



Università degli Studi di Napoli Federico II

Scuola di Dottorato in Ingegneria Industriale

Dottorato di Ricerca in Ingegneria dei Sistemi Meccanici

XXVIII Ciclo

Tesi di Dottorato

Pompe di calore operanti con fluidi naturali per il riscaldamento e la produzione di acqua calda sanitaria: analisi dei costi e delle prestazioni stagionali in accordo con i regolamenti europei

Coordinatore della Scuola di Dottorato

Prof. Antonio Moccia

Coordinatore del Dottorato

Prof. Fabio Bozza

Relatori

Prof. Rita Mastrullo

Prof. Alfonso William Mauro

Candidato

Marcello Tammaro

Marzo 2016

Abstract

Most recent statistics from Eurostat indicate that the European building ensemble is responsible for 40% of the final energy consumption of the EU. Depending on the building destination, 30-50% of this energy is spent in space heating and 10-25% is spent on sanitary hot water (SHW) production. For this reason, the 2010/31 Directive prescribes that new buildings have to be nZEB (nearly Zero Energy Buildings) by 2020 and that energy efficiency has to be increased while retrofitting new systems on existing buildings. There is consensus on the fact that heat pumps are more efficient than gas and electric boilers. This larger efficiency must be quantified, nowadays, according to the new 811-812-813-814/2013 Regulations, which give a single metric to use (named water heating/space heating efficiency) for all technologies providing heating and SHW below 70 kW, allowing for a direct comparison among them. Moreover, F-Gas Regulation 517/2014 is phasing out HFC refrigerants commonly used in heat pumps for environmental reasons (high GWP). The industry is investing on substitutes, such as HFOs and natural refrigerants, each with their own strengths and weaknesses. Given this context of a push for higher energy efficiency from one side and the substitution of HFC refrigerants from the other, in this work propane and CO₂ heat pumps for space heating and SHW production (30-50 kW) are evaluated by means of modelling, validation with experimental data from the NxtHPG project, and simulation. The performance is calculated according to the laws and in some realistic global system scenarios. The global system is composed of a final user (located in a certain climate and with its own load profile, either SHW or space heating, residential or not), a stratified hot water storage (in the case of a SHW user), a control logic and the heat pump itself. Critical aspects such as the choice of the refrigerant based on the climate and the user, the sizing of the heat pump and storage as a couple, the control logic (on/off systems, inverter driven systems, “night&day” logic), and the type of energy source to exploit (geothermal/air) are examined and an estimation of plant and running costs is given.

Indice

Introduzione	4
1. Prestazione di pompe di calore operanti con fluidi naturali	6
1.1 Anidride carbonica.....	6
1.2 Idrocarburi	11
1.3 Norme sulla valutazione delle prestazioni delle pompe di calore.....	15
Regolamenti delegati 811, 812, 813, 814/2013	15
EN 14825/2013.....	21
2. Modellizzazione di pompe di calore operanti con fluidi naturali.....	26
2.1 Compressori per CO ₂ e idrocarburi.....	26
2.2 Scambiatori di calore per CO ₂ e idrocarburi.....	30
2.3 Calcolo delle proprietà termodinamiche e soluzione del modello della pompa di calore con la piattaforma IMST-ART®	33
3. Accumuli di energia sensibile ad acqua	35
3.1 Stratificazione termica nei serbatoi di accumulo	35
3.2 Scelta e validazione del modello del serbatoio	39
Validazione del modello con dati sperimentali.....	41
3.3 Accoppiamento dei serbatoi di accumulo con pompe di calore	46
4. Descrizione dei fabbisogni dell'utenza	51
4.1 Acqua calda sanitaria	51
4.2 Riscaldamento.....	55
5. Simulazione dinamica di pompe di calore asservite ad una utenza	60
5.1 Il sistema globale: pompa di calore, serbatoio, utenza	60
Correlazione delle prestazioni della pompa di calore	61
Logica di controllo dell' ON/OFF della pompa di calore.....	65
5.2 Caso studio: pompa di calore acqua-acqua a propano per la produzione di acqua calda sanitaria.....	66
Prestazioni del sistema secondo il Regolamento Delegato EU 814/2013.....	67
Prestazioni stagionali del sistema	69
5.3 Caso studio: confronto tra pompe di calore aria-acqua operanti con propano e CO ₂ per la produzione di acqua calda sanitaria	75
5.4 Caso studio: dimensionamento e logica di controllo di un sistema a pompa di calore aria-acqua a CO ₂ per la produzione di acqua calda sanitaria	85
5.5 Caso studio: confronto tra pompa di calore geotermica e aria-acqua a propano per il riscaldamento	93
Conclusioni	100

Appendice: scambio termico e perdite di carico in fase singola e bifase	102
Alcune definizioni	102
Modelli di scambio termico e perdite di carico in fase singola	106
A1.1 Fase singola – batterie alettate, lato aria	106
A1.2 Fase singola – convezione in scambiatori a piastre, lato acqua	107
A1.3 Fase singola – CO ₂ transcritica in gas-cooler a piastre	108
Modelli di scambio termico e perdite di carico in bifase	109
A2.1 Bifase – evaporazione propano all’interno di tubi	109
A2.2 Bifase – evaporazione CO ₂ all’interno di tubi	115
A2.3 Bifase – evaporazione propano in scambiatori a piastre	118
A2.4 Bifase – condensazione propano in scambiatori a piastre	119
Bibliografia	121
Indice delle figure	128
Indice delle tabelle	131

Introduzione

Le più recenti statistiche rilasciate dall'Eurostat indicano che il parco edilizio europeo è responsabile del 40% del consumo finale di energia del continente. Di questo, una larga parte (dal 30 al 50% a seconda della destinazione d'uso dell'edificio) è spesa per il riscaldamento degli ambienti e una percentuale importante (fino al 20% nel settore residenziale) è spesa per la produzione di acqua calda sanitaria. Per questo motivo, la prestazione energetica degli edifici (intesi qui come involucro e impianti) è al centro della strategia di incremento di efficienza e riduzione del fabbisogno energetico con diverse recenti direttive, quali la 2010/31, che stabilisce, tra le altre cose, che tutti i nuovi edifici devono essere nZEB (nearly Zero Energy Building) entro il 2020 e che dei requisiti di efficienza devono essere imposti non solo sugli impianti nuovi, ma anche sul retrofit degli impianti facenti parte del parco edilizio esistente. Su questo, è ampiamente accettato che le pompe di calore possono giocare un ruolo determinante, essendo esse più efficienti di diverse tecnologie "convenzionali" (quali caldaie a gas e resistenze elettriche) ed essendo, per loro natura, alimentate in parte con energia proveniente da fonte rinnovabile. Il settore delle pompe di calore è in una fase di transizione importante nel nostro continente. Da un lato esso è toccato da nuove norme che garantiscono un confronto più diretto con le tecnologie alternative; dall'altro ulteriori regolamenti stanno cambiando i fluidi refrigeranti che le aziende possono adoperare in queste macchine, al fine di limitare l'effetto serra cui i refrigeranti comunemente utilizzati finora contribuiscono una volta immessi in atmosfera. Per ciò che riguarda il primo aspetto, le direttive 2009/125/CE sui requisiti di progettazione ecocompatibile degli apparecchi connessi all'energia e 2010/30/CE sull'etichettatura energetica degli stessi sono due delle misure previste per raggiungere gli obiettivi del cosiddetto "Piano europeo 20-20-20 clima-energia", che consiste in: 20% aumento dell'efficienza energetica; 20% riduzione delle emissioni CO₂ in atmosfera; 20% aumento della frazione di rinnovabili sul consumo finale lordo. A queste direttive quadro, che contengono i principi di base, è seguita la pubblicazione di regolamenti specifici per gli impianti preposti alla climatizzazione invernale e alla produzione di acqua calda sanitaria (tra cui le pompe di calore): questi sono i regolamenti delegati 811, 812, 813, 814 del 2013. I Regolamenti 811 e 812 introducono un sistema armonizzato per l'etichettatura dei generatori in base alla loro efficienza in modo da fornire ai consumatori delle informazioni omogenee tali da consentirne il confronto. Infatti, il valore dell'efficienza permette un immediato confronto tra diverse tecnologie (solare, boiler, pompe di calore ecc.). I Regolamenti 813 e 814 definiscono i requisiti minimi in termini di efficienza per la messa in commercio delle macchine, i quali diverranno via via più stringenti nel corso degli anni (la 813 si riferisce alle macchine preposte al riscaldamento, mentre la 814 ai generatori di acqua calda sanitaria). In Italia, i Regolamenti sono entrati in vigore a Settembre del 2015. Per ciò che riguarda l'aspetto refrigeranti, è stata approvata di recente una nuova versione della normativa sugli F-gas (ovvero sui refrigeranti sintetici - quali HFC), la 517/2014, che rimpiazza la precedente (del 2006). Tale normativa impone una grossa riduzione dell'uso degli HFC nell'UE (dimezzamento della quantità immessa sul

mercato già entro il 2021) e porterà dunque a una progressiva riduzione della disponibilità e aumento del costo di questi refrigeranti. La dismissione di questi refrigeranti interessa il settore delle pompe di calore, che fa largo uso di refrigeranti HFC, e che quindi è indotto a ricercare delle alternative. Dal punto di vista ambientale due strade sono prospettate per i costruttori: l'utilizzo di refrigeranti sintetici di nuova generazione, le idrorefine (HFO), che sono compatibili coi limiti di ODP (potenziale di distruzione dell'ozono, obbligatoriamente pari a zero) e GWP (potenziale di riscaldamento globale) imposti dalle norme; oppure l'utilizzo di refrigeranti naturali, quali ammoniaca, idrocarburi e anidride carbonica, che hanno un impatto diretto quasi nullo sull'ambiente. La soluzione non può essere tuttavia unica, in quanto ciascuno dei refrigeranti possiede delle caratteristiche più vantaggiose rispetto ad altri (e dei difetti) in base all'applicazione prevista e ciascuno dei refrigeranti si trova ad un livello di "maturità" differente, ovvero gode della disponibilità di componentistica meccanica ad esso dedicata a prezzi adeguati. Dato dunque il contesto, che richiede efficienza sempre più elevata dei sistemi di conversione dell'energia atti al riscaldamento e alla produzione di acqua calda sanitaria, e considerata la necessità di utilizzare refrigeranti a basso impatto ambientale, in questo lavoro si valuta l'utilizzo di pompe di calore operanti con due refrigeranti naturali, il propano e l'anidride carbonica, in alcune applicazioni probabili in termini di tipologia di utenza e taglia della stessa. L'opportunità di questa scelta è data dalla possibilità, offerta dalla partecipazione al progetto europeo NxtHPG, di validare i modelli delle pompe di calore sviluppati con dati sperimentali relativi a prototipi in fase di sviluppo operanti con questi due fluidi. La prestazione delle pompe di calore, tuttavia, non può più essere descritta compiutamente con il dato di targa fornito in condizione nominale (non lo consentono più nemmeno le norme, come detto). Pertanto, il passo in avanti che si intende compiere in questo lavoro è quello di calare la pompa di calore in un contesto applicativo e valutarne la prestazione stagionale in questa situazione. Si considerano i seguenti casi: produzione di acqua calda sanitaria in diversi usi finali e climi (con un confronto tra l'anidride carbonica e una soluzione innovativa a propano) e riscaldamento di ambienti con pompe di calore a propano. Altri aspetti relativi al controllo, al dimensionamento e all'analisi dei costi saranno approcciati caso per caso. A tal fine, questo lavoro sarà articolato nel seguente modo. Nel primo capitolo si mostreranno le prestazioni delle pompe di calore che usano questi due refrigeranti secondo quello che viene riportato nella letteratura scientifica e secondo le norme, che indicano come misurarle. Nel secondo capitolo viene invece descritto il modello matematico per la simulazione della pompa di calore per l'uno e l'altro refrigerante e il modo in cui viene risolto, con l'assistenza dell'appendice dedicata alla descrizione dei modelli di scambio termico. Nel terzo capitolo si sceglie e si valida il modello matematico dell'accumulo ad acqua che è necessario accoppiare a una pompa di calore per la produzione di acqua calda sanitaria. Nel quarto capitolo sono descritti i fabbisogni dell'utenza. Nel quinto capitolo la pompa di calore, l'accumulo e l'utenza vengono messi a sistema e si presentano i risultati relativi ai casi di studio.

1. Prestazione di pompe di calore operanti con fluidi naturali

naturali

1.1 Anidride carbonica

A partire dal seminale lavoro di Lorentzen (Lorentzen, 1994), l'interesse per l'anidride carbonica come refrigerante torna a crescere dopo diversi decenni di inutilizzo. In mezzo ci sono state la scoperta dell'assottigliamento dello strato di ozono e la quantificazione dell'effetto serra, con la definizione quindi dell'ODP (potenziale di distruzione dell'ozono) e del GWP (potenziale di riscaldamento globale) dei refrigeranti. Risulta che la CO₂ ha ODP nullo e GWP pari a 1, laddove i più moderni idrofluorocarburi HFC hanno anch'essi ODP nullo ma GWP nell'ordine di centinaia, ovvero assorbono centinaia di volte più calore di quanto faccia la molecola di CO₂ una volta immessa in atmosfera. Inoltre l'anidride carbonica non è tossica se non a concentrazioni irrealisticamente alte e non è infiammabile. Dal punto di vista più strettamente termodinamico, la sua peculiarità è quella di avere il punto critico a 31 °C e 73.7 bar (laddove una gran parte dei refrigeranti ha invece un punto critico tra i 70 e 100 °C a pressioni di un ordine di grandezza inferiore). La necessità di impiegare compressori e scambiatori di calore operanti a tali pressioni fu un fattore determinante per la sua sostituzione con gli economici refrigeranti sintetici negli anni '50 del novecento. D'altro canto però, le elevate pressioni corrispondenti alle temperature di interesse per le pompe di calore garantiscono elevate densità e sistemi molto compatti, viste anche le proprietà di scambio termico paragonabili se non migliori rispetto ad altri refrigeranti.

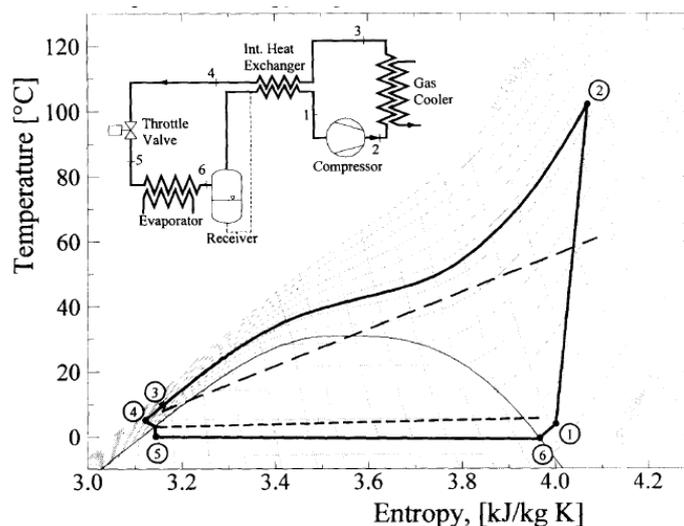


Figura 1.1 Ciclo ad anidride carbonica per la produzione di acqua calda sanitaria

Infine, vista la temperatura critica, nelle applicazioni in cui il fluido secondario al lato caldo si trova all'ingresso a 20/25 °C o più, non è possibile che il refrigerante condensi, ma subisce un raffreddamento in fase gassosa: si parla perciò di ciclo termodinamico

transcritico. Esso è mostrato in Figura 1.1, tratto da Neksa et al. (Neksa, 1998), per una pompa di calore per la produzione di acqua calda sanitaria alla temperatura (tipica per questa applicazione) di 60 °C. Nella figura si può notare il buon accoppiamento dei profili di temperatura tra acqua e CO₂ (anche se dell'acqua in realtà si conosce solo l'ingresso e l'uscita e l'entropia sulle ascisse è quella della CO₂); in generale quindi tale ciclo si adatta bene ad una applicazione, quale la produzione di acqua calda sanitaria, in cui il fluido secondario ha un ΔT elevato tra ingresso e uscita. Mancando la fase di condensazione, pressione e temperatura sono indipendenti al gas-cooler. Esiste la possibilità quindi di ottimizzare la prestazione del ciclo controllando la pressione al gas-cooler, come mostrato nella Figura 1.2 (Neksa, 1998).

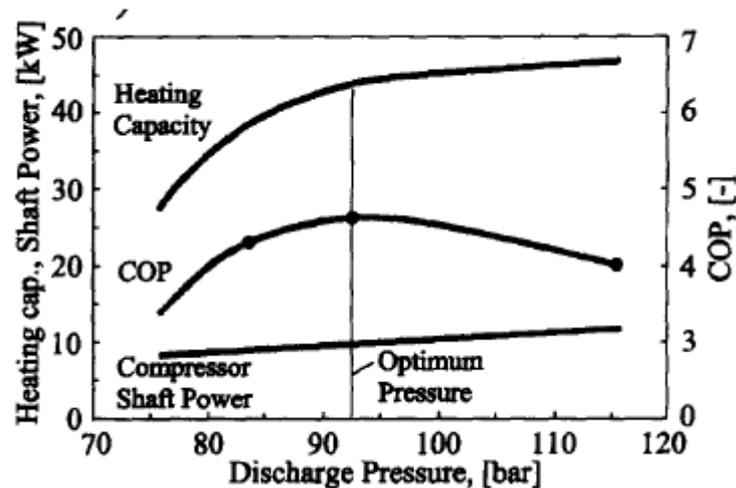


Figura 1.2 Prestazioni del ciclo a CO₂ al variare della pressione al gas-cooler

In particolare, all'aumentare della pressione al gas-cooler aumenta il lavoro di compressione, fissata l'evaporazione. Invece la potenza termica aumenta con una pendenza elevata per poi appiattirsi, sicchè il COP presenta un massimo. La pressione ottimale è una funzione delle condizioni al contorno e va controllata dunque opportunamente (di solito ciò si traduce nella presenza di una valvola di back-pressure a valle del gas-cooler programmata per controllare la pressione a monte). Ne discende che è necessario in uno schema a CO₂ un ricevitore di liquido che garantisca la corretta alimentazione dell'evaporatore al variare della pressione ottimale adattando la carica di refrigerante. Tale ricevitore, posto a valle dell'evaporatore come nel lavoro di Neksa ha il beneficio di garantire la corretta alimentazione del compressore con vapore almeno saturo secco quali che siano le condizioni di funzionamento (ma questa non è l'unica possibilità). Tuttavia, negli schemi con refrigerante CO₂ è solitamente presente lo scambiatore interno per garantire l'ingresso a titolo più basso possibile all'evaporatore, con effetto benefico per il COP del sistema. Nella seconda parte, Neksa et al. mostrano i risultati di un prototipo di 50 kW di potenza termica mostrando come sia possibile produrre acqua calda fino ad 80-90 °C (impossibile coi refrigeranti convenzionali, che non vanno oltre 55-65 °C tipicamente) e concludendo che grazie alle buone caratteristiche di scambio termico e all'efficiente processo di compressione elevati COP sono ottenibili.

Cecchinato et al. (Cecchinato, 2005) confrontano per via modellistico-simulativa una pompa di calore aria-acqua a CO₂ di 19 kW termici per la produzione di acqua calda sanitaria paragonandola ad una operante con R-134a. Essi considerano una temperatura di 45 °C per la produzione dell'acqua calda sanitaria e accoppiano la macchina una volta ad un tank perfettamente stratificato (da 15 a 45 °C linearmente) e una volta ad uno isoterma a 40 °C. La temperatura ambiente considerata è 10 °C per l'inverno e 30 °C per l'estate. Gli autori fanno riferimento ad efficienze di compressori presenti sul mercato per ciò che riguarda i due fluidi a confronto (dunque, all'epoca, leggermente a vantaggio dello scroll ad R-134a) mentre per gli scambiatori scelgono di usare scambiatori di pari superficie per i due fluidi (ovvero, al lato caldo, l'area del gas-cooler è uguale all'area di condensatore e subcooler) ed eseguono un'analisi parametrica al variare della superficie dello scambiatore lato caldo. Gli autori verificano che il caso di perfetta stratificazione comporta un incremento dell'efficienza del 35-55% per ciò che riguarda la CO₂ e del 20-30% per ciò che riguarda l'R134a rispetto al caso di serbatoio isoterma a 40 °C: difatti l'accoppiamento dei profili di temperatura al gas-cooler in questo caso è particolarmente svantaggioso (ingresso del refrigerante all'evaporatore con titolo molto elevato), mentre il refrigerante R134a si limita ad aumentare la condensazione e risulta meno svantaggiato dalla perdita stratificazione. Per ciò che riguarda l'effetto dell'area di scambio, la CO₂ si avvantaggia di più rispetto all'altro fluido di una superficie di scambio maggiore allo scambiatore caldo. In definitiva, gli autori concludono che la CO₂ può essere vantaggiosa per l'applicazione prescelta se si sfruttano le sue peculiarità in termini di design dei componenti e se si mantiene il tank stratificato.

Un sistema a pompa di calore a CO₂ per la fornitura di riscaldamento a bassa temperatura (33 – 35 – 40 °C) e acqua calda sanitaria (60 – 70 – 80 °C), con sorgente geotermica e potenza nominale di 6.5 kW termici è l'oggetto di studio di un lavoro di Stene (Stene, 2005). Al fine di poter testare la pompa di calore in modalità riscaldamento, acqua calda sanitaria (“dhw” in inglese) o combinata, il gas-cooler è diviso in tre scambiatori (A, B e C, tutti del tipo tubo-in-tubo controcorrente). Nella Figura 1.3 sul piano T-h è mostrato il raffreddamento della CO₂ in fase supercritica nei tre casi e gli scambiatori coinvolti. Si può osservare su questo piano come l'accoppiamento dei profili di temperatura sia chiaramente peggiore in modalità di riscaldamento a bassa temperatura, dove è richiesto un riscaldamento di soli 5 K (tipicamente) al fluido secondario, mentre in modalità solo acqua calda sanitaria e combinata l'accoppiamento risulti caratterizzato da una differenza di temperatura tra il refrigerante e il fluido secondario più contenuta. L'autore mostra innanzitutto che, in modalità combinata, quanto più è basso il set point per la produzione dell'acqua calda sanitaria e quanto più è alto il set point per il riscaldamento, tanto più elevata risulta la porzione di potenza termica dedicata all'acqua calda rispetto al totale, fino a un massimo del 70% nel caso in cui si decida di produrre acqua calda a 60 °C e riscaldare a 40 °C (con un COP di 3.9). Al contrario, producendo acqua calda a 80 °C e riscaldando a 33 °C tale porzione scende al 30% (con un COP di circa 3.6).

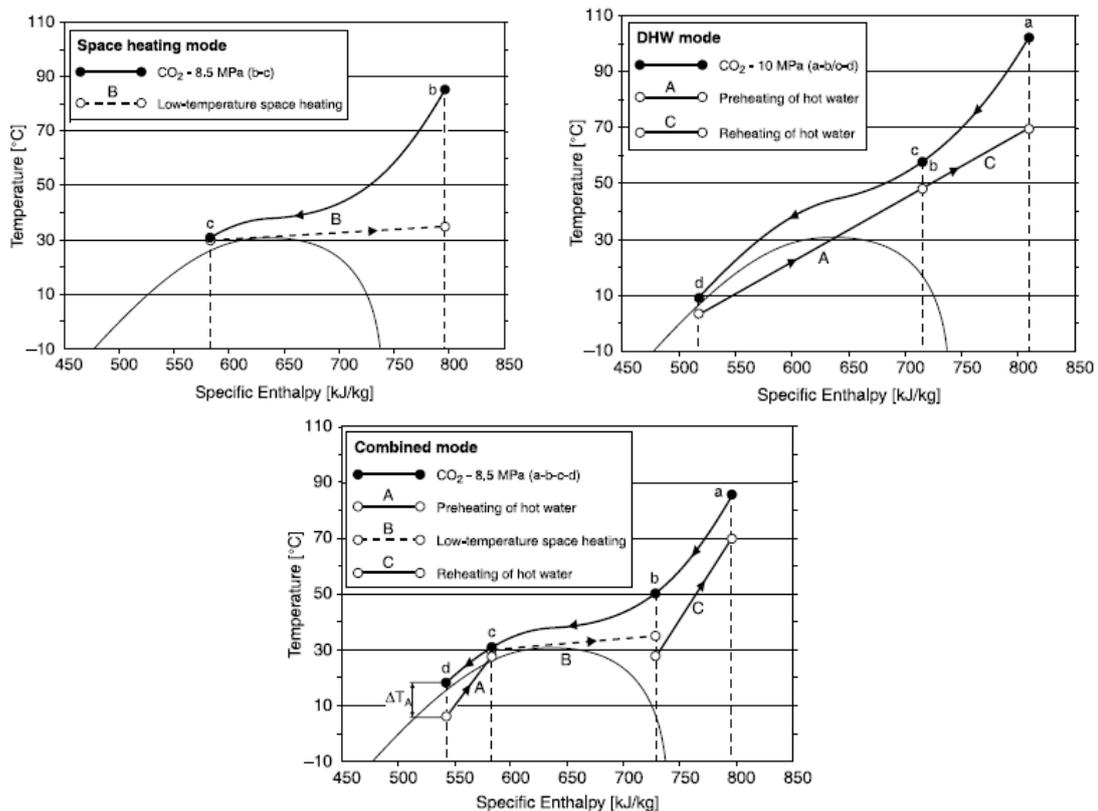


Figura 1.3 Cicli ad anidride carbonica in modalità solo riscaldamento, solo acqua calda sanitaria e produzione combinata

Il COP in modalità solo riscaldamento varia tra 2.8 e 3.1 (più basso per riscaldamento a 40 °C) e risulta essere tra il 20 e il 30% più basso dei COP raggiunti in modalità combinata o solo acqua calda. In seguito l'autore quantifica la riduzione di COP dovuta alla perdita di stratificazione nel serbatoio di accumulo accoppiato alla pompa di calore. Per un incremento di temperatura all'ingresso del gas-cooler da 5 a 25 °C, tale riduzione è del 15% se la pompa di calore lavora in modalità combinata con 80 e 35 come set point e del 20% se invece ha 60 e 40 come set point. Tali risultati confermano la necessità di un design dell'intero sistema che favorisca la stratificazione nel tank. Infine, l'autore confronta la prestazione stagionale della pompa di calore con una unità ad R410a con set point 60 e 35 °C (acqua calda sanitaria e riscaldamento, rispettivamente) al variare della porzione di energia richiesta dall'acqua calda sanitaria rispetto al totale. Risulta che, per porzioni inferiori al 25%, l'unità ad R410a è più efficiente. Tipicamente, indica l'autore, tale porzione è dal 10 al 25% nelle case in Norvegia. Tuttavia, tale risultato è dovuto al basso rendimento del compressore per la CO₂ impiegato: l'efficienza globale di questo compressore è dichiarata dall'autore tra il 52 e il 55% (mentre unità moderne hanno un rendimento globale tipicamente tra il 65 e il 70%).

Nel lavoro di Fernandez et al. (Fernandez, 2010) si assume il caso studio di una pompa di calore ad anidride carbonica di potenza termica nominale di 4 kW accoppiata ad un serbatoio di 110 litri per la produzione di acqua calda sanitaria. In Figura 1.4 è mostrato lo schema d'impianto considerato, in cui i componenti OS sono dei separatori d'olio. Non è presente un ricevitore di liquido, la carica di refrigerante è fissata a 1.1 kg e il

compressore è del tipo a palette, bistadio. Attraverso le varie valvole numerate è possibile usare tre schemi: schema base (solo la valvola 3 aperta), schema con scambiatore interno (detto schema SLHX, valvole 1 e 4 aperte) tra uscita gas-cooler e uscita evaporatore e uno schema con un livello intermedio di pressione (detto IHX, valvole 2, 3 e 5 aperte) che serve a fornire extra raffreddamento al refrigerante in uscita dal gas-cooler in modo da consentire un ingresso all'evaporatore con titolo più basso. La fase intermedia, una volta vaporizzata in questo processo, viene iniettata tra i due stadi del compressore a palette.

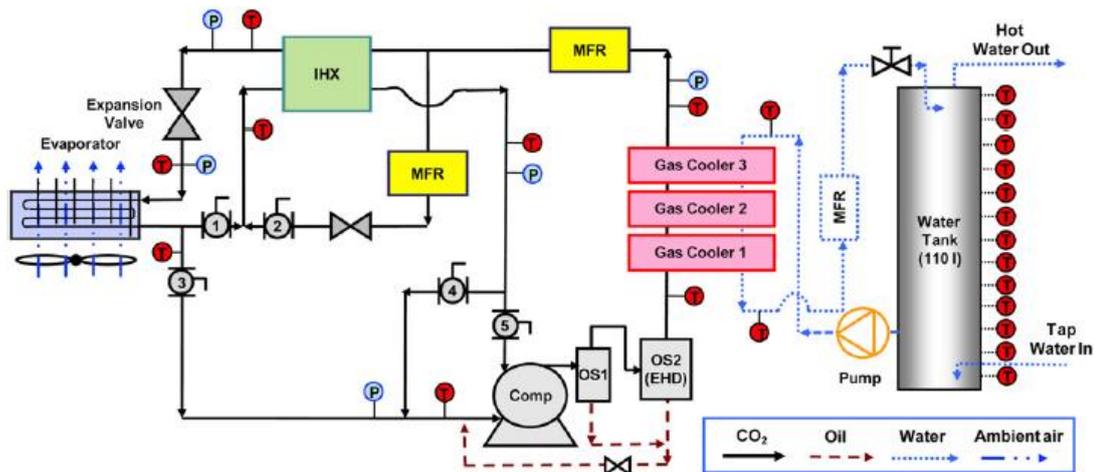


Figura 1.4 Schema di impianto ad anidride carbonica con diverse configurazioni impiantistiche

Gli autori controllano la temperatura dell'acqua prodotta con $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ come valore obiettivo. I test condotti sono alla temperatura ambiente di $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ e considerano una volta un tank perfettamente stratificato (scenario A) e una volta un tank a una temperatura media di $42\text{ }^{\circ}\text{C}$ (scenario C). Gli autori riportano che, nello scenario A il ciclo IHX mostra un COP uguale a quello del ciclo base (2.62) mentre quello SLHX un miglioramento dell'8%; nello scenario C, il miglioramento del ciclo IHX è del 7.5% (sul valore di 1.82 del ciclo base) mentre il ciclo SLHX mostra un miglioramento del 3.5% (minore però dell'incertezza dichiarata del 4.5% sul COP). Gli autori evidenziano che il ciclo IHX ha un effetto benefico solo quando il refrigerante in uscita dal gas-cooler ha una temperatura elevata (scenario C) mentre nello scenario A il suo beneficio viene azzerato a causa della più elevata temperatura di fine compressione rispetto al ciclo base. Per ciò che riguarda il ciclo SLHX, il miglioramento consiste in uno sfruttamento migliore dell'area dell'evaporatore che, a differenza del ciclo base, non deve più garantire alcun surriscaldamento. Di conseguenza, la temperatura di evaporazione risulta più elevata nel caso con SLHX. Inoltre il surriscaldamento di circa 20 K dato dal SLHX permette di lavorare con una pressione di scarico più bassa per avere acqua a $60\text{ }^{\circ}\text{C}$, contribuendo a ridurre ulteriormente il rapporto di compressione e quindi il lavoro del compressore. Ciò si verifica nonostante la ridotta densità in aspirazione, con una potenza termica erogata al gas-cooler quasi costante. Una seconda parte del lavoro si occupa più in dettaglio dell'accoppiamento col serbatoio e sarà ripreso nella sezione 3.3 di questo lavoro.

La pompa di calore a CO₂ esaminata da Minetto et al. (Minetto, 2016) è del tipo reversibile acqua-acqua, con inclusa la produzione di acqua calda sanitaria. La reversibilità è gestita lato acqua, quindi il riscaldamento e la produzione di acqua calda sanitaria sono forniti in maniera alternativa, variando opportunamente la portata d'acqua (per questo motivo, due gas-cooler diversi sono utilizzati). Inoltre la pompa di calore è dotata di un dry-cooler per la cessione di calore all'esterno in estate (nel caso in cui non serva l'acqua calda sanitaria). Invece durante l'inverno la sorgente d'energia è l'aria esterna e l'acqua è dunque un fluido termovettore (dal punto di vista termico) tra questa e la CO₂. Lo schema della pompa di calore è quello monostadio (compressore semiermetico alternativo controllato con inverter) con ricevitore di liquido e scambiatore interno a valle dell'evaporatore. La pompa di calore è stata testata in tutte e tre le modalità di funzionamento previste e gli autori hanno utilizzato questi dati per validare un loro modello matematico per la simulazione, con il 90% delle prestazioni predette entro un 10%. Questo modello è poi accoppiato a quello di un edificio residenziale di circa 116 m² con l'intento di condurre una simulazione annuale nel clima di Treviso. I risultati mostrano il vantaggio, in estate, della produzione gratis dell'acqua calda sanitaria (quasi il 100% del fabbisogno viene ottenuto come derivato gratis della produzione di freddo). I COP sono quindi risultati più elevati da aprile ad ottobre, con valori mensili tra il 4 e il 3.3: difatti la prestazione estiva è stata incrementata grazie alla produzione di acqua calda sanitaria che contribuisce al COP. COP mensili tra 2.8 e 3.0 sono stati riportati dagli autori nei restanti mesi, che sono quelli con i più elevati carichi di riscaldamento e che racchiudono circa il 70% del fabbisogno energetico annuale dell'appartamento simulato. Confrontando il sistema con una pompa di calore ad R410A, gli autori riportano per quest'ultima un consumo del 50% più alto per ciò che riguarda l'acqua calda sanitaria, ma di circa il 25% più basso per ciò che riguarda il riscaldamento e del 60% più basso per ciò che riguarda il raffrescamento, risultando in una prestazione complessiva migliore del 22%. Gli autori concludono che la semplicità del layout scelto, con l'inversione del ciclo operata lato acqua, il che porta con sé la necessità di usare uno scambiatore ulteriore aria-acqua, pregiudica la prestazione complessiva della macchina aggiungendosi alle difficoltà intrinseche nel ciclo a CO₂ quando questo opera con un fluido secondario che non necessita di un elevato delta di temperatura tra ingresso e uscita.

1.2 Idrocarburi

A causa della loro infiammabilità, gran parte dei lavori presenti in letteratura che si riferiscono ad idrocarburi (in particolare qui propano) si concentrano sulla quantità di carica necessaria a far funzionare il sistema e a metodi per la sua riduzione. Infatti, esistono standard che limitano la quantità di carica di refrigerante utilizzabile per questi sistemi, quali la norma europea EN 378/2008 e lo standard ISO 5149/2014, in base al posto in cui sono installati (all'aperto, in locali aerati, al chiuso, in luoghi accessibili o meno al pubblico ecc.). Al di là di questa importante limitazione, il propano è un refrigerante con ottime caratteristiche ambientali: ODP nullo e GWP inferiore a 20. Le

sue proprietà termodinamiche e di trasporto sono paragonabili a quelle degli HFC e esso non è corrosivo nei confronti dei materiali solitamente utilizzati negli impianti di refrigerazione e condizionamento dell'aria (Fernando, 2004). Nel lavoro di Fernando et al., che si concentra su una taglia di tipo residenziale, ovvero intorno ai 5 kW termici, viene considerato uno schema costituito da un compressore scroll, scambiatori a minicanali e una valvola di espansione elettronica funzionante con acqua come fluido secondario sia al lato evaporatore (qui con aggiunta di glicole etilenico per abbassare il punto di congelamento) che lato condensatore. Gli scambiatori a minicanali permettono, in questo sistema, di ridurre la carica da 300 a 200g rispetto ad uno schema con scambiatori a piastre, secondo quanto misurato dagli autori. Nella Figura 1.5 sono mostrati i risultati ottenuti in termini di COP al variare della carica di refrigerante.

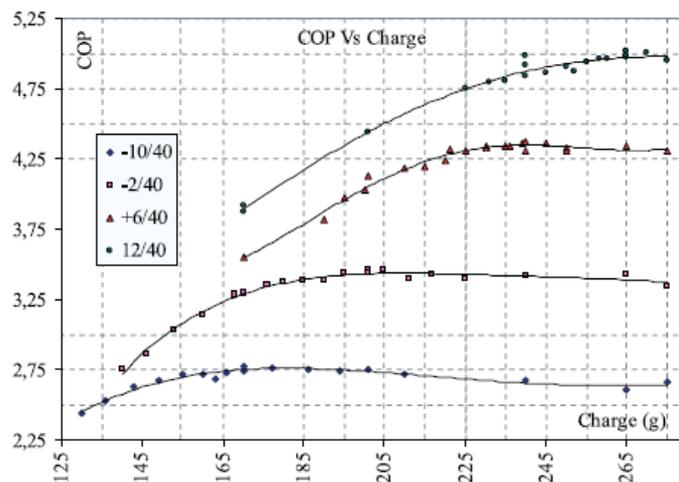


Figura 1.5 COP di un ciclo a propano al variare della carica di refrigerante e delle condizioni all'evaporatore

Tali risultati sono relativi ad alcune condizioni al contorno fissate: la temperatura di ingresso del fluido secondario all'evaporatore (da -10 a +12 °C) e la temperatura di ingresso dell'acqua al condensatore (40 °C). Per carica inferiore a quella ottimale, i valori di COP ridotti sono dovuti al decremento della temperatura di evaporazione. Infatti, essendoci poco refrigerante, l'evaporazione si situerà a temperature più basse ma con un livello di surriscaldamento elevato all'uscita dello scambiatore (di modo che lo stesso risulti occupato per larga parte dalla fase vapore surriscaldato, a minore densità rispetto alla fase liquida). Gli autori indicano, inoltre, che la potenza termica in riscaldamento mostra, similmente al COP, una variazione nulla una volta che sia stato caricato l'impianto con una massa di refrigerante superiore a quella ottimale. Si può comunque osservare che la carica ottimale vari con la temperatura della sorgente termica, il che implica che, senza un ricevitore di liquido non sempre la performance migliore potrà essere ottenuta (quanto più bassa è la carica, tanto prima la curva del COP si "appiattisce"). Inoltre gli autori osservano come tale aumento di carica sia localizzato quasi integralmente nel compressore, indicando una eccessiva solubilità del refrigerante nell'olio utilizzato (un poliestere, o POE) e deducendo che una scelta diversa possa ridurre la variabilità della carica ottimale. Infine, basandosi sulle temperature tipiche del clima che considerano per l'utilizzo della macchina, quello

svedese, tra -2 e 4 °C per ciò che riguarda l'ingresso del fluido secondario all'evaporatore, suggeriscono una carica ottimale di 200g di refrigerante. Lo studio di Corberan et al. (Corberan, 2008) si concentra su una pompa di calore a propano reversibile della capacità nominale di 15 kW in raffreddamento, con l'obiettivo di scegliere la carica di refrigerante più opportuna per privilegiare la prestazione in raffreddamento. Il layout della pompa di calore prevede due scambiatori a piastre saldobrasate, un compressore del tipo scroll e una valvola termostatica bidirezionale oltre alla 4-vie per l'inversione del ciclo. Nella Figura 1.6 è riportata la prestazione della macchina in riscaldamento utilizzando come condizioni al contorno 7 e 30 °C (uscita fluido secondario evaporatore, ingresso fluido secondario condensatore).

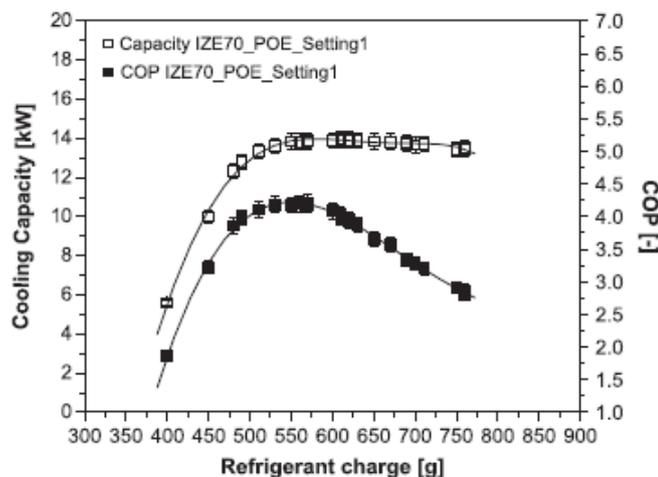


Figura 1.6 COP e potenza termica in raffreddamento di un ciclo a propano al variare della carica di refrigerante

Gli autori osservano che la carica ottimale è intorno ai 550g e verificano che tale valore è ottimale anche in caso di utilizzo in riscaldamento con condizioni al contorno tipiche del clima mite (ingresso a 10 °C all'evaporatore del fluido geotermico e uscita a 45 °C dell'acqua al lato caldo). Tale risultato è di interesse nell'ottica di riduzione della carica e quindi, possibilmente, di un mancato impiego del ricevitore di liquido (nell'ipotesi di utilizzo di quest'ultimo e di corretta carica dell'impianto, infatti, la prestazione della macchina non dipende più dalla carica di refrigerante). Prevedibilmente, il 50% della carica è localizzato dagli autori nel condensatore anche se un 30% si trova nel compressore. I valori della carica di refrigerante nei componenti e i suoi effetti sul COP vengono mostrati in Figura 1.7. Essi sono ben riprodotti (ovvero entro il 5%) dal software di modellizzazione di cicli a compressione di vapore IMST-ART® (che è utilizzato durante questo lavoro di tesi).

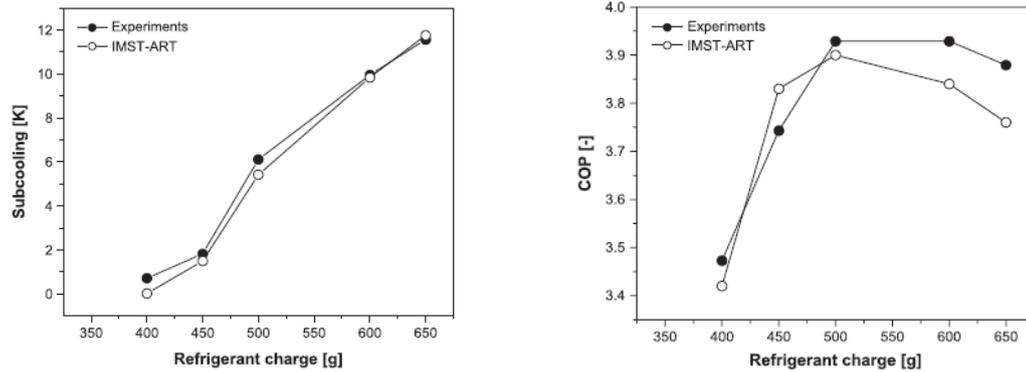


Figura 1.7 A sinistra: Sottoraffreddamento, a destra: COP, entrambi in funzione della carica di refrigerante di un ciclo a propano; confronto dati sperimentali vs. simulazioni

Il lavoro di Cavallini et al. (Cavallini, 2010) si focalizza su una pompa di calore a propano di taglia 100 kW termici in riscaldamento, confrontando diverse opzioni per il design, quali scambiatori tubi e mantello a minicanali (diametro interno di 2 mm) e scambiatori a piastre utilizzati come condensatori. Anche in questo caso si tratta di una unità acqua-acqua. Il compressore è del tipo semi-ermetico alternativo. E' presente uno scambiatore interno, anch'esso del tipo tubi e mantello a minicanali. Le prove vengono condotte a portata d'acqua e temperatura di ingresso variabile sia all'evaporatore che al condensatore, in modo da verificare la prestazione e la carica di refrigerante nel riscaldamento di acqua da 35 a 45 °C con 10-12 °C di ingresso all'evaporatore. Quattro configurazioni sono testate: condensatore a piastre e a minicanali, con e senza scambiatore interno. Gli autori osservano innanzitutto una pressione di condensazione più elevata con l'utilizzo dei minicanali, effetto prevedibile dato il ridotto volume interno posseduto da questi, inteso alla riduzione della carica di propano. Calcolano però (assumendo un flusso perfettamente controcorrente) in questo caso un coefficiente di scambio termico globale del 60% più alto rispetto al caso con scambiatore a piastre. I risultati in termini di potenza termica e COP sono nella Figura 1.8.

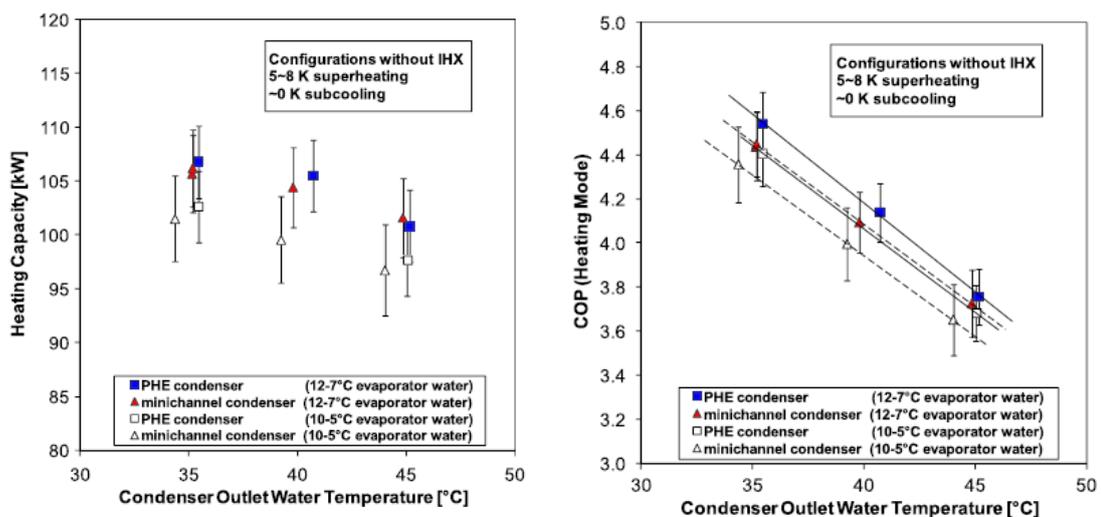


Figura 1.8 A sinistra: potenza termica in riscaldamento, a destra: COP, entrambi in funzione della temperatura di uscita dell'acqua dal condensatore; confronto tra schemi d'impianto

Si può osservare che la riduzione del COP rimane sotto il 3% mentre la potenza termica è pressochè invariata nei due casi. Per quanto riguarda la carica di refrigerante, l'utilizzo dello scambiatore a minicanali riduce la carica da 3 a 2.2 kg. Invece l'utilizzo dello scambiatore interno la incrementa di circa 0.4 kg. L'utilizzo dello scambiatore interno è di beneficio soprattutto per il compressore: infatti, aumentando il surriscaldamento all'ingresso diminuisce la solubilità del refrigerante nell'olio (qui un olio minerale), a tutto vantaggio della viscosità del lubrificante. Inoltre l'utilizzo dello scambiatore riduce il titolo all'ingresso dell'evaporatore consentendo di ridurre la portata di refrigerante (gli autori registrano un 5% di riduzione) a parità di potenza frigorifera scambiata. In definitiva, gli autori registrano un limitato incremento del COP nelle varie condizioni (sempre inferiore al 5%). L'effetto più importante dello scambiatore interno riguarda il rendimento globale del compressore, che, per rapporti di compressione tra 3 e 4 si mantiene intorno al 70% rispetto al 62-66% calcolato senza lo scambiatore interno, diventando inoltre solo funzione del rapporto di compressione (una dispersione più elevata del rendimento in funzione del rapporto di compressione è registrata, invece, senza il suo utilizzo).

Non si riscontrano in letteratura applicazioni relative alla produzione di acqua calda sanitaria con l'utilizzo di questo refrigerante.

1.3 Norme sulla valutazione delle prestazioni delle pompe di calore

Regolamenti delegati 811, 812, 813, 814/2013

Come detto, i Regolamenti 811 e 812 introducono un sistema armonizzato per l'etichettatura dei generatori in base alla loro efficienza in modo da fornire ai consumatori delle informazioni omogenee tali da consentirne il confronto. Armonizzato, quindi, nel senso che l'efficienza permette direttamente il confronto tra diverse tecnologie (solare, boiler, pompe di calore ecc. sotto una certa soglia di potenza termica). In particolare, la 811 impone l'etichettatura energetica delle macchine per riscaldamento (e eventuale acqua calda sanitaria, nel qual caso la norma parla di impianti "misti") fino a 70 kW termici, mentre la 812 ha lo stesso limite di potenza termica relativamente alle macchine per sola acqua calda sanitaria. I Regolamenti 813 e 814 definiscono i requisiti prestazionali minimi per la messa in commercio delle macchine, i quali divengono via via più stringenti nel corso degli anni (la 813 si riferisce agli impianti di riscaldamento e "misti", mentre la 814 ai generatori di acqua calda sanitaria). In Italia, i Regolamenti sono entrati in vigore a Settembre del 2015. L'efficienza in riscaldamento (o acqua calda sanitaria) individua il rapporto fra la potenza di riscaldamento d'ambiente emessa in una stagione di riscaldamento (o energia fornita sotto forma di acqua calda sanitaria) e il consumo energetico necessario a soddisfare tale domanda e include alcuni fattori correttivi relativi ai controlli di temperatura, al consumo ausiliario di elettricità, all'eventuale consumo del bruciatore (assente nel caso di pompa di calore) e ad altre dispersioni. Per l'acqua calda sanitaria, il valore di efficienza corrisponde a una certa classe energetica a seconda del "profilo di

carico” (una sequenza determinata di prelievi di acqua) dichiarati dal costruttore secondo il principio che a macchine più grandi devono corrispondere efficienze più alte. Di seguito è riportata la Tabella 1.1 esplicativa del Regolamento 811, relativamente agli apparecchi che lavorano a media temperatura (tutti, escluse le pompe di calore che lavorano invece nel range di temperature 30 -35 °C, solitamente accoppiate a pannelli radianti, per le quali una tabella simile con efficienze più alte è considerata).

Tabella 1.1 Classe di efficienza energetica da attribuire alle pompe di calore per il riscaldamento a media temperatura (47 – 55 °C) in base all’efficienza misurata

Classe di efficienza energetica stagionale del riscaldamento d’ambiente	Efficienza energetica stagionale del riscaldamento d’ambiente η_s in %
A ⁺⁺⁺	$\eta_s \geq 150$
A ⁺⁺	$125 \leq \eta_s < 150$
A ⁺	$98 \leq \eta_s < 125$
A	$90 \leq \eta_s < 98$
B	$82 \leq \eta_s < 90$
C	$75 \leq \eta_s < 82$
D	$36 \leq \eta_s < 75$
E	$34 \leq \eta_s < 36$
F	$30 \leq \eta_s < 34$
G	$\eta_s < 30$

Ai fini del calcolo dell’efficienza, il coefficiente di conversione da 1 kWh di elettricità a 1 kWh di energia primaria (CC) è posto pari a 2.5. Tale valore riflette l’efficienza media di produzione dell’elettricità nell’Unione Europea, pari a 0.4 ($2.5 = 1/0.4$). Per ciò che riguarda le pompe di calore per riscaldamento (Regolamento 811), la norma indica di attenersi alla Tabella 1.2 per la determinazione delle prestazioni nominali.

Tabella 1.2 Condizioni nominali di test per le pompe di calore in riscaldamento al variare della sorgente di energia adoperata

Fonte di calore	Scambiatore di calore esterno		Scambiatore di calore interno			
	Condizioni climatiche	Temperatura a bulbo secco (a bulbo umido) all’entrata	Apparecchi per il riscaldamento d’ambiente a pompa di calore e apparecchi di riscaldamento misti a pompa di calore, tranne pompe di calore a bassa temperatura		Pompe di calore a bassa temperatura	
			Temperatura in entrata	Temperatura in uscita	Temperatura in entrata	Temperatura in uscita
Aria esterna	Medie	+ 7 °C (+ 6 °C)	+ 47 °C	+ 55 °C	+ 30 °C	+ 35 °C
	Più fredde	+ 2 °C (+ 1 °C)				
	Più calde	+ 14 °C (+ 13 °C)				
Aria esausta	Tutte	+ 20 °C (+ 12 °C)	+ 47 °C	+ 55 °C	+ 30 °C	+ 35 °C
	Temperatura in entrata/in uscita					
Acqua	Tutte	+ 10 °C / + 7 °C				
Salamoia	Tutte	0 °C/- 3 °C				

Per ciò che riguarda il passaggio dal COP nominale alla prestazione stagionale, SCOP, la norma indica di seguire un procedimento analogo a quello mostrato nella norma 14825/2013 (che sarà mostrato in dettaglio poi) dedicata espressamente alle pompe di calore, fissando come valori della temperatura bivalente T_{biv} (cioè la temperatura alla quale la potenza erogata dalla pompa di calore coincide con quella richiesta dall'utenza) e della TOL (temperatura limite di esercizio della pompa di calore) i valori mostrati nella Tabella 1.3.

Tabella 1.3 Temperatura di progettazione di riferimento, temperatura bivalente e temperatura limite di esercizio al variare dei climi

Condizioni climatiche	Temperatura di progettazione di riferimento	Temperatura bivalente	Temperatura limite di esercizio
	$T_{designh}$	T_{biv}	TOL
Medie	- 10 (- 11) °C	massimo + 2 °C	massimo - 7 °C
Più fredde	- 22 (- 23) °C	massimo - 7 °C	massimo - 15 °C
Più calde	+ 2 (+ 1) °C	massimo + 7 °C	massimo + 2 °C

Inoltre, la durata della stagione di riscaldamento nei tre climi considerati (clima medio, clima più freddo e clima più caldo) è fissata anch'essa concordemente alla 14825/2013 ed è mostrata nella Figura 1.9 in termini di frequenza di accadimento di una certa temperatura ambiente al variare delle condizioni climatiche, da un minimo di -22 ad un massimo di 16 °C.

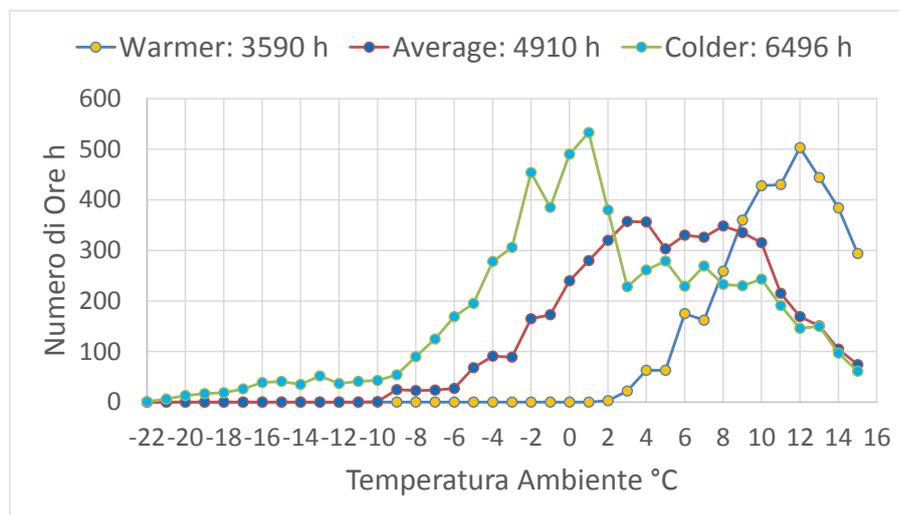


Figura 1.9 Numero di ore di accadimento di ciascuna temperatura ambiente al variare dei climi

Note quindi le condizioni di prova, l'efficienza in riscaldamento può essere calcolata come nell'equazione 1.1.

$$\eta_{sh} = \frac{SCOP}{CC} - C_{temp} - C_{pompa} \quad (1.1)$$

Lo SCOP deve essere calcolato secondo la norma 14825/2013, come detto. C_{temp} e C_{pompa} sono dei coefficienti che tengono conto rispettivamente dei controlli della temperatura e del consumo di una pompa di circolazione, quest'ultimo valido solo nel caso di pompe ad acqua o salamoia per il solo riscaldamento o pompe di calore miste. Tipicamente questi due coefficienti valgono 3 e 5. Il Regolamento 813 stabilisce che l'efficienza in clima medio delle macchine per il riscaldamento fino a 400 kW di potenza termica (incluse quindi le pompe di calore, cui si applica il Regolamento 811) non potrà essere più bassa del 100% a partire da Settembre 2015 e 110% a partire da Settembre 2017 se operano con acqua a 47/55 °C (per quelle a bassa temperatura i valori limite sono 115 e 125% rispettivamente), quindi tutte le pompe di calore di classe inferiore ad A+ non potranno essere messe in commercio.

Per l'acqua calda sanitaria, invece, di seguito è indicata la tabella riepilogativa dell'associazione tra efficienza, legge di carico (da 3XS a XXL) e classe energetica degli scaldacqua (Regolamento 812).

Tabella 1.4 Classi di efficienza per gli scaldacqua entro i 70 kW termici al variare del profilo di carico dichiarato e del valore di efficienza misurato

	3XS	XXS	XS	S	M	L	XL	XXL
A ⁺⁺⁺	$\eta_{wh} \geq 62$	$\eta_{wh} \geq 62$	$\eta_{wh} \geq 69$	$\eta_{wh} \geq 90$	$\eta_{wh} \geq 163$	$\eta_{wh} \geq 188$	$\eta_{wh} \geq 200$	$\eta_{wh} \geq 213$
A ⁺⁺	$53 \leq \eta_{wh} < 62$	$53 \leq \eta_{wh} < 62$	$61 \leq \eta_{wh} < 69$	$72 \leq \eta_{wh} < 90$	$130 \leq \eta_{wh} < 163$	$150 \leq \eta_{wh} < 188$	$160 \leq \eta_{wh} < 200$	$170 \leq \eta_{wh} < 213$
A ⁺	$44 \leq \eta_{wh} < 53$	$44 \leq \eta_{wh} < 53$	$53 \leq \eta_{wh} < 61$	$55 \leq \eta_{wh} < 72$	$100 \leq \eta_{wh} < 130$	$115 \leq \eta_{wh} < 150$	$123 \leq \eta_{wh} < 160$	$131 \leq \eta_{wh} < 170$
A	$35 \leq \eta_{wh} < 44$	$35 \leq \eta_{wh} < 44$	$38 \leq \eta_{wh} < 53$	$38 \leq \eta_{wh} < 55$	$65 \leq \eta_{wh} < 100$	$75 \leq \eta_{wh} < 115$	$80 \leq \eta_{wh} < 123$	$85 \leq \eta_{wh} < 131$
B	$32 \leq \eta_{wh} < 35$	$32 \leq \eta_{wh} < 35$	$35 \leq \eta_{wh} < 38$	$35 \leq \eta_{wh} < 38$	$39 \leq \eta_{wh} < 65$	$50 \leq \eta_{wh} < 75$	$55 \leq \eta_{wh} < 80$	$60 \leq \eta_{wh} < 85$
C	$29 \leq \eta_{wh} < 32$	$29 \leq \eta_{wh} < 32$	$32 \leq \eta_{wh} < 35$	$32 \leq \eta_{wh} < 35$	$36 \leq \eta_{wh} < 39$	$37 \leq \eta_{wh} < 50$	$38 \leq \eta_{wh} < 55$	$40 \leq \eta_{wh} < 60$
D	$26 \leq \eta_{wh} < 29$	$26 \leq \eta_{wh} < 29$	$29 \leq \eta_{wh} < 32$	$29 \leq \eta_{wh} < 32$	$33 \leq \eta_{wh} < 36$	$34 \leq \eta_{wh} < 37$	$35 \leq \eta_{wh} < 38$	$36 \leq \eta_{wh} < 40$
E	$22 \leq \eta_{wh} < 26$	$23 \leq \eta_{wh} < 26$	$26 \leq \eta_{wh} < 29$	$26 \leq \eta_{wh} < 29$	$30 \leq \eta_{wh} < 33$	$30 \leq \eta_{wh} < 34$	$30 \leq \eta_{wh} < 35$	$32 \leq \eta_{wh} < 36$
F	$19 \leq \eta_{wh} < 22$	$20 \leq \eta_{wh} < 23$	$23 \leq \eta_{wh} < 26$	$23 \leq \eta_{wh} < 26$	$27 \leq \eta_{wh} < 30$	$27 \leq \eta_{wh} < 30$	$27 \leq \eta_{wh} < 30$	$28 \leq \eta_{wh} < 32$
G	$\eta_{wh} < 19$	$\eta_{wh} < 20$	$\eta_{wh} < 23$	$\eta_{wh} < 23$	$\eta_{wh} < 27$	$\eta_{wh} < 27$	$\eta_{wh} < 27$	$\eta_{wh} < 28$

Le condizioni di prova del regolamento 812/2013 per l'etichettatura energetica vertono intorno alla scelta della legge di prelievo dell'acqua calda sanitaria, denotate con le taglie da 3XS a XXL. Nella Tabella 1.5 è mostrato un estratto da uno di questi profili di carico.

Tabella 1.5 Legge di prelievo di taglia XXL (estratto) con indicazione dell'ora di inizio prelievo, dell'energia da fornire Q_{tap} , della portata volumetrica minima f , della temperatura minima utile T_m e della temperatura di consegna minima da rispettare T_p

h inizio prelievo	XXL			
	Q_{tap}	f	T_m	T_p
	kWh	l/min	°C	°C
07:00	0.105	3	25	
07:05				
07:15	1.82	6	40	
07:26	0.105	3	25	
07:30				
07:45	6.24	16	10	40
08:01	0.105	3	25	
08:25				
...				
21:35				
Q_{ref}	24.53 = ΣQ_{tap}			

La scelta del profilo di carico è quello massimo o immediatamente inferiore che la pompa di calore riesce a soddisfare. Come si vede in tabella, il profilo di carico prevede delle estrazioni d'acqua da realizzare ad un orario di inizio preciso ed entro un lasso di tempo indicato. Q_{tap} corrisponde all'energia da fornire con ciascun prelievo, calcolata come nella prossima equazione (1.2).

$$Q_{ref} = \sum_{day} Q_{tap} = \sum_{day} \dot{m}_{prelevata} c_p (T_{consegna} - T_m) d\vartheta \quad (1.2)$$

Q_{ref} , detta energia “di riferimento”, rappresenta la sommatoria di Q_{tap} (detta energia “utile”) in tutta la giornata. I valori di f , T_m , T_p indicati prelievo per prelievo rappresentano dei vincoli da rispettare. In particolare, la portata consegnata deve essere come minimo pari ad f ; la temperatura di consegna deve essere come minimo pari a T_p (laddove indicata); la temperatura di ingresso alla macchina produttrice di acqua calda sanitaria deve essere al massimo pari a T_m , in quanto T_m è il valore dal quale, secondo la norma, si incomincia a contabilizzare l'energia utile fornita durante il prelievo. Considerati tutti questi vincoli, si osserva che la durata di ciascun prelievo (e quindi la legge di carico con cui testare la macchina) non è univocamente determinata ma può essere variata in funzione principalmente (ma non solo) della temperatura di consegna dell'acqua calda sanitaria che la pompa di calore è capace di ottenere. Tanto più questa è alta, tanto più un prelievo può essere breve oppure la portata prelevata dall'utenza può essere fissata a un valore più basso (ma comunque non inferiore ad f). Le condizioni di prova all'evaporatore della pompa di calore sono riportate nella prossima tabella.

Tabella 1.6 Condizioni di prova lato evaporatore da mantenere durante tutta la giornata di prelievi al variare della sorgente utilizzata dalla pompa di calore

Sorgente	Aria ambiente		Aria interna	Aria esausta	Salamoia	Acqua
Clima	I: più caldo II: più freddo	Medio	-	-		
Temp.	I: 14 (13) °C II: 2 (1) °C	7 (6) °C	20 (max 15 °C)	20 (12) °C	0/-3 °C	10/ 7 °C

I numeri tra parentesi danno una misura dell'umidità (temperature di bulbo bagnato) mentre nel caso della sorgente salamoia/acqua è indicata sia la temperatura di ingresso che quella di uscita della sorgente termica. Una volta eseguita la prova della pompa di calore è possibile calcolare l'efficienza energetica come nell'equazione 1.3.

$$\eta_{wh} = \frac{Q_{ref}}{(Q_{fuel} + CC \cdot Q_{elec})} \quad (1.3)$$

Nel caso delle pompe di calore, Q_{fuel} è pari a zero in quanto il consumo è solo elettrico. Dato che la T_m è maggiore o uguale della temperatura di ingresso dell'acqua da riscaldare dalla rete idronica, risulta che il calore fornito dalla pompa di calore durante la giornata non contribuisce integralmente a Q_{ref} (ma solo da T_m in poi), come si vede in equazione 1.4.

$$Q_{hp} = \dot{m}_{prelevata} c_p (T_{consegna} - T_{rete_idronica}) d\vartheta \geq Q_{ref} \quad (1.4)$$

Dunque, il rendimento può essere riscritto come nell'equazione 1.5.

$$\eta_{wh} = \frac{X \cdot Q_{hp}}{CC \cdot Q_{elec}}; X = \frac{Q_{ref}}{Q_{hp}} = \frac{(T_{consegna} - T_m)}{(T_{consegna} - T_{rete_idronica})} \leq 1 \quad (1.5)$$

Il valore di X, fissata chiaramente la temperatura della rete idronica per esempio a 10 °C, è una funzione crescente della temperatura di consegna dell'acqua calda sanitaria. Dunque, il rendimento è una funzione crescente della stessa temperatura. Osservando che il rapporto Q_{hp}/Q_{elec} è pari al COP medio della pompa di calore durante il funzionamento, si può infine indicare il rendimento come in equazione 1.6.

$$\eta_{wh} = \frac{\overline{X \cdot COP}}{CC} \quad (1.6)$$

Nella Figura 1.10 è riportato a titolo di esempio il legame tra il valore del COP, quello del rendimento e quello della temperatura di consegna dell'acqua calda, fissata una temperatura di ingresso dell'acqua dalla rete idrica di 10 °C e un profilo di carico 4XL

(presente nel Regolamento 814 ma non nel 812, dato che il primo si riferisce a scaldacqua fino a 400 kW termici e quest'ultimo si ferma invece a 70 kW termici).

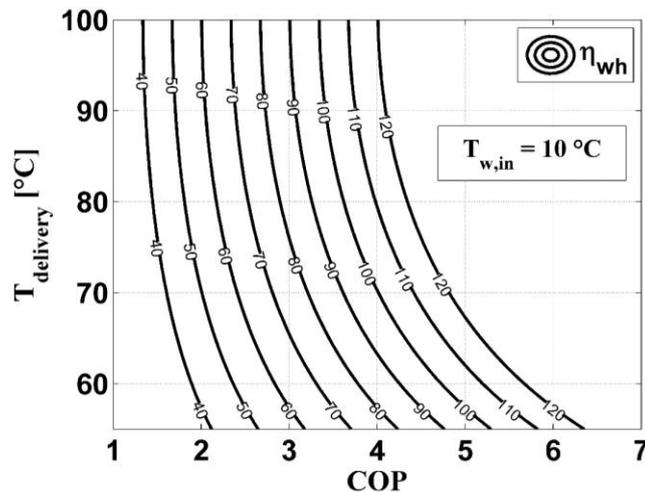


Figura 1.10 Regolamento 812/814: temperatura di consegna vs COP per una data temperatura di ingresso acqua dalla rete idrica

Per dare un riferimento, se si considera il rendimento di un boiler altamente performante (ovvero di efficienza pari al 90%, dunque con un COP equivalente = 2.25, considerato il rendimento di riferimento fornito nel regolamento delegato 811/2013 pari al 40% per il parco di generazione elettrica della EU), il suo risultato si situa intorno al 64%, dato che per la caldaia è possibile spingere la temperatura di consegna fino a 90 °C modulando (come si può osservare dalla figura, la temperatura di consegna più alta migliora il risultato).

Il Regolamento 814 stabilisce che l'efficienza delle macchine per la produzione di acqua calda sanitaria fino a 400 kW di potenza termica (incluse quindi le pompe di calore cui si applica il Regolamento 812) non potrà essere più bassa del 22% (per il profilo di carico 3XS; tale valore limite cresce con la taglia fino a un 32% per la legge di prelievo 4XL) a partire da Settembre 2015 non potrà essere più bassa del 32% (per il profilo di carico 3XS; tale valore limite cresce con la taglia fino a un 38% per la legge di prelievo 4XL) a partire da Settembre 2017, quindi tutte le pompe di calore di classe inferiore pari o inferiori a D o E, a seconda della taglia, non potranno essere messe in commercio (Tabella 1.4). Inoltre, a partire da Settembre 2018, il limite per le taglie da XXL a 4XL salirà al 60% (come detto, visto il campo di applicazione più ampio rispetto al 812, dove le potenze termiche erano limitate a 70 kW, il Regolamento 814 prevede anche dei profili di carico di taglia 3XL a 4XL, da utilizzare per confrontare macchine più grandi coi limiti appena previsti).

EN 14825/2013

La norma EN 14825 prevede che l'indice di prestazione stagionale (SCOP, che serve per applicare i Regolamenti 811 e 813) venga calcolato con il "bin method" (metodo delle frequenze di accadimento della temperatura), ripartito per l'intera stagione di riscaldamento. In particolare la norma definisce tre diverse distribuzioni orarie delle

temperature medie ciascuna relativa a tre condizioni climatiche di riferimento: A (Average, media): Strasburgo (Francia); C (Colder, più fredda): Helsinki (Finlandia); W (Warmer-più calda): Atene (Grecia), mostrate in precedenza (Figura 1.9). Per ciascun clima di riferimento è definita la temperatura esterna di progetto ($T_{designh}$), temperatura alla quale corrisponde la massima richiesta termica dell'utenza; per il clima A $T_{designh} = -10\text{ °C}$; per il clima C $T_{designh} = -22\text{ °C}$; e per il clima W $T_{designh} = +2\text{ °C}$. Si assume inoltre che il carico dell'utenza vari linearmente dal 100% ($P_{designh}$) in corrispondenza di $T_{designh}$ fino ad annullarsi in corrispondenza della temperatura di bilanciamento pari a 16 °C come mostrato in Figura.

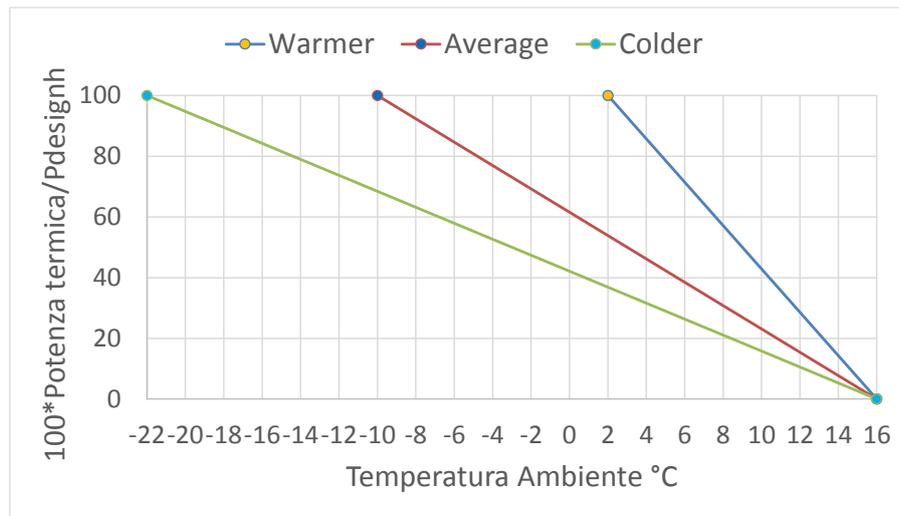


Figura 1.11 Potenza termica richiesta dall'utenza in funzione della temperatura ambiente secondo la norma EN 14825/2013

Il carico termico richiesto in corrispondenza del j -esimo bin ($P_h(T_j)$) può essere determinato moltiplicando il valore a pieno carico ($P_{designh}$) per un Fattore di Carico Climatico (PLR) calcolato come nell'equazione 1.7.

$$PLR = \frac{T_j - 16}{T_{designh} - 16} 100 \quad (1.7)$$

La temperatura esterna di progetto è funzione del clima di riferimento considerato. In Figura 1.11 è mostrato come varia il carico esterno in funzione della temperatura ambiente. In Figura 1.12 il carico esterno è riproposto ed è mostrato come varia, tipicamente, la potenza in riscaldamento erogata da una pompa di calore con sorgente termica aria, considerando, per chiarezza, il solo clima medio. La temperatura bivalente è quella alla quale la resa della macchina equivale al carico richiesto dall'utenza.

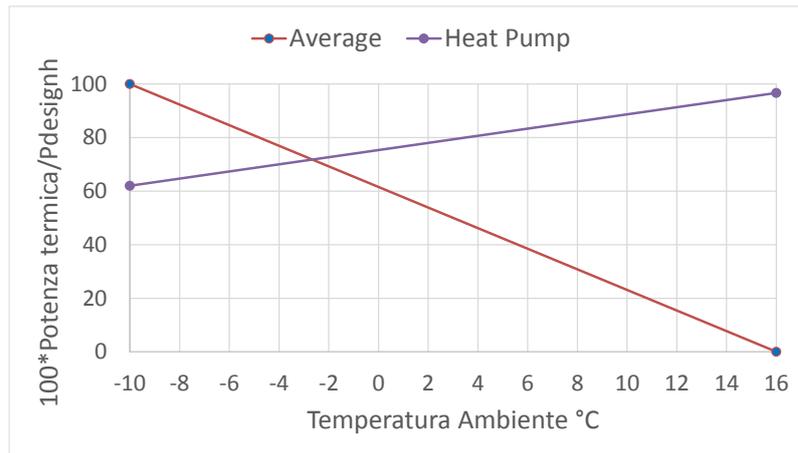


Figura 1.12 Potenza termica richiesta dall'utente e potenza termica erogata dalla pompa di calore in clima medio (esempio)

Per i bin in corrispondenza dei quali il carico termico richiesto dall'utente ($P_h(T_j)$) è maggiore della potenza erogata dalla pompa di calore, la norma prevede di considerare un sistema di back up elettrico con un COP pari ad 1. Per il calcolo dello SCOP per una pompa di calore aria-acqua per applicazioni a 47/55 in clima medio (quindi conformemente al Regolamento 811/2013) è necessario testare la macchina e quindi valutarne il COP e la potenza termica erogata nelle condizioni di funzionamento indicate nella tabella 18 della norma, qui riportata in Tabella 1.7.

Tabella 1.7 Condizioni di prova A... F secondo la norma 14825 relativa a un clima medio e a una pompa di calore a sorgente aria per il riscaldamento a media temperatura

	A		Outdoor heat exchanger ^{b)}	Indoor heat exchanger	
	Part load ratio	Part load ratio %	Outdoor air	Inlet/outlet temperatures	
			Inlet dry bulb (wet bulb) temperature °C	Fixed outlet °C	Variable outlet °C
A	$(-7-16)/(T_{designh} -16)$	88	-7(-8)	^a / 55	^a / 52
B	$(+2-16)/(T_{designh} -16)$	54	2(1)	^a / 55	^a / 42
C	$(+7-16)/(T_{designh} -16)$	35	7(6)	^a / 55	^a / 36
D	$(+12-16)/(T_{designh} -16)$	15	12(11)	^a / 55	^a / 30
E	$(TOL-16)/(T_{designh} -16)$		TOL	^a / 55	^a / 52 - (-7-TOL) / (-7-2) x (52-42)
F	$(T_{bivalent}-16)/(T_{designh} -16)$		T _{bivalent}	^a / 55	Variable outlet shall be calculated by interpolation between the upper and lower temperatures which are closest to the bivalent temperature.

^a With the water flow rate as determined at the standard rating conditions given in EN 14511-2 at 47/55 conditions for units with a fixed water flow rate, and with a fixed delta T of 8 K for units with a variable flow rate.

^b For exhaust air heat pumps part load tests A – F are performed with an outdoor heat exchanger condition according to EN 14511.

In particolare, le condizioni di test sono quelle relative ai punti da A ad F. La temperatura bivalente, oggetto del punto F, può essere scelta, secondo quanto mostrato nel Regolamento 811/2013, tra -10 e +2 °C per il clima medio. Tale temperatura bivalente dà la misura della taglia della pompa di calore scelta rispetto al carico. La TOL può essere compresa tra -10 e -7 °C secondo lo stesso regolamento. L'indice di prestazione stagionale (equazione 1.8) in modalità pompa di calore, ovvero lo SCOP, è

dato dal rapporto tra la richiesta di riscaldamento annuale, Q_h , e il consumo elettrico annuale, Q_{he} .

$$SCOP = \frac{Q_h}{Q_{he}} \quad (1.8)$$

La richiesta di riscaldamento annuale, Q_{he} , misurata in kWh, è calcolata come prodotto tra la potenza di riscaldamento, $P_{designh}$, espressa in kW, dichiarata dal costruttore nella condizione di progetto definita dalla norma, $T_{designh}$, e il numero di ore equivalenti nella modalità attiva, H_{he} , a seconda del clima di riferimento considerato, in equazione 1.9.

$$Q_h = P_{designh} H_{he} \quad (1.9)$$

Il consumo elettrico annuale, Q_{he} , include i consumi elettrici nelle varie modalità: attiva (ON), termostato spento (TO), standby (SB), riscaldamento del carter (CK), spento (OFF). Anche per queste modalità di funzionamento la norma stabilisce il numero di ore, mostrato nella Tabella 1.8.

Tabella 1.8 Ore da considerare nelle diverse modalità elencate dalla norma 14825 in fase di riscaldamento al variare dei climi (Average, Warmer, Colder)

	Heating only [h]		
	"A"	"W"	"C"
Off mode (H_{OFF})	3672	4345	2189
Thermostat off (H_{TO})	179	755	131
Standby (H_{SB})	0	0	0
Crankcase heater (H_{CK})	3851	4476	2944
Equivalent active mode hours for heating (H_{HE})	1400	1400	2100

Dunque il consumo elettrico annuale può essere scritto come nell'equazione 1.10.

$$Q_{he} = \frac{Q_h}{SCOP_{ON}} + H_{TO} P_{TO} + H_{SB} P_{SB} + H_{CK} P_{CK} + H_{OFF} P_{OFF} \quad (1.10)$$

Il consumo elettrico nella sola modalità attiva, che include il consumo del ventilatore su un'unità ad aria, invece, dipende dal calcolo del coefficiente di prestazione stagionale nella modalità attiva, $SCOP_{ON}$ indicato nell'equazione 1.11.

$$SCOP_{ON} = \frac{\sum_{j=1}^n [h_j P_h(T_j)]}{\sum_{j=1}^n \left\{ h_j \left[\frac{P_h(T_j) - e l b u(T_j)}{COP_{PL}(T_j)} + e l b u(T_j) \right] \right\}} \quad (1.11)$$

Nell'equazione 1.11 h_j rappresenta il numero di ore corrispondenti alla temperatura T_j , e chiaramente j rappresenta il bin j -esimo (ovvero ciascuna temperatura ambiente compresa tra quella esterna di progetto e $16\text{ }^\circ\text{C}$). Come detto, $(P_h(T_j))$ rappresenta la richiesta di riscaldamento dell'edificio, espressa in kW, per la corrispondente temperatura, ed è determinata moltiplicando la potenza di riscaldamento a pieno carico per il coefficiente di carico parziale, PLR, valutato per ogni bin. Il $\text{COP}_{pl}(T_j)$ rappresenta, invece, il valore del COP dell'unità funzionante con carico parziale, valutato tramite la 1.12.

$$\text{COP}_{PL} = \frac{\text{COP}_d \cdot CR}{C_c \cdot CR + 1 - C_c} \quad (1.12)$$

Nell'equazione 1.12 il COP_d (COP dichiarato) corrisponde al COP dell'unità per le diverse condizioni di funzionamento imposte dalla norma (da A ad F), C_c è un coefficiente di degradazione mentre CR , definito rapporto di capacità, è dato dal rapporto tra la richiesta di riscaldamento P_h e la potenza termica al condensatore della macchina Q_{co} nelle stesse condizioni di temperatura. C_c e CR sono definiti nell'equazione 1.13.

$$C_c = 0.9; CR = \frac{P_h(T_j)}{Q_{co}} \quad (1.13)$$

Infine, il termine $elbu(T_j)$ (dall'inglese electric backup) rappresenta la capacità termica richiesta ad un riscaldatore elettrico di backup nel caso in cui la pompa di calore non sia in grado di soddisfare da sola l'intero carico termico richiesto dall'utenza, quantificabile come mostrato nell'equazione 1.14.

$$elbu(T_j) = P_h(T_j) - \dot{Q}_{co}(T_j) \quad (1.14)$$

2. Modellizzazione di pompe di calore operanti con fluidi naturali

2.1 Compressori per CO₂ e idrocarburi

Esistono diversi metodi di modellizzare la prestazione del compressore nella sua globalità. Questi possono essere racchiusi nelle usuali categorie di numerici (basati sulla risoluzione delle equazioni differenziali relative ai bilanci coinvolti nel processo, come in Perez-Segarra et al. (Perez-Segarra, 2003)), empirici (ovvero correlazioni di dati sperimentali per ciò che riguarda il COP o la resa frigorifera, come fatto da gran parte dei costruttori e dall'AHRI (AHRI, 1999)) o semi-empirici (i quali cercando di semplificare le equazioni trattenendo solo parte della fisica del processo). In questa ultima categoria ricade il lavoro di Navarro et al. (Navarro, 2007a), implementabile nella piattaforma IMST-ART. Gli autori sviluppano un modello utilizzando un compressore alternativo. Le fasi della compressione sono mostrate nella Figura 2.1 sul piano p-h.

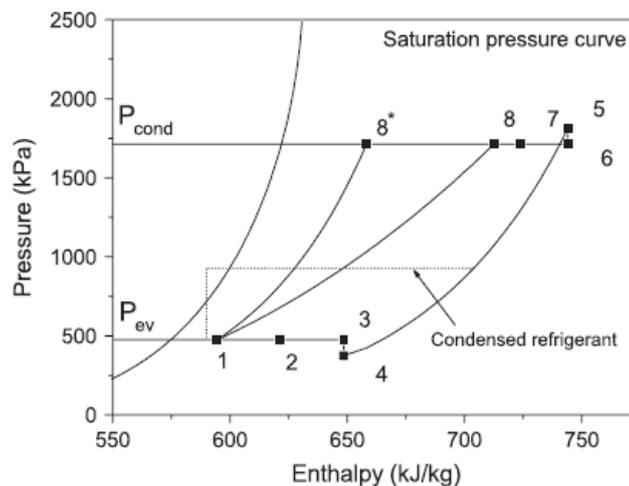


Figura 2.1 Processo di compressione in un compressore alternativo sul piano p-h

La trasformazione 1-8* rappresenta la compressione ideale. Quella reale invece passa per le fasi da 1 a 8. Da 1 a 3 il refrigerante si riscalda a causa del raffreddamento necessario al motore elettrico (1-2) e alla cessione di calore tra scarico e aspirazione (2-3). 3-4 rappresenta la perdita di carico concentrata alla valvola di aspirazione. Il processo di compressione, 4-5, è isentropico secondo gli autori: irreversibilità sono date dallo scambio termico con e verso la parete del cilindro ma il fenomeno è così veloce e le temperature in gioco non troppo dissimili, per cui tali irreversibilità sono trascurabili. 5-6 rappresenta la perdita di carico concentrata allo scarico, 6-7 la cessione di calore verso l'aspirazione e 7-8 rappresenta una ulteriore perdita di calore verso l'esterno, significativamente più freddo della superficie dell'involucro del compressore nei pressi della zona di scarico.

Gli autori del lavoro citato trascurano questo termine nel prosieguo del loro studio. Considerando una possibile condensazione all'interno del cilindro e le perdite di trafilamento attraverso il pistone (leak), la portata massica elaborata viene indicata come nell'equazione 2.1.

$$\dot{m}_{in} = \eta_{vol,th} n \cdot Cil \cdot \rho_4 - \dot{m}_{leak} - \dot{m}_{cond} \quad (2.1)$$

Nella 2.1, con il termine rendimento volumetrico teorico gli autori intendono quello tra le densità degli stati 1 e 8 e non tra quelle di 4 e 5. Il rendimento è mostrato nell'equazione 2.2.

$$\eta_{vol,th} = 1 - \left(\frac{V_{morto}}{Cil} \right) \left(\frac{\rho_{8^*}}{\rho_1} - 1 \right) \quad (2.2)$$

La potenza elettrica L_{el} è espressa, nell'equazione 2.3, come somma della potenza necessaria per la compressione della portata e di quello che viene perso per attriti meccanici diviso il rendimento elettrico.

$$\dot{L}_{el} = \frac{1}{\eta_{el}} \left[\Delta h_{4-5} (\dot{m}_{in} + \dot{m}_{leak}) + \dot{L}_{loss,mec} \right] \quad (2.3)$$

La portata condensata restituisce l'energia al sistema durante la riespansione e quindi non è presente nel bilancio dell'equazione 2.3. A partire dalle equazioni appena ricavate, si possono ottenere il rendimento volumetrico e quello globale del compressore, nelle equazioni 2.4 e 2.5 rispettivamente.

$$\eta_{vol} = \eta_{vol,th} \frac{\rho_4}{\rho_1} - \frac{\dot{m}_{leak}}{n \cdot Cil \cdot \rho_1} - \frac{\dot{m}_{cond}}{n \cdot Cil \cdot \rho_1} \quad (2.4)$$

$$\eta_{glob} = \frac{\dot{m}_{in} \Delta h_{1-8^*}}{\dot{L}_{el}} \quad (2.5)$$

Per le trasformazioni descritte gli autori propongono delle relazioni fenomenologiche (ad es. esprimono le perdite meccaniche in funzione di due termini K , dipendenti l'uno dalla potenza elettrica e l'altro dalla velocità di rotazione) o equazioni di bilancio per gli scambi termici. Si rimanda all'articolo per queste equazioni. Ciò li conduce a formulare il modello secondo un sistema di due relazioni implicite, la 2.6 e la 2.7.

$$f_1 \left(\eta_{vol}, \eta_{glob}, G, K, \eta_{el}, \frac{V_{morto}}{Cil}, P_1, P_{8^*}, \Delta T_{sh} \right) = 0 \quad (2.6)$$

$$f_2 \left(\eta_{vol}, \eta_{glob}, G, K, \eta_{el}, \frac{V_{morto}}{C_{il}}, P_1, P_{8*}, \Delta T_{sh} \right) = 0 \quad (2.7)$$

Entrambe le equazioni sono funzione della pressione di ingresso e di scarico P_1 e P_{8*} , del surriscaldamento in ingresso al compressore, di parametri deducibili dai cataloghi dei compressori (tutti riassunti in G , come ad es. il numero di cilindri o la corsa) e di parametri di progetto dei compressori non determinabili dai cataloghi (riassunti in K , rendimento elettrico e rapporto tra spazio morto e cilindrata). Per come è formulato, il modello può essere utilizzato indipendentemente dal tipo di refrigerante o dalle condizioni di test.

Il modello qui riportato è stato validato in (Navarro, 2007b) per compressori alternativi operanti con propano e R407C. Gli autori indicano che i coefficienti di fitting ottenuti per il propano riescono a predire le prestazioni anche del compressore anche col refrigerante R407C. In entrambi i casi i dati sperimentali sono riprodotti con una deviazione inferiore al 5%.

In un lavoro successivo proveniente dallo stesso laboratorio (Navarro-Peris, 2013) gli autori utilizzano il modello empirico di Pierre et al. (Pierre, 1982) per la predizione di prestazioni di una serie di compressori ermetici e semiermetici, tra cui uno scroll. Il modello di Pierre si basa sulle seguenti equazioni, 2.8 e 2.9.

$$\eta_{vol} = k_1 \left(1 + \frac{T_{asp} - 18}{100} k_s \right) e^{k_2 R_p}; R_p = \frac{P_{cond}}{P_{ev}} \quad (2.8)$$

$$\frac{\eta_{vol}}{\eta_{glob}} = \hat{k}_1 \left(1 + \frac{T_{asp} - 18}{100} \hat{k}_s \right) e^{a \cdot R_t + b}; R_t = \frac{T_{cond}}{T_{ev}} \quad (2.9)$$

Nelle equazioni 2.8 e 2.9, i parametri k , a e b sono funzione del refrigerante impiegato. Benchè questo modello fosse stato ottenuto per compressori alternativi aperti e per refrigeranti diversi da quelli impiegati nello studio di Navarro-Peris et al., l'espressione del rendimento volumetrico risulta predire bene i dati sperimentali (deviazioni inferiori al 5%) anche per compressori semi-ermetici ed ermetici alternativi, oltre che per il compressore scroll, per i dati e i refrigeranti scelti dagli autori (propano e R407C). Il rapporto invece tra rendimento volumetrico e globale fornisce risultati soddisfacenti (deviazioni inferiori al 5%) per compressori semi-ermetici ed ermetici, ma non per compressori scroll.

A partire quindi dai lavori di Jacobs (Jacobs, 1978) e Dabiri & Rice (Dabiri, 1981), gli autori propongono una caratterizzazione diversa delle prestazioni del compressore, basata su una potenza adimensionalizzata e una portata adimensionalizzata (equazioni 2.10 e 2.11), che conservano in parte la struttura del modello di Pierre.

$$\dot{L}' = \frac{\dot{L}}{P_{asp} \dot{V}} = \left(a_1 + a_2 e^{a_3 \cdot R_p} \right)^{-1} \quad (2.10)$$

$$\dot{m}' = \frac{\dot{m}}{\rho_{vss,pev} V} = k_1 \left[1 - F \left(\frac{SH}{T_{ev}} \right) \right] e^{k_2 \cdot R_p} \quad (2.11)$$

Nelle equazioni 2.10 e 2.11, a_1 e a_2 sono i coefficienti della regressione introdotti mentre i coefficienti k sono gli stessi del modello di Pierre; la densità è quella del vapore saturo secco alla pressione di evaporazione, F vale 0.75 e SH è il surriscaldamento all'aspirazione. Questa trattazione permette di prevedere la portata e la potenza (e quindi il rendimento volumetrico e quello globale, se si vuole) dei compressori alternativi e del compressore scroll testati entro un 5%.

In questo lavoro di tesi, nell'applicazione di questo modello, si assumono nulle le portate di condensato e le portate trafilate; del resto gli autori stessi indicano che la portata condensata può essere inclusa nel volume nocivo. Inoltre gli stati 4 e 1 si assumono coincidenti, il rendimento elettrico si fissa al valore di 0.86 (sulla base del fatto che, specie a velocità di rotazione del compressore costante, questo valore è pressoché costante) e il rendimento meccanico viene fissato al valore di 0.90. Il volume morto e la cilindrata si ricavano a partire dai cataloghi dei compressori mediante un sistema di due equazioni algebriche della portata massica ricavata in due diversi "punti" del catalogo. La potenza termica dispersa attraverso la carcassa è fissata al 5% dell'energia ricevuta dal refrigerante, data la taglia medio-grande dei compressori considerati (circa 30-50 kW termici). Tale valore è in linea con quanto ricavato da Navarro et al. (Navarro, 2007b) per un compressore di circa 10 kW termici di taglia: gli autori indicano che questa perdita è responsabile di circa un 3% sul rendimento globale del compressore. La percentuale di energia dispersa attraverso la carcassa sarebbe invece più alta nei compressori ermetici di piccola taglia (sotto 1 kW). Ad esempio viene mostrato in Dutra et al. (Dutra, 2010) come per un refrigeratore domestico un valore tipico di potenza dispersa attraverso la carcassa sia nell'ordine di 100 W (quindi comparabile al consumo elettrico).

Un altro modello per la descrizione dei compressori è il metodo empirico dell'AHRI, che prevede per i cicli transcritici l'equazione 2.12 per il calcolo del rendimento globale.

$$\eta_{g,CO2} = e_1 + e_2 T_{ev} + e_3 p_{gc} + e_4 T_{ev}^2 + e_5 T_{ev} p_{gc} + e_6 p_{gc}^2 + e_7 T_{ev}^3 + e_8 T_{ev}^2 p_{gc} + e_9 T_{ev} p_{gc}^2 + e_{10} p_{gc}^3 \quad (2.12)$$

Nel caso di un ciclo subcritico, l'equazione è la 2.13.

$$\eta_{g,R290} = e_1 + e_2 T_{ev} + e_3 T_{co} + e_4 T_{ev}^2 + e_5 T_{ev} T_{co} + e_6 T_{co}^2 + e_7 T_{ev}^3 + e_8 T_{ev}^2 T_{co} + e_9 T_{ev} T_{co}^2 + e_{10} T_{co}^3 \quad (2.13)$$

Il rendimento globale è dunque correlato alla temperatura di evaporazione (in °C) e alla pressione al gas-cooler (in bar) nel caso transcritico; alla temperatura di evaporazione e a quella di condensazione per un ciclo subcritico.

Le formule del metodo AHRI, pur rinunciando ad una descrizione fenomenologica del funzionamento del compressore, riescono a fornire un ottimo accordo con i dati sperimentali nella stima delle prestazioni dei compressori. Tale metodo richiede solo un numero maggiore di dati sperimentali per essere calibrato, ma, ove possibile, il suo utilizzo è preferibile. Infatti, una formulazione simile è stata introdotta anche nella normativa europea di riferimento per la determinazione delle prestazioni dei compressori EN 12900. In questo lavoro, dunque, ove sia possibile ottenere i dati sperimentali relativi ai compressori dalle case costruttrici si utilizza il metodo AHRI, altrimenti si utilizza il metodo esposto in precedenza implementato nella piattaforma di modellizzazione IMST-ART.

2.2 Scambiatori di calore per CO₂ e idrocarburi

Gli scambiatori a piastre sono risolti con il metodo SEWTLE (Semi-Explicit method for Wall Temperature Linked Equations), scritto da Corberan et al. (Corberan, 2001). Per i problemi in fase singola, le equazioni che lo governano sono le 2.14, 2.15, 2.16, 2.17 e 2.18.

$$\dot{m}_i c_{pi} dT_i = \sum_{j=1}^{n_i} q_{ji} P_{ji} dx_{ji} \quad (2.14)$$

$$P_{ji} = \frac{dA_{ji}}{dx_i} \quad (2.15)$$

$$q_{ji} = U_{ji} (T_{w_j} - T_i) \quad (2.16)$$

$$U_{ji} = \frac{1/A_{ji}}{R_{w_{ji}} + \frac{1}{A_{T_{ji}} \eta_{T_{ji}} h_{ji}}}; \quad R_{w_{ji}} = \frac{t_j/2}{A_{ji} k_j} \quad (2.17)$$

$$\nabla(k_j t_j \nabla T_{w_j}) + \sum_{i=1}^2 q_{ji} = 0 \quad (2.18)$$

Il termine j rappresenta un pezzo della parete di separazione tra i fluidi; $i=1$ o 2 rappresenta il fluido considerato. Il termine q rappresenta il flusso termico, dx rappresenta la coordinata spaziale di avanzamento, A è l'area proiettata sulla parete di separazione, P è il perimetro della cella j (parete) in contatto con il fluido nella cella i ; A_T e η_T sono l'area totale di scambio dalla parete j al fluido i e la sua efficienza

corrispondente; t e k sono lo spessore e la conducibilità termica della parete j e R è la resistenza termica di mezzo spessore della parete in merito allo scambio termico col fluido i . In regime stazionario e in fase singola, la portata massica è costante e il bilancio di energia espresso nella 2.14 è indipendente da altre equazioni. Dunque, esso è risolto e la temperatura è ottenuta. Le condizioni al contorno sono l'adiabaticità dello scambiatore verso l'esterno, lo scambio termico assunto come perpendicolare alla parete e la distribuzione di velocità e temperatura agli ingressi assunta come nota. La soluzione viene trovata per via numerica, secondo il metodo dei volumi finiti. Dato che la temperatura della parete T_w è inclusa nella soluzione, sussiste la possibilità di risolvere il sistema separatamente per ciascun fluido coinvolto e cercare poi l'accoppiamento delle soluzioni attraverso il valore proprio di questa temperatura (equazione 2.16). Per questo motivo il sistema viene detto "Wall temperature linked", ovvero collegato attraverso la temperatura della parete, la quale viene assunta come costante (oppure variabile linearmente, a seconda della geometria dello scambiatore) all'interno di ciascuna cella e uguale al valore nel centro della stessa. In estrema sintesi, la procedura di soluzione prevede la stima iniziale della temperatura della parete. Dopodichè si calcola la temperatura dei fluidi lungo il percorso, con procedura esplicita, e le altre proprietà termodinamiche oltre al coefficiente di scambio globale U e al fattore d'attrito f . Il terzo step è la soluzione del sistema di equazioni che si ottiene discretizzando l'operatore Laplaciano dell'equazione 2.18 secondo il metodo dei volumi finiti. Gli step 2 e 3 sono ripetuti fino a convergenza.

Nel caso di un processo bifasico, il sistema deve includere il bilancio della quantità di moto (Corberan, 2000). Assunto l'esempio di uno scambiatore a piastre saldobrasate (BPHE), con il modello a flussi separati e ipotesi di sezione costante, il modello prevede l'ipotesi di regime di moto anulare lungo i canali tra le piastre dello scambiatore. Le equazioni pertinenti sono la 2.19, la 2.20 e la 2.21.

$$G = \rho u = \text{cost} \quad (2.19)$$

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{2f \cdot G^2 (1-x^2)}{D_h \rho_f} \Phi_f^2 + G^2 \frac{d}{dz} \left[\frac{x^2}{\rho_g \alpha} + \frac{(1-x)^2}{\rho_f (1-\alpha)} \right] + \quad (2.20)$$

$$\left[\rho_g \alpha + \rho_f (1-\alpha) \right] g \sin \theta$$

$$A G \frac{\partial}{\partial z} \left[x \left(i_g + \frac{G^2 x^2}{2 \rho_g^2 \alpha^2} \right) + (1-x) \left(i_f + \frac{G^2 (1-x)^2}{2 \rho_f^2 (1-\alpha)^2} \right) \right] + \quad (2.21)$$

$$A G \frac{\partial}{\partial z} (z g \sin \theta) - \sum_{j=1}^2 P_j h_j (T_{wj} - T) = 0$$

Il termine G rappresenta il flusso di massa, ovvero la portata massica per unità di superficie trasversale al moto A . In una cella contenente il fluido, ci sono otto incognite (il titolo x , la frazione di vuoto α , le densità del liquido e del vapore ρ_f e ρ_g , le entalpie

del liquido e del vapore i_f e i_g , p e T) per due equazioni. Considerando l'equilibrio termodinamico, le equazioni racchiuse nella 2.22 possono essere aggiunte al sistema.

$$\begin{aligned} T &= T_{\text{sat}}(p); \quad i_g(p) = i_{\text{vsat}}(p_{\text{sat}} = p); \quad \rho_v = \rho_g(p); \\ i_f(p) &= i_{\text{lsat}}(p_{\text{sat}} = p); \quad \rho_l = \rho_f(p); \end{aligned} \quad (2.22)$$

Inoltre, una relazione tra la frazione di vuoto e le altre variabili deve essere considerata, espressa nell'equazione 2.23.

$$\alpha = \frac{1}{1 + S \frac{1-x}{x} \frac{\rho_g}{\rho_f}} \quad (2.23)$$

La 2.23 introduce una nuova incognita, il fattore di scorrimento (o slip factor), calcolato con la correlazione di Chisholm (Chisholm, 1972), equazione 2.24.

$$S = \left[1 - x \left(1 - \frac{\rho_l}{\rho_v} \right) \right]^{1/2} \quad (2.24)$$

Pertanto, il sistema è chiuso con nove equazioni in nove incognite. Per le piastre, bisogna inserire il bilancio di energia coi fluidi circostanti e lo scambio conduttivo longitudinale lungo la parete (equazione 2.25); quest'ultimo è ritenuto trascurabile.

$$kt \nabla^2 T_w + \sum_{i=1,2} q_i = 0; \quad q_i = \frac{Q_i}{\Delta z_i \Delta y} \quad (2.25)$$

Le condizioni al contorno sono date da temperature e pressioni dei fluidi all'ingresso dello scambiatore e dall'adiabaticità delle piastre estreme dello scambiatore. La strategia risolutiva è stata già mostrata: in bifase, la differenza è che l'equazione dell'energia e quella della quantità di moto sono legate attraverso la pressione, pertanto si integra prima quella della quantità di moto e, ricavata la pressione, si passa a quella dell'energia per trovare l'entalpia di uscita e via via tutte le altre grandezze. Come si può comprendere, è importante ai fini della corretta risoluzione degli scambiatori calcolare con metodi opportuni il coefficiente di scambio termico (h_{ji}) dell'uno e dell'altro fluido coinvolto e le perdite di carico (dp/dz), relative a flussi in fase singola o bifase. Per questo motivo, una sezione posta in appendice è dedicata alla scelta delle correlazioni usate per i fluidi e i tipi di scambiatori di calore trattati in questo lavoro, oltre a definire alcune grandezze tipiche dei flussi in bifase qui solo citate.

2.3 Calcolo delle proprietà termodinamiche e soluzione del modello della pompa di calore con la piattaforma IMST-ART®

Si ritiene opportuno mostrare qui anche come vengono calcolate le proprietà termodinamiche dei fluidi coinvolti, descrivendo successivamente l'algoritmo che risolve tutto il ciclo termodinamico nella piattaforma software IMST-ART. Le variabili indipendenti scelte per l'insieme globale di equazioni sono pressione e entalpia in ogni punto di ingresso e uscita. Questa scelta assicura una variazione uniforme delle variabili, diversamente da temperatura e titolo.

Il calcolo delle proprietà termodinamiche e di trasporto del refrigerante è effettuato dalla subroutine REFPROP (NIST). Le proprietà corrispondenti vengono quindi memorizzate in una libreria di dati relative al refrigerante. Le proprietà richieste durante le simulazioni sono stimate per interpolazione dal file di dati corrispondente. L'uso diretto di REFPROP infatti può essere problematico a causa dell'elevato numero di calcoli necessario nel momento in cui esso deve risolvere le equazioni di stato con metodi iterativi, in particolare per il caso di miscele refrigeranti. Perciò, in IMST-ART viene utilizzato un metodo per generare mappe di proprietà relative a refrigeranti e miscele di refrigeranti e, successivamente, queste vengono usate mediante interpolazione, consentendo un calcolo più veloce. Inoltre, le tabelle incorporate permettono il calcolo delle proprietà di qualsiasi fluido secondario tipico, cioè aria secca, aria umida, acqua e salamoie comuni.

Secondo il metodo proposto, mappe delle proprietà con due gradi di libertà sono generate per i diversi stati di aggregazione nel seguente modo: liquido saturo, variando la sola pressione di saturazione; vapore saturo, variando la sola pressione di saturazione; liquido sottoraffreddato, a pressione e temperatura variabile oppure variando densità e temperatura; vapore surriscaldato, a pressione e temperatura variabile oppure variando densità e temperatura.

Per i vapori saturi, il calcolo delle proprietà si ottiene interpolando linearmente tramite la proprietà intensiva specifica nota. Per i liquidi sottoraffreddati o i vapori surriscaldati invece l'interpolazione è su due variabili. Tale interpolazione su due variabili viene condotta dall'algoritmo usando le linee iso-densità o iso-temperatura sul piano p-h in modo da confinare la regione all'interno della quale si cerca la soluzione (cioè le proprietà termodinamiche) in un parallelogramma. Per il caso particolare di un parallelogramma, è possibile risolvere e ottenere le proprietà del punto cercato in questo modo. Attribuendo ai quattro vertici del parallelogramma le coordinate -1 o 1 in un sistema di riferimento di appoggio (ϵ, η), è possibile calcolare il valore di queste due incognite come nelle prossime equazioni (2.26 e 2.27).

$$\epsilon = \frac{(X_1 - X_2)Y + (Y_2 - Y_1)X + X_2Y_1 - X_1Y_2}{(X_1 - X_2 + X_3 - X_4)Y + (X_2 - X_3)Y_1 + (X_4 - X_1)Y_2} \quad (2.26)$$

$$\eta = \frac{(Y - Y_1)}{(Y_3 - Y_1)} \quad (2.27)$$

A partire da queste due coordinate, si possono ottenere altre grandezze N , che costituiscono la funzione di forma dell'elemento cercato e sono dunque proporzionali alle proprietà termodinamiche del punto incognita (attraverso quelle dei quattro vertici del parallelogramma creato), come mostrato nella 2.28.

$$N_1 = \frac{(1 - \varepsilon)(1 - \eta)}{4}; N_2 = \frac{(1 + \varepsilon)(1 - \eta)}{4} \quad (2.28)$$

$$N_3 = \frac{(1 + \varepsilon)(1 + \eta)}{4}; N_4 = \frac{(1 - \varepsilon)(1 + \eta)}{4}$$

Si rimanda al sito web del software IMST-ART per una descrizione più approfondita dell'algoritmo di calcolo delle proprietà termodinamiche.

Il modello globale del sistema è diviso in sottomodelli: compressore, scambiatori di calore, accessori e tubazioni. Ciascun sottomodello comporta una serie di equazioni non lineari e, nel caso degli scambiatori di calore, la soluzione di un sistema di equazioni differenziali, che viene discretizzato con una tecnica ai volumi finiti. Poi, i sottomodelli sono accoppiati per formare un modello globale della pompa di calore. L'insieme globale di equazioni forma un sistema di equazioni non lineari algebriche e differenziali, che si risolve globalmente grazie a un risolutore del tipo Newton attraverso la piattaforma IMST-ART. Il sistema globale di equazioni è risolto utilizzando un risolutore standard basato sulla subroutine minpack HYBRD1, che utilizza una modifica dell'algoritmo ibrido di Powell. Il programma esamina continuamente la convergenza del metodo ed elabora una strategia particolare (proprietaria) per trovare valori iniziali appropriati e controllare che le variabili tracciate restino correttamente nei limiti fisici. Il sottomodello relativo al compressore e quello relativo agli scambiatori sono stati mostrati. Il software IMST-ART è stato validato in diversi studi presenti in letteratura, quali ad esempio Corberan et al. 2008 (Corberan, 2008) nel caso di pompe di calore acqua-acqua a propano, come quelle interessate dal presente studio.

3. Accumuli di energia sensibile ad acqua

3.1 Stratificazione termica nei serbatoi di accumulo

In un sistema di fornitura dell'acqua calda sanitaria che sia basato su collettori solari termici, altro tipo di tecnologia solare o pompa di calore, è presente un serbatoio d'accumulo in quanto la produzione di acqua calda e il consumo non sono generalmente contemporanei. Un serbatoio d'acqua è detto stratificato quando esiste una differenza di temperatura tra l'acqua contenuta in cima e quella sul fondo. La lunghezza dello strato intermedio ad elevato gradiente di temperatura tra la cima e il fondo è detta termoclino. Un serbatoio stratificato consente, a parità di temperatura media (spaziale) del serbatoio, di avere le zone più alte ad una temperatura adatta all'utilizzo da parte dell'utenza (≥ 40 °C, (ASHRAE, 2007)) aumentando l'efficienza del sistema di fornitura, intesa come la proporzione di energia utile fornita all'utente rispetto a quella trasferita all'acqua (sia essa proveniente dal sole, o dallo scambiatore caldo di una pompa di calore).

La stratificazione, oltre ad aumentare la frazione d'acqua disponibile alla temperatura utile per la consegna, consente, con un'opportuna gestione del lato idronico, di alimentare lo scambiatore caldo della pompa di calore con l'acqua del fondo, aumentando il COP della pompa di calore stessa. Di seguito vengono mostrati i fattori che influenzano la stratificazione.

Un aspetto riguarda la struttura interna del serbatoio, ad esempio la disposizione degli ingressi e delle uscite e la geometria di questi. Se infatti risulta ovvio immaginare che l'acqua calda debba essere prelevata e immessa in cima e quella fredda sul fondo, la geometria degli ingressi e delle uscite ha un effetto sulla capacità del serbatoio, durante il prelievo di acqua calda, di mantenere il termoclino che separa la zona calda da quella fredda. Uno studio del 2014 di Li et al. (Li, 2014) confronta la prestazione di tre diversi tipi di geometrie della porzione terminale del condotto di ingresso al serbatoio durante un ciclo di prelievo di acqua calda e contestuale reintegro di acqua fredda. Le geometrie considerate sono del tipo a doccia, dritta e ad L e sono mostrate in Figura 3.1.

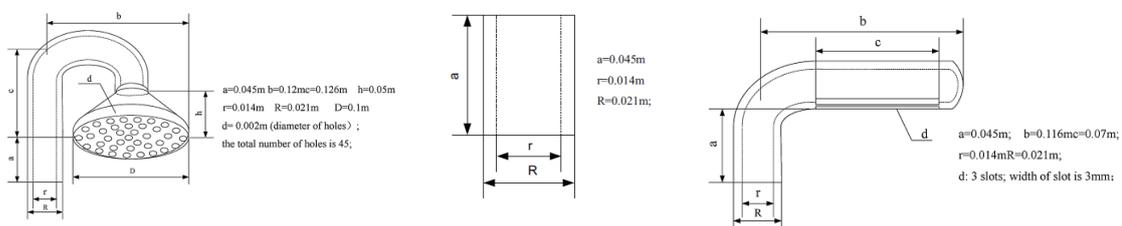


Figura 3.1 Geometrie dei condotti di ingresso al serbatoio di accumulo (Li, 2014)

Per ciascuna di queste tre geometrie gli autori hanno testato tre portate volumetriche di prelievo (e reintegro dal fondo) di acqua calda sanitaria: 5, 10, 15 l/min, che portano a tempi di totale sostituzione dell'acqua contenuta nel serbatoio di 128 l (di forma parallelepipedica a base quadrata e dal rapporto tra altezza e larghezza pari a 2) pari a 1536, 768, 512 s. Per tutti i valori di portata risulta che l'ingresso a forma di doccia ha

la prestazione peggiore, ovvero la temperatura sul fondo aumenta più velocemente e quella in cima precipita più rapidamente, diminuendo in definitiva la quantità di acqua alla temperatura utile per la consegna a parità di condizione iniziale (in tutte le prove il tank è isoterma a 60 °C all'inizio della prova). L'ingresso a forma di L ha invece la prestazione migliore.

Confrontando, invece, le prestazioni al variare della portata, risulta che la portata più elevata porta a un mescolamento turbolento più marcato che distrugge il termoclino più rapidamente. Dalle osservazioni degli autori dello studio si può trarre l'indicazione che, scelta la geometria migliore per il condotto di reintegro, il mescolamento può essere controllato e la stratificazione preservata più efficacemente impedendo il flusso verso l'alto dell'acqua di reintegro. Tuttavia, l'intensità del prelievo d'acqua calda, che non può essere controllata se non dall'utente ha un effetto marcato sulla distruzione del termoclino e quindi pregiudica la quantità di energia utile che può essere consegnata all'utente.

Jordan e Furbo (Jordan, 2004) valutano per via sperimentale due diversi design per le sezioni di ingresso che permettono il reintegro dell'acqua in un serbatoio per utilizzo acqua calda sanitaria, mostrati in Figura 3.2. Il primo consiste in un'emisfera cava messa a poca distanza dallo sbocco dell'acqua (1 cm); il diametro dell'emisfera è uguale a quello del tubo nella sezione di sbocco. Il secondo consiste in un disco piano di diametro 5 volte quello del tubo posto a una distanza di 3 cm dalla sezione di sbocco.

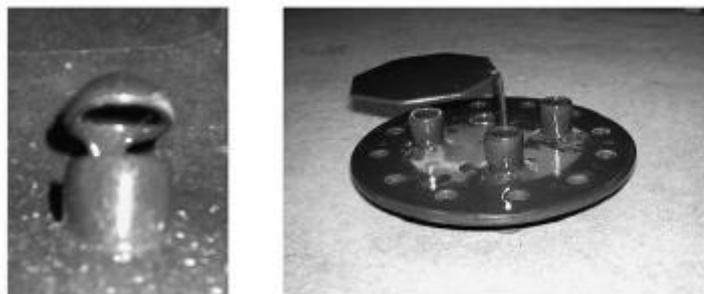


Figura 3.2 Geometrie dei condotti di ingresso al serbatoio di accumulo (Jordan, 2004)

I due design appartengono a due tank differenti, il primo con un volume di 144 litri e un rapporto altezza/diametro pari a 3; il secondo con un volume di 180 litri e un rapporto altezza/diametro pari a 2. Entrambi i tank sono riscaldati con una tubazione a serpentina collegata a pannelli solari termici. Gli autori usano i profili di temperatura ottenuti per diverse portate d'acqua estratte per calibrare un modello scritto in TRNSYS (Type 140). Il modello da loro scelto prevede un sistema che permette di scegliere l'altezza dell'ingresso dell'acqua nel serbatoio in base alla temperatura della stessa: l'idea è quella di lasciare entrare l'acqua all'altezza in cui nel serbatoio vige una temperatura simile in modo da preservare la stratificazione. Tuttavia, osservano che con questa scelta, il modello tende a restituire risultati energetici globali fortemente dipendenti dal timestep scelto per la simulazione. In definitiva, suggeriscono di usare un timestep di 60s per le simulazioni annuali e mostrano che la soluzione proposta di reintegro acqua ad altezza variabile riesce ad aumentare la “discharging efficiency”, ovvero la quantità

di calore utile (ovvero a temperatura > 45 °C, secondo la loro definizione) ceduta all'utenza rispetto a quella captata dal sole, fino ad un 5% nei diversi casi mostrati.

La “discharging efficiency” è solo uno dei parametri utilizzati per descrivere la stratificazione. Nello studio di Castell et al. (Castell, 2010) vengono scelti dalla letteratura e valutati più parametri per la sua descrizione: il numero di MIX, il numero di Richardson, il rapporto altezza/diametro H/D, la “discharging efficiency”, il numero di Peclet.

MIX, nella versione di Andersen et al. (Andersen, 2007) è definito come nell'equazione 3.1.

$$MIX = \frac{M_{e, stratified} - M_{e, actual}}{M_{e, stratified} - M_{e, fully-mixed}}; M_e = \sum_{i=1}^n y_i \rho V_i c_p T_i \quad (3.1)$$

Ciascun termine M_e del rapporto rappresenta la sommatoria del momento dell'energia interna attribuita a ciascun volume d'acqua calda in base, dunque, alla sua temperatura e alla sua distanza dalla cima del serbatoio; MIX vale 0 se il tank è perfettamente stratificato (distribuzione lineare delle temperature da cima a fondo) e 1 se è a temperatura costante.

Il numero di Richardson è definito nell'equazione 3.2 come un rapporto tra le forze di galleggiamento e quelle di mescolamento, riferito al raggio del dispositivo per la stratificazione (l'emisfera cava o il piatto, a seconda dei casi).

$$Ri = \frac{g \beta H (T_{top} - T_{bottom})}{v^2}; v = \frac{\dot{V}}{\pi r_{stratifier}^2} \quad (3.2)$$

Viene definito nell'equazione 3.3 un numero di Peclet modificato inteso come il rapporto tra il calore trasferito per convezione e quello per conduzione nel tank.

$$Pe = \frac{v_p H}{\alpha}; v_p = \frac{\dot{V}}{\pi r_{tank}^2} \quad (3.3)$$

In merito al rapporto H/D gli autori raccolgono dati dalla letteratura e consigliano un valore compreso tra 3 e 4. Essi conducono una serie di esperimenti simili a quanto già descritto: test di “scarico” a partire da un tank a temperatura uniforme (qui 65 °C) e reintegro dal fondo di acqua di rete. Lungo l'altezza del tank di 1.5 m dispongono sei termocoppie che permettono di ricostruire il profilo di temperatura del tank (con l'assunzione che la temperatura misurata in un punto appartenga a tutta la porzione di volume circostante, sicché con 6 misurazioni l'intera distribuzione verticale è descritta), per diverse portate volumetriche d'acqua prelevate (da 1 a 8 l/min), in vari istanti di tempo, fino alla “scarica” completa del serbatoio. Osservano, prevedibilmente, che all'aumentare della portata fredda reintegrata la stratificazione si perde prima. Dopodichè calcolano i valori di discharging efficiency, di MIX, Richardson e Peclet.

Nella Figura 3.3 si riportano i risultati relativi a MIX e Richardson per i diversi valori di portata volumetrica testata.

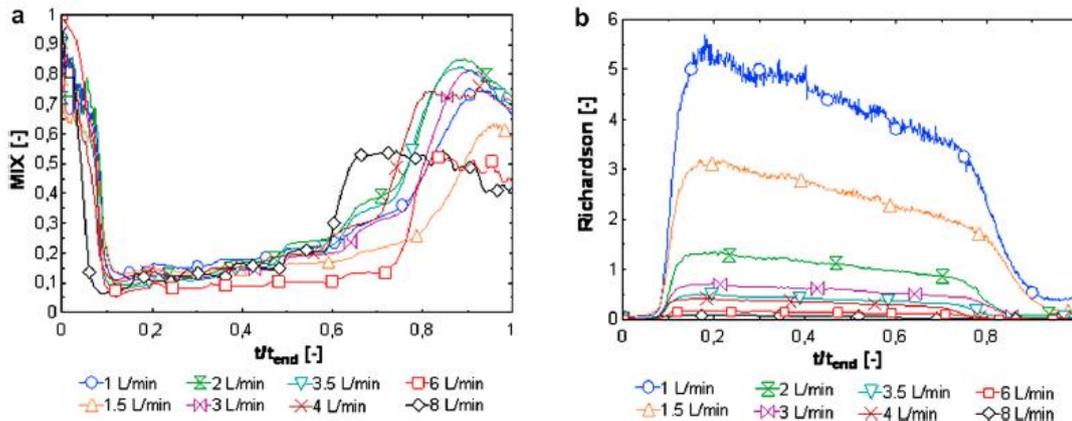


Figura 3.3 Numero di MIX e numero di Richardson al variare del tempo adimensionalizzato per diverse portate volumetriche d'acqua

Gli autori osservano che il numero di MIX non riesce a descrivere la stratificazione in maniera chiara: a partire dal tempo adimensionalizzato (rispetto alla fine della prova, che è più lunga per portate più basse) 0.6, infatti, laddove nel tank è in corso il rimpiazzo dell'acqua calda con acqua fredda, MIX tende ad aumentare indicando la perdita della stratificazione salvo poi ridiminuire verso la fine della prova. Gli autori suggeriscono che un numero più alto di misure è necessario affinché il MIX dia una valutazione soddisfacente, rendendolo di non immediato utilizzo; inoltre osservano che non dipende dalle portate e quindi è più adatto per un'analisi della distribuzione spaziale piuttosto che per un'analisi nel dominio del tempo. Il numero di Richardson, invece, può essere calcolato senza misure "invasive" e mostra valori più alti per portate più basse (migliore stratificazione) risultando qualitativamente in linea con quanto riscontrato negli esperimenti. Tuttavia, esso non ha un limite superiore e il suo valore dipende anche dalla geometria, dunque è difficile fissare un valore critico per definire la perdita di stratificazione. Inoltre, oltre una certa portata si osserva in Figura 3.3, a destra, che i grafici tendono a sovrapporsi, indicando che dal punto di vista quantitativo il numero di Richardson non è sufficiente a descrivere la stratificazione. Nella Figura 3.4 sono mostrati i risultati relativi alla discharging efficiency e al numero di Peclet in funzione del tempo. Per quanto riguarda la discharging efficiency, essa non permette di indicare in maniera soddisfacente la stratificazione per portate volumetriche basse, in quanto, nell'intervallo di portate studiato, tutte le curve collassano su un unico trend per valori della stessa inferiori a $3 \text{ dm}^3/\text{min}$.

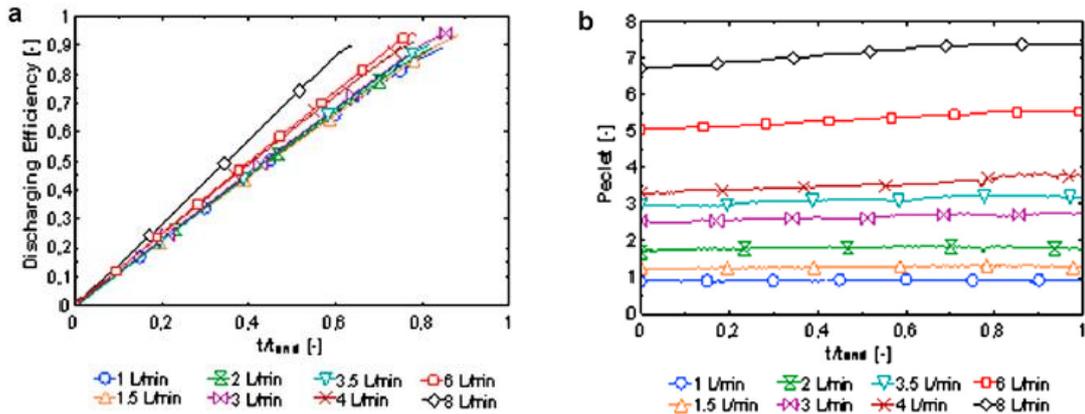


Figura 3.4 Efficienza di scarico e numero di Peclet al variare del tempo adimensionalizzato per diverse portate volumetriche d'acqua

In merito al numero di Peclet, gli autori osservano che esso misura opportunamente il peso relativo tra i differenti contributi allo scambio termico che dipendono dalle condizioni al contorno, ma si mantiene pressochè costante al variare del tempo, non dipendendo dalle temperature se non per la diffusività termica. Dunque, mentre da solo non dà informazioni sufficienti sul livello di stratificazione, esso può indicare il livello di portate col quale sta lavorando il serbatoio e, integrando questa informazione con il numero di Richardson, una descrizione più soddisfacente del livello di stratificazione può essere fornita.

3.2 Scelta e validazione del modello del serbatoio

In questo lavoro, al fine di modellizzare il serbatoio stratificato, è stato utilizzato come modello di serbatoio quello presente nella libreria standard del software TRNSYS, il cosiddetto “Type 60”. In Figura 3.5 è mostrato uno schema del serbatoio.

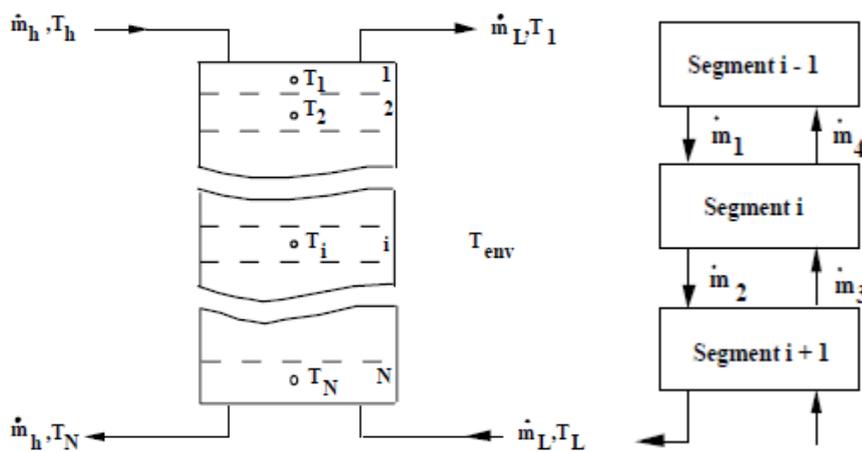


Figura 3.5 Schema del serbatoio di accumulo del Type 60

Il tank consiste di N segmenti ciascuno pieno di fluido isoterma (ipotesi di perfetto mescolamento all'interno di ciascun segmento o nodo). Sono presenti due sezioni di ingresso e due uscite, con le portate accoppiate. Per ipotesi, ogni nodo viene pienamente

riempito dalla portata in ingresso prima di riempire il successivo (diffusione perfetta). In caso di soluzione a temperature non crescenti verso l'alto, i nodi vengono mescolati. L'ingresso e l'uscita a destra in figura hanno uguale portata, così quelle a sinistra. Nella successiva una rappresentazione grafica dei termini coinvolti nel bilancio di energia sul nodo i-esimo in cui è diviso il tank (TRNSYS, 2007).

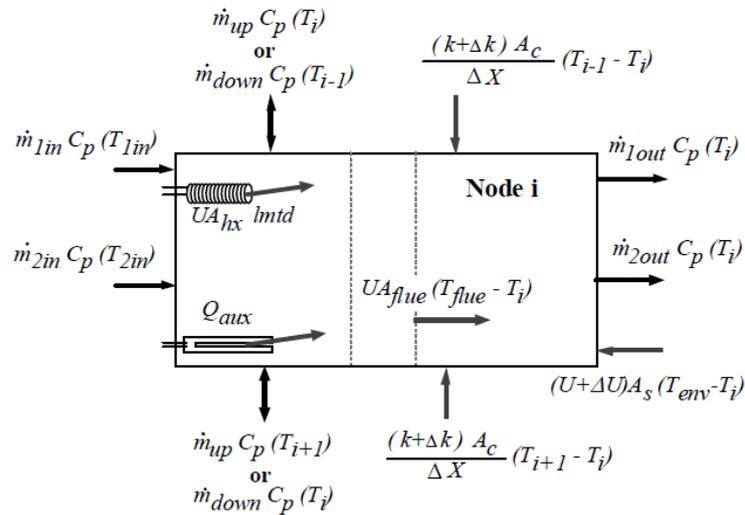


Figura 3.6 Bilancio di energia sul nodo i-esimo del serbatoio di accumulo

Questo bilancio viene risolto su tutti i nodi del serbatoio per trovare la temperatura all'istante considerato (T_i) di ciascuno di essi. Nella figura sono mostrati all'interno del nodo uno scambiatore di calore elicoidale interno e una resistenza elettrica, entrambi assenti in questo studio. Inoltre, il termine indicato con UA_{flue} è zero in questo lavoro. Restano i flussi convettivi di energia, verso l'alto, il basso, l'interno e l'esterno del serbatoio, la conduzione tra strati adiacenti e lo scambio termico con l'esterno del serbatoio. Il bilancio di energia risolto sul generico nodo è nell'equazione 3.4.

$$\begin{aligned}
 M_{i,c_p} \frac{dT_i}{dt} = & \frac{k}{\Delta x_{i+1 \rightarrow i}} A_{c,i} (T_{i+1} - T_i) + \frac{k}{\Delta x_{i-1 \rightarrow i}} A_{c,i} (T_{i-1} - T_i) \\
 & + \dot{m}_{down} c_p (T_{i-1} - T_i) + \dot{m}_{up} c_p (T_{i+1} - T_i) \\
 & + U_{tank} A_{s,i} (T_{amb} - T_i) \\
 & + \dot{m}_{1in} c_p (T_{1in}) - \dot{m}_{1out} c_p (T_i) + \dot{m}_{2in} c_p (T_{2in}) - \dot{m}_{2out} c_p (T_i)
 \end{aligned} \quad (3.4)$$

I pedici 1 e 2 collegati alle portate si riferiscono all'ingresso/uscita 1 o 2 nel/dal serbatoio, l'area A cui sono riferiti i termini di conduzione (k è la conducibilità termica) è quella della sezione trasversale del serbatoio, mentre quella cui è riferito il termine di convezione verso l'esterno (il quale è indicato con U_{tank}) è quella della superficie esterna del serbatoio pertinente al nodo in esame. Le portate coi pedici up e down sono quelle che fluiscono verso l'alto o verso il basso all'interno del serbatoio in base al bilancio di massa. Gli ingressi e le uscite sono poste sulla cima e sul fondo del serbatoio, come mostrato in Figura 3.5.

In questo studio, il coefficiente di scambio termico verso l'esterno è assunto costante lungo tutta la superficie del serbatoio, ed è posto pari a $0.8 \text{ W/m}^2 \text{ K}$; il serbatoio stesso si trova all'interno di un ambiente chiuso, a una temperatura di $20 \text{ }^\circ\text{C}$; il rapporto tra l'altezza e il diametro del serbatoio è posto pari a 4 per favorire la stratificazione, concordemente a quanto suggerito da Castell et al.. Il modello è stato validato con dati sperimentali tratti dalla letteratura, come mostrato di seguito.

Validazione del modello con dati sperimentali.

L'obiettivo di questa sezione è quello di valutare la pertinenza del modello scelto con la fisica dei fenomeni coinvolti nei sistemi di accumulo sensibile con stratificazione. Per fare questo sono stati cercati dei lavori presenti in letteratura e sono stati confrontati i risultati sperimentali con quelli predetti dal modello. I dati sperimentali sono tratti da Ohkura et al. (Ohkura, 2015).

Gli autori hanno testato sperimentalmente un serbatoio in quelli che definiscono "Mode A" e "Mode C", modalità di funzionamento distinte dalla diversa posizione degli ingressi e delle uscite nel/dal serbatoio, come mostrato nella Figura 3.7.

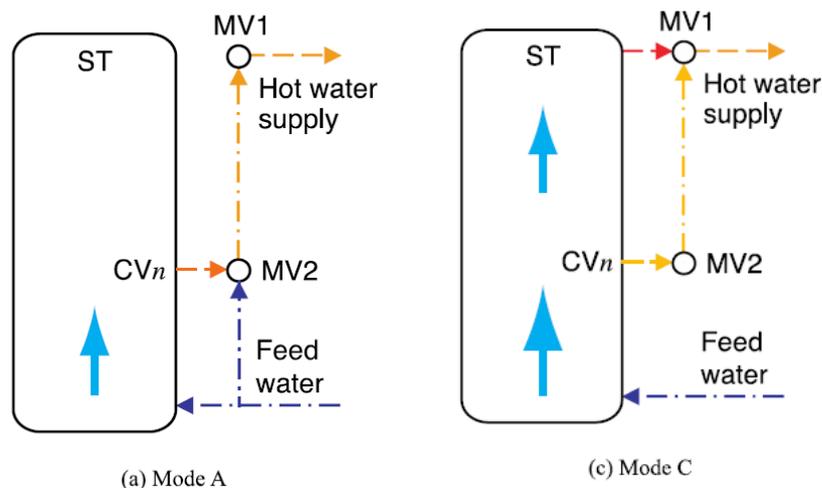


Figura 3.7 Schemi di immissione e prelievo dell'acqua dal serbatoio: a sinistra la modalità A, a destra la modalità C

Ognuna di queste due modalità di funzionamento è stata testata secondo due fasi consecutive. Una Fase 1 caratterizzata da portate costanti in ingresso e uscita dal serbatoio; una Fase 2 caratterizzata dall'annullamento di queste portate.

Le dimensioni del tank testato sono di: altezza $H = 1.05 \text{ m}$, diametro interno $D = 0.35 \text{ m}$, rapporto altezza su diametro $H/D = 2.76$, volume di 119 litri.

La conduttanza unitaria globale verso l'esterno è stata misurata ed è pari a $5.7 \text{ W/m}^2 \text{ K}$; la posizione degli ingressi e delle uscite e la posizione delle sonde di misura della temperatura lungo l'altezza del serbatoio sono specificate (si tratta di 10 sonde, posizionate lungo l'altezza a passo costante). Per ogni modalità di funzionamento è fornita dagli autori la distribuzione delle temperature nel serbatoio al variare del tempo. La temperatura dell'ambiente in cui si trova il serbatoio e quella di ingresso dell'acqua

non sono specificate. Si dice solo che esse sono “controllate” durante gli esperimenti e che, nella modalità C, l’ambiente è più caldo dell’acqua in ingresso nel serbatoio. Per questo motivo, ai fini di questo lavoro, una ipotesi su queste due temperature è stata fatta.

Validazione del modello con dati sperimentali: Modalità A, Fase 1.

Il numero dei volumi di controllo è ordinato dal fondo verso la cima del serbatoio nell’intervallo 0-200. Osservando le temperature riportate dagli autori (Ohkura, 2015) per ciò che riguarda la temperatura di ingresso al fondo del tank, si nota che questa dovrebbe essere intorno ai 29 °C; pertanto, questo valore è stato inserito come input nel modello costruito in TRNSYS al fine di simulare il Type 60. La temperatura ambiente è stata posta pari a 25 °C. Il timestep considerato è pari a 30 s. Nella Figura 3.8 i risultati sperimentali ottenuti dagli autori con portate fisse (0.013 l/s) e dichiarate nel lavoro (Modalità A, Fase 1) sono confrontati con i dati simulati in TRNSYS utilizzando il Type 60 come serbatoio nelle medesime condizioni.

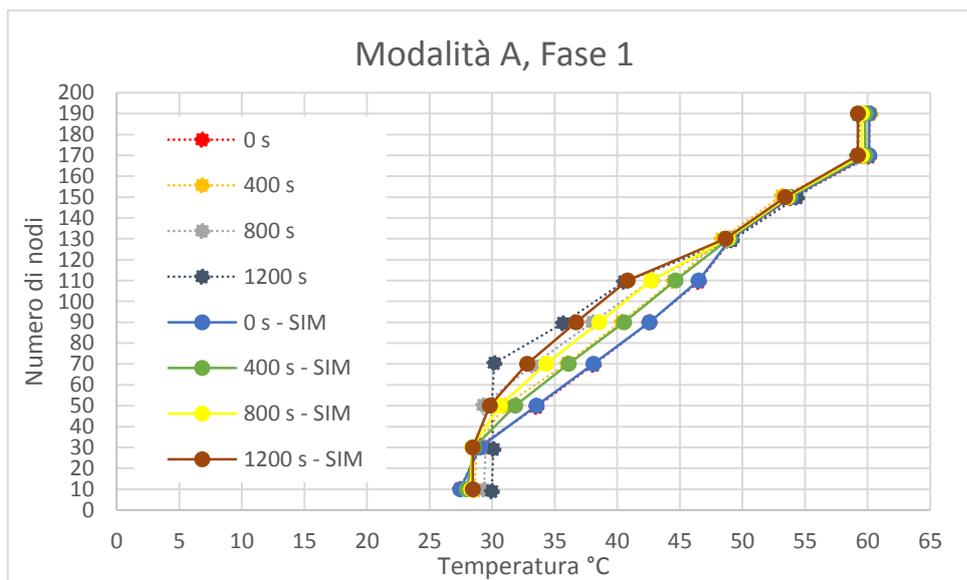


Figura 3.8 Temperatura dell’acqua nei diversi nodi del serbatoio in funzione del tempo; confronto sperimentale vs simulazione. Modalità A, Fase 1

Eccetto che nella serie “fotografata” all’istante 1200 secondi, le serie a linee tratteggiate (valori sperimentali) sono sovrapposte a quelle simulate (linee continue, “SIM”). Ai 1200 s, in particolare, la zona di termoclino simulata è più ampia di quella sperimentale, come si può osservare al nodo 70, che presenta una temperatura di 30 °C circa nei dati sperimentali. La stessa temperatura si riscontra, nei risultati della simulazione, più in basso (al nodo 50). Si osserva come le temperature sul fondo del serbatoio sono prossime ai 29 °C ipotizzati.

Nella Tabella 3.1 i risultati simulati sono confrontati a quelli sperimentali, secondo l’equazione 3.5, per i tre istanti di tempo (disposti per colonne) e lungo l’altezza del serbatoio (dal fondo alla cima, disposti sulle righe).

$$\Delta T = T_{\text{experimental}} - T_{\text{simulated}} \tag{3.5}$$

Tabella 3.1 Differenza di temperature sperimentali contro simulate in funzione del tempo riportate a diverse altezze del serbatoio (nodo 0 = fondo, nodo 200 = cima del serbatoio). Modalità A, Fase 1

tempo (s) → numero del nodo	400.00	800.00	1200.00
10.00	ΔT = 0.63 K	1.04	1.50
30.00	0.18	1.08	1.63
50.00	-0.85	-1.33	0.14
70.00	-0.12	-1.09	-2.63
90.00	-0.22	-0.53	-1.05
110.00	-0.18	0.04	-0.29
130.00	-0.62	-0.01	0.48
150.00	-0.59	0.11	0.95
170.00	-0.05	-0.36	-0.06
190.00	0.43	-0.02	0.07

Validazione del modello con dati sperimentali: Modalità A, Fase 2.

A partire dai 1200s in poi, le portate vengono azzerate dagli autori dello studio. Fino a 10000 s, quindi, il serbatoio scambia calore solo con l'esterno e l'acqua al suo interno si porta progressivamente ad un unico valore di temperatura, perdendo la stratificazione. Nella Figura 3.9 i risultati sperimentali sono nuovamente confrontati coi risultati ottenuti in TRNSYS con il Type 60.

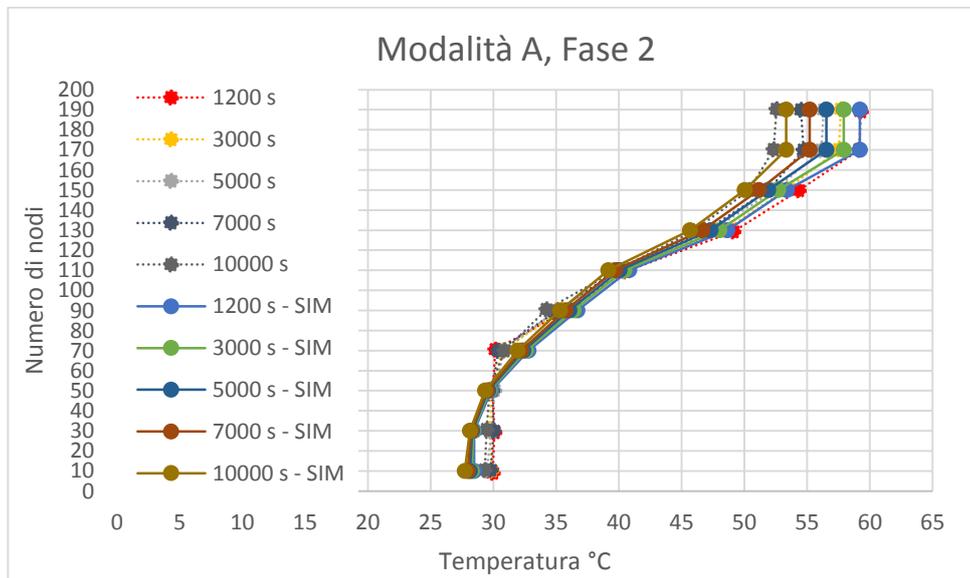


Figura 3.9 Temperatura dell'acqua nei diversi nodi del serbatoio in funzione del tempo; confronto sperimentale vs simulazione. Modalità A, Fase 2

I dati sperimentali sembrano riprodotti correttamente. Tuttavia, le temperature sul fondo del serbatoio si portano a un valore prossimo ai 30 °C, temperatura più vicina a quella dell'ambiente nelle condizioni sperimentali rispetto ai 25 °C scelti come input per la

simulazione. Inoltre, ai 10000s, il raffreddamento in cima al serbatoio sembra un po' più accentuato nel caso sperimentale che non in quello simulato. Nella Tabella 3.2, le differenze di temperatura nodo per nodo e istante per istante sono mostrate.

Tabella 3.2 Differenza di temperature sperimentali contro simulate in funzione del tempo riportate a diverse altezze del serbatoio (nodo 0 = fondo, nodo 200 = cima del serbatoio). Modalità A, Fase 2

tempo (s) → numero del nodo	1200.00	3000.00	5000.00	7000.00	10000.00
10.00	$\Delta T = 1.50$ K	1.56	1.36	1.84	1.58
30.00	1.63	1.36	1.54	1.78	1.35
50.00	0.14	0.09	0.47	0.41	0.35
70.00	-2.63	-1.87	-1.51	-1.80	-1.03
90.00	-1.05	-0.94	-1.11	-0.86	-1.07
110.00	-0.29	-0.03	-0.03	0.08	0.68
130.00	0.48	0.43	0.04	0.12	0.22
150.00	0.95	0.68	0.64	0.70	0.36
170.00	-0.06	-0.38	-0.41	-0.49	-1.00
190.00	0.07	-0.22	-0.19	-0.71	-0.79

Validazione del modello con dati sperimentali: Modalità C, Fase 1.

Nella modalità C sono presenti, come mostrato in precedenza, due uscite (una vicina alla metà dell'altezza del serbatoio) e un ingresso per l'acqua. Le portate estratte sono pari a 0.0026 l/s dalla cima e 0.0074 l/s dalla porta prossima alla metà dell'altezza del serbatoio, per un totale di 0.0100 l/s. Per la simulazione, una temperatura ambiente di 28 °C e una di ingresso acqua di 24 °C sono state scelte come input. In Figura 3.10 sono mostrati i risultati.

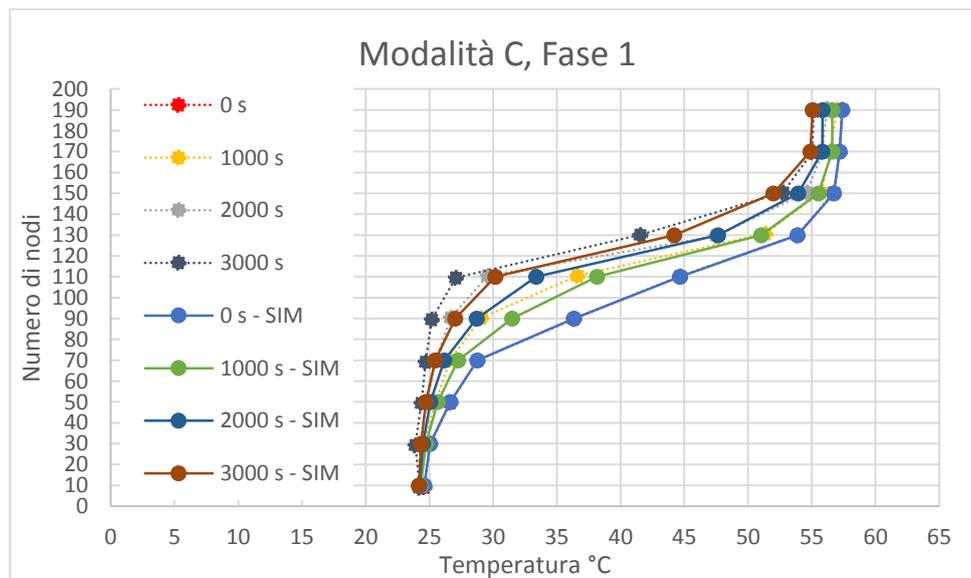


Figura 3.10 Temperatura dell'acqua nei diversi nodi del serbatoio in funzione del tempo; confronto sperimentale vs simulazione. Modalità C, Fase 1

Si può notare come le temperature simulate siano più alte di quelle misurate sperimentalmente nella zona centrale del serbatoio, uno dei due punti di estrazione dell'acqua. Nel resto del serbatoio la simulazione riproduce i dati sperimentali in maniera soddisfacente. In tabella, le differenze di temperatura tra il dato sperimentale e quello simulato.

Tabella 3.3 Differenza di temperature sperimentali contro simulate in funzione del tempo riportate a diverse altezze del serbatoio (nodo 0 = fondo, nodo 200 = cima del serbatoio). Modalità C, Fase 1

tempo (s) → numero del nodo	1000.00	2000.00	3000.00
10.00	$\Delta T = 0.05 \text{ K}$	-0.01	0.08
30.00	-0.27	-0.26	-0.47
50.00	-0.20	-0.30	-0.36
70.00	-0.61	-0.67	-0.77
90.00	-2.43	-2.03	-1.85
110.00	-1.54	-3.82	-3.09
130.00	0.33	-0.14	-2.68
150.00	0.22	0.68	0.77
170.00	-0.14	-0.01	0.15
190.00	0.40	0.33	0.06

Si può evincere dalla tabella che non esiste un trend univoco di incremento della differenza di temperatura con il tempo. Nel nodo 90, che mostra la più grande differenza allo step 1000s, la differenza diminuisce col tempo. Nel nodo contiguo, il 110, si raggiunge un massimo ai 2000s e poi la differenza di temperatura desce. Nel nodo 130, la differenza di temperatura raggiunge un massimo ai 3000s.

Validazione del modello con dati sperimentali: Modalità C, Fase 2.

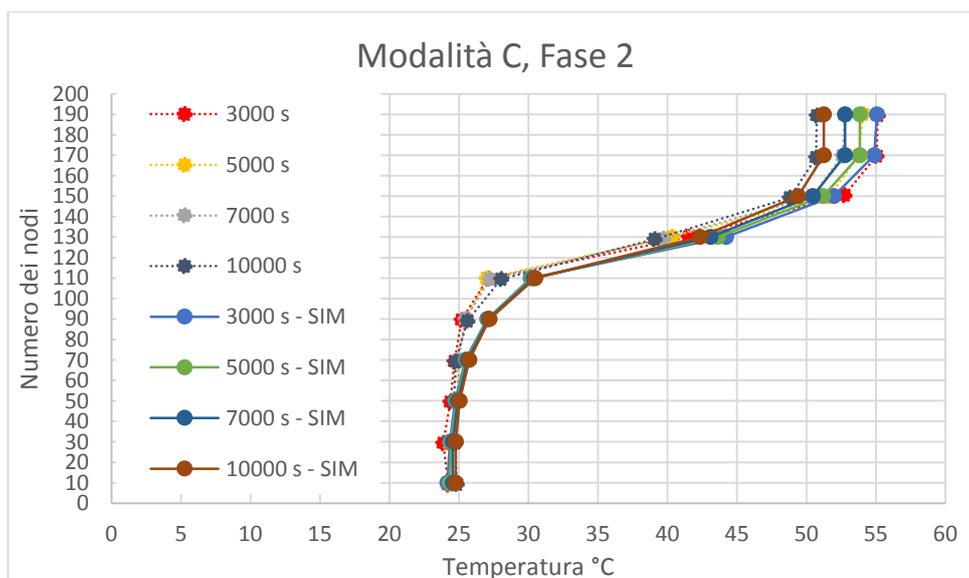


Figura 3.11 Temperatura dell'acqua nei diversi nodi del serbatoio in funzione del tempo; confronto sperimentale vs simulazione. Modalità C, Fase 2

A partire dai 3000s in poi, le portate si azzerano, come già visto nella Fase 2 della modalità A. Ugualmente a ciò che accade nella Modalità A, la zona di termoclino simulata è più ampia di quella sperimentale, come si può osservare al nodo 90, che presenta una temperatura di 25 °C circa nei dati sperimentali. La stessa temperatura si riscontra, nei risultati della simulazione, più in basso (al nodo 50). In tabella, le differenze di temperatura tra il dato sperimentale e quello simulato.

Tabella 3.4 Differenza di temperature sperimentali contro simulate in funzione del tempo riportate a diverse altezze del serbatoio (nodo 0 = fondo, nodo 200 = cima del serbatoio). Modalità C, Fase 2

tempo (s) → numero del nodo	3000.00	5000.00	7000.00	10000.00
10.00	$\Delta T = 0.08 \text{ K}$	-0.08	0.05	0.06
30.00	-0.47	-0.12	0.04	-0.03
50.00	-0.36	0.10	0.09	-0.41
70.00	-0.77	-0.71	-0.65	-1.00
90.00	-1.85	-1.57	-1.67	-1.61
110.00	-3.09	-3.27	-3.14	-2.45
130.00	-2.68	-3.30	-3.40	-3.27
150.00	0.77	0.43	-0.05	-0.61
170.00	0.15	-0.09	-0.19	-0.57
190.00	0.06	0.22	-0.01	-0.52

Dalla tabella si evince come, ai 10000s, le temperature siano sovrastimate dal modello di pochi gradi, il che potrebbe indicare che la temperatura ambiente presente al momento della misura fosse leggermente più bassa di quella simulata (e dunque la cessione di calore verso l'esterno più accentuata).

In definitiva, ai fini di questo lavoro, il modello di serbatoio scelto risulta riprodurre con soddisfacente accuratezza i dati sperimentali. La discretizzazione in 10 nodi e il timestep adottato risultano sufficienti a garantire differenze tra dati sperimentali e predetti contenuti, con dei picchi vicini ai 3-4 K, tuttavia influenzati anche dalle ipotesi che è stato necessario fare per ciò che riguarda la temperatura ambiente e quella di ingresso acqua, non dichiarate dagli autori delle prove sperimentali contro cui il modello è stato validato.

3.3 Accoppiamento dei serbatoi di accumulo con pompe di calore

Gran parte dei lavori presenti in letteratura relativi all'accoppiamento tra la pompa di calore e il serbatoio d'accumulo, con le ripercussioni sulle prestazioni della macchina, si concentrano sull'applicazione finora preminente in questo settore: quello della piccola taglia nel settore residenziale, in cui la CO₂ è uno dei refrigeranti di riferimento e lo schema aria-acqua è quello largamente dominante. Tuttavia, i parametri chiave individuati sono di interesse a prescindere dalla taglia: la temperatura ambiente, la temperatura dell'acqua in ingresso e in uscita al gas-cooler, la distribuzione delle temperature lungo l'altezza del serbatoio.

Nel lavoro di Fernandez et al. (Fernandez, 2010) si assume il caso studio di una pompa di calore ad anidride carbonica di potenza termica nominale di 4 kW accoppiata ad un serbatoio di 110 litri. La pompa di calore considerata ha uno schema trascritto base. In Figura 3.12 è mostrato lo schema d'impianto considerato, in cui i componenti OS sono dei separatori d'olio. Non è presente un ricevitore di liquido per accomodare le richieste di carica differente alle varie condizioni operative; pertanto, la carica di refrigerante è fissata ed è pari a 1.1 kg; il compressore è del tipo a palette, bistadio.

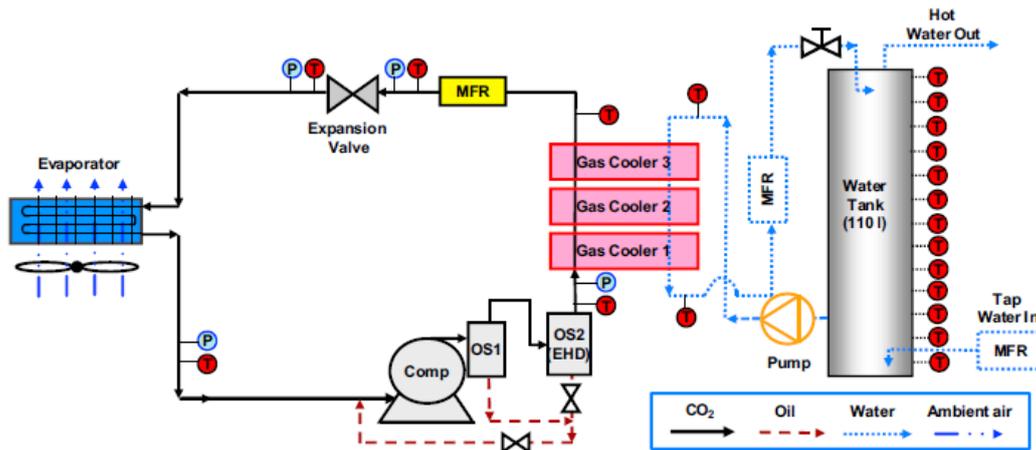


Figura 3.12 Schema di prova per ciclo ad anidride carbonica accoppiato a serbatoio di accumulo

Gli autori controllano la temperatura dell'acqua di reintegro in un intorno di 2 °C considerando 15 °C come temperatura obiettivo. Essi inoltre controllano la temperatura dell'acqua prodotta con 60 °C come valore obiettivo, agendo sulla portata inviata al gas-cooler. Al fine di evidenziare la prestazione della pompa di calore intesa come COP medio nel tempo e potenza termica media nel tempo, gli autori testano la macchina nel range di temperature ambiente che va da 10 a 30 °C in tre scenari di utilizzo: tank freddo (A); riscaldamento a partire da tank tiepido a causa di un moderato prelievo d'acqua (scenario B: in questo caso la pompa di calore si riaccende quando la temperatura media del serbatoio diventa pari a 42 °C); riscaldamento a partire da tank tiepido a causa di mancato utilizzo dell'acqua (scenario C: la temperatura media del serbatoio è pari a 42 °C all'accensione della pompa di calore anche in questo caso). La principale differenza tra lo scenario B e C sta nella distribuzione della temperatura dell'acqua nel serbatoio: in B è previsto il reintegro dal fondo con acqua fredda in seguito al prelievo, dunque si crea una stratificazione; in C non vi è prelievo d'acqua, dunque la temperatura tende a uniformarsi all'interno a causa della conduzione tra strati adiacenti e allo scambio termico verso l'esterno. Nella Figura 3.13 sono mostrati le potenze medie e i COP medi riportati nei test dagli autori.

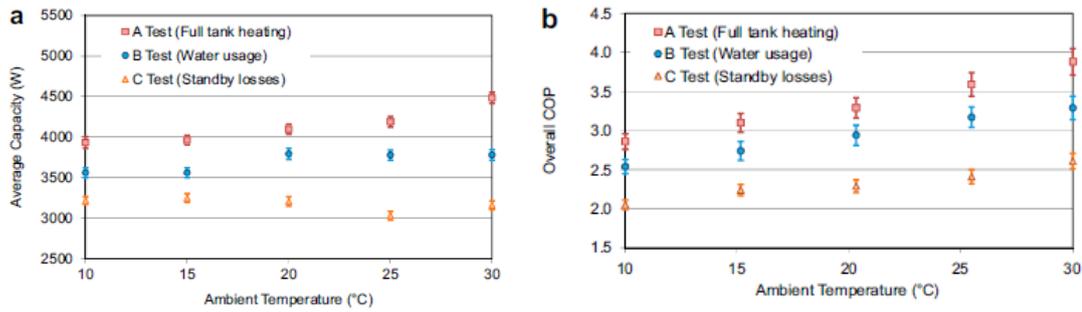


Figura 3.13 Potenza termica e COP in funzione della temperatura ambiente per tre diversi scenari

All'aumentare della temperatura ambiente aumenta la densità all'aspirazione del compressore e conseguentemente la portata massica di refrigerante. A seconda dello scenario di accumulo di energia nel serbatoio, la temperatura sul fondo del serbatoio (che influenza la temperatura della CO₂ in uscita dal gas-cooler) varia, con un'influenza sulla variazione di entalpia tra ingresso e uscita del gas-cooler. Pertanto, la potenza termica, che risulta influenzata sia dalla portata massica che dalla variazione di entalpia, ha un andamento dipendente non solo dalla temperatura ambiente, ma anche dallo scenario di accumulo di energia nel serbatoio.

Per ciò che riguarda il COP, è influenzato soprattutto dalla differenza tra le temperature medie termodinamiche del ciclo transcritico nelle varie configurazioni: all'aumentare della temperatura ambiente tale differenza di temperatura diminuisce con un corrispondente aumento del COP.

L'aumento della temperatura sul fondo del serbatoio, o ciò che è lo stesso la perdita della stratificazione, causa un aumento della temperatura media superiore con riduzione del COP. Una visualizzazione di tale andamento nel tempo è mostrato nella Figura 3.14, in un test a temperatura ambiente fissata a 20 °C per gli scenari B e C.

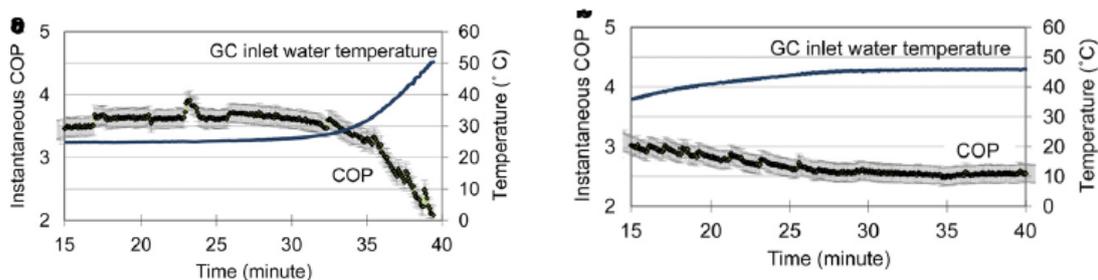


Figura 3.14 COP in funzione del tempo al variare della temperatura di ingresso al gas-cooler. A sinistra: Scenario B. A destra: scenario C

Si può osservare come nello scenario B la temperatura dell'acqua inviata al gas-cooler sia sistematicamente più bassa che nello scenario C, a tutto vantaggio del COP.

Inoltre, gli autori presentano una valutazione della potenza termica media e del COP al variare della temperatura di produzione dell'acqua calda sanitaria (non riportato in forma grafica in questo lavoro), fissato lo scenario A e la temperatura ambiente di 20 °C: essi evidenziano come il COP si riduca del 20% aumentando la temperatura di produzione da 55 a 70 °C mentre la potenza termica si riduca di circa il 5%.

Yokoyama et al. (Yokoyama, 2010) si concentrano su un sistema a CO₂ simile al precedente, ma con l'intento di simulare la prestazione della pompa di calore lungo un arco temporale di 8 giorni utilizzando una legge di prelievo dell'acqua calda sanitaria standardizzata, quella dell'associazione giapponese della refrigerazione JRA (JRA, 2007). Anche in questo caso la pompa di calore ha una potenza nominale di 4.5 kW termici e viene accoppiata ad un serbatoio, questa volta di 370 litri: questa scelta è dovuta alla logica di controllo che gli autori descrivono come “la norma” in Giappone: una logica di controllo del tipo “night&day”, ovvero basata sull'accumulo notturno di tutta l'acqua calda sanitaria da consumare durante il giorno successivo. Tale logica è solitamente giustificata dall'offerta di prezzi per l'energia elettrica più bassi durante la notte da parte del gestore della rete. In particolare, per massimizzare la quantità di energia stoccata, questo sistema produce acqua calda sanitaria ad 85 °C e si spegne quando sul fondo del serbatoio di accumulo si raggiungono i 30 °C. La legge di prelievi standardizzata è mostrata in Figura 3.15, dove lo spessore delle linee è proporzionale alla durata del prelievo, l'altezza è proporzionale alla portata prelevata e la temperatura di consegna all'utenza per ciascun prelievo è indicata in cima ad ogni barretta (essa è ottenuta con una post-miscelazione effettuata tra una opportuna portata estratta dalla cima del tank e una portata proveniente dalla rete). L'energia richiesta dall'utenza, considerata una temperatura di ingresso pari a 17 °C (media stagionale, secondo la JRA, essendo +9 °C la temperatura di riferimento in inverno e 23 °C quella di riferimento in estate) è di 12.82 kWh/giorno.

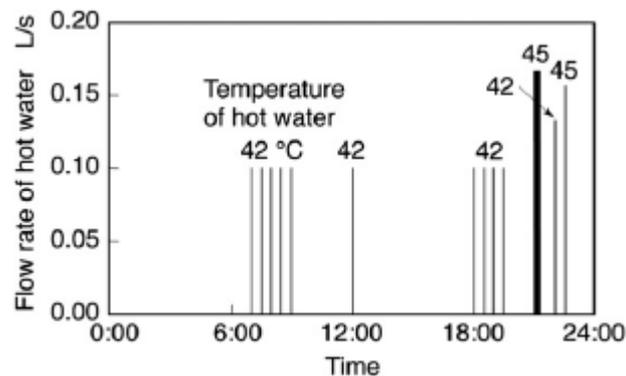


Figura 3.15 Legge di carico del tipo residenziale secondo lo standard usato dall'associazione refrigerazione giapponese JRA

Gli autori simulano quattro scenari a fissata temperatura ambiente (16 °C) e temperature di ingresso e uscita acqua (17 e 85 °C): A, B e C presentano rispettivamente 1, 0.5 e 2 volte il carico standard del JRA ogni giorno mentre lo scenario D alterna lo scenario B + C ogni due giorni, intendendo quindi mostrare cosa accade quando il carico varia tra due estremi in due giorni consecutivi. Nella Tabella 3.5 sono mostrati i risultati.

Tabella 3.5 Prestazioni della pompa di calore accoppiata all'accumulo negli scenari di prova A, B, C, D previsti, durante l'ottavo giorno. In basso, la frazione di acqua inutilizzata alla fine delle stesse giornate considerate per la prestazione

Case	A	B	C	D	B and C
	8th day	8th day	8th day	7th and 8th days	8th day
Ave. power cons.	1.000	1.006	0.997	0.998	1.000
Ave. heat output	1.000	0.987	1.006	1.005	1.000
Ave. COP	1.000	0.981	1.009	1.007	1.001
Stor. efficiency	1.000	0.871	1.055	0.983	1.002
Syst. efficiency	1.000	0.855	1.065	0.990	1.003

Case	A	B	C	D	
	8th day	8th day	8th day	7th day	8th day
Stored hot water	1.000	0.781	1.157	1.226	1.066
Unused hot water	0.267	0.371	0.105	0.783	0.011

Gli autori osservano che le differenze dal punto di vista del COP medio sono molto contenute. Nel caso B la prestazione è leggermente peggiore poichè, essendo più ridotta la domanda di acqua calda sanitaria, a fine giornata vi è una maggiore quantità di acqua calda nel serbatoio inutilizzata, il che facilita il mescolamento e la distruzione del termoclino. Tuttavia, data la logica di controllo scelta che spegne la pompa di calore non appena sul fondo si raggiungono i 30 °C, è ragionevole aspettarsi piccole differenze dal punto di vista del COP medio. Diverso sarà, piuttosto, il tempo di funzionamento della pompa di calore, sicuramente più breve in questo caso. Infatti, considerando come volume di acqua non utilizzato (“unused”) la quantità di acqua calda a 42 °C ottenibile come somma del volume contenuto serbatoio a temperatura maggiore di 42 °C e di una opportuna quantità di acqua a 17 °C, risulta che dopo un giorno a bassa richiesta di acqua calda (il settimo giorno nello scenario D) nel giorno successivo ad elevata domanda (ottavo giorno nel caso D) il volume non utilizzato di acqua calda si avvicina allo zero. Ciò indica, secondo gli autori, che, considerata una domanda di acqua calda sanitaria variabile per intensità al variare delle giornate, specie tra valori estremi come la metà e poi il doppio del valore nominale, la pompa di calore deve essere utilizzata considerando più probabile una situazione di discomfort per l’utenza data dalla mancanza di acqua calda.

4. Descrizione dei fabbisogni dell'utenza

4.1 Acqua calda sanitaria

E' stato evidenziato come l'accoppiamento del serbatoio d'accumulo alla pompa di calore abbia un effetto importante sulla prestazione di quest'ultima. La distribuzione di temperatura all'interno dell'accumulo dell'acqua calda sanitaria è funzione, da un lato, di questo accoppiamento, e, dall'altro, della distribuzione e dell'intensità dei prelievi di acqua calda da parte dell'utenza, che prende il nome di profilo (o legge) di carico. Inoltre, non tutti gli utilizzi dell'acqua calda avvengono alla stessa temperatura: farsi una doccia richiede, tipicamente, acqua più calda che lavarsi le mani, per esempio. L'ASHRAE Handbook (ASHRAE, 2007) fornisce in merito a questo numerose informazioni. Innanzitutto indica i valori delle temperature di riferimento relativamente agli utilizzi: vanno dai 40 °C per lavarsi le mani ai 43 della doccia e fino ai 60 del lavaggio dei piatti con l'utilizzo di una lavastoviglie. Inoltre si mostra che al di sopra dei 49 °C scottature della pelle sono possibili in seguito ad esposizioni di durata inversamente proporzionali alla temperatura stessa (8 minuti a 49 °C, 3 secondi a 60 °C). Per ciò che riguarda l'accumulo dell'acqua calda, una preoccupazione igienico-sanitaria importante è quella relativa alla legionella, il cui batterio prolifera in accumuli più freddi di 45 °C. Per questo motivo la produzione a 60 °C è raccomandata dall'ASHRAE (rendendo dunque necessario un successivo mescolamento con acqua di rete per garantire la corretta temperatura di consegna, non superiore a 50 °C). Nella Figura 4.1 sono riportati alcuni estratti di leggi di carico mostrate nel manuale.

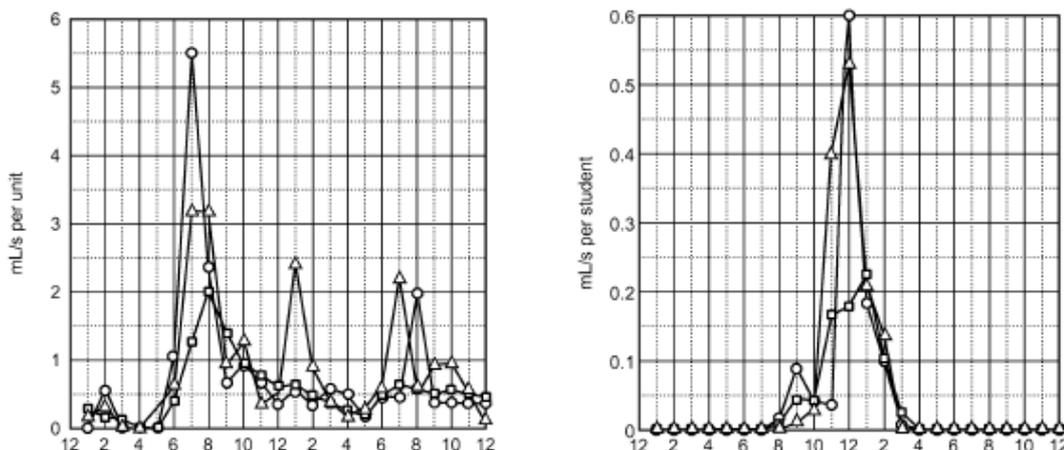


Figura 4.1 Legge di carico hotel (a sinistra) e scuola elementare (a destra) tratte da ASHRAE HVAC Handbook

Tali leggi di carico sono estratte da un campione ampio di misurazioni. A sinistra si vede quella di un hotel, a destra quella di una scuola elementare. Si possono distinguere tre marker: il cerchio è relativo al giorno in cui si è verificato il massimo prelievo su base oraria, il triangolo è relativo al giorno in cui si è verificato il massimo prelievo su base giornaliera mentre i quadrati rappresentano il giorno tipo ottenuto dalla media di

tutti i test fatti su questo edificio. Nella Figura 4.2 si mostra invece il metodo proposto dall'ASHRAE per il bilanciamento tra taglia dell'accumulo e potenza del generatore di calore nel caso in cui questo sia del tipo "istantaneo" (ad es. caldaia a gas - purtroppo la sezione dedicata alle pompe di calore scaldacqua rimanda a una più grande quantità di dati da raccogliere per fornire delle raccomandazioni).

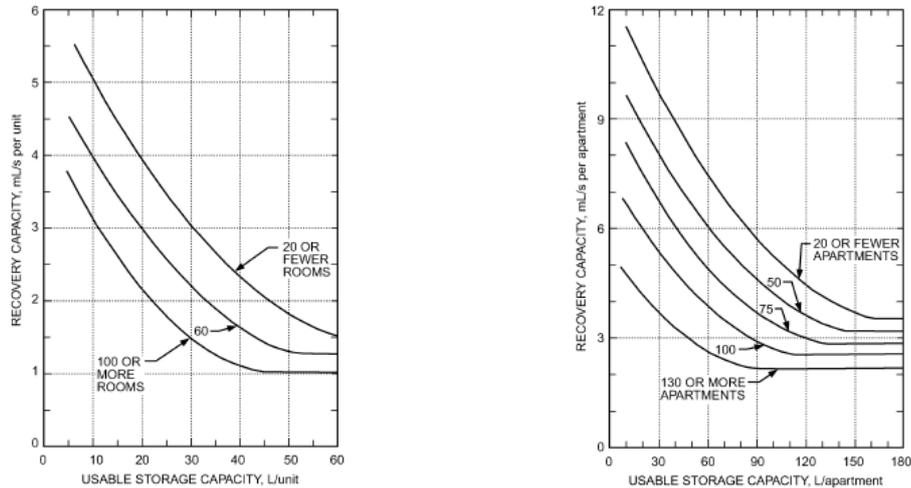


Figura 4.2 Capacità di recupero in ml/(unità s) in funzione del volume di accumulo in l/unità al variare del numero di unità considerate in un caso alberghiero (a sinistra) e residenziale (a destra)

Benchè le raccomandazioni fornite non valgano per le pompe di calore e non siano quindi utilizzabili direttamente in questo studio, questi grafici (a sinistra l'hotel, a destra il caso di appartamenti) mostrano come la contemporaneità dei prelievi giochi un peso importante nella caratterizzazione della legge di prelievo per un'utenza alberghiera/multiresidenziale: difatti, all'aumentare delle stanze/degli appartamenti, si può osservare che diminuisce la capacità di recupero (ovvero la portata d'acqua riscaldabile e dunque la potenza termica) suggerita per il generatore per unità di stanza/di appartamento (sulle ordinate) a parità di accumulo suggerito per unità di stanza/di appartamento, sulla base della considerazione che quanto più numerose sono le utenze servite da un unico generatore, tanto più la richiesta contemporanea di acqua calda è improbabile e quindi basta aumentare la potenza del generatore in maniera meno che lineare.

Per ciò che riguarda le utenze alberghiere, Rankin et al. (Rankin, 2006) si concentrano su due alberghi monitorati per un periodo di 12 mesi almeno a Johannesburg e Città del Capo. Innanzitutto mostrano il consumo di acqua calda in funzione del clima (Johannesburg è più fredda di Città del Capo, che si trova sulla costa), per persona (Figura 4.3). Gli autori indicano una differenza media di consumo del 23% e un trend stagionale simile nelle due situazioni monitorate (giugno, luglio e agosto sono i mesi invernali).

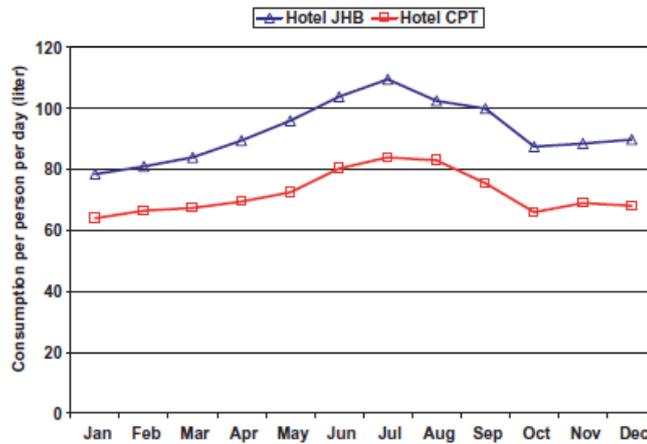


Figura 4.3 Consumo d'acqua calda per persona al giorno, in litri, in funzione del mese dell'anno

La differenza di intensità nel consumo si giustifica, sostengono gli autori, con la temperatura più fredda dell'acqua proveniente dalla rete laddove il clima è più freddo, il che induce gli utenti a usare più spesso l'acqua calda; invece, laddove il clima è più caldo, gli utenti sarebbero indotti a mantenere più bassa la temperatura dell'acqua nella doccia, provocando una riduzione, quindi, della frazione calda prelevata a parità di quantità d'acqua usata. In seguito, gli autori mostrano (Figura 4.4) come varia il consumo per persona in base al livello di occupazione delle stanze negli alberghi.

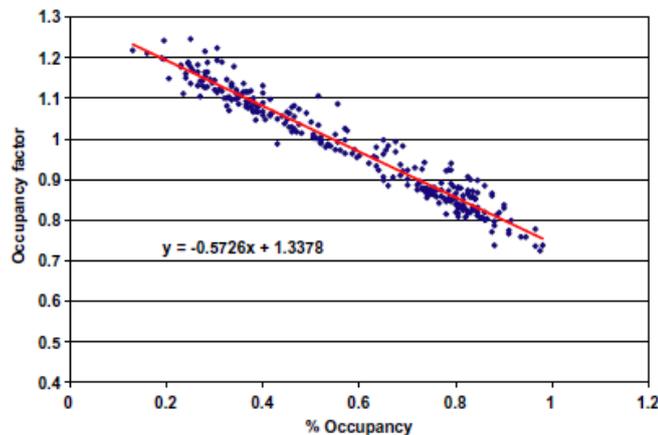


Figura 4.4 Fattore moltiplicativo del consumo d'acqua calda procapite in funzione del tasso di occupazione delle strutture alberghiere monitorate

L'occupancy factor indica di quanto varia il consumo pro-capite rispetto al valor medio annuale. Si può osservare che esso sia più alto quando l'albergo è poco affollato e decresca linearmente. Tale trend è giustificato, secondo gli autori, dalla presenza dei servizi di lavanderia e cucina, che hanno un carico minimo di acqua calda necessaria al loro funzionamento che è quasi indipendente dal tasso di occupazione delle stanze e che quindi incide di più sul consumo pro-capite quando l'albergo è poco occupato. Inoltre, quando l'albergo è poco occupato, la temperatura nei tubi di collegamento dal sistema centrale alle stanze tende a essere più bassa il che induce un extra consumo.

Infine, gli autori mostrano il profilo di prelievo medio nei due alberghi, ottenuto come media pesata annuale, in Figura 4.5.

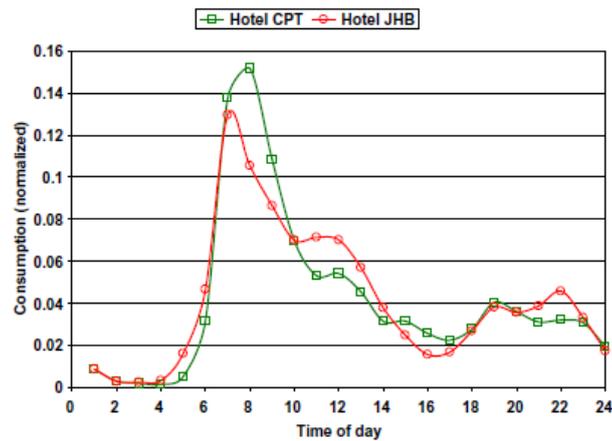


Figura 4.5 Leggi di carico hotel monitorati (consumo normalizzato sul totale giornaliero in funzione dell'ora del giorno)

Il profilo di carico è molto simile nei due casi, con il 60% circa del consumo localizzato tra le 6 e le 13 e un plateau tra le 11 e le 13 che gli autori attribuiscono alla pulizia delle stanze, alla cucina e alla lavanderia.

Koiv et al. (Koiv, 2013) hanno monitorato 20 scuole in Estonia, a Tallinn durante un periodo di un anno. Innanzitutto determinano una portata d'acqua di progetto del sistema, considerato un riscaldamento di 50 K per l'acqua (dunque 60 °C se l'ingresso dalla rete è a 10 °C). Essa è correlata dagli autori linearmente al numero di docce, lavandini e studenti presenti in ciascuna delle scuole monitorate. Gli autori verificano che lo standard europeo per la determinazione della portata da garantire (e dunque della taglia dello scaldacqua, EN 806-3) sovrastima di circa il 75% la portata di progetto da essi calcolata sulla base dei consumi registrati. Infine, gli autori forniscono il profilo di carico settimanale ricavato come media pesata sul numero di studenti dalle scuole che hanno monitorato, mostrato in Figura 4.6.

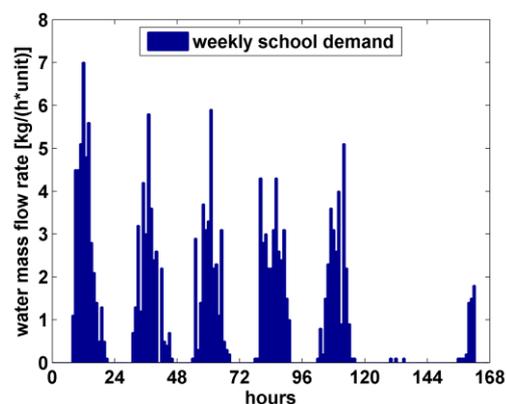


Figura 4.6 Legge di carico di un edificio scolastico, espressa in $\text{kg}/(\text{unità} \cdot \text{h})$ in funzione dell'ora della settimana

In definitiva, nei casi studio che saranno presentati relativi ad una scuola si farà uso della legge di carico presentata da Koiv et al. Per gli alberghi, invece, si farà riferimento a quanto mostrato in Rankin et al..

4.2 Riscaldamento

Il metodo della “Firma energetica” (Energy Signature, in inglese) serve a monitorare i consumi di un edificio ponendosi a metà strada tra indicatori semplificati e un audit energetico in termini di onerosità e attendibilità dei risultati (Belussi & Danza (Belussi, 2012)). Questo metodo è parte delle normative europee: la EN 15603:2008, applicata in Italia attraverso norma UNI, considera questo metodo per la descrizione dei fabbisogni di un edificio. In questo metodo, il consumo (in termini di energia o di potenza) è correlato a variabili climatiche, tipicamente la temperatura esterna. In particolare, la sua espressione sotto forma di potenza termica richiesta in funzione della temperatura permette di ottenere una pendenza della curva risultante (tipicamente una retta, come si vedrà) in unità di misura (W/K) coincidente con quella del coefficiente di scambio termico globale tra l'edificio e l'esterno (in inverno: coefficiente globale di perdita di calore, dall'inglese “total heat loss coefficient”). Una espressione di questo coefficiente, denotato con K_{tot} è nell'equazione 4.1.

$$K_{tot} (T_i - T_{amb}) = P_{heat} + P_{gain} \quad (4.1)$$

La P_{heat} rappresenta la potenza fornita dall'impianto di riscaldamento (che copre la trasmissione verso l'esterno e la ventilazione dell'edificio). P_{gain} rappresenta tutti i guadagni (in primis quello solare, ma anche quello dovuto alle attività antropiche e agli apparecchi elettrici). Belussi & Danza utilizzano questo metodo per la descrizione del fabbisogno di energia in riscaldamento in un caso particolare: un appartamento di 75 m² vicino Bologna a 300 metri sul livello del mare (quindi in zona climatica prossima a quella “media” per ciò che riguarda la classificazione dei climi secondo la norma EN 14825 che indica in Strasburgo la città rappresentativa di questo clima). Un primo utilizzo di tale metodo consiste nel verificare se l'edificio esaminato rispetta o meno i vincoli di legge sulla qualità termica degli edifici: ciò può essere fatto confrontando il valore di K_{tot} ottenuto a valle di una stagione di misurazioni con quello che si otterrebbe se lo stesso involucro edilizio avesse le caratteristiche prescritte dalla legge. Nell'edificio trattato come caso studio è presente un generatore di 12 kW e i dati sono stati acquisiti lungo un anno. Le stanze sono dotate di termostato e il sistema di distribuzione è costituito da pannelli radianti. La potenza termica in funzione della temperatura esterna è mostrata nella Figura 4.7. La linea indicata con DES rappresenta il consumo atteso dall'edificio in questione in funzione della temperatura esterna. Si può osservare che i dati si distribuiscono in due gruppi, raggruppati intorno al segmento blu e a quello rosso.

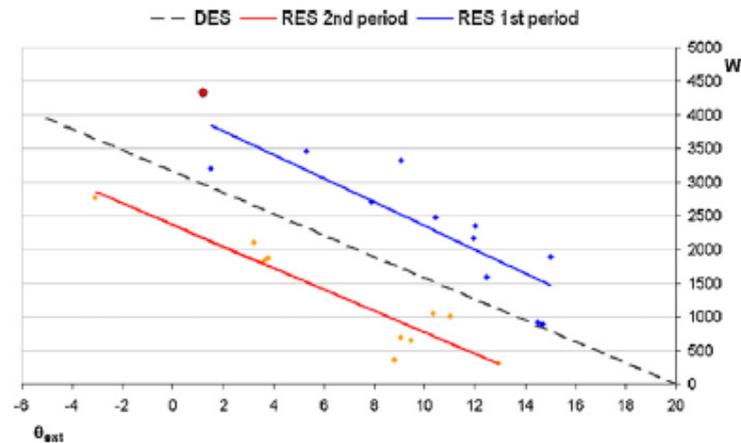


Figura 4.7 Firma energetica dell'edificio monitorato in due periodi distinti e firma energetica basata sulle caratteristiche nominali dell'edificio

Il segmento rosso corrisponde ai dati registrati nell'appartamento dopo l'aggiunta di un camino (dunque una fonte di guadagno interno che diminuisce i consumi di gas del boiler monitorato dagli autori). Tuttavia, i segmenti rosso e blu sono pressochè paralleli tra loro (R^2 di 0.83 e 0.89 rispettivamente), confermando la correlazione esistente tra la potenza termica richiesta e la temperatura esterna.

Sjogren et al. (Sjogren, 2009) hanno usato dati relativi ai consumi raccolti tra il 2003 e il 2006 su nove edifici multiresidenziali localizzati a Stoccolma, in Svezia, riscaldati da una rete di district heating, per investigare la sensitività dei valori di K_{tot} nei confronti di alcuni parametri, quali la radiazione solare, il calore introdotto dalle persone, l'elettricità utilizzata in casa e il periodo di misurazione. L'area abitata è pari al 90% circa del totale di 100000 m² del parco edilizio considerato, mentre il restante 10% è usato da negozi; locali tecnici, scalinate, garage ecc. non sono inclusi nel valore dell'area indicato. Il bilancio d'energia utilizzato dagli autori è indicato nell'equazione 4.2, in cui i guadagni termici sono stati suddivisi in quello legato agli elettrodomestici, quello legato alla presenza di persone e quello legato al sole.

$$K_{tot} (T_i - T_{amb}) = P_{heat} + \eta P_{el} + P_{persone} + P_{sole} \quad (4.2)$$

Per ciò che riguarda le persone, gli autori usano dei dati statistici secondo i quali la presenza di persone incrementa di 1°C la temperatura interna (al tasso di occupazione del suolo in ambito residenziale pertinente alla Svezia). Il guadagno solare viene in prima analisi trascurato in quanto il periodo scelto per le misure è l'inverno, in cui le ore di sole sono in numero esiguo e il soleggiamento è poco intenso. Dunque restano incognite K , η e la temperatura interna. Assegnato un valore pari a 1 ad η , ovvero ipotizzando che tutta l'energia elettrica consumata in casa si trasformi in calore, gli autori calcolano il valore di K usando tre diversi periodi temporali nell'arco di tempo che va da ottobre a marzo trovando valori indipendenti dalla componente solare. Inoltre, usando dati di anni diversi (dal 2003 al 2006), non si hanno variazioni significative dei valori di K misurati. In seguito, gli autori ipotizzano per la temperatura interna il valore di 22 o 24 °C e per η i valori di 0.75 e 1. In tutte le quattro combinazioni possibili i

valori del coefficiente K risultano pressochè invariati. Usando i dati relativi al soleggiamento medio a Stoccolma, gli autori conducono successivamente una stima dell'apporto solare. Gli autori stimano l'apporto solare come un incremento medio della temperatura interna di $1.9\text{ }^{\circ}\text{C}$ su tutti gli edifici, che hanno caratteristiche costruttive molto simili e una superficie vetrata variabile tra il 15 e il 29%. Considerati i consumi, essi assumono questo risultato come un'indicazione del fatto che, nei periodi considerati, la temperatura interna fosse in realtà più alta dei $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ da mantenere secondo la normativa locale. In definitiva, gli autori concludono che, considerate le ipotesi assunte (provenienti da un loro studio precedente su 114 edifici multiresidenziali), i valori stimati del coefficiente K sono piuttosto insensibili (entro un 5%) al valore di η , all'inclusione del guadagno solare, al periodo dell'inverno esaminato o a quale anno facciano riferimento i dati utilizzati per calcolarlo.

Il lavoro di Danov et al. (Danov, 2013) si focalizza sul clima spagnolo, con un campione costituito da nove edifici pubblici posizionati entro 50 km dalla costa. Gli autori utilizzano il metodo illustrato nei lavori precedenti per qualificare la prestazione energetica degli edifici considerati, utilizzando (come nei casi precedenti) come sorgente i dati sui consumi. Il bilancio di energia utilizzato è mostrato nell'equazione 4.3.

$$K_{tot} (T_i - T_{amb}) = P_{heat} + P_{el} + P_{persone} + P_{sole} - P_{dinamico} \quad (4.3)$$

Gli autori escludono in una prima analisi i termini relativi al guadagno solare e all'effetto dinamico dato dall'inerzia termica (costituito da un accumulo di calore durante il giorno e un rilascio di calore durante la notte) e correlano il K ai consumi in maniera simile a quanto esposto sinora. Nella Figura 4.8 sono mostrati i risultati.

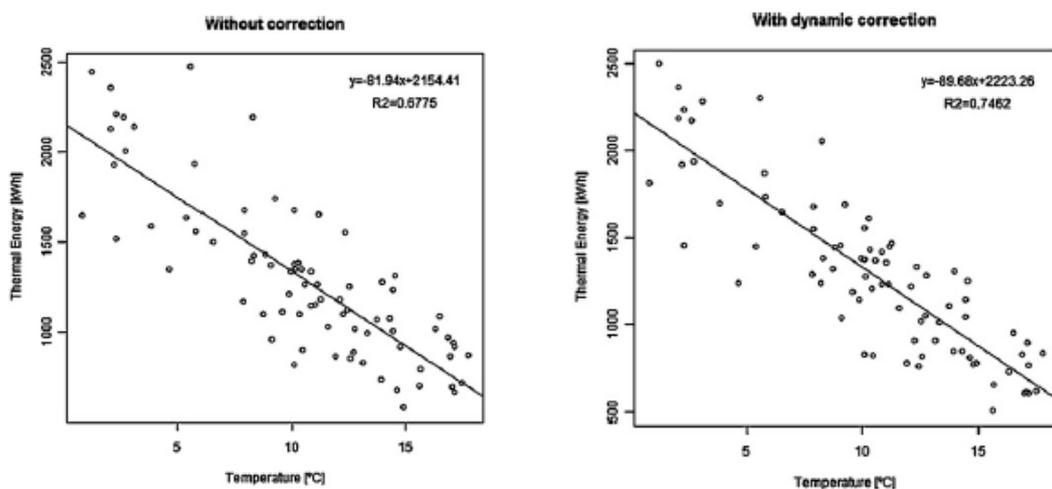


Figura 4.8 Firma energetica di un edificio monitorato senza correzione dovuta al termine dinamico (a sinistra, $R^2=0.68$) e con la correzione (a destra, $R^2=0.75$)

Si può osservare che il valore di R^2 è del 68% nel caso “without correction”, ovvero senza correzione che tenga conto del fattore dinamico. Per questo fattore, gli autori propongono una correzione della capacità termica dell'edificio da effettuarsi su base

giornaliera tenendo conto del carico in riscaldamento misurato in due giorni consecutivi e della temperatura media registrata in questi stessi due giorni (equazione 4.4).

$$C_{corr} = \frac{Q^i - Q^{i-1}}{T_{amb}^i - T_{amb}^{i-1}} \quad (4.4)$$

In questo modo, la correzione tiene conto della variabilità del carico in funzione della variazione della temperatura esterna, che è un effetto simile a quello dell'inerzia termica e ha le dimensioni di una capacità termica (kWh/K). Applicando questa correzione, la correlazione migliora portandosi a un valore di R^2 del 75%.

In seguito, gli autori dividono il database in base all'intensità della radiazione solare nel giorno cui si riferiscono le misure per suggerire una ulteriore correzione al metodo della firma energetica basato sull'intensità della radiazione solare. Il database è mostrato nella Figura 4.9, congiuntamente alla retta che indica la firma energetica per ciascuna delle serie. Le serie sono ordinate dalla nera alla verde per intensità di radiazione solare crescente: da 0 fino a 800 Wh/m² per la serie nera, da 800 a 2000 per la serie in rosso, da 2000 a 3200 per la serie in blu, superiore a 3200 Wh/m² per la serie verde.

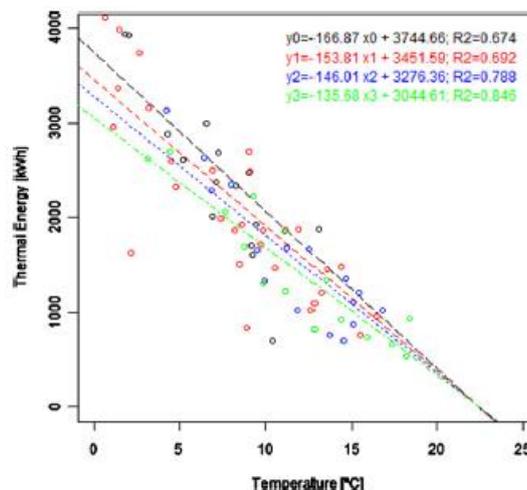


Figura 4.9 Firma energetica dell'edificio monitorato al variare del grado di soleggiamento

Risulta, prevedibilmente, che il fabbisogno termico è ridotto quanto più alto è il guadagno solare. La correzione proposta quindi dagli autori per il calcolo di un guadagno solare medio giornaliero consiste nel considerare la differenza tra la retta pertinente al livello di soleggiamento (inteso come radiazione incidente su una superficie orizzontale integrata nella giornata) del giorno considerato e quella nera (soleggiamento < 800 Wh/m²) alla temperatura media giornaliera e usare tale valore come guadagno solare nel bilancio di energia. Tale correzione tuttavia porta a una correlazione migliore tra il fabbisogno energetico in riscaldamento e la temperatura esterna solo di qualche punto percentuale nei nove edifici considerati. Invece la variazione del risultato in termini di K_{tot} , utilizzando entrambe le correzioni proposte dagli autori, resta al di sotto del 10% rispetto al valore calcolato trascurando questi due

termini eccetto che in uno dei nove edifici considerati in cui il valore di K risulta aumentato del 19%.

In definitiva, il metodo della firma energetica sarà utilizzato per descrivere la richiesta termica dell'edificio nel caso studio relativo al riscaldamento che sarà presentato più avanti. Per la caratterizzazione dell'inerzia termica un valore costante sarà ipotizzato in base a dati di letteratura (Goulart, 2004) (Olsen, 2008).

5. Simulazione dinamica di pompe di calore asservite ad una utenza

5.1 Il sistema globale: pompa di calore, serbatoio, utenza

La piattaforma scelta per modellizzare la pompa di calore al servizio di una utenza è TRNSYS16, una piattaforma con interfaccia grafica per la simulazione di sistemi dinamici. La piattaforma è composta da due parti: un kernel, che legge e elabora il file di input, trova iterativamente la soluzione e stampa i risultati; una libreria che contiene dozzine di modelli dei più comuni componenti dei sistemi HVAC e non solo.

In questo lavoro, i componenti del sistema globale sono stati tratti da librerie standard di TRNSYS e da alcune librerie di estensione denominate TESS (<http://www.trnsys.com/tess-libraries/>) e METEONORM (<http://www.meteonorm.com/>). Viceversa, i modelli delle pompe di calore sono modelli creati ad hoc attraverso Microsoft Visual Studio.

In Figura 5.1 è riportato uno schema concettuale del sistema globale.

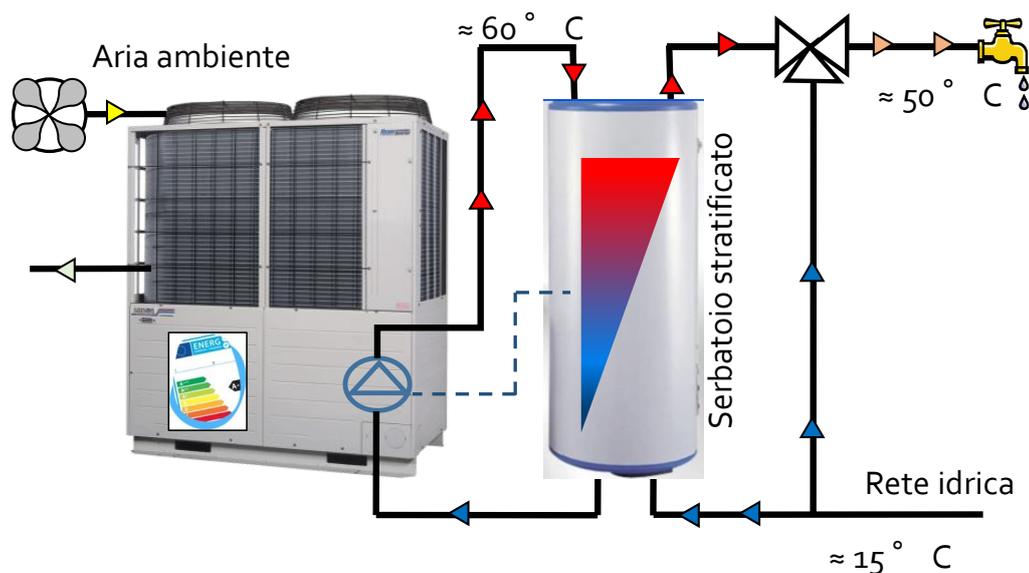


Figura 5.1 Schema semplificato del sistema globale per la produzione di acqua calda sanitaria

Si nota la presenza, nel sistema globale, di: una pompa di calore con la sua sorgente energetica, un serbatoio di accumulo, una utenza da servire, un circuito dell'acqua lato pompa di calore e uno lato utenza, un sistema di controllo dell'accensione della pompa di circolazione e quindi della pompa di calore, dipendente dal livello di temperatura raggiunto in un punto del serbatoio. Nel caso in cui l'utenza richieda riscaldamento, un modello semplificato di edificio con il terminale di riscaldamento (fancoils) è presente e lo schema concettuale riferito a questo caso è mostrato in Figura 5.2.

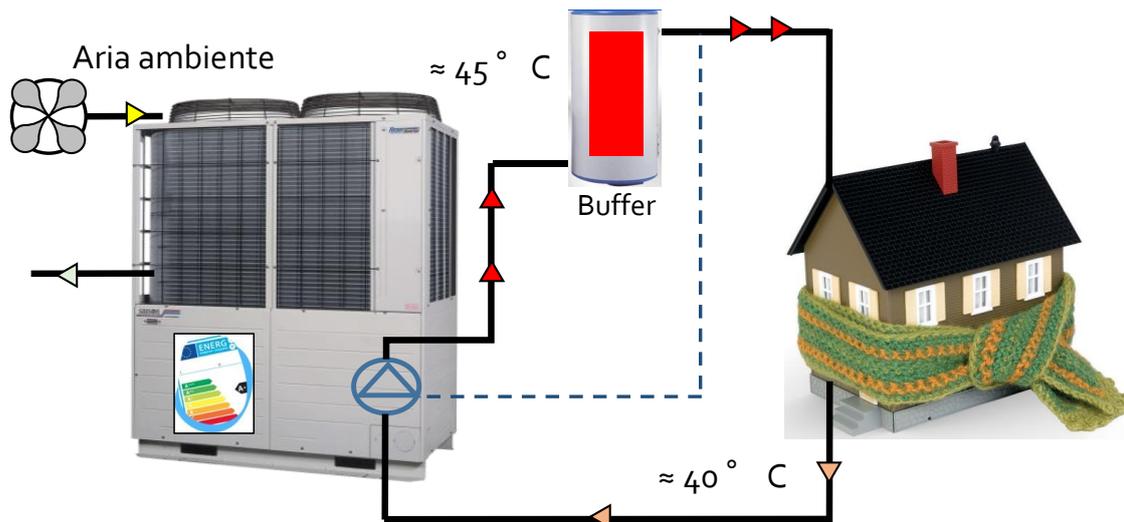


Figura 5.2 Schema semplificato del sistema globale per il riscaldamento di ambienti

Si nota rispetto al caso di produzione di acqua calda sanitaria come il serbatoio non sia più stratificato. Inoltre, le dimensioni di questo serbatoio sono pensate per renderlo solo un buffer, capace di accumulare poca energia, ma comunque sufficiente per evitare cicli molto brevi di funzionamento della pompa di calore. Un ordine di grandezza del tempo minimo di accensione è di almeno 3-5 minuti per preservare la vita utile del compressore come indicato in Cervera-Vázquez et al. (Cervera-Vázquez, 2015).

A meno che non sia indicato diversamente in casi specifici, in questo lavoro il timestep per la simulazione dinamica del sistema è posto pari a 30s; inoltre, i consumi degli ausiliari (ventilatori e pompe di circolazione) sono trascurati e lo scambio termico con l'esterno nei circuiti dell'acqua lato utenza è risolto considerando un coefficiente di scambio termico pari a $1 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ ed una lunghezza del circuito complessiva dell'ordine del centinaio di metri (100 nei casi relativi all'acqua calda sanitaria, 150 nei casi di riscaldamento); il diametro interno di questi tubi è tale da avere una velocità dell'acqua pari a 0.5 m/s lungo il circuito.

Correlazione delle prestazioni della pompa di calore

Al fine di permettere la simulazione in regime dinamico della pompa di calore, le sue prestazioni, intese come potenza termica al condensatore e COP, determinate per via simulativa con il modello visto in precedenza, sono state messe in funzione delle condizioni al contorno, secondo un approccio del tipo black-box mostrato nel prossimo schema per un caso di pompa di calore aria-acqua.



Figura 5.3 Input e Output del modello della pompa di calore

Le condizioni al contorno scelte come variabili indipendenti sono la temperatura dell'acqua in ingresso al gas-cooler (la pompa di calore considerata qui, come esempio, lavora con CO₂ come refrigerante, ma il metodo si applica ugualmente alle unità a propano considerate), la temperatura ambiente e la portata d'acqua al gas-cooler. La portata d'aria all'evaporatore non è una variabile indipendente in quanto il modello della pompa di calore contiene i dati di catalogo di un ventilatore scelto appositamente. Al punto nominale considerato, con temperatura esterna di 2 °C, questa pompa di calore destinata alla produzione di acqua calda sanitaria eroga una potenza termica di 40 kW in riscaldamento di acqua da 10 a 60 °C. Il compressore è del tipo volumetrico alternativo con una portata volumetrica elaborata di 7.99 m³/h a 1450 giri al minuto. Il suo rendimento globale (da potenza elettrica a potenza trasferita al fluido) è calcolato secondo il metodo AHRI (540-99, EN12900), come mostrato in precedenza, riportato nell'equazione 5.1.

$$\eta_{g,CO_2} = e_1 + e_2 T_{ev} + e_3 p_{gc} + e_4 T_{ev}^2 + e_5 T_{ev} p_{gc} + e_6 p_{gc}^2 + e_7 T_{ev}^3 + e_8 T_{ev}^2 p_{gc} + e_9 T_{ev} p_{gc}^2 + e_{10} p_{gc}^3 \quad (5.1)$$

Il rendimento globale è dunque correlato alla temperatura di evaporazione, in °C, e alla pressione al gas-cooler, in bar. I coefficienti “e” di fitting sono stati forniti dalla casa costruttrice del compressore considerato e sono riportati nella Tabella 5.1.

Tabella 5.1 Coefficienti ottenuti dal fitting dell'equazione del rendimento globale del compressore

	e1	e2	e3	e4	e5	e6	e7	e8	e9	e10
η_{g,CO_2}	3.3* 10 ⁻¹	-1.9* 10 ⁻²	1.0* 10 ⁻²	-3.3* 10 ⁻⁴	3.9* 10 ⁻⁴	-9.3* 10 ⁻⁵	-2.8* 10 ⁻⁶	2.3* 10 ⁻⁶	-1.6* 10 ⁻⁶	2.4* 10 ⁻⁷

Il surriscaldamento all'aspirazione del compressore è posto pari a 5 K in tutto il dominio di ciascuna delle tre condizioni al contorno prese in considerazione: la temperatura ambiente variabile tra -7 e 28 °C, la temperatura dell'acqua in ingresso al gas-cooler tra 5 e 25 °C e la portata massica d'acqua tra 400 e 2200 kg/h. In realtà, la portata massica è stata posta, per ogni coppia di temperature ambiente-acqua, pari al valore che restituisse una temperatura in uscita dal gas-cooler dell'acqua stessa di 50, 60 o 70 °C (determinata iterativamente) e dunque la portata massica d'acqua non è una variabile indipendente.

Tale scelta è stata resa possibile e opportuna da queste considerazioni relative al sistema globale: l'utenza considerata è da servire con acqua a 50 °C ed è disponibile, a monte del punto di prelievo, una valvola miscelatrice a temperatura d'uscita fissa che miscela l'acqua calda proveniente dal serbatoio con acqua di rete; il compressore della pompa di calore è del tipo ON-OFF ma è disponibile, a monte del gas-cooler, una pompa di circolazione a velocità variabile che consente di modulare la portata d'acqua al fine di inseguire un obiettivo di temperatura della stessa pari a quella desiderata (benchè al fine di simulare la pompa di calore i valori di 50, 60 e 70 °C siano stati usati, nella

simulazione del modello globale il valore di 60 °C è stato usato, in base alle considerazioni viste in precedenza).

In definitiva, le dipendenze funzionali delle prestazioni della pompa di calore dalle condizioni al contorno possono essere così espresse: equazione 5.2 per la potenza termica al gas-cooler o il COP e 5.3 per la portata massica d'acqua al gas-cooler.

$$\dot{Q}_{gc} \text{ (o COP)} = f(T_{amb}, T_{water, inlet}, \dot{m}_{gc}) \quad (5.2)$$

$$\dot{m}_{gc} = f(T_{amb}, T_{water, inlet}) \quad (5.3)$$

E' stato verificato che per mantenere degli errori di predizione delle correlazioni contenuti è opportuno scegliere delle strutture delle dipendenze funzionali sopra descritti di tipo lineare, secondo le equazioni 5.4 e 5.5

$$\dot{Q}_{gc} \text{ (o COP)} = a + bT_{amb} + cT_{w, inlet} + d\dot{m}_{gc} \quad (5.4)$$

$$\dot{m}_{gc} = a' + b'T_{amb} + c'T_{w, inlet} \quad (5.5)$$

In queste equazioni, la potenza termica Q_{gc} è espressa in kW, il COP è adimensionale, le temperature sono espresse in °C e la portata è espressa in kg/h. Scelta dunque la forma delle correlazioni, è stato possibile ricavare i coefficienti di fitting e i coefficienti R^2 e MAPE (errore percentuale assoluto medio) per una valutazione della bontà statistica del risultato, definiti di seguito. Il MAPE è nell'equazione 5.6.

$$MAPE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{M_i - P_i}{M_i} \right| \quad (5.6)$$

Nell'equazione del MAPE, M_i e P_i sono rispettivamente il valore ritenuto vero (in questo caso, il risultato della simulazione della pompa di calore in IMST-ART) e il valore predetto dalla correlazione per il caso i-esimo facente parte del campione di n osservazioni. Il valore di R^2 è calcolato con l'equazione 5.7.

$$R^2 = 1 - \frac{SS_{res}}{SS_{tot}} \quad (5.7)$$

Nell'equazione di R^2 , SS_{res} e SS_{tot} sono detti “somma dei quadrati dei residui” e “somma totale dei quadrati”; essi sono definiti nelle equazioni 5.8 e 5.9.

$$SS_{res} = \sum_i (M_i - P_i)^2 \quad (5.8)$$

$$SS_{tot} = \sum_i (M_i - M_{avg})^2 \tag{5.9}$$

M_{avg} è valor medio dell'intero campione considerato. Un valore di R^2 pari all'unità indica che la differenza tra i valori predetti e quelli ritenuti veri è pari a zero.

I coefficienti dimensionali di fitting e la valutazione statistica delle correlazioni ottenute nel caso considerato sono riassunti nella Tabella 5.2.

Tabella 5.2 Coefficienti ottenuti dal fitting per la portata massica d'acqua al gas-cooler, la potenza termica e il COP. Nelle due colonne a destra i valori di R^2 e errore medio assoluto percentuale

	a	b	c	d	R^2	MAPE
m_{GC}	502.8	19.01	15.34	/	0.98	2.65
Q_{GC}	44.4	1.061	-0.224	-0.0043	0.99	1.71
COP	3.05	0.023	-0.063	0.0162	0.97	3.27

I valori di R^2 prossimi all'unità e i bassi valori di MAPE indicano che l'equazione di primo grado scelta è adatta a predire i valori risultanti dalle simulazioni in IMST-ART. Al fine di mostrare graficamente il risultato delle correlazioni, si riporta nella Figura 5.4 il trend della potenza termica al gas-cooler e quello relativo al COP per il solo caso in cui la portata d'acqua al gas-cooler sia sempre quella tale per cui l'acqua lasci lo scambiatore di calore a una temperatura di 60 °C.

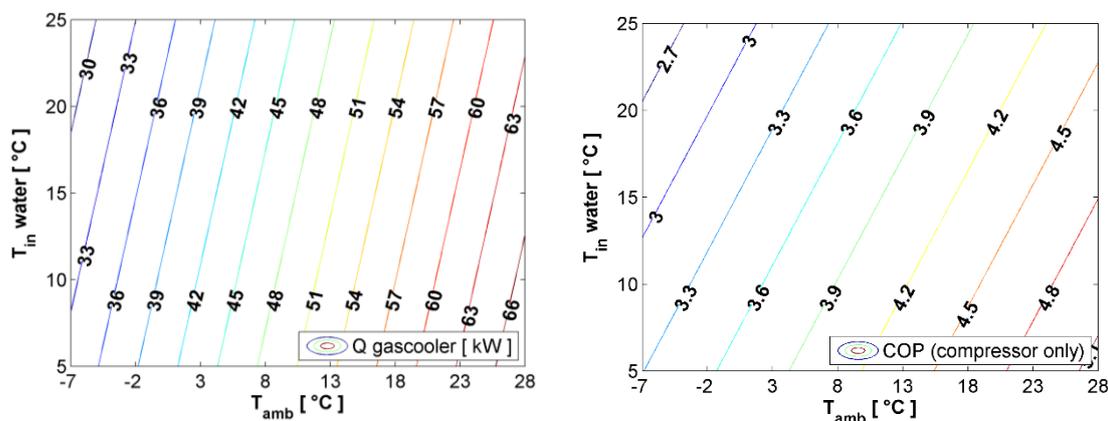


Figura 5.4 Potenza termica e COP della pompa di calore a CO₂ in funzione della temperatura ambiente e della temperatura di ingresso acqua al gas-cooler

Come già mostrato in precedenza, sia la potenza termica erogata che, soprattutto, il COP della pompa di calore, risentono negativamente dell'incremento di temperatura dell'acqua in ingresso al gas-cooler e positivamente dell'aumento della temperatura ambiente.

La procedura illustrata per questo caso è stata seguita per tutte le pompe di calore presentate in questo studio, sia operanti con anidride carbonica sia con propano. In presenza di inverter, la procedura è stata ripetuta più volte per la frequenza massima, minima e media di questo e i risultati sono stati interpolati linearmente per ottenere la prestazione (potenza termica e COP) alle frequenze intermedie.

Nel caso di una pompa di calore destinata al riscaldamento, la procedura è stata ripetuta in maniera simile; l'unica differenza nel metodo consiste nella scelta di mantenere costante la portata dell'acqua circolante nello scambiatore caldo invece che la temperatura di mandata dell'acqua in uscita dallo scambiatore caldo come nel caso ora presentato, in accordo con le soluzioni impiantistiche più comuni per gli impianti di riscaldamento.

Logica di controllo dell' ON/OFF della pompa di calore

A meno che non sia indicato diversamente in casi specifici, le pompe di calore considerate in questo studio hanno una regolazione del tipo acceso/spento (ON/OFF). Nel caso in cui l'utenza considerata sia del tipo acqua calda sanitaria, il segnale di controllo è rappresentato dalla temperatura misurata ad una certa altezza del serbatoio di accumulo stratificato. L'accensione e lo spegnimento del compressore sono dettate dal superamento dei valori di soglia, fissati pari a una temperatura di set point più (o meno) una differenza di temperatura detta "dead-band". Nella Figura 5.5 è mostrato uno schema.

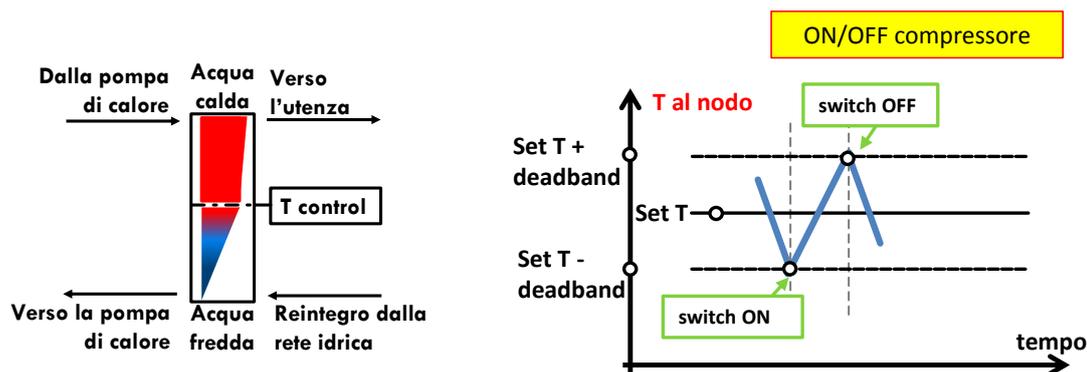


Figura 5.5 A sinistra: disposizione degli ingressi e uscite dal serbatoio d'acqua calda; A destra: logica di controllo dell'ON/OFF del compressore

Nel lato destro della figura si vede la temperatura del nodo assunto come controllo, la quale varia tra i due valori estremi che regolano l'accensione (switch ON) e lo spegnimento del sistema, in seguito ad esempio di un prelievo d'acqua calda sanitaria da parte dell'utenza o ad una immissione di acqua calda sanitaria da parte della pompa di calore.

Nel caso di un'utenza che richieda acqua calda sanitaria, la temperatura di set point è posta sempre pari a 45 °C e il dead-band è pari a 5 K, pertanto il compressore si accende quando nel nodo di controllo la temperatura scende sotto i 40 °C e si spegne quando si superano i 50 °C.

Nel caso in cui l'utenza considerata sia del tipo riscaldamento, il segnale di controllo al compressore viene dal nodo più in alto nel serbatoio di buffer (nel quale l'acqua calda proveniente dalla pompa di calore entra dal fondo e esce, appunto, dalla cima e non vi è alcun consumo né reintegro). Ciò garantisce che tutto il volume d'acqua del buffer sia alla temperatura utile. La temperatura di set point è posta sempre pari a 42.5 °C e il

deadband è di 2.5 K. I terminali considerati per il riscaldamento sono infatti dei fancoils, che operano tipicamente nel range di temperatura tra i 40 e 45 °C.

5.2 Caso studio: pompa di calore acqua-acqua a propano per la produzione di acqua calda sanitaria

Prima ancora di correlare le prestazioni della pompa di calore alle condizioni al contorno con il metodo mostrato in precedenza, in questo caso si è proceduto innanzitutto a una ottimizzazione termodinamica dello schema proposto per la pompa di calore a propano destinata alla produzione di acqua calda sanitaria. Lo schema della pompa di calore è mostrato nella prossima Figura, a sinistra.

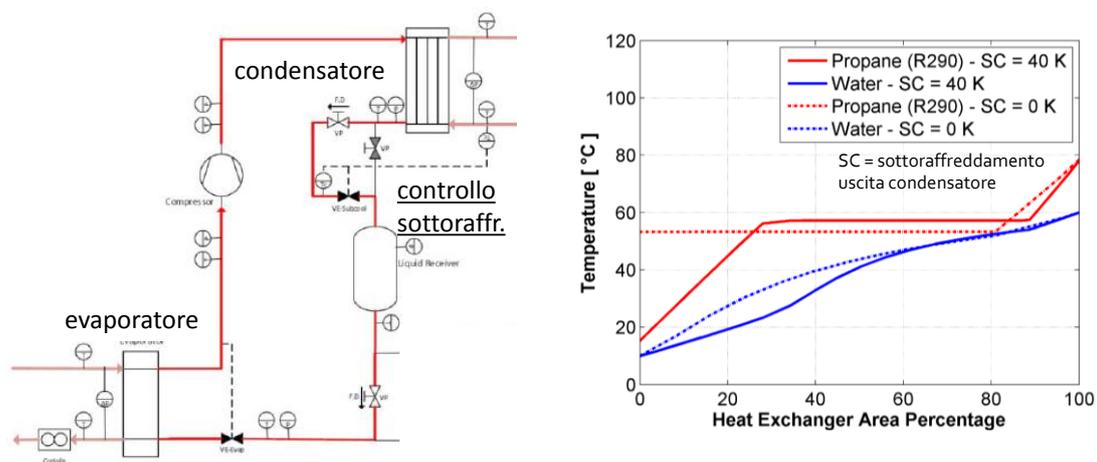


Figura 5.6 A sinistra: layout della pompa di calore a propano con sottoraffreddamento controllato; A destra: profili di scambio termico con sottoraffreddamento di 0 e 40 K

Si tratta di una pompa di calore acqua-acqua: fissati i livelli di temperatura lato acqua modulando la relativa portata d'acqua, lato refrigerante il sistema è in grado di modulare la pressione del condensatore/sottoraffreddatore laminando il refrigerante prima del ricevitore di liquido in modo da fissare il sottoraffreddamento ad un valore desiderato. L'intento sarebbe quello di accoppiare al meglio i profili di scambio termico del refrigerante nel condensatore. Come si può vedere nella Figura 5.6 a destra, normalmente i cicli standard lavorano sottoraffreddamento pressoché nullo (linee tratteggiate); nella nuova soluzione modulando opportunamente il sottoraffreddamento del refrigerante, si riesce ad accoppiare più vantaggiosamente (dal punto di vista della seconda legge della termodinamica) i due profili di temperatura: tale soluzione richiede comunque il ricorso ad uno scambiatore di calore più grande per garantire un ampio sottoraffreddamento del refrigerante (qui 40 K).

Trovare il sottoraffreddamento che ottimizza il COP è equivalente a fissare la migliore pressione al condensatore. Il valore ottimale della pressione al condensatore è stato trovato in un ampio range di temperature di ingresso acqua (al condensatore e all'evaporatore) per via simulativa (con IMST-ART).

Nella Figura 5.7, lato destro, viene mostrata l'influenza della pressione di condensazione sul COP per una temperatura di ingresso all'evaporatore di 20 °C per varie temperature di ingresso dell'acqua al condensatore: 10, 20 e 30 °C.

E' evidente come esista un valore della pressione che rende massimo il COP (al quale corrisponde un sottoraffreddamento ottimale). Nella stessa figura, lato sinistro, viene mostrato come esista un legame biunivoco tra la pressione ottimale e la temperatura di ingresso al condensatore: tale aspetto è molto significativo per la validità della soluzione presa in considerazione in quanto consente di implementare un algoritmo robusto per la ricerca delle condizioni ottime.

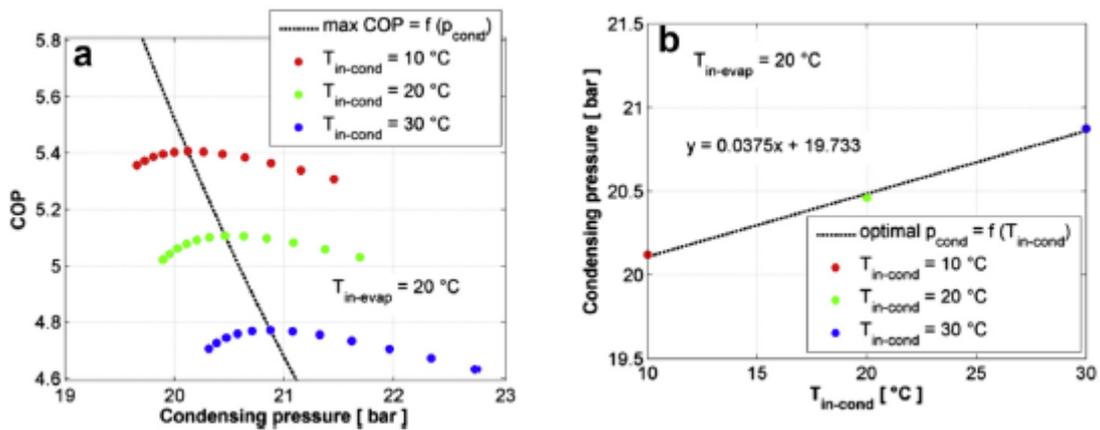


Figura 5.7 A sinistra: COP in funzione della pressione di condensazione per diverse temperature di ingresso acqua al condensatore; A destra: interpolazione lineare tra i punti pressione ottimale

La forma dell'equazione usata per la regressione della potenza termica al condensatore e del COP è mostrata di seguito, nella 5.10.

$$\dot{Q}_{co}(\dot{L}_{comp}) = p_{00} + p_{10}x + p_{01}y + p_{20}x^2 + p_{11}xy + p_{02}y^2 + p_{30}x^3 + p_{21}x^2y + p_{12}xy^2 + p_{03}y^3 \quad (5.10)$$

Nella Tabella 5.3 sono riportati i coefficienti della regressione ottenuti con il metodo indicato in precedenza.

Tabella 5.3 Coefficienti di fitting ottenuti per la potenza termica e la potenza elettrica del compressore

	p₀₀	p₁₀	p₀₁	p₂₀ (·10 ³)	p₁₁ (·10 ³)	p₀₂ (·10 ³)	p₃₀ (·10 ³)	p₂₁ (·10 ⁵)	p₁₂ (·10 ⁵)	p₀₃ (·10 ⁵)
Q_{co}	28.31	0.923	0.003	10.2	-5.19	-4.27	0.07	2.70	-4.87	4.38
L_{comp}	7.29	0.048	0.034	2.21	-0.80	-0.65	-0.01	1.83	-0.09	0.85

Prestazioni del sistema secondo il Regolamento Delegato EU 814/2013

Come mostrato in precedenza, il Regolamento Delegato EU 814/2013 è entrato in vigore a Settembre del 2015 per “stabilire i requisiti di eco-compatibilità” che i sistemi scaldacqua di potenza termica < 400 kW devono rispettare permettendone dunque la messa in commercio. Qui si intende mostrare la valutazione delle prestazioni della

pompa di calore a propano per la produzione di acqua calda sanitaria di 49 kW termici funzionante con un ciclo ad elevato sottoraffreddamento.. Il profilo di carico scelto per la valutazione è quello riferito alla taglia 4XL. A partire dalla quantità di energia utile Q_{tap} da fornire per ogni prelievo, dalla temperatura minima utile T_m , dalla portata minima utile f e dalla temperatura minima di consegna T_p , una legge di carico che rispetti gli intervalli di consegna previsti è stata ricostruita. Nella tabella 5.4 vengono mostrati sulla sinistra la norma, a destra la legge di carico ricostruita che la rispetta, ottenuta fissando la temperatura di reintegro dalla rete a 10 °C e la temperatura di consegna a 55 °C.

Tabella 5.4 A sinistra, legge di prelievo 4XL tratta dalla norma 814/2013; a destra legge di carico scelta per la pompa di calore a propano (con temperatura di consegna a 55 °C e temperatura di ingresso dalla rete a 10 °C) che rispetta i vincoli posti dalla norma

h inizio prelievo	4XL				durata prelievo	portata ($\geq f$)	T delivery ($\geq T_p$)	T supply ($\leq T_m$)	Q _{tap} effettiva
	Q _{tap}	f	T _m	T _p					
	kWh	l/min	°C	°C					
07:00	22.4	96	40		40	1926	55	10	22.4
07:05									
08:01	10.08	48	25		20	867	55	10	10.08
08:05									
09:00	3.360	48	25		10	578	55	10	3.360
09:30									
10:30	1.680	48	10	40	10	193	55	10	1.680
11:00									
11:45	3.360	48	25		10	578	55	10	3.360
12:00									
12:45	5.040	64	10	55	10	578	55	10	5.040
14:30									
15:30	5.040	48	25		10	867	55	10	5.040
16:00									
18:30	6.720	48	25		10	1156	55	10	6.720
19:00									
20:30	11.760	64	10	55	20	674	55	10	11.760
20:45									
21:30	24.08	96	40		40	2071	55	10	24.08
21:35									
Q_{ref}	93.52				Q_{ref}		93.52		

Al fine di predire le prestazioni della macchina, un modello della stessa è stato realizzato in IMST-ART e calibrato con dati sperimentali ottenuti durante il progetto NxtHPG.

Lo schema di impianto realizzato in TRNSYS è mostrato in Figura 5.8, congiuntamente ai limiti imposti dalla procedura di test secondo la norma e alle condizioni di prova

imposte all'evaporatore (10 °C all'ingresso e 7 °C all'uscita nel caso di una pompa a sorgente acqua, 7 °C per l'aria in ingresso se la sorgente è aria).

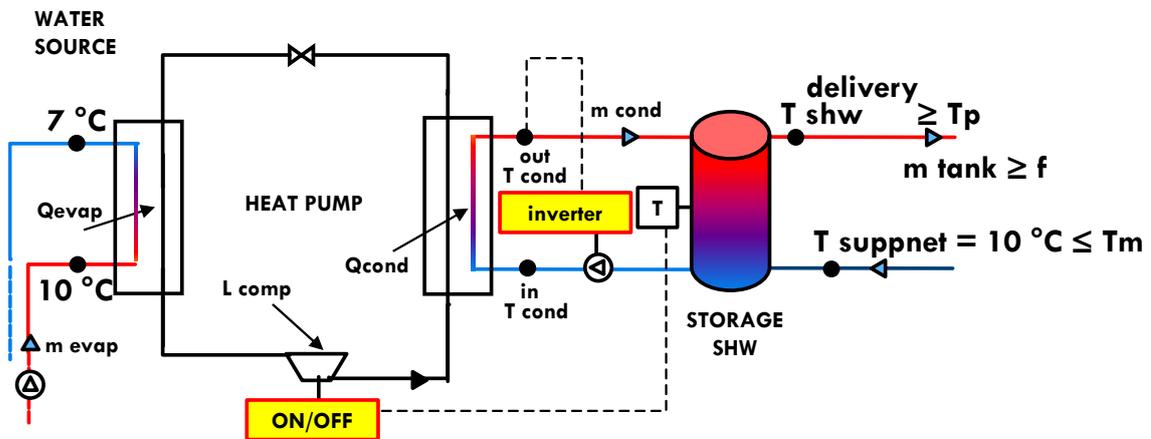


Figura 5.8 Layout del sistema globale di fornitura di acqua calda sanitaria conforme al regolamento delegato EU 814/2013

La norma non impone una logica di controllo nè una dimensione del serbatoio. La logica di controllo è quella già mostrata, basata sul controllo della portata d'acqua al condensatore con inverter in modo da avere 60 °C all'uscita del condensatore (il compressore è del tipo ON/OFF). Il sistema è simulato per 14 giorni con un timestep di 10s e i risultati dell'ultimo giorno sono quelli utilizzati per la valutazione del rendimento η_{wh} . Ciò è stato fatto al fine di garantire il raggiungimento di una condizione di regime stazionario per ciò che riguarda l'energia contenuta nel serbatoio: è stato verificato che l'energia contenuta nel tank fosse uguale all'inizio e alla fine dell'ultima giornata. Il serbatoio è ben isolato ($U = 0.8\text{ W/m}^2\text{ K}$ verso l'esterno) e i condotti sono modellizzati come adiabatici verso l'esterno. Con una temperatura media sul fondo del tank pari a 14 °C e un SPF pari a 3.8, il rendimento risulta pari a 69%, ponendo la pompa di calore al di sopra dei requisiti minimi per la commercializzazione più stringenti, ovvero il 60% che sarà valido a partire dal 2018.

Prestazioni stagionali del sistema

In questo caso studio si esamina la prestazione stagionale della pompa di calore a propano con fonte acqua destinata alla produzione di acqua calda sanitaria a 60 °C , con potenza nominale di 49 kW termici. A partire dallo schema mostrato in precedenza, con compressore ON/OFF e con sottoraffreddamento ottimizzato per ottenere il COP massimo al variare delle condizioni contorno, e seguendo il metodo descritto per correlare la prestazione della pompa di calore alle condizioni al contorno, è stato possibile simulare la prestazione annuale della pompa di calore accoppiata ad un certo accumulo e ad una certa utenza (Tammaro et al. 2015a). L'utenza considerata qui è del tipo alberghiero. La legge di prelievo dell'acqua calda sanitaria per ogni persona è tratta da Rankin et al. (Rankin, 2006) ed è mostrata nella Figura 5.9 (lato sinistro), insieme ad un istogramma che mostra l'andamento ipotizzato per il livello di occupazione

dell'albergo rispetto a un livello nominale fissato a 250 persone. La combinazione di questi due grafici stabilisce quindi il volume d'acqua prelevato nell'unità di tempo dall'utenza lungo tutto l'anno. Il timestep considerato è di 30 s.

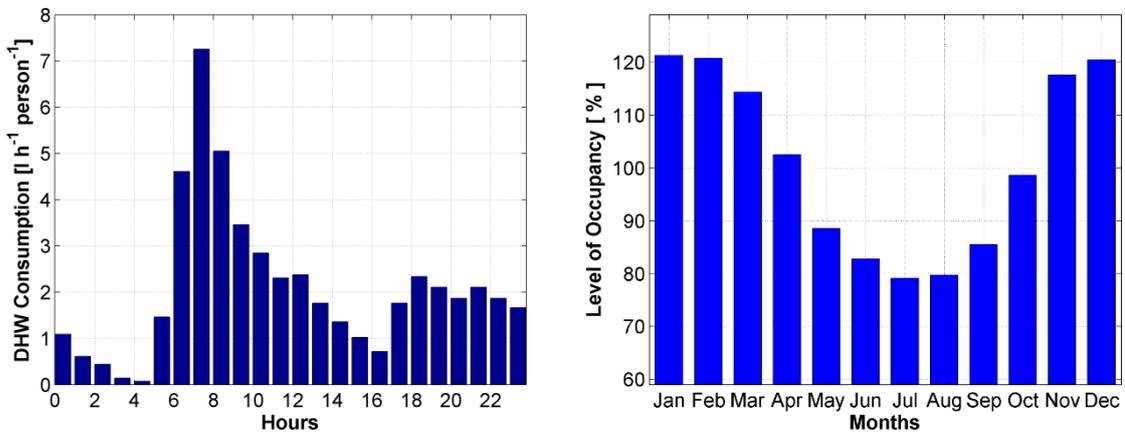


Figura 5.9 Legge di carico dell'hotel considerato e, a destra, fattore di amplificazione della domanda in base ai mesi dell'anno

La temperatura della sorgente di energia cui attinge la pompa di calore è posta pari a 15 °C e 25 °C, volendo simulare due situazioni: una relativa al recupero di energia a bassissima entalpia quale la rete fognaria; un'altra relativa alla presenza di un anello di liquido a 25 °C . Lo schema globale del sistema è mostrato nella Figura 5.10.

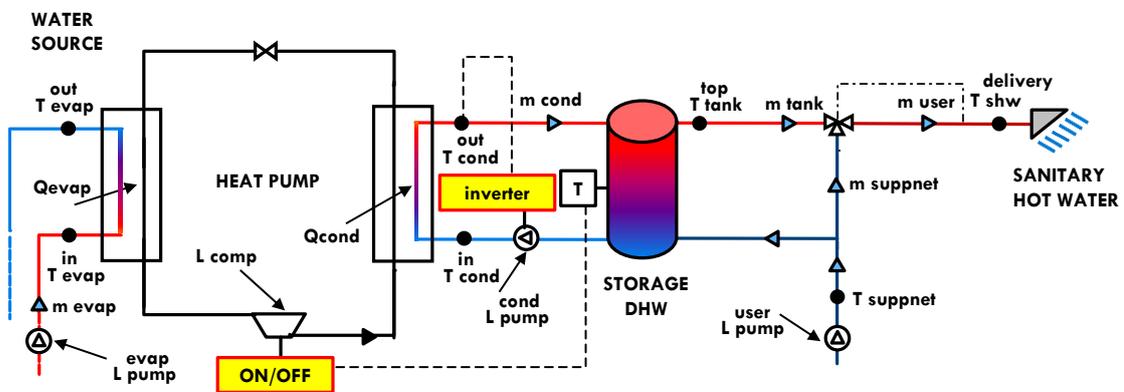


Figura 5.10 Schema del sistema globale di fornitura dell'acqua calda sanitaria all'hotel considerato

Osservando lo schema si nota come il compressore sia del tipo ON/OFF, operante secondo lo schema mostrato in precedenza. Inoltre, la pompa di circolazione tra il tank e la pompa di calore è dotata di inverter. Ciò serve a controllare la portata circolante nel condensatore in modo da avere acqua a 60 °C dall'uscita dello stesso; si suppone che la pompa di calore implementi al proprio interno un controllore in grado di portarla (idealmente in un tempo brevissimo) ad una pressione di condensazione che massimizzi il sottoraffreddamento in ciascuna condizione operativa indagato, secondo la tecnica mostrata in precedenza.

E' stato verificato che il range di variazione delle portate previsto per questi scopi (da circa 0.2 kg/s a circa 0.3 kg/s) è realizzabile con un inverter operante nel range di

frequenze tra 20 e 60 Hz accoppiato ad una pompa di circolazione adeguatamente dimensionata. Dal lato dell'utenza, è presente una valvola miscelatrice che consegna l'acqua verso l'utenza ad una temperatura di 50 °C. La scelta di produrre acqua a 60 °C con la pompa di calore anzichè direttamente a 50 °C è dettata dalla necessità di conformarsi agli standard per la prevenzione della legionella, batterio che prolifera nei serbatoi "tiepidi", ma che non resiste oltre i 55 °C, senza prevedere la presenza di resistenze elettriche che realizzino degli innalzamenti di temperatura periodici dell'intero volume del serbatoio al fine di sterminare la colonia batterica.

Il reintegro di acqua dalla rete è previsto ad una temperatura di 10 °C, una temperatura tipica per un clima quale quello di Strasburgo (clima medio di riferimento secondo la norma 14825 per la valutazione delle prestazioni delle pompe di calore).

Su questo sistema è stata condotta un'analisi parametrica dedicata alla valutazione dell'SPF1, che esclude il consumo degli ausiliari, definito come nell'equazione 5.11.

$$SPF1 = \frac{\int_{\vartheta_{start}}^{\vartheta_{end}} \dot{Q}_{co} d\vartheta}{\int_{\vartheta_{start}}^{\vartheta_{end}} \dot{L}_{comp} d\vartheta} \quad (5.11)$$

E' stato anche valutato il tempo di accensione della macchina rispetto al totale delle ore in cui vi è richiesta di energia da parte dell'utenza (qui pari all'intero anno), per dare una misura dell'accoppiamento della taglia dell'utenza con quella della pompa di calore, definito come nell'equazione 5.12.

$$\% ON = \frac{\sum_1^{N \text{ of cycles}} \int_{\vartheta=\text{cycle start}}^{\vartheta=\text{cycle end}} d\vartheta}{\text{hours}_{acs \text{ demanded}}} \quad (5.12)$$

La temperatura media sul fondo del serbatoio durante il funzionamento della pompa di calore è stata altresì valutata, per dare una rappresentazione dell'efficacia della stratificazione termica all'interno del serbatoio considerato. Essa è calcolata con l'equazione 5.13

$$T_{bottom,avg} = \frac{\sum_1^N \int_{\vartheta_{start}}^{\vartheta_{end}} T_{bottom} d\vartheta}{\sum_1^N \int_{\vartheta_{start}}^{\vartheta_{end}} d\vartheta} \quad (5.13)$$

Inoltre, è stato valutato l'impatto sui costi di esercizio della scelta di due logiche di controllo diverse, esplicitate nella Figura 5.11. La prima logica di controllo prevede il mantenimento di una percentuale fissa del volume di acqua oltre i 40 °C (temperatura al di sotto della quale scatta l'accensione della pompa di calore) pari a 1/3 del volume totale del serbatoio ("Control A", in figura). La seconda logica di controllo prevede l'applicazione del "Control A" tra le 8 e le 20h e l'applicazione del "Control B" tra le

20 e le 8h. Il “Control B” prevede il mantenimento di una frazione “calda” del serbatoio pari a 2/3. Il fattore di forma H/D del tank è pari a 4 in ogni caso. Si veda la Figura 5.11.

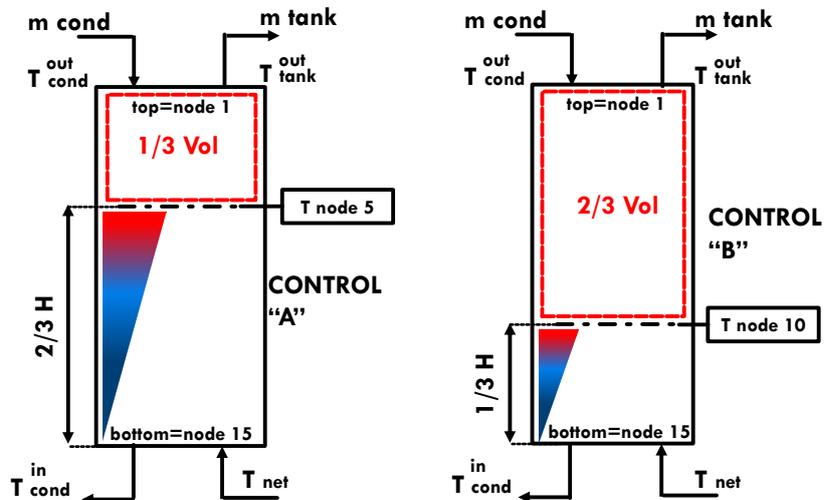


Figura 5.11 Due ipotesi di posizionamento del nodo di controllo che regola l'accensione della pompa di calore: a sinistra, nodo 5 (1/3 del volume del tank sempre caldo), a destra nodo 10 (2/3)

L'obiettivo perseguito da questa seconda logica di controllo è quello di consentire alla pompa di calore di lavorare più ore di notte e meno di giorno in modo da spostare l'accumulo di energia termica dalla fase diurna a quella notturna per approfittare dei prezzi più bassi dell'energia elettrica praticati in alcuni Paesi dell'Unione Europea. Lo scenario qui considerato è quello di un prezzo di 0.11 euro/kWh durante il giorno e 0.06 euro/kWh durante la notte. Le combinazioni simulate sono riassunte nella Tabella 5.5.

Tabella 5.5 Parametri scelti (1,2 e 3) e valori assunti dalle grandezze interessate nei casi A e B per un totale di otto combinazioni

numero del parametro	valori assunti →	caso A	caso B
#1: Temperatura della sorgente di energia		15 °C (acque reflue)	25 °C (anello di liquido)
#2: Logica di controllo: frazione del volume del tank mantenuta sempre “calda”		1/3	1/3 di giorno e 2/3 di notte
#3: Volume del tank		15 m ³	20 m ³

Considerato il fattore di forma del serbatoio (H/D = 4), volumi di accumulo così grandi, con diametri contenuti, possono essere raggiunti con più serbatoi collegati in serie. In merito alla dimensione dell'accumulo, è stato ottenuto un volume, con un'analisi di sensibilità, che permettesse di mantenere la variazione di temperatura sul fondo intorno a 3 °C. Il collegamento in serie rende più semplice mantenere la stratificazione, rispetto al caso di tank singolo considerato in questo studio, che può quindi essere visto come un'ipotesi conservativa.

I risultati sono riassunti nella Tabella 5.6, utilizzando la nomenclatura introdotta nella Tabella 5.5, relativamente al caso di sorgente acque reflue (15 °C).

Tabella 5.6 Risultati relativi al sistema operante con acque reflue

	SPF1	% tempo ON(8-20h)	% tempo ON(20-8h)	T fondo tank media [°C]	Differenza costi en. elettrica (%)
AAA	4.98	88.08	34.29	11.28	Riferimento
ABA	4.89	25.97	99.21	12.76	-23%
AAB	4.97	98.42	24.24	11.65	+5%
ABB	4.91	24.62	100.00	12.27	-24%

Nella Tabella 5.7 sono invece riassunti i risultati relativi alla sorgente termica costituita dall'anello di liquido (anche detto "neutral loop", a 25 °C).

Tabella 5.7 Risultati relativi al sistema operante con anello di liquido

	SPF1	% tempo ON(8-20h)	% tempo ON(20-8h)	T fondo tank media [°C]	Differenza costi en. elettrica (%)
BAA	5.71	60.63	34.79	12.72	Riferimento
BBA	5.60	27.88	69.47	15.21	-15%
BAB	5.74	79.56	14.22	11.57	+8%
BBB	5.61	5.36	91.13	13.67	-30%

L'utilizzo di una sorgente termica a più alta temperatura quale l'anello di liquido favorisce l'innalzamento della temperatura di evaporazione del refrigerante e quindi il COP della pompa di calore, da cui i valori significativamente più alti di SPF1 in questo caso.

La logica di controllo differenziata tra notte e giorno ("night&day") provoca un peggioramento di circa il 2% della prestazione energetica, a causa delle temperature mediamente più elevate che questa comporta sul fondo del serbatoio e quindi in ingresso al condensatore della pompa di calore. Nello scenario proposto in quanto a prezzi dell'energia elettrica, la logica di controllo "night&day" provoca però significativi risparmi nei costi di esercizio. Il volume del tank, nei casi esaminati, ha un effetto marginale sulla prestazione energetica: da un lato, è infatti adeguatamente dimensionato per sopperire alla domanda di acqua calda dell'utenza caratterizzata dal suo profilo di domanda orario (anche se qui non viene tracciata una eventuale variazione del comfort dell'utenza da un caso all'altro), dall'altro è comunque adatto a mantenere una buona stratificazione, risultato condizionato anche dalla logica di controllo appropriata impiegata.

I risultati di questo caso studio lasciano intravedere che vi sono altri aspetti molto rilevanti che possono essere investigati.

Innanzitutto, l'utilizzo di una sorgente energetica più largamente disponibile, come l'aria, che ha una temperatura variabile lungo l'anno e in base alla località considerata, e il suo impatto sulla prestazione energetica del sistema. Quest'ultima inoltre è preminentemente influenzata dal ciclo termodinamico e dunque dallo schema e dal refrigerante utilizzato. La CO₂, con il suo ciclo tipico, che è trascritto rispetto a quello subcritico del propano qui considerato, è un riferimento per il mercato degli scaldacqua a pompa di calore (Zhang et al. indicano che la pompa di calore a CO₂ ha il 30% del

mercato degli scaldacqua domestici in Giappone (Zhang, 2015)) e le sue prestazioni vanno confrontate col ciclo a propano ottimizzato qui proposto.

L'effetto del dimensionamento del sistema costituito da pompa di calore e accumulo sulla prestazione energetica e sul comfort dell'utenza stessa va descritto, con il comfort che deve quindi essere monitorato.

Un ulteriore aspetto riguarda la taglia del serbatoio. Nella Figura 5.12 è mostrata l'evoluzione delle portate massiche alla pompa di calore (EHP side "m cond") e all'utenza (User demand "m user") durante due giorni di simulazione del caso AAA considerato in questo caso studio.

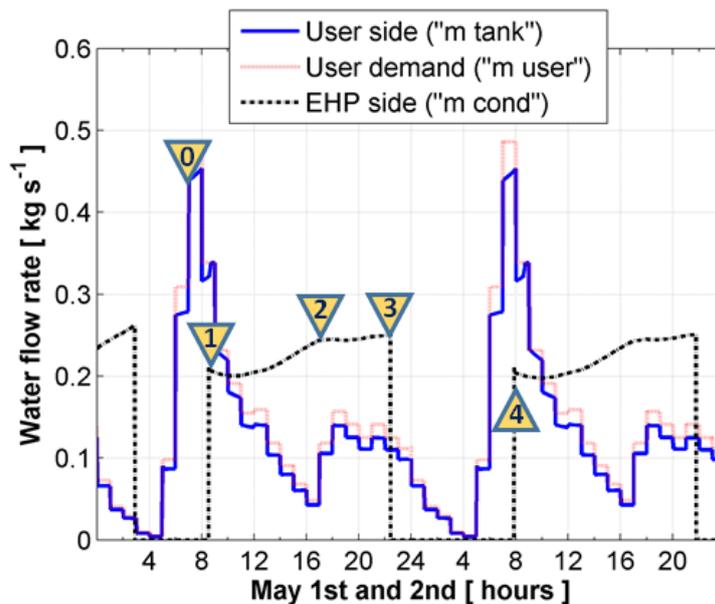


Figura 5.12 Portata massica d'acqua verso la pompa di calore e verso l'utenza in funzione del tempo

Si può osservare che, vista la logica di controllo scelta, le due portate evolvono in maniera quasi indipendente. Quasi, in quanto è il picco di domanda a provocare l'accensione della pompa di calore, dopodichè il valore della portata alla pompa di calore non segue però quello della domanda. Eppure, in teoria, se queste due portate fossero identiche istante per istante, sarebbe possibile eliminare il serbatoio, che è quello che si verifica nel caso dei sistemi diretti. Questo caso limite per la pompa di calore porterebbe a sovradimensionarla, richiedendo una potenza di picco corrispondente al massimo carico, laddove, invece, le leggi di carico per l'acqua calda sanitaria presentano una notevole deviazione tra la potenza di picco richiesta e quella media, favorendo appunto l'impiego di serbatoi.

L'uso del serbatoio è una prerogativa irrinunciabile, ma si potrebbe immaginare di implementare un sistema di controllo tale da consentire alla portata d'acqua lato pompa di calore di inseguire la richiesta dell'utenza. In questo modo si dovrebbe ridurre la taglia del serbatoio utilizzato e favorire la stratificazione, in quanto il flusso convettivo netto d'acqua attraverso il tank tenderebbe ad essere nullo.

Le osservazioni qui riportate sono stati spunti per approfondimenti successivi: uno con un sistema a pompa di calore aria-acqua a CO₂ e un altro che implementa una logica di controllo innovativa.

5.3 Caso studio: confronto tra pompe di calore aria-acqua operanti con propano e CO₂ per la produzione di acqua calda sanitaria

Come detto in precedenza, l'utilizzo di pompe di calore aria-acqua a CO₂ rappresenta un riferimento in paesi come il Giappone, per le elevate prestazioni che si possono raggiungere e per la semplicità di installazione dei sistemi plug-in per uso domestico costruiti.

In questo studio, si intende confrontare le prestazioni dei sistemi operanti a propano con le ottimizzazioni del ciclo termodinamico descritte in precedenza, con quelle di pompe di calore a CO₂. In particolare, si esaminano le prestazioni stagionali di due pompe di calore, una a propano e una a CO₂, con fonte aria destinate alla produzione di acqua calda sanitaria a 60 °C, con potenza nominale di 40 kW termici e con compressore ON/OFF. Le due pompe di calore sono state modellizzate e simulate nel software IMST-ART. L'obiettivo principale dello studio è quello di quantificare la differenza di prestazione tra le due macchine in diversi climi tipici del continente europeo. Inoltre, si intende mostrare un metodo di comparazione tra i fluidi che sia rigoroso dal punto di vista termodinamico e il dimensionamento dei componenti delle due pompe di calore, di interesse in un'ottica di valutazione dei costi di impianto.

Le due pompe di calore operano secondo lo schema d'impianto mostrato in Figura 5.13.

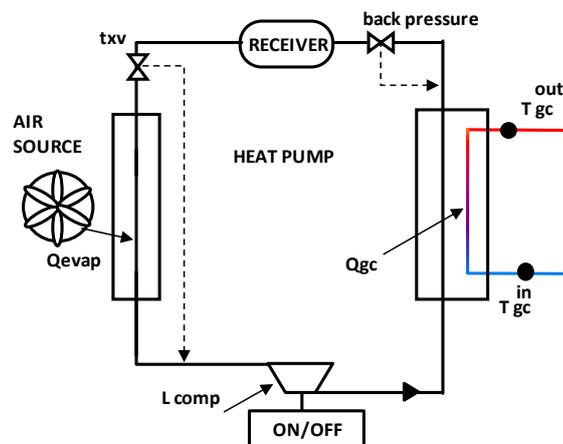


Figura 5.13 Layout della pompa di calore aria-acqua considerato per i due refrigeranti

E' presente una valvola di back-pressure per il controllo della pressione al condensatore (al gas-cooler, nel caso della pompa di calore operante con anidride carbonica) in modo da consentire l'ottimizzazione del ciclo a propano mediante elevato sottoraffreddamento mostrata in precedenza. Inoltre è presente un ricevitore di liquido a monte di una valvola termostatica per la gestione delle variazioni di carica di refrigerante e il controllo del surriscaldamento all'aspirazione del compressore. Infatti, se si cerca di isolare l'effetto del refrigerante, è necessario controllare nello stesso modo il surriscaldamento all'aspirazione del compressore, qui fissato a 5 K. Inoltre, è necessario che, ad una certa condizione di progetto assunta come nominale (qui: temperatura ambiente pari a 2 °C, temperatura di ingresso dell'acqua allo scambiatore lato caldo –

condensatore o gas-cooler – pari a 10 °C) le due macchine presentino la medesima potenza termica utile (una differenza al massimo del 3% è stata qui ritenuta accettabile). Esistono in teoria infiniti scambiatori di calore che possono soddisfare questo requisito. In questo lavoro gli evaporatori e gli scambiatori lato caldo sono stati dimensionati in modo da garantire, oltre alla medesima potenza termica utile al punto nominale, il medesimo delta di temperatura medio tra il refrigerante e il fluido secondario, definito – per l’anidride carbonica nel caso del gas-cooler – nell’equazione 5.14, nell’ipotesi di assenza di perdite di carico.

$$\frac{\int_{s_{CO_2}^{gc.inlet}}^{s_{CO_2}^{gc.outlet}} [T_{CO_2}(s_{CO_2}) - T_w(s_{CO_2})] ds_{CO_2}}{\Delta T_{gc}} = \Delta s_{CO_2} \quad (5.14)$$

Negli scambiatori atti alla cessione di calore per il caso ad anidride carbonica e quello a propano, la pressione non si mantiene realmente costante, ma il calcolo fatto a pressione costante induce uno scarto inferiore al 4% ritenuto accettabile. Il ciclo termodinamico ottenuto al punto nominale per le due pompe di calore è mostrato in Figura 5.14, congiuntamente alle temperature di ingresso e uscita dell’acqua (collegate da una linea rossa) e dell’aria (collegate da una linea blu).

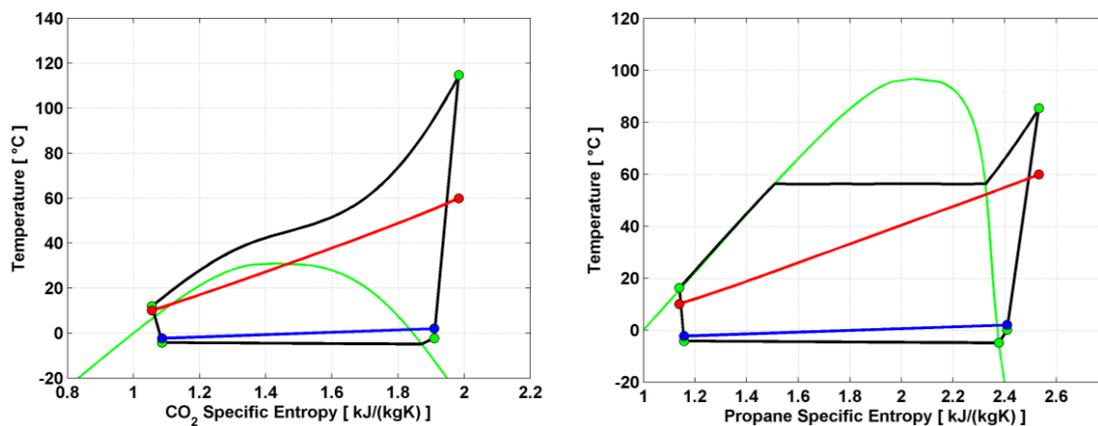


Figura 5.14 Ciclo termodinamico sul piano T-s per la CO₂ (a sinistra) e il propano (a destra) per una temperatura ambiente di 2 °C (in blue) e ingresso acqua a 10 °C (in rosso)

Le principali caratteristiche degli scambiatori di calore (condensatore e gas-cooler sono scambiatori a piastre saldo-brasate mentre gli evaporatori sono costituiti da batterie alettate) sono riportati nelle prossime tabelle, 5.8 e 5.9.

Tabella 5.8 Caratteristiche del condensatore e del gas-cooler impiegati

<i>Condensatore e Gas Cooler</i>	unità	Propano	CO₂
Larghezza piastra	mm	50	50
Lunghezza piastra	mm	466	1000
Diametro nominale porta	mm	36	27
Passo tra le piastre	mm	2.3	2.4
Tipo di canale		H	H
Numero di piastre		80	14
Area di scambio	m ²	3.96	1.26
Potenza termica (nominale)	kW	40.84	41.86
UA (nominale)	kW/K	2.18	2.34

L'unità a CO₂ ha una potenza termica maggiore in riscaldamento di quella a propano del 2% circa.

Tabella 5.9 Caratteristiche degli evaporatori impiegati

<i>Evaporatore</i>	Unità	Propano	CO₂
Diametro tubi	mm	7.35	6.8
Spessore tubi	mm	0.3	0.5
Superficie interna		Corrugata	Liscia
Spaziatura trasversale	mm	25	25
Spaziatura longitudinale	mm	21.65	21.65
Superficie dell'aletta		Louvered	Louvered
Passo aletta	fpi	9	8
Spessore alette	mm	0.15	0.10
Numero ranghi		3	4
Numero di circuiti		36	16
Altezza	mm	1200	1600
Profondità	mm	64.95	86.60
Lunghezza alettata	mm	2400	1700
Area frontale alettata	m ²	2.88	2.72
Superficie totale alette	m ²	123.14	137.34
Superficie totale del coil	m ²	131.12	146.64
Potenza termica (nominale)	kW	30.073	30.096
UA (nominale)	kW/K	15.47	15.75

La grossa differenza in termini di area dei due scambiatori lato caldo, che ha un impatto significativo sul costo degli stessi, è dovuta a diverse ragioni tra cui: le differenti proprietà di trasporto dei due fluidi, il ciclo termodinamico impiegato, che vede nel caso del propano la necessità del desurriscaldamento di un vapore surriscaldato, fase caratterizzata da bassi coefficienti di scambio termico, e la necessità, sempre per quest'ultimo, di includere nel condensatore un'area dedicata al sottoraffreddamento.

Per quanto riguarda i compressori, invece, due modelli commerciali sono stati considerati. Le loro caratteristiche sono nella Tabella 5.10.

Tabella 5.10 Caratteristiche dei compressori impiegati

Compressore	Unità	Propano	CO ₂
Tipo		Scroll	Alternativo
Cilindrata	cm ³	227.60	91.56
Velocità di rotazione	rpm	2900	1450
Portata volumetrica	m ³ /h	39.60	7.99

La grande differenza di portata volumetrica è dovuta principalmente al differente effetto frigorifero per unità di volume tra i due refrigeranti: $0.4 \cdot 10^4$ kJ/m³ per il propano e $2.3 \cdot 10^4$ kJ/m³ per la CO₂ ad una temperatura di evaporazione di 2 °C.

In definitiva, la pompa di calore a CO₂ consente di utilizzare componenti molto più compatti e per questo meno costosi. Bisogna precisare che il costo totale di impianto nel caso della CO₂ risente anche delle maggiorazioni dovute alle maggiori attenzioni costruttive dei componenti legate alle elevate pressioni e ad i relativi dispositivi di sicurezza; analogamente, nel caso del propano il discorso si mutua per il problema dell'infiammabilità. In ogni caso, tali componenti sono tutti correntemente nel mercato e pertanto le soluzioni considerate sono fattibili.

Il rendimento globale di ciascuno dei due compressori è calcolato secondo il metodo AHRI (540-99, EN12900). Tale metodo consiste, per la CO₂, nel considerare la dipendenza del rendimento globale dalla temperatura di evaporazione, espressa in °C, e dalla pressione al gas-cooler, in bar, mostrata nell'equazione 5.15.

$$\eta_{g,CO_2} = e_1 + e_2 T_{ev} + e_3 p_{gc} + e_4 T_{ev}^2 + e_5 T_{ev} p_{gc} + e_6 p_{gc}^2 + e_7 T_{ev}^3 + e_8 T_{ev}^2 p_{gc} + e_9 T_{ev} p_{gc}^2 + e_{10} p_{gc}^3 \quad (5.15)$$

Il rendimento globale del compressore a propano è espresso invece in funzione della temperatura di evaporazione e di quella di condensazione, sempre in °C, nella 5.16.

$$\eta_{g,propano} = e_1 + e_2 T_{ev} + e_3 T_{co} + e_4 T_{ev}^2 + e_5 T_{ev} T_{co} + e_6 T_{co}^2 + e_7 T_{ev}^3 + e_8 T_{ev}^2 T_{co} + e_9 T_{ev} T_{co}^2 + e_{10} T_{co}^3 \quad (5.16)$$

I coefficienti di fitting per la CO₂ e il propano sono forniti dalle case costruttrici e mostrati nella Tabella 5.11.

Tabella 5.11 Coefficienti di fitting ottenuti per il rendimento globale del compressore a CO₂ e propano

	e_1 (·10)	e_2 (·10 ²)	e_3 (·10 ²)	e_4 (·10 ⁴)	e_5 (·10 ⁴)	e_6 (·10 ⁵)	e_7 (·10 ⁶)	e_8 (·10 ⁶)	e_9 (·10 ⁶)	e_{10} (·10 ⁶)
CO₂	3.31	-1.92	1.02	-3.33	3.89	-9.32	-2.81	2.31	-1.62	0.24
p.no	2.50	-1.38	1.89	-2.59	4.66	-25.8	-0.67	2.34	-2.48	0.88

Inevitabilmente, la prestazione delle due pompe di calore non può comunque essere attribuita al solo refrigerante, ma è legata alle prestazioni del compressore impiegato. Una volta dimensionate le due pompe di calore, le correlazioni delle prestazioni di queste alle condizioni al contorno sono state ottenute col metodo mostrato in precedenza (equazioni 5.17 e 5.18).

$$\dot{Q}_{gc} \text{ (o } \dot{Q}_{co} \text{ o } COP) = a + bT_{amb} + cT_{w,inlet} + d\dot{m}_{gc} \quad (5.17)$$

$$\dot{m}_{gc} \text{ (o } \dot{m}_{co}) = a + bT_{amb} + cT_{w,inlet} \quad (5.18)$$

Si riportano di seguito (Tabelle 5.12 e 5.13) i coefficienti ottenuti dal fitting per le due pompe di calore e i valori di MAPE e R^2 .

Tabella 5.12 Coefficienti di fitting ottenuti per la CO₂ relativamente a portata massica d'acqua al gas-cooler, potenza termica e COP

CO ₂	a	b	c	d	R ²	MAPE
m_{GC}	502.8	19.01	15.34	/	0.98	2.65
Q_{GC}	44.4	1.061	-0.224	-0.0043	0.99	1.71
COP	3.05	0.023	-0.063	0.0162	0.97	3.27

Tabella 5.13 Coefficienti di fitting ottenuti per il propano relativamente a portata massica d'acqua al condensatore, potenza termica e COP

propano	a	b	c	d	R ²	MAPE
m_{CO}	468.9	20.62	18.44	/	0.99	2.15
Q_{CO}	39.6	0.998	-0.222	0.0030	0.99	1.96
COP	2.87	0.033	-0.056	0.0018	0.98	3.17

Fissato un valore di portata massica d'acqua allo scambiatore lato caldo tale da dare una temperatura di uscita dell'acqua pari a 60 °C, nella Figura 5.15 le differenze di potenza termica e COP tra le due pompe di calore sono mostrate in funzione della temperatura di ingresso dell'acqua al condensatore e della temperatura ambiente. Le due equazioni per valutare tali differenze percentuali sono racchiuse nella 5.19.

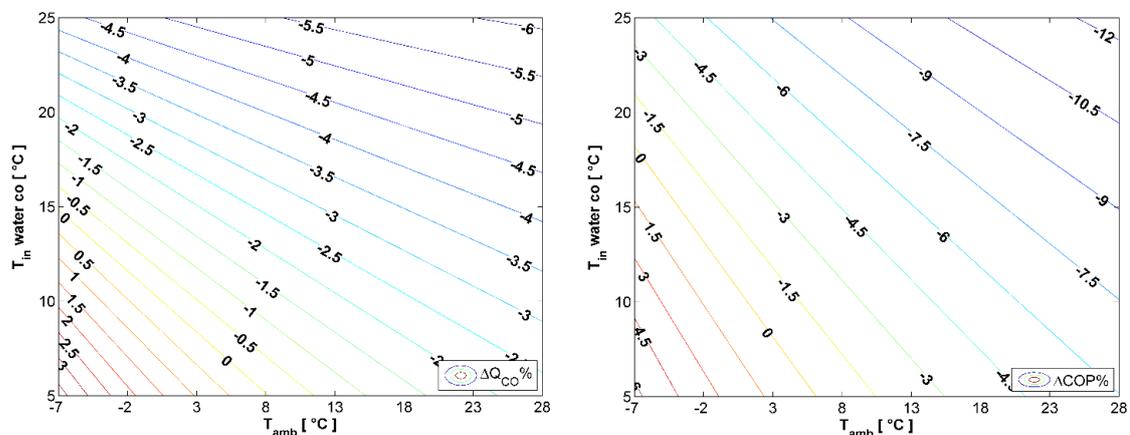


Figura 5.15 Differenza percentuale di potenza termica (a sinistra) e COP (a sinistra) tra la pompa di calore a propano e quella a CO₂ in funzione di temperatura ambiente e ingresso acqua

$$\Delta \dot{Q}_{co} \% = \frac{\dot{Q}_{gc} - \dot{Q}_{co}}{\dot{Q}_{co}} \cdot 100 ; \Delta COP \% = \frac{COP(CO_2) - COP(\text{propane})}{COP(\text{propane})} \cdot 100 \quad (5.19)$$

Innanzitutto, è mostrato come nel punto di progetto (coordinate 2,10 in questi grafici) le prestazioni delle due macchine siano pressochè equivalenti. Spostandosi verso climi più caldi (temperature ambiente più alte e temperature di ingresso al condensatore mediamente più alte in quanto più alta è la temperatura nella rete idrica) la pompa di calore a propano mostra una potenza termica superiore (grafico a sinistra) e un COP superiore. Al contrario, spostandosi verso climi freddi, la pompa di calore a CO₂ mostra la prestazione migliore. La pendenza delle curve mostra inoltre come il ciclo a CO₂ necessiti (più della controparte) di un corretto dimensionamento del serbatoio di accumulo, tale da garantire una temperatura di ingresso dell'acqua allo scambiatore lato caldo quanto più bassa possibile. A una temperatura ambiente di -7 °C, per esempio, se la temperatura di ingresso dell'acqua aumenta da circa 10 a circa 20 °C, si passa da un +4.5% di COP in favore della pompa di calore a CO₂ ad un -1.5%. Ciò inoltre conferma che la valutazione delle prestazioni della pompa di calore per la produzione di acqua calda sanitaria non può essere condotta in maniera soddisfacente con la sola valutazione del COP ma è opportuno valutare la prestazione del sistema in maniera dinamica per considerare le caratteristiche della legge di carico e del serbatoio di accumulo. Pertanto, le due pompe di calore oggetto di confronto sono state simulate in regime dinamico secondo lo schema riportato in Figura 5.16.

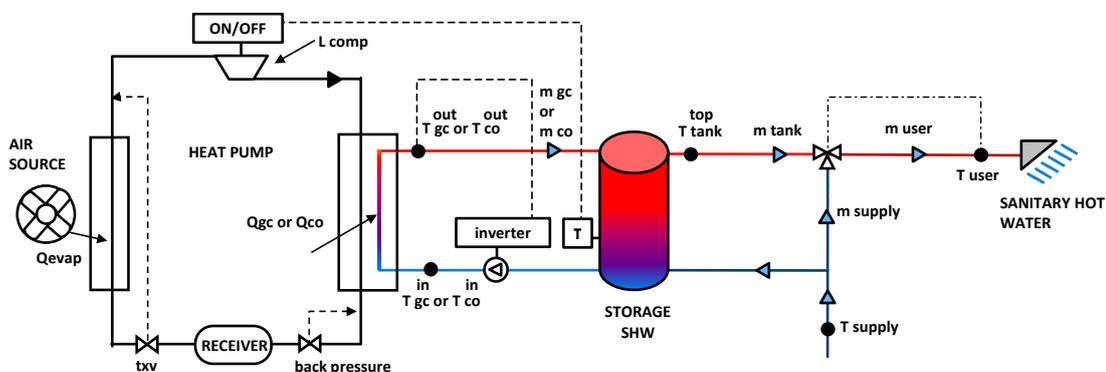


Figura 5.16 Layout del sistema globale considerato per la produzione di acqua calda sanitaria

Come detto in precedenza, in questo schema esiste una pompa di circolazione sotto inverter che controlla la portata massica d'acqua in modo da averne il riscaldamento a 60 °C, mentre la consegna all'utenza è prevista alla temperatura di 50 °C. L'accensione della pompa di calore è dipendente dalla temperatura misurata a una certa altezza nel serbatoio, come detto in precedenza. Oltre alla percentuale di accensione, è valutato anche il tempo medio di accensione del compressore per ciclo, secondo l'equazione 5.20.

$$adc = \frac{\sum_{1}^{N \text{ of cycles}} \int_{\vartheta = \text{cycle start}}^{\vartheta = \text{cycle end}} d\vartheta}{N \text{ of cycles}} \quad (5.20)$$

In questo caso studio il nodo del serbatoio scelto per il controllo è tale da avere un 80% del volume del serbatoio sempre a una temperatura superiore a 40 °C. Tale temperatura è difatti quella minima al fine di considerare l'acqua calda servibile (ASHRAE, 2007): essa rappresenta la temperatura minima di riferimento tra quelle dei vari utilizzi previsti per l'acqua calda sanitaria. Il livello di soddisfazione dell'utenza è monitorato attraverso il discomfort percentuale, come mostrato nell'equazione 5.21.

$$\% \dot{m}_{discomfort} = 100 \cdot \frac{\int_0^{t=8760h} \dot{m}_{user} (T_{user} < 40^{\circ}C) dt}{\int_0^{t=8760h} \dot{m}_{user} dt} \quad (5.21)$$

Il discomfort percentuale è definito come la percentuale d'acqua consegnata all'utenza a una temperatura inferiore ai 40 °C di cui sopra. E' opportuno precisare che non è presente in letteratura una definizione unica del discomfort per ciò che riguarda l'acqua calda sanitaria. Un valore di discomfort ritenuto accettabile in questo studio è il 5%. Le utenze da servire sono del tipo ospedaliero e scolastico. Le leggi di carico utilizzate sono mostrate nella Figura 5.17, ciascuna fornita per "unità" (numero di padiglioni nel caso dell'ospedale, numero di persone invece la scuola). Per ciò che riguarda la legge di carico dell'ospedale, essa è stata ottenuta sperimentalmente dai ricercatori dell'Università Politecnica di Valencia in un ospedale nella loro città ed è utilizzata in questo lavoro a causa della mancanza di dati disponibili riferiti a un più elevato numero di strutture ospedaliere. Per la scuola, si è usata la legge di carico proposta da Koiv et al. (Koiv, 2013). Entrambe sono riportate nella Figura 5.17.

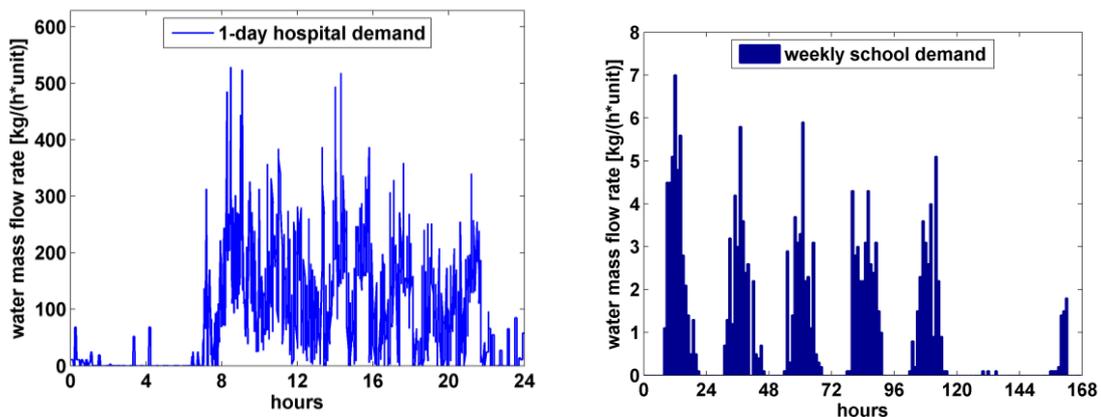


Figura 5.17 Legge di carico dell'ospedale (a sinistra, estratto da una legge mensile) e della scuola considerate)

Questo sistema è stato simulato nelle tre località di riferimento indicate dalle norme europee per le prestazioni delle pompe di calore (UNI EN 14825/2013, tra le altre): Strasburgo, clima medio; Atene, clima caldo; Helsinki, clima freddo. I dati climatici riferiti a queste tre località, ivi comprese le temperature dell'acqua di reintegro dalla rete, vengono dal database METEONORM. Il numero di unità da considerare per "scalare" l'utenza è stato calcolato in modo da bilanciare la potenza termica media richiesta dall'utenza con quella erogata dalla pompa di calore a propano, clima per clima. Nella Tabella 5.14 è sintetizzato il risultato.

Tabella 5.14 Numero di unità considerate per lo scaling e potenza termica media richiesta dalle utenze al variare del clima considerato

	Helsinki		Strasburgo		Atene	
	Osp.le	Scuola	Ospedale	Scuola	Ospedale	Scuola
Numero di unità	8.3	460	10.4	516	11.9	693
Potenza media richiesta [kW]	41.0	41.1	45.6	45.6	52.6	52.5

Nelle Tabelle 5.15 e 5.16 sono raccolti i risultati delle simulazioni annuali, separate in quelle relative alla legge di carico dell'ospedale e quelle relative alla scuola. Tali simulazioni sono state ripetute fino a trovare il volume del serbatoio per il quale il discomfort è risultato pari al 5%.

Tabella 5.15 Risultati relativi all'ospedale nei vari climi

caso	fluido	utente	località	Volume tank	SPF1	%ON	adc	T _{avg, bottom}
				dm ³		%	ore	°C
POA	propano	ospedale	Atene	1250	4.33	69.0	1.4	24.6
COA	CO ₂	ospedale	Atene	1600	3.96	69.9	1.7	24.1
POS	propano	ospedale	Strasburgo	4650	3.93	86.5	9.2	15.4
COS	CO ₂	ospedale	Strasburgo	4750	3.81	86.6	8.7	15.6
POH	propano	ospedale	Helsinki	4600	3.65	89.5	10.0	10.5
COH	CO ₂	ospedale	Helsinki	4200	3.67	87.8	8.2	10.9

Tabella 5.16 Risultati relativi alla scuola nei vari climi

caso	fluido	utente	località	Volume tank	SPF1	%ON	adc	T _{avg, bottom}
				dm ³		%	ore	°C
PSA	propano	scuola	Atene	8300	4.45	82.1	8.9	23.2
CSA	CO ₂	scuola	Atene	8800	3.98	86.6	10.3	23.3
PSS	propano	scuola	Strasburgo	8000	4.03	92.9	11.7	16.0
CSS	CO ₂	scuola	Strasburgo	8100	3.80	95.5	12.5	16.1
PSH	propano	scuola	Helsinki	9500	3.71	108.5	16.9	11.1
CSH	CO ₂	scuola	Helsinki	9100	3.65	108.9	17.1	11.2

Si nota in alcuni casi una percentuale di accensione superiore al 100%. Ciò è possibile poichè questa è valutata rispetto alle ore in cui c'è domanda da parte dell'utenza, non rispetto alla totalità delle ore dell'anno. Inoltre, si nota che il volume del tank necessario a garantire un discomfort contenuto è significativamente più grande nel caso della scuola, seppure a parità di potenza media richiesta. Questo è dovuto al fatto che il carico, nel caso della scuola, è molto più concentrato in ore di punta piuttosto che distribuito nell'arco della giornata. Questo viene mostrato nella Figura 5.18, che riporta la funzione cumulativa dei due carichi.

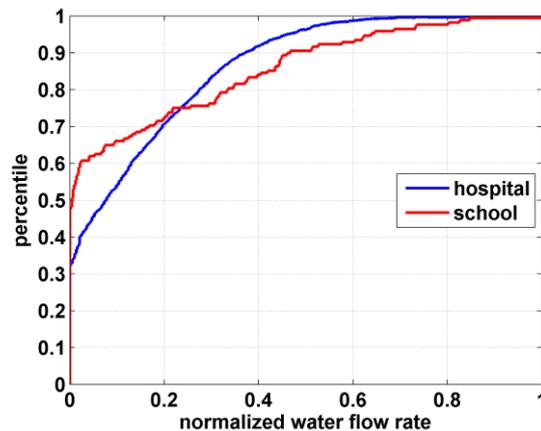


Figura 5.18 Cumulata della legge di carico della scuola e dell'ospedale in funzione della portata normalizzata rispetto al massimo di ciascuna

Ciascuno dei carichi in questa figura presenta sull'ascissa la portata richiesta normalizzata rispetto alla propria portata di picco. L'ospedale presenta un 32% circa di ore senza carico, mentre la scuola circa il 50%. Il 90% delle ore nel caso dell'ospedale presenta una domanda minore del 40% di quella massima, mentre nel caso della scuola il 90% delle ore è sotto a circa il 50%. Il valore medio della temperatura sul fondo del serbatoio risente della differenza tra i climi ma è generalmente contenuto, il che indica che la stratificazione nel serbatoio viene preservata correttamente. Il volume del tank necessario a preservare il comfort è collegato inoltre alla potenza della pompa di calore: è maggiore infatti, per la pompa di calore che ha la potenza termica più bassa (quella a propano ad Helsinki e l'altra nel clima caldo, con un risultato simile nel clima medio). Nel clima medio la pompa di calore a propano presenta un SPF1 più alto della controparte, in particolare nel caso della scuola, dove il sistema lavora di più di giorno e quindi a temperature ambiente mediamente più elevate. La differenza percentuale a favore della pompa di calore a propano si allarga ulteriormente nel clima caldo, con circa +11% nel caso PSA vs CSA.

Nella Figura 5.19, la frequenza di accadimento di una certa condizione di temperatura ambiente e temperatura ingresso acqua è mostrata per le due pompe di calore, insieme al COP di ciascuna, per una simulazione annuale scelta tra quelle presentate in precedenza.

Propano, Scuola, Strasburgo
(caso PSS, SPF = 4.03).

CO₂, Scuola, Strasburgo
(caso CSS, SPF = 3.80).

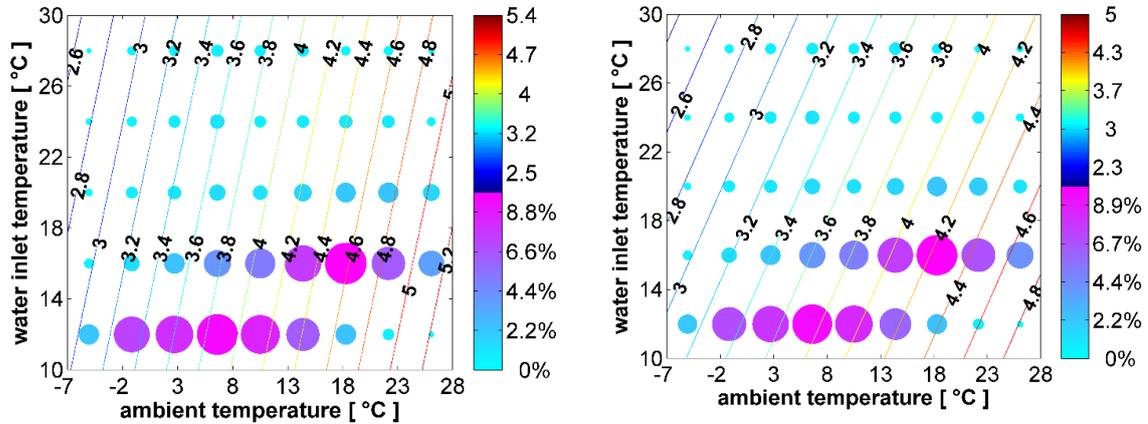


Figura 5.19 Mappa dei COP e delle frequenze di accadimento di una certa combinazione di temperatura ambiente e temperatura ingresso acqua. A sinistra propano, a destra CO₂, Scuola, Strasburgo.

Il COP è mostrato lungo le linee, con lo schema dei colori mostrato nella metà superiore della barra. Nella metà inferiore della barra, la frequenza di accadimento percentuale è mostrata con colori che vanno dal celeste al fucsia (sul grafico, la frequenza è riportata col colore ma anche con la dimensione del cerchio). In questi grafici si nota innanzitutto come le linee iso-COP della pompa di calore a CO₂ siano più “orizzontali”, il che denota la sua maggiore sensibilità alla variazione della temperatura di ingresso dell’acqua nel gas-cooler. Si nota inoltre come la temperatura di ingresso dell’acqua allo scambiatore caldo si trovi poco frequentemente al di sopra dei 18 °C, in virtù di una buona stratificazione all’interno del serbatoio di accumulo. Nel clima di Atene, per l’utenza scolastica, si mostra più nettamente (Figura 5.20) la separazione tra la stagione estiva e quella invernale, con la temperatura dell’acqua in ingresso alla pompa di calore che alle temperature ambiente superiori a 26-27 °C non si trova mai sotto i 23 °C, a causa della più alta temperatura raggiunta dall’acqua di rete.

Propano, Scuola, Atene
(caso PSA, SPF = 4.45).

CO₂, Scuola, Atene
(caso CSA, SPF = 3.98).

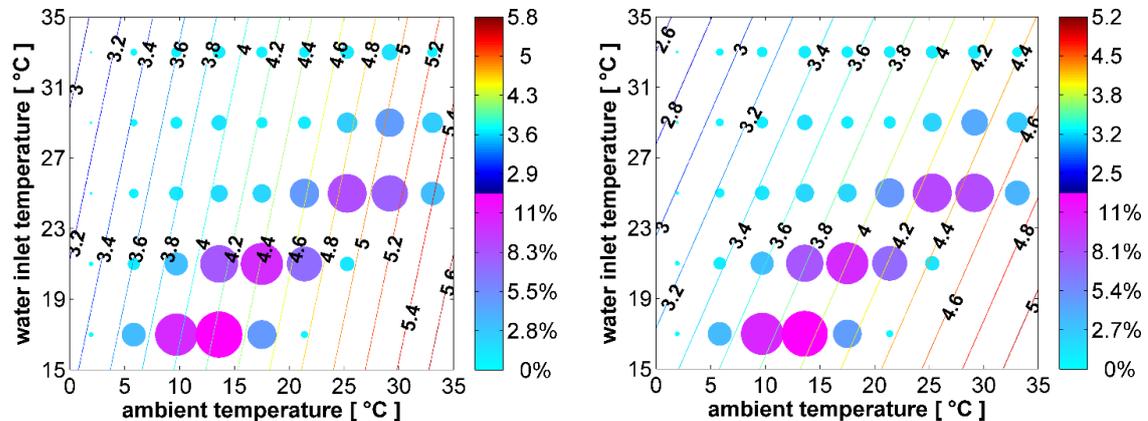


Figura 5.20 Mappa dei COP e delle frequenze di accadimento di una certa combinazione di temperatura ambiente e temperatura ingresso acqua. A sinistra propano, a destra CO₂, Scuola, Atene

Nel clima di Helsinki, nel caso dell'ospedale (Figura 5.21), si mostra una differente distribuzione delle ore di funzionamento; ciò è dovuto alla domanda dell'utenza, distribuita in questo caso più equamente tra giorno e notte e alla ridotta potenza termica della pompa di calore a propano rispetto alla controparte nelle ore più fredde (già al di sotto dei 5 °C).

Propano, Ospedale, Helsinki
(caso POH, SPF = 3.65).

CO₂, Ospedale, Helsinki
(caso COH, SPF = 3.67).

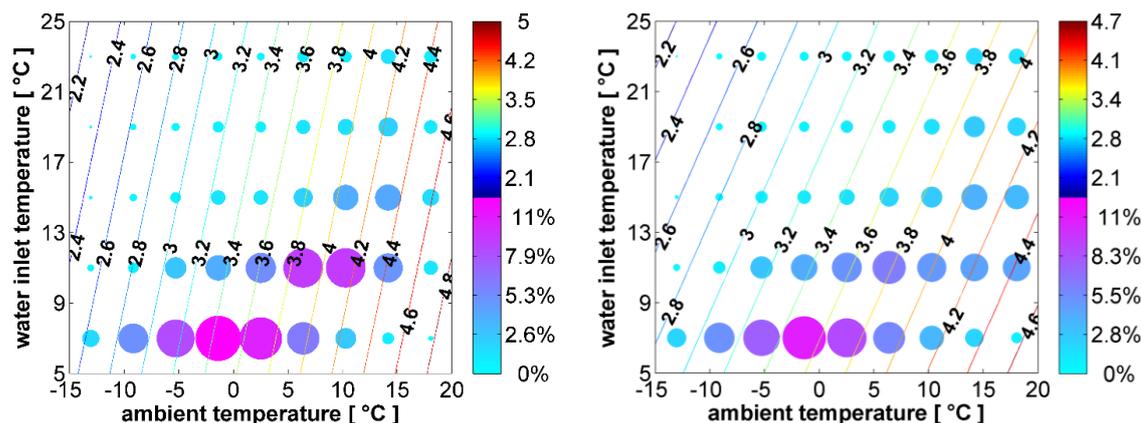


Figura 5.21 Mappa dei COP e delle frequenze di accadimento di una certa combinazione di temperatura ambiente e temperatura ingresso acqua. A sinistra propano, a destra CO₂, Ospedale, Helsinki

L'effetto combinato di questi due fattori provoca, cicli di funzionamento mediamente più lunghi (adc più alto) per il sistema a propano, come mostrato nella tabella riassuntiva. In definitiva, per il clima più caldo e quello medio risulta avvantaggiata la soluzione a propano, mentre nel clima freddo le due soluzioni risultano energeticamente equivalenti. A questa considerazione deve essere aggiunta una valutazione dei costi d'impianto, che può essere eseguita a partire dal dimensionamento dei componenti mostrato in precedenza che tiene conto delle peculiarità dei refrigeranti considerati.

5.4 Caso studio: dimensionamento e logica di controllo di un sistema a pompa di calore aria-acqua a CO₂ per la produzione di acqua calda sanitaria

In questo caso studio è esaminata una pompa di calore aria-acqua per acqua calda sanitaria dalla potenza termica nominale di 30 kW utilizzando la CO₂ come refrigerante. L'obiettivo in questo caso è quello di quantificare il legame esistente tra il discomfort dell'utenza e la dimensione della coppia pompa di calore – serbatoio, fissata appunto l'utenza e la logica di controllo del sistema. In seguito, si mostra come si possano ottenere risultati differenti dal punto di vista energetico e dei costi di gestione con una logica di controllo originale (Tammaro et al. 2016a). In Figura 5.22 è mostrato lo schema globale del sistema.

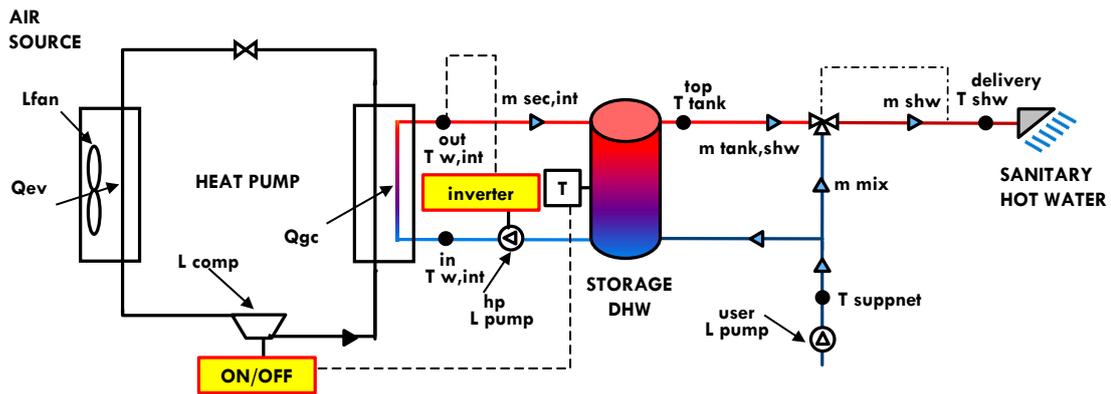


Figura 5.22 Layout del sistema globale per la produzione di acqua calda sanitaria considerato. Sistema di controllo di riferimento

Il sistema non presenta significative differenze con quanto mostrato in precedenza: il compressore è del tipo ON/OFF e i suoi cicli sono governati dal valore della temperatura misurata ad una certa altezza nel serbatoio (qui la metà), la temperatura dell'acqua prodotta (60 °C) è garantita dalla variabilità della portata di questa in funzione delle condizioni al contorno in cui opera il sistema (inverter accoppiato modulante tra 20 e 50 Hz). La temperatura di consegna è prevista a 50 °C, ma temperature fino a 40 °C sono ritenute accettabili e non contribuiscono al discomfort dell'utente, che viene monitorato come mostrato in precedenza. L'utenza scelta è quella dell'edificio scolastico mostrata in precedenza, posizionata nel clima di Strasburgo e scalata in modo da bilanciare la potenza erogata dalla pompa di calore a una temperatura ambiente di -2 °C e con una temperatura di ingresso dell'acqua al gas-cooler pari a 10°C (tale potenza è pari a 26 kW). Le prestazioni della pompa di calore sono state ottenute attraverso modellizzazione e simulazione come mostrato in precedenza. Oltre alle prestazioni della pompa di calore della taglia di riferimento, sono state ottenute quelle di due altre pompe di calore di taglia pari al 150 e 200% di questa. In Tabella 5.17 viene sintetizzata la procedura di scaling eseguita, unitamente agli intervalli previsti per le condizioni al contorno utilizzate per simulare la prestazione della pompa di calore.

Tabella 5.17 Fattori di scala utilizzati per la portata volumetrica al compressore, per l'area del gas-cooler e dell'evaporatore e per la portata volumetrica al fan. A destra, intervalli di temperatura ambiente, ingresso gas-cooler e portata massica al gas-cooler utilizzati per le simulazioni

	$\frac{\dot{V}_{comp}}{\dot{V}_{comp,ref}}$	$\frac{A_{gc}}{A_{gc,ref}}$	$\frac{A_{ev}}{A_{ev,ref}}$	$\frac{\dot{V}_{fan}}{\dot{V}_{fan,ref}}$	T_{amb} (da : a) [°C]	$T_{in,gc}$ (da : a) [°C]	\dot{m}_{gc} (da : a) [kg/h]
rif	1	1	1	1	-10 : 22	10 : 20	320 : 1250
1.5rif	1.5	1.5	1.5	1.5	-10 : 22	10 : 20	320 : 1250
2rif	2	2	2	2	-10 : 22	10 : 20	480 : 1800
2rif-inv	2	2	2	2	-10 : 22	10 : 20	320 : 1800

Si può osservare come la portata volumetrica del compressore, l'area di scambio termico di gas-cooler ed evaporatore e la portata volumetrica del ventilatore siano state scalate rispetto a quelle del caso di riferimento di 1, 1.5 o 2 volte in modo da mantenere

grossomodo costante il ciclo termodinamico del refrigerante adoperato, al netto di effetti secondari trascurabili, ma aumentando in scala le grandezze estensive (innanzitutto la potenza termica al gas-cooler). Nel caso “2rif-inv” si è invece accoppiato al compressore un inverter, ma tale caso sarà considerato solo in seguito.

Nella Tabella 5.18 sono mostrati i risultati dell’analisi parametrica condotta al fine di valutare l’SPF, la percentuale di accensione sul tempo totale di richiesta acqua calda sanitaria e il discomfort dell’utenza per diversi accoppiamenti di pompa di calore e taglia dell’accumulo.

Tabella 5.18 Discomfort percentuale, percentuale di accensione e SPF1 al variare della taglia della pompa di calore e del serbatoio di accumulo

Taglia PDC	Vol. tank [dm ³]	m discomfort	% ON	SPF1
		%	%	
rif	9000	0.63	48.5	4.57
rif	7500	3.87	46.6	4.57
rif	6000	9.00	45.7	4.56
rif	4500	11.8	44.0	4.56
1.5rif	6000	0.31	32.3	4.57
1.5rif	4500	3.42	32.0	4.57
1.5rif	3000	10.0	31.3	4.57
2rif	2000	0.61	25.2	4.74
2rif	1200	5.50	25.3	4.76
2rif	1000	6.39	25.5	4.76
2rif	500	10.1	26.8	4.84

Si osserva che il discomfort aumenta al calare della taglia del serbatoio. Simili livelli di discomfort richiedono tank più piccoli all’aumentare della taglia della pompa di calore. L’SPF non risente particolarmente della variazione di volume del serbatoio: cioè è dovuto alla scelta di mantenere solo una metà dello stesso a una temperatura utile alla consegna, mentre l’altra metà si dimostra – in tutti i casi – sufficiente a preservare la stratificazione e dunque la prestazione stagionale della macchina. Una differenza di SPF di circa il 5% è presente tra le simulazioni con taglia minori e quelle con taglia “2rif”, ma ciò rientra nell’incertezza del modello. I risultati sono sintetizzati nella Figura 5.23.

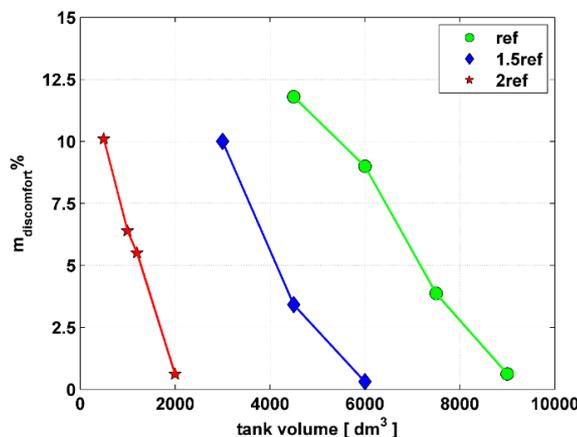


Figura 5.23 Discomfort percentuale in funzione del volume del serbatoio al variare della taglia della pompa di calore

Fissato un livello di discomfort accettabile, qui pari al 5%, è dunque possibile dimensionare il serbatoio di accumulo per la taglia della pompa di calore scelta, nella presente logica di controllo e per la data utenza e dunque procedere a valutare le diverse opzioni, anche dal punto di vista dei costi di impianto.

Per ciò che riguarda invece i costi di gestione, lo schema e la logica di controllo considerati finora sono confrontati con un sistema innovativo, mostrato nella Figura 5.24.

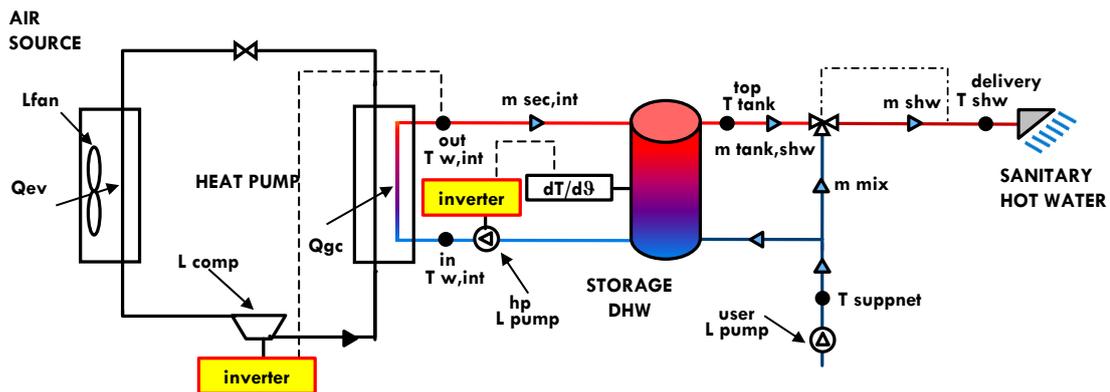


Figura 5.24 Layout del sistema globale per la produzione di acqua calda sanitaria considerato. Sistema di controllo basato sull'inverter

Tale schema (d'ora in poi detto "con inverter") si differenzia dal sistema considerato in precedenza (d'ora in poi detto "di riferimento") per la presenza di un secondo inverter accoppiato al compressore della pompa di calore (di taglia "2rif-inv"). Tale inverter modula la frequenza di rotazione del compressore tra 60 (valore nominale) e 30 Hz al fine di assicurare la produzione di acqua calda sanitaria a 60 °C. L'inverter presente sulla pompa di circolazione è collegato invece alla variazione di temperatura misurata a una certa altezza del serbatoio di accumulo: la portata d'acqua al gas-cooler è fatta variare in modo da mantenere nei limiti del possibile pari a zero questa variazione di temperatura. Il principio guida di questa logica di controllo è quello per il quale se fosse possibile bilanciare le due portate massiche che interessano il serbatoio (quella inviata verso l'utenza e quella inviata verso la pompa di calore) in realtà del serbatoio non ci sarebbe più bisogno. Dunque tale logica di controllo punta principalmente a una riduzione del volume di accumulo necessario rispetto a quella di riferimento. Una terza strategia di controllo, comunemente utilizzata, è affiancata a queste due: la cosiddetta logica di controllo "night&day". Il principio di questa logica di controllo è volto allo spostamento dell'accumulo di energia termica nelle ore notturne al fine di sfruttare le tariffe energetiche che prevedono prezzi più bassi per l'energia elettrica consumata di notte. Per fare ciò è necessario però accumulare tutta l'acqua calda nel serbatoio, che quindi assumerà valori tipicamente più grandi a parità di utenza considerata. Tale logica di controllo prevede quindi l'adozione, ai fini della simulazione, dello schema indicato come "di riferimento" con l'impedimento però per la pompa di calore di accendersi durante il giorno (ovvero dalle 8 alle 20).

Per questa seconda parte dello studio, le utenze considerate sono due: l'edificio scolastico e l'ospedale. La prima è adesso scalata in modo da richiedere una potenza termica media di 19 kW, la seconda 38 kW. Il clima considerato è sempre quello di Strasburgo. Inoltre, l'altezza cui è posta la misura di temperatura è 1/5 dell'altezza totale del serbatoio misurata dal fondo, portando quindi la frazione "sempre calda" – cioè sempre al di sopra dei 40 °C – del serbatoio all'80% - si veda la Figura 5.25).

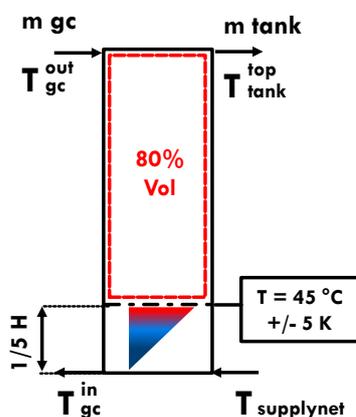


Figura 5.25 Posizione del nodo di controllo considerata a 1/5 dell'altezza del serbatoio dal suolo: 4/5 del volume del tank sono sempre al di sopra dei 40 °C

Un'analisi parametrica è stata condotta per trovare i risultati relativi a un livello di discomfort del 5%. Essi sono raccolti nella Tabella 5.19 per ciò che riguarda il caso dell'utenza scolastica.

Tabella 5.19 Dimensioni del serbatoio necessarie a ottenere un discomfort del 5% e altri risultati relativi a diverse taglie di pompe di calore e logiche di controllo. Caso scuola.

Taglia PDC	logica di controllo	Vol. tank	% ON	SPF1	adc	T _{media} fondo tank	L _{comp} giorno	L _{comp} notte
		[dm ³]	%		[h]	[°C]	[kWh]	[kWh]
rif	riferimento	2750	33.7	4.58	5.2	14.1	21783	1653
1.5rif	riferimento	1400	27.4	4.58	1.4	17.2	23487	1462
2rif	riferimento	500	27.4	4.36	0.2	22.8	25425	2088
rif	night&day	11400	33.9	4.58	10.5	16.8	0	23558
1.5rif	night&day	9800	25.9	4.57	8.1	19.3	0	23682
2rif	night&day	8700	21.0	4.34	6.3	17.3	0	24985
2rif-inv	inverter	430	32.6	4.61	1.1	16.9	23426	1483

Si nota come i consumi siano concentrati per lo più di giorno, data l'utenza considerata, tranne che nel caso della logica di controllo "night&day" che vede l'accumulo di tutta l'acqua calda di notte e necessita pertanto di un volume di accumulo di un ordine grandezza superiore agli altri casi.

Le differenze di SPF1 tra i casi sono contenute, in virtù del fatto che le temperature medie si mantengono basse. Nel caso del "night&day" le temperature più alte sono dovute ai cicli di funzionamento più lunghi ("adc"). In generale, più grande è la pompa di calore, più brevi sono i cicli di funzionamento. Su questo aspetto, l'inverter incide

positivamente: rispetto al sistema di riferimento con taglia 2rif, la pompa di calore nel sistema con inverter vede una lunghezza media dei cicli di funzionamento di 1.1 ore contro 0.2, a beneficio della vita del compressore. Inoltre, il volume del tank nel caso con inverter è più contenuto che negli altri casi, con una prestazione energetica simile e la temperatura media sul fondo del tank di 6 gradi inferiore al caso con un volume di accumulo simile mostra una capacità di seguire il carico più accentuata (c'è "ri-fasamento" tra la fase di prelievo e reintegro e quella di produzione dell'acqua calda sanitaria, quindi il fondo si mantiene a una temperatura mediamente più prossima a quella dell'acqua di rete). Questa peculiarità della logica di controllo con inverter presentata è molto utile soprattutto in un caso reale, in cui la legge di prelievo di acqua calda sanitaria da parte dell'utenza non può essere nota a priori. Un esempio di giorno di simulazione è mostrato in Figura 5.26 per il caso "2rif" con logica di controllo di riferimento e "2rif-inv" per ciò che riguarda l'edificio scolastico.

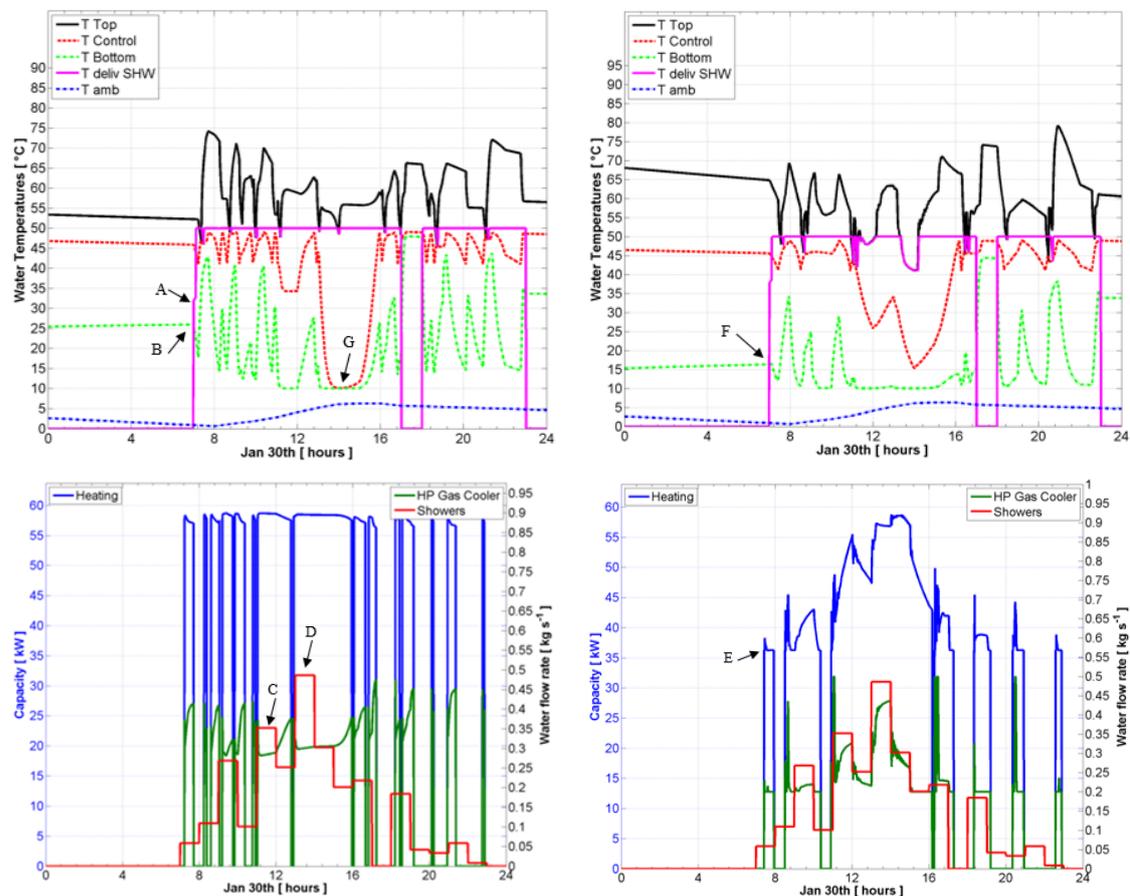


Figura 5.26 A sinistra: sistema di riferimento. A destra: sistema con inverter. In alto: temperature in cima, in fondo e nel nodo di controllo del tank, oltre a quella di consegna e quella ambiente. In basso, potenze termiche e portate massiche (all'utenza in rosso, alla pompa di calore in verde)

Sulla sinistra, il caso di riferimento, a destra il caso con inverter. Nelle figure superiori sono riportate le temperature: in cima, sul fondo, nel nodo di controllo del serbatoio, quella di consegna all'utenza ("deliv SHW") e quella ambiente. Nelle figure inferiori, la potenza termica erogata al gas-cooler è sull'asse di sinistra e le portate massiche sono su quello di destra (in verde quella verso la pompa di calore, in rosso quella verso l'utenza

“showers”). Guardando le figure in basso si osserva come la portata in verde sia meglio accoppiata a quella in rosso nel caso con inverter, al di là di alcuni picchi a inizio ciclo di funzionamento dovuti ad una calibrazione imperfetta delle costanti del controllore PID. Di conseguenza, la temperatura sul fondo del serbatoio, in verde chiaro nelle figure in alto, si mantiene a un valore più costante e prossimo ai 10 °C, che è la temperatura dell’acqua di reintegro dalla rete. Inoltre, i cicli di funzionamento (in blu in basso, ad es.) sono più lunghi e meno frequenti nel caso con inverter. In questo caso la temperatura di consegna all’utenza, in fucsia, si abbassa leggermente in un paio di occasioni, in seguito a dei picchi prolungati di prelievo, restando comunque sempre al di sopra dei 40 °C. Il serbatoio in questo caso è del 14% più piccolo rispetto al caso di riferimento a parità di comfort e con un SPF leggermente più elevato, con l’interessante ricaduta pratica di riuscire a garantire il comfort dell’utente anche nel caso – reale – di legge di prelievo sconosciuta (congiuntamente ad un opportuno dimensionamento di tutti gli altri componenti del sistema).

In seguito sono riassunti in Tabella 5.20 i risultati per ciò che riguarda l’applicazione ospedaliera, caratterizzata da una legge di prelievo dalla potenza media raddoppiata rispetto al caso precedente.

Tabella 5.20 Dimensioni del serbatoio necessarie a ottenere un discomfort del 5% e altri risultati relativi a diverse taglie di pompe di calore e logiche di controllo. Caso ospedale

Taglia PDC	logica di controllo	Vol. tank	% ON	SPF1	adc	T_{media} fondo tank	L_{comp} giorno	L_{comp} notte
		[dm ³]	%		[h]	[°C]	[kWh]	[kWh]
ref	reference	4600	82.0	4.50	19.7	12.1	29010	29107
1.5ref	reference	2200	63.7	4.57	5.7	13.0	36880	21336
2ref	reference	1450	56.9	4.41	1.1	17.1	38981	18692
ref	night&day*	13500	79.4	4.58	19.0	10.4	20502	34731
1.5ref	night&day*	3800	62.2	4.56	9.7	12.1	27740	29199
2ref	night&day*	1900	53.1	4.36	2.1	11.7	38948	24118
2ref-inv	inverter	1250	66.4	4.63	4.5	12.5	36426	19264

Utilizzando una logica di controllo del tipo “night&day” in questo caso non è stato possibile soddisfare il vincolo del discomfort al 5%: pur mantenendo la pompa di calore accesa per tutte le 12 ore della notte, non si riusciva ad immagazzinare acqua calda a sufficienza. Per questo motivo, ai fini di questa parte del lavoro, tale logica è stata leggermente modificata (e compare con un asterisco in tabella): di giorno l’accensione della pompa di calore è permessa fino al raggiungimento di un valore di temperatura utile all’utenza per un volume d’acqua pari a 1/5 del serbatoio, mentre di notte resta il valore di 4/5 del serbatoio come nel caso precedente (e come nei casi con altre logiche di controllo). Questa modifica di logica fa sì che anche per il caso “night&day*” la ripartizione tra i consumi si sposti più verso la fase diurna, specie per la pompa di calore di taglia maggiore, accorciando la differenza con la logica di controllo di riferimento sia in questi termini che in termini di volume del serbatoio richiesto per mantenere il vincolo del discomfort. La logica di controllo proposta (caso 2ref-inv) mantiene i

vantaggi esposti in precedenza, con un volume richiesto del 14% più basso rispetto al miglior caso di riferimento e una efficienza leggermente più elevata.

In Figura 5.27 è riportata la distribuzione dei consumi tra giorno e notte caso per caso per ciascuna utenza, a partire dai dati riportati nelle Tabelle 5.19 e 5.20.

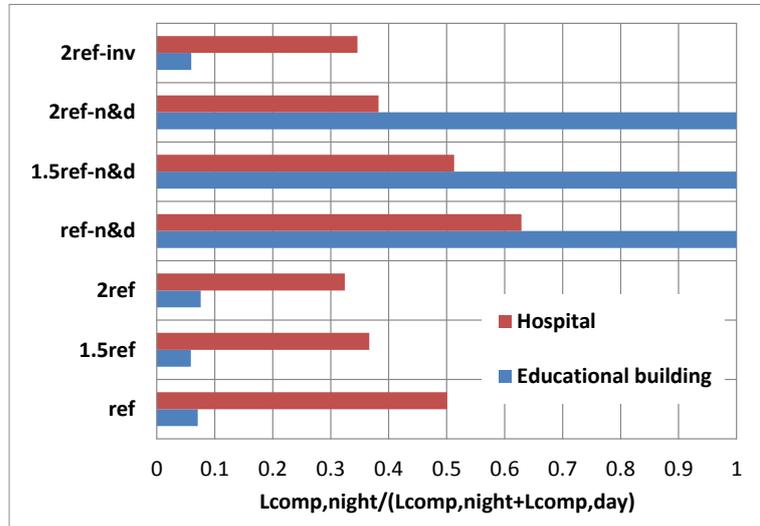


Figura 5.27 Frazione dei consumi notturni rispetto al totale nei vari casi considerati per ciascuna delle due utenze considerate

A partire dalla ripartizione giorno-notte dei consumi, un'analisi dei costi di esercizio di questi sistemi è qui mostrata. Considerando i dati Eurostat per l'anno 2014 (Eurostat, 2015), risulta che nel continente Europeo esiste una grande varietà di prezzi per l'energia elettrica, in funzione anche del tipo, della grandezza dell'utenza considerata e – in alcuni paesi – in funzione dell'orario della giornata. Per questo motivo, un'analisi parametrica al variare del rapporto tra il prezzo dell'elettricità di notte rispetto al giorno (rapporto ≤ 1 , definito nell'equazione 5.22) viene qui mostrata.

$$P_{ratio} = \frac{Price_{night}}{Price_{day}} \quad (5.22)$$

Inoltre, i costi di esercizio vengono normalizzati (per ciascuna utenza tipo) rispetto al costo di esercizio più alto calcolato tra tutti i casi (corrispondente sicuramente a uno dei casi in cui nessuno sconto è offerto per l'energia elettrica consumata di notte), come mostrato nell'equazione 5.23.

$$RC = \frac{Cost^{actual}}{Cost^{reference}} = \frac{L_{comp,day}^{actual} \cdot Price_{day}^{actual} + L_{comp,night}^{actual} \cdot Price_{night}^{actual}}{L_{comp,day}^{reference} \cdot Price_{day}^{reference} + L_{comp,night}^{reference} \cdot Price_{night}^{reference}} \quad (5.23)$$

Il rapporto RC può anche essere scritto in quest'altra forma più comoda, equazione 5.24, riferita a un caso denominato "actual" dato che P_{ratio} vale 1 per il caso più caro (qui indicato come "reference").

$$RC = \frac{L_{comp,day}^{actual} + L_{comp,night}^{actual} \cdot P_{ratio}}{L_{comp,day}^{reference} + L_{comp,night}^{reference}} \quad (5.24)$$

Nella Figura 5.28 sono mostrati i costi di esercizio in funzione del rapporto P_{ratio} per ciascuna delle due utenze considerate: a sinistra la scuola, a destra l'ospedale.

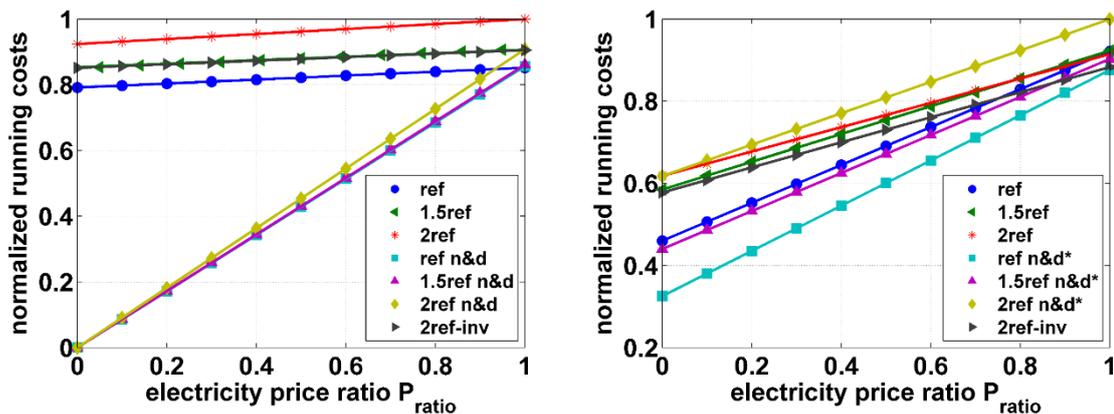


Figura 5.28 Costi di esercizio normalizzati rispetto al massimo in funzione del rapporto tra il prezzo dell'elettricità di notte rispetto a quello di giorno. A sinistra: Scuola; A destra: Ospedale

Riguardo la scuola, trattandosi di una legge di prelievo perlopiù giornaliera, i costi di esercizio sia per i casi con logica di riferimento, sia per il caso con logica ad inverter (sovrapposto al caso “1.5ref”), sono poco influenzati dal prezzo dell’energia di notte. Si evidenzia inoltre un incremento dei costi di esercizio con la taglia della pompa di calore adottata, anche nel caso di logica “night&day”. Quest’ultima presenta costi di esercizio più bassi delle altre fino a valori dell’ascissa pari circa a 0.93. Questo costo ridotto va chiaramente pesato contro alla differenza di costo di impianto relativa alla presenza di un volume di accumulo più elevato.

Nel caso dell’ospedale, con l’ibridizzazione della logica di controllo “night&day*”, i risultati sui costi di esercizio si mostrano sempre a favore di questa logica solo se accoppiata con la pompa di calore più piccola tra quelle esaminate (e dunque col tank più grande). Al contrario, con accoppiamento della pompa di calore di taglia 2ref, la logica di controllo “night&day*” mostra i costi di gestione più elevati del lotto. Anche nell’ambito della logica di controllo di riferimento la pompa di calore di taglia minore mostra costi di esercizio inferiori rispetto alle altre. Il caso proposto, con inverter, si trova tra le migliori se P_{ratio} tende a 1 e tra le peggiori nel caso opposto.

5.5 Caso studio: confronto tra pompa di calore geotermica e aria-acqua a propano per il riscaldamento

Il propano è stato fino a qui considerato come alternativa alla CO₂ in applicazioni relative all’acqua calda sanitaria. Come alternativa ai fluidi alogenati può essere

utilizzato inoltre in applicazioni relative alla climatizzazione. In questo studio (Tammaro, 2016b), una pompa di calore a propano ad aria e una geotermica con lo stesso refrigerante sono confrontate in una applicazione di riscaldamento. L'obiettivo è quello di quantificare il vantaggio che può derivare dall'utilizzo di una sorgente piuttosto che un'altra in diversi climi di riferimento europei. Quantificare il divario tra le due sorgenti dal punto di vista energetico è un primo step necessario ad una successiva analisi di fattibilità economica. Nella Figura 5.29 è mostrato lo schema considerato.

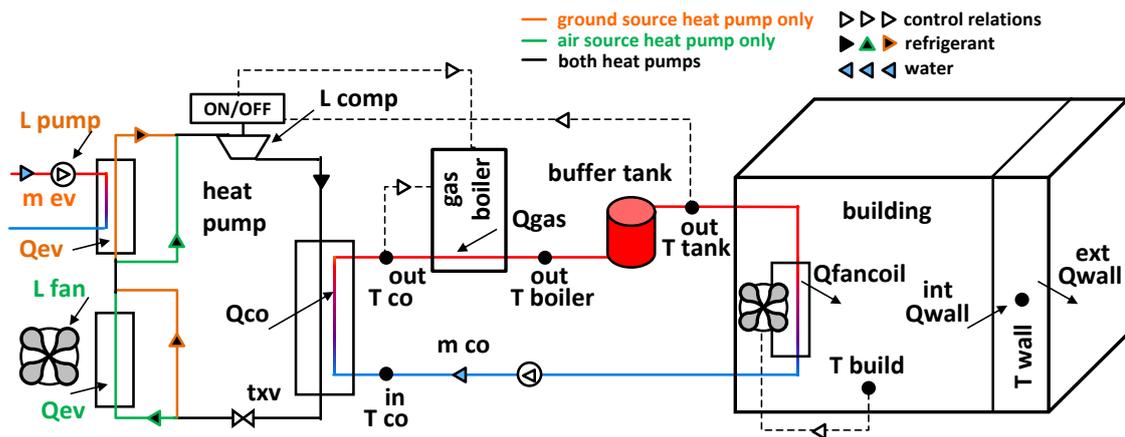


Figura 5.29 Layout del sistema considerato per il riscaldamento dell'utenza considerata. Il circuito arancione è della sola pompa geotermica, quello verde della sola pompa ad aria, il nero in comune.

Dallo schema si può notare che lo schema dei due sistemi considerati differisce solo per l'evaporatore delle due macchine. La macchina geotermica ha una potenza nominale pari a 15 kW termici con acqua in ingresso allo scambiatore a piastre che costituisce l'evaporatore a 10 °C e 40/45 °C come temperature di ingresso/uscita al condensatore. Il resto del layout è costituito da un ciclo base con compressore scroll (portata volumetrica di 17.1 m³/h a 2900 rpm), scambiatore a piastre e valvola termostatica. La pompa di circolazione che circola il fluido termovettore nei borehole ha un consumo di 280 W e una portata volumetrica costante di 2.7 m³/h. I sei borehole a singola U sono profondi 50 m e disposti in una griglia 2x3. La pompa di calore geotermica è modellizzata nel software IMST-ART e, alle condizioni nominali, il propano ha un LMTD (ΔT medio logaritmico) di 6.2 K col fluido secondario. L'evaporatore della pompa di calore ad aria è stato dimensionato in modo da avere alla temperatura ambiente di 10 °C un LMTD anch'esso pari a 6.2 K, in modo da avere un ciclo termodinamico nella condizione nominale simile tra le due macchine e quindi, come già mostrato in precedenza, un confronto termodinamicamente più rigoroso. L'area di scambio termico necessaria alla batteria alettata della macchina ad aria è risultata essere di 36.6 m² contro i 1.5 m² dell'evaporatore a piastre. Il ventilatore accoppiato alla batteria alettata elabora una portata di 9200 m³/h per un consumo nominale di 640 W. La dipendenza del consumo dalla densità dell'aria in ingresso è tenuta in conto mediamente una correlazione lineare che ne valuta in 3 W/°C il peso. A causa della loro onerosità calcolativa, nel modello in questione si decide di non tenere in conto effetti di condensazione e brinamento sulla batteria alettata, i quali avrebbero un effetto sia sul consumo del ventilatore sia sullo

scambio termico nello stesso. Le prestazioni di entrambe le pompe di calore sono state correlate alle condizioni al contorno, con procedura mostrata in precedenza.

Ad integrare la potenza termica fornita dalla pompa di calore al di sotto della temperatura bivalente è presente un boiler a gas di rendimento unitario (e dunque, dato un rendimento da riferimento normativo pari a 0.4 del parco di generazione elettrica europea, di “COP equivalente” pari a $1/0.4 = 2.5$). L'accensione del boiler è sottoposta a due condizioni: la pompa di calore deve essere accesa; la temperatura dell'acqua in uscita dal condensatore deve essere inferiore a 35 °C. Inoltre, per limitare l'integrazione da parte della caldaia (e massimizzare la frazione usata dalla pompa di calore, che è più efficiente anche a basse temperature ambiente, come si vedrà) si modula la sua potenza al fine di portare l'acqua a una temperatura di 35 °C (e non i 45 °C di design dei fancoils). Lo scambio termico nel borehole non è modellizzato: si assume che esso sia uno scambiatore di calore infinitamente grande, in modo che la temperatura di ritorno del fluido termovettore all'evaporatore sia pari a quella sul fondo del borehole. I dati sperimentali di un thermal response test eseguiti sul terreno a Valencia, in Spagna, lungo l'arco di un anno sono stati utilizzati per determinare questa temperatura in tutti i climi europei considerati in questo lavoro (Siviglia, Parigi, Helsinki). Ciò è stato fatto moltiplicando ciascun valore di questo profilo di temperatura per un fattore pari al rapporto tra la temperatura media annuale dell'aria ambiente a Valencia e in ciascuno di questi luoghi. Le temperature di ritorno dell'acqua all'evaporatore sono nella Figura 5.30.

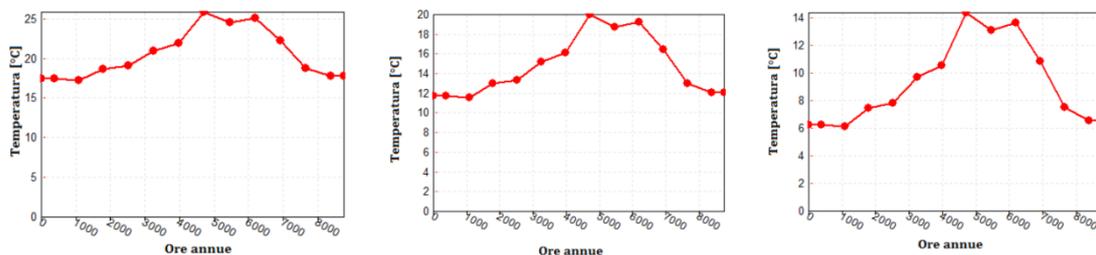


Figura 5.30 Temperature di ritorno dell'acqua all'evaporatore a Siviglia, Parigi e Helsinki (da sinistra verso destra) durante l'anno

Un piccolo buffer tank da 300 litri è presente nel circuito in modo da fornire inerzia termica al circuito dell'acqua impedendo quindi brevi cicli di funzionamento della pompa di calore. L'acqua proveniente dal boiler entra nel fondo del tank e lo lascia dalla cima, diretta verso i fancoils, che lavorano a una temperatura di design di 45 °C in ingresso e 40 °C in uscita. Alla temperatura di uscita dal buffer è collegato l'ON/OFF della pompa di calore: la temperatura di set point è di 42.5 K con un deadband di 2.5 K. I fancoils si accendono e spengono in base alla temperatura T_{build} dell'interno dell'edificio, qui semplificato in un unico nodo (la modellizzazione dell'edificio e del circuito di distribuzione esulano dagli obiettivi del lavoro). La temperatura di comfort è di 21 °C per l'utenza uffici e 20 °C per l'utenza residenziale considerate, con un deadband di accensione e spegnimento dei fancoils di 2 K. I consumi dei ventilatori dei fancoils e della pompa di circolazione lato utenza sono trascurati in quanto invariati tra le due pompe di calore. I fabbisogni in riscaldamento delle due utenze sono stati tratti,

per i climi considerati, dai risultati del progetto europeo ENTRANZE (Zangheri, 2014). Essi, sono riportati nella Tabella 5.21 per unità di metro quadro pavimentato.

Tabella 5.21 Fabbisogno di energia al metro quadro per riscaldamento al variare dell'applicazione e del clima secondo i ricercatori del progetto ENTRANZE

	Uffici Parigi	Uffici Siviglia	Uffici Helsinki	Residenziale Parigi	Residenziale Siviglia	Residenziale Helsinki
Qload [kWh/m² floor]	166.4	28.4	240.0	145.5	21.2	134.1

Accoppiando le equazioni mostrate di seguito (5.25 e 5.26) è possibile dimensionare le utenze considerate caso per caso.

$$\dot{Q}_{co}^{AWHP} = (UA)_{build} \cdot (T_{build,comfort} - T_{biv}) \tag{5.25}$$

$$Q_{floor}^{load} = (UA)_{build} / A_{floor} \cdot \int_{start,heating}^{end,heating} (T_{build,comfort} - T_{ambient}) \, d\theta \tag{5.26}$$

Dalla prima è possibile ottenere la UA dell'edificio, scelta la temperatura bivalente, ovvero la temperatura alla quale la pompa di calore copre il 100% del carico termico richiesto dall'utenza. Infatti, la richiesta dell'utenza è modellizzata secondo il metodo della firma energetica visto in precedenza, ovvero con una semiretta che si azzerava a 16 °C e vale il 100% della potenza termica fornita dalla pompa di calore alla temperatura bivalente. Dalla equazione successiva è poi possibile ottenere l'area pavimentata dell'edificio nota la pompa di calore e noto l'integrale, funzione del clima considerato e della lunghezza della stagione di riscaldamento considerata (settembre – maggio a Parigi e Helsinki, novembre – marzo a Siviglia). Il risultato è raccolto nella Tabella 5.22.

Tabella 5.22 Dimensionamento delle utenze considerate in base al fabbisogno energetico e alla temperatura bivalente scelta

Uffici Parigi	Uffici Siviglia	Uffici Helsinki
T _{biv} = -2 °C A _{floor} = 238 m ²	T _{biv} = 8 °C A _{floor} = 1400 m ²	T _{biv} = -9 °C A _{floor} = 172 m ²
Residenziale Parigi	Residenziale Siviglia	Residenziale Helsinki
T _{biv} = -2 °C A _{floor} = 260 m ²	T _{biv} = 8 °C A _{floor} = 1900 m ²	T _{biv} = -9 °C A _{floor} = 304 m ²

Le pareti dell'edificio si trovano alla temperatura, unica, T_{wall} e separano l'edificio dall'ambiente esterno. Lo scambio termico tra l'ambiente interno e la parete è espresso nell'equazione 5.27.

$$\dot{Q}_{wall}^{int} = (UA)_{wall}^{int} \cdot (T_{build} - T_{wall}) \quad (5.27)$$

La UA della parete interna è pari a 7.7 W/m² K. Lo scambio termico tra i fancoils e l'ambiente interno è nell'equazione 5.28.

$$\dot{Q}_{fancoil} = \dot{m}_{fancoil,air} \cdot \varepsilon \cdot c_p (T_{tank}^{out} - T_{build}) \quad (5.28)$$

L'efficienza del fancoils è risolta in funzione di NTU, essendo esso uno scambiatore a flussi incrociati, come mostrato ad esempio in (Corberan, 2011). La temperatura dell'ambiente interno può essere ottenuta integrando l'equazione 5.29 ad ogni timestep, posto pari a 20s.

$$\left[C_{furniture} A_{floor} + (r_{air} A_{floor} h_{build} \times c_{p,air}) \right] \frac{dT_{build}}{d\vartheta} = \dot{Q}_{fancoil} - \dot{Q}_{wall}^{int} \quad (5.29)$$

La capacità termica dell'arredo è posta pari a 11 Wh/m² K, riferito all'area pavimentata, secondo quanto ricavato in (Goulart, 2004). Analogamente, la temperatura della parete può essere ricavata integrando l'equazione 5.30 su ogni timestep.

$$C_{wall} A_{floor} \frac{dT_{wall}}{d\vartheta} = \dot{Q}_{wall}^{int} - \dot{Q}_{wall}^{ext} \quad (5.30)$$

La capacità termica della parete è posta pari a 80, 60, 50 Wh/m² K rispettivamente ad Helsinki, Parigi e Siviglia, per unità di area pavimentata (Olsen, 2008). Lo scambio termico con l'esterno è risolto con l'equazione 5.31.

$$\dot{Q}_{wall}^{ext} = (UA)_{build} \cdot (T_{wall} - T_{ambient}) \quad (5.31)$$

Per i casi riguardanti l'ufficio, il riscaldamento è previsto dalle 7 alle 21h sei giorni su sette. Per il residenziale si considera un riscaldamento sulle 24 ore. La performance del sistema viene valutata secondo l'SPF1, 2 e 3, definiti nelle seguenti equazioni (5.32, 5.33 e 5.34).

$$SPF1 = \int_{sept}^{may} \dot{Q}_{co} d\vartheta / \int_{sept}^{may} \dot{L}_{comp} d\vartheta \quad (5.32)$$

$$SPF2 = \int_{sept}^{may} (\dot{Q}_{co} + \dot{Q}_{gas}) d\vartheta / \int_{sept}^{may} (\dot{L}_{comp} + \dot{Q}_{gas} / COP_{equivalent}) d\vartheta \quad (5.33)$$

$$SPF3 = \int_{sept}^{may} (\dot{Q}_{co} + \dot{Q}_{gas}) d\vartheta / \int_{sept}^{may} \left[\dot{L}_{comp} + \dot{Q}_{gas} / COP_{equivalent} + (\dot{L}_{fan}^{AWHP} \text{ or } \dot{L}_{pump}^{GSHp}) \right] d\vartheta \quad (5.34)$$

In SPF1 è inclusa la sola prestazione della pompa di calore. In SPF2 si include il contributo della caldaia e in SPF3 si includono i consumi degli ausiliari all'evaporatore,

rispettivamente la pompa di circolazione al borehole per la geotermica e il ventilatore accoppiato alla batteria alettata per la pompa di calore ad aria. I risultati delle simulazioni sono sintetizzati nella Tabella 5.23.

Tabella 5.23 Risultati al variare dell'applicazione e del clima

caso	HP	% ON	adc [h]	%disc	Q _{co} [kWh]	Q _{gas} [kWh]	SPF1	SPF2	SPF3
uffici Parigi	Geo	35.7	2.01	2.76	23056	145	4.53	4.50	4.15
uffici Parigi	Aria	37.2	2.29	3.17	22607	523	4.32	4.25	3.55
uffici Siviglia	Geo	20.6	0.39	0.15	11118	0	4.70	4.70	4.24
uffici Siviglia	Aria	19.7	0.41	0.33	10864	56	4.51	4.50	3.78
uffici Hels.	Geo	46.7	2.34	5.26	26248	788	4.11	4.03	3.73
uffici Hels.	Aria	46.8	2.46	5.81	24746	2243	3.92	3.74	3.14
resid. Parigi	Geo	31.2	1.28	0	29760	0	4.38	4.38	4.05
resid. Parigi	Aria	32.9	1.42	0	29664	88	4.19	4.18	3.49
resid. Siviglia	Geo	20.1	0.90	0	10817	0	4.60	4.60	4.18
resid. Siviglia	Aria	19.4	0.92	0	10685	6	4.41	4.40	3.71
resid. Hels.	Geo	43.8	2.24	0	36020	127	3.96	3.95	3.64
resid. Hels.	Aria	43.7	2.25	0	33990	2121	3.77	3.66	3.06

L'integrazione con caldaia tende a essere più alta in climi più freddi, fino a circa un 10% nel caso della pompa ad aria nel caso uffici ad Helsinki. Il discomfort resta sempre sotto il 10%, come prescritto dalla UNI EN ISO 7730. Nel caso residenziale si azzerà poichè il riscaldamento è continuo, mentre nel caso degli uffici è principalmente localizzato a inizio settimana dopo il raffreddamento dovuto al fine settimana in cui gli impianti restano spenti. I cicli di funzionamento delle macchine (adc) sono più lunghi nei climi più freddi a causa delle ridotte potenze termiche delle macchine quando cala la temperatura di evaporazione. Su questo, la fonte geotermica, che è più calda e più stabile dell'aria ambiente, presenta un vantaggio, evidenziato negli SPF1 sempre più alti della controparte. I valori degli SPF sono più bassi nel caso residenziale in quanto le ore notturne sono ore di funzionamento della pompa di calore. Nella Figura 5.31 i risultati relativi al caso uffici localizzato a Parigi sono raccolti. I COP delle due macchine sono mostrati in funzione della temperatura di evaporazione e di due temperature di condensazione, 37 e 50°C, valori massimi e minimi a cui le macchine si trovano a funzionare in questo caso. Ne consegue che la prestazione in termini di COP è sempre compresa tra le due linee (arancione e grigia), per ciò che riguarda la pompa di calore ad aria (AWHP), e similmente tra la blu e la gialla per la geotermica (GSHP). Sull'asse di sinistra è mostrato il numero di ore a cui ciascuna pompa di calore funziona durante l'anno per ogni temperatura di evaporazione.

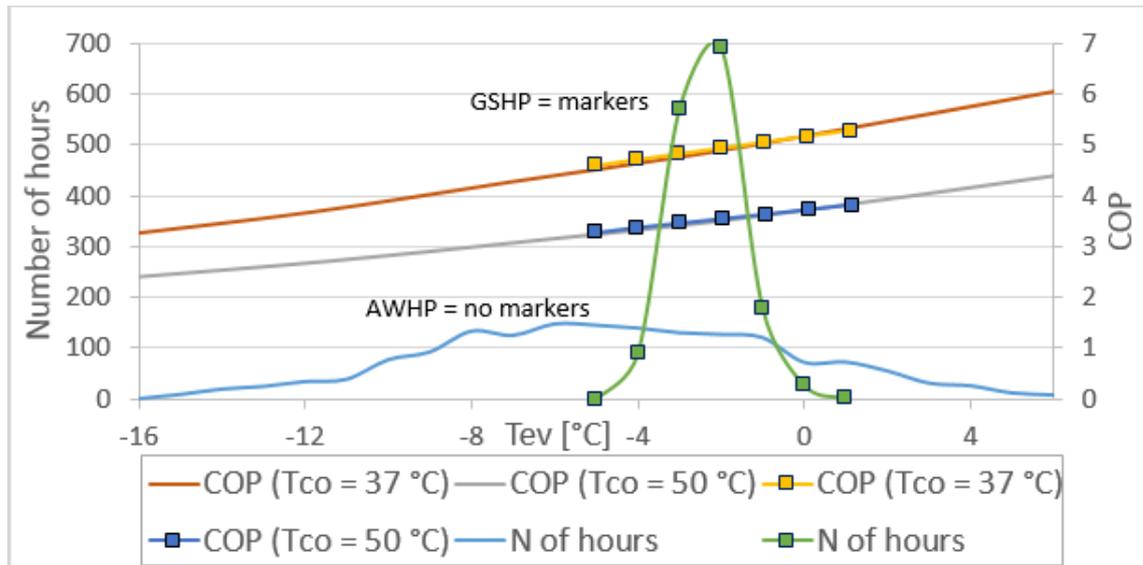


Figura 5.31 Numero di ore di accadimento di ciascuna temperatura di evaporazione per le due pompe di calore. I COP, a destra, sono tipicamente compresi tra le due curve a temperatura di condensazione 37 e 50 °C per ciascuna temperatura di evaporazione. I marker quadrati indicano la pompa geotermica.

Si può osservare come la pompa geotermica funzioni a una temperatura di evaporazione mediamente più alta, il che giustifica il valore di SPF1 più alto. Tuttavia ci sono delle ore alle quali la macchina ad aria è avvantaggiata, permettendole di mitigare il gap. Dal grafico si può osservare inoltre come il COP di entrambe le pompe di calore si mantenga al di sopra del 2.5 considerato per la caldaia di rendimento 100% in tutto l'intervallo di temperature di evaporazione verificatosi. Questo giustifica i valori di SPF2 più bassi rispetto agli SPF1, e tanto più bassi quanto maggiore è l'integrazione con caldaia. Prendendo in considerazione i consumi degli ausiliari (SPF3), si osserva come il divario tra la macchina geotermica e quella ad aria si amplii in maniera consistente. In definitiva, il risultato suggerisce che, dal punto di vista energetico, l'installazione geotermica sia avvantaggiata. Tuttavia, i risultati relativi ai consumi degli ausiliari non possono essere generalizzati e vanno valutati caso per caso. Il metodo mostrato è ripetibile in maniera non troppo onerosa e contribuisce alla valutazione tecnoeconomica del sistema che non può prescindere dalla valutazione dei costi d'impianto, sicuramente a favore della macchina ad aria.

Conclusioni

L'obiettivo di questo lavoro è stato quello di valutare le prestazioni di pompe di calore operanti con fluidi naturali (propano e anidride carbonica) in alcuni contesti applicativi relativi a riscaldamento e acqua calda sanitaria e secondo le norme vigenti. In merito alle norme, si può concludere che, visto che la definizione attuale dell'efficienza secondo i regolamenti 812 e 814 del 2013 privilegia la produzione di acqua calda sanitaria ad elevata temperatura, le pompe di calore a CO₂, che si prestano meglio rispetto a quelle con ciclo subcritico, possono raggiungere risultati eccellenti (con un COP di 3.5 in produzione di acqua calda sanitaria a 80 °C, l'efficienza secondo la norma si attesterebbe intorno al 100%). Tuttavia l'efficienza risulta essere soddisfacente anche per la pompa di calore a propano con pressione di condensazione ottimizzata qui esaminata, che raggiunge il valore del 69%, superando il limite minimo del 60% in vigore dal 2018.

Tale pompa di calore a propano risulta essere invece indicata come “booster”, ovvero come innalzatore del livello termico di una sorgente termica a temperatura bassa o intermedia, quale quella di un “neutral loop”, spesso presente in impianti medio-grandi che hanno necessità di caldo e freddo contemporanee. In tale situazione, infatti, questa pompa di calore riesce a produrre acqua calda sanitaria a 60 °C con un SPF intorno a 5.6.

Per ciò che riguarda il paragone condotto tra i due refrigeranti, risulta evidente che entrambi i refrigeranti presentano prestazioni molto elevate nella produzione di acqua calda sanitaria a 60 °C: gli SPF minimi toccano valori di 3.71 per la macchina a propano con sottoraffreddamento ottimizzato e 3.65 per quella a CO₂ (nel clima di Helsinki); comunque, lo schema a propano proposto ha un vantaggio termodinamico rispetto a quello a CO₂ in tutti i climi considerati eccetto quello freddo, dove, se la produzione – come spesso avviene – si concentra di notte, lo schema a CO₂ può diventare più competitivo. Tuttavia, il dimensionamento dei componenti, oltre ad essere necessario per una comparazione equa tra refrigeranti, evidenzia come la macchina a propano risulterà essere più costosa, specie per ciò che riguarda lo scambiatore di calore a piastre (per il quale è richiesta una doppia parete per evitare la contaminazione dell'acqua e un'area di scambio di tre volte superiore a quella della controparte) ma anche per ciò che riguarda l'utilizzo in sicurezza del refrigerante infiammabile (è altresì vero che nel caso della CO₂ sono comunque previsti dei costi ulteriori per la gestione delle pressioni elevate).

In seguito sono stati affrontati il dimensionamento dell'accoppiata pompa di calore – serbatoio e la scelta della logica di controllo del sistema. Dal punto di vista termodinamico è stato mostrato che, fintanto che la stratificazione è preservata, non esistono grosse differenze di efficienza, con un SPF che si attesta tra il 4.3 e il 4.5 nelle varie combinazioni considerate. Tuttavia, sussistono differenze anche di un ordine di grandezza per ciò che riguarda la dimensione dei serbatoi d'accumulo, in funzione della taglia della pompa di calore e della logica di controllo scelta (fino a 11000 litri se si decide di accumulare tutta l'acqua calda sanitaria di notte). Inoltre, in funzione di queste

cose (e del tipo di utenza considerata), varia significativamente la ripartizione dei consumi tra giorno e notte e quindi i costi d'esercizio connessi, che sono stati quantificati e vedono la strategia night&day offrire costi di esercizio più bassi rispetto alle altre.

Infine, per ciò che concerne il riscaldamento d'ambienti, è stata messa a confronto una soluzione ad aria con una soluzione geotermica in diversi climi e per diverse utenze, entrambe utilizzando propano come refrigerante. Il risultato termodinamico fornisce un vantaggio all'opzione geotermica nelle ipotesi adoperate (SPF1 del 5% più alto rispetto alla soluzione ad aria, ma il divario si allarga ulteriormente considerando i consumi della caldaia di integrazione e degli ausiliari). Una valutazione dei consumi degli ausiliari e la valutazione della differenza di costo, iniziale e manutentivo, tra le installazioni sono tuttavia gli elementi dirimenti del confronto.

Appendice: scambio termico e perdite di carico in fase singola e bifase

Nella Tabella A.1 sono schematizzati i casi cui si farà riferimento in quest'appendice dedicata alla scelta delle correlazioni per il calcolo delle perdite di carico e del coefficiente di scambio termico da utilizzare per risolvere il modello degli scambiatori e dunque della pompa di calore.

Tabella A.1 Riepilogo dei modelli utilizzati e loro collocazione in questo lavoro

Fasi	Fluidi	Caso	modello h	modello dp/dz	mappa regimi	Dove
1	Aria	esterno batt. alettata	Wang, 2000		-	A1.1
1	Acqua	risc./raffr. in piastre	Khan, 2010	Martin, 1996	-	A1.2
1	CO ₂	gas-cooler a piastre	Dang, 2004		-	A1.3
2	R290	evap. interno tubi	Wojtan, 2005	Moreno, 2007	Wojtan, 2005	A2.1
2	CO ₂	evap. interno tubi	Cheng, 2007, 2008		-	A2.2
2	R290	evap. in piastre	Amalfi, 2016		-	A2.3
2	R290	cond. in piastre	Longo, 2014		-	A2.4

Alcune definizioni

Iniziando dalle perdite di carico, saranno fornite le definizioni di alcune delle grandezze caratteristiche coinvolte per ciò che riguarda il bifase, dopodichè si mostrerà l'individuazione del regime di moto e, infine, il calcolo delle perdite di carico e del coefficiente di scambio termico.

La frazione di vuoto è il rapporto tra la frazione di sezione occupata dal vapore e la sezione trasversale totale di attraversamento, definita come nell'equazione A.1.

$$\varepsilon = \frac{A_v}{A_v + A_l} \tag{A.1}$$

Essa è importante per la determinazione delle caratteristiche di un moto bifasico. Il suo valore può essere misurato direttamente con una strumentazione adeguata, fermo restando che per la natura stessa dei moti bifasici, che ne provoca una variazione continua, si dovrà necessariamente fare riferimento a un valore mediato nel tempo.

Il numero di Reynolds, adimensionale, è il rapporto tra le forze di inerzia e le forze viscosive, definito come in equazione A.2.

$$Re_i = \frac{\rho_i u_i D_{hi}}{\mu_i} \tag{A.2}$$

In questa equazione le proprietà termodinamiche sono riferite alla generica fase considerata i; μ rappresenta la viscosità dinamica del fluido. La velocità cui si fa

riferimento è quella della singola fase. Questo parametro riguarda le caratteristiche di turbolenza osservabili durante l'evoluzione della fase nel condotto.

D_{hi} è invece il diametro idraulico, funzione della geometria del componente attraversato e della fase: esso è il diametro di un cerchio ipotetico di area uguale a quella della sezione trasversale realmente attraversata dalla fase di fluido considerata (che deve dunque tenere in considerazione la frazione di vuoto ϵ) ed è definito come nell'equazione A.3 (in cui P_i è il perimetro bagnato dalla fase i).

$$D_{hi} = \frac{4A_i}{P_i} \quad (A.3)$$

Per i moti bifasici in cui la frazione di vuoto assume valori elevati già a partire da titoli piuttosto bassi, si può approssimare il diametro idraulico della fase vapore D_{hv} col diametro del condotto.

Il numero di Martinelli è definito come nell'equazione A.4.

$$X^2 = \frac{\left(\frac{\Delta p}{\Delta z}\right)_l}{\left(\frac{\Delta p}{\Delta z}\right)_v} \quad (A.4)$$

Esso è il rapporto tra i gradienti di pressione che avrebbe una sola fase (liquida o vapore) se attraversasse da sola il condotto con una portata massica pari a quella della singola fase.

La perdita di carico della singola fase è calcolata come nell'equazione A.5, rispettivamente per la fase liquida e vapore.

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta z}\right)_l = 2f_l G^2 \frac{(1-x)^2}{D\rho_l}; \quad \left(\frac{\Delta p}{\Delta z}\right)_v = 2f_v G^2 \frac{x^2}{D\rho_v} \quad (A.5)$$

I fattori di attrito in queste equazioni possono essere scritti secondo la forma classica di Blasius, riportata in equazione A.6.

$$f_l = C_l Re_l^{-n}; \quad f_v = C_v Re_v^{-m} \quad (A.6)$$

In queste equazioni gli esponenti m e n dipendono dal regime di moto e sono uguali se il regime di moto è turbolento per entrambi. Posto ciò, il numero di Martinelli si può indicare come nell'equazione A.7.

$$X_{tt}^2 = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{(-n+2)/2} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{n/2} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{1/2} \quad (A.7)$$

Si dice regime di moto la configurazione in cui si presenta il moto di due fasi in una certa condizione: tale configurazione dipende dallo scambio termico, dalla geometria del condotto considerato e dalle condizioni operative in cui si svolge il flusso. In Figura A.1 si considera un condotto orizzontale a sezione circolare costante e che il moto bifasico considerato è relativo alla fase di evaporazione. Durante l'evaporazione, la quantità di liquido presente decresce lungo il circuito, dando luogo a una serie di regimi di moto diversi e successivi. Ipotizzando l'ingresso del fluido come liquido sottoraffreddato, la generazione di vapore viene segnalata inizialmente dalla formazione di bolle lungo la parete riscaldata (nucleazione). Dato che la nucleazione inizia in un sottile strato di liquido alla parete mentre la gran parte del fluido è ancora sottoraffreddata, in funzione della natura del fluido e del sottoraffreddamento dello stesso, le bolle formatesi possono collassare oppure coalescere (come nel caso in Figura A.1).

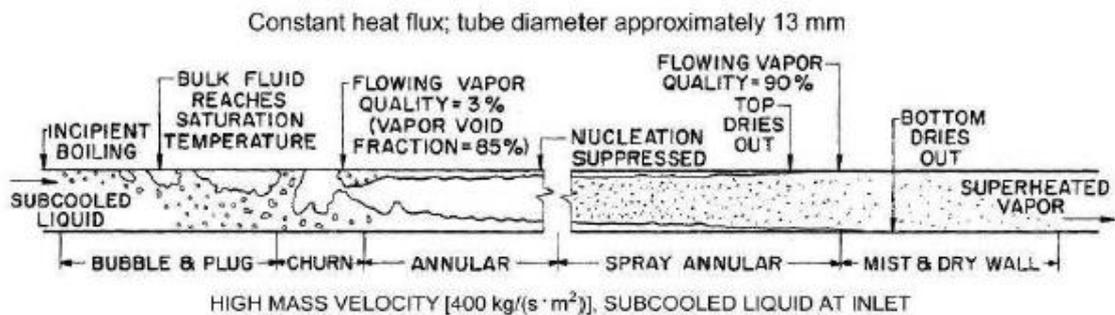


Figura A.1 Regimi di moto durante l'evaporazione in un condotto orizzontale

Le bolle quindi si agglomerano in proiettili di vapore lungo la superficie superiore del tubo orizzontale. Nel punto in cui si raggiunge effettivamente la temperatura di saturazione corrispondente alla pressione statica del fluido, può esserci quindi già una piccola quantità di vapore a causa del fenomeno appena descritto. Un'ulteriore aggregazione dei proiettili produce un cambiamento nel regime di moto, che passa a semi-anulare (churn) e presto, se il flusso di massa è sufficientemente elevato come nel caso in figura, ad un anello continuo di liquido lungo la parete con all'interno vapore surriscaldato (regime anulare). A questo punto la frazione di vuoto vale già circa l'85%, per un titolo che è invece, per i refrigeranti più comuni, ancora inferiore al 30%. A causa dell'elevata velocità della fase vapore, al crescere del titolo si ha intrappolamento di particelle di liquido nella corrente surriscaldata (spray annular). Il regime anulare può persistere anche fino al raggiungimento di un titolo del 90%, a seconda di quanto sia alto il flusso di massa, e in un tubo orizzontale, a causa della gravità, è alquanto asimmetrico: come si può notare dalla Figura A.1, l'anello di liquido tende a essere più sottile sulla parete superiore del tubo e più spesso sul fondo. Per questo motivo, quando ad un titolo di circa l'80% la parete si asciuga di liquido per la prima volta, ciò accade sul punto più alto del tubo per poi proseguire lungo il perimetro e terminare sul fondo. A questo punto il regime di moto è caratterizzato dalla presenza delle ultime particelle di liquido trascinate nella corrente di vapore surriscaldato a formare una specie di

nebbia (mist) con la parete del tubo asciutta. L'evoluzione appena presentata è specifica di questo caso: come detto, i regimi di moto che si susseguono in un tubo durante l'evaporazione sono funzione della geometria considerata (qui si ha un tubo circolare con diametro di 13 mm), dello scambio termico (nel caso descritto si ha flusso termico costante attraverso la parete) e delle condizioni operative (nel caso in questione si ha un flusso di massa G pari a $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$, con liquido sottoraffreddato in ingresso). Il risultato di ciò è che non tutti i regimi di moto si manifestano sempre. Infatti, per la determinazione del regime di moto, si utilizzano solitamente delle mappe, dette flow pattern maps, che restituiscono il regime di moto in funzione dei parametri di influenza come mostrato nella Figura A.2 (per esempio), relativa agli studi di Steiner (Steiner, 1993) e Kattan et al. (Kattan, 1998). Come si può vedere, questa mappa è riferita al refrigerante R-410A, tubi orizzontali, flusso termico in parete imposto, pressione di saturazione fissa, diametro del tubo assegnato, per un flusso di massa variabile e titolo variabile, mentre I, M, A, SW ed S rappresentano i regimi di moto identificati (dall'inglese: Intermittent, Mist, Annular, Stratified-Wavy, Stratified).

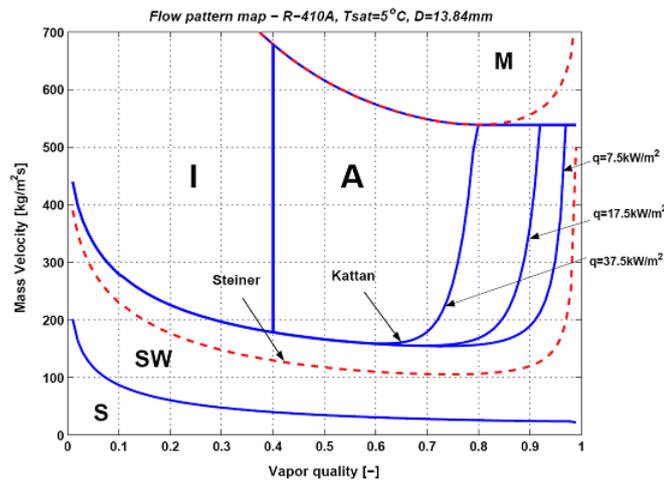


Figura A.2 Mappa dei regimi di moto per R410A, temperatura di saturazione 5°C , diametro interno del tubo pari a 13.84 mm , al variare del flusso termico, del titolo e del flusso di massa

La perdita di carico totale in un moto bifase può essere vista come la somma di tre aliquote, come mostrato nell'equazione A.8 riportata di seguito:

$$\left(\frac{dp_{TOT}}{dz} \right) = \left(\frac{dp_F}{dz} \right) + \left(\frac{dp_a}{dz} \right) + \left(\frac{dp_z}{dz} \right) \quad (A.8)$$

Nel caso di condotti orizzontali le uniche due aliquote da calcolare sono quella accelerazionale e quella dovuta agli attriti. L'aliquota accelerazionale può essere calcolata con la relazione A.9.

$$\left(\frac{dp_a}{dz} \right) = \frac{d(\dot{m}_{total} / \rho_{tp})}{dz}; \rho_{tp} = \left(\frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right)^{-1} \quad (A.9)$$

Questa relazione, scritta come gradiente per unità di lunghezza del condotto, richiede la conoscenza della portata totale e della densità secondo il modello omogeneo del fluido bifasico. L'aliquota dovuta agli attriti viene calcolata con modelli o correlazioni.

Modelli di scambio termico e perdite di carico in fase singola

Passando allo scambio termico e perdite di carico in fase singola, si mostreranno prima i modelli di calcolo per ciò che riguarda l'aria e i flussi in fase singola, dopodichè sarà mostrato il modello di calcolo relativo alla CO₂ in un gas-cooler a piastre.

A1.1 Fase singola – batterie alettate, lato aria

Per ciò che riguarda l'aria, i lavori di Wang & Chi (Wang, 2000a) e Wang et al. (Wang, 2000b) riguardano le batterie alettate con alette piane e trascura l'effetto dell'umidità. Viene esaminato l'effetto del numero di ranghi, del diametro dei tubi e del passo di alette. Lo scambio termico lato aria viene descritto mediante il fattore di Colburn, j , definito come nell'equazione A.10.

$$j = \frac{Nu}{Re_{DC} Pr^{1/3}}; Re_{DC} = \frac{\rho w_{max} D_c}{\mu}; Nu = \frac{h_a D_c}{k} \quad (A.10)$$

$$w_{max} = w_{fr} \frac{A_{fr}}{A_{fr,min}}; D_c = 2r_e + 2s_{fin}$$

Con A_{fr} si indica l'area frontale dello scambiatore, con $A_{fr,min}$ la minima porzione di essa disponibile al passaggio dell'aria in una certa sezione trasversale. D_c indica invece il cosiddetto "collar diameter", ovvero il diametro esterno del tubo sommato al doppio dello spessore di un'aletta. Gli autori verificano una elevata dipendenza dal rango considerato; per questo motivo esprimono il fattore di Colburn in due modi diversi in base al rango considerato (si vedano l'equazione A.11 e la A.12).

$$j = 0.108 Re_{DC}^{-0.29} \left(\frac{P_{ranghi}}{P_{tubi}} \right)^{P1} \left(\frac{P_{alette}}{D_c} \right)^{-1.084} \left(\frac{P_{alette}}{D_h} \right)^{-0.786} \left(\frac{P_{alette}}{P_{ranghi}} \right)^{P2}; \text{ se } N_{ranghi} = 1 \quad (A.11)$$

$$P1 = 1.9 - 0.23 \ln(Re_{DC}); P2 = -0.236 + 0.126 \ln(Re_{DC})$$

$$j = 0.086 Re_{DC}^{P3} N_{ranghi}^{P4} \left(\frac{P_{alette}}{P_{tubi}} \right)^{-0.93} \left(\frac{P_{alette}}{D_c} \right)^{P5} \left(\frac{P_{alette}}{D_h} \right)^{P6}; \text{ se } N_{ranghi} \geq 2 \quad (A.12)$$

$$P3 = -0.361 - \frac{0.042 N_{ranghi}}{\ln(Re_{DC})} + 0.158 \ln \left(N_{ranghi} \left(\frac{P_{alette}}{D_c} \right)^{0.41} \right);$$

Tale correlazione è applicabile per numero di ranghi variabile da 1 a 6. Inoltre, i coefficienti P4, P5 e P6 sono definiti come nel gruppo di equazioni A.13.

$$\begin{aligned}
 P4 &= -1.224 - 0.076 \left(\frac{P_{\text{ranghi}}}{D_h} \right)^{1.42} / \ln(Re_{DC}) \\
 P5 &= -0.083 + \frac{0.058 N_{\text{ranghi}}}{\ln(Re_{DC})}; \quad P6 = -5.735 + 1.21 \ln \left(\frac{Re_{DC}}{N_{\text{ranghi}}} \right)
 \end{aligned}
 \tag{A.13}$$

Gli autori mostrano che la correlazione sviluppata prevede l'89% dei dati entro un 15% di margine, laddove i dati in questione sono stati raccolti da 17 lavori diversi comprendenti 74 geometrie di evaporatori, per una ampio range di applicabilità.

Passando alle perdite di carico, gli autori raccolgono 530 dati sperimentali provenienti da diversi laboratori indipendenti e indicano di svolgere il calcolo del fattore f lato aria secondo l'equazione A.14.

$$\begin{aligned}
 f &= 0.0267 Re_{DC}^{F1} \left(\frac{P_{\text{tubi}}}{P_{\text{ranghi}}} \right)^{F2} \left(\frac{P_{\text{alette}}}{D_c} \right)^{F3} \\
 F1 &= -0.764 + 0.739 \left(\frac{P_{\text{tubi}}}{P_{\text{ranghi}}} \right) + 0.177 \left(\frac{P_{\text{alette}}}{D_c} \right) - \frac{0.00758}{N_{\text{ranghi}}}; \\
 F2 &= -15.689 + \frac{64.021}{\ln Re_{DC}}; \quad F3 = 1.696 - \frac{15.695}{\ln Re_{DC}}
 \end{aligned}
 \tag{A.14}$$

Gli autori indicano che il presente metodo predice l'85.1% del database entro il 15%, con un 8.31% di errore assoluto medio percentuale.

A1.2 Fase singola – convezione in scambiatori a piastre, lato acqua

Per il coefficiente di scambio termico lato acqua in uno scambiatore a piastre, si considera il lavoro di Khan et al. (Khan, 2010). Nusselt in questo caso viene definito come nell'equazione A.15.

$$Nu = \frac{hD_h}{k} = C Re^m Pr^n; \quad D_h = \frac{2b}{F}
 \tag{A.15}$$

Nella definizione del diametro idraulico, b è la spaziatura tra le piastre e F è il rapporto tra la superficie della piastra e l'area che la stessa piastra avrebbe se fosse liscia e non corrugata. Per valori di Re compresi tra 500 e 2500, Pr compresi tra 3.5 e 6, e angoli di chevron compresi tra 30 e 60° gli autori correlano i dati sperimentali come nell'equazione A.16.

$$Nu = \left(0.0161 \frac{\beta}{\beta_{max}} + 0.1298 \right) Re^{\left(\frac{0.198 \frac{\beta}{\beta_{max}} + 0.6398}{\beta_{max}} \right)} Pr^{0.35} \frac{\mu}{\mu_w}^{0.14} \quad (A.16)$$

Laddove la viscosità dinamica con pedice w è calcolata alla temperatura media tra il fluido caldo e il fluido freddo. Per le perdite di carico, si usano le correlazioni mostrate nel gruppo di equazioni A.17, ricavate da Martin (Martin, 1996).

$$f^{-0.5} = \frac{\cos \beta}{\left(0.045 \tan \beta + 0.09 \sin \beta + \frac{f_1}{\cos \beta} \right)^{0.5}} + \frac{1 - \cos \beta}{(3.8 f_2)^{0.5}} \quad (A.17)$$

$$f_1 = \frac{16}{Re}; f_2 = \frac{149.25}{Re} + 0.9625 \text{ se } Re < 2000;$$

$$f_1 = (1.56 \ln Re - 3)^{-2}; f_2 = \frac{9.75}{Re^{0.289}} \text{ se } Re \geq 2000;$$

A1.3 Fase singola – CO₂ transcritica in gas-cooler a piastre

La CO₂ ha il suo punto critico a 31.1 °C e 73.8 bar. Per questo motivo, nelle pompe di calore per la produzione di acqua calda sanitaria, in cui l'acqua deve essere portata alla temperatura di 60 °C, essa realizza un ciclo termodinamico transcritico, ovvero privo della fase di condensazione, rimpiazzata da un semplice raffreddamento in uno scambiatore che prende dunque il nome di gas-cooler. La zona del piano termodinamico in prossimità del punto critico è caratterizzata da forti variazioni delle proprietà termodinamiche, in particolare del calore specifico a pressione costante (si consideri che, a rigore, non vale più l'approccio classico della media logaritmica delle differenze di temperatura), come mostrato ad es. da Dang & Hihara (Dang, 2004) per la pressione di 80 bar.

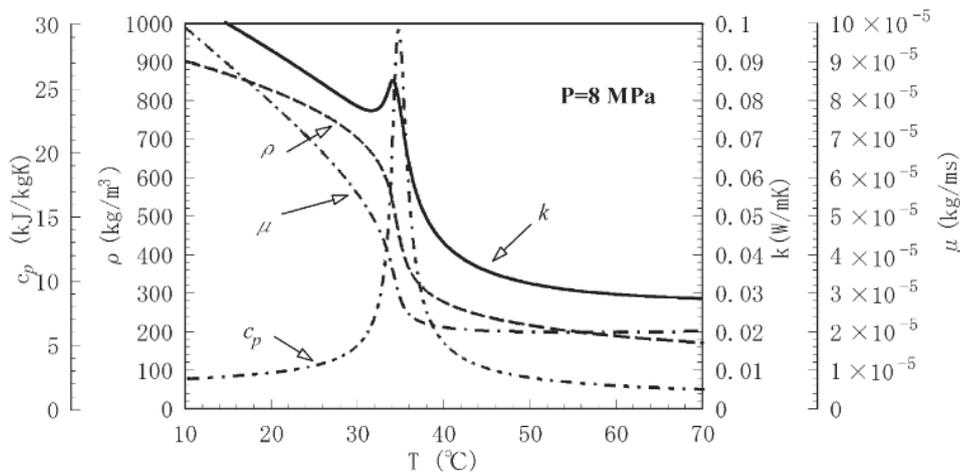


Figura A.3 Proprietà termodinamiche della CO₂ a una pressione di 80 bar (ipercritica) al variare della temperatura. Densità, viscosità dinamica, calore specifico a p costante, conducibilità termica

In questo lavoro di tesi i gas-cooler considerati sono degli scambiatori a piastre. Da una ricerca bibliografica non sono risultate disponibili correlazioni in questo caso specifico. Tuttavia, il lavoro di Dang & Hihara propone una correlazione per uno scambiatore tubo in tubo (ottenuta modificando quella di Gnielinski (Gnielinski, 1976)) che è riportata in equazione A.18.

$$Nu = \frac{\alpha d}{k_f} = \frac{\frac{f_f}{8} (Re_b - 1000) Pr}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f_f}{8} \right)^{0.5} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (A.18)$$

$$f_f = \left[1.82 \log_{10} (Re_b) - 1.64 \right]^{-2}; \quad Re_b = \frac{G d}{\mu_b}; \quad Re_f = \frac{G d}{\mu_f}$$

Le variazioni del calore specifico a pressione costante si riflettono sul valore di Pr, come mostrato nell'equazione A.19.

$$Pr = \begin{cases} c_{pb} \frac{\mu_b}{k_b}; & \text{se } c_{pb} \geq \bar{c}_p \\ \bar{c}_p \frac{\mu_b}{k_b}; & \text{se } c_{pb} < \bar{c}_p \text{ e } \frac{\mu_b}{k_b} \geq \frac{\mu_f}{k_f} \\ \bar{c}_p \frac{\mu_f}{k_f}; & \text{se } c_{pb} < \bar{c}_p \text{ e } \frac{\mu_b}{k_b} < \frac{\mu_f}{k_f} \end{cases}; \quad \bar{c}_p = \frac{h_b - h_w}{T_b - T_w} \quad (A.19)$$

In queste relazioni il pedice f indica le grandezze riferite al film e b quelle riferite all'interezza ("bulk") del fluido. Le grandezze soprasssegnate indicano un valore medio tra stato di ingresso e stato di uscita. Sostituendo a d il diametro idraulico di uno scambiatore a piastre e considerato che T_b e T_f coincidono, questa trattazione è stata estesa ad uno scambiatore a piastre ai fini di questo lavoro.

Modelli di scambio termico e perdite di carico in bifase

A2.1 Bifase – evaporazione propano all'interno di tubi

Il metodo Moreno Quiben & Thome (Moreno Quiben, 2007) per il calcolo delle perdite di carico si basa sulla determinazione diretta dei regimi di moto bifasici fatta a partire dalla flow pattern map di Wojtan et al. (Wojtan, 2005a), mostrata in Figura A.4.

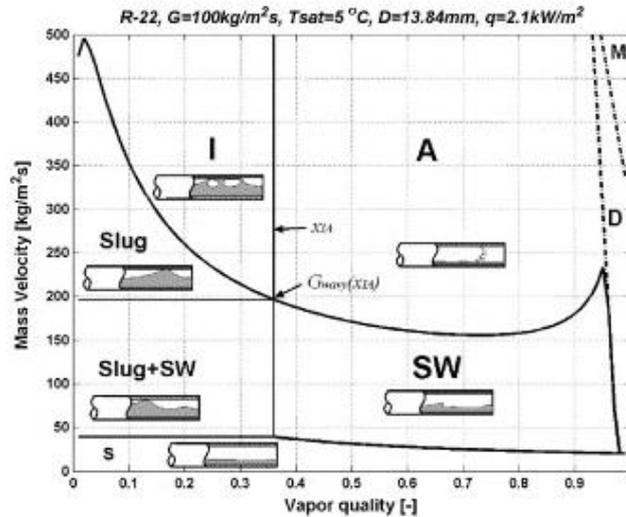


Figura A.4 Mappa dei regimi di moto per R22, temperatura di saturazione 5 °C, diametro interno del tubo pari a 13.84 mm, flusso termico 2.1 kW/m², al variare del titolo e del flusso di massa

In primo luogo, per ogni regime si ipotizza una certa distribuzione geometrica delle fasi nella sezione e, previo calcolo della frazione di vuoto, la si utilizza per calcolare il gradiente di pressione conoscendo i gradienti di velocità delle singole fasi in parete.

In Figura A.5 è mostrata la geometria di riferimento utilizzata per la sezione del condotto.

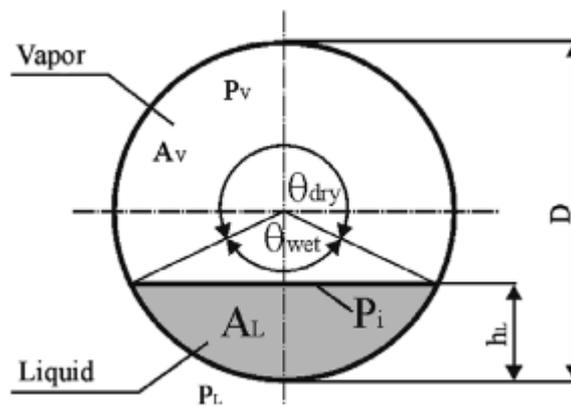


Figura A.5 Angolo di occupazione del perimetro del condotto (dry per il vapore, wet per il liquido)

Per il regime di moto anulare, si ipotizza che l’anello di liquido bagni tutto il perimetro e mantenga spessore δ costante lungo tutta la parete. L’interfaccia tra le due fasi è ritenuta liscia. Dal bilancio di quantità di moto scritto in queste condizioni si può ricavare quanto mostrato nell’equazione A.20.

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{4 \tau_i}{D - 2 \delta} \tag{A.20}$$

Nell’equazione A.20 lo spessore di liquido δ può essere trascurato dal momento che il regime di moto anulare si instaura laddove la frazione di vuoto è prossima a 1. Si può quindi ritenere che lo sforzo tra liquido e parete sia uguale allo sforzo all’interfaccia tra

le due fasi, il quale è a sua volta legato alla velocità relativa tra le fasi, come mostrato nell'equazione A.21.

$$\tau_i = \frac{1}{2} f_i \rho_v (u_v - u_l)^2 \quad (\text{A.21})$$

Qui la velocità del liquido è molto minore di quella del vapore (e può essere pertanto trascurata) e il fattore di attrito si esprime come nell'equazione A.22.

$$f_{\text{annular}} = f_i = 0.67 \left(\frac{\delta}{2R} \right)^6 \left[\frac{(\rho_v - \rho_l) g \delta^2}{\sigma} \right]^{-\frac{2}{5}} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{\frac{8}{100}} (W e_1)^{-\frac{34}{1000}} \quad (\text{A.22})$$

In questa equazione compare il numero di Weber per la fase liquida, definito nell'equazione A.23. Esso è il rapporto tra le forze di inerzia e le forze di tensione superficiali ed è quindi utile a caratterizzare le transizioni tra le fasi.

$$W e_1 = \frac{D \rho_l u_l^2}{\sigma} \quad (\text{A.23})$$

Invece gli esponenti sono stati ottenuti correlando sperimentalmente un database di oltre 2000 punti ottenuti per quattro diversi refrigeranti in moti sia adiabatici che diatermani. Per il calcolo del gradiente di pressione bifasico per tale regime (annulare) vale la seguente equazione, A.24.

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_{F\text{-annular}} = 4 f_i \left(\frac{\rho_v u_v^2}{2D} \right) \quad (\text{A.24})$$

Per il regime di moto stratificato e ondulato si parte dall'ipotesi che il regime di moto stratificato presenti un'interfaccia tra le fasi piana e orizzontale. Sotto tale ipotesi a partire dalla conoscenza della frazione di vuoto risulta determinato il perimetro bagnato dalle due fasi, esprimibile come la porzione di angolo giro occupata dall'una e dall'altra fase. La relazione tra l'angolo θ_{strat} e la frazione di vuoto è data dall'equazione A.25, presentata da Biberg (Biberg, 1999) e qui riportata.

$$\theta_{\text{strat}} = 2\pi - 2 \cdot \left\{ \pi (1 - \varepsilon) + \left(\frac{3\pi}{2} \right)^{1/3} \left[1 - 2(1 - \varepsilon) + (1 - \varepsilon)^{1/3} - \varepsilon^{1/3} \right] - \frac{1}{200} (1 - \varepsilon) \varepsilon \left[1 - 2(1 - \varepsilon) \right] \left[1 + 4 \left((1 - \varepsilon)^2 + \varepsilon^2 \right) \right] \right\} \quad (\text{A.25})$$

Nel caso, invece, di regime stratificato e ondulato il liquido risale la superficie del condotto sotto forma di onde; ne consegue che il perimetro bagnato è maggiore anche se

a parità di frazione di vuoto. All'aumentare del rapporto delle velocità delle fasi (vapore/liquida) il perimetro bagnato aumenta determinando la transizione, a un certo punto, al regime di moto anulare. Conoscendo i valori dei flussi di massa per i quali si ha transizione tra questi regimi di moto, si può calcolare l'angolo θ_{dry} relativo alla porzione di perimetro a contatto con la fase vapore mediante una interpolazione lineare rispetto ai flussi di massa a partire dalla conoscenza dell'angolo θ_{strat} caratterizzante il regime di moto stratificato puro. Sapendo che gli sforzi di attrito in questo regime agiscono su porzioni di perimetro diverse, il fattore di attrito "globale" per questo regime di moto può essere espresso come nell'equazione A.26.

$$f_{strat-wavy} = \frac{\theta_{dry}}{2\pi} f_v + \left(1 - \frac{\theta_{dry}}{2\pi}\right) f_{annular} \quad (A.26)$$

In questa equazione il fattore di attrito per la sola fase vapore va calcolato come nell'equazione A.27.

$$f_v = \frac{0.079}{Re_v^{1/4}}; Re_v = \frac{G \times D}{\epsilon \mu_v} \quad (A.27)$$

Il calcolo del gradiente di pressione, in definitiva, è eseguibile con la relazione A.28.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{F-strat-wavy} = 4 f_{strat-wavy} \left(\frac{\rho_v u_v^2}{2D}\right) \quad (A.28)$$

Per il regime di moto a gocce disperse si suppone il fluido omogeneo con proprietà termodinamiche mediate tra quelle delle due fasi. La media della densità tiene conto della frazione di vuoto nel modo, come espresso nella A.29.

$$\bar{\rho} = \rho_l (1 - \epsilon_h) + \rho_v \epsilon_h; \epsilon_h = \left(1 + \frac{1-x}{x} \frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{-1} \quad (A.29)$$

Il gradiente di pressione è calcolato come nell'equazione A.30.

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{F-mist} = 2 f_{mist} \left(\frac{G^2}{D \bar{\rho}}\right); f_{mist} = \frac{0.079}{Re_{mist}^{1/4}} \text{ dove } Re_{mist} = \frac{GD}{\mu_{mist}} \quad (A.30)$$

In questa relazione la viscosità è calcolata con la relazione A.31, proposta da Cicchitti et al. (Cicchitti, 1960), e qui riportata.

$$\mu_{mist} = x \mu_g + (1-x) \mu_l \quad (A.31)$$

Per il regime di moto anulare con asciugamento parziale, una volta fissata la condizione operativa (specificando, tra gli altri termini, il flusso termico) a partire dalla sezione di inizio asciugamento, in cui evidentemente θ_{dry} è pari a zero, questo angolo aumenta progressivamente fino a diventare pari all'angolo giro nel momento in cui si è compiuta la transizione al flusso a gocce disperse. Il modello assume una crescita lineare di quest'angolo col titolo. Quindi anche la perdita di carico bifasica è stimata interpolando linearmente rispetto al titolo tra i valori relativi al regime anulare e quelli relativi al flusso a gocce disperse. Per gli altri regimi di moto il modello suggerisce un'interpolazione tra i gradienti di pressione che si hanno alle frontiere "di ingresso e uscita" (nel senso dei titoli crescenti) dal regime di moto stesso di cui si vuole conoscere la perdita di carico. L'interpolazione è svolta rispetto alla frazione di vuoto per tutti questi regimi di moto utilizzando la mappa.

Per ciò che riguarda lo scambio termico, si procede come segue. Il calcolo del coefficiente di scambio verte sulla distinzione tra la frazione bagnata (wet) e quella asciutta (dry) dell'angolo giro (ovvero del condotto circolare equivalente, Figura A.5), come mostrato nell'equazione A.32.

$$h = \frac{\theta_{dry} h_v + (2\pi - \theta_{dry}) h_{wet}}{2\pi} \quad (A.32)$$

Tale relazione vale per tutti i regimi di moto esclusi quelli di mist flow e quello anulare con parete parzialmente asciugata (per il regime a bolle, la porzione asciutta dry è pari a zero). Il coefficiente di scambio relativo alla parte asciutta si calcola con la relazione di Dittus & Boelter (Dittus, 1930), mostrata in A.33.

$$h_v = 0.023 Re_v^{0.8} Pr_v^{0.4} \frac{\alpha_v}{D_{eq}}; \quad Re_v = \frac{G \times D_{eq}}{\mu_v \varepsilon} \quad (A.33)$$

In questa relazione ε è la frazione di vuoto ed è utilizzato il diametro equivalente, definito come nell'equazione A.34 in base all'area della sezione trasversale.

$$D_{eq} = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \quad (A.34)$$

Invece, il coefficiente relativo alla parte bagnata si calcola come nell'equazione A.35, somma di una parte nucleativa e una convettiva.

$$h_{wet} = \left(S \cdot h_{nb}^3 + h_{cb}^3 \right)^{\frac{1}{3}} \quad (A.35)$$

Il fattore nucleativo è calcolato dall'equazione A.36, ricavata da Cooper (Cooper, 1984), con M che rappresenta il peso molecolare del fluido, q il flusso termico per unità

di superficie e p_r la pressione ridotta (che è il rapporto tra la pressione di saturazione del fluido e quella dello stesso al punto critico).

$$h_{nb} = 55 p_r^{0.12} (-\log_{10} p_r)^{-0.55} M^{-0.5} q^{0.67} \quad (\text{A.36})$$

Inoltre è presente nell'equazione A.35 un coefficiente S , che prende il nome di contributo di soppressione del fattore nucleativo, ed è pari a 0.8. Tale fattore serve a ridurre il peso del contributo nucleativo rispetto a quello convettivo. Per quanto riguarda il fattore convettivo, esso è calcolato come mostrato nella A.37.

$$h_{cb} = 0.01333 \text{Re}_\delta^{0.69} \text{Pr}_1^{0.4} \frac{k_l}{\delta} \quad (\text{A.37})$$

Tale equazione rappresenta una versione modificata dell'equazione di Dittus & Boelter. In questa equazione il numero di Reynolds è calcolato come mostrato nella A.38, ed è riferito allo spessore dello strato di liquido aderente alla superficie del tubo.

$$\text{Re}_\delta = \frac{4G(1-x)\delta}{(1-\varepsilon)\mu_l} \quad (\text{A.38})$$

Questo spessore è esprimibile come nella relazione mostrata in A.39.

$$\delta = \frac{d}{2} - \sqrt{\left(\frac{d}{2}\right)^2 - \frac{2A_l}{2\pi - \theta_{dry}}} \quad (\text{A.39})$$

Solo se il liquido occupa più della metà del condotto, si pone $\delta = d/2$. Come detto, questa trattazione non vale per il mist flow e per il regime anulare con parziale asciugatura della parete. Per il mist flow, si utilizza l'equazione A.40.

$$h_M = 0.0117 \text{Re}_H^{0.79} \text{Pr}_v^{1.06} Y^{-1.83} \frac{k_v}{d} \quad (\text{A.40})$$

In questa relazione Reynolds è riferito alla miscela, secondo il modello omogeneo, ed è calcolato con l'equazione A.41.

$$\text{Re}_H = \frac{Gd}{\mu_v} \left[x + \frac{\rho_v}{\rho_l}(1-x) \right] \quad (\text{A.41})$$

Invece il fattore correttivo Y , calcolato nella A.42, serve a correggere il fatto che nella definizione di Reynolds, benchè si parli di modello omogeneo, alcune grandezze termodinamiche sono quelle relative alla sola fase vapore.

$$Y = 1 - 0.1 \left[\left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) (1 - x) \right]^{0.4} \quad (\text{A.42})$$

Per il regime anulare con parziale dryout, si usa la seguente relazione (A.43), che costituisce un'interpolazione tra il coefficiente di scambio termico che si avrebbe al titolo a cui inizia il dryout e quello a cui il dryout è completato, cioè la parete del condotto è completamente asciugata.

$$h_{\text{dryout}} = h(x_{\text{di}}) - \frac{x - x_{\text{di}}}{x_{\text{de}} - x_{\text{di}}} [h(x_{\text{di}}) - h_{\text{mist}}(x_{\text{de}})] \quad (\text{A.43})$$

In questa equazione, il titolo x_{di} è quello a cui inizia il regime di moto caratterizzato da dryout, e il titolo x_{de} è relativo al completamento della fase di dryout. Si rimanda all'articolo citato per tutte le relazioni che permettono di calcolare il titolo pertinente a tutti i regimi di moto.

A2.2 Bifase – evaporazione CO₂ all'interno di tubi

Per ciò che riguarda l'anidride carbonica, Cheng et al. (Cheng, 2006), (Cheng, 2007), (Cheng, 2008a), (Cheng, 2008b) hanno proposto una versione modificata della correlazione di Wojtan et al. (Wojtan, 2005b). Il lavoro si è basato su 1124 dati sperimentali trovati in 13 lavori portati avanti da laboratori indipendenti e relativi a diverse condizioni operative e geometrie. Ciò ha messo in evidenza che la mappa di Wojtan, mostrata in precedenza, non riusciva a predire i regimi di moto per ciò che riguarda la CO₂. Pertanto, è stata proposta una versione della mappa dedicata alla CO₂ e a partire da questa si è proposto un metodo per il calcolo del coefficiente di scambio termico particolareggiato in base al regime di moto. Come il metodo di Wojtan et al. Da cui trae origine, oltre a basarsi sul regime di moto, in questo metodo il calcolo del coefficiente di scambio (equazione A.44) verte sulla distinzione tra la frazione bagnata (wet) e quella asciutta (dry) dell'angolo giro (ovvero del condotto circolare equivalente, mostrata in Figura A.5).

$$h = \frac{\theta_{\text{dry}} h_v + (2\pi - \theta_{\text{dry}}) h_{\text{wet}}}{2\pi} \quad (\text{A.44})$$

Tale relazione vale per tutti i regimi di moto esclusi quelli di mist flow e quello anulare con parete parzialmente asciugata (per il regime a bolle, la porzione asciutta dry è pari a zero). Il coefficiente di scambio relativo alla parte asciutta si calcola con la relazione di Dittus & Boelter mostrata in A.45.

$$h_v = 0.023 \text{Re}_v^{0.8} \text{Pr}_v^{0.4} \frac{\alpha_v}{D_{\text{eq}}}; \quad \text{Re}_v = \frac{G \times D_{\text{eq}}}{\mu_v \varepsilon} \quad (\text{A.45})$$

In questa relazione ε è la frazione di vuoto ed è utilizzato il diametro equivalente, definito come nell'equazione A.46 in base all'area della sezione trasversale.

$$D_{eq} = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \quad (A.46)$$

Invece, il coefficiente relativo alla parte bagnata si calcola come nell'equazione A.47, somma di una parte nucleativa e una convettiva.

$$h_{wet} = \left(S \cdot h_{nb}^3 + h_{cb}^3 \right)^{\frac{1}{3}} \quad (A.47)$$

Il fattore nucleativo è calcolato dalla equazione A.36, ricavata da Cooper (Cooper, 1984). Inoltre è presente un coefficiente S , che prende il nome di contributo di soppressione del fattore nucleativo, ed è valutato come nell'equazione A.48.

$$S = 1 - 1.14 \left(\frac{d_{eq}}{0.00753} \right)^2 \left(1 - \frac{\delta}{\delta_{1-A}} \right)^{2.2} \quad \text{se } x > x_{1-A}; \quad S = 1 \quad \text{se } x \leq x_{1-A} \quad (A.48)$$

Come si vede dall'equazione, tale fattore serve a ridurre il peso del contributo nucleativo rispetto a quello convettivo: tale fattore diventa via via meno importante all'aumentare del titolo. Inoltre, si precisa che il diametro equivalente è posto pari a 7.53 mm se quello calcolato è più alto di questo valore. Per quanto riguarda il fattore convettivo, esso è calcolato come mostrato in A.37, A.38 e A.39. Questa trattazione non vale per il mist flow e per il regime anulare con parziale asciugatura della parete. Per il mist flow, si utilizza l'equazione A.49.

$$h_{mist} = 2 \cdot 10^{-8} Re_H^{1.97} Pr_v^{1.06} Y^{-1.83} \frac{k_v}{d} \quad (A.49)$$

In questa relazione Reynolds è riferito alla miscela, secondo il modello omogeneo, ed è calcolato come mostrato nella A.41 e Y è calcolato come mostrato nella A.42.

Per il regime anulare con parziale dryout, si usa l'interpolazione mostrata in A.43.

Il titolo x_{di} della A.43 è quello a cui inizia il regime di moto caratterizzato da dryout, e il titolo x_{de} è relativo al completamento della fase di dryout (totale asciugatura della parete), entrambi calcolati dalla mappa modificata relativa alla CO_2 , come mostrato nelle equazione A.50 e A.51.

$$\ln \frac{x_{di}}{0.58} = \left[0.52 - 0.236 We_v^{0.17} Fr_{v, Mori}^{0.17} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.25} \left(\frac{q}{q_{crit}} \right)^{0.27} \right] \quad (A.50)$$

$$\ln \frac{x_{de}}{0.61} = \left[0.57 - 0.502 W e_v^{0.16} F r_{v,Mori}^{0.15} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{-0.09} \left(\frac{q}{q_{crit}} \right)^{0.72} \right] \quad (A.51)$$

Il titolo di inizio e completamento della fase di dryout dipendono dal numero di Weber, dal rapporto tra il flusso termico e quello critico, dal rapporto fra le densità delle fasi e dal numero di Froude della fase vapore, calcolato nella forma ricavata in Mori et al. (Mori, 2000) e mostrata in A.52.

$$F r_{v,Mori} = \frac{G^2}{\rho_v g D_{eq} (\rho_l - \rho_v)} \quad (A.52)$$

Il parametro che tiene conto della presenza dell'uno o dell'altro regime di moto è il valore dell'angolo ϑ_{dry} . Si rimanda all'articolo citato per una distinzione tra tutti i regimi possibili e il valore che l'angolo in questione assume per ciascuno di essi.

Per ciò che riguarda le perdite di carico, gli autori collezionano 387 data points di cinque laboratori indipendenti relativi a diverse geometrie per modificare il metodo di Moreno Quiben in modo da poterlo adattare alla CO₂. Risultano le seguenti modifiche. Innanzitutto, il fattore f relativo alla fase anulare ha un'espressione diversa da quanto mostrato in A.22. Infatti nel caso della CO₂ esso è calcolato come mostrato nell'equazione A.53.

$$f_{annular} = 3.128 R e_v^{-0.454} W e_l^{-0.0308} \quad (A.53)$$

Per ciò che riguarda i regimi di moto a proiettili e intermittente, il calcolo delle perdite di carico viene modificato come mostrato nell'equazione A.54.

$$\Delta p_{slug+interm} = \Delta p_{Liq,only} \left(1 - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}} \right) + \Delta p_A \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{IA}} \right) \quad (A.54)$$

Dunque per il calcolo delle perdite di carico nel regime di moto a proiettili e intermittente si fa una media pesata tra quello della sola fase liquida e quello relativo a un regime di moto anulare in base alla frazione di vuoto ε . Per ciò che riguarda il regime di moto stratificato-ondoso (SW), il calcolo del fattore f (A.55) viene adattato al database dell'anidride carbonica mentre la forma resta uguale a quella del modello di Moreno.

$$f_{strat-wavy} = \theta_{dry}^*{}^{0.02} f_v + (1 - \theta_{dry}^*)^{0.02} f_{annular}; \quad \theta_{dry}^* = \frac{\theta_{dry}}{2\pi} \quad (A.55)$$

Per ciò che concerne il mist flow, viene effettuata una modifica al fattore f , mostrata nell'equazione A.56.

$$f_{\text{mist}} = \frac{-91.2}{\text{Re}_{\text{mist}}^{0.832}} \quad (\text{A.56})$$

A2.3 Bifase – evaporazione propano in scambiatori a piastre

Una correlazione specifica per le perdite di carico e lo scambio termico negli scambiatori a piastre durante l'evaporazione è quella di Amalfi et al. (Amalfi, 2016a) (Amalfi, 2016b), ottenuta a partire da una review di tredici database sperimentali indipendenti. Tale correlazione mostra che il gradiente di pressione dovuto all'attrito può essere calcolato come nell'equazione A.57.

$$\left(\frac{dp}{dz} \right)_f = 2f_{\text{tp}} \frac{G^2}{d_h \rho_m} \quad (\text{A.57})$$

In questa relazione è presente il fattore f , che può essere calcolato come mostrato nell'equazione A.58.

$$f_{\text{tp}} = (2.125 \cdot \beta^*{}^{9.993} + 0.995) \cdot 15.698 \cdot \text{We}_m^{-0.475} \text{Bd}^{0.255} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{-0.571} \quad (\text{A.58})$$

In questa relazione si osserva che i fattori principali determinanti f sono l'angolo di chevron adimensionalizzato della piastra (β^*), il numero di We , il rapporto tra le densità delle fasi e il numero di Bond. Quest'ultimo è definito nell'equazione A.59, come rapporto tra le forze di galleggiamento e la tensione superficiale ed è utilizzato per descrivere la transizione dalla macro- alla microscala.

$$\text{Bd} = \frac{(\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot d_h^2}{\sigma} \quad (\text{A.59})$$

All'interno di (Amalfi, 2016b) è contenuta una valutazione statistica delle predizioni della correlazione rispetto ai suddetti database indipendenti; si afferma che il metodo ottenuto prevede il 90.9% dei dati entro il +/- 50% con un errore medio assoluto del 21.5%. Per ciò che riguarda lo scambio termico, il metodo è basato su 1900 dati sperimentali provenienti da laboratori diversi. Nusselt viene predetto con due correlazioni distinti in base al valore del numero di Bond. Se Bd è minore di 4 (microscala), Nusselt si esprime come nella A.60.

$$\text{Nu}_{\text{tp}} = 982 \cdot \beta^*{}^{1.101} \text{We}_m^{0.315} \text{Bo}^{0.320} \rho^*{}^{-0.224} \quad (\text{A.60})$$

Invece, se esso è maggiore o uguale a 4, vale l'equazione A.61.

$$Nu_{tp} = 18.495 \cdot \beta^{*0.248} Re_v^{0.135} Re_{lo}^{0.351} Bd^{0.235} Bo^{0.198} \rho^{*-0.223} \quad (A.61)$$

Gli autori verificano che le relazioni mostrate predicono i dati sperimentali con un errore medio assoluto percentuale del 22.1% e il 92.3% del database nel range del 50%.

A2.4 Bifase – condensazione propano in scambiatori a piastre

Per ciò che riguarda invece la condensazione negli scambiatori a piastre, si considera il lavoro di Longo et al. (Longo, 2014) realizzato specificamente con idrocarburi tra cui il propano in uno scambiatore a piastre del tipo ad H (“herringbone”). Nelle condizioni testate dagli autori, con temperature di saturazione tra 25 e 40 °C e flussi termici fino a 34.4 kW/m², essi ricavano una dipendenza lineare delle perdite di carico per attriti dal rapporto tra energia cinetica e volume, ugualmente a ciò che accade per un flusso monofase pienamente turbolento all'interno di un tubo corrugato. Tale relazione è la A.62

$$\Delta p_f = 1.9 \frac{G^2}{2\rho_m} \quad (A.62)$$

Questa relazione presenta un errore medio assoluto del 12.8% nel predire il database sperimentale. Per ciò che riguarda lo scambio termico, gli autori utilizzano una definizione di Reynolds equivalente e la definizione del fattore di Colburn riportate in seguito, rispettivamente nella A.63 e A.64.

$$Re_{eq} = G \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/2} \right] \frac{d_h}{\mu_l} \quad (A.63)$$

$$J = \frac{Nu}{Pr_L^{1/3}} \quad (A.64)$$

Gli autori individuano in un valore di Re_{eq} pari a 1600 il passaggio da una fase dominata dalla gravità a una fase prevalentemente di convezione forzata. Per $Re_{eq} < 1600$ applicano il modello di Nusselt per la lastra piana verticale, nell'equazione A.65.

$$h_{grav,ave} = E \cdot 0.943 \left[\frac{\lambda_L^3 \rho_l^2 g \Delta J_{Lv}}{\mu_l \Delta T L} \right]^{1/4} \quad (A.65)$$

In quest'equazione, E è il rapporto tra l'area effettiva della piastra e quella proiettata, ΔJ è l'entalpia latente di condensazione e ΔT è la differenza di temperatura tra quella di saturazione e quella della parete. Gli autori precisano che tale modello può tenere conto del desurriscaldamento incorporando l'entalpia di desurriscaldamento nel termine ΔJ . Con questo modello, verificano l'86% dei dati sperimentali in un intorno del 20%, con un errore medio assoluto percentuale del 11.2%. Per ciò che riguarda invece la fase convettiva, in particolare per valori del flusso di massa G superiori a 15/20 kg/m²s, gli autori utilizzano la relazione A.66, relativa al desurriscaldamento più condensazione del refrigerante, accoppiando il loro lavoro con quanto ricavato in precedenza da Webb (Webb, 1998).

$$h = h_{sat} + F \left[\frac{h_{desurr} + c_{p,v} q_{lat}}{\Delta J_{L,v}} \right] \quad (A.66)$$

In questa equazione, il flusso termico è riferito alla sola fase di condensazione, mentre F (definito nell'equazione A.67) si avvicina a zero quando termina il desurriscaldamento.

$$F = \frac{T_{surr} - T_{sat}}{T_{sat} - T_{wall}} \quad (A.67)$$

Il coefficiente di scambio termico in fase singola relativo alla fase di desurriscaldamento è espresso come nell'equazione A.68, ricavata da Thonon (Thonon, 1995).

$$h_{desurr} = 0.2267 \frac{\lambda_v}{d_h} Re_v^{0.631} Pr_v^{1/3} \quad (A.68)$$

Invece, il coefficiente di scambio relativo alla fase di condensazione è ricavato dagli autori nel lavoro stesso confrontando più database, espresso nell'equazione A.69.

$$h_{sat} = 1.875E \frac{\lambda_l}{d_h} Re_{eq}^{0.445} Pr_l^{1/3} \quad (A.69)$$

Gli autori indicano un errore medio assoluto percentuale inferiore al 16 % rispetto ai dati sperimentali di 15 database diversi provenienti da più laboratori.

Bibliografia

(AHRI, 1999). Standard 540, Standard for positive displacement refrigerant compressors and compressor units, 1999.

(Amalfi, 2016a). Raffaele L. Amalfi, Farzad Vakili-Farahani, John R. Thome. Flow boiling and frictional pressure gradients in plate heat exchangers. Part 1: Review and experimental database. *International Journal of Refrigeration*, Volume 61, January 2016, Pages 166-184.

(Amalfi, 2016b). Raffaele L. Amalfi, Farzad Vakili-Farahani, John R. Thome. Flow boiling and frictional pressure gradients in plate heat exchangers. Part 2: Comparison of literature methods to database and new prediction methods. *International Journal of Refrigeration*, Volume 61, January 2016, Pages 185-203.

(Andersen, 2007). Andersen E, Furbo S, Fan J. Multilayer fabric stratification pipes for solar tanks. *Solar Energy* 2007, Volume 81, pagine 1219-1226.

(ASHRAE, 2007). 2007 ASHRAE Heating, Ventilating and Air Conditioning applications Handbook.

(Belussi, 2012). Lorenzo Belussi, Ludovico Danza. Method for the prediction of malfunctions of buildings through real energy consumption analysis: Holistic and multidisciplinary approach of EnergySignature. *Energy and Buildings* 55 (2012), pagine 715–720.

(Biberg, 1999). Biberg D., Two-phase stratified pipe flow modelling: a new expression for the interfacial shear stress, In G. P. Celata, P. di Marco, and R. K. Shah, editors, *Proceedings of the 2nd International Symposium on Two-Phase Flow Modelling and Experimentation*, volume 2, pages 1–10, Rome, Italy, 1999. Edizioni ETS, Pisa.

(Castell, 2010). A. Castell, M. Medrano, C. Solé, L.F. Cabeza. Dimensionless numbers used to characterize stratification in water tanks for discharging at low flow rates. *Renewable Energy*, Volume 35, Issue 10, October 2010, Pages 2192-2199.

(Cavallini, 2010). Alberto Cavallini, Enrico Da Riva, Davide Del Col. Performance of a large capacity propane heat pump with low charge heat exchangers. *International journal of refrigeration*, 33 (2010), pages 242-250.

(Cecchinato, 2005). Luca Cecchinato, Marco Corradi, Ezio Fornasieri, Lorenzo Zamboni. Carbon dioxide as refrigerant for tap water heat pumps: a comparison with the traditional solution. *International Journal of Refrigeration* 28 (2005) 1250–1258.

- (Cervera-Vázquez, 2015). Cervera-Vázquez, J., Montagud, C., Corberán, J.M., 2015. Sizing of the buffer tank in chilled water distribution A/C systems. *Science and Technology for the Built Environment*, DOI: 10.1080/23744731.2016.1131569 .
- (Cheng, 2006). L. Cheng, G. Ribatski, L. Wojtan, J.R. Thome. New flow boiling heat transfer model and flow pattern map for carbon dioxide evaporating inside horizontal tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49:4082-4094, 2006.
- (Cheng, 2007). L. Cheng, G. Ribatski, L. Wojtan, J.R. Thome. Erratum to: “New flow boiling heat transfer model and flow pattern map for carbon dioxide evaporating inside horizontal tubes”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50:391-391, 2007.
- (Cheng, 2008a). L. Cheng, G. Ribatski, J. Moreno Quibén, J.R. Thome. New prediction methods for CO₂ evaporation inside tubes: Part I – A two-phase flow pattern map and a flow pattern based phenomenological model for two-phase flow frictional pressure drops, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51: 111-124, 2008a.
- (Cheng, 2008b). L. Cheng, G. Ribatski, J.R. Thome. New prediction methods for CO₂ evaporation inside tubes: Part II - An updated general flow boiling heat transfer model based on flow patterns, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51:125-135, 2008b.
- (Chisholm, 1972). D. Chisholm. A theoretical basis for the Lockhart-Martinelli correlation for two-phase flow. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, vol. 10, pp. 1767-78, 1972.
- (Cicchitti, 1960). Cicchitti A., Lombardi C., Silvestri M., Soldaini G. e Zavattarelli R., Two-phase cooling experiments - pressure drop, heat transfer and burnout measurements, *Energia Nucleare*, 7(6):407–425, 1960.
- (Cooper, 1984). M.K. Cooper, Saturated nucleate pool boiling: A simple correlation, *First UK National Heat Transfer Conference, 1984, Vol. 2*, pp.785-793 (Industrial and Chemical Engineering Symposium Series No. 86).
- (Corberan, 2000). J. M. Corberán, P. Fernández de Córdoba, S. Ortuño, V. Ferri, J. González, T. Setaro, G. Boccardi. Modelling of compact evaporators and condensers. *WIT Transaction on Engineering Sciences*, Vol. 27, 2000.
- (Corberan, 2001). Corberán, J. M., de Cordoba P. F., Gonzalez J., and Alias F., 2001. Semiexplicit method for wall temperature linked equations (SEWTLE): A general finite-volume technique for the calculation of complex heat exchangers. *Numerical Heat Transfer Part B-Fundamentals* 40 (1): 37-59.

(Corberan, 2008). Jose M. Corberán, Israel O. Martínez, José González. Charge optimisation study of a reversible water-to-water propane heat pump. *International Journal of Refrigeration*, Volume 31, Issue 4, June 2008, Pages 716–726.

(Corberan, 2011). Corberán, J.M., Finn, D.P., Montagud, C., Murphy, F.T., Edwards, K.C., 2011. A quasi-steady state mathematical model of an integrated ground source heat pump for building space control. *Energy and Buildings*, 43(1), 82-92.

(Dabiri, 1981). Dabiri, A.E., Rice, C.K., 1981. A compressor simulation model with corrections for the level of suction gas superheat. *ASHRAE Trans.* 87, 771-782.

(Dang, 2004). Chaobin Dang, Eiji Hihara. In-tube cooling heat transfer of supercritical carbon dioxide. Part 1. Experimental measurement. *International Journal of Refrigeration*, Volume 27, Issue 7, November 2004, Pages 736-747.

(Danov, 2013). S. Danov, J. Carbonell, J. Cipriano, J. Martí-Herrero. Approaches to evaluate building energy performance from daily consumption data considering dynamic and solar gain effects. *Energy and Buildings* 57 (2013) 110–118.

(Dittus, 1930). F.W. Dittus, L.M.K. Boelter. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *University of California Publications in Engineering*, 2 (1930), pp. 443–461.

(Dutra, 2010). Thiago Dutra, Cesar Deschamps. Experimental investigation of heat transfer in components of a hermetic reciprocating compressor. Purdue, 2010, *International Compressor Engineering Conference*.

(Eurostat, 2015). Eurostat. Energy price statistics, aggiornato a Maggio 2015, disponibile online su http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Energy_price_statistics.

(Fernandez, 2010). Nicholas Fernandez, Yunho Hwang, Reinhard Radermacher. Comparison of CO₂ heat pump water heater performance with baseline cycle and two high COP cycles. *International Journal of Refrigeration*, Volume 33, Issue 3, May 2010, Pages 635-644.

(Fernando, 2004). Primal Fernando, Bjorn Palm, Per Lundqvist, Eric Granryd. Propane heat pump with low refrigerant charge: design and laboratory tests. *International Journal of Refrigeration* 27 (2004) 761–773.

(Gnielinski, 1976). Gnielinski V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int Chem Engng* 1976; 16(2):359–68.

- (Goulart, 2004). Goulart, S., 2004. Thermal inertia and natural ventilation – Optimisation of thermal storage as a cooling technique for residential buildings in Southern Brazil. PhD thesis, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianopolis, Brazil, 2004.
- (Jacobs, 1978). Jacobs, J.J., 1978. Analytical and experimental techniques for evaluating compressor performance losses. In: Proceedings of Purdue Compressor Technology Conference. USA. 1978.
- (Jordan, 2004). Ulrike Jordan, Simon Furbo. Thermal stratification in small solar domestic storage tanks caused by draw-offs. *Solar Energy*, Volume 78, Issue 2, February 2005, Pages 291-300.
- (JRA, 2007). Residential heat pump water heaters, standard no. JRA 4050: 2007. Japan Refrigeration and Air Conditioning Industry Association; 2007 [in giapponese].
- (Kattan, 1998). Kattan N., Thome J. R., and Favrat D., Flow boiling in horizontal tubes: Part 1 – development of a diabatic two-phase flow pattern map, *J. Heat Transfer*, 120:140–147, 1998.
- (Khan, 2010). T.S. Khan, M.S. Khan, Ming-C. Chyu, Z.H. Ayub. Experimental investigation of single phase convective heat transfer coefficient in a corrugated plate heat exchanger for multiple plate configurations. *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 1058–1065.
- (Koiv, 2013). Teet-Andrus Koiv, Alo Mikola, Alvar Toode. DHW Design Flow Rates and Consumption Profiles in Educational, Office Buildings and Shopping Centres. *Smart Grid and Renewable Energy*, 2013, 4, 287-296.
- (Li, 2014). Shu-hong Li, Yong-xin Zhang, Yang Li, Xiao-song Zhang. Experimental study of inlet structure on the discharging performance of a solar water storage tank. *Energy and Buildings*, Volume 70, February 2014, Pages 490-496.
- (Longo, 2014). A new computational procedure for refrigerant condensation inside herringbone-type Braze Plate Heat Exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 82, March 2015, Pages 530-536.
- (Lorentzen, 1994). G. Lorentzen, Revival of carbon dioxide as a refrigerant, *Int Journal of Refrigeration* 17 (5) (1994) 292–301.
- (Martin, 1996). Holger Martin. A theoretical approach to predict the performance of chevron-type plate heat exchangers. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, Volume 35, Issue 4, 1996, Pages 301-310.

(Minetto, 2016). Silvia Minetto, Luca Cecchinato, Riccardo Brignoli, Sergio Marinetti, Antonio Rossetti. Water-side reversible CO₂ heat pump for residential application. *Int. J. of Refrigeration* 63 (2016), pagine 237–250.

(Moreno Quibén, 2007). Moreno Quibén J., Thome, J.R., Flow Pattern Based Two-Phase Frictional Pressure Drop Model for Horizontal Tubes, Part II: New Phenomenological Model, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, volume 28, issue 5, 2007.

(Mori, 2000). H. Mori, S. Yoshida, K. Ohishi, Y. Kokimoto, Dryout quality and post dryout heat transfer coefficient in horizontal evaporator tubes, in: *Proceedings of the 3rd European Thermal Sciences Conference*, 2000, pp. 839–844.

(Navarro, 2007a). E. Navarro, E. Granryd, J.F. Urchueguía, J.M. Corberán. A phenomenological model for analyzing reciprocating compressors. *International Journal of Refrigeration*, Volume 30, Issue 7, November 2007, Pages 1254-1265.

(Navarro, 2007b). E. Navarro, J.F. Urchueguía, J.M. Corberán, E. Granryd. Performance analysis of a series of hermetic reciprocating compressors working with R290 (propane) and R407C. *International Journal of Refrigeration*, Volume 30, Issue 7, November 2007, Pages 1244-1253.

(Navarro-Peris, 2013). Emilio Navarro-Peris, José M. Corberán, Luigi Falco, Israel O. Martínez-Galván. New non-dimensional performance parameters for the characterization of refrigeration compressors. *International Journal of Refrigeration*, Volume 36, Issue 7, November 2013, Pages 1951-1964.

(Neksa, 1998). Petter Neksa, Havard Rekstad, G. Reza Zakeri and Per Arne Schiefloe. CO₂-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results. *Int. J. Refrigeration.*, Vol, 21, No. 3, pp. 172-179, 1998.

(Ohkura, 2015). Masashi Ohkura, Ryohei Yokoyama, Takuya Nakamata, Tetsuya Wakui. Numerical analysis on performance enhancement of a CO₂ heat pump water heating system by extracting tepid water. *Energy* 87 (2015) 435-447.

(Olsen, 2008). Olsen, L. 2008. Heat capacity in relation to the Danish building regulation, in *Proceedings of the 8th Symposium on Building Physics in the Nordic Countries: Selected papers*, vol.3. Ed. by C. Rode. June, 16–18, 2008, Copenhagen, Denmark. Copenhagen: Danish society of engineers, 1349–1356.

(Perez-Segarra, 2003). C.D. Perez-Segarra, J. Rigola, A. Oliva, Modelling and numerical simulation of the thermal and fluid dynamic behaviour of hermetic reciprocating compressors. Part 1: theoretical basis, *International Journal of Heating Ventilation, Air Conditioning, and Refrigeration Research* 9 (2003) 215-236.

(Pierre, 1982). Pierre, B., 1982. Kylteknik, Allman Kurs. Inst. Mekanisk Varmeteori Och Kylteknik. KTH, Stockholm (in svedese).

(Rankin, 2006). R. Rankin, P.G. Rousseau. Sanitary hot water consumption patterns in commercial and industrial sectors in South Africa: Impact on heating system design. *Energy Conversion and Management* 47 (2006) 687–701.

(Sjogren, 2009). J.-U. Sjogren, S. Andersson, T. Olofsson. Sensitivity of the total heat loss coefficient determined by the energy signature approach to different time periods and gained energy. *Energy and Buildings* 41 (2009) 801–808.

(Steiner, 1993). Steiner D., VDI-Wärmeatlas (VDI Heat Atlas), chapter Hbb. Verein Deutscher Ingenieure VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GCV), Düsseldorf, 1993.

(Stene, 2005). Residential CO₂ heat pump system for combined space heating and hot water heating. *International Journal of Refrigeration* 28 (2005) 1259–1265.

(Tammaro, 2015a). Tammaro M., Montagud C., Corberan J. M., Mauro A. W., Mastrullo R.. A propane water-to-water heat pump booster for sanitary hot water production: Seasonal performance analysis of a new solution optimizing COP. *International Journal of Refrigeration*, Volume 51, March 2015, Pages 59–69.

(Tammaro, 2016a). M. Tammaro, A.W. Mauro, C. Montagud, J.M. Corberán, R. Mastrullo. Hot sanitary water production with CO₂ heat pumps: Effect of control strategy on system performance and stratification inside the storage tank. *Applied Thermal Engineering*. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.01.094.

(Tammaro, 2016b). Tammaro M., Montagud C., Corberan J. M., Mauro A. W., Mastrullo R.. Comparison of the energy consumption of ground-source and air-to-water propane heat pumps for the heating needs around Europe. 12th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants - GL2016. Edinburgh, Scozia, 21 – 24 Agosto 2016.

(Thonon, 1995). B. Thonon, Design method for plate evaporators and condensers. *Proceedings of 1st Int. Conf. Process Intensification for Chemical Industry*, BHR Group Conference Series Publication, 1995, pp. 149–155.

(TRNSYS, 2007). TRNSYS 16 A transient System Simulation Program. University of Wisconsin Solar Energy Laboratory Madison, USA.

(Wang, 2000a). C-C. Wang, K.-Y. Chi, Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data, *Int. J. Heat Mass Transfer* 43 (2000).

(Wang, 2000b). C-C Wang, K-Y Chi, C-J Chang. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation. *Int. J. Heat Mass Transfer* 43 (2000).

(Webb, 1998). R.L. Webb, Convective condensation of superheated vapor, *J. Heat Transfer Trans. ASME*, Volume 120 (1998) 418–421.

(Wojtan, 2005a). Wojtan L., Ursenbacher T., e Thome J. R., Investigation on flow boiling in horizontal tubes: Part I - A new diabatic two-phase flow pattern map, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 48:2955–2969, 2005.

(Wojtan, 2005b). L. Wojtan, T. Ursenbacher, J.R. Thome, Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part II - Development of a new heat transfer model for stratified-wavy, dryout and mist flow regimes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48:2970-2985, 2005b.

(Yokoyama, 2010). Ryohei Yokoyama, Tetsuya Wakui, Junya Kamakari, Kazuhisa Takemura. Performance analysis of a CO₂ heat pump water heating system under a daily change in a standardized demand. *Energy*, Volume 35, Issue 2, February 2010, Pages 718-728.

(Zangheri, 2014). Zangheri, P., Armani, R., Pietrobon, M., Pagliano, L., Fernandez Boneta, M., Muller, A., 2014. ENTRANZE project (Deliverable 2.3 of WP2). Heating and cooling energy demand and loads for building types in different countries of the EU. Disponibile online su www.entranze.eu.

(Zhang, 2015). Zhang J-F., Qin Y., Wang C-C. Review on CO₂ heat pump water heater for residential use in Japan. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 50, October 2015, Pages 1383-1391.

Indice delle figure

Figura 1.1 Ciclo ad anidride carbonica per la produzione di acqua calda sanitaria	6
Figura 1.2 Prestazioni del ciclo a CO ₂ al variare della pressione al gas-cooler	7
Figura 1.3 Cicli ad anidride carbonica in modalità solo riscaldamento, solo acqua calda sanitaria e produzione combinata.....	9
Figura 1.4 Schema di impianto ad anidride carbonica con diverse configurazioni impiantistiche	10
Figura 1.5 COP di un ciclo a propano al variare della carica di refrigerante e delle condizioni all'evaporatore.....	12
Figura 1.6 COP e potenza termica in raffreddamento di un ciclo a propano al variare della carica di refrigerante.....	13
Figura 1.7 A sinistra: Sottoraffreddamento, a destra: COP, entrambi in funzione della carica di refrigerante di un ciclo a propano; confronto dati sperimentali vs. simulazioni	14
Figura 1.8 A sinistra: potenza termica in riscaldamento, a destra: COP, entrambi in funzione della temperatura di uscita dell'acqua dal condensatore; confronto tra schemi d'impianto	14
Figura 1.9 Numero di ore di accadimento di ciascuna temperatura ambiente al variare dei climi.....	17
Figura 1.10 Regolamento 812/814: temperatura di consegna vs COP per una data temperatura di ingresso acqua dalla rete idrica	21
Figura 1.11 Potenza termica richiesta dall'utenza in funzione della temperatura ambiente secondo la norma EN 14825/2013.....	22
Figura 1.12 Potenza termica richiesta dall'utenza e potenza termica erogata dalla pompa di calore in clima medio (esempio)	23
Figura 2.1 Processo di compressione in un compressore alternativo sul piano p-h.....	26
Figura 3.1 Geometrie dei condotti di ingresso al serbatoio di accumulo (Li, 2014).....	35
Figura 3.2 Geometrie dei condotti di ingresso al serbatoio di accumulo (Jordan, 2004).....	36
Figura 3.3 Numero di MIX e numero di Richardson al variare del tempo adimensionalizzato per diverse portate volumetriche d'acqua	38
Figura 3.4 Efficienza di scarico e numero di Peclet al variare del tempo adimensionalizzato per diverse portate volumetriche d'acqua	39
Figura 3.5 Schema del serbatoio di accumulo del Type 60	39
Figura 3.6 Bilancio di energia sul nodo i-esimo del serbatoio di accumulo	40
Figura 3.7 Schemi di immissione e prelievo dell'acqua dal serbatoio: a sinistra la modalità A, a destra la modalità C.....	41
Figura 3.8 Temperatura dell'acqua nei diversi nodi del serbatoio in funzione del tempo; confronto sperimentale vs simulazione. Modalità A, Fase 1	42
Figura 3.9 Temperatura dell'acqua nei diversi nodi del serbatoio in funzione del tempo; confronto sperimentale vs simulazione. Modalità A, Fase 2.....	43
Figura 3.10 Temperatura dell'acqua nei diversi nodi del serbatoio in funzione del tempo; confronto sperimentale vs simulazione. Modalità C, Fase 1	44
Figura 3.11 Temperatura dell'acqua nei diversi nodi del serbatoio in funzione del tempo; confronto sperimentale vs simulazione. Modalità C, Fase 2.....	45
Figura 3.12 Schema di prova per ciclo ad anidride carbonica accoppiato a serbatoio di accumulo	47
Figura 3.13 Potenza termica e COP in funzione della temperatura ambiente per tre diversi scenari.....	48
Figura 3.14 COP in funzione del tempo al variare della temperatura di ingresso al gas-cooler. A sinistra: Scenario B. A destra: scenario C	48
Figura 3.15 Legge di carico del tipo residenziale secondo lo standard usato dall' associazione refrigerazione giapponese JRA	49
Figura 4.1 Legge di carico hotel (a sinistra) e scuola elementare (a destra) tratte da ASHRAE HVAC Handbook.....	51
Figura 4.2 Capacità di recupero in ml/(unità s) in funzione del volume di accumulo in l/unità al variare del numero di unità considerate in un caso alberghiero (a sinistra) e residenziale (a destra)	52

Figura 4.3 Consumo d'acqua calda per persona al giorno, in litri, in funzione del mese dell'anno.....	53
Figura 4.4 Fattore moltiplicativo del consumo d'acqua calda procapite in funzione del tasso di occupazione delle strutture alberghiere monitorate	53
Figura 4.5 Leggi di carico hotel monitorati (consumo normalizzato sul totale giornaliero in funzione dell'ora del giorno).....	54
Figura 4.6 Legge di carico di un edificio scolastico, espressa in kg/(unità h) in funzione dell'ora della settimana	54
Figura 4.7 Firma energetica dell'edificio monitorato in due periodi distinti e firma energetica basata sulle caratteristiche nominali dell'edificio	56
Figura 4.8 Firma energetica di un edificio monitorato senza correzione dovuta al termine dinamico (a sinistra, $R^2=0.68$) e con la correzione (a destra, $R^2= 0.75$)	57
Figura 4.9 Firma energetica dell'edificio monitorato al variare del grado di soleggiamento	58
Figura 5.1 Schema semplificato del sistema globale per la produzione di acqua calda sanitaria	60
Figura 5.2 Schema semplificato del sistema globale per il riscaldamento di ambienti.....	61
Figura 5.3 Input e Output del modello della pompa di calore.....	61
Figura 5.4 Potenza termica e COP della pompa di calore a CO ₂ in funzione della temperatura ambiente e della temperatura di ingresso acqua al gas-cooler.....	64
Figura 5.5 A sinistra: disposizione degli ingressi e uscite dal serbatoio d'acqua calda; A destra: logica di controllo dell'ON/OFF del compressore	65
Figura 5.6 A sinistra: layout della pompa di calore a propano con sottoraffreddamento controllato; A destra: profili di scambio termico con sottoraffreddamento di 0 e 40 K.....	66
Figura 5.7 A sinistra: COP in funzione della pressione di condensazione per diverse temperature di ingresso acqua al condensatore; A destra: interpolazione lineare tra i punti pressione ottimale.....	67
Figura 5.8 Layout del sistema globale di fornitura di acqua calda sanitaria conforme al regolamento delegato EU 814/2013	69
Figura 5.9 Legge di carico dell'hotel considerato e, a destra, fattore di amplificazione della domanda in base ai mesi dell'anno.....	70
Figura 5.10 Schema del sistema globale di fornitura dell'acqua calda sanitaria all'hotel considerato	70
Figura 5.11 Due ipotesi di posizionamento del nodo di controllo che regola l'accensione della pompa di calore: a sinistra, nodo 5 (1/3 del volume del tank sempre caldo), a destra nodo 10 (2/3)	72
Figura 5.12 Portata massica d'acqua verso la pompa di calore e verso l'utenza in funzione del tempo.....	74
Figura 5.13 Layout della pompa di calore aria-acqua considerato per i due refrigeranti	75
Figura 5.14 Ciclo termodinamico sul piano T-s per la CO ₂ (a sinistra) e il propano (a destra) per una temperatura ambiente di 2 °C (in blue) e ingresso acqua a 10 °C (in rosso).....	76
Figura 5.15 Differenza percentuale di potenza termica (a sinistra) e COP (a sinistra) tra la pompa di calore a propano e quella a CO ₂ in funzione di temperatura ambiente e ingresso acqua.....	79
Figura 5.16 Layout del sistema globale considerato per la produzione di acqua calda sanitaria	80
Figura 5.17 Legge di carico dell'ospedale (a sinistra, estratto da una legge mensile) e della scuola considerate).....	81
Figura 5.18 Cumulata della legge di carico della scuola e dell'ospedale in funzione della portata normalizzata rispetto al massimo di ciascuna	83
Figura 5.19 Mappa dei COP e delle frequenze di accadimento di una certa combinazione di temperatura ambiente e temperatura ingresso acqua. A sinistra propano, a destra CO ₂ , Scuola, Strasburgo.	84
Figura 5.20 Mappa dei COP e delle frequenze di accadimento di una certa combinazione di temperatura ambiente e temperatura ingresso acqua. A sinistra propano, a destra CO ₂ , Scuola, Atene	84
Figura 5.21 Mappa dei COP e delle frequenze di accadimento di una certa combinazione di temperatura ambiente e temperatura ingresso acqua. A sinistra propano, a destra CO ₂ , Ospedale, Helsinki	85
Figura 5.22 Layout del sistema globale per la produzione di acqua calda sanitaria considerato. Sistema di controllo di riferimento.....	86
Figura 5.23 Discomfort percentuale in funzione del volume del serbatoio al variare della taglia della pompa di calore.....	87
Figura 5.24 Layout del sistema globale per la produzione di acqua calda sanitaria considerato. Sistema di controllo basato sull'inverter	88

Figura 5.25 Posizione del nodo di controllo considerata a 1/5 dell'altezza del serbatoio dal suolo: 4/5 del volume del tank sono sempre al di sopra dei 40 °C	89
Figura 5.26 A sinistra: sistema di riferimento. A destra: sistema con inverter. In alto: temperature in cima, in fondo e nel nodo di controllo del tank, oltre a quella di consegna e quella ambiente. In basso, potenze termiche e portate massiche (all'utenza in rosso, alla pompa di calore in verde)	90
Figura 5.27 Frazione dei consumi notturni rispetto al totale nei vari casi considerati per ciascuna delle due utenze considerate	92
Figura 5.28 Costi di esercizio normalizzati rispetto al massimo in funzione del rapporto tra il prezzo dell'elettricità di notte rispetto a quello di giorno. A sinistra: Scuola; A destra: Ospedale	93
Figura 5.29 Layout del sistema considerato per il riscaldamento dell'utenza considerata. Il circuito arancione è della sola pompa geotermica, quello verde della sola pompa ad aria, il nero in comune.	94
Figura 5.30 Temperature di ritorno dell'acqua all'evaporatore a Siviglia, Parigi e Helsinki (da sinistra verso destra) durante l'anno	95
Figura 5.31 Numero di ore di accadimento di ciascuna temperatura di evaporazione per le due pompe di calore. I COP, a destra, sono tipicamente compresi tra le due curve a temperatura di condensazione 37 e 50 °C per ciascuna temperatura di evaporazione. I marker quadrati indicano la pompa geotermica.	99

Indice delle tabelle

Tabella 1.1 Classe di efficienza energetica da attribuire alle pompe di calore per il riscaldamento a media temperatura (47 – 55 °C) in base all'efficienza misurata.....	16
Tabella 1.2 Condizioni nominali di test per le pompe di calore in riscaldamento al variare della sorgente di energia adoperata.....	16
Tabella 1.3 Temperatura di progettazione di riferimento, temperatura bivalente e temperatura limite di esercizio al variare dei climi.....	17
Tabella 1.4 Classi di efficienza per gli scaldacqua entro i 70 kW termici al variare del profilo di carico dichiarato e del valore di efficienza misurato.....	18
Tabella 1.5 Legge di prelievo di taglia XXL (estratto) con indicazione dell'ora di inizio prelievo, dell'energia da fornire Q_{tap} , della portata volumetrica minima f , della temperatura minima utile T_m e della temperatura di consegna minima da rispettare T_p	19
Tabella 1.6 Condizioni di prova lato evaporatore da mantenere durante tutta la giornata di prelievi al variare della sorgente utilizzata dalla pompa di calore.....	20
Tabella 1.7 Condizioni di prova A... F secondo la norma 14825 relativa a un clima medio e a una pompa di calore a sorgente aria per il riscaldamento a media temperatura.....	23
Tabella 1.8 Ore da considerare nelle diverse modalità elencate dalla norma 14825 in fase di riscaldamento al variare dei climi (Average, Warmer, Colder).....	24
Tabella 3.1 Differenza di temperature sperimentali contro simulate in funzione del tempo riportate a diverse altezze del serbatoio (nodo 0 = fondo, nodo 200 = cima del serbatoio). Modalità A, Fase 1.....	43
Tabella 3.2 Differenza di temperature sperimentali contro simulate in funzione del tempo riportate a diverse altezze del serbatoio (nodo 0 = fondo, nodo 200 = cima del serbatoio). Modalità A, Fase 2.....	44
Tabella 3.3 Differenza di temperature sperimentali contro simulate in funzione del tempo riportate a diverse altezze del serbatoio (nodo 0 = fondo, nodo 200 = cima del serbatoio). Modalità C, Fase 1.....	45
Tabella 3.4 Differenza di temperature sperimentali contro simulate in funzione del tempo riportate a diverse altezze del serbatoio (nodo 0 = fondo, nodo 200 = cima del serbatoio). Modalità C, Fase 2.....	46
Tabella 3.5 Prestazioni della pompa di calore accoppiata all'accumulo negli scenari di prova A, B, C, D previsti, durante l'ottavo giorno. In basso, la frazione di acqua inutilizzata alla fine delle stesse giornate considerate per la prestazione.....	50
Tabella 5.1 Coefficienti ottenuti dal fitting dell'equazione del rendimento globale del compressore.....	62
Tabella 5.2 Coefficienti ottenuti dal fitting per la portata massica d'acqua al gas-cooler, la potenza termica e il COP. Nelle due colonne a destra i valori di R^2 e errore medio assoluto percentuale.....	64
Tabella 5.3 Coefficienti di fitting ottenuti per la potenza termica e la potenza elettrica del compressore.....	67
Tabella 5.4 A sinistra, legge di prelievo 4XL tratta dalla norma 814/2013; a destra legge di carico scelta per la pompa di calore a propano (con temperatura di consegna a 55 °C e temperatura di ingresso dalla rete a 10 °C) che rispetta i vincoli posti dalla norma.....	68
Tabella 5.5 Parametri scelti (1,2 e 3) e valori assunti dalle grandezze interessate nei casi A e B per un totale di otto combinazioni.....	72
Tabella 5.6 Risultati relativi al sistema operante con acque reflue.....	73
Tabella 5.7 Risultati relativi al sistema operante con anello di liquido.....	73
Tabella 5.8 Caratteristiche del condensatore e del gas-cooler impiegati.....	77
Tabella 5.9 Caratteristiche degli evaporatori impiegati.....	77
Tabella 5.10 Caratteristiche dei compressori impiegati.....	78
Tabella 5.11 Coefficienti di fitting ottenuti per il rendimento globale del compressore a CO ₂ e propano.....	78
Tabella 5.12 Coefficienti di fitting ottenuti per la CO ₂ relativamente a portata massica d'acqua al gas-cooler, potenza termica e COP.....	79
Tabella 5.13 Coefficienti di fitting ottenuti per il propano relativamente a portata massica d'acqua al condensatore, potenza termica e COP.....	79
Tabella 5.14 Numero di unità considerate per lo scaling e potenza termica media richiesta dalle utenze al variare del clima considerato.....	82

Tabella 5.15 Risultati relativi all'ospedale nei vari climi	82
Tabella 5.16 Risultati relativi alla scuola nei vari climi	82
Tabella 5.17 Fattori di scala utilizzati per la portata volumetrica al compressore, per l'area del gas-cooler e dell'evaporatore e per la portata volumetrica al fan. A destra, intervalli di temperatura ambiente, ingresso gas-cooler e portata massica al gas-cooler utilizzati per le simulazioni	86
Tabella 5.18 Discomfort percentuale, percentuale di accensione e SPF1 al variare della taglia della pompa di calore e del serbatoio di accumulo	87
Tabella 5.19 Dimensioni del serbatoio necessarie a ottenere un discomfort del 5% e altri risultati relativi a diverse taglie di pompe di calore e logiche di controllo. Caso scuola.	89
Tabella 5.20 Dimensioni del serbatoio necessarie a ottenere un discomfort del 5% e altri risultati relativi a diverse taglie di pompe di calore e logiche di controllo. Caso ospedale.....	91
Tabella 5.21 Fabbisogno di energia al metro quadro per riscaldamento al variare dell'applicazione e del clima secondo i ricercatori del progetto ENTRANZE	96
Tabella 5.22 Dimensionamento delle utenze considerate in base al fabbisogno energetico e alla temperatura bivalente scelta.....	96
Tabella 5.23 Risultati al variare dell'applicazione e del clima	98