

# **POLITECNICO DI MILANO**

Facoltà di Ingegneria Industriale e dell'Informazione

Corso di Laurea Magistrale in  
Ingegneria Energetica



Pompe di calore, Lago e Acquedotto Industriale di Como per la climatizzazione  
estiva ed invernale di un centro commerciale e di altre utenze urbane

Relatore: Prof. Cesare Maria JOPPOLO

Co-relatore: Ing. Gianfranco GIANNI

Tesi di Laurea di:

Beatrice GUFFANTI Matr. 782856

Anno Accademico 2012 - 2013

## Ringraziamenti

Al mio relatore, per la sua disponibilità, il prof. Cesare Maria Joppolo;

Al mio co-relatore, per la sua professionalità e la sua pazienza, l'ing. Gianfranco Gianni;

All'azienda Systemair, che mi ha ospitata per lo stage e, in particolare, al direttore R&D, l'ing. Tommaso Vania e al mio tutor, l'ing. Pierangelo Lanzani;

All'ing. Daniele Pagani dell'ufficio tecnico dell'Acquedotto Industriale, per le informazioni fornite e la sua disponibilità;

All'ing. Marco Oliva, dell'ufficio tecnico Bennet, per i dati reperiti;

Al Comune di Como, che mi ha fornito dati e planimetrie;

A mio padre.

# Indice Generale

<b>Introduzione</b> .....	1
<b>1</b>	<b>Descrizione delle pompe di calore</b> .....5
1.1	Introduzione e ciclo termodinamico.....5
1.2	I componenti della pompa di calore.....10
1.2.1	Compressore.....10
1.2.2	Condensatore ed evaporatore.....11
1.2.3	Organo di laminazione.....12
1.2.4	Fluido refrigerante.....13
1.2.5	Sorgenti.....14
1.3	Indici di prestazione.....16
1.4	Pompe di calore e fonte rinnovabile.....20
1.4.1	Quota rinnovabile.....20
1.4.2	Emissioni e vantaggi nell'ottica del Piano 20-20-20.....21
1.5	Analisi exergetica della pompa di calore.....22
1.6	Confronto economico tra pompa di calore e caldaia.....26
<b>2</b>	<b>Applicazioni delle pompe di calore e possibile riqualificazione degli impianti a radiatori</b> .....29
2.1	Principali applicazioni delle pompe di calore.....29
2.1.1	Introduzione.....29
2.1.2	I terminali di impianto.....30
2.1.3	Produzione di acqua calda sanitaria.....32
2.1.4	Produzione di energia frigorifera.....34
2.2	Integrazione con impianti a radiatori.....35
2.2.1	Introduzione.....35
2.2.2	Sfruttamento dell'elevato salto termico per migliorare le prestazioni energetiche.....36
2.2.3	Pompe di calore: tecnologie disponibili.....36
2.2.4	Possibili tecnologie e configurazioni.....39
2.2.5	Soluzioni in funzione del livello termico.....43
2.2.6	Conclusioni.....47
<b>3</b>	<b>Richiami a vincoli normativi sull'uso di fonti rinnovabili e potenziale delle pompe di calore</b> .....49
3.1	Il Decreto Legislativo n°28/2011 e i sistemi ibridi.....49
3.1.1	Configurazioni di pompe di calore aria-acqua.....49
3.1.2	Vantaggi e svantaggi.....51

3.1.3	Funzionamento .....	51
3.2	Alternativa più efficiente: la pompa di calore acqua-acqua.....	52
3.3	Potenziale delle pompe di calore nell'economia energetica .....	53
3.3.1	Contributo alle rinnovabili delle pompe di calore.....	53
3.3.2	Le pompe di calore: una tecnologia di pregio .....	54
3.3.3	Ostacoli alla diffusione delle pompe di calore.....	55
3.4	Posizione AiCARR sul Decreto Legislativo n°28 e sul regime tariffario per le pompe di calore elettriche .....	56
3.4.1	L'associazione AiCARR.....	56
3.4.2	Il Decreto Legislativo n°28 e il Position Paper AiCARR	57
3.4.3	Il Decreto Ministeriale e il Position Paper di AiCARR...	59
<b>4</b>	<b>Valutazione delle prestazioni di una pompa di calore acqua-acqua</b> .	<b>61</b>
4.1	Dalla normativa alla pompa di calore in esame .....	61
4.1.1	Scostamenti dalla normativa .....	61
4.1.2	L'utilità della norma EN 14825 .....	64
4.1.3	Introduzione di grandezze utili.....	64
4.1.4	Modalità di funzionamento dell'unità.....	65
4.1.5	Pompe di calore acqua-acqua.....	66
4.1.6	Calcolo SCOP di riferimento .....	68
4.1.7	Calcolo SEER di riferimento.....	70
4.2	Riferimento alla pompa di calore in esame: valutazione di efficienza ai carichi parziali .....	72
4.3	Test sulla macchina in riferimento alla norma EN 14511 .....	74
4.3.1	Valutazione di capacità .....	74
4.3.2	Potenza delle pompe.....	75
4.3.3	Test della macchina in laboratorio .....	77
4.4	Metodi di test per i consumi elettrici in conformità alla norma EN 14825 .....	77
4.4.1	Misura dei consumi elettrici durante il funzionamento thermostat off mode .....	77
4.4.2	Misura dei consumi elettrici durante il funzionamento standby .....	78
4.4.3	Misura dei consumi elettrici durante la modalità Crankcase heater .....	78
4.5	Contenuto dell'Allegato A della norma EN 14825.....	78
4.6	Informazioni sulla pompa di calore in esame e applicazioni .....	81
4.6.1	Descrizione.....	81
4.6.2	Componenti principali della pompa di calore .....	83
4.7	Risultati dei test prestazionali .....	87
4.7.1	Premessa.....	87
4.7.2	Informazioni sui calcoli effettuati .....	88
4.7.3	Risultati ottenuti .....	88

4.8	L'utilizzo di pompe di calore acqua-acqua nel settore residenziale e relative prestazioni.....	97
<b>5</b>	<b>L'Acquedotto Industriale di Como per la climatizzazione.....</b>	<b>101</b>
5.1	Descrizione e caratteristiche dell'Acquedotto.....	101
5.2	Possibile sfruttamento ai fini della climatizzazione.....	103
5.3	Confronto tra falda e Acquedotto.....	104
5.3.1	L'utilizzo della falda.....	104
5.3.2	L'utilizzo dell'Acquedotto Industriale.....	106
5.4	Possibili configurazioni di impianto.....	107
5.4.1	Scambio indiretto con l'Acquedotto Industriale.....	107
5.4.2	Scambio diretto con l'Acquedotto Industriale.....	109
5.5	Valutazione di un caso applicativo.....	111
5.5.1	Premessa.....	111
5.5.2	Il caso studio.....	112
5.5.3	I consumi energetici attuali e previsti.....	113
5.5.4	Valutazioni economiche.....	115
5.5.5	Dettagli tecnici di collegamento con l'Acquedotto.....	117
5.5.6	Conclusioni e considerazioni.....	123
<b>6</b>	<b>Il Lago di Como e la climatizzazione di Como Centro.....</b>	<b>125</b>
6.1	Possibile implementazione di una rete idronica per la climatizzazione nella città di Como.....	125
6.1.1	Gli obiettivi di risparmio energetico.....	125
6.1.2	Vantaggi nell'utilizzo di pompe di calore nella città di Como.....	125
6.1.3	L'inquinamento nella città di Como.....	126
6.2	Prospettive di realizzazione della rete.....	127
6.2.1	Possibilità di dialogo con la società Acquedotto Industriale.....	127
6.2.2	Dettagli tecnici.....	129
6.2.3	Valutazione dell'entità della rete idronica.....	131
6.2.4	Valutazione economica di massima.....	135
6.3	Esempi applicativi.....	137
6.3.1	Esempio di applicazione residenziale: impianto centralizzato.....	137
6.3.2	Esempio di applicazione residenziale: impianto termoautonomo.....	141
6.3.3	Considerazioni.....	144
	<b>Conclusioni.....</b>	<b>147</b>
	<b>Appendice A.....</b>	<b>149</b>

<b>Appendice A</b> .....	157
<b>Bibliografia</b> .....	167

## Elenco delle Figure

1.1	Schema di funzionamento di una pompa di calore.....	5
1.2	Schema di funzionamento di una macchina di Carnot.....	6
1.3	Ciclo termodinamico di una pompa di calore .....	7
1.4	Diagramma di stato pressione-entalpia di un fluido refrigerante .....	9
1.5	Ciclo termodinamico di una pompa di calore con scambiatore interposto	9
1.6	Indici di prestazione COP ed EER in funzione delle $T_{\text{cond}}$ e $T_{\text{evap}}$ .....	17
2.1	Andamento della temperatura media superficiale al ridursi del fabbisogno ambiente o in funzione dell'incremento della superficie o delle prestazioni del radiatore.....	36
2.2	Variazione dell'approccio del condensatore in funzione del salto termico $\Delta T$ .....	37
2.3	Cicli frigoriferi nei diagrammi pressione-entalpia: R134a a sinistra, R410A a destra .....	37
2.4	Circuito frigorifero con economizzatore .....	39
2.5	Cicli frigoriferi in serie.....	40
2.6	Cicli in cascata in configurazione pompa di calore.....	41
2.7	Pompa di calore a CO <sub>2</sub> – Cicli transcritici.....	42
2.8	Pompa di calore con scambiatori in serie per massimizzare l'efficienza energetica.....	43
2.9	Temperatura media del terminale 45°C – COP per diverse soluzioni .....	44
2.10	Temperatura media del terminale 45°C – Miglioramento del COP per diverse soluzioni.....	45
2.11	Temperatura media del terminale 55°C – COP per diverse soluzioni .....	46
2.12	Temperatura media del terminale 55°C – Miglioramento del COP per diverse soluzioni.....	46
3.1	Stima CoAer del contributo rinnovabile delle pompe di calore .....	54
3.2	Variazione 2011/2010 delle installazioni di pompe di calore .....	55
4.1	Pompa di calore acqua-acqua in esame .....	82
4.2	Compressore a vite .....	83
4.3	Limiti di funzionamento del compressore a vite .....	84
4.4	Evaporatore a fascio tubiero .....	86
4.5	Condensatore a fascio tubiero .....	86
4.6	Andamento del COP misurato in laboratorio nei casi "a" (portata cost.) e "b" ( $\Delta T$ cost.) .....	90
4.7	Andamento della $T_{\text{cond}}$ nei casi "a" (portata cost.) e "b" ( $\Delta T$ cost.).....	91
4.8	Andamento della $T_{\text{evap}}$ nei casi "a" (portata cost.) e "b" ( $\Delta T$ cost.) .....	92

4.9	Andamento dell'approccio al condensatore - casi "a" (portata cost.) e "b" ( $\Delta T$ cost.) .....	92
4.10	Andamento dell'approccio all'evaporatore - casi "a" (portata cost.) e "b" ( $\Delta T$ cost.) .....	93
4.11	Andamento dell'EER misurato in laboratorio .....	94
4.12	Andamento della $T_{\text{evap}}$ e della $T_{\text{cond}}$ in regime estivo.....	94
4.13	Andamento dell'approccio al condensatore e all'evaporatore in regime estivo .....	95
4.14	Andamento del COP simulato .....	96
4.15	Andamento della $T_{\text{evap}}$ e della $T_{\text{cond}}$ in regime invernale (Funzionamento 40-45°C; 8-3°C).....	96
4.16	Andamento dell'approccio al condensatore e all'evaporatore in regime invernale.....	97
4.17	Andamento del COP simulato .....	99
4.18	Andamento dell'EER simulato .....	100
5.1	Distribuzione della rete dell'Acquedotto Industriale di Como .....	103
5.2	Configurazione impiantistica con scambio indiretto in regime estivo... ..	108
5.3	Configurazione impiantistica con scambio indiretto in funzionamento invernale.....	109
5.4	Configurazione impiantistica con scambio diretto e miscelazione in regime estivo .....	110
5.5	Configurazione impiantistica con scambio diretto in regime estivo.....	110
5.6	Configurazione impiantistica con scambio diretto in regime invernale .....	111
5.7	Scambiatore a piastre ispezionabile .....	119
5.8	Schema di impianto per il collegamento Acquedotto Industriale-Bennet di Cassina Rizzardi – Regime estivo .....	123
5.9	Schema di impianto per il collegamento Acquedotto Industriale-Bennet di Cassina Rizzardi – Regime invernale .....	123
6.1	Stazione di pompaggio "Centrale Lago" dell'Acquedotto Industriale di Como.....	128
6.2	Particolare all'interno della stazione di pompaggio "Centrale Lago" dell'Acquedotto Industriale di Como.....	129
6.3	Esempio di collegamento di utenze alla rete idronica in Como Centro. ....	131
6.4	Configurazione di massima della rete idronica alimentata con acqua di lago per Como Centro .....	133
6.5	Particolare interrimento tubazioni in polietilene ad alta densità .....	134
6.6	Schema riassuntivo del ciclo dell'acqua con rete di restituzione .....	135
6.7	Schema riassuntivo del ciclo dell'acqua senza rete di restituzione .....	135



## Elenco delle Tabelle

2.1	Temperature in ingresso e in uscita di ogni singola fase del processo desurriscaldamento, condensazione e sotto raffreddamento nello scambiatore della pompa di calore .....	38
4.1	Scostamenti del caso reale dalle condizioni di norma – Funzionamento invernale .....	63
4.2	Scostamenti del caso reale dalle condizioni di norma – Funzionamento estivo .....	63
4.3	Condizioni di parzializzazione per calcolo SCOP – Media temperatura .....	67
4.4	Condizioni di parzializzazione per calcolo SEER.....	68
4.5	Valori di temperature bin e ore corrispondenti – Funzionamento invernale .....	79
4.6	Valori di temperature bin e ore corrispondenti – Funzionamento estivo .....	80
4.7	Ore di funzionamento nelle diverse condizioni – Regime invernale .....	81
4.8	Ore di funzionamento nelle diverse condizioni – Regime estivo.....	81
4.9	Condizioni di test.....	89
5.1	Temperature estive dell’Acquedotto Industriale raccolte .....	107
5.2	Temperature invernali dell’Acquedotto Industriale raccolte.....	107
5.3	Dati della centrale termica esistente del centro commerciale .....	114
5.4	Dati della centrale termica di progetto per il centro commerciale .....	115
5.5	Valutazioni economiche di progetto.....	116
5.6	Valutazione dettagli di collegamento all’Acquedotto Industriale dell’utente Bennet.....	122
6.1	Valutazione di portata della rete idronica in Como.....	132
6.2	Stima di costo delle opere edili per la rete idronica in Como Centro ....	136
6.3	Stima di costo delle opere meccaniche per la rete idronica in Como Centro .....	137
6.4	Costi stimati complessivi per la rete idronica in Como Centro.....	137
6.5	Prestazione energetica ed economica della caldaia a condensazione per il condominio in riscaldamento .....	139
6.6	Prestazione energetica ed economica della pompa di calore per il condominio in riscaldamento (bassa temperatura).....	139
6.7	Prestazione energetica ed economica della caldaia a condensazione per il condominio nella produzione di acqua calda sanitaria.....	140
6.8	Prestazione energetica ed economica della pompa di calore per il condominio nella produzione di acqua calda sanitaria (medio/alta temperatura).....	141

6.9	Prestazione energetica ed economica della caldaia per l'appartamento in riscaldamento .....	143
6.10	Prestazione energetica ed economica della pompa di calore per l'appartamento in riscaldamento (alta temperatura) .....	143
6.11	Considerazioni ecologiche ed ambientali legate alla rete idronica in Como.....	145

## Sommario

Le pompe di calore sono macchine di notevole importanza nell'attuale panorama della climatizzazione dei settori residenziale, industriale e commerciale. Sono infatti in grado di offrire prestazioni elevate sfruttando energia in buona parte rinnovabile e coniugano tale aspetto con l'assenza di emissioni inquinanti e ad effetto serra locali. Si valuta la possibilità di collegare delle pompe di calore acqua-acqua all'Acquedotto Industriale di Como, in modo che possano sfruttare l'acqua di tale rete, proveniente dal Lago di Como, come sorgente di scambio per climatizzare, in regime invernale ed estivo, gli edifici della zona servita dall'Acquedotto. Per identificare le prestazioni medie stagionali ottenibili con l'applicazione considerata, si testa, a titolo esemplificativo, una pompa di calore acqua-acqua facendo riferimento alle norme EN 14825 ed EN 14511. Si estende, inoltre, il concetto di climatizzazione con pompe di calore e acqua di lago alla città di Como, col fine di rispettare i vincoli normativi in materia di rinnovabili e di ridurre l'inquinamento nella città.

**Parole chiave:** Pompe di calore, fonte rinnovabile, prestazioni stagionali, Acquedotto Industriale e acqua di lago, vincoli normativi, emissioni.

## Abstract

Nowadays heat pumps are machines playing a remarkable role in the air conditioning field related to residential, industrial and commercial areas. In fact, they are able to achieve high performance levels through the exploitation of renewable energies and they have the power to do this without delivering local pollution or greenhouse emissions. We are contemplating the possibility to connect water-to-water heat pumps to the Industrial Aqueduct of Como, in order to use the water flowing through the main network, coming from the Como lake basin, as a source of exchange, apt to climatize buildings present in the area served by the Aqueduct. In order to identify the average seasonal performance achievable through the application of the above-mentioned system, we tested a water-to-water heat pump as a model, with reference to the standards EN 14825 and EN 14511. We also extend to the entire city of Como the idea of a potential climatization of the environments through the use of water coming from the lake and heat pumps. This way, we could reduce pollution in the area of Como and comply with regulatory constraints.

**Keywords:** Heat pumps, renewable source, seasonal performances, Industrial Aqueduct and lake water, regulatory constraints, emissions.

## Introduzione

L'Acquedotto Industriale di Como, con la sua ampia estensione, l'ingente portata d'acqua che veicola, che vanta una costanza della temperatura in tutte le stagioni, costituisce una sorgente importante per un utilizzo diverso da quello per cui è stato realizzato. L'uso a cui si fa riferimento ha come scopo la climatizzazione degli edifici che sorgono in prossimità della rete dell'Acquedotto Industriale, in particolare edifici del settore industriale e terziario. L'estensione del concetto di climatizzazione che sfrutta acqua di lago come sorgente di scambio può essere valutata per la città di Como stessa, sfruttando la presa a lago dell'Acquedotto Industriale per alimentare una rete idrica urbana con scopo di climatizzazione.

Per la realizzazione di questa soluzione innovativa è necessario servirsi di sistemi di generazione in pompa di calore. La pompa di calore è una tecnologia che coniuga diversi aspetti vantaggiosi, come l'utilizzo di fonti energetiche rinnovabili, l'elevata efficienza energetica, il basso consumo di energia primaria, l'assenza di emissioni inquinanti localizzate, oltre ad offrire la possibilità di raffrescamento degli edifici e di elevata efficienza energetica in regime estivo, grazie all'invertibilità del ciclo. L'assenza di emissioni localizzate è un aspetto di grande pregio soprattutto nell'inquinata città di Como, mentre, in generale, la possibilità di produrre energia sfruttando fonti rinnovabili, quali le sorgenti di cui si servono le pompe di calore, costituisce un valido contributo per il rispetto dei vincoli normativi sempre più stringenti in materia di rinnovabili.

La pompa di calore lavora secondo un ciclo termodinamico che prevede che il fluido refrigerante che lo percorre evapori in un evaporatore, sottraendo calore a un fluido, venga compresso e portato a un livello di pressione maggiore da un compressore, sia poi condensato in un condensatore, cedendo calore ad un fluido, e infine sia laminato da una valvola termostatica che abbassa il livello di pressione. Il fluido di scambio che entra negli scambiatori di calore può essere la sorgente con cui la pompa di calore lavora (aria, acqua, terreno) o il fluido dell'impianto (acqua o aria). In particolare, in funzionamento invernale il fluido termovettore dell'impianto riceve il calore di condensazione, mentre in regime estivo esso cede calore all'evaporatore.

Per cui la pompa di calore è una macchina che sfrutta energia ecologica naturalmente contenuta nell'aria, nelle acque (di lago, di fiume) o nel terreno (geotermia, acqua di falda) per fornire un effetto utile di riscaldamento o raffrescamento degli edifici a fronte di una spesa energetica ridotta, consistente nell'energia elettrica necessaria al funzionamento del compressore.

Lo stato dell'arte nella produzione di pompe di calore consente il raggiungimento di prestazioni elevate, che però sono fortemente influenzate dal livello termico dei fluidi di scambio, quindi dalla temperatura dell'aria o acqua che funge da sorgente e dalla temperatura richiesta per l'acqua (o aria) dell'impianto. In generale le prestazioni aumentano all'aumentare della temperatura di evaporazione e al diminuire della temperatura di condensazione. Per questo le pompe di calore che lavorano con l'aria come sorgente di scambio subiscono forti modifiche prestazionali a causa della variabilità stagionale della temperatura dell'aria, che è il fluido di scambio che maggiormente penalizza l'efficienza della macchina. Migliori prestazioni si ottengono con pompe di calore acqua-acqua, a causa della stabilità della temperatura della sorgente di scambio e del relativo livello termico favorevole.

Le temperature del fluido di impianto sono parimenti importanti, per cui le applicazioni in bassa temperatura per il funzionamento invernale sono quelle da favorire per massimizzare l'efficienza del sistema di generazione, così come le applicazioni che richiedono acqua fredda in funzionamento estivo ad un livello termico non eccessivamente basso. Questo è però in genere verificato solo con terminali radianti, mentre per elementi preposti alla deumidificazione dell'aria, oltre che al raffrescamento, è richiesta una temperatura del fluido termovettore costante e pari a 7°C.

Un adeguato sfruttamento delle pompe di calore sarebbe possibile qualora gli strumenti normativi ne favorissero l'impiego, evitando di penalizzare la quota rinnovabile ad esse imputabile e, soprattutto, creando un regime tariffario dedicato, in modo da valorizzare e rendere economicamente competitive queste macchine che offrono il minor consumo di energia primaria, rispetto alle altre tecnologie, a parità di effetto utile prodotto. In effetti le pompe di calore sono riconosciute da diversi enti tecnici come sistema di generazione avente un grande potenziale energetico in quanto rinnovabile termica, che permette di risparmiare energia fossile ed emissioni di CO<sub>2</sub> locali.

L'impiego di pompe di calore acqua-acqua che utilizzano l'acqua dell'Acquedotto Industriale comasco è valutabile per un particolare caso applicativo. Si studia quindi la fattibilità tecnico-economica di un impianto in pompa di calore per un centro commerciale situato nei pressi di una diramazione della rete dell'Acquedotto. La pompa di calore acqua-acqua è una soluzione che consente di fare riscaldamento e raffrescamento con un'unica macchina senza necessità di un sistema di generazione di ausilio quale la caldaia.

Per una valutazione tecnico-economica accurata si considerano le prestazioni stagionali, estiva e invernale, di una pompa di calore acqua-acqua di grossa taglia simulando le temperature che si avrebbero al condensatore e

all'evaporatore dati il livello termico dell'Acquedotto e quello della richiesta lato impianto. Si calcolano quindi SCOP e SEER di tale macchina tramite le formule proposte dalle norme EN 14825 ed EN 14511, testandola appositamente in laboratorio e con l'ausilio di un software, in modo da ottenere dei dati consistenti con l'applicazione reale.

Allo stesso modo si valuta l'utilizzo di pompe di calore acqua-acqua di adeguata taglia anche nell'ambito residenziale della città di Como, proponendole come una valida soluzione per la produzione di energia termica e frigorifera, che assicura il rispetto dei vincoli sullo sfruttamento di fonti rinnovabili imposti dal Decreto Legislativo 28/2011, oltre che l'assenza di emissioni inquinanti locali. La proposta sarebbe attuabile a fronte della costruzione di una rete urbana per il passaggio dell'acqua di lago, che costituirebbe la sorgente di scambio per le pompe di calore. Oltre ad essa si valuta l'entità della stazione di pompaggio e la possibilità di utilizzare quella dell'Acquedotto Industriale e si considera di realizzare anche una rete adibita alla restituzione dell'acqua utilizzata per la climatizzazione.

# Capitolo 1

## Descrizione delle pompe di calore

### 1.1 Introduzione e ciclo termodinamico

La pompa di calore è un dispositivo che consente di trasferire calore da un sistema ad una certa temperatura ad un sistema a temperatura superiore. In questo modo si rende utile per il riscaldamento l'energia derivante dal raffreddamento di qualsiasi sistema più freddo di quello da riscaldare. È, infatti, possibile, fornendo lavoro, invertire il senso del trasferimento del calore, dal più freddo verso il più caldo.

La pompa di calore (Figura 1.1) è comunemente utilizzata per il riscaldamento e il raffreddamento degli ambienti. In modalità riscaldamento, una pompa di calore cattura il calore all'esterno (dall'aria, dalle acque superficiali o di falda, o dal terreno) e lo scarica all'interno dell'edificio. Le macchine reversibili, grazie alla possibilità di inversione del ciclo, possono funzionare anche in raffreddamento e in questo caso il calore viene prelevato dall'interno dell'edificio e trasferito all'aria esterna, all'acqua o al terreno.

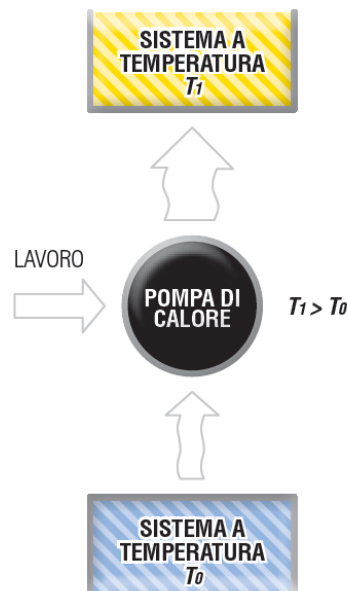


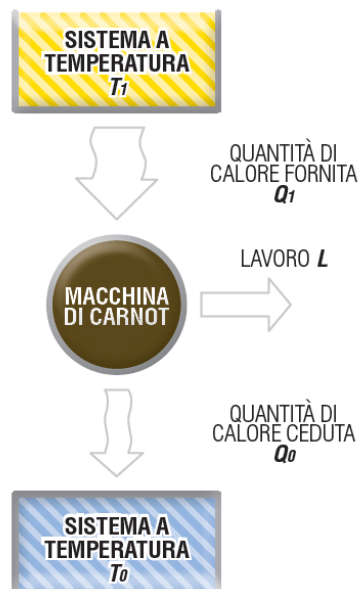
Figura 1.1: Schema di funzionamento di una pompa di calore [1]

I possibili sistemi a bassa temperatura, da cui si può estrarre calore sono l'aria esterna, il terreno, l'acqua di pozzo, di mare, di lago. Tale calore non è

spontaneamente né direttamente trasferibile ad un edificio, con scopo di riscaldamento, poiché quest'ultimo si trova presumibilmente a temperatura superiore rispetto ai sistemi sopraccitati. Tuttavia è necessario considerare che il trasferimento di calore dal sistema più freddo a quello più caldo è attuabile a fronte dello sfruttamento di un lavoro meccanico.

È noto dalla termodinamica che scambiando calore fra sistemi a due temperature il massimo rendimento si può ottenere con una macchina di Carnot (Figura 1.2), il cui rendimento, ossia il rapporto fra il lavoro utile fornito dalla macchina e la quantità di calore ceduta dal sistema a più alta temperatura, è funzione delle sole temperature assolute dei due sistemi:

$$\eta = \frac{L}{Q_1} = \frac{T_1 - T_0}{T_1} = 1 - \frac{T_0}{T_1} \quad (1.1)$$



**Figura 1.2:** Schema di funzionamento di una macchina di Carnot [2]

Il teorema di Carnot si riferisce ad una macchina reversibile, quindi una macchina per la quale sia possibile invertire il senso di tutte le trasformazioni. In altri termini, se la macchina a ciclo diretto riceve la quantità di calore  $Q_1$  dalla sorgente a temperatura  $T_1$  e cede la quantità di calore  $Q_0$  alla sorgente a temperatura  $T_0$ , trasformando in lavoro la quantità  $L=Q_1-Q_0$ , la macchina inversa riceve il lavoro  $L$ , sottrae la quantità di calore  $Q_0$  dalla sorgente a temperatura più bassa, trasferendo la quantità di calore  $Q_1=L+Q_0$  alla sorgente a temperatura più alta. Considerando quest'ultima trasformazione, si ha che la macchina reversibile diventa una pompa di calore. Di ciò si rese conto Whilliam Thompson, meglio noto come Lord Kelvin, nel 1852. Questa pompa di calore



ideale, come la macchina a ciclo diretto, è qualificata dal rendimento, dato dal rapporto tra l'effetto utile ottenuto e la spesa energetica fatta. Mentre il rendimento della macchina a ciclo diretto è il rapporto fra lavoro reso disponibile e calore ad alta temperatura utilizzato, nel caso della pompa di calore si rapportano l'effetto utile del calore fornito alla sorgente a temperatura maggiore e il lavoro necessario. Il comportamento della pompa di calore è quindi qualificato dal coefficiente di effetto utile o COP (Coefficient Of Performance), definito dal rapporto:

$$COP = \frac{Q_1}{L} \quad (1.2)$$

Il COP teorico è l'inverso del rendimento del ciclo diretto di Carnot, ossia:

$$COP = \frac{T_1}{T_1 - T_0} \quad (1.3)$$

Si nota che il COP teorico può risultare molto elevato.

La pompa di calore più diffusa è quella cosiddetta a compressione di vapore. Il circuito elementare di una pompa di calore a compressione di vapore è costituito da un evaporatore, dove un fluido frigorifero idoneo evapora alla temperatura della sorgente fredda, assorbendo calore dall'esterno, da un compressore che porta il vapore di questo fluido ad una pressione e temperatura più alte e da un condensatore dove il vapore condensa cedendo calore ad una temperatura più alta (Figura 1.3). Il condensato ritorna all'evaporatore attraverso una strozzatura (valvola di laminazione) che consente il passaggio di fluido nella misura consentita dal compressore comportando una riduzione di pressione e di temperatura.

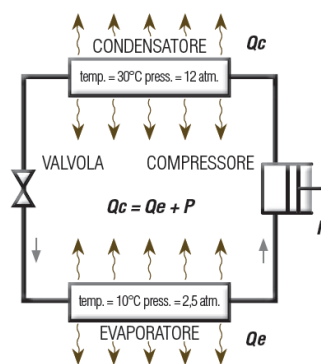


Figura 1.3: Ciclo termodinamico di una pompa di calore [3]

È utile riuscire a rappresentare queste trasformazioni in un diagramma di stato del fluido frigorifero (Figura 1.4). Tale diagramma consente di identificare attraverso due variabili di stato tutte le altre proprietà che caratterizzano il fluido in una determinata condizione. È possibile tracciare su un diagramma pressione-entalpia il ciclo termodinamico descritto. Il liquido saturo lascia il condensatore (punto 1) e viene laminato, in tale processo non si manifesta variazione di entalpia. Si ha quindi una linea verticale che dal punto 1 raggiunge la pressione più bassa dell'evaporatore (punto 2). Qui a pressione costante si ha la progressiva evaporazione del fluido frigorifero fino alle condizioni di vapore saturo (punto 3). Successivamente il vapore entra nel compressore e il processo subito, se condotto idealmente, è ad entropia costante. Seguendo la curva dell'entropia e passando per il punto 3 si raggiunge il punto 4 (uscita dal compressore), che si trova alla pressione di lavoro del condensatore. La condizione del punto 4 è al di fuori della campana del vapore umido: è, infatti, vapore surriscaldato e si trova ad una temperatura più alta di quella di condensazione. Esso viene prima raffreddato (desurriscaldato) dal condensatore, poi condensa a temperatura costante e si ritorna al punto 1. L'effetto utile è la variazione di entalpia dal punto 4 al punto 1 (calore scambiato al condensatore  $Q_c$ ). Il lavoro necessario per ottenere questo effetto utile è la variazione di entalpia dal punto 4 al punto 3 (lavoro del compressore  $L$ ). L'energia resa disponibile dalla sorgente fredda è la variazione di entalpia dal punto 3 al punto 2 (calore scambiato all'evaporatore  $Q_e$ ).

$$Q_c = Q_e + L \quad (1.4)$$

Sul diagramma è segnato il ciclo più semplice; mancano, ad esempio le inevitabili cadute di pressione attraverso condensatore ed evaporatore ed anche il processo di compressione è considerato ideale. Si desidera quasi sempre avere un leggero surriscaldamento all'aspirazione del compressore, teso ad evitare l'eventuale ingresso di goccioline di liquido al compressore. Dal momento che il liquido è praticamente incomprimibile, tale eventualità potrebbe danneggiare il compressore o comunque abbreviarne la vita. Il surriscaldamento viene solitamente realizzato a spese di un sottoraffreddamento del liquido all'uscita del condensatore: infatti all'uscita dell'evaporatore (punto 3) si suppone di avere vapore saturo; questo viene surriscaldato in uno scambiatore di calore, sottraendo calore al liquido che esce dal condensatore (Figura 1.5).

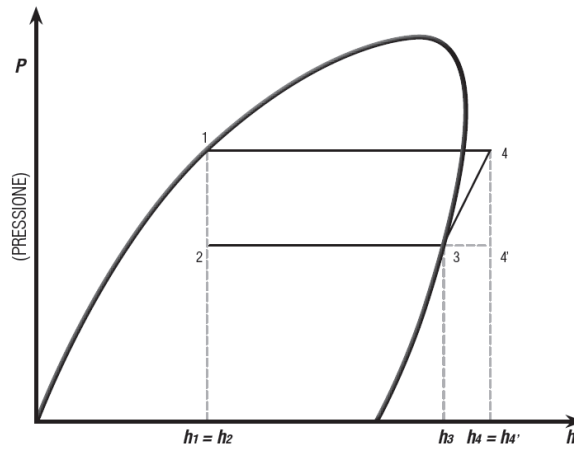


Figura 1.4: Diagramma di stato pressione-entalpia di un fluido refrigerante [4]

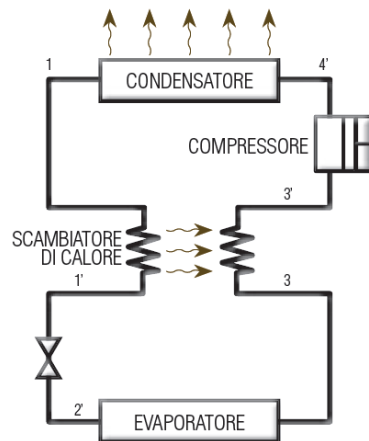


Figura 1.5: Ciclo termodinamico di una pompa di calore con scambiatore interposto [5]

Un effetto molto importante è dovuto alle differenze di temperatura che si devono avere fra il fluido operativo, il fluido frigorifero, e le sorgenti calda e fredda perché avvenga lo scambio di calore. Infatti la trasmissione del calore da un sistema ad un altro può avvenire soltanto se esiste una differenza di temperatura fra i due sistemi. Tanto più grande la differenza di temperatura, tanto maggiore è la quantità di calore trasmessa e quindi la potenza termica scambiata. Tale potenza termica  $Q$  è proporzionale alla differenza di temperatura  $T$  ed all'area di scambio  $S$ :

$$Q = K * S * \Delta T \quad (1.5)$$

Quindi se si vuole scambiare una certa potenza termica con una determinata area di scambio, è necessario prevedere un adatto salto di temperatura. In tal modo nella pompa di calore la sorgente fredda deve trovarsi a temperatura superiore a

quella dell'evaporatore, perché possa cedere calore ad esso e la sorgente calda deve trovarsi a temperatura inferiore a quella del condensatore per riceverne calore.

## 1.2 I componenti della pompa di calore

### 1.2.1 Compressore

Il compressore è il componente che aspira il vapore di refrigerante a bassa pressione per portarlo alla pressione più elevata necessaria alla condensazione a temperatura maggiore, creando così un differenziale di pressione tra evaporatore e condensatore. I compressori sono classificati in due famiglie:

- Compressori volumetrici: sono quelli maggiormente impiegati; aumentano la pressione del refrigerante riducendo il volume della camera di compressione attraverso l'applicazione di un lavoro meccanico. Si differenziano a loro volta in alternativi, rotativi e orbitanti. I compressori volumetrici vengono utilizzati in una gamma di potenzialità che va da pochi kW (a volte poche centinaia di W) fino ad alcune centinaia di kW.
- Compressori centrifughi: in essi l'effetto di compressione è dovuto alla forza centrifuga esercitata sul gas da un elemento girante a velocità relativamente elevata; all'effetto di spinta centrifuga si aggiunge la trasformazione, a valle della girante, dell'energia cinetica acquistata dal gas in energia di pressione per progressiva riduzione di velocità in un elemento diffusore. Perciò essi trasferiscono l'energia cinetica, proveniente dal movimento rotatorio delle palette, al refrigerante, con conseguente innalzamento della pressione. I compressori centrifughi trovano impiego nelle macchine di grande potenzialità (ordine di grandezza 1 MW).

Le prestazioni del compressore sono caratterizzate dal suo rendimento isoentropico, così definito:

$$\eta_{is} = \frac{h_{4'} - h_{3'}}{h_{4''} - h_{3'}} \quad (1.6)$$

Il rendimento isentropico della compressione  $\eta_{is}$  è il rapporto fra il lavoro ideale che si sarebbe avuto con una compressione adiabatica reversibile (quindi senza aumenti di entropia) e quella che invece si ha nel processo reale. Quanto

migliore è il rendimento isentropico tanto minore è il lavoro di compressione che si deve fornire alla macchina a parità di servizio.

Un aspetto importante relativo al compressore è la modulazione di potenza, necessaria quando la pompa di calore deve trattare carichi parziali. In tal caso, per altro frequente, il compressore fornisce e assorbe una potenza inferiore alla potenza nominale. La modalità più semplice per adattare la potenza della macchina al carico richiesto è la cosiddetta regolazione in attacca-stacca o in ON-OFF, che però presenta vari svantaggi, tra cui la riduzione del COP della pompa di calore, il possibile disagio dovuto a oscillazioni di temperatura in ambiente, l'invecchiamento precoce del motore elettrico e la presenza di sbalzi di tensione. La modalità di parzializzazione considerata più efficace è la variazione continua della velocità di rotazione del compressore, ottenibile mediante un inverter, che è in grado di modificare la frequenza della corrente elettrica alternata. In tal caso si presentano diversi vantaggi, come il benessere in ambiente dovuto al fatto che si fornisca istante per istante il carico richiesto, l'assenza di sbalzi di tensione, il maggior rendimento del sistema, con valori di COP ai carichi parziali anche migliori che a carico nominale. Quest'ultimo aspetto si verifica perché a carico ridotto le portate di refrigerante che devono trarre calore dall'evaporatore e fornirlo al condensatore sono minori e quindi, con le superfici di scambio disponibili, le differenze di temperatura si riducono e il ciclo diventa più favorevole. Gli inconvenienti legati all'adozione dell'inverter sono ovviamente il maggiore costo e un assorbimento di potenza dovuto alle trasformazioni sulla corrente elettrica che riduce il rendimento di qualche punto percentuale al carico nominale della macchina.

### **1.2.2 Condensatore ed evaporatore**

Il condensatore e l'evaporatore sono gli elementi preposti allo scambio termico del refrigerante, da una parte con l'ambiente interno, dall'altra con il pozzo termico. Nelle macchine a ciclo invertibile vengono scambiati i ruoli dei due scambiatori fra il funzionamento estivo e quello invernale. In inverno l'effetto termico utile si ha al condensatore, dove il fluido termovettore per il riscaldamento dell'ambiente assorbe il calore di condensazione rilasciato dal fluido refrigerante; in estate l'effetto utile è all'evaporatore, nel quale il fluido termovettore per il raffrescamento dell'ambiente cede calore al fluido refrigerante, affinché evapori.

L'andamento dello scambio termico nel condensatore è il seguente: dapprima il vapore di fluido refrigerante viene desurriscaldato, con rilevante discesa di temperatura, poi si ha la condensazione dello stesso a temperatura costante e infine si ha un parziale sottoraffreddamento. In corrispondenza di questi passaggi, il fluido termovettore che attraversa il condensatore si riscalda progressivamente.

Le caratteristiche costruttive degli scambiatori dipendono principalmente dalla natura delle sorgenti calda e fredda; ovvero, se viene utilizzata l'aria o l'acqua (di falda o proveniente da un circuito chiuso geotermico). Le famiglie di scambiatori di calore possono essere quindi suddivise in: scambiatori refrigerante/aria e scambiatori refrigerante/acqua.

- Scambiatori refrigerante/aria: Vengono generalmente utilizzate batterie a tubo alettato che garantiscono un maggior coefficiente di scambio termico dovuto alla maggiore superficie di contatto tra i due fluidi. Questi scambiatori sono comunemente raggruppati in batterie a pacco dove il fluido refrigerante scorre all'interno di uno o più ranghi di tubi mentre l'aria attraversa trasversalmente la superficie alettata. La geometria e il materiale delle alette variano a seconda dell'applicazione e del tipo di refrigerante utilizzato all'interno del ciclo; possono essere in alluminio, in rame, o con ricopertura di stagno in presenza di problemi di corrosione.
- Scambiatori refrigerante/acqua: Quando lo scambio termico avviene tra due liquidi possono essere utilizzati gli scambiatori a piastre. Questi componenti sono costituiti da piastre saldo brasate in modo da creare due circuiti separati percorsi in controcorrente dai fluidi, sono sistemi compatti e con una buona efficienza di scambio. Negli impianti di grandi dimensioni possono essere anche impiegati gli scambiatori a fascio tubiero che sono costituiti da un mantello percorso all'interno da tubi in parallelo.

### 1.2.3 Organo di laminazione

La valvola di laminazione è il dispositivo atto a ridurre la pressione del refrigerante da quella di condensazione a quella di evaporazione. Tale operazione induce nel fluido una parziale evaporazione: il fluido entrante è liquido mentre in uscita si ottiene una miscela composta da liquido saturo con un piccolo titolo di vapore.

Nel funzionamento della pompa di calore a compressione (o della macchina frigorifera) è, infatti, indispensabile che, per collegare il condensatore a più alta pressione e l'evaporatore a più bassa pressione, sia inserita una strozzatura che consenta, data la portata volumetrica che il compressore è in grado di elaborare, di mantenere il dislivello di pressione. Perciò la strozzatura deve lasciar passare la quantità di refrigerante che il compressore sta elaborando a fronte della caduta di pressione del ciclo. L'organo di laminazione è generalmente costituito a una valvola termostatica, che può avere gradi diversi di apertura in funzione di un segnale di comando, fornito di solito dal grado di surriscaldamento all'uscita dell'evaporatore. Qualora il grado di surriscaldamento tenda a crescere viene esercitata una maggiore pressione sul soffiato che fa scendere la valvola e consente l'ingresso di una maggiore quantità di refrigerante; ciò riduce il grado

di surriscaldamento. Qualora invece il grado di surriscaldamento scenda rispetto al valore prefissato, vi sarà una minore pressione sul soffierto e di conseguenza la valvola tenderà a chiudere; in questo modo una minore quantità di refrigerante passerà nell'evaporatore e il grado di surriscaldamento aumenterà. Per ovviare alle limitazioni e inefficienze delle valvole termostatiche (il dislivello di pressione e temperatura nel ciclo deve essere sufficientemente elevato per avere un buon funzionamento della valvola), si è ricorsi recentemente alle valvole di laminazione di tipo elettronico nelle quali la posizione della valvola è comandata da un microprocessore con un motorino passo per passo.

#### **1.2.4 Fluido refrigerante**

Il fluido frigorifero, o refrigerante, è il fluido di lavoro nel ciclo di una pompa di calore. Questo fluido assorbe calore da un ambiente durante la fase di evaporazione, per poi riversarlo in un altro, durante quella di condensazione.

Il fluido frigorifero è un componente fondamentale della pompa di calore. La scelta del fluido dipende dal miglior compromesso tra le proprietà termofisiche dello stesso e le esigenze del ciclo e dei vari componenti. In generale, un refrigerante deve soddisfare diversi requisiti riguardanti le buone proprietà di scambio termico, la stabilità chimica nelle condizioni di utilizzo, la non infiammabilità e la bassa tossicità per alcune specifiche applicazioni.

Le prime applicazioni nel campo della refrigerazione hanno visto l'utilizzo dei fluidi naturali, anidride carbonica e ammoniaca, che presto sono stati però sostituiti da quelli artificiali, come i clorofluorocarburi (CFC), gli idroclorofluorocarburi (HCFC), gli idrofluorocarburi (HFC) o le miscele (come l'R407C o l'R410A). I sempre più stringenti requisiti per la tutela dello strato di ozono hanno però portato a bandire entro il 2030 i fluidi contenenti cloro ed entro il 2015 l'utilizzo degli HCFC, tra cui l'R22. Si è posto dunque il problema della sostituzione di questo fluido che era il più comunemente usato negli impianti di climatizzazione.

I clorofluorocarburi e gli idroclorofluorocarburi sono derivati di metano, etano e propano. Essi sono identificati con la lettera R seguita da due o più cifre che permettono di valutare il numero di atomi di idrogeno, fluoro e cloro presenti nel composto (eventuali isomeri sono identificati dall'aggiunta di una "a" a seguito delle cifre). Alcuni composti non sono utilizzabili come refrigeranti poiché tossici o infiammabili o perché possiedono un lungo periodo di decadimento/dissociazione in atmosfera. Negli anni sono stati banditi e sono in fase di dismissione alcuni fluidi, come R11, R12 e R22, a causa del loro contributo nella formazione dell'effetto serra e nella distruzione dell'ozono. Un buon impiego è associato agli idro-fluoro-carburi, che hanno una ridotta solubilità con gli oli minerali.

Attualmente i fluidi maggiormente impiegati nelle pompe di calore sono le miscele pluricomponente della serie R400. Si tratta di miscele zeotropiche in cui

il numero è caratteristico dei componenti della miscela, mentre diverse combinazioni degli stessi componenti sono distinte con lettere maiuscole successive. In una miscela non tutti i componenti sono caratterizzati da eguale volatilità; ad ogni pressione può esistere una zona dove il comportamento della miscela è azeotropo: ossia si comporta come una sostanza pura; altrove il comportamento è, invece, zeotropo. Quando viene riscaldata una miscela zeotropica si ha inizialmente un incremento di temperatura, poi, al raggiungimento della linea di bolla, la miscela comincia ad evaporare, ma con una composizione del vapore diversa da quella iniziale, poiché il vapore si arricchisce del componente più volatile della miscela. Di conseguenza, la miscela liquida sarà invece più ricca del componente meno volatile. Quando poi tutta la miscela è passata alla fase vapore riacquisisce la composizione iniziale. Andamento analogo si riscontra a ritroso nel processo di condensazione della miscela. Per una miscela zeotropa il cambiamento di fase ad una certa pressione non avviene a temperatura costante, bensì con una differenza di temperatura (glide) che può essere di alcuni gradi. Lo svantaggio di tali miscele è dovuto al fatto che un'eventuale perdita di refrigerante ha luogo con composizione prevalente nel componente più volatile e quindi risulta alterata la proporzione originaria.

Una miscela largamente impiegata, poiché quasi azeotropica e avente un elevato indice di prestazione energetica è l' R410A, che è una miscela di idro-fluorocarburi. L'R410A è utilizzato negli impianti di nuova realizzazione anche a causa della sua adattabilità ai sistemi che prevedono inversione di ciclo. Altre miscele che hanno sostituito l'R22 sono l'R407C e l'R134a.

La crescente preoccupazione per la tutela e la sostenibilità ambientale ha riportato l'interesse sui fluidi naturali, innocui nei confronti della biosfera, come gli idrocarburi (propano, butano e propilene), l'ammoniaca e l'anidride carbonica. L'anidride carbonica, refrigerante naturale, trova impiego in applicazioni che richiedono acqua ad alta temperatura (produzione di acqua calda sanitaria o processi industriali), tuttavia il ciclo con anidride carbonica presenta un'elevata pressione critica e una bassa temperatura critica. Queste caratteristiche impongono il ricorso ad un ciclo transcritico in cui non vi è condensazione del vapore, ma si opera sempre al di sopra della pressione critica tramite un "gas cooler", uno scambiatore che raffredda il vapore prima della laminazione, con problematiche impiantistiche rilevanti.

### **1.2.5 Sorgenti**

Le sorgenti termiche dalle quali il calore può essere prelevato sono costituite tipicamente dall'aria esterna, dalle acque superficiali e dal sottosuolo. Ciò qualifica rispettivamente come aerotermiche, idrotermiche e geotermiche le pompe di calore che le utilizzano. Come i vettori energetici, anche le sorgenti presentano ciascuna caratteristiche peculiari.



L'aria ha a suo favore un'inarrivabile facilità di utilizzo, essendo disponibile ovunque e senza particolare sforzo. Le prestazioni delle macchine aerotermiche sono però molto variabili con il clima della località di installazione, si ha poi il problema della formazione di ghiaccio sull'evaporatore che, limitando lo scambio termico con la sorgente, pregiudica l'efficienza della pompa di calore. Inoltre, per conseguire uno scambio termico adeguato è in genere necessario disporre di superfici consistenti e/o di grandi portate d'aria e questo obbliga quasi sempre ad accettare un compromesso fra ingombro della macchina e rumore dei ventilatori.

Le acque di superficie, rappresentate dal mare, da laghi, fiumi e altri corsi d'acqua, presentano in generale livelli di temperatura più stabili e idonei all'uso di pompe di calore rispetto all'aria. La loro fruibilità è però ristretta alle località costiere, con l'ulteriore limitazione, nel caso dei fiumi, della variabilità stagionale della portata e della presenza di contaminanti e di solidi in sospensione. Inoltre, nel caso di acque salmastre, il rischio di corrosione implica il ricorso a materiali pregiati per la costruzione degli scambiatori di calore. Infine, vanno considerati i costi delle opere di prelievo e di scarico, l'eventuale presenza di vincoli all'utilizzo della risorsa e la complessità degli iter autorizzativi.

Anche il terreno rappresenta una sorgente termica interessante, in genere con caratteristiche migliori e più stabili dell'aria, nonché più disponibile delle acque superficiali. In questo caso, lo sfruttamento della sorgente avviene secondo due modalità:

- in circuito aperto, emungendo acqua dalla falda attraverso un pozzo ed estraendo da questa il calore necessario, prima di restituirla alla falda stessa mediante un altro pozzo o di scaricarla, se consentito, in un corso d'acqua superficiale;
- in circuito chiuso, inserendo nel terreno delle sonde di geoscambio con sviluppo verticale o orizzontale, mediante le quali è possibile catturare calore dal terreno, senza prelievo di acqua.

Entrambe le modalità presentano aspetti positivi ma anche qualche problema. L'uso diretto del calore dell'acqua di falda consente di raggiungere i rendimenti termodinamici più elevati, ma non vanno trascurati i consumi delle pompe di sollevamento che variano in funzione della profondità della falda e della cura manutentiva riservata ai filtri di depurazione, i quali devono essere periodicamente liberati dal limo trascinato in sospensione. Inoltre, anche per l'uso dell'acqua di falda va messa in conto la richiesta di numerose autorizzazioni, oltre alla verifica della disponibilità della stessa e della possibilità di emungerla. Con i sistemi a circuito chiuso si riducono significativamente i consumi di pompaggio, non è più richiesta la filtrazione dell'acqua ed anche l'iter autorizzativo risulta in genere semplificato. Tuttavia,

in questo caso per assicurare la persistenza a lungo termine della risorsa geotermica è necessaria un'attenzione particolare al dimensionamento e alla realizzazione del campo sonde che impatta in misura importante sui costi di impianto.

### 1.3 Indici di prestazione

L'efficienza di una pompa di calore è definita dal rapporto tra l'effetto utile e l'energia spesa per ottenere tale effetto. Poiché in modalità riscaldamento l'effetto utile è rappresentato dall'energia termica fornita, mentre in raffrescamento è l'energia termica sottratta all'ambiente climatizzato, si utilizzano due indicatori differenti: rispettivamente il COP (Coefficient Of Performance) e l'EER (Efficiency Energy Ratio). Il valore assunto da questi indicatori è fortemente influenzato dalle condizioni in cui opera la macchina, in particolare dalle due temperature, di evaporazione e di condensazione, e dal fattore di carico.

Il COP, come anche l'EER, è un indice adimensionale, dato che si può interpretare come il rapporto fra la potenza termica fornita, o nel caso dell'EER sottratta, dalla macchina (espressa in W) e la potenza elettrica da fornire al compressore (anch'essa espressa in W). Come già specificato, il COP e l'EER dipendono dalle temperature del ciclo ed è interessante conoscere il loro valore stagionale che è legato all'andamento delle temperature della sorgente fredda o calda e del calore prodotto o sottratto nel corso della stagione di riscaldamento o raffrescamento. COP ed EER dipendono anche dal grado di parzializzazione della macchina e, quindi, dal suo dimensionamento rispetto al carico di progetto e, per le pompe di calore che operano usando l'aria esterna come sorgente, dall'umidità dell'aria. Infatti, in funzionamento invernale, in base all'umidità dell'aria e alla temperatura, si possono avere dei cicli di sbrinamento che peggiorano le prestazioni della macchina.

Un altro parametro che definisce le prestazioni della pompa di calore è la potenza termica disponibile. Anche la potenza termica della macchina dipende, a parità di velocità di rotazione del compressore, dalle temperature. Infatti il compressore è normalmente una macchina volumetrica che, ad una certa velocità di rotazione, elabora una portata volumetrica fissata di refrigerante. Qualora si abbia un abbassamento nella temperatura di evaporazione, la portata massica di conseguenza diminuisce, dato il maggiore volume specifico del vapore di refrigerante; in tal modo si riduce anche la potenza termica resa disponibile. Questo vale generalmente anche per un aumento della temperatura di condensazione, dato che il rendimento volumetrico del compressore tende a diminuire.

Frequentemente la pompa di calore è di tipo “invertibile” (si possono scambiare i ruoli di evaporatore e condensatore) e in tal caso risulta utile conoscere le sue prestazioni nel funzionamento frigorifero, specificate dall'EER.

Per il ciclo di Carnot inverso vale la seguente relazione:

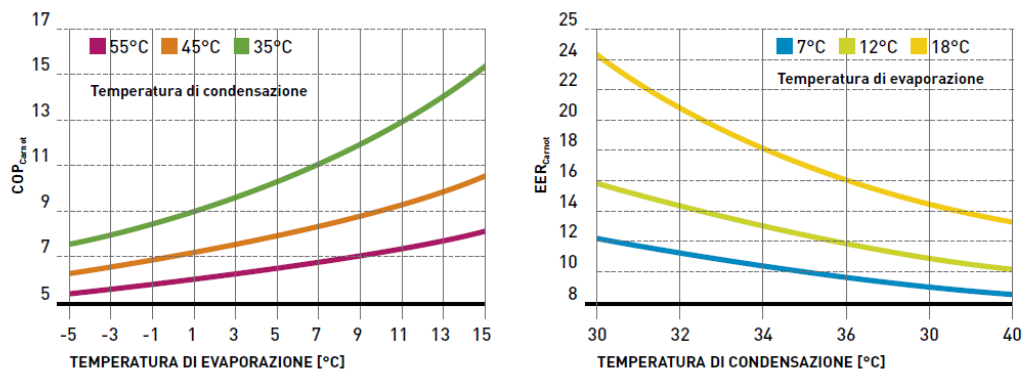
$$COP = EER + 1 \quad (1.7)$$

Quindi il COP ideale è sempre maggiore dell'EER ideale. Ciò avviene perché, in regime di riscaldamento, l'energia spesa per alimentare il compressore concorre all'effetto utile. Nella realtà, però, è assai raro avere le medesime temperature in regime di riscaldamento e di raffreddamento; in particolare, nei nostri climi, in raffreddamento le macchine lavorano in condizioni più favorevoli per cui generalmente si ottengono valori di EER simili, se non superiori, a quelli ottenuti per i COP.

In particolare per il ciclo di Carnot inverso si ha:

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{cond}}{T_{cond} - T_{evap}} = \frac{T_{cond}}{\Delta T} \quad (1.8)$$

$$EER_{Carnot} = \frac{T_{evap}}{T_{cond} - T_{evap}} = \frac{T_{evap}}{\Delta T} \quad (1.9)$$



**Figura 1.6:** Indici di prestazione COP ed EER in funzione delle  $T_{cond}$  e  $T_{evap}$  [6]

Dalle formule si osserva che COP ed EER aumentano al diminuire del  $\Delta T$  e quindi risultano maggiori nel caso di temperature di evaporazione elevate e temperature di condensazione ridotte (Figura 1.6). Questo è vero non solo per un ciclo ideale ma anche per una macchina reale. Da tale considerazione si comprende l'attenzione rivolta alla scelta della sorgente termica. Infatti, in modalità riscaldamento, specialmente nei climi freddi, può risultare conveniente ricorrere a sorgenti alternative all'aria esterna quali, ad esempio, il terreno o l'acqua di mare o di lago, che consentono di avere una temperatura di

evaporazione più elevata. Inoltre, si intuisce il vantaggio del collegamento con sistemi di emissione a bassa temperatura, che permettono di ridurre la temperatura di condensazione, come i pannelli radianti e, in misura minore, i ventilconvettori. La regolazione a compensazione climatica permette, inoltre, di avere benefici, infatti, essa consiste nel diminuire la temperatura di condensazione all'aumentare della temperatura esterna in maniera tale da incrementare l'efficienza senza compromettere il comfort.

Per quanto riguarda la modalità raffrescamento, si possono fare commenti analoghi, ribaltando però il punto di vista: l'efficienza aumenta incrementando la temperatura di evaporazione e al diminuire della temperatura della sorgente esterna (condensazione).

Le prestazioni delle pompe di calore dipendono non solo dalle temperature a cui opera il ciclo ma anche dal fattore di carico. In particolare è lecito attendersi una diminuzione delle prestazioni qualora la potenza termica richiesta dall'edificio risulti inferiore alla potenza minima che la macchina può erogare in continuo. Infatti in queste condizioni, la macchina è costretta a ricorrere a cicli di accensione e spegnimento che ne riducono l'efficienza, poiché ad ogni avviamento la macchina deve ristabilire il livello delle pressioni nel ciclo e, inoltre, durante i periodi di off continuano ad essere presenti consumi parassiti.

Per evitare continui cicli di accensione/spegnimento è possibile dotare la macchina di più compressori, di compressori pluristadio o di compressori a velocità variabile. Quest'ultima opzione è quella maggiormente adottata: i compressori vengono corredati di un inverter che varia la velocità del compressore in funzione del carico termico, riducendo, quando necessario, sia la potenza erogata sia quella assorbita fino a che viene raggiunta la velocità minima del compressore. Quando il compressore lavora a velocità ridotta si osserva un vantaggio a cui si è precedentemente accennato: con il carico parzializzato gli scambiatori di calore risultano sovradimensionati in relazione alla potenza termica scambiata, perciò si riduce la differenza di temperatura fra evaporazione e condensazione e ciò comporta un beneficio a favore dell'efficienza complessiva della macchina.

Un ulteriore aspetto che influenza le prestazioni delle macchine aerotermiche è rappresentato dai cicli di sbrinamento. Quando una macchina ad aria funziona in modalità riscaldamento può capitare che vi sia formazione di brina sulla superficie dello scambiatore esterno (evaporatore). Questo fenomeno avviene quando la temperatura superficiale è inferiore sia al punto di congelamento dell'acqua sia al punto di rugiada dell'aria umida. Agendo come isolante e riducendo il passaggio dell'aria, la brina accumulatasi comporta un degrado delle prestazioni e, in particolare, un progressivo abbassamento della temperatura di evaporazione che potrebbe causare danni anche gravi al compressore. Per evitare ciò sono necessari periodici cicli di sbrinamento;

attualmente la tecnica di sbrinamento più diffusa consiste nell'inversione del ciclo: il flusso del refrigerante è invertito in modo che il gas caldo uscente dal compressore attraversi l'evaporatore e sciogla la brina. Va da sé che in tal modo parte del calore è sottratto all'edificio, dunque si può verificare un peggioramento del comfort interno e si provoca una diminuzione del COP, poiché il compressore continua a funzionare anche quando non è fornito calore all'edificio. Un'altra possibilità prevede di effettuare un'iniezione di gas caldo proveniente dal compressore verso la batteria esterna. Questa modalità provoca minori disagi nel locale riscaldato, infatti non vi è effetto frigorifero nel locale riscaldato, ma manca comunque una quota della potenza del riscaldamento. Si hanno, però, tempi più lunghi di sbrinamento e costi energetici più elevati.

In generale lo sbrinamento comporta un costo energetico che può superare anche il 10% di quanto fornito dalla macchina con un andamento molto dipendente dalla situazione climatica. La formazione di brina risulta massima nel campo di temperature esterne da 5°C fino a 0°C.

La reversibilità, ossia la capacità di un apparecchio di soddisfare sia il servizio di riscaldamento sia quello di raffrescamento, è un vantaggio che può aiutare a ridurre i costi di investimento degli impianti. Tuttavia, è opportuno sottolineare che le macchine progettate per funzionare su una singola stagione possono raggiungere prestazioni più elevate. Infatti, in modalità riscaldamento, la macchina lavora con un rapporto di compressione maggiore rispetto a quanto avviene in modalità raffrescamento. Pertanto, nelle unità reversibili, la scelta del compressore è frutto di un compromesso tra quella che sarebbe stata la soluzione ideale nel caso di funzionamento solo estivo o solo invernale. Inoltre, è probabile che in una delle due stagioni la macchina risulti sovradimensionata a scapito dell'efficienza. Ad eccezione delle acqua-acqua, una macchina, per funzionare in entrambe le modalità, deve essere dotata di organi aggiuntivi come la valvola a quattro vie per permettere l'inversione del ciclo e di accorgimenti costruttivi necessari al fine di escludere il possibile arrivo di liquido all'aspirazione del compressore. Questi elementi contribuiscono ad aumentare le perdite di carico all'interno del circuito frigorifero. Infine nelle macchine aria-acqua, i due flussi (refrigerante e acqua di impianto) possono essere in controcorrente, e quindi con massima efficienza di scambio termico, solo in una delle due modalità di funzionamento.

Come visto, quindi, le prestazioni di una pompa di calore variano fortemente in funzione delle condizioni di lavoro; ciò rende meno semplice il confronto tra diverse unità. Per questo vengono valutati indici stagionali, che considerano sia la temperatura della sorgente termica, sia il fattore di carico della macchina. Per questi indici si suole anteporre una "S", con il significato di seasonal, agli indicatori COP ed EER (SCOP e SEER) o, in alternativa, si usa la sigla SPF (Seasonal Performance Factor).

Per il calcolo dello SCOP si procede moltiplicando i carichi termici ad ogni intervallo di temperatura di funzionamento per il numero di ore degli intervalli in questione, poi si sommano i prodotti ottenuti e infine si divide tale somma per il prodotto della potenza elettrica assorbita per i vari intervalli. Lo stesso procedimento si adotta per valutare il SEER, considerando però i carichi frigoriferi.

## 1.4 Pompe di calore e fonte rinnovabile

### 1.4.1 Quota rinnovabile

La pompa di calore è un dispositivo che innalza il livello termico di energia altrimenti non utilizzabile. Per fare questa operazione, nel pieno rispetto del secondo principio della termodinamica, deve ricorrere ad energia meccanica o elettrica, o energia termica a più alta temperatura. Quindi una quota dell'energia termica resa disponibile dalla pompa di calore si può considerare di fonte rinnovabile, mentre la quota rimanente no. Il Decreto legislativo 28 del 2011 dà a questo proposito un'indicazione per pompe di calore che utilizzino come sorgente termica una fonte naturale. Si considera, in particolare l'SPF (Seasonal Performance Factor), che è definito come il rapporto fra l'energia utile  $Q_c$  resa disponibile nel corso della stagione di riscaldamento e l'energia meccanica o elettrica  $L$  richiesta per il funzionamento della macchina, ossia rappresenta il fattore di rendimento medio stagionale della pompa di calore:

$$SPF = \frac{Q_c}{L} \quad (1.10)$$

La quantità di energia aerotermica, idrotermica o geotermica catturata dalle pompe di calore da considerarsi energia da fonti rinnovabili ai fini del decreto legislativo,  $E_{RES}$ , è calcolata con la seguente formula:

$$E_{RES} = Q_{usable} \left( 1 - \frac{1}{SPF} \right) \quad (1.11)$$

Con  $Q_{usable}$  pari a  $Q_c$  ossia il calore prodotto dalla macchina. Sono prese in considerazione solo le pompe di calore aventi SPF tale che:

$$SPF > 1,15 * \frac{1}{\eta} \quad (1.12)$$

Con  $\eta$  dato dal rapporto tra la produzione totale lorda di elettricità e il consumo di energia primaria per la produzione di energia; ossia il rendimento medio del Sistema Elettrico Nazionale.

Applicando il primo principio della termodinamica alla pompa di calore si nota che l'ammontare di energia rinnovabile è data dalla differenza fra l'energia resa utile e il lavoro necessario per il funzionamento della macchina:

$$E_{RES} = Q_c - L \quad (1.13)$$

#### 1.4.2 Emissioni e vantaggi nell'ottica del Piano 20-20-20

La climatizzazione degli edifici è un settore fortemente energivoro, che assorbe un terzo dei consumi negli usi finali. È, però, possibile agire con interventi sia sull'involucro dell'edificio sia sugli impianti tecnologici in modo da ridurre sensibilmente i consumi di energia primaria e di conseguenza le emissioni di anidride carbonica. In questo contesto le pompe di calore sono uno dei sistemi più efficienti per ottenere un elevato risparmio energetico nel rispetto dell'ambiente. Ciò ben si accorda con gli obiettivi introdotti dal piano d'azione per l'efficienza energetica, ideato dalla Commissione Europea nel 2007, che prevede di far fronte alla preoccupazione derivante dall'approvvigionamento di combustibili fossili e agli effetti insostenibili del cambiamento climatico dovuti alle emissioni di biossido di carbonio e altri gas equivalenti provenienti dalla combustione. Il piano, comunemente nominato 20-20-20 (o Protocollo di Kyoto), impone una riduzione del 20% dei consumi energetici, da ottenere sfruttando tecnologie ad alta efficienza energetica, il 20% di utilizzo di fonti rinnovabili e una riduzione del 20% delle emissioni; il tutto entro l'anno 2020.

La tecnologia delle pompe di calore sfrutta il calore ambiente, ossia l'energia contenuta nell'ambiente, che è un'energia a bassa entalpia esistente in modo naturale nell'aria, nell'acqua e nel suolo. Infatti le pompe di calore sono considerate "rinnovabili" per la quota parte di energia sottratta all'aria o all'acqua o a suolo e quindi possono contribuire anche al raggiungimento dell'obiettivo dell'utilizzo di almeno il 20% di energie rinnovabili entro il 2020. Le pompe di calore e i diversi tipi di impianti di climatizzazione con esse realizzabili costituiscono una vera alternativa ai sistemi tradizionali a combustione per l'enorme risparmio di energia che esse consentono e per la conseguente riduzione delle emissioni nocive all'uomo e all'ambiente. Queste macchine presentano diversi vantaggi, tra cui la possibilità di avere e gestire un unico impianto per la produzione di caldo, freddo e acqua calda sanitaria. Offrono, inoltre, un risparmio considerevole di energia primaria (dal 40% al 60%) nel riscaldamento invernale rispetto ai sistemi tradizionali a combustibile fossile, con conseguente riduzione equivalente delle emissioni serra e, dunque, miglioramento della qualità dell'aria nelle aree urbane, a causa dell'assenza di emissioni inquinanti in atmosfera in loco. Tuttavia, il costo della bolletta elettrica risente di oneri fissi che attenuano o pregiudicano la convenienza economica della pompa di calore nel caso di fabbisogni limitati o di sola domanda di riscaldamento. Si può affermare che la convenienza di una pompa di

calore si basa su una combinazione fra i seguenti fattori, fortemente dipendenti dalla zona climatica in cui è situato l'edificio: risparmio sui costi di esercizio, che aumenta all'aumentare del fabbisogno invernale ed estivo (una tecnologia efficiente sarà tanto più conveniente quanto più viene utilizzata) e potenze di progetto invernale ed estiva che, più sono vicine fra loro, più consentono di dimensionare la macchina in maniera bilanciata fra le due stagioni di funzionamento. Inoltre, va evidenziato che la pompa di calore geotermica ha in generale rendimenti più elevati rispetto a una pompa aerotermica e amplifica l'utilizzo di energia rinnovabile e la riduzione dei consumi di energia primaria e delle emissioni di CO<sub>2</sub>. Essa, però, presenta costi di installazione molto alti che, con i fabbisogni di climatizzazione non elevati, la rendono poco interessante dal punto di vista economico rispetto sia ad una caldaia a condensazione sia ad una pompa di calore aerotermica.

## 1.5 Analisi exergetica della pompa di calore

L'analisi exergetica consente di studiare sistemi energetici complessi facendo riferimento al binomio sistema-ambiente. La grandezza exergia permette di scrivere un unico bilancio che tiene conto del primo e del secondo principio della termodinamica. Tramite l'exergia si ha l'obiettivo di conoscere quanto si possa ottenere da un sistema che sta in un ambiente. L'ambiente, che è l'atmosfera di riferimento, è caratterizzato da una pressione  $P_a$  pari a 1 bar o 1 atm, e da una temperatura  $T_a$ , che può essere scelta pari a un valore compreso tra 20°C e 25°C. un sistema in equilibrio con l'ambiente ha un contenuto exergetico nullo. L'analisi exergetica, infatti, considera calore e lavoro al netto degli scambi con l'atmosfera.

In presenza di uno scambio termico si definisce l'exergia da calore. Si considera una portata  $\dot{m}$  di fluido che si scalda passando da  $T_i$  a  $T_u$  a fronte di un ingresso di calore  $Q$ ; l'exergia da calore associata al sistema è:

$$\begin{aligned} E\dot{X}^Q &= \dot{m}(ex_u - ex_i) \\ &= \dot{m}c_p(T_u - T_i) - \dot{m}T_a c_p \ln\left(\frac{T_u}{T_i}\right) + \dot{m}T_a R \ln\left(\frac{P_u}{P_i}\right) \end{aligned} \quad (1.14)$$

Si è esplicitata l'espressione dell'exergia considerando che il fluido sia un gas perfetto. Inoltre si ha una trasformazione isobara, per cui  $P_u=P_i$  e l'ultimo termine si annulla.

Qualora invece il fluido fosse un liquido perfetto, l'exergia si esprimerebbe nel modo seguente:



$$\begin{aligned} E\dot{X}^Q &= \dot{m}(ex_u - ex_i) \\ &= \dot{m}c(T_u - T_i) - \dot{m}T_a c \ln\left(\frac{T_u}{T_i}\right) + \dot{m}v(P_u - P_i) \end{aligned} \quad (1.15)$$

Per cui, annullando l'ultimo termine a causa dell'invarianza della pressione nella trasformazione, si nota che la variazione di exergia per un'isobara ha la stessa espressione per il gas perfetto e per il liquido perfetto (con il calore specifico del fluido  $c_p$  o  $c$ ).

Dunque l'exergia da calore è:

$$E\dot{X}^Q = \dot{m}c(T_u - T_i) \left( 1 - \frac{T_a \ln\left(\frac{T_u}{T_i}\right)}{(T_u - T_i)} \right) \quad (1.16)$$

Con  $\dot{Q}$ : calore scambiato per unità di tempo.

$$\dot{Q} = \dot{m}c(T_u - T_i) \quad (1.17)$$

L'espressione dell'exergia da calore è, perciò, la seguente:

$$E\dot{X}^Q = \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_a}{T_{m,\ln}} \right) = \dot{Q}\vartheta \quad (1.18)$$

Con  $\vartheta$  detto fattore di Carnot.

Se si ha un liquido o un gas perfetto che subisce una trasformazione isobara, la variazione di exergia associata si può esprimere come exergia da calore alla temperatura media logaritmica  $T_{m,\ln}$  del fluido stesso.

È necessario esplicitare che se la temperatura media del fluido è maggiore della temperatura ambiente il calore scambiato nell'unità di tempo e l'exergia da calore sono concordi (entrambi uscenti o entranti nel sistema); se, invece la temperatura media del sistema è inferiore rispetto alla temperatura ambiente, calore scambiato ed exergia sono discordi.

Il bilancio exergetico prevede che l'exergia in ingresso al sistema considerato eguagli l'exergia in uscita sommata all'exergia distrutta durante il processo in questione. Applicando il bilancio exergetico al sistema ciclico della pompa di calore si possono analizzare tre situazioni a seconda che la sorgente a temperatura  $T_c$  che cede calore al refrigerante che evapora, si trovi ad una temperatura maggiore, minore o uguale alla temperatura ambiente.

Se  $T_c > T_a$  il bilancio è:

$$\dot{W} + \dot{E}X^{Qc} = \dot{E}X^{Qh} + \dot{E}X_{dis} \quad (1.19)$$

Con  $\dot{W}$  pari all'energia elettrica assorbita dal compressore della pompa di calore,  $\dot{E}X_{dis}$  exergia distrutta nel processo,  $\dot{E}X^{Qc}$  e  $\dot{E}X^{Qh}$  exergie da calore legate, rispettivamente agli scambi termici con l'evaporatore e col condensatore della macchina.

Il rendimento exergetico, in questo caso, è:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}X^{Qh}}{\dot{W} + \dot{E}X^{Qc}} \quad (1.20)$$

Se  $T_c < T_a$  il bilancio exergetico è:

$$\dot{W} = \dot{E}X^{Qh} + |\dot{E}X^{Qc}| + \dot{E}X_{dis} \quad (1.21)$$

Infatti mentre il fluido refrigerante della macchina riceve calore in ingresso a livello dell'evaporatore, l'exergia da calore associata è discorde e quindi uscente.

Il rendimento exergetico è:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}X^{Qh} + |\dot{E}X^{Qc}|}{\dot{W}} \quad (1.22)$$

Ma  $\dot{E}X^{Qc}$  è circa nullo perché  $T_c$  è comunque molto vicina a  $T_a$  in genere.

Se, infine  $T_c = T_a$  il bilancio sarebbe il seguente:

$$\dot{W} = \dot{E}X^{Qh} + \dot{E}X_{dis} \quad (1.23)$$

E il rendimento exergetico:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}X^{Qh}}{\dot{W}} \quad (1.24)$$

Infatti, essendo la sorgente fredda in equilibrio con l'ambiente, il suo contenuto exergetico è nullo e  $\dot{E}X^{Qc} = 0$ .

È possibile effettuare un confronto exergetico fra diversi sistemi asserviti alla produzione di calore.

La caldaia ha un ingresso di combustibile, con la sua exergia associata ( $\dot{E}_c$ ) e un'uscita di exergia da calore; il suo bilancio exergetico è il seguente:

$$\dot{E}_c = \dot{E}X^{Qh} + \dot{E}X_{dis} \quad (1.25)$$

Il rendimento exergetico della caldaia risulta:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}X^{Qh}}{\dot{E}_c} \quad (1.26)$$

Esplicitando i termini presenti: l'exergia da calore è il prodotto del calore scambiato nell'unità di tempo e del fattore di Carnot, mentre l'exergia entrante col combustibile è data dal rapporto fra la potenza termica prodotta e il rendimento di primo principio della caldaia. Per cui si ha:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{Q}\vartheta}{\frac{\dot{Q}}{\eta_{Ipr}}} = \eta_{Ipr}\vartheta \quad (1.27)$$

Il riscaldamento elettrico prevede che l'energia elettrica in ingresso alla resistenza elettrica dia in uscita del calore dissipato per effetto Joule, perciò il suo bilancio exergetico è il seguente:

$$\dot{W} = \dot{E}X^{Qh} + \dot{E}X_{dis} \quad (1.28)$$

Con l'exergia da calore data dal prodotto fra la potenza termica fornita e il fattore di Carnot e il contributo elettrico in ingresso  $\dot{W}$  riportato all'energia primaria impiegata facendo il rapporto fra la potenza elettrica entrante nella resistenza e il rendimento elettrico del sistema nazionale. Il rendimento exergetico è, quindi:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{Q}\vartheta}{\frac{\dot{E}_e}{\eta_{el}}} \quad (1.29)$$

Per cui, considerando che la potenza elettrica  $\dot{E}_e$  entrante viene tutta trasformata in potenza termica  $\dot{Q}$ , si ha:

$$\eta_{ex} = \eta_{el}\vartheta \quad (1.30)$$

Una pompa di calore che lavora con la sorgente fredda a temperatura inferiore rispetto alla temperatura ambiente ha un rendimento exergetico pari a (trascurando l'exergia da calore legata allo scambio con l'evaporatore e

riportando il contributo elettrico in ingresso alla quota di energia primaria impiegata):

$$\eta_{ex} = \frac{EX^{Qh}}{\dot{W}} = \frac{\dot{Q}\vartheta}{\frac{\dot{E}_e}{\eta_{el}}} = COP * \vartheta * \eta_{el} \quad (1.31)$$

Per fare un confronto tra i rendimenti exergetici trovati, si possono attribuire dei valori ai termini esplicitati: il rendimento elettrico nazionale è circa pari a 0,46, il rendimento della caldaia (di primo principio) è circa 0,9, il COP della pompa di calore può essere preso pari a un valore medio di 2,6. Dunque i rendimenti exergetici, che danno idea della qualità dell'energia in gioco, sono:

$$\eta_{ex,caldaia} = 0,9 * \vartheta \quad (1.32)$$

$$\eta_{ex,resistenza\ el} = 0,46 * \vartheta \quad (1.33)$$

$$\eta_{ex,pompa\ di\ calore} = 1,2 * \vartheta \quad (1.34)$$

I risultati ottenuti denotano che la miglior fonte per il riscaldamento dal punto di vista exergetico è la pompa di calore.

Se si volesse fare un confronto diretto fra caldaia e pompa di calore, si ha che il rendimento exergetico della pompa di calore supera quello della caldaia, a parità di condizioni al contorno, quando il COP della pompa di calore supera il valore di 1,96:

$$COP > \frac{\eta_{Ipr}}{\eta_{el}} = \frac{0,9}{0,46} = 1,96 \quad (1.35)$$

Considerando le moderne caldaie a condensazione risulta ragionevole attribuire loro un rendimento medio del 100%, per cui il COP minimo di convenienza di utilizzo di una pompa di calore aumenta a 2,18.

## 1.6 Confronto economico tra pompa di calore e caldaia

Il suddetto paragone può essere effettuato anche a livello economico; si considera il combustibile metano utilizzato dalle caldaie, che è conteggiabile come energia primaria: esso ha un potere calorifico di circa 10 kWh/m<sup>3</sup> e un metro cubo di metano costa mediamente 0,80 €/m<sup>3</sup>. Per quanto riguarda l'energia elettrica, utilizzata per il funzionamento delle pompe di calore, si ha che il costo medio del kWh elettrico è di circa 0,25 €/kWh; per riportare il

consumo di energia elettrica in consumo di energia primaria è necessario considerare il rendimento medio del Sistema Elettrico Nazionale, pari a 0,458.

$$1 kWh_{el} = \frac{1 kWh_{el}}{0,458 \frac{kWh_{el}}{kWh_{prim}}} = 2,18 kWh_{prim} \quad (1.36)$$

Per cui per ottenere 1 kWh elettrico si consumano 2,18 kWh di energia primaria. Si confrontano ora dal punto di vista economico l'unità di energia primaria utilizzata dalla caldaia e quella usata dalla pompa di calore. Per la caldaia il gas metano è di per sé energia primaria:

$$\text{Costo energia primaria} = \frac{0,8 \text{ €/m}^3}{10 kWh/m^3} = 0,08 \frac{\text{€}}{kWh_{prim}} \quad (1.37)$$

Per la pompa di calore l'energia primaria è quella utilizzata nelle centrali elettriche per la produzione di energia utile, poi entrante nella macchina stessa:

$$\begin{aligned} \text{Costo energia primaria} &= 0,25 \frac{\text{€}}{kWh_{el}} * 0,46 \frac{kWh_{el}}{kWh_{prim}} = \\ &= 0,115 \frac{\text{€}}{kWh_{prim}} \quad (1.38) \end{aligned}$$

L'energia elettrica riportata all'energia primaria ha un costo superiore al gas metano di 1,44 volte:

$$\frac{0,115 \text{ €/kWh}_{prim}}{0,08 \text{ €/kWh}_{prim}} = 1,44 \quad (1.39)$$

Dunque, affinché l'acquisto di energia connesso all'uso di una pompa di calore convenga dal punto di vista economico rispetto alla caldaia, per la stagione invernale, è necessario che la macchina vanti un COP superiore a 3,14:

$$COP > 1,44 * \frac{1}{\eta_{SEN}} = 3,14 \quad (1.40)$$

## Capitolo 2

# Applicazioni delle pompe di calore e possibile riqualificazione di impianti a radiatori

## 2.1 Principali applicazioni delle pompe di calore

### 2.1.1 Introduzione

L'interazione edificio-impianto è la reciproca influenza che ciascuno di questi due sottosistemi esercita sull'altro, influenzandone l'efficacia e l'efficienza nello svolgere il compito previsto. Le prestazioni energetiche di impianti a pompa di calore dipendono dallo stato dell'involucro, dai tempi di occupazione e dalle temperature impostate.

Riguardo al possibile impiego di una pompa di calore in un impianto, è necessario tenere presente la rilevante sensibilità delle sue prestazioni alle temperature massima e minima del ciclo. È importante valutare con cura i sistemi di riscaldamento, in modo da abbassare la temperatura di fornitura dell'energia termica, cosa che avviene con l'uso di terminali come pavimenti e soffitti radianti, o sistemi ad aria calda. Tuttavia non è precluso l'impiego di terminali di impianto a radiatori, molto diffusi nell'edilizia esistente. È vero che i radiatori sono di solito dimensionati su di una temperatura di progetto di arrivo dell'acqua a 70-80°C, che è al di sopra dei valori di impiego ordinario di una pompa di calore. Di solito però nel riqualificare un edificio esistente si opera anche un intervento di isolamento termico che riduce il carico di progetto dell'edificio: rispetto ad un edificio non isolato, non è difficile pervenire ad una riduzione del 50% nel carico di progetto; una simile riduzione consente di mantenere i radiatori esistenti alle nuove temperature della pompa di calore, senza doverli neppure maggiorare. Altri problemi con cui ci si deve confrontare nei sistemi con pompa di calore sono dovuti a diverse temperature richieste dall'impianto, sia per terminali di impianto differenti, nel caso di pompa di calore al servizio di un edificio con svariate utenze diverse sia, più comunemente, per la richiesta di acqua calda sanitaria con valori attorno a 50-55°C e relativi scaldasalviette dei bagni. È particolarmente rilevante l'influenza della temperatura della sorgente fredda sulle prestazioni della pompa di calore, in particolare COP e capacità di fornire potenza termica; infatti questi parametri assumono un valore tanto maggiore quanto più aumenta la temperatura della sorgente fredda. Valutando il COP stagionale della pompa di calore non solo vi è una dipendenza dalla temperatura scelta per i terminali di riscaldamento, ma anche dal peso che il riscaldamento dell'acqua sanitaria ha sul totale. Dal

momento che all'aumentare delle caratteristiche di isolamento degli edifici i carichi di riscaldamento si riducono in modo significativo, la tendenza è a un peso crescente del carico dovuto all'acqua sanitaria con conseguenze non trascurabili sul COP stagionale della pompa di calore nell'impianto.

Le prestazioni stagionali sono influenzate, oltre che dal clima, anche dall'età e dalla tipologia dell'edificio. In particolare negli edifici più recenti e quindi migliori sotto il punto di vista dell'isolamento termico le prestazioni sono lievemente peggiori. Ciò avviene perché negli edifici maggiormente coibentati il fabbisogno termico tende ad annullarsi nei giorni più miti e quindi, in media, gli impianti lavorano con temperature dell'aria esterna più basse. Il fattore di forma gioca il medesimo ruolo dell'isolamento dell'involucro, cosicché negli edifici più dispersivi si ottengono risultati leggermente migliori. In tali edifici, tuttavia, a parità di temperatura dell'acqua del circuito di climatizzazione è necessario disporre di emettitori con una superficie maggiore. Altrimenti, per mantenere il medesimo livello di comfort, è necessario innalzare la temperatura di condensazione con una conseguente perdita di efficienza.

In generale, il fabbisogno di energia termica utile per riscaldamento si riduce notevolmente per gli edifici più recenti, mentre quello per raffrescamento rimane pressappoco costante. Pertanto il peso delle prestazioni estive aumenta negli edifici più recenti.

Le prestazioni stagionali della pompa di calore dipendono anche dal sovradimensionamento della stessa, dovuto allo sbilanciamento tra le potenze di picco estiva e invernale; infatti la macchina risulta sovradimensionata nella stagione meno severa con una conseguente cospicua riduzione delle prestazioni. Comunque, le differenze climatiche che si osservano a livello stagionale per una medesima località tendono a compensarsi su base annuale. Perciò a livello annuale l'effetto di sbilanciamento-sovradimensionamento-calò delle prestazioni è attenuato. Ciò avviene perché maggiore è lo sbilanciamento tra le potenze, minore è il peso dei consumi della stagione meno severa su quelli annuali.

### **2.1.2 I terminali di impianto**

Per il riscaldamento si possono utilizzare impianti solo idronici con corpi scaldanti tradizionali (radiatori) o pannelli radianti. Si utilizzano anche impianti solo idronici con ventilconvettori, oppure impianti misti con ventilconvettori e UTA, o, infine, impianti a tutt'aria. La scelta del tipo di impianto ha conseguenze importanti sui livelli di temperatura e dunque sulle prestazioni delle pompe di calore. Il terminale più diffuso nel riscaldamento è il radiatore, che è un corpo scaldante statico che scambia energia termica prevalentemente per convezione, ma anche in parte significativa per irraggiamento. Nota l'emissione di un radiatore ad un certo  $\Delta T$  calcolato rispetto alla temperatura

dell'aria dell'ambiente riscaldato, è possibile valutare l'emissione data quando il  $\Delta T$  varia tramite la seguente formula:

$$P_{\Delta T'} = P_{\Delta T} \left( \frac{\Delta T'}{\Delta T} \right)^n \quad (2.1)$$

Con  $n$  tipicamente pari a 1,3 secondo la norma UNI 10347; la differenza di temperatura si calcola fra la temperatura media fra ingresso e uscita del radiatore e la temperatura dell'aria dell'ambiente riscaldato.

Un dimensionamento ammesso dalla normativa in condizioni di carico massimo prevede che la temperatura di ingresso al corpo scaldante sia di 80°C e quella di uscita pari a 60°C. Spesso si utilizzano dimensionamenti più larghi, che consentono di ridurre la temperatura massima di ingresso (es. 60÷70°C) e/o la differenza di temperatura fra ingresso e uscita (es. 10°C) agendo sulla portata. Per una pompa di calore operante a temperatura massima di 55°C, la portata è tale che il ritorno risulti a 50°C. Nel primo caso il  $\Delta T$  è di 50°C e nel secondo è di 32,5°C. Perciò rispetto ad un radiatore normalmente dimensionato, lo stesso radiatore operante con la pompa di calore è in grado di scambiare il 57% della potenza. Affinché il radiatore sia in grado di fornire la potenza termica necessaria è possibile coadiuvare il funzionamento della pompa di calore tramite un sistema ausiliario, come resistenze elettriche o una piccola caldaia. Se invece si sono fatti interventi di riduzione delle dispersioni (vetrocamera, controparete isolante, isolamento a cappotto), la potenza messa a disposizione dal radiatore può diventare addirittura esuberante rispetto alle necessità, anche con temperature di alimentazione di 50°C.

Indubbiamente il terminale di impianto che più si adatta all'accoppiamento con pompa di calore è il sistema radiante a bassa temperatura, ma anche quello con ventilconvettori in media temperatura. Il sistema radiante a bassa temperatura si realizza comunemente nel residenziale con il sistema a pavimento radiante, mentre nel terziario si usa spesso il soffitto radiante. Il migliore isolamento degli edifici nuovi consente di avere una temperatura di alimentazione del sistema radiante di circa 30-35°C. Di conseguenza la temperatura superficiale è di poco superiore alla temperatura ambiente e il riscaldamento risultante è uniforme e confortevole con ridottissima movimentazione delle polveri ed una distribuzione di temperature nell'ambiente assai più uniforme e gradevole che in un sistema a radiatori. Il pavimento radiante consente anche un certo grado di raffrescamento nei locali, facendo circolare acqua fredda nelle tubazioni. L'avvertenza principale è il controllo della temperatura superficiale che deve risultare superiore alla temperatura di rugiada dell'aria ambiente per evitare



condensazioni sul pavimento e non deve superare determinati valori di temperatura che causerebbero discomfort agli occupanti dei locali.

Il soffitto radiante si presta ad una realizzazione con tubazioni annegate nello strato cementizio al di sopra dell'intonaco di finitura, ma più frequentemente si ricorre al controsoffitto. La soluzione risulta infatti molto conveniente nelle realizzazioni del terziario, dove il controsoffitto viene realizzato con pannelli prefabbricati, spesso oltre al vantaggio di ottenere una soluzione esteticamente molto valida, il sistema presenta un'inerzia ridotta che può essere vantaggiosa per occupazioni limitate nel tempo dei locali. È una situazione tipica del terziario, dove i locali sono occupati per una frazione della giornata e spesso sono chiusi nel corso del fine settimana. Il soffitto, con la bassa capacità termica della struttura metallica (superiormente isolata), si porta rapidamente alla temperatura superficiale di regime, raffreddandosi poi rapidamente allo spegnimento dell'impianto.

L'inerzia risulta utile nelle applicazioni residenziali per stabilizzare le temperature sia nei confronti dei carichi variabili sia nei periodi di preparazione dell'acqua calda sanitaria. Infatti in quel caso di solito la pompa di calore si dedica con priorità alla preparazione dell'acqua calda sanitaria, non alimentando l'impianto per periodi di alcune decine di minuti. Questa esigenza non c'è normalmente nelle applicazioni del terziario, dove la presenza di apporti termici dovuti alle apparecchiature in funzione e all'illuminazione riduce le esigenze di riscaldamento e comporta normalmente un maggiore impegno nel raffrescamento, cui il soffitto radiante è meglio vocato. Le potenze termiche che il soffitto radiante può scambiare in raffrescamento sono, infatti, a parità di altre condizioni, più significative rispetto al pavimento radiante. Anche per il soffitto radiante in raffrescamento è di grande importanza il controllo della temperatura superficiale.

Il sistema più razionale è comunque, in questo caso, un sistema misto con aria primaria e soffitto radiante, ossia con fan coil di deumidificazione e soffitto radiante. Spesso l'acqua fredda circola dapprima nei fan coil di deumidificazione, in cui può entrare attorno a 10°C e uscire a 15°C, per poi alimentare in serie il soffitto radiante, in questo modo le temperature sono tali da evitare la condensazione a soffitto.

### **2.1.3 Produzione di acqua calda sanitaria**

La produzione di acqua calda sanitaria pone problematiche rilevanti per le pompe di calore, per i livelli di temperatura richiesti. A questi problemi si fa fronte con macchine che adottano particolari fluidi refrigeranti (ad esempio la CO<sub>2</sub>) o cicli sovrapposti o in cascata oppure con soluzioni bivalenti, come l'abbinamento pompa di calore e caldaia o resistenza integrativa. In altri casi ci si limita a predisporre, per la produzione di acqua calda sanitaria, un accumulo di idonea capacità. Questa può essere la corretta soluzione per gli impianti in

pompa di calore, nei quali la potenza della macchina va scelta in funzione del carico di riscaldamento. L'acqua calda sanitaria va prodotta dedicando, quando necessario, la pompa di calore a questo servizio. Negli impianti a bassa temperatura la pompa di calore lavora normalmente alla temperatura dell'acqua calda prodotta a circa 35°C, passando alla temperatura di 55°C, nel caso si debba caricare l'accumulo dell'acqua calda o si vogliano alimentare gli scaldasalviette. Per dimensionare l'accumulo è bene valutare quale sia il consumo giornaliero di acqua calda e quale sia il suo grado di concentrazione. Maggiori sono consumo e grado di concentrazione relativo, maggiore deve essere il volume dell'accumulo. Se la pompa di calore ha una mandata alla massima temperatura di 55°C, fissare il set point dell'accumulo in un intorno di tale temperatura rischia di far lavorare la macchina per delle ore con funzionamento parzializzato, dato che lo scambio termico dipende dalla differenza di temperatura. Ponendo un valore minimo di 5°C nella differenza di temperatura, diventa importante la dimensione e la qualità della superficie di scambio termico. Una soluzione comunemente adottata è un boiler con incorporato uno scambiatore a serpentino dotato di alettatura nella sua parte esterna; questa configurazione è caratterizzata da una buona superficie di scambio, tuttavia presenta il problema dei depositi calcarei, che, in presenza di acque dure non trattate, incrementano progressivamente la resistenza termica dei serpentini immersi fino ad arrivare in alcuni casi al fuori servizio. Un'alternativa che può essere valutata è costituita da un accumulo con scambiatore di calore esterno a piastre, che prevede ampie superfici di scambio con eccellenti coefficienti di scambio termico e inoltre consente la periodica pulizia delle piastre nei confronti dei depositi calcarei.

Una criticità nella produzione di acqua calda sanitaria si ha nei picchi freddi invernali, poiché la richiesta energetica da parte dell'edificio servito dalla pompa di calore cresce a causa delle maggiori dispersioni delle strutture opache e trasparenti verso l'ambiente esterno. In questa situazione, qualora ci sia nel contempo richiesta di acqua calda sanitaria, la macchina deve lavorare per soddisfarla evitando di fornire calore all'edificio e determinando per tutto il tempo di fornitura di acqua calda sanitaria possibili disagi e discomfort termici in ambiente. In genere però non si verificano particolari problemi in edifici che hanno una buona capacità termica e sono adeguatamente isolati, poiché il livello di temperatura tende a rimanere stabile se la pompa di calore è correttamente dimensionata per sopperire alla richiesta di acqua calda sanitaria.

In generale si ha una criticità anche nelle prestazioni della macchina, perché la pompa di calore si trova a dover fornire acqua al condensatore ad una temperatura elevata e a scambiare all'evaporatore con aria a temperatura molto bassa. Da questo punto di vista avere acqua come sorgente all'evaporatore è oltremodo favorevole per via della sua temperatura stabile e non influenzata dai picchi invernali.

Il funzionamento più critico a livello di regolazione nella produzione di acqua calda sanitaria non è quando la temperatura della sorgente fredda è più bassa, ma quando è più alta. Infatti in questo caso la capacità della pompa di calore diventa massima. Per evitare la presenza di parzializzazioni frequenti e critiche dovute allo scompenso tra una notevole capacità termica disponibile da parte della pompa di calore e un'inferiore capacità di scambio termico nell'accumulo, è bene disporre di uno scambiatore ampiamente dimensionato su di un accumulo corrispondentemente ampio. La scelta di un accumulo di ampie dimensioni risulta favorevole anche nei confronti di un sistema integrato pompa di calore-solare termico.

Un'ulteriore considerazione relativa all'acqua calda sanitaria riguarda il problema della legionella, che è un batterio ubiquitario che si sviluppa con grande rapidità in presenza di condizioni ambientali favorevoli. Il campo di crescita ottimale è proprio ad una temperatura fra i 30 e i 50°C. Per cautelarsi da questo problema un sistema molto impiegato prevede di portare l'accumulo periodicamente (in genere una volta alla settimana) ad una temperatura di almeno 70°C per un intervallo di tempo prefissato. In assenza di sistema ausiliario a gas, che potrebbe farsi carico di queste temperature si ricorre di solito ad una batteria di resistenze elettriche. Esiste un sistema alternativo, che prevede di inserire un serpentino o uno scambiatore di calore istantaneo in modo da preparare direttamente l'acqua sanitaria di consumo a partire da un accumulo in circuito chiuso. Questa soluzione risulta interessante anche nei confronti di impianti solari termici. Infatti la legionella è praticamente assente dall'acqua di rete e l'impiego continuativo della stessa ne impedisce la proliferazione.

#### **2.1.4 Produzione di energia frigorifera**

L'utilizzo di pompe di calore nei settori terziario, commerciale e residenziale costituisce una soluzione strategica poiché rende possibile la produzione di freddo, oltre che di caldo, con un'unica macchina, grazie all'invertibilità del ciclo. In edifici adibiti a uffici e servizi, centri commerciali, alberghi si ha infatti la necessità di raffrescare gli ambienti e di deumidificare l'aria.

La macchina può essere reversibile lato fluido, ossia il ciclo termodinamico viene percorso in maniera inversa tra funzionamento estivo ed invernale, per cui lo scambiatore che in inverno funge da evaporatore diventa il condensatore in regime estivo e, viceversa, lo scambiatore dove si ha l'effetto utile da condensatore diventa l'evaporatore, in estate. È altresì possibile avere reversibilità della macchina lato acqua, in tal caso il condensatore funziona sempre come tale e così l'evaporatore, il fluido di impianto scambia calore in inverno col condensatore e in estate con l'evaporatore, mentre il fluido che funge da sorgente si interfaccia con l'altro scambiatore.

Il vantaggio che si ha nel produrre acqua fredda per il raffrescamento degli ambienti è la possibilità di ottenere anche una deumidificazione dell'aria, in modo da portare entro valori di comfort l'umidità ambiente.

L'attuale utenza richiede anche per gli edifici residenziali il comfort in regime estivo ed invernale. Questa circostanza rende favorevole l'uso di pompe di calore anche in tale settore in alternativa della soluzione caldaia affiancata da split system.

## **2.2 Integrazione con impianti a radiatori**

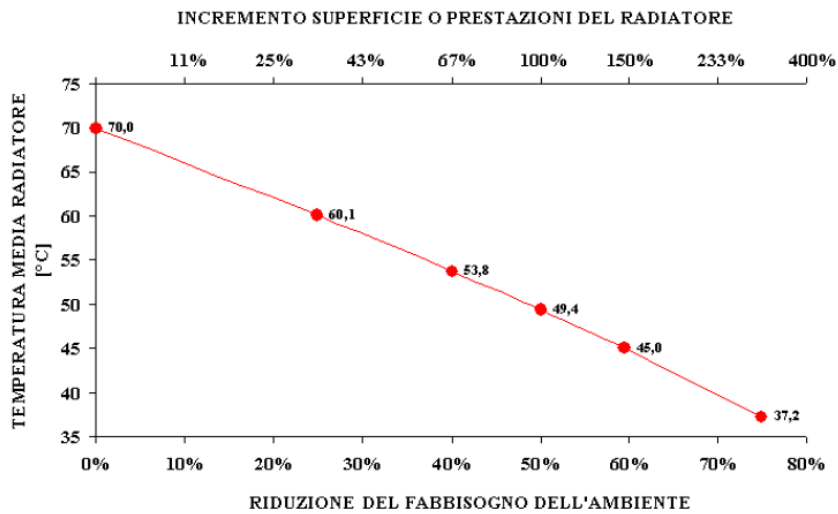
### **2.2.1 Introduzione**

I terminali tipici di impianto nell'edilizia residenziale sono i radiatori; nelle ristrutturazioni può essere improbabile che si sostituiscano anche i terminali d'impianto, poiché è in genere un'operazione molto onerosa. Si considera dunque come ottimizzare il binomio pompa di calore-radiatori con accorgimenti e tecnologie disponibili.

Tale situazione si ritrova anche nella città di Como, per cui questa sezione è da intendersi come un suggerimento per l'integrazione delle pompe di calore con gli esistenti impianti a radiatori, anche alla luce della proposta di utilizzare l'acqua del Lago di Como come sorgente di scambio per tali macchine e ipotizzando una rete apposita in città (cfr. Capitolo 6).

Le prestazioni dei radiatori sono sempre incrementabili aumentando la loro superficie, quindi le loro dimensioni. Tuttavia, negli ultimi anni, i principali costruttori europei stanno proponendo dei sistemi ibridi, che prevedono la predisposizione sia di radiatori sia di ventilconvettori, per abbassare la temperatura dell'acqua richiesta per il loro funzionamento, adattandoli così alle esigenze dei generatori ad alta efficienza, in particolare delle pompe di calore. La soluzione sta nell'aumento della portata dell'aria per recuperare la potenza persa al diminuire della temperatura di alimentazione: per farlo, basta aggiungere ad un radiatore tradizionale dei piccoli ventilatori e da attivare solamente nelle ore più fredde dell'anno, quando necessaria la piena potenza. La potenza termica fornita raddoppia alle basse temperature rispetto a un radiatore tradizionale di caratteristiche simili.

La figura 2.1 mostra la temperatura media superficiale al ridursi del fabbisogno dell'ambiente, a seguito di interventi sull'involucro e/o dell'installazione di sistemi di ventilazione meccanica controllata, oppure in funzione dell'incremento della superficie o delle prestazioni del termosifone, a fabbisogno inalterato.



**Figura 2.1:** Andamento della temperatura media superficiale al ridursi del fabbisogno ambiente o in funzione dell'incremento della superficie o delle prestazioni del radiatore [7]

### 2.2.2 Sfruttamento dell'elevato salto termico per migliorare le prestazioni energetiche

La caratteristica principale del radiatore è quella di poter lavorare con salto termico tra temperatura d'ingresso e temperatura d'uscita molto elevato.

Si può valutare di lavorare con salto termico elevato e portata bassa, con i conseguenti vantaggi della presenza di una portata modesta: si riducono le dimensioni delle tubazioni, aspetto fondamentale nelle ristrutturazioni, perché si riducono al massimo gli interventi sulle murature, anche nel caso di sostituzione globale delle linee esistenti; inoltre la potenza e l'energia di pompaggio diminuiscono, mentre migliora lo scambio termico negli scambiatori di calore (il  $\Delta T$  aumenta). Infine viene sfruttato il sottoraffreddamento del refrigerante.

### 2.2.3 Pompe di calore: tecnologie disponibili

Le pompe di calore possono essere adattate facilmente agli impianti a radiatori, purché vengano progettate in modo adeguato e tutti i loro componenti dimensionati correttamente. Si ha un miglioramento dell'efficienza sfruttando il sottoraffreddamento del liquido; inoltre l'aumento del salto termico negli scambiatori migliora le prestazioni delle pompe di calore, in particolare quello dell'acqua prodotta nel condensatore. Gli scambiatori refrigerante-acqua dei gruppi frigoriferi e delle pompe di calore sono attualmente progettati con un salto termico di 5°C: generalmente si pensa che tale valore dipenda da motivi termodinamici, mentre invece è un retaggio della vecchia regolazione elettromeccanica.

La progettazione delle pompe di calore con scambiatori a maggiore salto termico sarebbe auspicabile: la diminuzione della portata dell'acqua e di conseguenza la maggiore differenza tra temperatura di ingresso e di uscita al condensatore riduce l'approccio del condensatore stesso, ovvero la differenza di temperatura tra la temperatura di condensazione e la temperatura di uscita dell'acqua (Figura 2.2).

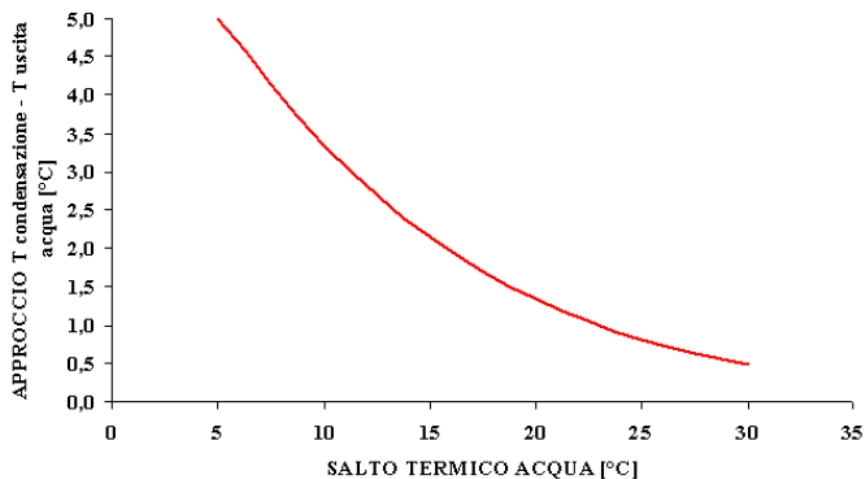


Figura 2.2: Variazione dell'approccio del condensatore in funzione del salto termico  $\Delta T$  [8]

Dunque con un salto termico elevato, ad esempio  $30^{\circ}\text{C}$ , la temperatura di uscita dell'acqua dal condensatore è di pochi decimi di grado ( $0,5^{\circ}\text{C}$ ) inferiore rispetto alla temperatura di condensazione.

L'aumento del salto termico permette anche di sfruttare meglio il sottoraffreddamento del liquido, perché diminuisce la temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore (Figura 2.3). L'aumento del sottoraffreddamento porta ad dei notevoli benefici: nel caso di R410A l'aumento del COP può risultare superiore al 10%.

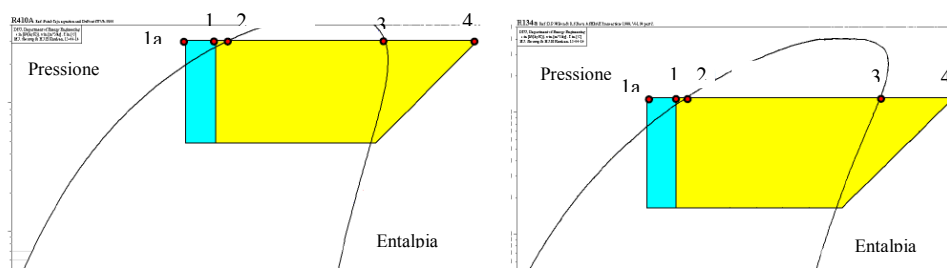


Figura 2.3: Cicli frigoriferi nei diagrammi pressione-entalpia: R134a a sinistra, R410A a destra [9]

Si può notare come la temperatura in uscita dal processo di condensazione vero e proprio sia molto più alta quando il salto termico è alto e pari a circa 25°C, proprio grazie alla bassa portata all'interno dello scambiatore e alla riduzione dell'approccio tra temperatura dell'acqua e temperatura del refrigerante. A parità di salto termico, il refrigerante R410A si comporta meglio in termini di temperatura di condensazione rispetto al R134a, grazie al contributo del desurriscaldamento. A parità di rendimento del compressore e delle temperature di evaporazione e di condensazione, il punto di uscita del refrigerante dal compressore, si trova più lontano dal punto di inizio condensazione, nel caso di R410A a rispetto all'R134a. Ciò fa sì che la potenza scambiata nel processo di desurriscaldamento sia maggiore e di conseguenza la temperatura di condensazione sia più bassa, a parità di temperatura dell'acqua prodotta. Mentre con un salto termico di soli 5°C la temperatura di condensazione è sempre superiore alla temperatura dell'acqua prodotta, aumentando il salto termico il rapporto si inverte: è possibile produrre acqua a temperatura maggiore di quella di condensazione.

**Tabella 2.1:** Temperature in ingresso e in uscita di ogni singola fase del processo desurriscaldamento, condensazione e sotto raffreddamento nello scambiatore della pompa di calore [10]

			Sotto Raffreddamento (tratto 1-2)	Condensazione (tratto 2-3)	Desur riscaldamento (tratto 3-4)	Temperatura Condensazione (°C)
<b>R410A</b>	$\Delta T=5^{\circ}\text{C}$ $SR=5^{\circ}\text{C}$	Potenza	5,1%	60,8%	34,1%	50
		Temperatura acqua in (°C)	42,5	42,75	45,79	
		Temperatura acqua out (°C)	42,75	45,79	47,5	
	$\Delta T=25^{\circ}\text{C}$ $SR=18^{\circ}\text{C}$	Potenza	15,0%	51,7%	33,3%	50,6
		Temperatura acqua in (°C)	32,5	36,24	49,17	
		Temperatura acqua out (°C)	36,24	49,17	57,5	
<b>R134a</b>	$\Delta T=5^{\circ}\text{C}$ $SR=5^{\circ}\text{C}$	Potenza	3,6%	76,0%	20,4%	50
		Temperatura acqua in (°C)	42,5	42,68	46,48	
		Temperatura acqua out (°C)	42,68	46,48	47,5	
	$\Delta T=25^{\circ}\text{C}$ $SR=18^{\circ}\text{C}$	Potenza	12,9%	68,6%	18,4%	53,6
		Temperatura acqua in (°C)	32,5	35,73	52,89	
		Temperatura acqua out (°C)	35,73	52,89	57,5	

### 2.2.4 Possibili tecnologie e configurazioni

**CON ECONOMIZZATORE** (Figura 2.4): Per migliorare il COP di una pompa di calore quando si produce acqua a elevata temperatura, si può usare un circuito frigorifero con economizzatore. All'uscita del condensatore una parte del liquido viene spillata e subisce una prima laminazione attraverso una valvola termostatica, raffreddandosi fino alla temperatura di cambio di fase corrispondente alla pressione di uscita dal primo stadio di compressione. Quindi entra nell'economizzatore (uno scambiatore di calore), dove cede calore alla restante parte del liquido proveniente dal condensatore, sottoraffreddandolo. Il calore sottratto al liquido proveniente dal condensatore fa sì che il refrigerante evapori in parte prima di entrare nel secondo stadio di compressione (nei compressori a vite è in contatto con una seconda luce di aspirazione posta circa a metà dei rotori). L'evaporazione completa avviene perché il refrigerante viene iniettato nel compressore. Durante l'iniezione il liquido vaporizza, sottraendo calore: in questo modo il vapore in uscita dal primo stadio di compressione si raffredda fino alla temperatura del punto di iniezione del liquido.

In termini di efficienza l'uso dell'economizzatore permette un miglioramento dell'efficienza tanto maggiore quanto maggiore è il rapporto di compressione, tanto maggiore tanto più è alta la temperatura dell'acqua prodotta e bassa la temperatura della sorgente fredda. Per contro, non permette di sfruttare il sottoraffreddamento indotto dall'elevato salto termico; perché è già sfruttato dall'economizzatore.

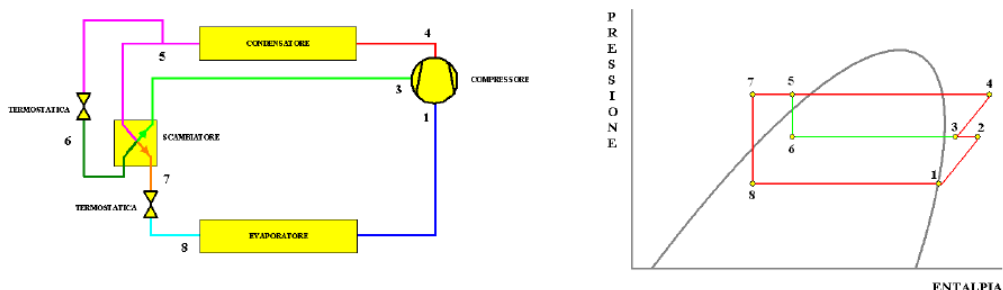


Figura 2.4: Circuito frigorifero con economizzatore [11]

### CIRCUITO FRIGORIFERO A DOPPIO STADIO (IN SERIE) (Figura 2.5):

Una soluzione molto semplice per produrre acqua calda ad alta temperatura è quella di utilizzare due circuiti in serie tra di loro. Vi sono due soluzioni possibili: una è l'utilizzo di un fluido intermedio, che è la soluzione adottata nei sistemi ad anello di liquido. In questo caso il condensatore del primo ciclo frigorifero cede calore ad un fluido intermedio (generalmente acqua) che funge da sorgente fredda dell'evaporatore del secondo ciclo. L'altra soluzione prevede uno scambio diretto: il condensatore del primo ciclo corrisponde all'evaporatore del secondo: si utilizza uno scambiatore refrigerante - refrigerante. Sebbene la



soluzione permetta di raggiungere alti valori di temperatura dell'acqua, perché la sorgente fredda del secondo ciclo si trova ad una temperatura sufficientemente elevata, tuttavia non produce grandi risultati dal punto di vista energetico.

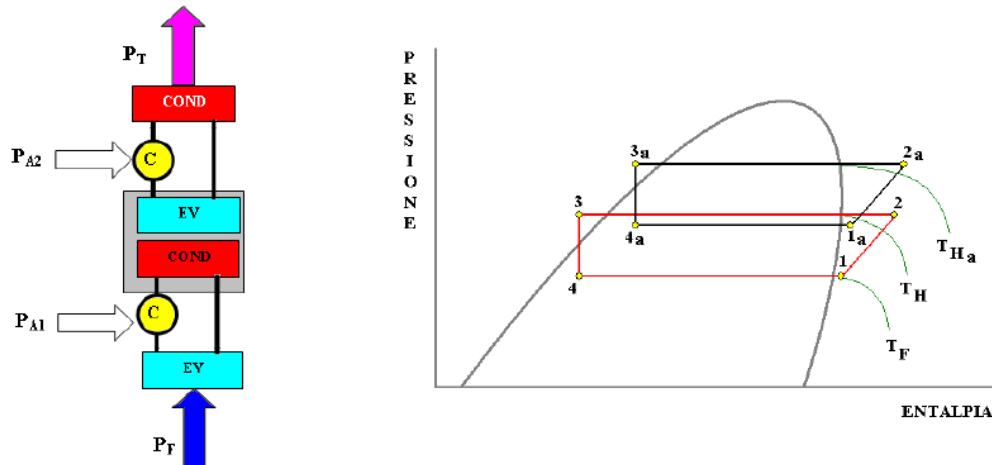


Figura 2.5: Cicli frigoriferi in serie [12]

**CIRCUITO FRIGORIFERO IN CASCATA** (Figura 2.6): Un'alternativa ai cicli in serie è quella di due cicli frigoriferi posti in cascata tra di loro in cui l'evaporatore del circuito secondario funge da sottoraffreddatore del circuito primario. I vantaggi sono notevoli: la temperatura di evaporazione del circuito secondario è sempre molto elevata, attorno a  $10^{\circ}\text{C}$ , in qualunque condizione di funzionamento. Ciò permette di raggiungere la stessa potenza con compressori più piccoli: evaporando a  $10^{\circ}\text{C}$  in ogni condizione, il compressore del ciclo secondario ha una potenza resa nettamente superiore a quella del compressore del ciclo primario. Per lo stesso motivo l'efficienza energetica del secondo ciclo aumenta. I vantaggi sono tanto maggiori quanto più alta è la temperatura di condensazione e più bassa è la temperatura di evaporazione. Nel funzionamento in pompa di calore, con acqua prodotta a  $45^{\circ}\text{C}$  l'incremento del COP rispetto a un ciclo tradizionale è del 25% con aria esterna pari a  $-5^{\circ}\text{C}$  di temperatura, e del 4% con aria esterna a  $15^{\circ}\text{C}$ . Inoltre è possibile produrre acqua calda ad alta temperatura (superiore a  $60^{\circ}\text{C}$ ) nel ciclo secondario dal momento che la temperatura di evaporazione è elevata e costante in ogni condizione di funzionamento. Dal punto di vista costruttivo, in una pompa di calore si hanno dei risparmi notevoli, in quanto il circuito secondario è configurato come un recupero totale, non come una pompa di calore. Anche in questo caso non si può sfruttare il sottoraffreddamento indotto dall'elevato salto termico, almeno nel circuito primario.

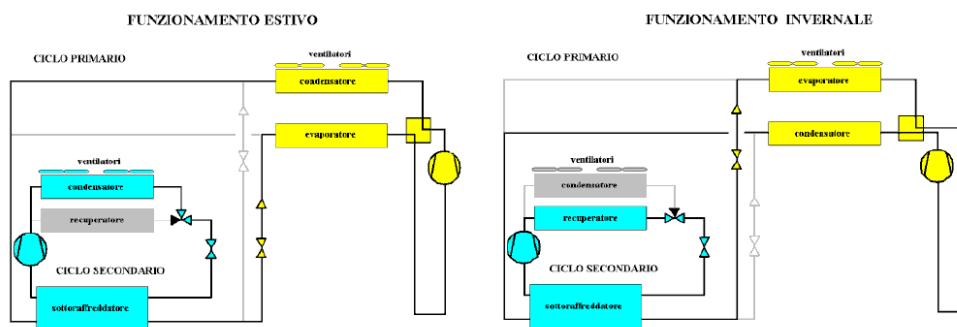
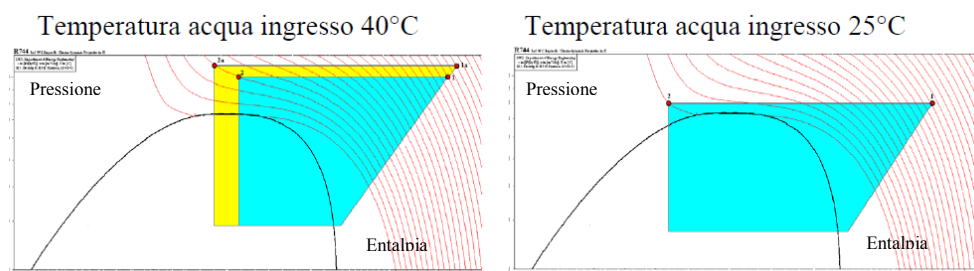


Figura 2.6: Cicli in cascata in configurazione pompa di calore [13]

**POMPE DI CALORE AD ASSORBIMENTO:** Le pompe di calore ad assorbimento sono in grado di produrre acqua calda a temperatura mediamente più elevata di quelle a compressione, anche se evaporanti ad aria. Possono raggiungere una temperatura prossima ai 70°C con temperatura dell'aria esterna di -20°C, pur mantenendo un'ottima efficienza energetica, sempre superiore a quelle delle caldaie. L'aumento di salto termico fino a 20°C e oltre porta a un aumento del COP, per cui è consigliabile progettare e operare in queste condizioni. Le pompe di calore ad assorbimento non sono solo aerotermiche, ma anche geotermiche e idrotermiche, che sono ideali per riqualificazioni e integrazioni di impianti esistenti. Esse sono adibite al riscaldamento degli ambienti oltre che alla produzione di acqua calda sanitaria e sono utilizzabili per il raffrescamento estivo; nella produzione di energia termica le macchine idrotermiche consentono di ottenere un'efficienza (GUE) fino al 174%, riducendo proporzionalmente i costi annuali per il riscaldamento e le emissioni di CO<sub>2</sub> rispetto alle caldaie a condensazione.

**POMPE DI CALORE A CO<sub>2</sub>** (Figura 2.7): L'utilizzo della CO<sub>2</sub> come refrigerante delle pompe di calore è un tema molto dibattuto, perché si tratta di una sostanza naturale con un effetto serra oltre mille volte inferiore di quello dei refrigeranti chimici. La CO<sub>2</sub> è utilizzata già come refrigerante nei circuiti di bassa temperatura dei sistemi a doppio stadio nella frigoconservazione alimentare e già in alcune pompe di calore per la produzione di acqua calda sanitaria, ma non negli impianti di riscaldamento. Le sue caratteristiche sono le seguenti: la CO<sub>2</sub> ha un punto critico di poco superiore a 30°C e, pertanto, può essere utilizzata come un normale refrigerante se la condensazione avviene al di sotto di questo valore (nei sistemi a doppio stadio della frigoconservazione la condensazione avviene a circa -10°C). Al contrario, se la condensazione avviene al di sopra di 30°C, si deve adottare un ciclo transcritico: non vi è più un cambio di fase durante la cessione di calore all'impianto, ma solo il raffreddamento di gas caldo. Dunque diventa rilevante la temperatura dell'acqua che deve essere riscaldata: se è bassa, come nel caso dell'acqua sanitaria (circa 15°C), la potenza

fornita e il COP sono elevati, altrimenti no. Si considera un utilizzo della pompa di calore a CO<sub>2</sub> evaporante ad aria in riscaldamento che deve riscaldare l'acqua che ritorna da un impianto alla temperatura 40°C. Supponendo che la pompa di calore stia lavorando con aria esterna -3°C (temperatura di evaporazione -10°C) si avrebbe che all'uscita del compressore la CO<sub>2</sub> si trova ad una temperatura di 124°C e ad una pressione di 10 MPa (100 Bar) e cede calore all'impianto raffreddandosi fino alla temperatura di 45°C. La pompa di calore a CO<sub>2</sub> permette quindi di raggiungere temperature di produzione molto elevate, perché è elevata la temperatura all'uscita del compressore. La discriminante è la temperatura d'ingresso: se è quella di un tradizionale impianto di riscaldamento l'effetto utile è limitato, come lo è anche il COP=2,05. Inoltre la pressione di lavoro è molto elevata a causa della conformazione delle curve di temperatura. Infatti, se si vuole recuperare sia potenza sia efficienza, l'unica possibilità è aumentare ulteriormente la pressione: portandola a 11 MPa (110 bar) si aumenta l'effetto utile del 16% e il COP dell'8%. La temperatura all'uscita del compressore sale a 134°C, mentre quella di uscita dal condensatore/scambiatore rimane invariata. Dunque l'unica possibilità per aumentare simultaneamente l'effetto utile e il COP è quella di abbassare la temperatura dell'acqua in ingresso. Infatti, se la temperatura di ingresso scendesse a 25°C, temperatura limite, ma raggiungibile con terminali che lavorino ad alto salto termico: la pressione di alimentazione ottimale scenderebbe a 8 Mpa (80 bar) il COP salirebbe a 3,24, valore di totale eccellenza con una temperatura dell'aria così bassa (-3°C). La temperatura all'uscita del compressore si ridurrebbe a 101°C, comunque sufficientemente elevata, mentre la temperatura di uscita dallo scambiatore scenderebbe a 30°C. La potenza fornita salirebbe del 23% rispetto al caso di utilizzo con impianto di riscaldamento tradizionale.



**Figura 2.7:** Pompa di calore a CO<sub>2</sub> – Cicli transcritici [14]

**SOLUZIONI DI CIRCUITAZIONE IDRAULICA** (Figura 2.8): Tale soluzione prevede di sfruttare un nuovo concetto di refrigeratore, dotato di due o più circuiti frigoriferi indipendenti, posti in serie sul lato evaporatore. È così possibile utilizzare salti termici maggiori: da 10°C a 20°C nel funzionamento estivo e da 10°C a 40°C nel funzionamento invernale. I due circuiti frigoriferi

lavorano ad efficienza energetica diversa tra loro, maggiore quella del secondo circuito frigorifero e minore quella del primo. L'efficienza che ne deriva è comunque maggiore a quella di un gruppo frigorifero tradizionale che lavori con la stessa temperatura media dell'acqua tra entrata e uscita. Perciò gli scambiatori in serie permettono di massimizzare l'efficienza energetica.

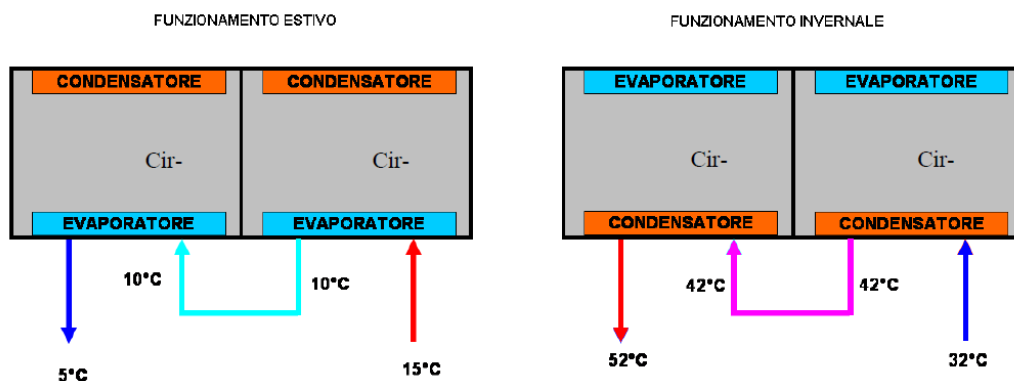


Figura 2.8: Pompa di calore con scambiatori in serie per massimizzare l'efficienza energetica [15]

### 2.2.5 Soluzioni in funzione del livello termico

In funzione del livello termico massimo che si vuole raggiungere è conveniente scegliere soluzioni diverse. La valutazione che si fa è solo indicativa, perché i valori di COP che derivano riguardano solo la parte compressori, nell'ipotesi che le curve di rendimento dei compressori stessi siano tutti uguali, indipendentemente dal tipo di refrigerante utilizzato. Ovviamente, una progettazione accurata della pompa di calore può dare dei risultati diversi. Inoltre la valutazione non tiene conto della riduzione delle spese di pompaggio dovute all'incremento di salto termico, quindi alla diminuzione di portata dell'acqua.

#### TEMPERATURA MEDIA DEI TERMINALI DI 45°C (Figure 2.9 e 2.10)

Per questo livello termico tradizionalmente si usa una pompa di calore equipaggiata con R410A e progettata per salto termico al condensatore  $\Delta T=5^{\circ}\text{C}$ . L'aumento del salto termico al condensatore migliora nettamente le prestazioni alle condizioni di progetto (aria esterna a  $-7^{\circ}\text{C}$ ) e permette di produrre acqua fino alla temperatura di  $57,5^{\circ}\text{C}$  nel caso di  $\Delta T=25^{\circ}\text{C}$ . Il sottoraffreddamento massimo raggiungibile è di  $18^{\circ}\text{C}$ . In alternativa si possono utilizzare anche pompe di calore con economizzatore, sempre equipaggiate con R410A. Se, invece, si vuole usare una pompa di calore a  $\text{CO}_2$  è possibile lavorare con un salto termico  $\Delta T$  prossimo ai  $50^{\circ}\text{C}$  (temperatura ingresso radiatori  $70^{\circ}\text{C}$ , temperatura di uscita di poco superiore alla temperatura ambiente). La pompa di calore a  $\text{CO}_2$  garantisce le prestazioni migliori fino a una temperatura dell'aria

esterna di circa 8°C, poi peggiora a causa dell'elevato salto di pressione che deve comunque garantire il compressore (il ciclo non riesce mai a diventare subcritico). La pompa di calore tradizionale dimensionata per un elevato salto termico ed elevato sottoraffreddamento si comporta sempre meglio della pompa di calore con economizzatore. Lavorare sull'elevato salto termico permette di sfruttare al meglio le caratteristiche delle pompe di calore a CO<sub>2</sub>, rendendole disponibili anche per gli impianti di riscaldamento oltre che per la produzione di acqua calda sanitaria. Per le pompe di calore equipaggiate con refrigeranti tradizionali, come R410A, l'aumento di salto termico comporta un miglioramento notevole dell'efficienza anche con circuiti frigoriferi semplici, sprovvisti di economizzatore.

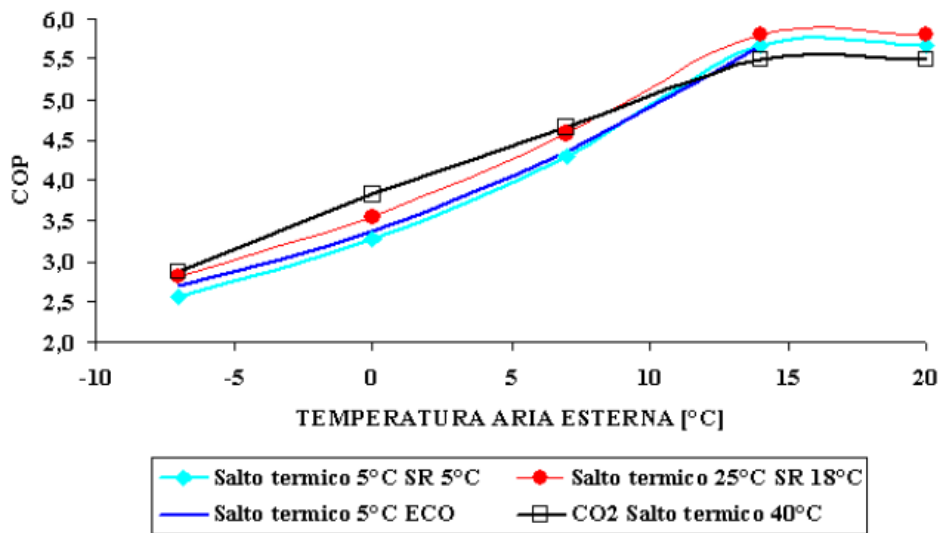


Figura 2.9: Temperatura media del terminale 45°C – COP per diverse soluzioni [16]

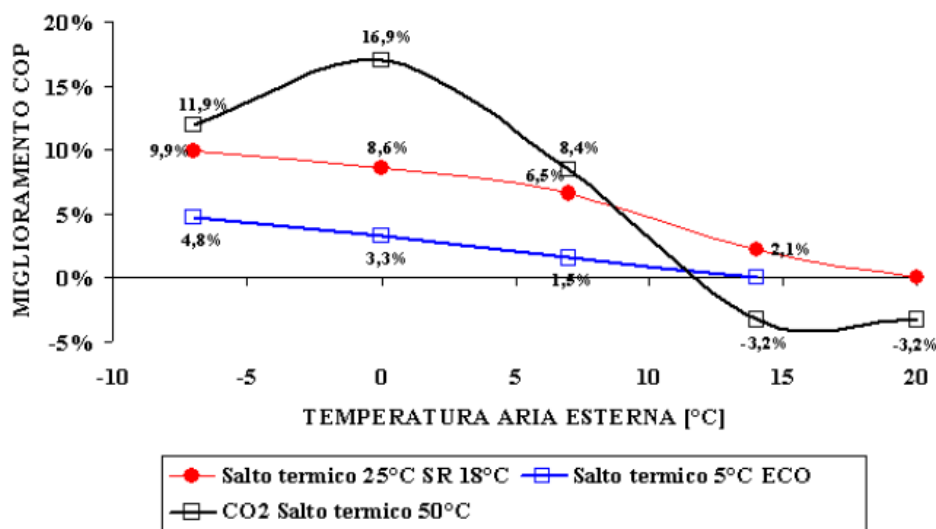


Figura 2.10: Temperatura media del terminale 45°C – Miglioramento del COP per diverse soluzioni [17]

#### TEMPERATURA MEDIA DEI TERMINALI DI 55°C (Figure 2.11 e 2.12)

L'aumento di livello termico comporta, in un circuito frigorifero tradizionale, un passaggio di refrigerante da R410A a R134a, per il quale si riducono i vantaggi connessi all'aumento del salto termico e conseguente aumento del sottoraffreddamento. L'utilizzo del R410A è possibile solo utilizzando un circuito frigorifero con economizzatore. La pompa di calore a CO<sub>2</sub> garantisce prestazioni ottime fino a temperature dell'aria esterna di 12°C circa. L'aumento di COP rispetto alle soluzioni tradizionali è notevole, perché sfiora il 40% con temperature dell'aria attorno a 0°C. Si ha una richiesta della temperatura dell'acqua di mandata molto elevata nelle condizioni di progetto (85°C), situazione difficilmente gestibile in molti impianti. La soluzione sarebbe ridurre il salto termico, ma ciò comporterebbe una penalizzazione per basse temperature dell'aria esterna, perché la temperatura d'ingresso dell'acqua al condensatore supererebbe i 30°C, con riduzione del COP, nelle condizioni più critiche (l'incremento di COP resterebbe, però, sostanzialmente invariato quando la temperatura dell'aria esterna sale a 0°C, perché la temperatura di produzione potrebbe scendere attorno a 70°C e quella di ingresso diminuire fino a 25°C). Un'ottima alternativa è rappresentata dalle macchine con circuiti frigoriferi posti in serie idraulicamente, in grado comunque di migliorare il COP in modo consistente rispetto a una pompa di calore tradizionale equipaggiata con R134a. Anche la pompa di calore equipaggiata con R410A ed economizzatore permette di raggiungere buoni valori di COP. Inoltre, con valori termici così elevati le pompe di calore ad assorbimento diventano una soluzione molto vantaggiosa.

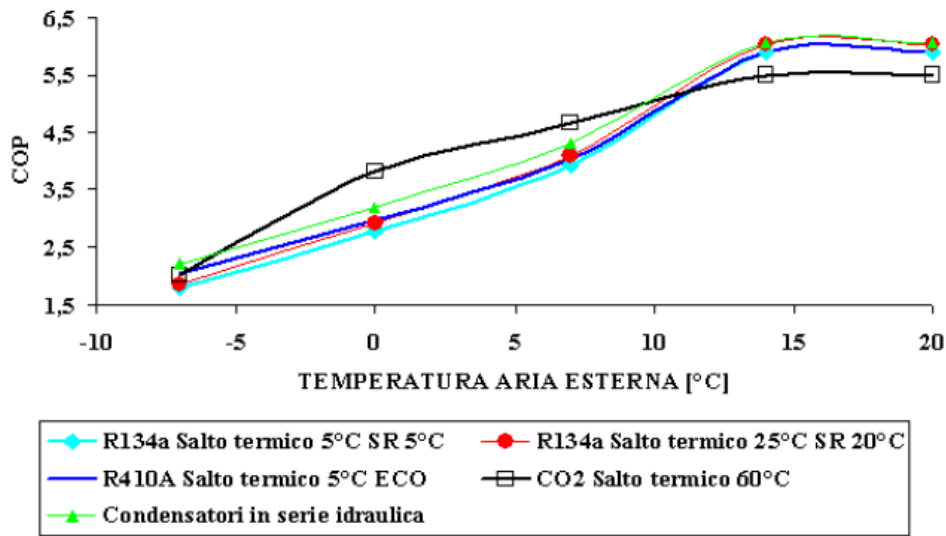


Figura 2.11: Temperatura media del terminale 55°C – COP per diverse soluzioni [18]

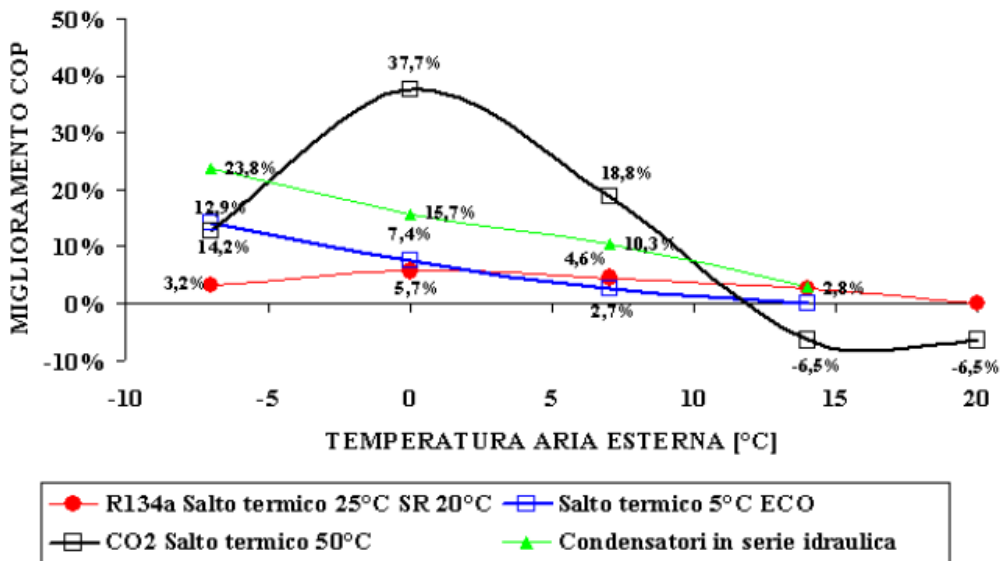


Figura 2.12: Temperatura media del terminale 55°C – Miglioramento del COP per diverse soluzioni [19]

### TEMPERATURA MEDIA DEI TERMINALI DI 65°C

Più si alza la temperatura media dei terminali, meno è possibile sfruttare un elevato salto termico. Infatti, limitando a 80°C la temperatura d'ingresso in un radiatore, il massimo  $\Delta T$  possibile è 30°C, che comporta una temperatura d'ingresso al condensatore della pompa di calore di 50°C. In queste condizioni,

le pompe di calore a CO<sub>2</sub> non sono utilizzabili. Le soluzioni più idonee sono rappresentate dalle macchine con circuiti frigoriferi a doppio stadio, oppure in cascata e dalle pompe di calore ad assorbimento.

### **2.2.6 Conclusioni**

Si può concludere affermando che le pompe di calore sono generatori particolarmente adatti al retrofit di impianti esistenti a radiatori, soprattutto se inseriti in edifici dove sia possibile effettuare interventi anche leggeri di miglioramento dell'isolamento termico. Tuttavia è necessario ripensare ai criteri di progettazione di queste macchine, adattandole per funzionare con salti termici sul lato acqua molto maggiori, in modo da migliorare il COP di funzionamento. È infatti sempre necessario distinguere tra la presentazione teorica di soluzioni per l'abbinamento pompa di calore-radiatori e la loro fattibilità tecnica ed economica. Alcuni aspetti che devono essere valutati sono i costi, le tecnologie disponibili, i limiti operativi dei componenti e la possibilità di richiedere progettazioni ad hoc per le varie applicazioni.



## **Capitolo 3**

# **Richiami a vincoli normativi sull'uso di fonti rinnovabili e potenziale delle pompe di calore**

### **3.1 Il Decreto Legislativo n°28/2011 e i sistemi ibridi**

Il Decreto Legislativo n°28 del 3 marzo 2011 promuove l'uso delle energie rinnovabili; infatti il Decreto recepisce la Direttiva 2009/28/CE del Parlamento Europeo sull'impiego delle fonti rinnovabili, stabilendo le percentuali minime del loro impiego in relazione al fabbisogno termico totale degli edifici, cioè al fabbisogno richiesto per la loro climatizzazione, invernale ed estiva, e per la produzione di acqua calda sanitaria. Il Decreto Legislativo n°28 prevede che per edifici nuovi o sottoposti a ristrutturazioni rilevanti gli impianti di produzione di energia termica siano realizzati in modo da garantire il contemporaneo rispetto della copertura, tramite il ricorso a energia prodotta da impianti alimentati da fonti rinnovabili, del 50% dei consumi previsti per l'acqua calda sanitaria e di una percentuale della somma dei consumi previsti per l'acqua calda sanitaria, il riscaldamento e il raffrescamento. Tale percentuale varia in base al periodo in cui viene effettuata la richiesta del pertinente titolo edilizio, in particolare risulta:

- Del 20% qualora la richiesta sia effettuata entro il 31 dicembre 2013;
- Del 35% qualora la richiesta sia fatta tra il 1 gennaio 2014 e il 31 dicembre 2016;
- Del 50% qualora la richiesta sia attuata dal 1 gennaio 2017.

Le pompe di calore utilizzano le cosiddette fonti rinnovabili termiche, definite come aerotermica, geotermica e idrotermica; per cui, nella loro produzione di calore nella stagione invernale, viene conteggiata parte dell'energia termica trasferita al fluido termovettore come energia rinnovabile (come spiegato alla sottosezione 1.4.1)

#### **3.1.1 Configurazioni di pompe di calore aria-acqua**

I valori esposti sono piuttosto elevati e comportano in genere il ricorso a soluzioni diverse da quelle adottate fino all'emanazione del Decreto per soddisfare il fabbisogno di acqua calda sanitaria, riscaldamento e raffrescamento. Si prospettano perciò come soluzioni convenienti per ottenere il rispetto di quanto imposto dal Decreto, quelle che prevedono l'utilizzo di due fonti di energia, in particolare caldaie e pompe di calore, ossia soluzioni ibride. I

sistemi ibridi funzionano con caldaie a combustibili tradizionali e con pompe di calore aria-acqua, in quanto sono facili da realizzare e da gestire, consentono un'elevata produzione di energia rinnovabile e non hanno costi eccessivi.

Le pompe di calore aria-acqua sono attualmente prodotti affidabili, sono in grado di regolare il calore ceduto grazie all'introduzione dell'inverter e assicurano delle buone prestazioni. Il mercato offre diverse tipologie di configurazioni:

- Pompe di calore monoblocco esterne: In un solo contenitore sono posti tutti i componenti che servono ad attuare il ciclo di lavoro della macchina, vale a dire: il ventilatore, lo scambiatore di calore aria-fluido primario, il compressore, lo scambiatore di calore fluido primario-fluido dell'impianto, e la valvola di laminazione. Nel monoblocco possono essere installate (varia da modello a modello) anche le apparecchiature di sicurezza e di espansione, il circolatore, la scheda elettronica di controllo, le resistenze elettriche per integrare la quantità di calore fornibile dalla pompa di calore o per poter svolgere un'azione antigelo.
- Pompe di calore ad unità interna ed esterna: Nell'unità esterna sono contenuti i componenti che servono ad attuare il ciclo di lavoro della macchina, a meno dello scambiatore che effettua lo scambio di calore fra il fluido primario della pompa di calore e il fluido che serve l'impianto. Questa soluzione, rispetto a quella con monoblocco, occupa più spazio, per contro non espone l'impianto al pericolo del gelo. Il collegamento fra le due unità è infatti realizzato con tubi entro cui scorre il fluido refrigerante che ha un punto di congelamento molto basso. L'unità interna, oltre allo scambiatore di calore fluido refrigerante-impianto, può contenere anche le apparecchiature di sicurezza e di espansione, il circolatore, la scheda elettronica di controllo e le resistenze elettriche per poter integrare la quantità di calore fornibile dalla pompa di calore.
- Pompe di calore a flusso d'aria convogliato: Sono macchine da esterno che non presentano elementi tecnici in vista, quali: griglie, ventilatori, attacchi idraulici ed elettrici. Inoltre sono dotate di calotte, o cuffie, atte a convogliare l'aria in flussi verticali sia in ripresa che in espulsione. Le cuffie servono a proteggere le batterie esterne dal vento e dalla neve, a limitare la rumorosità della macchina, a evitare che i flussi di espulsione dell'aria siano diretti contro persone o finestre. I pannelli laterali removibili, inoltre, facilitano le operazioni di manutenzione.
- Pompe di calore interne: Possono essere del tipo con flussi d'aria (di ripresa e di espulsione) fra loro paralleli o perpendicolari. L'aria può essere immessa ed espulsa attraverso griglie poste sulle pareti esterne oppure in bocche di lupo. Queste pompe di calore sono usate quando non sono possibili soluzioni con unità esterne.

### **3.1.2 Vantaggi e svantaggi**

I vantaggi delle pompe di calore aria-acqua sono vari, infatti, rispetto agli impianti geotermici non necessitano di terreno esterno e neppure di specifiche autorizzazioni, non richiedono costosi interventi di scavo per la posa in opera degli scambiatori di calore e non limitano le possibilità d'utilizzo del terreno sotto cui sono posti gli scambiatori. Inoltre l'aria come sorgente fredda non teme nel tempo un degrado termico, pericolo a cui sono invece esposte le sorgenti degli impianti geotermici quando viene sottratto troppo calore al terreno. Tuttavia rispetto agli impianti geotermici, quelli con pompa di calore aria-acqua presentano limiti connessi alle forti variazioni termiche della loro sorgente, cioè alle forti variazioni di temperatura dell'aria esterna. L'aria esterna può infatti raggiungere temperature molto basse e quindi far lavorare le pompe di calore con valori di COP assai limitati. Se i valori di COP risultano bassi si rischia di far funzionare l'impianto con costi troppo elevati: infatti, rispetto ad una caldaia a gas, una pompa di calore lavora in modo conveniente solo con COP non inferiori al rapporto fra il costo del kWh elettrico e quello del kWh prodotto col gas. Inoltre si può incorrere in una crescita eccessiva del kWh elettrico, poiché con basse temperature dell'aria non solo calano i COP, ma cresce anche in modo significativo il fabbisogno termico dell'edificio. L'azione combinata di questi fattori può comportare un elevato impegnativo contrattuale e quindi far crescere sensibilmente il costo effettivo del kWh elettrico.

Per questi motivi, con temperature dell'aria troppo basse, è consigliabile prevedere l'uso di caldaie che possono intervenire, in aiuto o in alternativa, alle pompe di calore aria-acqua. In pratica, le caldaie entrano in funzione quando il costo del calore producibile dalle pompe di calore non è più conveniente.

### **3.1.3 Funzionamento**

Gli impianti realizzati con pompe di calore aria-acqua si distinguono nel seguente modo:

- Impianti monoenergetici: la pompa di calore è dimensionata per coprire l'intero fabbisogno termico dell'impianto; questa soluzione conviene solo in località in cui la temperatura dell'aria esterna consente di non penalizzare troppo il COP.
- Impianti monoenergetici con integrazione elettrica: la pompa di calore è dimensionata per coprire il 70/80% del fabbisogno energetico totale dell'impianto; oltre tale limite l'energia necessaria mancante è fornita dalle resistenze elettriche. Questa soluzione permette di utilizzare una pompa di calore con minor potenza e quindi più economica ed è conveniente solo con temperature dell'aria esterna non troppo penalizzanti.
- Impianti ibridi con pompa di calore e caldaia in parallelo: la pompa di calore è dimensionata per coprire il fabbisogno energetico dell'impianto

fino ad una determinata temperatura dell'aria esterna. Per temperature più basse lavora contemporaneamente con la caldaia. È una soluzione che ha lo svantaggio di far lavorare la pompa di calore anche in zone di basso COP cioè in zone di non convenienza.

- Impianti ibridi con pompa di calore e caldaia in alternativa: la pompa di calore è dimensionata per coprire il fabbisogno energetico dell'impianto fino ad una determinata temperatura dell'aria esterna (detta temperatura di alternanza). Per temperature più basse interviene e resta in funzione solo la caldaia. Il funzionamento in alternativa, rispetto a quello in parallelo, consente alla pompa di calore di lavorare sempre con elevati COP e quindi sempre in condizioni di convenienza.

### **3.2 Alternativa più efficiente: la pompa di calore acqua-acqua**

Un'alternativa più efficiente ai sistemi ibridi è l'uso di pompe di calore acqua-acqua che hanno come sorgente acqua di falda, di lago, di fiume, per soddisfare il fabbisogno dell'edificio e rispettare i vincoli imposti in materia di rinnovabili dal Decreto Legislativo. Infatti, con l'utilizzo di acqua come sorgente di scambio per le pompe di calore, diventa superflua la predisposizione della caldaia di back up. Questo perché la sorgente acqua mantiene una temperatura pressoché stabile nel tempo e nelle stagioni (acqua di falda, di lago), diversamente dall'aria, che nei picchi invernali ha temperature molto basse che possono mandare in blocco la pompa di calore o comunque farla lavorare con coefficienti di prestazione eccessivamente ridotti e non convenienti rispetto alla caldaia. Per questo con pompe di calore aria-acqua si predispongono sistemi ibridi integrati con la caldaia. Le macchine che lavorano con l'acqua come sorgente hanno inoltre delle prestazioni migliori, proprio a causa della possibilità di avere in inverno una temperatura della sorgente e quindi una temperatura di evaporazione piuttosto alta, mentre in estate le temperature della sorgente e di condensazione sono abbastanza ridotte. Ciò non accade con l'aria, che varia continuamente la propria temperatura e forza la pompa di calore a lavorare con basse temperature di evaporazione in inverno ed elevate temperature di condensazione in estate, elementi che riducono notevolmente COP ed EER nei periodi di funzionamento a pieno carico. Un ulteriore vantaggio risiede nell'assenza di cicli di sbrinamento, che penalizzano le prestazioni delle pompe di calore, nelle macchine acqua-acqua dato che non lavorano con aria nell'evaporatore e non si verifica mai la presenza di brina sullo scambiatore.

### **3.3 Potenziale delle pompe di calore nell'economia energetica**

#### **3.3.1 Contributo alle rinnovabili delle pompe di calore**

Il contributo che le pompe di calore possono effettivamente fornire nei piani di efficienza energetica e utilizzo delle energie rinnovabili è stato evidenziato in vari documenti che definiscono la strategia energetica per i prossimi anni. Tra questi vi è il PEE (Piano d'azione per l'Efficienza Energetica): nel 2010 uno studio di Confindustria ha formulato le proposte per il Piano Straordinario per l'efficienza Energetica indicando le migliori tecnologie e il potenziale complessivo di risparmio di energia fossile. In un potenziale complessivo di 86 MTep di energia fossile risparmiata (valore integrale 2010-2020) e di 207,6 Mton di emissioni CO<sub>2</sub> risparmiate, le Pompe di calore risultano al quarto posto con un potenziale di riduzione di 11,7 MTep di energia fossile e di 27 milioni di tonnellate di CO<sub>2</sub>. Vi è poi il PANER (Piano di Azione Nazionale per le Energie Rinnovabili): questo piano, emesso da Ministero dello Sviluppo Economico nel 2010, ha certificato il rilevante potenziale delle rinnovabili termiche indicandolo in 10,46 MTep. Questo valore di utilizzo di FER (Fonte Energie Rinnovabili) rappresenta il 46% del risparmio complessivo che è pari a 23,5 MTep (compresi: elettrico, termico, trasporti e trasferimenti); all'interno delle rinnovabili termiche le pompe di calore sono quotate per 2,9 MTep di FER. Si elencano anche le STIME COAER: le stime di sviluppo del contributo energetico delle pompe di calore prospettate da CoAer evidenziano un potenziale FER maggiore, anche se esse sono subordinate agli strumenti di sostegno che verranno eventualmente messi a disposizione. Le analisi CoAer infatti prevedono che circa il 25% della domanda di servizio nel riscaldamento possa essere soddisfatta con pompe di calore, risultando in una copertura di 7,5 MTep di domanda di servizio ed un impiego di 5,2 MTep di FER (solo per la funzione invernale e Acqua Calda Sanitaria, ACS). Infine la recentemente emessa SEN (Strategia Energetica Nazionale) ha confermato e rafforzato quanto già previsto dal PEE e dal PANER, mettendo fra le priorità l'efficienza e lo sviluppo delle rinnovabili termiche che nello stesso provvedimento sono state riconosciute più efficienti, meno costose e strategicamente indispensabili, ammettendo che fino ad ora sono state trascurate.

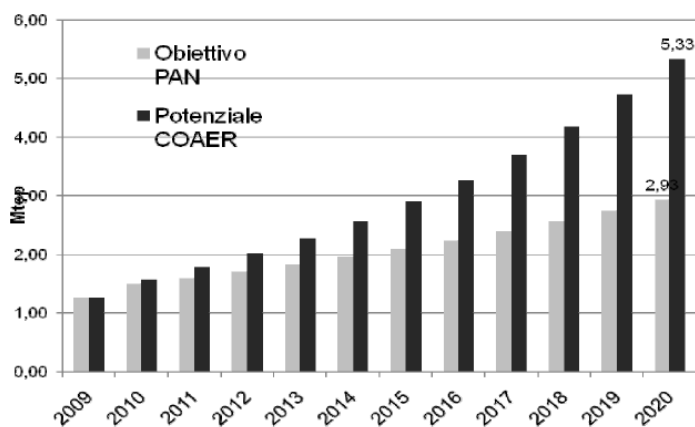
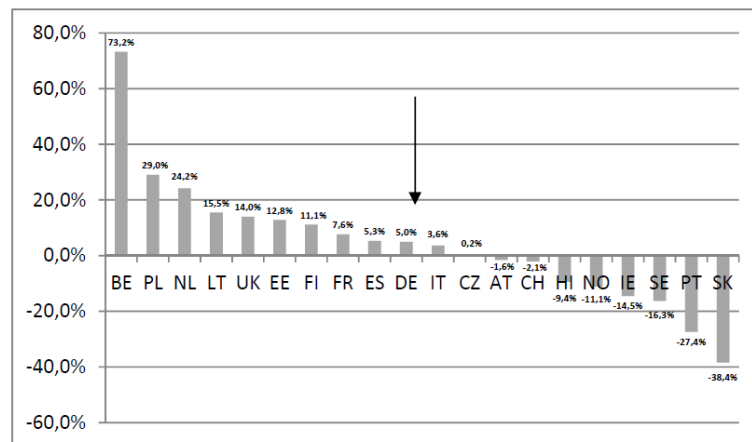


Figura 3.1: Stima CoAer del contributo rinnovabile delle pompe di calore [20]

### 3.3.2 Le pompe di calore: una tecnologia di pregio

Dunque per il futuro assumono notevole importanza l'efficienza energetica, le rinnovabili termiche e la sicurezza ambientale. In tal senso, le pompe di calore rappresentano una tecnologia che si fa merito di numerose eccellenze: dal punto di vista dell'efficienza energetica attualmente le pompe di calore raggiungono uno SCOP pari a 3,5, che tradotto in PER (Primary Energy Ratio=COP/coefficiente elettrico) equivale a 1,6, ossia un coefficiente prestazionale maggiore di qualsiasi altra tecnologia e che consente riduzioni significative del consumo di energia primaria. Poi, le pompe di calore sfruttano le fonti rinnovabili per una percentuale mediamente attorno al 75%, per cui coniugano efficienza energetica e uso di rinnovabili (Figura 3.1). Un altro parametro di merito della tecnologia pompe di calore sta nella riduzione delle emissioni che esse consentono: infatti le emissioni di CO<sub>2</sub> sono direttamente proporzionali alla riduzione di energia primaria per effetto dell'efficienza, quindi si hanno le riduzioni maggiori rispetto ad ogni altra tecnologia. Inoltre le pompe di calore hanno il grosso pregio di de-localizzare le emissioni di CO<sub>2</sub>, oltre a quello di ridurle; quindi rappresentano la soluzione ideale per diminuire l'inquinamento all'interno dei centri urbani, a differenza dei sistemi di combustione e dei sistemi a biomasse.

Ai fini del consumo di energia, effetto serra, utilizzo di energie rinnovabili è da notare che, se ci si riferisce alla capacità nominale termica installata, i sistemi di piccola capacità (soprattutto split) hanno un'influenza molto modesta, nonostante il loro numero, con circa 500 kWt installati all'anno. Molto maggiore è l'incidenza delle pompe di calore idroniche che raggiungono la capacità termica totale di oltre 3 milioni di kWt annui. Tuttavia, l'Italia mostra una posizione molto critica nello sviluppo dell'installazione di pompe di calore rispetto ad altre nazioni europee (Figura 3.2).



**Figura 3.2:** Variazione 2011/2010 delle installazioni di pompe di calore [21]

### **3.3.3 Ostacoli alla diffusione delle pompe di calore**

È perciò evidente che se, nonostante il potenziale descritto, il mercato delle pompe di calore non dà segni significativi di crescita, esistono degli ostacoli che vanno rimossi.

Per quanto riguarda gli ostacoli di natura tecnica le pompe di calore non presentano reali problemi tecnici perché offrono una serie di soluzioni impiantistiche che consentono la massima integrazione nell'edificio qualunque sia la sua destinazione d'uso, nuovo o ristrutturato; si integrano con tutte le altre tecnologie rinnovabili, fotovoltaico e solare termico.

Ma un vero ostacolo di natura tecnica arriva invece dalla legislazione europea sugli F-gas. Si fa riferimento al Regolamento sulla produzione e immissione sul mercato degli idrocarburi fluorurati che oggi rappresentano la quasi totalità dei refrigeranti utilizzati nelle pompe di calore. La proposta di revisione in atto di questo regolamento interviene pesantemente non solo sulla disponibilità presente e futura di questi refrigeranti, ma anche sui criteri di installazione degli impianti.

Le pesanti restrizioni che si preannunciano con la revisione del Regolamento Europeo n° 842/2006 sui gas fluorurati rappresentano una seria limitazione alla diffusione delle pompe di calore, limitazione che peraltro riguarda tutta l'industria italiana della climatizzazione e della refrigerazione. Sulla base dei dati raccolti tra i 27 Paesi europei la Commissione ha emesso una proposta di revisione, attualmente in sede di approvazione finale, la cui entrata in vigore dovrebbe essere il prossimo 1° gennaio 2014. I punti principali sono i seguenti:

- Interdizione del commercio di alcuni prodotti e apparecchiature contenenti F-gas;
- Graduale diminuzione della messa in commercio (e quindi produzione) dei refrigeranti fluorurati con  $GWP_{100} > 150$ ; il GWP è il Global Warming Potential, calcolato considerando il potenziale contributo

all'effetto serra di ogni singola molecola che costituisce un'emissione gassosa in atmosfera.  $GWP_{100}$  indica l'impatto della molecola sull'ambiente a lungo termine (dopo 100 anni).

- Interdizione dalla vendita e trasporto di apparecchiature precaricate in fabbrica con F-gas, che implica l'obbligo di caricare il refrigerante in sito.

Gli ostacoli di natura economica alla diffusione sul mercato delle pompe di calore sono diversi:

- La conoscenza della tecnologia: gli utenti e gli operatori vanno informati ed educati sulle potenzialità delle nuove tecnologie.
- Strumenti di sostegno: le nuove tecnologie sono quasi sempre più costose di quelle tradizionali e almeno per un certo periodo vanno sostenute con strumenti che aiutino l'utente ad affrontare un maggior investimento.
- La convenienza: l'utente, una volta sensibilizzato ed essendo disponibile ad impiegare le nuove tecnologie, decide in base alla convenienza economica, ossia l'utente deve valutare in quanti anni, con i risparmi derivanti dall'impiego della nuova tecnologia, il rilevante investimento viene ripagato ("pay-back").

Tra questi il principale ostacolo è il sostegno allo sviluppo della tecnologia, infatti il Decreto Ministeriale 28 dicembre 2012, noto come Conto Termico, che avrebbe dovuto costituire un sistema di incentivazione per il maggiore sfruttamento delle energie rinnovabili, si è in realtà dimostrato inefficace per quanto riguarda il sostegno all'investimento.

### **3.4 Posizione AiCARR sul Decreto Legislativo n°28 e sul regime tariffario per le pompe di calore elettriche**

#### **3.4.1 L'associazione AiCARR**

AiCARR è un'associazione culturale senza scopo di lucro che crea e promuove cultura e tecnica per il benessere sostenibile. Nata nel 1960, AiCARR si è sempre occupata delle problematiche relative all'uso consapevole dell'energia e delle risorse naturali oltre che dell'innovazione delle infrastrutture energetiche, sia nel settore impiantistico che in quello edilizio. Gli scopi fondamentali di AiCARR sono la produzione e la diffusione della cultura del benessere sostenibile e la formazione e lo sviluppo professionale degli operatori di settore al fine di incrementarne la qualificazione; sono, poi, il contributo alla discussione e alla elaborazione delle normative di settore e la collaborazione, in qualità di autorevole interlocutore, con altre Associazioni ed Enti governativi, italiani ed europei. I settori di interesse di AiCARR sono la progettazione del



sistema edificio-impianto, il progresso e la diffusione delle norme tecniche, l'innovazione delle tecnologie impiantistiche ed edilizie ai fini del risparmio energetico, la manutenzione degli impianti, la riqualificazione energetica degli edifici esistenti, l'utilizzo delle fonti di energia rinnovabile.

I soci AiCARR sono attori del mondo della climatizzazione e del risparmio energetico. In questo senso, le posizioni di AiCARR nel settore energetico sono la sintesi del punto di vista di esperti "super partes". I position paper di AiCARR sono il frutto del lavoro congiunto degli esperti e presentano la posizione ufficiale dell'Associazione su argomenti di particolare interesse nel settore energetico.

Le problematiche di applicazione del Decreto Legislativo n°28 e quelle connesse all'incentivazione dell'uso delle fonti rinnovabili hanno indotto AiCARR a pubblicare dei Position Paper. Secondo il Decreto Legislativo, utilizzando le pompe di calore, lo sfruttamento dell'energia da fonte rinnovabile può avvenire solamente nella produzione di acqua calda sanitaria e nel riscaldamento invernale, mentre il calcolo va effettuato su tutto il consumo energetico annuale, che comprende quello per il raffrescamento estivo. Il Position Paper vuole fornire alcuni suggerimenti per consentire il raggiungimento degli obiettivi fissati, in particolare per gli edifici ove prevalgono i fabbisogni energetici estivi.

È fatto inoltre riferimento al Conto Energia Termico, introdotto con il DM 28 dicembre 2012, che prevede, tra le varie misure, l'erogazione di incentivi per gli interventi di sostituzione di impianti di climatizzazione invernale esistenti con pompe di calore, elettriche o a gas, utilizzando energia aerotermica, geotermica o idrotermica. Per l'accesso all'incentivo è necessario che le pompe di calore presentino valori di COP non inferiori a determinati limiti, che variano in base alla potenza termica e alla tipologia. L'incentivo viene calcolato mediante una formula che tiene conto della potenza termica nominale, del valore di COP e della zona climatica. Anche in relazione a questo Decreto AiCARR ha redatto un Position Paper.

#### **3.4.2 Il Decreto Legislativo n°28 e il Position Paper di AiCARR**

AiCARR identifica alcune criticità nella stesura del Decreto Legislativo n°28: il metodo di calcolo della quantità di energia da fonte rinnovabile sfruttata dai sistemi con pompa di calore, a fronte di una grande semplicità di applicazione presenta degli aspetti critici. Infatti, soprattutto in impianti complessi di media e grande taglia, porta a risultati poco precisi, premiando spesso sistemi di produzione che consumano una maggiore quantità di energia primaria o che hanno un'efficienza mediocre. Inoltre non distingue i vari sistemi di produzione dell'energia per integrazione delle pompe di calore, che possono essere resistenze elettriche a basso rendimento o ben più efficienti caldaie a condensazione e vengono penalizzate le pompe di calore aventi combustibili

diversi dall'energia elettrica, come le macchine ad assorbimento o con motore endotermico. Per risolvere i problemi evidenziati, AiCARR suggerisce di utilizzare un metodo di calcolo che permetta di equiparare i sistemi di generazione in pompa di calore e di premiare quelli energeticamente più virtuosi.

Siccome, poi, il metodo di calcolo della quota rinnovabile viene effettuato secondo un valore medio stagionale, è generalmente calcolata in maniera erronea la quantità di produzione di energia da fonte rinnovabile. Infatti in questo modo si rischia di sovrastimare o sottostimare la produzione rinnovabile perché si considerano contemporaneamente condizioni in cui le fonti di energia rinnovabile non sono sfruttate, perché l'efficienza istantanea della pompa di calore è troppo bassa, con altre in cui queste sono sfruttate. Per eliminare questa criticità AiCARR suggerisce di basare il calcolo su rendimenti medi stagionali solo per casi semplici (come impianti autonomi di appartamenti singoli ad uso residenziale); in tutti gli altri casi il calcolo dovrebbe essere effettuato utilizzando i valori relativi alla singola ora di funzionamento, ottenuti con un bin method.

Il metodo di calcolo proposto da AiCARR per il calcolo della quota rinnovabile imputabile alle pompe di calore consente di utilizzare comunque il SPF, ma anche di premiare gli impianti che davvero risparmiano energia (cioè quelli caratterizzati da un elevato valore di  $REP_S$  ossia il Rapporto di Energia Primaria Stagionale) e di confrontare pompe di calore con combustibili diversi.

Il metodo AiCARR è basato sull'equazione del Decreto Legislativo n°28, ma sostituisce al SPF della pompa di calore il  $SPF_{C,Sist}$ , che è il fattore di performance stagionale convenzionale dell'intero sistema.  $SPF_{C,Sist}$  è dato dal rapporto fra il Rapporto di Energia Primaria Stagionale dell'intero sistema di produzione dell'energia  $REP_{S,Sist}$  e il rendimento di produzione e distribuzione dell'energia elettrica  $\eta$ . La quota rinnovabile  $E_{RES}$ , pertanto, si calcola con la seguente formula, partendo dall'energia totale prodotta dall'intero sistema  $E_{tot}$ :

$$E_{RES} = E_{tot} * \left(1 - \frac{1}{SPF_{C,Sist}}\right) = E_{tot} * \left(1 - \frac{\eta}{REP_{S,Sist}}\right) \quad (3.1)$$

Il valore minimo di  $SPF_{C,Sist}$  proposto da AiCARR è pari a 2,5, che corrisponde a  $REP_{S,Sist} = 1$ . Questo valore è inferiore al limite di 1,15, al di sopra del quale si ha produzione di energia da fonte energetica rinnovabile. In effetti, in un calcolo medio stagionale si considerano contemporaneamente condizioni in cui c'è produzione di energia da fonte rinnovabile e condizioni in cui ciò non avviene. Pertanto ci può essere produzione da fonte rinnovabile anche se il valore di  $REP_{S,Sist}$  è inferiore a 1,15. Il valore di  $REP_{S,Sist} = 1$  corrisponde a quello di una caldaia a condensazione di discreta qualità, quindi imporre questo valore come

limite inferiore significa non poter mai considerare come produzione di energia da fonte rinnovabile quella derivante da un sistema che abbia nella globalità un consumo di energia primaria superiore a quello di una caldaia a condensazione. Se così non fosse, il sistema sarebbe sbagliato o mal dimensionato.

Utilizzando il metodo AiCARR si equiparano tutti i sistemi di produzione dell'energia e si premiano quelli che consumano di meno, in quanto caratterizzati da un valore maggiore di  $REP_{S,Sist}$ . L'equazione riportata può essere usata per confrontare le pompe di calore elettriche con quelle alimentate con altri combustibili, oltre che con sistemi dotati di generatori di integrazione, elettrici e/o alimentati con altri combustibili.

Un ulteriore limite del Decreto consiste nell'individuazione dello sfruttamento di energia da fonte rinnovabile solo nella produzione di acqua calda sanitaria e nel riscaldamento invernale, mentre il consumo energetico su cui si conteggia la quota di rinnovabile comprende anche il consumo per il raffrescamento estivo. Di conseguenza, ai fini del calcolo, l'energia spesa per il raffrescamento estivo può essere compensata, pienamente o in parte, dal surplus di energia da fonte rinnovabile sfruttata in inverno. Per cui questo surplus è tanto maggiore quanto più è elevato il consumo energetico invernale, a parità di ogni condizione. Quindi qualunque intervento finalizzato a limitare il fabbisogno invernale, come l'aumento dell'isolamento dell'involucro o l'installazione di sistemi di recupero di calore, può essere penalizzante perché riduce, in termini assoluti, il surplus di energia da fonte rinnovabile disponibile per il raffrescamento estivo. Inoltre non si distingue tra applicazioni in pompa di calore che hanno un maggiore consumo di energia in inverno (settore residenziale e alberghiero in Italia settentrionale) o in estate (settore commerciale, terziario) e ciò porta ad un'altra criticità perché il Decreto premia i sistemi che consumano una maggiore quantità di energia quando il consumo invernale supera quello estivo. Per questo i suggerimenti AiCARR prevedono di premiare le pompe di calore che abbiano un'alta efficienza nel funzionamento estivo nel caso in cui il fabbisogno dell'impianto sia superiore nella stagione estiva, e di considerare come fonte energetica rinnovabile anche il recupero di calore e il free-cooling.

### **3.4.3 Il Decreto Ministeriale e il Position Paper di AiCARR**

La posizione AiCARR sul regime tariffario per le pompe di calore elettriche fa riferimento al Decreto Ministeriale DM 28 dicembre 2012, che ha l'obiettivo di promuovere l'efficienza energetica, con particolare riferimento alle riqualificazioni dei fabbricati della pubblica amministrazione e alla produzione di energia termica da fonti rinnovabili nel settore pubblico e in quello privato. Il DM 28 dicembre 2012 fa capo al Decreto Legislativo n°28.

AiCARR nel Position Paper descrive come aspetto positivo del Decreto Ministeriale 28 dicembre 2012 il fatto che vada ad incentivare l'utilizzo delle

fonti rinnovabili termiche proponendo una metrica di valutazione di tipo prestazionale, finalizzata a premiare le soluzioni energeticamente più efficienti. Inoltre è gradito dall'associazione che il Decreto faccia riferimento esplicito ad aggiornamenti periodici, a testimonianza della consapevolezza del legislatore di operare in un settore in continua evoluzione tecnologica, soprattutto come definito dallo stesso con l'introduzione di una futura tariffazione ad hoc per l'energia elettrica per l'alimentazione delle pompe di calore. Come aspetto negativo del Decreto è invece evidenziata la scarsa remunerabilità dell'applicazione del Conto Termico, infatti nonostante le pompe di calore assicurino una riduzione del consumo di energia primaria rispetto a generatori a gas, non si verifica un risparmio economico a fronte dell'utilizzo delle stesse. Perciò AiCARR propone l'attuazione di un nuovo regime tariffario dedicato alle pompe di calore, dato che l'attuale regime delle tariffe elettriche penalizza la diffusione delle pompe di calore e la sostituzione con esse degli impianti tradizionali a gas.

È comunque prevista, sebbene non ancora attuata, da parte dell'Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas (AEEG) una riforma delle tariffe dei servizi di rete (trasmissione e distribuzione) e della misura dell'energia elettrica, nonché delle componenti tariffarie a copertura degli oneri generali di sistema per le utenze domestiche in bassa tensione. Tale riforma è necessaria per favorire la diffusione degli impianti di climatizzazione e scaldacqua utilizzando pompe di calore elettriche, che permettono di ottenere una riduzione delle emissioni inquinanti locali.

In linea con quanto previsto dall'AEEG nel suo piano di riforma delle tariffe elettriche, AiCARR propone le seguenti azioni distinte ma accorpabili, basate sull'utilizzo e sulla modifica di strumenti già presenti nell'attuale regime tariffario:

- L'incentivazione dell'installazione del secondo contatore per i sistemi a pompa di calore;
- Un regime di tariffazione dedicata per le pompe di calore che sostanzialmente consta di:
  - un aumento della fascia di intervento del secondo scaglione di tariffazione, che dovrebbe contenere la maggior parte dei consumi delle pompe di calore per la climatizzazione invernale;
  - Una riduzione della voce "Oneri generali" con l'eliminazione della componente A3, questo al fine di non declassare le pompe di calore (tecnologia che utilizza fonte rinnovabile), rispetto ad altre tecnologie che utilizzano anch'esse fonti energetiche rinnovabili come ad esempio il solare fotovoltaico. Tale componente pesa in percentuale circa il 90% sul costo complessivo degli oneri generali.

## Capitolo 4

# Valutazione delle prestazioni di una pompa di calore acqua-acqua

### 4.1 Dalla normativa alla pompa di calore in esame

Le norme EN 14825 ed EN 14511 indicano le condizioni di prova e la procedura di calcolo da utilizzare per determinare le prestazioni medie stagionali (Seasonal Coefficient Of Performance, ossia SCOP e Seasonal Efficiency Energy Ratio, ossia SEER) di pompe di calore con l'obiettivo di rendere possibile un confronto delle prestazioni di macchine differenti applicabili ad uno stesso edificio. Tale confronto non è basato sulle prestazioni in condizioni nominali di funzionamento, che sono poco rappresentative del funzionamento reale, ma su una previsione delle prestazioni sul campo, dove la pompa di calore deve fornire ad un edificio una potenza termica continuamente variabile in relazione alla temperatura dell'aria esterna. Infatti, sebbene una pompa di calore acqua-acqua come quella in esame non subisca variazioni nella potenza termica fornibile, poiché scambia calore con una sorgente a temperatura costante (e non mutevole come l'aria), è comunque chiamata a soddisfare un carico termico variabile con la temperatura esterna.

#### 4.1.1 Scostamenti dalla normativa

Il caso in esame prevede l'applicazione di una pompa di calore acqua-acqua ad un edificio del terziario, industriale o commerciale per la climatizzazione dello stesso, sfruttando come sorgente l'Acquedotto Industriale comasco. Le condizioni di test a cui si sono valutate le prestazioni della macchina sono quelle ottimali per l'abbinamento pompa di calore di grossa taglia e Acquedotto Industriale, considerando un fabbisogno termico in media temperatura (acqua a 45°C) e una produzione di acqua refrigerata a 7°C. Si fa riferimento alla norma EN 14825 per l'identificazione delle condizioni di carico parziale, per lo svolgimento dei calcoli prestazionali e l'individuazione dei coefficienti di prestazione media stagionale SCOP e SEER della macchina. Poiché si conosce la temperatura media dell'acqua che scorre nell'Acquedotto, si considera di utilizzare come condizioni di test della pompa di calore le condizioni effettive di funzionamento nell'applicazione prevista, evitando, dunque, di testare la macchina nelle condizioni stabilite dalla norma EN 14511-2. La norma EN 14511 è però utilizzata nella sua terza parte (EN 14511-3) per la definizione e il calcolo della capacità termica della macchina e della potenza assorbita, oltre che

per la valutazione delle incertezze di misura e degli scostamenti ammessi dai valori di set.

Le scelte esposte sono state effettuate anche alla luce dello scostamento dalle normative che presenta l'applicazione di una pompa di calore all'Acquedotto Industriale. Infatti è bene distinguere tra le condizioni di test standardizzate, necessarie per il confronto di diverse macchine, e le condizioni reali, utili a provare l'effettiva prestazione della macchina nella peculiare applicazione considerata.

Uno scostamento consistente tra prescrizioni della norma e caso reale si ha nel funzionamento estivo (Tabella 4.2): la norma EN 14511-2 prevede infatti un unico valore di temperatura di ingresso dell'acqua al condensatore, pari a 30°C. Tale valore è compatibile solo con acqua proveniente da torri di raffreddamento, mentre non sono valutate altre possibili sorgenti idriche per l'asportazione di calore al condensatore (né acqua di falda, né acqua di fiume/lago, né acqua da dry cooler). Per il caso reale si ha infatti un valore di temperatura di 9,5÷10°C (ricavato dai dati raccolti riportati alla sezione 5.4), qualora la configurazione impiantistica sia di scambio diretto, molto diverso dai 30°C previsti dalla norma. Mentre si avrebbe un valore di temperatura ottimale dell'acqua in ingresso di 22°C qualora si optasse per una configurazione a scambio indiretto o diretto con miscelazione. Un'ultima differenza si rileva nelle condizioni di carico parziale esplicitate nella norma EN 14825; infatti la norma prevede le seguenti sorgenti d'acqua per la condensazione in funzionamento estivo: acqua da torre di raffreddamento, da dry cooler o da falda. Il caso che per temperature si avvicina maggiormente all'applicazione in esame (Acquedotto Industriale) è quella della falda. Tuttavia le temperature previste per l'ingresso e l'uscita dell'acqua di falda al condensatore sono di 10°C e 15°C rispettivamente. Una temperatura di 15°C in uscita dal condensatore comporta, dato l'approccio ridotto degli scambiatori ad alta efficienza, che la temperatura di condensazione sia bassa, minore di 20°C. Questo sposterebbe il punto di lavoro fuori dai limiti di funzionamento del compressore. Sulla base di questo problema si considera di avere una temperatura di uscita dal condensatore dell'acqua dell'Acquedotto maggiore di 15°C, in modo da rendere possibile il corretto funzionamento del compressore. Va esplicitato che il caso di funzionamento estivo con scambio diretto tra Acquedotto e pompa di calore prevede un salto termico molto elevato al condensatore, per ottenere il quale sarebbe necessario utilizzare un condensatore dedicato, progettato appositamente a quattro passi (anziché due) in modo che le perdite di carico assumano dei valori consoni al corretto funzionamento del componente.

**Tabella 4.1:** Scostamenti del caso reale dalle condizioni di norma – Funzionamento invernale

	<b>FUNZIONAMENTO INVERNALE</b>			
	<b>Condizioni di parzializzazione (EN14825)</b>		<b>Condizioni di test (EN14511-2)</b>	
<b>SORGENTE</b>	$T_{IN,evap}$	$T_{OUT,evap}$	$T_{IN,evap}$	$T_{OUT,evap}$
ACQUA DI FALDA	10°C	non fissata	10°C	7°C
ACQUA DI LAGO/FIUME	non prevista	non prevista	non prevista	non prevista
	<b>Condizioni reali (parzializzazione)</b>		<b>Condizioni reali (test)</b>	
<b>SORGENTE REALE</b>	$T_{IN,evap}$	$T_{OUT,evap}$	$T_{IN,evap}$	$T_{OUT,evap}$
ACQUA DELL'ACQUEDOTTO Scambio diretto	10°C	5°C	10°C	5°C
ACQUA DELL'ACQUEDOTTO Scambio indiretto	8°C	3°C	8°C	3°C

**Tabella 4.2:** Scostamenti del caso reale dalle condizioni di norma – Funzionamento estivo

	<b>FUNZIONAMENTO ESTIVO</b>			
	<b>Condizioni di parzializzazione (EN14825)</b>		<b>Condizioni di test (EN14511-2)</b>	
<b>SORGENTE</b>	$T_{IN,cond}$	$T_{OUT,cond}$	$T_{IN,cond}$	$T_{OUT,cond}$
ACQUA DI FALDA	10°C	15°C	non prevista	non prevista
ACQUA DA TORRE DI RAFFREDDAMENTO	30°C	35°C	30°C	35°C
ACQUA DI LAGO/FIUME	non prevista	non prevista	non prevista	non prevista
	<b>Condizioni reali (parzializzazione)</b>		<b>Condizioni reali (test)</b>	
<b>SORGENTE REALE</b>	$T_{IN,cond}$	$T_{OUT,cond}$	$T_{IN,cond}$	$T_{OUT,cond}$
ACQUA DELL'ACQUEDOTTO Scambio diretto	10°C	27°C	10°C	27°C
ACQUA DELL'ACQUEDOTTO Scambio diretto con miscelazione o indiretto	22°C	27°C	22°C	27°C

#### **4.1.2 L'utilità della norma EN 14825**

Le pompe di calore, come i cicli frigoriferi, vengono confrontate e selezionate facendo riferimento a condizioni nominali standard. Tuttavia tali condizioni non rappresentano le reali condizioni di funzionamento durante le stagioni; perciò per valutare le effettive condizioni operative è necessario confrontare le macchine facendole lavorare a carico parziale in modo da determinare i coefficienti SEER e SCOP. L'efficienza del sistema dipende dall'efficacia dei termostati di controllo, inoltre, controllando continuamente il funzionamento del compressore, è possibile migliorare l'efficienza del sistema variando il carico della macchina. Per il calcolo di SCOP e SEER sono valutati i consumi energetici della pompa di calore sia quando deve soddisfare la richiesta di riscaldamento o raffrescamento sia quando è in standby.

#### **4.1.3 Introduzione di grandezze utili**

La potenza a pieno carico è quella dichiarata dal costruttore in condizioni di temperatura esterna di progetto, la potenza a carico parziale è calcolata per un particolare valore della temperatura esterna ed è data dal prodotto fra la potenza a pieno carico e il rapporto di parzializzazione. Il rapporto di parzializzazione è calcolato fra la differenza tra la temperatura esterna e la temperatura di equilibrio (16°C) e la differenza tra la temperatura nominale esterna di progetto e la temperatura di equilibrio. La temperatura di equilibrio è infatti la temperatura esterna per cui non è necessario riscaldare né raffrescare un edificio.

La capacità dichiarata è potenza fornibile dal ciclo a compressione di vapore dell'unità per il raffreddamento o il riscaldamento in condizioni di temperatura esterna dichiarate e con temperature dei fluidi di scambio definite. Il rapporto di capacità o di carico (Load Ratio) è il rapporto tra il carico parziale richiesto alla macchina e la capacità dichiarata calcolati alle medesime condizioni di temperatura.

La temperatura bivalente è la minore temperatura esterna a cui la pompa di calore è in grado di soddisfare il 100% del carico richiesto in regime invernale. Per l'applicazione considerata, che è quella di una pompa di calore acqua-acqua di grossa taglia si è deciso di definire la temperatura bivalente pari alla temperatura di progetto. Questo perché l'integrazione con resistenze elettriche dell'eventuale carico non soddisfatto con la pompa di calore comporterebbe l'inserimento di resistenze di taglia consistente, che non hanno utilità applicativa perché economicamente non convenienti. Inoltre mentre le macchine che scambiano calore con l'aria hanno prestazioni penalizzate alle basse temperature dell'aria esterna, le macchine ad acqua lavorano con una sorgente a temperatura



più stabile e favorevole e ciò consente alla pompa di calore di avere prestazioni costanti, che non dipendono direttamente dal valore di temperatura esterna.

COP<sub>d</sub> e EER<sub>d</sub> indicano le prestazioni della macchina valutate alla potenza pari alla capacità dichiarata e ad una certa temperatura (condizioni A, B, C, D). COP<sub>pl</sub> ed EER<sub>pl</sub> sono valutati ai carichi parziali o totali con relativi consumi elettrici, ad una specifica temperatura a cui corrisponde un carico parziale.

Reference SEER: efficienza stagionale durante l'intera stagione di raffrescamento, ottenuta dividendo la domanda di raffrescamento per i consumi elettrici annuali dovuti al raffrescamento (comprensivi di consumi in standby). In kWh/kWh.

Active mode SEER<sub>on</sub>: efficienza stagionale in funzionamento per il raffrescamento ottenuta a partire dall'EER calcolato ai carichi parziali per diversi livelli di temperatura pesati sulle ore in cui si hanno quei determinati livelli di temperatura. Per calcolare il SEER<sub>on</sub> non si considerano i consumi elettrici dei periodi di standby, ma solo quelli dovuti al funzionamento della macchina. In kWh/kWh.

Reference SCOP: efficienza stagionale durante l'intera stagione di riscaldamento, ottenuta dividendo la domanda di riscaldamento per i consumi elettrici annuali (comprensivi di consumi in standby). In kWh/kWh.

Active mode SCOP<sub>on</sub>: efficienza stagionale in funzionamento per il riscaldamento ottenuta a partire dal COP calcolato ai carichi parziali per diversi livelli di temperatura pesati sulle ore in cui si hanno quei determinati livelli di temperatura e comprendendo le ore di funzionamento della resistenza di back up con la sua potenza, se durante la stagione è entrata in funzione. Per calcolare lo SCOP<sub>on</sub> non si considerano i consumi elettrici dei periodi di standby, ma solo quelli dovuti al funzionamento della macchina. In kWh/kWh. Nel caso di una macchina acqua-acqua non è presente la resistenza elettrica di back up, poiché la capacità della macchina è indipendente dall'andamento delle temperatura esterna e non si riduce nei periodi di picco invernale; è dunque sempre fornibile dalla macchina la potenza richiesta (a meno di guasti della macchina stessa).

SCOP<sub>net</sub>: efficienza stagionale netta della macchina, senza resistenze elettriche supplementari, calcolata secondo standard europei e utilizzata per fare confronti. Sono considerati i consumi elettrici durante il funzionamento, sono invece esclusi i consumi in standby e quelli dell'eventualmente utilizzata resistenza elettrica. In kWh/kWh. Per una pompa di calore acqua-acqua lo SCOP<sub>net</sub> è pari allo SCOP<sub>on</sub>, poiché non è presente alcuna resistenza integrativa.

#### 4.1.4 Modalità di funzionamento dell'unità

- Active mode: l'unità è in funzione, poiché vi è una richiesta di raffrescamento o riscaldamento da parte dell'edificio.

- Thermostat off mode: l'unità è in funzione anche se non vi è richiesta di riscaldamento/raffrescamento da parte dell'edificio.
- Standby: l'unità è momentaneamente spenta, ma riattivabile con un timer o un dispositivo di controllo.
- Crankcase heater mode: è attivo un dispositivo di riscaldamento che evita la migrazione del refrigerante al compressore, in modo da limitare la concentrazione di refrigerante nell'olio lubrificante all'avviamento del compressore.

#### 4.1.5 Pompe di calore acqua-acqua

In base alle applicazioni le macchine possono predisporre o no una variazione sulla temperatura di uscita dell'acqua dallo scambiatore in relazione alla temperatura esterna. Le condizioni di temperatura variabile sono applicabili solo se è presente un sistema di controllo che permette di modificare la temperatura di uscita dell'acqua dallo scambiatore in base al valore di temperatura esterna (regolazione compensata).

Per il calcolo di SCOP, SCOPon e SCOPnet ci sono tre condizioni di riferimento: Average (A), Warmer (W) e Colder (C). Le temperature di progetto invernali sono definite come segue:

- AVERAGE: Temperatura di bulbo secco esterna=  $-10^{\circ}\text{C}$ ; temperatura interna=  $20^{\circ}\text{C}$
- WARMER: Temperatura di bulbo secco esterna=  $+2^{\circ}\text{C}$ ; temperatura interna=  $20^{\circ}\text{C}$
- COLDER: Temperatura di bulbo secco esterna=  $-22^{\circ}\text{C}$ ; temperatura interna=  $20^{\circ}\text{C}$

Si è scelta come zona climatica di riferimento la "Average", poiché prevede la temperatura di progetto più vicina a quella considerata per la zona di Como ( $T_{\text{progetto}} = -5^{\circ}\text{C}$ ).

Le condizioni di carico parziale per determinare lo SCOP, lo SCOPon e lo SCOPnet sono date in tabella per un'applicazione in media temperatura:

**Tabella 4.3:** Condizioni di parzializzazione per calcolo SCOP – Media temperatura [22]

<b>CONDIZIONI DI PARZIALIZZAZIONE PER CALCOLO DELLO SCOP - APPLICAZIONI IN MEDIA TEMPERATURA</b>						
<b>AVERAGE (<math>T_{dH} = -10^{\circ}\text{C}</math>)</b>		<b>SCAMBIATORE ESTERNO TEMP. IN/OUT ACQUA (<math>^{\circ}\text{C}</math>)</b>		<b>SCAMBIATORE INTERNO TEMP. IN/OUT ACQUA (<math>^{\circ}\text{C}</math>)</b>		
<b>PART LOAD RATIO</b>	<b>PL (%)</b>	Acqua di falda	Salamoia	Uscita fissa	Uscita variabile (media)	
		A	$(-7-16)/(T_{dH}-16)$	88	10/a	0/a
B	$(+2-16)/(T_{dH}-16)$	54	10/a	0/a	b/45	34,8 c
C	$(+7-16)/(T_{dH}-16)$	35	10/a	0/a	b/45	31,1 c
D	$(+12-16)/(T_{dH}-16)$	15	10/a	0/a	b/45	26,6 c
E	$(T_{dH}-16)/(T_{dH}-16)$	100	10/a	0/a	b/45	42,5 c
F	$(T_{bival}-16)/(T_{dH}-16)$		10/a	0/a	b/45	d
a= condizioni valutate con la portata d'acqua nelle condizioni 40/45						
b= condizioni valutate con la portata d'acqua nelle condizioni 40/45 per unità a portata fissa e con $\Delta T$ di $5^{\circ}\text{C}$ per unità a portata variabile						
c= per unità a portata variabile è imposto un $\Delta T$ non minore di $3\text{K}$ e una temp minima di ingresso di $20^{\circ}\text{C}$ . $T_{out}=T_{media}+ \Delta T/2$ ; $T_{out}=T_{media}- \Delta T/2$						
d= la temperatura media in caso di uscita variabile si calcola dall'interpolazione tra le temperature che comprendono la temperatura bivalente						

Le condizioni di carico parziale per determinare il SEER e il SEERon sono le seguenti, si considera un'applicazione con acqua 12°C-7°C all'evaporatore:

**Tabella 4.4:** Condizioni di parzializzazione per calcolo SEER [23]

<b>CONDIZIONI DI PARZIALIZZAZIONE PER CALCOLO DEL SEER</b>								
<b>PART LOAD RATIO</b>		<b>PL (%)</b>	<b>SCAMBIATORE ESTERNO TEMP. IN/OUT ACQUA (°C)</b>			<b>SCAMBIATORE INTERNO TEMP. IN/OUT ACQUA (°C)</b>		
			Cooling tower	Acqua falda	Dry cooler	Fan coil (T <sub>out</sub> fissa/no)		Radiante
A	(35-16)/(T <sub>dc</sub> -16)	100	30/35	10/15	50/55	12/7	12/7	23/18
B	(30-16)/(T <sub>dc</sub> -16)	74	26/a	10/a	45/a	a/7	a/8,5	a/18
C	(25-16)/(T <sub>dc</sub> -16)	47	22/a	10/a	40/a	a/7	a/10	a/18
D	(20-16)/(T <sub>dc</sub> -16)	21	18/a	10/a	35/a	a/7	a/11,5	a/18
a= condizioni valutate con la portata d'acqua determinata durante il test "A" per unità con portata d'acqua fissa o con ΔT fisso e pari a 5°C e portata d'acqua variabile								

Si sono valutate le condizioni di carico parziale per delle applicazioni tipiche di climatizzazione di edifici del settore terziario, industriale e commerciale; per questo si impone la necessità di avere acqua a 7°C all'evaporatore in estate per esigenze di raffrescamento e deumidificazione, e acqua a 45°C al condensatore, in regime invernale, per l'alimentazione di terminali in media temperatura, i più usati nel settore in questione.

Le ore in cui si verificano i carichi parziali nelle varie condizioni di temperatura sono date dalla norma (cfr. sezione 4.5), così come le disposizioni per la scelta del carico di picco dell'applicazione (PL= 100%), che deve essere pari alla potenza massima erogabile dalla macchina nelle condizioni considerate.

#### 4.1.6 Calcolo SCOP di riferimento

Lo SCOP di riferimento è calcolato come il rapporto fra la richiesta annuale di riscaldamento e il consumo annuale di energia elettrica, espressi in kWh.

$$SCOP = \frac{Q_H}{Q_{HE}} \quad (4.1)$$

La richiesta di riscaldamento è ottenuta dal prodotto fra il pieno carico di riscaldamento (potenza di progetto) e il numero di ore equivalenti in cui è in funzione il riscaldamento.

$$Q_H = P_{design,H} * H_{HE} \quad (4.2)$$

Il consumo annuale di energia elettrica comprende i consumi in funzionamento, a thermostat off mode, in standby e in Crankcase heater mode.

Il consumo di energia elettrica è dato dalla somma di consumi di elettricità nei vari modi di funzionamento moltiplicati ciascuno per il numero di ore in tale modalità di funzionamento a cui si aggiunge il rapporto tra la richiesta di riscaldamento annuale e il valore SCOPon in funzionamento.

$$Q_{HE} = \frac{Q_H}{SCOPon} + \sum_{condizione\ c} H_{condiz} * P_{condiz} \quad (4.3)$$

CALCOLO SCOPon:

$$SCOPon = \frac{\sum_i h_i * Ph(T_i)}{\sum_i h_i * \left( \frac{Ph(T_i) - elbu(T_i)}{COP_{pl}(T_i)} + elbu(T_i) \right)} \quad (4.4)$$

$h_i$ = ore in cui ricorre una certa temperatura;  $Ph(T_i)$ = Carico dell'edificio a quella temperatura esterna (per tutti i valori di Temp osservati);  $COP_{pl}(T_i)$ = COP a carico parziale calcolato alla medesima temperatura;  $elbu(T_i)$ = Potenza richiesta ad una resistenza elettrica di back up alla temperatura in questione (nel caso in esame è nulla).

Il carico richiesto a una certa temperatura ( $Ph(T_i)$ ) è dato dal carico nominale moltiplicato al rapporto di parzializzazione per quella temperatura. Il rapporto di parzializzazione è calcolato in base alla zona climatica:

$$PL = \frac{T_i - 16}{T_{design,H} - 16} \quad (4.5)$$

CALCOLO SCOPnet:

$$SCOPnet = \frac{\sum_i h_i (Ph(T_i) - elbu(T_i))}{\sum_i h_i * \left( \frac{Ph(T_i) - elbu(T_i)}{COP_{pl}(T_i)} \right)} \quad (4.6)$$

CALCOLO DI  $COP_{pl}$  VALUTATO ALLE DIVERSE CONDIZIONI DI TEMPERATURA E DI CARICO:

Se la capacità dichiarata della macchina è simile o inferiore alla richiesta di riscaldamento, si può usare il corrispondente COP<sub>d</sub> (alla capacità dichiarata). Se la capacità dichiarata è maggiore del carico richiesto, si utilizza il valore di COP<sub>pl</sub>, calcolato in base al controllo di capacità della macchina.

- UNITÀ A CAPACITÀ FISSA

Per qualsiasi step di carico parziale, il COP<sub>pl</sub> è calcolato come segue:

$$COP_{pl} = COP_d * \frac{CR}{Cc * CR + (1 - Cc)} \quad (4.7)$$

COP<sub>d</sub>= calcolato alla capacità dichiarata e alle stesse condizioni di temperatura che si hanno per il carico parziale.

Cc= coefficiente correttivo (calcolabile o preso pari a 0,9)

CR o LR= rapporto di capacità: rapporto tra la domanda di riscaldamento e la capacità dichiarata valutate alla medesima temperatura

- UNITÀ A CAPACITÀ VARIABILE O CON PIÙ STADI DI COMPRESSIONE

Per valutare il COP<sub>pl</sub> in corrispondenza del carico richiesto si valutano la capacità e il COP dello step di capacità più vicino al carico (lo step deve avere una capacità del 10% in più o in meno del carico da fornire). Se non c'è un gradino di parzializzazione della macchina che si avvicini col 10% di tolleranza al carico richiesto, allora si interpola il COP dei due gradini di parzializzazione tra cui si trova il carico di riscaldamento richiesto.

Se invece il minimo gradino di parzializzazione della macchina è comunque superiore al carico da fornire, il COP<sub>pl</sub> al carico parziale richiesto è calcolato come per le macchine a capacità fissa (Formula 4.7).

#### 4.1.7 Calcolo SEER di riferimento

Il SEER di riferimento è dato dal rapporto fra la domanda di raffrescamento annuale di riferimento Q<sub>c</sub> e i consumi elettrici annuali Q<sub>ce</sub>.

$$SEER = \frac{Q_c}{Q_{ce}} \quad (4.8)$$

La richiesta di raffrescamento è ottenuta dal prodotto fra il pieno carico di raffrescamento (potenza di progetto) e il numero di ore equivalenti in cui è in funzione il raffrescamento.

$$Q_C = P_{design,C} * H_{CE} \quad (4.9)$$

Il consumo annuale di energia elettrica comprende i consumi in funzionamento, a thermostat off mode, in standby e in Crankcase heater mode.

Il consumo di energia elettrica è dato dalla somma di consumi di elettricità nei vari modi di funzionamento moltiplicati ciascuno per il numero di ore in tale modalità di funzionamento a cui si aggiunge il rapporto tra la richiesta di riscaldamento annuale e il valore SEERon in funzionamento.

$$Q_{CE} = \frac{Q_C}{SEERon} + \sum_{condizione\ c} H_{condiz} * P_{condiz} \quad (4.10)$$

CALCOLO SEERon:

$$SEERon = \frac{\sum_i h_i * Pc(T_i)}{\sum_i h_i * \left( \frac{Pc(T_i)}{EER_{pl}(T_i)} \right)} \quad (4.11)$$

$h_i$ = ore in cui ricorre una certa temperatura;  $Pc(T_i)$ = Carico dell'edificio a quella temperatura esterna (per tutti i valori di Temperatura osservati);  $EER_{pl}(T_i)$ = EER a carico parziale calcolato alla medesima temperatura.

CALCOLO  $EER_{pl}$  VALUTATO ALLE DIVERSE CONDIZIONI DI TEMPERATURA E DI CARICO:

A carico totale la capacità dichiarata si considera pari al carico di raffrescamento.

A carico parziale ci sono due possibilità:

- Se la capacità dichiarata è simile al carico richiesto, si utilizza il corrispondente valore di EERd.
- Se la capacità dichiarata eccede il carico richiesto, l'unità deve effettuare cicli di accensione/ spegnimento.

- UNITÀ A CAPACITÀ FISSA

Per funzionamento a carico parziale:

$$EER_{pl} = EER_d * \frac{CR}{Cc * CR + (1 - Cc)} \quad (4.12)$$

CR o LR è il rapporto di capacità, ossia il rapporto fra la domanda di raffrescamento e la capacità dichiarata dell'unità, valutate alla medesima temperatura.

Cc è il fattore correttivo, calcolabile o preso pari a 0,9.

- UNITÀ A CAPACITÀ VARIABILE O CON PIÙ STADI DI COMPRESSIONE

Per valutare l'EER<sub>pl</sub> della macchina in corrispondenza del carico richiesto dall'edificio si valutano la capacità e l'EER dello step di capacità più vicino al carico richiesto (lo step deve avere una capacità del 10% in più o in meno del carico da fornire). Se non c'è un gradino di parzializzazione della macchina che si avvicini col 10% di tolleranza al carico richiesto, allora si interpolano l'EER e la capacità dei due gradini tra cui si trova il carico di raffrescamento.

Se invece il minimo step della macchina è comunque superiore al carico da fornire, si calcola l'EER<sub>pl</sub> come per le macchine a capacità fissa, al carico parziale richiesto (Formula 4.12).

## 4.2 Riferimento alla pompa di calore in esame: valutazione di efficienza ai carichi parziali

La pompa di calore in esame ha un unico compressore con tre stadi: 50%, 75% e 100%. La macchina è reversibile lato acqua ed ha una capacità che si mantiene costante al variare della temperatura esterna. Si individuano quindi tre livelli di capacità, rappresentabili con delle rette orizzontali in funzione della temperatura esterna. Dato che il carico richiesto è invece rappresentato in un piano potenza-temperatura esterna da una retta inclinata con coefficiente angolare negativo, è necessario che la pompa di calore effettui dei cicli tra i diversi stadi di compressione in modo da inseguire il più possibile il carico e fornire una potenza vicina a quella richiesta. Questo comporta che ci siano dei cicli con il compressore in funzione a piena potenza, altri a potenza parzializzata al 75% o al 50% e dei cicli di accensione spegnimento. Per definire le percentuali di funzionamento nelle diverse condizioni da valutare (A, B, C, D) da parte della macchina, e di conseguenza calcolarne l'efficienza ai carichi parziali, si segue la seguente procedura.

Si considerano definiti durante i test in laboratorio la potenza termica fornita (capacità) e l'assorbimento elettrico nei tre stadi di parzializzazione del compressore, valutati nelle condizioni di riferimento (per il funzionamento invernale:  $T_{in, evap} = 10^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{out, cond} = 45^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{design, H} = -10^{\circ}\text{C}$ . Per il funzionamento estivo:  $T_{in, cond} = 10^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{out, evap} = 7^{\circ}\text{C}$ ;  $T_{design, C} = 35^{\circ}\text{C}$ ).



Si considerano i carichi parziali calcolati come prodotto tra la potenza nominale della macchina (al 100%) e il rapporto di parzializzazione, funzione della temperatura esterna e della temperatura di progetto.

Si calcola il COP o EER della macchina nelle condizioni di parzializzazione dividendo la potenza termica fornita per la potenza elettrica assorbita in ciascuno step. Si trova il Load Ratio come il rapporto fra il carico parziale richiesto e la capacità della macchina in corrispondenza del gradino di parzializzazione che si sta valutando; si ha che per lo step di potenza superiore al carico il LR è minore dell'unità, mentre per lo step inferiore LR è maggiore dell'unità.

$$LR_{step1} = \frac{Q_{richiesto}}{Ph_{step1}} < 1; \quad LR_{step2} = \frac{Q_{richiesto}}{Ph_{step2}} > 1 \quad (4.13)$$

La percentuale di funzionamento nello step di parzializzazione inferiore fra le due condizioni tra cui si pone la richiesta di carico da soddisfare (step 2) è calcolata come:

$$\%funz_{.step2} = \frac{Ph_{step1} - Q_{richiesto}}{Ph_{step1} - Ph_{step2}} * 100 \quad (4.14)$$

$$\%funz_{.step1} = 100 - \%funz_{.step2} \quad (4.15)$$

L'altra percentuale di funzionamento (nello step superiore o step 1) è il complemento a 100 di quella precedentemente calcolata. Dove Ph è la capacità della macchina in corrispondenza del gradino di parzializzazione considerato.

Per il funzionamento invernale, ad esempio, il COP in condizioni di ciclaggio per i due step di potenza tra cui si trova il carico richiesto si calcola con la seguente formula:

$$\begin{aligned} COP_{ciclaggio,step1} &= \frac{Ph_{step1}}{Pel_{step1}} * \frac{LR_{step1}}{(LR_{step1} * Cc) + (1 - Cc)} \\ &= COP_{step1} * \frac{LR_{step1}}{(LR_{step1} * Cc) + (1 - Cc)} \end{aligned} \quad (4.16)$$

$$\begin{aligned} COP_{ciclaggio,step2} &= \frac{Ph_{step2}}{Pel_{step2}} * \frac{LR_{step2}}{(LR_{step2} * Cc) + (1 - Cc)} \\ &= COP_{step2} * \frac{LR_{step2}}{(LR_{step2} * Cc) + (1 - Cc)} \end{aligned} \quad (4.17)$$

Con  $C_c$  che indica il coefficiente di correzione per ciclaggio, preso pari a 0,9;  $Ph$  e  $P_{el}$  sono rispettivamente la capacità della macchina e la potenza elettrica assorbita in corrispondenza del gradino di parzializzazione considerato.

Il COP nella condizione di carico richiesto che si sta valutando si trova come la somma dei COP di ciclaggio dei due step di potenza pesati sulle rispettive percentuali di funzionamento:

$$COP_{Q_{richiesto}} = COP_{pl}(T_i) = COP_{ciclaggio,step1} * \%funz_{.step1} + COP_{ciclaggio,step2} * \%funz_{.step2} \quad (4.18)$$

Se però il carico richiesto si trova al di sotto del minimo gradino di parzializzazione, ossia lo step 2 coincide con la condizione OFF, il COP nella condizione di carico richiesto corrisponde al COP di ciclaggio dello step 1 di potenza.

La stessa trattazione è valida per il calcolo dell'EER nelle condizioni A, B, C, D corrispondente al carico parziale richiesto ( $EER_{pl}(T_i)$ ).

A titolo di esempio si vedano i grafici A.1, A.2, B.1 e B.2 delle Appendici A e B, che diagrammano l'andamento di carichi e capacità della macchina oltre a  $COP_{pl}$  ed  $EER_{pl}$  al variare della temperatura esterna.

### 4.3 Test sulla macchina in riferimento alla norma EN 14511

La valutazione della capacità di riscaldamento o raffrescamento della macchina e della potenza necessaria a sopperire alle perdite di carico negli scambiatori viene effettuata in conformità ai dettami della norma EN 14511, calcolando le grandezze indicate come segue.

#### 4.3.1 Valutazione di capacità

La capacità in riscaldamento delle macchine acqua-acqua può essere determinata col metodo diretto allo scambiatore (condensatore), valutando la portata volumica del fluido termovettore e le temperature di ingresso e uscita, tenendo in considerazione la capacità termica specifica e la densità del fluido termovettore.

Per operazioni in stato stazionario, la capacità di riscaldamento può essere determinata con la seguente formula:

$$P_H = q * \rho * c_p * \Delta T \quad (4.19)$$

Con:

- $P_H$ = capacità di riscaldamento, in W;
- $q$ = portata volumica, in  $m^3/s$ ;
- $\rho$ = densità, in  $kg/m^3$ ;
- $c_p$ = calore specifico a pressione costante, in J/kgK;
- $\Delta T$ = differenza di temperatura tra ingresso e uscita, in K;

La capacità di riscaldamento deve essere corretta del calore fornito dalla pompa:

- Se la pompa è parte integrante della macchina la stessa potenza che è esclusa dal totale delle potenze in ingresso, deve essere sottratta dalla capacità di riscaldamento.
- Se la pompa non è parte integrante della macchina (come per il caso in esame) la stessa potenza che è inclusa nel totale delle potenze in ingresso, deve essere sommata alla capacità di riscaldamento.

La capacità in raffreddamento delle macchine acqua-acqua può essere determinata col metodo diretto allo scambiatore (evaporatore), valutando la portata volumica del fluido termovettore e le temperature di ingresso e uscita, tenendo in considerazione la capacità termica specifica e la densità del fluido termovettore.

Per operazioni in stato stazionario, la capacità di raffreddamento può essere determinata con la seguente formula:

$$P_C = q * \rho * c_p * \Delta T \quad (4.20)$$

La capacità di raffreddamento deve essere corretta del calore fornito dalla pompa:

- Se la pompa è parte integrante della macchina la stessa potenza che è esclusa dal totale delle potenze in ingresso, deve essere sommata alla capacità di raffreddamento.
- Se la pompa non è parte integrante della macchina (come per il caso in esame) la stessa potenza che è inclusa nel totale delle potenze in ingresso, deve essere sottratta dalla capacità di raffreddamento.

#### 4.3.2 Potenza delle pompe

La correzione di potenza delle pompe deve essere effettuata sia per le pompe interne sia per quelle esterne alla macchina. Se la pompa è parte integrante della macchina, solo una parte della potenza assorbita dal motore è inclusa nella potenza effettiva assorbita dall'unità. La frazione di potenza da sottrarre dal totale di potenza assorbita si calcola con la seguente formula:

$$\frac{q * \Delta p_e}{\eta} \quad (4.21)$$

Con:

- $q$ = portata nominale di acqua/fluido, in  $m^3/s$ ;
- $\eta$ = rendimento della pompa, calcolato secondo l'allegato H;
- $\Delta p_e$ = differenza di pressione statica esterna misurata, in Pa.

Se l'unità non è provvista di una pompa, come la macchina in esame, si calcola la potenza che deve essere proporzionalmente attribuita alla pompa e che deve essere sommata al totale di potenza in ingresso, con la seguente formula:

$$\frac{q * (-\Delta p_i)}{\eta} \quad (4.22)$$

Con:

- $q$ = portata nominale di acqua/fluido, in  $m^3/s$ ;
- $\eta$ = rendimento della pompa, calcolato secondo l'allegato H;
- $\Delta p_i$ = differenza di pressione statica interna misurata, in Pa.

Da Allegato H - Determinazione del rendimento delle pompe: il metodo di calcolo del rendimento di una pompa si basa sulla relazione esistente tra il rendimento e la potenza idraulica della pompa.

- Pompa integrata nella macchina:

$$P_{idraulica} = q * \Delta p_e \quad (4.23)$$

Con:

$P_{idraulica}$ = potenza idraulica della pompa, in W;  
 $q$ = portata volumica di acqua, in  $m^3/s$ ;  
 $\Delta p_e$ = differenza di pressione statica esterna misurata, in Pa.

- Pompa esterna alla macchina:

$$P_{idraulica} = q * (-\Delta p_i) \quad (4.24)$$

Con:

$P_{idraulica}$ = potenza idraulica della pompa, in W;  
 $q$ = portata volumica di acqua, in  $m^3/s$ ;  
 $\Delta p_i$ = differenza di pressione statica interna misurata, in Pa.

L'efficienza della pompa di circolazione nel fornire potenza idraulica è determinata nel seguente modo:

- Se la potenza idraulica della pompa è minore di 500 W:

$$\eta = 0,0721 * P_{idraulica}^{0,3183} \quad (4.25)$$

- Se la potenza della pompa è maggiore di 500 W:

$$\eta = 0,092 * \ln(P_{idraulica}) - 0,0403 \quad (4.26)$$

#### 4.3.3 Test della macchina in laboratorio

La pompa di calore viene testata in laboratorio con una strumentazione che assicura campionamenti delle grandezze misurate ogni 4 secondi, conforme quindi alle disposizioni della norma. Si valuta anche che le grandezze monitorate e misurate mantengano valori costanti nel tempo con fluttuazioni rispetto al valore impostato che siano attinenti a quanto prescritto dalla norma EN 14511.

#### 4.4 Metodi di test per i consumi elettrici in conformità alla norma EN 14825

Per il calcolo delle efficienze stagionale SCOP e SEER la norma EN 14825 prescrive di calcolare i consumi elettrici da imputare ai periodi in cui la pompa di calore funziona in condizioni diverse da quella che si ha quando la macchina eroga una potenza in grado di soddisfare una richiesta di riscaldamento o raffrescamento. I periodi in questione sono quelli in cui la macchina è in standby o è attivo il dispositivo di riscaldamento che evita la migrazione del refrigerante al compressore; sono perciò presenti dei consumi parassiti legati a tale dispositivo e/o all'alimentazione del display e delle pompe d'impianto che smaltiscono il calore o il freddo prodotto a fronte dell'interruzione della richiesta di climatizzazione da parte dell'edificio.

##### 4.4.1 Misura dei consumi elettrici durante il funzionamento thermostat off mode

Dopo che la macchina ha funzionato per 30 minuti in raffrescamento nelle condizioni di test "D", il set point del termostato viene aumentato fino a che il compressore si ferma. La potenza consumata in standby è sottratta dai consumi energetici totali misurati della macchina, per determinare la potenza in modalità thermostat off mode, in un periodo non inferiore a un'ora.

Per il funzionamento in riscaldamento sono applicati gli stessi principi, ma il set point del termostato deve essere abbassato fino a che il compressore si spegne, dopo che la macchina ha lavorato per 30 minuti nelle condizioni "D" di test.

Se la pompa di circolazione non è parte integrante della macchina la potenza misurata in modalità thermostat off mode deve essere aumentata della frazione di potenza della pompa che è necessaria per sopperire al salto di pressione statica interno. In questo modo si misura una potenza in ingresso consistente con l'effettivo input di potenza.

#### **4.4.2 Misura dei consumi elettrici durante il funzionamento standby**

Dopo il funzionamento in raffreddamento in condizioni "A", l'unità viene spenta dal sistema di controllo; dopo 10 minuti vengono misurati i consumi elettrici residui e sono imputati alla modalità standby. Per macchine che fanno solo riscaldamento le misure sono fatte allo stesso modo, ma a seguito di funzionamento in condizioni "D".

#### **4.4.3 Misura dei consumi elettrici durante la modalità Crankcase heater**

Se la modalità di riscaldamento Crankcase heater è in funzione mentre si fanno le misure in standby, allora i consumi in modalità Crankcase heater possono essere considerati uguali ai consumi in standby.

Se invece non è in funzione durante le misure in standby, bisogna effettuare un test come segue:

Dopo il funzionamento in riscaldamento nelle condizioni "B", l'unità viene fermata con il dispositivo di controllo e i consumi energetici vengono monitorati per 8 ore, si calcola poi una media sulle otto ore della potenza in ingresso. Il consumo di potenza in standby è sottratto da questi consumi energetici misurati per determinare il consumo dovuto al funzionamento in modalità Crankcase heater.

### **4.5 Contenuto dell'Allegato A della norma EN 14825**

L'Allegato A della norma EN 14825 riporta alcune informazioni utili per il calcolo dei coefficienti prestazionali in conformità alla norma, quali le Temperature bin con le relative ore di ricorrenza, le ore di funzionamento nelle modalità active mode, standby, thermostat off mode e crankcase heater mode, per macchine reversibili e non reversibili. Si riportano in seguito le indicazioni utilizzabili per macchine reversibili in condizioni di progetto per la zona climatica Average, che è quella scelta come riferimento per applicazioni in pompa di calore nell'Italia Settentrionale.

**Tabella 4.5:** Valori di temperature bin e ore corrispondenti – Funzionamento invernale [24]

<b>RISCALDAMENTO</b>		
<b>i</b>	<b>T<sub>i</sub></b>	<b>AVERAGE</b>
<b>#</b>	<b>°C</b>	<b>h<sub>iA</sub></b>
1	-10	1
2	-9	25
3	-8	23
4	-7	24
5	-6	27
6	-5	68
7	-4	91
8	-3	89
9	-2	165
10	-1	173
11	0	240
12	1	280
13	2	320
14	3	357
15	4	356
16	5	303
17	6	330
18	7	326
19	8	348
20	9	335
21	10	315
22	11	215
23	12	169
24	13	151
25	14	105
26	15	74
		4910

**Tabella 4.6:** Valori di temperature bin e ore corrispondenti – Funzionamento estivo [25]

<b>RAFFRESCAMENTO</b>		
<b>i</b>	<b>T<sub>i</sub></b>	<b>h<sub>i</sub></b>
<b>#</b>	<b>°C</b>	<b>h</b>
1	17	205
2	18	227
3	19	225
4	20	225
5	21	216
6	22	215
7	23	218
8	24	197
9	25	178
10	26	158
11	27	137
12	28	109
13	29	88
14	30	63
15	31	39
16	32	31
17	33	24
18	34	17
19	35	13
20	36	9
21	37	4
22	38	3
23	39	1
24	40	0



**Tabella 4.7:** Ore di funzionamento nelle diverse condizioni – Regime invernale [26]

<b>RISCALDAMENTO</b>	
<b>CONDIZIONE DI FUNZIONAMENTO</b>	<b>Reversibile</b>
	<b>Average</b>
Off Mode	0
Termostato off mode	179
Standby	0
Ore equivalenti Active Mode per riscaldamento $H_{HE}$	1400
Crankcase heater	179

**Tabella 4.8:** Ore di funzionamento nelle diverse condizioni – Regime estivo [27]

<b>RAFFRESCAMENTO</b>		
<b>CONDIZIONE DI FUNZIONAMENTO</b>		<b>Reversibile</b>
A	Totale ore in un anno	8760
B	Off Mode	0
C	Ore per la stagione di raffrescam. (A-B)	3672
D	Thermostat off mode	221
E	Standby	2142
F	Active Mode senza ore di guasto (C-D-E)	1309
G	Correzione per guasti	355
H	Active Mode corrette (F-G=73% di F)	954
I	Ore equivalenti Active Mode per raffrescam. $H_{CE}$	350
L	Crankcase heater	2672

## 4.6 Informazioni sulla pompa di calore in esame e applicazioni

### 4.6.1 Descrizione

La pompa di calore testata è progettata per lavorare con l'acqua come fluido di scambio sia all'evaporatore, che è a fascio tubiero con flussi in controcorrente, sia al condensatore, che è a fascio tubiero a doppio passo. Il fluido refrigerante previsto è R134a; il compressore è a vite con tre gradini di parzializzazione (50%, 75% e 100%) oltre allo step 25% utilizzabile solo per l'avvio del compressore stesso. L'inversione di ciclo, per il passaggio dal funzionamento estivo a quello invernale e viceversa, avviene lato acqua, poiché una valvola di inversione di ciclo per una macchina di potenza elevata (come la pompa di

calore in esame) sarebbe un componente critico, di peso, dimensioni e costo eccessivi.



**Figura 4.1:** Pompa di calore acqua-acqua in esame

L'applicazione ipotizzata è di climatizzazione di un edificio ad uso industriale o commerciale, avente terminali alimentati in media temperatura nella stagione invernale e a 7°C nella stagione estiva. La sorgente di scambio è l'Acquedotto Industriale comasco, nel quale scorre acqua emunta in profondità dal lago di Como: la presa a lago prevede che la captazione dell'acqua avvenga tramite un torrino con filtro che si erge all'estremità di una condotta DN 1000 posata sul fondo del lago. Posizione del filtro di captazione:

- Distanza dalla riva: 400 m
- Quota del filtro: 160 m.s.m.
- Quota fondo del lago: 156 m.s.m.

Avendo osservato temperature analoghe tra la stagione estiva e quella invernale si può ragionevolmente ritenere che la temperatura sia pressoché costante durante l'anno e pari a circa 9,5÷10°C (cfr. sezione 5.4).

Per le configurazioni impiantistiche possibili e le relative temperature di funzionamento si rimanda alla sezione 5.4 del Capitolo 5.

La macchina è di per sé sprovvista di resistenze di back up, che infatti non sono state considerate nel calcolo dello SCOP. Sarebbe possibile provvedere la pompa di calore di un sistema di generazione di back up e supporto, ad esempio costituito da una caldaia, qualora si volesse dimensionare la macchina non sul carico di picco, corrispondente alla temperatura di progetto invernale, ma su un carico meno severo. Tuttavia i casi di climatizzazione nel terziario prevedono in genere che la pompa di calore sia dimensionata sul carico estivo, più ingente di quello invernale; per questo motivo la macchina è sovradimensionata durante la stagione invernale ed è in grado di fornire in autonomia il carico di picco.

#### 4.6.2 Componenti principali della pompa di calore

Il compressore previsto dalla macchina è a vite; questa tecnologia è largamente utilizzata poiché comporta diversi vantaggi: compressore, separatore dell'olio e sistema di lubrificazioni sono integrati in un'unica unità funzionale, il cui costo di installazione non è superiore a quello di un grosso compressore alternativo di potenzialità equivalente. Grazie alla semplice integrazione nel sistema e all'ottima affidabilità, i compressori a vite compatti si sono affermati nelle applicazioni in chiller ed hanno progressivamente guadagnato quote di mercato. Una buona parte di questi chiller è realizzata in modo reversibile e lavora pertanto come chiller in estate e come pompa di calore in inverno. L'applicazione prevalente tra le due definisce le modalità di dimensionamento dell'evaporatore e del condensatore. Gli elementi costruttivi interni alla carcassa comprendono in particolare il motore elettrico raffreddato con il gas di aspirazione, la sezione di compressione, costituita dai rotori sostenuti da cuscinetti a rotolamento che movimentano e comprimono il refrigerante, il separatore olio dotato di smorzatore di pulsazioni e il circuito dell'olio.

Con i compressori a vite il processo di compressione avviene in un'unica direzione di deflusso. La portata assiale di gas aspirato viene compressa nei vani interdentali che si riducono progressivamente. Il gas compresso poi viene scaricato attraverso una finestra di scarico, la cui misura e forma determinano il  $V_i$ , il rapporto di volume interno. Questo parametro deve avere un rapporto definito con la portata di massa e la pressione di lavoro per eliminare perdite di efficienza maggiori causate da sovra- o sotto-compressione. Per assicurare un'efficienza e una sicurezza di funzionamento elevate, una parte del canale di scarico è integrato nella valvola a cassetto permettendo una regolazione del  $V_i$  automatica in caso di carico parziale.

Compressori a vite di questa tipologia sono stati ottimizzati per l'impiego in macchine funzionanti a basse temperature di condensazione, perciò sono particolarmente adatti all'impiego in chiller raffreddati ad acqua.

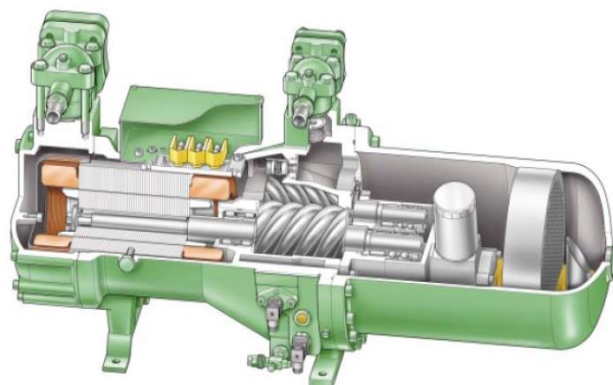
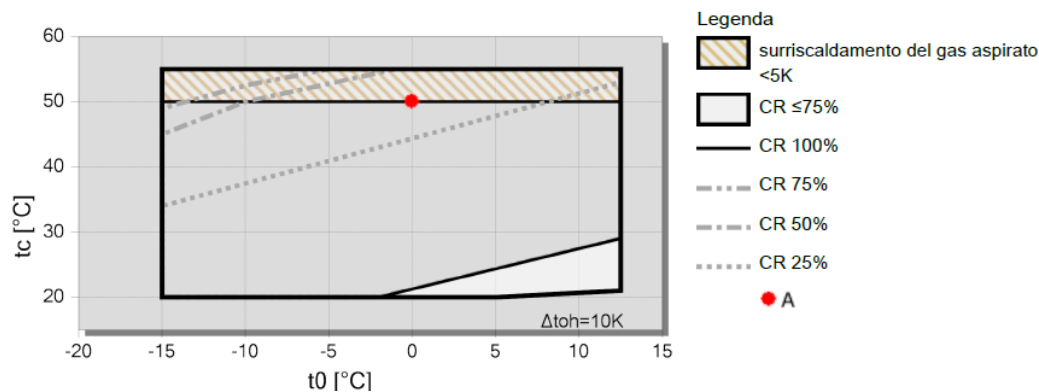


Figura 4.2: Compressore a vite

Le analisi di profittabilità per la scelta del fluido refrigerante in abbinamento al compressore sono basate sull'efficienza annuale SEER/SCOP. I criteri per il calcolo dello SCOP sono definiti dalla norma EN 14825: il metodo di calcolo considera il profilo di temperatura annuale, le ore di funzionamento e il carico termico. In questo contesto il COP nel funzionamento a carico parziale diventa sempre più importante, per cui i moderni compressori a vite sono ottimizzati per elevato COP a pieno carico e allo stesso tempo ottimale comportamento in parzializzazione. Il compressore a vite integrato nella pompa di calore in esame è dotato di un cassetto che consente la modulazione della capacità dal 100% al 25%. Il fluido R134a evidenzia il miglior potenziale per l'ottenimento di un elevato valore di SCOP nelle pompe di calore, inoltre la ridotta temperatura di scarico permette un ampio campo di impiego senza la necessità di raffreddamento dell'olio e la ridotta differenza di pressione consente di realizzare perdite di compressione inferiori rispetto all'uso di altri fluidi. Infine l'R134a possiede il minore indice GWP. Per questi motivi si può ritenere che l'R134a rappresenti il miglior refrigerante da abbinare ai compressori a vite in servizio delle pompe di calore.

Il diagramma dei limiti di impiego del compressore (Figura 4.3), che è specifico per ogni refrigerante, determina, assieme alle differenze di temperatura nell'evaporatore e nel condensatore, gli intervalli di temperatura utilizzabili per le sorgenti termiche e per l'utenza.



**Figura 4.3:** Limiti di funzionamento del compressore a vite, con: tc temperatura di condensazione; t0 temperatura di evaporazione; CR = capacity regulation = gradino di parzializzazione (25%, 50%, 75%, 100%)

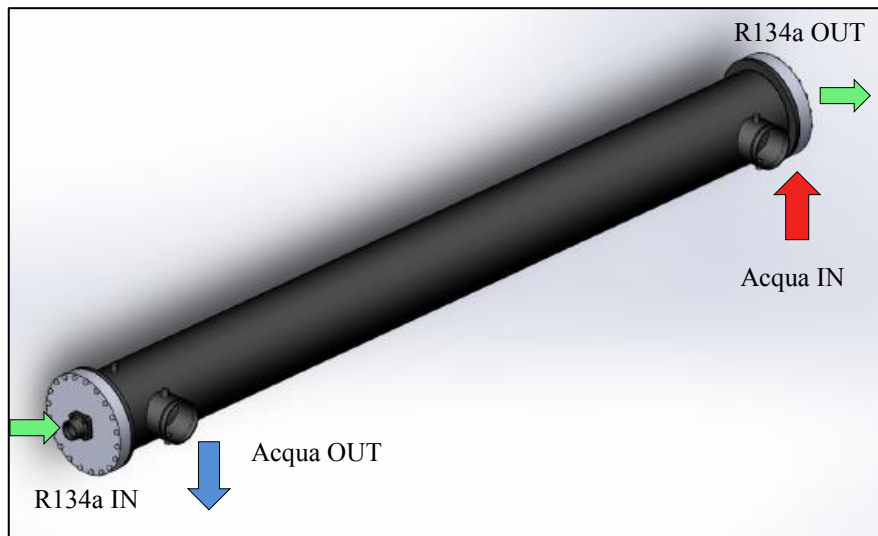
La minima e la massima pressione operativa, la temperatura di fine compressione e la capacità termica di flusso del gas aspirato disponibile per il raffreddamento del motore elettrico sono gli elementi che consentono di definire i limiti di impiego. Poiché il compressore a vite in questione è privo di pompa dell'olio occorre mantenere una differenza minima di pressione tra l'alta e la

bassa pressione, necessaria per garantire la circolazione del lubrificante all'interno del compressore.

Per garantire l'ottimizzazione dell'efficienza a carichi parziali dei compressori vengono adottati i seguenti accorgimenti:

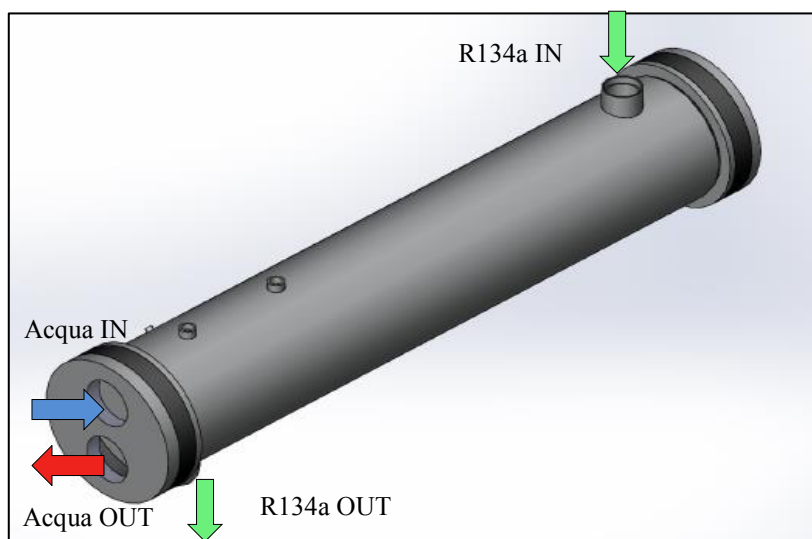
- La regolazione di capacità tramite valvola a cassetto dei compressori a vite compatti è stata ottimizzata e dotata di una regolazione automatica del  $V_i$  (rapporto volumetrico intrinseco definito dal rapporto tra volume del gas aspirato dal compressore e il volume della medesima quantità di gas al momento dello scarico) durante il funzionamento.
- Le perdite per attrito nei cuscinetti e la richiesta energetica per la movimentazione dell'olio lubrificante sono state ridotte.
- È stata significativamente diminuita la pressione di condensazione minima ammessa. In questo modo si amplia il campo di impiego del compressore, rendendo possibile l'inseguimento con il punto operativo del compressore delle condizioni previste nel calcolo del SEER, tenendo la più bassa pressione di condensazione.

Gli scambiatori di calore integrati nella pompa di calore in esame sono a fascio tubiero. L'evaporatore è ottimizzato per lavorare con R134a ed ha un design monopasso che assicura un profilo di scambio in controcorrenza perfetta tra il refrigerante e il fluido secondario (acqua dell'impianto o dell'Acquedotto Industriale o del circuito chiuso interposto). L'efficienza dello scambio controcorrente e dell'abbinamento a R134a portano l'evaporatore ad avere delle prestazioni di scambio notevoli (in termini di potenza scambiata per unità di superficie). Con la configurazione monopasso si riduce il numero di tubi e di conseguenza la taglia dell'evaporatore, fattore evidente soprattutto sulle macchine di capacità elevata. Inoltre si rende possibile il raggiungimento di temperature di evaporazione fino a 5°C, ne giova, ancora una volta, l'efficienza della macchina. L'evaporatore ha il refrigerante all'interno del fascio tubiero in rame, mentre l'acqua scorre all'interno del mantello lambendo i tubi.



**Figura 4.4:** Evaporatore a fascio tubiero

Il condensatore a fascio tubiero è a doppio passo, all'interno dei tubi scorre l'acqua (acqua dell'impianto o dell'Acquedotto Industriale o del circuito chiuso interposto), mentre fra il mantello e il fascio tubiero condensa il refrigerante. Anche in questo caso il design consente di ottenere prestazioni di scambio elevate.



**Figura 4.5:** Condensatore a fascio tubiero

Per gli scambiatori di calore come evaporatore e condensatore, in cui uno dei due fluidi che li attraversa è in transizione di fase, si può definire l'approccio.

L'approccio dello scambiatore è dato dalla differenza di temperatura che si rileva tra l'acqua in uscita dallo scambiatore ( $T_{out}$ ) e la temperatura di saturazione ( $T_s$ ); quanto minore è l'approccio, migliore è l'efficienza dello scambiatore. Infatti data l'efficienza di uno scambiatore ( $\varepsilon$ ), che è il rapporto fra la potenza termica effettivamente scambiata e la massima potenza scambiabile, si dimostra che minore è l'approccio ( $\Delta T_s$ ), maggiore è il numeratore del rapporto e quindi l'efficienza.

$$\varepsilon_{scambiatore} = \frac{C_{fluido} * (T_{out} - T_{in})}{C_{min} * \Delta T_{max}} \quad (4.27)$$

Con C cha indica la capacità termica, a numeratore quella del fluido che assorbe il calore di condensazione o cede calore per l'evaporazione, a denominatore la minima capacità fra quella del fluido e quella del refrigerante in transizione di fase.

Dato che:

$$\Delta T_{max} = T_s - T_{in}; T_{out} = T_s - \Delta T_s \quad (4.28)$$

E definito l'approccio  $\Delta T_s$  come:

$$\Delta T_s = T_s - T_{out} \quad (4.29)$$

Si ha che:

$$\varepsilon_{scambiatore} = \frac{C_{fluido} * (T_s - \Delta T_s - T_{in})}{C_{min} * (T_s - T_{in})} \quad (4.30)$$

Per cui è evidente che quanto minore è l'approccio  $\Delta T_s$ , maggiore è l'efficienza dello scambiatore a parità delle altre condizioni.

## 4.7 Risultati dei test prestazionali

### 4.7.1 Premessa

I test sulla pompa di calore possono essere effettuati considerando i regimi estivo e invernale e le configurazioni possibili di scambio diretto e indiretto. In funzionamento estivo la macchina è testabile nelle condizioni di temperatura legate allo scambio indiretto o diretto con miscelazione ( $T_{IN,cond}=22^\circ\text{C}$ ,  $T_{OUT,cond}=27^\circ\text{C}$ ), lo stesso si ha in funzionamento invernale, considerando, quindi, lo scambio diretto fra Acquedotto ed evaporatore ( $T_{IN,evap}=10^\circ\text{C}$ ,  $T_{OUT,evap}=5^\circ\text{C}$ ). Le temperature legate allo scambio indiretto con scambiatore interposto ( $T_{IN,evap}=8^\circ\text{C}$ ,  $T_{OUT,evap}=3^\circ\text{C}$ ) sono solo simulabili tramite un apposito

software poiché il circuito glicolato disponibile in laboratorio non consente di raggiungere potenze del target della pompa di calore in esame.

#### **4.7.2 Informazioni sui calcoli effettuati**

Il calcolo delle prestazioni medie stagionali della pompa di calore in esame è effettuato sulla base delle formule riportate nella norma EN 14825 (cfr. sottosezioni 4.1.6 e 4.1.7). Tale calcolo necessita di alcune misure ottenibili in laboratorio, quali portate e temperature per valutare la capacità della macchina nei vari step di potenza, i relativi assorbimenti elettrici e, inoltre, le perdite di carico agli scambiatori. Oltre a ciò, devono essere calcolati i valori di  $COP_{pl}$  ed  $EER_{pl}$  ai carichi parziali per tutti i valori di temperatura esterna (e relative ore di ricorrenza) tabulati nell'Allegato A della EN 14825 (cfr. sezione 4.5).

Nelle condizioni di parzializzazione indicate dalla norma (A, B, C, D), il  $COP_{pl}$  e l' $EER_{pl}$  sono stati calcolati considerando i cicli (con le relative potenze, assorbimenti e percentuali di funzionamento) che la macchina deve effettuare per inseguire correttamente il carico richiesto. Le formule che si utilizzano (dalla 4.13 alla 4.18) sono quelle riportate nella sezione 4.2.

Per i valori di temperatura intermedi fra le condizioni A, B, C e D, i valori di  $COP_{pl}$  o  $EER_{pl}$  si trovano interpolando i  $COP_{pl}$  o  $EER_{pl}$  delle condizioni fissate che stanno agli estremi di ciascun intervallo di temperature. Le interpolazioni sono fatte in relazione alla temperatura esterna, che influenza il carico richiesto e quindi, indirettamente, i cicli che la pompa di calore si trova a fare e le prestazioni associate a tali condizioni di funzionamento.

Per l'intervallo di temperature che in regime estivo non ha un limite inferiore fissato dalla norma (valori da 17°C a 19°C) e in regime invernale manca dell'estremo superiore (valori da 13°C a 15°C), si calcolano  $COP_{pl}$  o  $EER_{pl}$  considerando la pendenza del segmento di funzione che lega prestazioni e temperature dell'intervallo più vicino (intervallo 20°C-25°C per il regime estivo; intervallo 7°C-12°C per l'invernale).

Per i fogli di calcolo esemplificativi creati per il calcolo di SCOP e SEER si rimanda alle Appendici A e B. In particolare in Appendice A si trova il calcolo dello SCOP considerando di mantenere portata costante agli scambiatori ai carichi parziali, mentre in Appendice B è svolto il calcolo del SEER considerando di fissare il  $\Delta T$  nel funzionamento ai carichi parziali.

#### **4.7.3 Risultati ottenuti**

I test effettuati sulla macchina e i relativi report hanno permesso di modellizzare in un software apposito la pompa di calore in esame, in modo da poter simulare condizioni di funzionamento diverse e relative prestazioni.

Il calcolo dei coefficienti di prestazione stagionale SCOP e SEER con le formule riportate nella norma EN 14825 viene effettuato nelle seguenti



condizioni, identificabili come quelle ottimali di funzionamento con l'abbinamento pompa di calore-Acquedotto Industriale:

- a. Regime invernale con  $T_{in,cond} = 40^{\circ}\text{C}$  e  $T_{out,cond} = 45^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{in,evap} = 10^{\circ}\text{C}$  e  $T_{out,evap} = 5^{\circ}\text{C}$ , al 100% del funzionamento del compressore; le prove con il compressore parzializzato sono effettuate a portata fissa e  $T_{in,cond}$  e  $T_{out,evap}$  variabili ( $T_{in,cond} > 40^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{out,evap} > 5^{\circ}\text{C}$ ).
- b. Regime invernale con  $T_{in,cond} = 40^{\circ}\text{C}$  e  $T_{out,cond} = 45^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{in,evap} = 10^{\circ}\text{C}$  e  $T_{out,evap} = 5^{\circ}\text{C}$ , al 100% del funzionamento del compressore; le prove con il compressore parzializzato sono effettuate a  $\Delta T$  fisso e portate variabili.
- c. Regime estivo con temperature  $T_{in,evap} = 12^{\circ}\text{C}$  e  $T_{out,evap} = 7^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{in,cond} = 22^{\circ}\text{C}$  e  $T_{out,cond} = 27^{\circ}\text{C}$ , al 100% del funzionamento del compressore; le prove con il compressore parzializzato sono effettuate a  $\Delta T$  fisso e portate variabili.

Altre prestazioni che devono essere valutate sono quelle che la macchina avrebbe in caso di scambiatore interposto in regime invernale, ossia nelle seguenti condizioni:

- d. Regime invernale con  $T_{in,cond} = 40^{\circ}\text{C}$  e  $T_{out,cond} = 45^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{in,evap} = 8^{\circ}\text{C}$  e  $T_{out,evap} = 3^{\circ}\text{C}$ , al 100% del funzionamento del compressore; con il compressore parzializzato si considera  $\Delta T$  fisso e portate variabili.

**Tabella 4.9:** Condizioni di test

Condizione	$T_{in,cond}$	$T_{out,cond}$	$T_{in,evap}$	$T_{out,evap}$	Parzializzazione	SCOP
a	40°C	45°C	10°C	5°C	Portata cost.	3,845
b	40°C	45°C	10°C	5°C	$\Delta T$ cost.	3,777
c	22°C	27°C	12°C	7°C	$\Delta T$ cost.	5,308
d	40°C	45°C	8°C	3°C	$\Delta T$ cost.	3,739

I risultati prestazionali ottenuti nelle condizioni esposte sono i seguenti:

- a. SCOP=3,845
- b. SCOP=3,777

Le condizioni a) sono ottenute a portata costante, per cui, avendo fissato l'uscita dal condensatore a 45°C e l'ingresso nell'evaporatore a 10°C, passando dal funzionamento al 100% a quello ai carichi parziali si ha una riduzione del  $\Delta T$  tra ingresso e uscita dagli scambiatori. Contemporaneamente si ha un progressivo aumento della temperatura di evaporazione ed abbassamento di quella di condensazione, causati dal fatto che gli scambiatori in condizioni di parzializzazione risultano sovradimensionati. Un'altra conseguenza del sovradimensionamento degli scambiatori è la riduzione di approccio.

L'andamento delle temperature di condensazione ed evaporazione è riportato nelle Figure 4.7 e 4.8.

Le condizioni b) sono ottenute a  $\Delta T$  costante, per cui la portata di acqua si riduce progressivamente passando dal funzionamento 100% a quello 75% e poi 50%. Parzializzando la macchina si verificano una diminuzione progressiva della temperatura di condensazione e aumento della temperatura di evaporazione; quest'ultima aumenta in maniera meno incisiva che nel caso a) a portata costante. Nonostante le condizioni di ingresso e uscita dagli scambiatori non varino nel funzionamento ai carichi parziali, la temperatura di condensazione diminuisce e quella di evaporazione aumenta a causa del sovradimensionamento degli scambiatori e alla conseguente riduzione dell'approccio dei componenti nel passaggio dal 100% al 50%.

Nel caso b) la variazione della portata permette di modulare e ridurre i consumi di pompaggio e le perdite di carico agli scambiatori nei vari stadi di parzializzazione. Tuttavia le prestazioni sono penalizzate rispetto al caso a) a causa di una temperatura di evaporazione sensibilmente inferiore.

In effetti maggiore è la temperatura di evaporazione migliore è l'efficienza della macchina.

Le temperature riportate sono misurate agli scambiatori e i valori di COP sono quelli ricavati dalle misure di laboratorio, non inclusivi delle eventuali pompe che sopperiscono alle perdite di carico agli scambiatori.

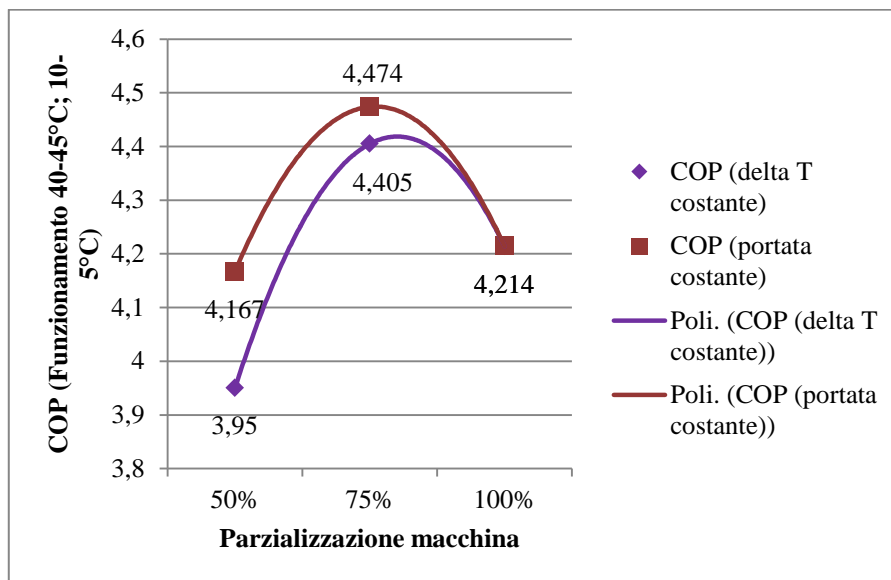


Figura 4.6: Andamento del COP misurato in laboratorio nei casi "a" (portata cost.) e "b" ( $\Delta T$  cost.)

Le curve di efficienza presentano un massimo al 75% di parzializzazione, dovuto al combinarsi di un andamento decrescente delle prestazioni del compressore passando dal 100% al 50% e di un andamento opposto che rappresenta l'efficienza di scambio degli scambiatori. Essi infatti al 75% e soprattutto al 50% risultano sovradimensionati e consentono un miglioramento dello scambio termico a parità di condizioni.

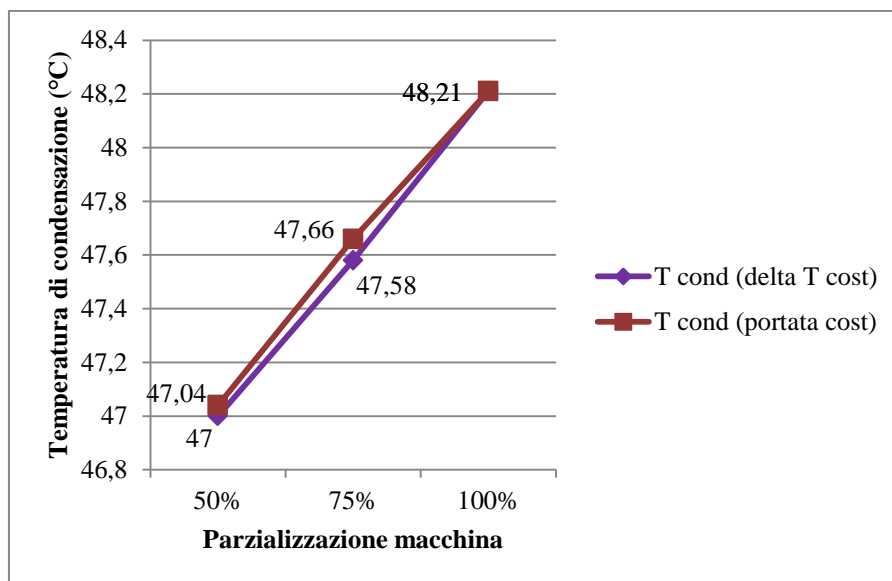


Figura 4.7: Andamento della  $T_{\text{cond}}$  nei casi "a" (portata cost.) e "b" ( $\Delta T$  cost.)

Si nota che l'andamento della temperatura di condensazione è analogo nei casi a portata costante e a  $\Delta T$  costante, poiché l'effetto utile è al condensatore, dove è richiesta una temperatura di uscita fissa e pari a  $45^{\circ}\text{C}$ , che condiziona il valore della temperatura di saturazione.

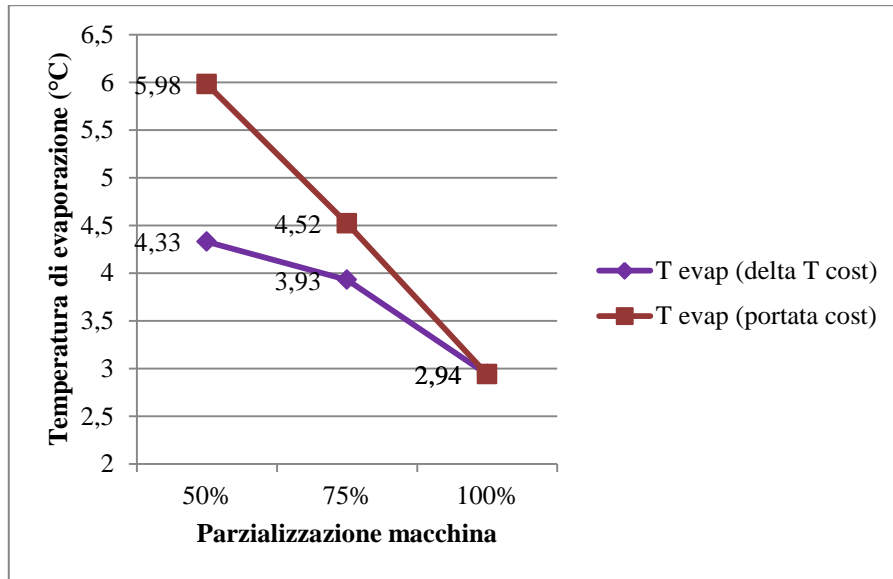


Figura 4.8: Andamento della  $T_{evap}$  nei casi "a" (portata cost.) e "b" ( $\Delta T$  cost.)

Nell'andamento delle temperature di evaporazione si nota, invece, la presenza di un forte scostamento dei valori ottenuti a portata costante e a  $\Delta T$  costante all'aumentare della parzializzazione. Infatti la temperatura di saturazione è condizionata dal valore della temperatura di uscita dell'acqua dall'evaporatore e tale valore è fissato a 5°C nel caso a  $\Delta T$  costante (caso b), mentre è variabile e può aumentare rispetto ai 5°C nel caso a portata costante (caso a).

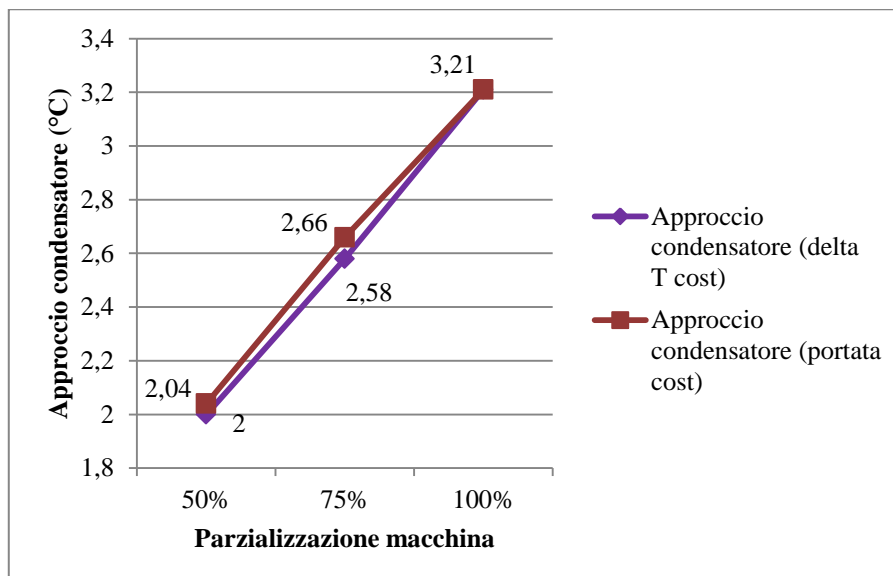


Figura 4.9: Andamento dell'approccio al condensatore - casi "a" (portata cost.) e "b" ( $\Delta T$  cost.)

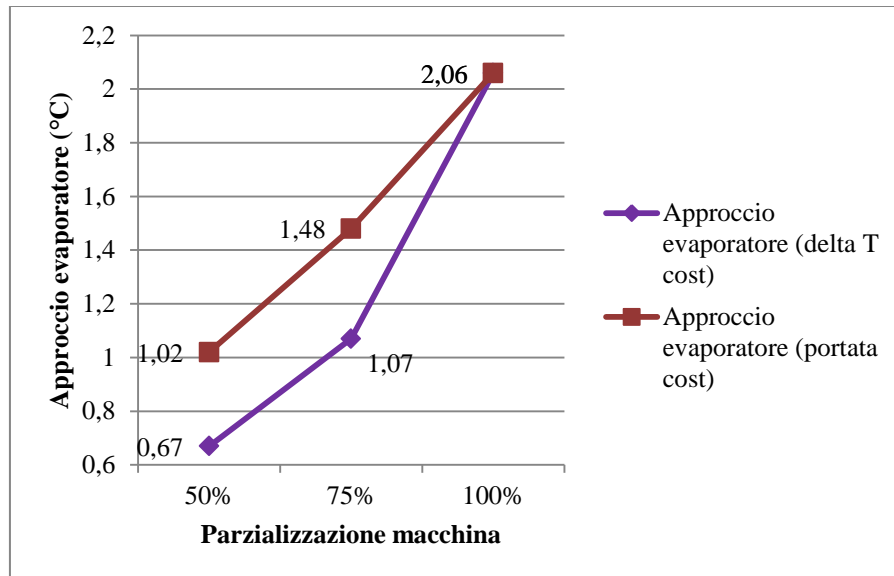


Figura 4.10: Andamento dell'approccio all'evaporatore - casi "a" (portata cost.) e "b" ( $\Delta T$  cost.)

L'approccio degli scambiatori diminuisce all'aumentare della parzializzazione a causa del sovradimensionamento degli scambiatori. Questo comporta un miglioramento dell'efficienza di scambio.

c. SEER=5,308

Le condizioni estive di funzionamento della pompa di calore si sono potute testare solo a salto termico costante a causa di un limite imposto dall'impianto di test del laboratorio. Dal valore di pregio assunto dal SEER, che computa anche le perdite di carico agli scambiatori e i consumi parassiti dei dispositivi che rimangono in funzione anche quando la macchina è off mode, si evince che le prestazioni hanno beneficiato delle favorevoli temperature di saturazione legate all'abbinamento con l'Acquedotto Industriale.

Le temperature riportate sono misurate agli scambiatori e i valori di EER sono quelli ricavati dalle misure di laboratorio, non inclusivi delle eventuali pompe che sofferiscono alle perdite di carico agli scambiatori.

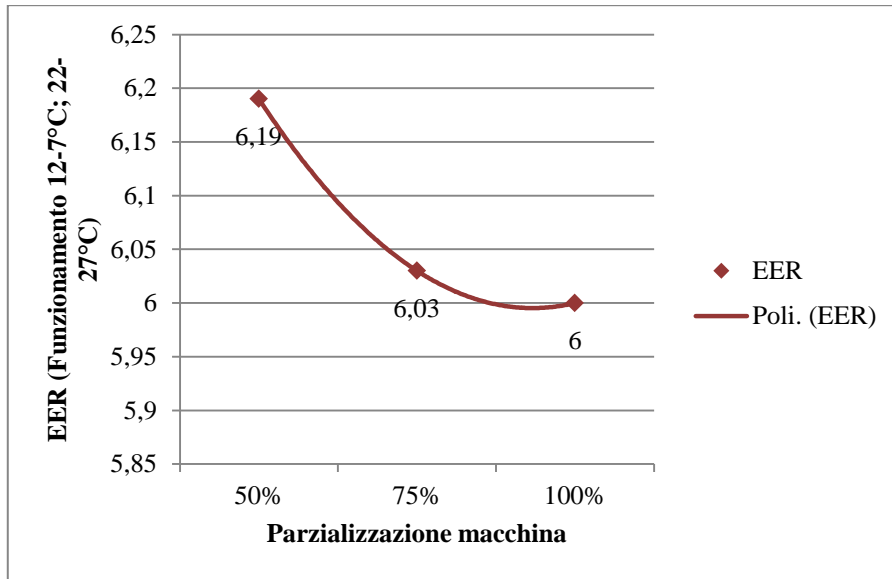


Figura 4.11: Andamento dell'EER misurato in laboratorio

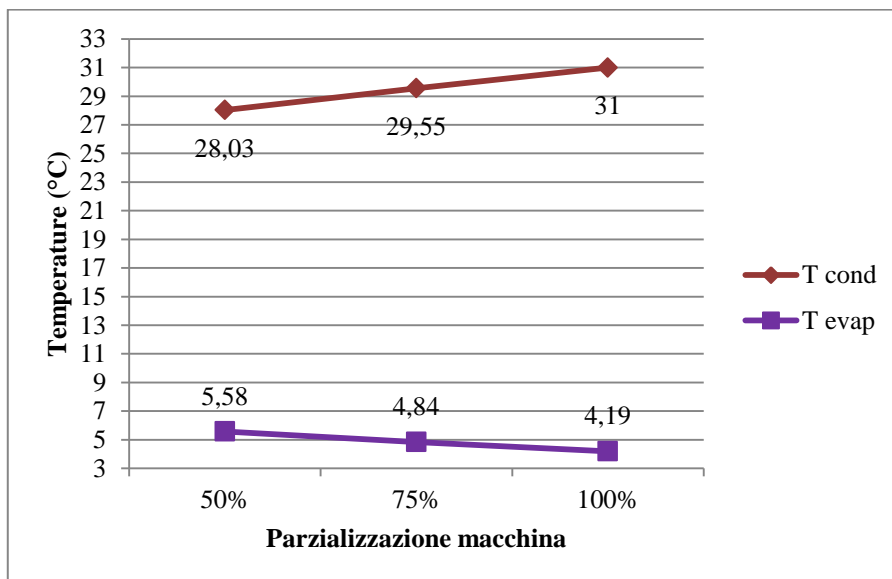
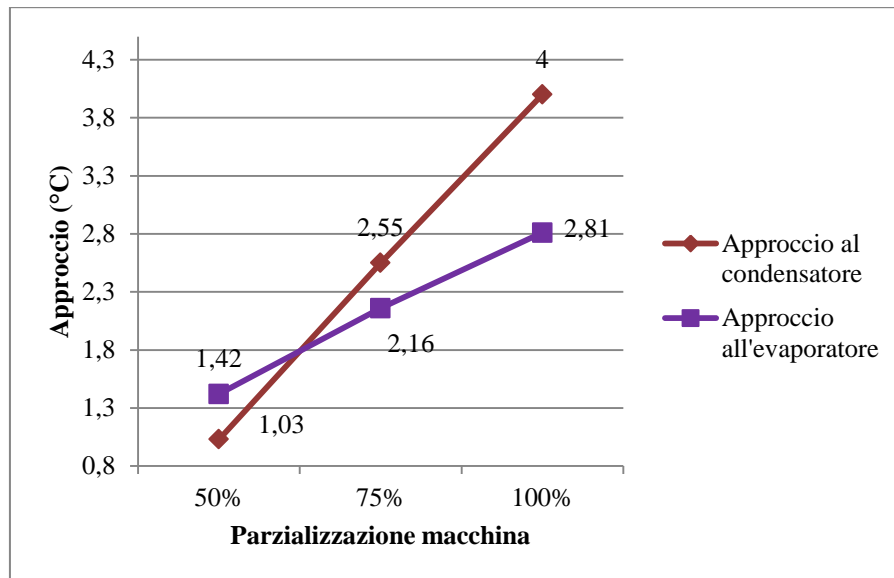


Figura 4.12: Andamento della  $T_{evap}$  e della  $T_{cond}$  in regime estivo



**Figura 4.13:** Andamento dell'approccio al condensatore e all'evaporatore in regime estivo

Si nota che anche in regime estivo si verifica una progressiva riduzione dell'approccio agli scambiatori passando dal funzionamento al 100% a quello al 50%. Allo stesso modo, passando dal 100% al 50% di funzionamento della macchina, la temperatura di condensazione diminuisce mentre quella di evaporazione aumenta. Tali effetti sono dovuti al fatto che parzializzando la macchina gli scambiatori risultano sovradimensionati.

d.  $SCOP=3,739$

Le condizioni in regime invernale d) legate all'interposizione di uno scambiatore a piastre e del circuito glicolato, sono state simulate tramite software dopo aver allineato la modellizzazione della macchina con i valori ottenuti dai test in laboratorio. Si nota che le prestazioni sono più basse rispetto alle corrispondenti a  $\Delta T$  costante (caso b), a causa delle temperature all'evaporatore meno favorevoli; infatti esse sono minori, e riducono la temperatura di evaporazione a parità di effetto utile al condensatore. Va comunque evidenziato che i valori di SCOP ottenuti nei casi a), b) e c) sono piuttosto vicini. Sicuramente la soluzione con scambiatore interposto è economicamente ed energeticamente quella da sfavorire, sia per l'aumento dei costi e la complicazione impiantistica che comporta sia per il valore inferiore di prestazioni stagionali ottenuto a parità di effetto utile.

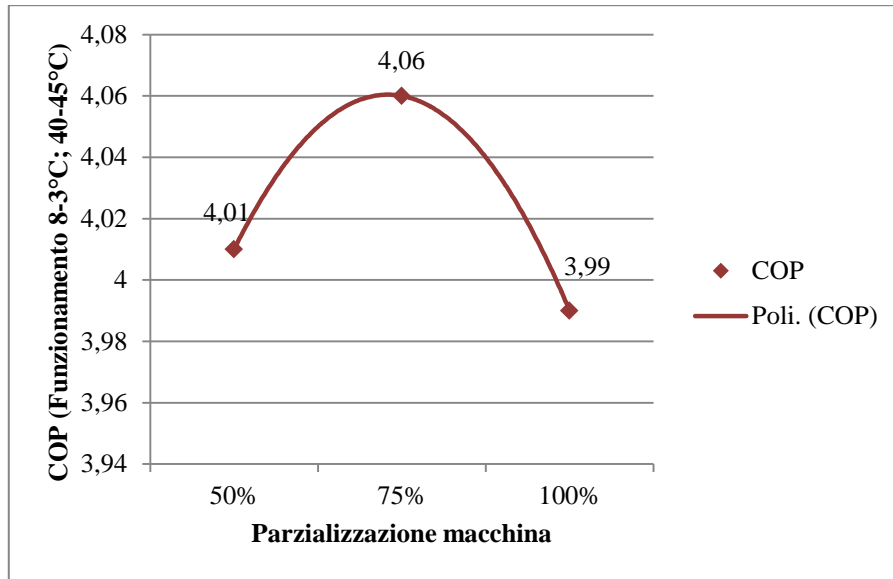


Figura 4.14: Andamento del COP simulato

Si nota che l'andamento del COP in condizioni di funzionamento d) rispecchia quello presentato nei casi a) e b), con un picco di efficienza al 75% di parzializzazione.

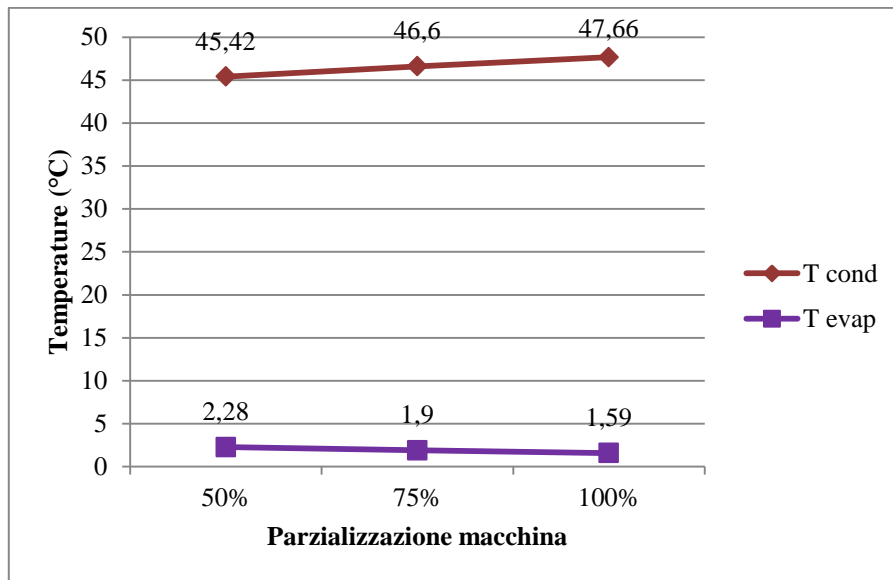
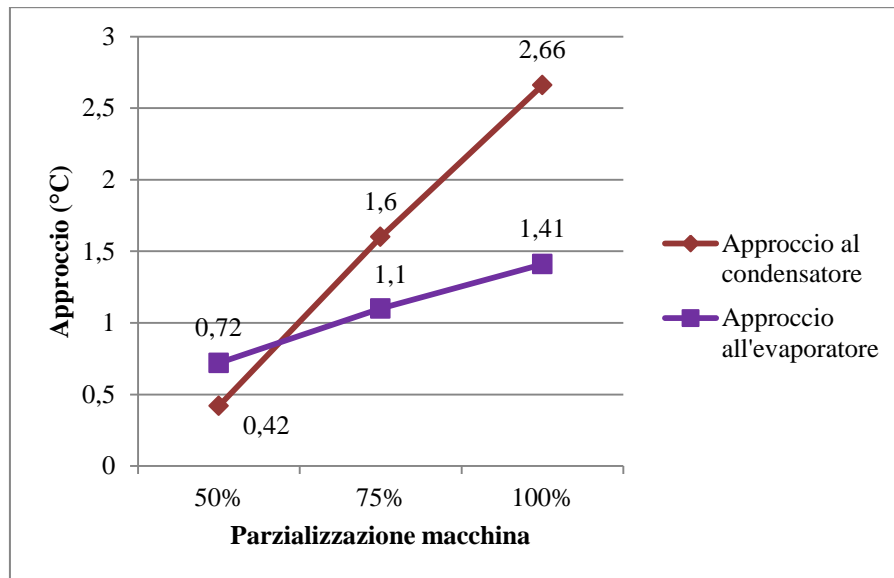


Figura 4.15: Andamento della T<sub>evap</sub> e della T<sub>cond</sub> in regime invernale (40-45°C; 8-3°C)





**Figura 4.16:** Andamento dell'approccio al condensatore e all'evaporatore in regime invernale

A causa del sovradimensionamento degli scambiatori in funzionamento parzializzato si nota un aumento della temperatura di evaporazione e una riduzione di quella di condensazione, affiancate da una diminuzione dell'approccio ad entrambi gli scambiatori.

#### 4.8 L'utilizzo di pompe di calore acqua-acqua nel settore residenziale e relative prestazioni

Si considera di poter utilizzare le pompe di calore acqua-acqua anche nel settore residenziale, con taglie adeguate alle applicazioni in cui le macchine sono inserite. A tal proposito si valutano brevemente le prestazioni di una pompa di calore di taglia 60 kW con lo scopo di preventivare il suo inserimento nella realtà residenziale di un condominio, in luogo dei sistemi tradizionali di generazione del calore. Inoltre vanno considerate le possibilità di produrre energia frigorifera e di deumidificare l'aria consentite dall'uso di una pompa di calore, affiancate dall'assenza di emissioni locali.

Tale sezione si inserisce in un contesto di valutazione della fattibilità di introdurre le pompe di calore nella città di Como, con l'opportunità di scambiare energia con una sorgente che offre rilevanti vantaggi quale l'acqua del lago di Como.

Per tale applicazione si considerano validi i dati di temperatura dell'acqua che scorre nell'Acquedotto Industriale di Como, con una media di 10°C per tutto l'anno (l'ipotesi è cautelativa perché eventuali valori maggiori della temperatura dell'acqua migliorerebbero le prestazioni delle macchine in regime invernale,

dato che incrementerebbero la temperatura di evaporazione). Per quanto riguarda la temperatura dell'acqua richiesta lato impianto è possibile prevedere un uso invernale in media temperatura (anche in relazione alla presenza di radiatori in gran parte degli edifici esistenti) o in bassa temperatura (per gli edifici di nuova costruzione o riqualificabili) e un uso estivo con acqua in uscita a 7°C dall'evaporatore o a temperatura maggiore qualora si prospettassero terminali radianti.

Pompe di calore di taglia affine ai 60 kW sono generalmente dotate di un tandem di compressori scroll, con i quali si verifica un miglioramento delle prestazioni passando dal pieno carico ai carichi parziali. Infatti, simulando le efficienze di una pompa di calore che fornisce circa 60 kW in riscaldamento si ottiene un COP pari a 5 in funzionamento 100% e un COP di 5,5 in funzionamento 50% date le temperature 30/35°C al condensatore e 10/5°C all'evaporatore e non considerando le perdite di carico agli scambiatori.

Si ricava lo SCOP della pompa di calore secondo le disposizioni della norma EN 14825 e valutando le effettive condizioni di funzionamento nell'applicazione di riscaldamento del condominio in Como. Vengono quindi considerate le perdite di carico agli scambiatori e i consumi elettrici dei dispositivi che rimangono in funzione in assenza di richiesta di potenza da parte dell'edificio. In questo modo si calcola uno SCOP pari a 5. La macchina di cui si sono simulate le prestazioni al 100% e al 50% e calcolate quelle al 75% e stagionali (SCOP) è dotata di due compressori scroll con regolazione 100%-50% ciascuno, senza inverter.

Eventuali pompe di calore fornite di inverter permetterebbero un miglior inseguimento del carico, soprattutto in presenza di parzializzazioni spinte, rispetto al caso in cui si spenga la macchina per determinate percentuali di tempo. Si otterrebbero quindi delle prestazioni migliori con macchine ad inverter, che accentuerebbero la convenienza dell'utilizzo di pompe di calore acqua-acqua in sostituzione delle caldaie.

In produzione di acqua calda sanitaria si valuta di far funzionare la macchina al 100% della potenza, in modo da minimizzare i tempi di preparazione dell'acqua calda sanitaria per il condominio, e con temperature al condensatore di 45/50°C e all'evaporatore di 10/5°C; si ottiene così un COP simulato di 3,3.

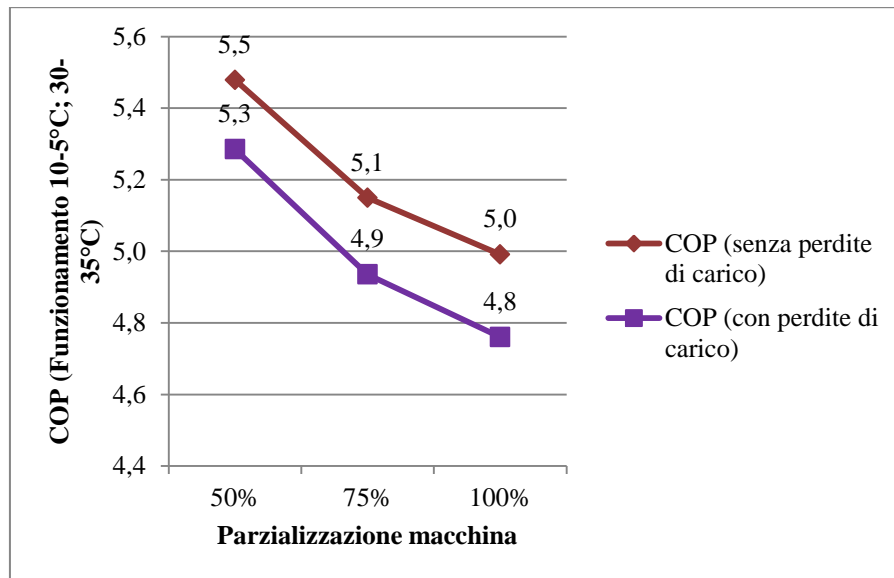


Figura 4.17: Andamento del COP simulato

In regime estivo si considera di far funzionare la pompa di calore per produrre acqua refrigerata a 7°C, temperatura che permette di attuare la deumidificazione dell'aria in un'eventuale batteria del terminale ambiente. Si valuta dunque anche la prestazione stagionale della macchina in funzione con valori di temperatura 12-7°C all'evaporatore e 20-25°C al condensatore. Infatti macchine di taglia più modesta con compressore scroll hanno limiti operativi del compressore più ampi, che consentono di ridurre maggiormente la temperatura di condensazione (per questo è possibile lavorare con temperature di 20-25°C e non 22-27°C al condensatore).

Il SEER calcolato con i valori di temperatura esposti e utilizzando le formule proposte dalla norma EN 14825 risulta pari a 5,043.

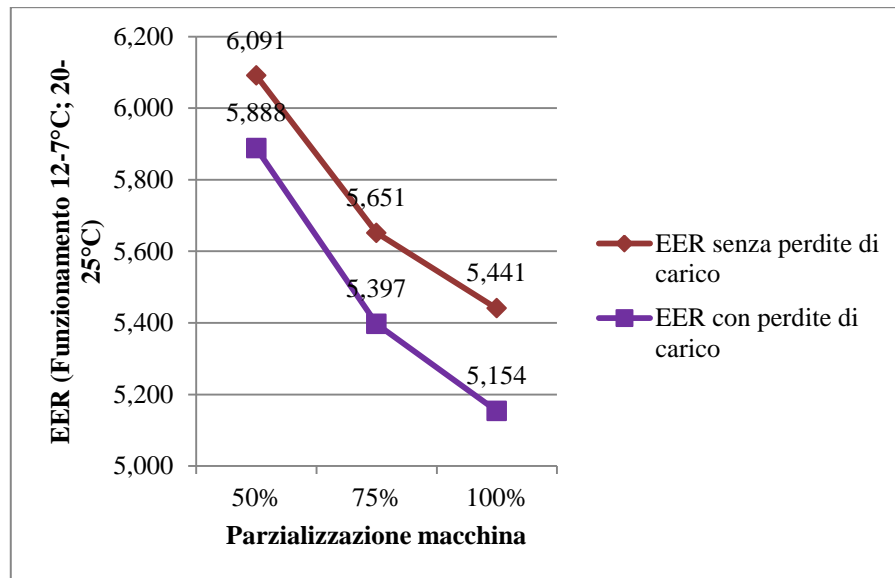


Figura 4.18: Andamento dell'EER simulato

## Capitolo 5

# L'Acquedotto Industriale di Como per la climatizzazione

### 5.1 Descrizione e caratteristiche dell'Acquedotto

L'Acquedotto Industriale di Como ha avuto una realizzazione progressiva, iniziata tra il 1981 e il 1984 con lo scopo di approvvigionare acqua ad alcune aziende della zona a sud di Como. L'autorizzazione a collegare la rete al lago è stata ottenuta qualche anno dopo, nel 1987. Nel decennio successivo il progetto è stato migliorato in modo da ottimizzare il sistema di distribuzione ed ottenere un impianto flessibile con costi di gestione contenuti: sono quindi state realizzate una nuova stazione di pompaggio con relativa presa a lago in grado di sollevare l'acqua ad un nuovo serbatoio di accumulo (accumulo denominato "Vay" situato in comune di Grandate). È inoltre stata adeguata la stazione di pompaggio "Vay" per il sollevamento dell'acqua ad un nuovo serbatoio di accumulo, sito alla quota geodetica più elevata di tutto l'impianto (sempre in comune di Grandate). La stazione di pompaggio e i serbatoi di accumulo sono interrati, in modo da eliminare problemi di impatto ambientale.

Caratteristiche generali dell'acquedotto:

- Portata massima sollevabile: 1000 l/s potenzialmente pari a 31.536.000 m<sup>3</sup>/anno
- Capacità complessiva dei serbatoi di accumulo: 15000 m<sup>3</sup>
- Sviluppo della rete: 53 Km (45 Km di condotte principali e 8 Km di derivazioni)

Schema di funzionamento:

- La "Presa a Lago" capta l'acqua del Lago ed alimenta la "Stazione di pompaggio a Lago"
- La "Stazione di pompaggio a Lago" solleva l'acqua fino al Serbatoio di accumulo "Vaj"
- Il Serbatoio di accumulo "Vaj" alimenta la Stazione di ripompaggio "Vaj" che solleva l'acqua al Serbatoio di accumulo "Ragno"
- Dal Serbatoio di accumulo "Ragno" (punto più alto di tutto l'acquedotto) l'acqua fluisce per caduta lungo due direttrici alimentando sia le utenze sia l'ulteriore Serbatoio di accumulo di cui ogni direttrice è dotata: direttrice "Villaguardia", dotata del Serbatoio di accumulo

"Villaguardia"; direttrice "Fino Mornasco", dotata del Serbatoio di accumulo "Cassina Rizzardi". Le estremità delle due direttrici si congiungono in Comune di Cassina Rizzardi attraverso una valvola di intercettazione (normalmente chiusa) andando così a formare un anello.

Quote dell'impianto:

- Zero idrometrico del Lago misurato al Fortilizio: 197,39 m.s.m.
- Serbatoio di accumulo "Vaj": 325 m.s.m.
- Stazione di pompaggio "Vaj": 278 m.s.m.
- Serbatoio di accumulo "Ragno": 361 m.s.m.
- Serbatoio di accumulo "Villaguardia": 353 m.s.m.
- Serbatoio di accumulo "Cassina Rizzardi": 336 m.s.m.

Presa a Lago: la captazione dell'acqua avviene tramite un torrino con filtro che si erge all'estremità di una condotta DN 1000 posata sul fondo del Lago. Posizione del filtro di captazione:

- Distanza dalla riva: 400 m
- Quota del filtro: 160 m.s.m.
- Quota fondo del Lago: 156 m.s.m.

Condotte della rete:

- Il 90% delle condotte sono in acciaio: DN 900 ÷ 800 dalla Stazione di pompaggio Lago al Serbatoio di accumulo Ragno e DN 700 ÷ 600 ÷ 350 lungo le dorsali delle due direttrici a valle di questo Serbatoio.
- Il 10% delle condotte è in C.A. DN 450 ÷ 350.

Protezioni e sicurezze sulle condotte:

- Protezioni durante i regimi transitori: le condotte del tratto Stazione di pompaggio a Lago/Serbatoio di accumulo Vaj sono protette dalle Casse d'Aria installate presso la Stazione di pompaggio Lago; le condotte del tratto Stazione di pompaggio Vaj/Serbatoio di accumulo Ragno sono protette dalla Cassa d'Aria installata presso la Stazione di pompaggio Vaj.
- Protezioni contro la corrosione da correnti vaganti: tutte le tubazioni in acciaio sono protette da un impianto di protezione catodica comandato e regolato a settori da più centraline.
- Sicurezza in caso di rottura: sulle condotte principali sono installati numerosi misuratori di portata. L'eventuale rottura di un tratto di condotta viene segnalata dalla differenza tra la portata misurata all'inizio e alla fine del tratto ed automaticamente viene interrotta l'alimentazione del tratto medesimo e lanciato il teleallarme.

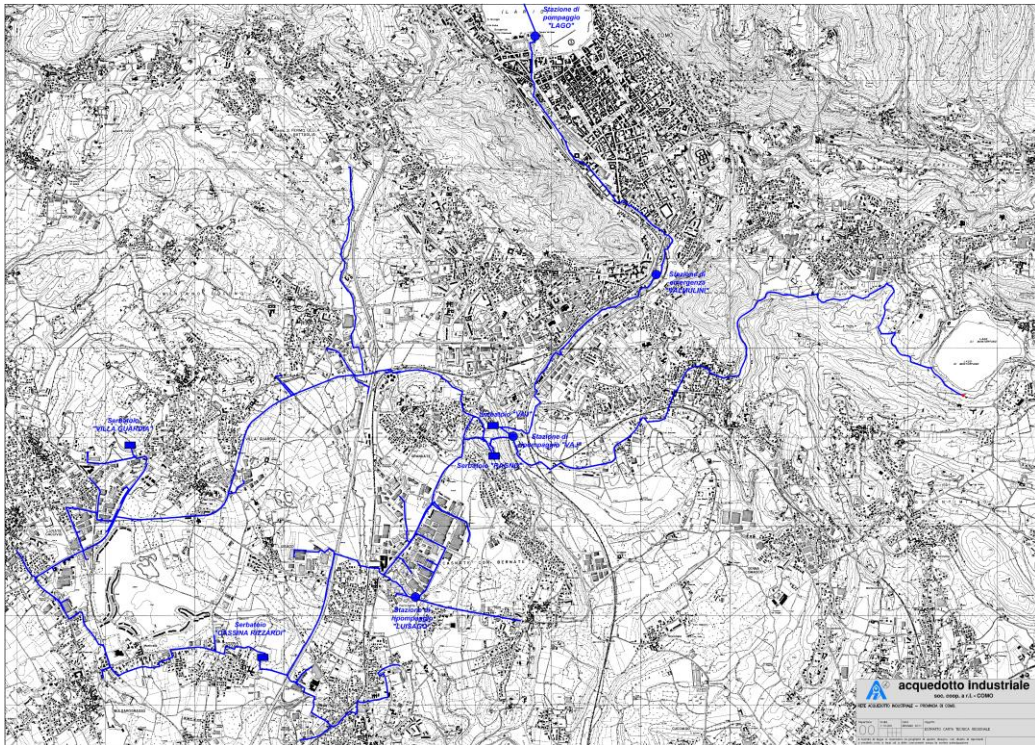


Figura 5.1: Distribuzione della rete dell'Acquedotto Industriale di Como [28]

## 5.2 Possibile sfruttamento ai fini della climatizzazione

L'Acquedotto Industriale è dotato di un'imponente stazione di pompaggio e delle relative prese dell'acqua di lago. Tale stazione, data la parziale deindustrializzazione della zona servita, è al momento sottoutilizzata.

La rete dell'Acquedotto è stata realizzata per scopi diversi da quelli della climatizzazione, ma che possono coesistere e godere di una migliore economia di scala con vantaggi economici per tutti gli utenti. Attualmente gran parte delle aziende allacciate all'Acquedotto è costituita da tinto-stamperie, che prelevano l'acqua per i processi di lavorazione interni; altre industrie utilizzano l'acqua per alimentare la propria rete antincendio o per scopi irrigui.

L'ipotesi che si avanza è infatti di poter utilizzare l'acqua dell'Acquedotto, disponibile in portate consistenti, per il funzionamento di pompe di calore acqua-acqua adibite alla climatizzazione della zona industriale ed eventualmente, in vista di un'implementazione della rete, residenziale. L'acqua verrebbe prelevata, sfruttata come sorgente di scambio e poi restituita alla rete, diversamente, invece, le attuali utenze dell'Acquedotto Industriale fanno un uso a perdere dell'acqua.

L'acqua dell'Acquedotto Industriale fungerebbe da sorgente di scambio per la condensazione (in funzionamento estivo) e per l'evaporazione (in funzionamento invernale) del fluido refrigerante che percorre il ciclo termodinamico delle pompe di calore. Il vantaggio energetico che ne conseguirebbe è notevole, poiché l'uso di pompe di calore acqua-acqua può evitare l'installazione di generatori di back up (con caldaia o resistenze elettriche) in regime invernale e, soprattutto, permette di avere un ciclo termodinamico più efficiente a causa della temperatura costante della sorgente di scambio, che, essendo sufficientemente elevata in funzionamento invernale e sufficientemente bassa in funzionamento estivo, porta all'ottenimento di una temperatura di evaporazione piuttosto alta e di una temperatura di condensazione ridotta. Lo stato dell'arte delle tecnologie in pompa di calore consente, poi, un'elevata resa energetica, affiancata da un consumo ridotto di energia primaria rispetto a qualunque altro sistema di generazione termica.

La soluzione proposta vanta la possibilità di operare in rispetto dell'ambiente, poiché non si ha consumo di acqua (la portata che entra nello scambiatore torna poi alla rete dell'Acquedotto Industriale), l'acqua non subisce trattamenti chimici e può essere reintrodotta nell'Acquedotto con un  $\Delta T$  limitato e controllato. Inoltre si sfrutta energia ecologica recuperata dall'acqua di lago, non si hanno emissioni di CO<sub>2</sub> locali ed è assente la combustione per la produzione di calore con le relative emissioni inquinanti.

Ulteriori vantaggi legati all'uso di pompe di calore per le utenze collegate all'Acquedotto ai fini della climatizzazione sono la possibilità di avere un funzionamento estivo e invernale grazie all'invertibilità del ciclo, un ridotto fabbisogno di manutenzione (per l'assenza di combustione), gli ingombri ridotti e l'utilizzo potenzialmente gratuito delle risorse energetiche. Si evidenzia inoltre la maggiore indipendenza dai prezzi dell'energia sempre crescenti e il parallelo più facile soddisfacimento dei limiti imposti dal Decreto legislativo n°28/2011 sulle fonti rinnovabili. Infine la disponibilità di acqua "non potabile" ne permette l'uso per scopo irriguo ed un impiego "duale" ossia per la rete delle cassette WC.

## **5.3 Confronto tra falda e Acquedotto**

### **5.3.1 L'utilizzo della falda**

L'acqua di falda come sorgente per una pompa di calore comporta tutti i vantaggi elencati in questa trattazione, quali la possibilità di eliminare il back up (di caldaia o resistenza elettrica) per i picchi invernali, l'assenza di cicli di sbrinamento, che ridurrebbero notevolmente le prestazioni della macchina, il fatto di avere uno scambio che avviene con acqua a temperatura circa costante



durante l'anno. Da questo consegue che la macchina acqua-acqua offre prestazioni migliori, rispetto a una macchina aria-acqua, dovute all'aumento della temperatura di evaporazione e alla riduzione della temperatura di condensazione a parità di condizioni esterne.

Tali vantaggi sono parimenti presentati da una pompa di calore che lavora con acqua dell'Acquedotto Industriale come sorgente estiva e invernale.

È bene precisare che l'inserimento di un back up è valutabile anche per pompe di calore acqua-acqua, ma per motivazioni diverse rispetto al caso di macchine aria-acqua. Infatti, per le macchine che in inverno sono evaporate ad aria, che hanno prestazioni in netta diminuzione all'abbassarsi della temperatura dell'aria esterna, si prevede un back up per evitare che lavorino con COP molto bassi e non convenienti, né economicamente né energeticamente. Per le macchine evaporate ad acqua è comunque possibile installare un sistema di generazione di back up qualora si volesse dimensionare la pompa di calore non sul fabbisogno di picco, che si presenta per pochissime ore nella stagione invernale, ma su un valore di carico corrispondente a una temperatura maggiore di quella di picco. In tal caso la macchina potrà avere una potenza che soddisfa pienamente la richiesta solo per carichi che corrispondono a temperature dell'aria esterna maggiori rispetto alla temperatura di progetto. Per tutti i valori di carico (e temperatura) più severi si prevede l'intervento del back up, mentre la pompa di calore funziona allo stadio 100%, fornendo una capacità fissa ma minore del carico.

Per questo è possibile introdurre il concetto di temperatura bivalente, che è la temperatura esterna fino alla quale la macchina fornisce una potenza che soddisfa il carico richiesto; la temperatura bivalente è maggiore della temperatura di progetto. Il dimensionamento su un carico inferiore a quello di picco consente di non far funzionare la macchina in condizioni di eccessiva parzializzazione, che possono penalizzare le prestazioni della stessa.

L'utilizzo di acqua di falda implica l'avanzamento di pratiche che necessitano l'approvazione di un Ente autorizzativo (nella fattispecie l'Amministrazione Provinciale), e di conseguenza il mantenimento del salto termico dell'acqua riportata in falda costante e controllato durante l'intero funzionamento dell'impianto. Infatti, l'obbligo di immettere l'acqua in falda con un  $\Delta T$  limitato, unitamente all'impossibilità di far funzionare il compressore con temperature di condensazione troppo basse (in genere non sotto i 25-30°C), porta alla necessità, in regime estivo, di prelevare dalla falda una portata molto maggiore di quella che effettivamente asporta calore dal condensatore. La maggior quantità di acqua prelevata - rispetto a quella strettamente necessaria per il condensatore - dovrà essere poi bypassata per mitigare la temperatura di restituzione in falda e mantenere limitato il relativo  $\Delta T$ . Il sistema in genere prevede l'installazione di una valvola a tre vie che devia parte dell'acqua estratta dalla falda (ad una

temperatura di circa 10°C) per poi miscelarla con la piccola portata uscente dal condensatore e riportarla in falda. Dunque adottando tale accorgimento si hanno dei consumi di pompaggio elevati durante la stagione di raffrescamento, dato che la pompa deve sempre prelevare una grossa portata pur ottenendo un effetto utile di smaltimento del calore su una portata di acqua ridotta.

### **5.3.2 L'utilizzo dell'Acquedotto Industriale**

Lo scambio termico con l'Acquedotto Industriale può avvenire secondo due modalità: tramite uno scambio diretto per cui l'acqua dell'Acquedotto entra nel condensatore o nell'evaporatore della pompa di calore; oppure tramite uno scambio indiretto, con l'interposizione di uno scambiatore a piastre. Questa seconda opzione permette di evitare possibili inquinamenti dell'acqua dell'Acquedotto ed eventuali prelievi non autorizzati. È comunque sempre possibile contabilizzare l'energia prelevata da ciascuna utenza dalla rete. Lo scambio indiretto prevede che ci sia un circuito chiuso fra la pompa di calore e l'Acquedotto; tale circuito avrà delle temperature di ingresso e uscita dallo scambiatore ottimizzate sulle temperature di condensazione (in estate) o di evaporazione (in inverno).

Un vantaggio nell'utilizzo dell'Acquedotto Industriale rispetto alla falda risiede nella possibilità di evitare sia le richieste di autorizzazione allo scambio con la falda con l'annessa relazione del geologo, sia l'imposizione di mantenere il  $\Delta T$  rigidamente controllato (questo, però, in base al tipo di utenze collegate a valle dell'edificio che utilizza l'Acquedotto per la climatizzazione). L'Ente Acquedotto Industriale dovrà, però, fissare i limiti di prelievo di energia per le utenze che si collegheranno alla rete per scopo energetico, in modo da garantire agli utenti industriali (prevalentemente tintorie e stamperie) una temperatura adeguata ai processi che comportano l'uso finale dell'acqua. In prima istanza si può asserire che l'aumento di temperatura dell'acqua dell'Acquedotto che si verificherebbe nel regime estivo non rappresenta un problema poiché un gran numero di processi industriali delle aziende collegate all'Acquedotto prevede il riscaldamento dell'acqua. Le tinte-stamperie allacciate all'Acquedotto prelevano acqua grezza che in parte viene addolcita; l'acqua è destinata in gran parte alla produzione di vapore e alle macchine che operano il lavaggio in continuo dei tessuti e in parte alle macchine lavamaglie. Le macchine citate possono richiedere acqua per scaldarla al loro interno o già scaldata dalla centrale termica della tinto-stamperia. Acqua calda è utilizzata anche per il lavaggio dei quadri di stampa e per la preparazione dei colori, oltre che per lo scioglimento di resine utili nel processo di finissaggio dei tessuti e per il lavaggio delle macchine ad esso preposte. Per contro, in regime invernale sarà necessario fissare il valore minimo della temperatura dell'acqua dell'Acquedotto in modo da evitare locali congelamenti dell'acqua, abbassamenti del COP della pompa di calore e il conferimento di acqua troppo fredda all'utente industriale. Questa

circostanza potrebbe non rappresentare un problema poiché l'utente che potrà allacciarsi all'Acquedotto per uso energetico già dispone di un proprio sistema alternativo di generazione del calore, ed inoltre l'energia estratta dall'acqua in regime invernale è indubbiamente inferiore a quello estivo dato che il lavoro meccanico del compressore viene sfruttato come energia termica utile (mentre in funzionamento estivo deve essere smaltito al condensatore).

## 5.4 Possibili configurazioni di impianto

I dati di temperatura dell'acqua che scorre nell'Acquedotto sono rilevati in due punti e in due giorni dell'anno rappresentativi delle condizioni estiva e invernale.

In particolare i dati raccolti sono i seguenti:

**Tabella 5.1:** Temperature estive dell'Acquedotto Industriale raccolte [29]

<b>GIORNO 20 GIUGNO 2013</b>		
<b>PUNTO DI MISURA</b>	<b>TEMPERATURA ESTERNA</b>	<b>TEMPERATURA CAMPIONE ACQUA</b>
Centrale Cacciviese	30°C	10,5°C
Centrale Vaj	30°C	8,8°C

**Tabella 5.2:** Temperature invernali dell'Acquedotto Industriale raccolte [30]

<b>GIORNO 19 DICEMBRE 2012</b>		
<b>PUNTO DI MISURA</b>	<b>TEMPERATURA ESTERNA</b>	<b>TEMPERATURA CAMPIONE ACQUA</b>
Centrale Cacciviese	-2°C	9,4°C
Centrale Vaj	-2°C	9,5°C

Avendo osservato temperature analoghe tra la stagione estiva e quella invernale si può ragionevolmente ritenere che la temperatura sia pressoché costante durante l'anno e pari a circa 9,5÷10°C.

### 5.4.1 Scambio indiretto con l'Acquedotto Industriale

La configurazione di scambio indiretto con la rete dell'Acquedotto prevede l'interposizione di uno scambiatore a piastre e di un circuito chiuso che comunica da una parte con l'Acquedotto (tramite lo scambiatore a piastre) e dall'altra con la pompa di calore. Tale soluzione comporta dei costi aggiuntivi, rispetto a una configurazione di scambio diretto pompa di calore/Acquedotto, dovuti allo scambiatore e alla pompa di circolazione posta sul circuito chiuso (oltre a quella di prelievo dalla rete). Tuttavia la soluzione consente anche dei

vantaggi per l'Ente Acquedotto Industriale, infatti, diventano impossibili prelievi non autorizzati di acqua e l'inquinamento della stessa.

In regime estivo la configurazione di scambio indiretto permette all'acqua del circuito chiuso di entrare e uscire dal condensatore con temperature consone ad un ottimale funzionamento del circuito frigorifero. Infatti si avrebbe un  $\Delta T$  di  $5^{\circ}\text{C}$  tra ingresso e uscita, salto termico conforme alla normale progettazione del condensatore, e in particolare la temperatura di uscita dell'acqua sarà di pochi gradi inferiore rispetto alla temperatura di condensazione (l'approccio dei moderni scambiatori è basso:  $2\div 3^{\circ}\text{C}$  in condizioni nominali, ancora minore in condizioni di parzializzazione). Si avranno quindi valori di ingresso e uscita dell'acqua rispettivamente di circa  $22^{\circ}\text{C}$  e  $27^{\circ}\text{C}$  con la condensazione che avviene alla temperatura di  $30\div 31^{\circ}\text{C}$ ; tali valori sono quindi ottimali, poiché consentono di mantenere la condensazione più bassa possibile. Tale temperatura di condensazione coincide con il limite inferiore imposto dal funzionamento del compressore all'interno dell'envelope approvato dal costruttore, ossia all'interno del luogo dei punti di funzionamento con ridotto consumo energetico ed elevata capacità.

In regime invernale la situazione di scambio che si viene a creare con l'interposizione dello scambiatore a piastre diventa meno favorevole. Viste infatti la temperatura dell'Acquedotto non particolarmente elevata ( $9,5\div 10^{\circ}\text{C}$ ) e l'impossibilità di reimmettere acqua a temperatura eccessivamente bassa per via del potenziale congelamento della stessa e del raffreddamento dell'acqua poi utilizzata dagli utenti industriali, si avrebbe una temperatura di evaporazione piuttosto bassa ( $1\div 1,5^{\circ}\text{C}$ ). Inoltre nel circuito chiuso interposto dovrebbe scorrere acqua glicolata, poiché deve riscaldarsi da circa  $3^{\circ}\text{C}$  a circa  $8^{\circ}\text{C}$  a spese dell'acqua dell'Acquedotto che passa da circa  $10^{\circ}\text{C}$  a circa  $5^{\circ}\text{C}$ ; per cui con temperature che scendono al di sotto dei  $5^{\circ}\text{C}$  è preferibile miscelare l'acqua col glicole. I valori esposti sono quelli ottimali per la configurazione indiretta.

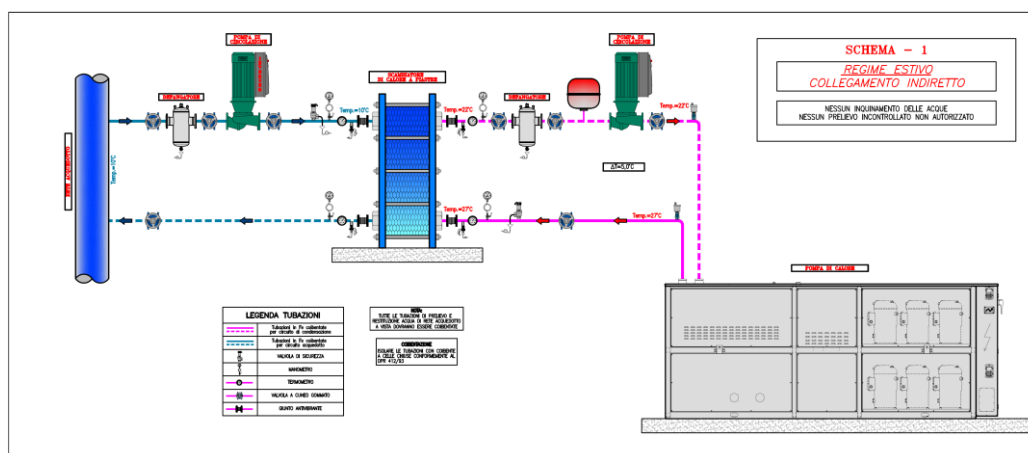


Figura 5.2: Configurazione impiantistica con scambio indiretto in regime estivo

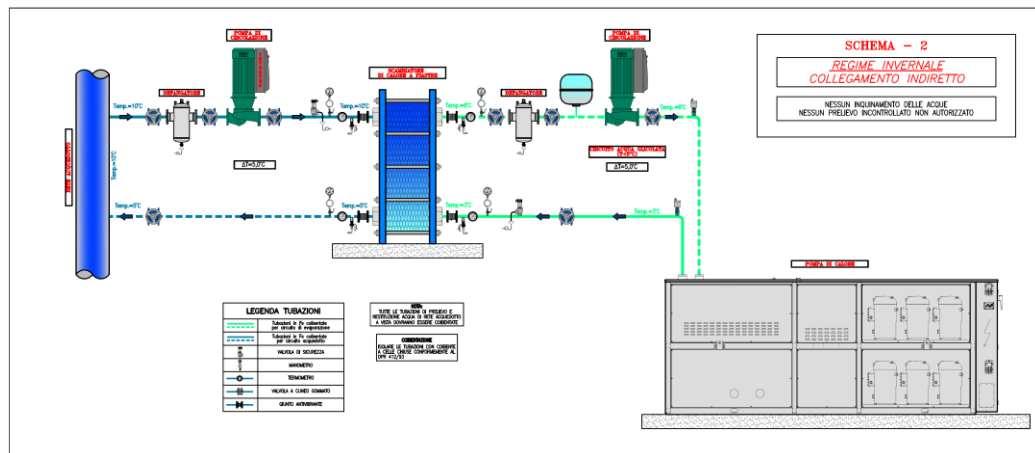


Figura 5.3: Configurazione impiantistica con scambio indiretto in funzionamento invernale

#### 5.4.2 Scambio diretto con l'Acquedotto Industriale

Lo scambio diretto comporta che ad entrare nel condensatore o evaporatore della pompa di calore sia l'acqua prelevata dall'Acquedotto Industriale. In regime estivo si hanno due possibilità impiantistiche: una prevede l'inserimento di una valvola miscelatrice che permette di mandare acqua al condensatore ad una temperatura di circa  $22^{\circ}\text{C}$  e di riportare in rete acqua a  $27^{\circ}\text{C}$  circa; l'altra soluzione è priva di miscelazione, per cui si avrebbe un ingresso al condensatore a  $9,5\div 10^{\circ}\text{C}$  e un'uscita a  $27^{\circ}\text{C}$  con un salto termico molto elevato e conseguente parzializzazione della portata. In regime estivo, nella soluzione priva di valvola miscelatrice, a causa della forte riduzione di portata (che diventerebbe meno di un terzo di quella che si avrebbe con  $\Delta T$  di  $5^{\circ}\text{C}$ ) le perdite di carico nello scambiatore sarebbero irrilevanti. Questo fattore sarebbe, però, negativo perché, al di sotto di un certo valore di perdite di carico, si verifica una sedimentazione del calcare nel condensatore, con annessa accelerazione dei processi di sporcamento del fascio tubiero e deterioramento delle prestazioni. Per questo la configurazione senza valvola miscelatrice necessiterebbe di un condensatore dedicato a quattro passi, costruito in modo da incrementare le perdite di carico per riportarle a valori corretti per una buona durata del componente.

La configurazione con miscelazione, invece, mantiene il  $\Delta T$  di  $5^{\circ}\text{C}$  tra ingresso e uscita, fattore rilevante nella progettazione del componente condensatore. Va evidenziato però che tale soluzione ha un'utilità pratica solo in funzionamento estivo, laddove l'assenza della valvola miscelatrice porterebbe ad avere un salto termico eccessivo e una conseguente progettazione ad hoc del condensatore. Infatti in regime invernale lo scambio diretto dell'Acquedotto con l'evaporatore porterebbe notevoli vantaggi: sarebbe superfluo l'inserimento della valvola miscelatrice perché l'acqua della rete si troverebbe già ad una temperatura consona allo scambio ( $9,5\div 10^{\circ}\text{C}$  in ingresso) e favorevole per un incremento

delle prestazioni. La temperatura di evaporazione sarebbe in effetti più alta che nella configurazione con scambio indiretto e pari a circa  $2\div 3^{\circ}\text{C}$ ; il  $\Delta T$  tra ingresso e uscita dall'evaporatore sarebbe di  $5^{\circ}\text{C}$ , valore adeguato sia alla consueta progettazione dello scambiatore sia all'ottenimento di una temperatura di reimmissione dell'acqua nell'Acquedotto Industriale attorno ai  $4,5\div 5^{\circ}\text{C}$ , valore che non crea problemi di potenziale congelamento dell'acqua. I valori di temperatura presentati sono quelli concepiti per ottimizzare le prestazioni della macchina nell'applicazione "Acquedotto Industriale".

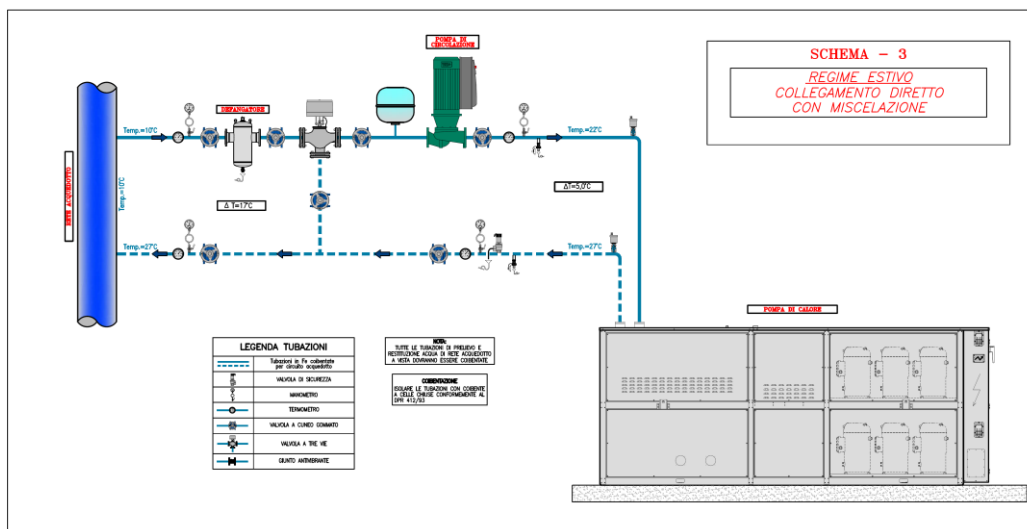


Figura 5.4: Configurazione impiantistica con scambio diretto e miscelazione in regime estivo

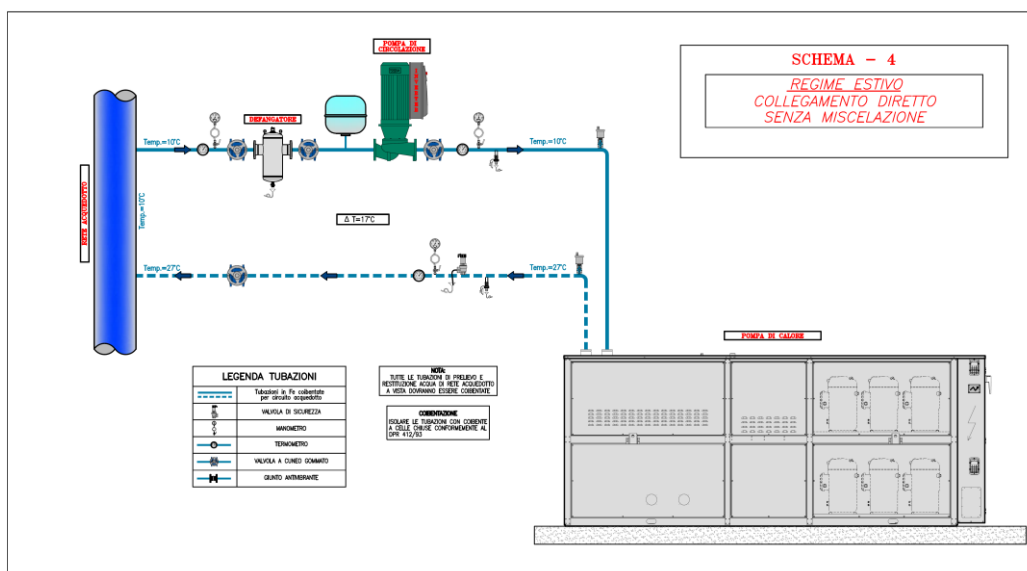


Figura 5.5: Configurazione impiantistica con scambio diretto in regime estivo

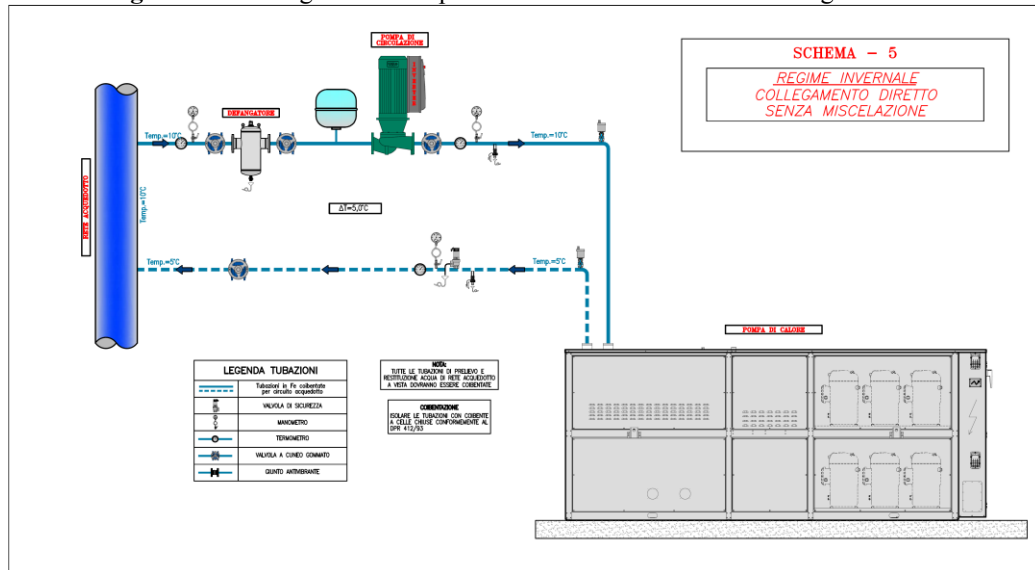


Figura 5.6: Configurazione impiantistica con scambio diretto in regime invernale

## 5.5 Valutazione di un caso applicativo

### 5.5.1 Premessa

Lo sfruttamento dell'Acquedotto Industriale per la climatizzazione prevede che l'acqua venga prelevata e poi restituita alla rete in condizioni di temperatura diverse. È bene considerare che se a valle dell'utenza che utilizza l'acqua come sorgente di scambio per le pompe di calore vi sono allacciate tinto-stamperie, non vi sono problemi legati al riscaldamento dell'acqua in regime estivo perché tali aziende riscaldano l'acqua che prelevano per il consumo. Per quanto riguarda il funzionamento invernale, è bene imporre una variazione massima di temperatura dell'acqua per l'uso di climatizzazione di 5°C, in modo da evitare il congelamento dell'acqua ed eventuali disagi per gli utenti a valle.

Qualora gli utilizzi a valle di quello di climatizzazione siano di natura diversa rispetto a quelli delle tinto-stamperie, e quindi potrebbero non giovare di un riscaldamento dell'acqua che prelevano (sebbene si parli di  $\Delta T$  comunque contenuti per via delle portate piuttosto consistenti che scorrono nella rete) è bene concordare in fase di progetto le variazioni di temperatura ammissibili.

Se l'Acquedotto ponesse come vincolo quello di inserire un circuito con scambiatore a piastre tra la rete e la pompa di calore in modo da scongiurare la possibilità di inquinare l'acqua per trafiletti di gas o di olio compressore, le prestazioni della macchina possono peggiorare, soprattutto in regime invernale, a causa della riduzione della temperatura di evaporazione.

Un ulteriore aspetto da considerare è che l'Acquedotto Industriale vanta delle condotte di dimensioni notevoli, potenzialmente in grado di veicolare enormi portate di acqua (cfr. sezione 5.1); tuttavia, a causa della deindustrializzazione della zona alcune linee sono state interrotte e in generale la capacità di pompaggio è sottoutilizzata. Le portate che scorrono nella rete sono modeste rispetto a quelle veicolabili e ciò deve essere ben valutato in fase di progettazione, poiché nelle applicazioni di climatizzazione per evitare un riscaldamento o raffreddamento localizzato dell'acqua, è necessario che a valle dell'utenza in esame ci siano degli spillamenti dalla rete in modo da generare transito di fluido e ricambio dell'acqua in corrispondenza del prelievo ai fini della climatizzazione.

In fase di progetto, in base alle portate necessarie per lo scambio termico e alla disponibilità della rete nel punto di prelievo considerato, si può valutare di prevedere ed inserire un accumulo per lo stoccaggio di acqua da utilizzare nei momenti di minore disponibilità nella rete.

### **5.5.2 Il caso studio**

Il centro commerciale Bennet "Monticello" è situato a Cassina Rizzardi, vicino al passaggio di una diramazione dell'Acquedotto Industriale di Como di diametro DN 350. Il centro commerciale in questione è costituito dall'ipermercato e dalla galleria commerciale con negozi. La centrale termica prevede due caldaie da 546 kW di potenza ciascuna per il riscaldamento e di due chiller aria-acqua, per la climatizzazione estiva e la frigoconservazione, di potenza 532 kW nominali ciascuno. Ai chiller, di recente installazione, si imputa un'efficienza media nella stagione estiva (ESEER) di 3, mentre alle datate caldaie (sono state installate nel 1989) è attribuito un rendimento medio dell'85%.

La proposta è quella di installare delle pompe di calore acqua-acqua reversibili che permettano di climatizzare il centro commerciale in estate e in inverno in luogo di chiller e caldaie. Le macchine scambierebbero calore con l'acqua dell'Acquedotto Industriale, in prima istanza si ipotizza di effettuare uno scambio indiretto, con l'interposizione di scambiatori a piastre tra le pompe di calore e l'Acquedotto.

L'inserimento di pompe di calore acqua-acqua consentirebbe un importante efficientamento dell'impianto, poiché offrono un'efficienza media stagionale ed annuale superiore alle macchine aria-acqua e notevolmente maggiore rispetto alle caldaie. Di conseguenza i risparmi in termini economici sarebbero parimenti considerevoli, infatti si è stimato un impatto sulla bolletta energetica del centro commerciale del 8,3%/anno e sui costi di produzione di energia termica e frigorifera del 33,8%/anno.



### **5.5.3 I consumi energetici attuali e previsti**

Dalle stime e dai calcoli effettuati, rispetto al totale dei consumi di energia elettrica dell'anno 2012 imputabili alla galleria commerciale e all'ipermercato (comprensivi di consumi per illuminazione, forze motrici, apparecchi vari), pari a 2.507.650 kWh/anno, si associa alla produzione di energia termica e frigorifera (escludendo il vettoriamento dell'energia prodotta con relativi consumi di pompaggio e ventilazione) un consumo elettrico di 501.530 kWh/anno. A tale consumo si unisce quello di gas metano utilizzato come combustibile nelle caldaie, in una quantità di 53.280 m<sup>3</sup>/anno. L'energia frigorifera prodotta dai chiller aria-acqua che consumano energia elettrica, data un'efficienza stagionale pari a 3, è di 1.504.590 kWh/anno, mentre l'energia termica prodotta dalle caldaie è di 432.935 kWh/anno, considerando un rendimento medio dell'85%.

I costi sostenuti per la produzione energetica dal centro commerciale esistente sono i seguenti:

- Costo dell'energia elettrica, dal costo unitario di 0,166 €/kWh, globalmente pari a 83.254 €/anno;
- Costo del gas metano, dal costo unitario di 0,465 €/m<sup>3</sup>, globalmente pari a 24.775 €/anno;
- Costi complessivi sostenuti pari a 108.029 €/anno.

A parità di richiesta di energia termica e frigorifera, data dalla somma delle produzioni di chiller e caldaia, ossia 1.937.543 kWh/anno, si considera l'installazione, in sostituzione della centrale termica esistente, di pompe di calore acqua-acqua, con relativo efficientamento nella produzione di caldo e freddo. Le macchine acqua-acqua, date le temperature di funzionamento con sorgente costituita dall'Acquedotto Industriale, avrebbero un'efficienza annuale stimabile di 4,5, considerando le prestazioni estive e invernali comprese le perdite di carico lato scambiatori della macchina (cfr. sottosezione 5.5.5). Tale valore è stato elaborato considerando la produzione estiva di acqua refrigerata a 7°C e quella invernale di acqua riscaldata a una temperatura di 45°C -media temperatura- oltre ai valori di COP e SEER ottenuti dal test delle pompe di calore in questione. I nuovi consumi elettrici sarebbero, quindi, di circa 430.565 kWh/anno, per cui, a fronte del risparmio di combustibile gassoso e di parte dell'energia elettrica consumata, si avrebbero:

- Un nuovo costo da sostenere per l'energia elettrica, dal costo unitario di 0,166 €/kWh, globalmente pari a 71.474 €/anno;
- Una riduzione dei costi complessivi per approvvigionamento di gas ed elettricità di 36.555 €/anno.

Un ulteriore parametro di merito della soluzione proposta starebbe nella forte riduzione dell'energia primaria consumata, infatti le pompe di calore, con la loro

efficienza elevata, consentono di avere il minor utilizzo di energia primaria rispetto agli altri sistemi di generazione, a parità di effetto utile prodotto. Oltre a ciò vanno considerate le emissioni di CO<sub>2</sub> locali evitate con la soluzione in pompa di calore, quantificabili in 104 t/anno.

**Tabella 5.3:** Dati della centrale termica esistente del centro commerciale

<b>CENTRO COMMERCIALE BENNET DI CASSINA RIZZARDI - CT esistente</b>		
<b>Produzione di energia frigorifera con chiller aria-acqua</b>		
Consumi elettrici di produzione	501.530	kWh/anno
Fattore di efficienza stagionale (ESEER)	3	
Energia frigorifera prodotta	1.504.590	kWh/anno
Costo unitario energia elettrica	0,166	€/kWh
Costo sostenuto	83.254	€/anno
Consumo energia primaria ( $\eta_{SEN}=0,458$ )	1.095.044	kWh/anno
<b>Produzione di energia termica con caldaia</b>		
Consumo di gas metano	53.280	m <sup>3</sup> /anno
Energia al m <sup>3</sup>	9,56	kWh/m <sup>3</sup>
Energia termica bruciata	509.357	kWh/anno
Rendimento medio di caldaia	0,85	
Energia termica prodotta	432.953	kWh/anno
Costo unitario gas metano	0,465	€/m <sup>3</sup>
Costo sostenuto	24.775	€/anno
Consumo energia primaria	509.357	kWh/anno
Costi totali sostenuti per la produzione energetica	108.029	€/anno
CO <sub>2</sub> Factor gas metano	205	kg/MWh <sub>t</sub>
Emissioni di CO <sub>2</sub> locali annuali	104	t/anno

Le emissioni locali di CO<sub>2</sub> all'anno sono stimabili intorno a 104 tonnellate. Tale valore coincide con quello di emissioni locali evitate sostituendo le caldaie con le pompe di calore. Questo aspetto è di notevole importanza ecologica poiché permette una riduzione dell'inquinamento, grazie all'assenza di combustione, e delle emissioni ad effetto serra.

Tabella 5.4: Dati della centrale termica di progetto per il centro commerciale

<b>CENTRO COMMERCIALE BENNET DI CASSINA RIZZARDI - CT di progetto</b>		
<b>Produzione di energia termica e frigorifera con pompe di calore acqua-acqua</b>		
Energia termica e frigorifera da produrre	1.937.543	kWh/anno
Fattore di efficienza annuale	4,5	
Consumi elettrici di produzione	430.565	kWh/anno
Costo unitario energia elettrica	0,166	€/kWh
Costo sostenuto	71.474	€/anno
Consumo energia primaria ( $\eta_{SEN}=0,458$ )	940.099	kWh/anno
Costi totali sostenuti per la produzione energetica	71.474	€/anno
Differenza di costo annuale rispetto alla situazione attuale	36.555	€/anno
Emissioni di CO <sub>2</sub> locali evitate annuali	104	t/anno

I dati riportati, relativi alla centrale termica del centro commerciale esistente, sono ragionevoli, ma non certi, poiché è assente una contabilizzazione dell'energia elettrica nei vari punti dell'impianto. In caso di interesse nella realizzazione del progetto è consigliabile contabilizzare i consumi energetici per poter validare le ipotesi effettuate. Qualora, però, si fossero sottostimati i consumi elettrici ne conseguirebbe una maggiore convenienza nella realizzazione del progetto di sostituzione delle macchine esistenti con pompe di calore acqua-acqua, perché esse lavorerebbero con efficienze maggiori rispetto ai chiller aria-acqua e notevolmente superiori ai rendimenti di caldaia.

#### 5.5.4 Valutazioni economiche

L'impatto economico in bolletta energetica, la quale comprende tutti i consumi elettrici del centro commerciale e quelli per l'acquisto del gas metano, legato alla realizzazione dell'impianto in pompa di calore, sarebbe di un risparmio del 8,3%/anno rispetto ai costi che si avrebbero con centrale tradizionale, poiché i risparmi sarebbero di 36.555 €/anno, mentre la spesa complessiva che sarebbe a carico di Bennet considerando gli attuali costi unitari è di 441.045 €/anno.

Si evidenzia che i costi imputati alla climatizzazione sono i soli costi di produzione dell'energia, non sono considerati i costi derivanti dal vettoriamento dell'energia con il pompaggio e la ventilazione, poiché sono valori che rimarrebbero pressoché invariati a seguito della realizzazione del progetto di efficientamento e quindi rappresentano dei costi fissi.

Il pay back semplificato, che non considera i tassi di interesse né l'aumento annuale del costo dell'energia, prevede che il costo dell'impianto, escludendo le opere di scavo ed edilizie di collegamento alla rete dell'Acquedotto Industriale e la contabilizzazione dell'energia, si ripaghi in circa 4,2 anni. I costi ripotati sono approssimativi e andrebbero affinati qualora ci fosse un effettivo interesse alla realizzazione del progetto.

**Tabella 5.5:** Valutazioni economiche di progetto

<b>VALUTAZIONI ECONOMICHE</b>		
<b>Bolletta energetica</b>		
Costi attuali energia elettrica	416.270	€/anno
Costi attuali gas metano	24.775	€/anno
Costo totale delle energie	441.045	€/anno
Risparmi sulla produzione energetica	36.555	€/anno
Incidenza sul totale dei costi	8,3	%/anno
Costo energia elettrica per climatizzazione	83.254	€/anno
Costo gas metano per riscaldamento	24.775	€/anno
Totale energia per la climatizzazione	108.029	€/anno
Risparmi sulla produzione energetica	36.555	€/anno
Incidenza sul totale dei costi di climatizzazione	33,8	%/anno
<b>Pay back semplificato (non considera i tassi di interesse né l'aumento del costo dell'energia)</b>		
Costi previsti		
Pompe di calore (n°2 da 500 kW cad.)		€ 100.000
Collegamenti idronici ed elettrici a valle delle pompe di calore (lato impianto)		€ 25.000
Scambiatori a piastre e pompa del circuito primario		€ 20.000
Oneri di progettazione		€ 7.000
Opere edili e di scavo e tubazioni di collegamento Acquedotto		Non valutate
Costo contabilizzazione energetica da conferire all'Acquedotto Industriale		Non valutato
Totale dei costi al netto delle opere edili e di collegamento/contabilizz.		€ 152.000
Risparmio valutato annuo		€ 36.555
Pay back semplificato (anni)		4,2

### **5.5.5 Dettagli tecnici di collegamento con l'Acquedotto**

La condotta della rete dell'Acquedotto Industriale che scorre nella zona di Cassina Rizzardi, in vicinanza del centro commerciale Bennet, è di diametro DN 350; da essa si può diramare una tubazione di diametro inferiore che approvvigionerà l'utente Bennet per scopo di climatizzazione estiva ed invernale. Si è ipotizzato di utilizzare l'acqua dell'Acquedotto Industriale in un circuito indiretto con scambiatori interposti tra la rete idrica e le pompe di calore in modo da scongiurare qualsiasi alterazione chimica dell'acqua che viene poi riportata nella rete dell'Acquedotto. Dato che la potenza delle pompe di calore da installare è piuttosto importante, un serbatoio per lo stoccaggio dell'acqua da utilizzare per lo scambio termico sarebbe di dimensioni e costi eccessivi, per cui si prevede di effettuare uno scambio in continuo con l'Acquedotto Industriale, prelevando una portata d'acqua di 45 m<sup>3</sup>/h, e reimmettendola in rete con una temperatura variata. La portata indicata è quella che viene effettivamente utilizzata, e quindi movimentata, da utenze di tinto-stamperia a valle del centro commerciale. Il fatto che tali utenze siano solo tinto-stamperie è positivo perché non limitano la maggiorazione di temperatura in regime estivo dell'acqua che scorre nella rete, dato che esse prelevano l'acqua per poi scaldarla prima di utilizzarla per i lavaggi dei tessuti e dei quadri di stampa e per la preparazione dei colori.

In regime estivo, quando le pompe di calore acqua-acqua funzionano come chiller con un fattore di carico elevato e stimabile attorno all'80%, si valuta che sarebbe possibile riportare in rete l'acqua utilizzata per lo scambio (45 m<sup>3</sup>/h) con una variazione di temperatura di 18,3°C, quindi mediamente alla temperatura di 28,3°C (avendo considerato a 10°C l'acqua della condotta principale).

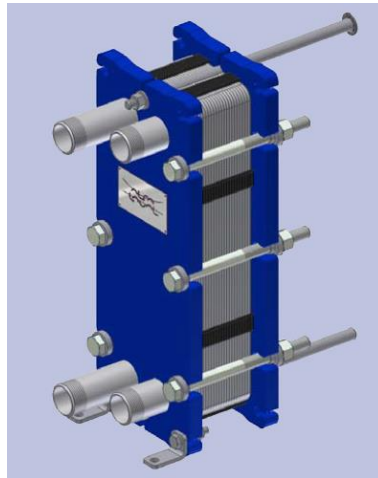
In regime invernale le pompe di calore sono presumibilmente sovradimensionate, poiché i carichi interni di un centro commerciale sono notevoli e compensano in buona parte e in maniera gratuita le dispersioni di calore verso l'ambiente esterno. Tuttavia, per il funzionamento invernale si impone una variazione massima di temperatura dell'Acquedotto di 5°C, per cui, data la portata disponibile di 45 m<sup>3</sup>/h, si calcola una potenza utilizzabile delle pompe di calore lato evaporatore di 261,6 kW. Siccome al condensatore la potenza disponibile è circa il 130% di quella scambiata all'evaporatore, si ottiene una potenza termica sviluppabile di 340 kW. Considerando 10 h/giorno di funzionamento per 30 giorni/mese e per 5 mesi di riscaldamento si ottiene una produzione di energia termica di circa 510.100 kWh, superiore a quella attualmente richiesta dal centro commerciale (432.900 kWh).

Il  $\Delta T$  è imposto a 5°C sia per non arrecare particolari disturbi agli utenti a valle del centro commerciale, sia per evitare la possibilità di avere congelamenti dell'acqua.

Si presuppone che in regime invernale sia in funzione solo una delle due pompe di calore che si ipotizza di installare e che lavori col compressore parzializzato, dato che la potenza richiesta e sviluppabile è molto inferiore rispetto alla capacità delle macchine. Si può quindi ipotizzare che la portata massima prelevabile, di 45 m<sup>3</sup>/h non venga divisa tra gli scambiatori a piastre dei due circuiti, ma si diriga tutta in uno solo dei due, che comunica con la pompa di calore in funzione.

Il dimensionamento degli scambiatori è tale da permetterne l'utilizzo sia a piena portata (come avviene in inverno), sia a portata dimezzata (come avviene in estate), considerando anche i valori di temperatura che si avrebbero nei due funzionamenti e le condizioni operative:

- Regime invernale: portata di 45 m<sup>3</sup>/h in un unico scambiatore, potenza scambiata di circa 260 kW, temperatura di ingresso dell'acqua da Acquedotto: 10°C, temperatura di ritorno all'Acquedotto: 5°C, temperatura di ingresso nello scambiatore dell'acqua glicolata del circuito chiuso interposto: 3°C (che corrisponde alla temperatura di uscita dall'evaporatore della pompa di calore), temperatura di uscita dallo scambiatore dell'acqua del circuito chiuso: 8°C (che corrisponde alla temperatura di ingresso nell'evaporatore). Perdite di carico massime impostate: 100 kPa lato Acquedotto e 100 kPa lato circuito chiuso. Selezione scambiatore a piastre in acciaio inox da 129 piastre.
- Regime estivo: portata di 22,5 m<sup>3</sup>/h in ciascuno scambiatore, potenza scambiata di circa 500 kW, temperatura di ingresso dell'acqua da Acquedotto: 10°C, temperatura di ritorno all'Acquedotto: 28°C, temperatura di ingresso nello scambiatore dell'acqua glicolata del circuito chiuso interposto: 30°C (che corrisponde alla temperatura di uscita dal condensatore della pompa di calore), temperatura di uscita dallo scambiatore dell'acqua del circuito chiuso: 25°C (che corrisponde alla temperatura di ingresso nel condensatore). Perdite di carico massime impostate: 100 kPa lato Acquedotto e 100 kPa lato circuito chiuso. Selezione scambiatore a piastre in acciaio inox da 93 piastre.



**Figura 5.7:** Scambiatore a piastre ispezionabile

Dalle condizioni riportate si evince che gli scambiatori debbano essere da 129 piastre in modo da assicurare le prestazioni di scambio richieste in entrambi i regimi di funzionamento. In particolare si seleziona uno scambiatore ispezionabile a piastre in acciaio inox avente ingombro frontale 48 cm x 18 cm. Le perdite di carico determinate dal componente in regime invernale sono di 90 kPa lato Acquedotto e 76 kPa lato circuito chiuso. In regime estivo le perdite di carico sono di 4 kPa lato Acquedotto e di 50 kPa lato circuito chiuso.

In funzionamento invernale può essere necessario inserire un serbatoio inerziale lato evaporatore, in modo da evitare che lo scambiatore geli. Il dimensionamento dell'accumulo è fatto nel seguente modo:

$$V = \frac{P * 860}{60 * \Delta T * n^{\circ} \text{gradini}} \quad (5.1)$$

Dove P è la potenza in kW della pompa di calore, il salto termico è quello misurato all'evaporatore (di 5°C) e il n° di gradini di parzializzazione è quello tipico del compressore della macchina. Nel caso in questione si dimensiona l'accumulo sulla potenza massima della pompa di calore, di 500 kW all'evaporatore e, dati i tre gradini di parzializzazione del compressore, si ottiene una capacità di 500 litri.

Le prestazioni delle pompe di calore sono state calcolate in regime estivo facendo riferimento alla norma EN 14825 ottenendo un SEER pari a 4,8, che pesa per 7/12 sull'efficienza annuale delle macchine, mentre per il funzionamento invernale si considera che sia attiva solo una delle due pompe di calore e che sia parzializzata al 50%, con sporadici passaggi al 75%, per cui il

COP è stato calcolato pari a 4, senza la variabilità di carico che si avrebbe nel calcolo dello SCOP. Il COP pesa sull'efficienza annuale per 5/12. Sia in regime estivo sia in quello invernale, le prestazioni sono valutate comprendendo le perdite di carico agli scambiatori evaporatore e condensatore, come previsto dalla norma EN 14511 e riportato alla sottosezione 4.3.2.

Le condizioni di temperatura operative per i funzionamenti stagionali nel caso dell'applicazione di climatizzazione per il centro commerciale Bennet di Cassina Rizzardi sono le seguenti:

- Regime invernale: Condensatore:  $T_{in}=40^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{out}=45^{\circ}\text{C}$ ; Evaporatore:  $T_{in}=8^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{out}=3^{\circ}\text{C}$ .
- Regime estivo: Evaporatore:  $T_{in}=12^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{out}=7^{\circ}\text{C}$ ; Condensatore:  $T_{in}=25^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{out}=30^{\circ}\text{C}$ ;

Da tali considerazioni deriva l'attribuzione di un'efficienza annuale pari a 4,5 alle pompe di calore proposte per il centro commerciale.

Le temperature esposte non coincidono con quelle ottimali di funzionamento che sono riportate nel Capitolo 4 e nella sezione 5.4, poiché le potenze e le portate in questione non consentono di lavorare con tali valori di temperatura.

La regolazione ai carichi parziali avviene nel seguente modo: la portata nel circuito chiuso interposto è costante, per cui quando la pompa di calore modula la potenza fornita, il  $\Delta T$  sul circuito diminuisce. Nello stesso tempo anche lato Acquedotto la portata prelevata rimane costante, dunque si riduce il  $\Delta T$  tra la temperatura di prelievo dalla rete e quella di restituzione. Gli effetti di tali riduzioni dei valori di temperatura nominali sono benefici perché si traducono in un abbassamento della temperatura di condensazione in estate e in un aumento della temperatura di evaporazione in inverno, fattori che migliorano l'efficienza della macchina. Riduzioni eccessive della temperatura di condensazione non sono però consentite dalla pompa di calore, che è dotata di una valvola pressostatica o di una valvola con attuatore elettrico che modifica la portata al condensatore per mantenere un valore ottimale della pressione di condensazione (tramite un'azione meccanica o un trasduttore pressione-variazione di tensione). Dunque le prestazioni stagionali ipotizzate per la macchina (valore annuale paria a 4,5) sono cautelative, perché valutate a  $\Delta T$  costante, fattore che penalizza i rendimenti poiché in estate la temperatura di condensazione diminuisce in misura minore di quanto potrebbe fare con funzionamento a portata costante e, parimenti, in inverno la temperatura di evaporazione aumenta in modo meno spinto.

In regime invernale si ha la necessità di incrementare la portata allo scambiatore a piastre per mantenere contenuto il  $\Delta T$  tra presa e restituzione all'Acquedotto Industriale, evitando problemi di gelività dello scambiatore. Pertanto si è previsto di inserire nell'impianto una pompa a doppia velocità (una e due coppie di poli) lato Acquedotto poiché serve prelevare una portata doppia in regime invernale rispetto al funzionamento estivo (mentre una delle due pompe presenti



rimarrà spenta). Infatti con la velocità di rotazione viene modulata la portata con legge lineare, secondo la seguente relazione (5.2):

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Q_1}{Q_2} \quad (5.2)$$

E dato che la velocità di rotazione ( $n$ ) è inversamente proporzionale alle coppie di poli (PP) del motore (equazione 5.3), è possibile passare da un regime estivo con due coppie di poli in funzione, a un regime invernale con una sola coppia di poli in funzione, ottenendo il raddoppiamento della portata elaborata dalla pompa che preleva acqua dall'Acquedotto Industriale.

$$n = \frac{60 * f}{PP} \quad (5.3)$$

La regolazione avviene tramite il selettore estate-inverno che modifica la velocità di funzionamento della pompa.

**Tabella 5.6:** Valutazione dettagli di collegamento all'Acquedotto Industriale dell'utente Bennet

<b>PROGETTO IMPIANTO IN COLLEGAMENTO CON ACQUEDOTTO INDUSTRIALE</b>	
Tubazione rete Acquedotto Industriale zona Cassina Rizzardi: DN 350	
Portata massima di acqua prelevabile per la climatizzazione Bennet $Q_{max}$ (m <sup>3</sup> /h)	45
<b>Valutazione della variazione di temperatura ammissibile (<math>\Delta T</math>) per la reimmissione della portata prelevata in regime Estivo</b>	
Potenza installata (500 x 2) $P_{tot}$ (kW)	1000
Fattore di incremento del $\Delta T$ per lavoro meccanico del compressore $F_{mecc}$	1,2
Fattore di carico pompe di calore FC	0,8
Fattore di conversione (kcal/h)/kW	860
$\Delta T = (P_{tot} \times 860 \times FC \times F_{mecc}) / Q_{max}$ (°C)	18,3
<b>Valutazione della potenza termica disponibile considerando un <math>\Delta T</math> di 5°C in regime Invernale</b>	
Variazione massima di temperatura ammessa: $\Delta T$ (°C)	5
Portata massima di acqua $Q_{max}$ (m <sup>3</sup> /h)	45
Fattore di conversione (kcal/h)/kW	860
Potenza massima scambiabile all'evaporatore (kW) $P = \Delta T \times Q_{max} / 860$	261,6
Potenza scambiabile al condensatore: circa il 130% di quella all'evap. (kW)	340,1
Funzionamento: 10 h/giorno; n° giorni/mese: 30 giorni/mese; n° mesi: 5 mesi	
Energia Termica prodotta a piena potenza in regime invernale (kWh)	510.174

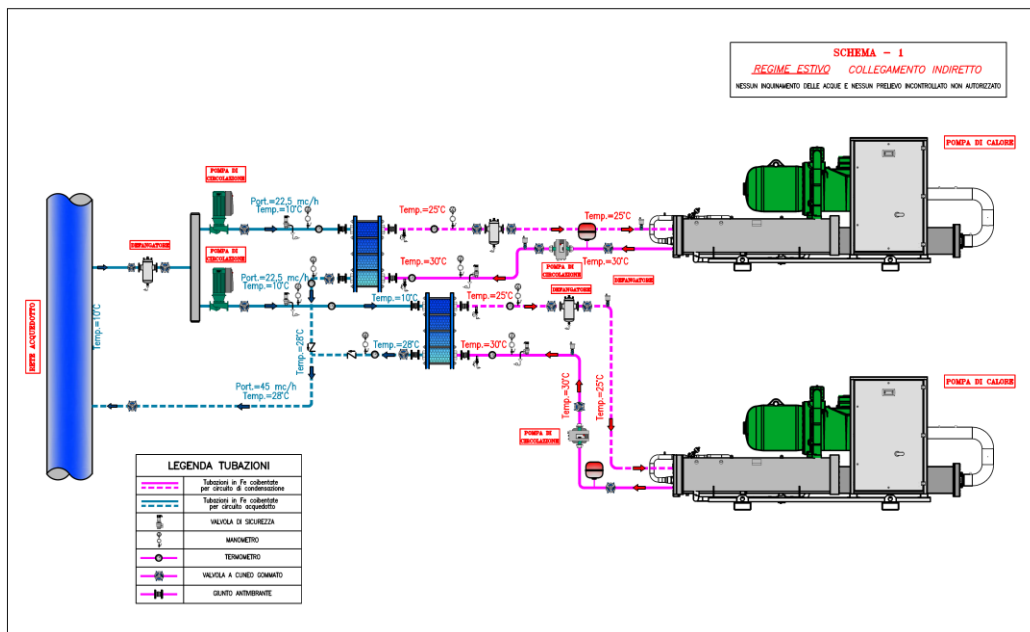


Figura 5.8: Schema di impianto per il collegamento Acquedotto Industriale-Benet di Cassina Rizzardi – Regime estivo

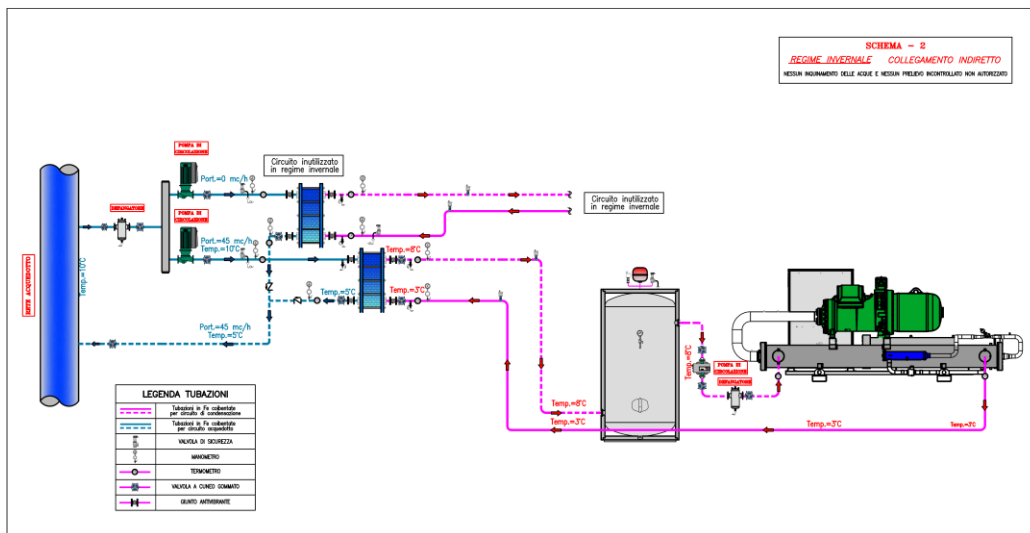


Figura 5.9: Schema di impianto per il collegamento Acquedotto Industriale-Benet di Cassina Rizzardi – Regime invernale

### 5.5.6 Conclusioni e considerazioni

Si può affermare, in conclusione, che la soluzione proposta di climatizzazione del centro commerciale Bennet di Cassina Rizzardi con acqua dell'Acquedotto Industriale e la sostituzione della centrale termica esistente con pompe di calore acqua-acqua risulta potenzialmente interessante dato il rapido rientro dell'investimento, il positivo impatto economico della soluzione in bolletta

energetica e considerando anche i vantaggi dal punto di vista ecologico ed energetico del progetto.

Dal punto di vista dell'Acquedotto Industriale, inoltre, non si arrecherebbero danni agli altri utenti della rete, poiché, come specificato, a valle del Bennet vi sarebbero solo tinto-stamperie che riscaldano l'acqua che prelevano, in gran parte fino a vaporizzarla, per cui risentono positivamente dell'aumento estivo di temperatura dell'acqua che utilizzano, mentre non subiscono particolari problemi legati al raffreddamento di soli 5°C dell'acqua in regime invernale.

Il caso analizzato è particolarmente penalizzato dall'ingente potenza da fornire all'edificio unitamente alla portata disponibile non troppo consistente. Questi due fattori, infatti, portano ad avere un  $\Delta T$  piuttosto elevato lato Acquedotto e di conseguenza, a causa dell'interposizione dello scambiatore a piastre e del circuito chiuso, una temperatura di condensazione non bassa quanto si potrebbe aspirare data la presenza di uno scambio con acqua e non con aria ( $T_{\text{cond}} \sim 32^\circ\text{C}$ ). Inoltre lo scambio indiretto con lo scambiatore interposto penalizza le prestazioni invernali, dato che si abbassa la temperatura dell'acqua che cede calore all'evaporatore e di conseguenza anche la temperatura di evaporazione ( $T_{\text{evap}} \sim 1 \div 0^\circ\text{C}$ ). Nonostante ciò si è dimostrata la convenienza della sostituzione della centrale termica del centro commerciale con pompe di calore acqua-acqua che pure non lavorano a piena efficienza a causa delle condizioni al contorno esposte.

Dunque si evince che la climatizzazione con acqua dell'Acquedotto Industriale sia una soluzione di pregio per l'elevata efficienza energetica e il risparmio economico che permette di raggiungere in edifici che abbiano una richiesta energetica inferiore rispetto al centro commerciale, siano situati in prossimità della rete e abbiano delle utenze a valle che prelevano una portata abbastanza consistente e che consente di ottenere delle temperature favorevoli almeno quanto quelle analizzate per il Bennet.

Si tenga comunque presente che in una pompa di calore il componente che limita il range di temperature operative è il compressore, che ha un campo di funzionamento tale da imporre come temperatura minima di condensazione circa 30°C, per cui la minima temperatura di uscita dell'acqua dal condensatore è di circa 27°C. Lato evaporatore non si hanno particolari restrizioni, per cui quanto più la temperatura di evaporazione è elevata, migliore è l'efficienza della macchina.

## **Capitolo 6**

### **Il Lago di Como e la climatizzazione di Como Centro**

#### **6.1 Possibile implementazione di una rete idronica per la climatizzazione nella città di Como**

##### **6.1.1 Gli obiettivi di risparmio energetico**

Il comune di Como può favorire il risparmio energetico attraverso la modifica dei suoi strumenti urbanistici. Tra gli obiettivi da raggiungere vi sono la riduzione del costo dell'energia, la diminuzione delle emissioni inquinanti e climalteranti nel rispetto delle peculiarità dell'ambiente e del territorio e la promozione delle nuove tecnologie energetiche. Sono, inoltre, punti importanti da realizzare anche la ristrutturazione degli impianti esistenti, l'aumento della produzione energetica a livello locale salvaguardando la salute della cittadinanza, la promozione della diffusione capillare di fonti rinnovabili e il miglioramento dell'efficienza energetica degli impianti.

Il raggiungimento di tali obiettivi è imposto dai recenti decreti (cfr. Decreto Legislativo n° 28, Capitolo 3) e leggi regionali, oltre che dagli impegni assunti dall'Italia con la sottoscrizione e l'adozione del Protocollo di Kyoto, il quale prevede la razionalizzazione dell'uso di fonti energetiche tradizionali, la riduzione delle emissioni di gas ad effetto serra e il miglioramento dell'efficienza energetica.

Al fine di favorire l'ottenimento congiunto degli obiettivi nazionali all'interno del comune di Como si può pensare all'utilizzo di macchine che hanno un'elevata efficienza energetica, non inquinano né emettono CO<sub>2</sub> localmente e producono energia in parte conteggiabile come rinnovabile, ossia le pompe di calore.

##### **6.1.2 Vantaggi nell'utilizzo di pompe di calore nella città di Como**

Per rendere passibile l'impiego delle pompe di calore acqua-acqua all'interno di Como Centro si potrebbe realizzare una rete all'uopo dedicata.

Tale rete idronica, concettualmente simile a quella del teleriscaldamento urbano, sarà in grado di veicolare l'acqua di lago tramite un sistema di tubazioni interrato da posare sotto la sede stradale.

I vantaggi rispetto al tradizionale impianto di teleriscaldamento sono indubbiamente notevoli e sintetizzabili nei seguenti: la rete di distribuzione

potrà essere realizzata con semplici tubazioni in polietilene prive di coibentazione, da cui ne deriva semplicità ed economicità di posa e vi sarebbe assenza di perdita di calore lungo la rete (a differenza del teleriscaldamento, le cui rilevanti perdite di calore ne abbassano il rendimento di distribuzione). Inoltre vi sarebbe la possibilità di utilizzare la rete idronica anche in regime estivo (stagione in cui lo sfruttamento dell'acqua di Lago è maggiormente conveniente) ed in modo duale come rete per le cassette WC e per utilizzo irriguo.

Un aspetto vantaggioso e non trascurabile, annesso all'implementazione di tale rete in Como Centro con conseguente utilizzo di pompe di calore come sistema principale di generazione, è la riduzione delle emissioni inquinanti in loco, data l'assenza di fenomeni di combustione con relativi prodotti nocivi.

Per quanto riguarda la riqualificazione degli edifici esistenti per un ottimale abbinamento degli involucri edilizi e dei terminali con il sistema di generazione in pompa di calore, si prospetta la necessità di un adeguamento delle strutture trasparenti e opache e in particolare delle coibentazioni di queste ultime, in modo da poter eventualmente utilizzare come terminali i radiatori, che sono quelli maggiormente presenti nel parco edilizio della città (cfr. Capitolo 2). Ovviamente gli interventi devono essere rivolti al mantenimento delle facciate degli edifici storici e d'epoca, per cui sarà necessario isolare internamente tali costruzioni, mentre solo in alcuni casi sarà possibile valutare l'uso di isolamenti a cappotto. È indubbio che, ove possibile, sarebbe bene progettare e riprogettare gli impianti in modo da inserire negli edifici i terminali che meglio si prestano all'accoppiamento con pompa di calore, ossia i pavimenti o soffitti radianti.

### **6.1.3 L'inquinamento nella città di Como**

La città di Como è sorta in una posizione che offre un ottimo riparo dai venti, ma che risulta oggi sfavorevole per via dell'assenza di un adeguato ricambio e lavaggio dell'aria, la quale ristagna determinando una grave situazione di inquinamento atmosferico, legato soprattutto al particolato solido e liquido presente nell'aria, come il PM<sub>10</sub>.

Il PM<sub>10</sub> identifica del materiale presente nell'atmosfera in forma di particelle microscopiche, il cui diametro aerodinamico è uguale o inferiore a 10 µm. È costituito da polvere, fumo, microgocce di sostanze liquide ed è denominato aerosol: esso, infatti, è un insieme di particolati, ossia particelle solide e liquide disperse nell'aria con dimensioni relativamente piccole. Le principali fonti di PM<sub>10</sub> sono sorgenti legate all'attività dell'uomo, come i processi di combustione, in particolare quelli che avvengono nei motori a scoppio, negli impianti di riscaldamento, in molte attività industriali, negli inceneritori e nelle centrali termoelettriche. Inoltre l'usura dei pneumatici e l'asfalto costituiscono fonti artificiali di particolato. Sorgenti naturali di PM<sub>10</sub> sono l'erosione del suolo,

gli incendi boschivi, le eruzioni vulcaniche, la dispersione di pollini e il sale marino. Inoltre, una parte rilevante del PM<sub>10</sub> presente in atmosfera deriva dalla trasformazione in particelle liquide o solide di alcuni gas (composti dell'azoto e dello zolfo) emessi da attività umane e nelle aree urbane il traffico veicolare è un'altra importante fonte di particolato.

La nocività delle polveri sottili dipende dalle loro dimensioni, dalla loro capacità di raggiungere le diverse parti dell'apparato respiratorio e dalla loro natura chimica.

Nell'anno 2012 nella città di Como è stato ampiamente superato il valore limite giornaliero della concentrazione di PM<sub>10</sub> nell'aria, fissato dal Decreto Legislativo 155/2010 a 50 µg/m<sup>3</sup> al giorno, con un massimo di trentacinque giorni annui di superamento del valore soglia per ciascuna città. Infatti Como si è posizionata tra le prime trenta città italiane per superamento dei limiti imposti dal Dlgs 155/2010, con 58 giorni di superamento della soglia di PM<sub>10</sub> nell'anno 2012. Va evidenziato, dunque, che all'ottenimento dello sgradevole traguardo ha contribuito il riscaldamento degli edifici della città di Como, dato che l'uso di caldaie e sistemi di generazione alimentati da combustibili fossili è annoverato tra le principali fonti di PM<sub>10</sub> e di inquinamento.

## **6.2 Prospettive di realizzazione della rete**

Alla luce della situazione esposta è palese la necessità di un intervento significativo per diminuire l'impatto del riscaldamento sull'inquinamento urbano. Questo è potenzialmente rappresentato dalla rete di acqua di lago, poiché implicherebbe l'installazione di pompe di calore, che non consumano combustibili fossili e per questo non inquinano localmente e non generano emissioni di CO<sub>2</sub> o climalteranti in loco.

Oltre a ciò, le pompe di calore costituiscono una soluzione adeguata per rispettare i vincoli normativi in materia di rinnovabili imposti in particolare dal Decreto Legislativo 28/2011; infatti la percentuale di produzione di energia termica da fonte rinnovabile richiesta diventa sempre più elevata e stringente negli anni (cfr. Sezione 3.1) e obbliga ad adattare i sistemi di generazione per rientrare nei valori normati.

### **6.2.1 Possibilità di dialogo con la società Acquedotto Industriale**

La rete idronica in Como deve essere alimentata dall'acqua del lago e deve perciò servirsi di un'adeguata stazione di pompaggio. Visto l'attuale sottoutilizzo della stazione di pompaggio dell'Acquedotto Industriale di Como si può proporre lo sfruttamento di tale presa a lago, con annessi riconoscimenti economici alla società, per l'alimentazione della rete urbana ipotizzata. In questo modo si ridurrebbero significativamente i costi di realizzazione del

progetto senza arrecare danni alla società Acquedotto Industriale poiché non si indurrebbe alcuna concorrenza con la società ACSM. Infatti mentre quest'ultima si occupa della fornitura di acqua potabile nel territorio di Como, la rete che si ipotizza sarebbe alimentata da acqua di lago non trattata e non potabile.

La proposta per l'Acquedotto Industriale sarebbe, quindi, oltre a quella di ottimizzare il sistema esistente con la vendita di energia a nuove utenze situate sul percorso, come il centro commerciale Bennet di Cassina Rizzardi, quella di vendere acqua prelevata dalla stazione di pompaggio per l'utilizzo in Como.

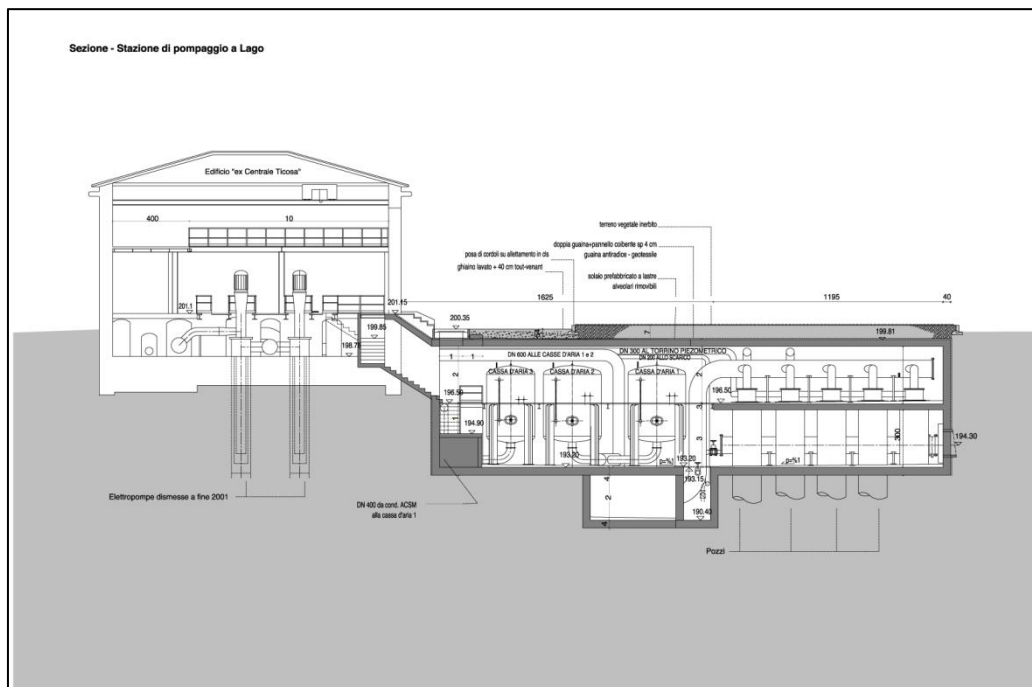


Figura 6.1: Stazione di pompaggio “Centrale Lago” dell’Acquedotto Industriale di Como [31]





**Figura 6.2:** Particolare all'interno della stazione di pompaggio "Centrale Lago" dell'Acquedotto Industriale di Como [32]

### **6.2.2 Dettagli tecnici**

La rete idronica preposta allo scambio con pompe di calore ad uso residenziale può essere implementata ipotizzando anche uno scambio diretto tra le pompe di calore e la rete, con conseguenti vantaggi di scambio termico dovuti all'assenza di scambiatori interposti. Infatti, siccome in questo caso l'acqua sarebbe utilizzata solo per scopo di climatizzazione, non si avrebbero problemi di alterazione chimica della stessa legati ad usi diversi dell'acqua della rete. Inoltre l'assenza del circuito interposto migliorerebbe le prestazioni della macchina, non penalizzando le temperature di ingresso dell'acqua nel condensatore o evaporatore e permettendo di ottenere temperature di evaporazione più alte e di condensazione più basse rispetto ad un caso analogo ma provvisto di scambiatore e circuito posti fra acqua di lago e pompa di calore. Ovviamente sarebbe opportuno l'inserimento di filtri per un corretto trattamento dell'acqua di lago prima che entri negli scambiatori delle macchine.

Sarebbe inoltre necessario predisporre una rete per la restituzione dell'acqua utilizzata dalle varie utenze di Como Centro per la climatizzazione, evitando così di dover imporre limiti sul riscaldamento o il raffrescamento dell'acqua. Infatti ciascun edificio sarebbe servito da una tubazione in cui scorre acqua a 10°C presa dal lago di Como e riverserebbe l'acqua in un'altra tubazione, adibita alla ripresa e reimmissione nel lago dell'acqua utilizzata per lo scambio con le pompe di calore installate.

La rete di restituzione comporterebbe notevoli vantaggi, infatti il mancato riversamento in fognatura dell'acqua utilizzata per la climatizzazione evita agli utenti di corrispondere i relativi oneri di depurazione; infatti, qualora si riversasse l'acqua in fognatura, essa verrebbe trattata dalla società Como Depur, che si occupa di depurare le acque industriali e provenienti dalle fognature di Como prima di immetterle nel lago. Inoltre il pompaggio di acqua avverrebbe ad una profondità diversa rispetto al riversamento e questo creerebbe una miscelazione dell'acqua benefica per il microclima del lago di Como, permettendo un ricambio verticale dell'acqua. A questo proposito si fa riferimento al Progetto Plinius del Centro di cultura scientifica "Alessandro Volta" di Como, che prevede un risanamento del Primo Bacino del Lario attraverso l'incremento del ricambio delle acque superficiali. Infatti nel Bacino Occidentale del lago la mancanza di un emissario naturale costituisce la principale criticità idrodinamica e ciò implica tempi di residenza delle acque più elevati che negli altri bacini del lago di Como. Si ha infatti una stagnazione superficiale di alghe e batteri fecali provenienti dagli scarichi urbani non trattati a cui si può ovviare tramite un sistema di miscelazione che preveda di sospingere le acque superficiali a 15-20 metri di profondità in modo da indurre la loro miscelazione con le acque profonde più fredde. A tali profondità si assiste a una forte riduzione delle fioriture algali e della carica batterica delle acque del Primo Bacino. Dunque la miscelazione delle acque che verrebbe attuata dal prelievo e dalla restituzione dell'acqua di lago legati alla rete idronica urbana di climatizzazione sarebbe benefica e di supporto al progetto di pompaggio e miscelazione delle acque del Primo Bacino del Lario.

Tuttavia, l'installazione di una rete per la restituzione dell'acqua al lago di Como rappresenta un costo ulteriore da assegnare al progetto proposto. Qualora si volesse evitare l'investimento legato a tale rete, gli utenti dovrebbero corrispondere gli oneri di depurazione alla Como Depur per il trattamento delle acque usate per la climatizzazione che vengono riversate in fognatura.

La rete idronica deve essere provvista di opportune valvole per l'intercettazione dei componenti che possono richiedere manutenzione o sostituzione, come la pompa e il filtro defangatore, di manometri, termometri, valvole di non ritorno e di valvole di sfogo aria; le ramificazioni che collegano le pompe di calore alla rete principale devono essere dotate di valvole a due vie, comandate dalle centraline delle pompe di calore sulla mandata. Dato che i circuiti di mandata e ritorno sono aperti, poiché comunicanti con il lago di Como, non è necessario posizionare vasi espansione né valvole di sicurezza.

L'impianto ipotizzato è a portata variabile, in modo che, qualora siano spente le pompe di prelievo dalla rete di mandata dei vari utenti collegati, venga presa a lago una portata minore da parte della stazione di pompaggio, che è dotata di inverter, ottenendo così una riduzione dei consumi.

La portata minima elaborata dalle pompe della stazione di pompaggio deve essere smaltita nella rete anche quando tutte o gran parte delle utenze non hanno richiesta termica e quindi le loro pompe sono spente. Per questo si posizionano delle valvole a tre vie per le ultime utenze delle maglie della rete (“Utenza Z” della Figura 6.3), utili a deviare l’acqua non sfruttata per la climatizzazione sul ramo di ritorno, collegato alla rete di restituzione. Dunque le valvole a tre vie sulle ultime utenze garantiscono che ci sia un flusso d’acqua e come ulteriore sicurezza si può posizionare a valle delle utenze di ogni maglia anche una valvola di sovrappressione, anch’essa allo scopo di deviare il flusso d’acqua dalla rete di mandata a quella di restituzione.

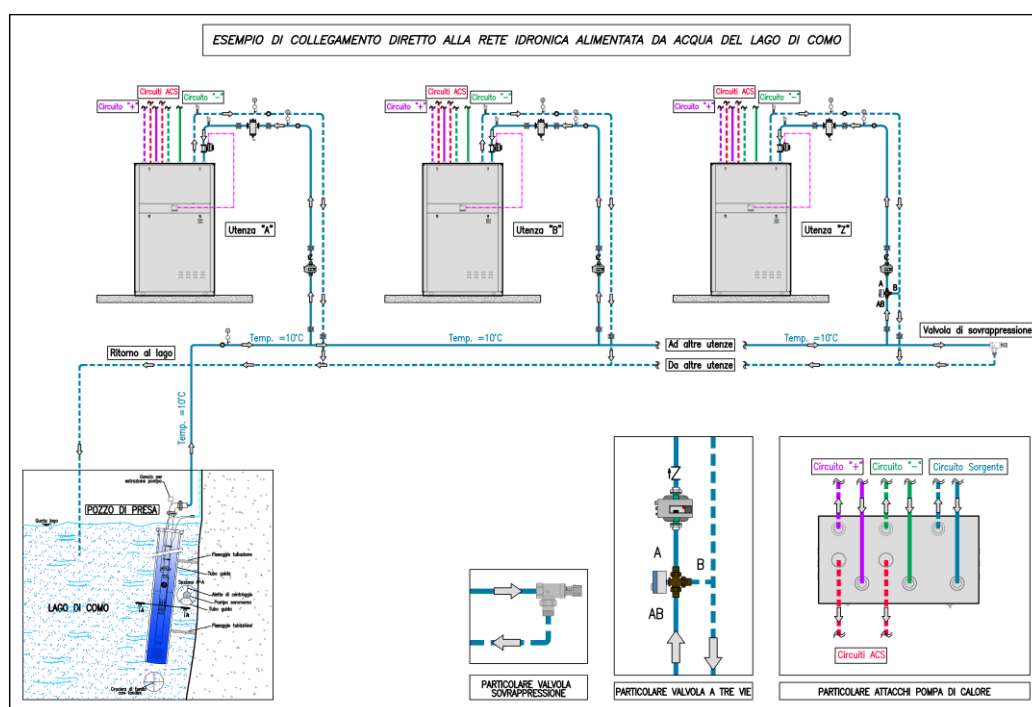


Figura 6.3: Esempio di collegamento di utenze alla rete idronica in Como Centro

### 6.2.3 Valutazione dell’entità della rete idronica

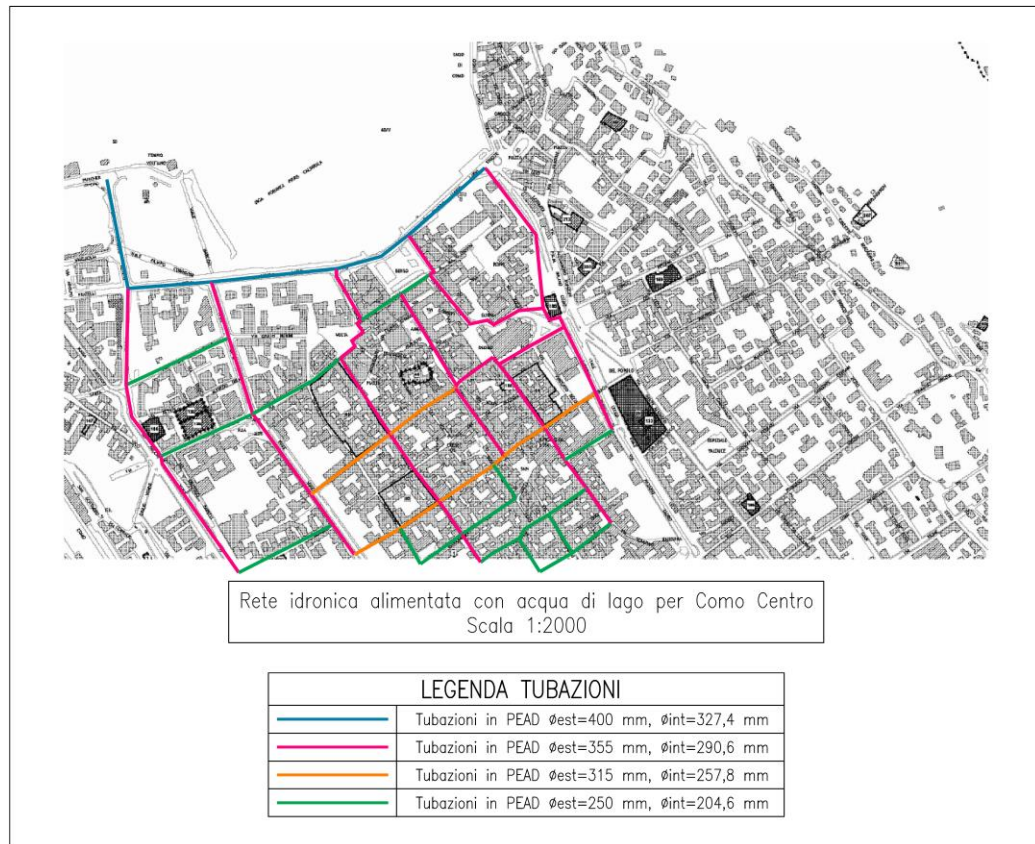
La rete idronica deve essere dimensionata considerando delle ipotesi di base e dati forniti dal Comune di Como. Data la popolazione censita in Centro Como, la si divide in nuclei familiari composti mediamente da 3,5 persone, che occupano superfici abitative di circa 80 m<sup>2</sup>/appartamento. Si trova così la superficie ipoteticamente occupata dalle famiglie di Como Centro e si valuta poi un coefficiente di servizio che indica la percentuale di superficie abitata potenzialmente climatizzabile, dato che verosimilmente non sarebbe possibile arrivare in tutte le vie del centro di Como con la linea idronica. Considerata la

classe energetica media degli edifici in Como Centro si è valutato di attribuire un fabbisogno specifico di potenza per il riscaldamento di  $75 \text{ W/m}^2$ .

**Tabella 6.1:** Valutazione di portata della rete idronica in Como

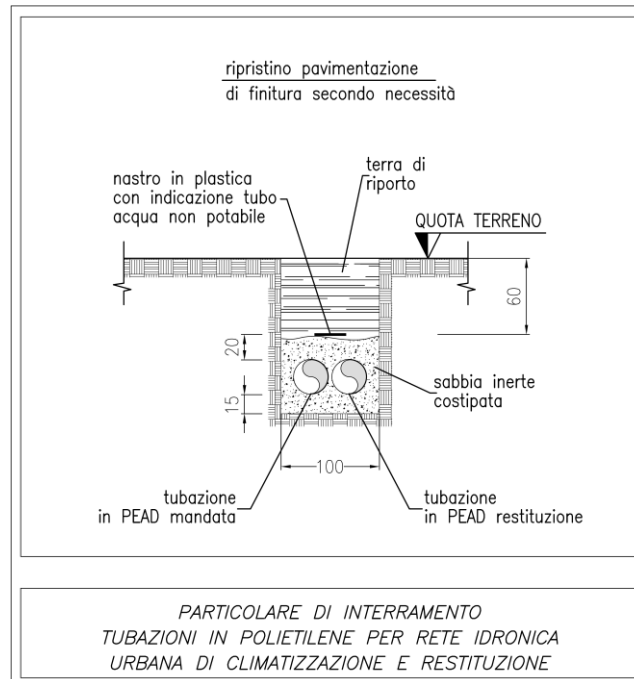
<b>VALUTAZIONE PORTATA RETE IDRONICA</b>		
Abitanti Como Centro	6.391	
n° Persone/Famiglia	3,5	
n° Famiglie	1.826	
Superficie abitazione/Famiglia	80	$\text{m}^2$
Superficie abitazioni Como Centro	146.080	$\text{m}^2$
Coefficiente di servizio	0,6	
Superficie climatizzabile con la linea idronica	87.648	$\text{m}^2$
Fabbisogno di potenza termica specifico	75	$\text{W/m}^2$
Fabbisogno di potenza termica complessivo	6.574	$\text{kW}$
Portata necessaria con $\Delta T=5^\circ\text{C}$	1.130.659	$\text{l/h}$
	1131	$\text{m}^3/\text{h}$
	314	$\text{l/s}$

Dai calcoli effettuati, ritenendo verosimile di poter soddisfare le esigenze di climatizzazione del 60% della superficie abitata in Como Centro, si è trovato che è necessario prelevare a lago una portata di circa 300 l/s. Si conferma quindi la possibilità di sfruttare la stazione di pompaggio dell'Acquedotto Industriale, che può sollevare una portata massima di 1000 l/s ed è attualmente utilizzata dalla società per una percentuale del 30% (300-320 l/s).



**Figura 6.4:** Configurazione di massima della rete idronica alimentata con acqua di lago per Como Centro

Le tubazioni sono ipotizzate in polietilene ad alta densità PE 100, PFA 16 (pressione di esercizio pari a 16 bar), che è un materiale meno costoso dell'acciaio, non soggetto né a marcescenza né all'influsso di correnti vaganti, considerando che a Como transita la linea ferroviaria. Le tubazioni non necessitano di isolamento dato che trasportano acqua a temperatura non controllata. Nella configurazione di massima si è scelto di schematizzare una rete composta da maglie e tramite misurazioni in pianta si è valutato che la pompa a lago necessaria deve avere una prevalenza di 10 bar (avendo considerato perdite di carico lineari che si mantengono entro i 25 mm/m e una maggiorazione del 20% per tener conto delle curve della rete).



**Figura 6.5:** Particolare interrimento tubazioni in polietilene ad alta densità

A seconda che venga prevista o no la rete idronica di restituzione dell'acqua utilizzata per la climatizzazione degli edifici di Como Centro, si rappresenta in maniera riassuntiva il ciclo delle acque, evidenziando le società e gli enti interessati (Figure 6.4 e 6.5). Si è ipotizzato di utilizzare per la rete idronica in Como la stazione di pompaggio dell'Acquedotto Industriale e si è considerato che la società Acquedotto Industriale possa mantenere la fornitura di acqua agli utenti industriali per usi a perdere (con riversamento in fognatura e trattamento dell'acqua da parte della società Como Depur) e, nello stesso tempo, fornire energia ad utenti industriali o residenziali o del settore terziario per utilizzi di climatizzazione (come previsto per il centro commerciale Bennet di Cassina Rizzardi). Gli utenti residenziali in Como Centro avrebbero una doppia fornitura di acqua: una di acqua potabile da parte della società ACSM e una di acqua di lago ad uso climatizzazione, non potabile, veicolata dalla rete urbana ipotizzata. La società Como Depur si occupa di trattare e depurare gli scarichi di acqua urbani ed industriali prima della reimmissione nel lago di Como.

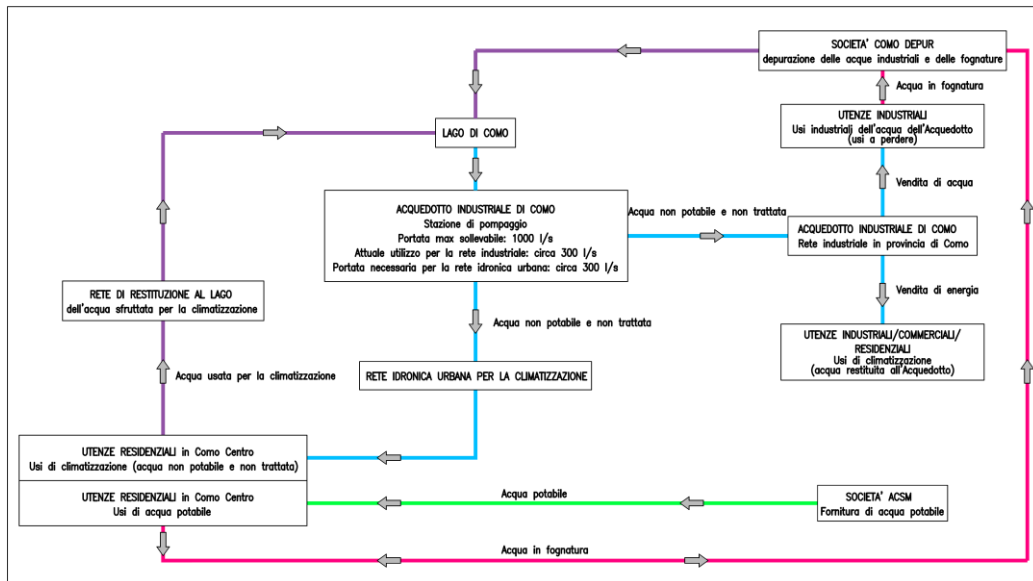


Figura 6.6: Schema riassuntivo del ciclo dell'acqua con rete di restituzione

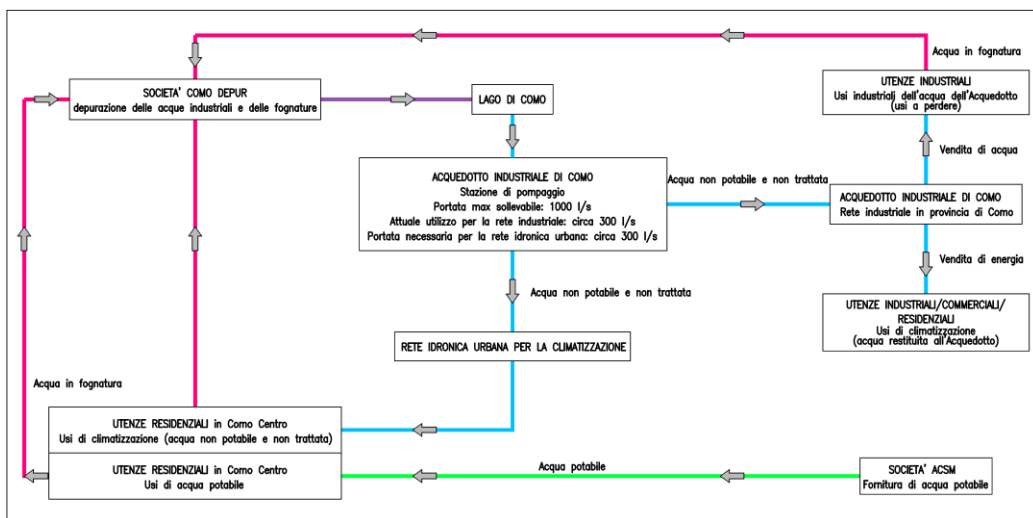


Figura 6.7: Schema riassuntivo del ciclo dell'acqua senza rete di restituzione

### 6.2.4 Valutazione economica di massima

Per una valutazione economica dei costi implicati dal progetto della linea idronica in Como Centro si sono considerati i costi relativi a opere edili e meccaniche, valutati consultando il Bollettino delle opere della Camera di Commercio di Como e i costi unitari delle tubazioni in polietilene ad elevata densità. La stima dei costi complessivi ammonta ad una cifra di circa € 2.400.000. Qualora tale valore venisse suddiviso per tutti gli utenti che si sono valutati come possibili fruitori del sistema di climatizzazione con acqua di lago,

ne deriverebbe che ciascuna delle 1.096 famiglie dovrebbe corrispondere una somma di poco più di € 2.100. Tale valore è stato calcolato per avere un'indicazione sommaria dell'incidenza economica di un'opera come quella proposta. Non si sono considerati i costi di allacciamento idronico alla rete e la fornitura di pompe di calore agli utenti, in quanto rappresentano spese da affrontare in autonomia, valutando che l'investimento iniziale verrebbe ripagato dai risparmi energetici procurati durante tutta la vita utile dell'impianto. Oltre a ciò il risparmio di energia primaria e l'assenza di emissioni inquinanti locali rendono la soluzione interessante dal punto di vista ecologico ed ambientale.

**Tabella 6.2:** Stima di costo delle opere edili per la rete idronica in Como Centro

STIMA DI COSTO OPERE EDILI	Lungh.	Largh.	Prof.	Superf.	Vol.	Costo unitario	Costo totale
	m	m	m	m <sup>2</sup>	m <sup>3</sup>	€/...	€
Taglio di pavimentazione bituminosa con fresa a disco	13.920	\	\	\	\	4,55	€ 63.336,00
Scavo a sezione ristretta per posa tubazioni, compreso trasporto e smaltimento del materiale eccedente presso discariche autorizzate	6.960	1	1	\	6.960	13,4	€ 93.264,00
Fornitura e posa di sabbia vagliata	6.960	1	0,5	\	3.480	28,7	€ 99.876,00
Reinterro con materiale di risulta, compresa rullatura e compattazione	6.960	1	0,5	\	3.480	2,4	€ 8.352,00
Posa del tout venant e posa del successivo manto di usura in conglomerato bituminoso (30% della superficie totale)	2.088	1	\	2.088	\	6,68	€ 13.947,84
Posa di pavimentazione in pietra naturale (porfido) riutilizzando l'esistente previa pulizia (70% della superficie totale)	4.872	1	\	4.872	\	29	€ 141.288,00
							€ <b>420.063,84</b>



**Tabella 6.3:** Stima di costo delle opere meccaniche per la rete idronica in Como Centro

STIMA DI COSTO OPERE MECCANICHE	Lunghezza	Costo unitario	Costo totale
	m	€/m	€
FPO Tubo in PEAD $\Phi_c$ 400 mm	1.810	200,78	€ 363.411,80
FPO Tubo in PEAD $\Phi_c$ 355 mm	6.620	168,05	€ 1.112.491,00
FPO Tubo in PEAD $\Phi_c$ 315 mm	1.410	124,56	€ 175.629,60
FPO Tubo in PEAD $\Phi_c$ 250 mm	4.080	78,53	€ 320.402,40
			<b>€ 1.971.934,80</b>

**Tabella 6.4:** Costi stimati complessivi per la rete idronica in Como Centro

<b>COSTI STIMATI COMPLESSIVI</b>	€ 2.391.998,64
INCIDENZA PER UTENTE (1.096 utenti)	€ 2.182,48

## 6.3 Esempi applicativi

### 6.3.1 Esempio di applicazione residenziale: impianto centralizzato

La rete di scambio per la climatizzazione per la zona residenziale comasca consentirebbe di ottenere delle prestazioni notevoli se i terminali preposti al riscaldamento invernale degli edifici fossero in bassa temperatura.

A questo proposito si analizza un caso di applicazione della rete alimentata con acqua di lago ad un condominio di recente realizzazione in modo da poter confrontare le prestazioni in riscaldamento della pompa di calore acqua-acqua con una moderna caldaia a condensazione, avendo come terminali i pannelli radianti. Si evidenzia inoltre il vantaggio di poter fare anche climatizzazione estiva ad elevata efficienza con il sistema in pompa di calore.

Il condominio, situato a Como, consta di dodici appartamenti di circa 82 m<sup>2</sup> di superficie utile ciascuno, ed è servito da un impianto termico centralizzato con una caldaia a condensazione, di potenza al focolare 96,5 kW, come sistema di generazione. I terminali ambiente per il riscaldamento, ed eventualmente per il raffrescamento, sono i pannelli radianti annegati a pavimento. L'edificio ha un rapporto tra superficie disperdente e volume lordo riscaldato pari a 0,637 ed è in zona climatica "E" con 2228 gradi giorno; il valore di EP<sub>H</sub>, ossia il fabbisogno energetico dell'edificio per la climatizzazione invernale, è di 46,4 kWh/m<sup>2</sup>anno, per cui esso ricade in classe energetica B. Essendo di recente costruzione (anno 2008) le strutture opache e trasparenti del condominio hanno valori di trasmittanza ridotti, in particolare le pareti verticali presentano valori che si mantengono entro gli 0,33 W/m<sup>2</sup>K, le superfici orizzontali entro gli 0,29 W/m<sup>2</sup>K, mentre i serramenti e le porte hanno trasmittanze entro 1,8 W/m<sup>2</sup>K.

Un edificio come il condominio in questione rappresenta l'involucro ideale per la sostituzione della caldaia con pompa di calore acqua-acqua, che scambierebbe calore con l'acqua del lago di Como della rete idronica ipotizzata per Como Centro. Infatti la presenza dei pannelli radianti come terminali rende possibile sia lo sfruttamento della pompa di calore anche in regime estivo per il raffrescamento degli appartamenti, sia l'ottenimento di prestazioni energetiche particolarmente elevate a causa delle temperature di funzionamento favorevoli.

La relazione di contenimento del consumo energetico per il condominio (Legge 10/91) riporta che le dispersioni di picco del condominio sono di 38,62 kW e che il fabbisogno di metano per riscaldare l'edificio è di 4.776 m<sup>3</sup>/anno; in base a questo valore si può calcolare l'energia termica prodotta dalla caldaia a condensazione. Oltre a ciò si valutano i costi energetici legati al riscaldamento per l'intero condominio e per il singolo appartamento. In questo modo è possibile confrontare la spesa energetica sostenuta con quella sostenibile in caso di allacciamento del condominio alla rete di acqua di lago e di sostituzione della caldaia con una pompa di calore acqua-acqua di potenza nominale circa 60 kW.

Allo stesso modo si confronta l'utilizzo della caldaia e quello della pompa di calore per la produzione di acqua calda sanitaria: il condominio è provvisto dell'integrazione con l'impianto a pannelli solari, e da Legge 10/91 è stimato un consumo di metano per la produzione di acqua calda sanitaria di 4.196 m<sup>3</sup>/anno, che è usato come valore di partenza per effettuare il confronto energetico ed economico.

**Tabella 6.5:** Prestazione energetica ed economica della caldaia a condensazione per il condominio in riscaldamento

<b>CALDAIA A CONDENSAZIONE RISCALDAMENTO CONDOMINIO IN COMO</b>		
Carico di picco dell'edificio	38,62	kW
PCI metano	9,56	kWh/m <sup>3</sup>
Rendimento medio di caldaia $\eta$	100	%
Cosumo di metano annuo (da Legge 10/91)	4.776	m <sup>3</sup> /anno
Energia termica vettoriata: Consumo metano x PCI x $\eta$	45.658,6	kWh/anno
Costo specifico metano	0,9	€/m <sup>3</sup>
Costo totale sostenuto per il riscaldamento	4.298,4	€/anno
Costo sostenuto dal singolo appartamento	358,2	€/anno
Energia primaria consumata	45.658,6	kWh/anno
CO <sub>2</sub> factor gas metano	205	kg/MWh <sub>t</sub>
Emissioni di CO <sub>2</sub> locali annuali	9.360,0	kg di CO <sub>2</sub>

**Tabella 6.6:** Prestazione energetica ed economica di una pompa di calore per il condominio in riscaldamento (bassa temperatura)

<b>POMPA DI CALORE ACQUA - ACQUA RISCALDAMENTO CONDOMINIO IN COMO</b>		
Energia termica da vettoriare	45.658,6	kWh/anno
SCOP pdc (evap: 10-5°C; cond: 30-35°C)	5	
Energia elettrica consumata annua	9.131,7	kWh/anno
Costo specifico energia elettrica	0,25	€/kWh
Costo totale da sostenere per il riscaldamento	2.282,9	€/anno
Costo da sostenere per il singolo appartamento	190,2	€/anno
Risparmio annuale singolo appartamento	167,96	€/anno
Incidenza percentuale in bolletta energetica	47	%
Consumo energia primaria ( $\eta_{SEN}=0,458$ )	19.938,2	kWh/anno
Risparmio di energia primaria annuale	25.720,3	kWh/anno
Emissioni di CO <sub>2</sub> locali evitate annuali	9.360,0	kg di CO <sub>2</sub>

Dalle valutazioni riportate nelle tabelle 5.7 e 5.8 si evince la convenienza economica, energetica ed ambientale nell'utilizzo delle pompe di calore rispetto alle caldaie per riscaldare il condominio. Si è ipotizzato di attuare un

collegamento diretto della pompa di calore alla rete idronica di acqua di lago, con l'ottenimento delle temperature ottimali per lo scambio termico e per il raggiungimento di prestazioni elevate ( $T_{in,cond}=30^{\circ}C$ ,  $T_{out,cond}=35^{\circ}C$ ;  $T_{in,evap}=10^{\circ}C$ ,  $T_{out,evap}=5^{\circ}C$ ). Il risparmio connesso alla sostituzione del generatore di calore sarebbe infatti del 47%/anno, valore che incide in maniera considerevole sulla bolletta energetica.

**Tabella 6.7:** Prestazione energetica ed economica della caldaia a condensazione per il condominio nella produzione di acqua calda sanitaria

<b>CALDAIA A CONDENSAZIONE PRODUZIONE ACS CONDOMINIO IN COMO</b>		
n° appartamenti	12	
PCI metano	9,56	kWh/m <sup>3</sup>
Rendimento medio di caldaia $\eta$	90	%
Consumo di metano annuo (da Legge 10/91)	4.196	m <sup>3</sup> /anno
Energia termica vettoriata: Consumo metano x PCI x $\eta$	36.102,4	kWh/anno
Costo specifico metano	0,9	€/m <sup>3</sup>
Costo totale sostenuto per la produzione di ACS	3.776,4	€/anno
Costo sostenuto dal singolo appartamento	314,7	€/anno
Energia primaria consumata	40.113,8	kWh/anno
CO <sub>2</sub> factor gas metano	205	kg/MWh <sub>t</sub>
Emissioni di CO <sub>2</sub> locali annuali	8.223,3	kg di CO <sub>2</sub>

**Tabella 6.8:** Prestazione energetica ed economica della pompa di calore per il condominio nella produzione di acqua calda sanitaria(medio/alta temperatura)

<b>POMPA DI CALORE ACQUA - ACQUA PRODUZIONE ACS CONDOMINIO IN COMO</b>	
Energia termica da vettoriare	36.102,4 kWh/anno
COP pdc (evap: 10-5°C; cond: 45-50°C)	3,3
Energia elettrica consumata annua	10.940,1 kWh/anno
Costo specifico energia elettrica	0,25 €/kWh
Costo totale da sostenere per la produzione di ACS	2.735,0 €/anno
Costo da sostenere per il singolo appartamento	227,9 €/anno
Risparmio annuale singolo appartamento	86,78 €/anno
Incidenza percentuale in bolletta energetica	28 %
Consumo energia primaria ( $\eta_{SEN}=0,458$ )	23.886,7 kWh/anno
Risparmio di energia primaria annuale	16.227,0 kWh/anno
Emissioni di CO <sub>2</sub> locali evitate annuali	8.223,3 kg di CO <sub>2</sub>

Anche nella produzione di acqua calda sanitaria si verifica un risparmio energetico ed economico nell'adozione della soluzione in pompa di calore, meno accentuato rispetto all'utilizzo in riscaldamento, dato che il COP della macchina si riduce a causa della maggiore temperatura dell'acqua richiesta al condensatore.

Sommando i contributi di produzione di acqua calda ad uso riscaldamento e sanitario si ottiene un risparmio economico del 38%/anno in bolletta energetica. Si deve poi considerare che con l'inserimento di una pompa di calore invertibile risulta possibile produrre acqua refrigerata per la climatizzazione estiva degli appartamenti, ottenendo vantaggi in termini di comfort ambientale. L'aspetto ambientale è inoltre da considerare, poiché la sostituzione delle caldaie con pompe di calore comporta una notevole riduzione del consumo di energia primaria e elimina le emissioni inquinanti e ad effetto serra locali.

### **6.3.2 Esempio di applicazione residenziale: impianto termoautonomo**

Si può valutare l'applicazione della soluzione in pompa di calore anche ad un appartamento termoautonomo, dotato di caldaia murale per il riscaldamento e la produzione di acqua calda sanitaria. Dato un appartamento in classe energetica G, avente un fabbisogno di energia primaria per il riscaldamento di 180 kWh/m<sup>2</sup>anno, si valutano i consumi energetici e i relativi costi connessi all'uso della caldaia e della pompa di calore come sistema di generazione. Considerando una superficie utile di 80 m<sup>2</sup>, si ha un consumo di gas metano di

1.506 m<sup>3</sup>/anno, valore che comporta dei costi in bolletta di 1.355,6 €/anno. L'appartamento ipotizzato ha un impianto a radiatori, terminali che, se alimentati in alta temperatura, penalizzano le prestazioni delle pompe di calore. Infatti qualora si incrementasse il numero di terminali e li si alimentasse in bassa temperatura, ne gioverebbe il rendimento della pompa di calore che sostituisce la caldaia. È da evidenziare, comunque, che, seppur funzionando in alta temperatura, una pompa di calore acqua-acqua è in grado di offrire prestazioni molto migliori della caldaia e risparmi economici di circa un terzo di quanto pagato con la caldaia come sistema di generazione.

Per la produzione di acqua calda sanitaria in presenza di pompa di calore come sistema di generazione per il riscaldamento di un appartamento si possono proporre le seguenti opzioni: l'utilizzo di un bollitore elettrico ad accumulo, possibilmente alimentato da energia elettrica rinnovabile da pannelli fotovoltaici; il sovradimensionamento della pompa di calore in modo che la potenza sviluppabile dalla stessa sia tale da permettere il soddisfacimento della richiesta di acqua calda sanitaria in tempi ragionevoli; il mantenimento della caldaia per la produzione di acqua calda sanitaria.

È da considerare, tuttavia, che l'ingombro di una pompa di calore è maggiore di quello della caldaia murale, per cui non in tutti gli appartamenti termoautonomi sarebbe possibile effettuare la sostituzione del sistema di generazione. Si dovrà valutare a valle di un rilievo esecutivo la scelta di inserire una pompa di calore centralizzata anche per gli edifici costituiti da appartamenti autonomi oppure quella di sostituire effettivamente la caldaia autonoma con pompa di calore e accumulo per lo stoccaggio dell'acqua calda sanitaria. Infatti, mentre il caso di un impianto centralizzato prevede che la potenza richiesta dall'edificio per il riscaldamento sia sufficientemente elevata e quindi il dimensionamento della pompa di calore consente di produrre acqua calda sanitaria in tempi ragionevolmente brevi (aspetto importante dato che la macchina funziona con priorità sul sanitario), un impianto autonomo di un appartamento deve soddisfare una potenza di picco limitata e se la pompa di calore viene dimensionata per il riscaldamento può essere critica la produzione di acqua calda sanitaria. Per questo in abbinamento alla pompa di calore è necessario dimensionare correttamente e predisporre un accumulo per l'acqua calda sanitaria.

**Tabella 6.9:** Prestazione energetica ed economica della caldaia per l'appartamento in riscaldamento

<b>CALDAIA APPARTAMENTO IN COMO</b>		
Fabbisogno energetico specifico per riscaldamento	180	kWh/m <sup>2</sup> anno
Superficie dell'appartamento	80	m <sup>2</sup>
Fabbisogno energetico annuo per riscaldamento	14.400	kWh/anno
PCI metano	9,56	kWh/m <sup>3</sup>
Rendimento medio di caldaia: $\eta$	85	%
Consumo di metano annuo (da Legge 10/91)	1.506	m <sup>3</sup> /anno
Energia termica vettoriata: Consumo metano x PCI x $\eta$	12.240	kWh/anno
Costo specifico metano	0,9	€/m <sup>3</sup>
Costo totale sostenuto per il riscaldamento	1.355,6	€/anno
Energia primaria consumata	14.400	kWh/anno
CO <sub>2</sub> factor gas metano	205	kg/MWh <sub>t</sub>
Emissioni di CO <sub>2</sub> locali annuali	2.952	kg di CO <sub>2</sub>

**Tabella 6.10:** Prestazione energetica ed economica della pompa di calore per l'appartamento in riscaldamento (alta temperatura)

<b>POMPA DI CALORE ACQUA - ACQUA RISCALDAMENTO APPARTAMENTO IN COMO</b>		
Energia termica da vettoriare	12.240,0	kWh/anno
COP stagionale (evap: 10-5°C; cond: 50-55°C)	3,25	
Energia elettrica consumata annua	3.766	kWh/anno
Costo specifico energia elettrica	0,25	€/kWh
Costo totale da sostenere per il riscaldamento	941,5	€/anno
Risparmio annuale appartamento	414,11	€/anno
Incidenza percentuale in bolletta energetica	31	%
Consumo energia primaria ( $\eta_{SEN}=0,458$ )	8.223,0	kWh/anno
Risparmio di energia primaria annuale	6.177,0	kWh/anno
Emissioni di CO <sub>2</sub> locali evitate annuali	2.509	kg di CO <sub>2</sub>

### 6.3.3 Considerazioni

La sostituzione dei generatori di calore esistenti con pompe di calore connesse alla rete ipotizzata e alimentata con acqua di lago assume una convenienza anche maggiore rispetto al caso del condominio analizzato qualora la caldaia presente sia più obsoleta e abbia rendimenti inferiori di quelle a condensazione.

È comunque da evidenziare che dove sono presenti radiatori come terminali sarebbe bene operare in uno dei seguenti modi per mantenere al condensatore delle temperature medio-basse di produzione dell'acqua, salvaguardando l'efficienza della macchina:

- Migliorare l'isolamento dell'edificio, riducendo così il fabbisogno energetico dello stesso;
- Aumentare il numero dei terminali (radiatori), maggiorando la superficie di scambio a fronte dell'abbassamento della temperatura di alimentazione;
- Utilizzare macchine con condensatore dedicato all'abbinamento a terminali come i radiatori (cfr. sezione 2.2), che permetta, cioè, di lavorare con un salto termico elevato;
- Sostituire i terminali con soffitti o pavimenti radianti a secco, che sono a basso spessore (circa 45 mm) e quindi rappresentano un intervento poco invasivo;
- Mantenere la caldaia presente e aggiungere la pompa di calore: in questo modo si può dedicare la caldaia alla produzione di acqua calda sanitaria o renderla disponibile per integrare il riscaldamento effettuato dalla pompa di calore.

Le pompe di calore preferibili per l'applicazione residenziale sono quelle che hanno attacchi per l'impianto di riscaldamento, di raffrescamento e per la produzione di acqua calda sanitaria e che permettono di bypassare l'apporto energetico della sorgente. Infatti è utile evitare di scambiare calore con la sorgente di acqua di lago in estate, quando si ha la necessità contemporanea di produrre acqua refrigerata per l'impianto di climatizzazione e acqua calda sanitaria, sfruttando sia il calore di condensazione sia l'effetto utile all'evaporatore. Un'alternativa per il periodo estivo è quella di utilizzare l'acqua di lago della sorgente direttamente nell'impianto di climatizzazione a pannelli radianti, sfruttando la pompa di calore solo per la produzione di acqua calda sanitaria.

Si evidenzia che, qualora le abitazioni di Como Centro che si è ipotizzato di poter servire con la rete idronica venissero effettivamente connesse alla rete, si verificherebbero dei risparmi significativi di energia primaria consumata e di emissioni locali di CO<sub>2</sub>. Per ottenere i valori riportati in tabella (Tabella 6.8) si sono considerati i risparmi ottenuti nella valutazione di sostituzione di caldaie



con rendimento medio 85% con pompe di calore acqua-acqua performanti all'interno di appartamenti in classe energetica G.

**Tabella 6.11:** Considerazioni ecologiche ed ambientali legate alla rete idronica in Como

<b>CONSIDERAZIONI ECOLOGICHE-AMBIENTALI</b>	
Numero di appartamenti da 80 m <sup>2</sup> che vengono serviti	1.096
Risparmio di energia primaria medio per appartamento annuale	6.177 kWh/anno
Emissioni di CO <sub>2</sub> locali evitate per appartamento annuali	2.952 kg/anno
Risparmio di energia primaria totale annuale	6.768 MWh/anno
Emissioni di CO <sub>2</sub> locali evitate totali all'anno	3.234 t/anno

## Conclusioni

Si è dimostrato che le pompe di calore acqua-acqua rappresentano una soluzione valida per climatizzare edifici che possano dotarsi di terminali alimentati in bassa o media temperatura. Lo scambio con la sorgente costituita dall'acqua del Lago di Como risulta particolarmente favorevole, a causa della temperatura piuttosto elevata del fluido, e ciò risulta evidente se si considerano le ottime prestazioni raggiunte da pompe di calore e chiller in tale applicazione. L'acqua del Lago di Como alimenta l'Acquedotto Industriale e nell'ipotesi avanzata potrebbe servire anche la zona di Como Centro a fronte della costruzione di una rete di scambio preposta alla climatizzazione degli edifici presenti.

Le nuove utenze ipotizzate per l'Acquedotto Industriale sono industrie ed edifici del settore terziario e commerciale, ma anche abitazioni che sorgono in prossimità della rete. L'utilizzo previsto è quello di climatizzazione degli edifici con prelievo e restituzione di acqua dell'Acquedotto, valutando attentamente le portate disponibili per ciascuna applicazione e le temperature di reimmissione dell'acqua nella rete.

La rete idronica in Como Centro adibita allo scambio con pompe di calore è potenzialmente una soluzione innovativa ed interessante per la città, dal momento che consentirebbe un notevole risparmio di energia primaria, pari a oltre 6.700 MWh/anno, e l'assenza di emissioni inquinanti locali; si eviterebbero infatti più di 3.200 t/anno di CO<sub>2</sub>. Tali aspetti sono importanti per ovviare al rispetto delle normative in materia di rinnovabili e di risparmio energetico e al problema dell'inquinamento in Como.

Il vantaggio della rete idronica dedicata alla climatizzazione rispetto all'esistente Acquedotto Industriale sta nel fatto che, costruendo un'opportuna rete di restituzione, non si avrebbero limiti imposti di prelievo di portata o di scambio di potenza tra l'acqua di lago e le pompe di calore. Mentre, nell'allacciare delle utenze con fine di climatizzazione all'Acquedotto Industriale, è necessario valutare quale sia la portata che transita nella rete, perché effettivamente prelevata da altre utenze a valle, per stabilire la portata massima di acqua utilizzabile per lo scambio con le pompe di calore.

La proposta avanzata in questo testo è di portare l'acqua in prossimità delle utenze, evitando di utilizzare le falde con il relativo inquinamento termico della loro acqua o di installare sonde geotermiche, che permettono di avere una corretta rigenerazione del terreno solo a fronte di un utilizzo estivo ed invernale. L'acqua di lago può invece essere sfruttata per un uso solo invernale o solo estivo o per entrambi i regimi di funzionamento. Anche dal punto di vista economico la soluzione risulta vincente rispetto alla geotermia, che si serve di

costose sonde. Un ulteriore vantaggio nell'utilizzo del lago di Como risiede nell'elevata dolcezza dell'acqua, che permette di limitare molto lo sporcamiento e il deposito di calcare sulle superfici di scambio.

Si evidenzia, inoltre, che la possibilità di sfruttamento dell'esistente stazione di pompaggio e presa a lago dell'Acquedotto Industriale di Como per l'alimentazione della rete idronica urbana inciderebbe in maniera assolutamente positiva sui costi di progetto, eliminando un investimento di notevole importanza quale la stazione di pompaggio.

Per attuare i progetti finalizzati alla climatizzazione consistenti nell'allacciamento di nuove utenze all'Acquedotto Industriale di Como e nella realizzazione della rete idronica in Como Centro è necessario servirsi di pompe di calore acqua-acqua. Esse costituirebbero il sistema di generazione di caldo e freddo per gli edifici interessati, sono macchine affidabili e disponibili in varie taglie per applicazioni di diverse entità e consentono, oltre alla possibilità di utilizzo invernale e/o estivo, un interessante risparmio di energia primaria, la delocalizzazione di emissioni ad effetto serra e l'assenza di emissioni inquinanti locali.

Le pompe di calore sono particolarmente idonee ad essere abbinate ad impianti termici moderni, alimentati in bassa o in media temperatura, ma, con opportuni accorgimenti, si adattano anche al retrofit di impianti a radiatori, concepiti in alta temperatura.

Per favorire ed agevolare l'installazione di pompe di calore, che rappresentano uno strumento di generazione particolarmente indicato per il raggiungimento dei vincoli normativi in materia di rinnovabili e per l'efficientamento degli impianti termici, sarebbe opportuno introdurre un regime tariffario elettrico dedicato ad esse. In questo modo si potrebbe premiare l'utilizzo di macchine energeticamente efficienti, in cui è assente la combustione, e che evitano l'utilizzo diretto di idrocarburi.

## Appendice A

<b>ESEMPIO DI CALCOLO SCOP – Portata costante</b>
<b>CONDIZIONI AL CONTORNO</b>
Fluido di scambio: acqua di lago Temperatura di ingresso all'evaporatore: 10°C Temperatura di uscita dal condensatore - Media temperatura: 45°C

<b>ZONA CLIMATICA DI RIFERIMENTO: AVERAGE</b>
Temperatura di progetto inverno: $T_{design,H}$ -10      °C

<b>POMPA DI CALORE ACQUA-ACQUA INVERTIBILE LATO ACQUA</b>		
Potenza nominale di progetto in condizioni:		
Temperatura esterna= $T_{design,H}$	-10	°C
Temperatura IN evaporatore	10	°C
Temperatura OUT codensatore	45	°C
<b>POTENZA NOMINALE DI PROGETTO</b>	<b>583</b>	<b>kW</b>

<b>SCOP= <math>Q_H/Q_{HE}</math></b>	
$Q_H$	Domanda di riscaldamento annuale (kWh)
$Q_{HE}$	Consumo di energia elettrica annuale (kWh)

<b>CALCOLO DOMANDA DI RISCALDAMENTO ANNUALE</b>			
<b><math>Q_H = P_{designH} \times H_{HE}</math></b>			
$P_{designH}$	Potenza di progetto	583	kW
$H_{HE}$	Ore equivalenti in riscaldamento da Allegato A	1400	h

<b>CALCOLO CONSUMI ELETTRICI ANNUALI</b>	
<b><math>Q_{HE} = Q_H/SCOP_{on} + \sum H_j \times P_j</math></b>	
Condizioni j: Standby, Crankcase heater, Termostate off mode	
$H_j$	Ore di funzionamento in condizioni j (da Allegato A)
$P_j$	Potenza elettrica assorbita in condizioni j

CONDIZIONE j	H <sub>j</sub> (h)	P <sub>j</sub> (kW)	
Standby	0	0,013	da Laboratorio
Crankcase heater	179	0,3	da Laboratorio
Termostate off mode	179	2,085	da Laboratorio

CALCOLO SCOPon	
$SCOPon = \frac{\sum_i h_i * Ph(T_i)}{\sum_i h_i * \left( \frac{Ph(T_i) - elbu(T_i)}{COPpl(T_i)} + elbu(T_i) \right)}$	
T <sub>i</sub>	Temperatura esterna calcolo bin
h <sub>i</sub>	Ore di funzionamento annuali ad una Temperatura T <sub>i</sub>
Ph(T <sub>i</sub> )	Potenza richiesta a carico parziale corrispondente alla T <sub>i</sub>
elbu	Potenza della resistenza elettrica di back up alla T <sub>i</sub>
COP <sub>pl</sub> (T <sub>i</sub> )	COP calcolato in condizioni di carico parziale alla T <sub>i</sub>

TERMINI DI CALCOLO			
Ph(T <sub>i</sub> )= P <sub>design,H</sub> X PL(T <sub>i</sub> )			
P <sub>design,H</sub>	Potenza di progetto	583	kW
PL(T <sub>i</sub> )	Rapporto di parzializzazione	(T <sub>i</sub> -16)/(T <sub>design,H</sub> -16)	
elbu	Resistenza di back up assente	0	kW

Calcolo dello SCOP in condizioni: T<sub>in,cond</sub>= 40°C e T<sub>out,cond</sub>= 45°C, T<sub>in,evap</sub>= 10°C e T<sub>out,evap</sub>= 5°C con portata fissa al condensatore.

PROVE DI LABORATORIO
----------------------

STADIO COMPRESSORE	CAPACITA' (kW)	POTENZA ELETTRICA (kW)	COP
100%	583,06	141,51	4,120
75%	478,51	110,13	4,345
50%	352,39	87,71	4,018

<b>POMPA-CONDENSATORE</b>	
Perdite di carico scambiatore (Pa)	46.000
Portata di acqua (m <sup>3</sup> /s)	0,028
Rendimento pompa	0,619
Quota potenza pompa (W)	2.085,155

<b>Rendimento Pompa (Condensatore)</b>	
Potenza idraulica (W)	1.289,955
$\eta$ se Potenza < 500 W	0,705
$\eta$ se Potenza > 500 W	0,619

<b>POMPA-EVAPORATORE</b>	
Perdite di carico scambiatore (Pa)	45.000
Portata di acqua (m <sup>3</sup> /s)	0,0204
Rendimento pompa	0,587
Quota potenza pompa (W)	1.562,973

<b>Rendimento Pompa (Evaporatore)</b>	
Potenza idraulica (W)	918
$\eta$ se Potenza < 500 W	0,632
$\eta$ se Potenza > 500 W	0,587

<b>CALCOLO SCOP<sub>on</sub></b>	
<b>SCOP<sub>on</sub></b>	<b>3,853</b>

<b>CALCOLO Q<sub>H</sub></b>		
<b>Q<sub>H</sub></b>	<b>816.287</b>	<b>kWh</b>

<b>CALCOLO Q<sub>HE</sub></b>		
<b>Q<sub>HE</sub></b>	<b>212.294,5</b>	<b>kWh</b>

<b>CALCOLO SCOP</b>	
<b>SCOP</b>	<b>3,845</b>

	Temp. Bin	Ore corrispond.	Part Load	Carico parziale	COP Carico parz.	Domanda di risc.	Assorbimento elett.
i	$T_i$	$h_i$	PL( $T_i$ )	Ph( $T_i$ )	$COP_{pl}(T_i)$	$h_i \times Ph(T_i)$	$h_i \times Ph(T_i) / COP_{pl}(T_i)$
#	°C	h	%	kW		kWh	kWh
1	-10	1	100	583,1	4,120	583,1	141,51
2	-9	25	96	560,6	4,171	14.015,9	3.360,48
3	-8	23	92	538,2	4,221	12.378,9	2.932,37
4	-7	24	88	515,8	4,272	12.378,9	2.897,61
5	-6	27	85	493,4	4,239	13.320,7	3.142,75
6	-5	68	81	470,9	4,205	32.023,6	7.615,54
7	-4	91	77	448,5	4,171	40.814,4	9.784,11
8	-3	89	73	426,1	4,138	37.921,5	9.164,29
9	-2	165	69	403,7	4,104	66.603,6	16.227,27
10	-1	173	65	381,2	4,071	65.953,3	16.201,19
11	0	240	62	358,8	4,037	86.113,8	21.329,25
12	1	280	58	336,4	4,004	94.187,0	23.524,26
13	2	320	54	314,0	3,970	100.466,1	25.304,48
14	3	357	50	291,5	3,925	104.076,6	26.514,22
15	4	356	46	269,1	3,880	95.801,6	24.688,99
16	5	303	42	246,7	3,835	74.744,1	19.488,15
17	6	330	38	224,3	3,790	74.004,0	19.524,16
18	7	326	35	201,8	3,745	65.796,3	17.567,20
19	8	348	31	179,4	3,613	62.432,5	17.279,78
20	9	335	27	157,0	3,481	52.587,7	15.108,52
21	10	315	23	134,6	3,348	42.384,1	12.658,42
22	11	215	19	112,1	3,216	24.107,4	7.496,25
23	12	169	15	89,7	3,084	15.159,6	4.916,28
24	13	151	12	67,3	2,951	10.158,7	3.442,26
25	14	105	8	44,9	2,819	47.09,3	1.670,68
26	15	74	4	22,4	2,686	1.659,5	617,73
					SOMME:	1.204.382	312.597,76

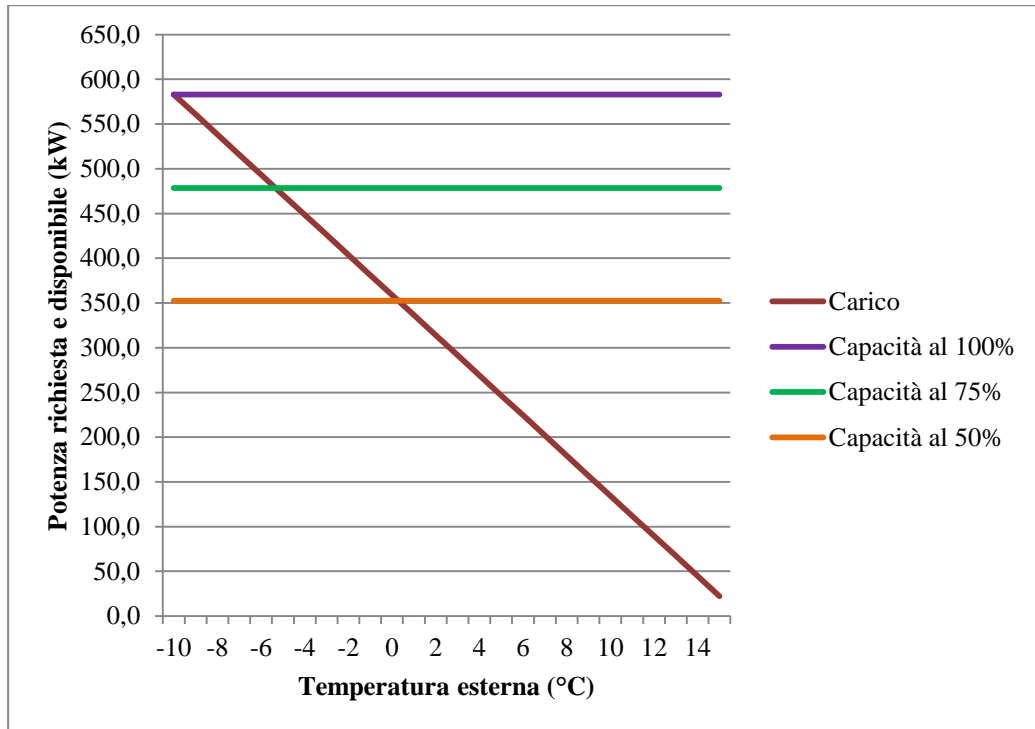
<b>CONDIZIONE DI CARICO PARZIALE "A": PL= 88%</b>		
Temperatura esterna: -7°C		
Ciclaggio tra le condizioni 100% e 75%		
<b>STADIO COMPRESSORE:</b>	<b>100%</b>	<b>75%</b>
Coefficiente di ciclaggio	0,9	
Part Load PL (%)	88	
Potenza termica di progetto (kW)	583,06	
<b>Carico richiesto (kW)</b>	<b>513</b>	
Potenza termica in condizioni di parzializz. (kW)	583,06	478,51
Potenza elettrica in condizioni di parzializz. (kW)	141,51	110,13
COP	4,120	4,345
Load Ratio LR (%)	0,880	1,072
COP in condizioni di ciclaggio	4,065	4,375
Percentuale di funzionamento (%)	33,08	66,92
Controllo capacità pari al carico richiesto (kW)	513,09	
<b>COP in condizioni di carico parziale 88%</b>	<b>4,272</b>	

<b>CONDIZIONE DI CARICO PARZIALE "B": PL= 54%</b>		
Temperatura esterna: +2°C		
Ciclaggio tra le condizioni 75% e 50%		
<b>STADIO COMPRESSORE:</b>	<b>50%</b>	<b>OFF</b>
Coefficiente di ciclaggio	0,9	
Part Load PL (%)	54	
Potenza termica di progetto (kW)	583,06	
<b>Carico richiesto (kW)</b>	<b>315</b>	
Potenza termica in condizioni di parzializz. (kW)	352,390	0
Potenza elettrica in condizioni di parzializz. (kW)	87,711	0
COP	4,018	\
Load Ratio LR (%)	0,893	\
COP in condizioni di ciclaggio	3,970	\
Percentuale di funzionamento (%)	89,35	10,65
Controllo capacità pari al carico richiesto (kW)	315	
<b>COP in condizioni di carico parziale 54%</b>	<b>3,970</b>	

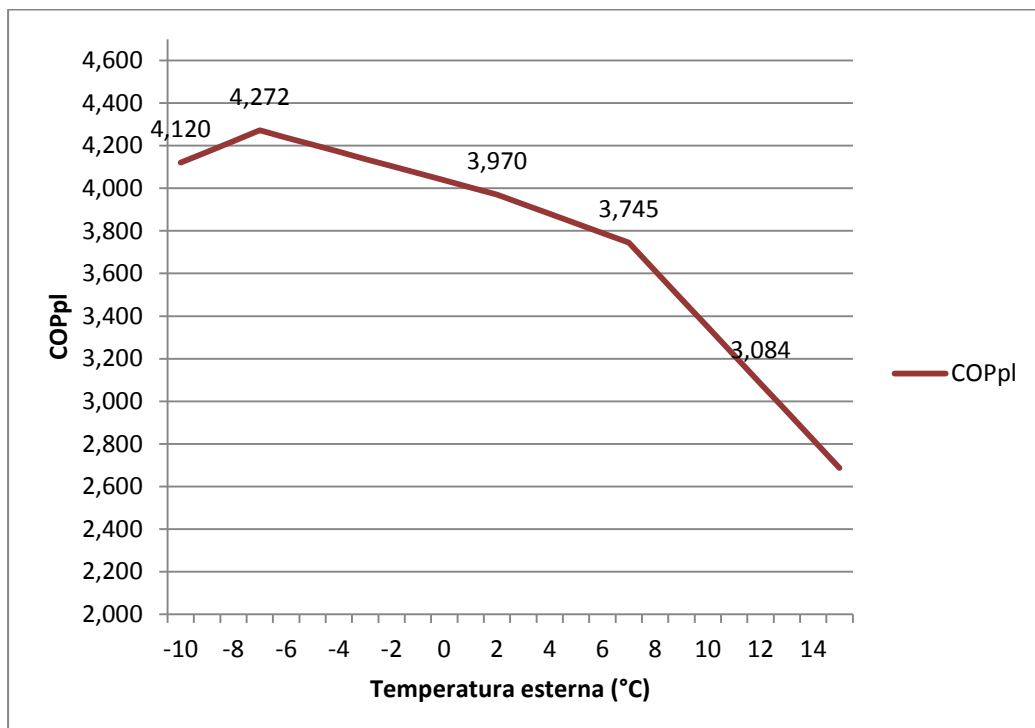


<b>CONDIZIONE DI CARICO PARZIALE "C": PL= 35%</b>		
Temperatura esterna: +7°C Ciclaggio tra le condizioni 50% e OFF		
<b>STADIO COMPRESSORE:</b>	<b>50%</b>	<b>OFF</b>
Coefficiente di ciclaggio	0,9	
Part Load PL (%)	35	
Potenza termica di progetto (kW)	583,06	
<b>Carico richiesto (kW)</b>	<b>204</b>	
Potenza termica in condizioni di parzializz. (kW)	352,390	0
Potenza elettrica in condizioni di parzializz. (kW)	87,711	0
COP	4,018	\
Load Ratio LR (%)	0,579	\
COP in condizioni di ciclaggio	3,745	\
Percentuale di funzionamento (%)	57,91	42,09
Controllo capacità pari al carico richiesto (kW)	204,07	
<b>COP in condizioni di carico parziale 35%</b>	<b>3,745</b>	

<b>CONDIZIONE DI CARICO PARZIALE "D": PL= 15%</b>		
Temperatura esterna: +12°C Ciclaggio tra le condizioni 50% e OFF		
<b>STADIO COMPRESSORE:</b>	<b>50%</b>	<b>OFF</b>
Coefficiente di ciclaggio	0,9	
Part Load PL (%)	15	
Potenza termica di progetto (kW)	583,06	
<b>Carico richiesto (kW)</b>	<b>87</b>	
Potenza termica in condizioni di parzializz. (kW)	352,390	0
Potenza elettrica in condizioni di parzializz. (kW)	87,711	0
COP	4,018	\
Load Ratio LR (%)	0,248	\
COP in condizioni di ciclaggio	3,084	\
Percentuale di funzionamento (%)	24,82	75,18
Controllo capacità pari al carico richiesto (kW)	87,5	
<b>COP in condizioni di carico parziale 15%</b>	<b>3,084</b>	



**Grafico A.1:** Andamento del carico richiesto e della capacità della macchina in funzione della temperatura esterna



**Grafico A.2:** Andamento del COP ai carichi parziali in funzione della temperatura esterna

## Appendice B

<b>ESEMPIO DI CALCOLO SEER – <math>\Delta T</math> costante</b>	
<b>CONDIZIONI AL CONTORNO</b>	
Fluido di scambio: acqua di lago Temperatura di ingresso al condensatore: 10°C Temperatura di uscita dall'evaporatore: 7°C	

<b>ZONA CLIMATICA DI RIFERIMENTO: AVERAGE</b>	
Temperatura di progetto estate: $T_{\text{design,C}}$	35 °C

<b>POMPA DI CALORE ACQUA-ACQUA INVERTIBILE LATO ACQUA</b>	
Potenza nominale di progetto in condizioni:	
Temperatura esterna= $T_{\text{design,C}}$	35 °C
Temperatura IN condensatore	22 °C
Temperatura OUT evaporatore	7 °C
<b>POTENZA NOMINALE DI PROGETTO</b>	<b>558 kW</b>

<b>SEER= <math>Q_C/Q_{CE}</math></b>	
$Q_C$	Domanda di raffrescamento annuale (kWh)
$Q_{CE}$	Consumo di energia elettrica annuale (kWh)

<b>CALCOLO DOMANDA DI RISCALDAMENTO ANNUALE</b>	
<b><math>Q_C = P_{\text{designC}} \times H_{CE}</math></b>	
$P_{\text{designC}}$	Potenza di progetto 558 kW Ore equivalenti in raffrescamento da Allegato A 350 h

<b>CALCOLO CONSUMI ELETTRICI ANNUALI</b>	
$Q_{CE} = Q_C / SEER_{on} + \sum H_j \times P_j$	
Condizioni j: Standby, Crankcase heater, Termostate off mode	
$H_j$	Ore di funzionamento in condizioni j (da Allegato A)
$P_j$	Potenza elettrica assorbita in condizioni j

CONDIZIONE j	$H_j$ (h)	$P_j$ (kW)	
Standby	2142	0,013	da Laboratorio
Crankcase heater	2672	0,3	da Laboratorio
Termostate off mode	221	2,785	da Laboratorio

<b>CALCOLO SCOP<sub>on</sub></b>	
$SEER_{on} = \frac{\sum_i h_i * P_c(T_i)}{\sum_i h_i * \left( \frac{P_c(T_i)}{EER_{pl}(T_i)} \right)}$	
$T_i$	Temperatura esterna calcolo bin
$h_i$	Ore di funzionamento annuali ad una Temperatura $T_i$
$P_h(T_i)$	Potenza richiesta a carico parziale corrispondente alla $T_i$
$EER_{pl}(T_i)$	EER calcolato in condizioni di carico parziale alla $T_i$

<b>TERMINI DI CALCOLO</b>			
$P_c(T_i) = P_{design,C} \times PL(T_i)$			
$P_{design,C}$	Potenza di progetto	558	kW
$PL(T_i)$	Rapporto di parzializzazione	$(T_i - 16) / (T_{design,C} - 16)$	

Calcolo del SEER in condizioni:  $T_{in,evap} = 12^\circ C$  e  $T_{out,evap} = 7^\circ C$ ,  $T_{in,cond} = 22^\circ C$  e  $T_{out,cond} = 27^\circ C$ , con  $\Delta T$  fisso.

<b>PROVE DI LABORATORIO</b>
-----------------------------

<b>STADIO COMPRESSORE</b>	<b>CAPACITA' (kW)</b>	<b>POTENZA ELETTRICA (kW)</b>	<b>EER</b>
100%	557,85	100,99	5,557
75%	453,64	80,14	5,661
50%	321,49	54,38	5,912

<b>POMPA-EVAPORATORE 50%</b>	
Perdite di carico scambiatore (Pa)	44.536
Portata di acqua (m <sup>3</sup> /s)	0,0154
Rendimento pompa	0,560
Quota potenza pompa (W)	1.222,9

<b>Rendimento Pompa (Evaporatore)</b>	
Potenza idraulica (W)	685,36
$\eta$ se Potenza < 500 W	0,576
$\eta$ se Potenza > 500 W	0,560

<b>POMPA-CONDENSATORE 50%</b>	
Perdite di carico scambiatore (Pa)	20.041
Portata di acqua (m <sup>3</sup> /s)	0,0178
Rendimento pompa	0,468
Quota potenza pompa (W)	763,04

<b>Rendimento Pompa (Condensatore)</b>	
Potenza idraulica (W)	357,40
$\eta$ se Potenza < 500 W	0,468
$\eta$ se Potenza > 500 W	0,501

<b>POMPA-EVAPORATORE 75%</b>	
Perdite di carico scambiatore (Pa)	83.134
Portata di acqua (m <sup>3</sup> /s)	0,0218
Rendimento pompa	0,650
Quota potenza pompa (W)	2.785,06

<b>Rendimento Pompa (Evaporatore)</b>	
Potenza idraulica (W)	1.809,69
η se Potenza < 500 W	0,785
η se Potenza > 500 W	0,650

<b>POMPA-CONDENSATORE 75%</b>	
Perdite di carico scambiatore (Pa)	37.640
Portata di acqua (m <sup>3</sup> /s)	0,025
Rendimento pompa	0,591
Quota potenza pompa (W)	1.612,93

<b>Rendimento Pompa (Condensatore)</b>	
Potenza idraulica (W)	952,88
η se Potenza < 500 W	0,640
η se Potenza > 500 W	0,591

<b>POMPA-EVAPORATORE 100%</b>	
Perdite di carico scambiatore (Pa)	121.070
Portata di acqua (m <sup>3</sup> /s)	0,0268
Rendimento pompa	0,704
Quota potenza pompa (W)	4.615,81

<b>Rendimento Pompa (Evaporatore)</b>	
Potenza idraulica (W)	3.247,60
η se Potenza < 500 W	0,946
η se Potenza > 500 W	0,704

<b>POMPA-CONDENSATORE 100%</b>	
Perdite di carico scambiatore (Pa)	54.582
Portata di acqua (m <sup>3</sup> /s)	0,031
Rendimento pompa	0,644
Quota potenza pompa (W)	2.637,83

<b>Rendimento Pompa (Condensatore)</b>	
Potenza idraulica (W)	1.698,65
$\eta$ se Potenza < 500 W	0,769
$\eta$ se Potenza > 500 W	0,644

<b>CALCOLO SEERon</b>	
SEERon	5,518

<b>CALCOLO Q<sub>C</sub></b>		
Q <sub>C</sub>	195.246,5	kWh

<b>CALCOLO Q<sub>CE</sub></b>		
Q <sub>CE</sub>	36.828,5	kWh

<b>CALCOLO SEER</b>	
SEER	5,302

	Temp. Bin	Ore corrispond.	Part Load	Carico parziale	EER Carico parz.	Domanda di raff.	Assorbimento elett.
i	T <sub>i</sub>	h <sub>i</sub>	PL(T <sub>i</sub> )	Pc(T <sub>i</sub> )	EER <sub>pl</sub> (T <sub>i</sub> )	h <sub>i</sub> x Pc(T <sub>i</sub> )	h <sub>i</sub> x Pc(T <sub>i</sub> )/EER <sub>pl</sub> (T <sub>i</sub> )
#	°C	h	%	kW		kWh	kWh
1	17	205	5,26	29,36	4,586	6.018,88	1.312,50
2	18	227	10,53	58,72	4,735	13.329,61	2.814,96
3	19	225	15,79	88,08	4,885	19.818,26	4.057,17
4	20	225	21,05	117,44	5,034	26.424,34	5.248,94
5	21	216	26,32	146,80	5,184	31.709,21	6.117,10
6	22	215	31,58	176,16	5,333	37.874,89	7.101,76
7	23	218	36,84	205,52	5,483	44.803,94	8.171,97
8	24	197	42,11	234,88	5,632	46.271,96	8.215,74
9	25	178	47,37	264,24	5,782	47.035,33	8.135,38
10	26	158	52,63	293,60	5,774	46.389,40	8.034,80
11	27	137	57,89	322,96	5,766	44.246,09	7.674,23
12	28	109	63,16	352,32	5,758	38.403,37	6.670,12
13	29	88	68,42	381,68	5,750	33.588,27	5.841,94
14	30	63	73,68	411,05	5,741	25.895,85	4.510,31
15	31	39	78,95	440,41	5,698	17.175,82	3.014,41
16	32	31	84,21	469,77	5,654	14.562,75	2.575,51
17	33	24	89,47	499,13	5,611	11.979,03	2.135,02
18	34	17	94,74	528,49	5,567	8.984,28	1.613,80
19	35	13	100,00	557,85	5,524	7.252,01	1.312,92
20	36	9	105,26	587,21	5,524	5.284,87	956,78
21	37	4	110,53	616,57	5,524	2.466,27	446,50
22	38	3	115,79	645,93	5,524	1.937,78	350,82
23	39	1	121,05	675,29	5,524	675,29	122,26
24	40	0	126,32	704,65	5,524	0,00	0,00
					SOMME:	532.127,50	96.434,92

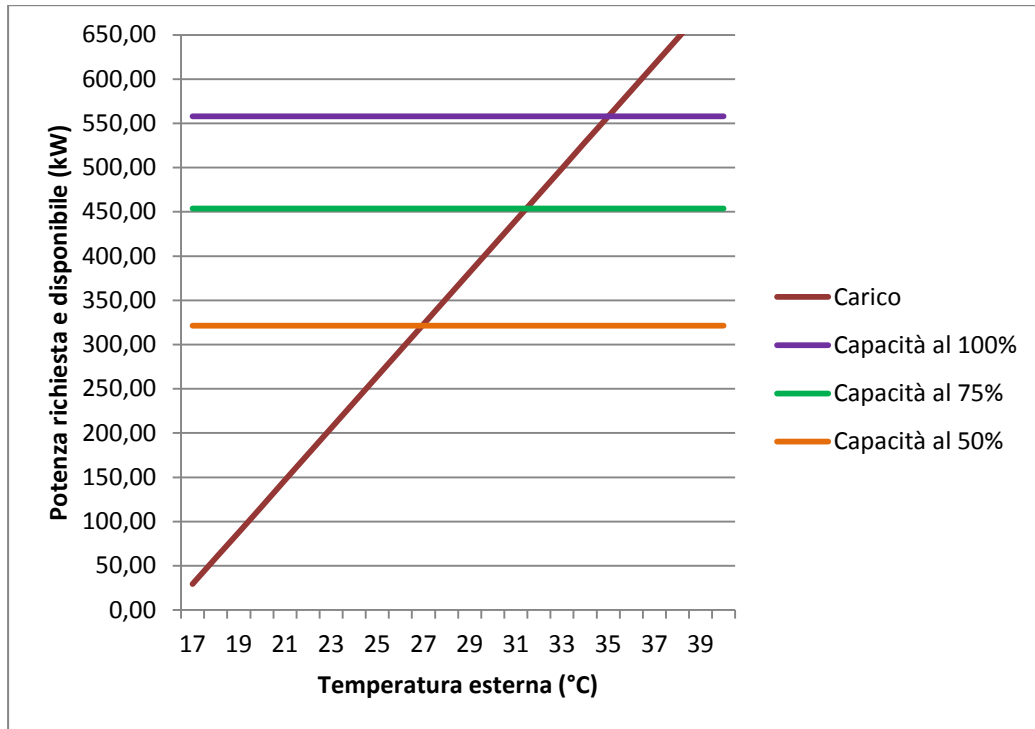


<b>CONDIZIONE DI CARICO PARZIALE "A": PL= 100%</b>		
Temperatura esterna: 35°C		
Ciclaggio tra le condizioni 100% e 75%		
<b>STADIO COMPRESSORE:</b>	<b>100%</b>	<b>75%</b>
Coefficiente di ciclaggio	0,9	
Part Load PL (%)	100	
Potenza termica di progetto (kW)	557,8	
<b>Carico richiesto (kW)</b>	<b>557,8</b>	
Potenza termica in condizioni di parzializz. (kW)	557,8	453,6
Potenza elettrica in condizioni di parzializz. (kW)	101,0	80,1
EER	5,524	5,661
Load Ratio LR (%)	1,000	1,230
EER in condizioni di ciclaggio	5,524	5,768
Percentuale di funzionamento (%)	100	0
Controllo capacità pari al carico richiesto (kW)	557,8	
<b>COP in condizioni di carico 100%</b>	<b>5,524</b>	

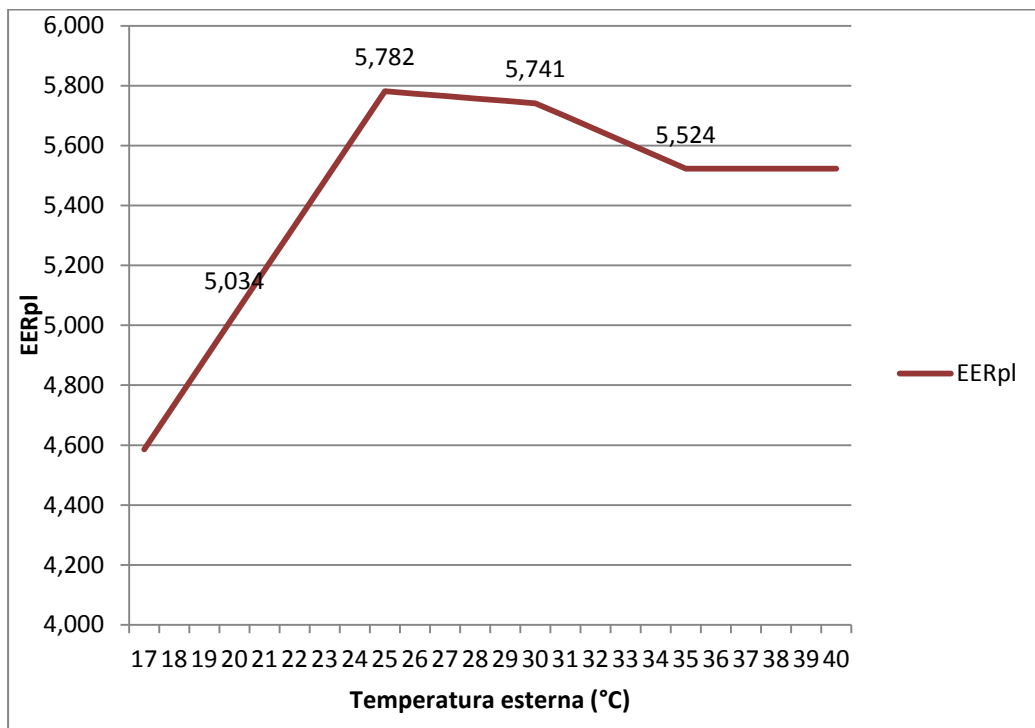
<b>CONDIZIONE DI CARICO PARZIALE "B": PL= 74%</b>		
Temperatura esterna: +30°C		
Ciclaggio tra le condizioni 75% e 50%		
<b>STADIO COMPRESSORE:</b>	<b>75%</b>	<b>50%</b>
Coefficiente di ciclaggio	0,9	
Part Load PL (%)	74	
Potenza termica di progetto (kW)	557,8	
<b>Carico richiesto (kW)</b>	<b>413</b>	
Potenza termica in condizioni di parzializz. (kW)	453,6	321,5
Potenza elettrica in condizioni di parzializz. (kW)	80,1	54,4
EER	5,661	5,912
Load Ratio LR (%)	0,910	1,284
EER in condizioni di ciclaggio	5,605	6,046
Percentuale di funzionamento (%)	69	31
Controllo capacità pari al carico richiesto (kW)	412,8	
<b>EER in condizioni di carico parziale 74%</b>	<b>5,741</b>	

<b>CONDIZIONE DI CARICO PARZIALE "C": PL= 47%</b>		
Temperatura esterna: +25°C Ciclaggio tra le condizioni 50% e OFF		
<b>STADIO COMPRESSORE:</b>	<b>50%</b>	<b>OFF</b>
Coefficiente di ciclaggio	0,9	
Part Load PL (%)	47	
Potenza termica di progetto (kW)	557,8	
<b>Carico richiesto (kW)</b>	<b>262</b>	
Potenza termica in condizioni di parzializz. (kW)	321,5	0
Potenza elettrica in condizioni di parzializz. (kW)	54,4	0
EER	5,912	\
Load Ratio LR (%)	0,816	\
EER in condizioni di ciclaggio	5,782	\
Percentuale di funzionamento (%)	82	18
Controllo capacità pari al carico richiesto (kW)	262	
<b>EER in condizioni di carico parziale 47%</b>	<b>5,782</b>	

<b>CONDIZIONE DI CARICO PARZIALE "D": PL= 21%</b>		
Temperatura esterna: +20°C Ciclaggio tra le condizioni 50% e OFF		
<b>STADIO COMPRESSORE:</b>	<b>50%</b>	<b>OFF</b>
Coefficiente di ciclaggio	0,9	
Part Load PL (%)	21	
Potenza termica di progetto (kW)	557,8	
<b>Carico richiesto (kW)</b>	<b>117</b>	
Potenza termica in condizioni di parzializz. (kW)	321,5	0
Potenza elettrica in condizioni di parzializz. (kW)	54,4	0
EER	5,912	\
Load Ratio LR (%)	0,364	\
EER in condizioni di ciclaggio	5,034	\
Percentuale di funzionamento (%)	36	64
Controllo capacità pari al carico richiesto (kW)	117,1	
<b>EER in condizioni di carico parziale 21%</b>	<b>5,034</b>	



**Grafico B.1:** Andamento del carico richiesto e della capacità della macchina in funzione della temperatura esterna



**Grafico B.2:** Andamento dell'EER ai carichi parziali in funzione della temperatura esterna

# Bibliografia

## **Bibliografia Capitolo 1:**

Renato Lazzarin, Pompe di calore: parte teorica, parte applicativa  
RSEview – Riflessioni Sull'Energia: La pompa di calore per un comfort sostenibile

Decreto Legislativo n°28/2011

Analisi Exergetica tratta dal corso “Energetica Generale” del prof. Andrea Galliani, Politecnico di Milano

[1], [2], [3], [4], [5]: Figure tratte dal testo Pompe di calore: parte teorica, parte applicativa, di Renato Lazzarin

[6]: Figura tratta da RSEview – Riflessioni Sull'Energia: La pompa di calore per un comfort sostenibile

## **Bibliografia Capitolo 2:**

Renato Lazzarin, Pompe di calore: parte teorica, parte applicativa

Resoconto del Convegno di Padova 2013: Intervento di Michele Vio, AiCARR:

- C. Calabrese, 2012: “L'utilizzo delle pompe di calore nella riqualificazione energetica degli impianti a radiatori”; Aicarr Journal n. 12
- R. Lazzarin, 2010: “Le pompe di calore ad assorbimento: tecnologia e potenzialità”, convegno AICARR, Bologna ottobre 2010
- M. Vio, 2006: “Cascade Refrigerating Cycles for High Efficiency Chillers and Heat Pumps”, 5th International Conference on Sustainable Energy Technologies. Vicenza, settembre 2006
- M. Vio, 2008: “Evoluzione tecnologica delle macchine frigorifere – logiche di regolazione”, CdA, novembre

Catalogo prodotti Robur

[7], [8], [9], [11], [12], [13], [14], [15], [16], [17], [18], [19]: Figure tratte dal Resoconto del Convegno di Padova 2013, intervento di Michele Vio

[10]: Tabella tratta dal Resoconto del Convegno di Padova 2013, intervento di Michele Vio

## **Bibliografia Capitolo 3:**

Marco e Mario Doninelli, Pubblicazione Caleffi: Impianti ibridi

Decreto Legislativo n°28/2011

Position Paper AiCARR sul D.Lgs 28/11 per gli aspetti riguardanti le rinnovabili termiche

Position Paper AiCARR sul regime tariffario per le pompe di calore elettriche

Resoconto del Convegno di Padova 2013: Intervento di C. Casale e G. Colli:

- Piano Efficienza Energetica 2010: Proposte Confindustria
- Piano di Azione Nazionale per le Energie Rinnovabili (direttiva 2009/28/CE) giugno 2010
- SEN- Strategia energetica nazionale: per un'energia più competitiva e sostenibile, marzo 2013
- Regolamento Europeo 842/2006 su taluni gas fluorurati (ad effetto serra), cosiddetti Fgas;
- DECRETO LEGISLATIVO 3 marzo 2011, n. 28 Attuazione della direttiva 2009/28/CE;
- DECRETO 28 dicembre 2012. Incentivazione della produzione di energia termica da fonti rinnovabili ed interventi di efficienza energetica di piccole dimensioni.
- AEEG –Autorità per l'energia elettrica e il gas: tariffe elettriche primo trimestre 2013.
- Libro Bianco Coaer sulle Pompe di Calore.
- EHPA – Outlook 2012
- Position Paper sul Regolamento 842/2006rev. Eurovent
- Position Paper sul Regolamento 842/2006rev. EPEE
- Position Paper sul Regolamento 842/2006rev. EHPA

[20], [21]: Figure tratte dal Resoconto del Convegno di Padova 2013, intervento di C. Casale, G. Colli

#### **Bibliografia Capitolo 4:**

Norma EN 14825: Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling – Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance

Norma EN 14511: Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling – Test conditions, Test methods

Resoconto del Convegno di Padova 2013: Intervento di Rolf Blumhardt e Pietro Trevisan, BITZER

- Catalogo BITZER SP-171-2 “Semi-hermetic Compact Screw compressors”

Informazioni e nozioni apprese presso lo stage nell'azienda Systemair

Utilizzo di software di calcolo prestazionale di proprietà Systemair

[22], [23], [24], [25], [26], [27]: Tabelle ricavate dalla norma EN 14825 e dall'Allegato “A” della stessa

**Bibliografia Capitolo 5:**

Acquedotto Industriale di Como, sito web: [www.confindustriacomo.it](http://www.confindustriacomo.it)

Risultati ottenuti mediante l'utilizzo di software di selezione scambiatori e di software di calcolo prestazionale di proprietà Systemair

[28]: Pianta della rete Acquedotto Industriale fornita dall'ufficio tecnico dell'Acquedotto Industriale di Como

[29], [30]: Valori in tabella forniti dall'ufficio tecnico dell'Acquedotto Industriale di Como

**Bibliografia Capitolo 6:**

I nuovi Regolamenti Edilizi comunali: linee guida per i comuni della provincia di Como; F. Baragiola, G. Bartesaghi, M. Brolis, G. Dall'O, A. Morimondi

La Provincia di Como, quotidiano del giorno 8 gennaio 2013

Legambiente, sito web: [www.legambiente.it](http://www.legambiente.it)

Progetto Plinius, Centro di cultura scientifica "Alessandro Volta", Como

Dati tratti dalla Relazione tecnica di contenimento del consumo energetico degli edifici (Legge 10/91) per un condominio sito in Como

Dati forniti dagli uffici "Sistema Informativo Territoriale" e "Statistica" del Comune di Como

Bollettino delle opere della Camera di Commercio di Como

Sito web: [www.oppo.it](http://www.oppo.it) per reperire i costi unitari delle tubazioni in polietilene

[31], [32]: Sezione e fotografia della stazione di pompaggio dell'Acquedotto Industriale di Como, fornite dall'ufficio tecnico dell'Acquedotto Industriale