

**POLITECNICO DI MILANO**

**FACOLTÀ DI INGEGNERIA EDILE ARCHITETTURA**

*Corso di Laurea in Ingegneria dell'Edilizia*



**ELABORAZIONE DI UNA PROCEDURA DI  
CONTINUOUS COMMISSIONING E APPLICAZIONE  
AD UN IMPIANTO SOLAR DEC**

Relatore:

prof. ing. Mario MOTTA

Correlatore:

ing. Antoine FREIN

Tesi di Laurea di:

Matteo MUSCHERÀ

Matr. 784003

Anno Accademico 2013/2014

*Milano, 16 Settembre 2014*

# INDICE

<b>INDICE.....</b>	<b>III</b>
<b>INDICE DELLE FIGURE.....</b>	<b>V</b>
<b>INDICE DELLE TABELLE .....</b>	<b>VIII</b>
<b>ABSTRACT.....</b>	<b>IX</b>
<b>INTRODUZIONE.....</b>	<b>X</b>
<b>1 STATO DELL'ARTE .....</b>	<b>1</b>
1.1 SOLAR COOLING.....	1
1.2 SISTEMI DEC .....	4
1.3 CONTINUOUS COMMISSIONING.....	6
<b>2 PROCEDURA PER IL CONTINUOUS COMMISSIONING DI UN IMPIANTO SOLAR DEC .....</b>	<b>9</b>
2.1 IMPIANTO OGGETTO DI STUDIO.....	9
2.1.1 Descrizione del sistema .....	10
<i>Differenze con DEC tradizionale.....</i>	<i>12</i>
2.1.2 Strategia di controllo.....	14
<i>Modalità di raffrescamento .....</i>	<i>16</i>
<i>Modalità di riscaldamento.....</i>	<i>19</i>
<i>Modalità di deumidificazione .....</i>	<i>23</i>
2.2 METODOLOGIA.....	26
2.2.1 Analisi per gradi di dettaglio.....	26
2.2.2 Commissioning specifico.....	27
<i>Procedura.....</i>	<i>28</i>
<i>Modellazione .....</i>	<i>29</i>
<i>Analisi di sensitività .....</i>	<i>30</i>
2.2.3 Commissioning generale.....	36
<i>Procedura.....</i>	<i>36</i>
<i>Definizione degli indici - Task 38 IEA SHC .....</i>	<i>38</i>
<i>Incertezza del metodo.....</i>	<i>44</i>

2.3	APPLICAZIONI DEL COMMISSIONING SPECIFICO.....	48
2.3.1	Solare termico.....	48
2.3.2	Pompa di calore.....	52
2.3.3	Rotore.....	61
2.4	APPLICAZIONE DEL COMMISSIONING GENERALE.....	70
2.4.1	Consumi reali.....	71
2.4.2	Consumi ideali.....	72
	<i>Rotore</i> .....	73
	<i>Recuperatore</i> .....	75
	<i>Umidificatore</i> .....	75
	<i>Pompa di calore</i> .....	77
	<i>Ripartizione energia B2/B3</i> .....	80
	<i>Assorbimenti elettrici</i> .....	83
2.4.3	Indicatori prestazionali.....	85
2.4.4	Analisi dell'incertezza.....	86
<b>3</b>	<b>RISULTATI E DISCUSSIONE.....</b>	<b>91</b>
3.1	COMMISSIONING SPECIFICO.....	91
3.1.1	Solare.....	92
3.1.2	Pompa di calore.....	94
3.1.3	Rotore.....	96
3.1.4	Discussione dei risultati.....	98
3.2	COMMISSIONING GENERALE.....	102
3.2.1	Luglio 2014.....	103
3.2.2	Agosto 2014.....	107
3.2.3	Discussione dei risultati.....	111
<b>4</b>	<b>CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI.....</b>	<b>114</b>
	<b>BIBLIOGRAFIA.....</b>	<b>116</b>

# INDICE DELLE FIGURE

<b>Fig. 1.1</b> – Schema di un’UTA DEC tradizionale [19].....	4
<b>Fig. 1.2</b> – Trasformazioni principali in regime di raffrescamento per una UTA DEC tradizionale [19] .....	5
<b>Fig. 2.1</b> – Schema funzionale dell’impianto .....	11
<b>Fig. 2.2</b> – Principali trasformazioni all’interno dell’UTA. ....	12
<b>Fig. 2.3</b> – Principali trasformazioni all’interno dell’UTA, in riferimento all’immagine precedente. ....	12
<b>Fig. 2.4</b> – Regolazione della temperatura di setpoint in funzione della temperatura esterna. ....	14
<b>Fig. 2.5</b> – Definizione delle modalità in funzione delle caratteristiche dell’aria esterna [3].....	15
<b>Fig. 2.6</b> – Logica di controllo in regime di raffrescamento.....	16
<b>Fig. 2.7</b> – Modalità Active Cooling (AC). ....	17
<b>Fig. 2.8</b> – Modalità Indirect Evaporative Cooling (IEC). ....	18
<b>Fig. 2.9</b> – Modalità Free Cooling (FC). ....	18
<b>Fig. 2.10</b> – Logica di controllo in regime di riscaldamento. ....	19
<b>Fig. 2.11</b> – Modalità Active Heating-BackUp (AH: BU). ....	20
<b>Fig. 2.12</b> – Modalità Active Heating-Heat Pump (AH: HP). ....	21
<b>Fig. 2.13</b> – Modalità Active Heating-Direct Solar (AH: DS). ....	22
<b>Fig. 2.14</b> – Modalità Heat Recovery (HR). ....	22
<b>Fig. 2.15</b> – Modalità di deumidificazione (DH: ON).....	23
<b>Fig. 2.16</b> – Andamento dell’irradiazione critica in funzione delle temperature del fluido vettore e dell’aria esterna.....	25
<b>Fig. 2.17</b> – Logica di controllo per la deumidificazione. ....	25
<b>Fig. 2.18</b> – Schema a livelli utilizzato per l’analisi del sistema. ....	26
<b>Fig. 2.19</b> – Schema logico della procedura di monitoraggio .....	28
<b>Fig. 2.20</b> – Schema generale del processo di calcolo delle uscite del modello. ....	29
<b>Fig. 2.21</b> – Esempio di definizione di un nodo di temperatura per il sottosistema solare termico. ....	29
<b>Fig. 2.22</b> – Bilancio su un generico nodo di temperatura .....	30
<b>Fig. 2.23</b> – Rappresentazione degli scostamenti delle quantità teoriche e reali .....	32
<b>Fig. 2.24</b> – Rappresentazione del campo di accettabilità del risultato. ....	33
<b>Fig. 2.25</b> – Esempio di rappresentazione grafica dei punti che identificano i limiti massimo e minimo per una generica quantità Q. ....	33
<b>Fig. 2.26</b> – Esempio di funzione che interpola la variabilità del risultato.....	34
<b>Fig. 2.27</b> – Esempio di funzioni che interpolano le curve limite. ....	34
<b>Fig. 2.28</b> – Schema per la definizione del Commissioning generale. ....	36
<b>Fig. 2.29</b> – Approccio di tipo Black Box per determinare il comportamento ideale dei sottosistemi. ....	37
<b>Fig. 2.30</b> – Correlazione tra energia latente ed energia sensibile trasferita all’aria nel caso di rotore ideale (modello matematico).....	38
<b>Fig. 2.31</b> – Schema generale di un sistema di SHC, estrapolato da [8]. ....	39
<b>Fig. 2.32</b> – Schema modificato secondo le caratteristiche del sistema Solar DEC. ....	41

<b>Fig. 2.33</b> – Esempio di definizione delle funzioni limite per la valutazione dell’incertezza. ....	46
<b>Fig. 2.34</b> – Esempio di rappresentazione dei risultati del Commissioning generale. ....	46
<b>Fig. 2.35</b> – Schema del sottosistema solare .....	48
<b>Fig. 2.36</b> – Schema del modello del sottosistema solare.....	49
<b>Fig. 2.37</b> – Schematizzazione dell’equazione del modello .....	50
<b>Fig. 2.38</b> – Interpolazione dei limiti minimi e massimi. ....	51
<b>Fig. 2.39</b> – Funzioni lineari che approssimano le curve limite calcolate tramite il metodo MIN-MAX.....	52
<b>Fig. 2.40</b> – Schema del sottosistema pompa di calore .....	53
<b>Fig. 2.41</b> – Schema della modellazione del sottosistema pompa di calore .....	56
<b>Fig. 2.42</b> – Suddivisione in nodi di temperatura .....	57
<b>Fig. 2.43</b> – Procedimento utilizzato per la modellazione. ....	58
<b>Fig. 2.44</b> – Interpolazione dei limiti minimi e massimi (energia utile prodotta).....	59
<b>Fig. 2.45</b> – Funzioni lineari che approssimano le curve limite calcolate tramite il metodo MIN-MAX (energia utile prodotta) .....	59
<b>Fig. 2.46</b> – Interpolazione dei limiti minimi e massimi (energia elettrica assorbita). ....	60
<b>Fig. 2.47</b> – Funzioni lineari che approssimano le curve limite calcolate tramite il metodo MIN-MAX (energia elettrica assorbita).....	60
<b>Fig. 2.48</b> – Schema del sottosistema rotore essiccante .....	61
<b>Fig. 2.49</b> – Confronto tra dati prestazionali forniti dal produttore e risultati ricavati tramite modello. ....	62
<b>Fig. 2.50</b> – Schema della modellazione del sottosistema rotore. ....	63
<b>Fig. 2.51</b> – Schema della modellazione del sottosistema rotore. ....	64
<b>Fig. 2.52</b> – Andamento dell’umidità del flusso d’aria di mandata. HU02 è l’umidità dell’aria esterna.....	65
<b>Fig. 2.53</b> – Confronto tra umidità esterna e umidità corretta, in modalità IEC. ....	66
<b>Fig. 2.54</b> – Interpolazione dei limiti minimi e massimi (energia latente). ....	67
<b>Fig. 2.55</b> – Funzioni lineari che approssimano le curve limite calcolate tramite il metodo MIN-MAX (energia latente).....	68
<b>Fig. 2.56</b> – Interpolazione dei limiti minimi e massimi (energia sensibile). ....	68
<b>Fig. 2.57</b> – Funzioni lineari che approssimano le curve limite calcolate tramite il metodo MIN-MAX (energia sensibile).....	69
<b>Fig. 2.58</b> – Contestualizzazione del procedimento di Commissioning generale al caso Solar DEC.....	70
<b>Fig. 2.59</b> – Correlazione tra energia latente richiesta ed energia di rigenerazione necessaria nel caso di rotore ideale (modello matematico). ....	74
<b>Fig. 2.60</b> – Correlazione tra energia latente ed energia sensibile trasferita all’aria nel caso di rotore ideale (modello matematico).....	74
<b>Fig. 2.61</b> – Correlazione tra differenza di temperature in ingresso al recuperatore ed energia recuperata. ....	75
<b>Fig. 2.62</b> – Andamento di SSE in funzione dell’efficienza di umidificazione. ....	77
<b>Fig. 2.63</b> – Correlazione tra energia termica sottratta ed energia elettrica assorbita dalla EHP.....	78
<b>Fig. 2.64</b> – Relazione tra assorbimento elettrico della EHP e andamento della temperatura Tm03. ....	79
<b>Fig. 2.65</b> – Correlazione oraria tra energia termica sottratta ed energia elettrica assorbita dalla EHP. ....	79
<b>Fig. 2.66</b> – Procedura di scala utilizzata per riportare la correlazione oraria a un intervallo di 10 minuti.....	80
<b>Fig. 2.67</b> – Andamento dell’utilizzo della batteria B2 in funzione del calore di condensazione. ....	82

<b>Fig. 2.68</b> – Andamento dell'utilizzo della batteria B2 in funzione dell'energia di rigenerazione secondo i tre scenari definiti. ....	83
<b>Fig. 2.69</b> – Andamento dell'errore in funzione dell'entità del salto entalpico giornaliero sulla UTA. ....	86
<b>Fig. 2.70</b> – Andamento dell'errore in funzione dell'entità del salto entalpico giornaliero sulla UTA. ....	87
<b>Fig. 2.71</b> – Confronto tra assorbimento elettrico stimato e reale. Periodo di osservazione completo. ....	89
<b>Fig. 2.72</b> – Confronto tra assorbimento elettrico stimato e reale. Modalità AC o IEC con DH:ON. ....	89
<b>Fig. 2.73</b> – Confronto tra assorbimento elettrico stimato e reale. Modalità AC o IEC con DH:OFF. ....	90
<b>Fig. 2.74</b> – Confronto tra assorbimento elettrico stimato e reale. Modalità FC con DH:OFF. ....	90
<b>Fig. 3.1</b> – Risultato dell'analisi per il sottosistema solare termico. ....	92
<b>Fig. 3.2</b> – Risultato dell'analisi giornaliera, 17 luglio 2014. ....	93
<b>Fig. 3.3</b> – Risultato dell'analisi giornaliera, 6 luglio 2014. ....	93
<b>Fig. 3.4</b> – Energia utile, risultato dell'analisi per il sottosistema pompa di calore. ....	94
<b>Fig. 3.5</b> – Energia elettrica, risultato dell'analisi per il sottosistema pompa di calore. ....	94
<b>Fig. 3.6</b> – Energia utile, risultato dell'analisi giornaliera, 13 giugno 2014. ....	95
<b>Fig. 3.7</b> – Energia elettrica, risultato dell'analisi giornaliera, 13 giugno 2014. ....	95
<b>Fig. 3.8</b> – Energia latente, risultato dell'analisi per il sottosistema rotore. ....	96
<b>Fig. 3.9</b> – Energia sensibile, risultato dell'analisi per il sottosistema rotore. ....	97
<b>Fig. 3.10</b> – Energia latente, risultato dell'analisi giornaliera, 17 luglio 2014. ....	97
<b>Fig. 3.11</b> – Energia sensibile, risultato dell'analisi giornaliera, 17 luglio 2014. ....	98
<b>Fig. 3.12</b> – Circuito di principio EHP, estrapolato da scheda tecnica. ....	99
<b>Fig. 3.13</b> – Potenza refrigerante EHP con modifica della valutazione delle prestazioni a carico parziale. ....	100
<b>Fig. 3.14</b> – Potenza elettrica assorbita dalla EHP. Modifica delle prestazioni a carico parziale. ....	100
<b>Fig. 3.15</b> – Andamento del salto entalpico giornaliero. Luglio 2014. ....	103
<b>Fig. 3.16</b> – Scostamento tra indicatori calcolati nel caso reale e ideale. Luglio 2014. ....	104
<b>Fig. 3.17</b> – COP termico. Luglio 2014. ....	104
<b>Fig. 3.18</b> – COP termico DEC. Luglio 2014. ....	105
<b>Fig. 3.19</b> – Solar Fraction. Luglio 2014. ....	105
<b>Fig. 3.20</b> – COP elettrico globale. Luglio 2014. ....	106
<b>Fig. 3.21</b> – COP elettrico totale. Luglio 2014. ....	106
<b>Fig. 3.22</b> – Andamento del salto entalpico giornaliero. Agosto 2014. ....	107
<b>Fig. 3.23</b> – Scostamento tra indicatori calcolati nel caso reale e ideale. Agosto 2014. ....	108
<b>Fig. 3.24</b> – COP termico. Agosto 2014. ....	108
<b>Fig. 3.25</b> – COP termico DEC. Agosto 2014. ....	109
<b>Fig. 3.26</b> – Solar Fraction. Agosto 2014. ....	109
<b>Fig. 3.27</b> – COP elettrico globale. Agosto 2014. ....	110
<b>Fig. 3.28</b> – COP elettrico totale. Agosto 2014. ....	110
<b>Fig. 3.29</b> – Funzionamento del rotore. 14 agosto 2014. ....	111
<b>Fig. 3.30</b> – Andamento dell'energia di rigenerazione in funzione dell'energia latente. ....	112

## INDICE DELLE TABELLE

<b>Tab. 2.1</b> – Informazioni sull’edificio servito .....	9
<b>Tab. 2.2</b> – Parametri di sensitività e relative incertezze .....	31
<b>Tab. 2.3</b> – Esempio di tabella di combinazione dei segni.....	32
<b>Tab. 2.4</b> – Corrispondenza tra consumi elettrici presenti nello schema Solar DEC e quelli del Task 38. ....	41
<b>Tab. 2.5</b> – Corrispondenza tra flussi termici presenti nello schema Solar DEC e quelli definiti nel Task 38 42	42
<b>Tab. 2.6</b> – Indicatori estrapolati dal Task 38 ed utilizzati per il II grado di Commissioning. ....	44
<b>Tab. 2.7</b> - Legenda dei simboli .....	49
<b>Tab. 2.8</b> – Coefficienti della polinomiale, regime di raffreddamento.....	54
<b>Tab. 2.9</b> – Coefficienti della polinomiale, regime di riscaldamento.....	54
<b>Tab. 2.10</b> – Coefficienti correttivi delle potenze in raffreddamento.....	55
<b>Tab. 2.11</b> – Legenda dei simboli .....	56
<b>Tab. 2.12</b> – Coefficienti della polinomiale, modello di laboratorio.....	63
<b>Tab. 2.13</b> – Legenda dei simboli .....	64
<b>Tab. 2.14</b> – Procedimento di calcolo dei flussi energetici reali. ....	71
<b>Tab. 2.15</b> – Procedimento di calcolo dei flussi energetici ideali. ....	72
<b>Tab. 2.16</b> – Definizione dell’andamento dell’utilizzo di B2 secondo tre scenari di funzionamento. ....	81
<b>Tab. 2.17</b> – Riassunto degli assorbimenti elettrici medi per componente. ....	84
<b>Tab. 2.18</b> – Variabilità dell’assorbimento elettrico dei ventilatori VE01 e VE02 in funzione dell’apertura delle serrande di bypass. ....	85
<b>Tab 2.19</b> – Definizione dell’andamento dell’utilizzo di B2 secondo tre scenari di funzionamento. ....	85
<b>Tab. 2.20</b> – Fattori di scala delle funzioni limite e relativo coefficiente $\delta$ . ....	88
<b>Tab. 2.21</b> – Incertezze di misura delle variabili utili al calcolo delle quantità reali. ....	88
<b>Tab. 2.22</b> – Assorbimenti elettrici degli ausiliari suddivisi per modalità con relativo errore di stima. ....	90



# ABSTRACT

The aim of the present Thesis work is the definition of a Continuous Commissioning methodology and its application to a solar driven Desiccant Evaporative Cooling (DEC) system coupled with an electrical heat pump (EHP). The analysis consists in a two levels monitoring procedure. The real behavior of the system is compared with the theoretical one, with the aim of assess if the difference is out the uncertainty bounds.

The Specific Commissioning procedure is implemented in order to evaluate the performance of the three principal subsystems (solar thermal system, electrical heat pump and desiccant rotor) through dynamic mathematical models. The results show that the solar thermal system operated as expected, the heat pump has different partial load behavior from the predicted, and the desiccant rotor presents a much lower performance than the ideal condition. However, the rotor inefficiency is included in the uncertainty range, and for the heat pump a specific analysis of the partial load conditions has to be implemented. The achieved results also allow the opportunity of the performance decay evaluation of the analyzed subsystems during the future operation.

The General Commissioning procedure has the aim to estimate the total consumptions according to external weather conditions. A simplified energetic model of the whole plant allowed the comparison between real and expected behavior and quantified the impact on the overall plant consumption of the underperformance subsystems. The value of the calculated indices suggests that the system performances are generally in agreement with the hypothesis, taking into account the uncertainty range of the methodology. During a non-optimal operation period, it was possible to test the procedure's detection capacities of plant faults.

**Keywords:** Continuous Commissioning, Desiccant Evaporative Cooling, Solar Cooling

# INTRODUZIONE

Il presente lavoro di Tesi ha come scopo la definizione di una metodologia di Continuous Commissioning e la sua applicazione ad un sistema di climatizzazione DEC (Desiccant Evaporative Cooling) assistito da energia solare e accoppiato a una pompa di calore elettrica. L'obiettivo dell'analisi consiste nel monitoraggio delle prestazioni dell'impianto a due livelli di dettaglio differenti, attraverso il confronto tra comportamento effettivamente registrato attraverso la lettura dei dati di misura acquisiti e la condizione di riferimento definita come situazione di idealità.

La prima parte, definita Commissioning specifico, consiste nell'analisi prestazionale dei principali sottosistemi componenti l'impianto (solare termico, pompa di calore, rotore), per i quali sono stati implementati modelli matematici dinamici. Tale indagine porta ad osservare che il sistema solare termico approssima in maniera soddisfacente il funzionamento ideale, mentre pompa di calore e rotore essiccante si discostano sensibilmente da quanto atteso.

Non è tuttavia possibile concludere che tali scostamenti siano dovuti ad effettive problematiche riguardanti i componenti stessi, in quanto il responso del rotore è sempre compreso all'interno dell'intervallo di incertezza che caratterizza la metodologia, mentre quello della pompa di calore è probabilmente affetto da un'incompleta valutazione delle prestazioni ai carichi parziali. Tuttavia, le tendenze prestazionali ottenute permettono di poter monitorare il decadimento delle performance dei componenti nel tempo.

La seconda parte, definita Commissioning generale, si pone il fine di analizzare le performance globali dell'impianto, stimando in maniera semplificata i consumi attesi a parità di condizioni al contorno. L'analisi porta inoltre alla stima dell'effetto del funzionamento non ottimale dei sottosistemi valutati in fase di Commissioning specifico sull'intero sistema. Il responso finale mostra che in linea di massima le prestazioni del sistema rientrano nell'intervallo di accettabilità definito, fatta eccezione per alcuni giorni in cui l'analisi ha permesso di rilevare la presenza di malfunzionamenti.

# STATO DELL'ARTE

## 1.1 SOLAR COOLING

La Direttiva 2010/31/EU del 19 Maggio 2010 richiede agli Stati Membri la riduzione entro il 2020 delle emissioni di gas serra del 20%. Inoltre, per edifici di nuova costruzione, definisce il concetto di Nearly Zero Energy Buildings (NZEB), ovvero edifici caratterizzati da prestazioni energetiche ottimali, in grado di minimizzare o annullare il proprio fabbisogno energetico da fonti non rinnovabili. Tuttavia, come evidenziato da una relazione della CE [1] del 2013, i progressi realizzati dagli Stati Membri non risultano soddisfacenti:

“[...] gli Stati membri hanno compiuto scarsi progressi nella loro preparazione alla realizzazione di edifici a energia quasi zero entro il 2020. Questa mancanza di una preparazione adeguata e tempestiva accresce il rischio per gli Stati membri di non riuscire a rispettare i termini stabiliti per la realizzazione dei nuovi edifici a energia quasi zero. Inoltre, l'assenza di definizioni chiare, obiettivi intermedi e misure di sostegno dedicate, significa che il settore dell'edilizia si trova spesso in una situazione di incertezza in merito al contesto normativo e politico degli edifici a energia quasi zero, con conseguenti ritardi dei necessari investimenti nelle tecnologie, processi e formazione e la diminuzione della propria competitività.”

Risulta quindi fondamentale compiere considerevoli sforzi per poter raggiungere tali obiettivi: se da una parte è necessario porre particolare attenzione alla progettazione dell'involucro edilizio, in modo tale da minimizzare i fabbisogni, dall'altra si deve considerare la necessità di fornire l'energia richiesta tramite la più alta percentuale possibile di rinnovabili, attraverso metodi e sistemi innovativi.

In tale contesto risulta di particolare interesse ciò che viene definito Solar Cooling, ovvero l'utilizzo dell'energia solare per la climatizzazione dell'aria. Uno dei più grandi vantaggi offerti dal Solar Cooling è la corrispondenza tra i picchi di domanda energetica e di disponibilità di energia solare. Specialmente nell'area Sud-Mediterranea, dove fabbisogno di raffrescamento ed energia solare raggiungono livelli importanti, questa concezione può rappresentare una valida alternativa ai sistemi convenzionali. Nonostante gli inconfutabili vantaggi offerti e i significativi progressi effettuati negli ultimi anni, il Solar Cooling rimane ad oggi una tecnologia di nicchia, a causa soprattutto degli elevati costi di investimento e dei grandi spazi richiesti dalle dimensioni imponenti dei macchinari, dai serbatoi di stoccaggio dell'energia termica e dai sistemi di backup.

Alla luce delle varie tecniche esistenti per la conversione di energia solare in energia frigorifera, ad oggi si possono considerare due macrosistemi predominanti: a ciclo chiuso e a ciclo aperto.

Nei sistemi a ciclo chiuso il fluido caldo prodotto dai collettori solari viene utilizzato da macchine termiche, in grado di convertire energia termica in energia frigorifera, attraverso principalmente due tecniche:

- Macchine ad assorbimento: sfruttano il principio fisico della diluizione (la sostanza assorbita permea uniformemente la massa assorbente). Utilizzano miscele binarie in cui un componente (refrigerante) risulta più volatile dell'altro (assorbente). Le miscele più utilizzate sono acqua-LiBr o ammoniacca-acqua.
- Macchine ad adsorbimento: sfruttano il principio fisico dell'adesione (la sostanza adsorbita aderisce superficialmente sulla massa adsorbente). Utilizzano usualmente materiali solidi porosi, quali ad esempio gel di silice, inseriti in sistemi a doppia camera (adsorbitore/desorbitore).

Un aspetto molto importante che risulta dall'accoppiamento tra macchine termiche e collettori solari è rappresentato dall'inversa dipendenza dell'efficienza di queste due tipologie di macchine dalla temperatura del fluido vettore. Infatti, mentre per i collettori il rendimento cresce al diminuire della temperatura del fluido, per le macchine frigorifere termiche l'effetto è contrario, aumentando l'efficienza all'aumentare del livello termico. L'elemento critico del sistema diventa dunque il controllo, il quale deve essere sufficientemente sofisticato in modo tale da poter assicurare la miglior combinazione tra efficienza della macchina e dei collettori solari.

Nei sistemi a ciclo aperto il refrigerante, necessariamente acqua, è a diretto contatto con l'aria di processo. Il ciclo è rappresentato dalla combinazione tra strategie di raffrescamento evaporativo (diretto e/o indiretto) e tecniche di deumidificazione tramite materiali essiccanti (materiali igroscopici) solidi o liquidi, da cui il nome DEC (Desiccant Evaporative Cooling).

- Sistemi a ciclo aperto con essiccanti solidi: utilizzano principalmente rotori essiccanti composti da una matrice impregnata di un materiale igroscopico, tipo di silice o LiCl.
- Sistemi a ciclo aperto con essiccanti liquidi: attualmente è la tecnologia meno sviluppata, ma offre interessanti vantaggi rispetto agli essiccanti solidi, quali per esempio la possibilità di accumulare la soluzione concentrata, in modo tale da superare il possibile problema della non coincidenza tra disponibilità di energia termica per la rigenerazione e il fabbisogno di deumidificazione.

All'inizio del 2010 l'International Energy Agency ha censito 288 impianti commerciali per una potenza complessiva di 17,6 MW. In Italia ne sono presenti 28 per una potenza installata di 3,2 MW. Altro dato significativo è rappresentato dalla sostanziale predominanza di sistemi a ciclo chiuso con macchine ad assorbimento, sia in Italia che nel mondo. Nel panorama mondiale, ad eccezione dell'esperienza spagnola, si registra la maggior diffusione degli impianti a taglia medio-grande (80-100 kW). In Italia la tendenza è ancora più netta, in quanto la taglia media si attesta sul valore di circa 120 kW. Il mercato degli impianti di piccola taglia, il quale rappresenta il segmento con le possibilità di crescita più interessanti (poiché il solare termico è ad oggi penetrato quasi esclusivamente in questo segmento), è pressoché inesistente. La tipologia DEC con essiccante solido rappresenta al momento solo una piccola fetta del totale delle installazioni nel mondo (circa 4%), e nel 2010 in Italia non se ne registrano affatto. La sfida, in parte scopo anche del presente lavoro di Tesi, è dunque quella di allargare il quadro conoscitivo sulla tecnologia in questione, in modo tale da mettere in luce le reali potenzialità e i possibili margini di miglioramento, attraverso attività di analisi concreta e mirata all'ottimizzazione del sistema impiantistico in oggetto.

## 1.2 SISTEMI DEC

In un sistema DEC la deumidificazione ad adsorbimento è accoppiata ad un sistema di raffreddamento evaporativo e/o ad una batteria di scambio termico. In particolare si possono distinguere due tipologie:

- Sistema DEC puro: non sono presenti batterie di scambio nel condotto di mandata.
- Sistema DEC ibrido: l'umidificazione evaporativa diretta è sostituita da una batteria di scambio termico tradizionale.

I sistemi puri risultano di maggiore complessità, in quanto il trattamento sensibile e latente dell'aria di processo sono vincolati, causando difficoltà a livello di controllo. Nei sistemi ibridi invece regime latente, trattato dal rotore, e sensibile, trattato dalla batteria, sono indipendenti, rendendo più semplice l'impostazione della strategia di controllo. Inoltre il raffreddamento evaporativo diretto richiede particolare attenzione riguardo lo sviluppo di proliferazione batterica causata dalla presenza di acqua stagnante, nonché un oneroso controllo proporzionale dell'umidificatore da 0 a 100% della capacità

Per una classica configurazione DEC si illustra il processo di trattamento dell'aria.

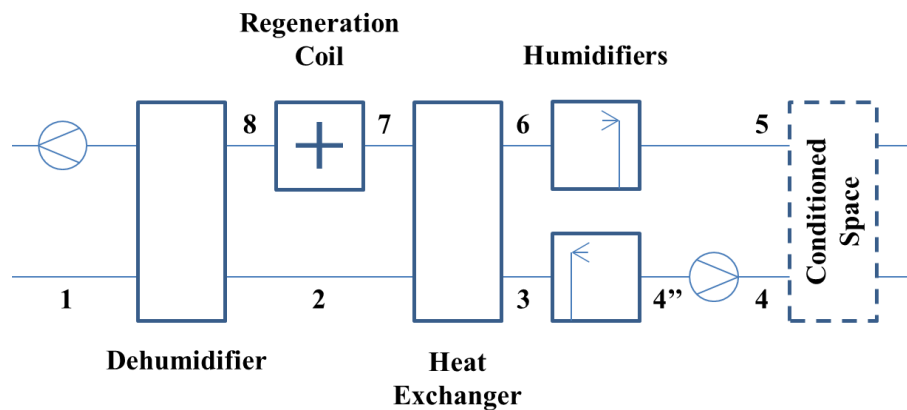


Fig. 1.1 – Schema di un'UTA DEC tradizionale [19]

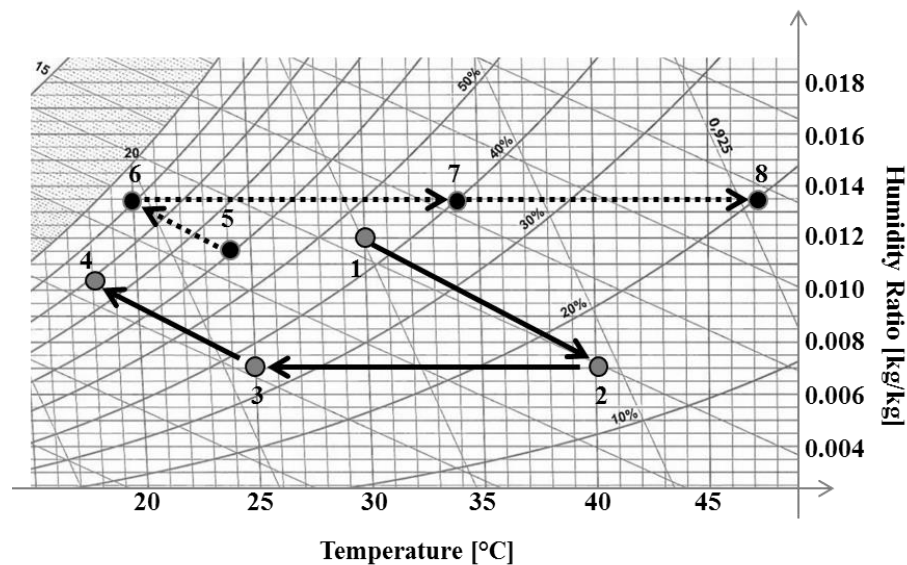


Fig. 1.2 – Trasformazioni principali in regime di raffrescamento per una UTA DEC tradizionale [19]

- 1-2: l'aria esterna calda e umida entra nel condotto di mandata e passa attraverso il rotore essiccante, nel quale avviene la deumidificazione (dunque il flusso d'aria si deumidifica e si riscalda).
- 2-3: il recuperatore di calore permette un raffreddamento sensibile del flusso d'aria.
- 3-4: avviene il raffrescamento evaporativo diretto tramite un umidificatore, l'aria si umidifica e si raffredda.
- 4-5: l'aria entra nell'ambiente climatizzato e viene ripresa, carica di energia sensibile e latente.
- 5-6: avviene il raffrescamento evaporativo indiretto tramite un umidificatore.
- 6-7: il passaggio nel recuperatore riscalda sensibilmente l'aria di ritorno.
- 7-8: attraverso una batteria di scambio termico l'aria viene portata alla temperatura necessaria per rigenerare il rotore essiccante, asportando l'acqua adsorbita prima di essere espulsa in ambiente.

La deumidificazione tradizionale prevede il raffreddamento dell'aria sotto il punto di rugiada, pratica che, specialmente in climi particolarmente caldi e umidi come può essere quello Sud-Mediterraneo, richiede temperature del fluido vettore molto basse, dell'ordine dei 7-12°C. Il sistema DEC invece permette di prelevare l'acqua contenuta nel flusso d'aria tramite l'adsorbimento del rotore, evitando quindi di dover portare l'aria a condensazione. In questo modo, il sistema di raffrescamento (batteria o umidificatore)

deve asportare dal flusso d'aria di mandata il solo carico sensibile, introducendo importanti vantaggi dal punto di vista prestazionale:

- La macchina frigorifera che alimenta la batteria può lavorare a temperature più alte migliorando sensibilmente il suo COP.
- Non è necessario il post-riscaldamento dell'aria di mandata

Tali vantaggi si pagano tramite la necessità di rigenerare il rotore con un flusso di aria calda.

### 1.3 CONTINUOUS COMMISSIONING

Il grande e costante sviluppo tecnologico che caratterizza l'intero sistema edificio-impianto ha portato da una parte a potenzialità di risparmio energetico sempre maggiori, dall'altra alla definizione di regole e norme sui consumi energetici via via più stringenti. In tale contesto risulta di fondamentale importanza la precisa e puntuale valutazione delle performance del sistema, in accordo con i requisiti prestazionali definiti in fase decisionale. È infatti chiaro come, a causa dell'integrazione e dell'interdipendenza dei vari sistemi costituenti l'edificio, una carenza di performance in un sistema può inficiare il buon comportamento di altri sottosistemi o componenti, implicando consumi energetici globali non conformi alle aspettative.

Si rende dunque necessario un anello di congiunzione tra fase progettuale e fase operativa, in modo tale da assicurare livelli prestazionali che soddisfino le attese della committenza e le esigenze dell'utenza dell'edificio.

Il processo di Commissioning si propone come possibile soluzione di tale problematica. Una possibile definizione di Commissioning è fornita dallo Standard ASHRAE 202 [6]:

“Attività basata sul concetto di qualità, che ha come scopo la valutazione e la documentazione del comportamento dell'edificio e dei sistemi, per il raggiungimento di obiettivi e criteri predefiniti.”

Il medesimo documento propone un possibile procedimento:

- Avvio del processo di Commissioning: determinazione da parte della committenza degli scopi del piano di Commissioning e dei ruoli e responsabilità dei vari attori del processo.



- Definizione dei requisiti di progetto: redazione del OPR (Owner's Project Requirements), in cui si specificano le basi dell'intero procedimento di progettazione, costruzione e fase operativa dell'edificio.
- Sviluppo del piano di Commissioning: definizione di tutte le attività volte al raggiungimento dei requisiti definiti nel OPR.
- Approccio prestazionale della progettazione: focalizzazione sulla fase di progetto, volta alla continua relazione tra team di progettisti e committenza, in modo da coinvolgere le parti nelle decisioni critiche e per assicurare il rispetto delle esigenze predefinite nel OPR.
- Impostazione dei requisiti dei Contraenti: definizione delle responsabilità delle figure che rientrano nel processo e redazione dei documenti contrattuali.
- Revisione della progettazione in base ai requisiti: verifica dei documenti progettuali.
- Osservazione e test: verifica dell'installazione di sistemi e componenti attraverso procedure di test predefinite, volte alla valutazione del corretto funzionamento.
- Risoluzione di problemi: documentazione dei problemi rilevati nelle precedenti fasi ed elaborazione di strategie di risoluzione.
- Redazione di Manuali dei sistemi: elaborazione di documenti che contengano informazioni circa il funzionamento e la manutenzione dei vari sistemi o sottosistemi individuati.
- Training del personale manutenzione e degli occupanti: il personale addetto alla manutenzione e gli occupanti dell'edificio devono essere formati e informati sull'utilizzo dei sistemi.
- Attività di post-occupazione dell'edificio: definizione di tutte le attività quali test e interventi programmati volti al mantenimento nel tempo delle prestazioni.
- Redazione del Report di Commissioning: sommario dell'intera attività di Commissioning.

Alla luce di quanto appena esposto, l'attività di Commissioning può essere dunque interpretata come una fase caratterizzata da durata limitata, da applicare durante la nascita dell'edificio. Tuttavia essa potrebbe essere riapplicata periodicamente quando le performance osservate non rispondono più a quelle inizialmente definite: in questo caso si

può parlare di Re-Commissioning. Consiste in un tuning periodico volto alla risoluzione di problemi che causano extra consumi energetici.

È però chiara la necessità del mantenimento il più possibile costante delle prestazioni, il quale non può essere garantito con un'attività puntuale di Commissioning o Re-Commissioning. Proprio da questa necessità nasce la ricerca di un metodo che sia in grado di garantire un monitoraggio continuo del sistema edificio-impianto, il quale è notoriamente affetto da una degradazione costante e continua dovuta principalmente a:

- Guasti nei componenti
- Esaurimento della vita utile dei componenti
- Naturale decadimento delle performance
- Errori di progettazione
- Errori di montaggio-installazione
- Errori di implementazione delle strategie di controllo
- Problemi di rilevazione da parte delle sonde

Una possibile soluzione è rappresentata dal Continuous Commissioning, ovvero l'estensione dei concetti di raggiungimento di performance ideali dalla fase di progettazione-costruzione all'intera vita utile dell'edificio, con lo scopo di prevenire il decadimento delle prestazioni energetiche e di assicurare un andamento il più possibile costante di costi e consumi. La metodologia consiste nella continua misurazione del comportamento del sistema in esame, attraverso il necessario equipaggiamento di sonde di misura, e, in parallelo, nell'attività di confronto tra comportamento atteso e reale del sistema. In base a livelli di accettabilità dello scostamento tra realtà e idealità predefiniti, è possibile ottenere un responso di funzionamento soddisfacente o meno. Tale sotto attività prende il nome di Fault Detection e, se completata da strumenti in grado di isolare o localizzare i problemi all'interno dell'intero sistema, può essere definita Fault Detection and Diagnosis (FDD).

Il presente lavoro di Tesi propone una metodologia utile all'attività di continuo monitoraggio delle prestazioni energetiche di un impianto Solar DEC, in grado di individuare eventuali extra consumi causati da decadimento di performance o da guasti dei vari sottosistemi o componenti che costituiscono l'impianto.

# 2

## PROCEDURA PER IL CONTINUOUS COMMISSIONING DI UN IMPIANTO SOLAR DEC

### 2.1 IMPIANTO OGGETTO DI STUDIO

La procedura sviluppata nell'ambito del presente lavoro, è applicata a un impianto di Solar Cooling di tipo DEC operativo dall'estate 2013. Il sistema serve un edificio adibito a dormitorio (Residenza Leonardo del Politecnico di Milano) edificato nel 1934, caratterizzato da sei piani fuori terra più un seminterrato, dotato in totale di 293 posti letto distribuiti in 221 camere, oltre a circa 500 m<sup>2</sup> di locali comuni adibiti a sala studio o ricreazione.

*Tab. 2.1 – Informazioni sull'edificio servito*

Anno di costruzione	1934
Piani fuori terra	6
Posti letto	293
Portata aria di rinnovo totale	9000 m <sup>3</sup> /h

Poiché gli ambienti sono dotati di terminali (fan coil e radiatori) per il trattamento dei carichi sensibili, il sistema analizzato ha il compito di fornire aria primaria in condizioni neutre, per supplire al necessario ricambio di aria richiesto per motivi igienici (UNI 10339). Il raggiungimento della condizione di neutralità avviene tramite

trasformazione sensibile e latente dell'aria esterna. Il sistema Solar DEC tratta 5000 m<sup>3</sup>/h di aria primaria, mentre i restanti 4000 m<sup>3</sup>/h vengono forniti dalla vecchia UTA tradizionale, alimentata da caldaia a gas e chiller.

### **2.1.1 Descrizione del sistema**

L'impianto è composto da un'unità di trattamento aria di tipo DEC con rotore essiccante accoppiata a una pompa di calore elettrica reversibile acqua-acqua e a un campo di collettori solari.

L'UTA è suddivisa in tre canali: condotto di mandata, di ritorno e di rigenerazione. Al suo interno si trovano:

- Rotore essiccante in gel di silice montato su struttura in alluminio anodizzato e acciaio, di diametro 1200 mm e spessore 200 mm, con motore elettrico.
- Recuperatore di calore statico a piastre in alluminio, rendimento nominale 65%, portata nominale 6000 m<sup>3</sup>/h.
- Ventilatori centrifughi a pale piane rovesce, potenza 4 kW.
- Batterie di scambio termico aria-acqua a tubi alettati (B1, B3 e B4 da 6 ranghi, B2 4 ranghi).
- Umidificatore indiretto a pacco evaporante in Fe-Zn con pompa da 220 W.
- Condotti di bypass con serranda ad apertura modulabile.

Il sistema solare termico si compone di:

- Campo di collettori piani, superficie lorda circa 100 m<sup>2</sup>.
- Scambiatore di calore a piastre in acciaio a flussi incrociati.
- Serbatoio di accumulo, capacità 5000 l.

L'impianto è completato da:

- Pompa di calore elettrica acqua-acqua reversibile, con doppio compressore (50-100%), resa frigorifera 27,4 kW, resa termica 32,9 kW. Sia su lato evaporatore che su lato condensatore sono presenti due serbatoi di accumulo da 300 l.
- Generatore di backup, caldaia a gas comunicante con il sistema tramite scambiatore a piastre controcorrente.
- Sistema di pompe di circolazione e valvole a due o tre vie, la cui attivazione o posizione è modulata secondo una strategia di controllo descritta nel capitolo 2.1.2.

- Hardware di controllo e acquisizione dati di tipo embedded (NI CompactRIO) e software di controllo deterministico LabVIEW Real-Time con applicazione Stand-Alone<sup>1</sup>.

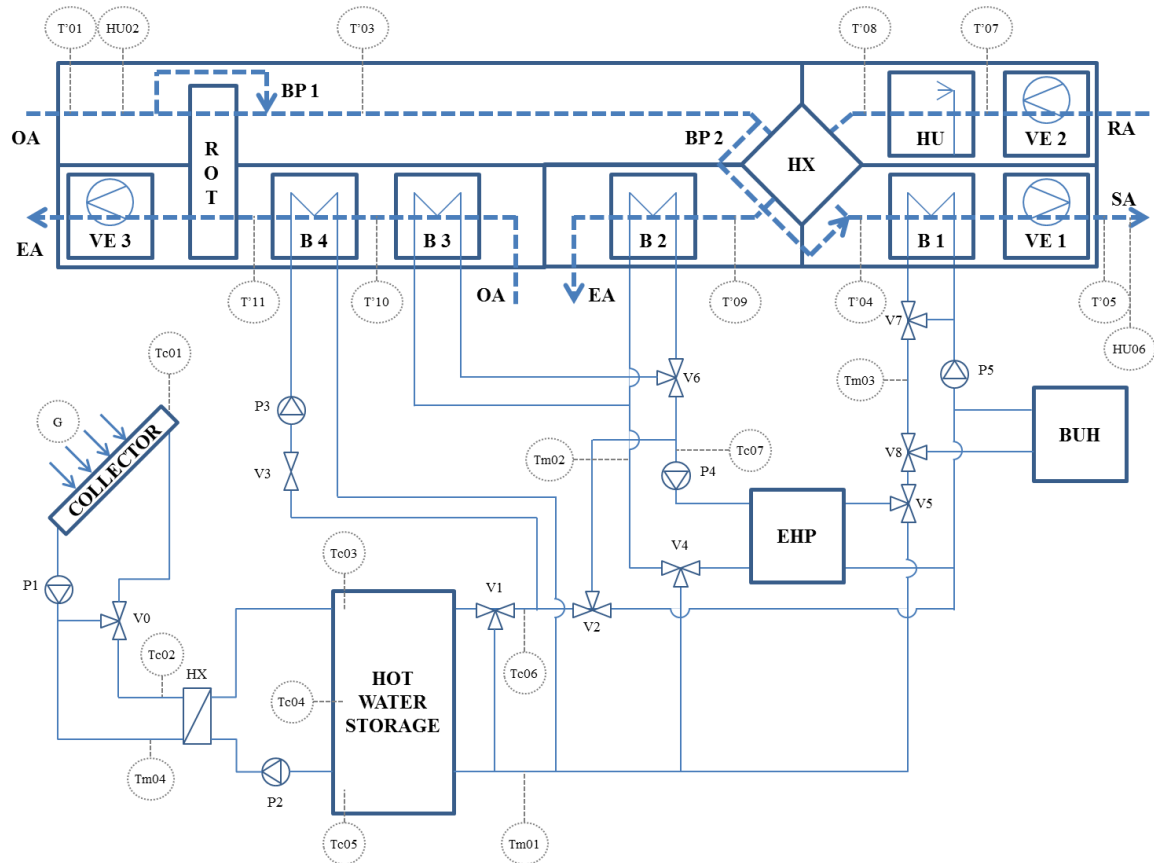
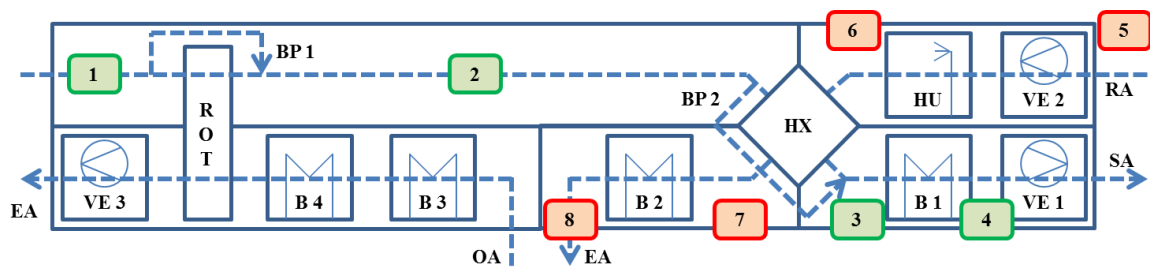


Fig. 2.1 – Schema funzionale dell'impianto

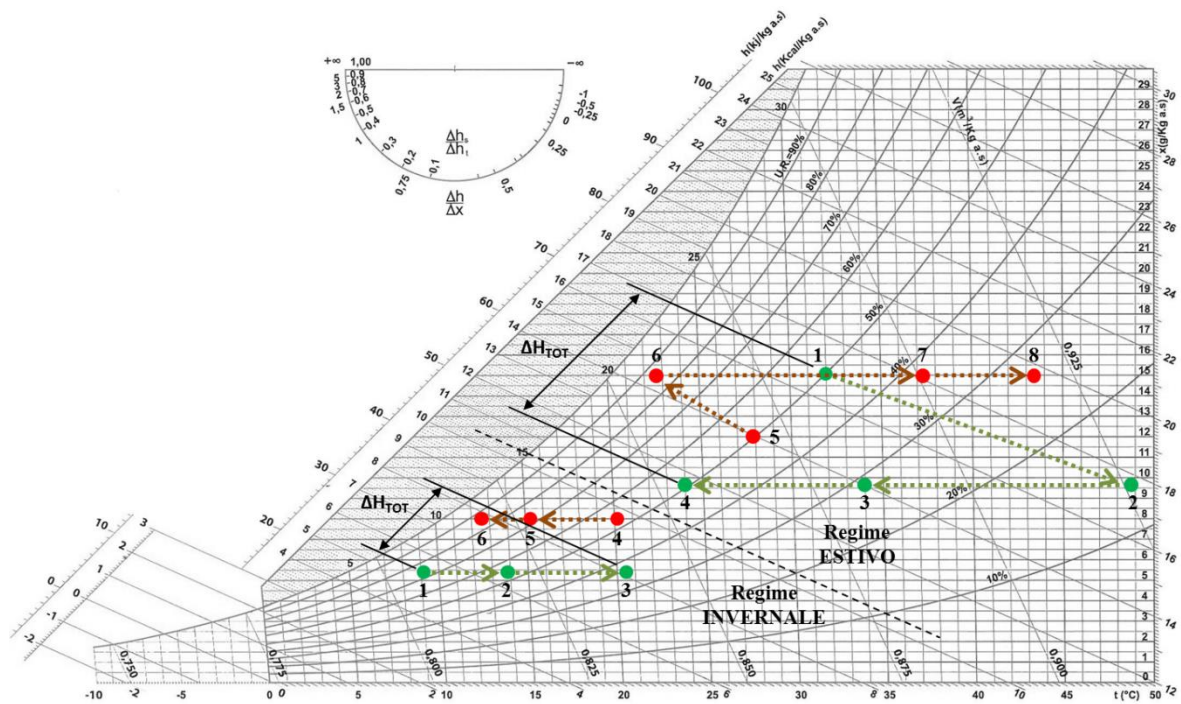
Sul diagramma psicrometrico è possibile visualizzare le principali trasformazioni subite dai flussi di mandata e ripresa all'interno dell'UTA in condizioni nominali di funzionamento. In regime di raffrescamento, rispetto a un sistema DEC tradizionale si nota l'assenza dell'umidificazione dell'aria di mandata, sostituita da un raffreddamento

<sup>1</sup> Nel caso in cui si verifichi un'interruzione dell'alimentazione (per mancanza di tensione o per interventi di manutenzione indipendenti da Solar DEC) l'applicazione Stand-Alone permette all'impianto di ripartire senza l'intervento di un operatore.

sensibile (3-4). Inoltre il flusso di ripresa non subisce il riscaldamento necessario per la rigenerazione del rotore, poiché essa avviene in un canale separato.



**Fig. 2.2** – Principali trasformazioni all'interno dell'UTA.  
In verde gli stati dell'aria di mandata, in rosso gli stati dell'aria di ritorno.



**Fig. 2.3** – Principali trasformazioni all'interno dell'UTA, in riferimento all'immagine precedente.

### Differenze con DEC tradizionale

In climi particolarmente caldi e umidi, come può essere considerato quello italiano, i sistemi DEC tradizionali presentano un limite, derivante dal relativamente basso livello termico raggiungibile dal flusso d'aria di rigenerazione alimentato con sola energia solare.

Questo implica che il regime di deumidificazione non possa essere portato oltre un certo grado, e che quindi il trattamento dei carichi latenti non possa essere sempre considerato soddisfacente. Per ovviare a quanto detto risulta necessario abbandonare l'idea di un sistema DEC puro e orientare l'attenzione verso sistemi ibridi, in cui il raffreddamento evaporativo diretto venga sostituito da tecniche che non implicino umidificazione dell'aria.

Per questo motivo e per altri di seguito esposti, il sistema Solar DEC, rispetto a un DEC tradizionale, presenta alcune peculiarità.

L'assenza di un umidificatore nel canale di mandata permette di classificare il sistema come ibrido, in quanto il trattamento dei carichi sensibili del flusso di aria di mandata è effettuato tramite una batteria di scambio termico, con i conseguenti benefici già citati sulla semplificazione della strategia di controllo. Inoltre, l'eliminazione di un umidificatore comporta vantaggi dal punto di vista igienico, in quanto la presenza di residui stagnanti può provocare proliferazione batterica (p.e. legionella), della manutenzione, in quanto si evita l'obbligo di frequenti interventi di pulizia, ed infine sul consumo di acqua, la quale necessiterebbe inoltre di demineralizzazione.

Mentre nella configurazione classica si nota la presenza di un recuperatore rotativo, per evitare la miscelazione tra flusso di mandata e di ritorno la scelta è ricaduta su un recuperatore statico.

Il condotto di rigenerazione viene separato dal ritorno; nonostante questa scelta implichi l'utilizzo di un ventilatore supplementare, permette di risolvere due questioni importanti. La prima riguarda la salubrità dell'aria: il flusso di ritorno è carico di inquinanti derivanti dall'affollamento dei locali asserviti e il passaggio attraverso il rotore comporterebbe trafilamenti nel flusso d'aria di mandata. Il secondo beneficio riguarda le perdite di carico: se il condotto fosse unico, il ventilatore VE2 dovrebbe avere una maggiore prevalenza per raggiungere lo stesso valore di portata, anche quando la deumidificazione non è necessaria, ovvero per un ampio periodo durante l'anno (inverno e parte delle stagioni intermedie).

La pompa di calore elettrica è relazionata all'UTA in modo tale che, in regime estivo, il calore di condensazione può essere utilizzato per preriscaldare l'aria di rigenerazione attraverso la batteria B3. In regime invernale inoltre, se nell'accumulo è disponibile una temperatura sufficiente, la macchina attinge a lato evaporatore dal serbatoio del fluido caldo e ne eleva il livello termico al condensatore, permettendo altresì il mantenimento del COP su valori elevati e un funzionamento del sistema solare termico a temperature basse, innalzandone di conseguenza l'efficienza.

## 2.1.2 Strategia di controllo

Come già menzionato, il sistema opera a portata costante di 5000 m<sup>3</sup>/h e fornisce aria primaria, in condizioni neutre. L'obiettivo della strategia di controllo è dunque il mantenimento della temperatura dell'aria di mandata in un definito intervallo (20-24°C, secondo fig. 2.4) e la limitazione dell'umidità specifica a 9.5 g/kg. Si noti che la deumidificazione dell'aria è strettamente legata alla disponibilità di energia solare per la rigenerazione del rotore; dunque, mentre la temperatura di setpoint rappresenta un vincolo rigido per il sistema, l'umidità ideale è intesa come una condizione desiderabile, ma non sempre conseguibile. In inverno inoltre non si è ritenuto necessario il controllo dell'umidità, pratica diffusa in climi come quello in cui opera l'impianto.

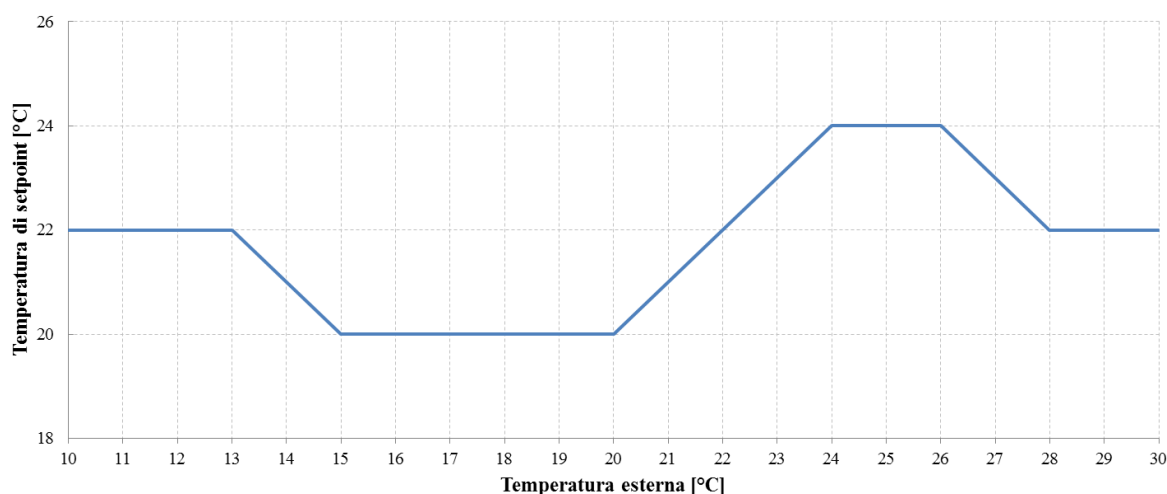


Fig. 2.4 – Regolazione della temperatura di setpoint in funzione della temperatura esterna.

Mentre per le unità di trattamento aria tradizionali la logica di controllo segue un approccio di tipo sequenziale, per un sistema come Solar DEC, a causa della grande quantità di componenti, è necessario rivolgersi a tecniche alternative che semplifichino l'impostazione del controllo e permettano un utilizzo limitato e regolare degli organi dell'impianto. Nel caso in esame è stata implementata una logica di controllo in cui vengono definite delle condizioni operative, dette modalità, in cui un solo un numero fisso e predeterminato di componenti viene messo in funzione. Il passaggio da una modalità all'altra è gestito da una serie di semplici condizioni logiche e, con lo scopo di rendere il processo il più stabile possibile, la transizione tra modalità avviene solo quando si



raggiunge la condizione di passaggio per un certo intervallo di tempo (ritardo di transizione). La metodologia prende il nome di Finite State Machine (FSM) [23].

La concezione iniziale della strategia di controllo [3] prevedeva una limitata quantità di modalità e una logica di transizione molto lineare.

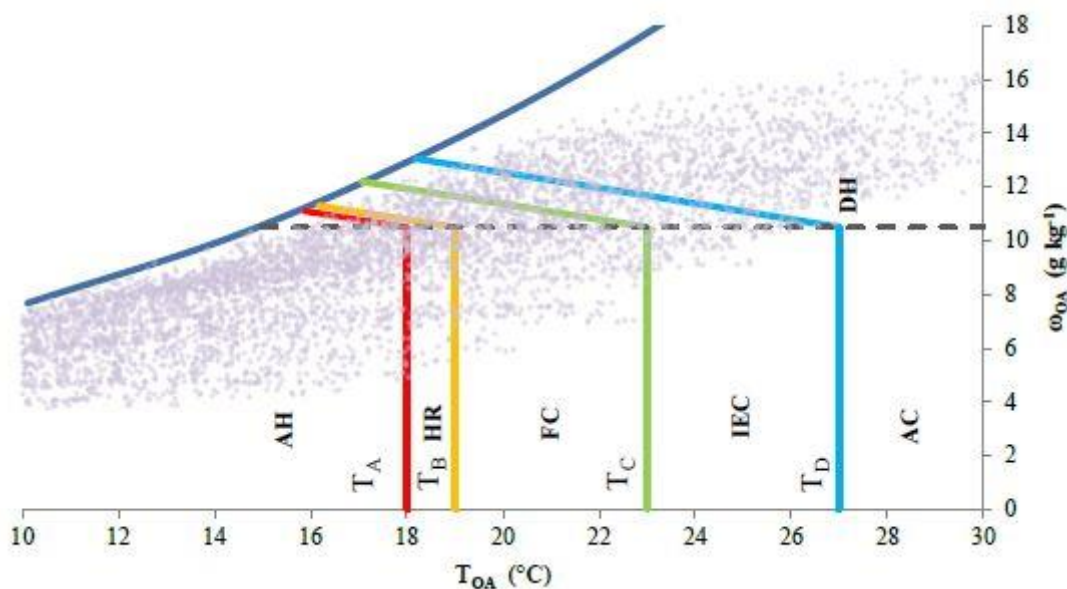


Fig. 2.5 – Definizione delle modalità in funzione delle caratteristiche dell'aria esterna [3].

Nel corso dei primi mesi di vita dell'impianto, la strategia si è evoluta, aggiungendo nuove modalità e complicando notevolmente le condizioni di passaggio tra esse. L'evoluzione si è resa necessaria in quanto il comportamento del sistema non deve tenere conto solo delle condizioni ambientali, ma anche dei limiti fisici dei vari componenti, e dei fattori che possono inficiarne l'operatività (riducendone altresì la vita utile). Nei prossimi paragrafi viene presentata la strategia di controllo completa di tutte le condizioni di cui sopra, con la consapevolezza della necessità di un continuo aggiornamento volto all'ottimizzazione delle prestazioni del sistema, in pieno spirito di Continuous Commissioning. Prima di procedere con la descrizione delle modalità è utile precisare alcuni concetti sul controllo di sistema solare termico e pompa di calore.

Il sistema solare termico (pompe P1 e P2 e valvola a tre vie V0) è controllato indipendentemente dal resto dell'impianto, in funzione della differenza tra temperatura del fluido nel circuito primario e temperatura nel serbatoio di accumulo. Poiché in questo caso la forzante è unica, l'approccio FSM non è stato implementato, ad eccezione della gestione del rischio di stagnazione, trattato più avanti.

La pompa di calore controlla autonomamente l'accensione dei compressori in funzione della temperatura di alimentazione. Tuttavia, per evitare un eccessivo ciclo on-off, vi è un controllo esterno che forza lo spegnimento dei compressori fino a un certo valore di temperatura di alimentazione, identificata dalla sonda Tm03 (19°C in estate e 26°C in inverno). In questo modo, pur permettendo il rispetto della temperatura di setpoint dell'aria di mandata, si aggiunge inerzia al sistema, evitando cicli brevi di accensione e spegnimento che, oltre a degradare più velocemente le parti meccaniche della pompa di calore, ne peggiorano le prestazioni. Inoltre, per evitare l'allarme termico dei compressori, sono state introdotte all'interno della strategia di controllo alcune modalità di "transizione" in uscita dalle modalità in cui si presume l'utilizzo della pompa di calore; esse prevedono che, per alcuni minuti, le pompe di circolazione facciano muovere il fluido a lato evaporatore e condensatore a compressori spenti, in modo tale da dissipare l'eventuale eccesso di energia termica residua allo spegnimento della macchina.

**Modalità di raffrescamento**

Nella presentazione delle modalità operative della logica di controllo, si segue un ordine di decrescente gravosità delle condizioni esterne, il che consegue in un decrescente utilizzo di componenti.

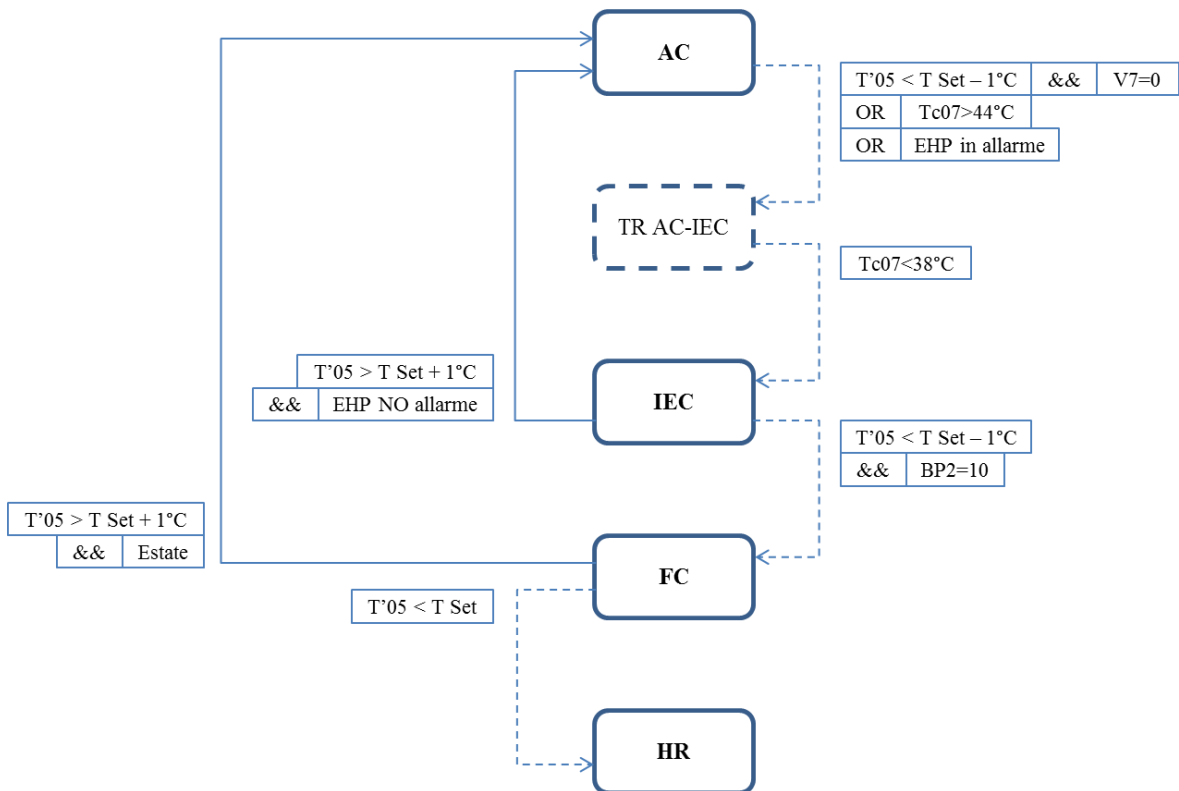


Fig. 2.6 – Logica di controllo in regime di raffrescamento.

La modalità estiva che corrisponde ai massimi carichi termici è rappresentata dall'Active Cooling (AC).

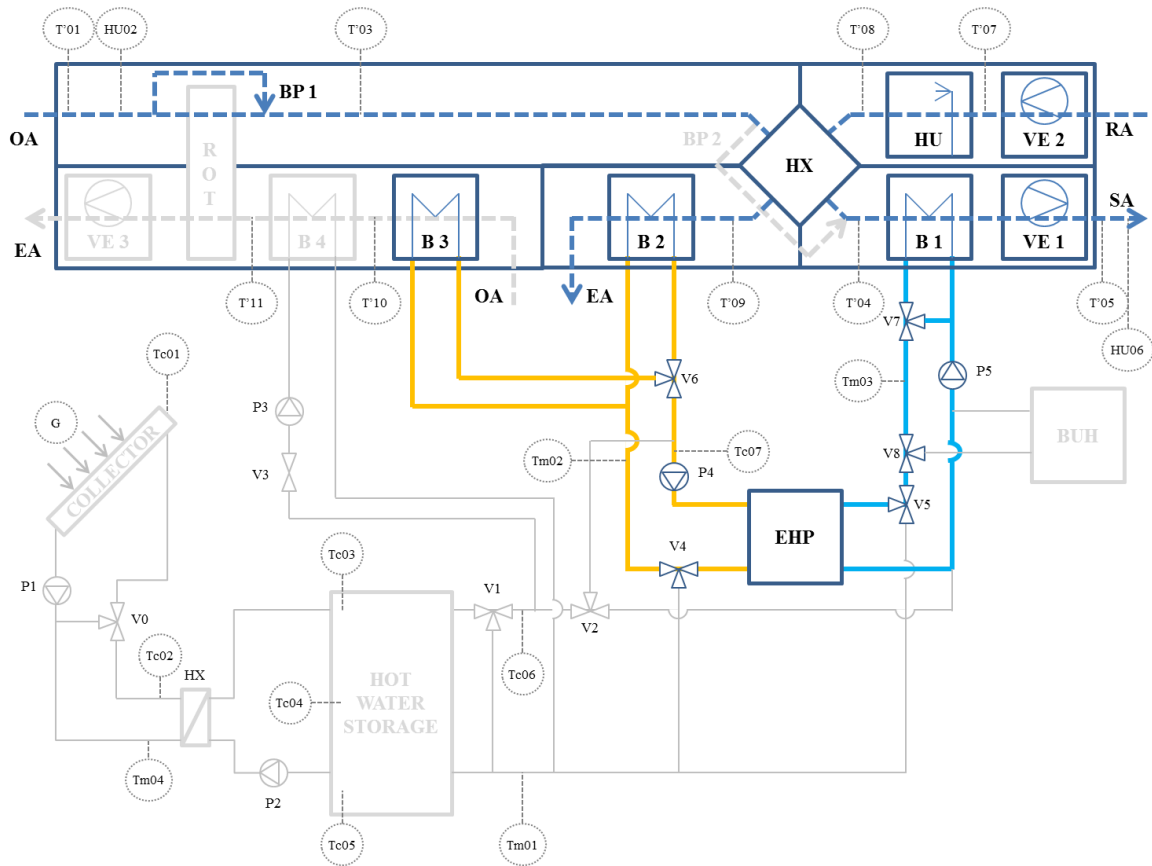


Fig. 2.7 – Modalità Active Cooling (AC).

In questa modalità sono attivi pressoché tutti i componenti, fatta eccezione per quelli utili alla deumidificazione che verranno in seguito trattati. Si noti come la valvola V6 permetta al calore di condensazione della EHP di afferire in modo alternativo alla batteria B2 o B3 in funzione delle temperature dell'aria di ritorno e della necessità di rigenerazione del rotore. La valvola V7 è controllata tramite PI con lo scopo di mantenere T'05 sul valore di setpoint.

Al diminuire dei carichi, l'attività della pompa di calore non si rende più necessaria, ed è possibile quindi passare alla modalità Indirect Evaporative Cooling (IEC).

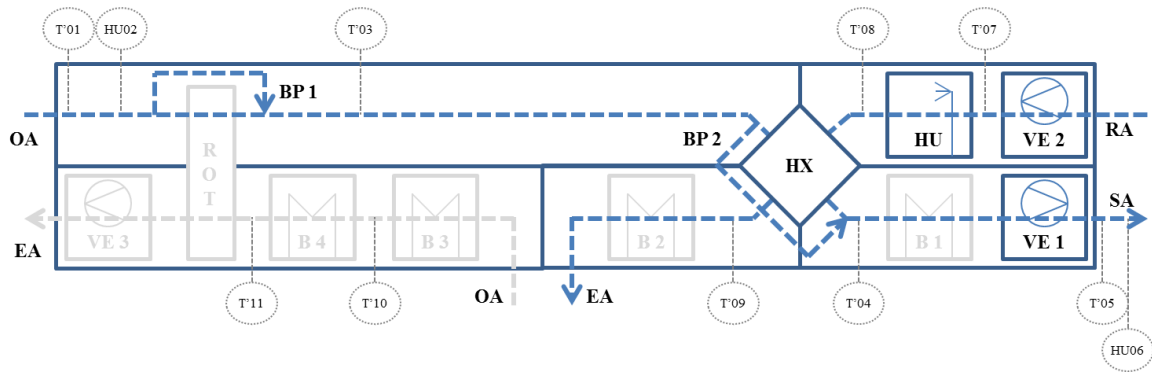


Fig. 2.8 – Modalità Indirect Evaporative Cooling (IEC).

La modalità IEC si attiva quando il salto sensibile offerto dal raffreddamento evaporativo indiretto è sufficiente per raggiungere la temperatura di setpoint dell'aria di mandata. Il bypass sul recuperatore (BP2) è controllato tramite PI in funzione di T'05.

Quando le condizioni dell'aria esterna risultano idonee per l'immissione diretta negli ambienti asserviti, si attiva la modalità Free Cooling (FC).

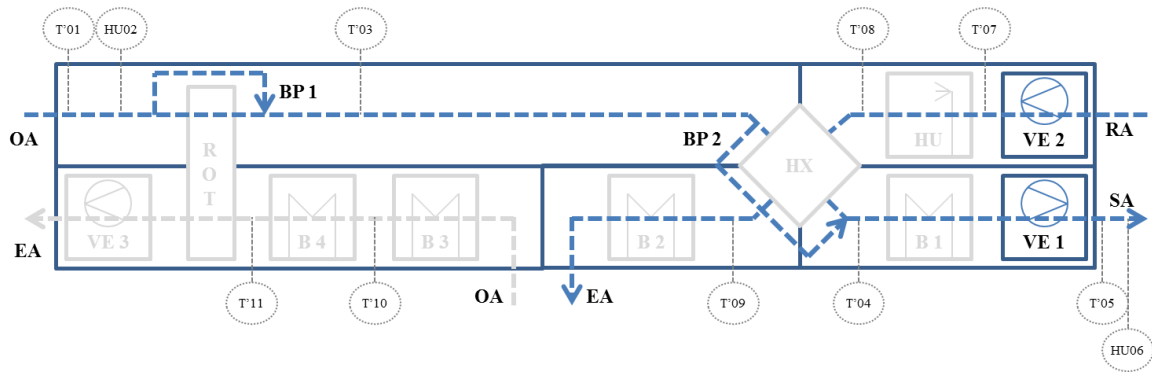


Fig. 2.9 – Modalità Free Cooling (FC).

In FC sono attivi solo i ventilatori di mandata e ripresa, e le serrande dei bypass sono completamente aperte. Si illustra di seguito lo schema delle condizioni di transizione tra le varie modalità di funzionamento.

**Modalità di riscaldamento**

Per la stagione invernale la logica di controllo risulta più complicata ed articolata, in quanto sono disponibili più strategie per fornire calore all'aria di mandata.

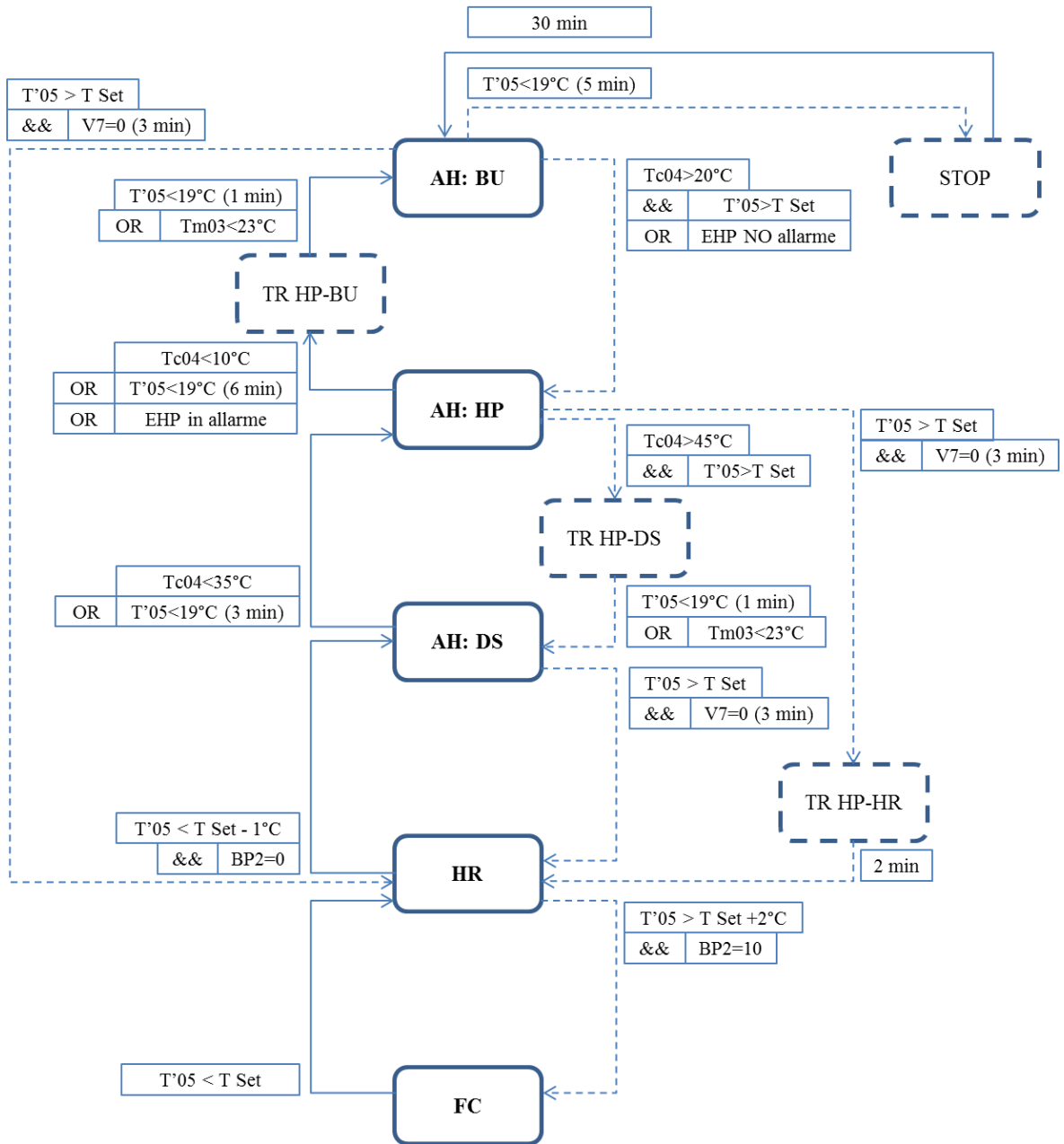
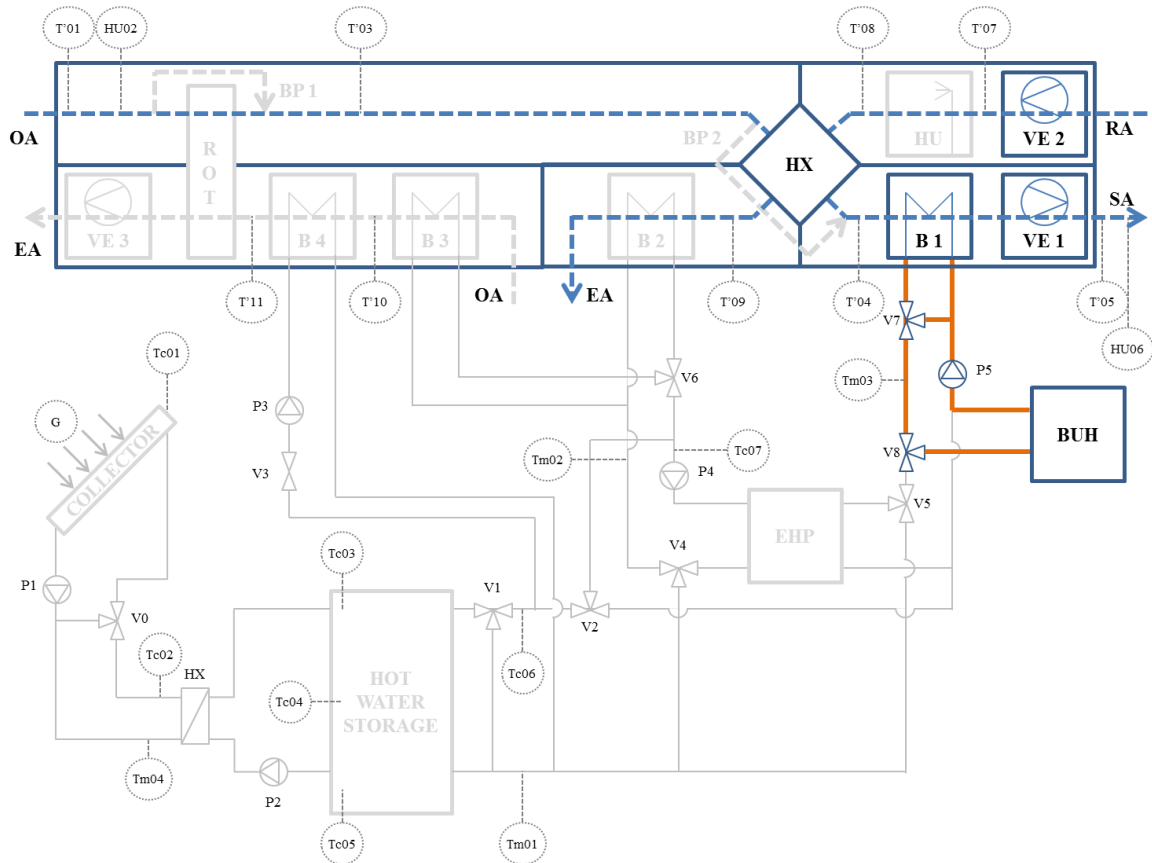


Fig. 2.10 – Logica di controllo in regime di riscaldamento.

In regime di riscaldamento, la situazione più gravosa corrisponde alle temperature minime dell'aria esterna e all'assenza di energia termica nel serbatoio. In questo caso sarà dunque necessario servirsi del calore fornito dal generatore di backup (AH: BU).



**Fig. 2.11** – Modalità Active Heating-BackUp (AH: BU).

La valvola V7 è controllata tramite PI in modo tale da assicurare la corrispondenza tra T'05 e il setpoint.

Se nel serbatoio di accumulo è presente una temperatura sufficiente (20°C), è possibile sfruttare l'energia termica per attivare la EHP (AH: HP).

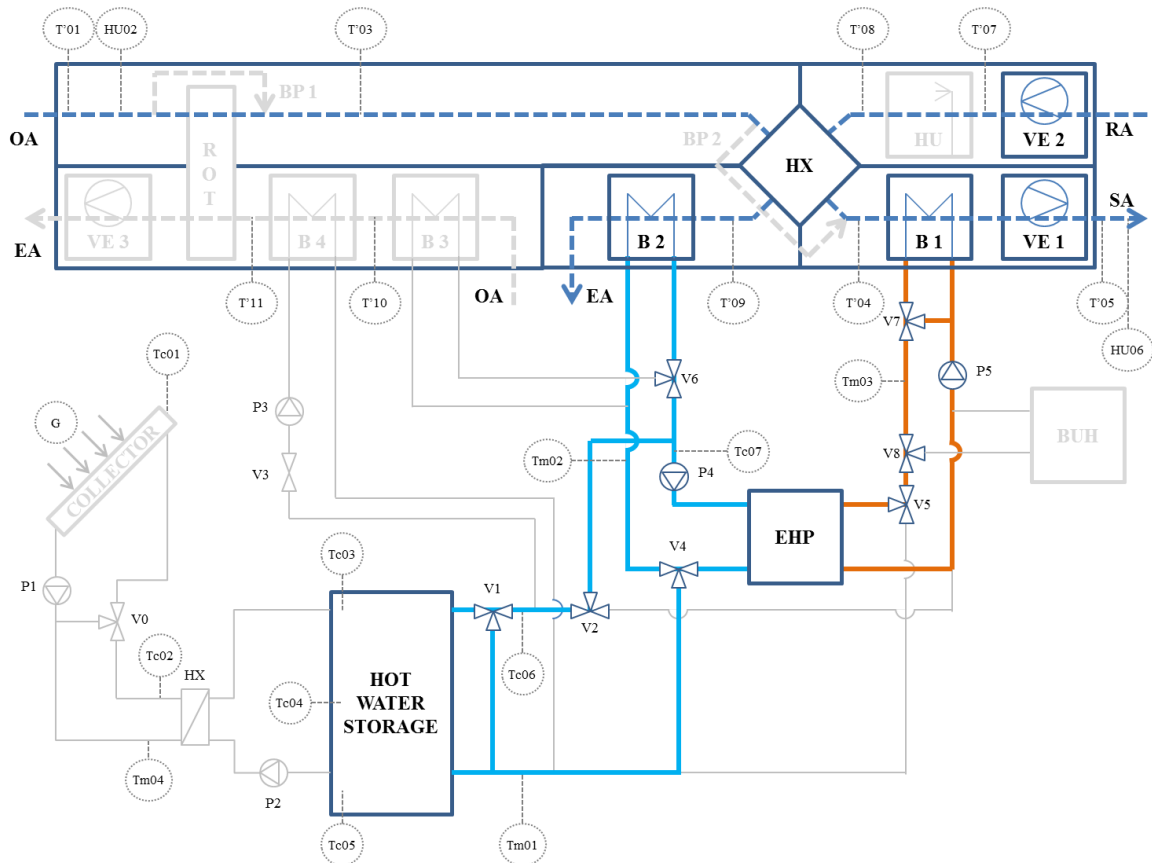


Fig. 2.12 – Modalità Active Heating-Heat Pump (AH: HP).

Il controllo PI della valvola V7 regola l'energia trasferita a B1, mentre la valvola V4 stabilisce in quale misura EHP attinge, lato pozzo freddo, da serbatoio di accumulo e batteria B2. L'apertura della valvola V1 è modulata tramite PI con lo scopo di mantenere la temperatura in uscita dal serbatoio (Tc06) sul valore di setpoint, che per la modalità in esame è di 22°C.

Se la disponibilità di energia solare permette al livello termico del serbatoio di crescere ancora (45°C), è possibile sfruttare direttamente il calore dell'accumulo, il quale viene inviato direttamente alla batteria B1 (AH: DS).

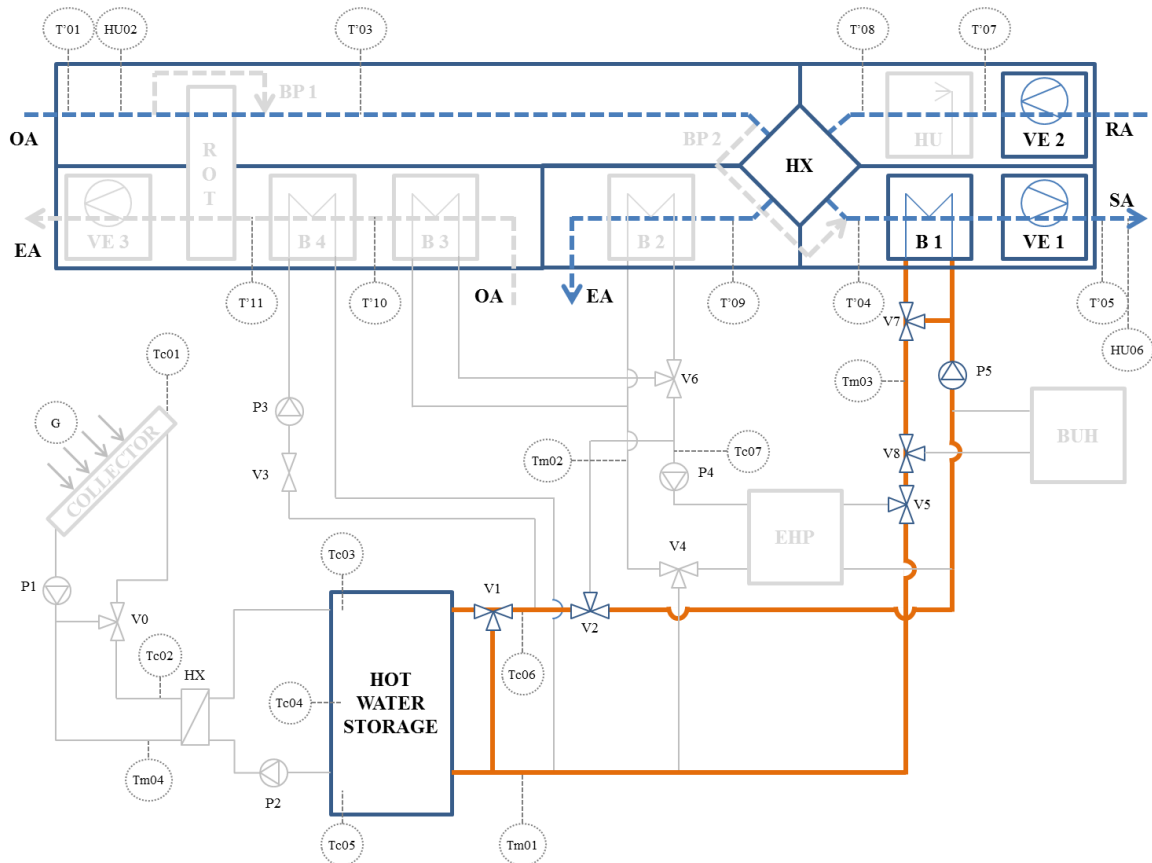


Fig. 2.13 – Modalità Active Heating-Direct Solar (AH: DS).

La valvola V1 è controllata con PI in funzione della temperatura Tc06, il cui setpoint è fissato a 30°C. V7 viene sempre modulata tramite PI per mantenere il setpoint della temperatura dell'aria di mandata.

Al crescere della temperatura ambiente, si perviene alla situazione per cui il riscaldamento sensibile offerto dal recuperatore può essere già sufficiente a garantire la temperatura di setpoint in mandata (HR).

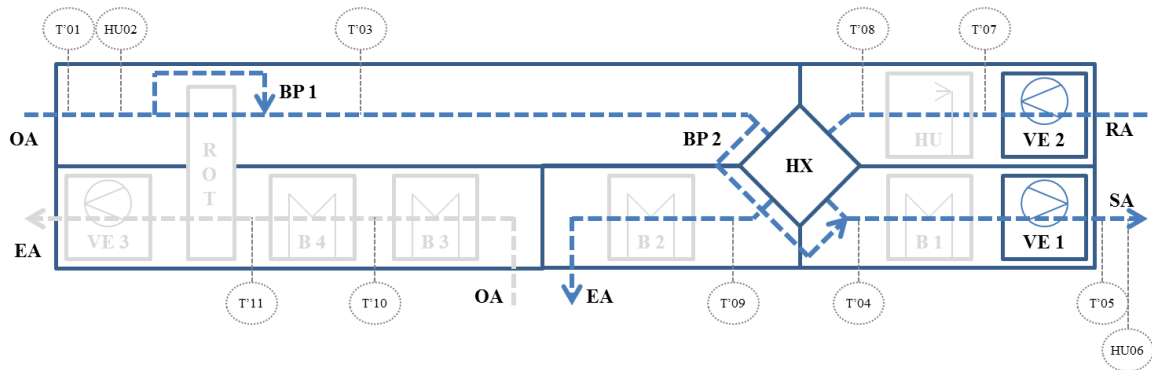


Fig. 2.14 – Modalità Heat Recovery (HR).



La serranda di BP2 è controllata tramite PI con lo scopo di mantenere la temperatura dell'aria di mandata (T'05) sul valore di setpoint.

L'ulteriore evoluzione delle condizioni ambientali porta di nuovo alla modalità FC già presentata in precedenza.

### Modalità di deumidificazione

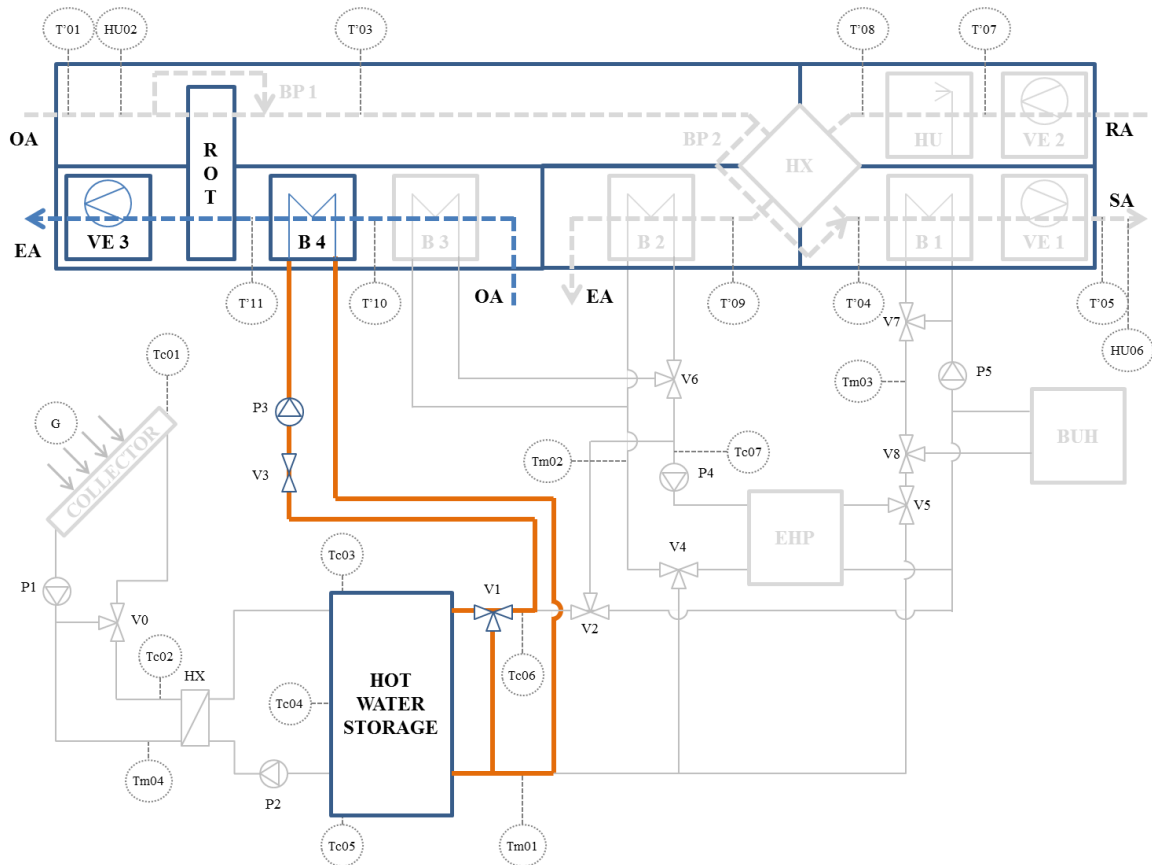


Fig. 2.15 – Modalità di deumidificazione (DH: ON).

Il controllo dell'umidità viene effettuato tramite la modalità di deumidificazione (DH: ON), in cui viene prelevata energia dal serbatoio attraverso l'accensione della pompa P3 e l'apertura della valvola V3, le quali permettono che il fluido caldo conferisca alla batteria B4. Il ventilatore VE3 permette il passaggio del flusso d'aria di rigenerazione attraverso il rotore. Nel condotto di mandata viene chiuso BP1. La valvola V1 è controllata con PI in funzione della differenza tra HU06 e l'umidità di setpoint (9,5 g/kg). È interessante notare la correlazione molto stretta che esiste tra modalità di deumidificazione e di raffreddamento. Infatti il surriscaldamento dell'aria di mandata

causato dal rotore richiede un raffreddamento sensibile elevato, raramente conseguibile con il solo recuperatore statico. È dunque immediato concludere che le modalità di deumidificazione attiva e di Active Cooling saranno caratterizzate quasi da contemporaneità.

Come già accennato in precedenza, è necessario impostare una strategia per gestire il rischio di stagnazione nei collettori solari e per limitare le temperature all'interno dell'accumulo (massimo consentito 85°C). Si potrebbe infatti verificare la situazione per cui la disponibilità di energia solare non corrisponda temporalmente alla richiesta di energia termica per la deumidificazione o per il riscaldamento dell'aria. Nel bilancio termico del collettore viene a mancare il termine di flusso asportato dall'utenza. Le alte temperature che caratterizzano tale condizione (stagnazione) portano ad avere all'interno del circuito primario il fluido termovettore allo stato gassoso, con conseguente aumento di volume e pressione, il quale può rappresentare un importante fattore di riduzione della vita utile dei collettori e degli altri componenti idraulici del circuito. Per evitare o almeno limitare il fenomeno indesiderato, oltre ad un'attenta progettazione dei dispositivi di sicurezza come valvole di sfogo e vasi di espansione, viene integrata nella logica di controllo una strategia di sicurezza a doppio livello. In prima istanza le pompe del circuito solare sono impostate per far circolare il fluido vettore fino al raggiungimento della temperatura massima di 120 °C, in modo tale da far funzionare i collettori a bassa efficienza e permettere la dissipazione tramite le perdite termiche. Tale strategia funziona per valori di radiazione solare relativamente bassi. È sufficiente considerare l'equazione dell'efficienza dei collettori e verificare per quale valore di radiazione solare essa si annulla. Nella seguente immagine una stima al variare della differenza di temperatura tra fluido vettore e aria esterna.

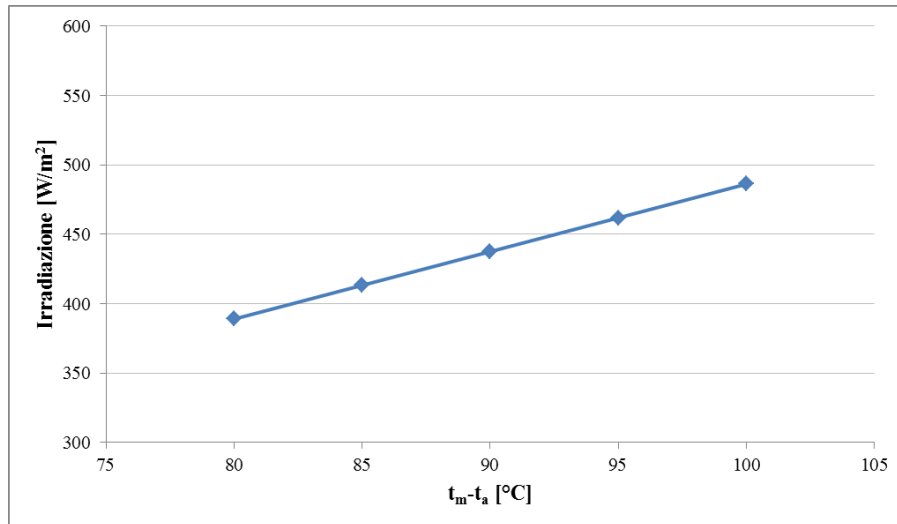


Fig. 2.16 – Andamento dell’irradiazione critica in funzione delle temperature del fluido vettore e dell’aria esterna.

Se l’irradiazione raggiunge valori sensibilmente più alti, si rende necessario l’intervento della modalità “Anti-stagnazione” (AS). Essa corrisponde alla modalità di deumidificazione, eccetto l’inattività del rotore e la posizione fissa della valvola V1. Le condizioni di attivazione della modalità sono visibili nello schema seguente della strategia di controllo.

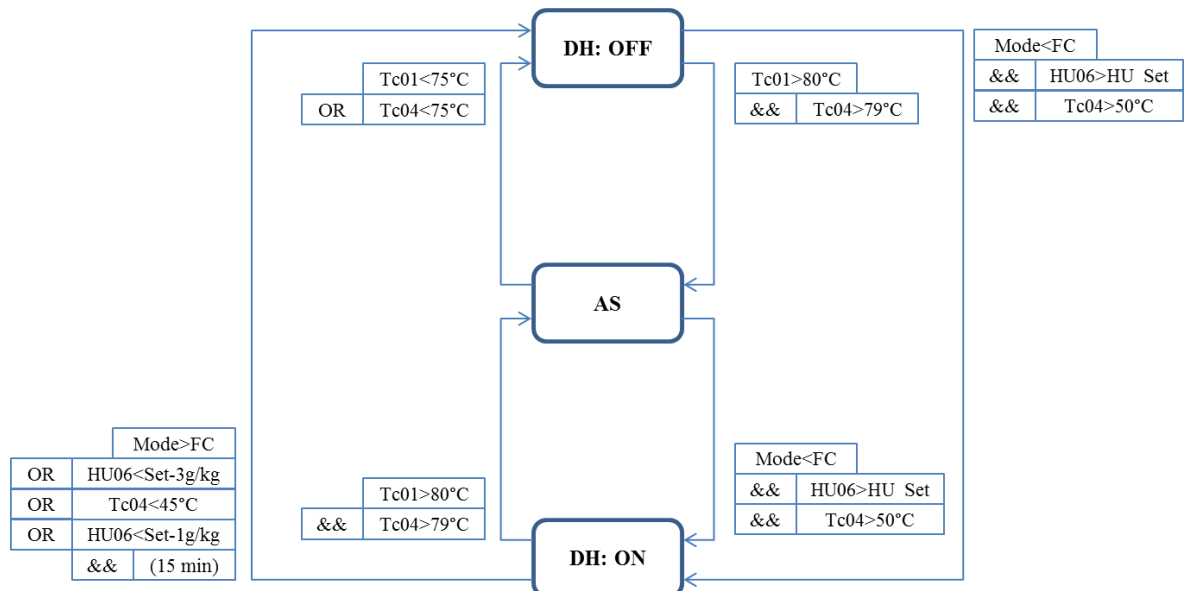


Fig. 2.17 – Logica di controllo per la deumidificazione.

## 2.2 METODOLOGIA

La metodologia qui presentata ha lo scopo di monitorare le prestazioni di un impianto Solar DEC. Per raggiungere il suddetto fine viene elaborata una procedura di Continuous Commissioning, tale per cui il funzionamento dell'impianto possa essere confrontato con una situazione di idealità. Per ideale si intende quella condizione caratterizzata da soddisfacente coerenza tra:

- Andamento generale del sistema e strategia di controllo
- Funzionamento dei singoli sottosistemi o componenti e specificazioni fornite dai produttori
- Consumi energetici e condizioni ambientali esterne

L'accettabilità dello scostamento tra realtà e idealità viene volta per volta definito sulla base dei margini di incertezza che caratterizzano la metodologia e i dati di ingresso da essa utilizzati. Un responso positivo indicherà che il sistema ha seguito con sufficiente precisione il percorso pensato come ottimale, viceversa si intende la probabile presenza di guasti, malfunzionamenti o errori di varia natura.

### 2.2.1 Analisi per gradi di dettaglio

Data la complessità del sistema analizzato, la procedura di monitoraggio elaborata viene suddivisa in due gradi di dettaglio crescente. Per ognuno di essi viene effettuato il confronto tra comportamento reale e ideale del sistema.

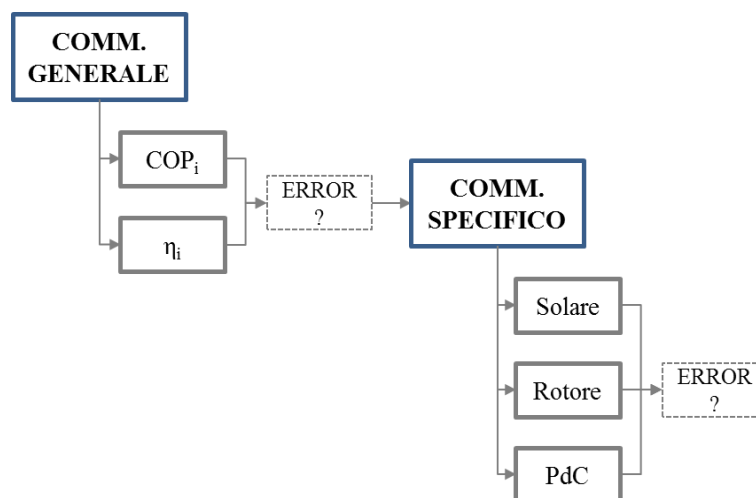


Fig. 2.18 – Schema a livelli utilizzato per l'analisi del sistema.

Il flusso logico della procedura di Commissioning parte dal grado di dettaglio più generale per verificare che le prestazioni energetiche del sistema possano essere considerate ottimali in relazione alle condizioni ambientali esterne. In questo ambito è possibile verificare gli effetti combinati delle eventuali problematiche di cui sono affetti i vari componenti dell'impianto.

Passando all'analisi più specifica, si va ad indagare il comportamento di quei sottosistemi per cui risulta difficile l'elaborazione immediata di un responso di buon funzionamento, e per i quali viene dunque sviluppato un processo di simulazione numerica in grado di fornire precise informazioni su eventuali sotto-prestazioni. Per il presente lavoro di Tesi si è deciso di prendere in considerazione il sottosistema solare, il rotore essiccante e la pompa di calore elettrica, i quali risultano i più complessi e interessanti dal punto di vista della valutazione prestazionale. Per tale scopo si rende necessario un processo di modellazione matematica descritta nel seguito.

La costruzione della procedura di Commissioning appena esposta deve tuttavia seguire l'ordine inverso, ovvero partire dall'analisi specifica dei sottosistemi, i cui risultati possono poi essere utilizzati per l'impostazione del livello di monitoraggio più generale.

## **2.2.2 Commissioning specifico**

Come evidenziato nei precedenti capitoli, l'attività di Continuous Commissioning non si deve limitare alla rilevazione di guasti, ma deve essere finalizzata alla costante ottimizzazione delle performance del sistema.

L'impianto oggetto del presente lavoro si compone di alcuni sottosistemi per i quali l'analisi prestazionale, atta a stabilire la coerenza con i requisiti fissati in fase progettuale o con le performance dichiarate dalle aziende produttrici, risulta di non semplice attuazione. Si rende quindi necessario un processo di modellazione che sia in grado di simulare il comportamento ideale del sottosistema, fornendo preziosi termini di confronto con i quali è possibile determinare se il funzionamento reale può essere considerato soddisfacente.

### Procedura

La procedura segue un percorso che parte dall'acquisizione dei dati necessari all'analisi del sistema:

- parametri ambientali, quali temperatura, umidità relativa o irraggiamento, ricavati grazie all'equipaggiamento di sonde installato sull'impianto;
- parametri di stato dei componenti, derivanti dalle uscite del sistema di controllo implementato.

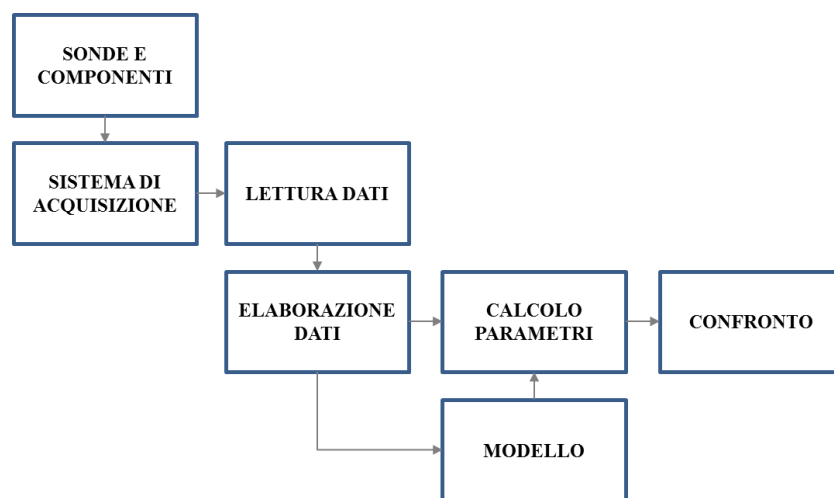
La fase di acquisizione è seguita dalle operazioni necessarie per la lettura e l'elaborazione dei dati, necessaria in quanto le uscite del sistema di controllo non sono sempre direttamente utilizzabili per i calcoli successivi (p.e. conversione da mA a kW dell'output dei contatori elettrici).

Concluse tali operazioni preliminari, è possibile intraprendere il lavoro di calcolo dei parametri scelti per il confronto tra comportamento reale e ideale dell'impianto.

Dapprima, tramite l'utilizzo diretto dei dati acquisiti, avviene il calcolo delle quantità energetiche reali (p.e. energia elettrica assorbita dalla EHP o energia latente sottratta dal rotore all'aria di mandata).

Successivamente, attraverso il metodo di simulazione numerica ritenuto opportuno per ogni sottosistema, si procede con la valutazione delle quantità ideali di confronto.

Questa fase restituisce dunque coppie di valori reale-ideale definite per il periodo di analisi selezionato, le quali permettono la valutazione del funzionamento dell'impianto e la rilevazione di eventuali problematiche.



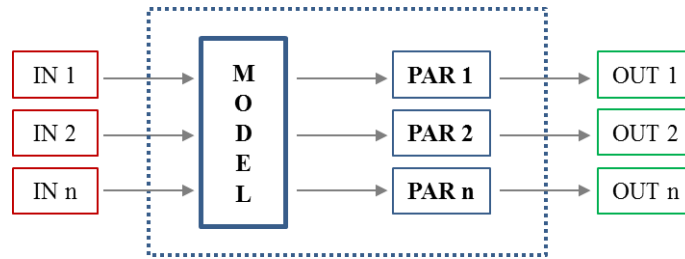
*Fig. 2.19 – Schema logico della procedura di monitoraggio*

### Modellazione

Un modello matematico è in genere un processo che consente di rappresentare in termini matematici alcuni particolari aspetti di un fenomeno fisico, stabilendo tra essi delle relazioni. Esso ha lo scopo di predire l'evoluzione del fenomeno a partire da determinate condizioni iniziali. Un modello può essere dinamico o statico, in relazione alla possibilità di prevedere il comportamento del sistema fisico nel tempo.

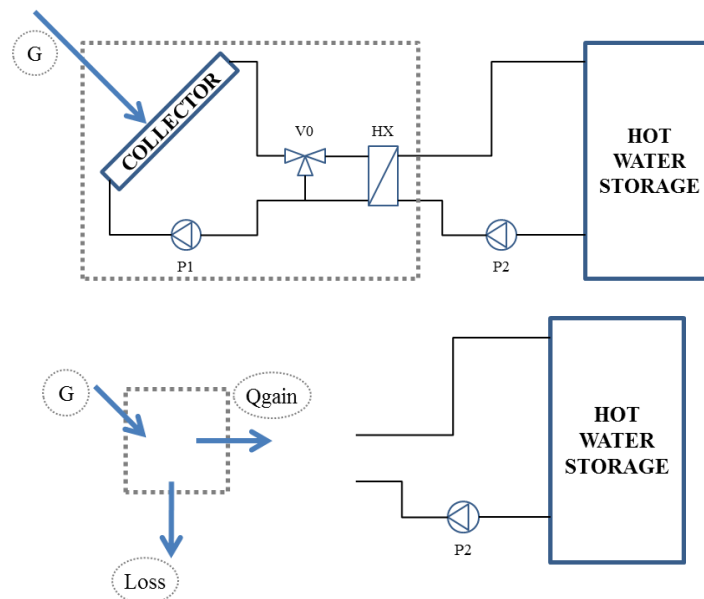
Per i sottosistemi indicati si rende necessario un processo di modellazione matematica dinamica, in quanto è necessario valutare il progresso nel tempo delle quantità in gioco (temperature, umidità, flussi energetici) al variare delle condizioni al contorno.

Dunque, a partire dagli ingressi opportunamente definiti, avviene il calcolo dei parametri simulati tramite il modello matematico impostato, i quali vengono infine utilizzati per valutare gli output necessari per il confronto di cui sopra.



*Fig. 2.20 – Schema generale del processo di calcolo delle uscite del modello.*

La costruzione del modello parte dalla suddivisione del sistema in nodi di temperatura.



*Fig. 2.21 – Esempio di definizione di un nodo di temperatura per il sottosistema solare termico.*

Ad ognuno di essi vengono associate le caratteristiche fisiche (p.e. capacità termica, trasmittanza) proprie della porzione che ognuno di essi vuole rappresentare.

Per ogni nodo viene applicato un bilancio termico attraverso flussi entranti e uscenti.

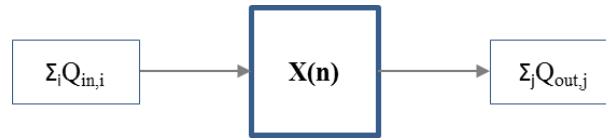


Fig. 2.22 – Bilancio su un generico nodo di temperatura

Ogni nodo di temperatura è rappresentabile tramite un’equazione differenziale, dunque l’insieme dei nodi porta alla definizione di un sistema risolvibile.

$$C_n \frac{\partial X(n)}{\partial t} = \sum Q_{in} - \sum Q_{out} \quad (2.1)$$

Per realizzare il processo di simulazione si utilizza un software di programmazione (Matlab). Per l’integrazione di sistemi di equazioni differenziali ordinarie ci si avvale del risolutore “ode15s”, il quale modifica iterativamente le variabili fino a raggiungere la convergenza.

Le tecniche di modellazione possono essere differenti: si può intraprendere un percorso di modellazione fisica, come fatto per il sistema solare termico, o si può seguire un approccio del tipo Black Box, in cui il legame tra ingressi e uscite è svincolato dai fenomeni fisici che intervengono nel funzionamento del componente, in quanto è rappresentato da funzioni polinomiali opportunamente costruite. Il processo di modellazione verrà nel seguito descritto per ognuno dei tre sottosistemi individuati.

### Analisi di sensitività

I dati utilizzati come ingresso per la procedura descritta sono affetti da errori di misura; inoltre è necessario tenere conto delle incertezze derivanti dalle ipotesi necessarie per poter definire alcuni parametri prestazionali. L’analisi di sensitività restituisce l’accuratezza del metodo utilizzato e porta alla definizione dell’incertezza del risultato ottenuto.

A tal proposito in letteratura sono presenti molte tecniche, tra le quali è stato selezionato il metodo del “Minimo-Massimo (MIN-MAX)” [5], con cui è possibile



ottenere il più ampio intervallo di confidenza entro il quale tutti i valori saranno considerati accettabili.

In prima istanza è necessario ricavare le incertezze di misura e le variabilità dei parametri necessari al calcolo delle quantità di confronto.

**Tab. 2.2** – Parametri di sensitività e relative incertezze

<b>PARAMETRO</b>	<b>U.M.</b>	<b>INCERTEZZA</b>	<b>FONTE</b>
Portata aria	m <sup>3</sup> /h	±2%	Scheda tecnica
Portata acqua	m <sup>3</sup> /h	±5%	Misurazioni empiriche
Temperatura aria	°C	±(0,3+0,005·T)°C	Classe B EN 60751
Temperatura acqua	°C	±(0,15+0,002·T)°C	Classe A EN 60751
Umidità relativa	UR%	±2%	Scheda tecnica
Irraggiamento	W/m <sup>2</sup>	±5%	Classe 1 ISO 9060
Capacità termica	J/K	±20%	Ipotesi
IAM	-	±0,5%	Metodo di calcolo
Trasmittanza	W/m <sup>2</sup> K	±10%	Ipotesi
Assorbimento elettrico	kW	±5%	Scheda tecnica
Efficienza ottica η <sub>0</sub>	-	± 2%	Ipotesi – EN 12975
Perdite termiche (I ordine) a1	W/m <sup>2</sup> K	± 5%	Ipotesi – EN 12975
Perdite termiche (II ordine) a2	W/m <sup>2</sup> K <sup>2</sup>	± 5%	Ipotesi – EN 12975

In secondo luogo si deve verificare quale sia l'effetto della variabilità di ogni singolo input sul valore del risultato finale, ovvero se, applicando una variazione positiva del parametro, il risultato aumenta o decresce. Quindi si alterano uno ad uno i vari parametri, mantenendo costanti tutti gli altri. Tramite questo passo è inoltre possibile verificare il peso dell'incertezza di ogni singolo ingresso, dunque valutarne la significatività. Nella seguente tabella un esempio di come può essere rappresentato il responso della procedura. Q<sub>r</sub> e Q<sub>t</sub> rappresentano le quantità reali e ideali (o teoriche), mentre le frecce indicano se la direzione di variazione del risultato è concorde o meno con la variazione di ogni singolo parametro.

Tab. 2.3 – Esempio di tabella di combinazione dei segni

PARAMETRI VARIABILI							
	1	2	3	4	5	6	n
Q <sub>r</sub>	↑	↓	→	↑	→	→	↓
Q <sub>t</sub>	→	→	↓	→	↑	↑	→

Infine, combinando con il segno opportuno le variabilità di tutti i parametri identificati, è possibile ottenere il valore minimo e massimo dell'output del calcolo.

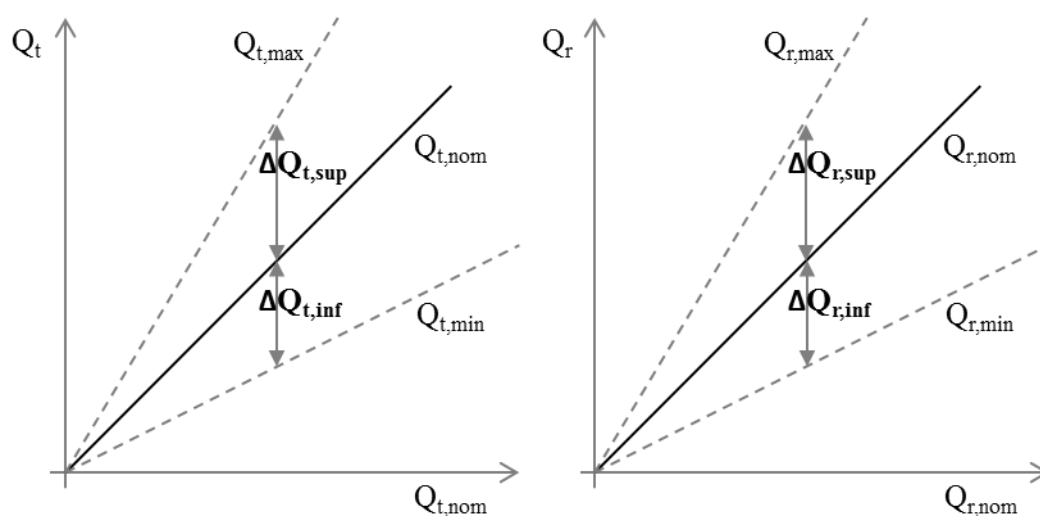


Fig. 2.23 – Rappresentazione degli scostamenti delle quantità teoriche e reali

Per la rappresentazione visuale del confronto reale-ideale, si sceglie di utilizzare un grafico x-y. Per ogni intervallo di analisi definito (p.e. orario o giornaliero) comparirà sul grafico un punto, le cui coordinate rappresentano il valore reale (ascissa) e ideale (ordinata) del risultato.

Gli scostamenti ricavati definiscono un campo di variabilità, ovvero quella porzione di grafico in cui è auspicabile che cada il punto rappresentante la coppia di valori reale-ideale.

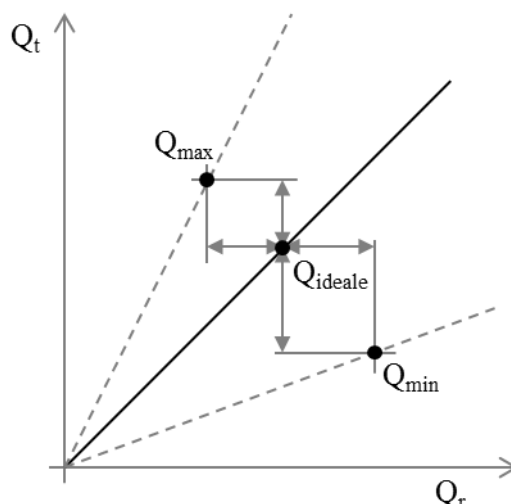


Fig. 2.24 – Rappresentazione del campo di accettabilità del risultato.

L'applicazione della metodologia appena esposta richiede dunque tre simulazioni per ogni valore necessario. Quando ci si propone di analizzare periodi lunghi, essa diviene onerosa in termini di tempi e di risorse di calcolo. In ottica di applicazione di una procedura automatizzata di Continuous Commissioning, è necessario alleggerire il processo. Perciò, si è deciso di ricavare le rette limite tramite interpolazione; in questo modo è sufficiente applicare il metodo MIN-MAX una sola volta per ogni sottosistema.

Dunque, dopo aver effettuato la simulazione per un periodo sufficientemente ampio, si ottiene un elevato numero di coordinate che identificano l'andamento dei limiti minimi e massimi.

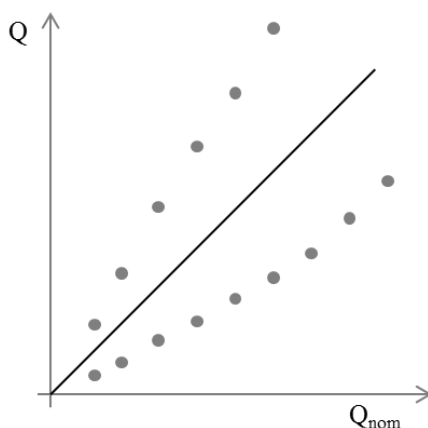


Fig. 2.25 – Esempio di rappresentazione grafica dei punti che identificano i limiti massimo e minimo per una generica quantità  $Q$ .

Si ricercano quindi delle funzioni che descrivano con accettabile precisione i limiti massimi e minimi di confidenza.

Poiché il valore nominale non è necessariamente baricentrico rispetto all'intervallo di incertezza totale, è necessario procedere separatamente per valutare la variazione superiore e inferiore sia del valore reale che simulato. In totale si avranno quindi quattro funzioni.

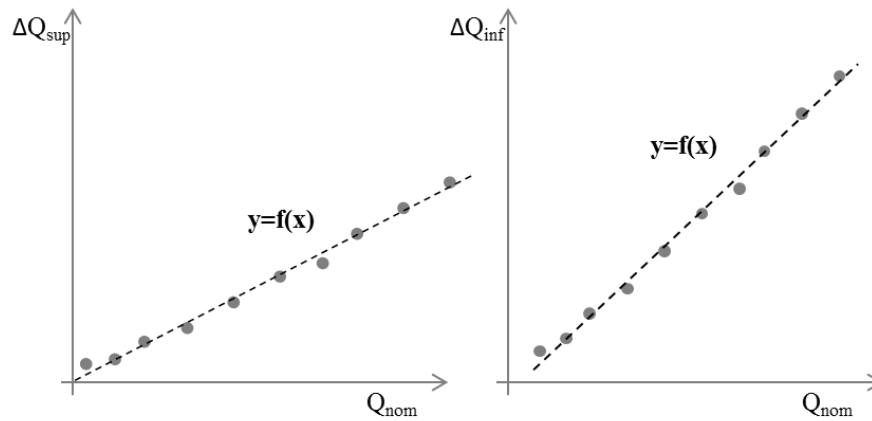


Fig. 2.26 – Esempio di funzione che interpola la variabilità del risultato.

Infine, attraverso le funzioni appena calcolate, è possibile ricavare le coordinate dei punti che vanno a costruire i limiti minimo e massimo sul grafico  $Q_r$ - $Q_t$  (fig. 2.27).

- $x(Q_{\min})=Q+\Delta Q_{r,\text{sup}}$
- $y(Q_{\min})=Q-\Delta Q_{t,\text{inf}}$
- $x(Q_{\max})=Q-\Delta Q_{r,\text{inf}}$
- $y(Q_{\max})=Q+\Delta Q_{t,\text{sup}}$

Procedendo ad un'ulteriore interpolazione, si giunge finalmente alla definizione delle funzioni delle rette o curve limite.

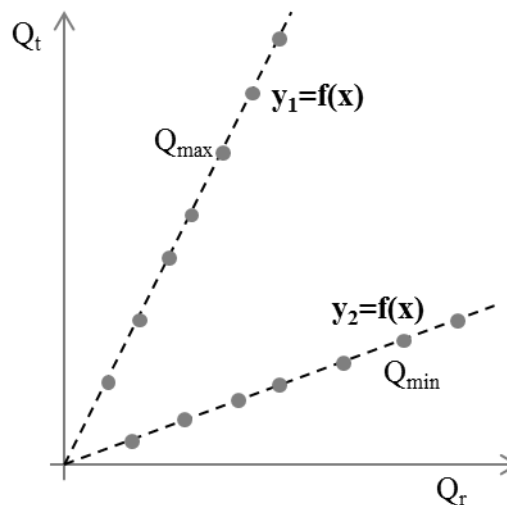


Fig. 2.27 – Esempio di funzioni che interpolano le curve limite.

Come verrà illustrato nell'applicazione della metodologia (capitolo 2.3), risulta difficoltoso ottenere interpolazioni molto precise. Tuttavia, esse sono utili per trovare i margini di tolleranza, dunque il grado di precisione che le caratterizza non va ad intaccare la significatività dell'analisi.

Il metodo scelto non presenta valenza statistica in quanto non è basato sul calcolo di deviazioni standard (per le quali sarebbe necessario un gran numero di simulazioni), inoltre tende a sovrastimare la variabilità dei risultati. Tuttavia risulta di sufficiente precisione per gli scopi proposti ed è particolarmente adatto a un approccio di Continuous Commissioning di tipo automatizzato.

### 2.2.3 Commissioning generale

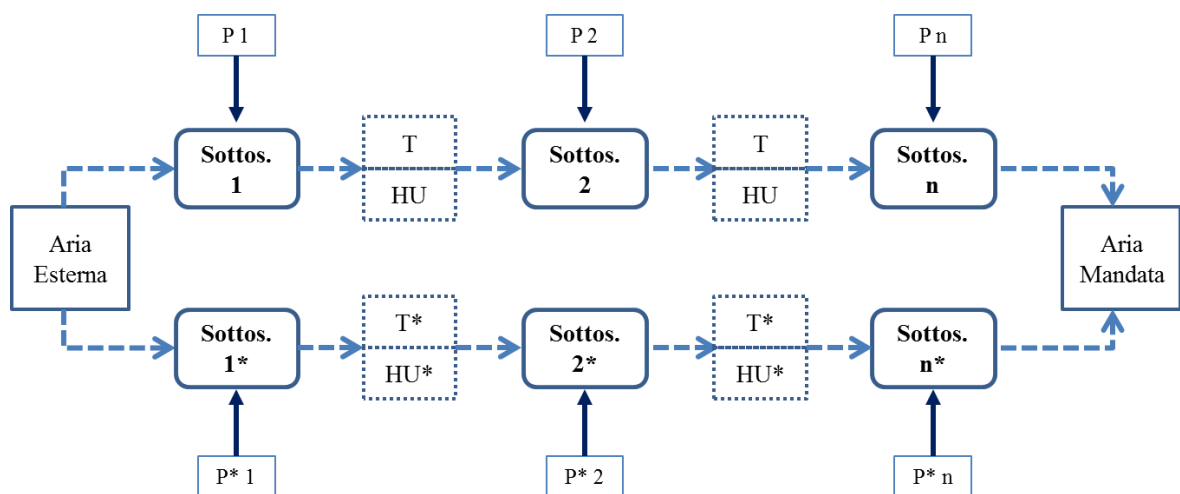
In questa fase si procede con la valutazione energetica del sistema, andando a valutare l'entità dei consumi energetici.

Un lavoro precedente [3] effettuato in fase di elaborazione dell'impianto in oggetto, presenta i risultati di una simulazione dinamica dell'intero sistema. Una siffatta valutazione ha lo scopo di determinare le prestazioni dell'impianto in relazione alla strategia di controllo pensata per governarne il funzionamento. La valutazione proposta nell'ambito di questo lavoro di Tesi si propone invece di esaminare produttività e consumi a prescindere dalla strategia di controllo implementata.

Lo scopo del Commissioning generale è dunque quello di produrre una stima semplificata del comportamento dell'impianto nella sua complessità, andando ad indagare l'influenza reciproca di eventuali problematiche riscontrate durante l'analisi dei sottosistemi.

#### Procedura

La metodologia proposta considera come punto di partenza le condizioni ambientali esterne e le caratteristiche termoigrometriche dell'aria di mandata. L'obiettivo finale è quello di valutare, a parità di dette condizioni, quale possa essere l'entità dei consumi in condizioni di funzionamento ideali. Tale valutazione porta, dopo aver definito il relativo margine di incertezza, ad un confronto con i consumi realmente registrati e ad un responso di funzionamento corretto o meno.



**Fig. 2.28** – Schema per la definizione del Commissioning generale. Calcolo in parallelo di quantità reali e attese. Gli elementi con “\*” rappresentano la situazione di idealità.

La procedura prevede la costruzione di un flusso logico che, a partire dal salto entalpico totale sull'aria di mandata, sia in grado di calcolare in parallelo quantità reali e ideali. Il confronto avviene su base giornaliera.

In primo luogo si rende necessario il calcolo del salto entalpico totale effettuato sulla base dei dati monitorati (temperatura, umidità e portata dell'aria di mandata). Tale dato rappresenta un input comune sia per il processo reale, sia per quello ideale. Dunque, i valori di temperatura e umidità di aria esterna e di mandata coincideranno per i due casi.

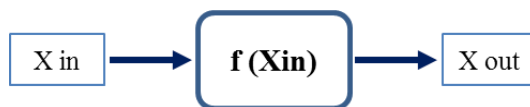
Successivamente avviene il calcolo delle quantità energetiche in gioco.

Il "binario" reale è immediatamente componibile tramite la lettura dei dati acquisiti dall'impianto.

La situazione ideale si costruisce tramite la definizione di comportamento ottimale per tutti i sottosistemi componenti l'impianto. Tale definizione può avvenire in due modi:

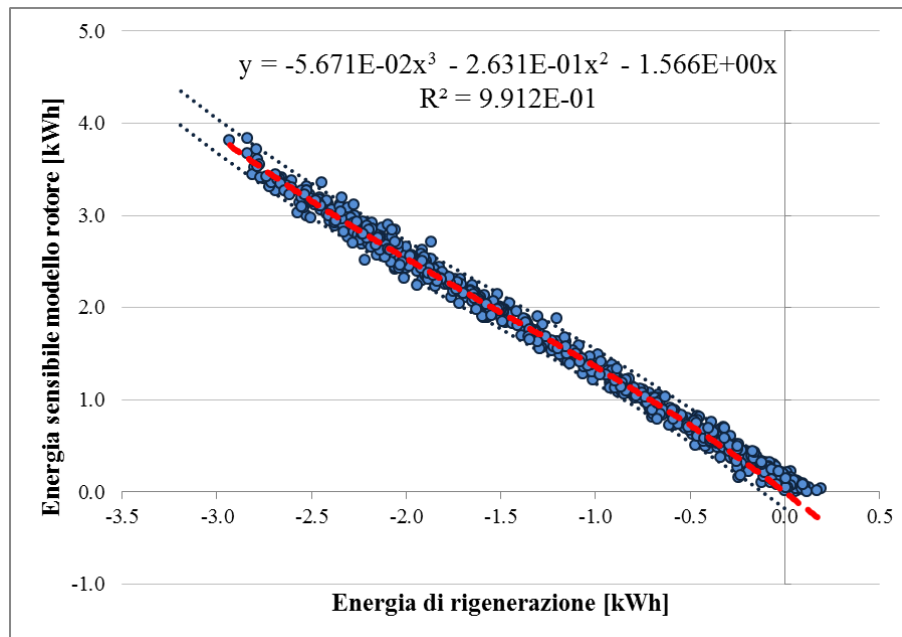
- Per i componenti oggetto di modellazione matematica, l'idealità è ricavabile dai risultati dei modelli stessi.
- Per i sottosistemi non simulati se ne osserva il comportamento in periodi sufficientemente ampi in cui sia assicurata l'assenza di malfunzionamenti particolari, e si considera questa come situazione di riferimento.

Ogni sottoinsieme individuato viene trattato con un approccio di tipo Black Box: indipendentemente dal fenomeno fisico che ne governa il comportamento, si definiscono delle equazioni algebriche che mettano in relazione l'input (può essere una temperatura o un valore di energia termica) con l'output.



**Fig. 2.29** – Approccio di tipo Black Box per determinare il comportamento ideale dei sottosistemi.

A titolo di esempio, si mostra la correlazione ottenuta tra l'energia latente sottratta dal rotore e l'energia sensibile fornita all'aria di mandata dal componente stesso durante la fase di deumidificazione.



**Fig. 2.30** – Correlazione tra energia latente ed energia sensibile trasferita all’aria nel caso di rotore ideale (modello matematico).  
Dati calcolati ogni 10 minuti.

Tramite l’utilizzo delle equazioni suddette, è possibile percorrere la filiera ideale dal nodo dell’aria esterna fino al nodo dell’aria di mandata.

Una volta ottenuti tutti i valori energetici necessari, è possibile passare alla fase di confronto, la quale si concretizza nel calcolo di indici prestazionali, definiti in base a metodi di monitoraggio già sperimentati sugli impianti di Solar Cooling [8].

Tali indicatori saranno affetti da un certo grado di incertezza, il calcolo del quale viene descritto in seguito. La variabilità dei valori verrà messa in conto per poter assicurare l’affidabilità delle conclusioni sviluppate sul funzionamento dell’impianto, nonché per rendere chiari i limiti della metodologia.

Infine, avviene la fase di confronto vera e propria, in cui vengono accostati gli indicatori reali e ideali e sarà possibile giungere ad un giudizio sul comportamento del sistema.

### **Definizione degli indici - Task 38 IEA SHC**

Il confronto tra idealità e realtà viene condotto mediante la definizione di opportuni indicatori. Il Task 38 del Solar Heating and Cooling Programme della International Energy Agency (IEA) [8] viene preso come riferimento utile per selezionare tali coefficienti.



Il Task 38 del SHC Programme IEA si prefigge di definire una procedura di monitoraggio omogenea per sistemi di raffrescamento assistiti da energia solare. Lo scopo è quello di ottenere una serie di parametri calcolati tramite procedure standard che rendano possibile una comparazione tra i vari sistemi e un confronto tra essi ed i metodi convenzionali di climatizzazione. Il Task 38 definisce 3 livelli di monitoraggio che coincidono con 3 gradi di dettaglio differenti: il primo livello fornisce risultati generali sull'intero sistema ( $COP_{el}$ , PER), il secondo indaga maggiormente l'efficienza di gestione dell'energia solare, il terzo permette una valutazione più specifica ( $COP_{el}$ ,  $COP_{th}$ , PER). Ad ogni grado di indagine corrisponde di conseguenza un necessario equipaggiamento di sonde di misura. Per l'impianto oggetto di studio è stata svolta un'analisi con lo scopo di valutare fino a quale livello di monitoraggio è possibile spingersi con l'equipaggiamento attuale, nonché quello di stimare numero e tipo di strumenti da aggiungere per allinearsi con tutti i livelli di monitoraggio definiti dal Task 38. Al fine del secondo grado di Commissioning analizzato in questa sede, vengono estrapolati dal Task 38 tutti gli indicatori ritenuti utili alla caratterizzazione del buon funzionamento del sistema, nonché al confronto con lo stato dell'arte.

Innanzitutto, [8] fornisce uno schema che rappresenta la più generale configurazione di sistema di riscaldamento e raffrescamento solare (SHC).

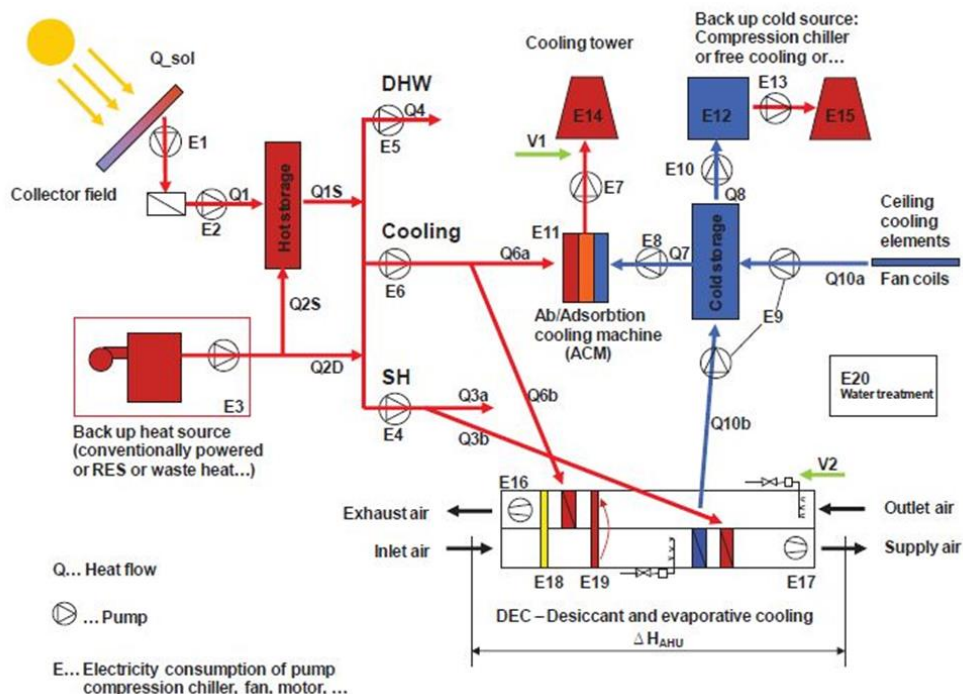


Fig. 2.31 – Schema generale di un sistema di SHC, estrapolato da [8].

Nelle intenzioni degli autori, ogni singolo impianto di SHC dovrebbe essere rappresentabile dallo schema di figura 2.31 semplicemente eliminando eventuali componenti e flussi termici in eccesso. Per Solar DEC:

- Nessuna produzione di acqua calda sanitaria ( $Q4=0$ )
- Il generatore di Back Up non afferisce al serbatoio del solare ( $Q2S=0$ )
- Non è presente una macchina ad adsorbimento/assorbimento ( $Q6a=0$ ,  $Q7=0$ )
- Il sistema Solar DEC è finalizzato alla sola produzione di aria primaria, dunque i flussi termici vengono scambiati con la sola UTA ( $Q3a=0$ ,  $Q10a=0$ )

In realtà per l'impianto oggetto di questa Tesi, risulta necessario aggiungere alcuni flussi termici non previsti nello schema generale. Le principali differenze tra schema generale e Solar DEC sono di seguito elencate:

- Il calore prodotto al condensatore della pompa di calore elettrica viene in parte usato per il preriscaldamento dell'aria di rigenerazione (si deve aggiungere un flusso di calore utile dal Chiller alla batteria di rigenerazione =  $Q6c$ )
- La pompa di calore elettrica viene utilizzata anche durante la stagione invernale per riscaldare l'aria di mandata (si deve aggiungere un flusso di calore utile da Chiller alla batteria di mandata =  $Q2D\_RES^*$ )
- Nella stagione invernale l'energia solare viene impiegata al lato evaporatore della pompa di calore (si deve aggiungere un flusso di calore utile dal serbatoio al Chiller)

Attuando le opportune modifiche lo schema si presenta come segue.

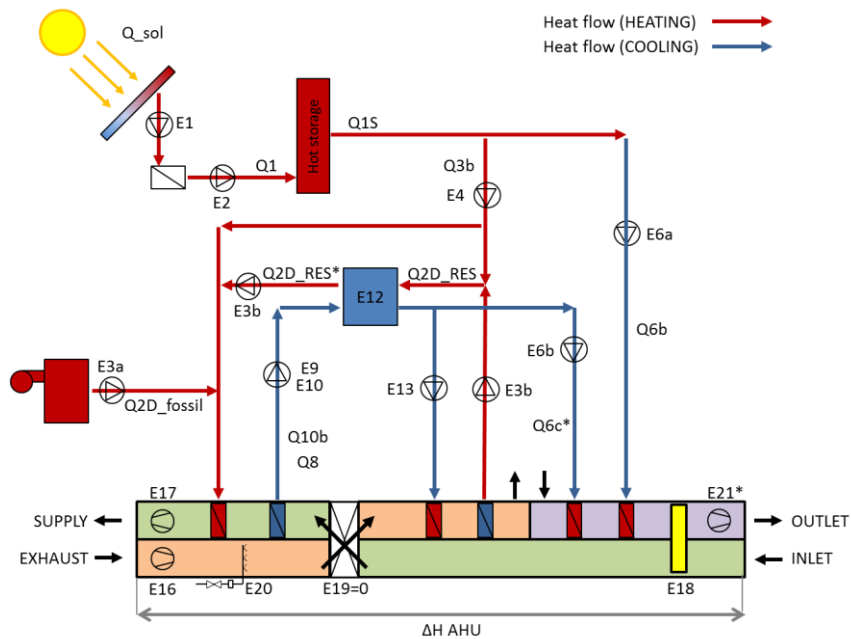


Fig. 2.32 – Schema modificato secondo le caratteristiche del sistema Solar DEC.

Si riassume nelle seguenti tabelle il significato dei termini che compaiono nello schema.

Tab. 2.4 – Corrispondenza tra consumi elettrici presenti nello schema Solar DEC e quelli del Task 38.

<i>CONSUMI ELETTRICI [kWh]</i>	<i>Task38</i>	<i>SDEC</i>
<b>Sistema di riscaldamento</b>		
Pompa del circuito primario (solare)	E1	P1
Pompa del circuito secondario (solare)	E2	P2
Pompa back up (boiler)	E3a	P5
Pompa back up (EHP)	E3b	P4/P5
Pompa da serbatoio a circuito riscaldamento	E4	P5
<b>Sistema di raffreddamento</b>		
Pompa da serbatoio a rigenerazione	E6a	P3
Pompa da EHP a B3	E6b	P4
Pompa da serbatoio freddo (puffer) a circuito freddo	E9	P5
Pompa da EHP a serbatoio freddo (puffer)	E10	-
Pompa di calore elettrica (EHP)	E12	EHP
Pompa da EHP a B2 (dissipazione)	E13	P4
<b>Sistema DEC</b>		
Ventilatore aria di ripresa	E16	VE2

Ventilatore aria di mandata	E17	VE1
Motore ruota essiccante	E18	ROTORE
Pompa umidificatore	E20	P_HU
Ventilatore aria di rigenerazione	E21	VE3

**Tab. 2.5** – Corrispondenza tra flussi termici presenti nello schema Solar DEC e quelli definiti nel Task 38

<b>FLUSSI TERMICI [kWh]</b>	<b>Task38</b>
Irraggiamento solare totale	Q_sol
Energia solare al serbatoio	Q1
Energia in uscita dal serbatoio	Q1S
Energia da fonte fossile (Back Up)	Q2D_fossil
Energia da fonte rinnovabile	Q2D_RES
Energia post EHP (Q2D_RES+E elettrica EHP)	Q2D_RES*
Energia per riscaldamento ambiente (ventilazione)	Q3b
Energia da serbatoio a rigenerazione	Q6b
Energia da EHP a rigenerazione	Q6c
Energia da serbatoio freddo (puffer) a EHP	Q8
Energia da B1 a serbatoio freddo (puffer)	Q10b
Salto entalpico totale (UTA)	$\Delta H_{AHU}$

Nel livello di dettaglio più generale, viene proposto il calcolo di due Coefficienti di Prestazione elettrici del sistema. Il Coefficiente di Performance totale è il rapporto tra energia utile e energia elettrica consumata, da cui si esclude il consumo di pompe e ventilatori utilizzati per la distribuzione nell'ambiente climatizzato.

$$COP_{el,tot} = \frac{\Delta H_{AHU}}{E_{elec,tot}} \quad (2.2)$$

Il Coefficiente di Performance globale include invece il consumo di tutti gli ausiliari.

$$COP_{el,overall} = \frac{\Delta H_{AHU}}{E_{elec,overall}} \quad (2.3)$$

In particolare risulta:

$$E_{elec,tot} = E_{elec,overall} - E4 - E9 - E16 - E17 \quad (2.4)$$

Aumentando il grado di dettaglio, il Task 38 indaga la gestione dei flussi di calore all'interno del sistema, con particolare attenzione al sistema solare termico. A questo punto si opera una classificazione dei sistemi in funzione della relazione tra sottosistema solare e generatore di Back Up. In particolare si individuano tre tipologie:

- Serbatoio condiviso: sia solare che Back Up afferiscono esclusivamente al serbatoio di accumulo, da cui viene estratto il flusso necessario alle operazioni successive ( $Q_{2D}=0$ ;  $Q_{2S}\neq 0$ )
- Serbatoio condiviso e Back Up parzialmente a uso diretto: in questo caso il calore di Back Up viene utilizzato anche direttamente ( $Q_{2D}\neq 0$ ;  $Q_{2S}\neq 0$ )
- Serbatoio non condiviso: il calore di Back Up viene utilizzato solo direttamente ( $Q_{2D}\neq 0$ ;  $Q_{2S}=0$ )

Nel caso Solar DEC si identifica l'analogia con il terzo caso, dunque si calcola la Frazione Solare:

$$SF = \frac{Q_{1s}}{Q_1 + Q_{2D}} \quad (2.5)$$

Tale indice non viene giudicato necessario all'analisi per le seguenti motivazioni:

- Nel caso di serbatoio non condiviso SF si limita, in regime estivo, a valutare le perdite del serbatoio di accumulo.
- L'analisi sarà condotta su base giornaliera, dunque si potrebbe riscontrare il caso in cui SF sia maggiore di 1.
- Per il caso ideale, al variare di  $Q_{1s}$ , varia la temperatura all'interno del serbatoio, quindi a rigore cambia anche la produttività del primario  $Q_1$ . Tale variazione non è valutabile tramite semplici correlazioni.

Si procede dunque alla ridefinizione dell' indicatore, con il quale è possibile individuare la frazione di energia solare che copre il fabbisogno termico dell'intero sistema:

$$SF = \frac{Q_{1s}}{Q_{2D\_fossil} + E_{12} + Q_{3b} + Q_{6b} + Q_{6c}} \quad (2.6)$$

Scendendo ancora di più nel particolare, il Task 38 definisce il terzo livello di monitoraggio. È possibile calcolare il COP termico del sistema:

$$COP_{th\_DEC} = \frac{\Delta H_{AHU}}{Q_{6b} + Q_{6c}} \quad (2.7)$$

Sottraendo il termine di energia sensibile trattata dalla batteria B1, è possibile confrontare il COP termico con quello degli altri sistemi DEC, avendo escluso il contributo della EHP.

$$COP_{th}^*_{\_DEC} = \frac{\Delta H_{AHU} - Q_{10b}}{Q_{6b} + Q_{6c}} \quad (2.8)$$

Per riassumere, la seguente tabella illustra gli indicatori utilizzati nel secondo grado di Commissioning, con la relativa denominazione con cui verranno richiamati nel seguito.

**Tab. 2.6** – Indicatori estrapolati dal Task 38 ed utilizzati per il II grado di Commissioning.

<i>Indicatore</i>	<i>Simbolo</i>
COP elettrico globale	COP <sub>el</sub>
COP elettrico totale	COP <sub>el</sub> *
Solar Fraction	SF
COP termico	COP <sub>th</sub>
COP termico DEC	COP <sub>th</sub> *

### **Incerteza del metodo**

Come già accennato, il confronto tra situazione reale e ideale avviene sulla base di indicatori valutati sul giorno. Tuttavia, le quantità energetiche necessarie per il calcolo degli indicatori verranno definite sulla base di intervalli di tempo di 10 minuti, e successivamente sommate per ottenere i valori giornalieri. Tale scelta risulta da un compromesso tra la necessità di stringere il  $\Delta t$  per migliorare il grado di precisione della metodologia e l'impossibilità di giungere a correlazioni robuste per intervalli di tempo troppo ristretti.

È necessario in questa sede analizzare l'incerteza insita nella metodologia presentata. Poiché l'output dell'analisi è rappresentato da indicatori, l'incerteza deve essere espressa in riferimento a questi. Di conseguenza, gli elementi portatori di errori di valutazione possono essere:

- Valutazione del salto entalpico: per comprendere la significatività del risultato, la produttività dell'impianto misurata nel caso reale deve essere il più possibile commisurabile a quella stimata nel binario ideale come somma dei contributi dei singoli sottosistemi.
- Imprecisione delle equazioni algebriche utilizzate per l'approccio Black Box: le correlazioni che legano input e output portano necessariamente a un grado di imprecisione che aggiunge elementi di incertezza all'analisi.

Di conseguenza il grado di incertezza può essere così espresso:

$$\varepsilon(COP) = \frac{\varepsilon(\Delta H)}{\Delta H} + \frac{\varepsilon(E)}{E} \quad (2.9)$$

Dove E rappresenta un generico valore di energia calcolata tramite equazione algebrica.

Dunque, un primo esame del metodo consiste nel verificare la coerenza tra salto entalpico reale e salto entalpico calcolato come somma dei contributi energetici stimati per ogni trasformazione.

$$\Delta H_{reale} \cong \Delta H_{ideale} \Rightarrow \int m \cdot (h_{ext} - h_{mand}) \cdot dt \cong E_{LAT} - E_{SEN} + E_{REC} + E_{B1} \quad (2.10)$$

L'errore tra i due membri dell'equazione può essere così definito:

$$\varepsilon(\Delta H) = \frac{\Delta H_{reale} - (E_{LAT} - E_{SEN} + E_{REC} + E_{B1})}{\Delta H_{reale}} \quad (2.11)$$

In secondo luogo si deve considerare che il Commissioning generale si basa, per il calcolo delle quantità ideali, su equazioni algebriche ricavate da interpolazioni. Esse sono caratterizzate da un certo margine di errore, il quale può essere quantificato costruendo dei limiti minimo e massimo in modo tale da comprendere all'interno della banda così definita una certa percentuale  $\delta$  di punti ritenuta accettabile ( $\delta_{min}=95\%$ ). Le funzioni limite possono essere definite attraverso dei fattori che, modificando il termine noto dell'equazione, permettono la traslazione della funzione originale.

$$E_{1\max} = f(E_2) + a \quad (2.12)$$

$$E_{1\min} = f(E_2) - b \quad (2.13)$$

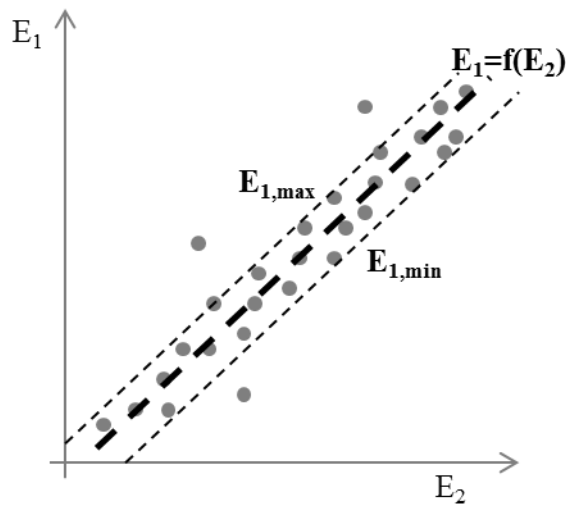


Fig. 2.33 – Esempio di definizione delle funzioni limite per la valutazione dell'incertezza.

Verificando che i punti che cadono superiormente al limite massimo e inferiormente al minimo siano al più pari al 5% del totale, si può ritenere soddisfatta la condizione di cui sopra.

Per tener conto di tutte le incertezze illustrate, nella presentazione dei risultati gli indicatori verranno accompagnati dalle relative barre di errore.

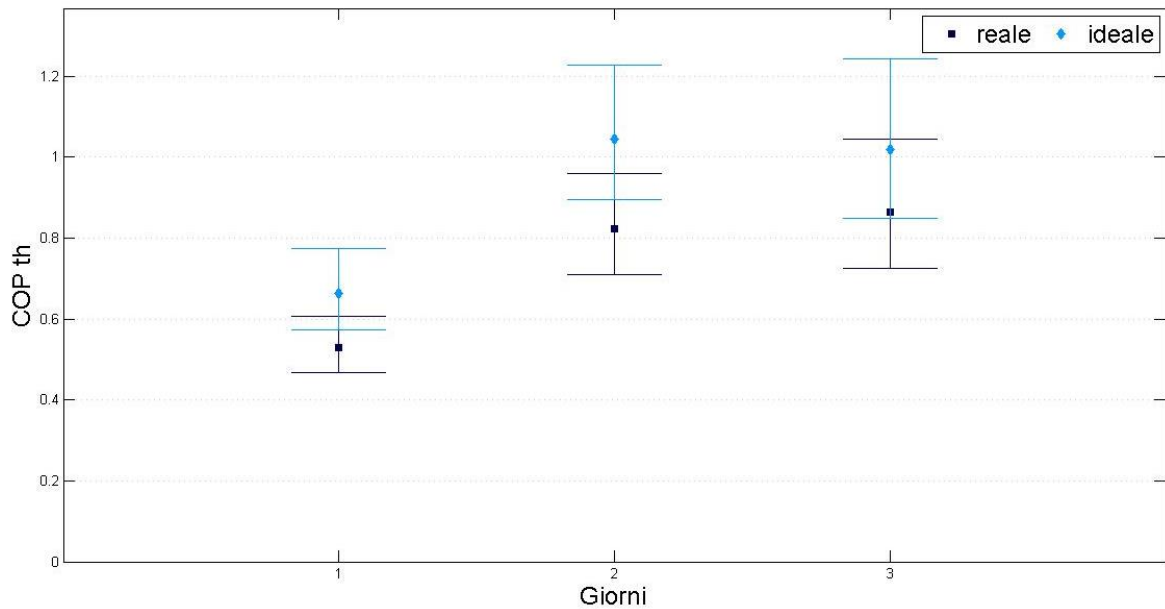


Fig. 2.34 – Esempio di rappresentazione dei risultati del Commissioning generale.



Nel caso in cui le barre degli indici reali e ideali si sovrappongano, si considera il responso come positivo, in quanto non è possibile stabilire se la differenza è dovuta all'imprecisione della metodologia o a un'effettiva problematica presente nel sistema. Viceversa, la differenza diventa tale da poter ragionevolmente affermare che il funzionamento dell'impianto non è risultato regolare.

## 2.3 APPLICAZIONI DEL COMMISSIONING SPECIFICO

### 2.3.1 Solare termico

Il sottosistema solare termico si compone di un circuito primario costituito da un campo collettori di circa 100 m<sup>2</sup>, nel quale circola una miscela di acqua e glicole (40%), e di un circuito secondario afferente a un serbatoio di accumulo da 5000 l in cui circola acqua. I due circuiti sono separati da uno scambiatore di calore a piastre in acciaio.

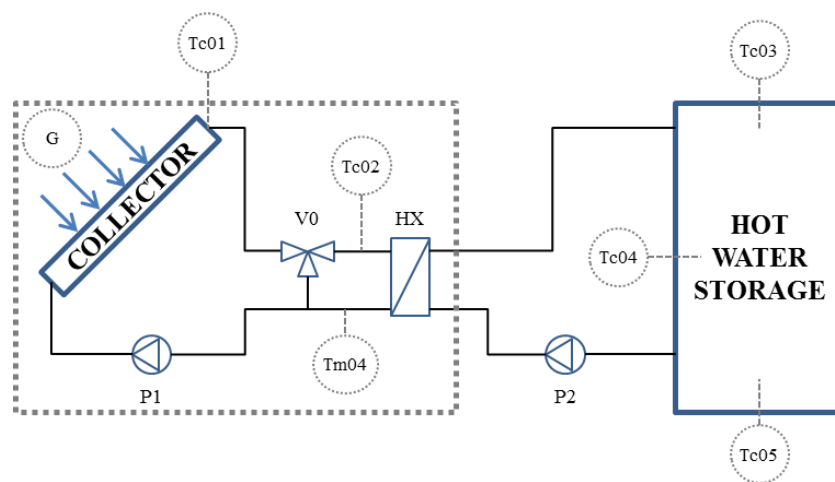


Fig. 2.35 – Schema del sottosistema solare

Il modello matematico elaborato vuole rappresentare il guadagno energetico trasferito dallo scambiatore al serbatoio di accumulo come mostrato in figura 2.35. Il valore energetico ottenuto dalla simulazione deve essere confrontato con l'energia effettivamente calcolata attraverso le sonde disponibili.

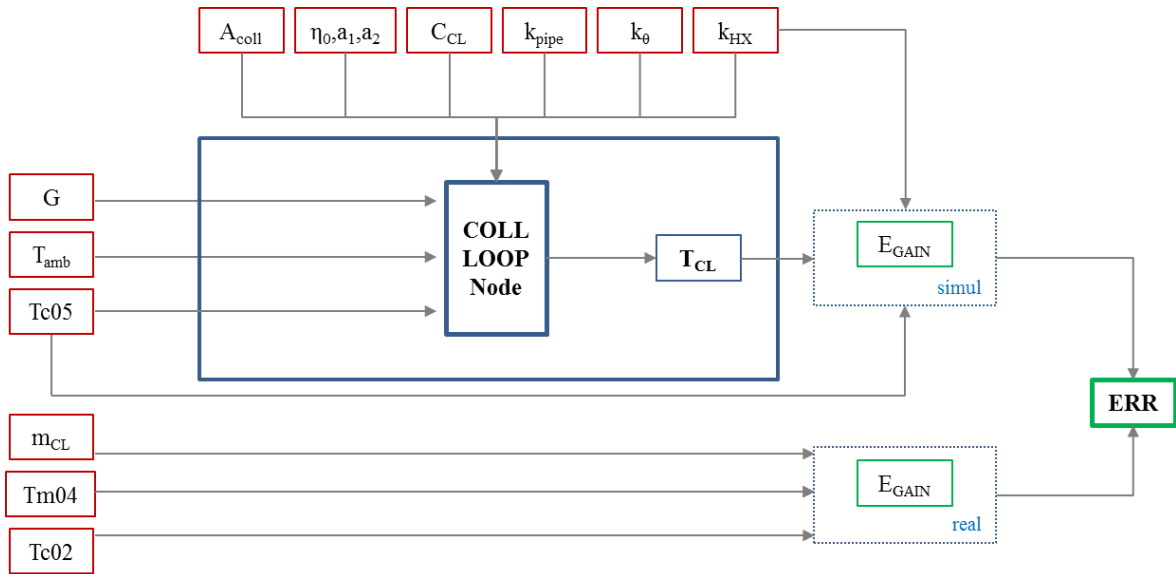


Fig. 2.36 – Schema del modello del sottosistema solare

Tab. 2.7 - Legenda dei simboli

<i>Simbolo</i>	<i>Descrizione</i>	<i>Valore</i>	<i>U.M.</i>
$T_{amb}$	Temperatura aria esterna	-	°C
$G$	Irradianza solare	-	W/m <sup>2</sup>
$T_{c05}$	Temperatura fredda serbatoio solare	-	°C
$A_{coll}$	Superficie captante	100	m <sup>2</sup>
$\eta_0$	Efficienza ottica collettori	0.81	-
$a_1$	Perdite termiche collettori (I ordine)	2.85	W/m <sup>2</sup> K
$a_2$	Perdite termiche collettori (II ordine)	0.015	W/m <sup>2</sup> K <sup>2</sup>
$C_{CL}$	Capacità termica circuito primario	$2.152 \cdot 10^6$	J/K
$k_{pipe}$	Trasmittanza tubazioni	70	W/K
$k_{\theta}$	Correzione angolo di incidenza solare (IAM)	-	-
$K_{HX}$	Coefficiente scambiatore	Estate $5.9 \cdot 10^3$ Inverno $5.3 \cdot 10^3$	W/K
$m_{CL}$	Portata circuito primario	1.43	kg/s
$T_{c02}$	Temperatura fluido ingresso allo scambiatore	-	°C
$T_{m04}$	Temperatura fluido uscita dallo scambiatore	-	°C
$E_{GAIN}$	Energia fornita dal primario allo scambiatore	-	kWh
$T_{CL}$	Temperatura media del fluido nel circuito collettori	-	°C

La peculiarità principale del modello utilizzato [16] consiste nel poterlo applicare indipendentemente dall'entità e dalla tipologia della domanda energetica, ovvero è possibile trattare il problema senza considerare ciò che accade a valle del serbatoio di accumulo. Questo è possibile in quanto l'input principale è rappresentato dalla temperatura del fluido alla base del serbatoio ( $T_{c05}$ ); nell'ipotesi del modello dunque, la temperatura  $T_{c05}$  è sufficientemente rappresentativa del livello termico dell'utilizzatore.

Poiché il sistema è modellato come un singolo nodo di temperatura, il sistema risolvibile sarà composto da una sola equazione differenziale, la quale avrà come unica incognita  $T_{CL}$ , ovvero la temperatura media del circuito collettori.

$$C_{CL} \cdot \frac{dT_{CL}}{dt} = \eta_0 \cdot k_\theta \cdot G - [a_1 + a_2(T_{CL} - T_{amb}) + k_{pipe}] \cdot (T_{CL} - T_{amb}) - K_{HX}(T_{CL} - T_{c05}) \quad (2.14)$$

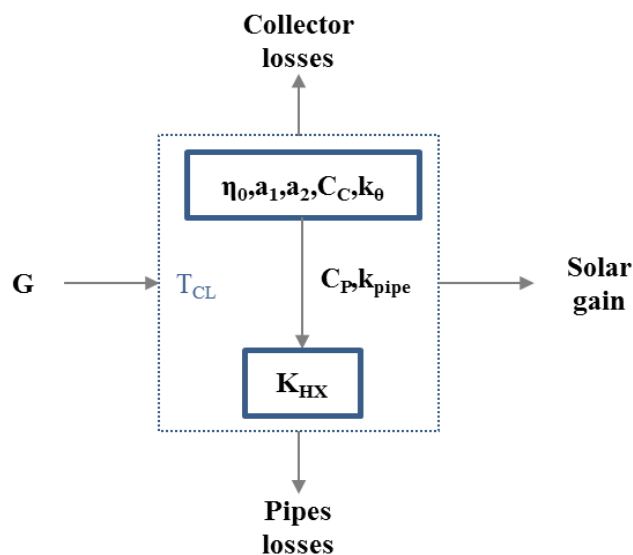


Fig. 2.37 – Schematizzazione dell'equazione del modello

Si ritiene utile precisare la natura del coefficiente  $K_{HX}$ , il quale risulta essere un derivato del parametro  $U \cdot A$  utilizzato dal metodo NTU attraverso l'ipotesi del modello:

$$T_{CL} = \frac{T_{c02} + T_{m04}}{2} \quad (2.15)$$

$$K_{HX} = \frac{2 \cdot \varepsilon \cdot C_{\min}}{2 - \varepsilon} \quad (2.16)$$

Dove:

$C_{min}$ : capacità minima tra primario e secondario

$\varepsilon$ : efficienza dello scambiatore

L'azienda produttrice dello scambiatore a piastre suggerisce di utilizzare due coefficienti distinti per stagione estiva e invernale, per tenere conto della diversa viscosità del fluido che opera a temperature sensibilmente differenti.

Per quanto riguarda la potenza [kW] reale trasferita a livello dello scambiatore, si calcola:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p (T_{c02} - T_{m04}) \quad (2.17)$$

Dove:

$m$ : portata del fluido nel circuito primario [kg/s]

$c_p$ : calore specifico del fluido vettore [kJ/kgK]

Attraverso l'applicazione della procedura già descritta dell'analisi di sensitività, si ricavano le funzioni che interpolano le variabilità superiori e inferiori delle quantità misurate e simulate.

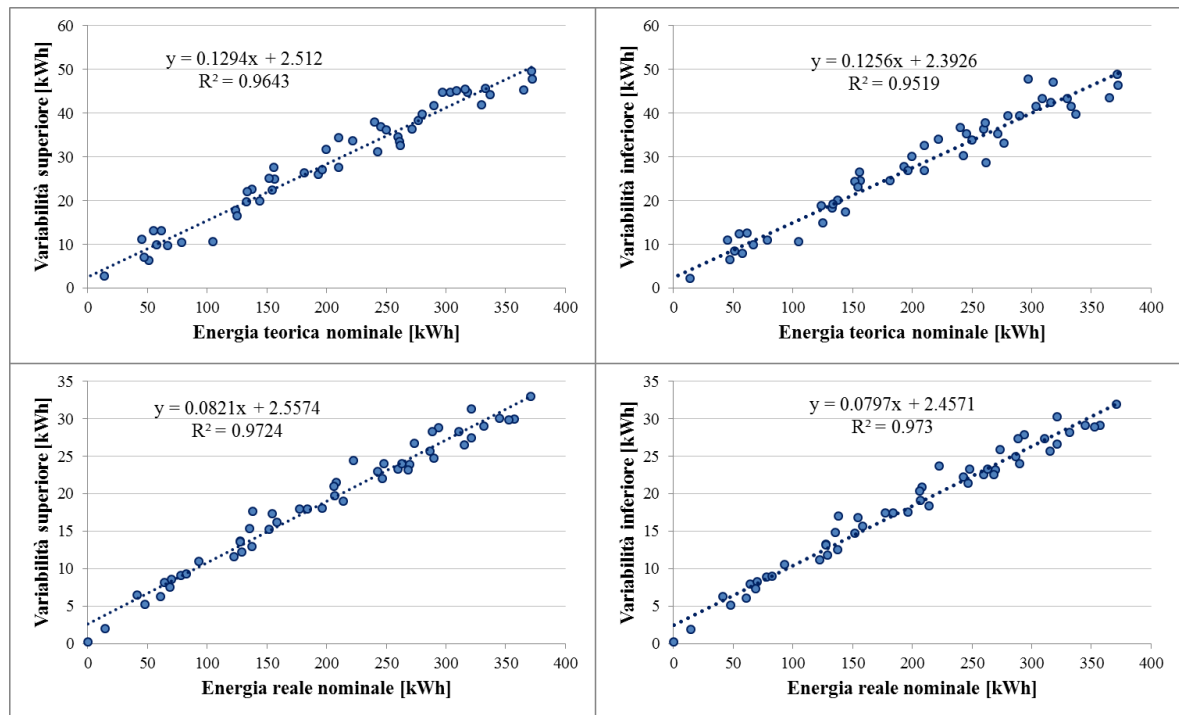
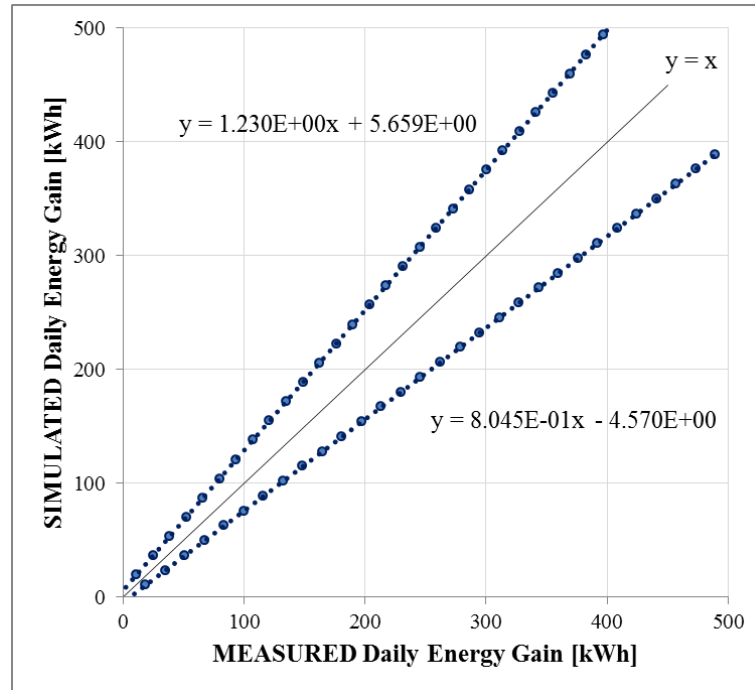


Fig. 2.38 – Interpolazione dei limiti minimi e massimi.

Si giunge quindi tramite un'ulteriore interpolazione a due funzioni lineari che definiscono le rette limite minima e massima.



**Fig. 2.39** – Funzioni lineari che approssimano le curve limite calcolate tramite il metodo MIN-MAX

### 2.3.2 Pompa di calore

Il sottosistema in esame comprende la pompa di calore elettrica acqua-acqua, la quale si interfaccia con due circuiti idraulici:

- Circuito 1: comprende la batteria B1, la quale è adibita allo scambio di energia sensibile con l'aria di mandata, bypassata dalla valvola a 3 vie V7. Si trova inoltre un serbatoio di accumulo utile per aggiungere inerzia al sistema e la pompa di circolazione P5.
- Circuito 2: comprende la batteria B2, che funge da pozzo freddo o caldo (a seconda della stagione), e la batteria B3, la quale in estate preriscalda l'aria di rigenerazione afferente al rotore essiccante. Completano il circuito un serbatoio di accumulo, la pompa di circolazione P4 e la valvola a 3 vie V6, la quale distribuisce il fluido alle due batterie.

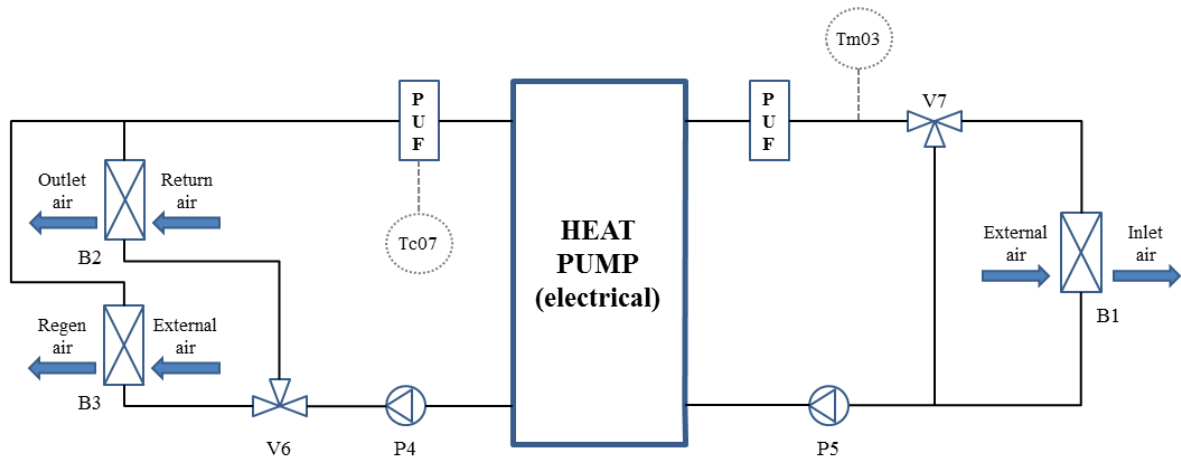


Fig. 2.40 – Schema del sottosistema pompa di calore

Il modello costruito ha il duplice obiettivo di verificare la congruenza sia del consumo elettrico della macchina, sia dell’energia utile da essa prodotta. Il metodo utilizzato è detto “Black Box”, in quanto le uscite del modello sono ricavate direttamente a partire dagli input attraverso semplici equazioni polinomiali, senza quindi entrare nel merito di ciò che accade fisicamente all’interno della macchina. I coefficienti della polinomiale sono ricavati attraverso le tabelle prestazionali fornite dal produttore.

Si costruisce una funzione del tipo:

$$\begin{aligned}
 f(x, y) &= \\
 &= p_{00} + p_{10}x + p_{01}y + p_{20}x^2 + p_{11}xy + p_{02}y^2 + p_{30}x^3 + p_{21}x^2y + p_{12}xy^2 + p_{03}y^3
 \end{aligned}
 \tag{2.18}$$

dove x e y sono i valori di input (ovvero le temperature in uscita da condensatore e evaporatore). Il grado del polinomio dipende dal rapporto precisione – onerosità di calcolo che si vuole ottenere. Per il caso in esame si è constatato che oltre il terzo grado di x e y non si ottengono significativi miglioramenti.

Per ricavare i coefficienti  $p_{nm}$  si è scelto di utilizzare il Surface Fit di Matlab, il quale li varia iterativamente con lo scopo di far tendere il valore di  $R^2$  a 1.

**Tab. 2.8** – Coefficienti della polinomiale, regime di raffreddamento

Potenza elettrica									
p00	p10	p01	p20	p11	p02	p30	p21	p12	p03
0.912547	0.076524	0.614794	0.001132	-0.016629	-0.027112	0.000008	0.000163	0.000094	0.000771
Potenza raffreddamento									
p00	p10	p01	p20	p11	p02	p30	p21	p12	p03
39.20825	-0.85954	0.90545	0.01600	-0.00052	-0.00747	-0.00014	-0.00012	0.00018	-0.00008

**Tab..2.9** – Coefficienti della polinomiale, regime di riscaldamento

Potenza elettrica									
p00	p10	p01	p20	p11	p02	p30	p21	p12	p03
0.9125466	0.0765236	0.6147938	0.0011317	-0.016629	-0.027112	0.0000062	0.0001630	0.0000939	0.0007705
Potenza riscaldamento									
p00	p10	p01	p20	p11	p02	p30	p21	p12	p03
38.428634	-0.480379	0.562372	0.007965	0.013639	-0.000328	-0.000054	-0.000226	-0.000004	0.000046

La pompa di calore oggetto di studio è dotata di due compressori disposti in parallelo, dunque la macchina è in grado di effettuare un controllo della capacità a 0-50-100% del valore massimo nominale. Dunque, quando funziona un solo compressore si applica un coefficiente pari a 0,5 ai valori di potenza ricavati dalle equazioni algebriche appena presentate. L'informazione sul numero di compressori attivi è immediatamente ricavabile dal contatore EE03 dedicato alla sola EHP, sapendo che l'assorbimento nominale di un singolo compressore è pari a 4,6 kW. Viene quindi fissato un valore limite, maggiore del valore nominale per tenere conto di eventuali imprecisioni di misura e assorbimenti aggiuntivi (display della macchina e possibili dispersioni), al di sotto del quale si applica la correzione alla capacità ricavata dalle tabelle.

Dalla scheda tecnica del produttore si ricavano inoltre i coefficienti correttivi da applicare alle potenze in funzione della differenza di temperatura tra ingresso e uscita lato condensatore ed evaporatore. I dati prestazionali da tabella sono infatti forniti per un  $\Delta T$

<sup>2</sup> Coefficiente di determinazione, misura il grado di affidabilità della predizione del modello. Più  $R^2$  si avvicina a 1, più la precisione della polinomiale è alta.



nominale di 5°C, dunque per differenze maggiori o minori il risultato andrà corretto con gli opportuni fattori.

**Tab. 2.10** – Coefficienti correttivi delle potenze in raffreddamento  
(il procedimento si ripete in riscaldamento)

EVAPORATORE: ΔT nominale = 5°C				
	<b>3</b>	<b>5</b>	<b>8</b>	<b>10</b>
<b>P<sub>evap</sub></b>	0.99	1	1.02	1.03
<b>P<sub>elec</sub></b>	0.99	1	1.01	1.02
CONDENSATORE: ΔT nominale = 5°C				
	<b>5</b>	<b>10</b>	<b>15</b>	<b>22</b>
<b>P<sub>evap</sub></b>	1	1.01	1.02	1.03
<b>P<sub>elec</sub></b>	1	0.99	0.98	0.97

Si introduce la costante di tempo della pompa di calore, per tenere conto dell'inerzia degli scambiatori all'evaporatore e al condensatore, a causa della quale il reale andamento della potenza scambiata dalla macchina risulta differente rispetto a quello teorico istantaneo.

$$\frac{\partial P_{out}(t)}{\partial t} = \frac{1}{\tau} (P_{out,max} - P_{out}(t)) \quad (2.19)$$

Dove:

$\tau$ : costante di tempo [s]

$P_{eva,max}$ : potenza utile massima prodotta alle condizioni di temperatura corrispondenti all'istante di tempo t.

Si illustra lo schema di base utilizzato per la modellazione del sottosistema. Lo schema si riferisce alla condizione di raffreddamento, poiché in regime di riscaldamento condensatore ed evaporatore si invertono.

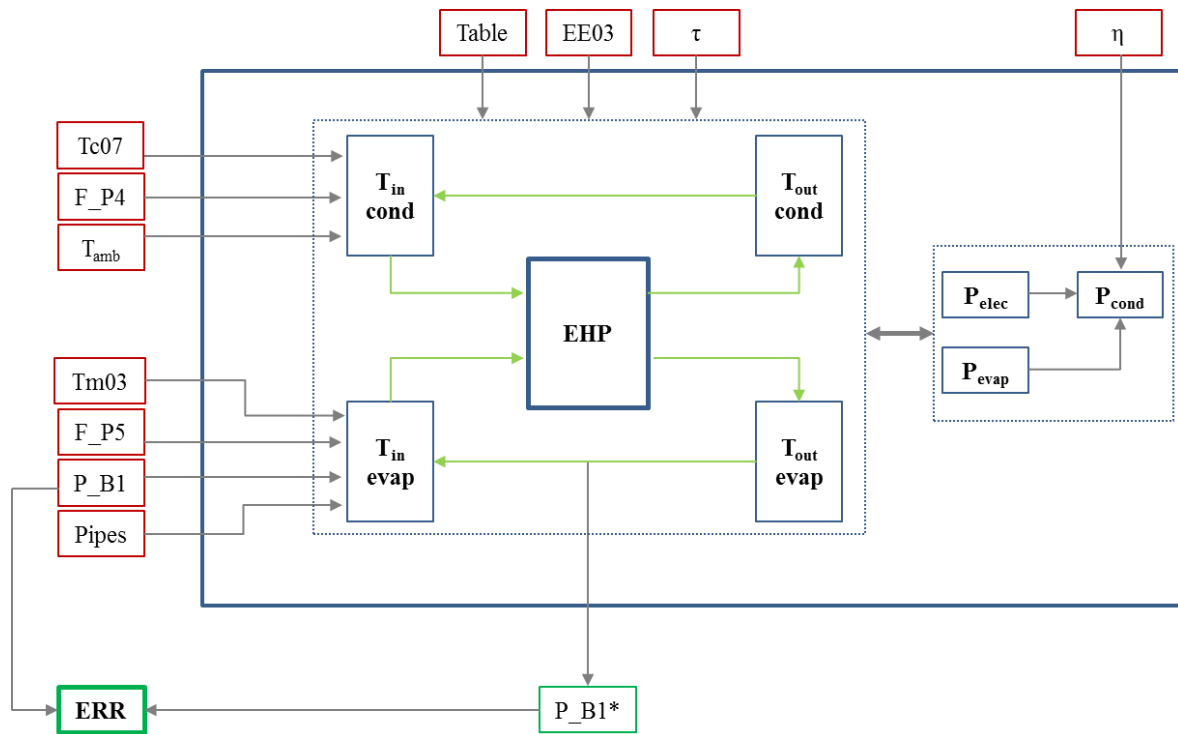


Fig. 2.41 – Schema della modellazione del sottosistema pompa di calore

Tab. 2.11 – Legenda dei simboli

Simbolo	Descrizione	Valore	U.M.
Tc07	Sonda di temperatura acqua – interno puffer lato condensatore	-	°C
Tm03	Sonda di temperatura acqua – uscita puffer lato evaporatore	-	°C
T <sub>amb</sub>	Sonda temperatura ambiente	-	°C
F_P4	Portata pompa P4 (lato condensatore)	1.20-1.43 f(V6)	kg/s
F_P5	Portata pompa P4 (lato evaporatore)	0.93-1.50 f(V7)	kg/s
Pipes	Caratteristiche tubazioni (capacità e trasmittanza)	800	Varie
P_B1	Potenza scambiata su batteria B1 (aria)	150	kW
Table	Tabelle prestazionali fornite dal produttore	1250	-
EE03	Contatore elettrico PdC	100	kW
$\tau$	Costante di tempo	3.2	s

$\eta$	Coefficiente di conversione energia elettrica PdC	-	-
$P_{B1}^*$	$P_{B1}$ ricalcolata tramite modello	-	kW
ERR	Confronto $P_{B1}$ misurata e simulata	-	%
PUF	Caratteristiche puffer (capacità e trasmittanza)	180	Varie
$T_{in,cond}$	Temperatura in ingresso lato condensatore	0.8	$^{\circ}C$
$T_{in,evap}$	Temperatura in ingresso lato evaporatore	-	$^{\circ}C$
$T_{out,cond}$	Temperatura in uscita lato condensatore	-	$^{\circ}C$
$T_{out,evap}$	Temperatura in uscita lato evaporatore	-	$^{\circ}C$
HP	Pompa di calore	-	-
$P_{elec}$	Potenza elettrica assorbita	-	kW
$P_{evap}$	Potenza di raffreddamento (evaporatore)	-	kW
$P_{cond}$	Potenza dissipata al condensatore	-	kW

Per poter ricavare gli input necessari alle polinomiali che descrivono il funzionamento della macchina (temperature in uscita da condensatore ed evaporatore) è necessario suddividere i circuiti idraulici in vari nodi di temperatura. Ad ognuno di essi è affidata un'equazione di bilancio energetico differenziale, in modo tale da poter tenere conto dell'inerzia termica del fluido vettore e dei materiali costituenti i componenti.

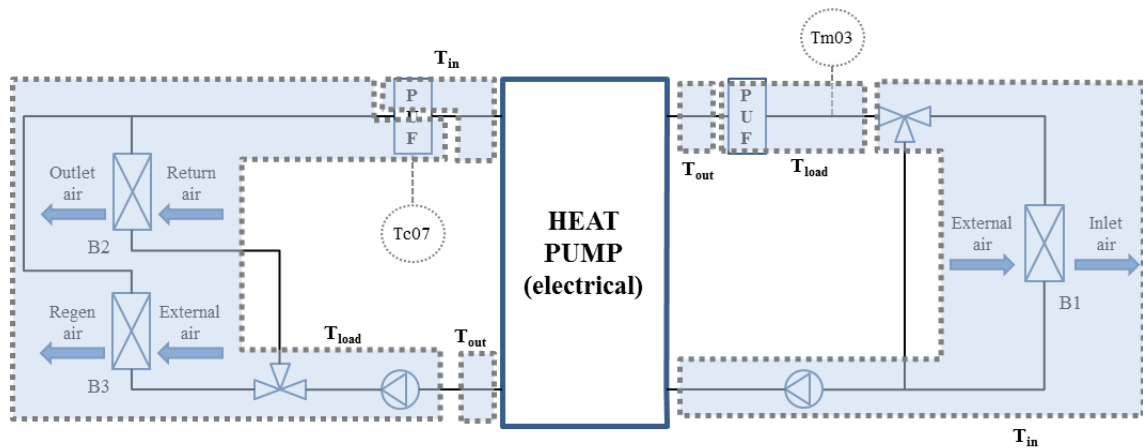
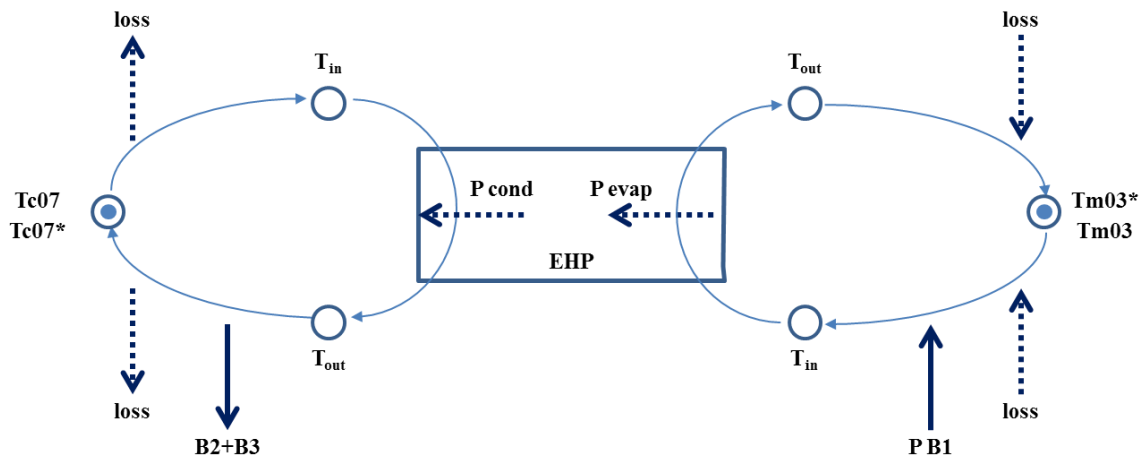


Fig. 2.42 – Suddivisione in nodi di temperatura

Per rendere più chiaro il processo di modellazione si mostra nella seguente figura una visualizzazione grafica del sistema di equazioni che porta al calcolo delle quantità utili all'analisi.



**Fig. 2.43** – Procedimento utilizzato per la modellazione.  
 I tondi pieni rappresentano temperature reali, i tondi vuoti temperature simulate.  
 Le frecce continue indicano flussi termici reali, le frecce tratteggiate flussi simulati.

Il risolutore (ode15s Matlab) risolve iterativamente il sistema di equazioni differenziali fino a raggiungere un accettabile livello di convergenza. La risoluzione iterativa è necessaria a causa della mutua dipendenza tra la potenza all’evaporatore e la temperatura del fluido in uscita dalla macchina (ugualmente a lato condensatore).

La misura dell’energia elettrica realmente assorbita avviene tramite lettura di un contatore dedicato esclusivamente alla macchina. L’energia utile viene invece misurata come scambio termico tra batteria B1 e aria di mandata.

$$P_{-}B1 = m_{aria} \cdot c_{p,aria} \cdot (T_{in,B1} - T_{out,B1}) \quad [\text{kW}] \quad (2.20)$$

Come visto per il solare, si applica la procedura di sensitività e si ottengono le rette limite.

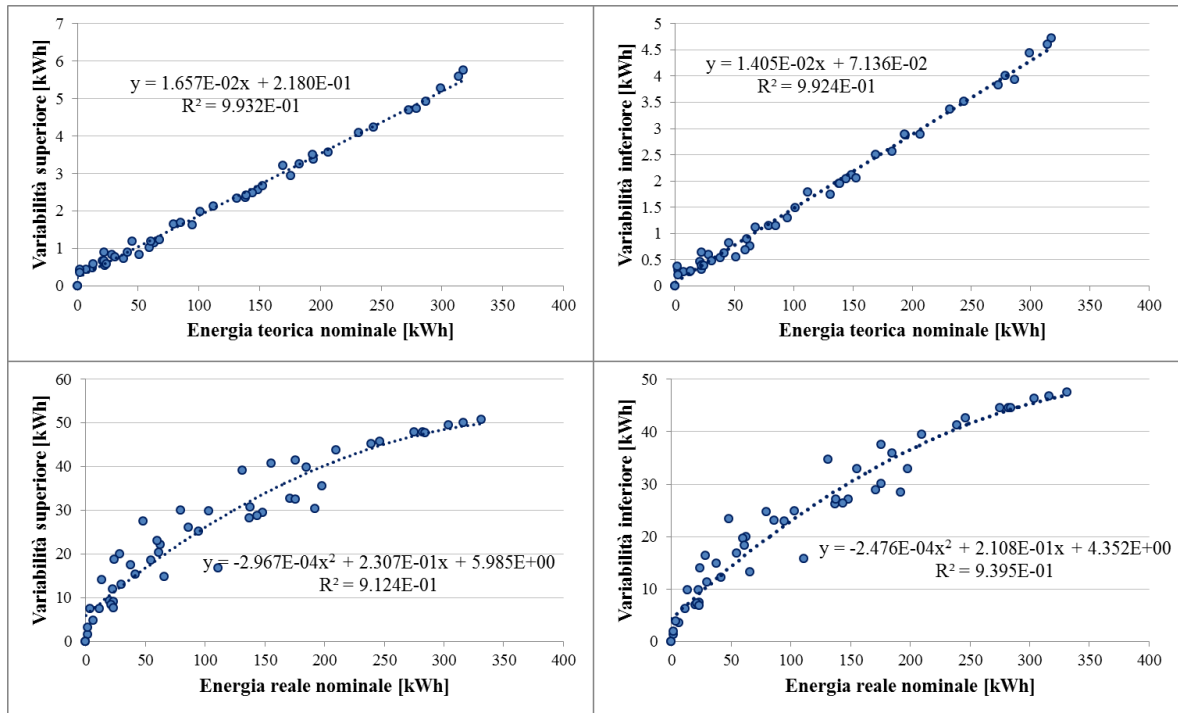


Fig. 2.44 – Interpolazione dei limiti minimi e massimi (energia utile prodotta).

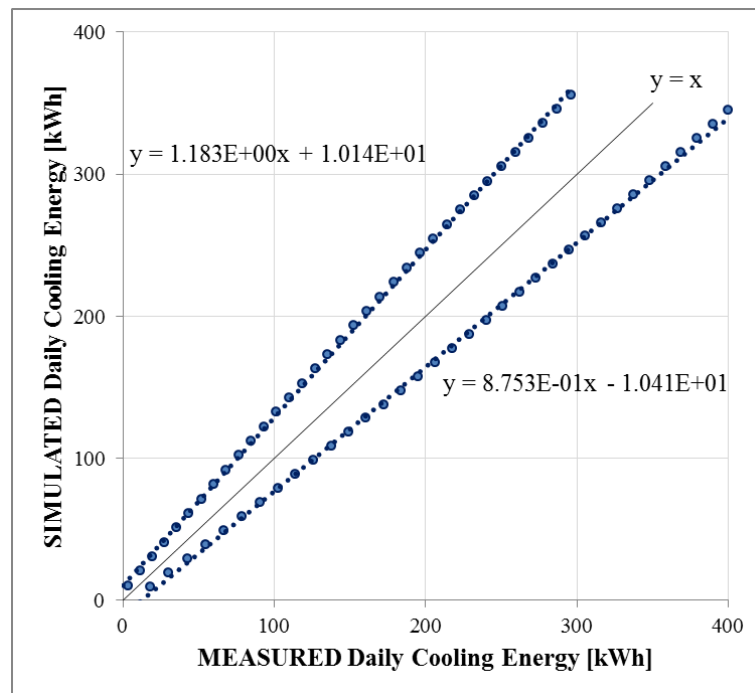


Fig. 2.45 – Funzioni lineari che approssimano le curve limite calcolate tramite il metodo MIN-MAX (energia utile prodotta)

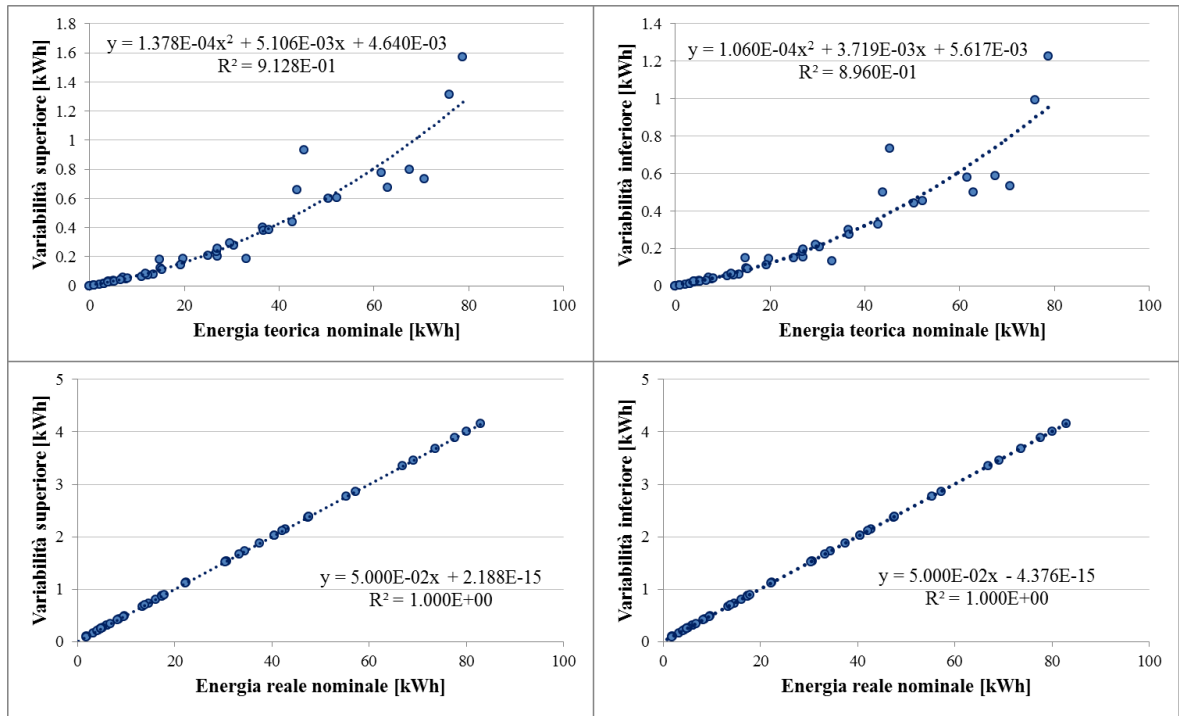


Fig. 2.46 – Interpolazione dei limiti minimi e massimi (energia elettrica assorbita).

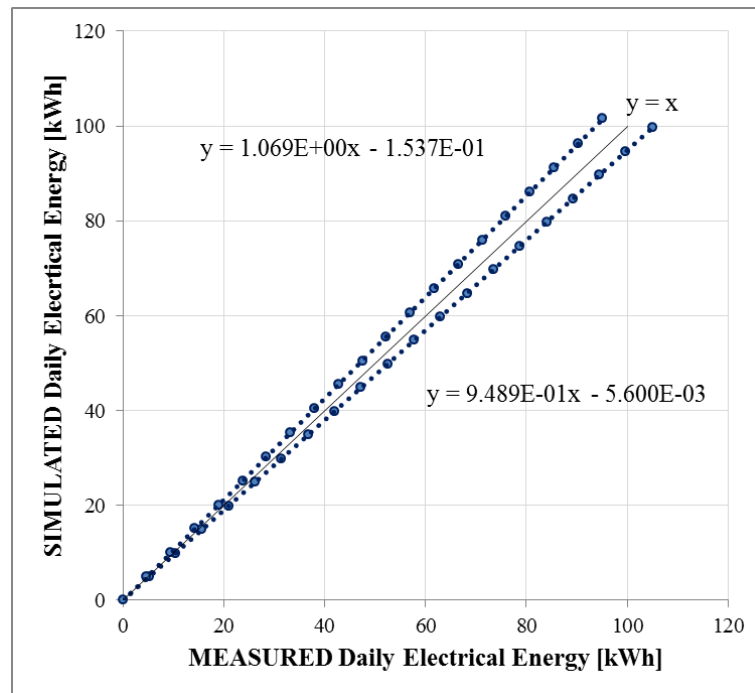


Fig. 2.47 – Funzioni lineari che approssimano le curve limite calcolate tramite il metodo MIN-MAX (energia elettrica assorbita)

### 2.3.3 Rotore

Il sottosistema si riferisce al rotore essiccante installato all'interno dell'UTA.

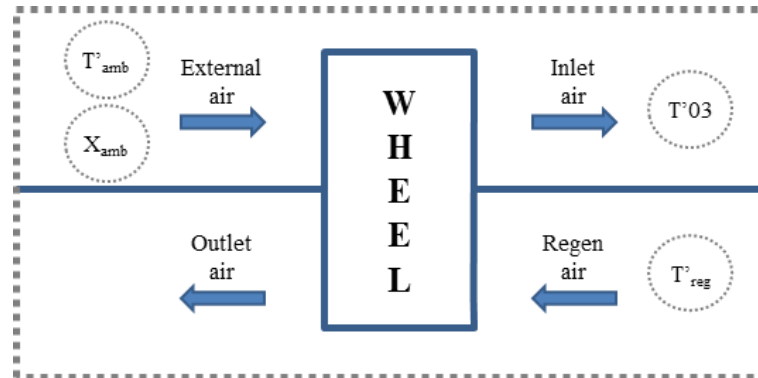


Fig. 2.48 – Schema del sottosistema rotore essiccante

Per l'analisi di questo sottosistema si hanno a disposizione due strade:

- modello matematico [4]
- tabelle prestazionali fornite dal produttore

Il modello segue un approccio “Grey Box”, ovvero il modello fisico è supportato dalla determinazione sperimentale di alcuni parametri. Temperatura e umidità in uscita dal rotore vengono ricavati a partire da

- Portata aria di processo
- Portata aria di rigenerazione
- Velocità di rotazione del rotore (giri/ora)
- Temperatura e umidità aria di immissione
- Temperatura e umidità aria di rigenerazione

Le tabelle prestazionali del produttore forniscono invece le uscite misurate nelle seguenti condizioni di test:

- Portata aria di processo 12000 m<sup>3</sup>/h
- Portata aria di rigenerazione 12000 m<sup>3</sup>/h
- Velocità di rotazione 40 rph

I valori di temperatura e umidità in uscita dal rotore vengono fornite a partire da condizioni termoigrometriche variabili dell'aria in ingresso e per diverse temperature di rigenerazione. Poiché le portate che caratterizzano Solar DEC sono molto inferiori rispetto a quelle su cui si basano i valori della casa produttrice, si attua un confronto tra i risultati

ottenuti dal modello matematico e i risultati riportati nelle suddette tabelle. Per fare ciò è necessario impostare gli ingressi del modello (portate e velocità di rotazione) pari ai valori indicati per le tabelle prestazionali.

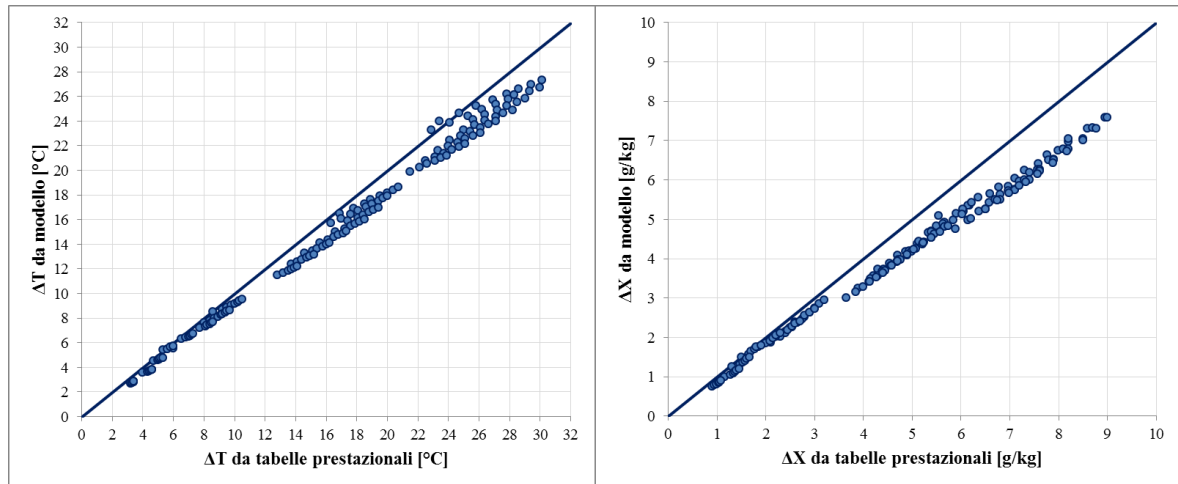


Fig. 2.49 – Confronto tra dati prestazionali forniti dal produttore e risultati ricavati tramite modello.

Si nota una sensibile sottostima dei risultati del modello rispetto ai dati da tabella di test. Il motivo di questo scostamento può essere ritrovato nella definizione degli UA di scambio del modello: essi sono stati identificati sperimentalmente per portate basse (circa 5000/6000 m<sup>3</sup>/h) e all'interno del modello vengono considerati come input costanti (indipendenti dalla portata). Il passaggio a 12000 m<sup>3</sup>/h può ragionevolmente implicare un incremento degli UA, che potrebbe avvicinare alla bisettrice i punti illustrati nella precedente figura. Infatti, il parametro UA rientra nel calcolo del coefficiente adimensionale NTU (numero di unità di scambio termico).

$$NTU = \frac{U \cdot A}{\dot{m} \cdot c_p} \quad (2.21)$$

Variando la portata ma non il parametro UA si peggiora eccessivamente il coefficiente NTU, e di conseguenza si sottostima la capacità deumidificante della ruota.

Tuttavia, la quantificazione di tale incremento risulta di difficile valutazione, a meno che non si abbia la possibilità di effettuare test di laboratorio.

Dunque, poiché l'utilizzo dei dati del produttore risulterebbe ingiustificato a causa della differenza di portata tra condizioni di test e funzionamento reale, si decide di utilizzare i risultati ricavati tramite modello matematico.



I valori forniti da questo modello in un intervallo di temperature e umidità sufficientemente ampio, permettono di ricavare una quantità di punti tale da poter definire delle equazioni algebriche che rappresentino l'andamento di temperature e umidità in uscita dal rotore a partire da input così definiti:

$$x = T'_{reg} - T'_{amb} \text{ [}^\circ\text{C]} \tag{2.22}$$

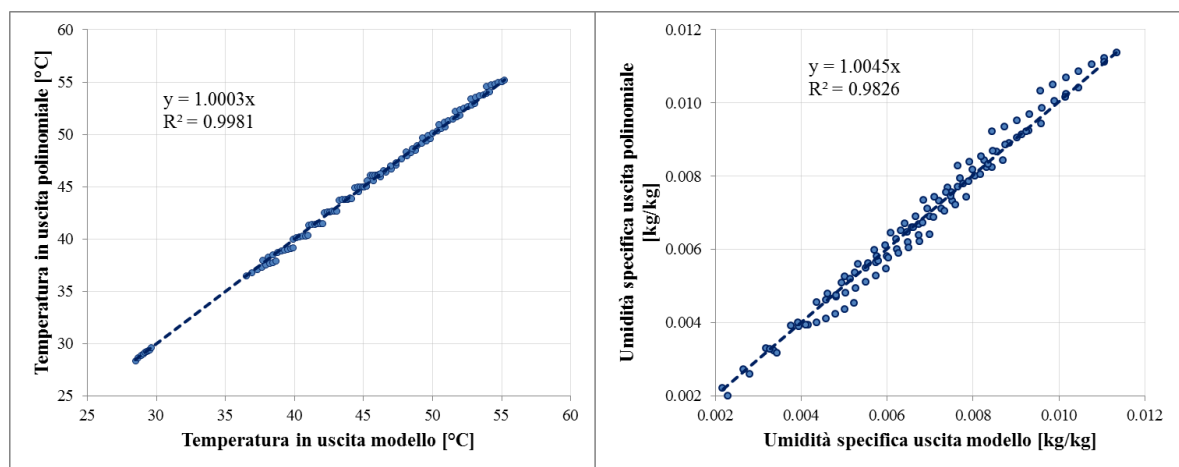
$$y = 1,005 \cdot T'_{amb} + X_{amb} \cdot (2500 + 1,82 \cdot T'_{amb}) \text{ [kJ/kg]} \tag{2.23}$$

È così possibile ricondursi all'approccio Black Box descritto nel caso della EHP. Le polinomiali, anche qui di terzo grado, forniscono potenza latente e sensibile scambiata tra ruota e flusso d'aria.

**Tab. 2.12** – Coefficienti della polinomiale, modello di laboratorio

Potenza sensibile									
p00	p10	p01	p20	p11	p02	p30	p21	p12	p03
-2.30821	0.465056	0.075231	-0.00052	0.00161	-0.0008	-8.82E-06	1.86E-06	-4.20E-06	2.93E-06
Potenza latente									
p00	p10	p01	p20	p11	p02	p30	p21	p12	p03
0.001378	-0.00016	-4.32E-05	3.96E-07	-5.17E-07	4.41E-07	4.88E-09	-1.65E-10	-3.17E-10	-1.58E-09

È possibile verificare la precisione della previsione della polinomiale attraverso l'osservazione della seguente immagine.



**Fig. 2.50** – Schema della modellazione del sottosistema rotore.

Si illustra lo schema di base utilizzato per la modellazione del sottosistema.

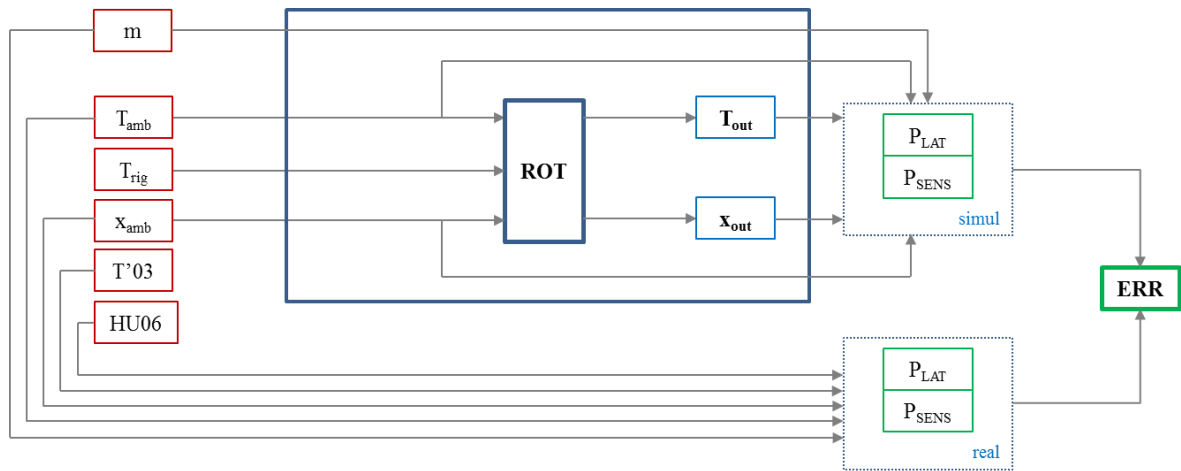


Fig. 2.51 – Schema della modellazione del sottosistema rotore.

Tab. 2.13 – Legenda dei simboli

Simbolo	Descrizione	Valore	U.M.
m	Portata aria di mandata	1.67	kg/s
$\tau$	Costante di tempo	180	s
$T_{amb}$	Temperatura aria esterna	-	°C
$T_{rig}$	Temperatura aria di rigenerazione	-	°C
$x_{amb}$	Umidità aria esterna	-	g/kg
$T'03$	Temperatura aria post-rotore (misurata)	-	°C
HU06	Umidità aria mandata (misurata)	-	g/kg
$P_{LAT}$	Potenza latente	-	kW
$P_{SENS}$	Potenza sensibile	-	kW
$T_{out}$	Temperatura aria post-rotore (simulata)	-	°C
$x_{out}$	Umidità aria post-rotore (simulata)	-	g/kg

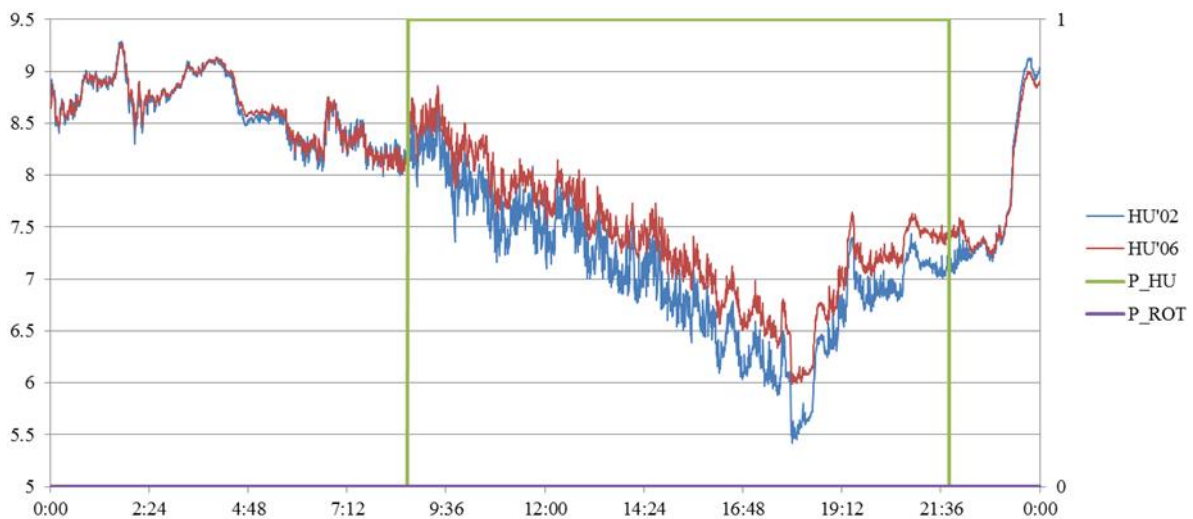
Attraverso la polinomiale precedentemente definita, si ricavano le necessarie uscite, le quali andranno confrontate con quelle del sistema reale.

Il calcolo delle quantità reali richiede alcune precisazioni e modifiche. Dallo schema d'impianto si nota come non sia presente una sonda di umidità in uscita dal rotore, lato flusso di mandata. Dunque le potenze si calcoleranno:

$$P_{sens} = m_{aria} \cdot c_{p,aria} \cdot (T'03 - T'_{amb}) \quad [\text{kW}] \quad (2.24)$$

$$P_{lat} = m_{aria} \cdot c_{p,v,0} \cdot (X_{amb} - HU06) \quad [\text{kW}] \quad (2.25)$$

La sonda HU06 misura l'umidità dell'aria di mandata, dunque dopo il passaggio del flusso all'interno dello scambiatore e attraverso la batteria B1. Questa mancanza nell'equipaggiamento di sonde causa dei problemi a livello della valutazione delle reali prestazioni del rotore, in quanto la misura della potenza latente può essere influenzata da fattori indipendenti dal componente sotto esame. Tale tesi è dimostrata dall'osservazione dell'andamento dell'umidità durante il periodo di funzionamento dell'UTA in modalità di raffreddamento evaporativo indiretto (IEC).



**Fig. 2.52** – Andamento dell'umidità del flusso d'aria di mandata. HU02 è l'umidità dell'aria esterna. HU06 è l'umidità dell'aria di mandata, P\_HU rappresenta l'accensione dell'umidificatore sul ritorno, P\_ROT rappresenta l'accensione del rotore essiccante.

A rigore, quando il rotore è bypassato dal flusso d'aria, umidità esterna e in mandata devono coincidere, a meno di incertezze di misura dovute a errori delle sonde. Dal grafico si nota invece un sostanziale incremento dell'umidità per tutto il periodo in cui l'umidificatore sul ritorno risulta funzionante. Ciò sta ad indicare la presenza di trafile d'aria a livello del recuperatore, i quali causano la miscelazione dell'aria di mandata con quella di ritorno. Se si procedesse con la valutazione della potenza latente scambiata dal rotore, si commetterebbe un errore, sottostimandone le reali capacità.

La procedura di correzione, vista la mancanza di una sonda di umidità sul ritorno, deve avvalersi di alcune ipotesi:

- Efficienza di umidificazione fissa ( $\epsilon=0.65$ )
- Umidificazione perfettamente adiabatica

Le condizioni termiche dell'aria di ritorno sono note, quelle igrometriche si ricavano dal sistema seguente:

$$h_{in}(T_{in}, x_{in}) = h_{out}(T_{out}, x_{out}) \quad (2.26)$$

$$\varepsilon = \frac{x_{out} - x_{in}}{x_{sat} - x_{in}} \quad (2.27)$$

Una volta ottenuto  $x_{out}$  è possibile ricavare l'umidità in uscita dal rotore imponendo l'equazione di bilancio di massa della miscelazione adiabatica:

$$m_A \cdot x_A + m_B \cdot x_B = m_C \cdot x_C \quad (2.28)$$

Dove:

A: condizioni del flusso di trafilemento

B: condizioni dell'aria post-rotore

C: condizioni dell'aria di mandata

Per poter risolvere l'equazione è necessario conoscere la portata dei trafilementi. Poiché la misura non è possibile, si procede variando iterativamente il valore di  $m_A$  in modo tale da minimizzare lo scostamento tra  $x_B$  e  $HU02$ , ovvero l'umidità esterna. Si ottiene così una portata di trafilemento pari circa al 6,7% della portata di mandata.

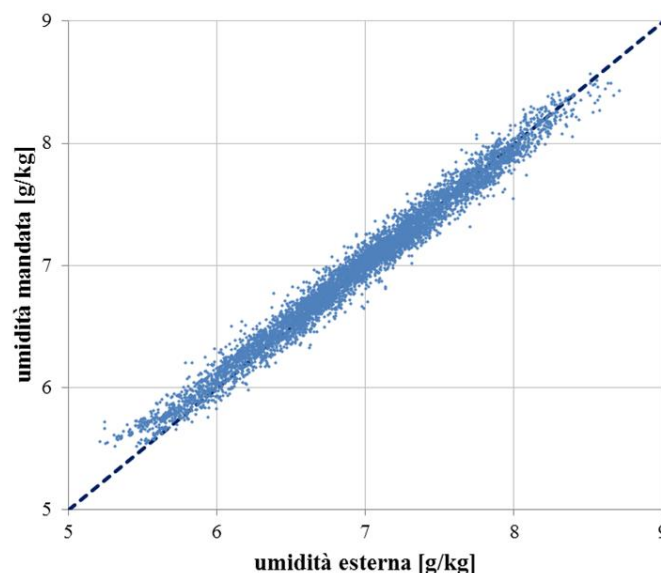


Fig. 2.53 – Confronto tra umidità esterna e umidità corretta, in modalità IEC.

Poiché tale correzione si applica ad ogni iterazione di calcolo, la risoluzione del sistema di equazioni diviene insostenibile dal punto di vista del tempo di simulazione, rendendo dunque necessarie alcune semplificazioni. Si accetta un'ipotesi delle condizioni igrometriche dell'aria di ritorno. Si può a questo punto semplificare l'analisi considerando un guadagno fisso di 1 g/kg causato dalla produzione di vapore nell'ambiente climatizzato (dovuto alla presenza di occupanti). Si ottengono sostanzialmente gli stessi risultati visti con il calcolo più rigoroso di cui sopra, a patto di portare la portata dei trafilamenti al 8,4%.

Grazie a questa semplificazione, non risulta più necessario risolvere il sistema di equazioni, in quanto la  $x_{in}$  dell'umidificatore è nota a partire dall'umidità di mandata. Tale approssimazione genera un'impresione ulteriore del risultato, la quale è però ritenuta accettabile, alla luce delle già pesanti ipotesi di partenza, necessarie a causa della mancanza di sonde di umidità.

Si applica l'analisi di sensitività e si ottengono i limiti minimo e massimo. Per ciò che concerne la parte latente, vista la grande variabilità dei parametri in gioco, si giudica lecito considerare funzioni lineari, in quanto l'utilizzo di polinomiali di grado superiore non implica un significativo miglioramento della situazione. Si giungerà quindi a limiti di accettabilità caratterizzati da un grado di precisione minore rispetto agli altri due sottosistemi.

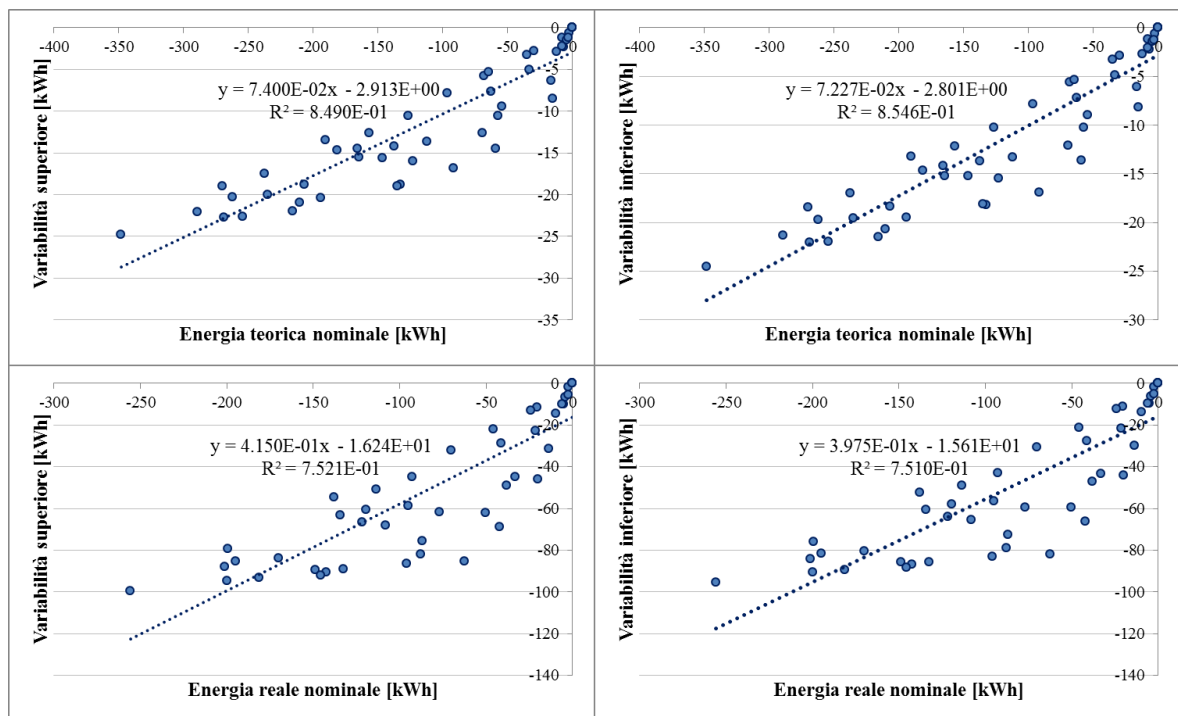


Fig. 2.54 – Interpolazione dei limiti minimi e massimi (energia latente).

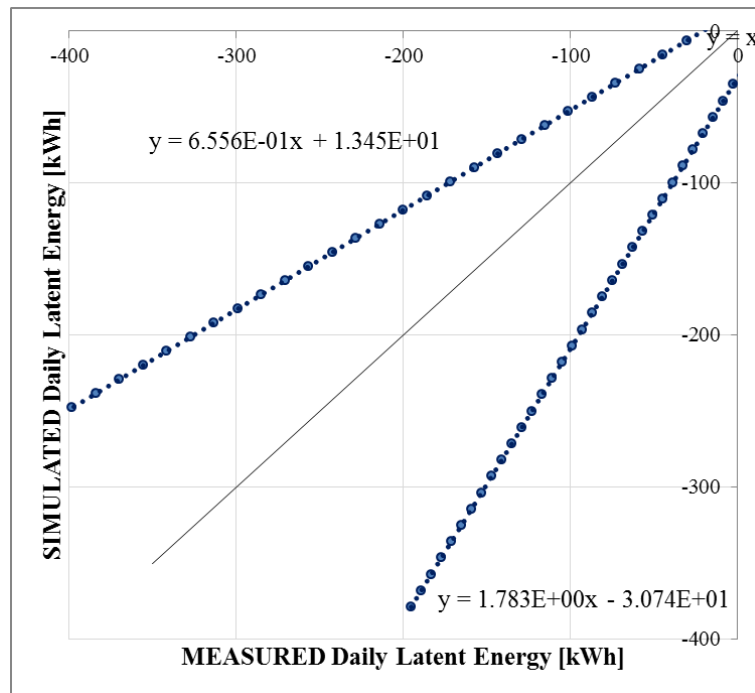


Fig. 2.55 – Funzioni lineari che approssimano le curve limite calcolate tramite il metodo MIN-MAX (energia latente)

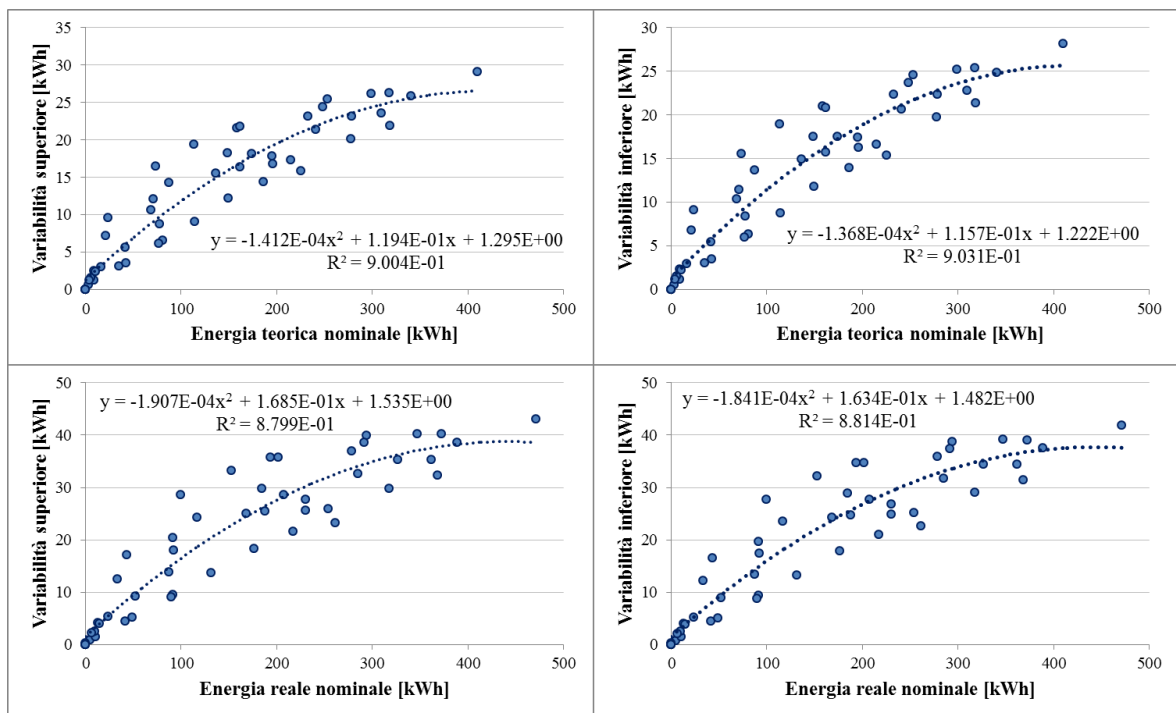
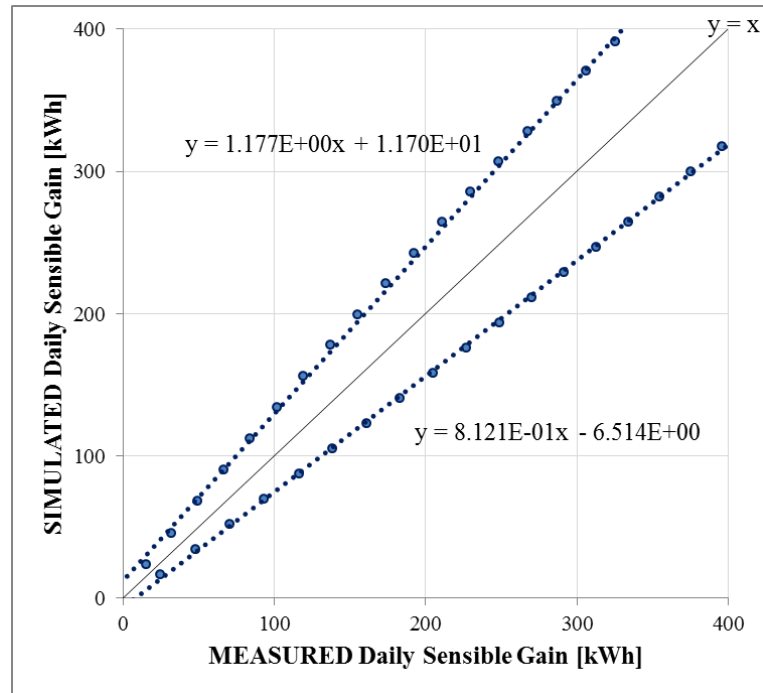


Fig. 2.56 – Interpolazione dei limiti minimi e massimi (energia sensibile).



**Fig. 2.57** – Funzioni lineari che approssimano le curve limite calcolate tramite il metodo MIN-MAX (energia sensibile)

## 2.4 APPLICAZIONE DEL COMMISSIONING GENERALE

La metodologia di Continuous Commissioning presentata prevede ora l'applicazione al livello più generale, ovvero quello che permette di dare uno sguardo d'insieme al sistema in tutta la sua complessità.

Dal diagramma di figura 2.58, è possibile visualizzare il flusso logico su cui si basa la costruzione del metodo di analisi.

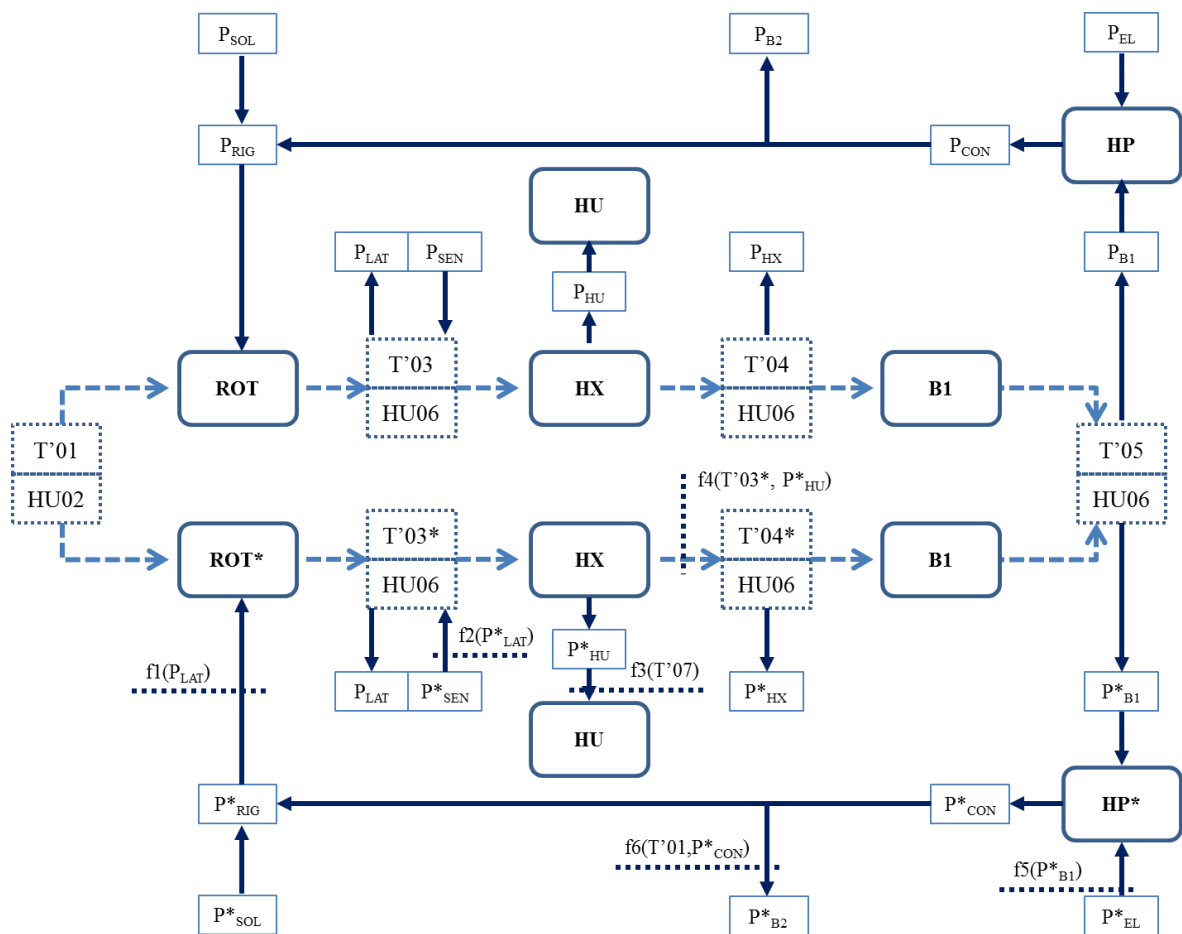


Fig. 2.58 – Contestualizzazione del procedimento di Commissioning generale al caso Solar DEC.

Come detto, il salto entalpico rappresenta l'ipotesi iniziale, uguale per caso ideale e reale. Di conseguenza, il salto latente sul rotore, essendo l'unico trattamento effettuato sull'umidità dell'aria di mandata, è posto uguale per entrambi i processi e rappresenta il punto di partenza per il calcolo dei flussi energetici relativi all'azionamento del rotore. Per quanto concerne il salto sensibile, la condizione di cui sopra impone che:



$$P_{SEN} - P_{HX} - P_{B1} = P_{SEN}^* - P_{HX}^* - P_{B1}^* \quad (2.29)$$

Dove:

$P_{SEN}$ : energia sensibile fornita dal rotore [kWh]

$P_{HX}$ : energia recuperata dallo scambiatore [kWh]

$P_{B1}$ : energia scambiata dalla batteria B1 [kWh]

In tal modo il funzionamento ideale del rotore, il quale permette un riscaldamento sensibile minore, comporterà un minor fabbisogno alla batteria B1, la quale, richiedendo meno energia utile alla pompa di calore, permetterà un minor consumo di energia elettrica. D'altro canto, tale risparmio si traduce in una minor produzione di calore al condensatore della macchina, dunque il contributo della stessa alla rigenerazione diminuisce, come sarà minore il contributo totale di rigenerazione richiesto dal rotore ideale a parità di energia latente sottratta all'aria di mandata. Le equazioni algebriche individuate in figura 2.58 come f1, f2, ..., f6 e presentate nel seguito, intervengono nella complessità dello scenario appena illustrato e permettono la stima dei flussi termici ideali.

Il primo passo costituente il metodo di analisi consiste dunque nella valutazione del salto entalpico effettuato sulla UTA nella giornata osservata.

$$\Delta H = \int m \cdot (h_{ext} - h_{mand}) \cdot dt \quad (2.30)$$

### 2.4.1 Consumi reali

Successivamente si può procedere con il calcolo dei valori reali dei flussi energetici scambiati all'interno del sistema. Per fare ciò è necessario ricavare i valori di temperatura, umidità e assorbimenti elettrici dalla matrice di dati ottenuta durante la fase di acquisizione.

**Tab. 2.14** – Procedimento di calcolo dei flussi energetici reali.

Componente	Input	Output
Rotore	HU02, HU06, portata aria, accensione rotore	Energia latente ( $P_{LAT}$ )
Rotore	T'01, T'11, portata aria, accensione rotore	Energia di rigenerazione ( $P_{RIG}$ )
Batteria B1	T'04, T'05, portata aria, pompa P5	Energia sensibile batteria ( $P_{B1}$ )

EHP	Contatore elettrico EE03	Energia elettrica assorbita dalla EHP ( $P_{EL}$ )
DEC	Contatori elettrici EE01, EE02	Energia elettrica assorbita dagli ausiliari ( $P_{EL,overall}$ e $P_{EL,tot}$ )
Serbatoio	T'10, T'11, portata aria, accensione ventilatore VE03	Energia di rigenerazione da solare ( $P_{SOL}$ )

Tramite i calcoli sopra esposti sono disponibili tutti i valori utili alla valutazione degli indici prestazionali facenti riferimento alla condizione reale dell'impianto.

## 2.4.2 Consumi ideali

Conclusa la fase di calcolo per la filiera reale, si prosegue con la stima dei consumi in condizioni ideali. Come illustrato nella presentazione della metodologia, tale obiettivo può essere raggiunto mediante la definizione di opportune equazioni algebriche che mettano in relazione le varie quantità energetiche che intervengono nel percorso globale descritto in figura 2.58. Si ricorda che per i sottosistemi simulati e illustrati nel capitolo precedente, tali equazioni vengono definite a partire dai modelli matematici. Per i sistemi non oggetto di modellazione si osserva il comportamento durante le fasi di funzionamento dell'impianto considerate non affette da problematiche.

Nella seguente tabella un riassunto del processo.

**Tab. 2.15** – Procedimento di calcolo dei flussi energetici ideali.

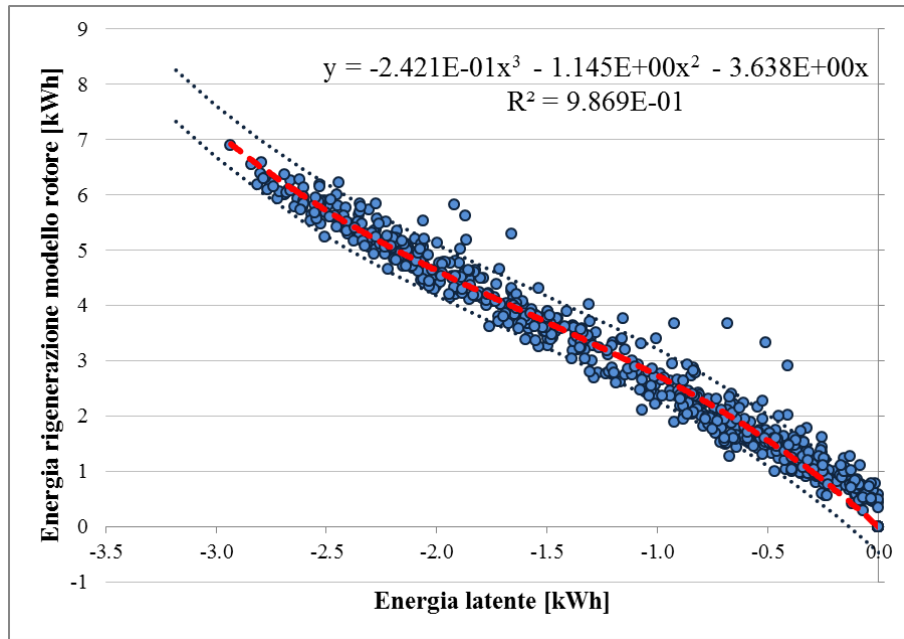
Passo di analisi	Componente	Input	Output
1	Rotore	HU02, HU06, portata aria, accensione rotore	Energia latente ( $P_{LAT}$ )
2	Rotore	$P_{LAT}$	Energia di rigenerazione $P^*_{RIG}=f1(P_{LAT})$
3	Rotore	$P_{LAT}$	Energia sensibile rotore $P^*_{SEN}=f2(P_{LAT})$ T'03*
4	Umidificatore	T'07, portata aria, accensione umidificatore	Energia sensibile umidificatore $P^*_{HU}=f3(T'07)$ T'08*

5	Recuperatore	$T'08^*, T'03^*$	Energia sensibile recuperatore $P^*_{HX}=f4(T'03^*-T'08^*)$ $T'04^*$
6	Batteria B1	$T'04^*, T'05$ , portata aria, pompa P5	Energia sensibile batteria ( $P^*_{B1}$ )
7	EHP	$P^*_{B1}$	Energia elettrica assorbita $P^*_{EL}=f5(P^*_{B1})$
8	Valvola V6	$P^*_{B1}, P^*_{EL}, P^*_{RIG}, T'01$	Energia dissipata tramite B2 $P^*_{B2}=f6(P^*_{RIG}, T'01)$ Energia di rigenerazione tramite B3 ( $P^*_{CON}-P^*_{B2}$ )
9	Serbatoio	$P^*_{RIG}, P^*_{B2}, P^*_{CON}$	Energia di rigenerazione da solare $P^*_{SOL}=P^*_{RIG}-(P^*_{CON}-P^*_{B2})$

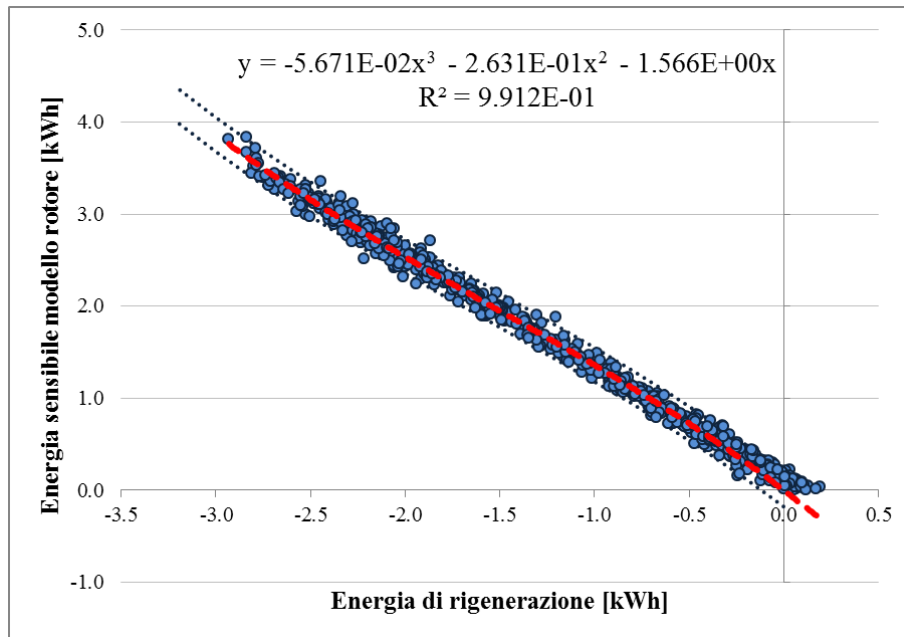
Si illustra nei seguenti paragrafi il procedimento di calcolo delle equazioni algebriche. Nei grafici verranno indicate anche le funzioni limite, per la discussione delle quali si rimanda al capitolo 2.4.4.

### Rotore

Per quanto riguarda il rotore, si è detto che il punto di partenza dell'analisi è rappresentato dall'energia latente sottratta all'aria. Tramite il modello matematico si ottengono le funzioni utili per la stima dell'energia sensibile trasferita all'aria e dell'energia di rigenerazione necessaria per la deumidificazione, corrispondenti quindi al comportamento ideale del componente. Le correlazioni risultano soddisfacenti fino ad un intervallo di integrazione pari a 10 minuti. Come già accennato, per gli scopi della valutazione di secondo livello, non si ritiene necessario indagare ad un intervallo più ristretto.



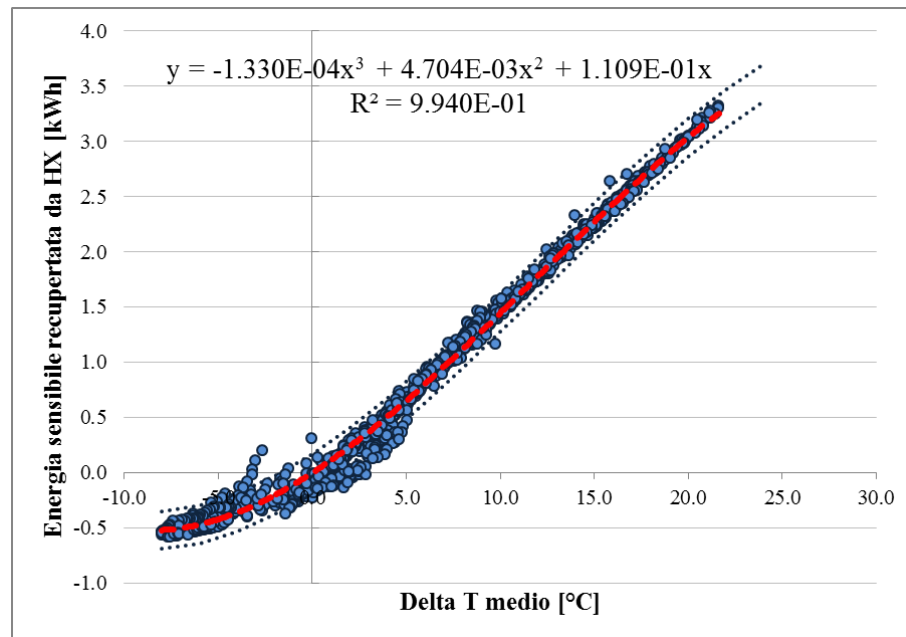
**Fig. 2.59** – Correlazione tra energia latente richiesta ed energia di rigenerazione necessaria nel caso di rotore ideale (modello matematico).  
Dati calcolati ogni 10 minuti.



**Fig. 2.60** – Correlazione tra energia latente ed energia sensibile trasferita all'aria nel caso di rotore ideale (modello matematico).  
Dati calcolati ogni 10 minuti.

### Recuperatore

Il recuperatore statico non è oggetto di simulazione matematica. Per caratterizzarne le prestazioni, viene costruita una funzione che sia in grado di restituire la quantità di energia recuperata in funzione della differenza tra le temperature in ingresso (T'03 e T'08). Anche in questo caso, la relazione risulta sufficientemente robusta anche integrando su un piccolo intervallo di tempo (10 minuti).



*Fig. 2.61 – Correlazione tra differenza di temperature in ingresso al recuperatore ed energia recuperata. Dati calcolati ogni 10 minuti.*

### Umidificatore

Così come il recuperatore, anche per l'umidificatore non si è ritenuto necessario sviluppare un modello, anche a causa della mancanza di una sonda di umidità sul ritorno. Tuttavia, per gli scopi semplificati della presente analisi, si ricava, a partire dalla temperatura dell'aria di ritorno, il raffreddamento sensibile che avviene sull'umidificatore. In questo modo sarà possibile entrare nella filiera del comportamento teorico con una T'08 ideale. Per fare ciò è necessario introdurre delle ipotesi:

- Umidificazione perfettamente adiabatica.
- Efficienza fissa di umidificazione.
- Umidità assoluta dell'aria di ritorno pari a quella dell'aria di mandata più un guadagno fisso di 1 g/kg.

Il procedimento prevede la variazione iterativa dell'efficienza di umidificazione con l'obiettivo di far corrispondere la T'08 reale e quella calcolata durante un periodo di funzionamento corretto dell'umidificatore. In prima istanza è necessario calcolare la temperatura a bulbo umido, ovvero quella temperatura raggiungibile con un'efficienza di umidificazione pari al 100%. Si procede calcolando i seguenti parametri [14].

$$RH = \frac{P_{amb} \cdot x}{p_{sat}(0,622 + x)} \times 100 \quad (2.31)$$

$$p_{sat} = 288,68(1,098 + T/100)^{8,02} \quad (2.32)$$

$$T_{bu} = T \left[ 0,45 + 0,006 \cdot RH \cdot \sqrt{(p_{amb}/100)/1060} \right] \quad (2.33)$$

Dove:

*RH*: umidità relativa [%]

*p<sub>amb</sub>*: pressione ambiente, pari a 101325 Pa

*p<sub>sat</sub>*: pressione di saturazione [Pa]

*T<sub>bu</sub>*: temperatura di bulbo umido [°C]

Nonostante la disponibilità in letteratura di metodi più raffinati per il calcolo della temperatura a bulbo umido, si è scelto di utilizzare la relazione semplificata 2.33, in quanto le ipotesi su cui si basa tale analisi introducono già incertezze importanti. Tuttavia, tramite una veloce verifica a diversi valori di temperatura e umidità relativa, si può facilmente notare che la formula introduce un errore in eccesso compreso tra il 2% e il 4%. In questa sede si ritiene di sufficiente precisione il risultato ottenuto correggendo la temperatura di bulbo umido del 2%. A questo punto si può calcolare la temperatura dell'aria in uscita dall'umidificatore tramite la relazione:

$$T_{out} = T_{in} - \varepsilon(T_{in} - T_{bu}) \quad (2.34)$$

Come già accennato, il valore di efficienza non è estrapolato da scheda tecnica, ma è tarato in modo tale che, durante un periodo di tempo in cui si è verificato il corretto funzionamento del componente, la somma degli errori quadratici (SSE) tra T08 reale e ricalcolata sia minima. In questo modo è possibile minimizzare l'errore introdotto tramite l'ipotesi sull'umidità dell'aria di ritorno. Il valore che permette la più alta corrispondenza è pari al 66%.

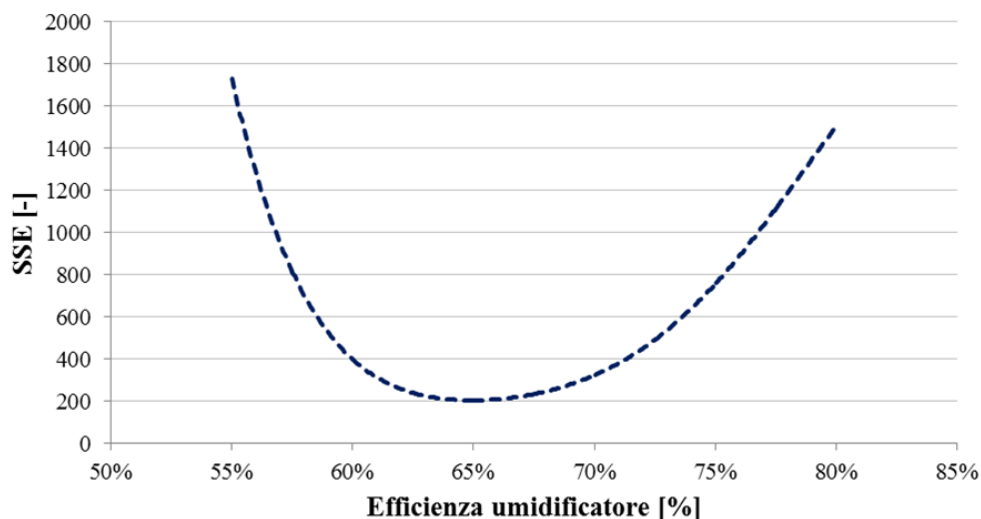


Fig. 2.62 – Andamento di SSE in funzione dell'efficienza di umidificazione.

È utile precisare che tale valore di efficienza è fortemente influenzato dalla quantità ipotizzata del guadagno di umidità. Al variare di questa ipotesi, varia anche il valore di efficienza che minimizza SSE.

### **Pompa di calore**

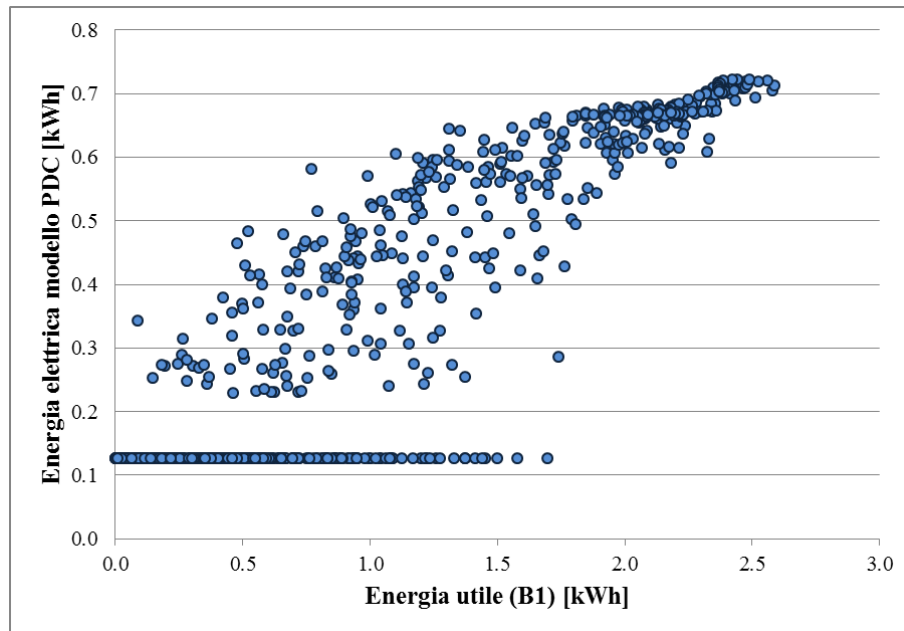
Di più difficile attuazione risulta la costruzione delle correlazioni che descrivano il comportamento della pompa di calore. Anche in questo caso si utilizzano i risultati ottenuti tramite modellazione matematica del sottosistema. Come verrà in seguito ampiamente discusso, i parametri in gioco sono molteplici, dunque non appare immediato il calcolo dell'energia elettrica assorbita<sup>3</sup> a partire semplicemente dall'energia utile

---

<sup>3</sup> Nel calcolo dell'energia elettrica assorbita è compreso anche il consumo delle pompe di circolazione P4 e P5.

richiesta dalla batteria B1, poiché essa è fortemente influenzata anche dalle condizioni di temperatura del fluido sia lato evaporatore che lato condensatore.

Se per coerenza si scegliesse di considerare un intervallo di tempo di 10 minuti, la variabilità risulta tale da non poter identificare un percorso univoco.



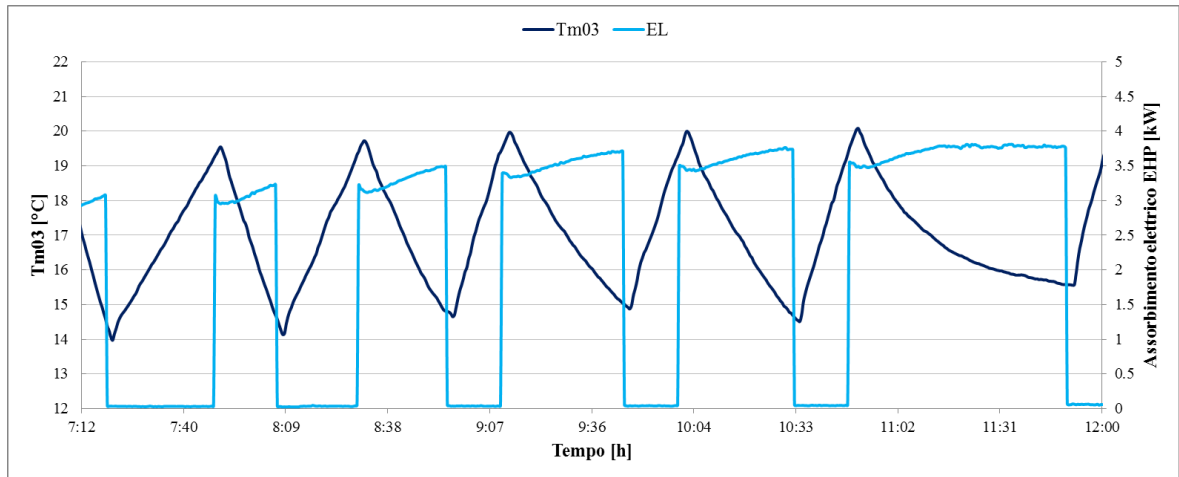
**Fig. 2.63** – Correlazione tra energia termica sottratta ed energia elettrica assorbita dalla EHP.  
Dati calcolati ogni 10 minuti.

Si identificano nel precedente grafico due situazioni distinte:

- Un consumo pari al solo assorbimento delle pompe di circolazione.
- Un consumo elettrico non nullo caratterizzato da forte variabilità fino a un valore di potenza utile di 2,2 kWh.

Il motivo di tale distinzione può essere ricercato nell'inerzia del sistema, per cui si avranno situazioni in cui il fluido all'interno del circuito è già freddo e momenti in cui il fluido si trova a temperatura maggiore e richiede l'intervento del compressore.

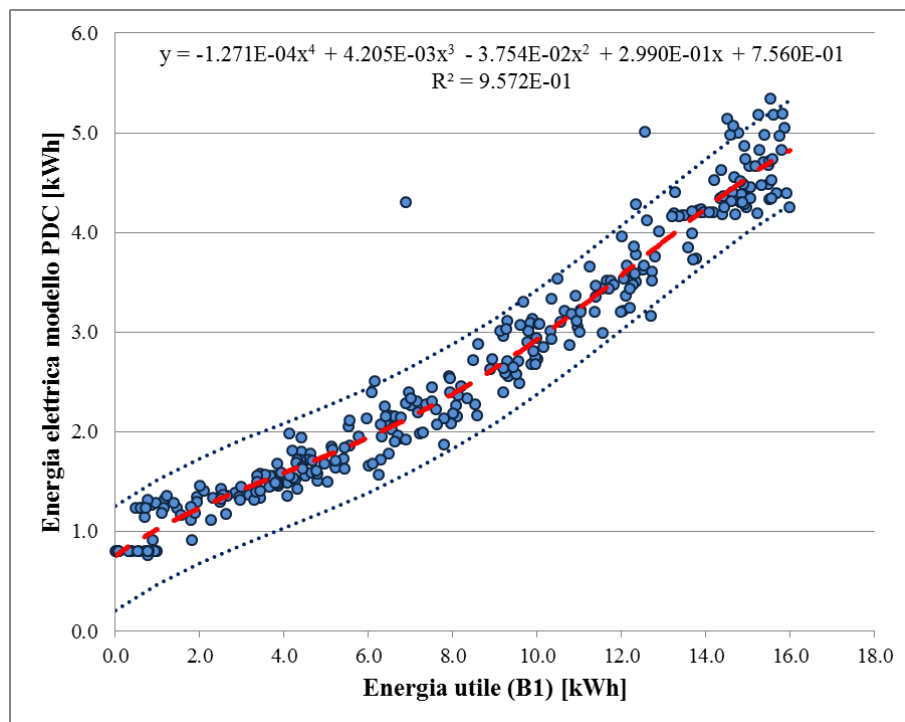




**Fig. 2.64** – Relazione tra assorbimento elettrico della EHP e andamento della temperatura Tm03.

La variabilità riscontrata nella situazione di assorbimento non nullo è dovuta all'integrazione su 10 minuti; infatti la variabilità quasi si annulla per potenze utili maggiori di 2,2 kWh, i quali corrispondono circa al funzionamento continuo del compressore (capacità nominale 13,2 kW) per 10 minuti. La nuvola di punti che precede tale valore rappresenta intervalli di tempo in cui il compressore non ha funzionato continuamente, introducendo un'incertezza elevata.

Se si aumenta il  $\Delta t$  a un'ora si può notare un andamento dell'energia elettrica molto più definito.



**Fig. 2.65** – Correlazione oraria tra energia termica sottratta ed energia elettrica assorbita dalla EHP.

Poiché la presente valutazione ha lo scopo di fornire una stima dei consumi in condizioni ideali si ritiene di sufficiente significatività l'utilizzo della correlazione ricavata con un intervallo temporale orario, salvo poi procedere a scalare la funzione per poter considerare il campo di energie minori che caratterizza il funzionamento sui 10 minuti.

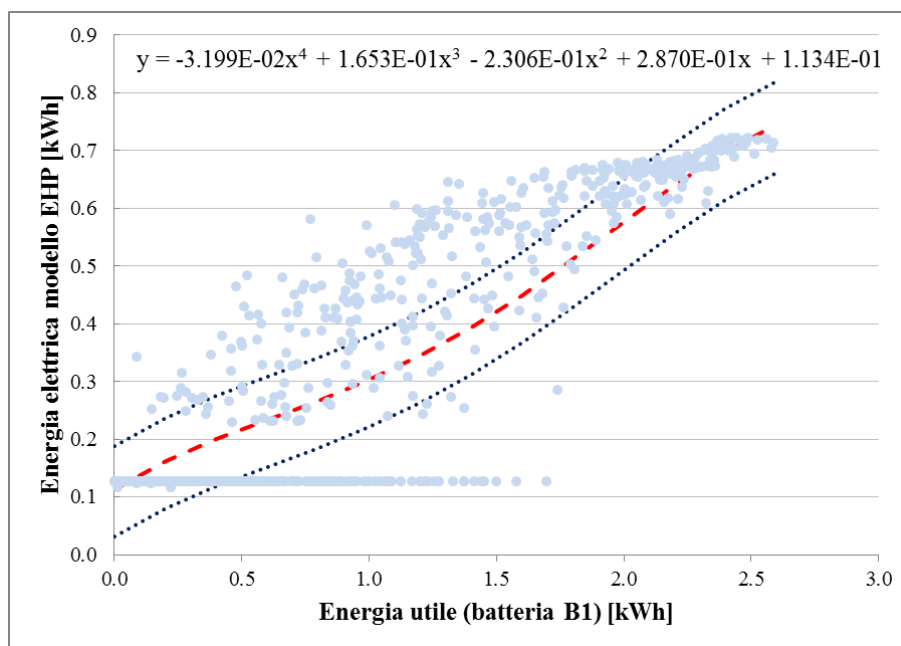


Fig. 2.66 – Procedura di scala utilizzata per riportare la correlazione oraria a un intervallo di 10 minuti..

### Ripartizione energia B2/B3

Di altrettanta complessità risulta la determinazione della distribuzione del calore di condensazione tra le batterie B2 e B3. Come illustrato nella strategia di controllo, la valvola V6, la quale è adibita alla distribuzione del fluido caldo in uscita dal condensatore della EHP, può assumere due posizioni fisse:

- V6=0, significa che tutto il fluido conferisce alla batteria B3.
- V6=5, significa che parte del fluido è inviato anche a B2.

Poiché la posizione di V6 non è modulata tramite PI, le uniche variabili che possono influenzare lo scambio sulle batterie sono le temperature dell'acqua (la medesima per entrambe) e dell'aria in ingresso (T'09 per B2 e T'01 per B3). Dunque, la distribuzione dell'energia termica tra le due batterie dipende fondamentalmente dai seguenti fattori:

- La necessità di deumidificazione: se la modalità di deumidificazione è attiva, la batteria B3 può essere utilizzata. Inoltre, maggiore è il fabbisogno di

deumidificazione, maggiore è il guadagno di calore sensibile sul rotore; dunque, al crescere di  $T'03$ , supponendo pressoché costanti le condizioni dell'aria di ritorno, cresce la temperatura  $T'09$  all'ingresso di B2, permettendo un minore scambio termico sulla batteria.

- La quantità di calore di condensazione che è necessario smaltire: maggiore è l'energia termica in gioco, più cresce la necessità di utilizzare entrambe le batterie.
- La temperatura dell'aria esterna: minore è la temperatura dell'aria in ingresso alla batteria B3, maggiore è il calore che essa può trasferire all'aria di rigenerazione, dunque minore sarà la necessità di utilizzare B2. Tuttavia, anche la temperatura  $T'03$  è influenzata dall'aria esterna, di conseguenza anche  $T'09$  e il salto termico su B2.

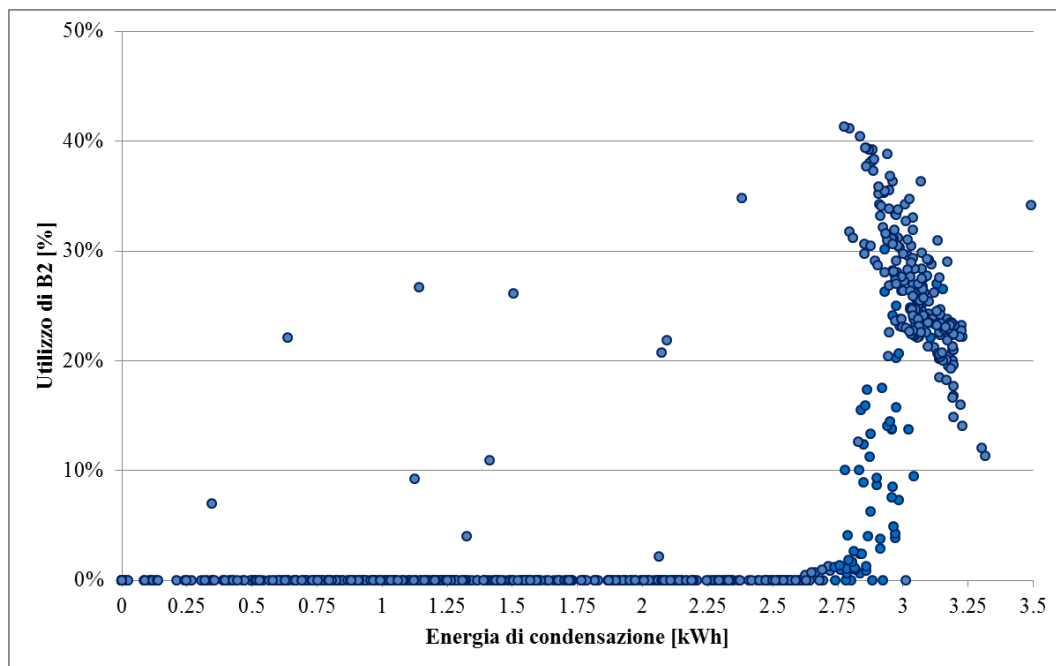
L'interdipendenza tra le situazioni descritte complica sensibilmente l'analisi. Tuttavia, per gli scopi del secondo grado di monitoraggio e alla luce di quanto sopra esposto si identificano tre scenari di funzionamento, per ognuno dei quali si ricava la quantità di energia inviata alla batteria B2.

**Tab. 2.16** – Definizione dell'andamento dell'utilizzo di B2 secondo tre scenari di funzionamento.

<b>Scenario</b>	<b>T esterna [°C]</b>	<b>E condensazione [kWh]</b>	<b>E B2 [%]</b>
1	< 28	< 2,75	0 %
2	> 28, < 30,5	> 2,75	15 %
3	> 30,5	> 2,75	f( $E_{RIG}$ )

Nel caso in cui la deumidificazione sia inattiva, è immediato ricavare che la totalità del calore di condensazione sarà dissipato tramite B2.

Con deumidificazione attiva, in prima istanza, si può osservare l'entità dell'utilizzo della batteria B2 (espresso in percentuale rispetto al totale di B2 e B3) in funzione dell'energia di condensazione della EHP.



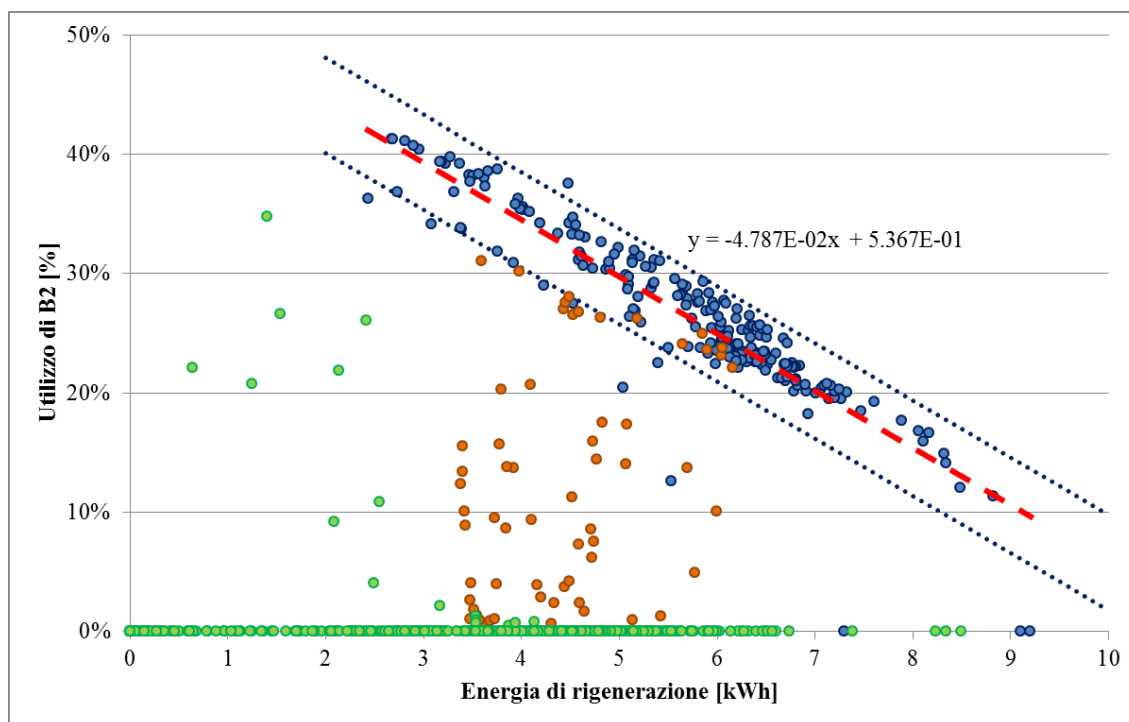
**Fig. 2.67** – Andamento dell'utilizzo della batteria B2 in funzione del calore di condensazione.

Si nota l'esistenza di un valore limite (circa 2,75 kWh) al di sotto del quale la sola batteria B3 è sufficiente a smaltire la totalità dell'energia termica, e al di sopra del quale è invece necessario l'impiego di entrambe le batterie. In questo campo, l'andamento di B2% è decrescente al crescere del calore di condensazione. Esso infatti è strettamente legato al processo di deumidificazione; più quest'ultimo è elevato, maggiore sarà il raffreddamento necessario sulla batteria B1. Questo implica un elevato utilizzo della EHP, la quale necessiterà dunque di maggiore dissipazione al condensatore. Inoltre, come già accennato, più si deumidifica, più l'aria di mandata sarà surriscaldata dal rotore. Dunque la temperatura T'09 dell'aria in ingresso alla batteria B2 aumenta, rendendo minimo lo scambio termico possibile (decrese B2%).

Oltre a queste due situazioni, ben rappresentate dall'ipotesi degli scenari, vi è una terza che delinea una zona di transizione tra le due appena descritte. Essa è caratterizzata da una temperatura esterna compresa tra 28 e 30,5°C e da un'energia di condensazione superiore al valore limite.

Come si è detto in precedenza, l'energia di condensazione è strettamente legata al regime di deumidificazione che avviene nell'UTA. Poiché lo scopo dell'indagine è quello di creare correlazioni utili per descrivere l'andamento medio delle quantità energetiche, è possibile sfruttare questa dipendenza. Infatti, l'intervallo di definizione dell'energia di

condensazione è molto piccolo, poco adatto alla creazione di funzioni lineari. Se sull'asse delle ascisse si introduce l'energia di rigenerazione, l'intervallo si amplia ed è possibile visualizzare più chiaramente l'andamento dell'utilizzo di B2. Nel successivo grafico vengono anche distinte le tre zone di funzionamento individuate e discusse in precedenza.



**Fig. 2.68** – Andamento dell'utilizzo della batteria B2 in funzione dell'energia di rigenerazione secondo i tre scenari definiti.

Per quanto riguarda la situazione transitoria, alla luce della difficoltà insita nella ricerca di una correlazione affidabile, e considerando il limitato numero di punti che la rappresentano, si decide di seguire un approccio semplificato. Si affida quindi ai punti della zona di transizione un valore fisso di B2% pari al 15%.

### Assorbimenti elettrici

Il calcolo dei COP impone la valutazione dei consumi elettrici. Mentre nel caso reale è sufficiente leggere i valori acquisiti dai contatori, per la definizione del consumo ideale si computano gli assorbimenti dei componenti in funzione delle modalità attivate dalla strategia di controllo.

Anche in questo caso la situazione ideale è rappresentata dall'osservazione degli assorbimenti reali per un lasso di tempo sufficientemente ampio. Attraverso gli opportuni filtri è possibile ricavare il consumo elettrico dei componenti (o di gruppi di componenti) in funzione delle uscite della strategia di controllo. A titolo di esempio, quando il codice di controllo impone la disattivazione della modalità di deumidificazione e il passaggio alla modalità di Free Cooling, l'assorbimento letto sui contatori corrisponderà a quello dei soli ventilatori VE01 e VE02. Si riassumono di seguito gli assorbimenti ottenuti.

**Tab. 2.17** – Riassunto degli assorbimenti elettrici medi per componente.

<b>Componenti</b>	<b>Assorbimento medio [kW]</b>
Pompa P1	0.330
Pompa P2	0.180
Pompa P3	0.300
Pompa umidificatore	0.360
Motore rotore	0.230
Torrino di estrazione	0.520
Ventilatore VE03	1.500
Ventilatori VE01 e VE02	Variabile

Un discorso a parte meritano i ventilatori VE01 e VE02. Innanzitutto non è possibile distinguere l'assorbimento dei ventilatori, poiché il consumo di entrambi afferisce allo stesso contatore e il funzionamento risulta sempre contemporaneo. Tuttavia questo non rappresenta un problema per il calcolo degli indicatori. Si nota che il consumo elettrico è molto variabile in funzione della modalità di funzionamento dell'impianto. Il motivo è immediatamente riscontrabile nelle maggiori perdite di carico che il ventilatore VE01 deve vincere quando l'aria di mandata è costretta a passare attraverso rotore e recuperatore statico.

**Tab. 2.18** – Variabilità dell'assorbimento elettrico dei ventilatori VE01 e VE02 in funzione dell'apertura delle serrande di bypass.

Modalità	Apertura serrande	Assorbimento medio VE01+VE02 [kW]
AC + HU	BP1=chiuso	3.7
	BP2=chiuso	
AC	BP1=aperto	3.3
	BP2=chiuso	
FC	BP1=aperto	2.5
	BP2=aperto	

Dal computo dei consumi elettrici sono esclusi gli assorbimenti della EHP e delle pompe di circolazione P4 e P5, poiché già considerati nel sottosistema pompa di calore.

### 2.4.3 Indicatori prestazionali

Si passa quindi alla fase di calcolo degli indici prestazionali che serviranno per il confronto tra situazione reale e ideale, definiti nella fase di spiegazione della metodologia a partire dal Task 38 IEA SHC [8].

**Tab 2.19** – Definizione dell'andamento dell'utilizzo di B2 secondo tre scenari di funzionamento.

Indicatore	Reale	Ideale
COP th	$\frac{\Delta H}{P_{RIG}}$	$\frac{\Delta H}{P_{RIG}^*}$
COP th DEC	$\frac{(\Delta H - P_{B1})}{P_{RIG}}$	$\frac{(\Delta H - P_{B1}^*)}{P_{RIG}^*}$
SF	$\frac{P_{SOL}}{(P_{RIG} + E_{EL,EHP})}$	$\frac{P_{SOL}^*}{(P_{RIG}^* + E_{EL,EHP}^*)}$
COP el globale	$\frac{\Delta H}{(E_{EL,overall} + E_{EL,EHP})}$	$\frac{\Delta H}{(E_{EL,overall}^* + E_{EL,EHP}^*)}$
COP el totale	$\frac{\Delta H}{(E_{EL,tot} + E_{EL,EHP})}$	$\frac{\Delta H}{(E_{EL,tot}^* + E_{EL,EHP}^*)}$

Tali indicatori saranno affetti da un certo grado di incertezza, il calcolo del quale viene descritto in seguito. La variabilità dei valori verrà messa in conto per poter assicurare l'affidabilità delle conclusioni sviluppate sul funzionamento dell'impianto, nonché per rendere chiari i limiti della metodologia.

La fase di confronto vera e propria, in cui vengono accostati gli indicatori reali e ideali, sarà presentata nel capitolo 3.2, il quale riporta i risultati derivanti dall'applicazione della metodologia ai mesi estivi 2014.

## 2.4.4 Analisi dell'incertezza

Nell'ambito di presentazione della metodologia si è già discusso sugli elementi che introducono gradi di incertezza sui risultati finali del Commissioning generale.

In prima istanza si indaga l'andamento dell'errore introdotto sulla valutazione del salto entalpico globale (relazione 2.11). Analizzando l'andamento dell'errore in funzione del valore di  $\Delta H$  si ottiene il seguente grafico.

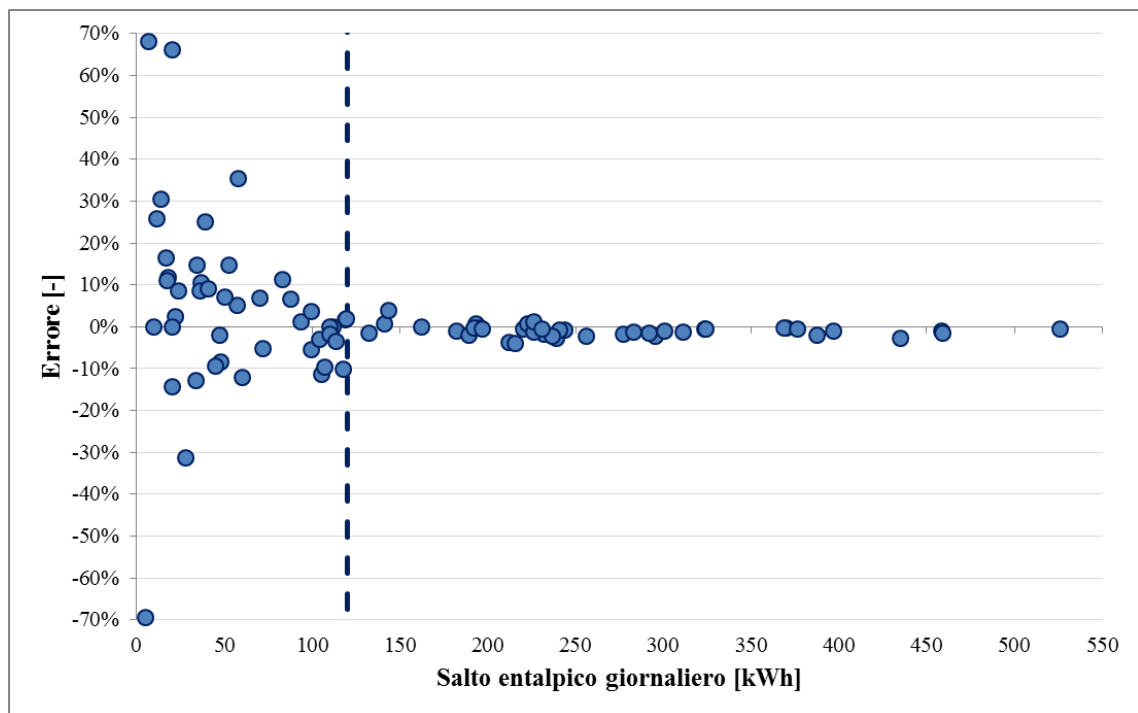


Fig. 2.69 – Andamento dell'errore in funzione dell'entità del salto entalpico giornaliero sulla UTA.

Si nota che al diminuire del salto entalpico totale aumenta l'errore associato. Gli elementi che influenzano tale comportamento possono essere identificati tra i seguenti:



- Trafilamenti: come illustrato al paragrafo 2.3.3, a monte della batteria di scambio B1 vi sono dei trafiletti che causano la miscelazione tra aria di ritorno e aria di mandata. Dunque, anche quando la deumidificazione non è attiva, si registra nel caso reale un salto di umidità tra aria esterna e aria di mandata non considerato nel caso ideale.
- Errori di misura: le sonde di umidità e temperatura sono affette da errori che possono alterare il calcolo del  $\Delta H$  reale.

Inoltre, come già accennato, il metodo non presuppone la simulazione dinamica del sistema, dunque gli sfasamenti temporali causati dall'inerzia dei componenti non può qui essere presa in considerazione, implicando un'incertezza ulteriore sulle quantità giornaliere calcolate.

È immediato concludere che minore è il salto entalpico totale giornaliero, maggiore sarà il peso degli elementi sopra esposti sul risultato finale.

Si può quindi affermare che al di sotto dei 120 kWh/giorno la significatività dell'analisi risulta sostanzialmente compromessa. Al di sopra di tale limite è ragionevole l'applicazione di un margine di incertezza pari a  $\pm 4\%$ .

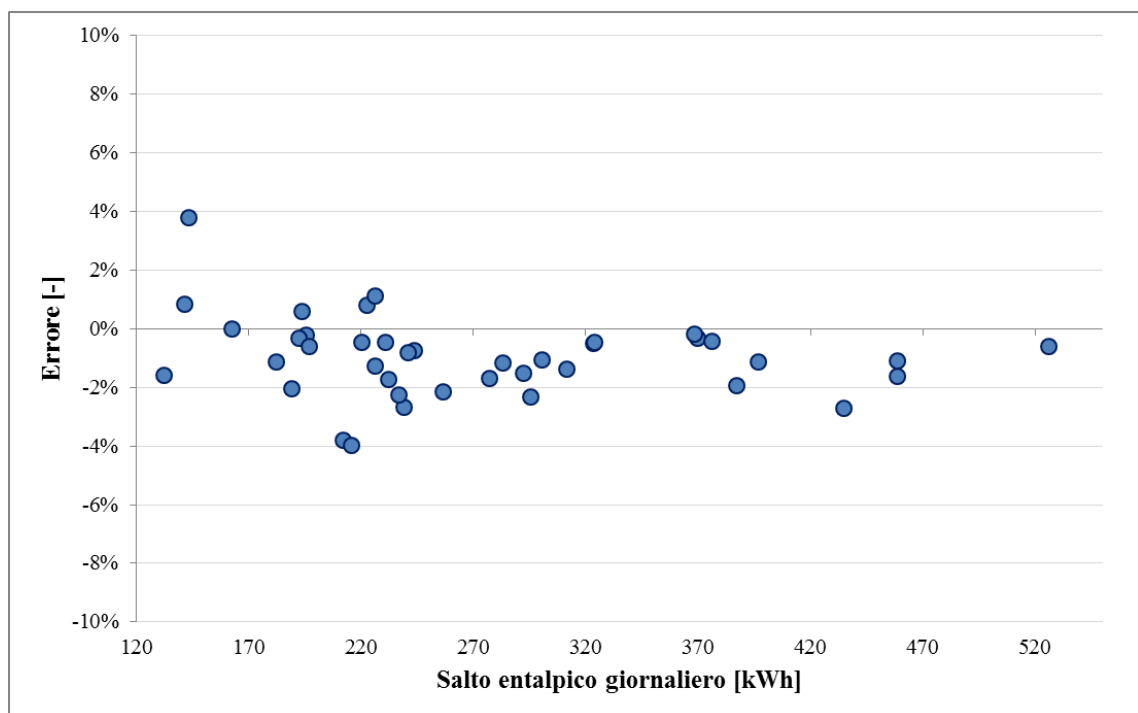


Fig. 2.70 – Andamento dell'errore in funzione dell'entità del salto entalpico giornaliero sulla UTA.

In secondo luogo si noti che nei grafici presentati nel capitolo precedente relativi alle equazioni algebriche definite per poter delineare il comportamento ideale compaiono le funzioni limite. Come anticipato nel capitolo 2.2.3, tali limiti sono definiti in modo tale che almeno il 95% dei punti ricada nella fascia definita.

Nella seguente tabella si riassumono i coefficienti di spostamento con cui vengono definite le funzioni limite accompagnate dal relativo valore di  $\delta$ , per ogni correlazione presentata nel precedente capitolo.

**Tab. 2.20** – Fattori di scala delle funzioni limite e relativo coefficiente  $\delta$ .

<b>Correlazione</b>	<b>MIN</b>	<b>MAX</b>	<b><math>\delta</math></b>
Energia di rigenerazione	-0.46	0.47	95%
Energia sensibile rotore	-0.18	0.19	95%
Energia recuperatore	-0.17	0.17	96%
Energia elettrica EHP	-0.0795	0.0810	95%
Ripartizione B2-B3 (Scen. 1)	-0.04	0.04	95%
Ripartizione B2-B3 (Scen. 2)	-0.15	0.10	-
Ripartizione B2-B3 (Scen. 3)	-	-	-

Il terzo elemento di incertezza deriva dalle tolleranze di misura delle sonde (temperatura, umidità e assorbimenti elettrici), le quali implicano un margine di incertezza anche sulle quantità reali. Si riporta la variabilità considerata.

**Tab. 2.21** – Incertezze di misura delle variabili utili al calcolo delle quantità reali.

<b>PARAMETRO</b>	<b>U.M.</b>	<b>INCERTEZZA</b>	<b>FONTE</b>
Portata aria	m <sup>3</sup> /h	±2%	Scheda tecnica
Temperatura aria	°C	±(0,3+0,005·T)°C	Classe B EN 60751
Umidità relativa	UR%	±2%	Scheda tecnica
Assorbimento elettrico	kW	±5%	Scheda tecnica

Il quarto ed ultimo fattore di incertezza qui considerato riguarda la stima degli assorbimenti elettrici. Per produrre una valutazione sul margine di errore introdotto, si osserva il confronto tra valore stimato e misurato durante ampi periodi di funzionamento per diverse modalità, in modo da includere tutte le combinazioni possibili di componenti attivi. Il periodo analizzato ha una durata di circa quattro giorni ed è caratterizzato da

funzionamento in Active Cooling (AC), Indirect Evaporative Cooling (IEC) e Free Cooling (FC) con deumidificazione alternativamente attiva o disattiva (DH:ON e DH:OFF).

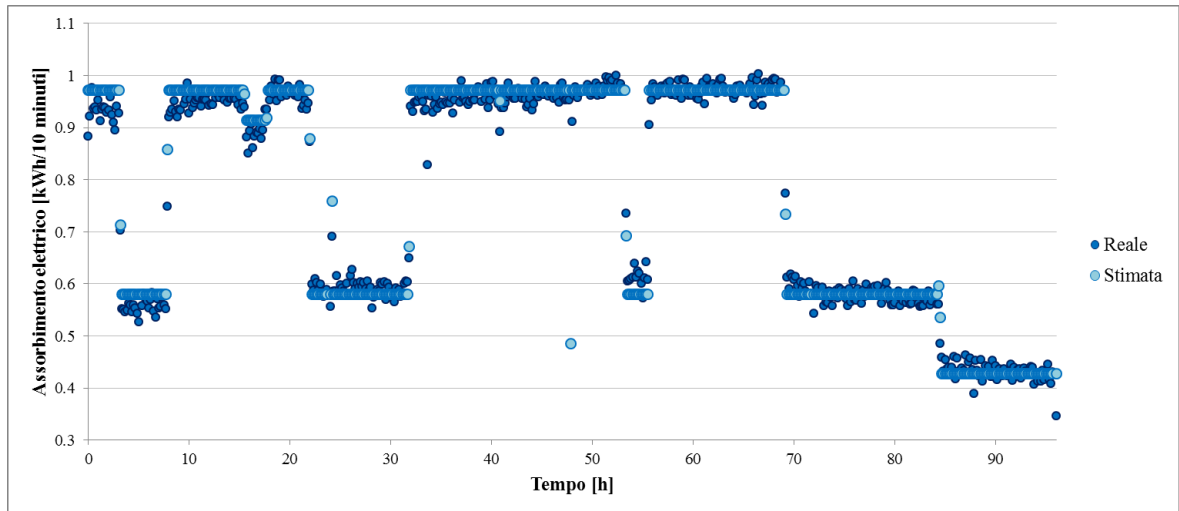


Fig. 2.71 – Confronto tra assorbimento elettrico stimato e reale. Periodo di osservazione completo.

Vengono di seguito riportati gli zoom necessari per la stima dell'errore medio ad ogni modalità.

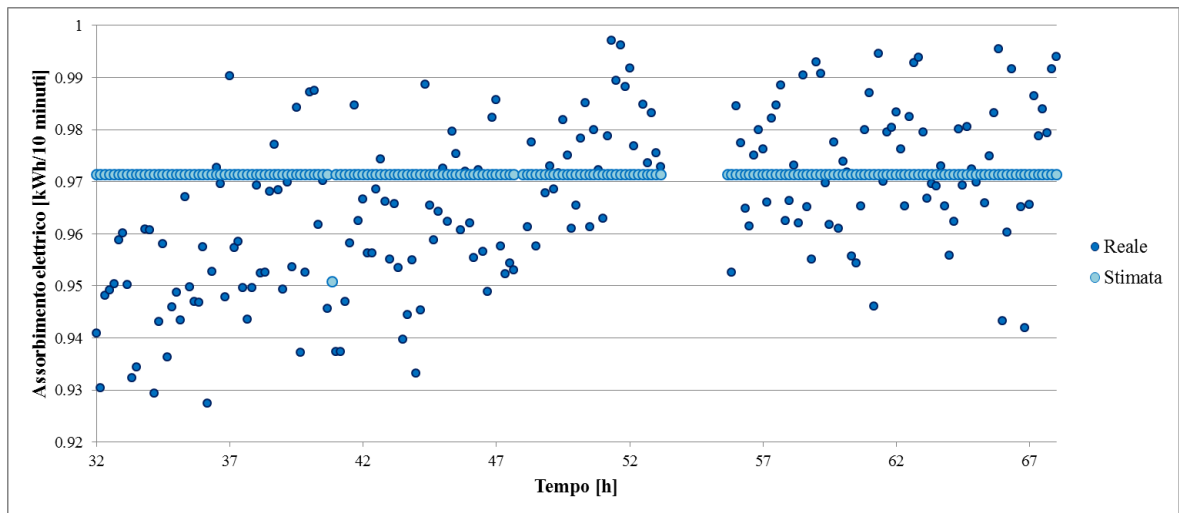


Fig. 2.72 – Confronto tra assorbimento elettrico stimato e reale. Modalità AC o IEC con DH:ON.

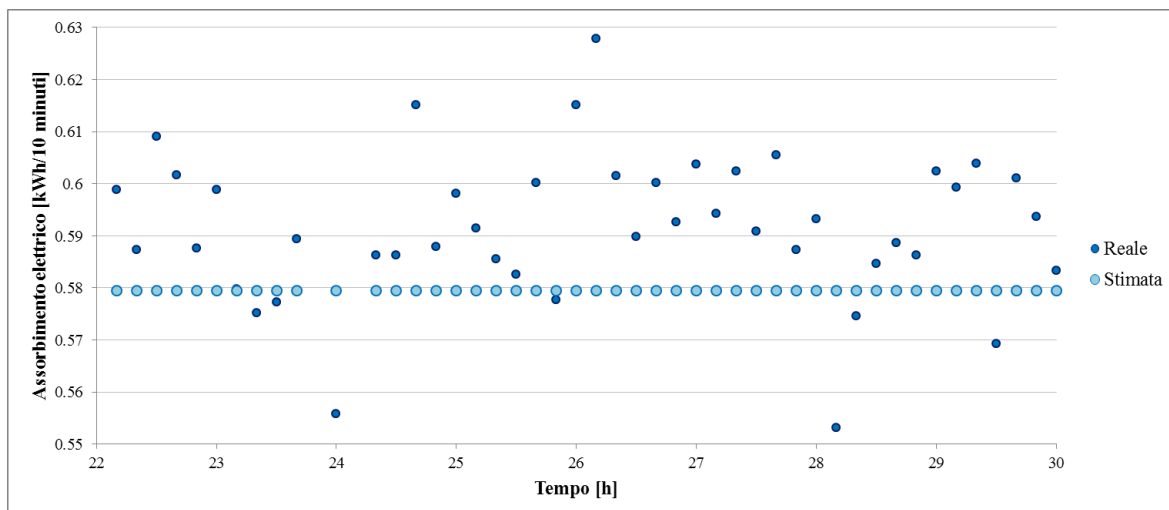


Fig. 2.73 – Confronto tra assorbimento elettrico stimato e reale. Modalità AC o IEC con DH:OFF.

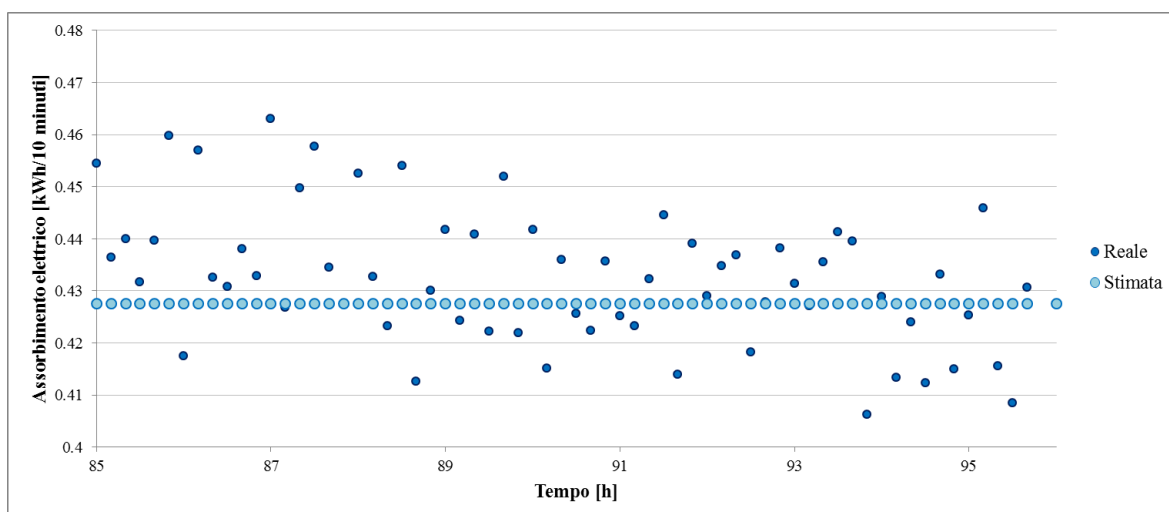


Fig. 2.74 – Confronto tra assorbimento elettrico stimato e reale. Modalità FC con DH:OFF.

Non si registrano, come è ragionevole prevedere, periodi di funzionamento in FC con DH:ON. Si riassumono in tabella gli errori massimi commessi dal metodo di stima.

Tab. 2.22 – Assorbimenti elettrici degli ausiliari suddivisi per modalità con relativo errore di stima.

Modalità	HU	Stima	ε+	ε-
		kWh/10min		
AC/IEC	ON	0.970	0.030 (3,0%)	0.040 (4,1%)
AC/IEC	OFF	0.580	0.030 (5,1%)	0.050 (8,5%)
FC	OFF	0.428	0.025 (5,8%)	0.035 (8,2%)

Alla luce dei risultati ottenuti e per tenere conto delle varie approssimazioni introdotte, si ritiene ragionevole affidare alla stima degli assorbimenti elettrici nel caso ideale un margine di incertezza pari a  $\pm 10\%$ .

# 3

## RISULTATI E DISCUSSIONE

### 3.1 COMMISSIONING SPECIFICO

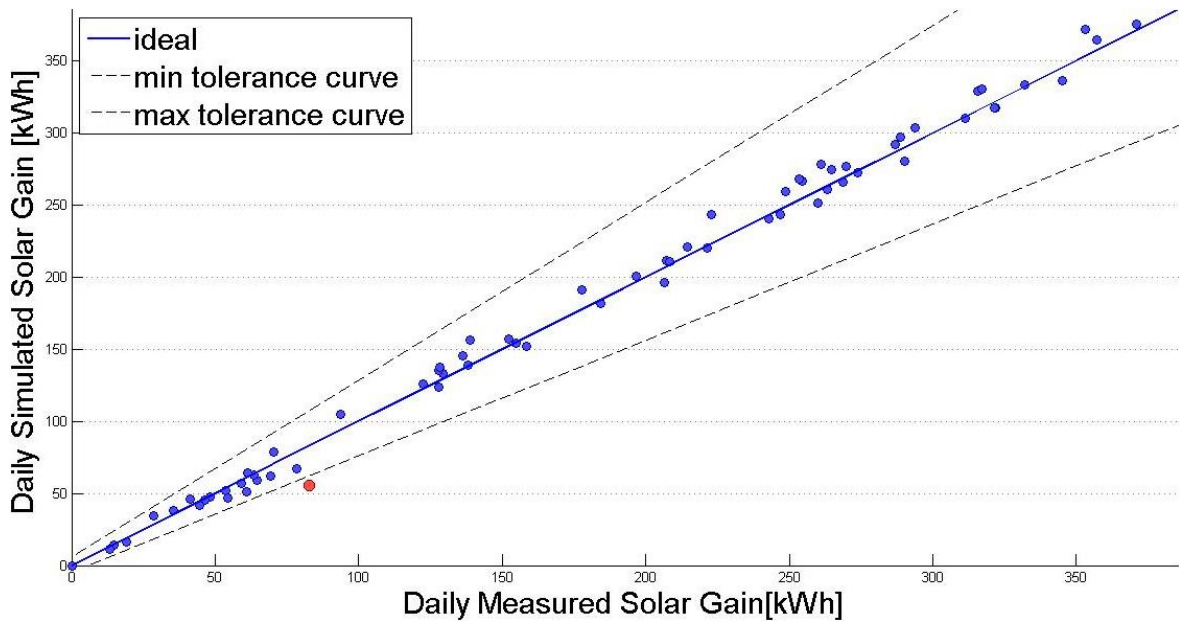
Gli output grafici forniti dalla procedura di Commissioning specifico permettono di avere un riscontro visuale ed immediato sul comportamento dei singoli sottosistemi, e possono essere riferiti al singolo giorno o ad un periodo più lungo.

Il responso è rappresentato da un punto all'interno del grafico x-y che fornisce informazioni circa il buon funzionamento di ogni sottosistema analizzato, ovvero rileva se la coppia di valori reale-ideale cade all'interno dell'intervallo di accettabilità oppure se lo scostamento è tale da non poter essere attribuito a errori di misura. La visualizzazione dell'anomalia avviene attraverso il colore rosso dei punti che si trovano al di fuori dei limiti massimi.

Si illustrano nel presente capitolo i risultati ottenuti per i mesi di giugno, luglio e agosto 2014.

### 3.1.1 Solare

L'analisi del periodo in esame restituisce un grafico in cui si confrontano i valori reali e simulati dell'energia trasferita dal circuito collettori a livello dello scambiatore.



*Fig. 3.1 – Risultato dell'analisi per il sottosistema solare termico.*

Nel caso in cui si ritenesse utile scendere più nel particolare e analizzare l'andamento della potenza scambiata durante la singola giornata, il grafico illustra il comportamento reale e ideale del sottosistema attraverso due curve che rappresentano la potenza trasferita al secondario mediata ogni 10 minuti. Per valutare le potenzialità della previsione, si presentano due esempi di giornate con caratteristiche ambientali differenti.

Il primo esempio è relativo a un giorno in cui la produzione è risultata continua. Come si può evincere dalla figura, il grado di corrispondenza tra reale e ideale risulta elevato.

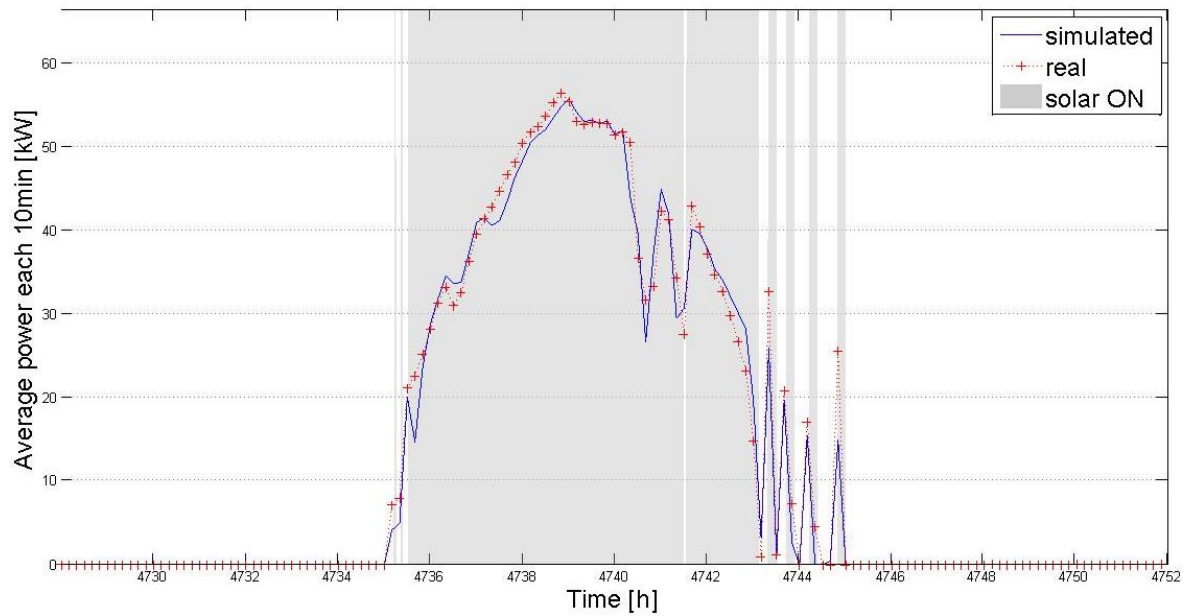


Fig. 3.2 – Risultato dell'analisi giornaliera, 17 luglio 2014.

Il secondo esempio riguarda invece un giorno in cui la produzione ha carattere discontinuo. Anche in questo caso il valore della previsione è risultato soddisfacente.

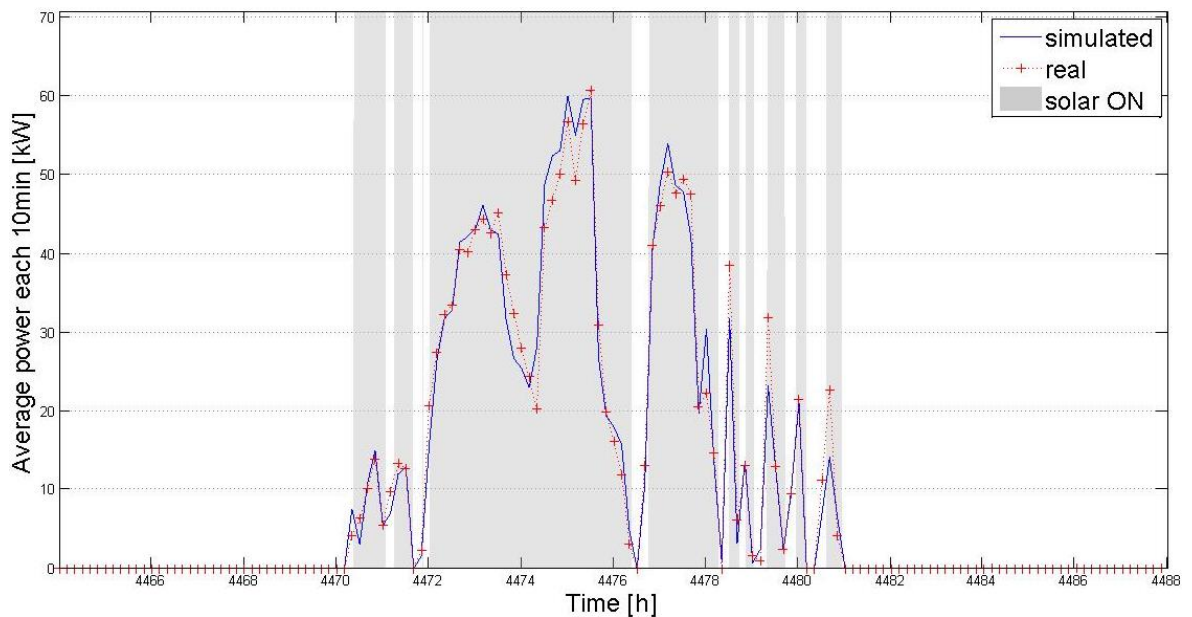


Fig. 3.3 – Risultato dell'analisi giornaliera, 6 luglio 2014.

### 3.1.2 Pompa di calore

L'analisi del periodo illustra una capacità refrigerante reale maggiore rispetto a quanto aspettato, ma compresa all'interno dei limiti minimo e massimo.

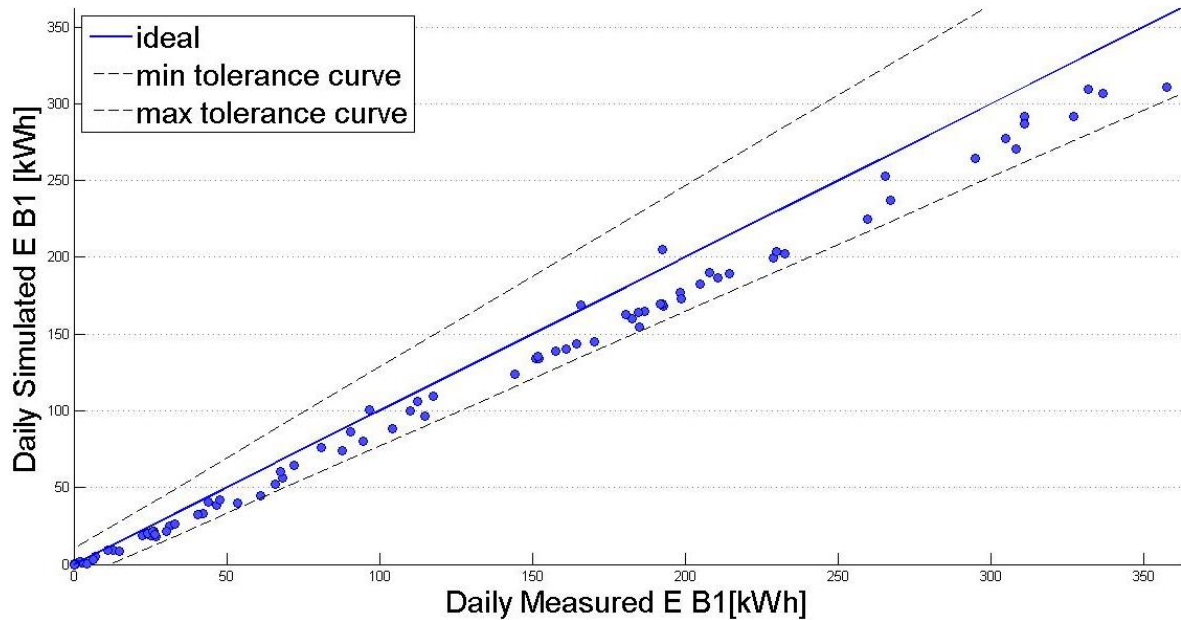


Fig. 3.4 – Energia utile, risultato dell'analisi per il sottosistema pompa di calore.

Il consumo elettrico reale appare sensibilmente superiore a quello fornito dal modello. La differenza è tale da non poter essere attribuita a errori di misura o incertezze.

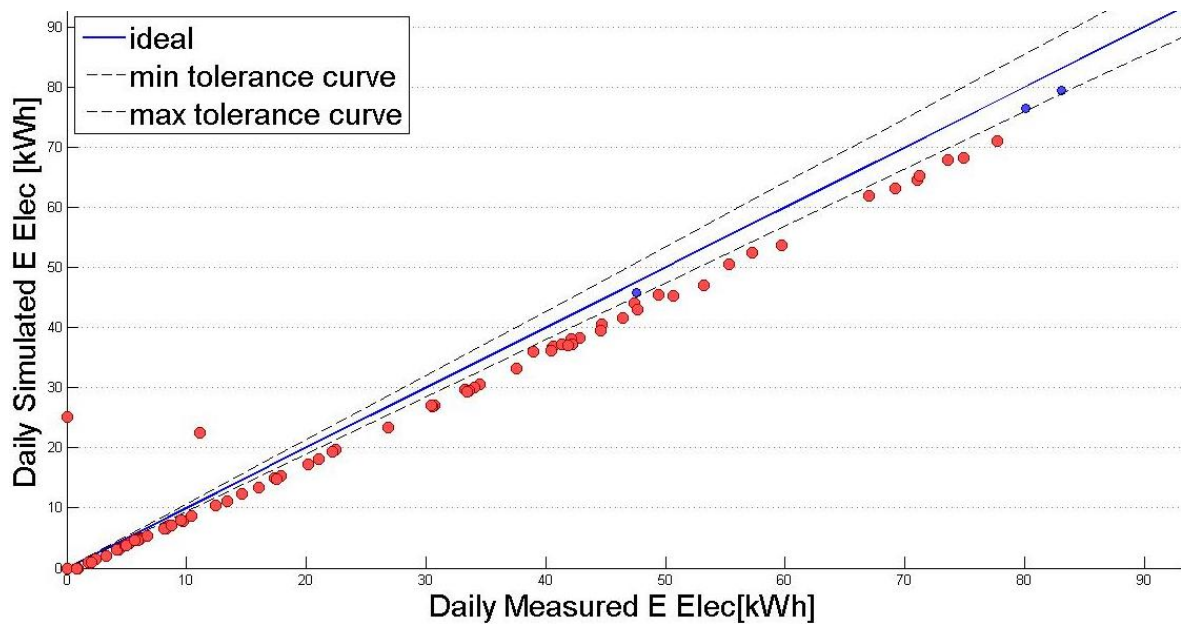


Fig. 3.5 – Energia elettrica, risultato dell'analisi per il sottosistema pompa di calore.



L'indagine sul singolo giorno mostra invece le potenze mediate ogni 10 minuti.

In corrispondenza del tratto di funzionamento costante l'andamento dell'energia utile reale e ideale appare molto simile, salvo il fatto di presentare per il caso reale valori maggiori. Per quanto riguarda il periodo di funzionamento discontinuo, l'andamento dell'energia utile fornita dal modello è caratterizzata da un'eccessiva reattività. Tuttavia, l'integrale sul giorno fornisce valori commisurabili al caso reale, compensando tale difformità.

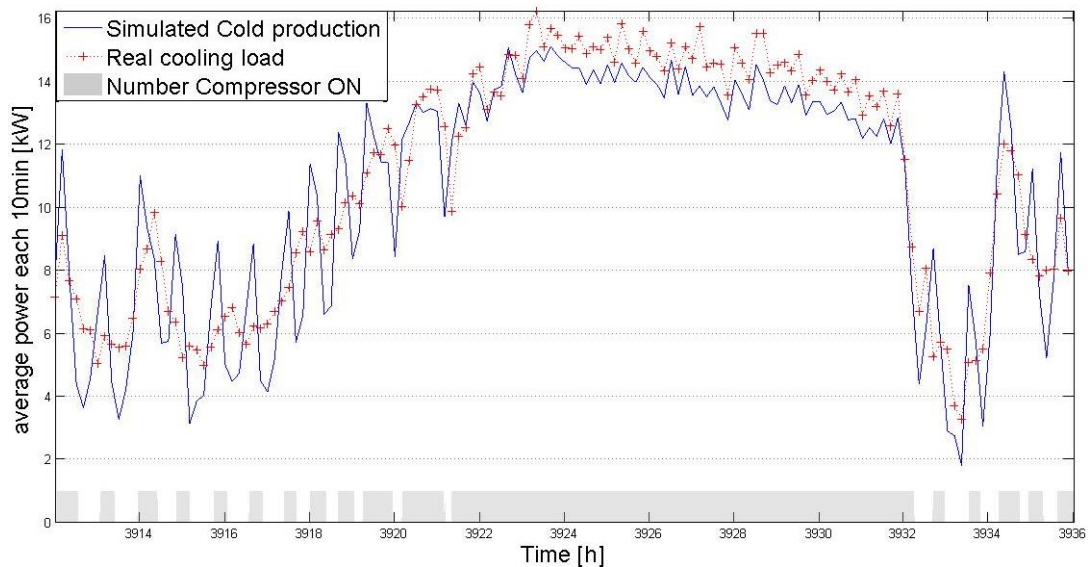


Fig. 3.6 – Energia utile, risultato dell'analisi giornaliera, 13 giugno 2014.

L'andamento dell'energia elettrica assorbita reale sembra invece seguire fedelmente quello atteso. Come mostrato per i risultati giornalieri, il consumo ideale risulta sempre inferiore a quello effettivamente calcolato.

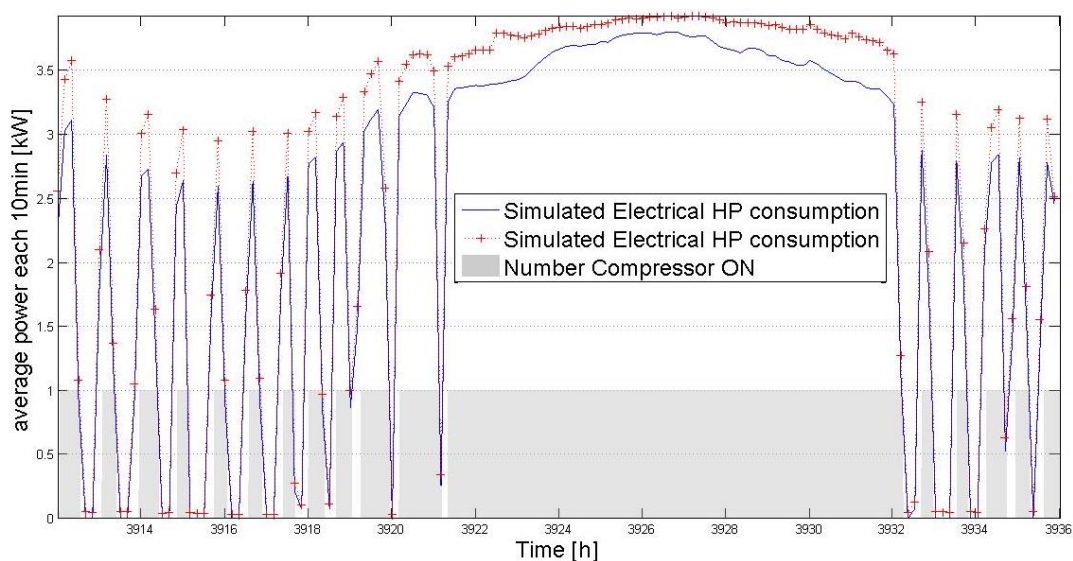


Fig. 3.7 – Energia elettrica, risultato dell'analisi giornaliera, 13 giugno 2014.

### 3.1.3 Rotore

Si presentano i risultati anche per l'ultimo sottosistema analizzato, in cui si mostra il confronto reale-ideale sia per la parte latente che per la parte sensibile dello scambio termico tra aria di mandata e rotore.

L'analisi rivela una capacità deumidificante del componente inferiore a quanto atteso, pur essendo comunque compresa all'interno dei limiti di accettabilità.

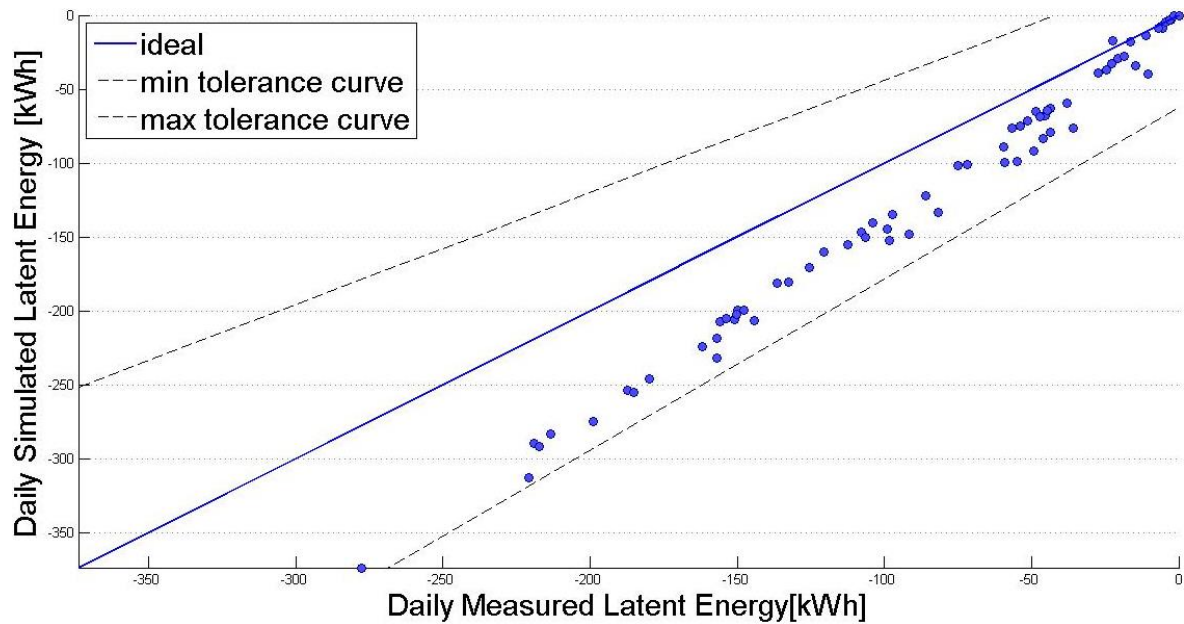


Fig. 3.8 – Energia latente, risultato dell'analisi per il sottosistema rotore.

Il salto sensibile mostra una corrispondenza migliore rispetto al latente. Tuttavia, dato il minore grado di incertezza, per bassi valori di energia si registra la presenza di punti al di fuori dei margini di sensitività.

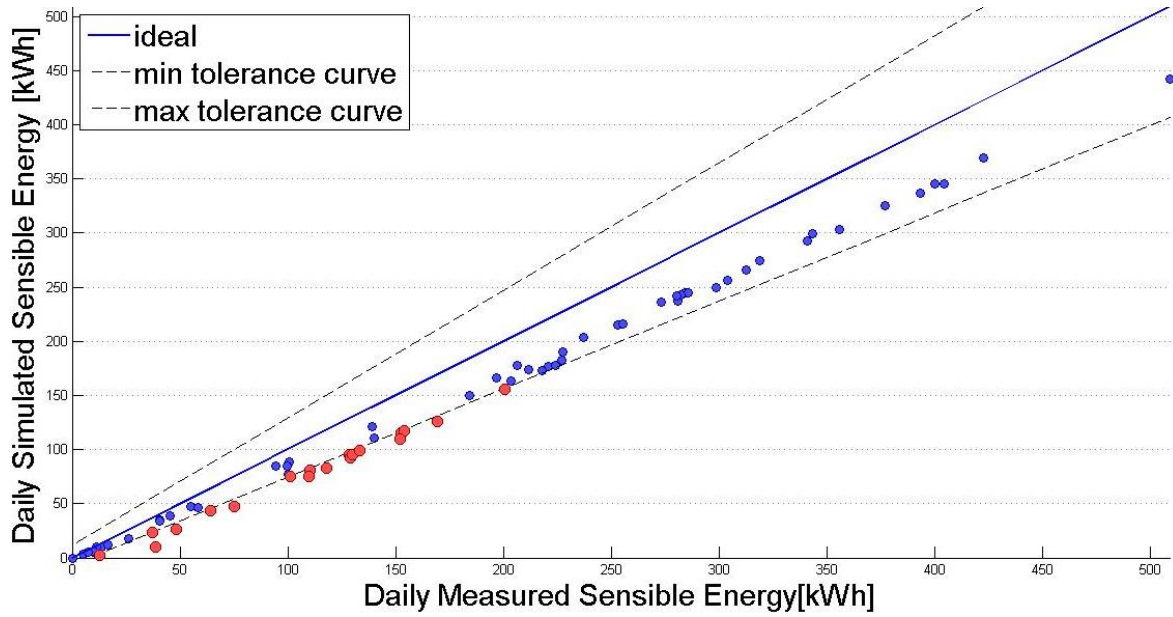


Fig. 3.9 – Energia sensibile, risultato dell’analisi per il sottosistema rotore.

L’analisi più dettagliata su un intervallo di tempo di 10 minuti evidenzia per l’energia latente lo stesso trend visualizzato per i risultati giornalieri.

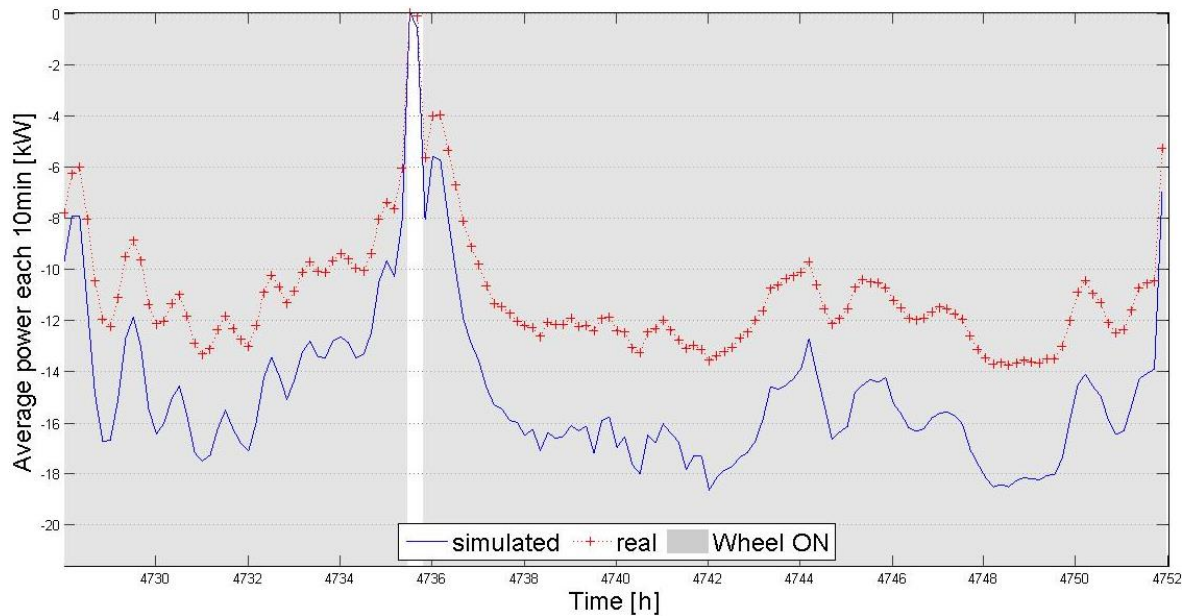


Fig. 3.10 – Energia latente, risultato dell’analisi giornaliera, 17 luglio 2014.

Anche per il salto sensibile i risultati ottenuti dall’analisi di dettaglio rispecchiano quanto visto sul grafico del confronto giornaliero.

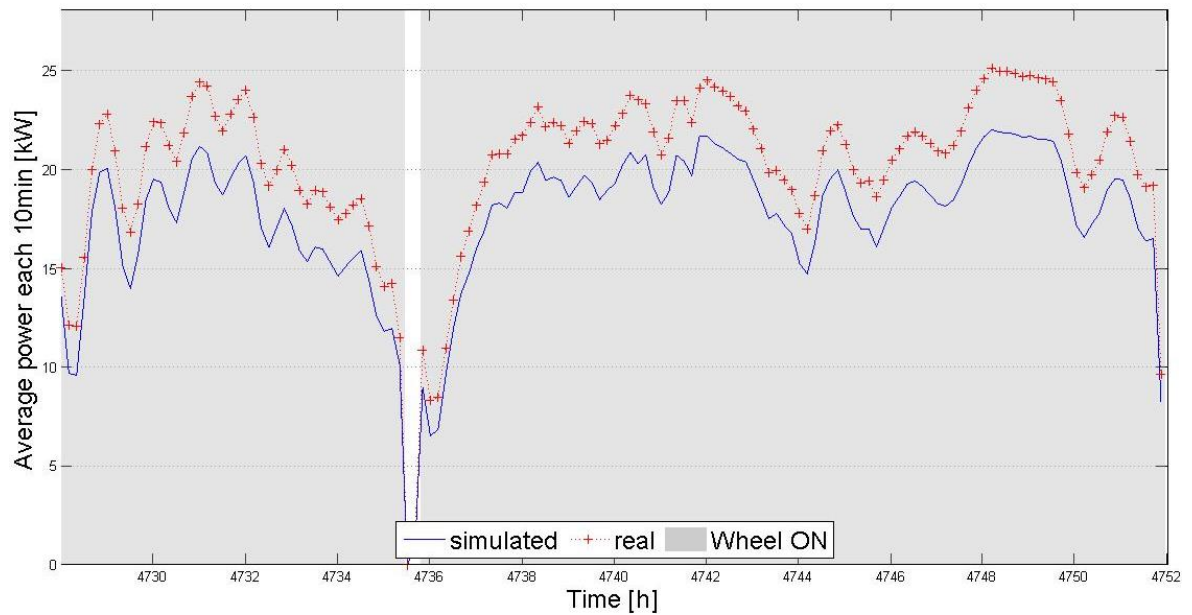


Fig. 3.11 – Energia sensibile, risultato dell'analisi giornaliera, 17 luglio 2014.

### 3.1.4 Discussione dei risultati

Per quanto concerne il sottosistema solare termico, si può affermare che rispetta in modo molto soddisfacente il comportamento ideale ricavato mediante simulazione. Il confronto sui dati giornalieri risulta molto vicino alla bisettrice del grafico, indicando una probabile sovrastima dei limiti di incertezza dovuta ad una metodologia di calcolo dei limiti (MIN-MAX) eccessivamente conservativa. A conferma di ciò, si può osservare l'accuratezza della previsione ottenuta valutando la potenza media ogni 10 minuti. Il metodo di modellazione utilizzato [16] risulta dunque particolarmente efficace nel predire la produzione di energia termica di un sistema come quello analizzato, a patto di riuscire a definire in maniera precisa e corretta i parametri fisici in gioco.

Il sottosistema pompa di calore presenta invece un comportamento sensibilmente diverso dall'idealità definita in sede di costruzione del modello matematico. Il funzionamento registrato durante tutto il periodo estivo evidenzia innanzitutto che la macchina non raggiunge mai la sua capacità nominale massima, in quanto risulta attivo sempre un solo compressore. In questa situazione, energia utile ed elettrica misurate non sono esattamente pari al 50% dei valori nominali dichiarati nelle tabelle prestazionali, ma

raggiungono valori più elevati. Lo schema del circuito frigorifero della macchina mostra che i due compressori scroll sono disposti in parallelo su un unico circuito.

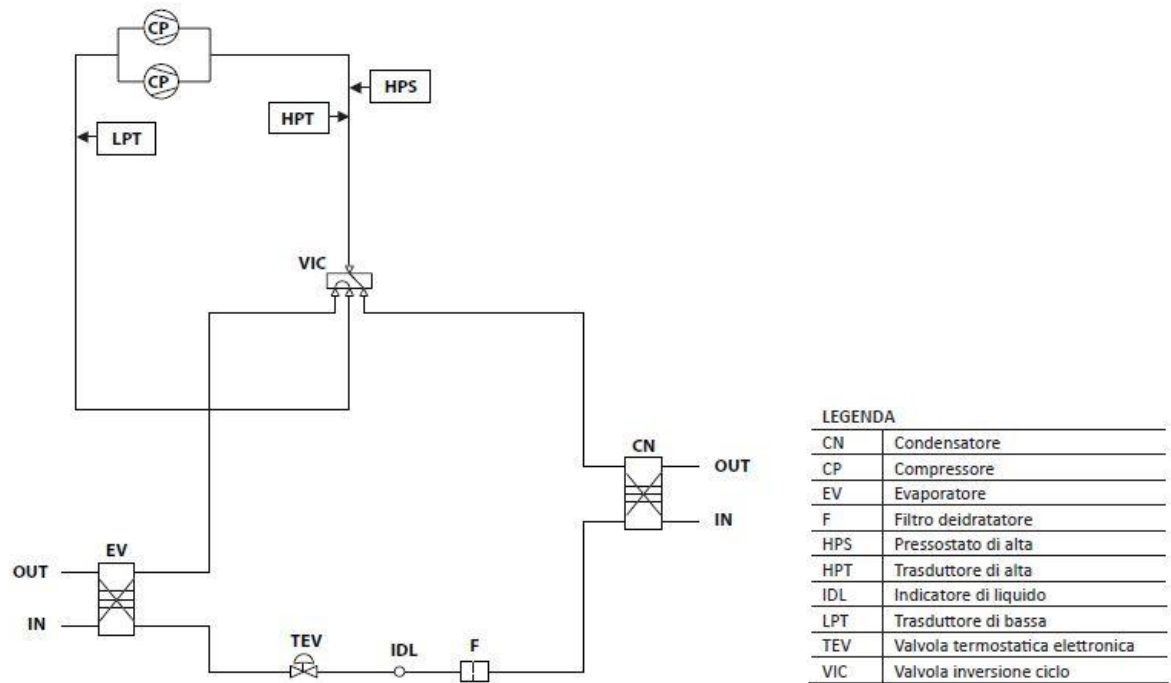


Fig. 3.12 – Circuito di principio EHP, estrapolato da scheda tecnica.

Può essere ragionevole attendersi un miglioramento dell'efficienza di scambio al condensatore e all'evaporatore quando funziona un solo compressore, in quanto, a parità di area di scambio, si riduce la potenza trasferita, fattore che permette di ridurre la differenza di temperatura tra refrigerante e fluido vettore.

Per quanto riguarda il maggior consumo elettrico, si può ipotizzare che la causa sia insita nello spostamento del punto di funzionamento del compressore durante le prestazioni a carico parziale. Dai risultati ottenuti, in tali condizioni l'efficienza del compressore sembra peggiorare, ma la quantificazione di tale spostamento non è di semplice attuazione.

Effettuando una breve analisi di sensitività sul coefficiente utilizzato per correggere i valori di potenza con singolo compressore attivo, è possibile rendersi conto del peso di questo sul risultato finale. Infatti, incrementandone iterativamente il valore, si può stimare che la miglior corrispondenza tra realtà e idealità si ottiene con un coefficiente pari circa a 0,55. Si nota inoltre che per bassi valori di energia elettrica assorbita, la situazione sembra ancora peggiorativa, fattore assoggettabile ai frequenti cicli on-off che caratterizzano

questa zona di grafico. Nella parte alta si registra un trend contrario. Ciò fa presupporre che la correzione dovrebbe essere effettuata in funzione del valore di energia.

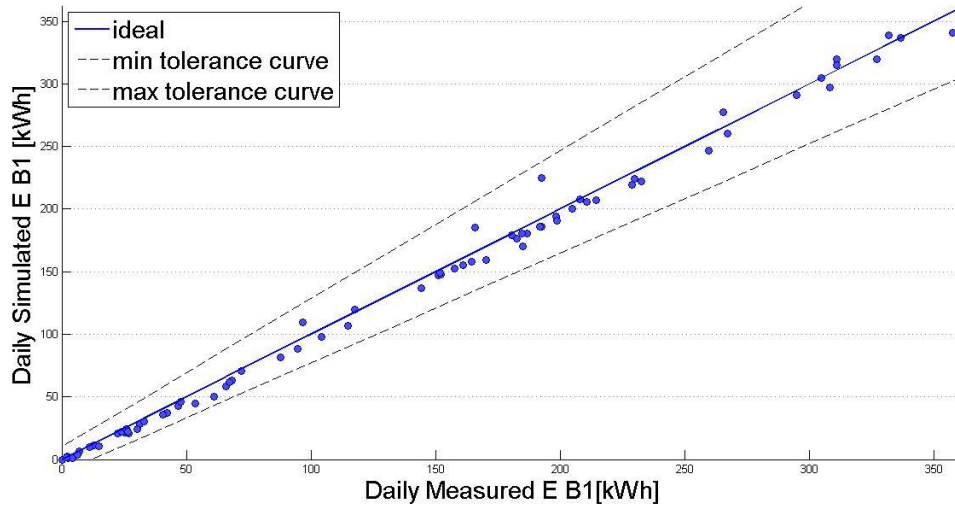


Fig. 3.13 – Potenza refrigerante EHP con modifica della valutazione delle prestazioni a carico parziale.

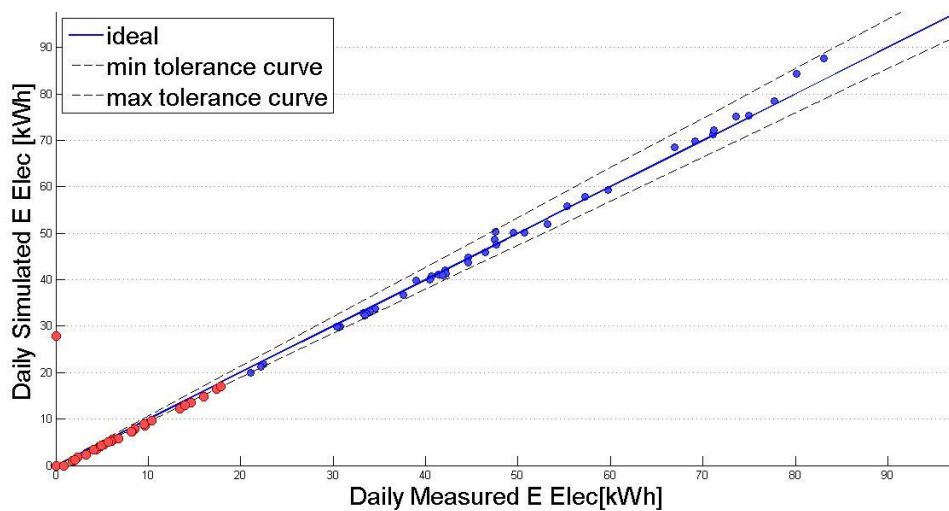


Fig. 3.14 – Potenza elettrica assorbita dalla EHP. Modifica delle prestazioni a carico parziale.

Si rende quindi necessaria un'analisi più dettagliata a riguardo.

Inoltre, l'analisi dettagliata su un intervallo di tempo di 10 minuti ha rivelato uno scostamento dell'andamento reale e ideale in condizioni di funzionamento discontinuo. Il motivo può essere ricercato in una probabile imprecisione nella valutazione della costante di tempo della EHP o dei valori di inerzia associati ai componenti del circuito.

Si deve quindi concludere che lo scostamento ottenuto tramite la procedura presentata non è necessariamente da associare al comportamento della macchina installata, ma potrebbe essere dovuto ad una valutazione incompleta delle prestazioni a carico parziale.

Per il rotore essiccante si registra un'importante deficienza prestazionale rispetto al caso simulato, la quale rientra però nel margine di incertezza definito tramite analisi di sensitività. Non è immediato trovare conclusioni assolute a riguardo, in quanto i motivi del peggior funzionamento possono essere molteplici. Il modello di calcolo utilizzato come caso di confronto non è stato realizzato ad hoc per l'impianto in questione, dunque i parametri al suo interno sono tarati sulla base di situazioni differenti. Inoltre le sonde di umidità presenti sull'impianto potrebbero essere fonte di errori di misura sistematici. Tali strumenti sono infatti caratterizzati da una tolleranza intrinseca molto elevata, e la conduzione di una campagna di taratura risulterebbe complicata, in quanto il valore restituito è molto dipendente dall'ambiente in cui la sonda viene immersa. È stato inoltre possibile, mediante verifiche sperimentali condotte sull'impianto, effettuare un confronto tra i valori forniti dalle sonde installate e un più preciso igrometro a specchio raffreddato. Il responso della verifica suggerisce che la misura effettuata dalle sonde installate, tenendo conto della tolleranza dichiarata dal produttore, è commisurabile con quella fornita dall'igrometro di riferimento. Dunque, a meno di utilizzare costosi sensori a specchio raffreddato, l'incertezza di misura non può essere significativamente ridotta.

In ogni caso il trend deficitario della ruota sembra coerente, dunque si può affermare che con ogni probabilità ci siano fattori che non permettono al rotore di raggiungere le prestazioni attese.

In definitiva, il livello di precisione previsionale e di misura risulta comunque soddisfacente, in quanto l'impianto sperimentale è installato per servire i reali fabbisogni di un edificio, con tutti i vincoli che ciò comporta. Non ci si può dunque attendere lo stesso grado di accuratezza che si otterrebbe analizzando un'installazione sperimentale in laboratorio.

I risultati dello studio condotto non permettono quindi di stabilire se gli scostamenti registrati tra performance ideali e reali siano dovute a errori di installazione, al malfunzionamento dei componenti o all'incertezza della metodologia utilizzata. Tuttavia l'analisi ha evidenziato una tendenza di comportamento per ogni sottosistema che permette di valutare l'eventuale decadenza di performance nel tempo, valutazione di difficile concretizzazione tramite una semplice osservazione generale.

## 3.2 COMMISSIONING GENERALE

Il Commissioning generale permette di verificare che il processo di trattamento dell'aria abbia seguito un percorso ideale rispetto alle prestazioni attese e calcolate attraverso il modello energetico del sistema.

Tramite questa stima è possibile valutare l'impatto del funzionamento non ideale dei sottosistemi analizzati in sede di Commissioning specifico sulla performance globale dell'impianto.

Poiché la strategia di controllo presentata ha come scopo la garanzia delle idonee condizioni dell'aria di mandata anche in presenza di guasti o malfunzionamenti, il percorso seguito dall'impianto per raggiungere le condizioni di setpoint si può discostare sensibilmente da quello definito come ideale. Il Commissioning generale può fornire informazioni a riguardo, offrendo la possibilità di rilevare la presenza di eventuali anomalie.

L'analisi è stata condotta a livello di dettaglio giornaliero per entrambi i livelli di monitoraggio, in modo da poter effettuare immediatamente confronti tra essi.

Oltre al calcolo degli indicatori definiti nella presentazione della metodologia, si illustra l'andamento degli scostamenti relativi tra i valori reali e ideali. A titolo di esempio, per il generico indicatore X:

$$err\_X = \frac{(X_{ideale} - X_{reale})}{X_{ideale}} \quad (3.1)$$

Per X si intende il valore nominale dell'indicatore, non affetto da incertezza.

Il periodo analizzato corrisponde alla stagione estiva 2014. Tuttavia, come precisato in sede di spiegazione della metodologia, per salti entalpici giornalieri inferiori a 120 kWh il calcolo degli indicatori non risulta significativo. Per questo motivo si omette la presentazione dei risultati del mese di giugno, in quanto non offre spunti di discussione a causa del limitato  $\Delta H$  che caratterizza la quasi totalità delle giornate.



### 3.2.1 Luglio 2014

Il mese di luglio è caratterizzato da un funzionamento sostanzialmente regolare, privo di guasti o malfunzionamenti particolari. L'analisi di questo periodo permette quindi di valutare l'ordine di grandezza delle prestazioni del sistema. Per meglio interpretare i risultati ottenuti, può essere utile indagare l'andamento del salto entalpico giornaliero effettuato sulla UTA in relazione al fabbisogno teorico necessario per mantenere sulle 24h temperatura e umidità di setpoint.

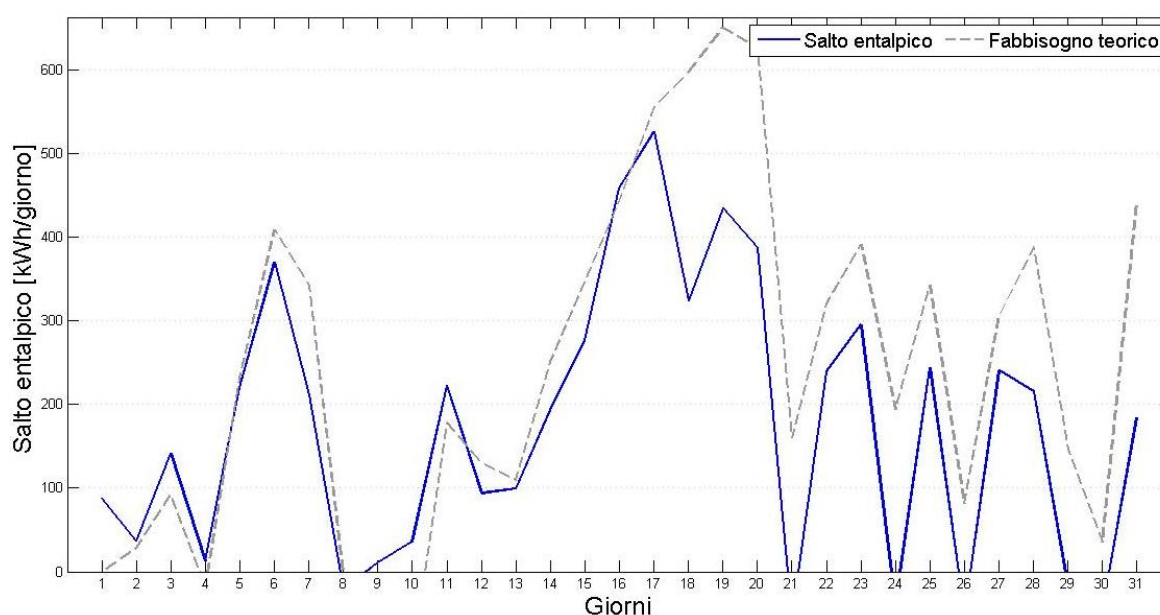


Fig. 3.15 –Andamento del salto entalpico giornaliero. Luglio 2014.

La corrispondenza non è mai perfetta: quando il fabbisogno teorico è superiore al salto entalpico effettivo può significare che la disponibilità di energia solare non è stata sufficiente per attivare con continuità il processo di deumidificazione; quando è inferiore si può ricercare il problema nel controllo dei componenti (p.e. bypass dello scambiatore statico), per cui l'impianto raffredda anche quando le condizioni ambientali esterne non lo richiederebbero.

Attraverso il seguente grafico è possibile visualizzare l'andamento dello scostamento tra comportamento reale e ideale rilevato dai diversi coefficienti prestazionali definiti.

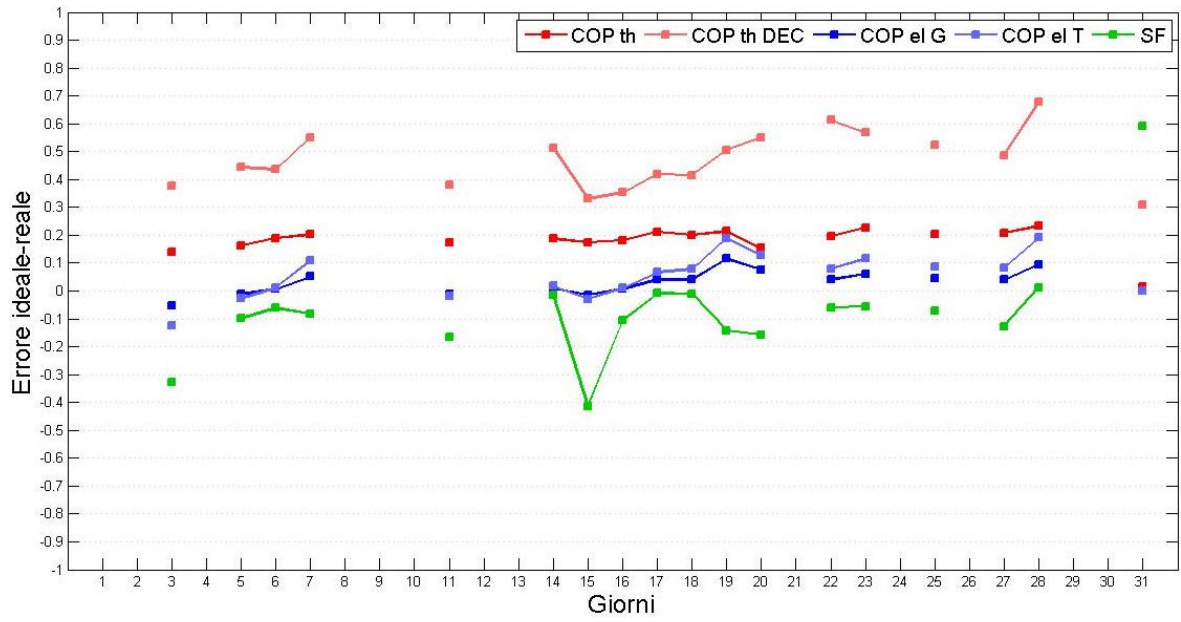


Fig. 3.16 –Scostamento tra indicatori calcolati nel caso reale e ideale. Luglio 2014.

L'osservazione del COP termico rivela uno scostamento sempre compreso nei margini di incertezza.

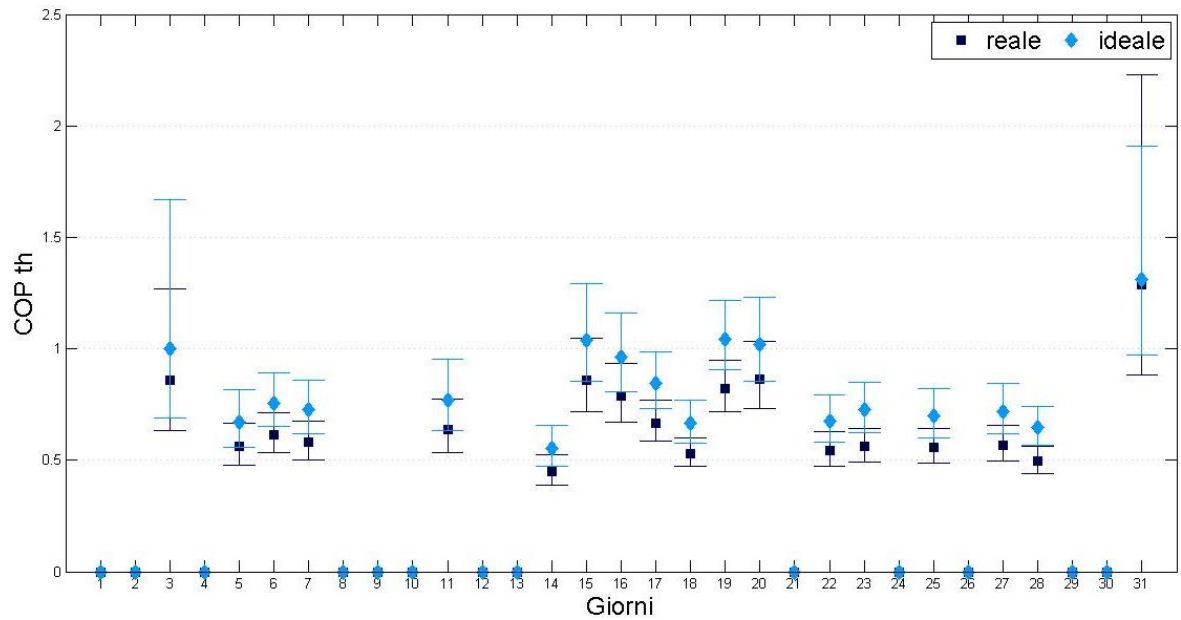


Fig. 3.17 –COP termico. Luglio 2014.

Il COP termico DEC risulta di valore inferiore rispetto all'indicatore precedente, in quanto al numeratore viene sottratto il contributo della batteria B1 (attraverso EHP).

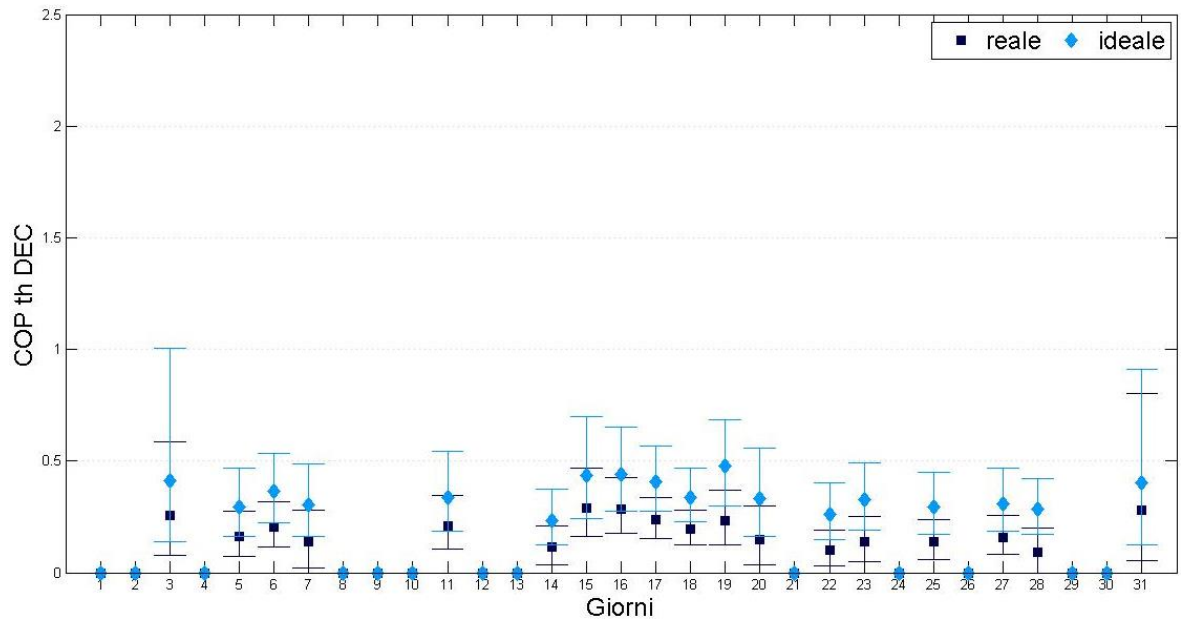


Fig. 3.18 – COP termico DEC. Luglio 2014.

Per quanto riguarda la frazione solare si nota un coefficiente più alto nel caso reale rispetto a quanto atteso a livello di valutazione del comportamento ideale.

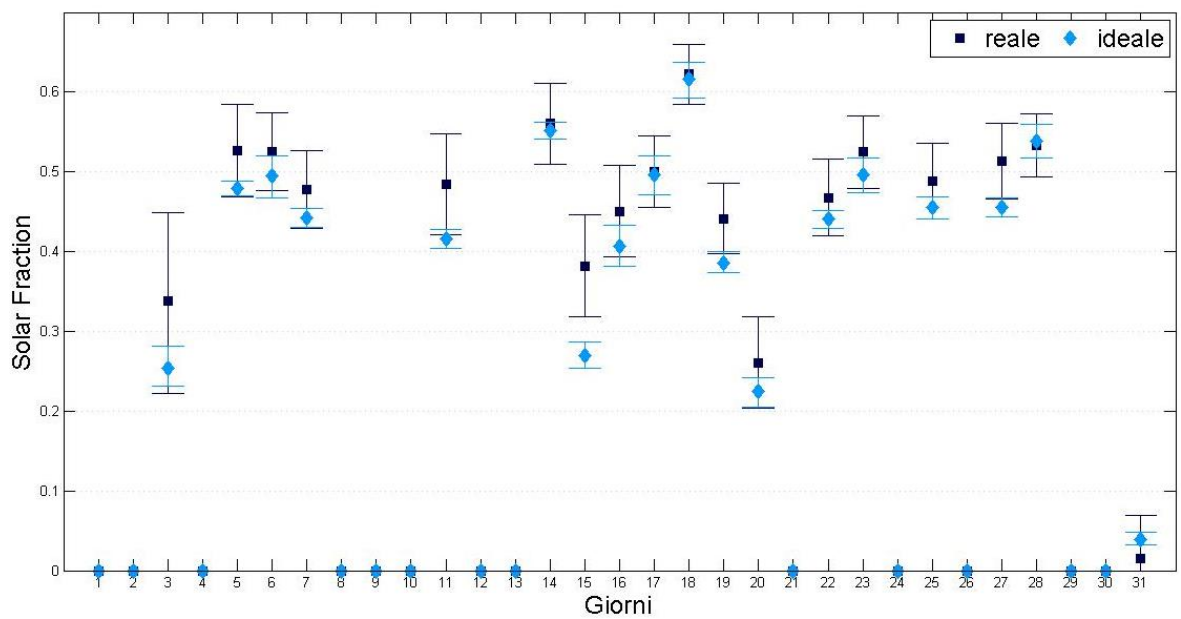


Fig. 3.19 – Solar Fraction. Luglio 2014.

Il COP elettrico globale non evidenzia scostamenti considerevoli tra realtà e idealità.

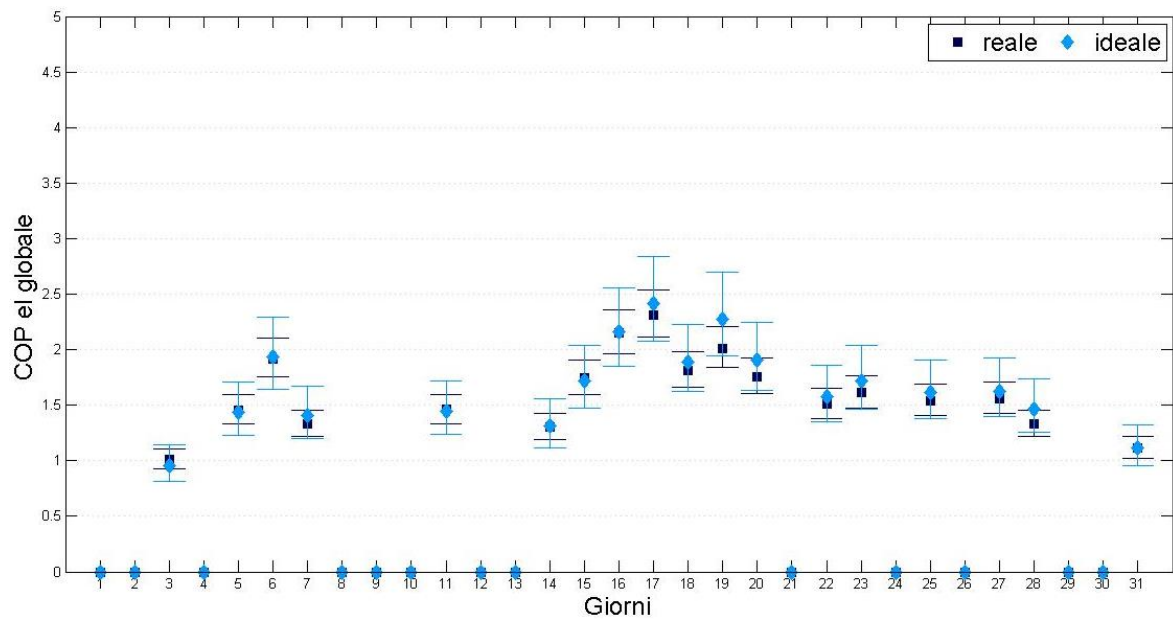


Fig. 3.20 –COP elettrico globale. Luglio 2014.

Il COP elettrico totale mostra valori maggiori rispetto al globale, poiché si detraggono dai consumi elettrici gli assorbimenti dei ventilatori di mandata e di ritorno.

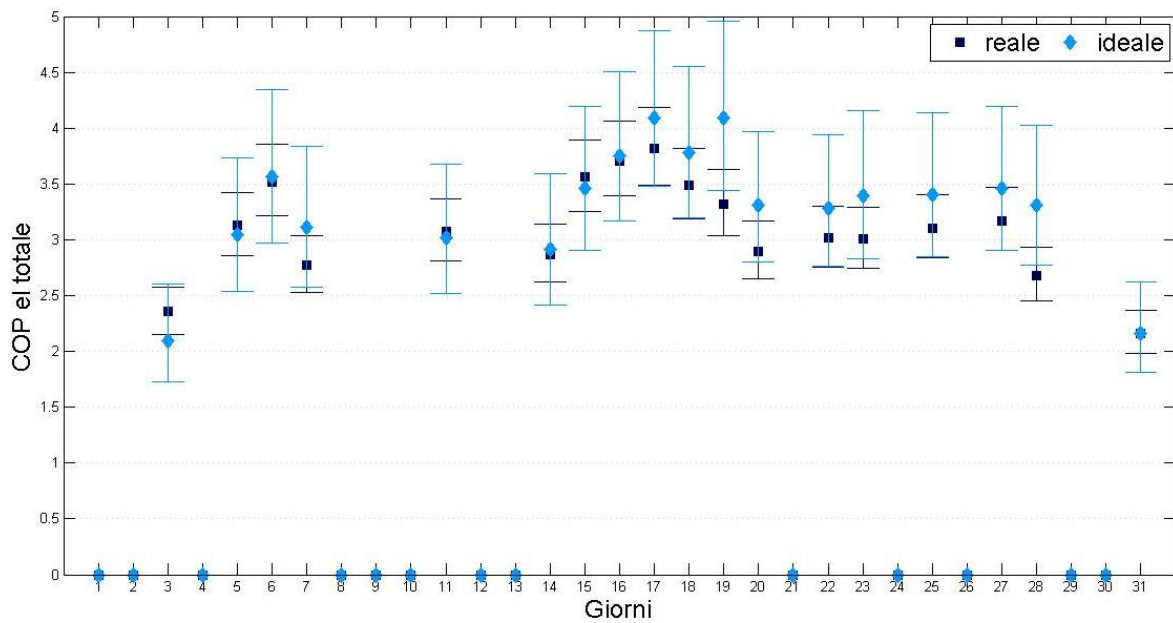


Fig. 3.21 –COP elettrico totale. Luglio 2014.

### 3.2.2 Agosto 2014

Il mese di agosto presenta una tendenza meno regolare, caratterizzata dall'insorgere di alcune problematiche:

- Guasto della pompa P3, la quale è responsabile della circolazione del fluido vettore dal serbatoio solare alla batteria di scambio B4 (dal 29 luglio al 27 agosto).
- Guasto dell'umidificatore, poiché la valvola galleggiante responsabile del riempimento della vasca è risultata bloccata.

Si avrà quindi l'opportunità di verificare la sensibilità della metodologia, andando a ricercare tali problemi attraverso i valori degli indicatori.

Il funzionamento irregolare è evidenziato dal seguente grafico che mostra il salto entalpico giornaliero confrontato con il fabbisogno teorico.

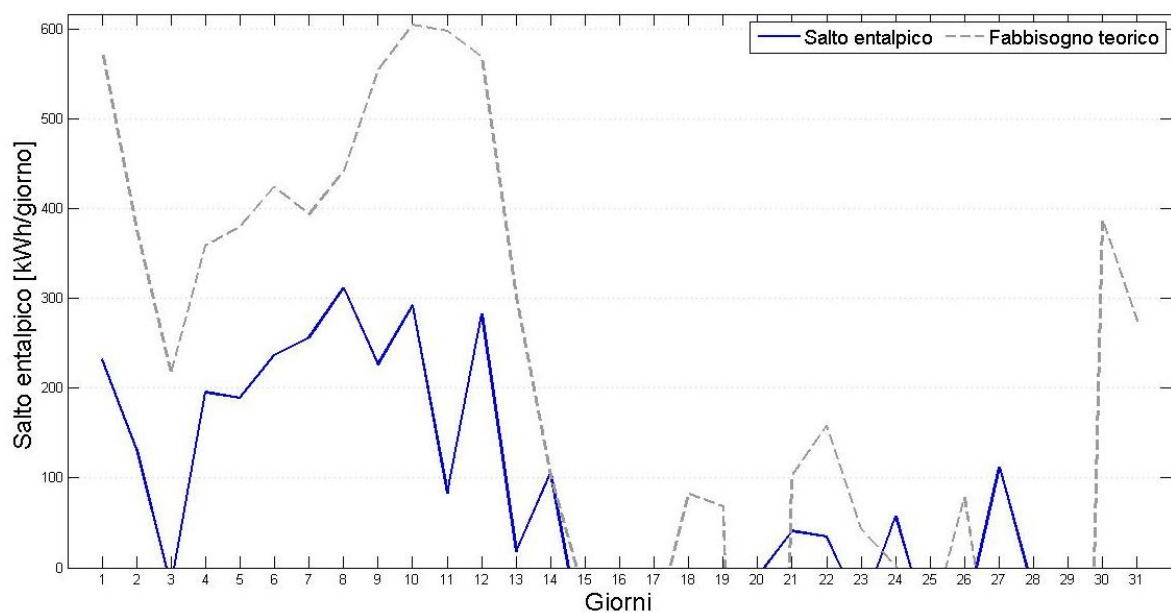


Fig. 3.22 – Andamento del salto entalpico giornaliero. Agosto 2014.

È importante notare che dal giorno 15 il fabbisogno è molto limitato, ovvero non c'è necessità di raffreddamento o deumidificazione.

Lo scostamento tra realtà e idealità presenta per alcuni coefficienti prestazionali un andamento sensibilmente differente rispetto a quanto osservato per il mese di luglio.

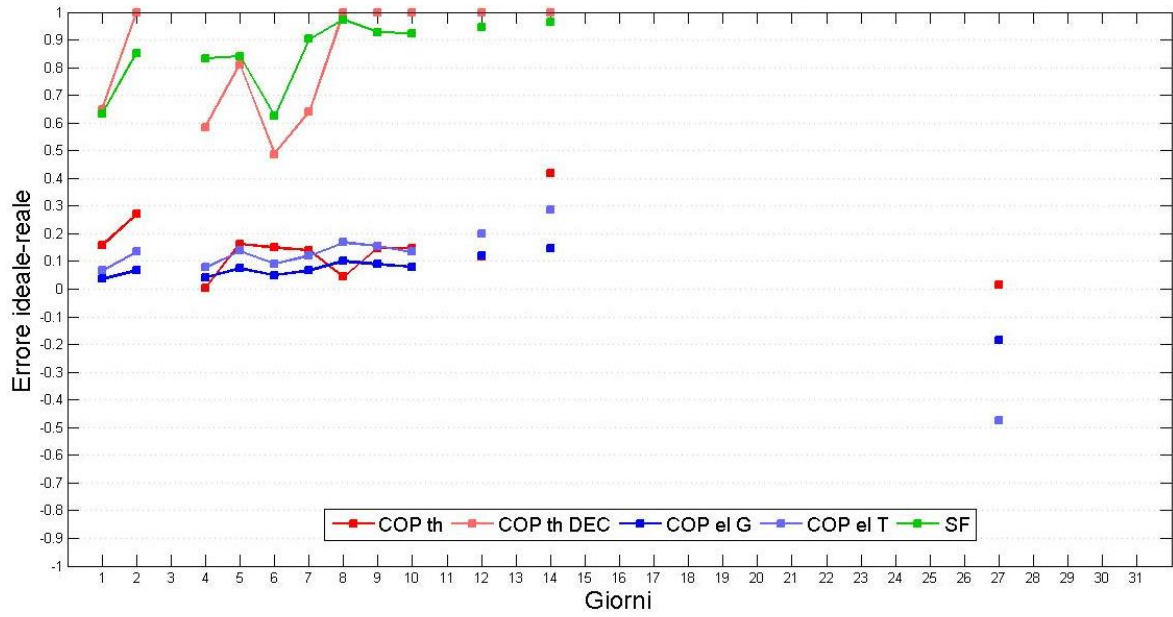


Fig. 3.23 –Scostamento tra indicatori calcolati nel caso reale e ideale. Agosto 2014.

Attraverso il COP termico non è possibile la rilevazione chiara ed immediata dei malfunzionamenti.

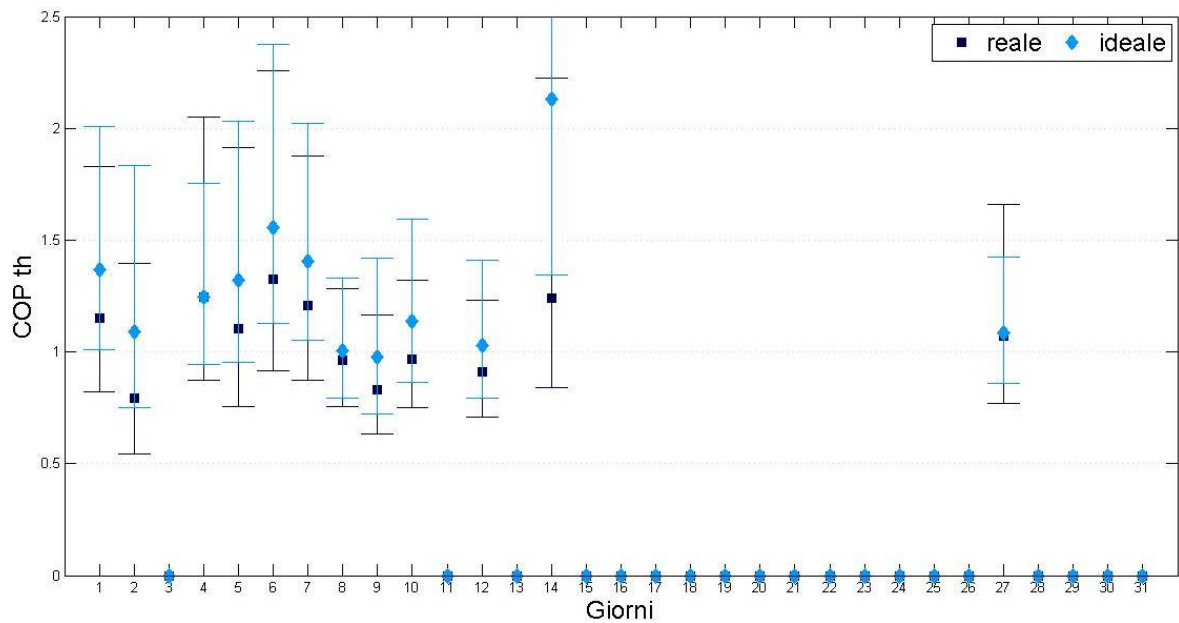


Fig. 3.24 –COP termico. Agosto 2014.

Il COP termico DEC presenta invece la possibilità di valutare il funzionamento errato del sistema, in quanto per alcuni giorni le barre di incertezza non sono sovrapposte.

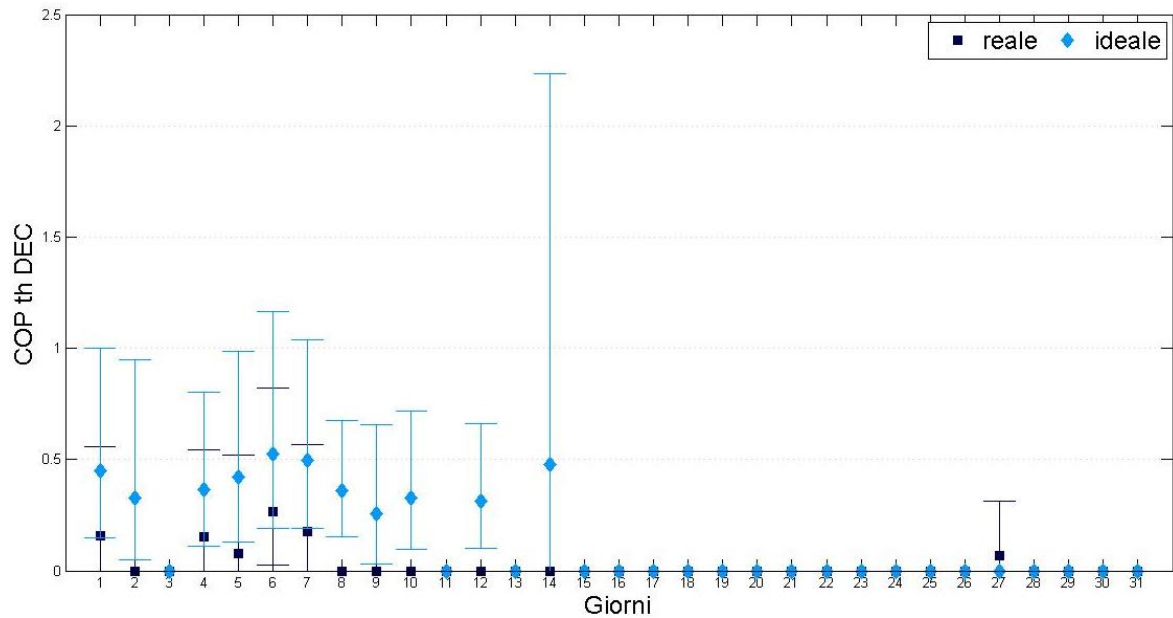


Fig. 3.25 –COP termico DEC. Agosto 2014.

Anche la frazione solare individua il comportamento non corretto attraverso l’inversione di tendenza rispetto al mese di luglio.

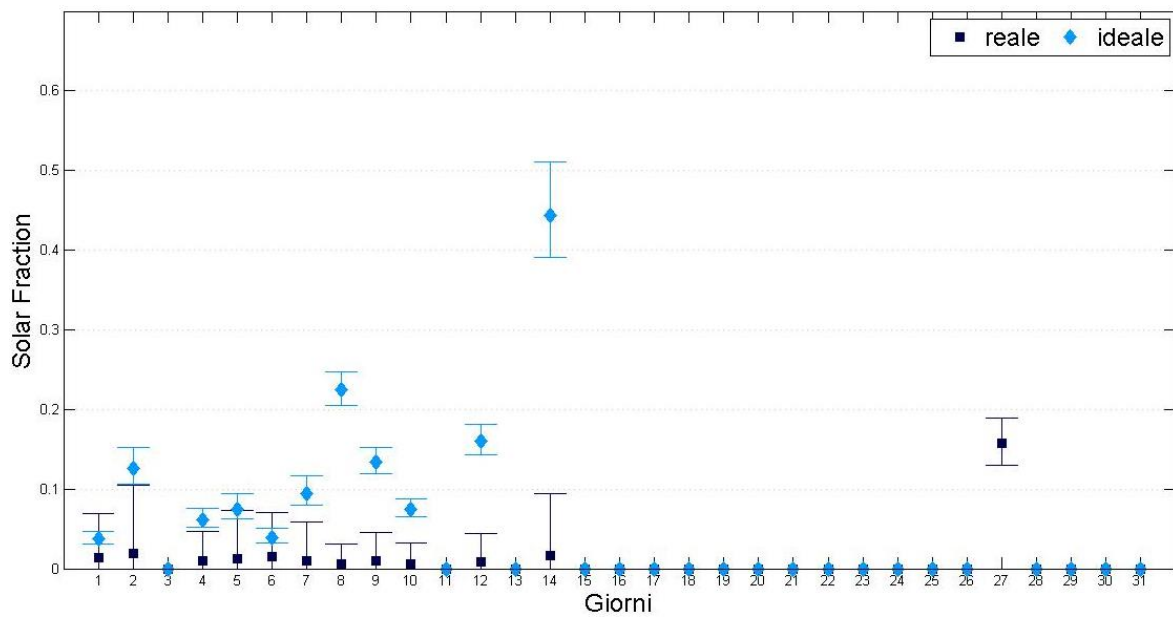


Fig. 3.26 – Solar Fraction. Agosto 2014.

L'osservazione del COP elettrico globale non fa trasparire particolari problemi, in quanto offre risultati simili al mese precedente.

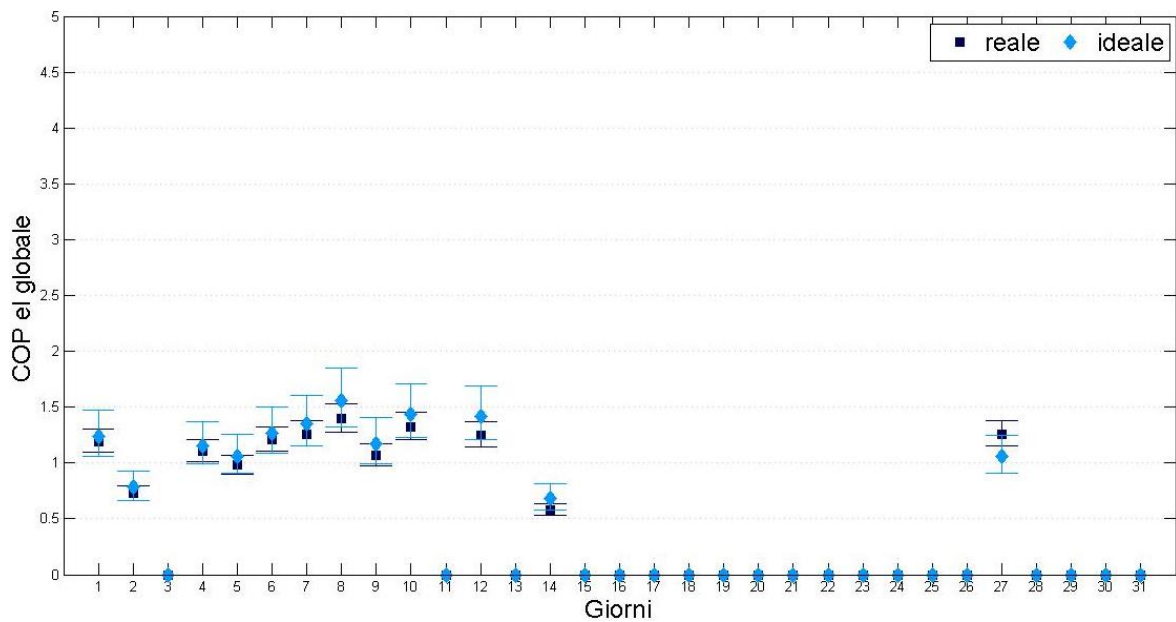


Fig. 3.27 –COP elettrico globale. Agosto 2014.

Fatta eccezione per i giorni 14 e 27, anche nel caso del COP elettrico totale non è possibile osservare sensibili cambiamenti di tendenza rispetto al periodo di regolare funzionamento.

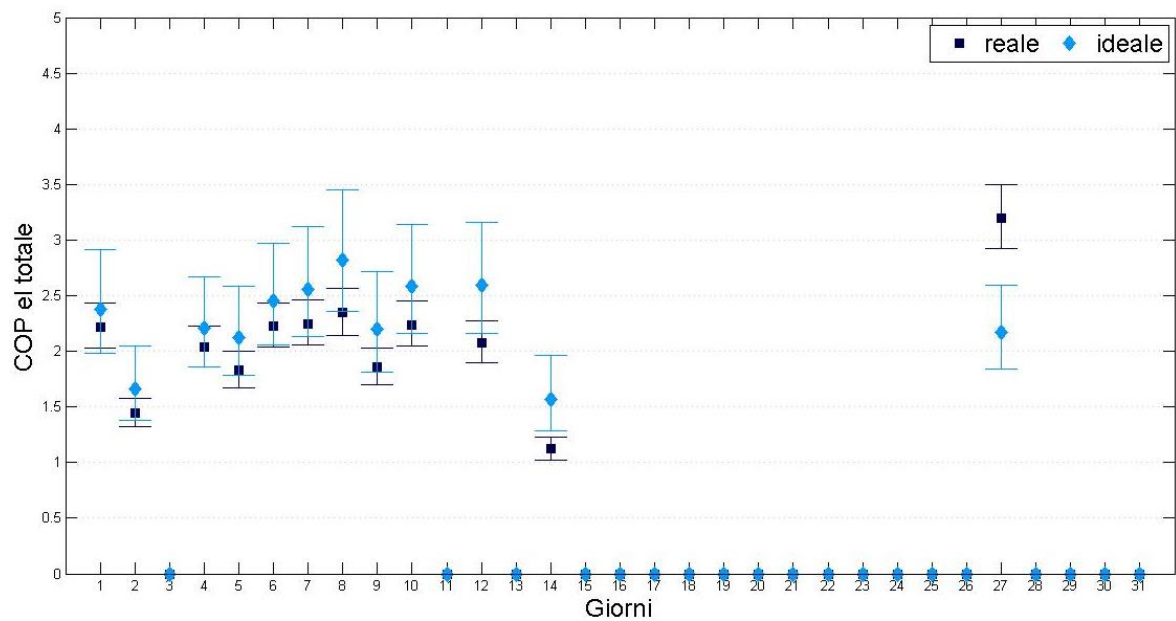


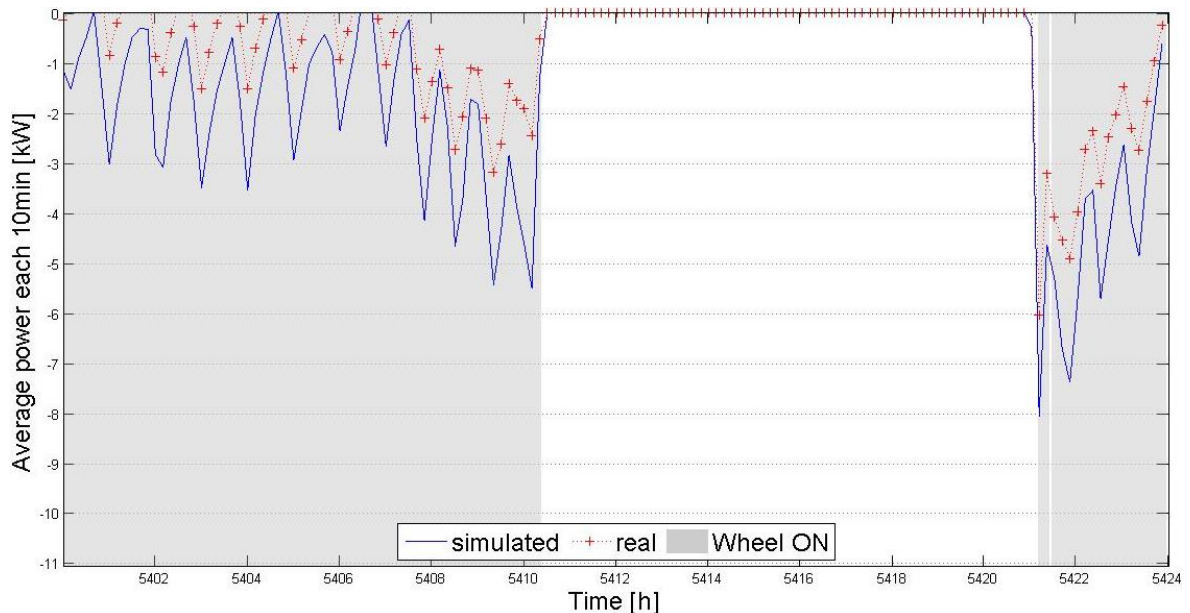
Fig. 3.28 –COP elettrico totale. Agosto 2014.



### 3.2.3 Discussione dei risultati

Si precisa innanzitutto che il periodo indagato è caratterizzato da un continuo aggiornamento della strategia di controllo, volto all'ottimizzazione dei consumi e alla risoluzione di problematiche rilevate in corso d'opera. In particolare, i giorni 18 luglio, 27 e 28 agosto possono riportare risultati alterati a causa dell'interruzione temporanea del servizio durante la giornata, dunque non verranno presi in considerazione nel commento dei risultati.

Per ciò che riguarda i COP termici, si nota dai grafici che per alcune giornate analizzate (p.e. 3 e 31 luglio, 14 agosto) il margine di incertezza associato agli indicatori risulta molto ampio. La ragione di questo è riscontrabile andando ad analizzare nel dettaglio uno di questi giorni attraverso il Commissioning specifico.



**Fig. 3.29** – Funzionamento del rotore. 14 agosto 2014.

La giornata è caratterizzata da un funzionamento del rotore breve e limitato. Questo sta ad indicare che l'energia latente scambiata è caratterizzata da valori medi su 10 minuti molto piccoli. Se si considera per questo esempio una potenza massima di 5-6 kW si ottiene un valore di energia di 0,8-1 kWh/10 minuti di energia latente.

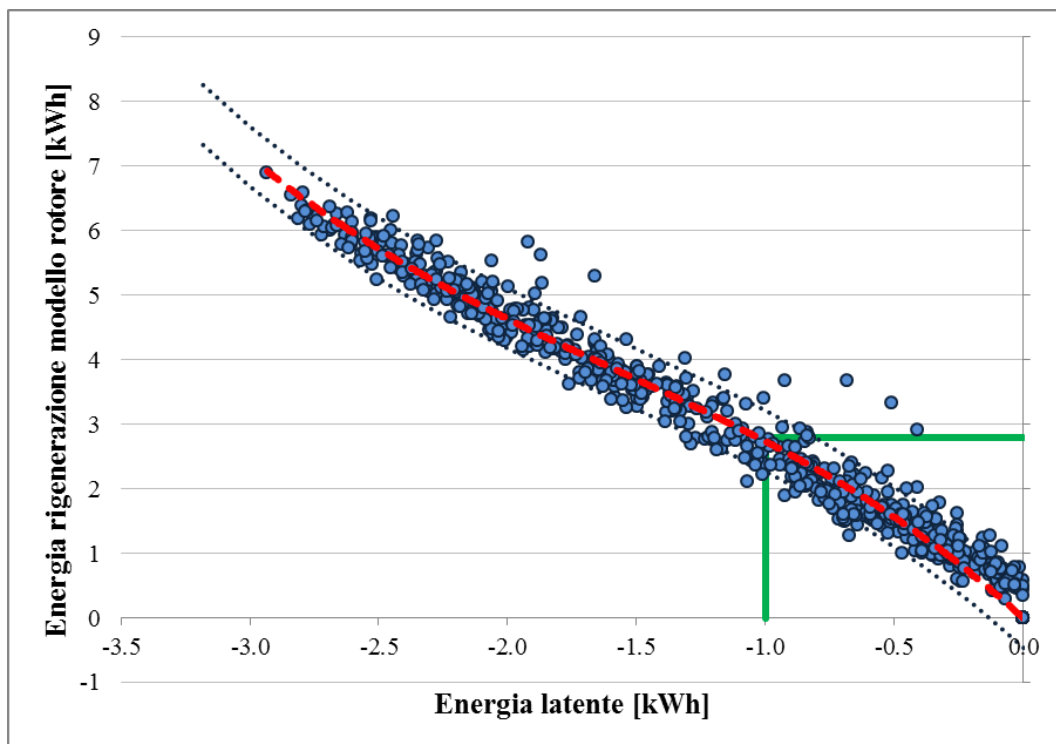


Fig. 3.30 –Andamento dell'energia di rigenerazione in funzione dell'energia latente.

Questo comporta che il margine di incertezza dell'equazione algebrica utilizzata per il calcolo dell'energia di rigenerazione ideale assuma un peso molto importante.

Durante il mese di luglio il calcolo dei coefficienti ha permesso di valutare le prestazioni energetiche dell'impianto. In generale lo scostamento tra valore ideale e reale dei COP termici è dovuto alla differente prestazione del rotore, il quale nel caso reale richiede un quantitativo di energia di rigenerazione molto superiore rispetto al caso ideale. Per quanto riguarda il mese di agosto, il COP termico DEC presenta una sostanziale differenza con quanto osservato per il mese di luglio, evidenziando in particolare valori reali prossimi a zero. Tale tendenza suggerisce che i contributi di rotore e recuperatore sono risultati esigui in confronto al contributo della batteria B1, dunque attraverso l'indicatore è possibile percepire la presenza dei guasti effettivamente occorsi durante il periodo osservato.

Durante il mese di luglio, la frazione solare calcolata per il sistema reale è risultata sensibilmente maggiore rispetto al caso ideale. Le cause possono essere ritrovate nel rilevante scostamento tra prestazione reale e ideale della ruota deumidificante. A parità di energia latente richiesta, si attende un fabbisogno di energia di rigenerazione molto inferiore rispetto a quanto registrato. Questo fa sì che in condizioni ideali la quantità di energia termica fornita all'aria di rigenerazione dal condensatore della EHP sia quasi

sufficiente a soddisfare tale fabbisogno, implicando un minimo utilizzo di energia solare. L'inversione del trend nel mese di agosto è asseguibile al guasto della pompa P3, il quale impedisce lo scambio termico sulla batteria B4. Questo fa sì che la totalità del calore di rigenerazione venga fornito attraverso il condensatore della EHP.

Il comportamento non ideale del rotore sulla parte di scambio sensibile implica un maggior utilizzo della EHP, poiché l'eccessivo surriscaldamento causa il funzionamento in modalità Active Cooling per un tempo maggiore rispetto a quanto aspettato. Tuttavia lo scostamento tra idealità e realtà risulta meno gravoso rispetto alla parte latente, il che si traduce in un minore errore tra COP elettrici reali e attesi. L'osservazione di questi (globale e totale) non rivela la presenza di problematiche. Lo scostamento tra COP elettrico globale reale e ideale rimane regolare anche durante il periodo di funzionamento anomalo. Il COP elettrico totale restituisce un avviso di errore solo per la giornata del 14 agosto. Il guasto all'umidificatore, il quale implica un maggior impiego della EHP, non è qui visibile.

In conclusione, mentre COP termico DEC e Solar Fraction risultano in grado di evidenziare comportamenti irregolari, COP termico e COP elettrici (globale e totale) non appaiono adatti a tale scopo. Il rilevante margine di incertezza che caratterizza la metodologia gioca un ruolo fondamentale nella capacità di rilevazione di eventuali anomalie, decrementando notevolmente la sensibilità della valutazione. Inoltre, i guasti hanno riguardato componenti non di primaria rilevanza, quindi risultano più complicati da evidenziare.

La metodologia, nonostante il carattere semplificato del modello energetico del sistema, ha permesso di determinare le prestazioni dell'impianto. L'analisi è condotta solo per salti entalpici considerevoli, dunque la valutazione del funzionamento in Free Cooling e parte di funzionamento in Indirect Evaporative Cooling non è stata qui effettuata. Per questo motivo i valori relativamente bassi degli indicatori calcolati anche in caso di funzionamento regolare devono essere riferiti alle condizioni ambientali più gravose.

L'analisi ha inoltre permesso di stimare l'effetto delle performance non ottimali dei sottosistemi analizzati attraverso la procedura di Commissioning specifico, determinando lo scostamento dei consumi realmente misurati da quelli attesi.

## CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

Il presente lavoro di Tesi ha avuto come scopo l'elaborazione di una procedura di Continuous Commissioning e la sua applicazione a un caso di studio reale, ovvero un impianto DEC assistito da energia solare e accoppiato con una pompa di calore elettrica. L'analisi è stata svolta attraverso due fasi successive caratterizzate da un livello di dettaglio decrescente.

Il Commissioning specifico ha evidenziato grazie alla simulazione di tre sottosistemi importanti (solare termico, pompa di calore, rotore) la differenza tra la performance fornita dal componente e il livello prestazionale atteso, definito a partire da un processo di modellazione matematica dinamica. Per il solare termico si è riscontrata una buona corrispondenza, anche conducendo l'analisi per intervalli di tempo di 10 minuti. L'analisi della pompa di calore restituisce un funzionamento ai carichi parziali differente rispetto a quanto atteso, provocando la fuoriuscita dei risultati dai margini di incertezza; la causa è probabilmente riferibile alla mancanza di un'analisi approfondita sul funzionamento della macchina con un solo compressore attivo. Per il rotore si registra una capacità di deumidificazione fortemente inferiore a quanto aspettato, oltre a un maggiore riscaldamento sensibile dell'aria di mandata; tuttavia, il responso del confronto è compreso nell'intervallo di confidenza, all'interno del quale non è possibile stabilire se lo scostamento sia dovuto a problematiche effettive riguardanti il componente o all'incertezza che caratterizza il metodo utilizzato. L'applicazione della metodologia ha permesso di ricavare per i tre sottosistemi una tendenza prestazionale piuttosto chiara, introducendo la preziosa possibilità di valutare il decremento di tale trend nel tempo dovuto al naturale deterioramento delle performance dei componenti.

I possibili sviluppi futuri dell'analisi riguardano in primis la definizione più precisa dei parametri utilizzati dal modello matematico della ruota. In particolare, la taratura dei coefficienti di scambio termico risulta di fondamentale importanza. In secondo luogo, sarà necessario stabilire con ragionevole certezza l'entità del coefficiente da applicare ai valori di potenza utile e di potenza elettrica assorbita dalla EHP nel caso di funzionamento ai carichi parziali.

Il Commissioning generale ha permesso la valutazione dei consumi energetici dell'impianto e ha permesso, attraverso la costruzione di un modello energetico semplificato, il confronto con una situazione di idealità. Gli indicatori utilizzati per il confronto sono risultati molto utili per la stima delle prestazioni del sistema, ma poco sensibili alle anomalie incorse nel periodo analizzato. COP termico DEC e la Solar Fraction rappresentano un'eccezione, in quanto hanno evidenziato una sostanziale differenza tra i giorni di funzionamento regolare e i giorni affetti da guasti o malfunzionamenti di componenti non predominanti, quindi di non facile lettura.

Lo sviluppo di un modello dinamico che sia in grado di simulare globalmente il sistema porterà maggiore significatività all'analisi, permettendo di implementare nel processo di previsione delle prestazioni anche la strategia di controllo.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] Commissione Europea, 2013. Progressi realizzati dagli Stati membri in materia di edifici a energia quasi zero. Parlamento Europeo, Bruxelles.
- [2] UNI EN 148225, 2013. Condizionatori d'aria, refrigeratori di liquido e pompe di calore, con compressore elettrico, per il riscaldamento e il raffrescamento degli ambienti. Metodi di prova e valutazione a carico parziale e calcolo del rendimento stagionale.
- [3] Aprile M., Scoccia R., Motta M., 2012. Modelling and control optimization of a solar desiccant and evaporative cooling system using an electrical heat pump, IEA SHC.
- [4] Aprile M., Motta M., 2012. Grey-box modelling and in situ experimental identification of desiccant rotors. Applied Thermal Engineering.
- [5] De Keizer C., 2012. Simulation-based long-term fault detection of solar thermal systems. Kassel University.
- [6] ASHRAE, 2012. Standard 202P, Commissioning Process for Buildings and Systems, Second Public Review.
- [7] Claridge E., Harrell S., 2012. Post Occupancy Building Commissioning Successes through Continuous Commissioning. 20<sup>th</sup> National Conference on Building Commissioning, Texas A&M University.
- [8] Napolitano A., Sparber W., Thür A., Finocchiaro P., Nocke B., 2011. Monitoring Procedure for Solar Cooling Systems. . IEA SHC Task 38 Report.
- [9] School of Management, 2011. Solar Energy Report, Il sistema industriale italiano nel business dell'energia solare. Politecnico di Milano.
- [10] Treberspurg M., Djalili M., Staller H., 2011. New technical solutions for energy efficient buildings, State of the Art Report, Solar heating & cooling. Sustainable Construction and Innovation SCI.
- [11] Henning H. M., 2010. Solar Air-Conditioning and Refrigeration. SHC Annual Report, International Energy Agency IEA.
- [12] EN 60751, 2009. Industrial platinum resistance thermometers and platinum temperature sensors.

- [13] Belessiotis V., Mathioulakis E., Papanicolaou E., 2009. Theoretical formulation and experimental validation of the input–output modeling approach for large solar thermal systems. *Science Direct, Solar Energy*.
- [14] Cengel Y., 2009. *Termodinamica e trasmissione del calore*. McGraw Hill Education.
- [15] Sparber W., Napolitano A., Melograno P., 2007. Overview on worldwide installed solar cooling systems. 2nd International Conference Solar Air Conditioning, Tarragona, Spagna.
- [16] Paerisch P., Vanoli K., 2006. Quality assurance of solar thermal systems with the ISFH Input/Output-Procedure. Institut für Solarenergieforschung Hameln (ISFH), Germania.
- [17] Katipamula S., Brambley M., 2005. Methods for Fault Detection, Diagnostics, and Prognostics for Building Systems. *International Journal of HVAC&R Research*.
- [18] UNI EN 12975-2, 2005. Impianti solari termici e loro componenti. Colettori solari. Parte 2: metodi di prova.
- [19] Rona N., 2004. *Solar Air-Conditioning Systems – Focus on components and their working principles*. Chalmers University of Technology.
- [20] Hausner R., Fink C., 2002. Stagnation behaviour of solar thermal systems. IEA SHC Task 26 Report.
- [21] Salsbury T. I., Diamond R. C., 2001. Fault detection in HVAC systems using model-based feedforward control. *Energy and Building*.
- [22] Zhu Y., Athar A., Banks K., 2001. *Continuous Commissioning: A Valuable Partner to Retrofit Projects*. Texas A&M University.
- [23] Seem J, Park C., 1999. A new sequencing control strategy for air-handling units. *HVAC&R Research*.
- [24] ISO 9060, 1990. *Solar energy – Specification and classification of instruments for measuring hemispherical solar and direct solar radiation*.
- [25] Salsbury T. I., Diamond R. C., *Performance Validation and energy Analysis of HVAC Systems using Simulation*.