.3)$$

dove s_k è lo spessore dello strato k espresso in [m], ρ_k la sua densità espressa in [kg m^{-3}] e c_k il suo calore specifico espresso in [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$]

- r_k è la resistenza termica riferita alla superficie dello strato k in [$\text{m}^2 \text{K W}^{-1}$], calcolata come:

$$r_k = \frac{s_k}{k} \quad (5.4)$$

dove k è la conduttività termica del materiale espressa in [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$].

Una volta calcolate le costanti di tempo è possibile calcolare i parametri resistivi voluti R_{out} e R_{in} , espressi in [W K^{-1}], e la capacità espressa in [J K^{-1}], come:

$$R_{out} = \frac{\tau_{out}}{c^A} * S \quad (5.5)$$

$$R_{in} = \frac{\tau_{in}}{c^A} * S \quad (5.6)$$

$$C = c^A * S \quad (5.7)$$

Dove:

- c^A è la capacità della parete riferita all'unità di superficie, espressa in [$\text{J m}^{-2} \text{K}^{-1}$], e calcolata come:

$$c^A = \sum_{k=1}^n c_k^A \quad (5.8)$$

- S è l'area della superficie dell'elemento considerato, espressa in [m^2].

Gli scambi con l'esterno dovuti alla ventilazione vengono calcolati come nel calcolo del carico termico di progetto, illustrato nel paragrafo 4.2.3; le perdite dovute alle perdite per i ponti termici sono anch'esse calcolate analogamente a quanto fatto per il calcolo del carico termico di progetto; infine vi sono le perdite dovute alla trasmissione attraverso le finestre, dove per la stagione invernale è lecito considerarle unicamente dovute alle perdite per trasmissione.

In questo modo viene calcolato il fabbisogno energetico quarto d'ora per quarto d'ora affinché nell'appartamento vi siano le condizioni desiderate; questo è l'input della seconda parte del codice, riguardante la macchina. Il programma, stabilita quindi la potenza da fornire all'edificio e la temperatura dell'aria esterna,

legge il COP corrispondente a tali condizioni ed elabora l'assorbimento della macchina.

Va sottolineato che in questo passaggio è stata fatta un'approssimazione; si sono infatti trascurati tutti gli effetti della regolazione e della distribuzione. Per quanto riguarda gli effetti della regolazione si può considerare che questi inficino le prestazioni del sistema in modo eguale per entrambe le macchine, soprattutto a fronte del fatto che il comportamento delle due macchine in termine di climatizzazione è sostanzialmente lo stesso, come è stato evidenziato nel capitolo 3. Riguardo alle perdite nell'impianto di distribuzione valgono le stesse considerazioni precedenti ed inoltre è importante considerare che spesso nella letteratura vengono comunque considerate trascurabili.

5.1.3 Fabbisogno di raffrescamento

Anche in questo caso è stato sviluppato un codice che calcoli il fabbisogno estivo; a differenza del calcolo del fabbisogno di riscaldamento non si possono qui trascurare tutti gli apporti di calore dovuti agli scambi tra le varie superfici che scambiano calore tra loro per irraggiamento e gli apporti solari entranti dalle superfici trasparenti.

Questo tipo di apporti è stato calcolato introducendo alcune ipotesi semplificative; innanzitutto viene considerato che la radiazione solare entrante dalle finestre irraggi solamente il pavimento e che quindi venga interamente assorbita da esso. Inoltre si è proceduto tenendo conto che lo scambio per irraggiamento avvenga unicamente tra le superfici perimetrali dell'appartamento; con superfici perimetrali si intende il soffitto, il pavimento e le quattro pareti che delimitano l'appartamento. Questa semplificazione permette di svincolare il calcolo dei contributi radiativi dalla risoluzione di un bilancio per ciascuna stanza.

Per gli scambi di irraggiamento si sono considerate le pareti perimetrali come superfici grigie e opache, ovvero con emissività minore di zero e trasmittanza pari a zero; la potenza scambiata

per irraggiamento tra due generiche superfici di questo tipo i e j $\dot{Q}_{i \rightarrow j}$ (misurata in [W]) risulta quindi essere la differenza tra la radiazione che abbandona la superficie i e incide sulla superficie j e la radiazione che abbandona la superficie j e incide sulla superficie i:

$$\dot{Q}_{i \rightarrow j} = A_i * J_i * F_{i \rightarrow j} - A_j * J_j * F_{j \rightarrow i} \quad (5.9)$$

dove col pedice i ci si riferisce alla superficie i, e con j alla superficie j; inoltre:

- A_i rappresenta l'area della generica superficie i, misurata in [m²];
- J_i la radiosità della generica superficie i, misurata in [W/m²];
- $F_{i \rightarrow j}$ il fattore di vista, il quale è adimensionale [-].

La radiosità di una superficie grigia ed opaca è definita come la radiazione totale che abbandona una superficie per unità di tempo e per unità di superficie, ed è la somma della radiazione riflessa e della radiazione emessa.

Il fattore di vista è un fattore adimensionale che tiene conto dell'orientamento tra le due superfici, che quindi non dipende dalle proprietà superficiali e dalle temperature, definito come la frazione della radiazione emessa dalla superficie i che incide direttamente sulla superficie j. Per il calcolo dei fattori di vista si sono utilizzati i grafici disponibili in letteratura [21]; oltre a ciò si sono utilizzate le proprietà particolari dei fattori di vista, ovvero la regola della reciprocità e la regola della somma, secondo le quali:

$$A_i * F_{i \rightarrow j} = A_j * F_{j \rightarrow i} \quad (5.10)$$

$$\sum_{j=1}^N F_{i \rightarrow j} = 1 \quad (5.11)$$

Inoltre in base all'equazione 5.10 si può riscrivere l'equazione 5.9 come:

$$\dot{Q}_{i \rightarrow j} = \frac{J_i - J_j}{R_{i \rightarrow j}} \quad (5.12)$$

dove $R_{i \rightarrow j}$ è definita resistenza spaziale all'irraggiamento [m^2], pari a:

$$R_{i \rightarrow j} = \frac{1}{A_i * F_{i \rightarrow j}} \quad (5.13)$$

Inoltre dalla definizione di radiosità si definisce la potenza scambiata per irraggiamento da una superficie generica i:

$$\dot{Q}_i = \frac{E_{n,i} - J_i}{R_i} \quad (5.14)$$

dove:

- $E_{n,i}$ è il potere emissivo di un corpo nero alla stessa temperatura del corpo analizzato, misurato in [W/m^2], e pari a:

$$E_{n,i} = \sigma * T^4 \quad (5.15)$$

dove σ è la costante di Stefan-Boltzmann pari a $5,67 * 10^{-8}$ [$\text{W}/\text{m}^2/\text{K}^4$] e T la temperatura del corpo [T];

- R_i è la resistenza superficiale all'irraggiamento [m^2], pari a:

$$R_i = \frac{1 - \varepsilon_i}{A_i * \varepsilon_i} \quad (5.16)$$

In conclusione si può scrivere per ciascuna parete perimetrale un bilancio del tipo:

$$\frac{E_{n,i} - J_i}{R_i} = \sum_{j=1}^6 \frac{J_i - J_j}{R_{i \rightarrow j}} \quad (5.17)$$

Si ottiene quindi un sistema a sei equazioni e sei incognite, ovvero le radiosità di ciascuna superficie, che può essere risolto mediante l'utilizzo delle matrici; una volta risolto il sistema è possibile calcolare la potenza netta scambiata per irraggiamento dalla superficie i-esima come:

$$\dot{Q}_i = \sum_{j=1}^6 \dot{Q}_{i \rightarrow j} = \sum_{j=1}^6 \frac{J_i - J_j}{R_{i \rightarrow j}} \quad (5.18)$$

Ad ogni iterazione quindi il codice oltre ai contributi calcolati come descritto nel paragrafo precedente, calcola le potenze scambiate per irraggiamento come appena descritto, implementandole nel bilancio che calcola la temperatura delle superfici, superfici che essendo a contatto con l'ambiente determinano per convezione un carico che l'impianto di climatizzazione deve soddisfare.

5.1.2 Acqua calda sanitaria

Chiarito questo aspetto si può analizzare come il programma affronti l'analisi riguardante l'acqua calda sanitaria, stabilito il suo fabbisogno come descritto nel paragrafo 4.3.

Per ogni spillamento previsto dalla tabella 4.7 è stata calcolata la massa d'acqua che è stata sottratta dal serbatoio d'accumulo; per fare questo si è dapprima dovuta calcolare la massa d'acqua che viene utilizzata al terminale (rubinetto).

Dalla tabella è disponibile il dato dell'energia riferita ad ogni spillamento e la portata; stabilito quindi che il salto termico è pari a 30°C, dato che la temperatura dell'acqua di acquedotto è stabilita pari a 10°C, la temperatura a cui è disponibile l'acqua al terminale è quindi pari a 40°C. Fatta questa considerazione si può calcolare la durata dello spillamento e quindi, in base alla portata, la massa d'acqua utilizzata alla temperatura di 40°C secondo le seguenti formule:

$$t_{spillamento} = \frac{Q_{spillamento} * 3600}{\rho_w * c_{p,w} * \dot{V} * (T_{40} - T_{acquedotto})} \quad (5.2)$$

$$m_{spillamento,40} = \rho_w * t_{spillamento} * \dot{V} \quad (5.3)$$

Dove:

- $t_{spillamento}$ è la durata di ogni singolo spillamento, espressa in [s];

- $Q_{spillamento}$ è l'energia sottratta da ogni spillamento, espressa in [kWh];
- ρ_w è la densità dell'acqua, pari a 1000 kg/m³;
- $C_{p,w}$ è il calore specifico dell'acqua, pari a 4,1865 kJ/kg/K;
- \dot{V} è la portata volumetrica di ogni singolo spillamento, espressa in [m³/s] ;
- T_{40} è la temperatura dell'acqua al rubinetto dell'utenza, pari a 313 K;
- $T_{acquedotto}$ è la temperatura dell'acqua dell'acquedotto, pari a 283 K;
- $m_{spillamento,40}$ è la quantità d'acqua spillata a 40°C, espressa in [kg].

La massa d'acqua così calcolata non è quella che viene effettivamente sottratta al serbatoio d'accumulo, in quanto questa è disponibile ad una temperatura superiore; quello che normalmente succede è che l'acqua disponibile alla temperatura che regna nel bollitore viene miscelata con acqua proveniente dall'acquedotto per dare origine ad una portata alla temperatura richiesta. Il programma quindi calcola la quantità d'acqua concretamente spillata dal serbatoio all'*i*-esimo intervallo con un bilancio d'energia dal quale, mediante semplificazione del calore specifico, si ottiene:

$$m_{spillata} = m_{spillamento,40} * \frac{T - T_{acquedotto}}{T_{tank(i-1)} - T_{acquedotto}} \quad (5.4)$$

Dove:

- $m_{spillata}$ è la quantità d'acqua spillata alla temperatura che regna nel serbatoio nell'intervallo appena precedente, espressa in [kg];
- $T_{tank(i-1)}$ è la temperatura che regna nel serbatoio nell'istante appena precedente, espressa in [K], calcolata secondo la 5.6.

A questo punto nel serbatoio entra la stessa quantità d'acqua appena spillata ma alla temperatura di acquedotto; nel bollitore si instaura quindi una nuova temperatura, calcolabile analogamente a quanto appena fatto con un semplice bilancio di energia:

$$T_{tank(i)}^* = \frac{(\rho_w * V_{tank} - m_{spillata}) * T_{tank(i-1)} + m_{spillata} * T_{acquedotto}}{\rho_w * V_{tank}} \quad (5.5)$$

Dove:

- V_{tank} è il volume dell'accumulo, secondo quanto detto nel paragrafo 3.3.3, espresso in [m³];
- $T_{tank(i)}^*$ è la temperatura che regna nell'accumulo dopo la miscelazione, espressa in [K].

Instauratasi questa temperatura nel serbatoio si possono calcolare le perdite per dispersione dovute al fatto che tra il serbatoio e l'ambiente sussiste una differenza di temperatura; la nuova temperatura a cui si porterà realmente il serbatoio è calcolabile come:

$$T_{tank(i)} = T_{tank(i)}^* - \frac{Q_{loss}}{\rho_w * c_{p,w} * V_{tank}} \quad (5.6)$$

Dove:

- $T_{tank(i)}$ è la temperatura reale che si instaura all'interno del serbatoio, espressa in [K];
- Q_{loss} sono le perdite dovute alle dispersioni termiche verso l'ambiente, espresse in [J].

Q_{loss} sono calcolabili attraverso un semplice coefficiente di dispersione fornito dai costruttori dei serbatoi, moltiplicato per la differenza di temperatura che sussiste tra l'acqua e l'ambiente.

Nel caso in cui nell'*i*-esimo intervallo non siano previsti prelievi di alcun tipo, il programma calcola semplicemente la nuova temperatura che si instaura nel serbatoio tenendo presente solo le dispersioni termiche verso l'ambiente.

A questo punto il programma verifica che la temperatura sia al di sopra della temperatura imposta come limite inferiore e in caso contrario calcola la potenza che la pompa deve fornire per riportare la temperatura dell'acqua imposta come limite superiore. La logica dal programma descritta finora è valida sia per Sherpa che per Sherpa Acqua2, vanno però specificate alcune differenze, che riguardano principalmente la produzione di acqua calda sanitaria.

5.2 Modello della pompa di calore tradizionale

Riassumendo quanto detto nei capitoli precedenti, in particolare nel capitolo 3, per Sherpa è stato scelto un volume di accumulo dell'acqua calda sanitaria pari a 300 litri ed una regolazione che impone il mantenimento della temperatura di 50°C con l'innalzamento periodico di questa fino a 70°C durante la notte, per evitare la proliferazione del batterio legionella. Il mantenimento dei 55°C è impostato mediante l'utilizzo di un setpoint inferiore ed uno superiore che si attivano grazie all'utilizzo di una sonda presente all'interno del serbatoio; per evitare continue successioni di accensioni e spegnimenti il setpoint inferiore è stato fissato a 45°C.

Dato che la macchina funziona sempre alla potenza massima quando lavora per l'acqua calda sanitaria, è stato verificato come Sherpa sia sempre in grado di soddisfare il fabbisogno richiesto ad ogni intervallo; la potenza che Sherpa deve fornire nel caso in cui la temperatura scenda al di sotto del limite inferiore è pari a:

$$Q = \frac{\rho_w * c_{p,w} * V_{tank} * (T_{sup} - T_{tank(i)})}{3600} \quad (5.7)$$

Dove:

- Q rappresenta la potenza che la pompa di calore deve fornire, espressa in [kWh];
- V_{tank} è il volume d'acqua da scaldare, ovvero il volume del serbatoio d'accumulo, che in questo caso è pari a 0,3 m³;
- T_{sup} rappresenta la temperatura da raggiungere nel serbatoio, pari a 323K.

La potenza assorbita si calcola quindi di conseguenza utilizzando il COP della macchina in quelle specifiche condizioni di temperatura esterna e di potenza richiesta.

Come già detto Sherpa non è in grado di soddisfare contemporaneamente il fabbisogno climatico e quello di acqua calda sanitaria, il programma verifica quindi prima la temperatura all'interno dell'accumulo; se questo è superiore al limite inferiore, il programma passa automaticamente al calcolo del fabbisogno climatico, altrimenti fa in modo che la macchina innalzi la temperatura fino al limite superiore trascurando il lato comfort. In questo caso nell'intervallo di simulazione successivo la macchina dovrà compensare all'interruzione del servizio, sempre che si sia raggiunto il setpoint superiore di temperatura nell'accumulo; chiaramente nell'intervallo successivo la macchina dovrà erogare una potenza superiore, per cui l'inverter porterà la macchina a lavorare in condizioni meno favorevoli, con un degrado più o meno significativo dell'efficienza e quindi dei consumi.

È stato detto inoltre nei cicli anti-legionella la temperatura dell'acqua nel serbatoio d'accumulo dell'acqua calda sanitaria debba essere innalzata fino a 70°C; non potendo Sherpa erogare acqua a temperature superiori a 55°C circa, la macchina ricorre quindi all'utilizzo di resistenze elettriche a immersione per apportare l'energia necessaria per effettuare questi cicli anti-legionella; la quantità di energia da somministrare è pari a:

$$Q_{elettrico} = \frac{\rho_w * C_{p,w} * V_{tank} * (T_{anti-leg} - T_{tank(i)})}{3600} \quad (5.8)$$

Dove:

- $Q_{elettrico}$ è il calore che viene fornito al serbatoio mediante resistenze elettriche, misurato in [kWh];
- $T_{anti-leg}$ è la temperatura fissata per i cicli anti-legionella, pari a 343 K.

Anche in questo caso si è verificato che per ogni ciclo anti-legionella e resistenze disponibili per i bollitori siano sufficienti per soddisfare il fabbisogno, e in particolare che la temperatura al termine dell'intervallo sia effettivamente quella prevista; chiaramente l'efficienza di questo apporto energetico è molto inferiore rispetto a quello di una macchina a compressione di vapore, costituendo uno dei principali limiti di questa macchina se confrontata con Sherpa Acqua2.

5.3 Modello della nuova pompa di calore

Per quanto riguarda Sherpa Acqua2 è stato scelto un serbatoio d'accumulo per l'acqua calda sanitaria di 200 litri; oltre a ciò è stata scelta come strategia per l'abbattimento del batterio legionella il mantenimento di una temperatura di circa 60°C. Anche in questo caso come per Sherpa si è dovuto fissare per il valore della temperatura un limite inferiore ed uno superiore che evitino che la pompa di calore venga chiamata per funzionare in continuazione. Nel dettaglio il setpoint inferiore è stato imposto pari a 55°C mentre il setpoint superiore pari a 65°C. Come per il caso precedente la macchina è chiamata a funzionare ogni qualvolta la sonda nel serbatoio misuri una temperatura inferiore a quella limite; a differenza del caso precedente, Sherpa Acqua2 non ha sufficiente potenza per poter soddisfare il fabbisogno entro l'intervallo di tempo previsto come passo temporale della simulazione; la temperatura dell'acqua calda sanitaria nell'accumulo all'intervallo successivo è quindi calcolata come:

$$T_{tank(i+1)} = T_{tank(i)} + \frac{P*dt}{\rho_w * C_{p,w} * V_{tank}} \quad (5.9)$$

Dove:

- $T_{tank(i+1)}$ è la temperatura raggiunta all'intervallo successivo, dopo che la pompa di calore ha fornito energia, espressa in [K];
- $T_{tank(i)}$ è la temperatura nel serbatoio prima che la pompa di calore fornisca energia, espressa in [K];
- P è la potenza fornita dalla pompa di calore, espressa in [W];
- dt è il passo temporale della simulazione, pari a 900 secondi;
- V_{tank} è il volume d'acqua da scaldare, ovvero il volume del serbatoio d'accumulo che in questo caso è pari a 0,2 m³.

La potenza fornita dal circuito secondario della pompa di calore, quello dedicato interamente alla produzione di acqua calda sanitaria, dipende da diversi fattori; in particolare dipende dal salto termico che l'acqua prodotta dalla pompa di calore ha a cavallo del condensatore; inoltre dipende dalla temperatura dell'acqua del circuito idronico (quello dedicato al comfort) che si ha in ingresso all'evaporatore, le quali a loro volta dipendono dal tipo di impianto a cui la pompa di calore è associato e dalla stagione. Allo stesso modo variano i COP; il programma quindi per ogni intervallo conosce la potenza che la pompa di calore cede all'acqua calda sanitaria e il COP corrispondente.

La macchina quindi può fornire la potenza necessaria per innalzare la temperatura dell'acqua nell'accumulo fino al valore limite superiore in più intervalli consecutivi.

A differenza di Sherpa questa macchina non deve interrompere il funzionamento nel caso l'utenza richieda contemporaneamente di funzionare sul lato climatico e su quello sanitario; inoltre le temperature dell'acqua in uscita alla pompa di calore sono tali da poter mantenere una temperatura dell'acqua nel serbatoio che eviti la necessità di effettuare cicli anti-legionella mediante resistenze elettriche.

Un'ulteriore differenza, come già illustrato in precedenza, è quella che l'evaporatore del circuito a R134a dedicato alla produzione di acqua calda sanitaria scambia calore usando come fluido secondario l'acqua del circuito idronico dedicato alla climatizzazione; nel funzionamento invernale quindi il lavoro del condensatore del circuito R410A viene contrastato dall'evaporatore del circuito a R134a, il quale abbassa ulteriormente la temperatura dell'acqua tecnica di ritorno del circuito idronico.

Questa perdita d'energia può essere facilmente calcolata conoscendo il COP e la potenza corrispondente alle condizioni dell'intervallo specifico secondo la formula:

$$Q_{loss} = \frac{COP-1}{COP} * P \quad (5.10)$$

Dove Q_{loss} è la quantità di energia aggiuntiva espressa in [W]; questo valore deve quindi essere aggiunto al valore che il programma calcola come quantità di energia da sottrarre all'acqua tecnica del circuito idronico.

Analogamente nel funzionamento estivo si può calcolare allo stesso modo il guadagno dovuto al fatto che l'acqua di ritorno dal circuito idronico dell'impianto di climatizzazione viene raffreddata dall'evaporatore del secondo circuito prima che venga inviata all'evaporatore principale, il quale quindi vede un carico inferiore.

5.4 Dati di output

Il programma, dopo aver eseguito tutti i calcoli descritti, restituisce una serie di dati che vengono stampati in un foglio di calcolo Excel. I dati restituiti sono i seguenti:

- fabbisogno climatico invernale;
- fabbisogno climatico estivo;
- energia elettrica assorbita della pompa di calore per la climatizzazione invernale;

- energia elettrica assorbita della pompa di calore per la climatizzazione estiva;
- potenza di picco richiesta per la climatizzazione invernale;
- potenza di picco richiesta per la climatizzazione estiva;
- fabbisogno di acqua calda sanitaria nella stagione invernale;
- fabbisogno di acqua calda sanitaria nella stagione estiva;
- andamento della temperatura dell'acqua calda sanitaria all'interno del serbatoio d'accumulo.
- energia elettrica assorbita per soddisfare il fabbisogno di acqua calda sanitaria per il periodo invernale;
- energia elettrica assorbita per soddisfare il fabbisogno di acqua calda sanitaria per il periodo estivo;
- quota parte di questa energia fornita tramite le resistenze elettriche;
- quota parte di energia fornita tramite la pompa di calore;
- numero di interruzioni del servizio di comfort per lavorare sul circuito dell'acqua calda sanitaria (per Sherpa);
- perdita di energia dovuto alla produzione di acqua calda sanitaria in inverno con Sherpa Acqua2;
- guadagno di energia dovuto alla produzione di acqua calda sanitaria in estate con Sherpa Acqua2.

Da questi dati, tramite l'utilizzo di Excel, vengono effettuate le varie analisi e i confronti, ed elaborati i grafici necessari per trarre le conclusioni dello studio di cui è oggetto questo elaborato.

Capitolo 6

Analisi dei risultati

Dalle analisi svolte si sono ottenuti i risultati di output descritti precedentemente.

È già stato detto nel capitolo precedente come si siano effettuate simulazioni utilizzando due macchine differenti, ciascuna nel periodo invernale ed estivo, ciascuna con un intervallo di temperature differenti; si è infatti scelto di eseguire le simulazioni facendo funzionare i fancoil con temperature in ingresso alla batteria in inverno pari a 45°C, e in estate pari a 10°C, con un salto termico di 5°C; tutte le simulazioni includono anche i calcoli riguardanti la produzione di acqua calda sanitaria.

Per ciascuna simulazione si riporteranno i consumi elettrici complessivi, costituiti dai consumi per la climatizzazione e per l'acqua calda sanitaria, i consumi delle resistenze elettriche per la produzione di acqua calda sanitaria (per la pompa di calore tradizionale), i guadagni legati all'evaporatore del secondo circuito della nuova pompa di calore nel funzionamento estivo. Nella figura 6.1 si illustrano i consumi totali di energia elettrica nel caso di Sherpa e di Sherpa Acqua 2.

Da quest'immagine si può comprendere come l'utilizzo della seconda pompa di calore comporti un risparmio del 6,4% annuo dei consumi riferito al caso base, pari a circa 500 kWh.

Ai fini di comprendere meglio questo dato è necessario andare più nel dettaglio e confrontare i consumi in base allo scopo, ovvero climatizzazione o acqua calda sanitaria, e a seconda della stagione.

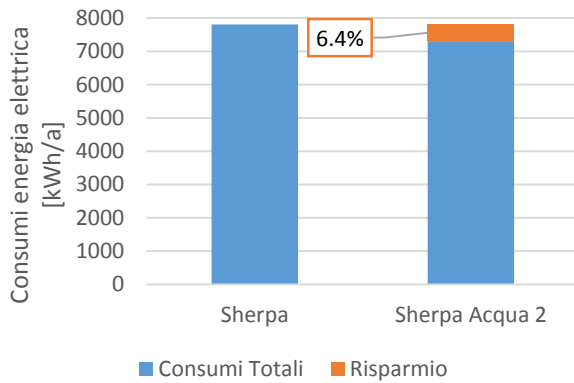


Figura 6.1: confronto dei consumi di energia elettrica complessivi annui.

In figura 6.2 si rappresenta la ripartizione dei consumi complessivi per soddisfare i fabbisogni di climatizzazione e di acqua calda sanitaria per le due macchine.

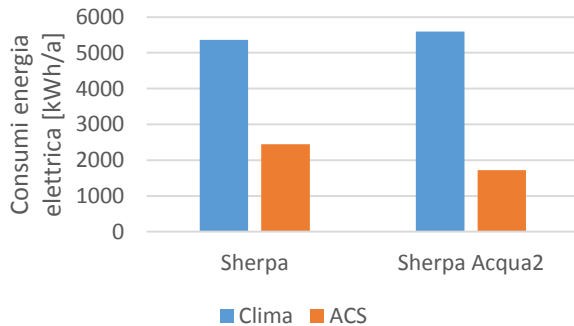


Figura 6.2: confronto dei consumi ripartiti tra climatizzazione e produzione di acqua calda sanitaria.

Dalla figura 6.2 si può quindi comprendere come il confronto degli assorbimenti non sia univocamente determinato, infatti Sherpa Acqua2 consuma di più per la climatizzazione; questo eccesso di consumi è però più che controbilanciato da una forte riduzione dei consumi per la produzione di acqua calda sanitaria. Per quanto riguarda questo termine risulta inoltre essere ripartito in modo differente tra la stagione invernale e quella estiva come si può notare in figura 6.3; innanzitutto perché la stagione del riscaldamento è di durata pari a 212 giorni, ed inoltre perché tra la stagione invernale e quella estiva cambiano i livelli di temperatura.

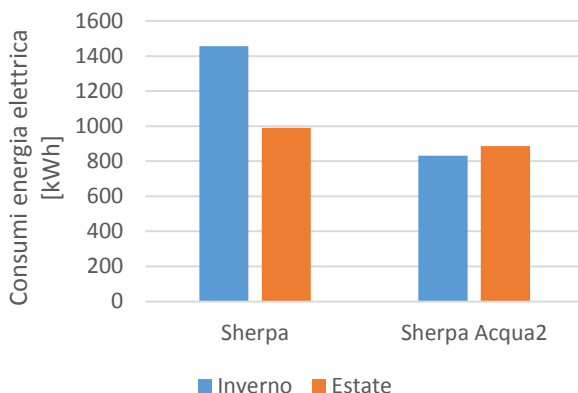


Figura 6.3: confronto dei consumi elettrici per produrre acqua calda sanitaria per la stagione invernale ed estiva.

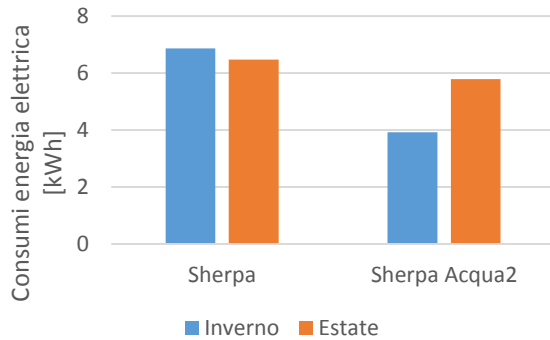


Figura 6.4: confronto dei consumo elettrico medio giornaliero per produrre acqua calda sanitaria per la stagione invernale ed estiva.

Quanto detto è evidente in figura 6.4, dove si può notare che il consumo si riduce tra la stagione invernale e quella estiva per la prima pompa di calore; questo è logico se si pensa al funzionamento della macchina, la quale infatti lavora in condizioni di temperature esterne che migliorano nella stagione estiva. Per la seconda pompa di calore invece si ha che il consumo giornaliero aumenta sensibilmente; questo perché Sherpa Acqua2 scambia calore all'evaporatore con acqua a temperatura pari a 40°C in inverno e a 15°C in estate (i livelli di temperatura del circuito idronico della climatizzazione), il salto termico quindi risulta essere maggiore, di conseguenza l'efficienza minore e i consumi più elevati.

In conclusione emerge che il grosso vantaggio come ci si poteva aspettare è, nella produzione di acqua calda sanitaria, ed in particolare nella produzione di acqua calda sanitaria per la stagione invernale, quando i livelli di temperatura dell'impianto idronico risultano essere vantaggiosi per il secondo circuito della nuova pompa di calore, e al contrario le condizioni esterne rigide

rendono inefficiente il funzionamento della pompa di calore tradizionale.

Va specificato che i risultati sono stati ottenuti scegliendo parametri di progetto favorevoli al funzionamento della pompa di calore tradizionale; si sono infatti svolte ulteriori simulazioni (riportate brevemente in Appendice C) variando le temperature d'accumulo, la frequenza dei cicli anti-legionella e le temperature degli stessi, ed i risultati ottenuti sono sempre più favorevoli per la nuova tecnologia; si è scelto comunque questo set di parametri in quanto rappresentano il campo di impiego più favorevole ed adatto ad una pompa di calore tradizionale, mantenendo livelli adeguati di sicurezza riguardo alla questione Legionella. Si è ritenuto che in questo modo il confronto fosse più significativo in quanto non viene estremizzato il campo di utilizzo della pompa di calore tradizionale.

Quindi come mostrato all'inizio del capitolo si può affermare il vantaggio in termini di energia assorbita della nuova pompa di calore rispetto alla più tradizionale, a fronte principalmente di una maggiore efficienza nel produrre acqua calda sanitaria.

Conclusioni

Questo elaborato è il frutto del lavoro sviluppato durante il tirocinio svolto presso Olimpia Splendid, con l'obiettivo di analizzare e confrontare i consumi energetici di due differenti pompe di calore nel soddisfare le richieste di climatizzazione e di acqua calda sanitaria durante l'intero anno di un'utenza che rappresentasse in modo significativo una famiglia media.

Il confronto è avvenuto mediante l'utilizzo di un codice di calcolo appositamente sviluppato che simulasse il funzionamento delle due macchine e calcolasse i vari fabbisogni.

Inizialmente si è cercato di mostrare i vantaggi della tecnologia a pompa di calore rispetto alla tecnologia più tradizionale a caldaia, vantaggi poi confermati nell'analisi svolta in Appendice B; si sono poi mostrati i limiti della tecnologia attuale delle pompe di calore, e successivamente come questi vengano in parte superati dalla nuova pompa di calore, con modulo dedicato alla produzione di acqua calda sanitaria.

I principali vantaggi risultano essere la possibilità di avere acqua calda sanitaria disponibile a temperature elevate (fino a 75°C) ed indipendentemente dalle condizioni esterne; conseguentemente è possibile ridurre i volumi di accumulo, mantenere temperature nel serbatoio tali da raggiungere elevati livelli di sicurezza sul fronte del batterio Legionella, e il fatto che non si debba ricorrere a resistenze elettriche, fonti di grandi inefficienze per effettuare i cicli anti-legionella.

Oltre a ciò le simulazioni hanno stabilito un risparmio complessivo negli assorbimenti della macchina rispetto alla pompa di calore tradizionale; si segnala inoltre che questo vantaggio aumenta all'aumentare delle temperature mantenute nel serbatoio d'accumulo e quindi all'aumentare della disinfezione del batterio Legionella, come evidenziato nell'Appendice C.

Quest'analisi può infine essere lo spunto per migliorare la logica di funzionamento ibrido della nuova pompa di calore per la

produzione di acqua calda sanitaria; la macchina può infatti produrre acqua calda sanitaria come la pompa di calore tradizionale, o con il modulo apposito; si tratta perciò di stabilire i parametri che possano stabilire il campo di funzionamento in una modalità o nell'altra.

Appendice A

Prove in Calorimetro

I dati utilizzati in termini di potenze rese, assorbimenti e coefficienti prestazionali, sono stati tutti calcolati (e poi certificati da enti appositi) mediante prove svolte con l'ausilio di un calorimetro. Il calorimetro risulta oggi oltre ad uno strumento di verifica delle prestazioni, un elemento fondamentale nella realizzazione progettuale della macchina e nella sua messa a punto.

Nella parte 3 della norma EN 14511 [3], che descrive i metodi e le condizioni per effettuare le prove, vi è un'appendice specifica per i metodi da utilizzare nei test svolti in calorimetro e le sue caratteristiche.

Il funzionamento del calorimetro si basa sul mantenere costanti determinate condizioni all'interno delle sue camere (isolate termicamente verso l'esterno) contrastando gli effetti di climatizzazione della macchina con degli apporti di energia forniti da apparecchiature interne al calorimetro stesso che sono noti grazie a misurazioni di vario genere; da questo sistema tramite un semplice bilancio si può calcolare la potenza erogata dalla macchina. In seguito si illustrerà più in dettaglio la questione.

In particolare vi sono due tipologie di calorimetri: il "balanced ambient room type calorimeter" ed il "calibrated ambient room type calorimeter"; dato che quello che è stato utilizzato per le prove è del secondo tipo, si descriverà unicamente questa tipologia.

In figura A.1 viene illustrato lo schema con i componenti del calorimetro; come si può notare dall'immagine il calorimetro è costituito da due camere, una che simula l'ambiente interno, ed

una che simula l'ambiente esterno; le due camere sono separate tra loro da una parete divisoria. Il calorimetro deve essere isolato per ridurre al minimo le perdite per trasmissione e per irraggiamento verso l'esterno; in particolare questo valore non può essere più del 5% della capacità dell'attrezzatura disponibile con il calorimetro stesso; le superfici interne del calorimetro devono inoltre essere di materiale non poroso e sigillate nelle varie giunzioni per evitare perdite di ventilazione e di umidità; per le stesse ragioni anche la porta deve essere sigillata tramite guarnizioni adeguate.

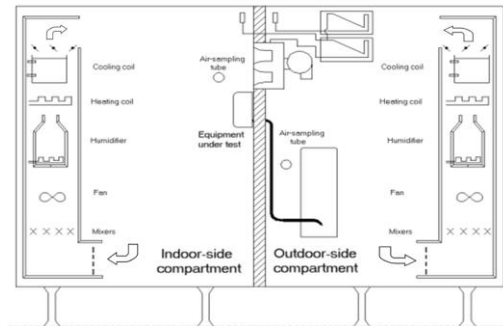


Figura A.1: rappresentazione schematica del calorimetro e dei suoi componenti.

Ciascuna camera deve essere dotata di con l'apparecchiatura necessaria per il “reconditioning”, ovvero per contrastare gli effetti della macchina, mantenendo i flussi d'aria e le condizioni che la norma indica per i test; nel caso in cui il calorimetro viene usato per testare pompe di calore questa attrezzatura per ciascuna camera deve essere in grado di riscaldare, raffreddare, umidificare e deumidificare (come rappresentato in figura A.1). Deve poi esserci in ciascuna camera un ventilatore, di capacità sufficiente per assicurare una portata d'aria di non meno del doppio della portata d'aria trattata dalla macchina testata.

La norma indica che le dimensioni del calorimetro devono essere tali da evitare interferenze con i flussi d'aria della macchina trattata; in particolare suggerisce le dimensioni minime che il calorimetro deve avere in funzione della potenza frigorifera delle apparecchiature del calorimetro stesso, mostrate in tabella A.1.

Potenza di raffreddamento [W]	Dimensioni minime interne di ciascuna camera [m]		
	Larghezza	Altezza	Lunghezza
3000	2,4	2,1	1,8
6000	2,4	2,1	2,4
9000	2,7	2,4	3
12000	3	2,4	3,7

Tabella A.1: Dimensioni del calorimetro

Il calorimetro è inoltre deve essere dotato di strumentazione per la misurazione della temperatura di bulbo secco e di bulbo umido in entrambi i compartimenti, oltre che di un dispositivo per l'equalizzazione della pressione tra i due compartimenti; dato che il flusso d'aria può essere in entrambe le direzioni si possono avere due di questi dispositivi o un dispositivo reversibile. Ai fini di determinare le perdite verso l'esterno del calorimetro la norma prevede una procedura specifica detta di calibrazione (da cui "calibrated ambient room type calorimeter"); secondo questa procedura il calorimetro deve risultare chiuso e ad una temperatura di 11 K al di sopra della temperatura dell'ambiente circostante al calorimetro, la quale non deve variare più di ± 1 K. Per il calcolo della potenza di raffreddamento è utile riferirsi alla figura A.2, dove vengono raffigurate tutte le potenze in gioco.

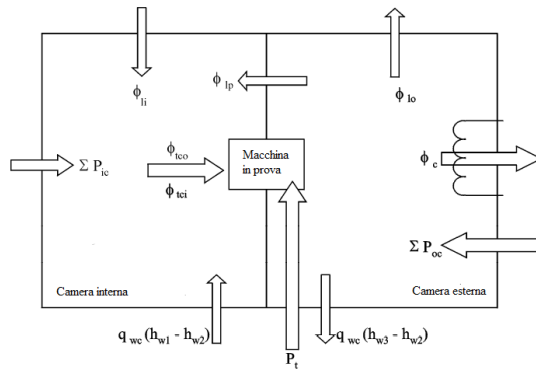


Figura A.2: calcolo della capacità di raffreddamento.

Da quest'immagine è possibile visualizzare i vari termini del bilancio energetico dell'intero calorimetro, e quindi calcolare la capacità di raffreddamento della macchina in prova utilizzando due diversi bilanci, uno per ciascuna camera, che sono equivalenti solo nel caso in cui l'area della parete divisoria è la stessa per entrambe le camere; di seguito si riportano i due bilanci:

$$\phi_{tci} = \Sigma P_{ic} + q_{wc} * (h_{w1} - h_{w2}) + \phi_{ip} + \phi_{li} \quad (A.1)$$

dove:

- ϕ_{tci} è la capacità di raffreddamento totale della macchina testata, calcolata per la camera interna, misurata in [W];
- P_{ic} è la generica potenza elettrica in ingresso, misurata in [W];
- q_{wc} è la velocità con cui il calorimetro condensa il vapore, misurata in [g/s];
- h_{w1} è l'entalpia specifica del vapore fornito dal calorimetro alla camera interna, misurata in [kJ/kg];
- h_{w2} è l'entalpia specifica dell'umidità che lascia la camera interna, misurata in [kJ/kg];

- ϕ_{lp} è la potenza entrante nella camera interna attraverso la parete di ripartizione proveniente dalla camera esterna, misurata in [W];
- ϕ_{li} è la potenza entrante dall'esterno attraverso le superfici della camera interna esclusa la parete divisoria, misurata in [W];

$$\phi_{tco} = \phi_c - \sum P_{oc} - P_t + q_{wc} * (h_{w3} - h_{w2}) + \phi_{lp} + \phi_{lo} \quad (A.2)$$

dove:

- ϕ_{tco} è la capacità di raffreddamento totale della macchina testata, calcolata per la esterna, misurata in [W];
- ϕ_c è il flusso di calore asportato dalle apparecchiature del calorimetro, misurato in [W];
- P_{oc} è il generico apporto di potenza elettrica per qualsiasi apparato del calorimetro della camera esterna misurato in [W];
- P_t è l'apporto di potenza elettrica dato alla macchina in prova, misurato in [W];
- h_{w3} è l'entalpia specifica della condensa rimossa dall'apparecchiatura della camera esterna del calorimetro, misurata in [kJ/kg];
- ϕ_{lo} è la potenza uscente verso l'esterno attraverso le superfici della camera esterna esclusa la parete divisoria, misurata in [W].

Come già detto ϕ_{tci} e ϕ_{tco} risultano essere di pari valore se la parete divisoria è di pari estensione per entrambe le camere. Il calcolo della capacità della macchina nel funzionamento in riscaldamento avviene in modo analogo; in figura A.3 si riporta la rappresentazione del bilancio delle potenze con nomenclatura analoga a quella della figura precedente.

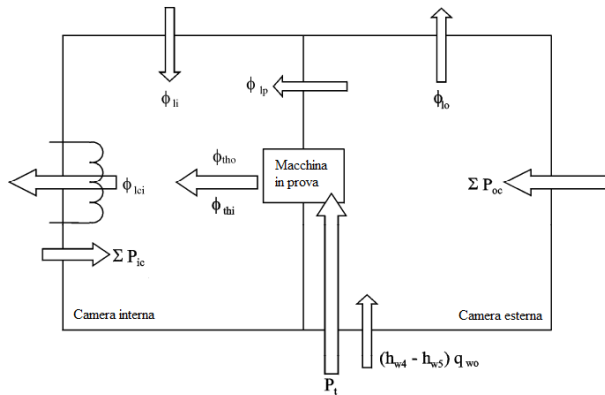


Figura A.3: calcolo della capacità di riscaldamento.

Come nel caso precedente anche qui è possibile determinare la potenza resa dalla macchina tramite uno dei due bilanci, uno per ciascuna camera, equivalenti solo se la superficie separatoria è di dimensioni uguali su entrambi i lati.

Il calorimetro è anche dotato di circuiti ad acqua per testare pompe di calore aria-acqua come quelle utilizzate per questo elaborato; la camera interna presenta infatti quattro attacchi per le tubazioni in cui scorre l'acqua (due di mandata e due di ritorno), di cui due costituiscono il circuito connesso alla macchina e due possono essere utilizzati per testare anche i ventilconvettori, o nel caso in cui si effettuano le prove su macchine come Sherpa Acqua2 si può simulare il circuito idronico della climatizzazione e quello dell'acqua calda sanitaria. Questi attacchi dell'acqua sono connessi ad un circuito esterno al calorimetro, come mostrato in figura A.4; da quest'immagine si può notare come vi siano due serbatoi d'acqua le cui temperature sono regolabili con l'interfaccia di controllo del software connesso al calorimetro. Un serbatoio viene mantenuto a basse temperature da un refrigeratore, mentre l'altro viene mantenuto ad alte temperature da un serie di resistenze elettriche; miscelando con delle valvole le acque provenienti da questi due serbatoi è quindi possibile

inviare alla macchina una portata d'acqua alle condizioni di temperatura desiderate.

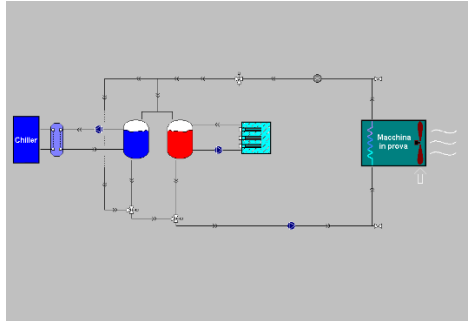


Figura A.4: *schema del circuito dell'acqua esterno al calorimetro.*

La potenza che la macchina scambia con l'acqua può essere quindi calcolata semplicemente come:

$$\dot{Q}_w = \dot{V}_w * \rho_w * C_{p,w} * (T_{w,in} - T_{w,out}) \quad (A.3)$$

dove:

- \dot{Q}_w è la potenza scambiata dalla macchina con l'acqua, positiva o negativa a seconda che la macchina funzioni da pompa di calore o refrigeratore, misurata in [W];
- \dot{V}_w è la portata volumetrica dell'acqua, misurata con un flussometro, misurata in [m³/s];
- ρ_w è la densità dell'acqua in [kg/m³];
- $C_{p,w}$ è il calore specifico dell'acqua in [J/kg/K];
- $T_{w,in}$ e $T_{w,out}$ sono le temperature rispettivamente di ingresso ed uscita alla macchina, misurate tramite un sensore di temperatura di tipo resistivo (nel caso particolare si usano sonde con ponte di Wheatstone con circuito a quattro fili), espresse in [K].

È utile precisare che tutte le sonde utilizzate nelle prove vengono direttamente connesse ad un quadro presente all'interno del calorimetro (uno per ciascuna camera), e che quindi le misure rilevate vengono direttamente registrate ed elaborate dal software che gestisce tutti gli input, il funzionamento e gli output del calorimetro.

Il software registra tutti i dati rilevati, come ad esempio la potenza assorbita, la potenza resa, l'efficienza le temperature d'esercizio e le relative pressioni; è inoltre possibile esportare questi dati in Excel e riportarli in un formato utile per l'archiviazione e l'utilizzo.

Appendice B

Confronto con tecnologia tradizionale

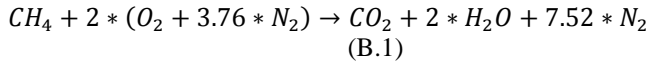
Risulta interessante effettuare un'ulteriore analisi, ovvero il confronto delle tecnologie oggetto di questo elaborato con una soluzione più tradizionale.

Ai fini di mantenere una certa validità del confronto si è scelto di utilizzare ancora i ventilconvettori, di modo che il confronto avvenga ancora una volta a parità di impianto; la tecnologia tradizionale che di conseguenza sembra essere più adatta a questo tipo di impianto risulta essere per l'inverno una caldaia a condensazione, la quale è in grado di provvedere anche alla richiesta di acqua calda sanitaria dell'utenza, e per l'estate un chiller tradizionale più la sopraccitata caldaia ai fini di soddisfare il fabbisogno di acqua calda sanitaria.

B.1 Caldaia a condensazione

Le caldaie a condensazione si differenziano essenzialmente dalle caldaie tradizionali per raffreddare i fumi di scarico della combustione a temperature tali da far condensare il vapore acqueo contenuto nei fumi stessi; in questo modo viene utilizzato il calore latente della transizione da vapore a liquido altrimenti disperso.

In seguito si osserva la reazione chimica di combustione stechiometrica del metano, uno dei combustibili oggi più utilizzati, per indicare alcuni dati delle caldaie a condensazione.



Analizzando i prodotti della reazione B.1 si può notare come l'acqua costituisca quasi il 20% dei prodotti di combustione, e quindi come il calore latente di condensazione di questa non sia una quantità irrisoria; si fa infatti presente che il potere calorifico inferiore del metano (PCI) è pari a circa 50,2 MJ/kg, mentre quello superiore (PCS), che considera tra i prodotti l'acqua come liquido, è pari a circa 55,8 MJ/kg. Dalla reazione indicata in B.1 si può inoltre stabilire la pressione parziale dell'acqua nei fumi (pari al prodotto tra il rapporto delle moli di acqua rispetto alle moli totali per la pressione ambiente) e quindi la temperatura di saturazione dell'acqua in queste condizioni, la quale risulta essere pari a 58,76°C. Va inoltre detto che questa temperatura diminuisce all'aumentare dell'eccesso d'aria (diminuendo la pressione parziale dell'acqua).

L'eccesso d'aria deve di conseguenza essere piuttosto contenuto (normalmente $\lambda \leq 1,1$); questo comporta che la combustione debba essere premiscelata, di modo da garantire un contatto più stretto tra il combustibile e l'ossigeno, riducendo al minimo le perdite per incombusti. Riducendo l'eccesso d'aria inoltre diminuiscono ulteriormente le perdite al camino, già fortemente diminuite per la riduzione di temperatura di espulsione dei fumi. Oltre a ciò vi è la riduzione delle temperature a cui viene riscaldata l'acqua, che determina una riduzione delle perdite al mantello.

Definiti i vantaggi di questa tipologia di caldaia si può osservare in figura B.1 l'andamento del rendimento di questa tecnologia confrontata con quelle più tradizionali.

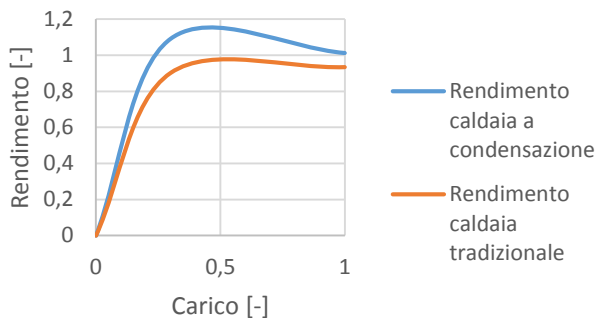


Figura B.1: confronto dell'andamento del rendimento delle caldaie a condensazione e della caldaie tradizionali al variare del carico.

Da questa immagine si può notare come vi sia una netta superiorità di efficienza delle caldaie a condensazione rispetto alle caldaie tradizionali; si nota inoltre come il rendimento delle prime superi il 100%; questo perché il rendimento è riferito per entrambe le tecnologie al PCI.

Tuttavia questa tecnologia presenta alcuni limiti; innanzitutto le temperature ridotte dei fumi danno origine a formazione di condense acide (principalmente di zolfo) che devono essere smaltite e che rendono indispensabile che i componenti a contatto con esse debbano essere di un materiale resistente, normalmente acciaio inox, e quindi più costoso; infine le basse temperature rendono necessaria l'estrazione forzata dei fumi.

B.2 Calcolo dei consumi

La taglia della caldaia utilizzata è stata scelta pari a 24 kW; questa taglia è largamente utilizzata ed è considerata standard per appartamenti di piccole dimensioni. I dati tecnici disponibili per tutte le caldaie forniscono i rendimenti alla potenza nominale e a

30% della potenza nominale; utilizzando questi dati si è quindi stabilita la curva del rendimento della caldaia.

Ai fini del calcolo dei consumi si è utilizzato un codice simile a quello descritto nell'elaborato; per il calcolo dei consumi di acqua calda sanitaria si è tenuto conto del fatto che questa viene prodotta dalla caldaia alla massima potenza e quindi viene utilizzato il rendimento al massimo carico; in riscaldamento invece il programma verifica il carico richiesto e calcola di conseguenza il rendimento.

Per la climatizzazione estiva si è ritenuto che Sherpa fosse assimilabile ad un chiller tradizionale e sono quindi stati utilizzati i dati riferiti al solo funzionamento estivo della macchina.

Dalle simulazioni si sono ottenuti i valori rappresentati in figura B.2; va notato che i dati riportati in figura B.2 sono dati espressi in kWh che si riferiscono ad energia primaria e che quindi non sono direttamente utilizzabili per un confronto con le soluzioni viste nell'elaborato; i risultati precedentemente utilizzati devono essere infatti riportati ad energia primaria dividendo per il rendimento medio del sistema elettrico nazionale, considerato pari a 0,458.

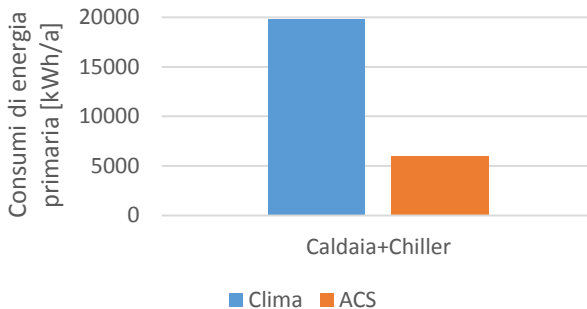


Figura B.2: consumi di energia primaria per la climatizzazione e la produzione di acqua calda sanitaria per la soluzione caldaia più chiller.

In questo modo è possibile fare un confronto reale con tra le due soluzioni, ovvero Sherpa Acqua2 e la soluzione con la caldaia ed il chiller, i cui risultati sono rappresentati in figura B.3.

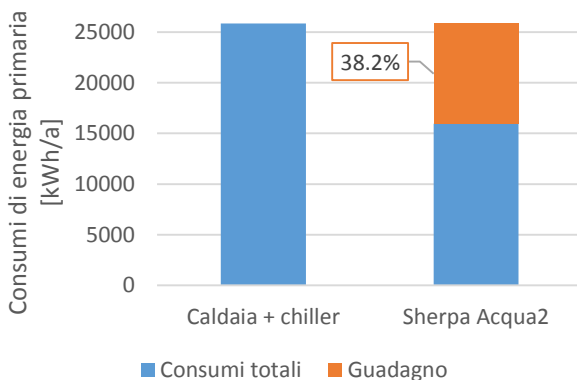


Figura B.3: confronto dei consumi totali di energia primaria.

Il risultato che emerge dalla figura B.3 risulta essere molto vantaggioso per la nuova pompa di calore le quali rivela un risparmio di energia primaria pari al 38.2%; va inoltre detto che il confronto ragionevolmente risulta essere, anche se in maniera minore, molto vantaggioso per le pompe di calore in generale rispetto a questa soluzione con caldaia e chiller.

È inoltre interessante effettuare un confronto tra i consumi di energia primaria legati alla produzione di acqua calda sanitaria; si può infatti notare in figura B.4 che Sherpa Acqua2 presenta un vantaggio notevole pari all'11,2% di risparmio.

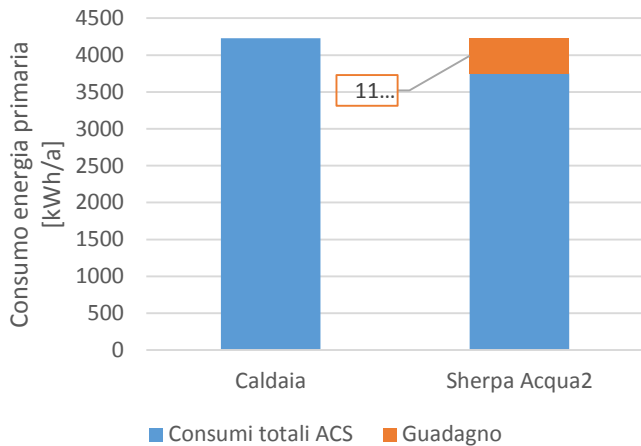


Figura B.4: confronto tra i consumi annui di energia primaria per produrre acqua calda sanitaria della caldaia e di Sherpa Acqua2.

Tuttavia l'utilizzo di una caldaia a condensazione per produrre acqua calda sanitaria ha alcuni vantaggi, primo fra tutti l'assenza di un serbatoio d'accumulo che può risultare ingombrante e sicuramente l'elevata affidabilità.

Si può quindi concludere che il principale limite della soluzione tecnologica tradizionale a caldaia più chiller, risiede principalmente nei consumi legati alla climatizzazione invernale (dato che quella estiva risulta essere svolta dal chiller, assimilabile a Sherpa Acqua2 nel funzionamento invernale); questo è dovuto al fatto che le caldaie risultano essere molto sovradimensionate per i fabbisogni di riscaldamento invernale richiesti, specialmente per quanto riguarda le nuove costruzioni che hanno notevolmente incrementato l'isolamento abbassando di molto i carichi.

Appendice C

Ulteriori simulazioni

In questa sezione si riportano brevemente i risultati di simulazioni svolte variando i parametri di progetto; in particolare si sono variati unicamente per la pompa di calore tradizionale i setpoint di temperatura nei serbatoi d'accumulo dell'acqua calda sanitaria oltre che la frequenza ed il livello dei cicli anti-legionella, fino a raggiungere i livelli di temperatura mantenuti della nuova pompa di calore.

Si riportano quindi le caratteristiche delle varie simulazioni.

- Simulazione 1: setpoint superiore di temperatura pari a 50°C, setpoint inferiore di temperatura pari a 45°C, con ciclo anti-legionella giornaliero alla temperatura di 65°C;
- Simulazione 2: setpoint superiore di temperatura pari a 55°C, setpoint inferiore di temperatura pari a 50°C, con ciclo anti-legionella settimanale alla temperatura di 70°C;
- Simulazione 3: setpoint superiore di temperatura pari a 60°C, setpoint inferiore di 50°C, con ciclo anti-legionella settimanale alla temperatura di 70°C;
- Simulazione 4: setpoint superiore di temperatura pari a 65°C, setpoint inferiore di 55°C; questo rappresenta il caso limite, infatti le temperature sono esattamente le stesse impostate per Sherpa Acqua2; date le elevate temperature disponibili si è scelto di ridurre anche il volume d'accumulo, portandolo a 200 dm³, come per Sherpa Acqua2.

Si sono quindi calcolati per ogni condizione i consumi annui complessivi; in tabella C.1 si riporta il guadagno che Sherpa Acqua2 avrebbe per ciascuna simulazione.

	Risparmio [-]
Simulazione 1	12%
Simulazione 2	13,4%
Simulazione 3	16,2%
Simulazione 4	22%

Tabella C.1: *risparmio di energia consumata da Sherpa Acqua2 rispetto a diverse configurazioni di Sherpa.*

Come si può notare all'aumentare dei livelli di temperatura il risparmio di Sherpa Acqua2 diventa sempre più sostanziale; tuttavia va segnalato che come già accennato nel Capitolo 6 il funzionamento di Sherpa nel produrre acqua calda sanitaria diventa all'aumentare dei livelli di temperatura mantenuti nel serbatoio, sempre più simile a quello di uno scaldacqua elettrico, in quanto fa ricorso alle resistenze elettriche in modo sempre più sostanziale. Per questa ragione si è ritenuto di escludere queste simulazioni dal confronto principale.

Bibliografia

1. Prof. Luca Molinaroli, appunti del corso di Produzione di energia termica e frigorifera B, A.A. 2013.
2. Prof. Luca Molinaroli, appunti del corso di Fondamenti di climatizzazione ambientale, A.A. 2011.
3. EN 14511, Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling, 2012.
4. Vincenzo Corrado, Enrico Fabrizio, Fondamenti di termofisica dell'edificio e climatizzazione, 2012.
5. A.Galliani, E.Pedrocchi, Analisi exergetica, 2006.
6. N.Rossi, Manuale del termotecnico. Fondamenti. Riscaldamento. Condizionamento. Refrigerazione. Seconda edizione.
7. UNI TS 11300 – parte 1, Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale.
8. UNI TS 11300 – parte 2, Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria.
9. UNI TS 11300 – parte 3, Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione estiva.
10. UNI TS 11300 – parte 4, Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria.
11. Mario Doninelli, I circuiti e i terminali degli impianti di climatizzazione, Quaderni Caleffi.
12. Mario Doninelli, Impianti idrosanitari, Quaderni Caleffi.

13. UNI EN 12831, Impianti di riscaldamento negli edifici, metodo di calcolo del carico termico di progetto, 2006.
14. UNI EN ISO 14683, Ponti termici in edilizia. Coefficiente di trasmissione termica lineica, metodi semplificati e valori di riferimento, 2008.
15. EN 255-3, Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors. Heating mode. Testing and requirements for marking for domestic hot water units, Maggio 2009.
16. EN 16147, Heat pumps with electrically driven compressors. Testing and requirements for marking for domestic hot water units, Settembre 2010.
17. M.Molteni, Analisi numerica di differenti logiche di regolazione di una pompa di calore aria-acqua, Tesi di laurea in Ingegneria Energetica, A.A. 2008.
18. prEN 14825, Condizionatori di aria, refrigeratori di liquidi e pompe di calore con compressore elettrico per riscaldamento e raffreddamento ambiente. Prove e valutazione in condizioni di carico parziale e calcolo della prestazione stagionale.
19. M.Borghi, A.Tino, Analisi energetica di sistemi edificio-impianto: sviluppo di un modello semplificato e sua validazione, Tesi di laurea in Ingegneria Energetica, A.A. 2009.
20. Y.A.Çengel, Termodinamica e trasmissione del calore.
21. C.Pizzetti, Condizionamento dell'aria e refrigerazione- Teoria e calcolo degli impianti, Terza edizione, 1980.
22. ISO 817, Refrigerants, designation and safety classification, 2014.
23. Decreto legislativo 3 Marzo 2011 numero 28, Attuazione della direttiva 2009/28/CE sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili.
24. UNI EN 1264-4, Riscaldamento a pavimento, impianti e componenti, installazione, 2009.

25. DPR 26 Agosto 1993 numero 412, Regolamento recante norme per la progettazione, l'installazione, l'esercizio e la manutenzione degli impianti termici degli edifici ai fini del contenimento dei consumi di energia.
26. G.Busato, Analisi teorica e sperimentale sulle pompe di calore, Tesi di dottorato di ricerca in Ingegneria Industriale, Università di Padova.