

UNIVERSITÀ  
DEGLI STUDI  
DI PADOVA

Sede Amministrativa: Università degli Studi di Padova  
Dipartimento di Ingegneria Industriale

---

SCUOLA DI DOTTORATO DI RICERCA IN INGEGNERIA INDUSTRIALE  
INDIRIZZO: FISICA TECNICA  
XXV CICLO

## **Analisi teorica e sperimentale sulle pompe di calore**

**Direttore della Scuola:** Ch.mo Prof. Paolo Colombo

**Coordinatore d'indirizzo:** Ch.mo Prof.ssa Luisa Rossetto

**Supervisore:** Ch.mo Prof. Michele De Carli

**Dottorando:** Giulio Busato



## RIASSUNTO

Questa tesi di dottorato è incentrata sull'analisi teorica e sperimentale di macchine frigorifere e in particolare di pompe di calore. Nella prima parte si affronta il calcolo di progetto e di verifica di macchine frigorifere e dei loro componenti. Attraverso un'accurata modellizzazione dei dispositivi coinvolti e dello scambio termico si è giunti a sviluppare un software di calcolo completo, che permette di valutare il comportamento di questo tipo di macchine anche in punti di lavoro off-design. Una parte consistente del lavoro è stata dedicata al calcolo della carica di refrigerante ottimale e agli effetti di accumulo di carica nel ricevitore di liquido con diverse condizioni al contorno. I risultati che si sono ottenuti sono stati verificati confrontando i risultati teorici con prove sperimentali effettuate ad hoc su un prototipo appositamente predisposto e su varie altre produzioni di serie presso la sala prove di Hired S.p.A. La seconda sezione affronta lo studio delle pompe di calore ad assorbimento ad acqua-ammoniaca. Anche in questo caso l'approccio è dapprima quello del calcolo di progetto termodinamico, seguito da una verifica delle stime effettuate attraverso prove sperimentali su di un prototipo. Nella terza sezione del lavoro viene effettuata un'analisi energetica su un impianto di nuova concezione confrontando i possibili vantaggi rispetto a sistemi tradizionali di generazione. Lo studio si articola attraverso varie simulazioni dinamiche svolte in ambiente TRNSYS. A tal fine è stato possibile ottimizzare i modelli di simulazione dei singoli componenti, avendo accesso ai dati sperimentali sulle prestazioni delle singole macchine. Inoltre è stato possibile condurre delle prove su un impianto pilota installato presso i laboratori di SIME S.p.A. Ciò ha permesso di ricavare informazioni utili per modellizzare il comportamento dinamico di un serbatoio di accumulo combinato con stratificazione. Dopo aver calibrato i modelli dei singoli componenti di impianto è stato possibile ricostruire un modello completo dell'impianto e di una villetta bifamiliare in ambiente TRNSYS; il modello considera il riscaldamento sia a bassa che ad alta temperatura e la produzione di acqua calda sanitaria. Il sistema ibrido composto da caldaia modulante a condensazione, pompa di calore reversibile e solare termico viene messo a confronto con una soluzione convenzionale, ovvero un impianto con sola caldaia, e con diverse combinazioni di fonti energetiche.



# ABSTRACT

This doctoral thesis is concerning the theoretical and experimental analysis of heat pumps. In the first section of this study a design tool for predicting steady-state cooling and heating performance of vapor compression refrigerating machines is developed. In order to achieve correct results, accurate thermodynamic models are implemented to predict heat transfer coefficients, pressure drops and refrigerant mass charge. The software has been firstly developed for charge inventory purpose, and, as a consequence, it also has the capability to predict performance in off-design conditions given a fixed refrigerant charge. Moreover it can be useful for the liquid receiver dimensioning in reversible heat pumps, or for subcooling degree optimization at the condensers. In the present work the methodologies used for the calculation of the performance of each component are presented. The second part of the work is concerning gas absorption heat pumps, working with the refrigerant mixture water-ammonia. A theoretical design procedure is carried out and again verified by means of experimental measurement on a prototype. The last part of the study is concerning the estimation of the possible advantages of combined heating plants including solar collectors, air source heat pump and a condensing boiler. The investigation is carried out in collaboration with the manufacturers of the machines, allowing to have precise information about all the components. Investigations are carried out to compare the proposed systems with a standard solution with a condensing boiler only. Three different locations are considered in the present study. Comparisons are made regarding primary energy consumption, equivalent CO<sub>2</sub> emission, percentage of renewable energy used and possible economical saving. For this purpose TRNSYS-based approach is adopted. The whole heating plant and the building are modeled together. Each component performance was previously measured in order to tune the mathematical model to be used in TRNSYS. In particular, experimental measurements were performed on a test-plant, allowing to tune a model for the stratification of the real storage tank, and for its dynamic response. The estimation of the dynamic behavior, and thus the heating load of the considered building, is carried out by means of TRNSYS. Domestic Hot Water consumption is calculated as well.



# INDICE

<b>1. INTRODUZIONE</b>	<b>1</b>
<b>2. ANALISI DI MACCHINE A COMPRESSIONE DI VAPORE</b>	<b>3</b>
<b>2.1. BATTERIE ALETTATE</b>	<b>3</b>
2.1.1. Coefficiente di scambio interno tubi: condensazione	4
2.1.2. Coefficiente di scambio interno tubi: evaporazione	5
2.1.3. Coefficiente di scambio interno tubi: monofase	6
2.1.4. Perdite di carico all'interno dei tubi	7
2.1.5. Coefficiente di scambio lato aria	7
2.1.6. Efficienza dell'aletta e della superficie alettata	9
2.1.7. Scambio globale	10
2.1.8. Validazione sperimentale delle relazioni per le perdite di carico lato aria	11
<b>2.2. SCAMBIATORI A PIASTRE</b>	<b>14</b>
<b>2.3. COMPRESSORI</b>	<b>16</b>
<b>2.4. ORGANO DI LAMINAZIONE</b>	<b>17</b>
<b>2.5. VENTILATORI E POMPE</b>	<b>18</b>
<b>2.6. RICEVITORE DI LIQUIDO</b>	<b>19</b>
<b>2.7. STIMA DELLA CARICA DI REFRIGERANTE</b>	<b>21</b>
<b>2.8. OSSERVAZIONI SPERIMENTALI SUL GRADO DI VUOTO</b>	<b>27</b>
<b>2.9. TEST SU UN PROTOTIPO</b>	<b>32</b>
2.9.1. Volumi interni e carica	34
2.9.2. Verifica di efficienza del ciclo a iniezione di vapore	36
2.9.3. Verifiche sperimentali sulla circuitazione del ricevitore	39
<b>2.10. PRESTAZIONI E STIMA DELLA CARICA SU ALTRE MACCHINE</b>	<b>50</b>
<b>2.11. ANALISI DELL'INCERTEZZA DI MISURA</b>	<b>53</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>55</b>
<b>3. ANALISI DI MACCHINE AD ASSORBIMENTO</b>	<b>59</b>
<b>3.1. RICHIAMI TEORICI SULLE MISCELE</b>	<b>59</b>
3.1.1. Distillazione	61
3.1.2. Rettifica	63
3.1.3. Condensazione	65

3.1.4. Laminazione	65
3.1.5. Miscelazione	66
3.1.6. Assorbimento	67
3.1.7. Evaporazione	67
<b>3.2. CICLI AD ASSORBIMENTO</b>	<b>68</b>
<b>3.3. PROGETTAZIONE DEL PROTOTIPO</b>	<b>73</b>
3.3.1. Generatore e colonna di distillazione	74
3.3.2. Deflemmatore	76
3.3.3. Condensatore	76
3.3.4. Evaporatore	77
3.3.5. Valvola di laminazione e controllo	77
3.3.6. Scambiatore del condensato	78
3.3.7. Assorbitore	78
3.3.8. Scambiatore delle soluzioni	78
<b>3.4. VERIFICA SPERIMENTALE DELLE PRESTAZIONI</b>	<b>79</b>
3.4.1. Verifica dettagliata nel punto di progetto	79
3.4.2. Verifica delle prestazioni off-design	82
<b>4. SIMULAZIONE DINAMICA DI SISTEMI DI CLIMATIZZAZIONE</b>	<b>85</b>
<b>4.1. CALDAIA A CONDENSAZIONE</b>	<b>87</b>
<b>4.2. SERBATOI DI ACCUMULO</b>	<b>89</b>
<b>4.3. COLLETTORI SOLARI</b>	<b>95</b>
<b>4.4. POMPE DI CALORE</b>	<b>98</b>
<b>4.5. IL SISTEMA EDIFICIO</b>	<b>103</b>
<b>4.6. IMPIANTI TERMICI</b>	<b>109</b>
4.6.1. Impianto tradizionale con caldaia a condensazione	109
4.6.2. Impianto dotato di caldaia e collettori solari termici	110
4.6.3. Impianto dotato di caldaia, pompa di calore e collettori solari termici	110
4.6.4. Impianto dotato di pompa di calore e collettori solari termici	111
4.6.5. Impianto dotato do sola pompa di calore elettrica	111
4.6.6. Impianto dotato di pompa di calore ad assorbimento	111
<b>4.7. PARAMETRI DI INTERESSE</b>	<b>117</b>
<b>4.8. RISULTATI</b>	<b>119</b>
4.8.1. Palermo	119
4.8.2. Roma	126
4.8.3. Milano	131

---

4.8.4. Würzburg	136
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>141</b>
<b>5. DISCUSSIONI E CONCLUSIONI</b>	<b>143</b>



# 1. INTRODUZIONE

In un'ottica di progettazione e ottimizzazione di macchine per la climatizzazione a compressione di vapore è stato sviluppato un software di calcolo, per il quale si presentano in questo lavoro le metodologie utilizzate. Lo scopo del progetto è il calcolo delle prestazioni di macchine frigorifere a compressione di vapore di vario tipo. La metodologia adottata permette la stima delle prestazioni sia nominali che off-design, il calcolo delle prestazioni a carico parziale, e la stima della carica di refrigerante. Al fine di ottenere risultati accurati, sono stati utilizzati modelli termodinamici tra i più recenti disponibili in letteratura per quanto riguarda lo scambio termico, le perdite di carico e la stima del grado di vuoto. Verranno descritte nel dettaglio le procedure di calcolo adottate per ogni singolo componente costituente la macchina, necessario per riuscire a calcolare un bilancio complessivo. I risultati saranno validati con prove sperimentali per individuare le migliori correlazioni da utilizzare e per confermare le ipotesi assunte nel calcolo. Al fine di verificare al meglio la bontà della metodologia di calcolo proposta, sono state svolte diverse prove sperimentali su un prototipo realizzato appositamente. Il prototipo è stato utilizzato anche per un'indagine particolareggiata sulla circuitazione dei ricevitori di liquido.

Analogamente, anche se in maniera meno approfondita, verrà affrontato il calcolo termodinamico di pompe di calore ad assorbimento operanti con la miscela acqua-ammoniaca. Anche in questo caso verranno presentate le metodologie di calcolo, verrà dimensionato e realizzato un prototipo che permetterà di valutare la qualità dei modelli termodinamici utilizzati nel calcolo di progetto.

Infine, utilizzando i metodi di calcolo delle prestazioni presentati in questo studio, viene affrontata un'analisi energetica approfondita applicando queste macchine ad un caso di climatizzazione residenziale. A livello europeo, in materia di efficienza energetica in edilizia, le linee guida sono esposte dalla direttiva 2002/91/CE "Rendimento energetico in edilizia"[1]. In Italia queste disposizioni sono state recepite a più riprese con diversi decreti legislativi e per ultimo dal DPR 59/09 [2] entrato in vigore a partire dal 25 giugno 2009. Precedentemente sono stati pubblicati il DLgs 192/05 [3] e il DLgs311/06 [4] come sua modifica e integrazione. Per quanto riguarda le disposizioni in materia di limiti e requisiti minimi relativamente a trasmittanza termica dei componenti edilizi, indice di prestazione energetica per la climatizzazione invernale e rendimento globale medio stagionale, il DPR59/09 conferma le disposizioni prescritte dal DLgs 192/05, ponendo invece nuovi limiti per il raffrescamento degli edifici in termini di prestazione dell'involucro.

Con il recepimento della direttiva europea RES attraverso il Dlg 28/11[5], si andrà incontro ad esigenze di copertura dei fabbisogni con energia rinnovabile via via crescenti. Entro il 2020 questo comporterà l'obbligo di copertura del 50% della somma dei fabbisogni per riscaldamento, raffrescamento e produzione di acqua calda sanitaria.

Risulta intuitivo percepire come queste disposizioni siano un obiettivo difficile da raggiungere soprattutto in alcune situazioni climatiche dove il clima sia particolarmente rigido. Limitare la trasmittanza delle strutture garantisce una riduzione delle dispersioni da parte dell'involucro e rappresenta quindi un primo fondamentale passo nella direzione del risparmio energetico. D'altra parte la regolamentazione suggerisce di intervenire sul rendimento globale dell'impianto di riscaldamento migliorando la qualità dei sistemi di generazione, regolazione, distribuzione ed emissione. I consumi limite in termini di energia primaria possono ulteriormente essere ridotti mediante efficienti sistemi di generazione e attraverso lo sfruttamento delle risorse rinnovabili. L'utilizzo dell'energia solare deve essere perseguito quanto più risulti possibile, ma questo contributo è molto discontinuo e di scarsa rilevanza nei climi freddi. La tecnologia della pompa di calore permette lo sfruttamento di energia rinnovabile estratta da sorgenti esterne (aria, acqua di pozzo o falda, terreno), ma le sue prestazioni sono ampiamente variabili in funzione della temperatura della sorgente termica esterna. Per questa ragione le pompe di calore che sfruttano l'aria esterna come sorgente, in climi rigidi possono presentare efficienze molto basse in termini di COP, tanto da risultare in termini di efficienza energetica peggiori di una comune caldaia. Altro punto a sfavore di questo tipo di tecnologia è il fatto che al diminuire della temperatura della sorgente anche la potenza termica della macchina diminuisce, e ciò avviene contemporaneamente ad un aumento della richiesta termica da parte dell'edificio. Ciò comporta che un impianto dotato di sola pompa di calore come sistema di generazione risulti molto sovradimensionato nel caso di temperature più miti. Questo porta a inefficienze nel caso di macchine che siano costrette a lavorare la maggior parte del tempo a carico fortemente parzializzato o addirittura in regime di attacca-stacca. In casi come questi l'adozione di sistemi ibridi di generazione che utilizzino diverse fonti energetiche e con una gestione ottimizzata si presentano come una soluzione sinergica che può permettere di affrontare le disposizioni imposte dalla legislazione attuale. Vengono analizzate nel seguito le prestazioni ottenibili da diversi tipi di sistemi di riscaldamento ibridi comprendenti caldaie a condensazione, pompe di calore a compressione di vapore e ad assorbimento e pannelli solari termici. Si vede se i possibili mix di queste tecnologie possano portare a dei miglioramenti delle prestazioni globali del sistema di generazione, confrontando le diverse combinazioni di impianto con il caso tradizionale di impianto dotato di sola caldaia, e confrontando alcune possibili logiche di gestione o schemi impiantistici.

## 2. ANALISI DI MACCHINE A COMPRESSIONE DI VAPORE

### 2.1. BATTERIE ALETTATE

Questo tipo di scambiatore viene utilizzato nella tecnica frigorifera per asservire a varie funzioni, fra le quali quella di condensatore, evaporatore, batteria di free-cooling o dry-cooler. L'approccio adottato per il calcolo di questo tipo di componente si basa innanzitutto sulla definizione della geometria da parte dell'utente. Le principali geometrie commerciali per cui esiste una sufficiente letteratura sono state rese disponibili all'interno del modello (si veda la Tabella 2.1)

Tabella 2.1: Geometrie rese disponibili all'interno del software

Pt x Pr	$\phi$	Tipo Aletta	Tipo Tubo	Passo alette
25x22	$\phi 8$	Liscia	Liscio	1.6
25x22	$\phi 10$	Corrugata	Rigato	1.8
25x25	$\phi 10$	Intagliata		2.1
25x12.5	$\phi 10$			2.5
30x26	$\phi 10$			
30x26	$\phi 12$			
42x36	$\phi 16$			

Le dimensioni totali, il numero di ranghi e il numero di circuiti sono le altre quantità che devono essere specificate dall'utente.

Oggi il metodo di calcolo più accreditato e più preciso per la stima delle prestazioni di batterie alettate consiste nella suddivisione dell'intero scambiatore in volumi finiti. Ogni elemento di volume comprende un tratto di tubo e la relativa superficie alettata. Le condizioni di uscita da un elemento rappresentano le condizioni di ingresso ai volumi adiacenti. Le dimensioni dei singoli volumi devono essere considerate per ritenere che il tratto lavori puramente a correnti incrociate. Questo tipo di approccio è per lo più utilizzato per l'ottimizzazione circuitale di singoli scambiatori e risulta troppo impegnativo dal punto di vista computazionale quando lo scopo diventa il calcolo di bilancio dell'intera macchina frigorifera.

Per questa ragione nel lavoro svolto si propone una metodologia semplificata. Lo scambiatore viene comunque diviso in volumi finiti, ma ogni circuito viene considerato con la medesima lunghezza, ovvero la lunghezza media dei circuiti. In questo modo non è più possibile una gestione

dell'ottimizzazione circuitale per quanto riguarda l'utilizzo di convergenze o divergenze di circuiti. Inoltre non viene esplicitamente imposta la conservazione della quantità di moto, quindi anche l'eventuale stima di maldistribuzione nei singoli circuiti viene trascurata. Ogni elemento dello scambiatore è calcolato come se la configurazione dei flussi fosse in pura controcorrente, e il metodo  $\epsilon$ -NTU viene applicato all'intero scambiatore per determinare il fattore di temperatura relativo alla configurazione reale della batteria. In ogni caso il metodo risulta sufficientemente accurato per assolvere ai propositi della stima delle prestazioni di macchina e per il computo della carica di refrigerante. Si presentano nel seguito tutte le metodologie utilizzate per la stima delle prestazioni globali del componente, in termini di potenza termica scambiata e perdite di carico. Si darà particolare peso alla descrizione del calcolo di questo tipo di componente in quanto rappresenta lo scambiatore di volume maggiore all'interno della macchina frigorifera e diventa quindi fondamentale nel computo corretto della carica di fluido frigorifero del sistema.

### 2.1.1. Coefficiente di scambio interno tubi: condensazione

Nell'impiego come condensatore, lo scambiatore viene suddiviso in quattro macro-blocchi, caratterizzati ognuno da un diverso meccanismo di scambio termico, ovvero verranno considerati separatamente il tratto di desurriscaldamento del vapore, il tratto in cui avviene condensazione in presenza di vapore surriscaldato, il tratto bifase e il tratto di sottoraffreddamento del liquido.

La sezione di desurriscaldamento viene all'inizio suddivisa in dieci elementi, ognuno dei quali scambia la medesima frazione del calore di desurriscaldamento, inteso come differenza di entalpia fra il vapore surriscaldato in ingresso e l'entalpia di vapore saturo alla medesima pressione. In questo tratto il coefficiente di scambio è ricavato dall'espressione di Gnielinsky[1]:

$$Nu = \frac{(f/2)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/2)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \quad \text{per} \quad 0.5 \leq Pr \leq 2000 \text{ e } 2300 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6 \quad (2.1)$$

$$Nu = 0.0214(Re^{0.8} - 100)Pr^{0.4} \quad \text{per} \quad 0.5 \leq Pr \leq 1.5 \text{ e } 10^4 \leq Re \leq 5 \cdot 10^6 \quad (2.2)$$

$$Nu = 0.012(Re^{0.87} - 280)Pr^{0.4} \quad \text{per} \quad 1.5 \leq Pr \leq 500 \text{ e } 3 \cdot 10^3 \leq Re \leq 10^6 \quad (2.3)$$

nella quale il fattore di attrito  $f$  è calcolato secondo Techo et al.[2]:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1.7372 \cdot \ln\left(\frac{Re}{1.964 \cdot \ln Re - 3.8215}\right) \quad (2.4)$$

I nodi in questa sezione vengono calcolati in sequenza e contemporaneamente viene controllata la temperatura di parete. Appena questa risulta scendere al di sotto della temperatura di saturazione del fluido alla pressione considerata, il calcolo della sezione di desurriscaldamento termina e si passa alla sezione in cui si ha condensazione di vapore surriscaldato alla parete. In questa sezione il coefficiente di scambio è assunto essere quello bifase relativo ad un titolo di vapore pari a 0.99. L'entalpia scambiata in questo tratto è quella residua del tratto surriscaldato fino a quella relativa a un titolo di vapore di 0.99.

Il tratto di condensazione bifase vera e propria è suddiviso in 10 nodi, considerando un passo di 0.1 in termini di titolo di vapore. In questo modo si può assumere che il coefficiente di scambio, che dipende fortemente proprio dal titolo di vapore, sia costante all'interno del nodo. La relazione utilizzata per il calcolo del coefficiente di scambio è quella proposta da Cavallini et al.[3]. L'approccio proposto permette di distinguere il comportamento durante il moto anulare, da quello in regime stratificato o stratificato-ondoso. Questo permette di avere una buona stima del coefficiente di scambio anche ai carichi parziali. Nel caso di tubi microaletti internamente il coefficiente di scambio viene stimato secondo quanto proposto in Cavallini et al.[4]. Questi stessi modelli possono essere utilizzati anche considerando miscele zeotropiche, a patto di tener conto della resistenza addizionale al trasporto di massa secondo la metodologia suggerita da Silver[5], Bell and Ghaly[6], come raccomandato anche dagli autori stessi. Il coefficiente di scambio corretto  $h_{corr}$  assume la forma:

$$h_{corr} = \left[ \frac{1}{h_{cond}} + x \cdot c_{pG} \left( \frac{\Delta T_g}{\Delta h} \right) / h_G \right] \quad (2.5)$$

nella quale  $x$  indica il titolo di vapore, il calore specifico della fase vapore,  $\Delta T_g$  è il glide di temperatura,  $\Delta h$  è l'entalpia di vaporizzazione e  $h_G$  il coefficiente di scambio della fase vapore che scorre da solo nei tubi calcolata secondo la relazione di Gnielinsky.

Nel tratto di sottoraffreddamento del condensato si considera un solo nodo e il coefficiente di scambio è calcolato ancora secondo la relazione di Gnielinsky. Il grado di sottoraffreddamento deve essere specificato dall'utente.

### 2.1.2. Coefficiente di scambio interno tubi: evaporazione

In evaporazione distinguiamo fra il tratto bifase e quello di surriscaldamento del gas. Il tratto bifase è suddiviso in 10 nodi nei quali si verifica lo stesso incremento in termini di titolo di vapore, a partire dal titolo di ingresso allo scambiatore, coincidente con il titolo di uscita dall'organo di

laminazione, fino a titolo unitario. Il coefficiente di scambio è ricavato dalla correlazione proposta da Shah[7],[8].

Nel tratto di surriscaldamento il coefficiente di scambio si ricava ancora una volta dall'equazione di Gnielinsky. Il grado di surriscaldamento è fissato a 5°C.

In alternativa è stata prevista la possibilità di utilizzare il modello di calcolo proposto da Wojtan et al.[9], [10], che presenta un approccio più fenomenologico, incorporando il regime di deflusso come funzione del coefficiente di scambio locale. Il metodo si basa su una mappa di deflusso sviluppata dagli stessi autori, di cui si può vedere un esempio in Figura 2.1. Il metodo è piuttosto sviluppato e non vale la pena presentarlo nei suoi dettagli in questa sede, si rimanda quindi al richiamo bibliografico per approfondimenti.

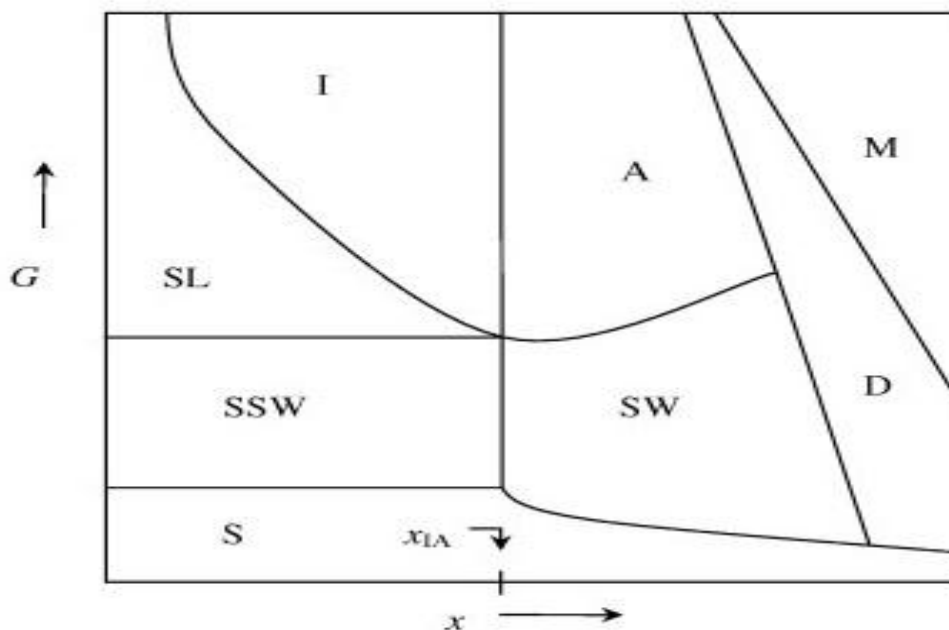


Figura 2.1 Mappa di deflusso di Wojtan-Ursenbacher-Thome

### 2.1.3. Coefficiente di scambio interno tubi: monofase

Nel caso di batterie utilizzate come dry-cooler o come batterie di free-cooling, il fluido all'interno dei tubi può essere acqua pura oppure acqua glicolata. In entrambi i casi il coefficiente di scambio è ricavato dall'equazione di Gnielinsky.

#### 2.1.4. Perdite di carico all'interno dei tubi

Nei tratti di scambio monofase il fattore di attrito è ricavato dall'espressione di Techo et al.[2] per moto turbolento oppure vale  $16/Re$  per moto laminare. Si ricorda che in questo modo si ottiene il fattore di attrito di Fanning per cui le perdite di carico sono calcolate secondo l'equazione seguente:

$$\Delta p = 2 \cdot f \cdot L \cdot \frac{G^2}{\rho \cdot D_h} \quad (2.6)$$

Nelle regioni di scambio bifase le perdite di carico per attrito sono valutate adottando l'approccio suggerito da Friedel[11]. Una procedura simile può essere utilizzata anche per tubi microalettati considerando delle correzioni proposte da Cavallini et al[4]. Le variazioni di pressione dovute alla variazione di quantità di moto sono calcolabili con l'espressione seguente:

$$\Delta p_a = G^2 \left[ \left( \frac{x_{out}}{\alpha_{out} \rho_G} + \frac{1 - x_{out}}{(1 - \alpha_{out}) \rho_L} \right) - \left( \frac{x_{in}}{\alpha_{in} \rho_G} + \frac{1 - x_{in}}{(1 - \alpha_{in}) \rho_L} \right) \right] \quad (2.7)$$

nella quale  $\alpha$  è il grado di vuoto e  $x$  il titolo di vapore.

Il contributo gravitazionale è trascurato in questa prima stesura.

#### 2.1.5. Coefficiente di scambio lato aria

In questo tipo di scambiatori la resistenza allo scambio termico lato aria è quella controllante del processo, perciò una valida stima del coefficiente di scambio esterno è il fattore di maggior importanza nel calcolo della potenza scambiata. In letteratura esiste una buona varietà di correlazioni sperimentali a tal riguardo, nella Tabella 2.2 seguente sono riassunte le relazioni implementate nel presente lavoro, indicando anche il campo di applicazione raccomandato per ciascuna. Molte delle relazioni implementate nel presente lavoro sono ricavate da sperimentazioni su scambiatori che non presentano la stessa geometria che più spesso si utilizza nella tecnica. Nel seguito di questo lavoro verranno presentati dei casi di misura su batterie che hanno geometria 25x22 con tubo da 8 mm o da 10 mm. Per questa geometria che è quella più comunemente adottata, sono stati condotti alcuni test i cui risultati verranno confrontati con le stime fatte utilizzando le relazioni implementate, per verificare quale di queste sia più adatta al calcolo di questo componente nel nostro caso. I risultati sono presentati al paragrafo 2.1.8.

**Tabella 2.2: Correlazioni implementate per il coefficiente di scambio lato aria**

<b>TIPO ALETTA</b>	<b>CORRELAZIONE</b>
PIANA - SECCA	Wang '96 [12]
	Abu-Madi '98 [16]
	McQuiston-Parker [18]
	Gray – Webb[19]
PIANA - UMIDA	Wang '97a [13]
INTAGLIATA - SECCA	Wang '99a [15]
	Kim & Jacobi '00 [17]
INTAGLIATA - UMIDA	Kim & Jacobi '00 [17]
CORRUGATA - SECCA	Wang'97b [14]
GENERICA	Wärme Atlas [20]

Alcuni ricercatori propongono anche la relazione per il computo delle perdite di carico lato aria correlate alla relazione per il coefficiente di scambio (Tabella 2.3). Questo permette di dare maggiore validità a criteri di ottimizzazione come il cosiddetto Area Goodness Factor, che permette di valutare l'incremento di consumo per la movimentazione dell'aria che attraversa lo scambiatore correlata a un aumento del coefficiente di scambio ottenuto per qualche mezzo, sia esso ad esempio un passo alette più fitto o l'adozione di alette intagliate al posto di alette corrugate.

**Tabella 2.3: Correlazioni implementate per il fattore di attrito lato aria**

<b>TIPO ALETTA</b>	<b>CORRELAZIONE</b>
PIANA - SECCA	Wang '96 [12]
	Abu-Madi '98 [16]
	Robinson & Briggs
	Gray – Webb[19]
PIANA - UMIDA	Wang '97a [13]
INTAGLIATA - SECCA	Wang '99a [15]
	Kim & Jacobi '00 [17]
INTAGLIATA - UMIDA	Kim & Jacobi '00 [17]
CORRUGATA - SECCA	Wang'97b [14]

La maggior parte delle relazioni proposte fornisce il coefficiente di scambio in termini del fattore di Colburn  $j$ :

$$j = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{1/3}} \quad (2.8)$$

Le relazioni forniscono il fattore di attrito  $f$ , per cui le perdite di carico lato aria sono calcolabili attraverso:

$$\Delta p = 2 \cdot f \cdot A_{ext} \cdot \frac{G^2}{\rho \cdot A_{min}} \quad (2.9)$$

dove  $G$  indica la portata d'aria specifica attraverso la minima area di passaggio  $A_{min}$

Gli effetti di imbocco e sbocco, e il termine relativo alla variazione della quantità di moto sono stati trascurati o inglobati all'interno delle relazioni a seconda dallo sperimentatore.

### 2.1.6. Efficienza dell'aletta e della superficie alettata

Il metodo utilizzato per il calcolo dell'efficienza dell'aletta è quello proposto in [21], valido per alette continue.

$$\eta_f = \frac{\tanh(X)}{X} \quad (2.10)$$

dove:

$$X = \varphi \frac{d}{2} \sqrt{\frac{2\alpha_f}{\lambda_f \cdot \delta}} \quad (2.11)$$

e

$$\varphi = (\varphi' - 1)(1 + 0.35 \cdot \ln \varphi') \quad (2.12)$$

Si ricorda che nel caso di aletta bagnata il parametro  $X$  viene corretto nella maniera seguente:

$$X = \varphi \frac{d}{2} \sqrt{\frac{2\alpha_f \cdot (dh/dt)}{\lambda_f \cdot \delta \cdot c_s}} \quad (2.13)$$

dove  $dh/dt$  è la derivata rispetto alla temperatura dell'entalpia dell'aria saturata valutata alla temperatura media dell'aletta, mentre  $c_s$  è il calore specifico dell'aria umida.

Considerando solo disposizioni a tubi sfalsati:

$$\varphi' = 1.27 \frac{b_R}{d} \sqrt{\left(\frac{l_R}{b_R} - 0.3\right)} \quad (2.14)$$

in cui:

$$l_R = \sqrt{b_R^2 + \frac{b_T^2}{4}} \quad (2.15)$$

L'efficienza dell'intera superficie alettata è data da:

$$\eta_s = 1 - (1 - \eta_f) \frac{A_f}{A_{ext}} \quad (2.16)$$

### 2.1.7. Scambio globale

Il coefficiente di scambio globale per batterie asciutte si ricava infine dall'equazione seguente:

$$U = \left( \frac{A_{ext}}{A_{int}} \frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{\eta_s \cdot h_{ext}} \right)^{-1} \quad (2.17)$$

applicata ai singoli nodi in cui è stato suddiviso l'intero scambiatore. Il flusso termico ad ogni nodo è pari a:

$$q = U \cdot A_{ext} \cdot \Delta T_{ml} \cdot F_t \quad (2.18)$$

essendo  $\Delta T_{ml}$  la differenza di temperature media logaritmica calcolata con le reali temperature dei fluidi in ingresso e uscita dal singolo nodo, corrette per quanto riguarda le perdite di carico nel caso di nodi bifase. Il computo del flusso termico perciò è un processo di calcolo iterativo.

Nel caso di batterie che lavorino con deumidificazione il coefficiente di scambio si ricava da:

$$U = \left( \frac{A_{ext}}{A_{int}} \frac{1}{h_{int}} \frac{dh}{dt} + \frac{c_s}{\eta_s \cdot h_{ext}} \right)^{-1} \quad (2.19)$$

dove  $dh/dt$  deve essere valutato alla temperature media di parete alla base del tubo.

Il flusso termico è dato da:

$$q = U \cdot A_{ext} \cdot \Delta H_{ml} \cdot F_t \quad (2.20)$$

con  $\Delta H_{ml}$  la differenza media logaritmica fra entalpia dell'aria e entalpia dell'aria satura valutata alla temperatura del fluido che scorre nei tubi.

Il fattore di temperatura  $F_t$  deve essere determinato in dipendenza dalla configurazione dei flussi attraverso lo scambiatore. In questo lavoro questo termine è stato valutato secondo quanto suggerito da Spang and Roetzel[22]

### **2.1.8. Validazione sperimentale delle relazioni per le perdite di carico lato aria**

Al fine di valutare quale sia la correlazione più coerente per il calcolo delle perdite di carico lato aria nelle batterie alettate, sono state raccolte delle misure sperimentali sulle geometrie più utilizzate. Le misure effettuate sono state confrontate con i modelli di calcolo esposti nel paragrafo precedente e la migliore correlazione è stata individuata per ogni geometria considerata.

E' stato possibile raccogliere dati relativi a due geometrie diverse: in Figura 2.2 vediamo il confronto fra le misure effettuate su una batteria avente sinteticamente le seguenti caratteristiche:

- passo fra i tubi: 25 mm
- passo fra i ranghi: 21.65 mm
- passo alette: 2.1 mm
- diametro esterno tubi: 7.94 mm
- numero di ranghi: 6
- tipo aletta: corrugata, con trattamento idrofilico

La correlazione che approssima i dati sperimentali in maniera più accurata è stata individuata essere quella proposta da Grey-Webb[19].

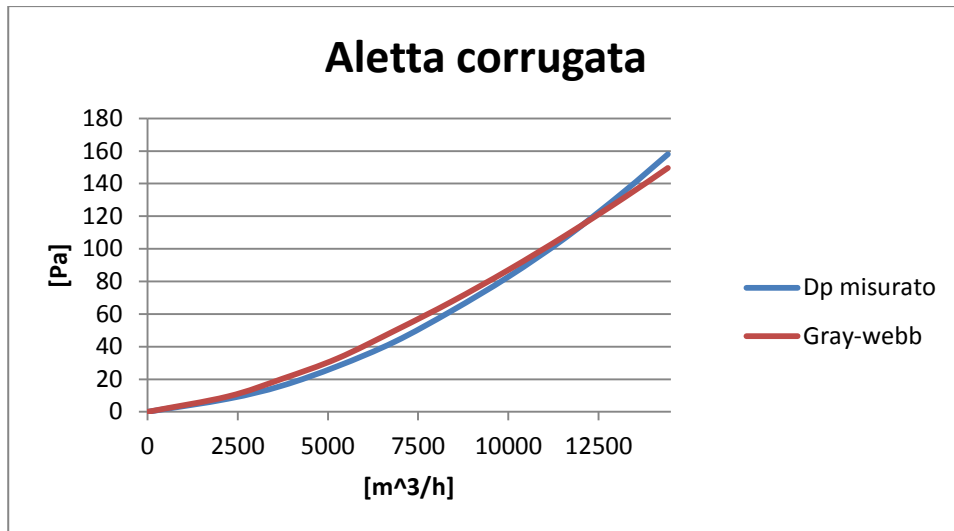


Figura 2.2: Perdite di carico misurate confrontate con la relazione di Grey-Webb

La seconda geometria per cui sono state raccolte delle misure sperimentali presenta:

- passo fra i tubi: 25 mm
- passo fra i ranghi: 21.65 mm
- passo alette: 2.1 mm
- diametro esterno tubi: 9.52 mm
- numero di ranghi: 2
- tipo aletta: intagliata, con trattamento idrofilico

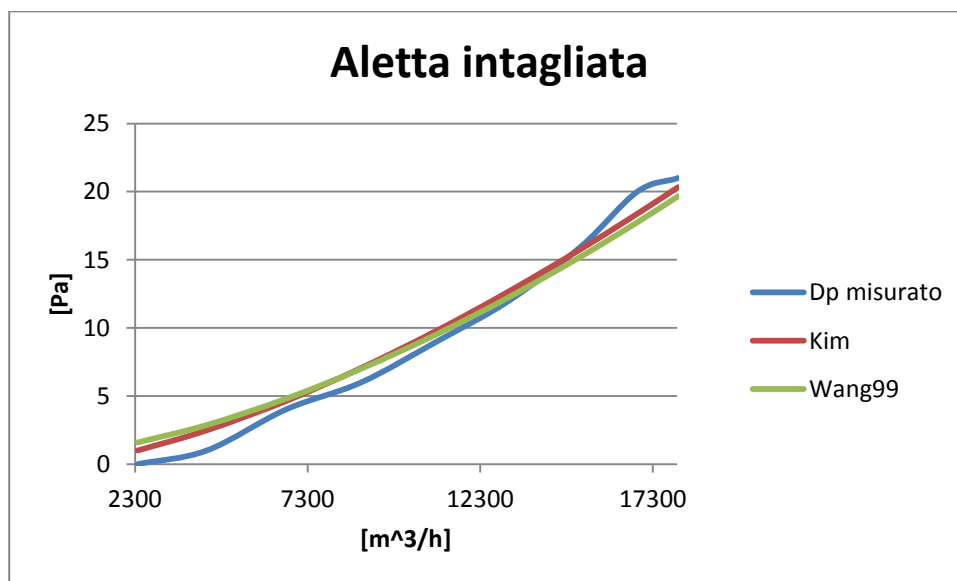


Figura 2.3: Perdite di carico misurate confrontate con i modelli di Kim e Wang

La Figura 2.3 presenta il confronto dei dati misurato con le previsioni date dalle relazioni di Kim & Jacobi[17] e dalla relazione di Wang[15]. I due modelli danno entrambi buone stime, tuttavia altre misurazioni confermano che al crescere del numero di ranghi della batteria i risultati dati dalla relazione di Wang tendono a scostarsi dall'andamento delle misure. La relazione proposta da Kim & Jacobi mantiene maggiore coerenza, quindi viene consigliata dagli autori di questo studio. Si veda a tal proposito la Figura 2.4 che presenta i risultati per una batteria ad aletta intagliata a 4 ranghi con geometria analoga.

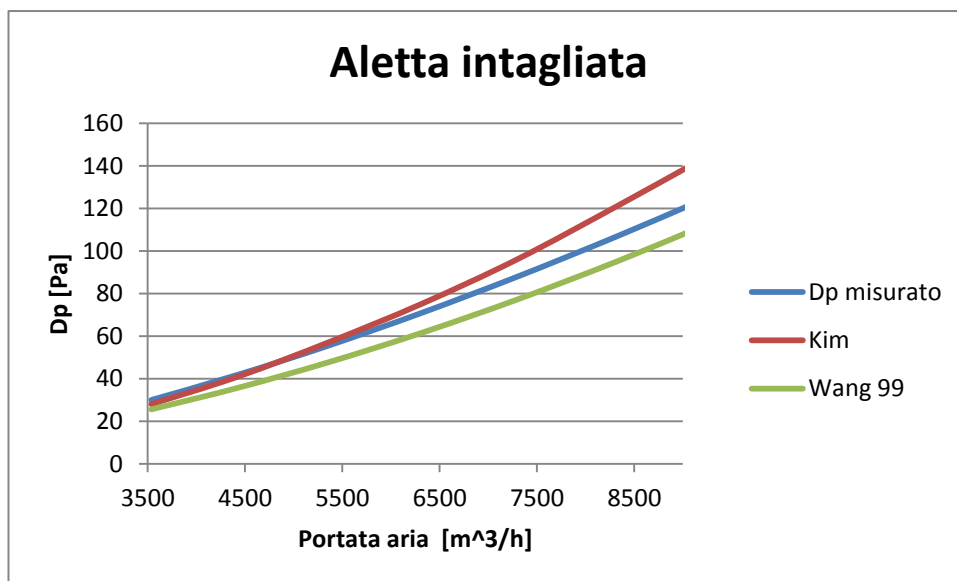


Figura 2.4: Perdite di carico su una batteria intagliata a 4 ranghi

## 2.2. SCAMBIATORI A PIASTRE

Nel caso di scambiatori a piastre le relazioni di scambio e per il computo delle perdite di carico devono essere ricavate dalle prestazioni dichiarate dal costruttore. Esiste oltretutto pochissima letteratura riguardante gli scambiatori a piastre, e comunque le relazioni sono applicabili ad un singolo modello di scambiatore. Nel software di progettazione sviluppato in questo lavoro è stato creata una procedura per ricavare, da una serie di dati dichiarati dal costruttore, le relazioni di scambio e per il computo delle perdite di carico, in una forma standardizzata.

La correlazione per il coefficiente di scambio nei canali percorsi dall'acqua è stata assunta nella forma:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (2.21)$$

con le proprietà del fluido calcolate alla temperature media fra ingresso e uscita. Il coefficiente di convezione è assunto quindi costante lungo l'intero scambiatore. Per quanto riguarda il fattore di attrito, viene assunto nella forma seguente:

$$f = A \cdot Re^b \quad (2.22)$$

Per quanto riguarda i canali interessati dal refrigerante in condensazione, questi vengono virtualmente divisi in 3 sezioni: quella di desurriscaldamento, di condensazione e di sottoraffreddamento. Nelle regioni interessate da desurriscaldamento e condensazione il numero di Nusselt è descritto dalla stessa correlazione:

$$Nu = C \cdot Re_{LO}^m \cdot Pr_L^n \quad (2.23)$$

dove  $Re_{LO}$  rappresenta il numero di Reynolds relative all'intera portata di refrigerante che scorre come liquid all'interno dei canali. Anche se fisicamente una legge in tal forma ha scarso significato, si osserva che adottando tale legge si ha una corretta rappresentazione dei dati. Per la stessa ragione, nella zona interessata dallo scambio propriamente bifase, al coefficiente di scambio convettivo locale è stato imposto l'andamento descritto dalla relazione seguente, in funzione del titolo di vapore locale:

$$Nu_x = \left( \frac{1}{2} + x \right) \cdot Nu \quad (2.24)$$

Nella regione del liquido sottoraffreddato, la relazione di scambio assume la medesima forma adottata per lo scambio bifase, nella quale i coefficienti C, m e n sono gli stessi ricavati per lo scambio lato acqua.

In evaporazione lo scambiatore viene virtualmente diviso in una regione bifase e una dedicata al surriscaldamento. Nel tratto bifase si assume ancora una legge della forma utilizzata per il tratto bifase in condensazione, mentre in surriscaldamento assume la forma seguente:

$$Nu = C \cdot Re_{LO}^m \quad (2.25)$$

La correlazione per il fattore di attrito lato refrigerante presenta la formulazione generale seguente:

$$f = A \cdot Re^b \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_0}\right)^d \quad (2.26)$$

dove  $\mu$  è la viscosità del refrigerante alla temperatura media dell'acqua (simile alla temperatura di parete), mentre  $\mu_0$  è la viscosità valutata ad una temperatura di riferimento. Ancora una volta, anche se manca un senso fisico vero e proprio, si osserva che questa opzione è quella che correla i dati in maniera migliore. I coefficienti A, b, d e la costante  $\mu_0$  sono ovviamente diversi per il caso in evaporazione e quello in condensazione.

Le perdite di carico vengono calcolate infine con l'espressione seguente, sia nel caso monofase che bifase:

$$\Delta p = 2 \cdot f \cdot L \cdot \frac{G^2}{\rho \cdot D_h} \quad (2.27)$$

dove L rappresenta la lunghezza nominale della piastra e il diametro idraulico è circa uguale alla distanza fra due piastre.

La procedura presentata verrà utilizzata fintanto che non saranno disponibili dati sperimentali in misura sufficiente per cominciare a correggere se necessario i dati dichiarati dal costruttore.

### 2.3. COMPRESSORI

Le prestazioni dei compressori sono descritte in termini di portata volumetrica elaborata e di potenza elettrica assorbita. Basandosi su dati dichiarati dal costruttore, si ricava un'approssimazione polinomiale per mezzo di una regressione ai minimi quadrati. Occorre specificare, per diverse temperature di evaporazione e condensazione, la potenza frigorifera resa dal compressore e il relativo consumo elettrico. La portata di refrigerante elaborato si ottiene quindi da:

$$\dot{m}_r = \frac{q_{ev}}{\Delta h_{ev}} \quad (2.28)$$

dove  $\Delta h_{ev}$  rappresenta la differenza di entalpia fra il vapore all'aspirazione del compressore  $h_{suc}$  e l'entalpia del refrigerante liquido all'uscita del condensatore  $h_{L,cond}$ . L'entalpia allo scarico  $h_{dis}$ , e la relative temperature di scarico sono ottenute dalle seguenti:

$$h_{dis} = h_{suc} + \Delta h_{cp} \quad (2.29)$$

dove:

$$\Delta h_{cp} = \frac{P_{abs}}{\dot{m}_r} \quad (2.30)$$

assumendo che tutte le irreversibilità correlate al processo di compressione siano convertite in energia termica trasferita al flusso di refrigerante.

Nella simulazione si terranno inoltre in conto i limiti operativi dello specifico compressore, implementando un controllo dell'inviluppo. Nella Figura 2.5 seguente si riporta come esempio l'inviluppo di un compressore scroll a velocità variabile. Questo rappresenta il campo di lavoro normale del compressore, mentre è ovviamente ammesso fuoriuscire da queste condizioni durante dei transitori limitati nel tempo. Nel caso di fuoriuscita da questo inviluppo operativo il controllo della macchina interviene per cercare di riportare il punto di lavoro all'interno del campo raccomandato, attraverso alcune azioni correttive. All'interno del software sviluppato al momento attuale è disponibile il controllo della minima pressione di condensazione e della massima pressione di evaporazione attraverso la modulazione della velocità dei ventilatori nel caso di scambiatori a batteria alettata. Ulteriori controlli saranno sviluppati nel proseguimento di questo progetto.

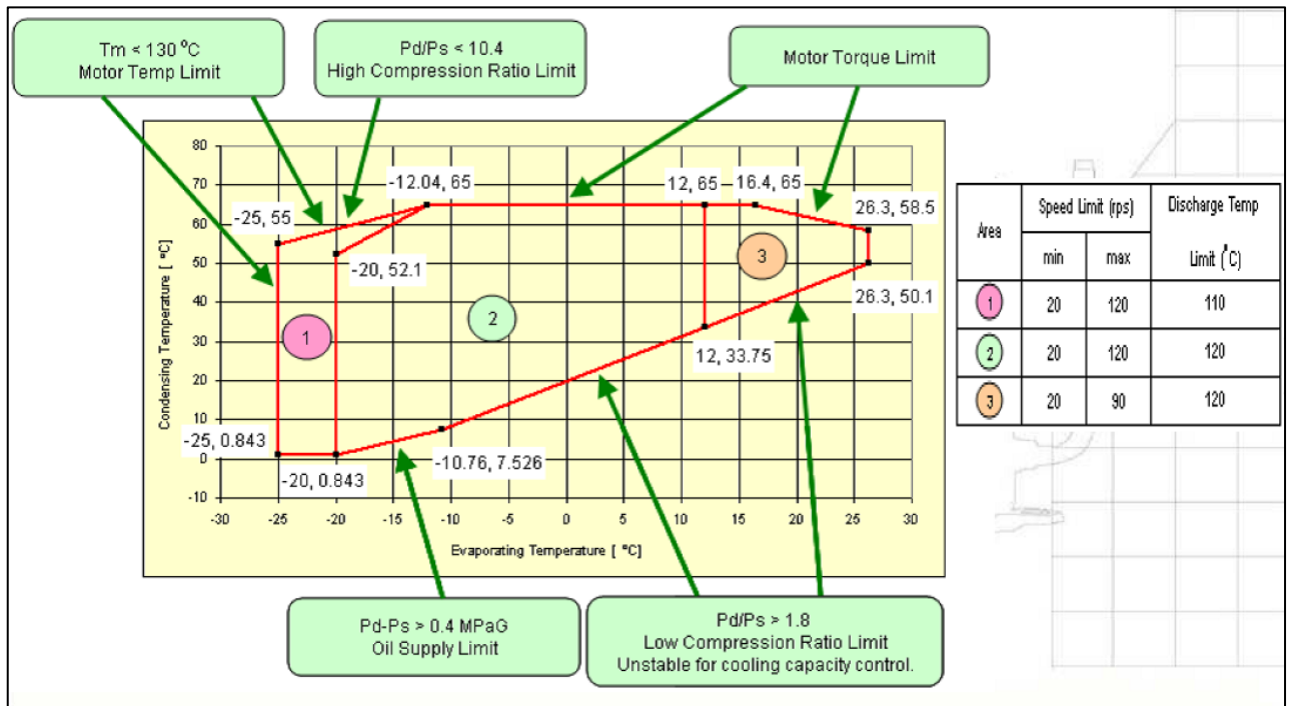


Figura 2.5: Esempio di campo di inviluppo di un compressore

## 2.4. ORGANO DI LAMINAZIONE

Verrà preso in considerazione come comportamento all'interno del circuito frigorifero solamente quello di valvole di laminazione termostatiche. Quando la valvola è in regolazione questa è in grado di mantenere un grado di surriscaldamento costante all'uscita dell'evaporatore. Non si è ritenuto utile considerare altri organi di laminazione come orifizi calibrati o tubi capillari. Come riferimento all'interno del software sviluppato si considera un set-point di surriscaldamento impostato a 5 K. Come futuro sviluppo si vedrà se sarà di qualche utilità rendere disponibile un set-point diverso a discrezione dell'utente.

## 2.5. VENTILATORI E POMPE

Le prestazioni dei ventilatori e delle pompe saranno descritte dalla loro curve caratteristiche (portata- prevalenza e portata-potenza assorbita) alla velocità di rotazione nominale con aria alla densità nominale (normalmente di  $1,15 \text{ kg/m}^3$ ) e acqua alla temperatura di  $20^\circ\text{C}$  priva di glicole. Le prestazioni dello stesso ventilatore o pompa ad una velocità di rotazione diversa da quella nominale e in diverse condizioni per l'aria o l'acqua verrà ricavato dalle leggi di similitudine meccanica, ovvero:

$$Q_v = \text{const}_1 \cdot n \quad (2.31)$$

$$h = \text{const}_2 \cdot n^2 \quad (2.32)$$

$$P_{ass} = \text{const}_3 \cdot \rho \cdot n^3 \quad (2.33)$$

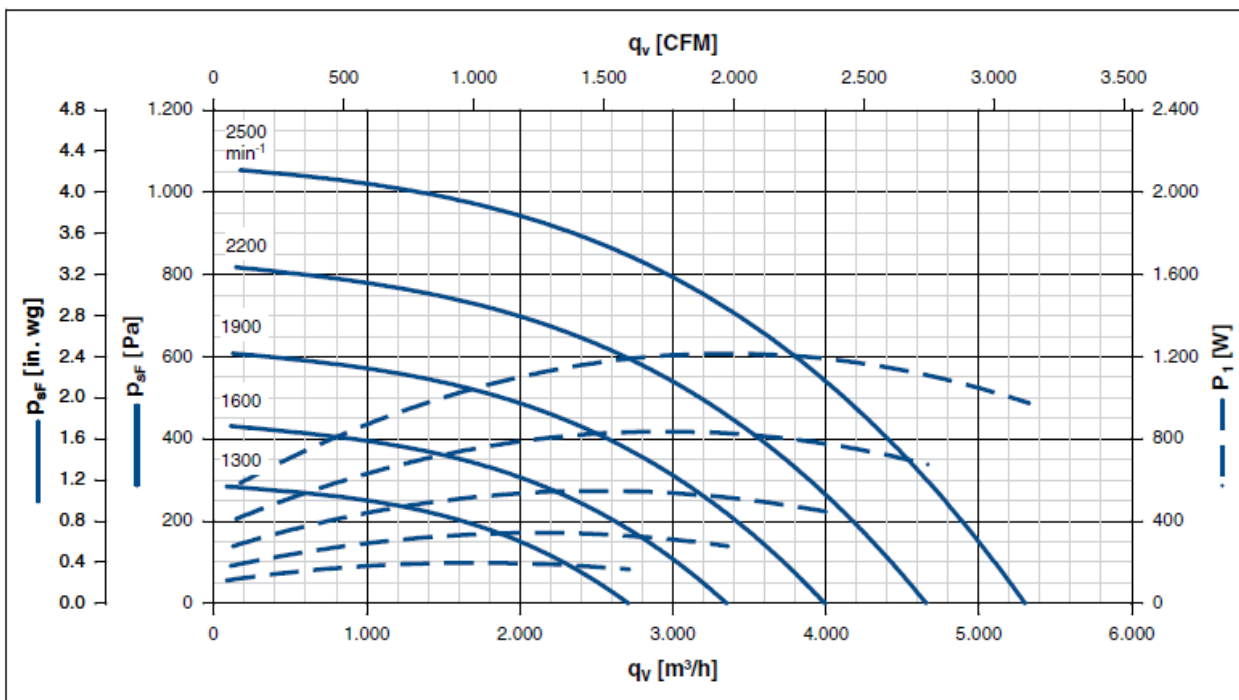


Figura 2.6: Curve caratteristiche di un ventilatore centrifugo a diverse velocità di rotazione

Vale anche in questo caso quanto detto per gli altri componenti, ovvero che le prestazioni saranno inizialmente allineate con quanto dichiarato dai costruttori ed eventualmente corrette se necessario quando saranno a disposizione più dati raccolti durante prove sperimentali.

## **2.6. RICEVITORE DI LIQUIDO**

Il ricevitore di liquido non è altro che un recipiente in pressione inserito nel circuito frigorifero a valle del condensatore. Assolve alla funzione di accogliere l'eccesso di carica che si presenta in condizioni di lavoro diverse da quella in cui la carica è stata fatta nella macchina. Queste condizioni comprendono il funzionamento a pressioni di ciclo diverse, a velocità di rotazione del compressore non nominali e la modalità di funzionamento per macchine reversibili o polivalenti.

Ad esempio un aumento della pressione di condensazione o il calo della pressione di evaporazione portano a una diminuzione della carica di refrigerante necessaria, principalmente dovuta alla variazione della densità del refrigerante a queste temperature. Tuttavia anche la portata elaborata dal compressore, che varia al variare nelle diverse condizioni di ciclo, ha una sua influenza nella quantità di carica ottimale. Come si vedrà nel paragrafo 2.8 relativo al grado di vuoto, questo diminuisce al calare della portata specifica. Lo stesso si può osservare quando la velocità di rotazione del compressore viene ridotta, a parità di temperature di lavoro.

In alcune applicazioni il ricevitore di liquido può anche essere assente. Negli altri casi è necessario un corretto dimensionamento dello stesso al fine di ottenere buone condizioni di lavoro del ciclo frigorifero. Se in determinate condizioni la macchina risulta scarica di refrigerante si osserva un basso sottoraffreddamento del condensato, con conseguente difficoltà di regolazione da parte della valvola termostatica, basse pressioni di evaporazione e alti surriscaldamenti in aspirazione del compressore. Questo può essere il risultato di una sottostima delle dimensioni del ricevitore. Se d'altro canto il volume del ricevitore è troppo ampio si otterrebbero delle condizioni di lavoro accettabili, ma un elevato sottoraffreddamento che può portare a un incremento della pressione di condensazione. Porta altresì ad una carica maggiore e non necessaria di refrigerante, quindi un maggior costo, maggiore indice TEWI e in alcuni stati anche a onerosi dazi. E' una situazione antieconomica quindi, oltre ad essere scarsamente ecologica e contraria alla direzione che occorre percorrere nella progettazione di una macchina, che deve andare nel verso della riduzione della carica di refrigerante. La corretta stima della carica di refrigerante nelle diverse condizioni di funzionamento è quindi il passo necessario per un corretto dimensionamento di questo componente. Si tratta quindi di individuare il massimo sbilancio di carica nelle condizioni di lavoro del ciclo frigorifero e di scegliere un volume per il ricevitore adatto a contenere questo sbilancio di carica, così da ottenere un funzionamento regolare in tutte le modalità di lavoro.

Occorre far notare che la presenza di un ricevitore (che non si trovi nella condizione di essere completamente pieno) impone teoricamente la condizione di saturazione del fluido al suo interno, per la presenza contemporanea di liquido e vapore. Questo si traduce in un sottoraffreddamento

nullo se la condizione è quella dell'equilibrio termodinamico. Nella realtà in ogni caso il fluido arriva al ricevitore con un normale sottoraffreddamento "naturale" di 3-4 K. Poiché all'interno di un ciclo frigorifero, sebbene in regime stazionario, ci si trova a non avere equilibrio termodinamico in questa fase, nel ricevitore avrà contemporanea presenza di vapore saturo e liquido sottoraffreddato. Il sottoraffreddamento del liquido condensato può essere quindi conservato nel suo passaggio attraverso il ricevitore, ma non può essere apprezzabilmente incrementato fino a quando non si raggiunge la condizione di ricevitore completamente pieno e conseguente allagamento di parte del condensatore. Variazioni apprezzabili della temperatura del liquido possono verificarsi se lo scambio termico del ricevitore con l'ambiente circostante è favorito (mancanza di isolamento o installazione del ricevitore in vani ventilati). Se l'ambiente si trova a temperature inferiori a quella del liquido condensato questo porta a un positivo incremento del sottoraffreddamento. Se invece il ricevitore è esposto a temperature elevate, questo può portare ad un aumento della pressione al suo interno tale da provocare il ritorno del liquido al condensatore. Questa situazione è del tutto da evitare o da limitare prevedendo l'installazione in un vano adeguato o isolando termicamente il ricevitore stesso.

Infine è da considerare che anche la posizione del ricevitore all'interno del circuito frigorifero incide sulla quantità di carica necessaria al sistema. Si veda a tal proposito la Figura 2.7 che mostra due possibili circuitazioni del ricevitore in un circuito frigorifero reversibile. Nel caso della Figura 2.7 a sinistra si vede una configurazione in cui il ricevitore è intercettato in entrambe le modalità diretta e inversa. In questo caso si deve prevedere che nella modalità che richiede la maggiore quantità di carica di refrigerante, il ricevitore non sia completamente vuoto, ma conservi una minima quantità di refrigerante sul fondo, in modo che la valvola di laminazione possa essere comunque alimentata correttamente, anche se con basso valore di sottoraffreddamento del liquido. Nell'altra modalità di funzionamento il ricevitore sia pieno o quasi garantendo un sottoraffreddamento non eccessivo.

Nel caso invece di Figura 2.7 a destra, il ricevitore viene intercettato dal liquido uscente dal condensatore solo nella modalità che richiede la minore quantità di carica. Nel funzionamento inverso invece il ricevitore si trova nel ramo di bassa pressione e il suo volume è occupato da vapore. Con questa soluzione non si deve tenere conto di una quantità minima da prevedere nel ricevitore oltre a quella strettamente necessaria.

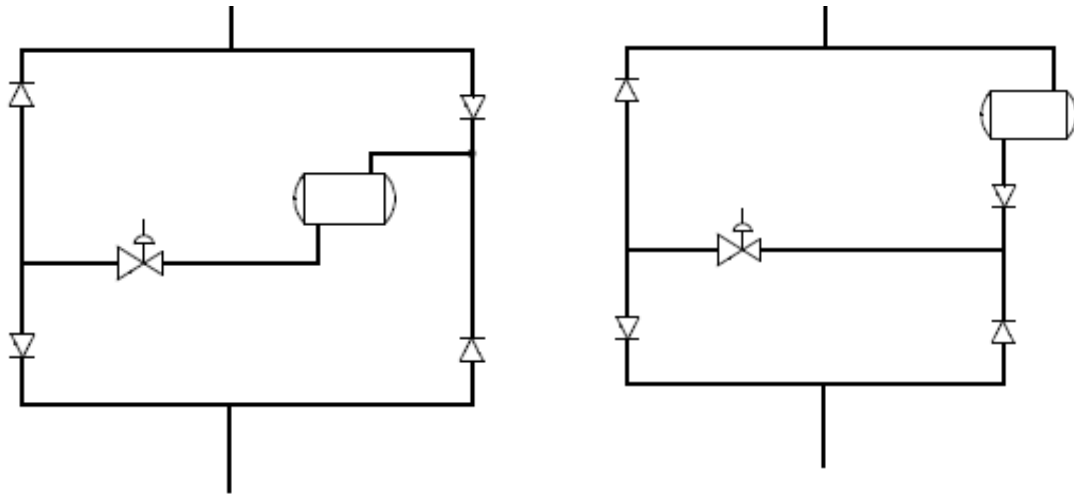


Figura 2.7: A sinistra ricevitore sempre intercettato, a destra circuitazione asimmetrica

## 2.7. STIMA DELLA CARICA DI REFRIGERANTE

Una corretta stima del grado di vuoto è indispensabile per un computo preciso della carica di refrigerante ritenuta negli scambiatori in cui avviene la transizione di fase.

Per una migliore comprensione dell'influenza del grado di vuoto si ritiene utile un breve richiamo teorico. Immaginiamo un tubo percorso da un flusso di refrigerante allo stato bifase; presa una sezione di flusso il grado di vuoto può essere definito come una media temporale dell'area occupata dalla fase vapore divisa per l'intera sezione di passaggio del fluido, ovvero:

$$\varepsilon = \frac{A_{vap}}{A_{vap} + A_{liq}} \quad (2.34)$$

Analogamente considerando un volume attraversato dal fluido si può dire che il grado di vuoto rappresenta il volume di vapore rapportato al volume considerato. In tal modo, se il grado di vuoto può essere stimato in base alle proprietà del fluido locali e alla portata specifica, risulta possibile calcolare la massa di refrigerante che occupa un dato volume. Noto che sia quindi il volume interno di una macchina e lo stato locale del fluido all'interno di singoli tratti, se ne ricava la massa di refrigerante totale presente.

Risulta evidente che in quei tratti del circuito frigorifero dove il fluido sia presente allo stato monofase, liquido o gas, la stima risulta molto semplice e precisa. Parliamo per esempio del tratto di tubazione di mandata dal compressore al condensatore, del tratto di liquido fra condensatore e

organo di espansione e del tratto di tubo di aspirazione fra evaporatore e compressore. In questi casi la carica di refrigerante si ricava semplicemente dal prodotto del volume interno per la densità del fluido allo stato locale.

Nei tratti in cui si ha invece cambiamento di fase si hanno due densità diverse per fase liquido e vapore, perciò va definita una densità equivalente bifase proprio utilizzando la definizione di grado di vuoto:

$$\rho_{bif} = \rho_{liq} \cdot (1 - \varepsilon) + \rho_{vap} \cdot \varepsilon \quad (2.35)$$

Si comprende quindi che la sola difficoltà sta nel computo del grado di vuoto, che è una caratteristica locale del flusso e dipende principalmente da:

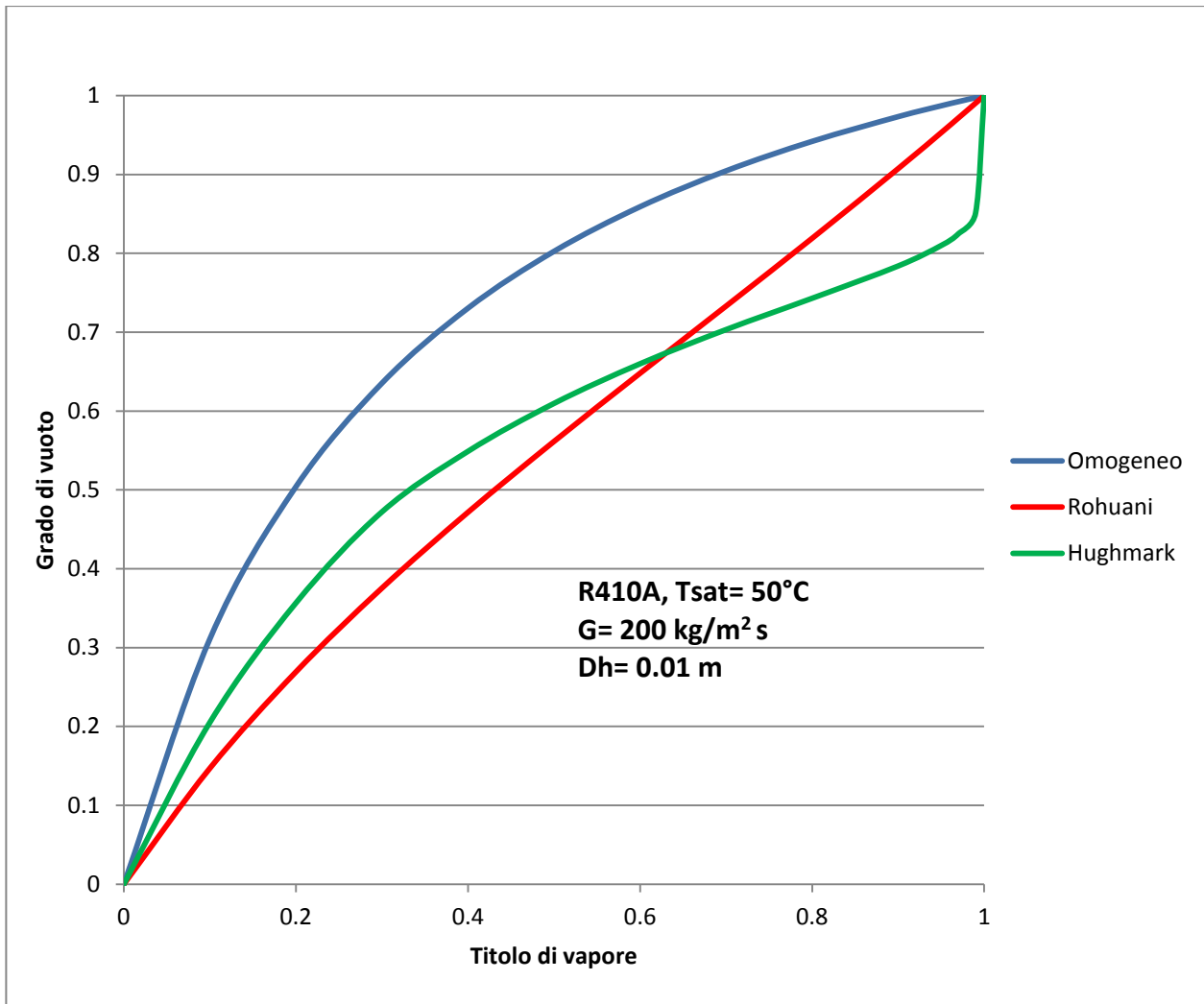
- titolo di vapore;
- proprietà termofisiche del fluido;
- portata specifica.

La dipendenza dalla portata specifica lascia intendere come il grado di vuoto sia correlato al regime di deflusso. Resta inteso che dipendendo il grado di vuoto dal titolo di vapore locale, occorre passare per mezzo del calcolo dello scambio termico agli scambiatori per riuscire a definire dei volumi in cui titolo di vapore e proprietà termofisiche del fluido possano essere ritenute circa costanti. Esistono in letteratura decine di modelli diversi per esprimere il grado di vuoto, ma non tutti considerano l'influenza di tutti i parametri in gioco. Rice [23] ha presentato un'estesa revisione sulle correlazioni per il grado di vuoto, suggerendo quelle di Baroczy[24], Hughmark[25], Tandon[26] o Premoli[27], le quali tendono a dare i risultati più generosi in termini di carica complessiva. Melakamu and Ghajar[28] hanno più di recente presentato un confronto fra 68 modelli diversi per il grado di vuoto, e hanno indicato la correlazione di Coddington and Maciam[29] come quella più precisa confrontata con un database molto ampio di risultati sperimentali. Ne hanno infine proposto un versione modificata.

Esistono già anche alcuni software nati per la stima della carica di refrigerante, ad esempio HPSIM (Domanski and Didion,[30]) oppure PUREZ (Rice and Jackson,[31]). Molti autori sostengono comunque che questi metodi abbiano la tendenza a sottostimare la carica complessiva e indicano come possibili cause un inventario incompleto dei volumi interni del circuito, il fatto di trascurare la diffusione del refrigerante nell'olio (per refrigeranti idrocarburi in olio minerale) o assunzioni non valide per il grado di vuoto. Inoltre attualmente occorre osservare che i lavori sulla stima di carica di refrigerante nella letteratura tecnica sono rari e riguardano soprattutto piccoli condizionatori d'aria o comunque pompe di calore aria-aria. Sono praticamente inesistenti lavori di

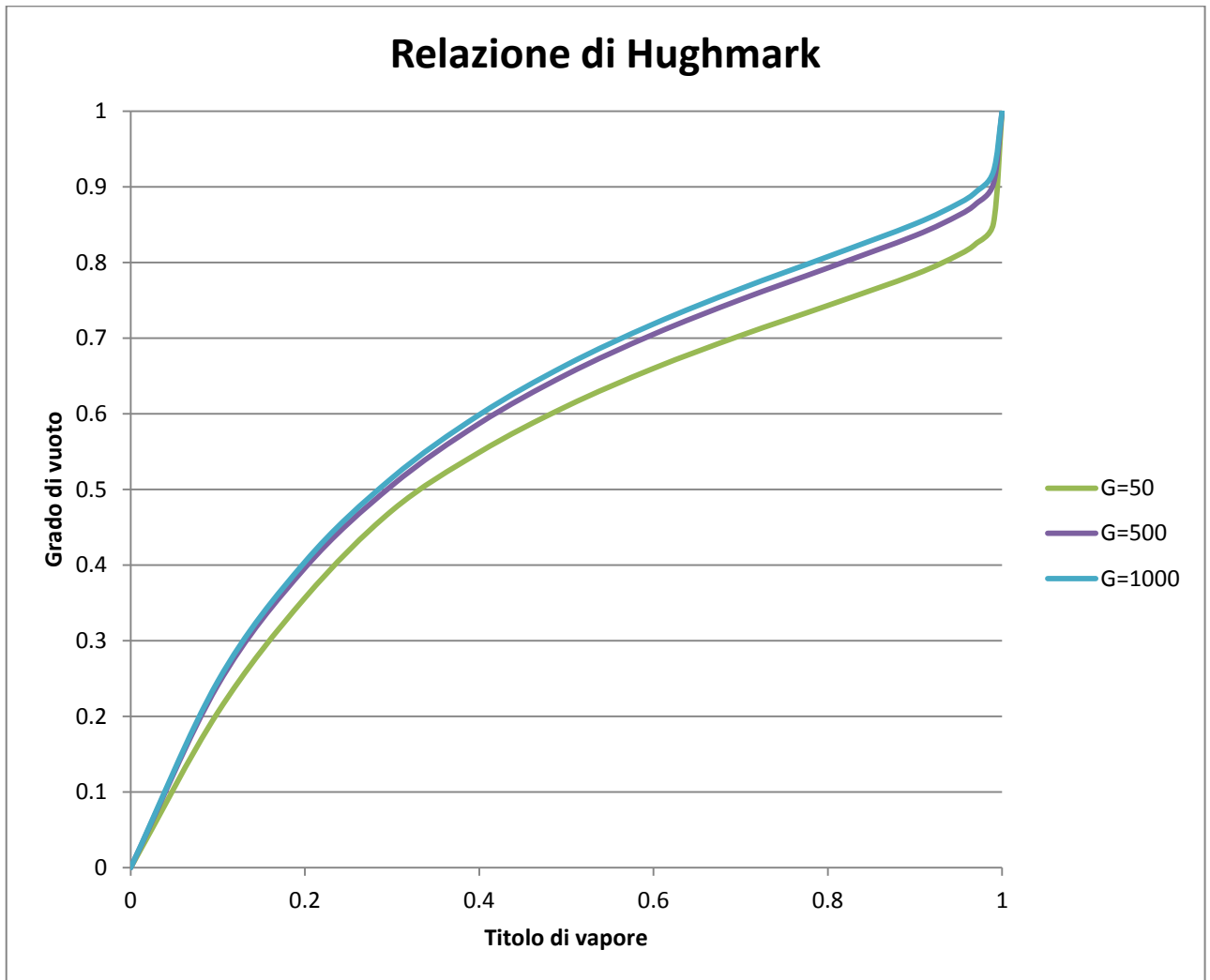
questo tipo riguardanti macchine aria-acqua oppure acqua-acqua. In effetti la quasi totalità delle correlazioni per il grado di vuoto sono sviluppate per tubo circolare liscio, e pochissimi studi riguardano le caratteristiche di deflusso e il grado di vuoto negli scambiatori a piastre [36]. Una stima della carica ritenuta all'interno di scambiatori a piastre sarebbe particolarmente importante, proprio per la grande differenza in termini di volume interno rispetto a scambiatori a batteria alettata. Si pensi a una pompa di calore aria-acqua reversibile, dove l'adozione di un ricevitore di liquido diventa una necessità. In questo caso una stima della differenza di carica necessaria nel funzionamento in chiller e quella in pompa di calore potrebbe diventare un criterio di progetto per il dimensionamento dei ricevitori di liquido.

Nella stesura del programma di calcolo sviluppato per il presente progetto sono state implementate varie correlazioni che descrivono il grado di vuoto, alcune di derivazione esclusivamente teorica, altre di natura semi-empirica o puramente sperimentale. Dal confronto con i risultati sperimentali si cercherà di individuare il modello che dia i migliori risultati in termini di stima della carica complessiva di refrigerante. Anticipando quanto osservato confrontando le misure sperimentali con le stime riguardanti la quantità di carica, i modelli che danno le migliori previsioni si sono rivelati quello di Rohuani[32] e quello di Hughmark, con preferenza verso quest'ultimo. Nella figura a seguire sono riportati per confronto gli andamenti del grado di vuoto omogeneo, che rappresenta il modello che dà le peggiori previsioni, con le formulazioni succitate, in una condizione standard di deflusso in tubo liscio con refrigerante R410A. Il modello omogeneo si basa sull'ipotesi che gas e liquido scorrano alla stessa velocità, per cui risulta valida solo per alte portate specifiche e alto titolo di vapore (esempio: nel post-dryout), oppure a pressione prossima alla  $P$  critica. Le formulazioni di Hughmark e Rohuani sono invece relazioni di derivazione sperimentale. Nella seguente Figura 2.8 sono messe a confronto le relazioni di Rouhani e Hughmark con quella del grado di vuoto omogeneo. Si osservi che tanto più bassa è la curva, tanto maggiore risulta la ritenzione di liquido.



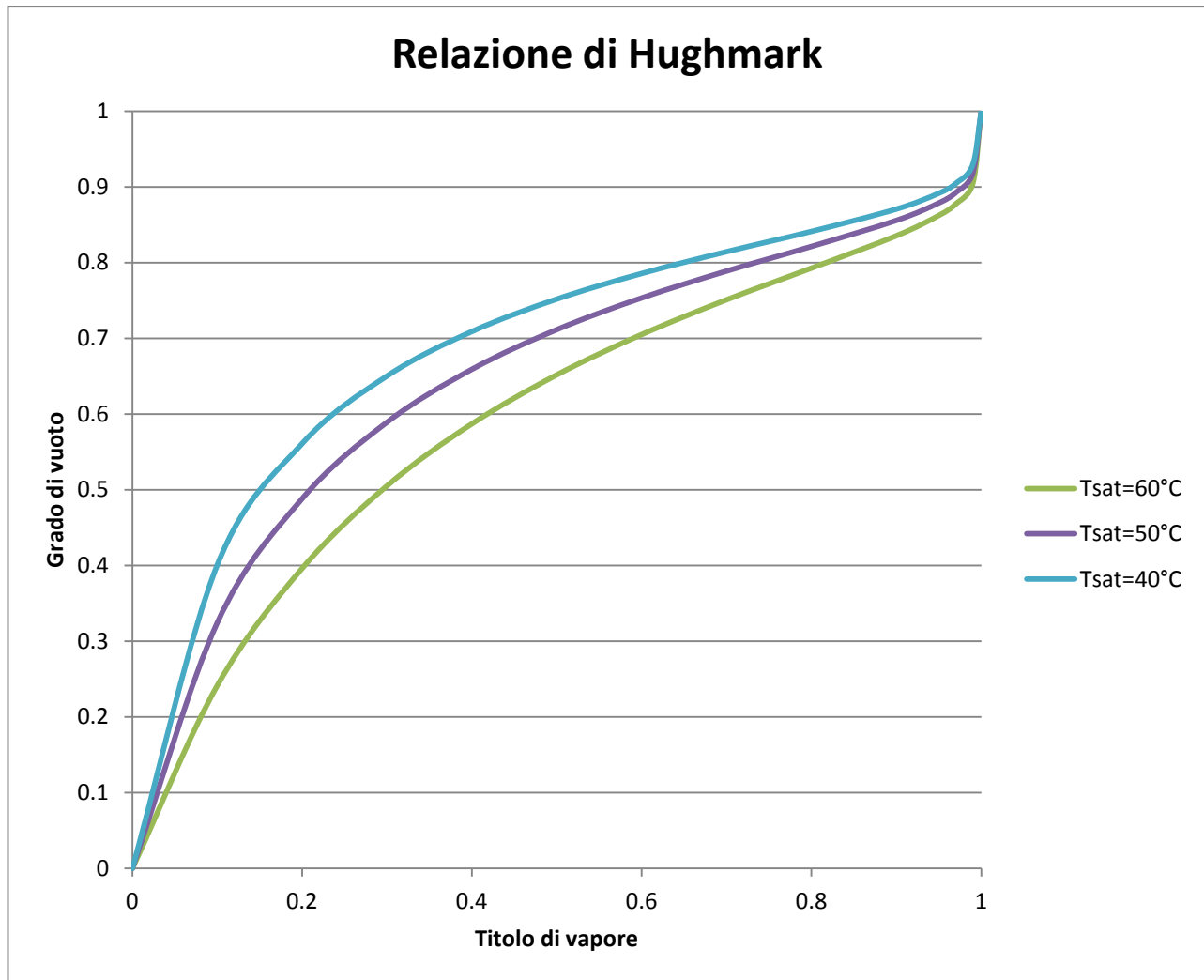
**Figura 2.8: Confronto fra diverse formulazioni per il grado di vuoto**

Per la relazione di Hughmark vediamo come la portata specifica influenza il grado di vuoto. Osservando in Figura 2.9, si vede come il grado di vuoto aumenti al crescere della portata specifica. Ciò significa che all'aumentare della velocità di deflusso del refrigerante, la ritenzione di refrigerante liquido tende a diminuire, portando a un minore fabbisogno di carica. L'influenza di questo parametro non viene tuttavia considerata da tutti i modelli di grado di vuoto inseriti in questo studio. Vedremo a seguito delle prove se questo parametro possa essere considerato trascurabile ai fini di questo studio.



**Figura 2.9: Influenza della portata specifica in  $[\text{kg}/\text{m}^2\text{s}]$  sul grado di vuoto a  $T_{\text{sat}}=60^\circ\text{C}$**

Le proprietà termofisiche del refrigerante hanno maggiore influenza sul grado di vuoto, in Figura 2.10 si vede l'andamento del grado di vuoto a portata specifica fissa per tre diverse temperature di condensazione. Come si può vedere all'aumentare della temperatura il grado di vuoto tende a diminuire, quindi a bassa temperatura si ha minore ritenzione di liquido, mentre il liquido tende ad accumularsi maggiormente all'aumentare della temperatura.



**Figura 2.10: Influenza della temperatura di saturazione con  $G=500 \text{ kg/m}^2\text{s}$**

Tenendo conto del comportamento del compressore, l'influenza combinata di questi due parametri, ovvero la portata specifica e la temperatura di condensazione, portano a una variazione del grado di vuoto nella stessa direzione. Portando un esempio specifico, immaginiamo un compressore che si trovi a lavorare a parità di temperatura di evaporazione pari a  $0^\circ\text{C}$  e a condensazione a  $40^\circ\text{C}$  e  $60^\circ\text{C}$ . A  $60^\circ\text{C}$  la portata elaborata dal compressore è del 10% inferiore rispetto al caso di condensazione a  $40^\circ\text{C}$ . Immaginando adesso condensazione in tubo liscio orizzontale con una portata specifica di  $50 \text{ kg/m}^2\text{s}$  e  $45 \text{ kg/m}^2\text{s}$  rispettivamente a  $40^\circ\text{C}$  e  $60^\circ\text{C}$ , e considerando costante il coefficiente di scambio termico locale nel processo, ottengo una ritenzione di liquido che nel caso di condensazione a  $60^\circ\text{C}$  risulta essere del 13% superiore rispetto al caso di condensazione a  $40^\circ\text{C}$ . Nel paragrafo seguente viene data validazione sperimentale alle osservazioni appena fatte.

## 2.8. OSSERVAZIONI SPERIMENTALI SUL GRADO DI VUOTO

Utilizzando un chiller aria-acqua dotato di compressore a velocità variabile è possibile studiare separatamente l'influenza della portata specifica sul grado di vuoto, almeno indirettamente. Infatti una misura diretta del grado di vuoto non sarà possibile, ma risulta semplice osservare l'influenza che la ritenzione di liquido ha nei vari componenti sul circuito, in quanto il sottoraffreddamento osservato al condensatore ne è una misura.

Durante il primo test la portata elaborata dal compressore viene modificata variandone il regime di rotazione. Le temperature di ciclo invece verranno mantenute costanti, in modo da escludere l'influenza delle proprietà termofisiche sulla ritenzione di liquido. Le Figura 2.11 e Figura 2.12 illustrano il comportamento della macchina con compressore rispettivamente a 120 Hz e 80 Hz.

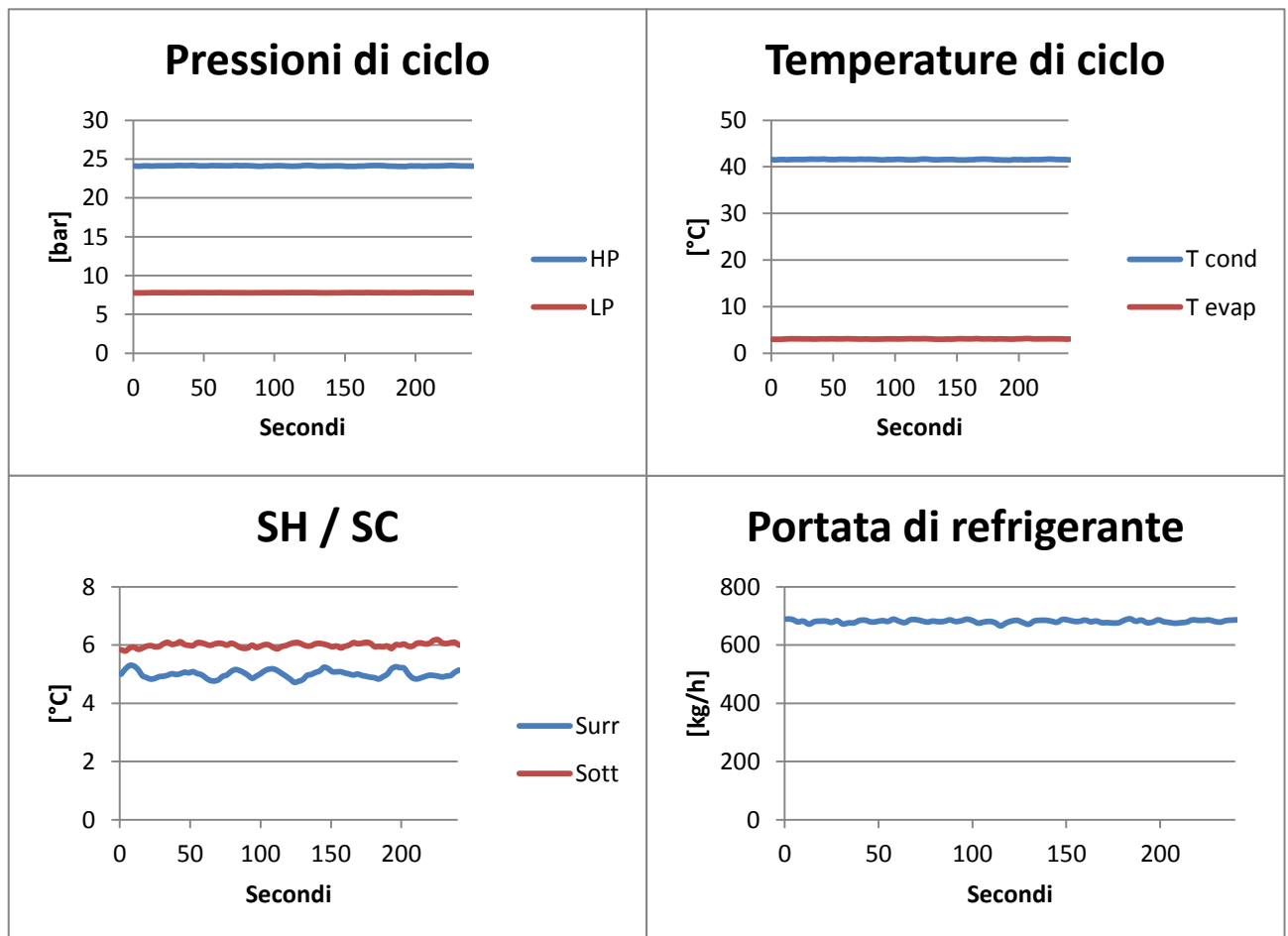


Figura 2.11: Condizioni del ciclo termodinamico con compressore a 120 Hz

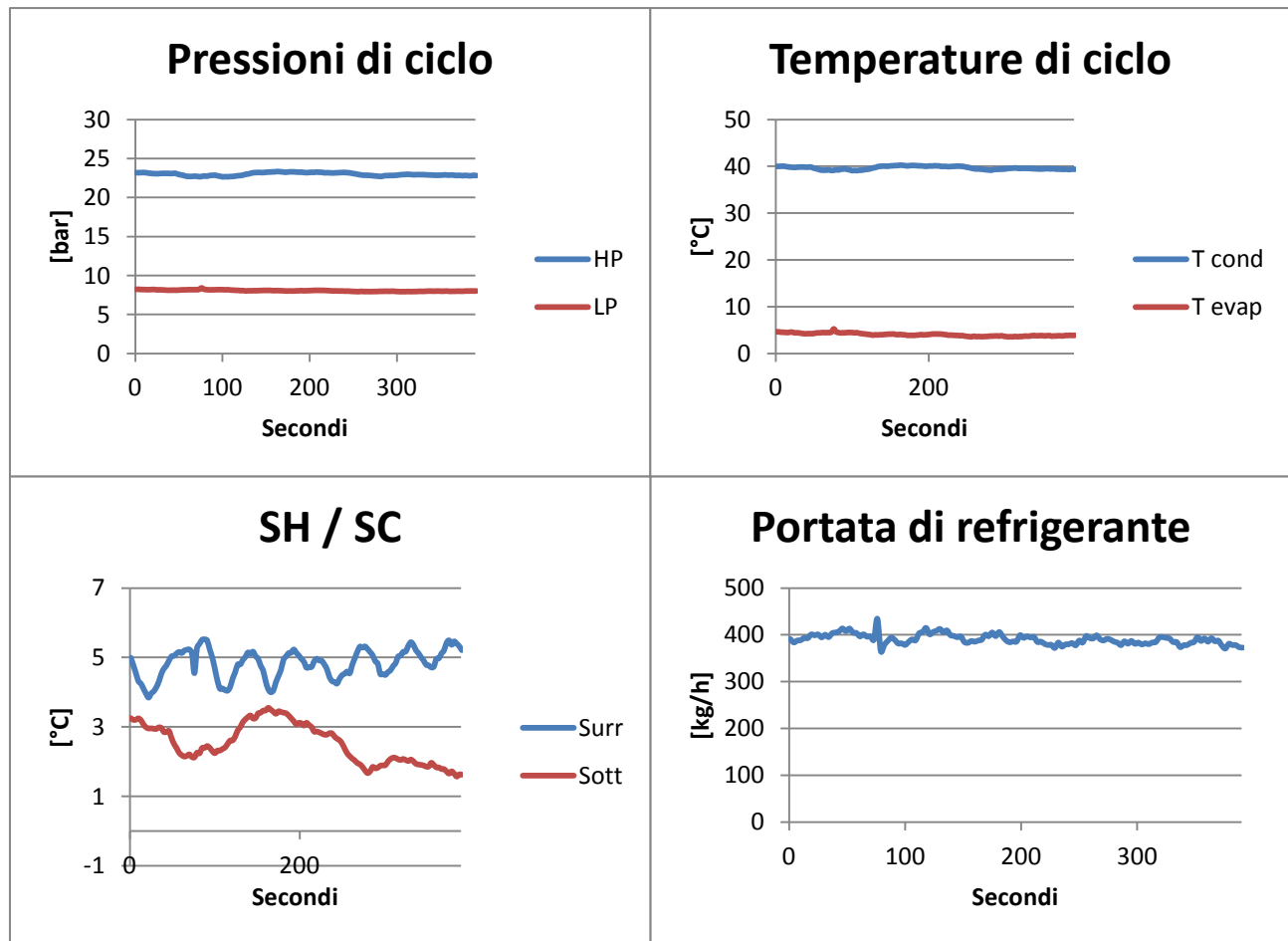


Figura 2.12: Condizioni del ciclo termodinamico a 80 Hz

Come si osserva chiaramente, al diminuire della portata il sottoraffreddamento è passato da un valore di circa 6 K ad un valore compreso fra 2 e 3 K. Questo fenomeno è conseguenza del fatto che si ha maggiore ritenzione di liquido all'interno della batteria condensante, e questo ha comportato lo svuotamento parziale del ricevitore di liquido a valle dello scambiatore stesso, portando il sottoraffreddamento al suo valore minimo "naturale". Questo tipo di ragionamento verrà ripreso e ampliato all'interno del capitolo dedicato al ricevitore di liquido. Ad ogni modo questa esperienza dimostra che trascurare l'influenza della portata specifica nel computo del grado di vuoto non porta a risultati attendibili. Di conseguenza nel seguito di questo lavoro i seguenti modelli di previsione del grado di vuoto non verranno più presi in considerazione: Baroczy[23], Melkamu-Ghajar[28], Zivi[33], Smith[34], Lockhart-Martinelli[35], modello omogeneo, minima quantità di moto.

Ancora parlando dell'influenza della portata sulla ritenzione di liquido si deve osservare che parlando di portata di massa, questa non è variabile solo in funzione del regime di rotazione del

compressore, ma varia anche come conseguenza della temperatura di aspirazione (che influenza il volume specifico del refrigerante) e della pressione di scarico ( che influenza il rendimento del compressore). Nei risultati sperimentali mostrati nelle Figura 2.13 e Figura 2.14 si può apprezzare l'influenza della temperatura di aspirazione del compressore sul comportamento della macchina.

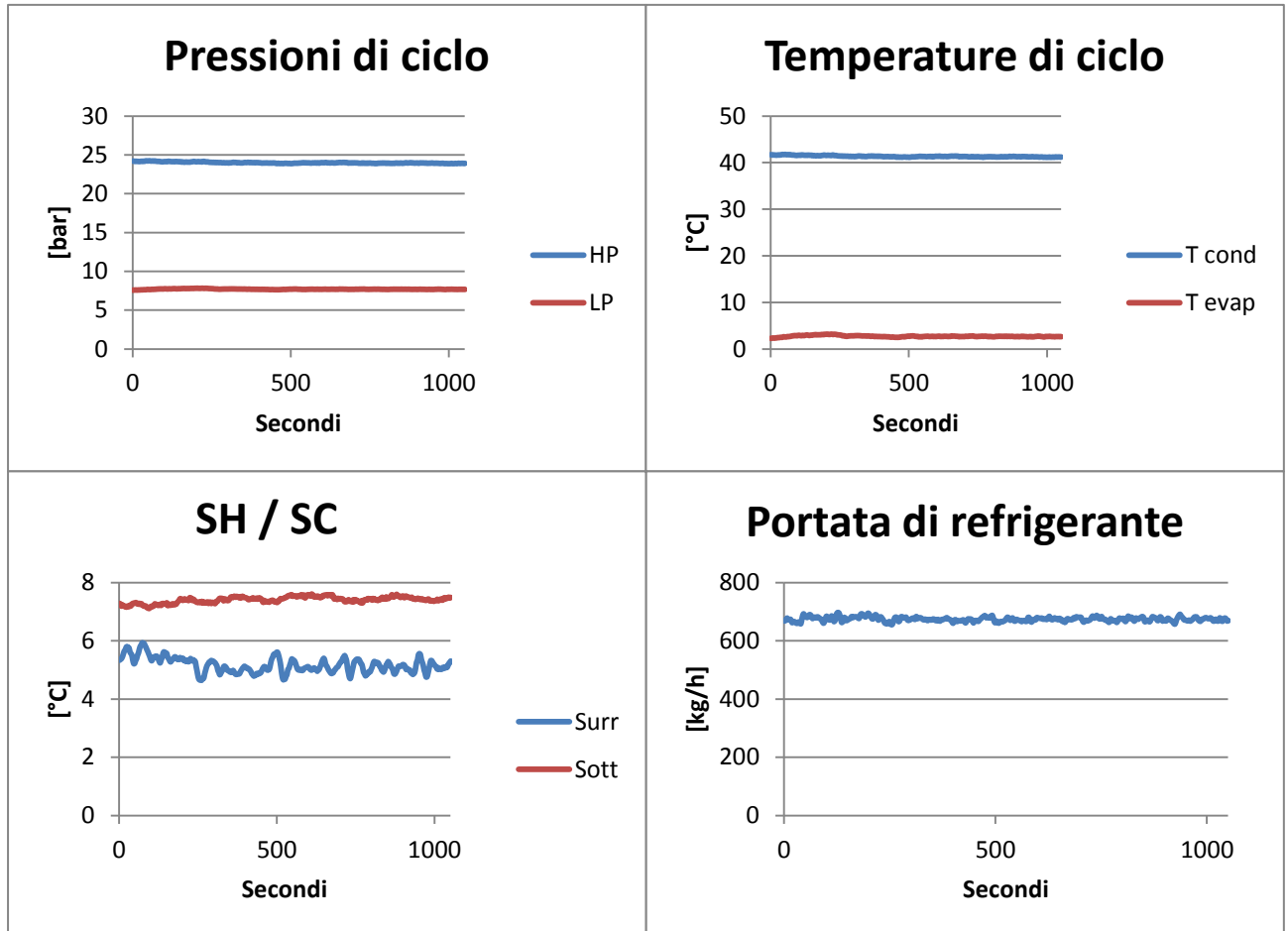


Figura 2.13: Condizioni del ciclo termodinamico con temperatura di evaporazione di 2.5 °C

Ora, a parità di pressione di condensazione e di regime di rotazione del compressore, la temperatura di evaporazione viene aumentata di 5°C. Vediamo in Figura 2.14 che la differenza in termini di portata di massa non è consistente come quella del caso precedente, ma si riesce comunque ad apprezzare l'aumento del sottoraffreddamento. La carica di refrigerante nello scambiatore a piastre adibito all'evaporazione non varia in maniera significativa.

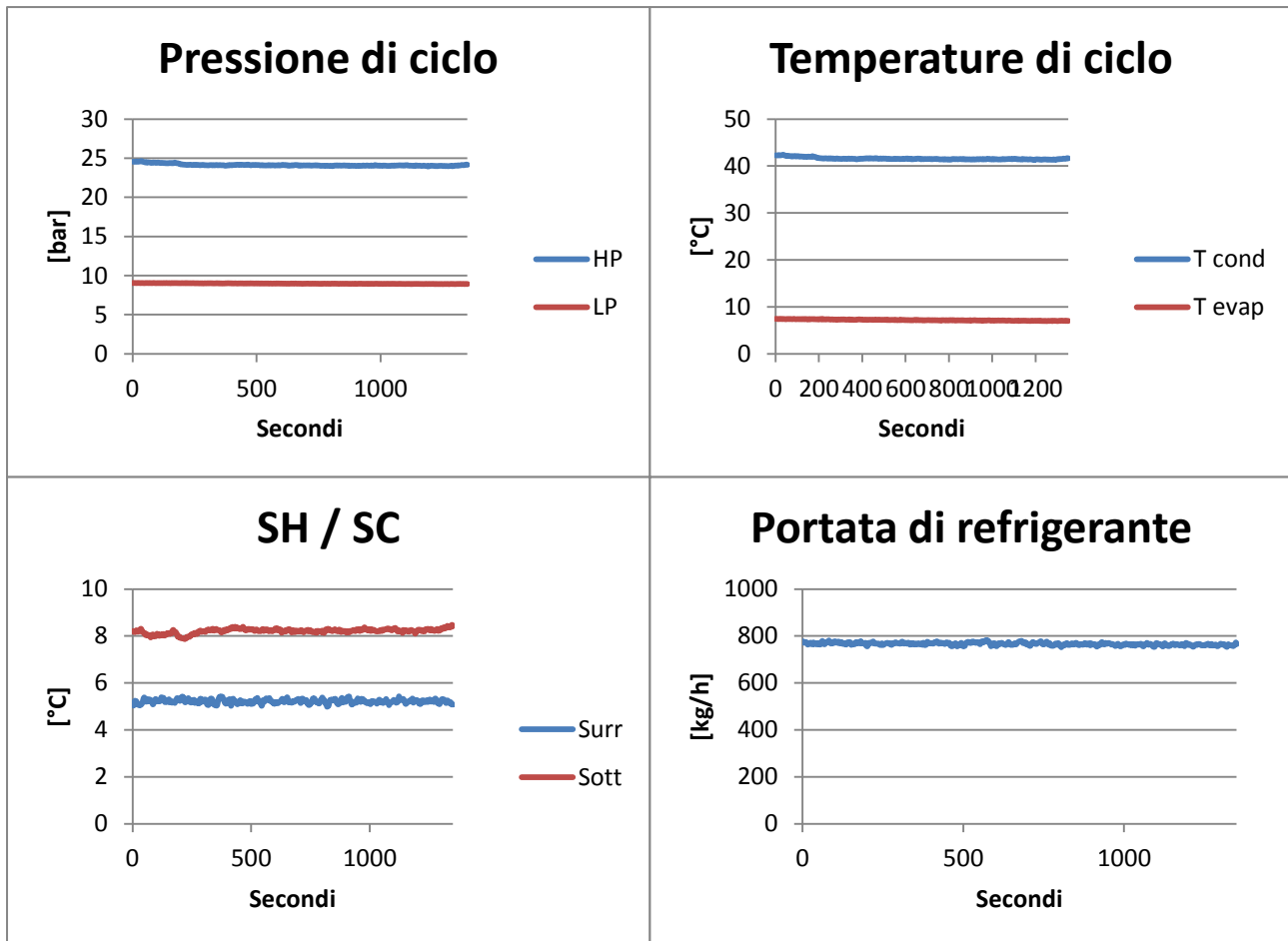


Figura 2.14: Condizioni del ciclo termodinamico con temperatura di evaporazione di 7.5 °C

Vediamo ora l'influenza della temperatura di condensazione sulla ritenzione di liquido al condensatore. Da osservare che durante la prova la portata di massa di refrigerante resta pressoché invariata. Nella Figura 2.15 si può vedere come partendo da una situazione stazionaria con condensazione a circa 40°C, la temperatura di condensazione sia fatta variare con continuità fino a raggiungere i 55°C. Parallelamente si osserva un aumento progressivo del sottoraffreddamento, mentre non si notano variazioni apprezzabili in termini di portata di massa di refrigerante.

Qui risulta necessario fare un'osservazione: vediamo che all'aumentare della temperatura di condensazione il sottoraffreddamento cresce di conseguenza. Questo potrebbe essere interpretato come un errore nel computo del grado di vuoto, infatti, come detto, l'aumento di temperatura comporta diminuzione del grado di vuoto, al pari della diminuzione di portata di massa. Eppure il fenomeno che si presenta è quello opposto alla diminuzione di portata, ovvero il sottoraffreddamento aumenta. La spiegazione di questo fatto risiede nell'aumento di volume specifico del refrigerante liquido al crescere della sua temperatura. Ricordiamo infatti che a valle

del condensatore è presente il ricevitore di liquido, che a causa dell'aumento di volume del liquido non può più contenere la stessa quantità di massa di refrigerante liquido. Il liquido in eccesso deve per questo risalire ed allagare parte del condensatore.

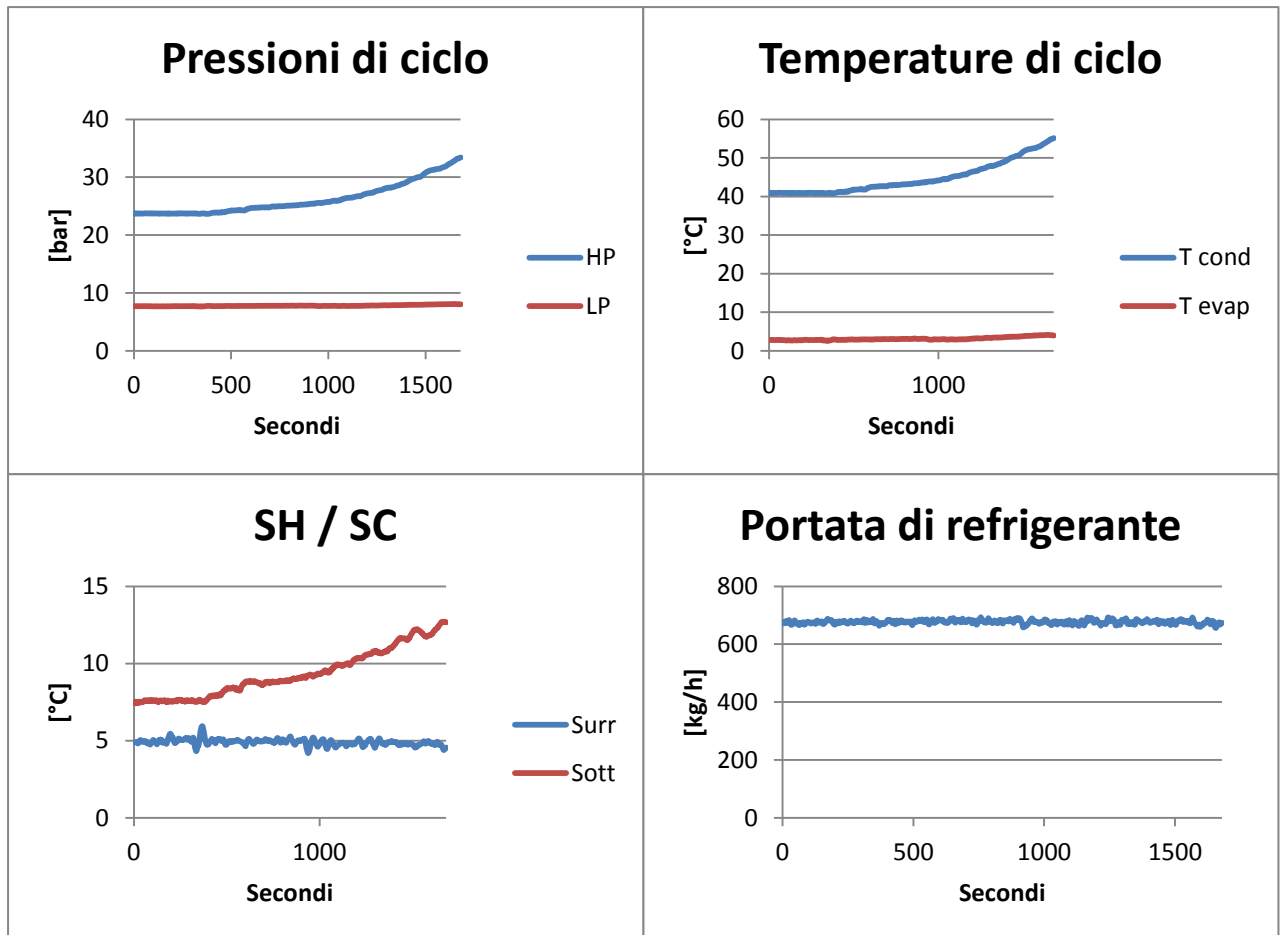


Figura 2.15: Variazioni nelle condizioni di ciclo all'aumento della temperatura di condensazione

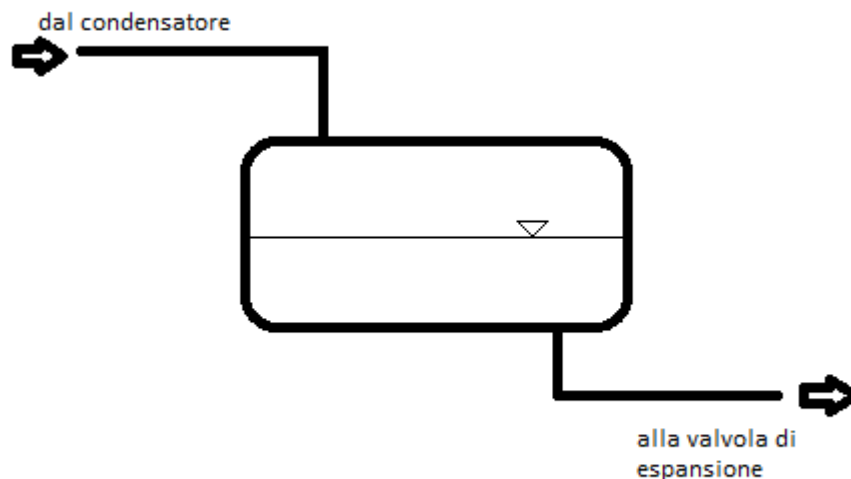


La macchina è stata strumentata in modo da poter apprezzare le differenze nel funzionamento per le diverse configurazioni circuitali considerate. Sono acquisite le seguenti quantità:

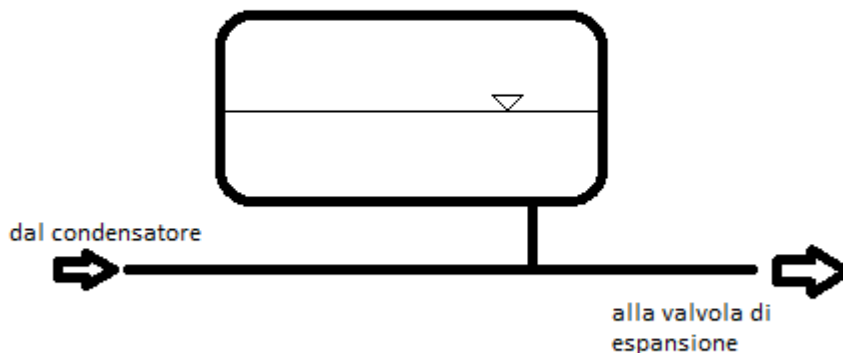
- pressione e temperatura di mandata;
- pressione e temperatura di aspirazione;
- pressione e temperatura di aspirazione intermedia (iniezione di vapore);
- temperatura del liquido all'uscita del condensatore;
- pressione al ricevitore di liquido;
- temperatura del liquido all'uscita del ricevitore;
- temperatura del liquido all'uscita dell'economizzatore;
- temperature di ingresso e uscita acqua utenza;
- portata acqua utenza;
- temperatura dell'aria;
- assorbimento elettrico.

Inoltre come si è detto sarà possibile visualizzare il livello del liquido all'interno del ricevitore.

Le Figura 2.17 e Figura 2.18 seguenti illustrano le due modalità di intercettazione del ricevitore secondo quanto proposto in [37].



**Figura 2.17: Circuitazione di un ricevitore "ad attraversamento"**



**Figura 2.18:** Circuitazione di un ricevitore “a battente”

### 2.9.1. Volumi interni e carica

Il prototipo è dotato di compressore a iniezione di vapore adatto per refrigerante R407C. Il funzionamento con iniezione può essere escluso chiudendo la valvola a solenoide del liquido posta sul ramo dell’iniezione di vapore (vedi Figura 2.16). Ai fini del presente studio la carica è stata fatta nel funzionamento in pompa di calore con iniezione esclusa alle condizioni di acqua prodotta a 45°C e aria esterna a 5°C. Il volume dei componenti più rilevanti al fine del computo della carica necessaria sono riportati in Tabella 2.4, assieme alla stima della carica contenuta in essi alle condizioni di funzionamento succitate.

**Tabella 2.4:** Volumetria e prima stima della carica nel prototipo

Componente	Batteria	PHE	Ricevitore	Linea liquido
Volume interno [litri]	15.8	4.8	12	0.54
Carica [kg]	2.92	3.35	12.8	0.58

La stima della quantità totale di refrigerante ammonta quindi a 19.65 kg, considerando un sottoraffreddamento desiderato di 5 K e supponendo il ricevitore completamente pieno. Questa infatti è la modalità di funzionamento in cui si ha la minore necessità di carica, poiché la condensazione avviene nello scambiatore a piastre, di volume molto inferiore alla batteria alettata.

Durante la procedura di carica effettiva la macchina è stata monitorata per poter osservare le reazioni della macchina all'aumento della carica. I parametri di maggiore interesse saranno la temperatura di condensazione, il sottoraffreddamento e il livello del liquido nel ricevitore. I grafici seguenti riassumono il comportamento osservato a partire da una carica di 15 kg (ancora insufficiente) fino alla carica definitiva, che è risultata pari a 19 kg. Il grafico in Figura 2.19 relativo al sottoraffreddamento misurato all'uscita del ricevitore di liquido evidenzia che fino al completo riempimento dello stesso il sottoraffreddamento rimane praticamente costante al suo valore naturale di 2-3 K. L'effettivo riempimento è stato verificato visivamente grazie alla spia mobile montata sul ricevitore. A totale riempimento si osserva il rapido aumento del sottoraffreddamento ad un valore di 5-6 K, che rappresenta il valore desiderato. Il grafico in Figura 2.20 riporta l'andamento della temperatura di condensazione. Si può notare che anche al raggiungimento della carica definitiva, quando cioè il condensatore comincia ad essere allagato, la temperatura di condensazione si mantiene pressoché invariata, segno che l'allagamento dello scambiatore non è eccessivo alle condizioni di lavoro e non ho aumento della pressione di condensazione che porta a un peggioramento delle prestazioni globali della macchina. Il test e i risultati della stima portano quindi a risultati molto coerenti fra loro.

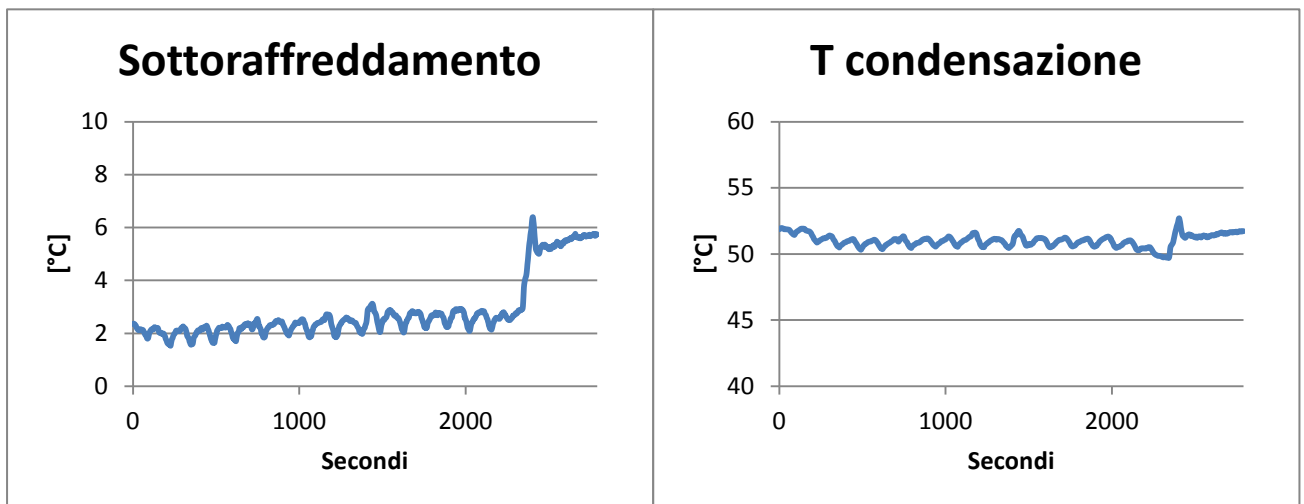


Figura 2.19: Processo di carica

Figura 2.20: Processo di carica

### 2.9.2. Verifica di efficienza del ciclo ad iniezione di vapore

Il prototipo realizzato per le verifiche oggetto di questo studio è una macchina frigorifera con ciclo EVI (Economized Vapor Injection), ovvero il compressore dispone di un ingresso addizionale posizionato in una posizione intermedia nel percorso del fluido all'interno delle giranti Scroll. Questo tipo di tecnologia permette di abbassare la temperatura del punto di fine compressione del vapore, in quanto il vapore iniettato si miscela a quello già parzialmente compresso che si trova ad una temperatura superiore. In questa maniera risulta possibile realizzare pompe di calore che riescano a produrre acqua molto calda anche con temperature esterne basse, senza incorrere nei problemi correlati a temperature della testata del compressore troppo elevate (si veda il ciclo nel diagramma P-h in Figura 2.21). Nel prototipo realizzato il funzionamento con iniezione di vapore può essere escluso, quindi vedremo come le due soluzioni si differenziano in termini di resa termica e di efficienza.

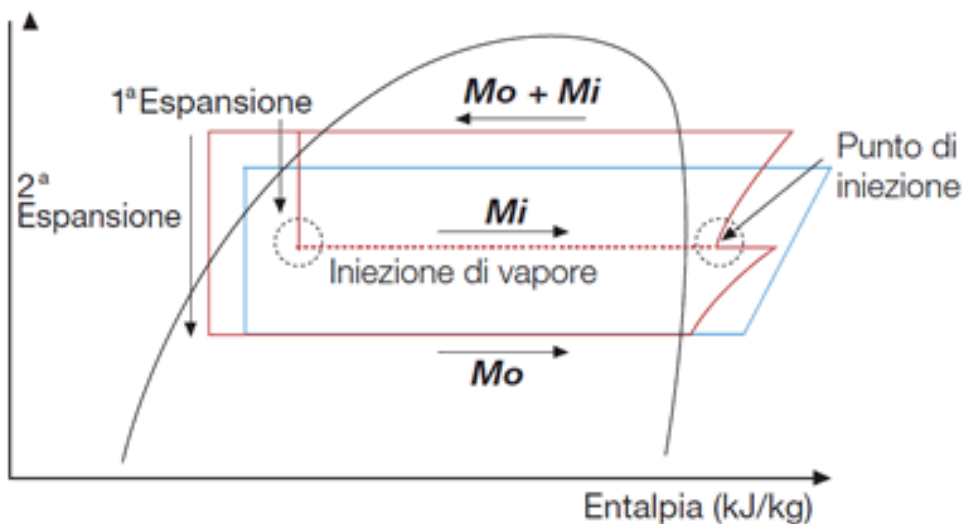


Figura 2.21: Ciclo ad iniezione di vapore

In Figura 2.22 si riportano i grafici che descrivono il funzionamento con iniezione di vapore disattivata. Le condizioni di lavoro non sono ancora critiche, infatti la temperatura di scarico media durante la prova si mantiene a 102°C.

La Figura 2.23 riporta invece le condizioni di funzionamento con EVI attivato. La temperatura di mandata del compressore risulta leggermente diminuita (97°C in media), ma si riscontrano anche un aumento della potenza termica al condensatore e della potenza elettrica assorbita. Nel complesso comunque il risultato è positivo, con un incremento del COP pari al 5,5%.

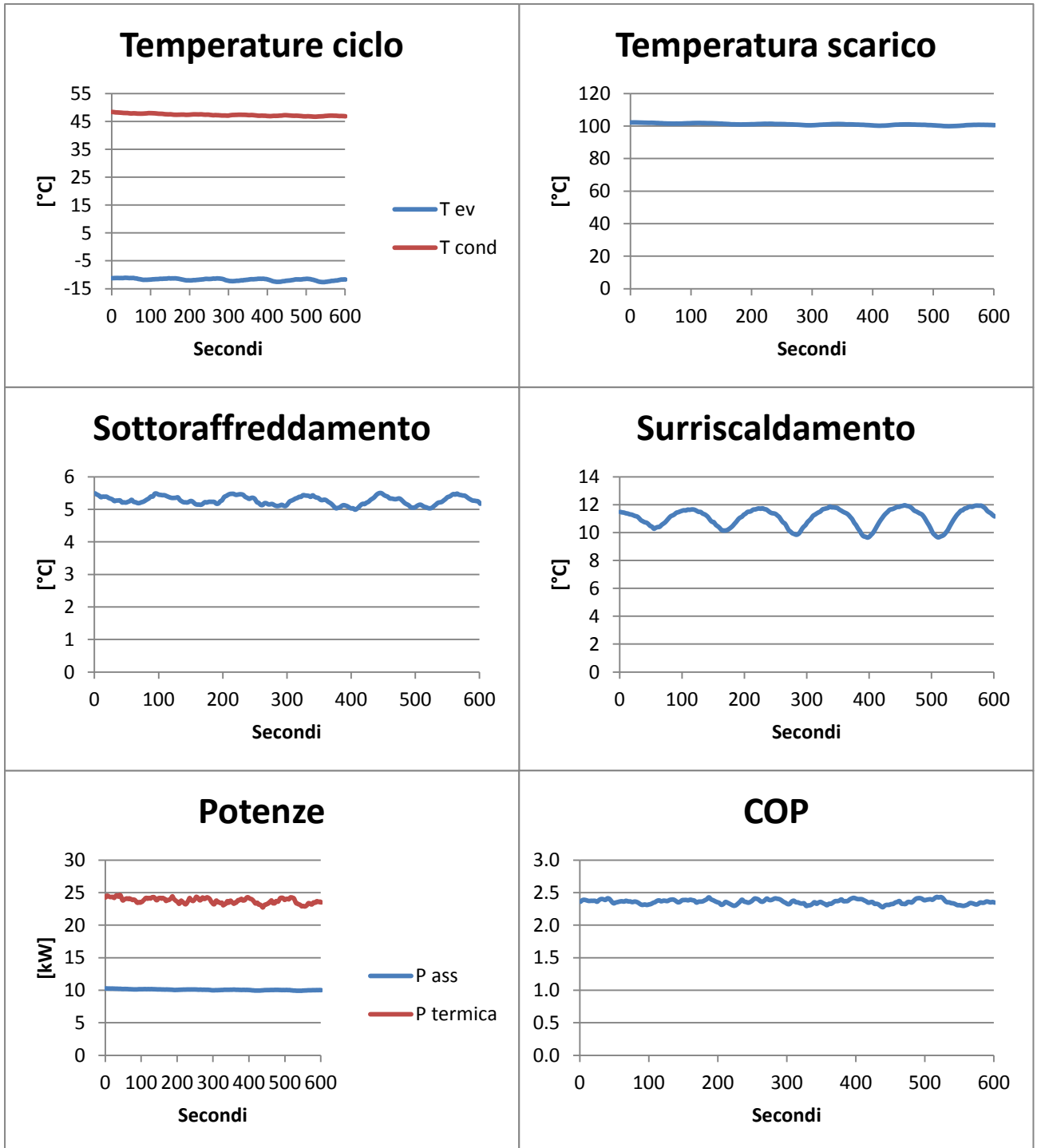


Figura 2.22: Prestazioni con EVI disattivato

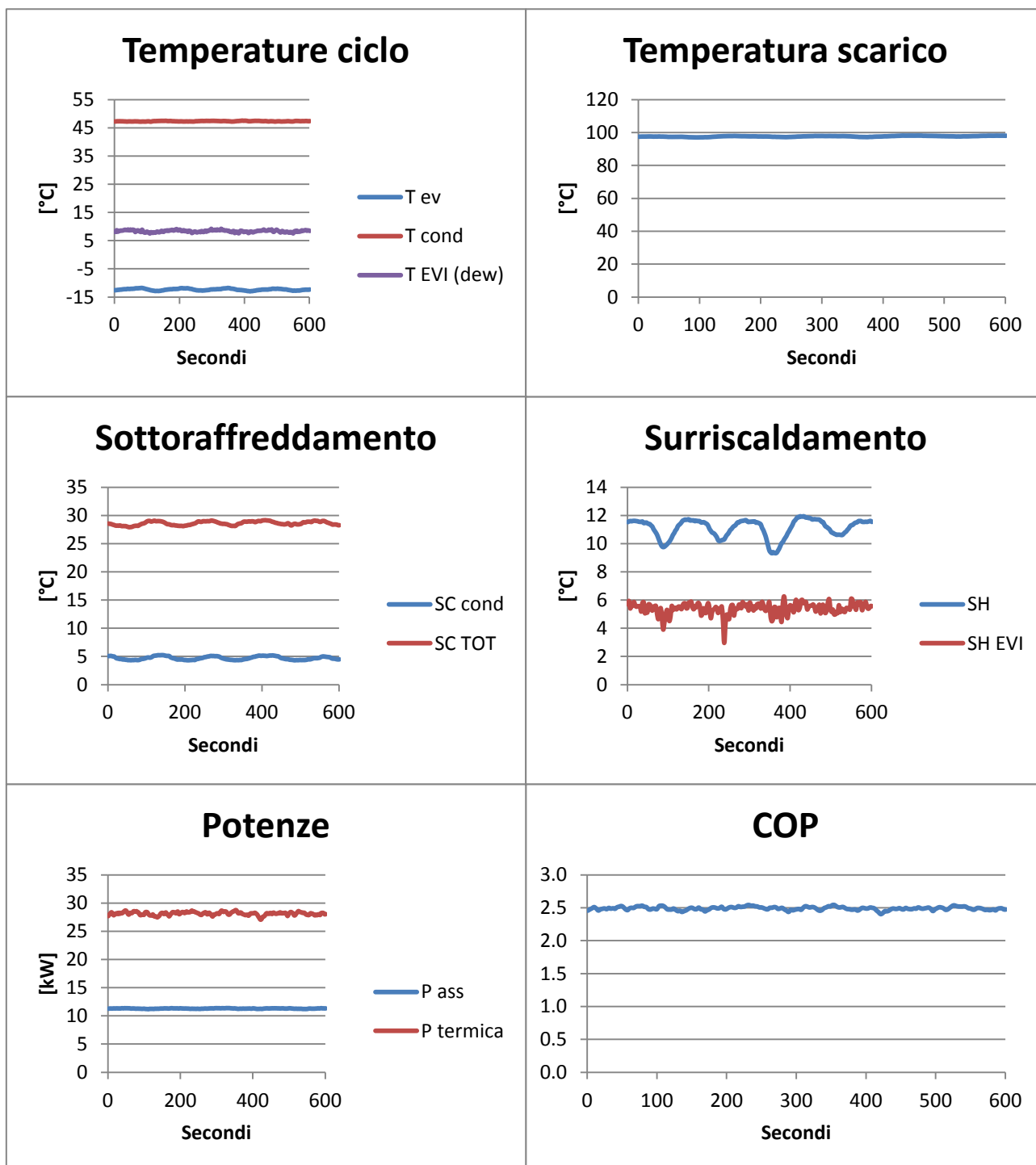


Figura 2.23: Prestazioni con EVI attivato

### 2.9.3. Verifiche sperimentali sulla circuitazione del ricevitore

Al fine di valutare il comportamento dinamico del ricevitore intercettato nel circuito frigorifero nella modalità “ad attraversamento” o “a battente”, è stato allestito un gruppo del liquido modificato che permetta di passare rapidamente fra l’una e l’altra circuitazione. In Figura 2.24 si vede il ricevitore dotato dei due rubinetti di intercettazione che permettono l’uno o l’altro flusso e la spia montata su flessibili per visualizzare il livello del liquido accumulato nel ricevitore.

Durante le prove effettuate si cercherà di capire la differenza di comportamento fra le due circuitazioni al variare del grado di riempimento del ricevitore e al variare delle condizioni esterne a cui il ricevitore è esposto, ovvero se si trova in un ambiente a temperatura superiore o inferiore a quella del liquido che giunge dal condensatore.



**Figura 2.24: Ricevitore con circuito modificato utilizzato nelle prove, con spia mobile per la visualizzazione del livello del liquido**

### Prova 1: Comportamento del ricevitore a riempimento scarso in aria calma

In questo primo test il ricevitore è dapprima intercettato ad attraversamento. A condizioni stabili del sistema si è verificato che il livello del ricevitore rimane basso sul fondo del ricevitore. Durante tutto il test il ricevitore è esposto in un ambiente a 20°C in aria calma.

La Figura 2.25 mostra le condizioni di equilibrio a cui si porta il ciclo.

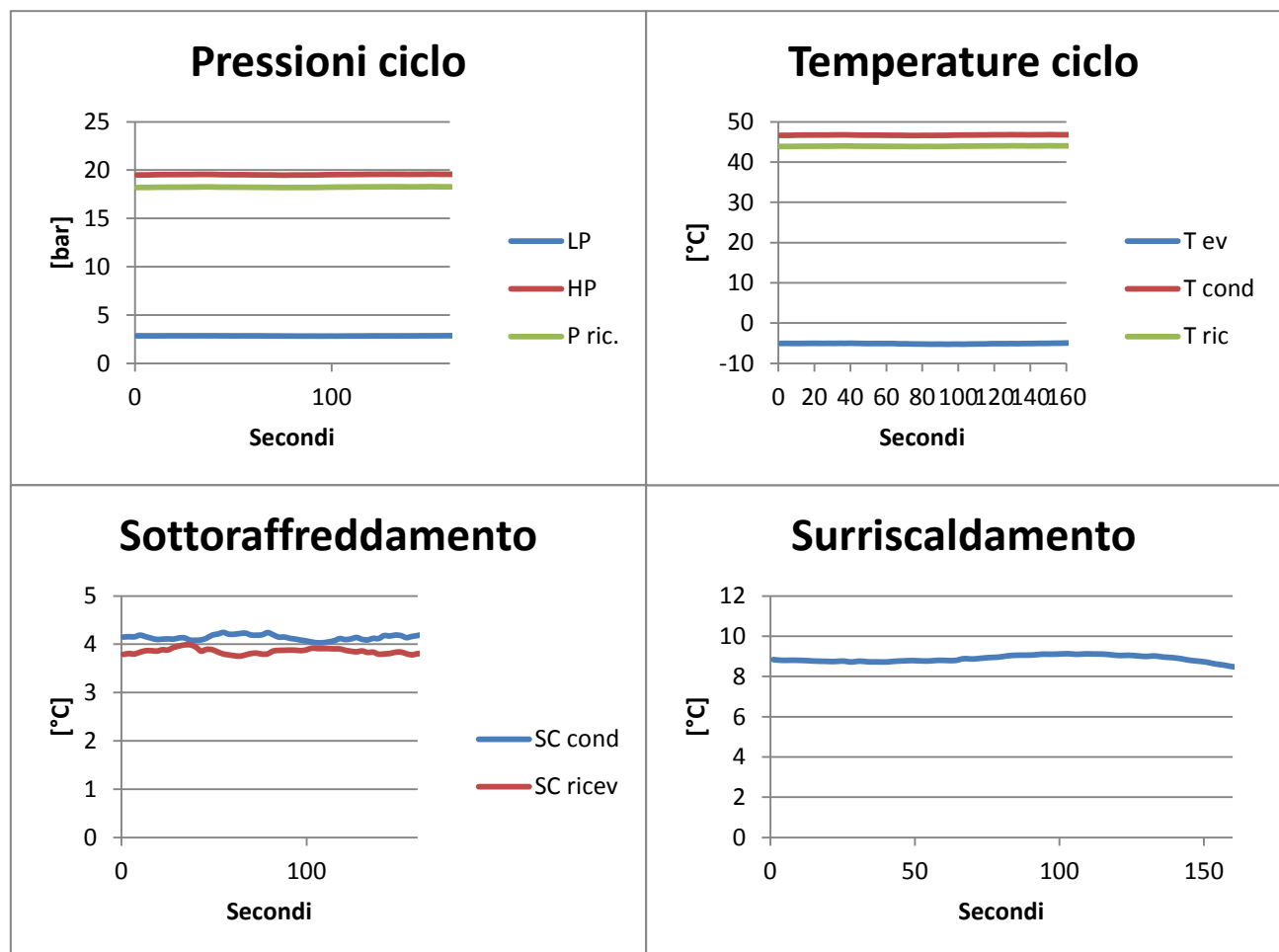


Figura 2.25: Ricevitore ad attraversamento in aria fredda calma (riempimento parziale)

A questo punto del test il circuito del ricevitore è stato cambiato in modo da avere la configurazione a battente. Si nota subito la risalita del livello del liquido ad una quota molto più alta all'interno del ricevitore. Il sottoraffreddamento invece tende molto lentamente a calare e a portarsi a un valore minimo (quello dato dal condensatore). Durante il transitorio il sottoraffreddamento precedentemente "accumulato" nel ricevitore viene smaltito, e si nota subito un comportamento da macchina "scarica": si veda nella Figura 2.26 l'allontanamento del surriscaldamento da set imposto, che resta poi fuori controllo.

La carica di refrigerante infatti è stata in parte richiamata al ricevitore.

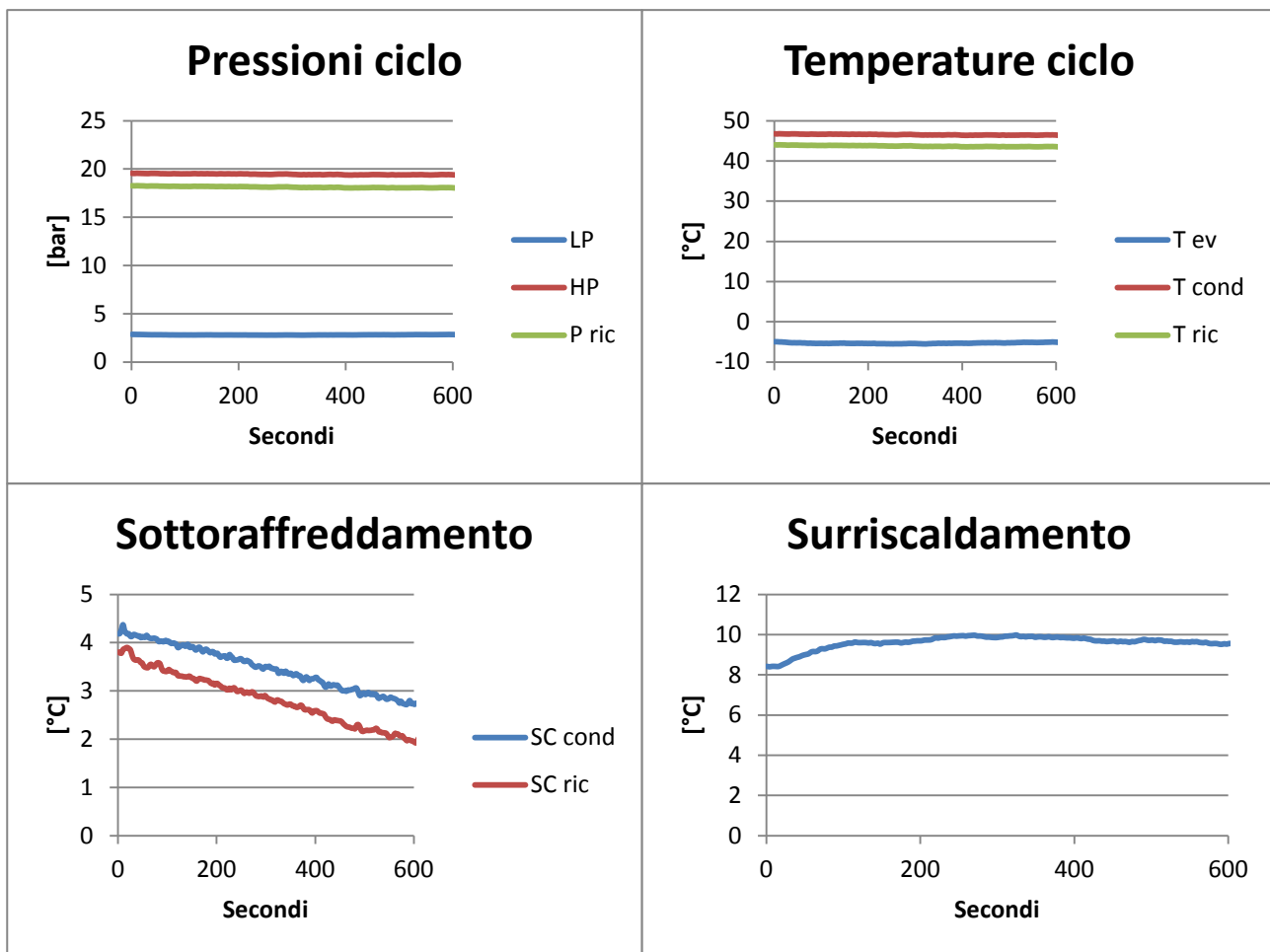


Figura 2.26: Ricevitore a battente in aria fredda calma

Al termine del test il circuito viene riportato nuovamente nella configurazione ad attraversamento e si assiste al sistema che ritrova il suo equilibrio iniziale. La pressione di condensazione subisce un piccolo aumento, mentre il sottoraffreddamento riacquista un valore accettabile (Figura 2.27).

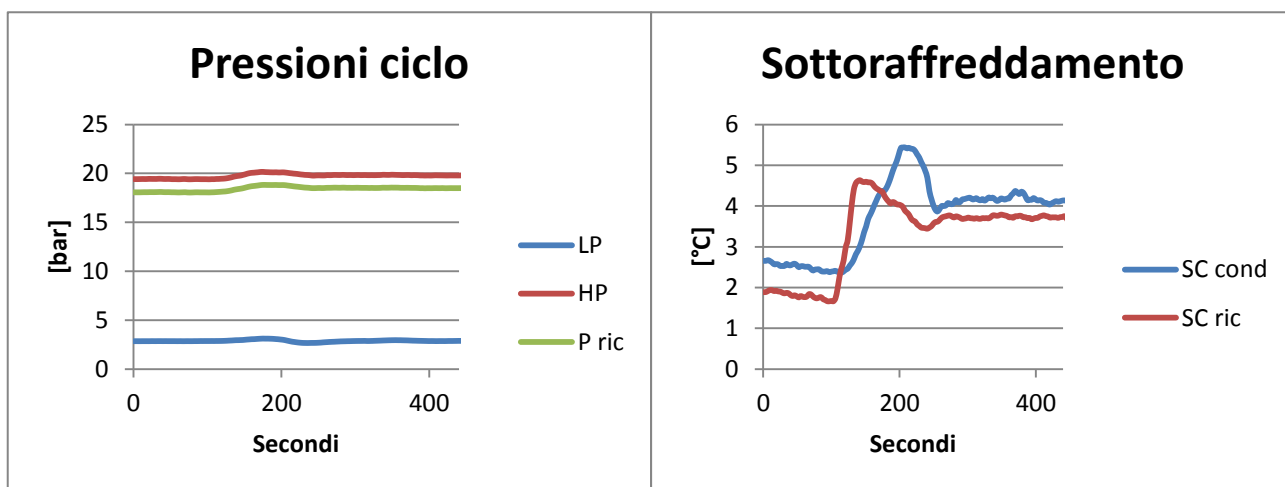
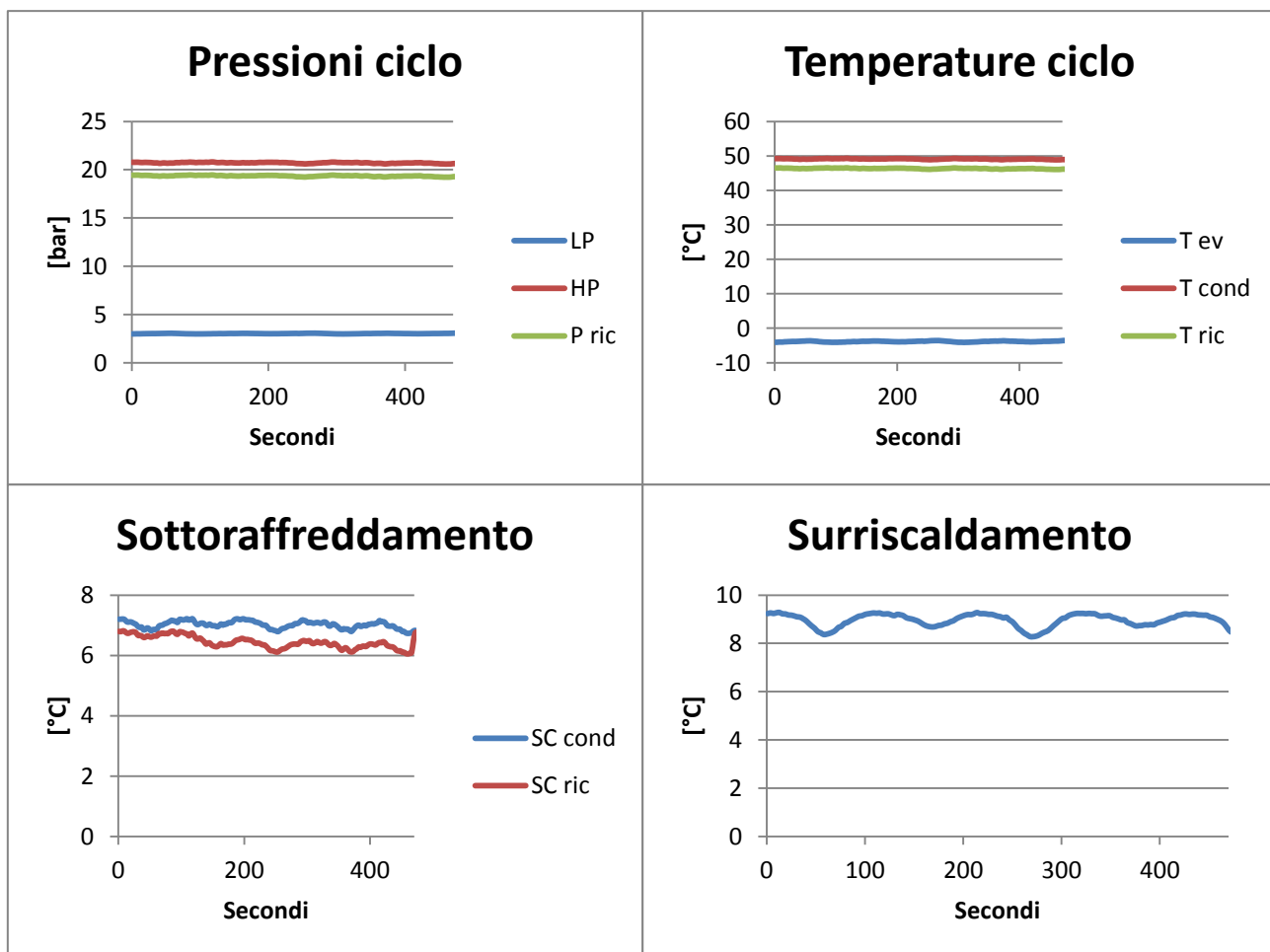


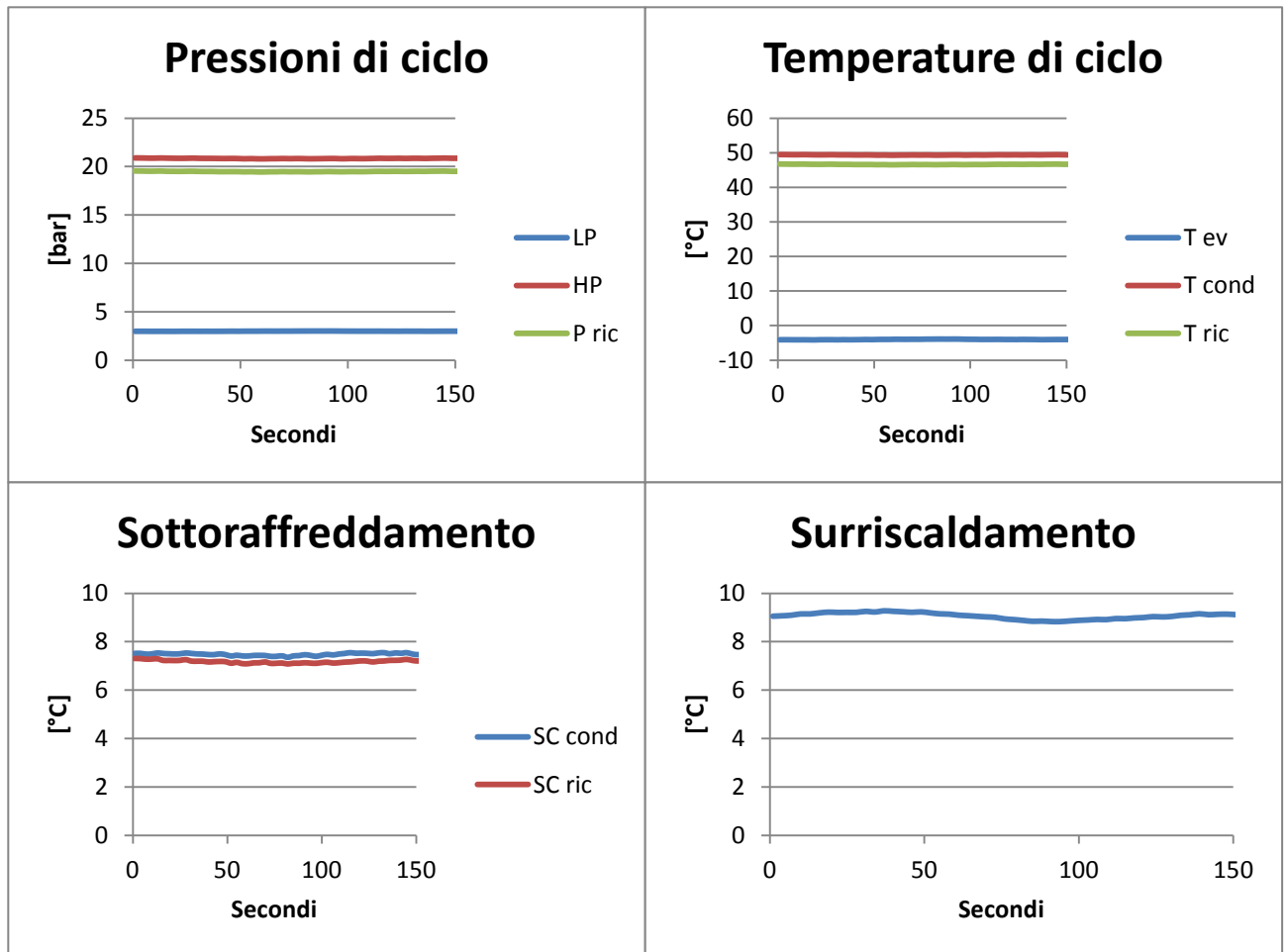
Figura 2.27: Ripristino delle condizioni iniziali della prova

Durante la prova si sono mantenute le stesse condizioni esterne e il ricevitore è stato portato alla condizione di essere completamente riempito di liquido. La circuitazione del ricevitore è stata quindi cambiata fra ricevitore attraversato dal liquido o intercettato a battente. In Figura 2.28 si vede che a queste condizioni anche nella circuitazione a battente è possibile ottenere un sottoraffreddamento accettabile per riuscire ad alimentare la valvola termostatica in maniera corretta. Parte del liquido infatti deve occupare una parte del condensatore producendo un aumento del grado di sottoraffreddamento e un incremento della pressione di condensazione.



**Figura 2.28: Ricevitore a battente a pieno riempimento in aria fredda calma**

Nella configurazione di ricevitore attraversato (Figura 2.29) si nota un comportamento molto simile, infatti anche in questo caso parte del liquido deve occupare parte del condensatore con aumento del sottoraffreddamento e della pressione di condensazione.



**Figura 2.29: Ricevitore attraversato a riempimento totale in aria fredda calma**

In termini pratici aver studiato questa situazione significa aver simulato quanto accade nel funzionamento della macchina come pompa di calore di una macchina aria-acqua, con ricevitore coibentato all'interno del vano ventilato della batterie, investito quindi da aria fredda, ma isolato termicamente. Il caso visto in precedenza invece, essendo il ricevitore parzialmente scarico, simula il funzionamento di una macchina in modalità chiller, con ricevitore coibentato ma non posizionato nel vano ventilato. Potrebbe essere simile a un'installazione del ricevitore all'interno di una sala macchine in estate, dove la temperatura è uguale o al limite inferiore a quella del vano di ventilazione della macchina.

### Prova 3: Comportamento del ricevitore a totale riempimento in aria calda

Durante questa prova sperimentale verrà simulata la situazione in cui il ricevitore si trova ad essere investito da una corrente d'aria più calda rispetto alla temperatura del liquido in uscita dal condensatore. La situazione rispecchia un'installazione reale dove la macchina lavora come pompa di calore e il ricevitore sia installato ad esempio all'interno del vano compressori, quindi in un ambiente dove per dispersione di calore dei componenti, il ricevitore si trovi esposto ad una temperatura superiore a quella di condensazione. La Figura 2.30 illustra il comportamento della macchina a seguito di un riscaldamento del ricevitore, che in questo caso è intercettato a battente. Si nota un repentino aumento della pressione di condensazione e del sottoraffreddamento. A seguito della cessata somministrazione di calore, gradualmente il sistema tende a riportarsi alla condizione iniziale.

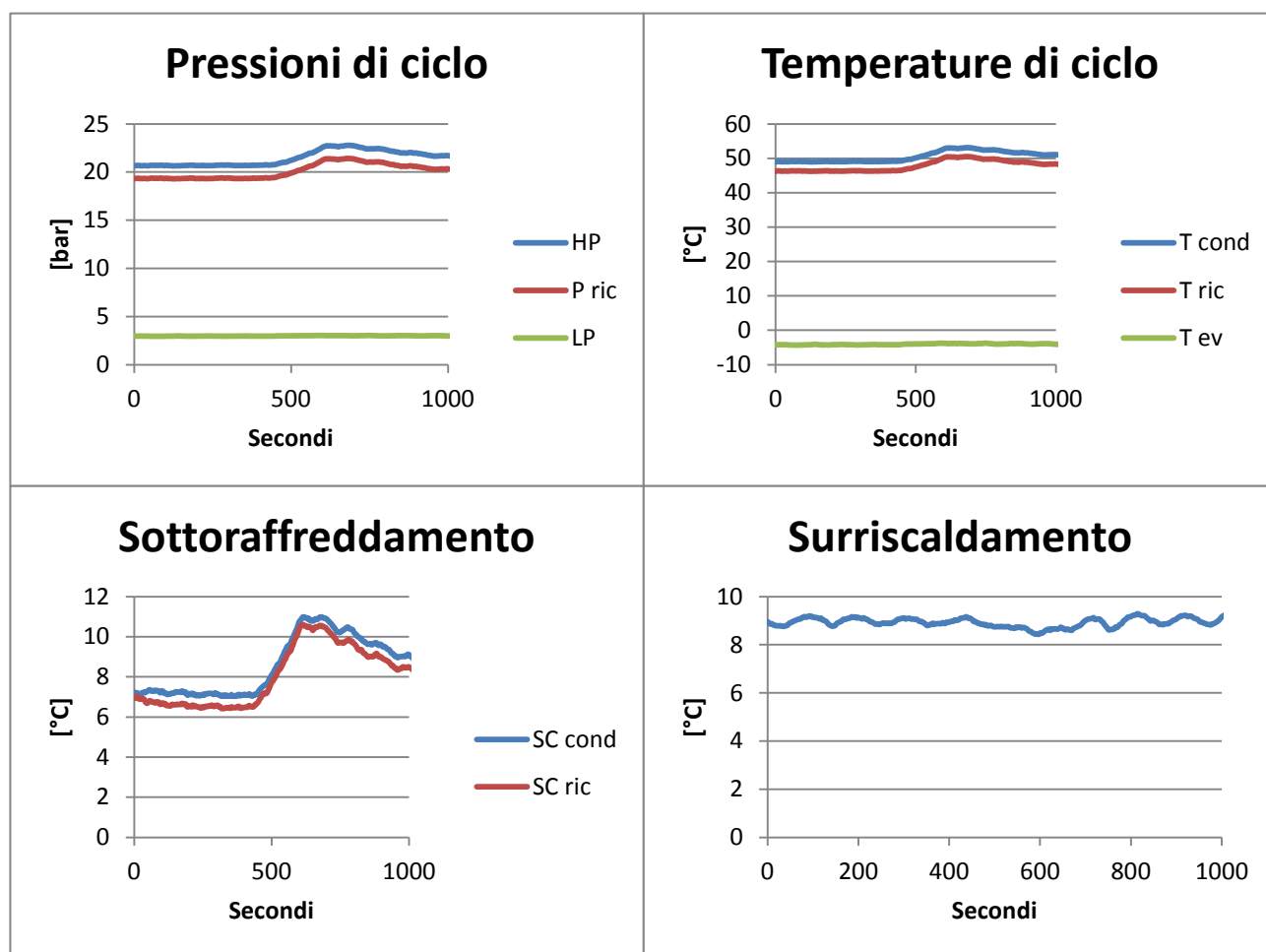


Figura 2.30: Ricevitore a battente esposto in vano ventilato caldo

In Figura 2.31 invece si vede il comportamento della macchina in cui il ricevitore è stato circuitato in attraversamento. Ciò che si nota è che il sottoraffreddamento prodotto dal condensatore e la pressione di condensazione subiscono un aumento, mentre il sottoraffreddamento “utile”, ovvero quello visto dalla valvola termostatica, subisce una lieve diminuzione. Inoltre dall’osservazione della spia del liquido montata sul ricevitore si vede un graduale abbassamento del livello del liquido all’interno.

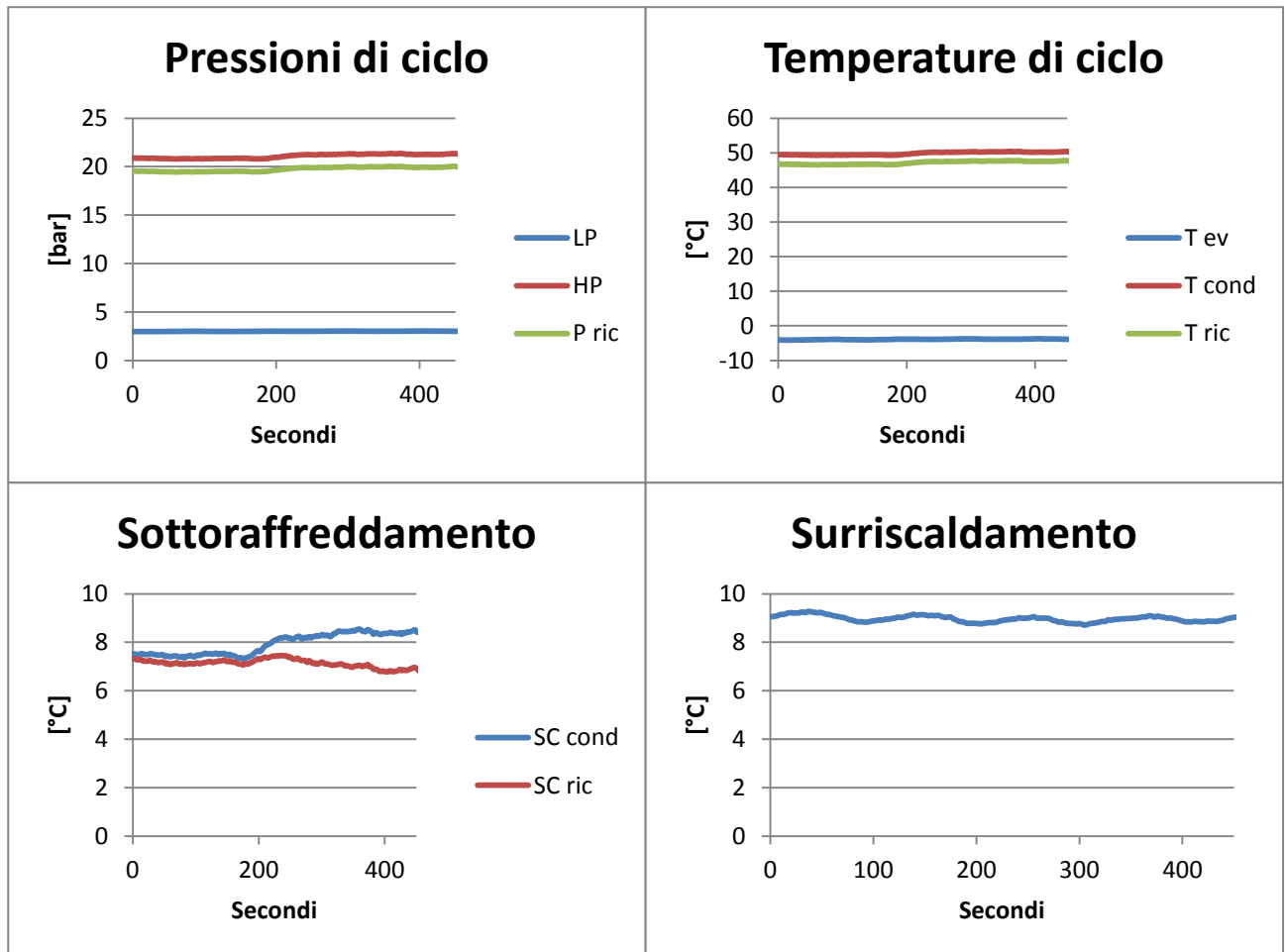
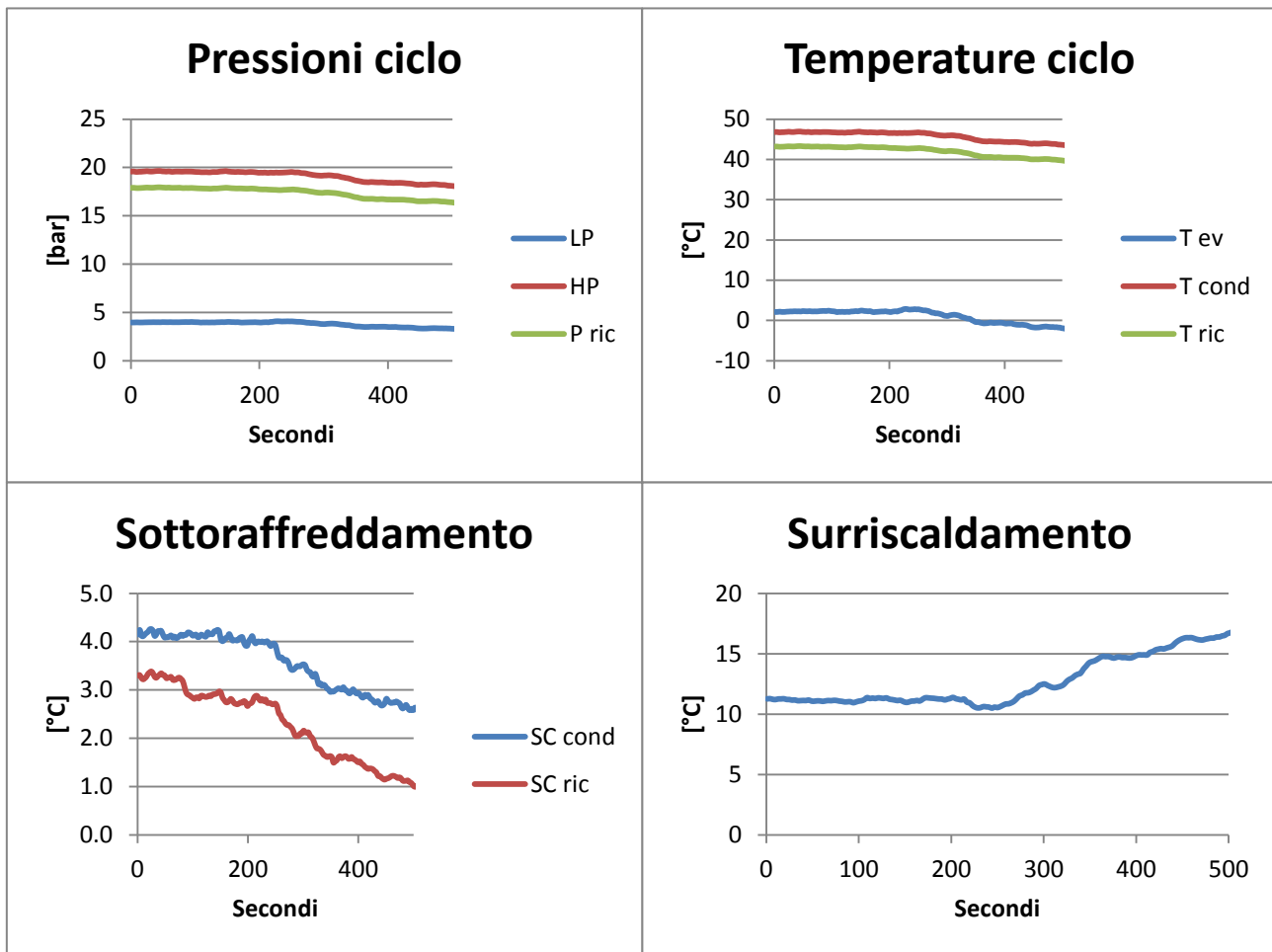


Figura 2.31: Ricevitore attraversato esposto in vano ventilato caldo

**Prova 4: Comportamento del ricevitore a riempimento parziale in aria fredda**

Durante la successiva serie di prove si simula la situazione opposta, ovvero il ricevitore sia parzialmente vuoto ed investito da una corrente d’aria fredda. Ciò equivarrebbe in un’ installazione reale al caso di un refrigeratore d’acqua con ricevitore esposto a una temperatura inferiore a quella di condensazione. Si tratta perciò di una situazione che non si realizza comunemente. Risulta tuttavia interessante per completare la casistica. In Figura 2.32 vediamo quanto accade nel caso di circuitazione a battente: pressione di condensazione e sottoraffreddamento scendono entrambi grazie al flusso termico che viene ceduto all’esterno dal ricevitore. La macchina però comincia ad esibire un comportamento da “scarica” ( si veda come diverge il surriscaldamento), in quanto il liquido refrigerante tende ad accumularsi nel ricevitore, provocando quindi carenza di carica nel resto del circuito frigorifero.



**Figura 2.32: Ricevitore a battente esposto a una corrente d’aria fredda**

Il comportamento nel caso di ricevitore attraversato invece è riportato nella Figura 2.33. Durante la prova è stato difficile riuscire a mantenere costante il flusso d'aria fredda, tuttavia l'andamento risulta abbastanza chiaro: si assiste a un incremento del sottoraffreddamento al ricevitore, mentre pressione di condensazione e sottoraffreddamento a spese del condensatore si mantengono costanti.

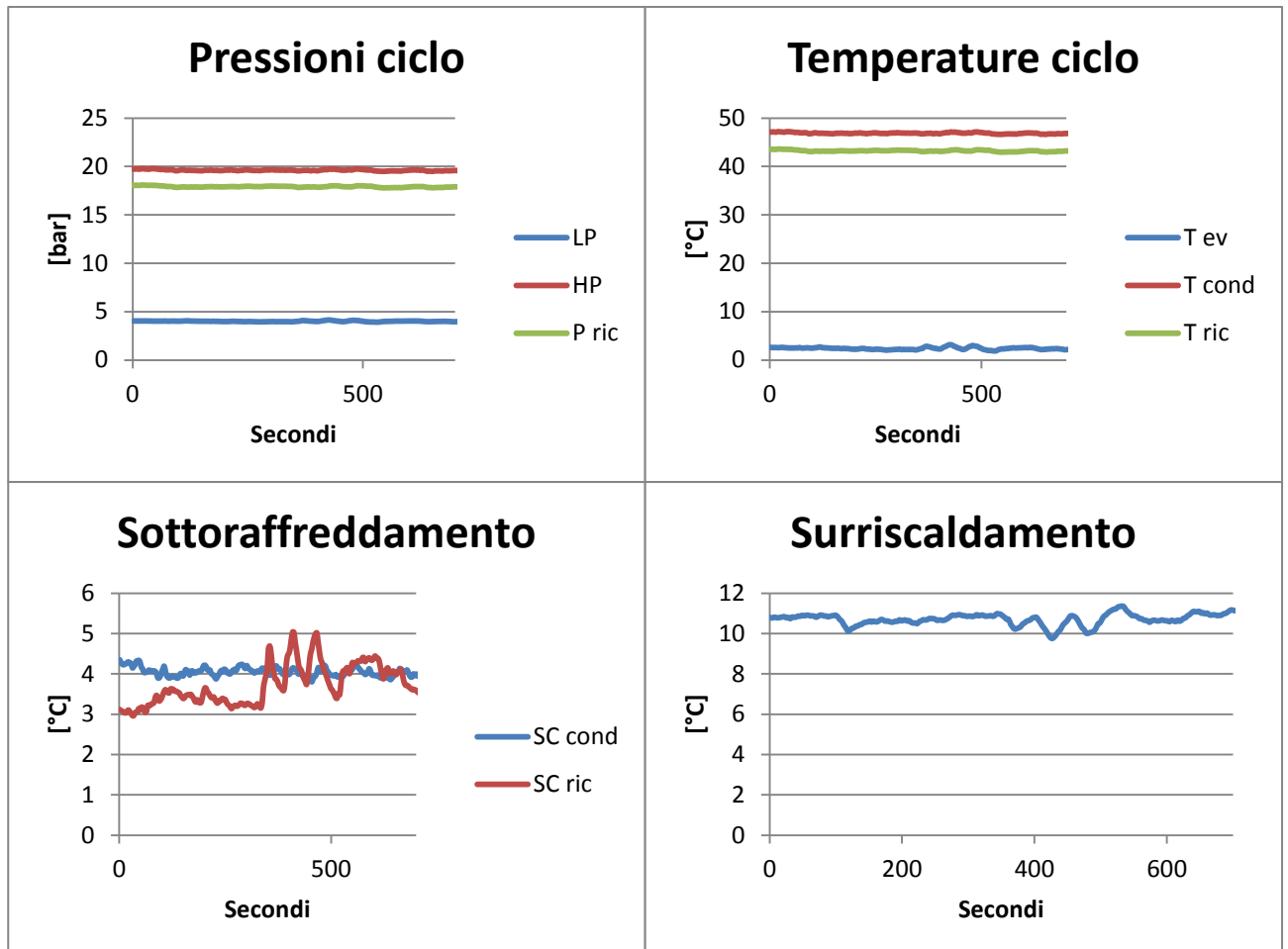
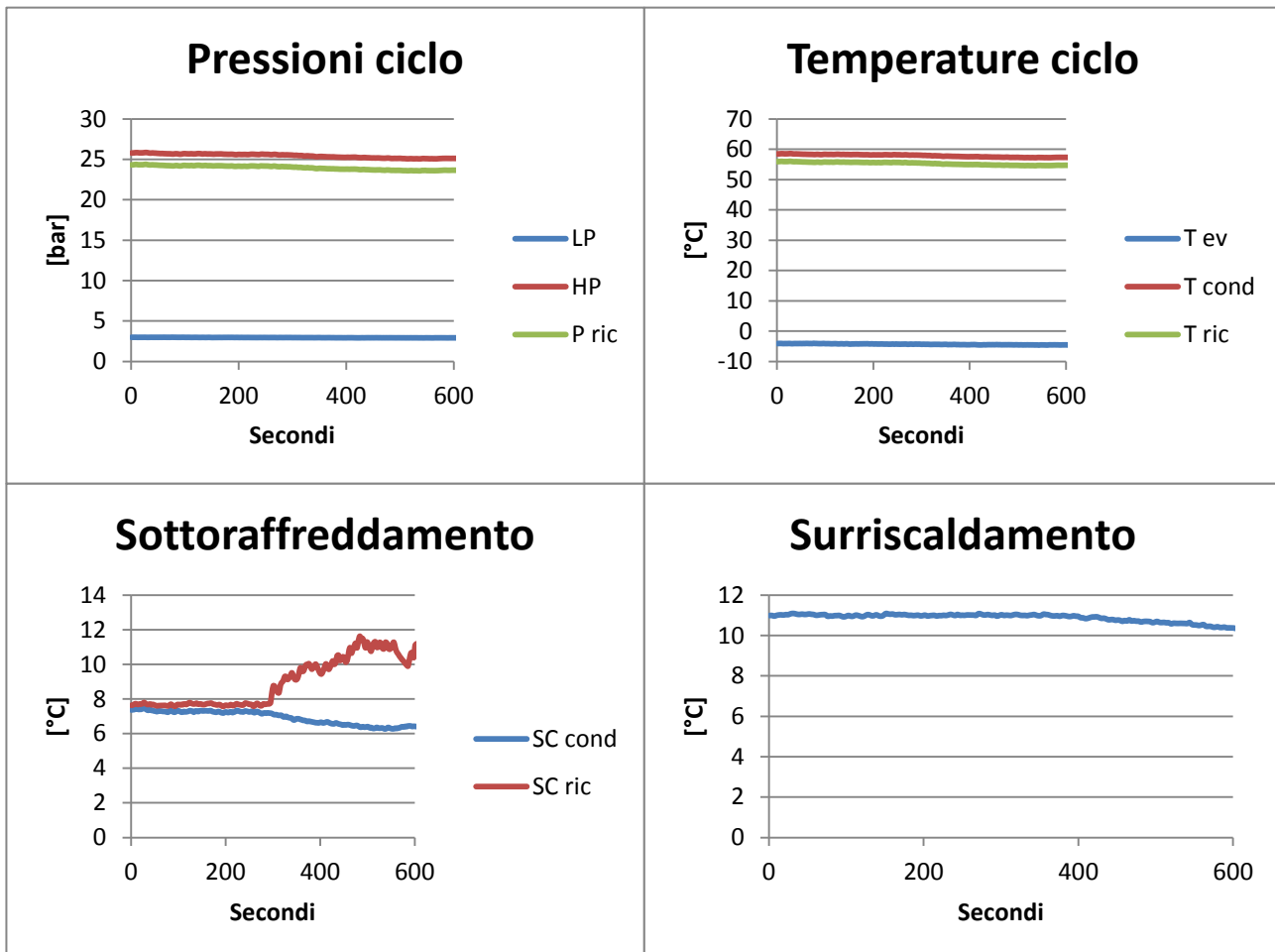


Figura 2.33: Ricevitore attraversato investito da una corrente d'aria fredda

**Prova 5: Comportamento del ricevitore a riempimento totale in aria fredda**

Durante questa prova si vuole investigare la reazione del sistema durante quello che potrebbe essere il funzionamento come pompa di calore che lavori con alte temperature dell'acqua prodotta (quindi con ricevitore pieno), e nel caso in cui il ricevitore si trovi esposto alla corrente fredda del vano ventilato.

In Figura 2.34 si nota quanto accade nel caso in cui il ricevitore sia attraversato dal liquido. Si vede che la reazione del sistema è positiva, con una diminuzione della pressione di condensazione e del sottoraffreddamento a carico del condensatore, ma con aumento del sottoraffreddamento utile alla termostatica. Questo effetto è da ricercare nelle condizioni di lavoro considerate in quanto, come già detto, alle alte temperature di condensazione la macchina esibisce un comportamento molto carico, con sottoraffreddamento elevato e un approccio di temperatura al condensatore crescente.



**Figura 2.34: Ricevitore ad attraversamento investito da una corrente d'aria fredda**

Nella configurazione di ricevitore a battente invece i due sottoraffreddamenti misurati si muovono nella medesima direzione. Anche in questo caso si ha la diminuzione della pressione di condensazione fino al raggiungimento della nuova condizione di equilibrio (Figura 2.35).

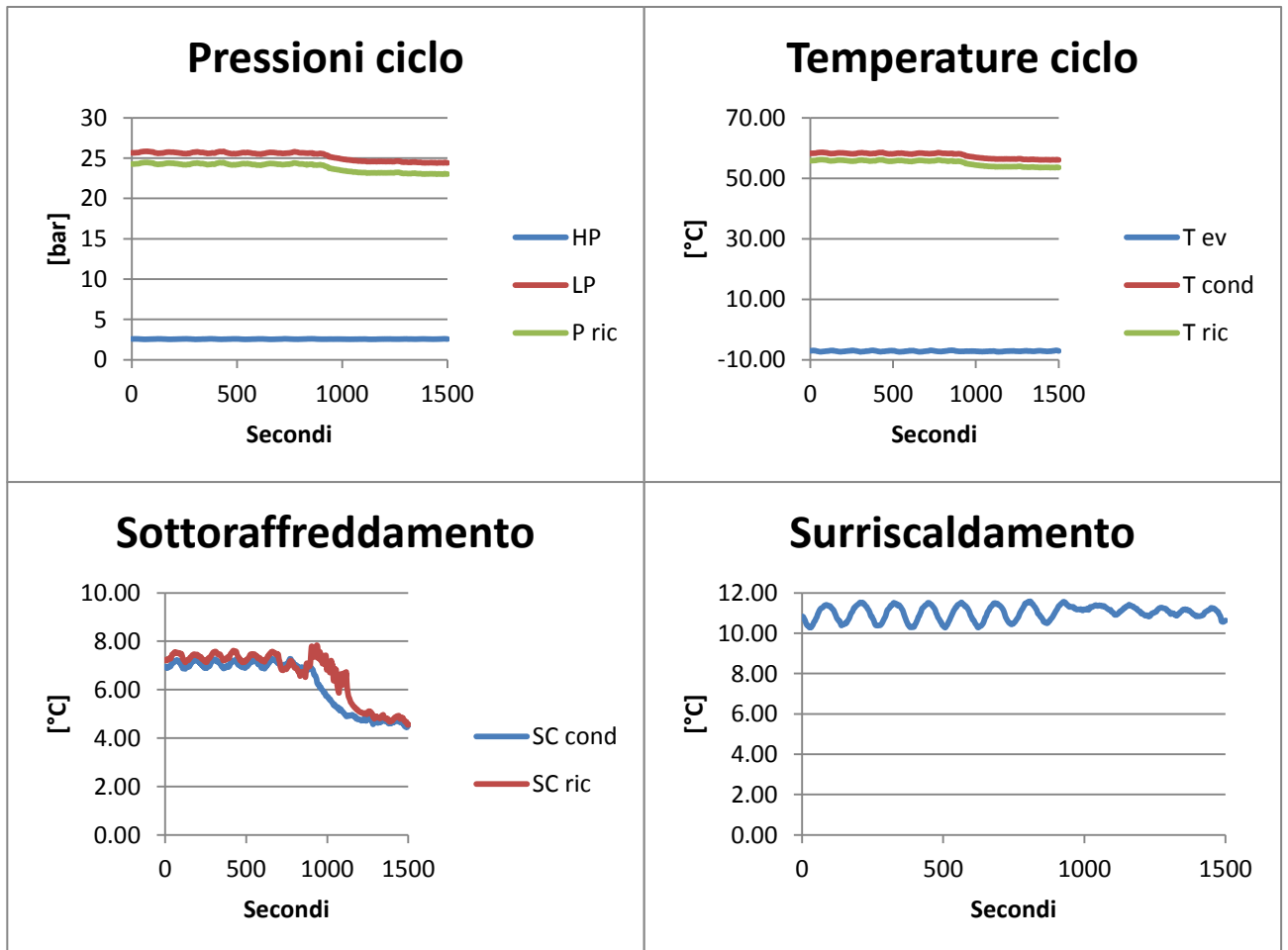


Figura 2.35: Ricevitore a battente investito da corrente d'aria fredda

## 2.10. PRESTAZIONI E STIMA DELLA CARICA SU ALTRE MACCHINE

Di seguito vengono presentati alcuni risultati ottenuti confrontando le misure sperimentali con le prestazioni previste utilizzando i metodi di calcolo presentati in questo lavoro. La Tabella 2.5 riassume i risultati dei test effettuati, le condizioni di lavoro a cui è stata effettuata la prova (temperatura di ingresso per la sorgente e temperatura di uscita per il lato utenza), la percentuale del carico e la tipologia di macchina frigorifera.

**Tabella 2.5: Sintesi delle prove prestazionali effettuate**

Tipologia	Condizioni	% carico	P frigorifera stimata [kW]	P frigorifera misurata [kW]	% errore
AA	A35 A19	100	19.8	22.8	-13%
WA	W14/21 A20	100	124.6	130.0	-4%
AA	A35 A20	100	12.1	12.5	-3%
AA	A35 A18	100	31.6	31.7	0%
AW	A35 W12/7	100	55.5	52.3	6%
AW	A35 W12/7	100	126.6	113.5	11%
AW	A30 W15/10	100	62.5	56.6	10%
AW	A25 W12/7	100	60.4	58.0	4%
AW	A30 W7	50	32.4	29.6	9%
AW	A20 W12/7	50	64.1	61.0	5%
AW	A37 W18/13	100	144.6	130.4	11%
AW	A25 W7	55	85.1	75.9	12%
AW	A25 W7	45	69.6	62.5	11%
AW	A30 W12/7	100	132.9	119.5	11%
AW	A30 W7	55	82.2	73.1	12%
AW	A30 W7	45	66.3	60.7	9%

Il grafico in Figura 2.36 evidenzia la distribuzione dei dati misurati rispetto a quelli stimati. Si nota come nella maggior parte dei casi la resa frigorifera sia sovrastimata di circa il 10%. Considerando gli errori della catena di misura e la natura statistica delle relazioni di scambio utilizzate il risultato si può definire molto positivo.

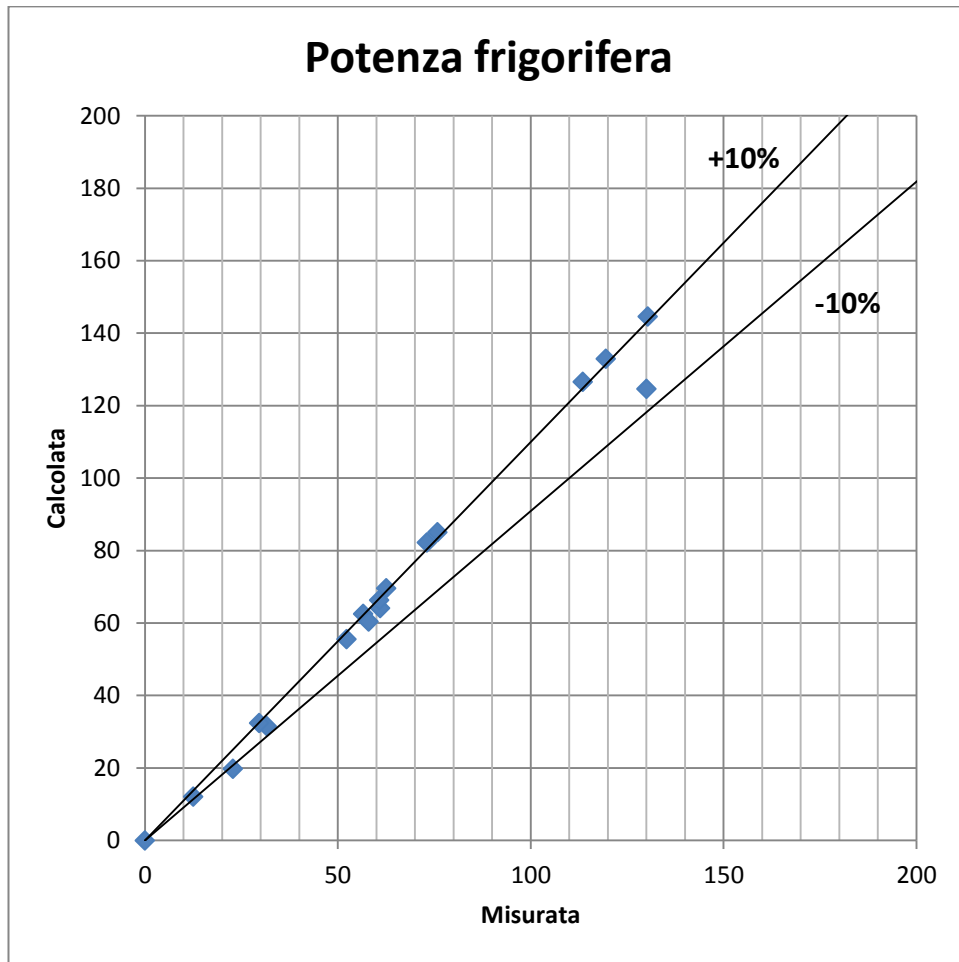


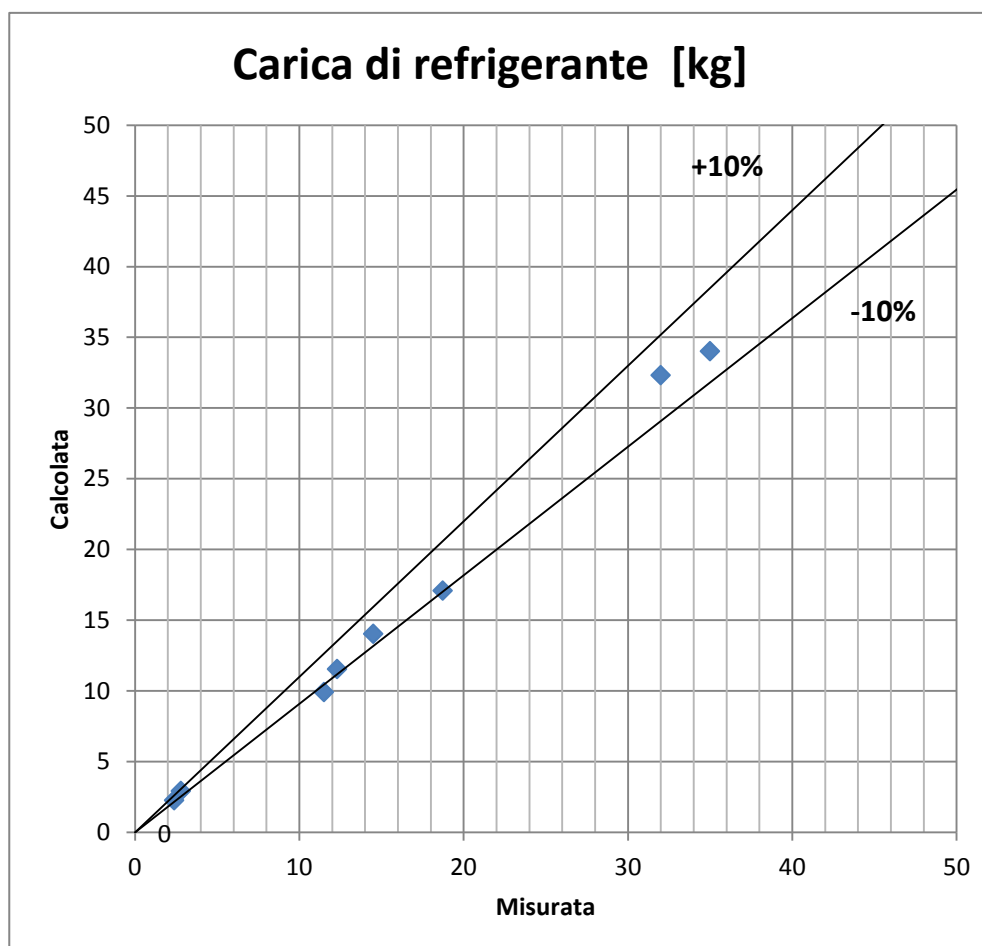
Figura 2.36: Confronto fra la resa frigorifera misurata e stimata

Per quanto riguarda la stima della carica di refrigerante si veda la Tabella 2.6, che riassume i risultati ottenuti specificando le condizioni di carica. Per tutti i casi resta sottointeso che la carica è stata determinata in modo da ottenere un sottoraffreddamento di 5K alle condizioni di lavoro. Nei casi in cui la macchina monti un ricevitore di liquido, il suo volume è stato esplicitato e si considera totalmente pieno. A seguito di prove di calcolo con i vari modelli di grado di vuoto proposti, si propongono in questo lavoro i risultati ottenuti utilizzando la formulazione di Hughmark, che ha portato ai risultati più vicini a quelli sperimentali.

**Tabella 2.6: Sintesi dei processi di carica monitorati**

Tipologia	Condizioni	Ricevitore [litri]	Carica stimata [kg]	Carica misurata [kg]	% errore
AA	A35 A19	-	2.9	2.8	4%
WA	W14/21 A20	3.9	11.5	12.3	-6%
AA	A35 A20	3.9	9.9	11.5	-14%
WW	W40 W7	-	32.3	32.0	1%
AA	A35 A20	-	2.3	2.4	-6%
AA	A35 A18	3.9	17.1	18.7	-9%
AW	A7 W40/45	6.2	14.0	14.5	-3%
AW	A7 W40/45	12	34.0	35.0	-3%

Sul grafico in Figura 2.37, si può apprezzare visivamente la qualità della stima prodotta. Si noti come nella maggior parte dei casi la stima rientri in una banda di errore inferiore al 10%.


**Figura 2.37: Confronto fra la carica misurata e quella stimata**

## 2.11. ANALISI DELL'INCERTEZZA DI MISURA

In questo capitolo si presentano le incertezze legate alle misure dei singoli strumenti utilizzati durante tutte le prove sperimentali accompagnate al presente lavoro (vedi Tabella 2.7). Saranno poi ricavate le incertezze combinate legate alle misure di quantità derivate.

**Tabella 2.7: Incertezze relative alle misure dirette**

Quantità misurata	Strumento	Incertezza
Temperatura acqua	PT100	0.15 + 0.002 VM [°C]
Temperatura aria	PT1000	0.1 + 0.0067 VM; [°C]
Temperature circuito frigo	Termocoppia tipo T	±0.5 [°C]
Pressione circuito frigo	Trasduttore piezoresistivo	±1% FS
Press. differenziale aria	Capacitivo (a membrana)	±0.075% FS
Portata volumetrica acqua	Induzione elettromagnetica	±0.5% VM
Umidità relativa	Capacitivo	± 2% [RH]

Le incertezze di misura correlate a misure indirette sono calcolate con la regola dell'incertezza combinata. Brevemente se possediamo le misure  $(X_1, X_2, X_3, \dots, X_n)$  e le loro incertezze  $(u_1, u_2, u_3, \dots, u_n)$  e la misura indiretta è una funzione di queste variabili  $F(X_1, X_2, \dots, X_n)$  allora l'incertezza combinata relativa a questa misura indiretta è esprimibile con l'espressione seguente:

$$u = \sqrt{\left( \left( \frac{\partial F}{\partial x_1} \right)^2 \cdot u(x_1)^2 + \left( \frac{\partial F}{\partial x_2} \right)^2 \cdot u(x_2)^2 + \dots + \left( \frac{\partial F}{\partial x_n} \right)^2 \cdot u(x_n)^2 \right)} \quad (2.36)$$

L'incertezza quindi dipende dai valori stessi delle misure dirette.

La potenza termica scambiata lato acqua è data dalla seguente:

$$P = \rho \cdot Q_w \cdot c_p \cdot (T_{in} - T_{out}) \quad (2.37)$$

dove  $\rho$  e  $c_p$  sono delle costanti prese alla temperatura media dell'acqua e  $Q_w$ ,  $T_{in}$  e  $T_{out}$  sono le misure dirette.

Per le misure di potenza scambiata lato aria, anche la portata volumetrica è una misura indiretta. Viene ricavata da una misura di differenza di pressione statica attraverso un boccaglio calibrato.

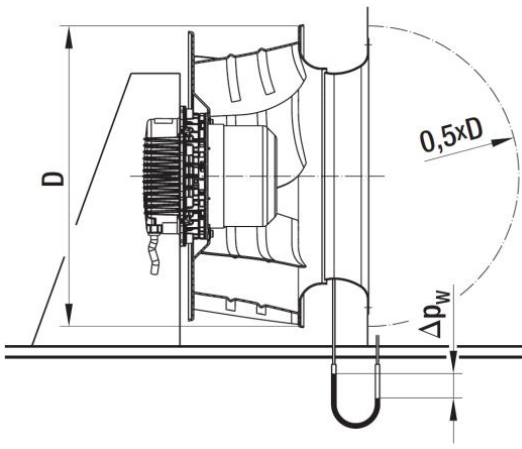


Figura 2.38: principio di misura

Il boccaglio è caratterizzato da una costante K che permette la valutazione della portata volumetrica mediante la seguente:

$$\dot{V} = k \cdot \sqrt{\Delta P_w} \quad (2.38)$$

secondo la nomenclatura utilizzata in Figura 2.38.

La misura risulta corretta per aria a 20°C, altrimenti deve essere presa in considerazione la seguente:

$$\dot{V} = \sqrt{\frac{\rho_{20}}{\rho_{op}}} k \times \sqrt{\Delta p_w} \quad (2.39)$$

Ora la potenza totale lato aria è data da:

$$\dot{q}_{tot} = \dot{m}_{air} \cdot (h_{in} - h_{out}) \quad (2.40)$$

La sola parte sensibile è calcolata come:

$$\dot{q}_{sens} = \dot{m}_{air} \cdot [(c_{p,air} \cdot t_{in} + x_{in} \cdot c_{p,vap} \cdot t_{in}) - (c_{p,air} \cdot t_{out} + x_{out} \cdot c_{p,vap} \cdot t_{out})] \quad (2.41)$$

Mentre il contributo latente come:

$$\dot{q}_{lat} = \dot{m}_{air} \cdot \Delta h_0 \cdot (x_{in} - x_{out}) \quad (2.42)$$

nelle quali sia entalpia che umidità specifica sono a loro volta quantità indirette.

In Tabella 2.8 riportiamo a titolo di esempio l'incertezza calcolata in una condizione di riferimento.

Tabella 2.8: Incertezze relative alle misure indirette

Misura indiretta	Incetezza combinata	Condizioni riferimento
Potenza lato acqua	3.5 %	T <sub>in</sub> =18°C T <sub>out</sub> =26°C Q <sub>w</sub> =1600 m <sup>3</sup> /h
Potenza totale lato aria	5.8 %	T <sub>in</sub> =34°C T <sub>out</sub> =22°C RH <sub>in</sub> =50% RH <sub>out</sub> = 30% ΔP <sub>w</sub> = 430 Pa k= 480
Potenza sensibile lato aria	2.4 %	
Potenza latente lato aria	8.3 %	

## BIBLIOGRAFIA

1. **Gnielinsky, V.** New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int.Chem.Eng.*, (16):359-368,1976.
2. **R.Techo, R.R.Tickner & R.E.James.** An accurate equation for the computation of the friction factor for smooth pipes from the Reynolds number. *J.Appl.Mech.* (32):443,1965.
3. **Cavallini A., Del Col D., Doretti L., Matkovic M., Rossetto L., Zilio C.** Condensation in Horizontal Smooth Tubes: A New Heat Transfer Model for Heat Exchanger Design. *Heat Transfer Engineering*, 27(8):31-38. 2006.
4. **Cavallini A., Del Col D., Doretti L., Longo G.A., Rossetto L.,** A new computational procedure for heat transfer and pressure drop during refrigerant condensation inside enhanced tubes, *Enhanced Heat Transfer*(6):441-56, 1999
5. **L.Silver.** Gas cooling with aqueous condensation. *Trans Inst Chem Eng.* 1947. 25, pp. 30-42.
6. **Bell KJ., Ghaly MA.** An approximate generalised design method for multicomponent/partial condenser. *AIChE Symp Ser.* 1973. Vol. 69, pp. 72-79.
7. **Shah, M.M.** A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes. *ASHRAE Trans.* Vol 82. 1976. pp. 66-86.
8. **Shah, M.M.,** Chart correlation for saturated boiling heat transfer:equations and further study. *ASHRAE Trans.* Vol 88. 1982. pp. 185-196.
9. **Wojtan, L., Urserbacher, T., Thome, J.R.,** Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I- A new diabatic two-phase flow pattern map, *Int. J.of Heat and Mass Transfer*(48):2955-2969, 2005
10. **Wojtan, L., Urserbacher, T., Thome, J.R.,** Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part II- Development of a new heat transfer model for stratified-wavy, dryout and mist flow regimes, *Int. J.of Heat and Mass Transfer*(48):2970-2985, 2005
11. **L.Friedel.** Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two-phase pipe flow. *Eur. Two-phase Flow Group Meet., Paper E2, Ispra.* 1979.
12. **C.Wang, Y.Chang, Y.Hsieh, Y.Lin,** Sensible heat and friction characteristics of plate fin-and-tube heat exchangers having plane fins, *Int.J. Refrig* (19-4):223-230, 1996
13. **C.Wang, Y.Hsieh, Y.Lin,** Performances of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions, *J. Heat Transfer*(119):109-117

14. **C.Wang, W. Fu, C. Chang**, Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-and-tube heat exchangers, *Experimental Thermal and Fluid Science* (14):174-186, 1997
15. **C.Wang, C.Lee, C.Chang, S. Lin**, Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers, *Int.J. of Heat and Mass Transfer* (42):1945-1956, 1999
16. **Abu Madi, M., Johns, R.A. and Heikal, M.R.**, Performance characteristics correlation for round tube and plate finned Heat exchangers, *Int.J.Refrigeration* (21-7):507-517
17. **Kim, G.J. and Jacobi, A.M.**, Condensate accumulation effects on the air-side thermal performances of slit-fin surfaces, *CR-26, ACRC, University of Illinois at Urbana-Champaign, IL*
18. **McQuiston, F.C., and Parker, J.D.**, Heating, Ventilation and Air Conditioning: Analysis and Design, *Sixth Edition, John Wiley and sons, New York, 1994*
19. **Gray, D.L. and Webb, R.L.**, Heat transfer and friction correlations for plate finned-tube heat exchangers having plate fins, *Proceedings 8<sup>th</sup> International Journal of Heat Transfer Conference* (6):2745-2750
20. **Robinson, K. K. and Briggs, D. E.**, Pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes, *Chem. Engng. Progr., Symp. Ser.*, 62 (64): 177-184, 1966
21. **K.G., Schmidt. V.D.I.** Waerme Atlas, Mb, 10. Auflage. 2006.
22. **Spang B., Roetzel W.** Neue Naeherungsgleichung zur einheitlichen Berechnung von Waermeubertragern. *Heat Mass Transfer*. 1995. Vol. 30, pp. 417-422.
23. **Rice, C.K.**, The effect of void fraction correlation and heat flux assumption on refrigerant charge inventory predictions, *ASHRAE Trans.(93):341-367, 1987*
24. **Baroczy, C.J.**, Correlation of liquid fraction in two-phase flow with application to liquid metals, *Chemical Enginnering Progress Symposium Series*, (61-57):179-191, 1965
25. **Hughmark, G.A.**, Holdup in gas-liquid flow, *Chemical Engineering Progress(58-4):62-65, 1962*
26. **Tandon, T.N., Varna, H.K., Grupta, C.P.**, A void fraction model for annular two-phase flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer(28-1):191-198, 1985*
27. **Premoli, A., Francesco, D.D., Prina, A.**, A dimensional correlation for evaluating two-phase mixture density, *La Termotecnica(25-1):17-26, 1971*
28. **Melkamu A. Woldesemayat, A.J. Ghanjar**, Comparison of void fraction correlations for different flow patterns in horizontal and upward inclined pipes, *Int. J. Of Multiphase Flow(33):347-370, 2007*
29. **Coddington, P., Maciam, R.**, A study of the performance of void fraction correlations used in the context of drift-flux two-phase flow models, *Nucl. ENg. Design* (215):199-216, 2002

30. **Domansky, P., Didion, D.**, Computer modeling of the vapor compression cycle with constant flow area expansion device, *Building Science Series, National Bureau of Standards of USA*, 1983
31. **Rice, C.K., Jackson, W.L.**, Purez-The Mark V ORNL heat pump design model for chlorine-free, pure and near-azeotropic refrigerant alternatives, *Oak Ridge National Laboratory*, November 1994.
32. **Rouhani, Z., Axelsson, E.**, Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling region, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*(13):383-393, 1970
33. **Zivi, S.M.**, Estimation of steady-state steam void fraction by means of the principle of minimum entropy production, *Transactions ASME, Journal of Heat Transfer, Series C*(86):247-252, 1964
34. **Smith, S.L.**, Void fractions in two-phase flow: a correlation based upon an equal velocity head model, *Proc. Instn. Mech. Engrs., London*(184-Pt1-36):647-664, 1969
35. **Lockhart, R.W., Martinelli R.C.**, Proposed correlation data for isothermal two-phase two-component flow in pipes, *Chemical Engineering Progress*(45-1):39-48, 1949
36. **Asano, H., Takenaka, N., Fujii, T.**, Flow characteristics of gas-liquid two-phase flow in plate heat exchangers (Visualisation and void fraction measurement by neutron radiography), *Experimental Thermal and Fluid Science* (28):223-230, 2004
37. **ASHRAE Refrigeration Handbook 2006, Chapter 2.21**



### 3. ANALISI DI MACCHINE AD ASSORBIMENTO

Analogamente a quanto fatto per le macchine frigorifere a compressione di vapore, in questo capitolo parleremo della termodinamica coinvolta nelle macchine frigorifere ad assorbimento, concentrandoci su quelle funzionanti con miscela acqua-ammoniaca. In una prima parte teorica si presentano sinteticamente i processi coinvolti e i metodi di calcolo utilizzati nel computo delle prestazioni di questo tipo di macchina, per passare successivamente al dimensionamento di un prototipo e alla verifica sperimentale dei modelli utilizzati.

#### 3.1. RICHIAMI TEORICI SULLE MISCELE

Prima a parlare dei cicli ad assorbimento è opportuno fare un breve richiamo sulla termodinamica delle miscele. In questo paragrafo ci concentreremo esclusivamente sulle caratteristiche della miscela acqua-ammoniaca, che è una miscela a miscibilità totale e non presenta alcun azeotropo. Ciò sta a significare che in un diagramma T-x a pressione costante, dove x rappresenta la concentrazione in massa di ammoniaca, la miscela è rappresentabile come nella Figura 3.1. In questo tipo di diagrammi ricordiamo che la curva superiore è la linea di rugiada, quella inferiore la curva di bolla. La differenza di temperatura fra bolla e rugiada a composizione fissata è detta glide.

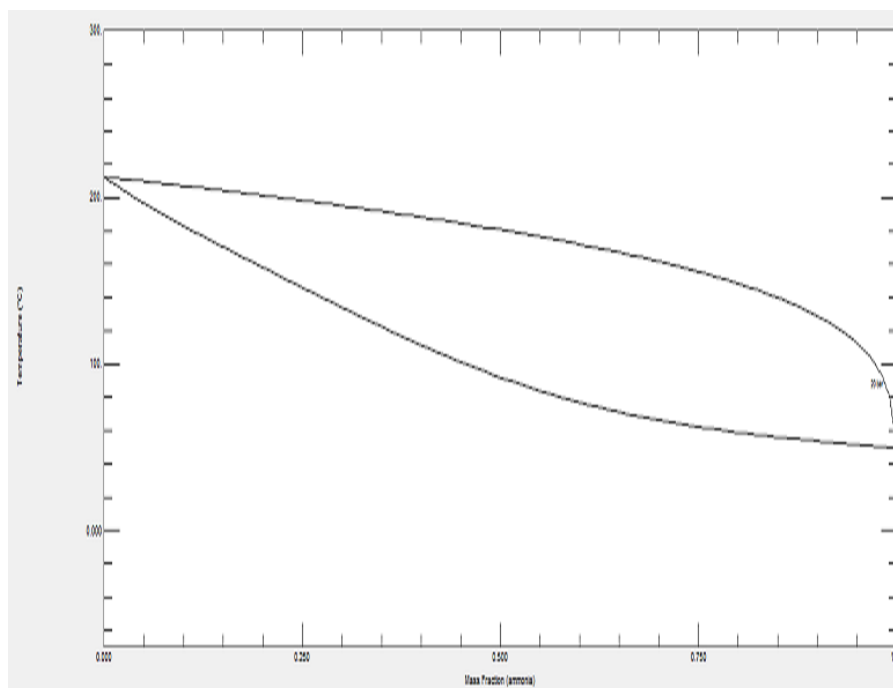


Figura 3.1: Diagramma di equilibrio di fase per acqua e ammoniaca a 20 bar

Nel caso della miscela acqua-ammoniaca, la differenza di temperatura fra la curva di bolla e quella di rugiada risulta particolarmente ampia, data la grande differenza di volatilità dei due componenti.

Questo si traduce all'atto pratico nell'avere due conseguenze:

- la separazione del componente più volatile è favorita;
- il passaggio di stato della miscela avviene con ampio glide di temperatura anche se la composizione è molto vicina a quella del singolo componente puro.

Vediamo cosa significhi nella pratica lavorare con una miscela di questo tipo presentando una panoramica dei processi coinvolti nel ciclo di una macchina ad assorbimento. Risulta importante introdurre un diagramma molto utile nella comprensione dei processi relativi alle miscela, ovvero il diagramma  $h,x$  (entalpia-concentrazione), detto anche di Merkel-Bosnjakovich quando relativo alla miscela acqua-ammoniaca (Figura 3.2). Questo diagramma è parametrico nella pressione.

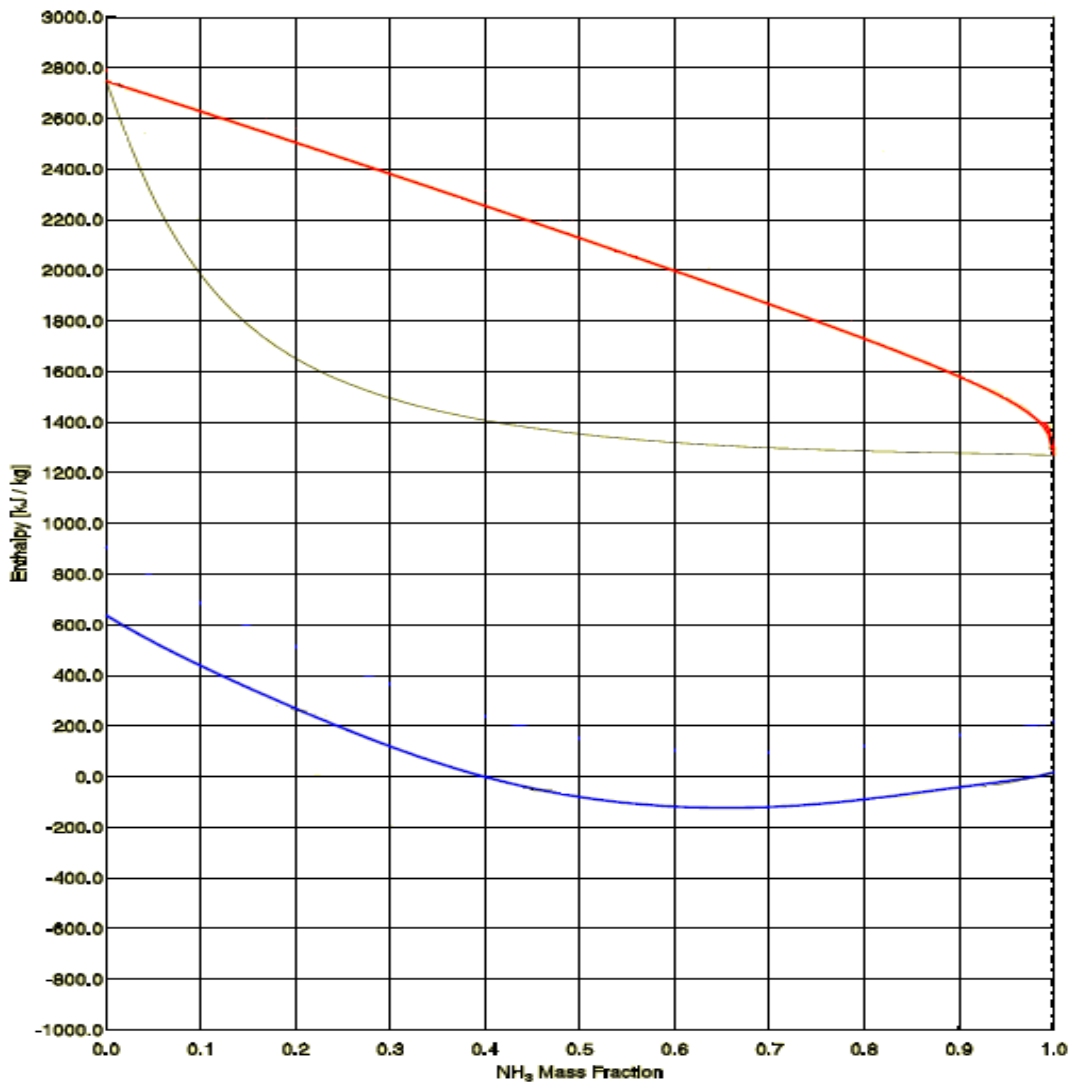


Figura 3.2: Diagramma  $h,x$  o di Merkel-Bosnjakovic

### 3.1.1. Distillazione

La volatilità dei due componenti la miscela è abbastanza diversa e ciò permette di separare i componenti fra di loro. Poiché però la differenza fra le volatilità è alta, ma non infinita, sarà impossibile separare la miscela in singoli componenti puri semplicemente per evaporazione. Per ottenere una purezza elevata del componente più volatile è necessario processare più volte il prodotto in evaporazioni successive. Si realizza cioè un vero e proprio processo di distillazione a stadi, un frazionamento. Nella pratica questo processo può essere realizzato in colonne di distillazione, che possono essere a piatti o a corpi di riempimento. In questa trattazione ci occuperemo del principio di distillazione di colonne a piatti. Ciò che avviene in teoria sul fondo della colonna può essere rappresentato nel diagramma  $h,x$  come in Figura 3.3. La soluzione ricca allo stato 1 di liquido saturo assorbe il calore fornito dal generatore formando vapore in equilibrio di fase rappresentato dal punto 3. Il liquido rimanente si sposta sulla curva di saturazione verso lo stato 2, risultando impoverito del componente più volatile.

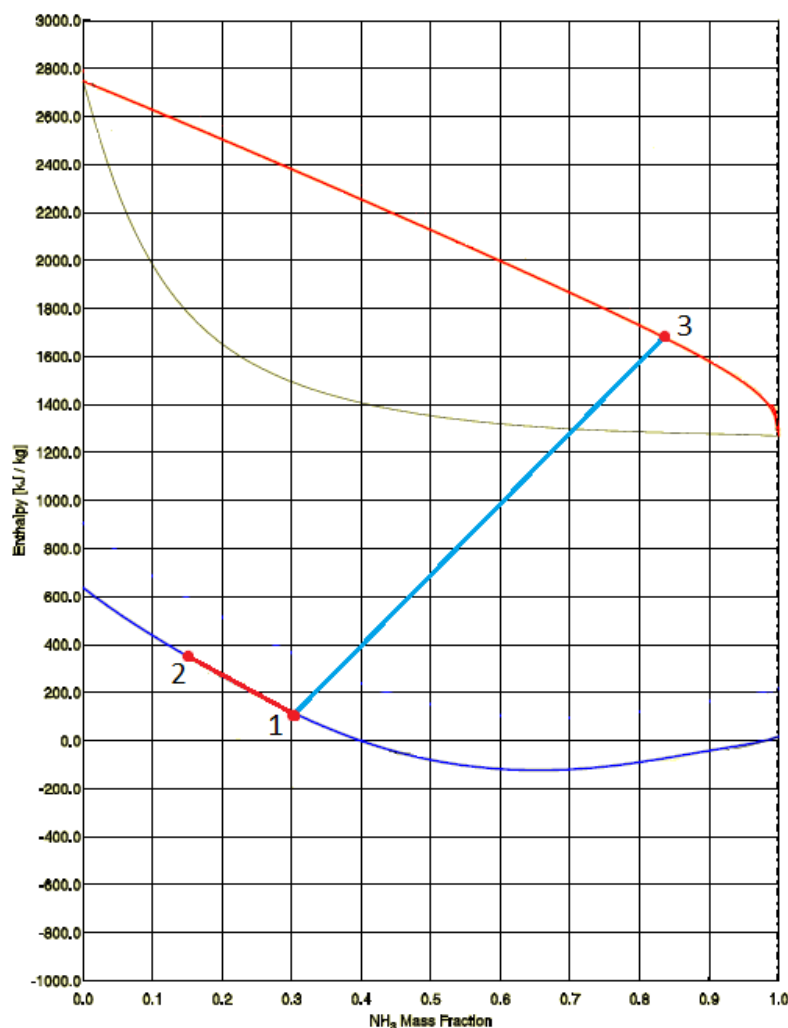
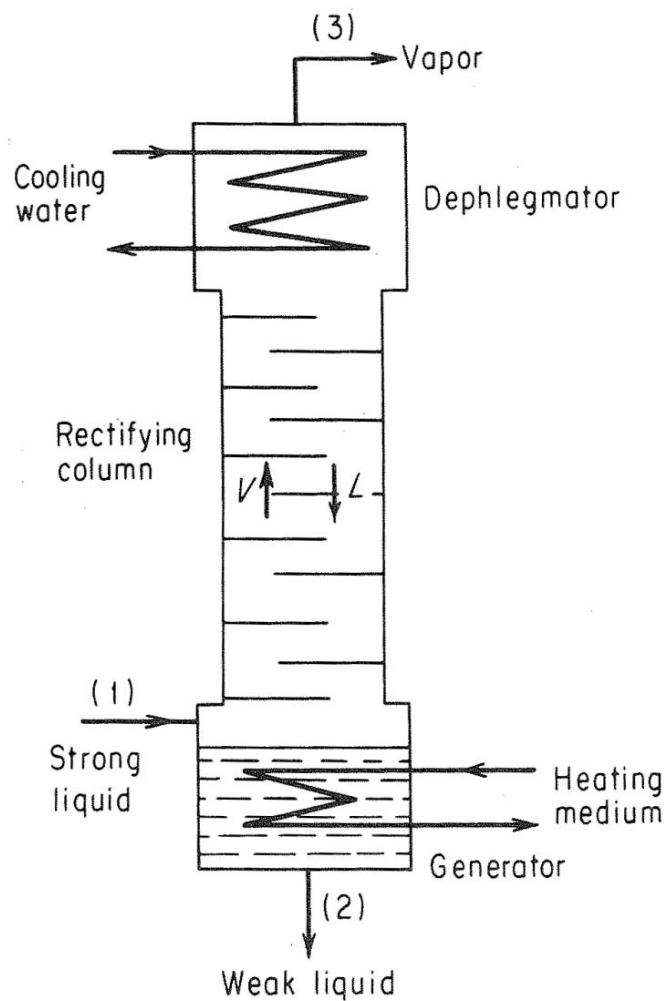


Figura 3.3: Processo di desorbimento nel diagramma  $h,x$

Nella Figura 3.4 è rappresentato l'insieme di generatore, colonna di distillazione vera e propria e il deflemmatore o rettificatore in testa alla colonna. Come si vede il processo di separazione della miscela avviene per assorbimento di calore fornito dall'esterno solo sul fondo della colonna.

Nei successivi piatti della colonna ciò che avviene è in pratica uno scambio rigenerativo in controcorrente fra vapori che salgono verso la sommità della colonna e liquido che scende lungo i piatti. Il vapore che sale al piatto successivo tende a venir assorbito dal liquido presente nel piatto, provocando un arricchimento e un riscaldamento del liquido. Da questo si libera quindi vapore maggiormente ricco in componente volatile. Muovendosi verso l'alto quindi si ha un arricchimento progressivo del vapore prodotto. Il liquido invece tende a scendere lungo la colonna in quanto questa è alimentata dall'alto con il liquido che viene riflissato dal deflemmatore (stadio di rettifica). Scendendo lungo la colonna si ha perciò un impoverimento del liquido in componente volatile (vedi Figura 3.5).



**Figura 3.4: Schematizzazione della colonna di distillazione**

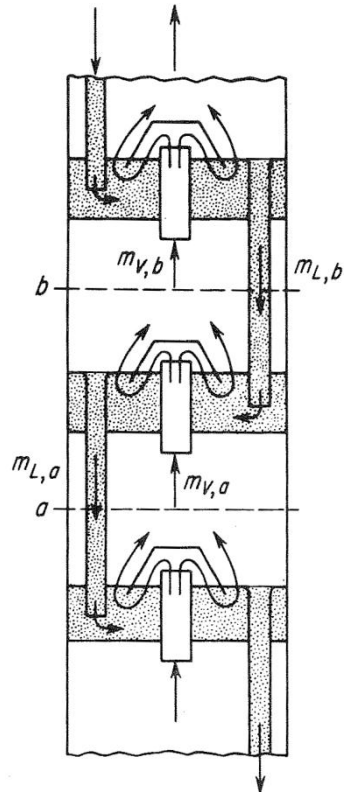


Figura 3.5: Schematizzazione dei piatti della colonna

Ancora in Figura 3.4 si noti il deflemmatore posto in testa alla colonna, che opera la rettifica del vapore che lascia la colonna di distillazione. Il liquido che condensa nel deflemmatore ricade ad alimentare l'ultimo piatto della colonna, mentre il vapore purificato che lascia il deflemmatore entrerà nel circuito frigorifero vero e proprio della macchina.

### 3.1.2. Rettifica

Quando risulta necessaria una purezza molto elevata del componente volatile, può essere previsto uno stadio di rettifica a valle della distillazione. Questo processo non è altro che una condensazione parziale del prodotto della distillazione, durante il quale il componente meno volatile, che condensa a temperatura più alta, si separa sotto forma di liquido dal vapore, che risulta arricchito nel suo componente più volatile. Per ottenere questo risultato è necessario raffreddare la miscela originale ad una temperatura che sia superiore a quella di bolla al fine di non ottenere una condensazione totale. In Figura 3.6 si vede come del vapore allo stato 1 che venga raffreddato in modo da non condensare del tutto dia origine al liquido con una composizione povera in ammoniaca (2-liq), mentre il rimanente vapore risulti arricchito alla composizione del punto 2-vap. Lo stesso processo può essere rappresentato nel diagramma  $h,x$  come si vede in Figura 3.7.

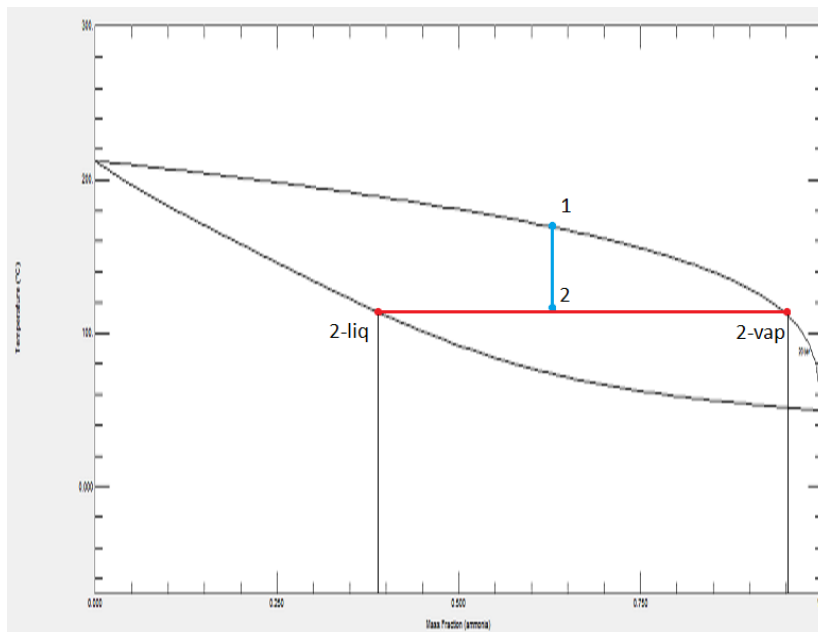


Figura 3.6: Processo di condensazione parziale nel diagramma T, x

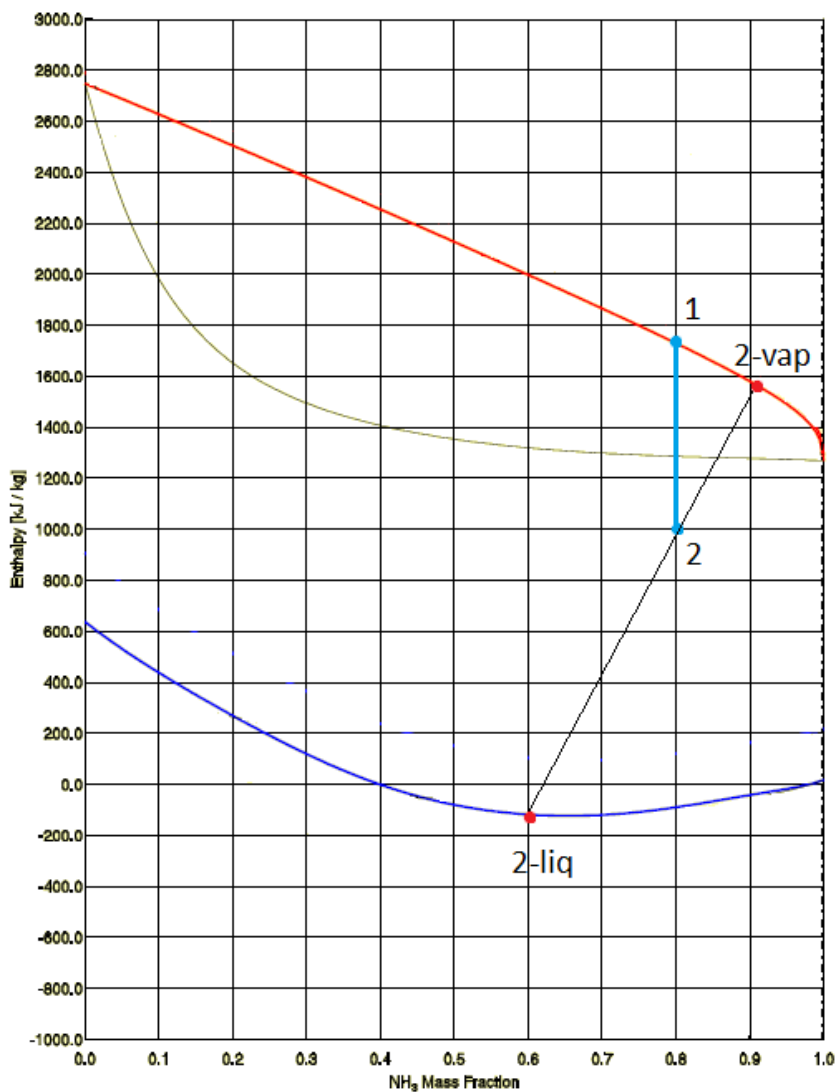


Figura 3.7: Processo di condensazione parziale nel diagramma h,x

### 3.1.3. Condensazione

La condensazione di una miscela si può pensare come una rettifica totale. Il vapore è condensato completamente ottenendo liquido della stessa composizione del vapore originale. La trasformazione avviene con glide di temperatura. Nella Figura 3.6 e nella Figura 3.7 si immagini di portare il punto 2 a sovrapporsi alla curva di bolla.

### 3.1.4. Laminazione

Il processo di laminazione isoentalpica si distingue da quello per fluidi puri per il fatto che il fluido bifase ottenuto alla fine del processo ha composizioni diverse per la fase liquido e vapore. Le due composizioni sono quelle di equilibrio del liquido e del vapore alla temperatura saturo di fine laminazione. Il processo rappresentato in un diagramma  $h,x$  è riportato in Figura 3.8.

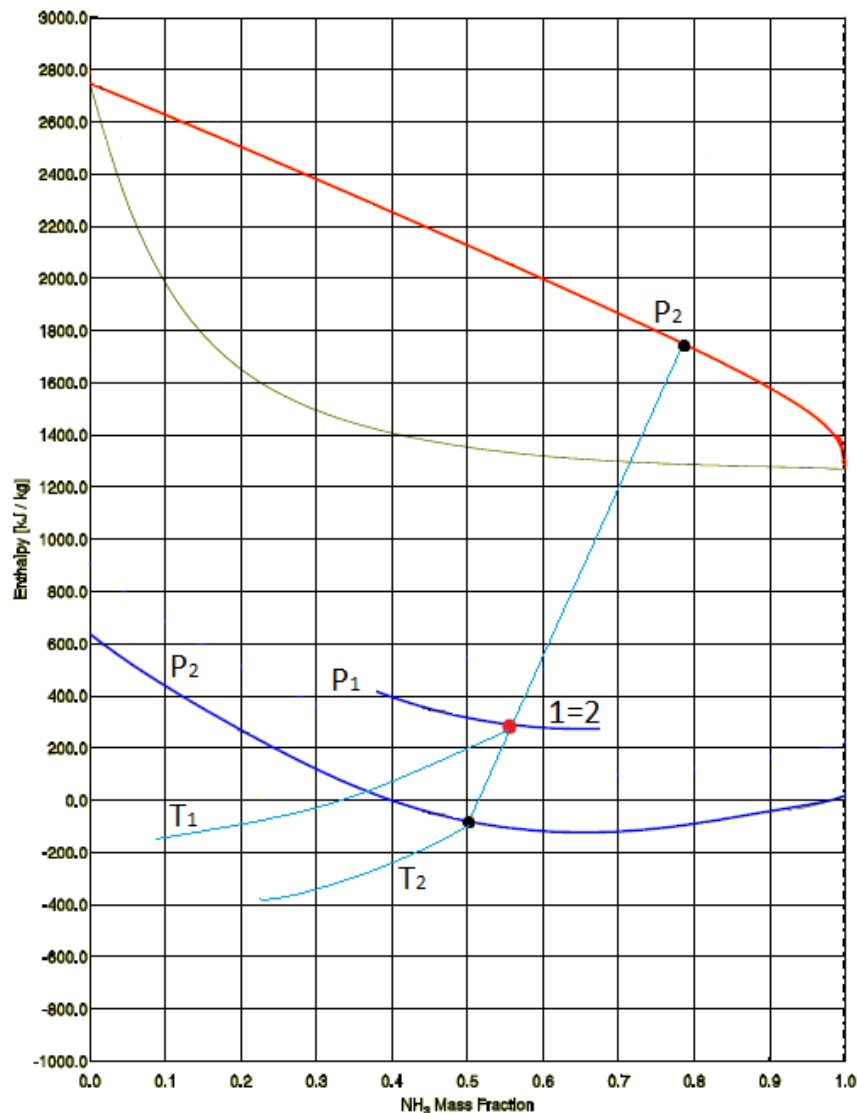


Figura 3.8: Processo di laminazione nel diagramma  $h,x$

Poiché il processo è isoentalpico, nel diagramma  $h,x$  il punto 1 è sovrapposto al punto 2. Il punto 1 rappresenta liquido saturo alla pressione  $P_1$  e temperatura  $T_1$ . Il punto 2 invece è alla pressione  $P_2$  perciò si trova nella regione bifase. In figura gli stati di equilibrio di termodinamico fra liquido e vapore del punto 2 sono stati evidenziati. La linea che li congiunge è l'isoterma  $T_2$ .

### 3.1.5. Miscelazione

La miscelazione adiabatica di acqua e ammoniaca o di loro miscele con composizioni diverse avviene con sviluppo di calore. Parlando di miscelazione intendiamo sempre un processo di incontro fra due flussi allo stato liquido. Come si vede in Figura 3.9, la miscelazione di due portate di liquido allo stato 1 e 2 può dare origine a una miscela che si trova in campo bifase (punto 3).

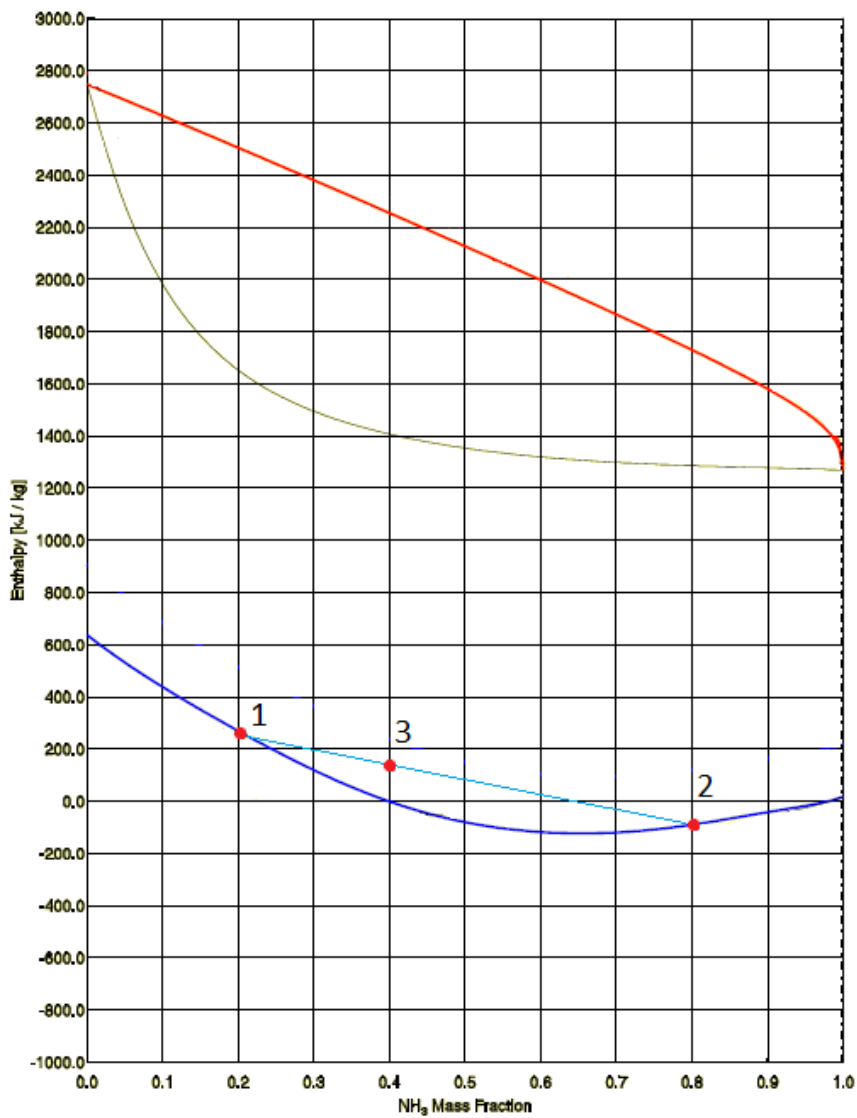


Figura 3.9: Processo di miscelazione

### 3.1.6. Assorbimento

Durante questo processo avviene la soluzione all'interno del componente acqua o miscela di acqua e ammoniaca allo stato di liquido di vapori ricchi in ammoniaca purché la composizione dei vapori sia superiore a quella di equilibrio di fase del liquido assorbente. Come per il processo di miscelazione, l'assorbimento avviene con sviluppo di calore e il punto di miscelazione può cadere nella regione bifase (punto 3). Per completare il processo di assorbimento si deve asportare calore dal processo (punto 4). Si tratta quindi del processo inverso alla distillazione.

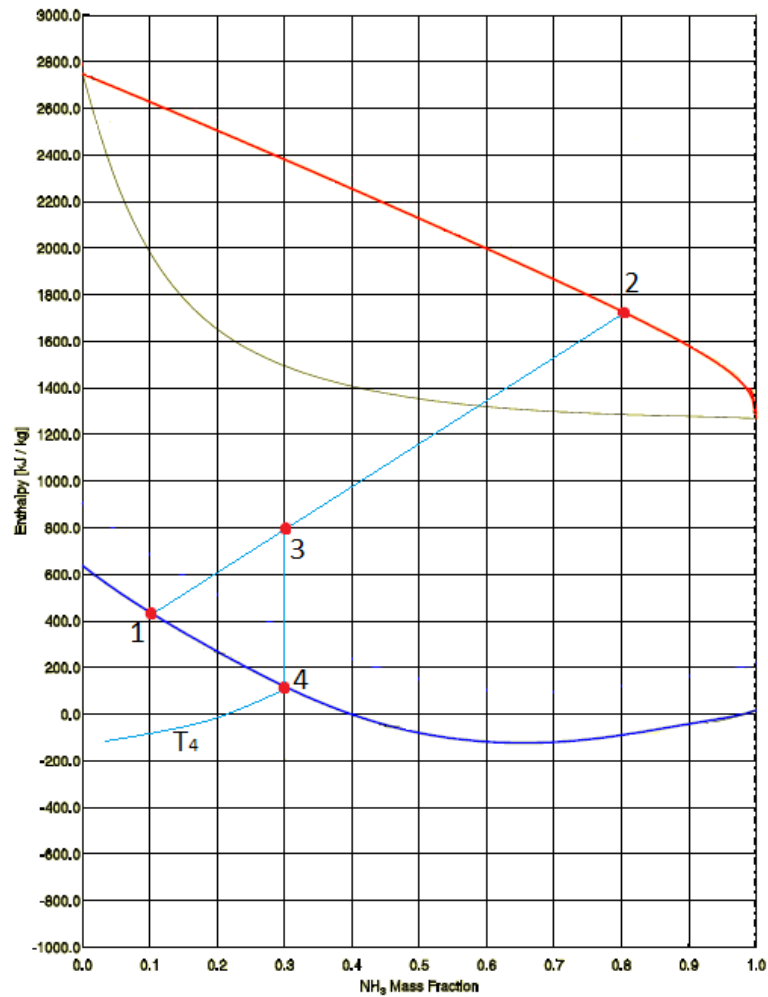


Figura 3.10: Processo di assorbimento con asporto di calore

### 3.1.7. Evaporazione

L'evaporazione può essere vista come un processo di distillazione totale, ovvero partendo da una quantità di liquido ad una data composizione, ho la trasformazione completa della stessa quantità allo stato di vapore alla stessa composizione. La trasformazione avverrà attraverso un glide di temperatura.

### 3.2. CICLI AD ASSORBIMENTO

Il ciclo basilare ad assorbimento prevede un circuito come da Figura 3.11. Nel desorbitore avviene la separazione della miscela tramite fornitura di calore (G). Il vapore che si genera, ricco in ammoniaca, viene inviato al condensatore (C) dove scambia calore con l'acqua dell'utenza e ritorna allo stato liquido. Attraverso la valvola il liquido viene laminato e passa allo stato bifase, nell'evaporatore (E) il passaggio allo stato di vapore viene completato a spese della sorgente esterna. Il vapore passa all'assorbitore (A) dove viene in contatto con la miscela povera proveniente dal generatore, e in un processo di assorbimento senza estrazione di calore (che potrebbe essere scambiato con l'utenza o con la sorgente esterna), si ottiene una miscela nuovamente arricchita in ammoniaca. La soluzione viene infine pompata nuovamente al desorbitore.

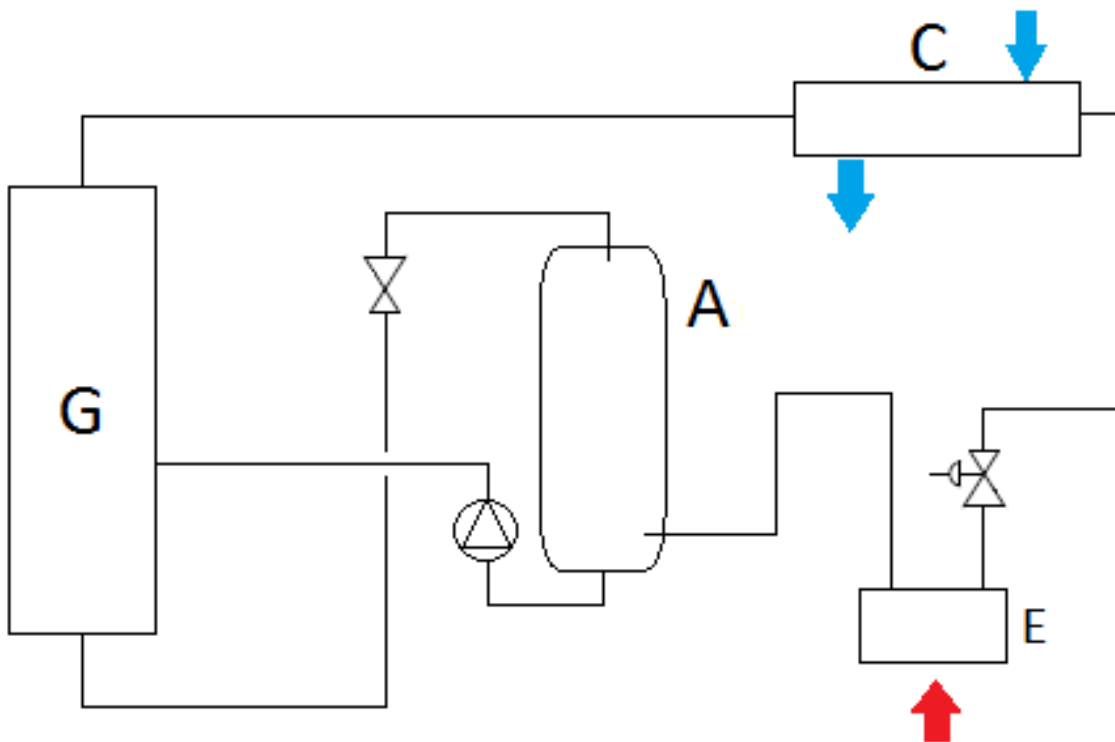


Figura 3.11: Circuito base di una macchina ad assorbimento

Questo ciclo semplificato, che in linea teorica è già in grado di garantire l'effetto di pompa di calore, risulta in realtà estremamente inefficiente per ragioni legate a:

- purezza del refrigerante ottenibile con l'adozione di un semplice desorbitore;
- glide di temperatura estremamente ampi, a causa appunto della scarsa purezza del refrigerante, quindi grande differenza di pressione fra il lato di condensazione e quello di evaporazione per ottenere vapore e liquido saturi alla fine dei processi di passaggio di stato;
- l'arricchimento della soluzione povera all'assorbitore è sfavorito dall'assenza di scambio termico, comportando maggiori temperature e maggiore spesa di calore al generatore.

Un ciclo semplice ha perciò bisogno almeno di essere composto da una colonna di distillazione al fine di ottenere una maggiore purezza del refrigerante. L'adozione di un rettificatore in testa alla colonna garantisce infine di ottenere una purezza adeguata. Ad esempio per quanto riguarda questo lavoro la concentrazione di progetto è stata fissata pari a 0.995.

Il circuito così modificato presenta comunque un'efficienza abbastanza bassa. Sono da prevedere almeno altri tre accorgimenti al fine di ottenere un'efficienza di ciclo paragonabile a quella di macchine a compressione di vapore:

- il raffreddamento del processo di assorbimento;
- uno scambio rigenerativo fra soluzione povera e soluzione ricca;
- uno scambio rigenerativo fra condensato e vapore (umido) all'uscita dell'evaporatore.

Adottando queste soluzioni si arriva ad ottenere uno schema del circuito come in Figura 3.12.

Lo stadio di rettifica e di assorbimento sono raffreddati dall'acqua di utenza, contribuendo all'effetto utile di riscaldamento e all'efficienza di ciclo. L'adozione dello scambiatore sulla soluzione incrementa l'efficienza di ciclo preriscaldando la soluzione ricca prima dell'ingresso alla colonna di distillazione a spese del calore della soluzione povera. L'adozione dello scambiatore sul condensato, oltre a giustificare la sua presenza per motivi di incremento di efficienza, presenta delle ragioni pratiche per essere inserito nel circuito. Infatti, anche con purezza elevata del refrigerante (0.995) il glide di temperatura in evaporazione resta molto elevato, sull'ordine dei 40°C, perciò incompatibile con un'evaporazione completa nell'evaporatore a pressioni di lavoro accettabili. Perciò più che una scelta si tratta quindi di una necessità. Al fine di ottenere un'efficienza almeno accettabile i due scambi rigenerativi appena citati sono quindi un obbligo minimo. Esistono ulteriori possibilità di sfruttare degli scambi rigenerativo all'interno del ciclo. Fra questi si citano:

- lo scambio rigenerativo fra soluzione ricca e vapore al rettificatore;
- il ricircolo della soluzione ricca nella parte più calda dell'assorbitore;
- il ricircolo della soluzione povera nella parte più fredda della colonna di distillazione.

In Figura 3.13 è riportato uno schema di circuito che prevede tutte queste soluzioni di scambio rigenerativo.

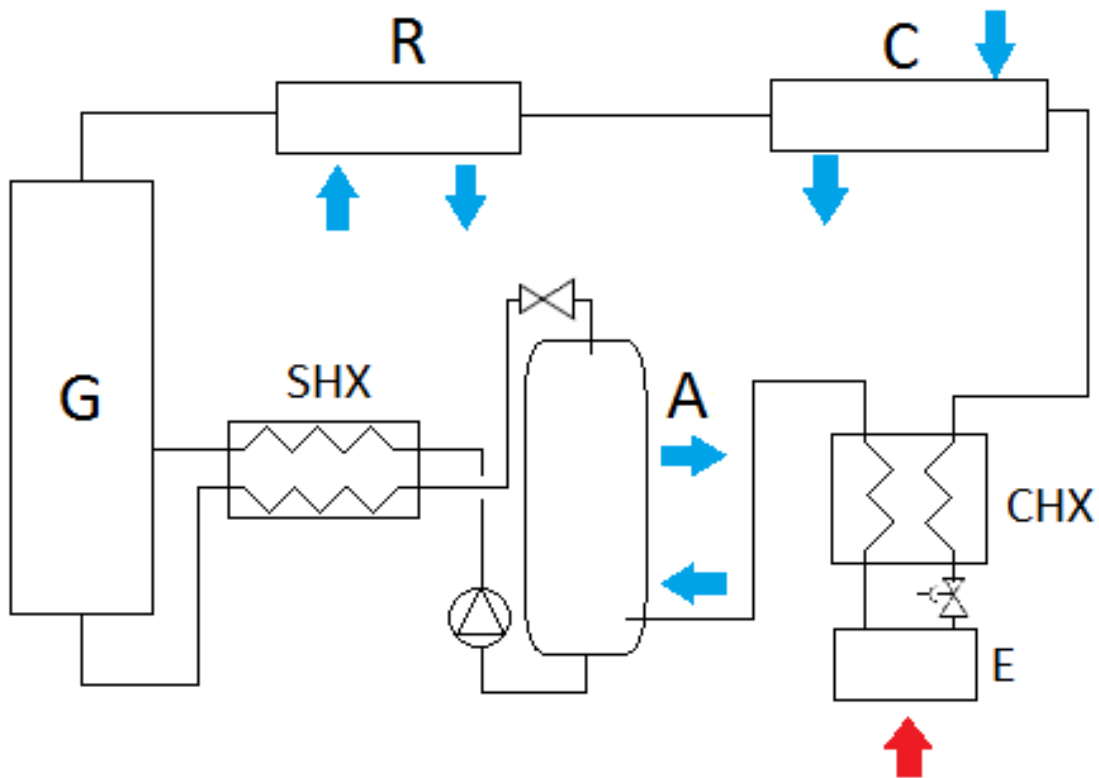


Figura 3.12: Circuito dotato di rettifica, scambiatore delle soluzioni e del condensato

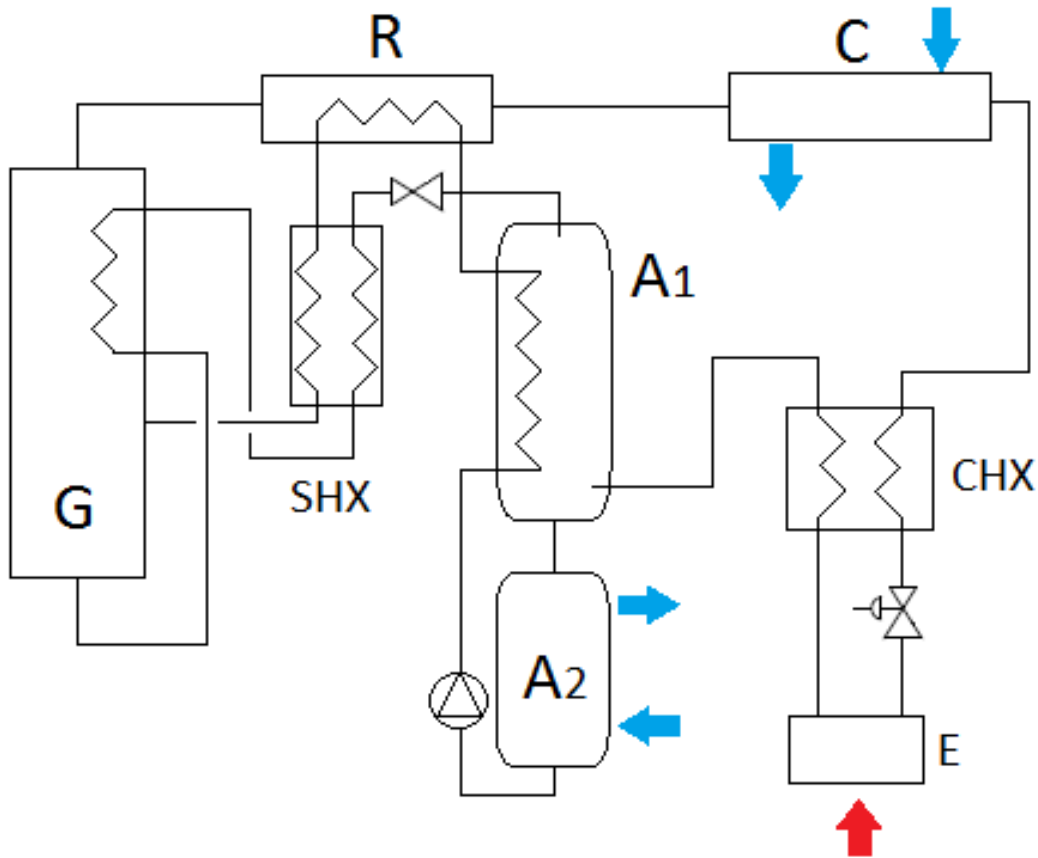


Figura 3.13: Circuito con multipla rigenerazione interna

Tutti gli schemi di circuito visti finora sono relativi a macchine a semplice effetto, o monostadio. Per questo tipo di apparecchi è tuttavia possibile adottare più stadi di generazione e assorbimento in cascata al fine di aumentare resa e efficienza di ciclo. In Figura 3.14 si vede uno schema di macchina a doppio effetto. Pensando di avere pressione nell'asse verticale e temperatura in quello orizzontale si può intuire come i livelli termici dell'assorbitore e del condensatore dello stadio di alta pressione siano sufficienti ad alimentare il processo di separazione della miscela dello stadio a bassa pressione. Un circuito di questo tipo trova giustificazione solo per grosse potenze installate, in quanto i livelli di pressioni sono eccessivi da gestire in una macchina di piccola taglia. Resta comunque valida l'idea di sfruttare anche nel ciclo a singolo effetto lo scambio rigenerativo fra assorbitore e generatore. Infatti la parte alta della colonna di distillazione è a temperatura inferiore rispetto al primo stadio di assorbimento. Questa è l'idea che sta alla base dei cosiddetti cicli GAX (Generator-Absorber eXchanger), che permettono di ottenere con ciclo monostadio efficienze simili ai cicli a doppio effetto. Le difficoltà costruttive date dal fatto di dover inserire lo stadio di assorbimento all'interno della colonna non sono banali, perciò in questo tipo di macchine si ricorre per lo più ad uno scambio indiretto per mezzo di un circuito di disaccoppiamento.



### **3.3. PROGETTAZIONE DEL PROTOTIPO**

Il prototipo di macchina che si è deciso di realizzare è del tipo a singolo effetto monostadio. Si vuole realizzare una pompa di calore aria-acqua, non reversibile. Oltre agli scambiatori delle soluzioni e del condensato, indispensabili per quanto detto, è stato previsto il ricircolo della soluzione ricca nella parte alta dell'assorbitore e nel rettificatore. Il ricircolo della soluzione povera nella colonna di distillazione è stato evitato in quanto comportava una difficoltà costruttiva che al momento non valeva la pena affrontare. I dimensionamenti della colonna di distillazione e del rettificatore sono stati eseguiti assumendo una concentrazione di progetto per il refrigerante pari a 0.995. La portata termica nominale del bruciatore installato è pari a 25 kW. Al fine di dimensionare gli scambiatori si è scelto come punto nominale di funzionamento quello di acqua prodotta a 40°C e aria esterna a 0°C. Corrispondentemente si vuole ottenere una temperatura di condensazione di 45°C ed evaporazione a -10°C. Vedremo in queste condizioni quale efficienza si stima di ottenere in termini di GUE (Gas Utilization Efficiency). Questo parametro di efficienza è definito specificamente per pompe di calore ad assorbimento e rappresenta il rapporto fra la potenza resa e la potenza bruciata al generatore calcolata sul potere calorifico inferiore. La Figura 3.15 riporta schematicamente il circuito frigorifero realizzato. Al fine di ottenere una concentrazione più ricca possibile e garantire un certo sottoraffreddamento in ingresso alla pompa, il ritorno dell'acqua utenza passa per primo nell'assorbitore e successivamente nel condensatore.

Il progetto dettagliato del prototipo è coperto da accordi di riservatezza, per cui nel seguito non potranno essere forniti i dati dei componenti installati, se non in maniera del tutto generale. In questo paragrafo presenteremo comunque i metodi di calcolo di progetto utilizzati nel dimensionamento dei vari componenti del circuito, riportando e giustificando le scelte effettuate.

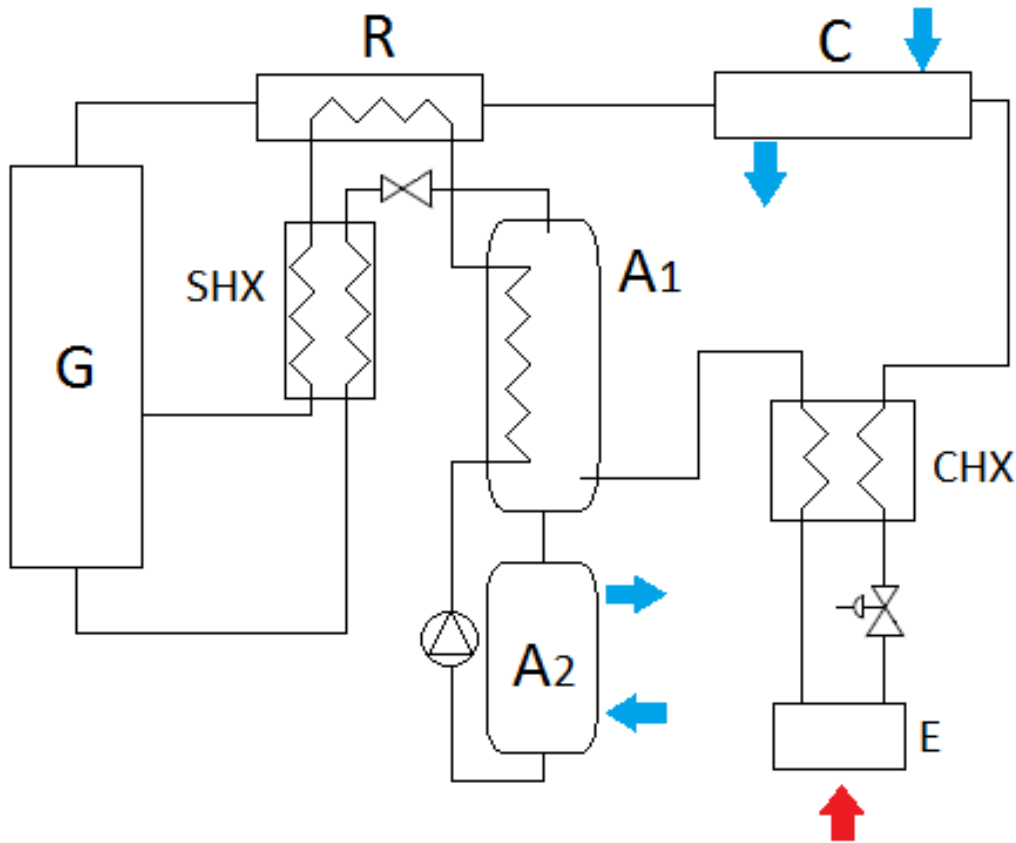


Figura 3.15: Schema circuitale del prototipo realizzato

### 3.3.1. Generatore e colonna di distillazione

Il dimensionamento della colonna di distillazione consiste sostanzialmente nella scelta del numero di piatti necessari ad ottenere una concentrazione del vapore vicina a quella di progetto. La raffinazione finale del refrigerante, come anticipato, verrà ottenuta nel rettificatore. Come dati di primo tentativo sono stati assunti i seguenti valori di primo tentativo

- concentrazione del refrigerante pari a 0.995 all'uscita del rettificatore;
- rapporto di circolazione pari a 4 (rapporto fra portata di vapore generato e soluzione ricca);
- temperatura massima della miscela al generatore pari a 150°C;
- rendimento termico del generatore pari a 0.9.

I valori appena assunti non sono dettati da un'ottimizzazione ma sono valori consueti che ci permettono di affrontare il problema del dimensionamento di una macchina di cui si ha scarsa esperienza senza incorrere in problemi imprevisti. Ad esempio l'efficienza del ciclo aumenta al crescere della temperatura al generatore, ma il rischio è quello che non si riesca a mantenere sotto

controllo la temperatura della colonna. Se l'ebollizione è troppo vivace o se i piatti non dovessero risultare adeguatamente alimentati, si rischia di compromettere i materiali.

Fissata la concentrazione a 0.9 prima dello stadio di rettifica e la temperatura di condensazione del refrigerante a 45°C con composizione 0.995, risulta determinata la pressione di condensazione pari a circa 17.7 bar. Questa sarà anche la pressione all'interno del generatore, quindi cerchiamo adesso la concentrazione della miscela povera che ci permetta di restare al di sotto dei 150°C. Questa risulta essere pari a circa 0.21.

Il bilancio di massa ed energia attorno al componente colonna di distillazione si può scrivere in questo modo:

$$\begin{cases} \dot{m}_r + \dot{m}_p + \dot{m}_v = 0 \\ \dot{m}_r h_r - \dot{m}_p h_p - \dot{m}_v h_v + Q_{gen} = 0 \\ \dot{m}_r x_r + \dot{m}_p x_p + \dot{m}_v x_v = 0 \end{cases} \quad (3.1)$$

dove i pedici r, p, v si riferiscono rispettivamente alla soluzione ricca, povera e al vapore refrigerante. Ricordiamo che inoltre il rapporto di circolazione:

$$f = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_v} = 4 \quad (3.2)$$

Dal bilancio otteniamo i valori di progetto riassunti in Tabella 3.1:

**Tabella 3.1: Stati termodinamici di bilancio alla colonna di distillazione**

	Composizione e	Portata [kg/h]	Temperatura [°C]	Pressione [kPa]	Entalpia [kJ/kg]
Sol. ricca	0.4	180	105.5	1772	441
Sol. povera	0.23	135	148.4	1772	573
Refrigerante	0.959	45	105.5	1772	1845

Questi sono dati relativi al bilancio globale del componente colonna di distillazione, ipotizzando che si riesca a generare vapore in equilibrio con la soluzione ricca che ritorna alla colonna. In realtà il vapore si forma in equilibrio con un liquido di composizione intermedia fra quella ricca e quella povera. I metodi di dimensionamento delle colonne di distillazione prevedono il computo di un numero di piatti teorico, che si comportano come scambi rigenerativi di calore e di massa con

efficienza unitaria. L'efficienza reale di uno stadio può arrivare però a valori di 0.5 o meno. Nel dimensionamento della colonna inoltre occorre garantire una certa portata di reflusso ad alimentare la colonna dall'alto. Non si vuole in questo frangente addentrarci nello specifico nei metodi di dimensionamento della colonna, né fornire dettagli troppo precisi sulle scelte operate. Trascureremo quindi di parlare delle dimensioni scelte per questo componente, limitandoci a dire che è stato scelto di utilizzare 5 piatti ed alimentare la colonna dal centro con la soluzione ricca.

### 3.3.2. Deflemmatore

Nel deflemmatore avviene il processo di rettifica del vapore proveniente dalla colonna di distillazione, attraverso la condensazione parziale di una parte del refrigerante. La potenza da scambiare nel deflemmatore al fine di ottenere vapore alla composizione di 0.995 ammonta a 3.3 kW. Nel dimensionamento è stata fatta l'assunzione che il vapore purificato e il liquido reflusso in colonna di distillazione siano in equilibrio di fase fra loro. Si ottengono quindi i dati di progetto riportati in Tabella 3.2.

**Tabella 3.2: Dati di bilancio al deflemmatore**

	Composizione	Portata [kg/h]	Temperatura [°C]
Vapore purificato	0.995	40.6	70.1
Liquido reflusso	0.625	4.43	70.1

La frazione di liquido che si separa viene inviata nuovamente in testa alla colonna ad alimentare l'ultimo piatto. Si capisce quindi come il calcolo di progetto di questo tipo di circuitazione diventi un calcolo iterativo. Al momento, in fase di progettazione preliminare, questo approccio viene evitato.

### 3.3.3. Condensatore

La potenza da scambiare al condensatore è ricavabile assumendo che all'uscita del condensatore il refrigerante si trovi allo stato di liquido sottoraffreddato a 40°C secondo le specifiche preliminari di progetto, quindi con sottoraffreddamento di progetto di 5°C.

Otteniamo in questo modo una potenza scambiata pari a 13.45 kW, che rappresentano la prima parte dell'effetto utile ottenibile dal ciclo ad assorbimento.

### 3.3.4. Evaporatore

A seguito dell'espansione del liquido attraverso la valvola di laminazione otteniamo una miscela bifase alla temperatura di  $-10^{\circ}\text{C}$ , come da specifica di progetto. La pressione di evaporazione risulta pari a 2.9 bar. Il glide di temperatura della miscela è pari a  $40^{\circ}\text{C}$  circa, essendo la temperatura di rugiada pari a  $29.9^{\circ}\text{C}$ . Un'evaporazione totale sarebbe quindi impossibile considerando di scambiare con aria esterna a  $0^{\circ}\text{C}$ . L'evaporazione totale è oltretutto inutile, per quanto già detto. Infatti è stato previsto di interporre fra condensatore ed evaporatore uno scambiatore rigenerativo, fra condensato e miscela bifase uscente dall'evaporatore. Da notare che il glide non è una funzione lineare del titolo di vapore della miscela, ma ha una pendenza molto alta solo per titoli elevati (Figura 3.16). Questo significa che concludere l'evaporazione dopo  $10^{\circ}\text{C}$  di glide significa sfruttare già il 90% dell'entalpia di vaporizzazione. In ogni caso, prevedendo lo scambio rigenerativo la rinuncia è nulla. Fissando di concludere l'evaporazione dopo  $5^{\circ}\text{C}$  di glide, la potenza scambiata all'evaporatore risulta pari a 13 kW e rappresenta la parte di energia rinnovabile ottenuta.

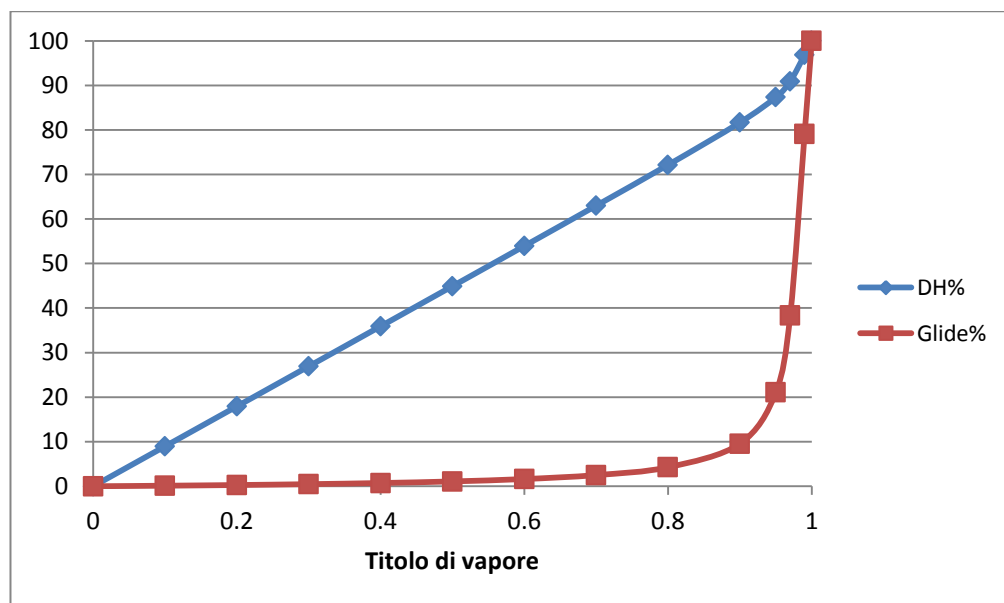


Figura 3.16: Andamento del glide al variare del titolo di vapore

### 3.3.5. Valvola di laminazione e controllo

L'organo di laminazione previsto è una valvola termostatica elettronica, e la regolazione prevista è quella classica adottata anche per le macchine a compressione di vapore. Si imposta quindi il controllo sulla differenza di temperatura fra ingresso e uscita dall'evaporatore. In questa prima fase

la differenza di temperatura scelta è pari a 5°C. La valvola è priva di equalizzazione esterna e viene pilotata dal segnale di due sonde di temperatura. La perdita di carico attraverso l'evaporatore quindi non influisce sulla regolazione, anche perché essendo ignota la composizione del refrigerante, non si conosce nemmeno la sua curva di saturazione.

### **3.3.6. Scambiatore del condensato**

Come parametro di progetto assumiamo di voler ottenere un approccio di 5°C fra vapore in uscita dallo scambiatore e liquido all'ingresso, con configurazione dei flussi in controcorrente. La potenza di progetto da scambiare risulta di 1.6 kW. Lo scambio è realizzato in un piccolo scambiatore a piastre.

### **3.3.7. Assorbitore**

Il processo di assorbimento vien fatto avvenire in due stadi separati. Nel primo stadio si ha la miscelazione della portata povera laminata proveniente dal generatore con il vapore proveniente dall'evaporatore e processato poi nello scambiatore rigenerativo col condensato. La miscelazione avviene con sviluppo di calore, quindi questo primo stadio si trova a più alta temperatura rispetto allo stadio successivo. La temperatura di miscelazione adiabatica ammonta a circa 67°C. Il livello termico quindi risulta compatibile per un preriscaldamento della miscela ricca da reintrodurre al generatore. Il flusso termico da scambiare verso la soluzione ricca risulta pari a 3.3 kW.

Nel secondo stadio la miscela si trova ancora allo stato bifase, poiché la temperatura di bolla della miscela risulta essere pari a 38°C. In questo secondo stadio di assorbimento si vuole ottenere il passaggio della miscela allo stato di liquido sottoraffreddato, in modo di poterla elaborare nella pompa. Questo è ottenuto mediante uno scambio termico con l'acqua di utenza. L'assorbimento rappresenta quindi il secondo effetto utile ottenibile dal processo e ammonta a circa 22 kW. Trascurando i dettagli dimensionali e geometrici, il primo stadio di assorbimento è costituito da un recipiente in pressione occupato con elementi di riempimento al fine di aumentare l'interfaccia di contatto fra liquido e vapore. Il secondo stadio è costituito da uno scambiatore a fascio tubiero verticale.

### **3.3.8. Scambiatore delle soluzioni**

Lo scambiatore rigenerativo delle soluzioni ricca e povera è stato dimensionato in maniera da ottenere un approccio di 10°C fra ingresso della soluzione ricca e uscita della soluzione povera. In questa maniera si ottiene una potenza di progetto di 12.8 kW. E' stato scelto di utilizzare uno scambiatore a piastre.

### 3.4. VERIFICA SPERIMENTALE DELLE PRESTAZIONI

Al fine di studiare il comportamento della macchina e l'efficienza di questa, tramite un circuito di prova si sono misurate le temperature e le pressioni in alcuni punti caratteristici del circuito frigorifero del prototipo. Questo permetterà di esaminare nel dettaglio, in corrispondenza delle variazioni dei parametri al contorno, come il sistema si adegua e come le variabili termodinamiche variano. Le condizioni in ingresso di cui si ha il controllo sono la temperatura dell'aria, la temperatura e la portata dell'acqua lato utenza e la potenza fornita dal generatore.

In questo paragrafo si riportano le prove eseguite sul prototipo nelle diverse condizioni di funzionamento. Per ogni prova le misure sono state effettuate durante almeno un'ora di funzionamento in modo che i diversi parametri di ciclo si potessero stabilizzare.

#### 3.4.1. Verifica dettagliata nel punto di progetto

Per poter indagare precisamente sul funzionamento del prototipo realizzato, il circuito è stato dotato di sonde di temperatura in ogni punto notevole del circuito (vedi Figura 3.17).

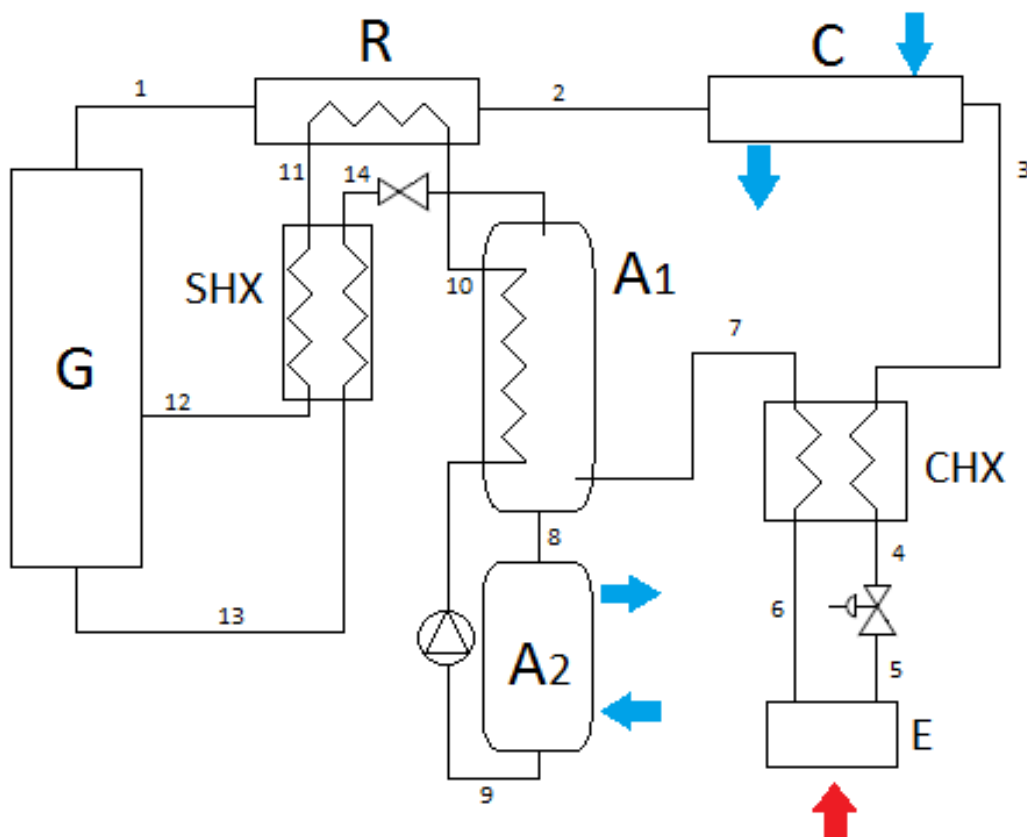


Figura 3.17: Schema del prototipo con indicazione della posizione delle sonde di temperatura

Riassumendo quanto detto, le condizioni di progetto della macchina saranno con aria a 0°C e acqua a 30-40°C. E' stato assunto nel dimensionamento un rendimento termico di 0.9 al generatore di calore. Il circuito acqua del lato utenza passa prima attraverso l'assorbitore e successivamente nel condensatore. Nella Tabella 3.3 sono messe a confronto le misure rilevate durante il collaudo del prototipo con i valori definiti in fase di progetto.

**Tabella 3.3: Confronto fra misure sperimentali e dati di progetto**

Punto	MISURA			PROGETTO		
	T	P	x	T	P	x
1	85.5	-	0.981	105.5	17.7	0.957
2	57.8	15.4	0.998	70.1	17.7	0.995
3	37.4	-	0.998	40	17.7	0.995
4	-11.2	-	0.998	15.5	17.7	0.995
5	-13.2	2.5	0.998	-10	2.9	0.995
6	-12.5	-	0.998	-5	2.9	0.995
7	1.1	-	0.998	35	2.9	0.995
8	60.8	-	0.405	40	2.9	0.4
9	33.0	-	0.405	35	2.9	0.4
10	37.5	-	0.405	50	17.7	0.4
11	47.3	-	0.405	64	17.7	0.4
12	84.1	-	0.405	109.3	17.7	0.4
13	149.9	-	0.18	148.4	17.7	0.214
14	98.4	-	0.18	74.1	17.7	0.214

Prima di passare a confrontare l'efficienza ottenuta con quella prevista vale la pena concentrare l'attenzione su quanto registrato durante le prove sperimentali rispetto ai valori previsti. Innanzitutto occorre premettere che il rapporto di circolazione è stato variato per mezzo di una valvola di bypass fra monte e valle della pompa al fine di ottenere nel punto 13 una temperatura di 150°C pari a quella di progetto. In questo modo il rapporto di circolazione, che non è stato possibile misurare, risulta da calcoli a ritroso pari a 3.64. Il suo valore quindi non è lontano da quello di progetto. Anche la concentrazione della soluzione povera risulta simile alla stima.

Passando ad analizzare la colonna di distillazione vediamo che nei punti 1 e 2 si registrano temperature e pressioni inferiori a quelle di progetto. Questo è dovuto al fatto che è stata

sottostimata l'efficienza della colonna, infatti si vede che la concentrazione del vapore risulta superiore alle attese. Anche il punto 4 e il punto 7 risultano molto lontani dalla condizione prevista. Questo è dovuto al fatto che il titolo di uscita dall'evaporatore è stato sovrastimato. Come si vede inoltre non è stato possibile ottenere una buona regolazione con la valvola termostatica, che presentava un comportamento molto oscillante e la differenza di temperatura media fra ingresso e uscita dello scambiatore risulta pari ad 1°C circa, anziché di 5°C come da progetto. Il problema potrebbe essere dovuta alla mancanza dell'equalizzazione esterna della valvola termostatica.

Osservando il punto 10 si nota come lo scambio termico qui ottenuto sia inferiore al previsto. Come conseguenza la soluzione ricca giunge al rettificatore ad una temperatura più bassa di quanto previsto, comportando maggiore condensazione del vapore proveniente dalla distillazione, che porta ancora ad una purezza maggiore del refrigerante ottenuto all'uscita dal rettificatore stesso.

Ancora a causa dello scarso scambio termico attraverso l'assorbitore, la soluzione ricca torna al generatore ad una temperatura molto inferiore a quanto previsto.

Passando ad analizzare l'efficienza della macchina globalmente, si veda in Tabella 3.4 il confronto fra le misure e i calcoli di progetto.

**Tabella 3.4: Confronto fra prestazioni misurate e teoriche**

	MISURA	PROGETTO
Potenza resa [kW]	37.7	35.4
Potenza bruc.[kW]	25	25
Rend. combustione	-	0.9
G.U.E.	1.51	1.42

Si vede quindi che le prestazioni ottenute sono superiori a quanto calcolato in fase di progetto. Questo è dovuto principalmente ad avere sottostimato in fase di dimensionamento l'efficienza della colonna di distillazione. Il fatto di aver sovrastimato lo scambio rigenerativo all'assorbitore non ha portato a gravi inefficienze, tuttavia occorre rivedere il metodo di dimensionamento utilizzato per l'assorbitore.

### 3.4.2. Verifica delle prestazioni off-design

Risulta interessante ora studiare il comportamento della macchina in altre condizioni di funzionamento. Saranno valutati resa termica ed efficienza in condizioni di piena potenza fornita dal generatore al variare della temperatura dell'acqua prodotta e della temperatura dell'aria esterna. In Tabella 3.5 sono riportati i dati misurati nelle diverse condizioni.

**Tabella 3.5: Prestazioni misurate con generatore a pieno carico (25 kW) e  $DT=10^{\circ}C$  lato utenza**

T acqua 30°C-40°C			T acqua 40°C-50°C			T acqua 50°C-60°C		
T aria[°C]	Resa[kW]	GUE	T aria[°C]	Resa[kW]	GUE	T aria[°C]	Resa[kW]	GUE
-6.79	38.58	1.54	-0.56	34.39	1.38	2.3	30.51	1.22
-0.75	40.2	1.54	1	34.4	1.38	5.03	30.68	1.22
11.32	40.6	1.54	2.36	35.72	1.38	14.62	32.44	1.22
12.31	40.65	1.54	10.19	35.87	1.38			

Al fine di caratterizzare la macchina anche in condizioni di carico parziale, mantenendo la portata d'acqua nominale costante, è stata imposta la parzializzazione al generatore al 35%, corrispondente al suo minimo carico. I dati misurati sono riportati in Tabella 3.6. In questa condizione è stato possibile ricavare meno punti sperimentali a causa dell'instabilità osservata nel sistema.

**Tabella 3.6: Prestazioni misurate con generatore al minimo (10kW) e portata nominale**

T acqua 30°C-35°C			T acqua 40°C-45°C			T acqua 50°C-55°C		
T aria[°C]	Resa[kW]	GUE	T aria[°C]	Resa kW]	GUE	T aria[°C]	Resa[kW]	GUE
16.17	14.6	1.46	4.27	14.36	1.44	4.44	11.39	1.14
			14.01	15.57	1.44	8.47	11.63	1.14
						18.47	10.84	1.14

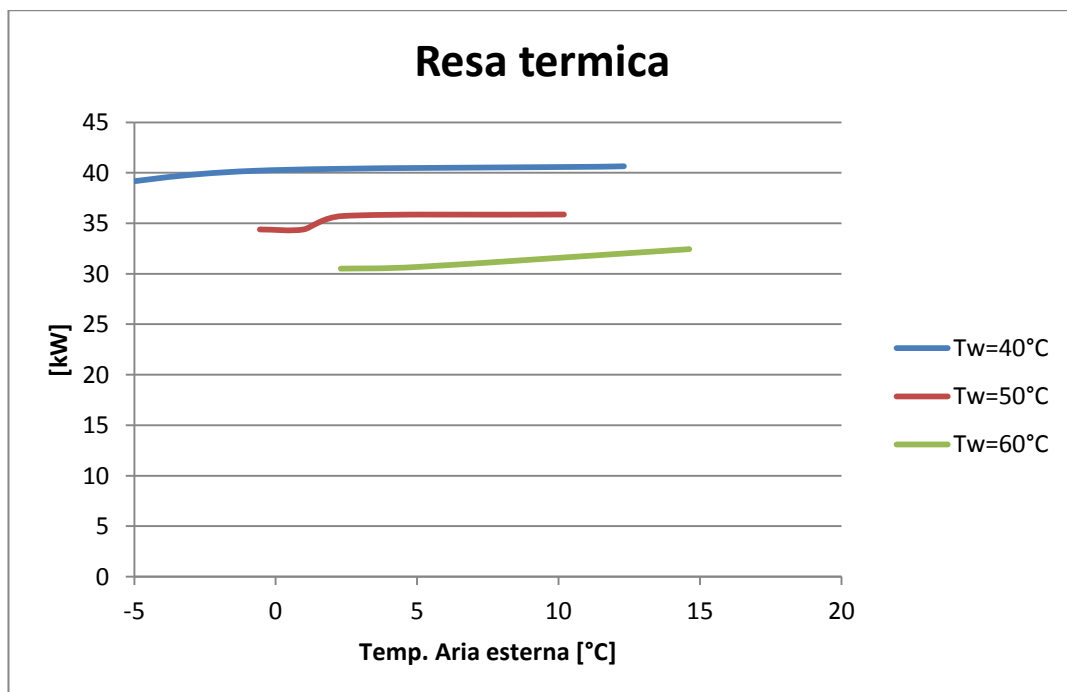
I risultati di queste misure saranno utilizzare per dare una caratterizzazione di efficienza di questo tipo di macchine nell'analisi dinamica che verrà affrontata nel capitolo a seguire. Infine, per valutare la convenienza di mantenere simili i profili termici agli scambiatori lato utenza, sono state effettuate delle prove diminuendo la portata d'acqua per mantenere un salto termico di  $10^{\circ}C$  lato utenza.

I dati misurati sono riportati nella Tabella 3.7 a seguire.

**Tabella 3.7 Prestazioni misurate con generatore al minimo carico (10kW) e  $DT=10^{\circ}C$  lato utenza**

T acqua 30°C-40°C			T acqua 40°C-50°C			T acqua 50°C-60°C		
T aria[°C]	Resa[kW]	GUE	T aria[°C]	Resa[kW]	GUE	T aria[°C]	Resa[kW]	GUE
7.55	15.26	1.66	10.17	13.68	1.37	6.23	12.38	1.24
12.49	15.82	1.66	16.18	13.04	1.37	12.39	12.39	1.24

Vale la pena osservare in Figura 3.18 l'andamento della potenza termica resa dal prototipo al variare delle condizioni di lavoro. Ciò che maggiormente si evidenzia è la scarsa sensibilità della macchina alla temperatura esterna dell'aria, mentre risulta più sensibile alla temperatura dell'acqua prodotta.



**Figura 3.18: Prestazione misurata del prototipo al 100% del carico del generatore**

Un confronto fra le due condizioni sperimentate nel funzionamento al carico minimo risulta più difficoltosa a causa della qualità e della quantità di dati. Tuttavia si può desumere un leggero miglioramento dell'efficienza quando i profili termici sono più accoppiati, ovvero nel funzionamento a portata ridotta.



## 4. SIMULAZIONE DINAMICA DI SISTEMI DI CLIMATIZZAZIONE

Lo scopo di questo lavoro è elaborare delle simulazioni dinamiche del sistema edificio-impianto durante l'arco dell'anno. Il software di simulazione dinamica TRNSYS [6] si presta bene ad assolvere questo compito: si tratta di un programma disponibile dal 1975 e in continuo sviluppo da parte di enti quali università e altri istituti di ricerca ed è oggi assieme a Energy Plus il software di analisi energetica più affermato. Strutturalmente TRNSYS è un software modulare, che permette la programmazione agli utenti, i quali possono modificare i modelli esistenti o crearne di nuovi in base alle proprie esigenze, mediante i più comuni linguaggi di programmazione (C, C++, PASCAL, FORTRAN, ecc.). Inoltre TRNSYS può essere facilmente collegato ad altre applicazioni per operazioni di pre/post-processing (Microsoft Excel, Matlab, EES. ecc.).

Il campo di applicazioni di TRNSYS include:

- sistemi solari (termici e fotovoltaici);
- edifici a basso consumo e sistemi HVAC con avanzate caratteristiche di progetto (ventilazione naturale, doppie facciate, free-cooling, ecc.);
- sistemi per energie rinnovabili;
- cogenerazione e celle a combustibile.

TRNSYS è composto da una suite di programmi integrati tra loro:

- TRNSYS simulation Studio: un'interfaccia che consente facilmente all'utente di definire i collegamenti fra i vari componenti d'impianto e che permette di definire il sistema da simulare e le relative condizioni al contorno;
- il simulation engine TRNDll.dll e il suo eseguibile il TRNExe.exe, che è un codice che si occupa della risoluzione numerica del sistema di equazioni che identifica il sistema fisico da simulare;
- l'interfaccia grafica che permette di inserire i dati di input dell'edificio, il TRNBuild.exe;
- l' Editor usato per creare programmi e subroutine TRNEdit.exe.

I modelli, che all'interno del software sono identificati col nome "type", sono scritti in codice Fortran aperto e sono modificabili dall'utente. Allo stesso modo è possibile scrivere un modello in codice Fortran e utilizzarlo all'interno di TRNSYS. Un approccio più immediato è utilizzare la possibilità di TRNSYS di interfacciarsi a un foglio di calcolo Excel e di utilizzarlo come una type all'interno del progetto. All'utente viene richiesto di specificare i componenti che andranno a

costituire il sistema fisico da simulare e di definirne le interazioni. A tale scopo TRNSYS presenta un ambiente grafico di sviluppo dall'interfaccia molto intuitiva. Una volta definito il sistema in questo modo, TRNSYS si occupa di tradurre componenti e interazioni in equazioni e condizioni al contorno che costituiranno il sistema matematico da risolvere iterativamente.

Ora, per la maggior parte dei componenti utilizzati in questo lavoro esistono già dei modelli definiti all'interno di TRNSYS, si tratta solo di configurarli per adattarli alle esigenze. Sono i modelli utilizzati per simulare la caldaia a condensazione, i pannelli solari e i serbatoi. Per la simulazione dell'edificio TRNSYS fornisce un'utilità per la configurazione dettagliata della struttura, comprendendo le diverse murature e gli elementi finestrati, fino all'integrazione nella struttura di pannelli radianti.

Per quanto riguarda invece le pompe di calore, TRNSYS propone un modello che è un interpolatore di dati tabellari che devono essere forniti dall'utente. Non si tratta quindi di un modello fisico della macchina stessa e non si presta bene a descrivere aspetti che sono ritenuti importanti per un'indagine energetica sul funzionamento di pompe di calore, ad esempio l'incidenza sulle prestazioni della parzializzazione del carico, dell'umidità dell'aria esterna, quindi dei cicli di sbrinamento che necessariamente devono essere affrontati dalla macchina nel suo funzionamento. Quindi in questo lavoro si è deciso di sfruttare la possibilità di integrare un foglio Excel nel modello dell'intero sistema in TRNSYS, nel quale è stato sviluppato un modello di simulazione che risponda alle esigenze.

Una volta scelti i modelli matematici per le simulazioni dei componenti d'impianto, si rende necessaria una calibratura, per adattarli in maniera verosimile alle osservazioni e ai dati sperimentali ricavati da prove sui componenti reali. Nel seguito vengono presentati in maniera più dettagliata i modelli di calcolo che si è deciso di utilizzare nelle simulazioni e la maniera in cui sono stati messi a punto sulle nostre esigenze specifiche.

#### **4.1. CALDAIA A CONDENSAZIONE**

Indagini e monitoraggi sulle installazioni reali di caldaie domestiche hanno dimostrato come ad oggi il rendimento medio stagionale relativo alla sola generazione di calore sia appena del 73%. Ciò è principalmente dovuto alle caratteristiche delle caldaie “tradizionali” di vecchia generazione. Una delle maggiori cause di inefficienza termica è rappresentata dall’elevata temperatura dei fumi di scarico, necessaria per evitare la condensazione dei fumi acidi in caldaia e lungo la canna fumaria. Le moderne caldaie a condensazione invece utilizzano acciai inossidabili e leghe di alluminio, resistenti alla condensa acida, e presentano scambiatori dalla superficie intensificata per aumentare lo scambio termico con i fumi di combustione a parità di dimensioni dell’apparecchio. Altra causa di inefficienza era la necessità di adottare elevati eccessi d’aria al fine di garantire una combustione completa, sacrificando così il rendimento del generatore. Questo tipo di inefficienza è stata risolta nelle moderne caldaie con l’adozione del bruciatore premiscelato, dove l’aria comburente e il combustibile hanno la possibilità di miscelarsi intimamente prima del bruciatore, in modo che la combustione completa possa avvenire senza eccessi d’aria eccessivi. Non per ultima, una grave causa di inefficienza è la non modulabilità della potenza termica fornita. Se la caldaia non può adattarsi al carico richiesto dall’utenza, funzionerà la maggior parte del tempo in regime di attacca-stacca. Questo comportamento si presenta non di rado, basti ricordare come negli impianti autonomi la caldaia venga dimensionata per coprire il carico di acqua calda sanitaria da produrre in maniera istantanea, che nei moderni edifici può ragionevolmente essere da tre a più volte superiore al carico massimo di riscaldamento. Ad ogni spegnimento si ha una perdita dovuta al raffreddamento dell’apparecchio e ai cicli di lavaggio che comportano spreco di energia che viene letteralmente buttata per il camino. Il ricorso a bruciatori in grado di regolare il flusso di combustibile e di aria comburente in funzione del carico necessario all’utenza permette di limitare fortemente questi cicli di accensione e spegnimento con conseguente aumento del rendimento medio stagionale.

La tipologia di caldaia che sarà utilizzata negli impianti oggetto di questo studio sarà esclusivamente quella modulante a condensazione. La caldaia a condensazione, rispetto a una caldaia tradizionale, è in grado di ottenere rendimenti termici maggiori del 100%, in quanto il rendimento termico è tradizionalmente definito in relazione al potere calorifico inferiore del combustibile. Questo grazie al fatto che in questa tipologia di caldaie è possibile ottenere la condensazione (parziale) del vapore d’acqua contenuto nei fumi di combustione e un maggiore recupero di calore sensibile dovuto al raffreddamento dei fumi. Questo ovviamente può avvenire solamente alla condizione che l’acqua di ritorno dall’impianto di riscaldamento sia ad una

temperatura inferiore a quella di rugiada dei fumi. Questo tipo di caldaia perciò si presta particolarmente bene a lavorare al servizio di pannelli radianti e sistemi di emissione comunque a bassa temperatura.

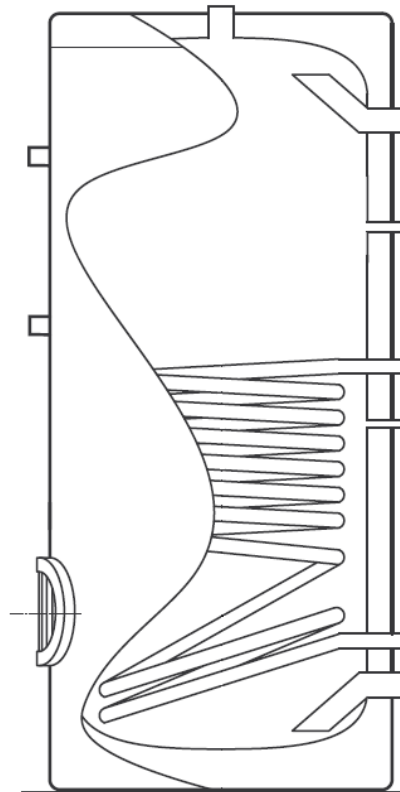
I dati prestazionali delle caldaie utilizzate nelle simulazioni derivano da misure certificate di laboratorio e sono disponibili a catalogo. I modelli disponibili per il sistema integrato sono caldaie da 25 kW e 35 kW nominali e modulanti fino al 10% della potenza nominale. Negli impianti tradizionali sono state utilizzate anche caldaie da 12 kW e 20 kW e modulanti fino al 25% della potenza nominale. Questo è dovuto al fatto che l'impianto combinato di cui sono state studiate le prestazioni prevede a catalogo del costruttore solo le nuove unità capaci di modulare fino al 10% della potenza, per una scelta puramente commerciale.

Il costruttore rende disponibile i dati relativi alla potenza fornita e al rendimento per temperature di ritorno dell'acqua dall'impianto di 30°C e 60°C, che caratterizzano rispettivamente un regime di funzionamento con condensazione dei fumi e non, sia a regime di pieno carico che al minimo carico possibile. Nelle analisi energetiche è stato preso in considerazione anche il consumo elettrico della caldaia. Sono state invece considerate trascurabili le perdite al camino relative ai cicli di accensione e spegnimento della caldaia. Per la stima della resa termica della caldaia è stata utilizzata un'interpolazione bidimensionale della potenza resa in funzione della temperatura di ritorno e del grado di parzializzazione. Il consumo di combustibile è ricavato di conseguenza dal dato di potenza fornita e da quello di rendimento. Il modello fisico che verrà utilizzato prevede il funzionamento dell'apparecchio a portata d'acqua costante. La logica di regolazione è quella classica basata su una temperatura di set-point in mandata (fissa o variabile), per cui il bruciatore modula la potenza in modo da incontrare il set-point, mentre il consenso all'accensione è gestito da termostati differenziali (posizionati negli ambienti da riscaldare oppure nel serbatoio di accumulo), o in alternativa dalla centralina di gestione dell'intero sistema integrato.

## 4.2. SERBATOI DI ACCUMULO

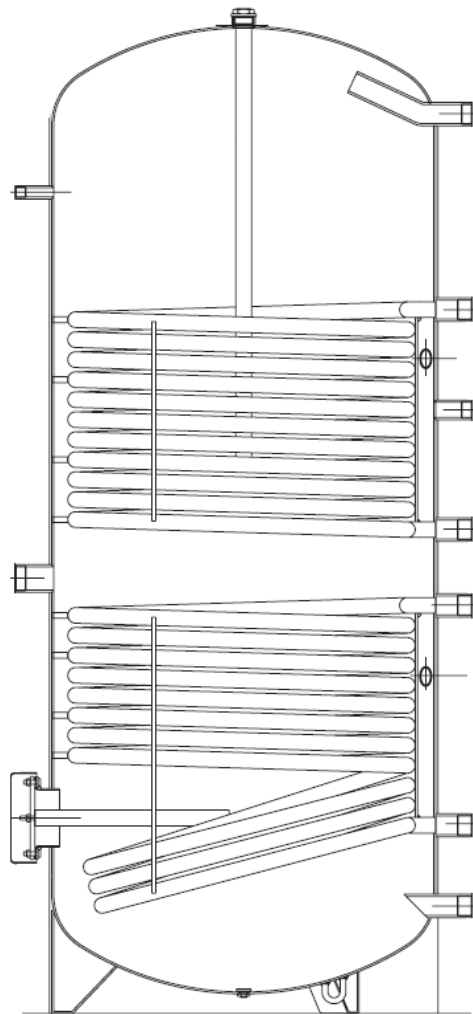
Negli impianti che verranno qui analizzati saranno utilizzati diversi tipo di accumulo in base alle esigenze specifiche che ogni tipologia di impianto deve assolvere.

La Figura 4.1 mostra l'accumulo utilizzato nell'impianto tradizionale, nel quale la preparazione di acqua calda sanitaria avviene nel serbatoio ad opera della caldaia accoppiata all'unico serpentino. Anche nel caso di impianto con sola pompa di calore si utilizza la stessa tipologia di accumulo ma con una superficie di scambio maggiorata. Si tratta quindi di un accumulo di acqua calda sanitaria. Il circuito di riscaldamento in questo caso è accoppiato direttamente alla caldaia. Il modello utilizzato nelle nostre simulazioni ha un volume nominale di 300 litri.



**Figura 4.1: Accumulo sanitario con serpentino**

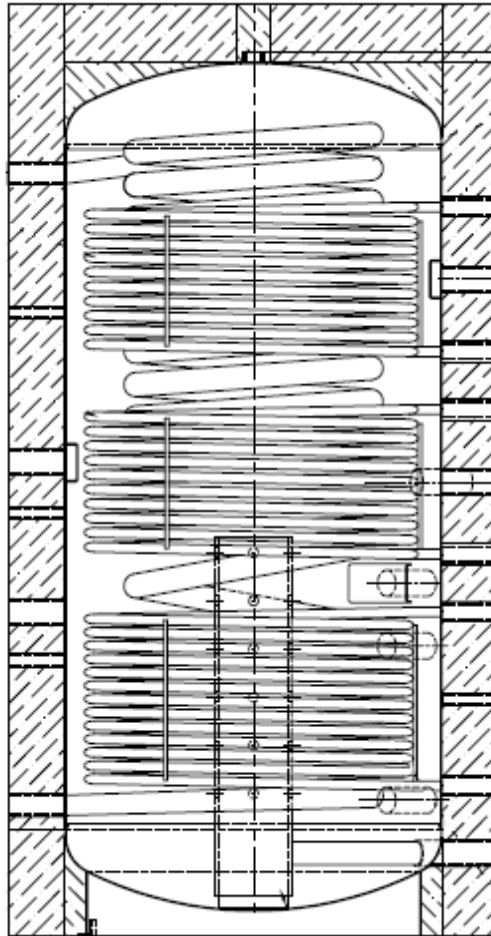
La Figura 4.2 rappresenta il modello di serbatoio di accumulo di acqua sanitaria utilizzato negli impianti con integrazione solare, dove il serpentino inferiore è quello dedicato all'impianto solare termico mentre quello superiore è dedicato al generatore di calore principale (sia esso una caldaia o una pompa di calore). Il volume nominale di questo tipo di accumulo è di 500 litri nelle simulazioni degli impianti da noi considerati. L'area di scambio dei serpentini interni invece è diversa nel caso di impianti con caldaia o con pompa di calore.



**Figura 4.2: Accumulo sanitario con serpentini per solare termico e caldaia**

L'impianto integrato costituito da caldaia, pompa di calore e collettori solari è dotato di un serbatoio di accumulo di acqua tecnica come quello illustrato in Figura 4.3. Questo serbatoio è dotato di 4 scambiatori a serpentino: i 2 serpentini superiori sono collegati ai due circuiti di caldaia (quello sanitario e quello di riscaldamento). Il serpentino inferiore è dedicato all'integrazione da parte dei pannelli solari. Il serpentino ad ampia superficie che si sviluppa per l'intera altezza dell'accumulo è dedicato alla preparazione istantanea dell'acqua calda sanitaria. La pompa di calore lavora direttamente sull'acqua di impianto attraverso due prese dirette sul serbatoio. L'impianto di riscaldamento è accoppiato anch'esso direttamente al serbatoio. In dettaglio il ritorno dall'impianto di riscaldamento si immette nella parte bassa del serbatoio per mezzo di un tubo stratificatore. Si tratta essenzialmente di un tubo di largo diametro posto verticalmente nella parte inferiore del serbatoio e dotato di forellini laterali presenti su tutta l'estensione del tubo. In questo

modo, la minor velocità del fluido evita turbolenze che potrebbero disturbare la naturale stratificazione presente all'interno dell'accumulo.



**Figura 4.3: Accumulo combinato**

I serbatoi sono i componenti che presentano il comportamento più complesso da simulare. E' necessario infatti che il modello sia in grado di riprodurre una stratificazione simile a quella del sistema reale. Non basta quindi che il bilancio energetico sia garantito, ma è anche necessario verificare l'andamento delle temperature alle diverse quote dell'accumulo. La stratificazione infatti influenza direttamente le prestazioni delle macchine collegate al serbatoio stesso e lo scambio termico che ne può derivare.

Il modello numerico adottato per simulare il comportamento di questo tipo di componente prevede la suddivisione del volume in più "nodi" o strati isotermini. Un maggiore numero di questi strati comporta una maggiore raffinatezza nella stratificazione, ma ovviamente comporta anche un aumento dell'onere di calcolo. Ogni nodo è in grado di interagire coi nodi immediatamente sopra e

sotto di esso (conduzione e miscelazione), con eventuali scambiatori immersi, con l'esterno per mezzo di attacchi diretti al serbatoio e attraverso lo scambio termico con l'esterno (dispersioni attraverso le pareti). Quindi in generale con questo tipo di modellizzazione è possibile valutare i seguenti fenomeni di scambio termico, o generalmente di energia:

- perdite termiche verso l'ambiente esterno;
- carica o scarica del serbatoio attraverso prese dirette in serbatoio. E' possibile definire se si desidera che carica e scarica del serbatoio avvengano in maniera stratificata o meno. Caricare in maniera stratificata significa sostanzialmente assumere che la portata entrante si porti immediatamente per galleggiamento allo strato avente la sua stessa temperatura, senza miscelarsi con gli strati presenti nel serbatoio. La carica non miscelata invece prevede attacchi ad altezza fissa ed è più aderente alla realtà, soprattutto nel caso di portate elevate, che entrando nel serbatoio creano la turbolenza sufficiente a miscelare la portata entrante con l'acqua presente nei nodi circostanti;
- carica o scarica del serbatoio attraverso scambiatori interni: naturalmente anche in questo caso ci può essere il fenomeno della destratificazione.

Nel caso di studio, avendo la possibilità di svolgere delle prove su un impianto strumentato dotato di quest'ultimo tipo di serbatoio (Figura 4.3), è stato possibile calibrare accuratamente il modello di simulazione sul reale comportamento esibito dall'accumulo. In particolare questo ha permesso di ricavare le costanti che compaiono nella legge di scambio termico in convezione naturale all'esterno dei serpentine. Per il coefficiente di scambio interno ai serpentine, sono state utilizzate le correlazioni definite all'interno del programma. Le prove condotte consistono sostanzialmente nella carica termica del serbatoio: partendo da una situazione in cui tutto l'accumulo presenta la stessa temperatura, si inizia il riscaldamento mediante la caldaia collegata ai serpentine. Durante la prova sono state acquisite le temperature di mandata e ritorno della caldaia e quindici temperature lungo lo sviluppo verticale dell'accumulo. La calibrazione del modello è stata effettuata adattando le costanti nella legge di scambio termico e la geometria interna cercando di ottenere la stratificazione del serbatoio e le temperature di mandata e ritorno in caldaia misurate nelle prove. Per garantire un comportamento simile alla realtà è inoltre necessario calibrare anche un parametro definito all'interno del codice di simulazione del serbatoio come "Inversion mixing flow rate". Questo parametro definisce la portata di miscelazione fra due strati (discreti nel modello matematico) nel caso in cui si presenti un'inversione di temperatura, ovvero la presenza di uno strato freddo sovrapposto ad uno caldo. Una situazione di questo tipo si può presentare ad esempio all'avviamento del circolatore della pompa di calore. Inoltre osservando l'evoluzione delle

temperature nel serbatoio indisturbato si possono regolare le variabili che influenzano la velocità di de-stratificazione (ovvero la tendenza del sistema a portarsi ad una temperatura omogenea). Queste quantità sono sostanzialmente la conduzione termica fra strati fluidi e la conduzione assiale delle pareti metalliche del serbatoio. La medesima procedura è stata seguita con il serpentino corrugato per l'ACS. In Figura 4.4 è possibile vedere un confronto fra le misure e il sistema simulato per l'accumulo analizzato. Il risultato finale mostra un buon accordo tra modello e misure. Il grafico evidenzia uno stato iniziale di temperatura uniforme a 27°C, fino al minuto 50 circa il serbatoio viene caricato attraverso il serpentino superiore fino al raggiungimento del set-point a 58°C della sonda 1. A quel punto la caldaia passa in modalità riscaldamento e alimenta il serpentino intermedio fino a soddisfare il set-point a 47°C della sonda 2. Per una migliore leggibilità del grafico non sono state riportate tutte le 15 letture delle sonde nel serbatoio.

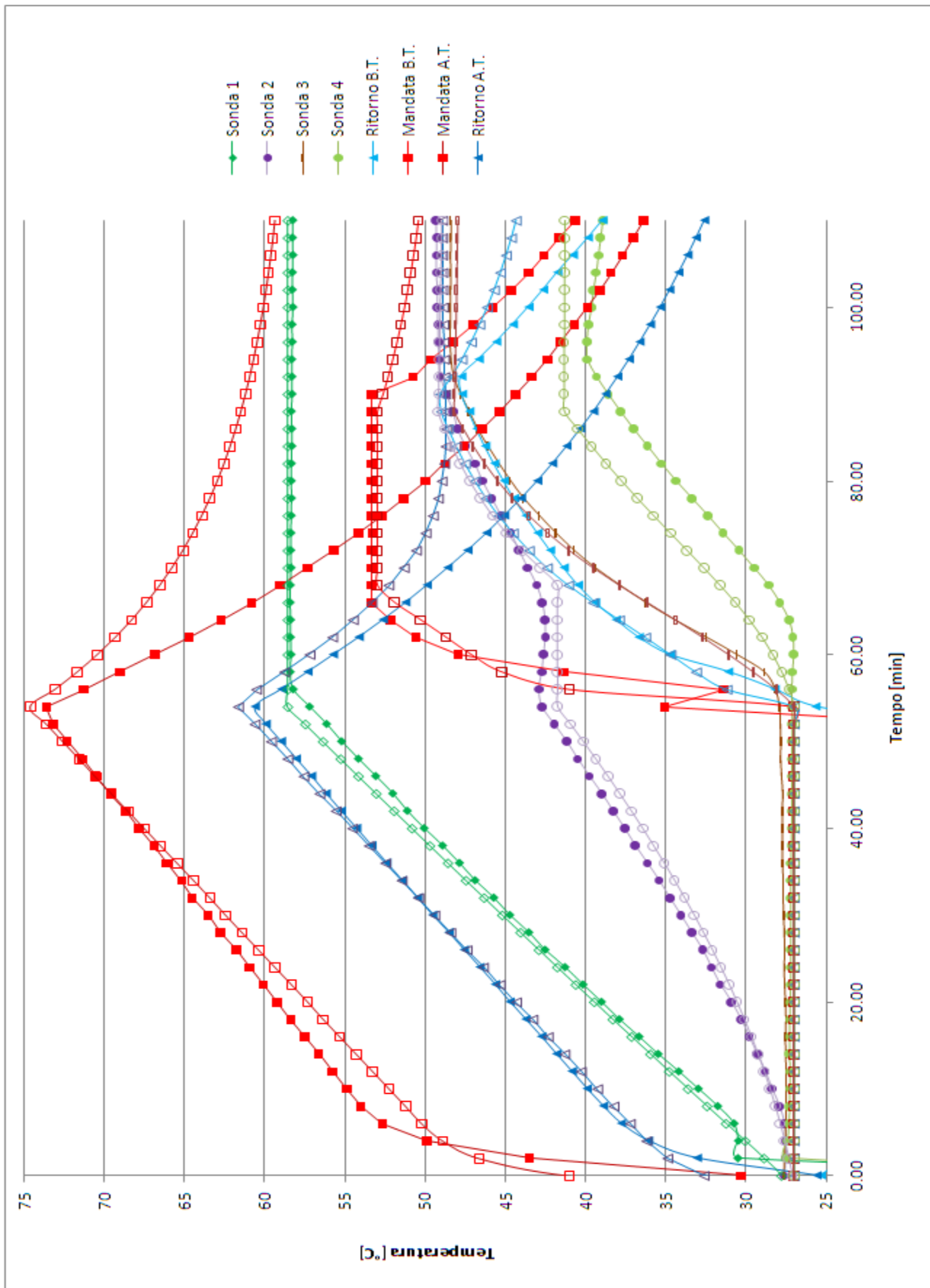


Figura 4.4: Confronto fra il comportamento simulato (indicatore vuoto) e quello misurato(indicatore pieno)

### 4.3. COLLETTORI SOLARI

Negli impianti solari termici oggetto dello studio è compresa una serie di pannelli solari sottovuoto del tipo heat pipe. Le prestazioni di questi pannelli sono state ottenute da prove condotte secondo norma EN 12975-2 [7]

I parametri di interesse per quanto riguarda la simulazione sono principalmente il fattore di conversione ( $\eta_0$ ), il coefficiente di perdita termico ( $a_1$ ), la dipendenza dalla temperatura del coefficiente di perdita ( $a_2$ ) e l'area captante del collettore, presenti sulla scheda tecnica di ogni collettore.

Questi parametri sono sufficienti per calcolare il guadagno solare utilizzando la formulazione seguente:

$$\dot{Q} = A \cdot G^* \left( \eta_0 - a_1 \frac{\vartheta_m - \vartheta_a}{G^*} - a_2 \frac{(\vartheta_m - \vartheta_a)^2}{G^*} \right) \quad (4.1)$$

dove:

- $A$  è l'area captante del collettore
- $G^*$  è la radianza in condizioni di prova (solitamente  $1000 \text{ W/m}^2$ )
- $\vartheta_m$  è la temperatura media del fluido circolante nei collettori
- $\vartheta_a$  è la temperatura ambiente

L'espressione sopraccitata quantifica l'energia captata in condizione di irraggiamento perpendicolare al pannello. Per correggere la stima in condizioni diverse sono necessari dei modificatori per l'angoli di incidenza diversi, i cosiddetti IAMs (Incidence Angle Modifiers). Anche questi valori devono essere ricavati durante la prova prevista da normativa. A causa dei riflettori parabolici posti al di sotto degli assorbitori e per la geometria cilindrica degli assorbitori stessi, si rendono necessari gli IAMs relativi sia alla direzione trasversale che a quella longitudinale, essendo le direzioni definite come mostrato in Figura 4.5. In Figura 4.6 si vede l'andamento dei fattori correttivi in funzione dell'angolo di incidenza della radiazioni sui collettori. Per una trattazione più estesa si faccia riferimento alle citazioni [8], [9],[10] in bibliografia.

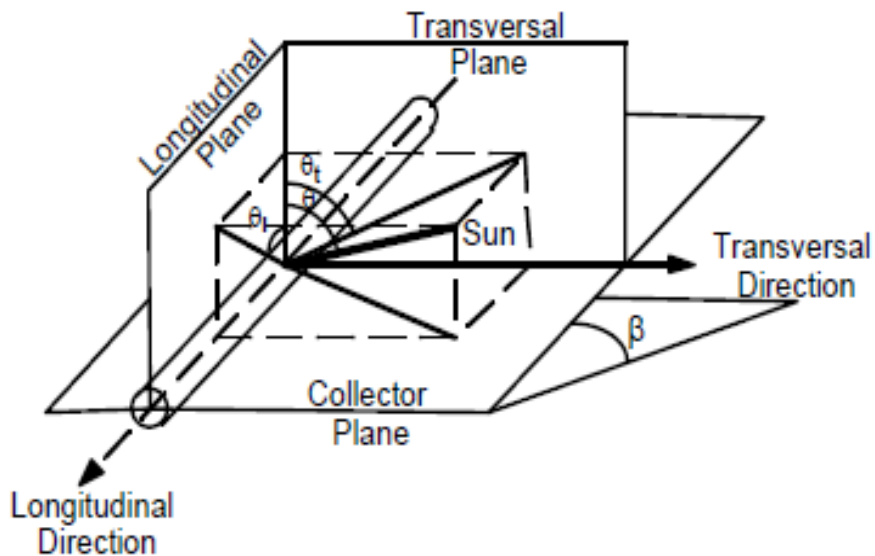


Figura 4.5: Definizione delle direzioni trasversale e longitudinale

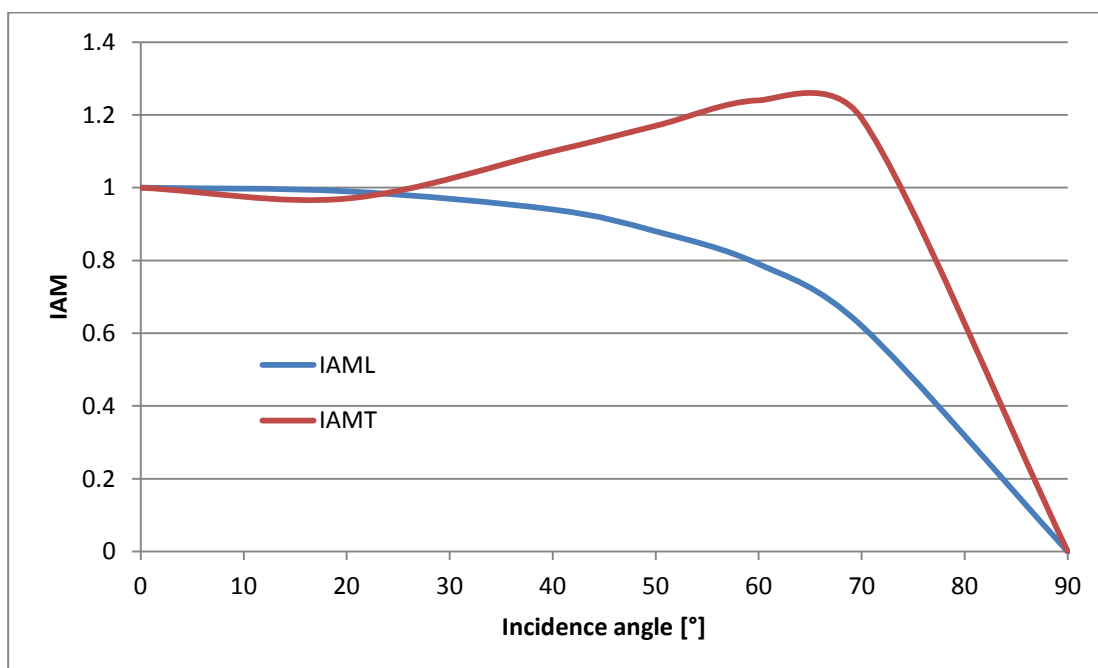
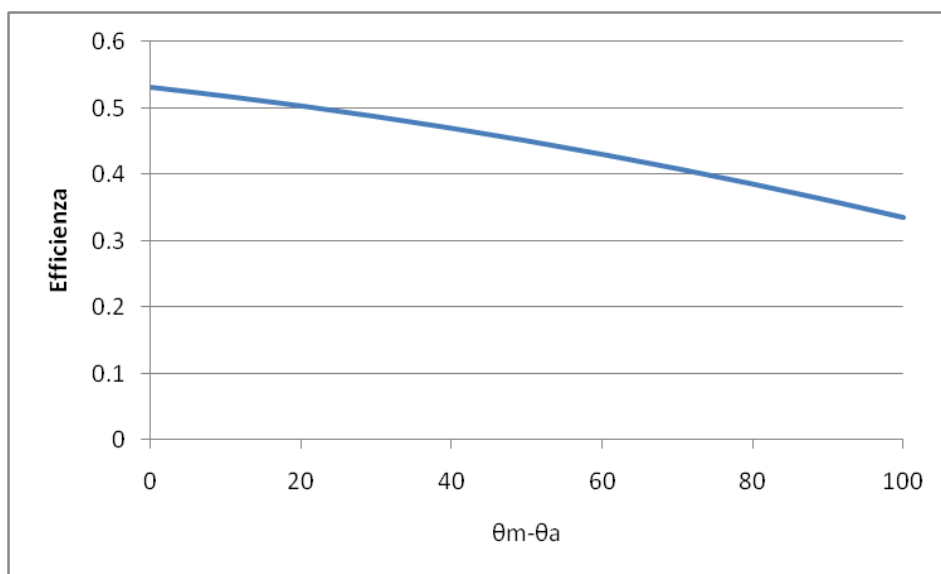


Figura 4.6: Fattori correttivi in funzione dell'angolo di incidenza della radiazione solare sul piano collettori

I pannelli presi in considerazione presentano un'area captante di  $2,16 \text{ m}^2$ . L'efficienza misurata in condizioni nominali è come da Figura 4.7. In Figura 4.8 si riporta un estratto dal catalogo dei collettori considerati.



**Figura 4.7: Efficienza dei pannelli di tipo heat pipe considerati nello studio**

Modello	SIME SV18	
Codice collettore	n°	8106248
Dimensioni collettore (H x L x P)	mm	1990 x 1496 x 220
Cassa collettore		Alluminio
Superficie totale collettore	m <sup>2</sup>	3,123
Superficie captante netta	m <sup>2</sup>	1,451
Contenuto collettore	litri	11
Peso a vuoto collettore	kg	58
$\eta_{0a}$ secondo EN 12975		0,573
$a_{1a}$ secondo EN 12975	W/(m <sup>2</sup> K)	2,085
$a_{2a}$ secondo EN 12975	W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )	0,0083
Capacità termica	kJ/m <sup>2</sup> K	15,18
Coefficiente assorbimento		93 %
Coefficiente trasmissione		6,5 %

**Figura 4.8: Dati tecnici del collettore solare utilizzato**

#### **4.4. POMPE DI CALORE**

Le pompe di calore considerate sono del tipo aria-acqua con refrigerante R410A dotate di compressore modulante con motore BLDC pilotato da inverter e pompe di calore ad assorbimento operanti con miscela acqua-ammoniaca, dotate di bruciatore modulante. Vale lo stesso discorso fatto per le caldaie modulanti: riuscire a seguire il carico richiesto dall'utenza, evitando continui cicli di on-off, migliora notevolmente l'efficienza media stagionale e limita l'usura dei componenti. Soprattutto nel caso delle pompe di calore a compressione di vapore, il compressore è molto sensibile al numero di avviamenti e soprattutto a serie di avviamenti ravvicinati. Inoltre occorre tener presente che le prestazioni a carico parziale per questo tipo di macchina sono migliori di quelle al carico nominale, per il fatto che gli scambiatori risultano sovradimensionati rispetto alla potenza da scambiare e si riduce quindi l'approccio termico fra le sorgenti esterne e le temperature del ciclo termodinamico.

Per simulare questo tipo di macchina è stato sviluppato uno specifico modello. Il ciclo termodinamico è quello classico a singola compressione e singola espansione. Per la previsione delle prestazioni delle pompe di calore in ogni condizione operativa, è stato utilizzato un metodo che permette una valutazione di rese e consumi in ogni condizione operativa. Il metodo risulta essere preciso, ma implica la conoscenza dei singoli componenti della macchina. In particolare è necessario conoscere la portata elaborata e il consumo elettrico del compressore al variare di temperatura di evaporazione e condensazione e del regime di rotazione del compressore. Queste informazioni sono disponibili a catalogo o da programmi di selezione forniti dai costruttori. Alcuni costruttori forniscono direttamente l'espressione polinomiale per determinare le prestazioni di questi componenti, negli altri casi è possibile comunque ricondursi ad una curva partendo da dati tabellari. In secondo luogo è necessario conoscere la potenza termica scambiata in funzione di temperatura e portata della sorgente e del pozzo termico, al variare delle temperature di condensazione ed evaporazione. Note queste funzioni, ricavabili ancora da prestazioni dichiarate dai costruttori o da metodologie di calcolo reperibili in letteratura (soprattutto per scambiatori a batteria alettata), è stato possibile implementare un algoritmo di risoluzione che risolve il bilancio termico della macchina note temperatura e portata dell'acqua di ritorno dall'impianto e dell'aria esterna. Il calcolo tiene conto dell'effetto della parzializzazione sulle prestazioni della macchina. Per tener conto delle prestazioni nel caso di brinamento della batteria evaporante è necessario tener conto di un'ulteriore correzione delle prestazioni. In questo caso è stato utilizzato un metodo proposto in [11], [12], [13] e [14]. Per la valutazione del numero di cicli di sbrinamento in funzione

del carico e delle condizioni psicrometriche dell'aria esterna sono stati considerati dati disponibili in letteratura [14]. Ad una data condizione dell'aria è stato valutato il numero di sbrinamenti orari. Da questo dato si ricavano i cicli di sbrinamento necessari in ogni altra condizione utilizzando la seguente equazione:

$$N_{cicli} = \frac{N_{test}}{\Delta x_{test}} \Delta x \quad (4.2)$$

dove:

- $N_{cicli}$  è il numero di sbrinamenti orari;
- $\Delta x$  è la variazione calcolata di umidità specifica dell'aria attraverso la batteria;
- $N_{test}$  è il numero di cicli misurato nella sessione di prova, pari a 2;
- $\Delta x_{test}$  è la variazione di umidità specifica registrata durante la sessione di prova, pari a 0.0024 kg/kg.

Ora il computo del numero di sbrinamenti orari nella condizioni operative attuali passa attraverso il calcolo di  $\Delta x$  e attraverso la verifica che siano verificate le condizioni necessarie perché si verifichi effettivamente il brinamento. Queste condizioni sono banalmente due:

- la batteria lavori in deumidifica, ovvero la temperatura superficiale della batteria sia inferiore alla temperatura di rugiada dell'aria in ingresso (i.e.  $\Delta x > 0$ );
- la superficie della batteria abbia una temperatura inferiore a zero, affinché ci sia effettivamente formazione di brina.

Questo si traduce all'atto pratico del calcolo nella stima della temperatura media dell'aletta dello scambiatore nelle condizioni operative considerate. Il computo della variazione di umidità specifica subito dall'aria nell'attraversare l'evaporatore si ottiene valutando l'efficienza dello scambiatore per calcolare le condizioni di uscita dell'aria. La potenza scambiata all'evaporatore ( $P_{ev}$ ) è nota dal calcolo delle prestazioni della macchina. Da questa ricaviamo il salto entalpico subito dall'aria mediante la seguente:

$$\Delta h_{aria} = \frac{P_{ev}}{\dot{m}_{aria}} \quad (4.3)$$

L'efficienza dello scambiatore è definita da:

$$\varepsilon = \frac{\Delta h_{aria}}{h_{i,aria} - h_{aletta}} \quad (4.4)$$

Infine la variazione di umidità specifica è ricavata dalla seguente:

$$\Delta x = x_{i,aria} - \varepsilon \cdot (x_{i,aria} - x_{aletta}) \quad (4.5)$$

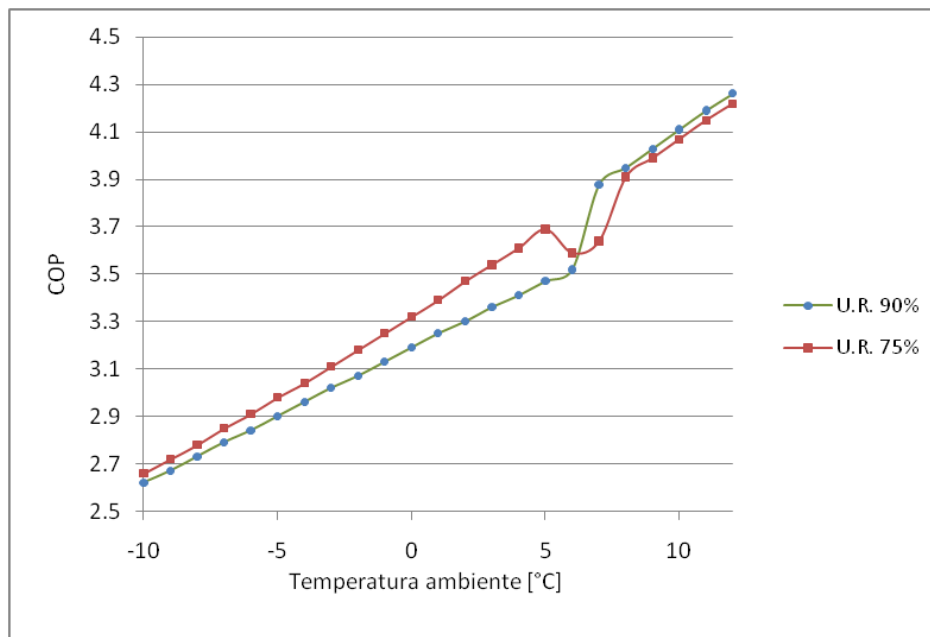
Nelle precedenti  $h_{aletta}$  rappresenta l'entalpia dell'aria saturo alla temperatura dell'aletta e  $x_{aletta}$  è l'umidità specifica dell'aria saturo alla temperatura dell'aletta, mentre  $h_{i,aria}$  e  $x_{i,aria}$  sono rispettivamente l'entalpia e l'umidità specifica dell'aria alle condizioni di ingresso in batteria.

A seguito di questa stima, si considera una penalizzazione del 10% sulla potenza termica e sul COP della macchina per ogni ciclo di sbrinamento orario, in accordo con [14].

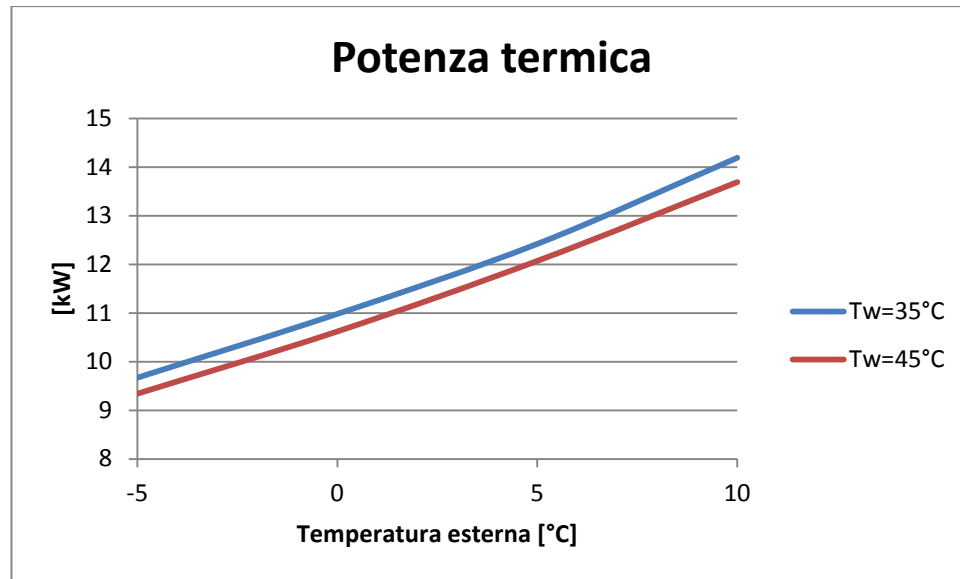
A titolo di esempio nella Figura 4.9 si riporta il COP in funzione della temperatura esterna per due diversi valori di umidità relativa.

Il modello è stato implementato in un foglio di calcolo Excel e può essere utilizzato in TRNSYS, richiamandolo come un normale componente. Il calcolo dei consumi elettrici prende in considerazione anche il consumo relativo agli ausiliari (pompe e ventilatori).

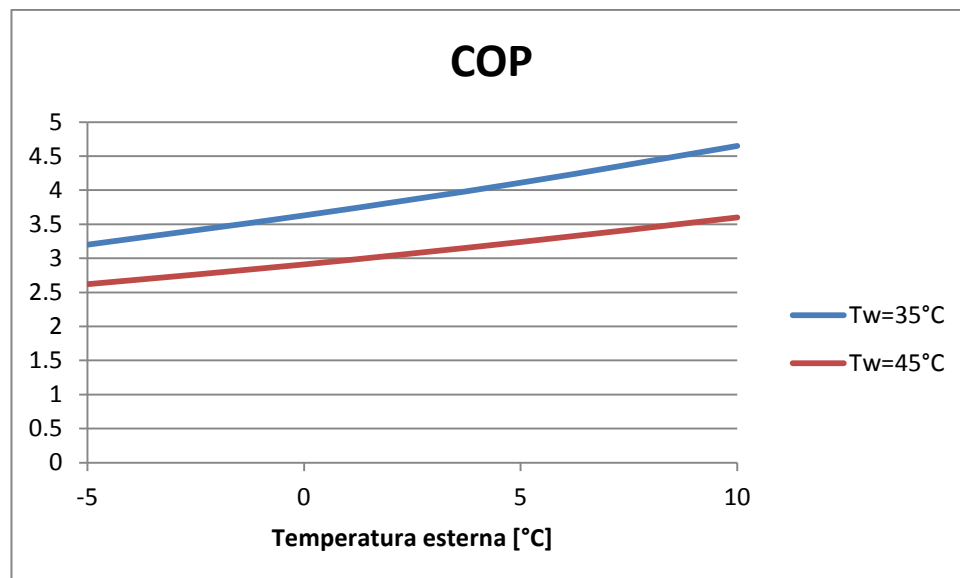
Nel seguito del lavoro questo modello verrà usato per simulare pompe di calore di due taglie: una da 12 kW e una da 22 kW, essendo questa la potenza nominale alle condizioni di aria esterna a 7°C e acqua calda prodotta a 45°C. In Figura 4.10, Figura 4.11, Figura 4.12 e Figura 4.13 sono riassunte le prestazioni delle due macchine in termini di potenza resa e COP.



**Figura 4.9: COP in condizioni di brinamento per diverse condizioni di umidità relativa e acqua prodotta a 40°C**



**Figura 4.10: Resa termica relativa alla taglia da 12 kW**



**Figura 4.11: COP relativo alla taglia da 12 kW**

Per quanto riguarda la simulazione dinamica delle prestazioni delle macchine ad assorbimento, saranno utilizzati gli andamenti osservati nelle prove sperimentali presentate nel capitolo precedente e implementate in una mappa, mentre la loro potenza sarà allineata a quella delle taglie scelte per la pompa di calore elettrica nel punto di funzionamento nominale. Anche il calcolo del brinamento avverrà con lo stesso principio proposto per le pompe di calore elettriche.

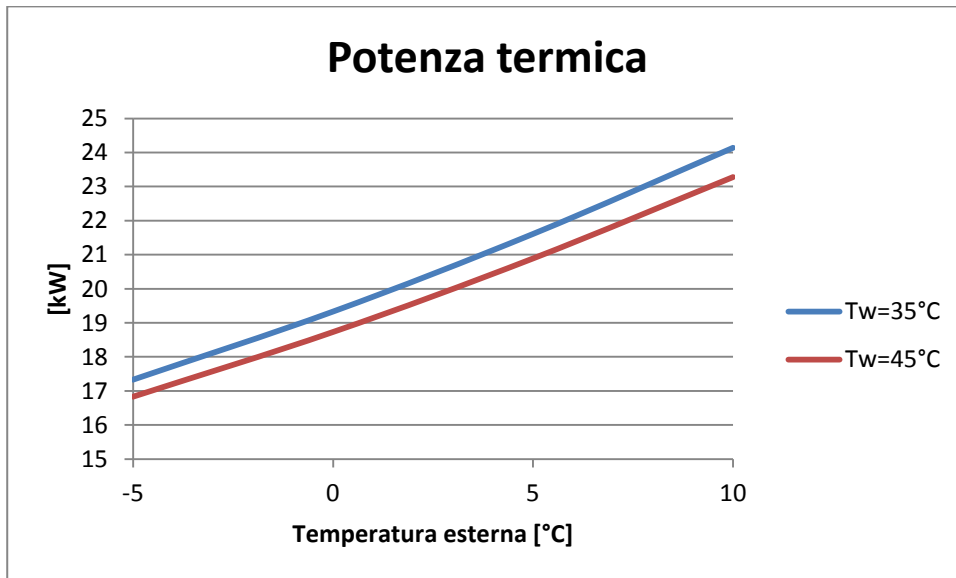


Figura 4.12: Resa termica relativa alla taglia da 22 kW

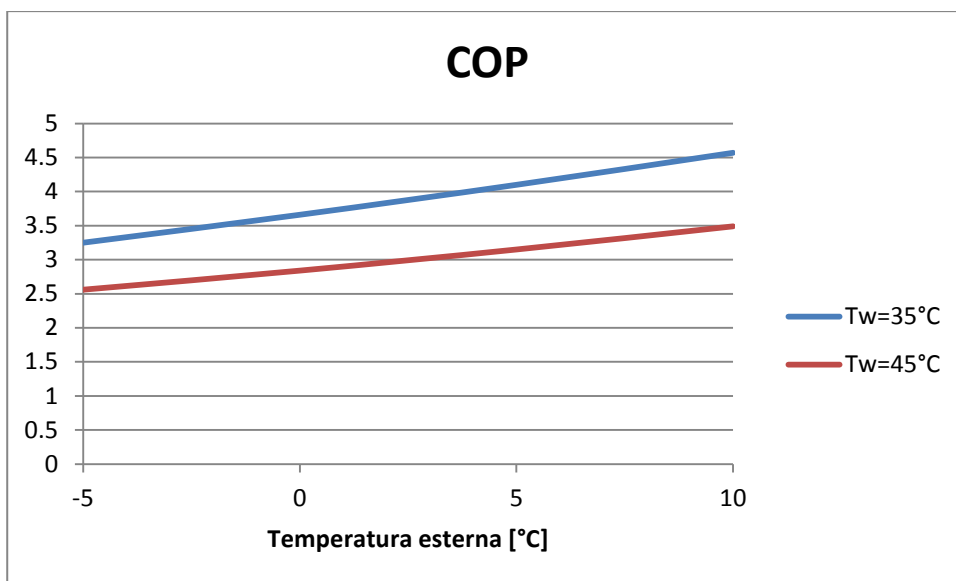


Figura 4.13: COP relativo alla taglia da 22 kW

## 4.5. IL SISTEMA EDIFICIO

La modellizzazione dell'involucro edilizio è stata realizzata con l'utilizzo di TRNBuild, un programma che guida l'utente alla creazione del modello attraverso una sequenza di semplici operazioni e definizioni di dati.

Il primo passo di ogni progetto è la definizione di un certo numero di superfici associate alle facce dell'edificio e definite in base all'orientazione spaziale rispetto agli assi geografici e all'inclinazione rispetto ad un piano orizzontale di riferimento.

Il secondo passo è la definizione delle zone termiche dell'edificio. Per ogni zona termica si richiede la specifica del volume, dei valori iniziali di temperatura e umidità relativa, e i dati necessari a valutare le variabili del sistema, quali: la portata di infiltrazione, i parametri del sistema di riscaldamento, i carichi interni, apporti di umidità, parametri degli impianti di ventilazione e raffrescamento, parametri di comfort degli abitanti. I parametri di progetto dell'impianto possono essere forniti in diversi modi: mediante un valore costante di set-point, mediante una schedule programmabile giornalmente per valori orari o settimanalmente per valori giornalieri, oppure mediante file di input esterni in formato testo.

Una volta definite le zone termiche è necessario descrivere le strutture murarie che le delimitano e i componenti finestrati in essi presenti. Lo strumento "Wall Type Manager" permette di modellare le pareti dell'edificio attraverso la descrizione degli strati che la compongono (layers): si forniscono per ognuno di essi lo spessore e il valore di trasmittanza termica e le caratteristiche del modello della parete si deducono dalla combinazione di quelle degli strati. In questa fase è possibile utilizzare gli elementi presenti nella libreria dei materiali oppure, allo scopo di mantenere una migliore aderenza tra modello e caso di studio, si possono creare gli strati ad hoc, sulla base delle caratteristiche della muratura reale. Si procede, in questo modo, a costruire tutte le pareti esterne ed interne dell'edificio, i solai e la falda del tetto. Ogni superficie deve poi essere correttamente allocata nello spazio dell'edificio, si deve definire se essa sia esterna, adiacente o di boundary. Una superficie "external" è di separazione tra la zona termica e l'ambiente esterno in questo caso deve essere specificato il proprio orientamento rispetto agli assi cardinali. Una superficie "adjacent", invece, è di separazione tra zone termiche differenti dell'edificio mentre una superficie "boundary" è a contatto con un ambiente le cui caratteristiche sono imposte dall'utente, esempio ne è il piano interrato, le cui pareti perimetrali confinano con il terreno a temperatura imposta. Per completare in modello dell'edificio non rimane che associare alle superfici esterne i componenti finestrati e eventuali porte di accesso: attraverso lo strumento "Window Type Manager" si forniscono la superficie lorda dell'infisso, la superficie del telaio e le sue caratteristiche di trasmittanza termica e

successivamente si definisce la struttura del vetro a camera. Anche in questo caso è possibile scegliere tra le alternative presenti nelle librerie di cui è fornito TRNSYS oppure creare il modello su misura.

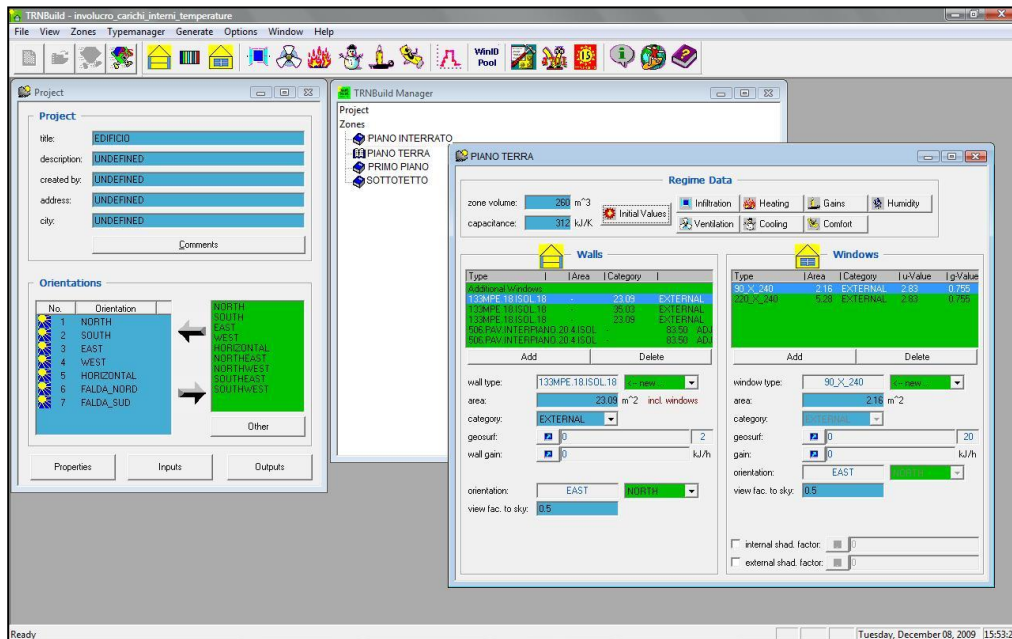


Figura 4.14: Schermata principale di TRNbuild, finestre di progetto, zone termiche e piano terra

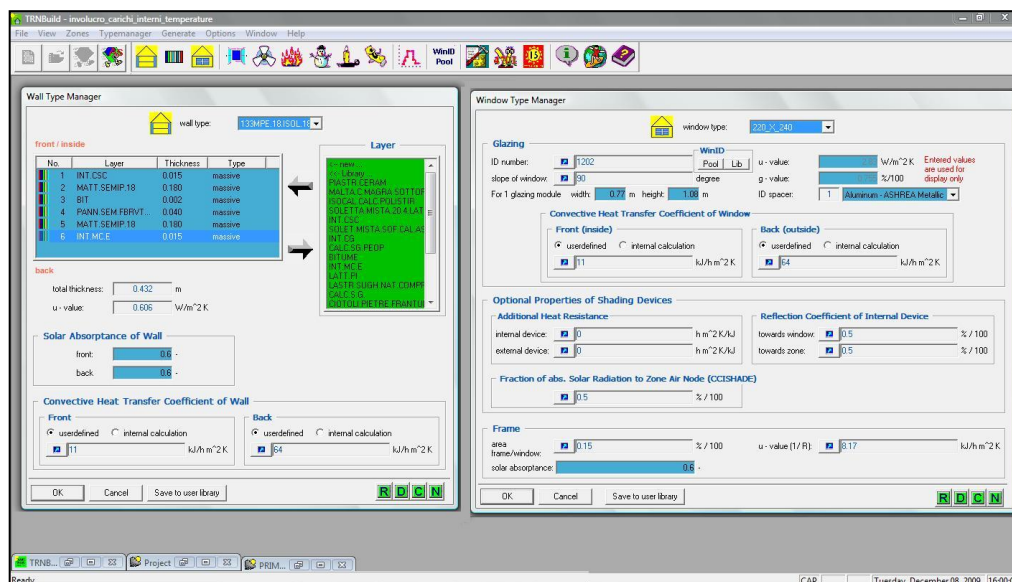


Figura 4.15: Funzionamento di TRNBuild, finestre degli strumenti "Wall type Manager" e "Windows type manager"

Completata la creazione del modello dell'involucro edilizio si devono introdurre condizioni e parametri per avviare la simulazione. La simulazione dinamica delle zone termiche viene realizzata sulla base di valori iniziali, valori al contorno e parametri imposti:

- condizioni iniziali: temperatura e umidità relativa della zona
- le condizioni al contorno:
  - temperature e umidità relative delle zone termiche adiacenti;
  - temperatura e umidità relativa dell'ambiente esterno;
  - apporto di calore dovuto alla radiazione solare incidente sulle superfici esterne;
- i parametri di progetto e d'impianto che influenzano le condizioni termo igrometriche della zona:
  - sistema di riscaldamento in condizioni invernali;
  - carichi interni di calore sensibile dovuti alla presenza di persone o all'utilizzo di elettrodomestici;
  - portata d'aria di ventilazione calcolata in funzione degli apporti di umidità dovuti alla presenza di persone.

I valori iniziali di temperatura e umidità, per ogni zona termica, sono stati impostati a 20 °C per la temperatura e 50% di umidità relativa.

I parametri che influenzano le condizioni termoigrometriche degli ambienti sono i carichi interni dovuti alla presenza di persone e elettrodomestici. Per la stima di carichi di tipo sensibile e degli apporti di umidità dovuti alla permanenza di persone negli ambienti si è presa da riferimento la norma UNI/TS 11300:2008-1.

Nel caso in esame è stata presa in esame una villetta bifamiliare, composta da due abitazioni affiancate e disposte su due piani. L'edificio è disposto secondo l'asse est-ovest e presenta una superficie in pianta di 200 m<sup>2</sup>.

Le caratteristiche delle murature costituenti l'involucro sono riportate sinteticamente nella Tabella 4.1. E' stato ipotizzato un ricambio costante d'aria pari a 0.5 volumi orari, comprensivi di infiltrazioni e comportamento degli occupanti (apertura di porte e finestre).

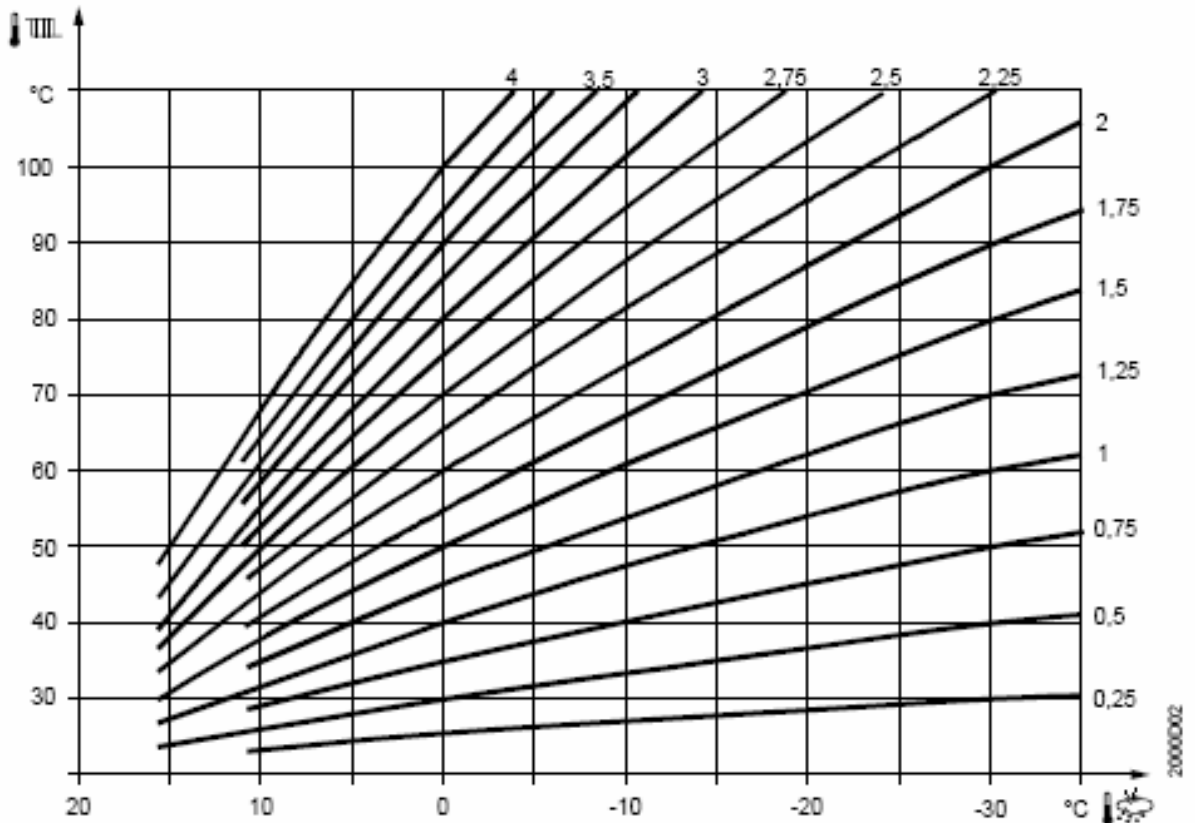
**Tabella 4.1: Caratteristiche sintetiche dell'involucro**

Elemento	Area [m <sup>2</sup> ]	Trasmittanza [W/(m <sup>2</sup> K)]
Pareti esterne	360	0.339
Pareti interne	460	0.819
Parete contro terra	200	0.291
Pavimento	200	0.801
Tetto	200	0.298
Infissi	15	2.269
Vetri	85	1.4

L'area netta calpestabile è pari a 338 m<sup>2</sup>, a cui corrisponde un volume netto di 1995 m<sup>3</sup>. La superficie disperdente è pari a 1160 m<sup>2</sup>, da cui deriva un rapporto S/V di 0.48.

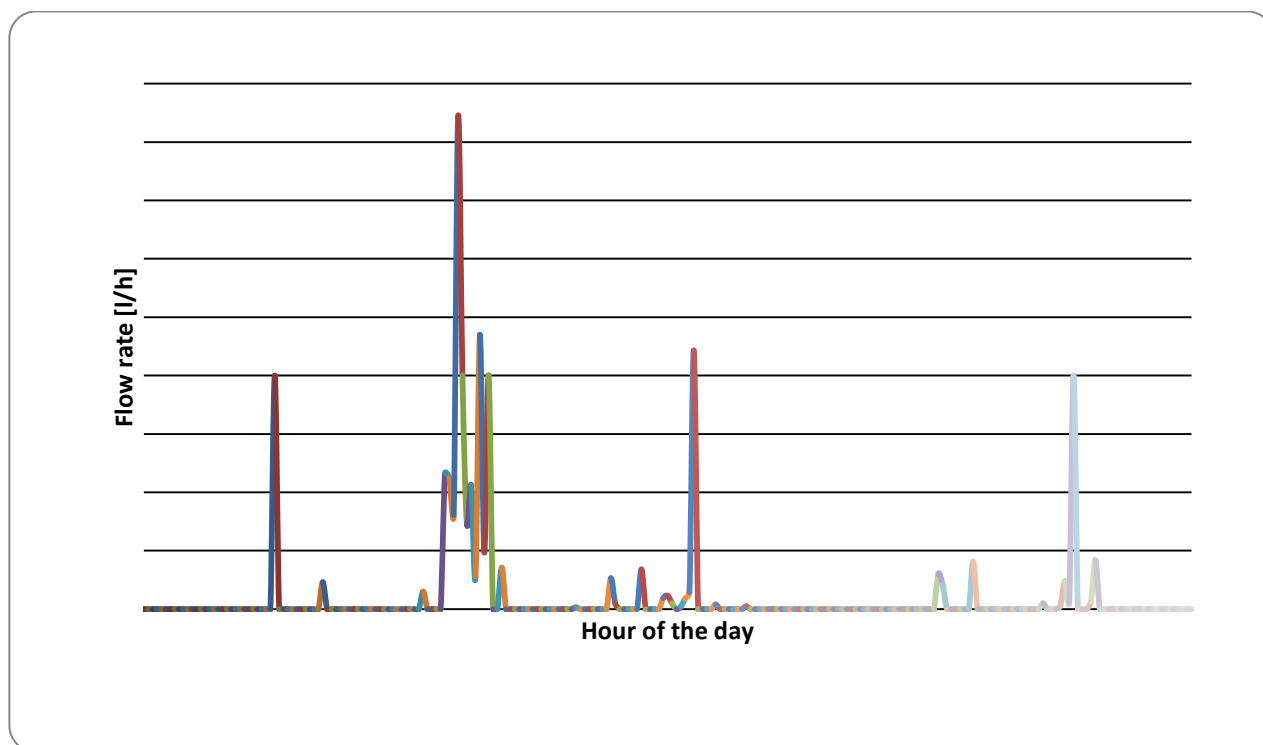
E' stata ipotizzata un'occupazione costante di tre persone per ogni unità abitativa e il carico termico corrispondente è stato ricavato secondo la norma UNI EN ISO 7730 [15]. I restanti carichi interni (elettrodomestici, illuminazione) sono stati fissati in modo da ottenere un carico interno complessivo in accordo con le indicazioni della UNI TS 11300-1[16] (450 W comprensivo di apparecchiature e occupanti per ogni abitazione).

Le zone riscaldate indipendenti sono quattro ed il terminale di impianto può essere costituito da pannelli radianti a pavimento oppure da radiatori. Ogni zona termica è controllata dal proprio termostato on-off, con isteresi di 0.5°C. I termostati sono regolati per mantenere un set-point di 20°C durante tutto il periodo di riscaldamento. La temperatura di mandata ai terminali d'impianto può essere regolata secondo logica climatica in funzione della temperatura esterna (si veda la Figura 4.16).



**Figura 4.16 : Famiglie di curve climatiche, useremo la curva 0.75**

Il fabbisogno medio giornaliero di acqua calda sanitaria è stato ricavato dalla UNI TS 11300-2 [17] (considerando singole unità abitative di 170 m<sup>2</sup> di area). La norma fornisce un consumo di 228 litri al giorno a 40°C, corrispondenti a 190 litri a 45°C. Sulla base di questo dato, è stato ricavato un profilo realistico di consumo, il cui profilo giornaliero è visibile in Figura 4.17. Il profilo è stato ottenuto per mezzo di un software sviluppato su base statistica dall'Università di Kassel (<http://www.uni-kassel.de/~solar>).



**Figura 4.17: Profilo di consumo di ACS**

Le caratteristiche geometriche e termiche dell'edificio sono state inserite all'interno del software di simulazione dinamica TRNSYS, in modo da poter ottenere una simulazione in cui edificio e impianto vengono simulati contemporaneamente come un unico sistema termico. Nelle diverse situazioni impiantistiche e climatiche verrà utilizzato sempre lo stesso involucro edilizio.

## **4.6. IMPIANTI TERMICI**

Come anticipato, impianto termico ed edificio sono stati simulati contemporaneamente all'interno di TRNSYS. L'analisi è stata effettuata considerando i climi di Palermo, Roma, Milano e Würzburg(Germania). Il dimensionamento è stato differenziato per gli impianti nelle diverse zone climatiche; dovendo valutare un'installazione reale, le macchine sono state scelte da catalogo, rispettando i criteri utilizzati in un dimensionamento pratico dell'impianto, a seconda del sistema analizzato e in funzione delle differenti località.

In questo lavoro verranno simulate due situazioni per quanto riguarda i terminali di emissione per il riscaldamento: pannelli radianti a pavimento e radiatori.

Nel caso dei pavimenti radianti la temperatura di mandata è regolata secondo una logica di compensazione in funzione della temperatura esterna secondo una delle curve climatiche riportate nella Figura 4.16. La portata d'acqua invece è fissa, il consenso alle pompe di circolazione è dato dai termostati ambiente che regolano indipendentemente le quattro zone.

Nel caso di radiatori ad alta temperatura, portata e temperatura di mandata sono fisse e sono gestite comunque quattro zone termiche indipendenti.

Entrambi i terminali sono stati simulati utilizzando un "active layer", ovvero un modello di layer presente all'interno dell'interfaccia TRNBuild. All'interno del layer è possibile definire il diametro, il passo e le caratteristiche del materiale dei tubi. Per riuscire a simulare il comportamento dei radiatori sono stati usati tubi di piccole dimensioni annegati in un materiale massiccio, la cui inerzia termica è stata definita in modo da essere equivalente a quella del contenuto d'acqua di un comune radiatore.

Presentiamo ora i diversi tipi di impianto che andremo ad analizzare in questo lavoro.

### **4.6.1. Impianto tradizionale con caldaia a condensazione (Impianto 1)**

Come impianto di riferimento è stato considerato un tradizionale impianto con caldaia a condensazione. Per questo tipo di impianto si è ipotizzato un accumulo di acqua calda sanitaria da 300 litri dotato di serpentino interno per l'allacciamento del circuito sanitario di caldaia. La centralina di caldaia gestisce la priorità sul circuito sanitario e la temperatura di mandata all'impianto di riscaldamento attraverso una curva climatica (nel caso di pannelli radianti).

I diversi circuiti dei terminali di emissione si allacciano al circuito primario per mezzo di collettori, rappresentati in Figura 4.19 da un separatore idraulico.

#### 4.6.2. Impianto dotato di caldaia e collettori solari termici (Impianto 2)

Per l'impianto con caldaia e collettori solari, alla caldaia a condensazione del caso base è stato integrato un sistema solare termico con pannelli solari a tubo di calore. In questo caso l'accumulo risulta maggiore (serbatoio da 500 litri) com'è consuetudine impiantistica per riuscire a sfruttare maggiormente la capacità del solare termico. L'accumulo è ancora dedicato alla sola preparazione di acqua calda sanitaria ed è dotato di un secondo serpentino nella parte inferiore per l'allacciamento del circuito solare termico. Il solare quindi non da alcun contributo per soddisfare il fabbisogno di riscaldamento. La logica di gestione per l'impianto solare è molto semplice e prevede l'accensione del circolatore quando la temperatura dell'acqua nei collettori è maggiore di quella nel serbatoio di almeno 8°C. Lo spegnimento avviene quando la stessa differenza di temperatura scende sotto ai 4°C, secondo una classica logica a isteresi rappresentata in Figura 4.18. Lo schema concettuale della configurazione dell'impianto è esposta in Figura 4.20.

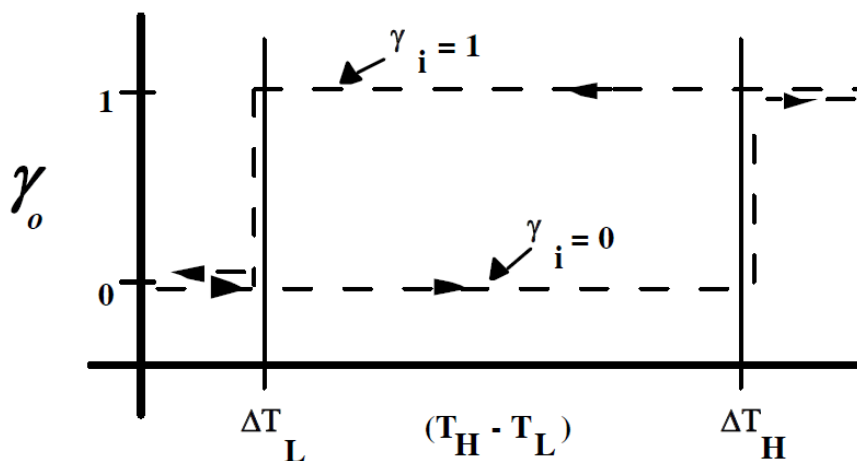


Figura 4.18: logica di un controllo a isteresi

#### 4.6.3. Impianto dotato di caldaia, pompa di calore e collettori solari termici (Impianto 3)

Questo tipo di impianto è dotato di un accumulo combinato di acqua tecnica ed è provvisto di quattro serpentini interni. I due serpentini superiori sono allacciati ai circuiti di caldaia per il riscaldamento e per la preparazione di acqua calda sanitaria. Il serpentino posto nella parte inferiore del serbatoio è allacciato al circuito solare. Infine un serpentino corrugato con grande superficie di scambio si sviluppa per l'intera altezza dell'accumulo e provvede alla preparazione istantanea di acqua calda sanitaria. Il circuito della pompa di calore è collegato al serbatoio in presa diretta, senza serpentini intermedi, al fine di massimizzare le prestazioni della pompa di calore che risentono in maniera sensibile dei livelli di temperatura. In questo modo si evita il salto termico

addizionale legato allo scambiatore e si lavora direttamente sull'acqua d'impianto. Il volume nominale dell'accumulo è di 500 litri.

La logica di gestione delle tre fonti prevede che la richiesta di preparazione di acqua calda sanitaria venga soddisfatta sempre dalla caldaia. La gestione del circolatore solare rimane la stessa descritta per la tipologia di impianto precedente.

La logica di funzionamento per il riscaldamento è quella tipica degli impianti bivalenti in parallelo, ovvero prevede che al di sopra di una certa temperatura la pompa di calore lavori da sola, in quanto la sua capacità è sufficiente a coprire il carico richiesto. Al di sotto di questa temperatura, che viene convenzionalmente indicata come temperatura bivalente, le due fonti, caldaia e pompa di calore, lavorano effettivamente in parallelo. Infine è definita una temperatura detta di cut-off, al di sotto della quale la pompa di calore viene spenta in quanto la sua efficienza energetica in termini di energia primaria risulta inferiore a quella della caldaia. Ne consegue naturalmente che la caldaia deve essere dimensionata in ogni caso per coprire il carico massimo. Lo schema d'impianto è proposto in Figura 4.21.

#### **4.6.4. Impianto dotato di pompa di calore e collettori solari termici (Impianto 4)**

In questo caso è utilizzato un accumulo di acqua calda sanitaria dotato di un serpentino inferiore dedicato al solare termico e di un serpentino ad ampia superficie di scambio collegato alla pompa di calore. Il volume nominale dell'accumulo risulta di 500 litri. La pompa di calore lavora anche direttamente sul circuito di riscaldamento, per il quale però non è possibile sfruttare il contributo solare. Si veda lo schema di questo tipo di impianto in Figura 4.22.

#### **4.6.5. Impianto dotato di sola pompa di calore elettrica (Impianto 5)**

L'accumulo di acqua calda sanitaria è dotato di un serpentino interno ad ampia superficie di scambio per l'allacciamento con la pompa di calore. Il volume adottato in questo caso è di 300 litri. Il circuito di riscaldamento invece è collegato direttamente alla macchina. Lo schema è riportato in Figura 4.23.

#### **4.6.6. Impianto dotato di pompa di calore ad assorbimento (Impianto 6)**

Verrà utilizzata la stessa configurazione di impianto proposta per la sola pompa di calore, lo schema relativo perciò è lo stesso proposto in Figura 4.23.

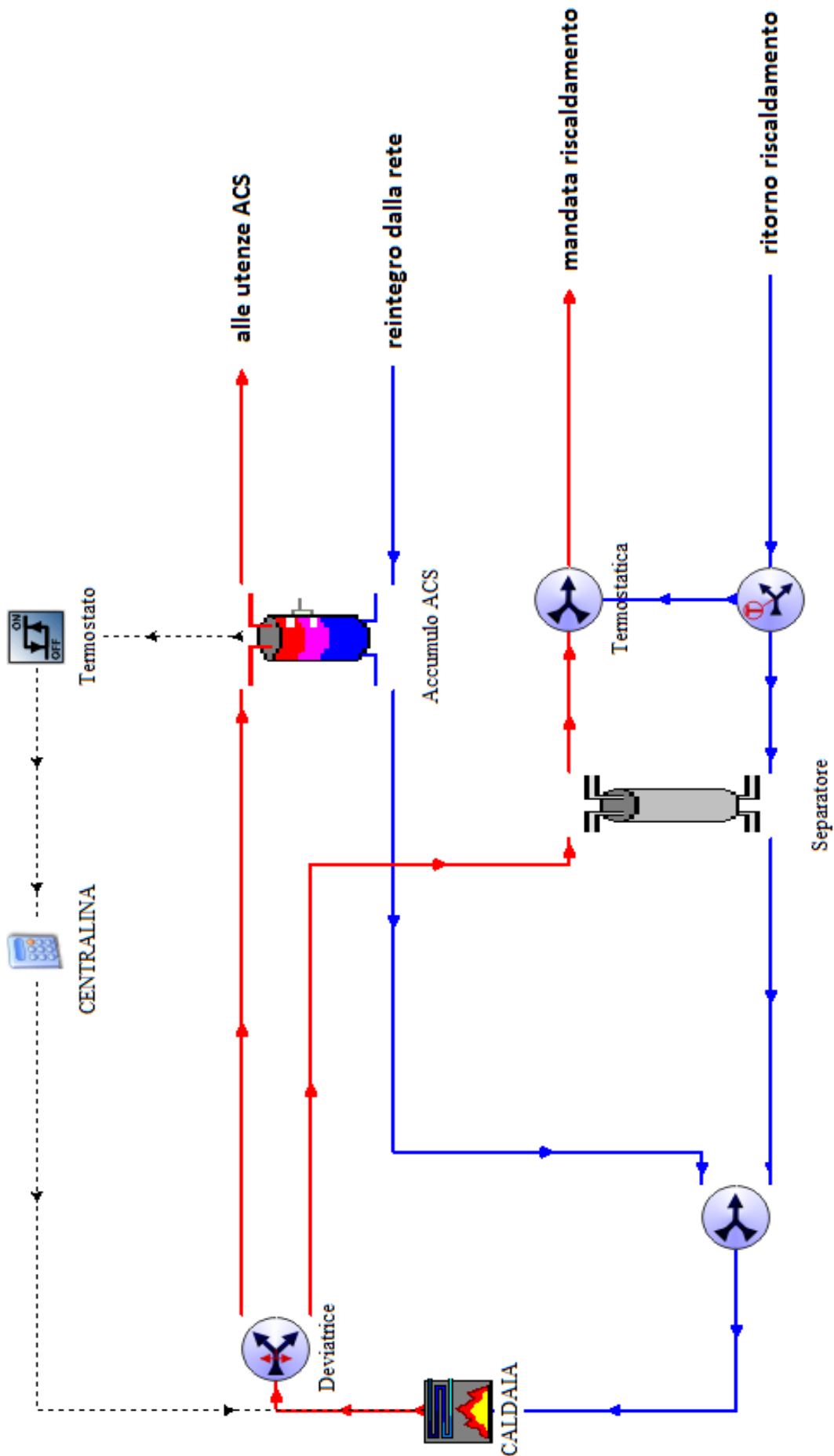


Figura 4.19: Impianto di riferimento con caldaia a condensazione

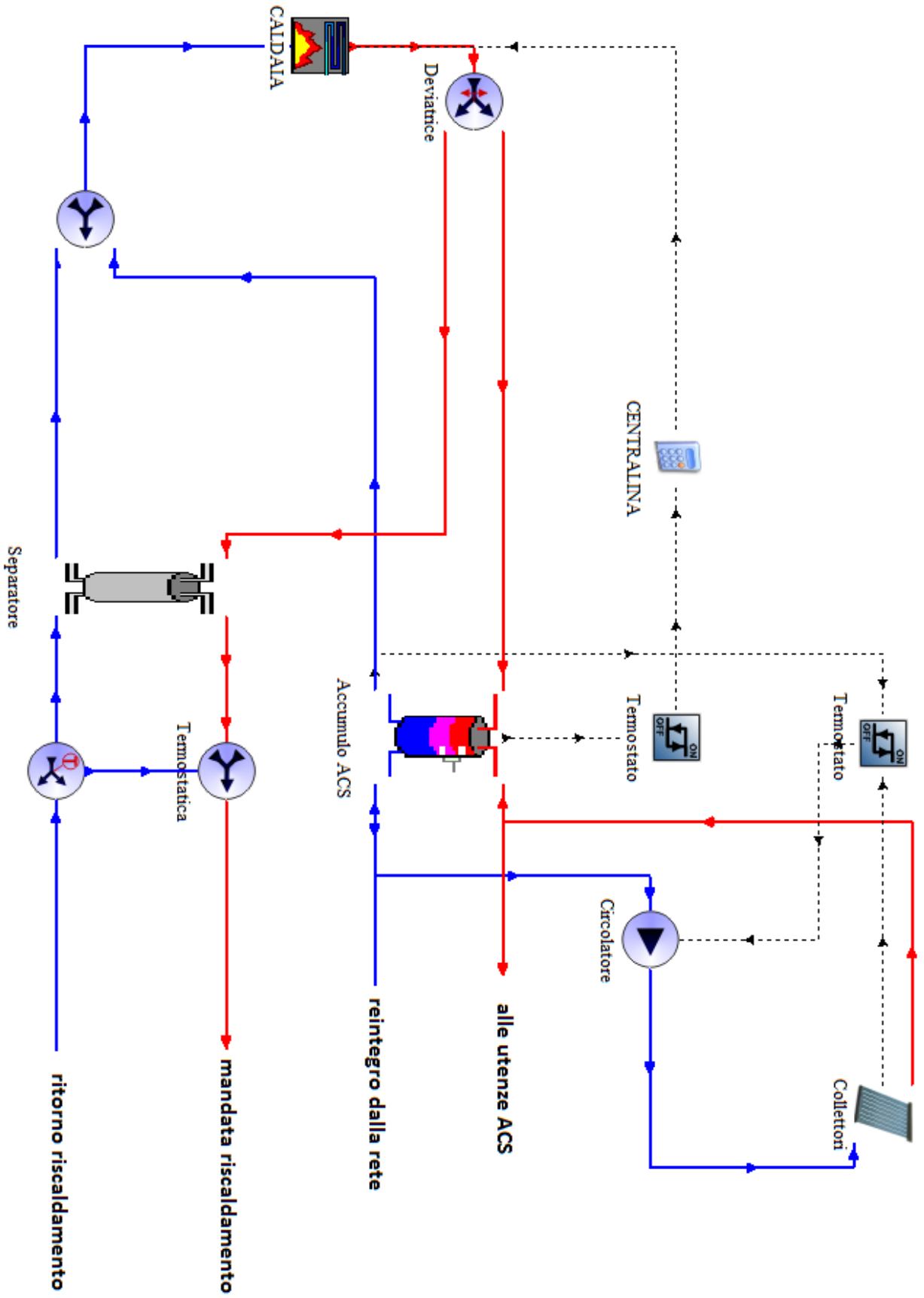


Figura 4.20: Impianto con caldaia a condensazione e integrazione solare

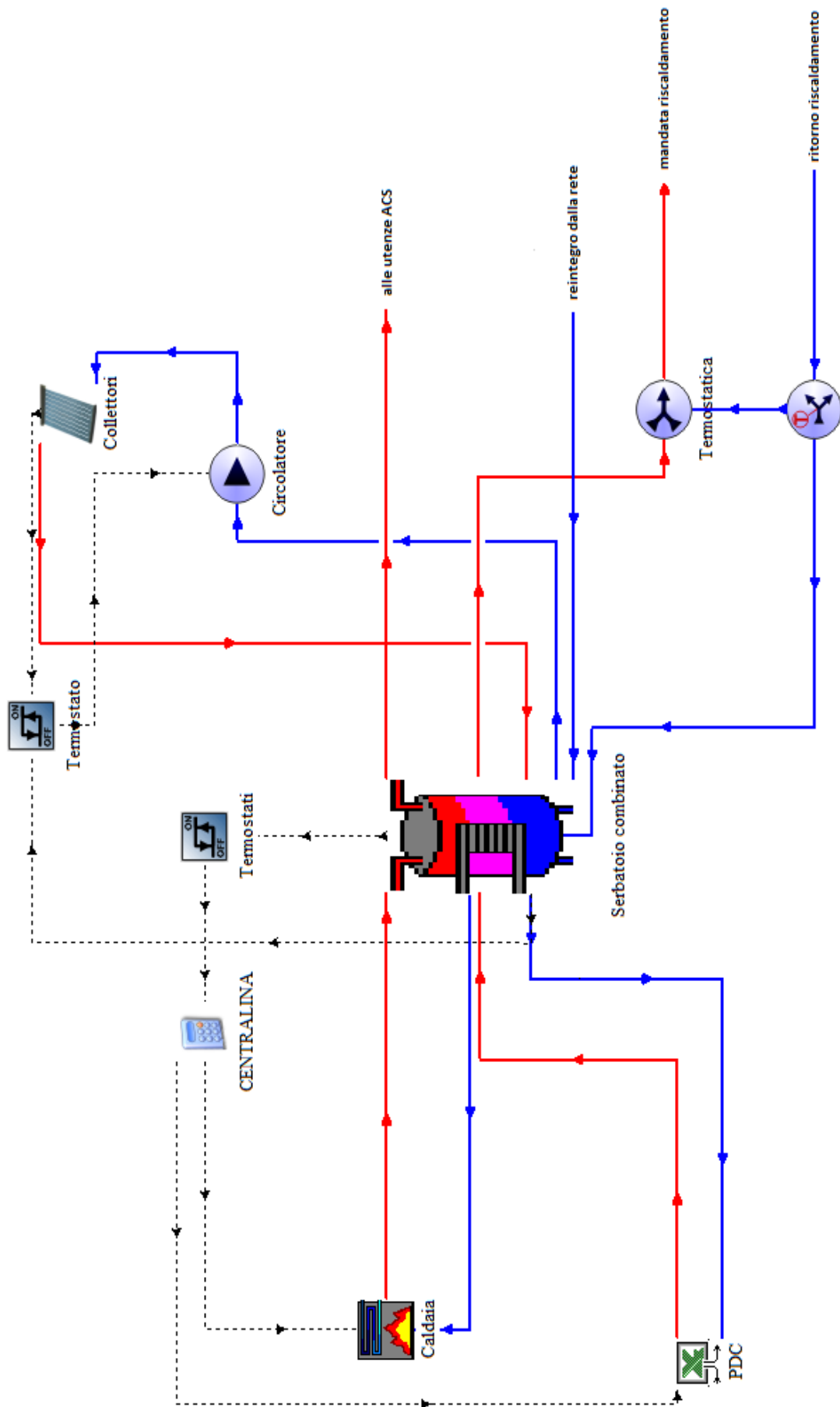


Figura 4.21: Impianto ibrido con caldaia, solare termico e pompa di calore

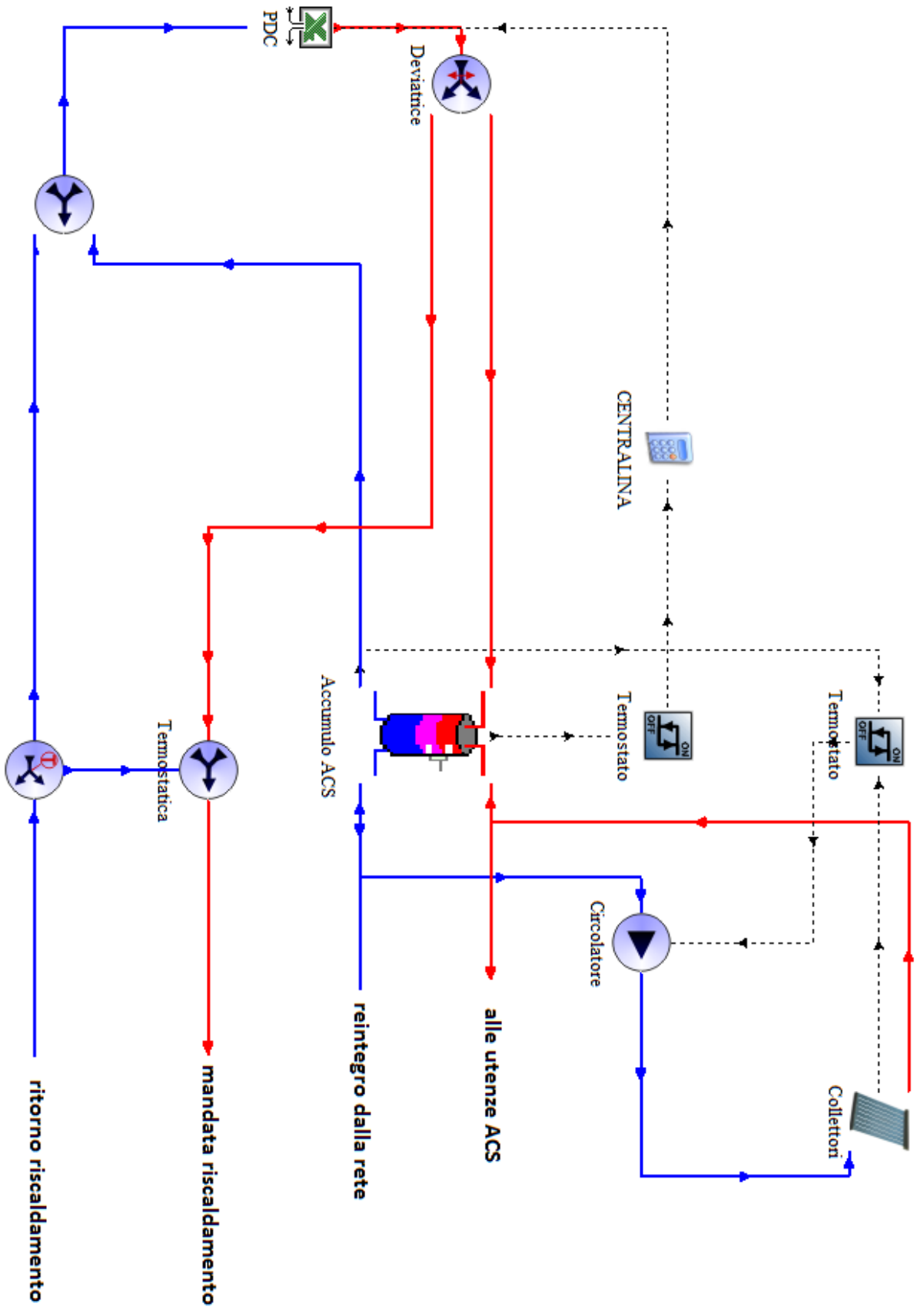


Figura 4.22: Impianto con pompa di calore e integrazione solare

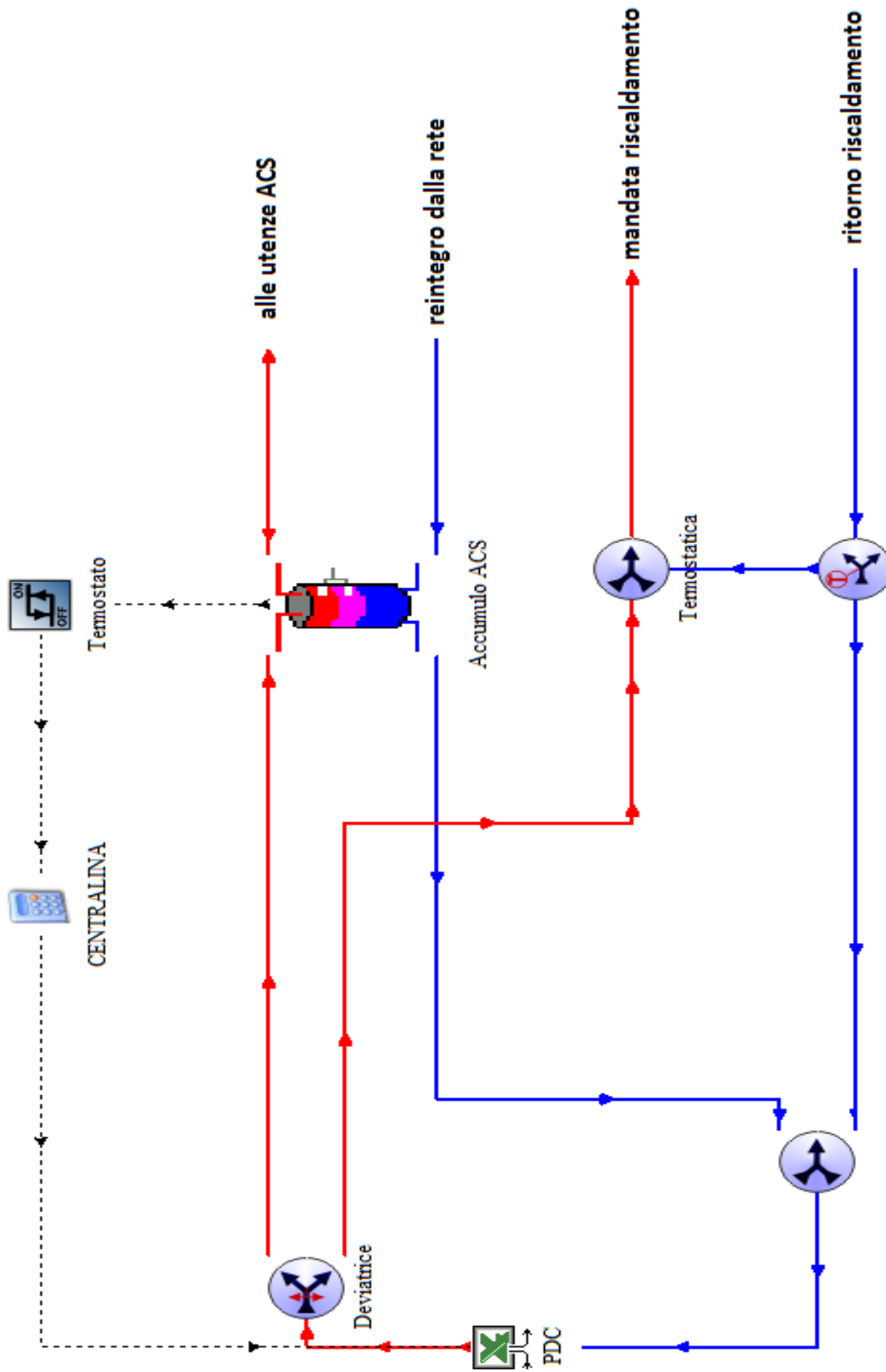


Figura 4.23: Impianto con sola pompa di calore

#### 4.7. PARAMETRI DI INTERESSE

Al fine di confrontare in maniera più immediata le prestazioni degli impianti presentati, si valuteranno in particolar modo i parametri di interesse elencati nel seguito confrontandoli col caso di impianto con sola caldaia su base annuale.

- Fabbisogno di energia primaria (FEP) per metro quadro di superficie utile [ $\text{kWh}_p/\text{m}^2$ ];
- Produzione di  $\text{CO}_2$  equivalente [ $\text{kg}/\text{m}^2$ ];
- Energia termica bruciata in caldaia [ $\text{kWh}_t/\text{m}^2$ ];
- Rendimento medio stagionale della caldaia;
- Energia termica ottenuta dal sistema solare [ $\text{kWh}_t/\text{m}^2$ ];
- Efficienza stagionale del sistema solare termico;
- Energia termica fornita dalla pompa di calore [ $\text{kWh}_t/\text{m}^2$ ];
- Consumo di energia elettrica totale [ $\text{kWh}_e/\text{m}^2$ ];
- COP medio stagionale
- Energia rinnovabile complessiva [ $\text{kWh}_t/\text{m}^2$ ];
- Rapporto di energia primaria equivalente,  $\text{REP}_{\text{eq}}$ ;
- COP equivalente relativo all'intero impianto,  $\text{COP}_{\text{eq}}$ ;
- Risparmio economico nei costi energetici [€].

L'energia rinnovabile da fonte aerotermica (ovvero relativa alla pompa di calore) è definita da:

$$E_{\text{rinn}} = E_{\text{termica}} \cdot \left(1 - \frac{1}{\text{SPF}}\right) \quad (4.6)$$

essendo:

- $E_{\text{termica}}$  l'energia termica fornita dalla pompa di calore;
- SPF il Seasonal Performance Factor o COP medio stagionale.

Ora, secondo il D.Lgs. 28/11, quest'energia viene considerata rinnovabile se  $\text{SPF} > 1.15 \cdot (1/\text{REP})$ , essendo REP il rendimento di trasformazione dell'energia termica in energia elettrica calcolato considerando il potere calorifico inferiore del combustibile e il rendimento di distribuzione attraverso la rete elettrica, e che viene fissato convenzionalmente per tutta l'Europa a 0,4. Tenendo conto quindi del coefficiente di maggiorazione del 15%, risulta che il COP minimo per avere energia considerata rinnovabile è 2,875. In questa situazione limite però l'energia da fonte rinnovabile è già pari al 65% dell'energia termica prodotta dalla pompa di calore. Pertanto in questo studio non verrà considerata alcuna limitazione nel computo dell'energia rinnovabile, e il calcolo porterà alla stima della reale quantità di rinnovabile sfruttata. Nei confronti che verranno fatti fra le varie configurazioni d'impianto studiate, verrà considerato come caso di riferimento

l'impianto con sola caldaia a condensazione. Nel computo del risparmio di energia primaria perciò, si farà riferimento al risparmio rispetto a questo specifico caso. Ne deriva quindi che la percentuale di energia rinnovabile potrà non essere il complemento a uno del risparmio di energia primaria, dato che l'efficienza della caldaia nelle diverse configurazioni può essere diversa.

Inoltre cercheremo di definire un parametro che tenga conto della prestazione combinata di pompa di calore e caldaia. A tal fine sono state definite le prestazioni globali del sistema introducendo il parametro  $REP_{eq}$ , ovvero un rapporto di energia primaria equivalente, definito come il rapporto fra l'energia termica richiesta dall'edificio e il consumo di energia primaria:

$$REP_{eq} = \frac{E_{edificio}}{E_{el} \cdot REP_{el} + E_{gas} \cdot REP_{gas}} \quad (4.7)$$

Questo parametro dà una misura dell'efficienza con cui viene sfruttata l'energia primaria ai fini del riscaldamento, ed è tanto migliore quanto più cresce il parametro. Risulta evidente che non compare in nessun modo il contributo solare, quindi è adatto per confrontare l'efficienza di impianti che comprendono solamente caldaie e pompe di calore, altrimenti resta comunque una misura di efficienza globale ma è rappresentativo solo in maniera qualitativa. Un esempio esplicativo può essere il confronto fra due impianti composti da caldaie con rendimenti molto diversi, e integrati con un numero diverso di collettori solari. Il parametro  $REP_{eq}$  potrebbe suggerire che l'impianto migliore sia quello con maggior numero di collettori solari, che in termini assoluti è vero, ma non mi permette di confrontare l'efficienza della caldaie nei due impianti.

E' stato inoltre definito anche un  $COP_{eq}$  relativo all'intero impianto e definito come:

$$COP_{eq} = \frac{E_{edificio}}{E_{el} + \frac{E_{gas} \cdot REP_{gas}}{REP_{el}}} \quad (4.8)$$

Questo parametro è in qualche modo il COP del sistema. Tutta l'energia consumata per riscaldare viene riportata ad un equivalente elettrico, in tal modo è possibile confrontare l'efficienza di diverse tecnologie, oppure di un mix di tecnologie, con il medesimo parametro utilizzato per definire le prestazioni di una pompa di calore. Ad esempio una caldaia con rendimento unitario avrebbe un  $COP_{eq}$  pari a 2.27. Per quanto riguarda il contributo solare, vale lo stesso discorso fatto per il  $REP_{eq}$ , ovvero questo parametro resta rappresentativo dell'efficienza ma solo in maniera qualitativa. Fissiamo convenzionalmente  $REP_{gas}$  pari a 1,1 e  $REP_{el}$  pari a 2,5 come valore accettato nella maggior parte del continente europeo.

## 4.8. RISULTATI

### 4.8.1. Palermo

La stagione di riscaldamento va dal 1 Dicembre al 31 Marzo.

Analizziamo in primis i risultati riguardanti il riscaldamento e la produzione di acqua calda sanitaria considerando come terminali di emissione dei pannelli radianti a pavimento.

Il fabbisogno di riscaldamento teorico valutato con TRNSYS al fine di mantenere una temperatura di 20°C durante la stagione di riscaldamento ammonta a circa 1570 kWh, ovvero 4.7 kWh/m<sup>2</sup> anno.

Nel grafico in Figura 4.24 è riportato il cumulativo di carico per la stagione invernale, si vede che la massima potenza richiesta per il riscaldamento ammonta a circa 6 kW.

Il fabbisogno teorico estivo è stato valutato come quello necessario a mantenere una temperatura di 26°C a partire da un mese dopo la fine della stagione di riscaldamento fino ad un mese prima del suo inizio. Questo è risultato essere pari a circa 11500 kWh/anno, per una potenza massima di circa 10 kW.

Parlando di fabbisogno teorico intendiamo il fabbisogno valutato senza considerare i rendimenti di regolazione, emissione, distribuzione e generazione. Si tratta in pratica della valutazione delle sole dispersioni dell'edificio.

Il fabbisogno di energia per la preparazione di acqua calda sanitaria è convenzionalmente lo stesso per ogni configurazione impiantistica e per ogni clima considerato, anche se questo non sarebbe del tutto esatto, ed ammonta a 4855 kWh/anno (secondo la UNI TS 11300-2).

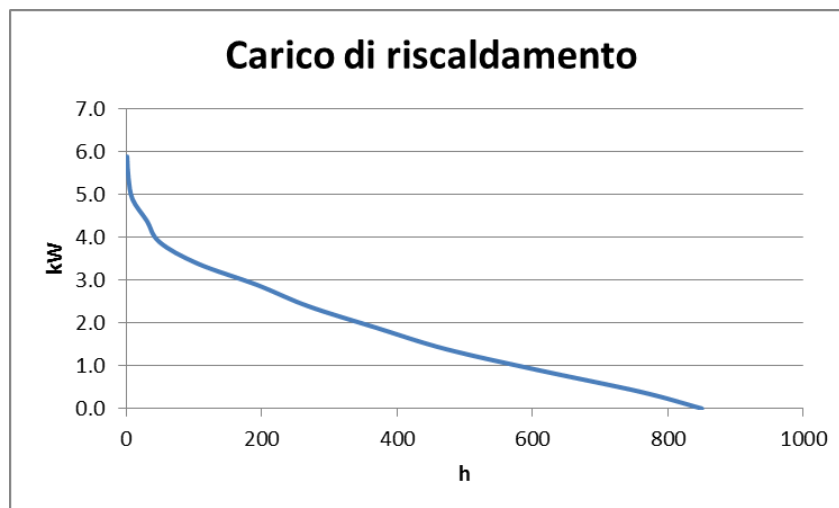


Figura 4.24: Cumulativo di carico invernale per Palermo

Nel dimensionamento delle macchine costituenti l'impianto ci baseremo su questi dati, scegliendo la prima taglia disponibile da catalogo di potenza superiore. In ogni caso, a seguito della simulazione si controlla se il servizio di acqua calda sanitaria e riscaldamento risultano soddisfatti, nel caso contrario la potenza delle macchine viene aumentata fino a che non si ottiene il comfort previsto.

In Tabella 4.2 sono riportati i dimensionamenti delle apparecchiature per i diversi impianti termici considerati. Alcune osservazioni sul dimensionamento sono necessarie:

- la potenza della caldaia nell'impianto 3 è stata scelta più elevata per il semplice fatto che si tratta della taglia minima disponibile per questo tipo di impianto, che viene fornito come pacchetto;
- la taglia della pompa di calore, di cui si riporta la potenza nominale alle condizioni standard di aria esterna a 7°C e acqua prodotta a 35°C, è stata scelta in modo da essere in grado di coprire il carico di raffrescamento estivo nel caso dell'impianto 3. Infatti si tratta di una macchina frigorifera reversibile e la filosofia di questo tipo di impianto prevede che la pompa di calore sia un sistema di integrazione affiancato sempre alla caldaia;
- nel caso degli impianti 4 e 5 la potenza della pompa di calore è invece determinata dal carico massimo da coprire, sia esso quello invernale o quello estivo.

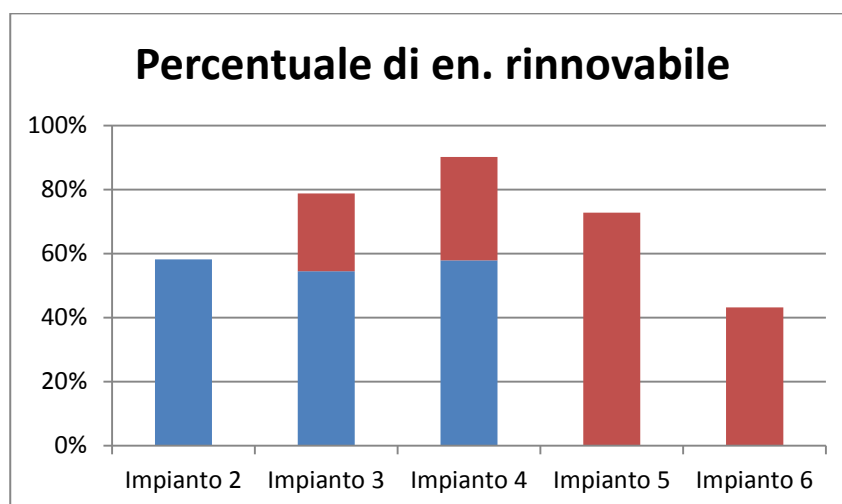
Parlando di rendimento globale dell'impianto risultano comprese le perdite dovute alla dispersione dei serbatoi e le inefficienze energetiche dovute alla termostatazione degli ambienti e degli accumuli (rendimento di regolazione) e i rendimenti di generazione, distribuzione e di emissione. L'efficienza del sistema solare termico è calcolata come radiazione solare totale incidente i pannelli divisa per l'energia effettivamente captata. Questo parametro non è indicativo solamente della qualità dei pannelli, ma anche dall'effettiva possibilità di sfruttare l'energia solare entrante: banalmente se un impianto è sovradimensionato questo parametro cala perché non c'è la possibilità di sfruttare il calore. La Tabella 4.3 seguente riassume i risultati della simulazione considerando come terminali di emissione un pavimento radiante.

Tabella 4.2: Dimensionamento degli impianti a Palermo

	<b>Caldaia</b>	<b>Pompa di calore</b>	<b>Solare termico</b>	<b>Accumulo</b>
<b>Impianto 1</b>	12 kW	-	-	300 litri
<b>Impianto 2</b>	12 kW	-	3 pannelli	500 litri
<b>Impianto 3</b>	25 kW	12 kW	3 pannelli	500 litri
<b>Impianto 4</b>	-	12 kW	3 pannelli	500 litri
<b>Impianto 5</b>	-	12 kW	-	300 litri
<b>Impianto 6</b>	-	12 kW	-	300 litri

Tabella 4.3: Risultati delle simulazioni per impianto a bassa temperatura a Palermo

<b>Bassa temperatura</b>	<b>Impianto 1</b>	<b>Impianto 2</b>	<b>Impianto 3</b>	<b>Impianto 4</b>	<b>Impianto 5</b>	<b>Impianto 6</b>
<b>En. termica caldaia [kWh]</b>	7313	3250	1126	-	-	4148
<b>Rendimento caldaia</b>	1.01	1.02	0.95	-	-	0.90
<b>En. termica solare [kWh]</b>	-	4529	4124	4540	-	-
<b>En. termica PDC [kWh]</b>	-	-	2321	3307	7347	7308
<b>COP</b>	-	-	4.85	4.30	3.67	1.59
<b>Consumo elettrico [kWh]</b>	76	38	490	769	2000	301
<b>FEP [kWh/m<sup>2</sup>]</b>	24.1	10.6	7.5	5.7	14.8	17.2
<b>CO<sub>2</sub> eq [kg]</b>	1520	671	494	394	1025	1099
<b>REP<sub>eq</sub></b>	0.90	2.17	2.99	4.08	1.47	1.97
<b>COP<sub>eq</sub></b>	2.25	5.41	7.49	10.21	3.67	4.92
<b>Rendimento impianto [%]</b>	87.6	82.5	84.4	81.7	87.4	87.9
<b>Efficienza solare [%]</b>	-	38.1	34.7	38.2	-	-
<b>En. Rinnovabile [kWh]</b>	-	4529	5966	7077	5347	3160
<b>Stima costo annuo [€]</b>	475	210	157	127	330	345



**Figura 4.25: Percentuale di rinnovabile sul fabbisogno di energia totale**

Un'altra osservazione sulla qualità del sistema edificio impianto può essere fatta osservando i grafici seguenti, che riassumono le prestazioni del sistema in termini di energia primaria. Come si vede dal grafico in Figura 4.26, l'adozione di soli pannelli solari in questa zona climatica porta già a ridurre il fabbisogno di energia primaria di oltre il 50%, l'integrazione con pompa di calore porta a una riduzione che sfiora il 70%. È interessante osservare che gli impianti composti dalle sole pompe di calore presentano le peggiori prestazioni fra quelli analizzati. Questo potrebbe sembrare strano dato che la pompa di calore si trova a lavorare in riscaldamento con temperature esterne piuttosto alte rispetto ad altri climi, quindi con maggiore efficienza. Si osservi però che nel caso di Palermo il fabbisogno di riscaldamento teorico ammonta a circa un terzo del fabbisogno per la produzione di acqua calda sanitaria, perciò la pompa di calore lavora per lo più ad alte temperature di condensazione, da cui la bassa efficienza stagionale.

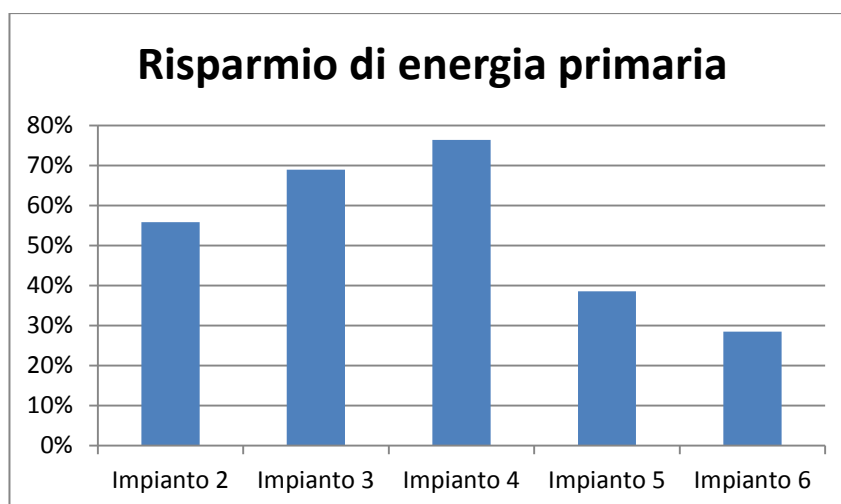


Figura 4.26: REP rispetto al caso di riferimento

Altra osservazione può essere fatta osservando il grafico in Figura 4.27 a seguire, in cui si riassumono i consumi di energia primaria in termini assoluti. Come si vede, a fronte di una riduzione percentuale di oltre il 50%, come nel caso dell'impianto con caldaia e solare termico, la riduzione di energia primaria ammonta ad appena 14 kWh/m<sup>2</sup>-anno, quindi viene da chiedersi quanto valga la pena spingersi con impianti ad alta efficienza energetica in un caso come quello di Palermo. Tanto più che osservando il grafico in Figura 4.25, si vede come l'adozione della pompa di calore comporta anche una riduzione dello sfruttamento dell'energia solare.

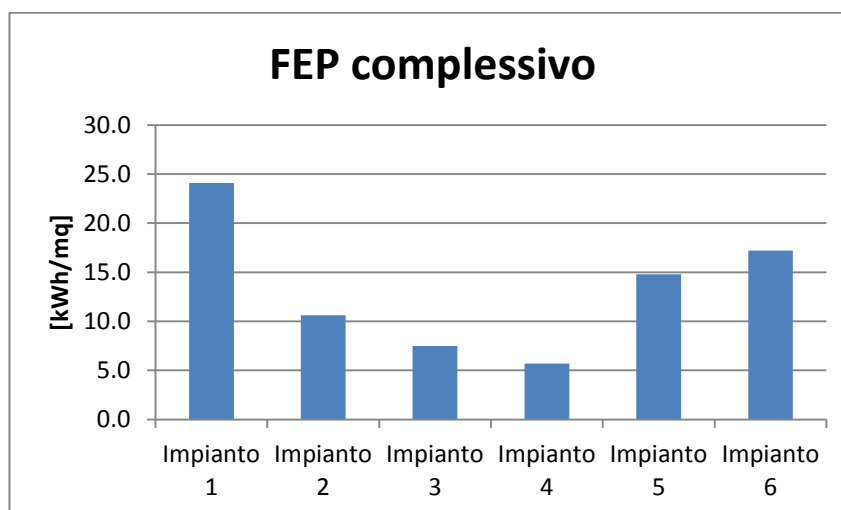


Figura 4.27: Fabbisogno di energia primaria totale

Seguono nella Tabella 4.4 e nei grafici in Figura 4.28, 4.29 e 4.30 i risultati delle simulazioni considerando dei radiatori come terminali di emissione.

**Tabella 4.4: Risultati delle simulazioni per impianto ad alta temperatura a Palermo**

<b>Alta temperatura</b>	<b>Impianto 1</b>	<b>Impianto 2</b>	<b>Impianto 3</b>	<b>Impianto 4</b>	<b>Impianto 5</b>	<b>Impianto 6</b>
<b>En. termica caldaia [kWh]</b>	7126	2990	581	-	-	4449
<b>Rendimento caldaia</b>	0.98	0.98	0.95	-	-	0.90
<b>En. termica solare [kWh]</b>	-	4527	4002	4540	-	-
<b>En. termica PDC [kWh]</b>	-	-	2866	3137	7136	7113
<b>COP</b>	-	-	2.82	3.91	3.55	1.44
<b>Consumo elettrico [kWh]</b>	71	47	1022	803	2010	310
<b>FEP [kWh/m<sup>2</sup>]</b>	24.2	10.3	9.5	5.9	14.9	18.4
<b>CO<sub>2</sub> eq [kg]</b>	1529	652	649	411	1030	1172
<b>RE<sub>eq</sub></b>	0.87	2.16	2.31	3.83	1.42	1.86
<b>COP<sub>eq</sub></b>	2.18	5.39	5.77	9.57	3.55	4.65
<b>Rendimento impianto [%]</b>	90.0	85.4	86.2	83.5	90.0	90.3
<b>Efficienza solare [%]</b>	-	38.1	33.7	38.2	-	-
<b>En. Rinnovabile [kWh]</b>	-	4527	5852	6875	5126	2665
<b>Stima costo annuo [€]</b>	900	625	423	389	596	669

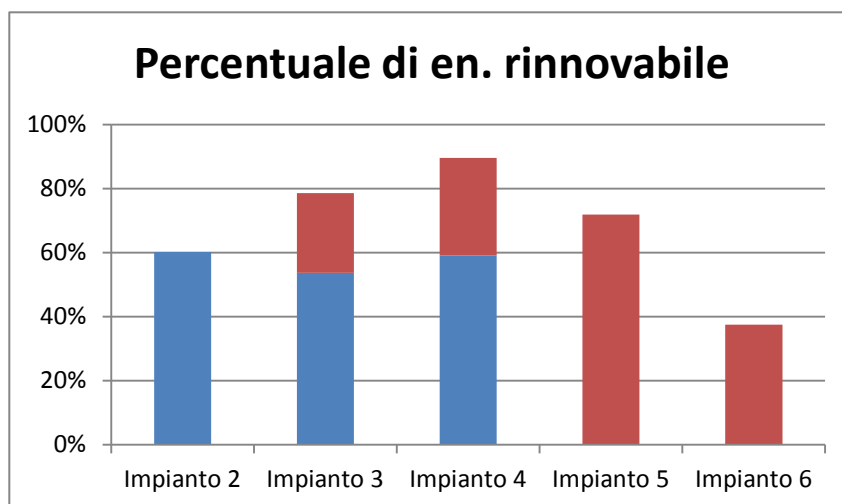


Figura 4.28: Percentuale di rinnovabile sul fabbisogno di energia totale

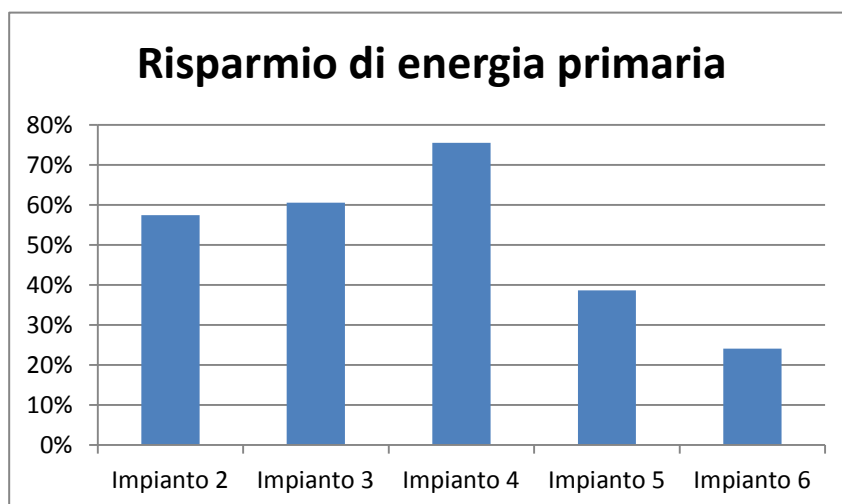


Figura 4.29: REP rispetto al caso di riferimento

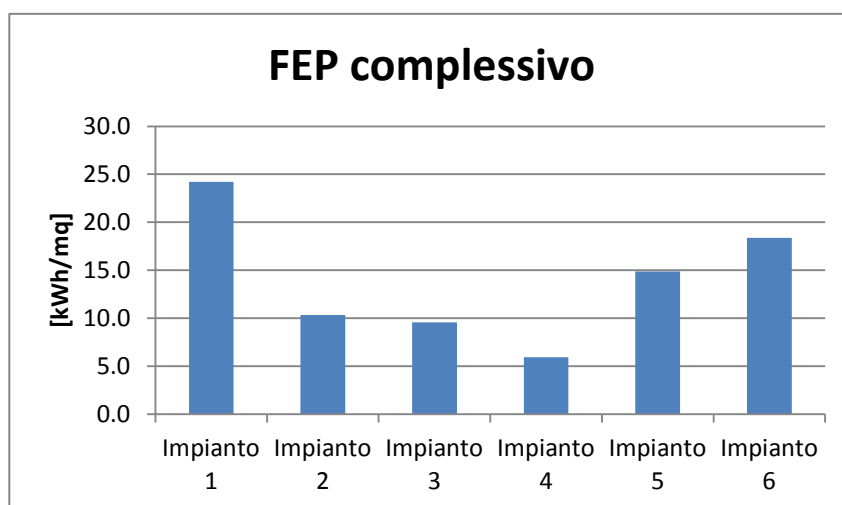


Figura 4.30: Fabbisogno di energia primaria totale

#### 4.8.2. Roma

Nella zona climatica di Roma la stagione di riscaldamento va dal 15 Novembre al 31 Marzo.

Il fabbisogno di energia per la preparazione di acqua calda sanitaria è convenzionalmente lo stesso per ogni configurazione impiantistica e per ogni clima considerato, anche se questo non sarebbe del tutto esatto, ed ammonta a 4855 kWh/anno (secondo la UNI TS 11300-2).

Il fabbisogno di riscaldamento teorico valutato con TRNSYS al fine di mantenere una temperatura di 20°C durante la stagione di riscaldamento ammonta a circa 7015 kWh, ovvero 20.7 kWh/m<sup>2</sup> anno.

Nel grafico di Figura 4.31 è riportato il cumulativo di carico per la stagione invernale, si vede che la massima potenza richiesta per il riscaldamento ammonta a circa 9 kW.

Il fabbisogno teorico estivo è stato valutato come quello necessario a mantenere una temperatura di 26°C a partire da un mese dopo la fine della stagione di riscaldamento fino ad un mese prima del suo inizio. Questo è risultato essere pari a circa 6340 kWh/anno, con una potenza massima richiesta attorno ai 9 kW.

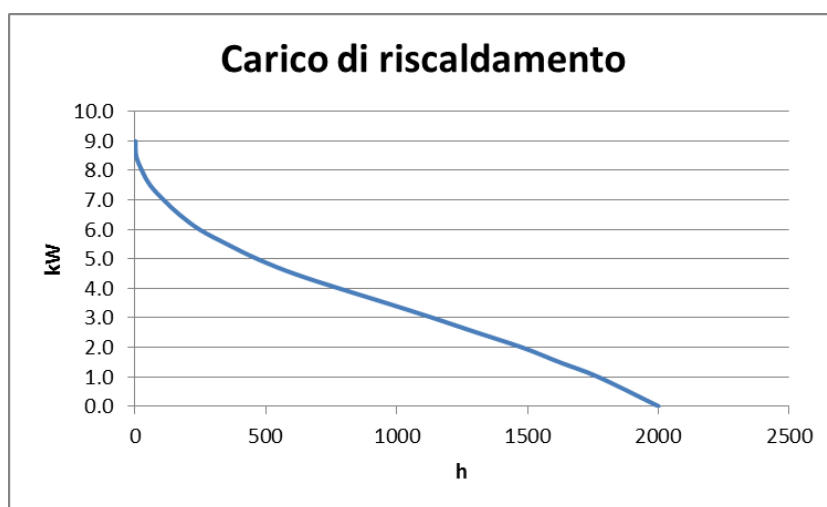


Figura 4.31: Cumulativo di carico invernale per Roma

Come conseguenza dei carichi estivo e invernale ottenuti, si vedano in Tabella 4.5 i dimensionamenti proposti per i diversi impianti nella zona climatica di Roma.

Tabella 4.5 - Dimensionamento degli impianti a Roma

	<b>Caldaia</b>	<b>Pompa di calore</b>	<b>Solare termico</b>	<b>Accumulo</b>
<b>Impianto 1</b>	12 kW	-	-	300 litri
<b>Impianto 2</b>	12 kW	-	3 pannelli	500 litri
<b>Impianto 3</b>	25 kW	12 kW	3 pannelli	500 litri
<b>Impianto 4</b>	-	12 kW	3 pannelli	500 litri
<b>Impianto 5</b>	-	12 kW	-	300 litri
<b>Impianto 6</b>	-	12 kW	-	300 litri

Si riportano in Tabella 4.6 i risultati delle simulazioni per quanto riguarda la distribuzione a bassa temperatura con pannelli a pavimento. Dall'osservazione dei grafici in Figura 4.32, Figura 4.33 e Figura 4.34, si riscontra lo stesso andamento qualitativo visto nel caso di Palermo. Da evidenziare che in questo caso l'adozione del solo solare come fonte rinnovabile, non permette di coprire il 50% del fabbisogno termico con energia rinnovabile.

Tabella 4.6: Risultati delle simulazioni per impianto a bassa temperatura a Roma

<b>Bassa temperatura</b>	<b>Impianto 1</b>	<b>Impianto 2</b>	<b>Impianto 3</b>	<b>Impianto 4</b>	<b>Impianto 5</b>	<b>Impianto 6</b>
<b>En. termica caldaia [kWh]</b>	13872	9871	1690	-	-	7928
<b>Rendimento caldaia</b>	1.01	1.04	0.96	-	-	0.90
<b>En. termica solare [kWh]</b>	-	4397	4014	4383	-	-
<b>En. termica PDC [kWh]</b>	-	-	8104	9924	13874	13819
<b>COP</b>	-	-	4.34	4.21	3.84	1.57
<b>Consumo elettrico [kWh]</b>	121	88	1883	2359	3609	637
<b>FEP [kWh/m<sup>2</sup>]</b>	45.6	31.7	19.6	17.4	26.7	33.4
<b>CO<sub>2</sub> eq [kg]</b>	2880	2000	1325	1209	1850	2133
<b>REP<sub>eq</sub></b>	0.90	1.33	2.08	2.43	1.54	1.93
<b>COP<sub>eq</sub></b>	2.25	3.33	5.20	6.07	3.84	4.82
<b>Rendimento impianto [%]</b>	85.5	83.1	85.6	82.8	85.5	85.8
<b>Efficienza solare [%]</b>	-	37.9	34.6	37.8	-	-
<b>En. Rinnovabile [kWh]</b>	-	4397	10250	11949	10265	5891
<b>Stima costo annuo [€]</b>	900	625	423	389	596	669

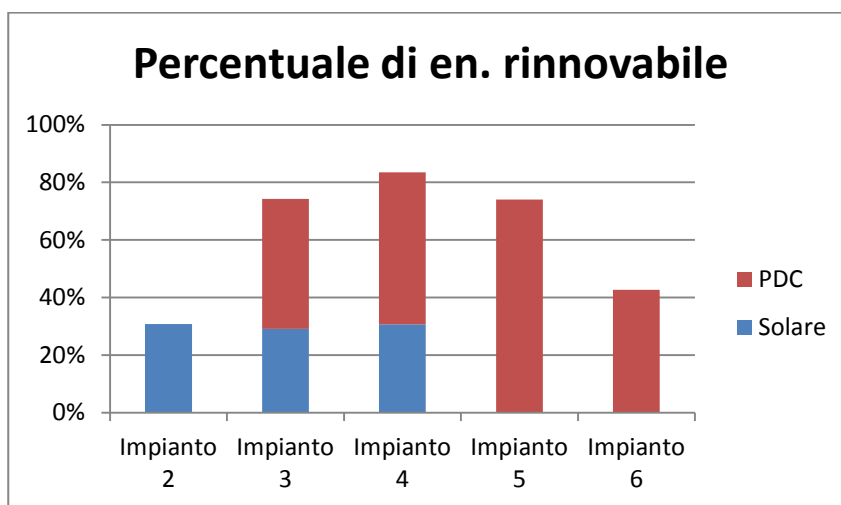


Figura 4.32: Percentuale di rinnovabile sul fabbisogno di energia totale

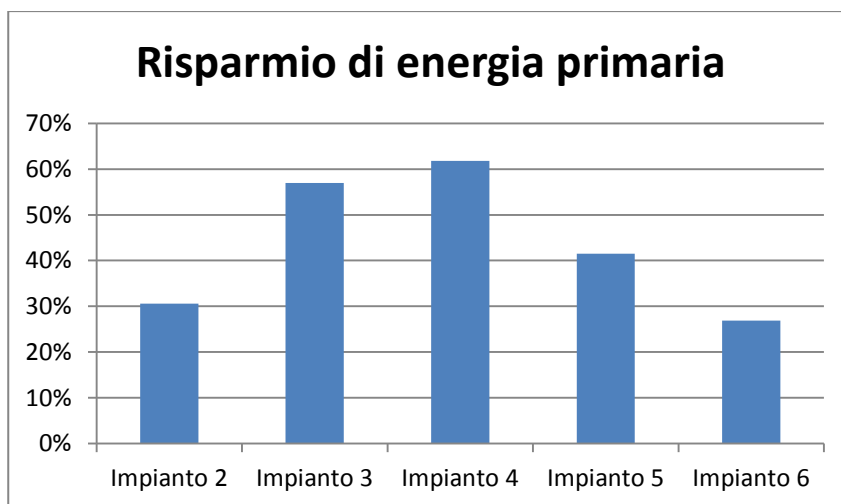


Figura 4.33: REP rispetto al caso di riferimento

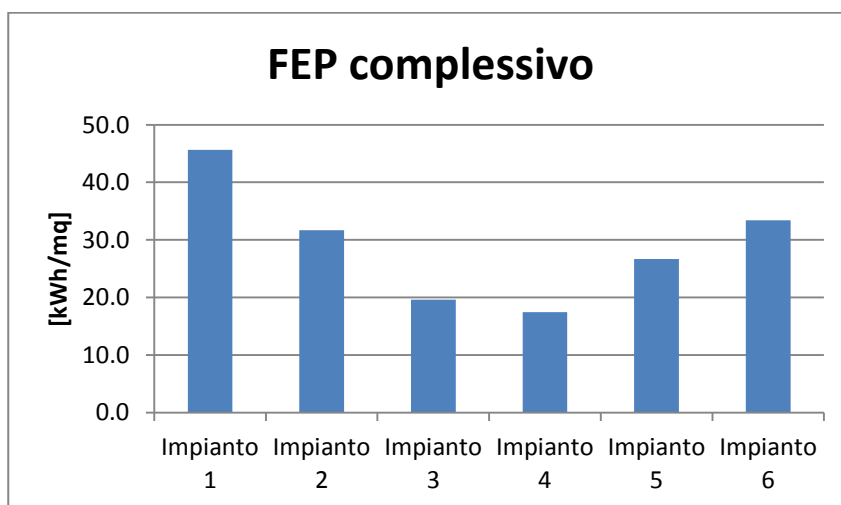


Figura 4.34: Fabbisogno di energia primaria totale

Riportiamo in Tabella 4.7 i risultati delle simulazioni ottenuti per il caso di terminali di emissione ad alta temperatura. Confrontando i grafici nelle Figura 4.35, Figura 4.36 e Figura 4.37 con i loro analoghi nel caso di bassa temperatura si nota subito che la soluzione con l'impianto ibrido ( tipo 3) risulta molto meno efficiente del caso precedente. Ciò nonostante l'efficienza dell'impianto con sola pompa di calore resta buona. La spiegazione può essere trovata negli aspetti di gestione delle fonti, evidentemente nell'impianto di tipo 3 ho preponderanza di funzionamento da parte della caldaia, quando utilizzare la pompa di calore sarebbe comunque più conveniente.

**Tabella 4.7: Risultati delle simulazioni per impianto ad alta temperatura a Roma**

<b>Alta temperatura</b>	<b>Impianto 1</b>	<b>Impianto 2</b>	<b>Impianto 3</b>	<b>Impianto 4</b>	<b>Impianto 5</b>	<b>Impianto 6</b>
<b>En. termica caldaia [kWh]</b>	13651	9634	3103	-	-	8503
<b>Rendimento caldaia</b>	0.98	0.96	0.95	-	-	0.90
<b>En. termica solare [kWh]</b>	-	4391	3889	4382	-	-
<b>En. termica PDC [kWh]</b>	-	-	7177	9424	13565	13476
<b>COP</b>	-	-	2.60	3.25	3.33	1.43
<b>Consumo elettrico [kWh]</b>	150	122	2783	2897	4073	674
<b>FEP [kWh/m<sup>2</sup>]</b>	46.6	33.6	31.2	21.4	30.1	35.7
<b>CO<sub>2</sub> eq [kg]</b>	2944	2124	2093	1485	2088	2282
<b>REP<sub>eq</sub></b>	0.87	1.23	1.35	1.91	1.33	1.82
<b>COP<sub>eq</sub></b>	2.17	3.08	3.36	4.77	3.33	4.55
<b>Rendimento impianto [%]</b>	86.9	84.6	83.7	85.8	87.4	88.0
<b>Efficienza solare [%]</b>	-	37.8	33.5	37.7	-	-
<b>En. Rinnovabile [kWh]</b>	-	4391	8309	10908	9491	4974
<b>Stima costo annuo [€]</b>	920	664	667	478	672	716

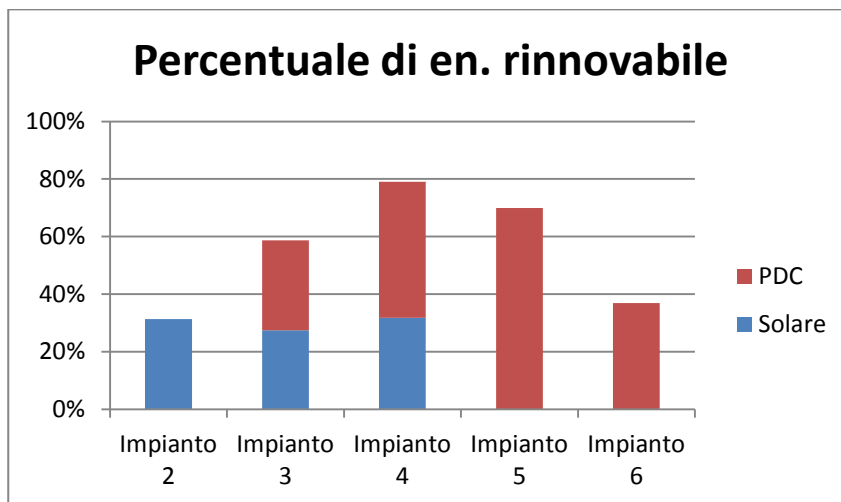


Figura 4.35: Percentuale di rinnovabile sul fabbisogno di energia totale

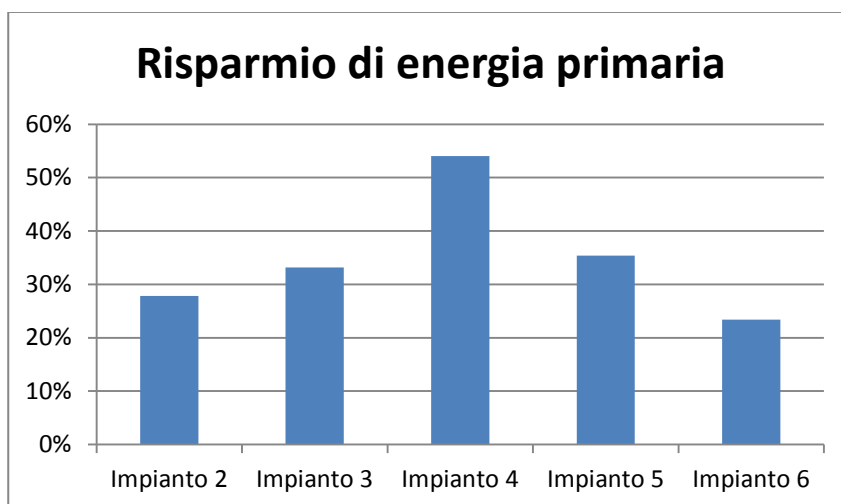


Figura 4.36: REP rispetto al caso di riferimento

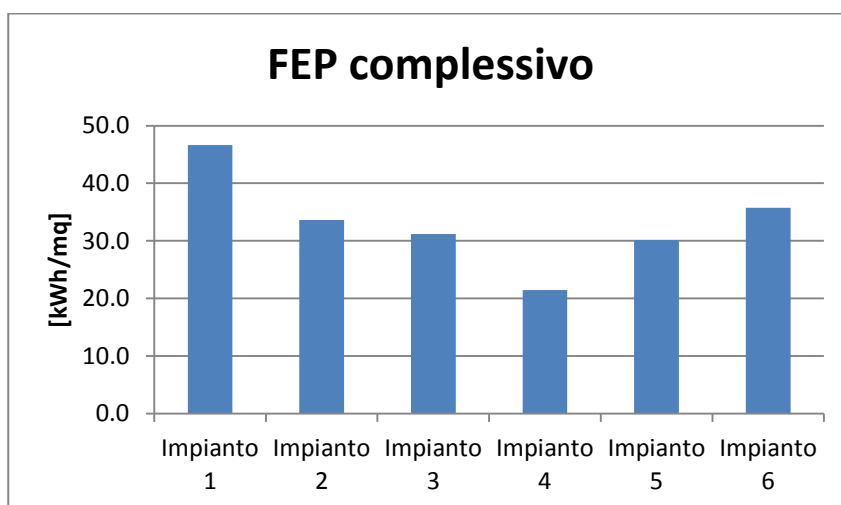


Figura 4.37: Fabbisogno di energia primaria totale

### 4.8.3. Milano

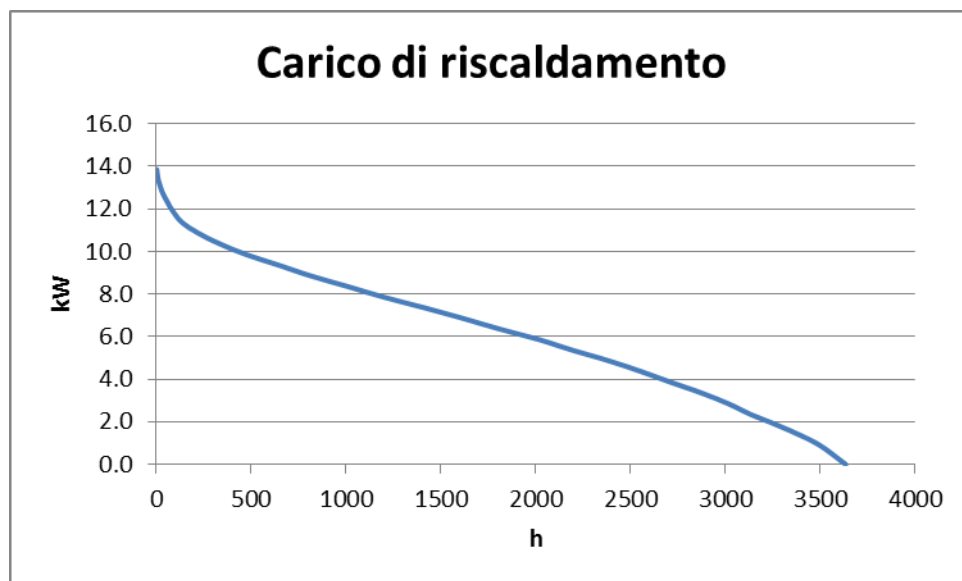
Nella zona climatica di Milano la stagione di riscaldamento va dal 15 Ottobre al 15 Aprile.

Il fabbisogno di energia per la preparazione di acqua calda sanitaria ammonta a 4855 kWh/anno (secondo la UNI TS 11300-2).

Il fabbisogno di riscaldamento teorico valutato con TRNSYS al fine di mantenere una temperatura di 20°C durante la stagione di riscaldamento ammonta a circa 22660 kWh, ovvero 67 kWh/m<sup>2</sup> anno.

Nel grafico in Figura 4.38 è riportato il cumulativo di carico per la stagione invernale, si vede che la massima potenza richiesta per il riscaldamento ammonta a circa 12 kW.

Il fabbisogno teorico estivo è stato valutato come quello necessario a mantenere una temperatura di 26°C a partire da un mese dopo la fine della stagione di riscaldamento fino ad un mese prima del suo inizio. Questo è risultato essere pari a circa 4240 kWh/anno, mentre la potenza massima richiesta risulta pari a 8 kW circa.



**Figura 4.38: Cumulativo di carico invernale per Milano**

I carichi teorici ricavati con TRNSYS hanno permesso di giungere al dimensionamento per gli impianti riportato in Tabella 4.8. Al fine di cercare di coprire una percentuale maggiore di fabbisogno utilizzando il solare termico, il numero di pannelli è stato aumentato per il clima di Milano.

**Tabella 4.8 - Dimensionamento degli impianti a Milano**

	<b>Caldaia</b>	<b>Pompa di calore</b>	<b>Solare termico</b>	<b>Accumulo</b>
<b>Impianto 1</b>	20 kW	-	-	300 litri
<b>Impianto 2</b>	20 kW	-	4 pannelli	500 litri
<b>Impianto 3</b>	25 kW	12 kW	4 pannelli	500 litri
<b>Impianto 4</b>	-	22 kW	4 pannelli	500 litri
<b>Impianto 5</b>	-	22 kW	-	300 litri
<b>Impianto 6</b>	-	22 kW	-	300 litri

Si veda in Tabella 4.9 quanto ottenuto dalle simulazioni con impianto alimentato a bassa temperatura.

Dalle Figura 4.39, Figura 4.40 e Figura 4.41 si osserva che nonostante l'area dedicata al solare sia stata aumentata, la percentuale di rinnovabile ottenuta sia appena del 10%. In questo caso si può concludere certamente che la sola adozione del solare non può garantire la copertura del 50% del fabbisogno con fonte rinnovabile.

**Tabella 4.9: Risultati delle simulazioni per impianto a bassa temperatura a Milano**

<b>Bassa temperatura</b>	<b>Impianto 1</b>	<b>Impianto 2</b>	<b>Impianto 3</b>	<b>Impianto 4</b>	<b>Impianto 5</b>	<b>Impianto 6</b>
<b>En. termica caldaia [kWh]</b>	31077	27501	9376	-	-	18078
<b>Rendimento caldaia</b>	1.03	1.04	1.01	-	-	0.90
<b>En. termica solare [kWh]</b>	-	3661	3322	3736	-	-
<b>En. termica PDC [kWh]</b>	-	-	18355	27801	31124	31052
<b>COP</b>	-	-	3.88	3.53	3.48	1.55
<b>Consumo elettrico [kWh]</b>	241	224	4799	7865	8955	1340
<b>FEP [kWh/m<sup>2</sup>]</b>	99.7	87.9	65.8	58.2	66.2	75.3
<b>CO<sub>2</sub> eq [kg]</b>	6291	5547	4365	4031	4590	4804
<b>REP<sub>eq</sub></b>	0.92	1.05	1.40	1.60	1.39	1.93
<b>COP<sub>eq</sub></b>	2.31	2.62	3.49	4.01	3.48	4.83
<b>Rendimento impianto [%]</b>	88.5	88.3	88.4	87.2	88.3	88.6
<b>Efficienza solare [%]</b>	-	31.6	28.7	32.2	-	-
<b>En. Rinnovabile [kWh]</b>	-	3661	16944	23671	22169	12974
<b>Stima costo annuo [€]</b>	1965	1733	1387	1298	1478	1507

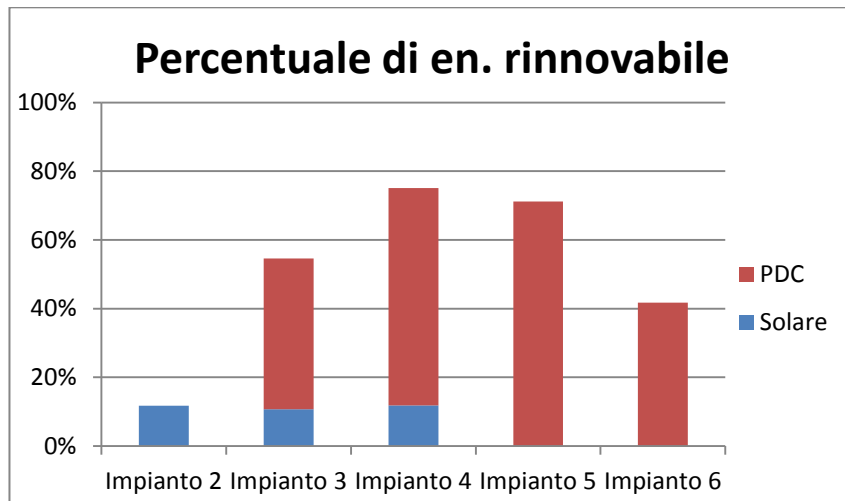


Figura 4.39: Percentuale di rinnovabile sul fabbisogno di energia totale

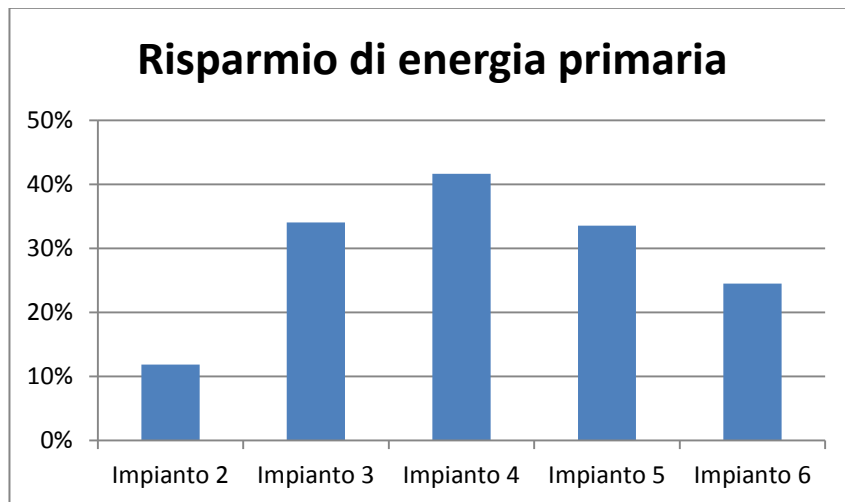


Figura 4.40: REP rispetto al caso di riferimento

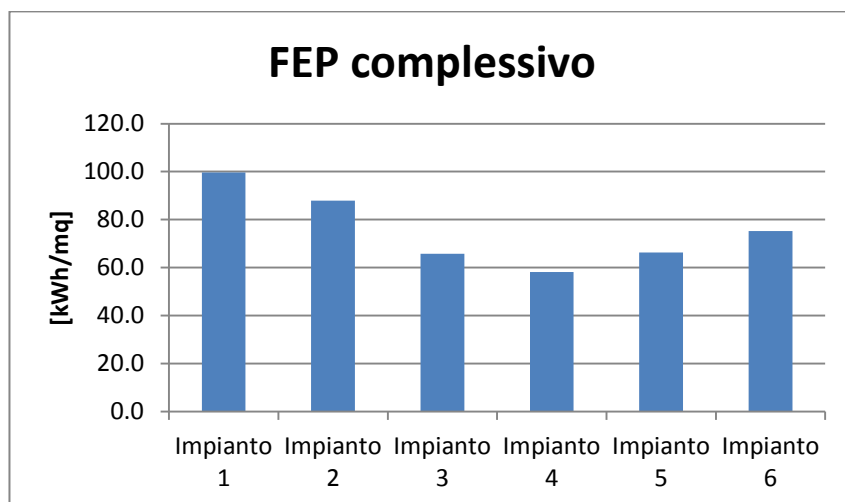


Figura 4.41: Fabbisogno di energia primaria totale

Per quanto riguarda il caso ad alta temperatura di emissione, si può osservare quanto già detto nel caso di Roma, ovvero l'impianto ibrido risulta meno efficiente di quanto ci si potrebbe aspettare, nonostante la pompa di calore lavori ancora con buona efficienza. In questo caso per di più, nemmeno l'impianto ibrido consente una copertura del 50% con energia rinnovabile.

**Tabella 4.10: Risultati delle simulazioni per impianto ad alta temperatura a Milano**

<b>Alta temperatura</b>	<b>Impianto 1</b>	<b>Impianto 2</b>	<b>Impianto 3</b>	<b>Impianto 4</b>	<b>Impianto 5</b>	<b>Impianto 6</b>
<b>En. termica caldaia [kWh]</b>	31077	27471	20522	-	-	19872
<b>Rendimento caldaia</b>	0.98	0.97	0.96	-	-	0.90
<b>En. termica solare [kWh]</b>	-	3666	2987	3732	-	-
<b>En. termica PDC [kWh]</b>	-	-	7928	27256	30561	30464
<b>COP</b>	-	-	2.99	2.44	2.55	1.38
<b>Consumo elettrico [kWh]</b>	327	306	2772	11192	12006	1510
<b>FEP [kWh/m<sup>2</sup>]</b>	106.1	94.3	89.9	82.8	88.8	83.0
<b>CO<sub>2</sub> eq [kg]</b>	6699	5952	5794	5736	6153	5300
<b>REP<sub>eq</sub></b>	0.87	0.98	1.03	1.11	1.02	1.79
<b>COP<sub>eq</sub></b>	2.17	2.44	2.59	2.77	2.55	4.48
<b>Rendimento impianto [%]</b>	88.5	88.3	87.5	88.7	90.0	90.3
<b>Efficienza solare [%]</b>	-	31.6	25.8	32.2	-	-
<b>En. Rinnovabile [kWh]</b>	-	3666	8263	19796	18555	10592
<b>Stima costo annuo [€]</b>	2093	1860	1823	1847	1981	1662

Da notare osservando i grafici in Figura 4.43 e in Figura 4.44 è che nel clima di Milano la pompa di calore ad assorbimento presenti prestazioni simili alla combinazione di pompa di calore elettrica e integrazione con solare termico. Anche se l'apporto di energia rinnovabile dato dall'impianto di tipo 4 risulta il doppio rispetto a quello della sola pompa di calore ad assorbimento, in termini di energia primaria i due sistemi si equivalgono.

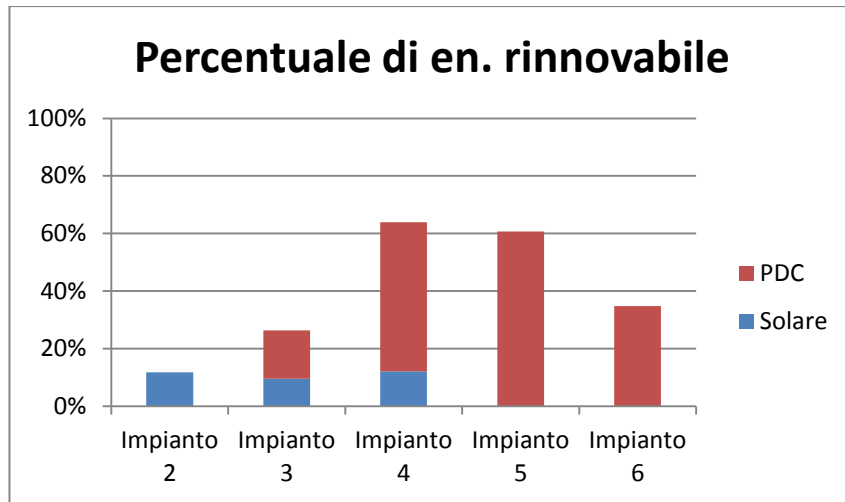


Figura 4.42: Percentuale di rinnovabile sul fabbisogno di energia totale

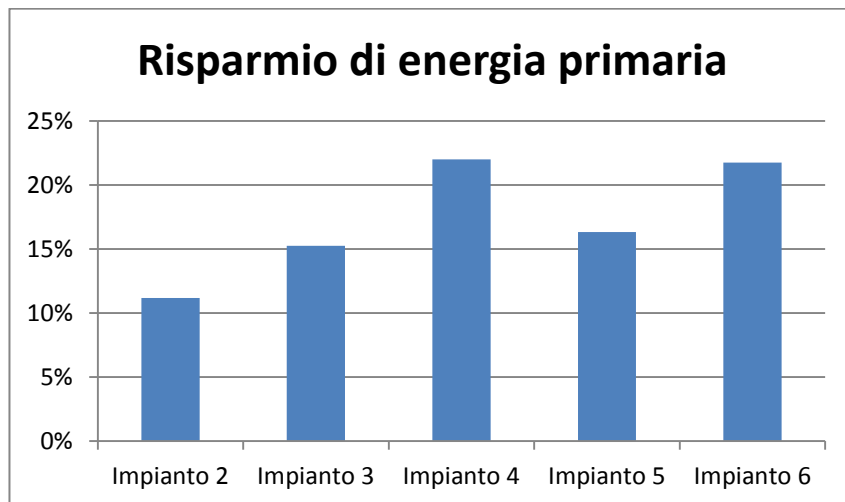


Figura 4.43: REP rispetto al caso di riferimento

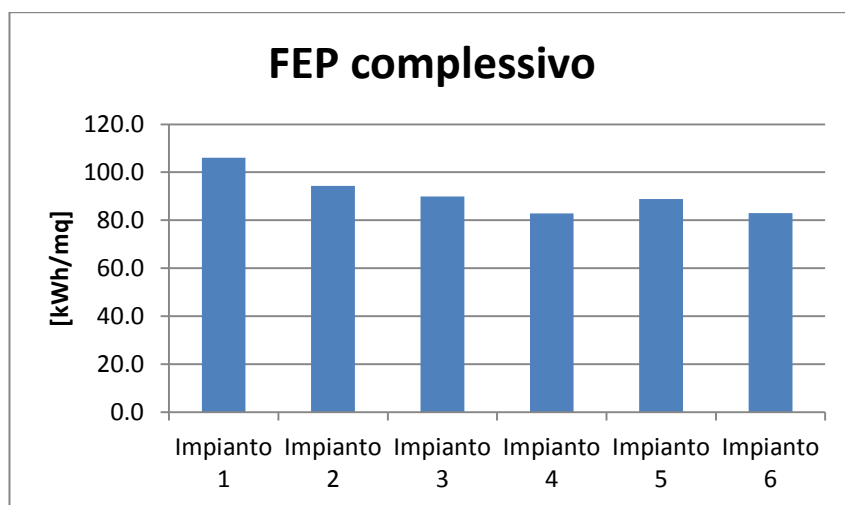


Figura 4.44: Fabbisogno di energia primaria totale

#### 4.8.4. Würzburg

Nella zona climatica di Würzburg si considera una stagione di riscaldamento dal 1 Ottobre al 15 Aprile.

Il fabbisogno di energia per la preparazione di acqua calda sanitaria ammonta a 4855 kWh/anno (secondo la UNI TS 11300-2).

Il fabbisogno di riscaldamento teorico valutato con TRNSYS al fine di mantenere una temperatura di 20°C durante la stagione di riscaldamento ammonta a circa 28430 kWh, ovvero 84 kWh/m<sup>2</sup> anno.

Nel grafico in Figura 4.45 è riportato il cumulativo di carico per la stagione invernale, si vede che la massima potenza richiesta per il riscaldamento ammonta a circa 12 kW.

Il fabbisogno teorico estivo è stato valutato come quello necessario a mantenere una temperatura di 26°C a partire da un mese dopo la fine della stagione di riscaldamento fino ad un mese prima del suo inizio. Questo è risultato essere pari a circa 1220 kWh/anno, con una potenza massima richiesta di 6 kW.

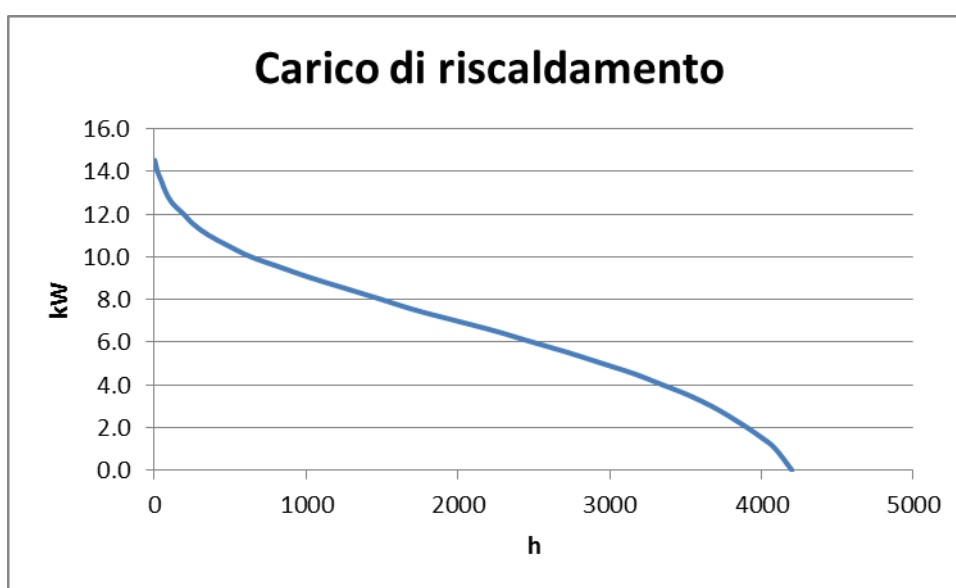


Figura 4.45: Cumulativo di carico invernale per Würzburg

I dimensionamenti degli impianti si riportano nella Tabella 4.11 a seguire.

Tabella 4.11 - Dimensionamento degli impianti a Würzburg

	<b>Caldaia</b>	<b>Pompa di calore</b>	<b>Solare termico</b>	<b>Accumulo</b>
<b>Impianto 1</b>	20 kW	-	-	300 litri
<b>Impianto 2</b>	20 kW	-	4 pannelli	500 litri
<b>Impianto 3</b>	25 kW	12 kW	4 pannelli	500 litri
<b>Impianto 4</b>	-	22 kW	4 pannelli	500 litri
<b>Impianto 5</b>	-	22 kW	-	300 litri
<b>Impianto 6</b>	-	22 kW	-	300 litri

Le simulazioni condotte per il caso a bassa temperatura dei terminali portano a risultati qualitativamente simili a quelli ottenuti per il clima di Milano. Si vedano in Tabella 4.12 e nei grafici riportati nelle Figura 4.46, Figura 4.47 e Figura 4.48 i dettagli di quanto ottenuto.

Tabella 4.12: Risultati delle simulazioni per impianto a bassa temperatura a Würzburg

<b>Bassa temperatura</b>	<b>Impianto 1</b>	<b>Impianto 2</b>	<b>Impianto 3</b>	<b>Impianto 4</b>	<b>Impianto 5</b>	<b>Impianto 6</b>
<b>En. termica caldaia [kWh]</b>	36457	33870	11285	-	-	21641
<b>Rendimento caldaia</b>	0.99	1.00	0.99	-	-	0.90
<b>En. termica solare [kWh]</b>	-	3376	3069	3415	-	-
<b>En. termica PDC [kWh]</b>	-	-	23073	33546	37289	37189
<b>COP</b>	-	-	3.93	3.55	3.49	1.55
<b>Consumo elettrico [kWh]</b>	321	316	5949	9443	10695	1659
<b>FEP [kWh/m<sup>2</sup>]</b>	121.7	113.1	81.1	69.8	79.1	90.5
<b>CO<sub>2</sub> eq [kg]</b>	7683	7139	5383	4840	5481	5780
<b>REP<sub>eq</sub></b>	0.89	0.97	1.37	1.57	1.39	1.92
<b>COP<sub>eq</sub></b>	2.21	2.44	3.41	3.91	3.49	4.81
<b>Rendimento impianto [%]</b>	91.3	89.3	88.8	90.1	89.2	89.5
<b>Efficienza solare [%]</b>	-	31.2	28.4	31.6	-	-
<b>En. Rinnovabile [kWh]</b>	-	3376	20269	27517	26595	15548
<b>Stima costo annuo [€]</b>	2400	2230	1710	1558	1765	1813

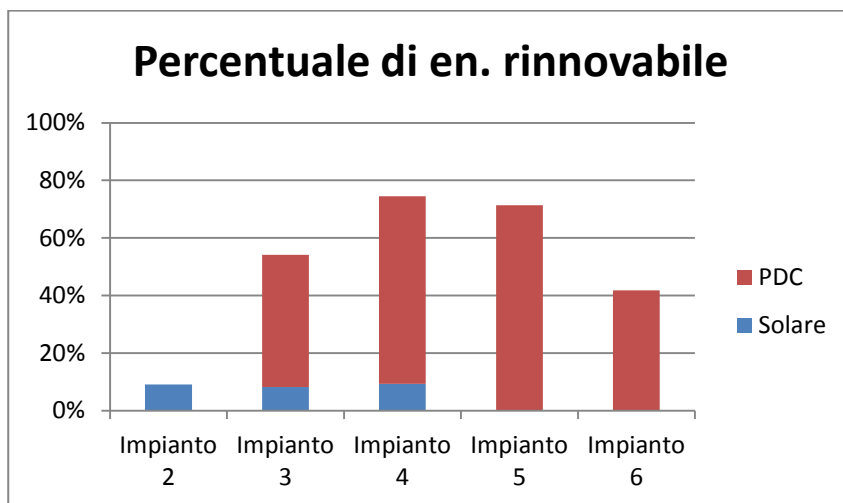


Figura 4.46: Percentuale di rinnovabile sul fabbisogno di energia totale

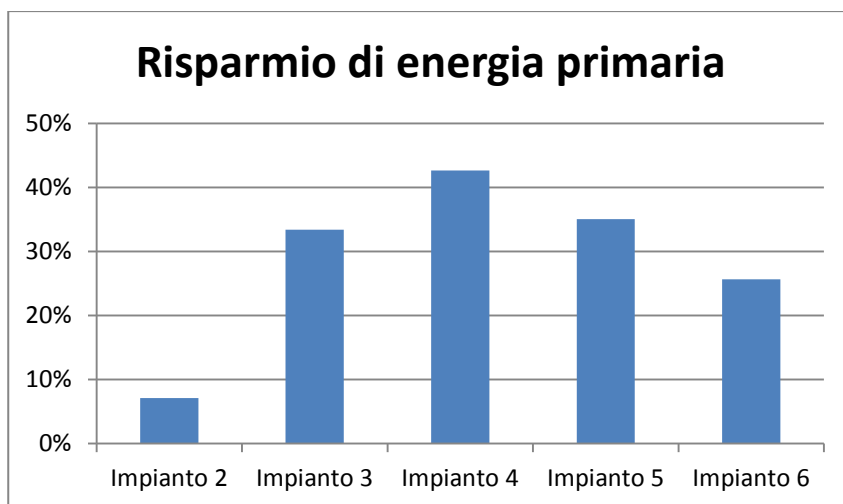


Figura 4.47: REP rispetto al caso di riferimento

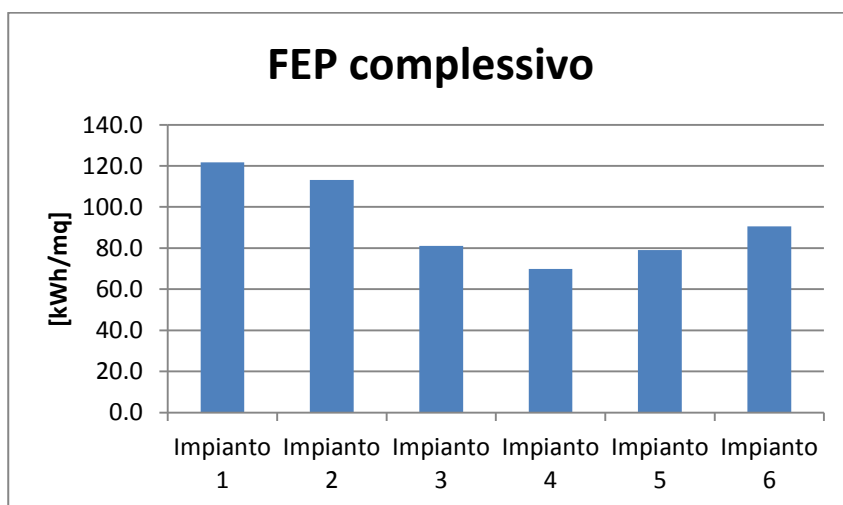


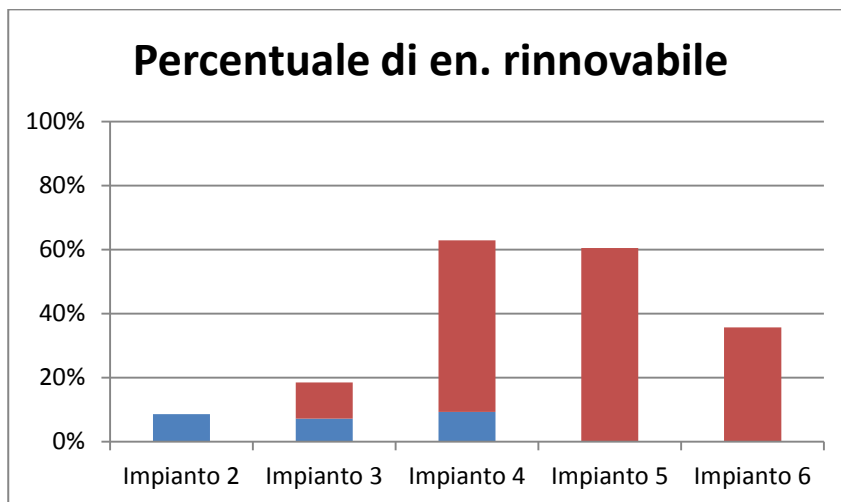
Figura 4.48: Fabbisogno di energia primaria totale

Nel caso ad alta temperatura nel clima di Würzburg è stato necessario alzare la temperatura di mandata ai radiatori e aumentare l'area dei radiatori stessi. Con gli stessi dimensionamento dei terminali utilizzati negli altri climi non era possibile garantire un confort adeguato all'interno dell'edificio. Anche nel caso di Würzburg si nota la scarsa efficacia della configurazione di impianto ibrida.

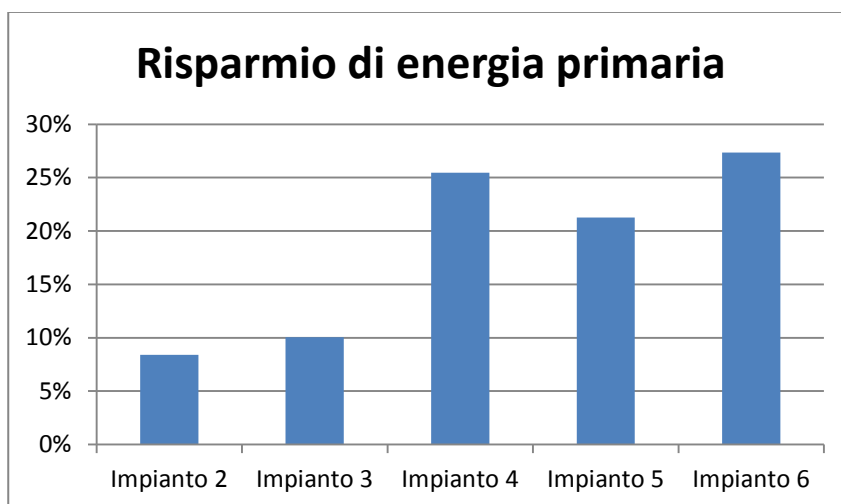
**Tabella 4.13: Risultati delle simulazioni per impianto ad alta temperatura a Würzburg**

<b>Alta temperatura</b>	<b>Impianto 1</b>	<b>Impianto 2</b>	<b>Impianto 3</b>	<b>Impianto 4</b>	<b>Impianto 5</b>	<b>Impianto 6</b>
<b>En. termica caldaia [kWh]</b>	39206	35780	30794	-	-	23901
<b>Rendimento caldaia</b>	0.95	0.95	0.96	-	-	0.90
<b>En. termica solare [kWh]</b>	-	3375	2917	3453	-	-
<b>En. termica PDC [kWh]</b>	-	-	6769	33682	36917	37189
<b>COP</b>	-	-	3.08	2.44	2.53	1.40
<b>Consumo elettrico [kWh]</b>	399	387	2462	13788	14569	1757
<b>FEP [kWh/m<sup>2</sup>]</b>	136.8	125.3	123.1	102.0	107.8	99.4
<b>CO<sub>2</sub> eq [kg]</b>	8638	7912	7868	7066	7467	6345
<b>REP<sub>eq</sub></b>	0.85	0.92	0.97	1.08	1.01	1.82
<b>COP<sub>eq</sub></b>	2.12	2.31	2.43	2.69	2.53	4.54
<b>Rendimento impianto [%]</b>	84.9	85.0	82.2	89.6	90.1	89.5
<b>Efficienza solare [%]</b>	-	31.2	27.0	31.9	-	-
<b>En. Rinnovabile [kWh]</b>	-	3375	7486	23347	22348	13287
<b>Stima costo annuo [€]</b>	2699	2472	2469	2275	2404	1990

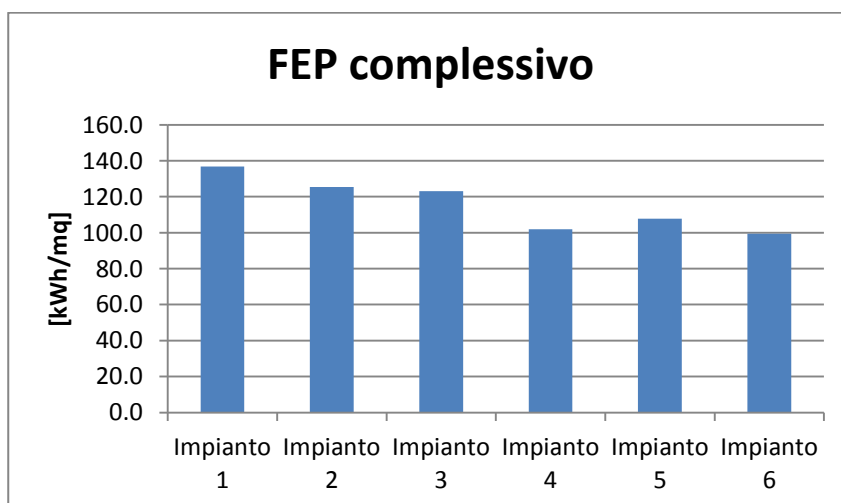
Osservando i grafici in Figura 4.50 e Figura 4.51, si vede che la pompa di calore ad assorbimento si presenta in questo caso come il sistema con la maggiore efficienza.



**Figura 4.49: Percentuale di rinnovabile sul fabbisogno di energia totale**



**Figura 4.50: REP rispetto al caso di riferimento**



**Figura 4.51: Fabbisogno di energia primaria totale**

## BIBLIOGRAFIA

1. RES – Direttiva Europea 2009-28-CE “Uso dell’energia da fonti rinnovabili” - *Consiglio Europeo e Commissione Europea 5 giugno 2008.*
2. Decreto del Presidente della Repubblica 2 aprile 2009, n. 59, Regolamento di attuazione dell'articolo 4, comma 1, lettere a) e b), del decreto legislativo 19 agosto 2005, n. 192, concernente attuazione della direttiva 2002/91/CE sul rendimento energetico in edilizia, (*G.U. n. 132 del 10 giugno 2009*)
3. Decreto Legislativo 19 agosto 2005, n. 192, "Attuazione della direttiva 2002/91/CE relativa al rendimento energetico nell'edilizia", *Gazzetta Ufficiale n. 222 del 23 settembre 2005 - Supplemento Ordinario n. 158*
4. Decreto Legislativo 29 dicembre 2006, n. 311, "Disposizioni correttive ed integrative al decreto legislativo 19 agosto 2005, n. 192, recante attuazione della direttiva 2002/91/CE, relativa al rendimento energetico nell'edilizia", *Gazzetta Ufficiale n. 26 del 1 febbraio 2007 - Supplemento ordinario n. 26/L*
5. Dlgs n. 28 del 3 marzo 2011 “Attuazione della direttiva 2009/28/CE sulla promozione dell’usodell’energia da fonti rinnovabili, recante modifica e successiva abrogazione delle direttive 2001/77/CE e 2003/30/CE” – *Parlamento Repubblica Italiana.*
6. Kline, & AA.VV. (2000). TRNSYS 15 a transient system simulation program. *University of Wisconsin Solar Energy Laboratory.*
7. UNI EN 12975-2, “Impianti solari termici e loro componenti - Collettori solari - Parte 2: Metodi di prova”
8. Duffie, J. A. and Beckman, W. A. Solar Engineering of Thermal Processes- Second edition. New York : *Wiley-Interscience, 1991*
9. McIntire, W. R. Factored approximations for biaxial incidence angle modifier, *Solar Energy, 1992*
10. Theunissen, P. H. e Beckman, W. A. Solar transmittance characteristics of evacuated tubular collectors with diffuse back reflectors, *Solar Energy, 1985*
11. Vio, M. Il Cop delle macchine evaporanti in aria, *October 1997, CdA*
12. De Biasio, N. Prestazioni di pompe di calore in diverse condizioni ambientali. *Tesi di laurea in Ingegneria Meccanica. Università di Udine, Dipartimento energetica e macchine : s.n., 2010*

13. Vio, M. Le prestazioni delle pompe di calore. *Atti del convegno Aicarr, Bologna, Torino, Napoli : s.n., 2010*
14. Vio, M. e Vio, Ma. Applicabilità delle pompe di calore evaporanti ad aria in Italia. *CdA February 1995*
15. UNI EN ISO 7730, “Ergonomia degli ambienti termici - Determinazione analitica e interpretazione del benessere termico mediante il calcolo degli indici PMV e PPD e dei criteri di benessere termico locale.”
16. UNI TS 11300-1, "Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale."
17. UNI TS 11300-2, "Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria."

## 5. DISCUSSIONI E CONCLUSIONI

E' stato sviluppato e in parte verificato sperimentalmente un nuovo software per la stima delle prestazioni termiche e per la previsione della quantità di carica ottimale di refrigerante di macchine frigorifere in generale. Per quanto riguarda la stima delle sole prestazioni si evidenzia una tendenza a sovrastimare la resa frigorifera, tuttavia nelle sessioni di prova considerate si è registrata buona coerenza nella previsione delle temperature di ciclo. Questo porta a pensare che la sovrastima dipenda parzialmente dalle prestazioni dichiarate dai costruttori dei compressori. La tolleranza nella dichiarazione di questi dati è fissata comunque al 5%, simile anche all'incertezza di misura che è stata ottenuta in questo lavoro. Riguardo la stima della carica di refrigerante si ottengono risultati molto coerenti con le misure sperimentali. Come si deduce dalle numerose prove effettuate sul prototipo realizzato per questa tesi, risulta molto importante ai fini del computo della carica e nella previsione del comportamento della macchina in condizioni off-design, l'inventario preciso dei volumi coinvolti. In particolar modo il gruppo del liquido e quindi il ricevitore ha grande influenza sulla distribuzione di carica nel circuito frigorifero, per gli effetti combinati della variazione di densità del refrigerante, sia esso allo stato di liquido o di vapore, al variare della temperatura. Viene posta attenzione anche alla modalità di intercettazione del ricevitore di liquido all'interno del circuito frigorifero, rilevando che la configurazione di ricevitore montato a battente porta a problematiche di alimentazione corretta per la valvola termostatica e a condizioni di lavoro non desiderabili.

Il lavoro è proseguito con lo studio e il dimensionamento di una pompa di calore ad assorbimento operante con miscela acqua-ammoniaca. Viene presentata una panoramica sintetica su questo tipo di tecnologia e il dimensionamento di un prototipo operante con un ciclo a singolo effetto. I test sperimentali eseguiti sul prototipo stesso evidenziano globalmente buona coerenza con le ipotesi di progetto, e portano alla luce invece una sovrastima della capacità di scambio all'assorbitore e una sottostima dell'efficienza di distillazione. Questo difetti di progettazione hanno portato a risultati che si sono tradotti in un funzionamento più efficiente della macchina nel suo complesso.

Dai risultati ottenuti nello studio teorico e sperimentale delle due tipologie di macchine, a compressione di vapore e ad assorbimento, sono stati dedotti dei modelli semplificati per descrivere efficienza e resa delle macchine in regime dinamico. Questi modelli sono stati utilizzati per un'indagine energetica di sistemi di climatizzazione residenziali. Sono state simulate cinque diverse configurazioni di impianti di riscaldamento per un'utenza domestica in diverse località

climatiche. Per ogni località è stato studiato il comportamento dell'impianto nei due casi di riscaldamento a bassa temperatura con pannelli radianti ed a alta temperatura utilizzando radiatori tradizionali.

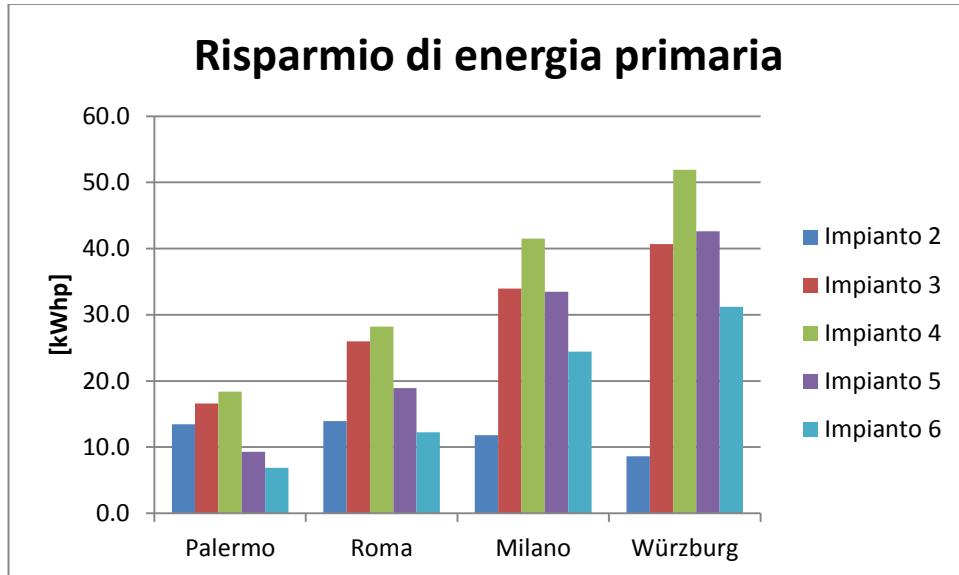
I risultati ottenuti sono stati messi a confronto fra loro, utilizzando come caso di riferimento l'impianto dotato di sola caldaia. In questo modo è stata individuata la soluzione più efficiente, che per ogni località considerando pannelli radianti come terminali di emissione è risultata essere la soluzione d'impianto numero 4, ovvero pompa di calore a compressione di vapore e integrazione solare. Nel caso di impianto di riscaldamento a radiatori invece si vede che il clima di Milano funge da spartiacque: in climi più miti risulta ancora conveniente la soluzione con pompa di calore elettrica e solare termico, mentre per climi più rigidi è la soluzione con pompa di calore ad assorbimento ad essere quella più efficiente.

Ora risulta interessante confrontare fra loro i risultati nelle diverse località climatiche e con i due sistemi di emissione. Osservando il grafico in Figura 5.1 relativo al risparmio di energia primaria in termini assoluti nel caso di terminali a bassa temperatura, si osserva innanzitutto che, da un punto di vista globale, puntare sull'efficienza energetica utilizzando una pompa di calore trova maggiore giustificazione nelle località fredde, dove il fabbisogno di energia per il riscaldamento è elevato, anche se l'efficienza in termini di COP risulta inferiore. Si vede addirittura che nel caso di Palermo il risparmio di energia primaria ottenibile con la pompa di calore sia inferiore a quello ottenuto col solare termico. Ovviamente, per quanto riguarda il risparmio ottenibile con il solare termico, è possibile fare l'osservazione inversa, ovvero la convenienza cala andando verso climi più freddi.

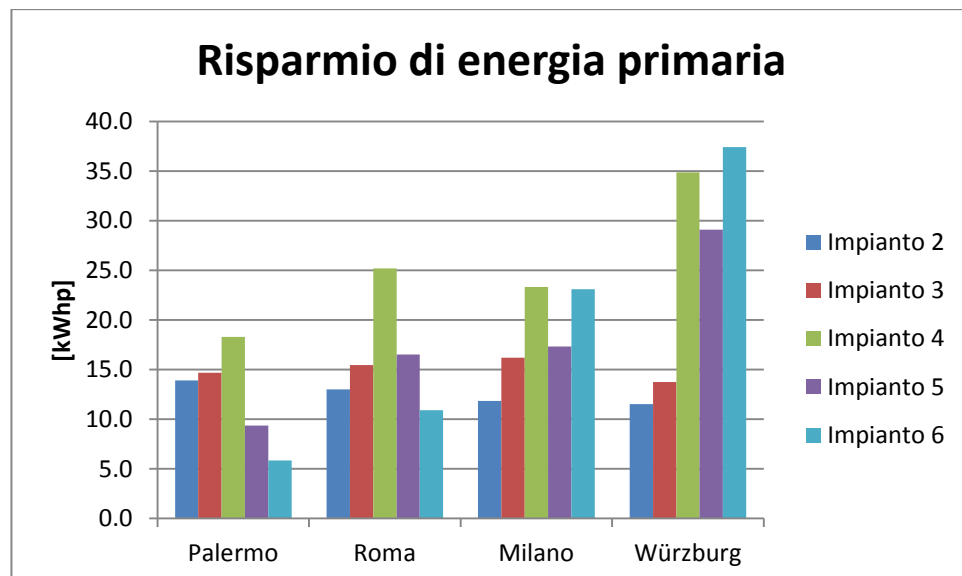
Se ora osserviamo il grafico in Figura 5.2 è possibile notare che esiste una discontinuità nelle prestazioni per gli impianti di tipo 4 e 5, ma questo è dovuto al fatto che la taglia della pompa di calore è diversa e si trova a lavorare in condizioni di carico più sfavorevoli.

In generale si può quindi concludere che la scelta del tipo di sistema da impiegare deve essere fatta in base sia al clima che al tipo di terminali di emissione per avere adeguata giustificazione dal punto di vista energetico e soprattutto dal punto di vista economico e di ritorno di investimento. Per quanto riguarda la pompa di calore ad assorbimento ad esempio, questa non trova alcuna giustificazione per impianti a bassa temperatura, mentre è la soluzione migliore in climi rigidi con terminali ad alta temperatura.

Vale la pena aggiungere un'altra osservazione particolare relativa all'impianto ibrido di tipo 3, che delega ad un unico serbatoio la produzione di acqua calda sanitaria e di riscaldamento. Questo era stato inizialmente pensato per poter ottenere un maggiore contributo del solare, potendolo sfruttare anche per il riscaldamento. In realtà questa assunzione si rivela falsa per tutti i casi analizzati.



**Figura 5.1: REP assoluto rispetto al caso di riferimento utilizzando pannelli radianti**



**Figura 5.2: REP assoluto rispetto al caso di riferimento utilizzando i radiatori**