

2012



Università degli Studi di Bergamo
CENTRO GITT
Via Salvecchio 19 - 24129 Bergamo
Direttore: Prof. Sergio Baragetti

REPORT FINALE

Sviluppo di un simulatore virtuale di una camera climatica

Miriam Manzoni, Filomena Iorizzo, Marco Marengo
Marco Picco, Matteo Longoni, Daniele Arosio

Prestatori d'opera:

Università degli Studi di Bergamo
Centro per la Gestione dell'Innovazione e del Trasferimento Tecnologico
via Salvecchio 19 - 24129 Bergamo



MOXOFF Srl
via Francesco D'Ovidio 3 - 20131 Milano

MOXOFF
MATHEMATICS FOR INNOVATION

Società committente:

IRSAP S.p.a.
via delle industrie 211 – 45031 Arquà Polesine (RO)
Fax: 0425/466662



Sommario

| | |
|---|----|
| Sommario | 1 |
| Indice delle figure | 3 |
| Indice delle tabelle | 4 |
| Nomenclatura..... | 5 |
| 1. Presentazione del progetto | 6 |
| 1.1. Funzionamento dell'impianto | 6 |
| 2. Descrizione del modello termo tecnico..... | 7 |
| 2.1. I serbatoi..... | 7 |
| 2.1.1. Il serbatoio dell'impianto caldo | 8 |
| 2.1.2. Il serbatoio dell'impianto freddo..... | 10 |
| 2.2. I tubi di mandata e di ritorno | 10 |
| 2.3. Le valvole | 12 |
| 2.3.1. Le valvole miscelatrici..... | 12 |
| 2.3.2. Le valvole modulanti..... | 14 |
| 2.3.3. Le valvole on/off | 14 |
| 2.4. Le pompe | 15 |
| 2.4.1. Le pompe inverter | 15 |
| 2.4.2. Le pompe on/off..... | 16 |
| 2.5. I radiatori | 17 |
| 2.6. I pannelli radianti..... | 17 |
| 2.7. Perdite di carico concentrate sull'impianto | 19 |
| 3. L'assemblaggio delle linee | 20 |
| 3.1. La linea calda | 20 |
| 3.2. La linea fredda | 20 |
| 3.3. La linea ad aria..... | 20 |
| 4. Descrizione del modello fisico della camera | 23 |
| 4.1. Modellazione della camera climatica | 26 |
| 4.2. Implementazione dei sottosistemi | 27 |
| 4.3. Punti di collegamento al simulatore..... | 28 |
| 5. Simulatore virtuale | 31 |
| 5.1. Interfacce di scambio | 31 |
| 5.1.1. Logica di funzionamento | 31 |
| 5.1.2. Interfaccia tra simulatore e controllore | 32 |
| 5.1.3. Interfaccia tra modello termo tecnico e modello fisico | 32 |
| 5.2. Funzionamento del simulatore virtuale | 33 |

| | | |
|--------|--|----|
| 6. | Taratura del modello | 35 |
| 6.1. | Linea Calda..... | 35 |
| 6.1.1. | Portata | 35 |
| 6.1.2. | Temperatura..... | 37 |
| 6.1.3. | Pressione | 42 |
| 6.2. | Linea Fredda | 42 |
| 6.3. | Linea ad Aria | 45 |
| 6.3.1. | Portata | 45 |
| 6.3.2. | Temperatura e umidità..... | 45 |
| 6.4. | Condizione termo-igroscopica della stanza..... | 47 |
| 7. | Conclusioni | 49 |
| 8. | Bibliografia..... | 50 |

Indice delle figure

| | |
|--|----|
| Figura 1.1 - Disposizione delle stanze..... | 6 |
| Figura 2.1 - Approccio modulare. | 7 |
| Figura 2.2 - Serbatoio del circuito caldo..... | 8 |
| Figura 2.3 - Validazione del modello di serbatoio caldo. | 9 |
| Figura 2.4 - Proiezione frontale e laterale del tubo. | 11 |
| Figura 2.5 - Schema semplificato di una valvola miscelatrice. | 12 |
| Figura 2.6 - Curva di calibrazione della valvola miscelatrice (sulle ascisse è riportato il comando fornito, sulle ordinate la percentuale di portata estratta dalla linea di mandata \dot{m}_1 rispetto alla portata complessiva del circuito \dot{m}_3)..... | 13 |
| Figura 2.7 - Schema semplificato di una valvola modulante..... | 14 |
| Figura 2.8 - Curve caratteristiche di funzionamento della pompa inverter, [2]..... | 16 |
| Figura 2.9 - Curve caratteristiche di perdita di carico associate ai pannelli radianti. | 18 |
| Figura 2.10 - Schema di un nodo di unione. | 19 |
| Figura 3.1 - Schema implementativo a cascata dell'impianto caldo. | 20 |
| Figura 3.2 - Schema implementativo a cascata dell'impianto freddo..... | 21 |
| Figura 3.3 - Schema tecnico semplificato dell'impianto ad aria..... | 21 |
| Figura 4.1 - Schema di funzionamento del software EnergyPlus..... | 24 |
| Figura 4.2 - Immagine tridimensionale del modello fisico identificante le zone termiche..... | 26 |
| Figura 4.3 - Schema delle superfici del modello tridimensionale. | 27 |
| Figura 5.1 - Schema della logica di funzionamento del simulatore virtuale. | 31 |
| Figura 5.2 - Algoritmo di funzionamento delle interfacce. | 32 |
| Figura 5.3 - Schema di funzionamento di BCVTB. | 33 |
| Figura 6.1 - Andamento nel tempo del comando CA_C1_OA_M..... | 36 |
| Figura 6.2 - Andamento nel tempo della portata massica di acqua nel circuito caldo (zona B) ad alta pressione (FLUX_ZB_H_FLUX). | 36 |
| Figura 6.3 - Andamento sperimentale nel tempo della portata massica di acqua estratta dal serbatoio e del comando CA_C1_AO_M. Come si osserva in corrispondenza del 100% del comando è associata una portata pari al 95% circa della totale (2.18 l/min). La portata totale associata alla valvola è in questo caso pari a quella nominale richiesta, in quanto il componente si trova a monte delle valvole con prerogolazione e quindi non ne risulta influenzato..... | 37 |
| Figura 6.4 - Andamento nel tempo di CA_AC_AI_T sperimentale e misurata. Andamento nel tempo dell'errore relativo..... | 38 |
| Figura 6.5: Andamenti nel tempo dei comandi degli inverter del serbatoio. | 38 |
| Figura 6.6 - Andamento nel tempo di CA_C1_AI_T sperimentale e misurata. Andamento nel tempo dell'errore relativo..... | 39 |
| Figura 6.7 - Andamento nel tempo di CA_ZB_AI_T1 sperimentale e misurata. Andamento nel tempo dell'errore relativo..... | 39 |
| Figura 6.8 - Andamento nel tempo di CA_ZB_AI_T2 sperimentale e misurata. Andamento nel tempo dell'errore relativo..... | 40 |
| Figura 6.9 - Andamento sperimentale nel tempo della temperatura a monte e valle del radiatore. Si osserva un ritardo nella dinamica di T2 rispetto a T1 di circa 15 min..... | 41 |

| | |
|---|----|
| Figura 6.10 - Confronto sperimentale/numerico qualitativo del rateo di riscaldamento in fase di accensione di CA_ZB_AI_T1 e CA_ZB_AI_T2. | 42 |
| Figura 6.11 - Andamento delle temperature d'ingresso e di uscita relative ai pannelli radianti del soffitto ed errore corrispondente. | 43 |
| Figura 6.12 - Andamento delle temperature d'ingresso e di uscita relative ai pannelli radianti delle pareti ed errore corrispondente. | 43 |
| Figura 6.13 - Andamento dell'errore relativo alla temperatura di uscita del fluido dei pannelli radianti del blocco B5 B6 B7 B8. | 44 |
| Figura 6.14 - Andamento dell'errore relativo alla temperatura di uscita del fluido dei pannelli radianti del blocco B9 B10 B11 B12. | 44 |
| Figura 6.15 - Andamento nel tempo della variabile AIR_IN_ZB_REG_FLUX. | 46 |
| Figura 6.16 - Andamento nel tempo della variabile AIR_IN_ZB_REG_PROB ed errore corrispondente. | 46 |
| Figura 6.17 - Andamento nel tempo della variabile AIR_OUT_ZB_REG_PROB ed errore corrispondente. | 47 |
| Figura 6.18 - Andamento della temperatura della stanza B ed errore corrispondente. | 48 |
| Figura 6.19 - Andamento dell'umidità della stanza B ed errore corrispondente. | 48 |

Indice delle tabelle

| | |
|---|----|
| Tabella 2.1: Caratteristiche fisiche del serbatoio dell'impianto caldo, [1]. | 8 |
| Tabella 2.2: Caratteristiche fisiche del serbatoio dell'impianto freddo. | 10 |

Nomenclatura

| Simbolo | Unità di Misura | Descrizione |
|-----------------------|--------------------------------------|--|
| Simboli Greci | | |
| ε | [m] | Rugosità Superficiale |
| ρ | [kg/m ³] | Densità |
| Φ | [%] | Umidità Relativa |
| Simboli Latini | | |
| C_p | [J/kg K] | Calore Specifico a Pressione Costante |
| D | [m] | Diametro |
| f | [-] | Coefficiente di Attrito |
| g | [m/s ²] | Costante di Accelerazione Gravitazionale |
| h | [W/m ² K] | Coefficiente di Scambio Termico Convettivo |
| he | [J/kg] | Entalpia per Unità di Massa |
| K | [Pa s ² /m ⁶] | Coefficiente di Perdita di Carico Concentrata |
| k | [W/m K] | Conducibilità Termica |
| $k1_{RAD}$ | [K/W] | Resistenza Radiatore Riscaldamento |
| $k2_{RAD}$ | [K/W] | Resistenza Radiatore Raffreddamento |
| i | [-] | Indice Generico |
| \mathcal{L} | [J] | Lavoro |
| L | [m] | Lunghezza |
| M | [kg] | Massa |
| \dot{m} | [kg/s] | Portata Massica |
| Nu | [-] | Numero di Nusselt |
| n | [-] | Parametro Caratterizzante il Radiatore |
| Pr | [-] | Numero di Prandtl |
| p | [Pa] | Pressione |
| Q | [J] | Energia termica |
| \dot{Q} | [W] | Potenza Termica |
| \dot{Q}_n | [W] | Potenza Termica Nominale del Radiatore |
| \dot{q} | [W/m] | Potenza Termica per Unità di Lunghezza |
| Re | [-] | Numero di Reynolds |
| T | [K] | Temperatura |
| \bar{T} | [K] | Temperatura Media |
| t | [sec] | Tempo |
| U | [J] | Energia Interna |
| UA | [W/m K] | Coefficiente di Scambio Termico per Unità di Lunghezza |
| V | [m ³] | Volume |
| v | [m/s] | Velocità |
| w | [] | Umidità Specifica |
| x | [m] | Coordinata Spaziale |
| y | [%] | Comando Esterno |
| Pedici | | |
| amb | | Ambientale |
| ext | | Esterno |
| in | | Input |
| int | | Interno |
| out | | Output |
| p | | Pompa |
| $V sat$ | | Saturazione del Vapore |

1. Presentazione del progetto

L'obiettivo del progetto consiste nella realizzazione di un simulatore virtuale in grado di riprodurre il comportamento termo-fluidodinamico del laboratorio IRSAP sito ad Arquà Polesine (RO), usato per testare, in diverse condizioni di carico, differenti tipologie di radiatori. Esso consiste in un appartamento di cinque stanze e corridoio denominate zone (Figura 1.1).

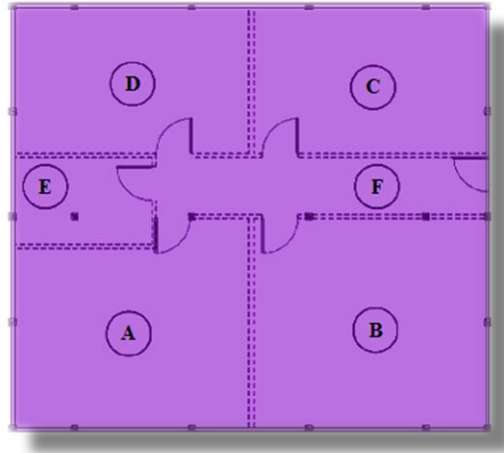


Figura 1.1 - Disposizione delle stanze.

1.1. Funzionamento dell'impianto

Le dinamiche termiche di una casa reale sono sperimentalmente riprodotte all'interno del laboratorio mediante il funzionamento coordinato di tre circuiti:

- impianto caldo;
- impianto freddo;
- circuito ad aria.

L'impianto caldo permette il controllo e il funzionamento di 5 radiatori riproducendo il riscaldamento domestico. L'impianto freddo è necessario per attivare 33 pannelli radianti, di cui 29 sono disposti sulle pareti perimetrali del laboratorio e 4 sul soffitto, ed è volto alla riproduzione delle condizioni climatiche imputabili, in situazioni reali, all'ambiente esterno; ossia esso impone le condizioni al contorno del sistema casa. Il circuito ad aria serve, infine, per impostare le condizioni di carico termico volute all'interno di ciascuna stanza.

Il funzionamento dell'impianto sarà riprodotto virtualmente tramite un simulatore costituito da tre modelli termo-tecnici distinti corrispondenti ai tre impianti reali. Il comportamento termico delle zone sarà simulato tramite il software Energy Plus ampiamente usato nell'edilizia per la simulazione energetica non stazionaria di edifici. La simulazione dei diversi modelli sarà condotta da opportuni tool in grado di gestire le interfacce tra differenti programmi.

2. Descrizione del modello termo tecnico

In questo capitolo sono presentati l'approccio scelto per la realizzazione del modello termo tecnico, le equazioni necessarie a descrivere gli elementi che costituiscono il sistema e per ciascuno di essi i limiti e le approssimazioni applicate.

Sebbene i tre impianti termo-tecnici siano tra loro distinti, essi sono accomunati dalla natura degli elementi di base che li compongono. Per facilitare e velocizzare la modellazione degli impianti completi, quindi, si è deciso di creare una libreria impiantistica contenente appunto tutti questi elementi primari. La loro associazione ha portato poi alla definizione delle tre linee complete: la fase d'implementazione dei diversi impianti completi si traduce, di fatto, in un'integrazione degli elementi precostituiti (Figura 2.1) e singolarmente già testati secondo un concetto di modularità e gerarchia.

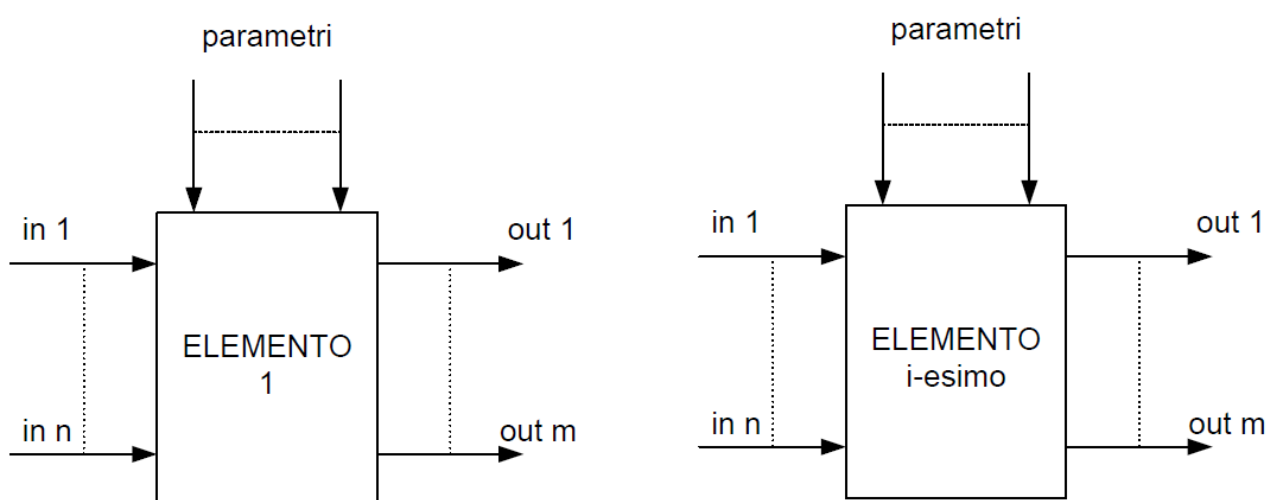


Figura 2.1 - Approccio modulare.

Il funzionamento coordinato dei singoli elementi all'interno dell'impianto è garantito dalla progettazione curata appositamente per non creare ambiguità di nomenclatura nelle fasi successive d'integrazione: ciò è stato possibile grazie all'utilizzo opportuno di variabili globali e locali.

Di seguito è descritto, per ognuno dei componenti creati, il principio di funzionamento in termini termo fluidodinamici.

2.1.1 serbatoi

L'impianto IRSAP presenta due serbatoi rispettivamente per l'impianto caldo e per quello freddo. Essi mostrano comportamenti differenti, in termini di comando: nel caso d'impianto caldo, infatti, la temperatura di sorgente è controllabile mediante 2 inverter, invece nell'impianto freddo mediante 2 chiller. Per questo è stato necessario procedere con la modellazione di due strutture diverse.

2.1.1. Il serbatoio dell'impianto caldo

Il circuito caldo attinge da un serbatoio, con caratteristiche specificate in [1] e [2], contenente acqua a una temperatura nota da misurazione attraverso un sensore specifico (Figura 2.2). All'interno del serbatoio sono poste due resistenze comandate attraverso inverter i cui dati tecnici sono riportati in [1] e [2].

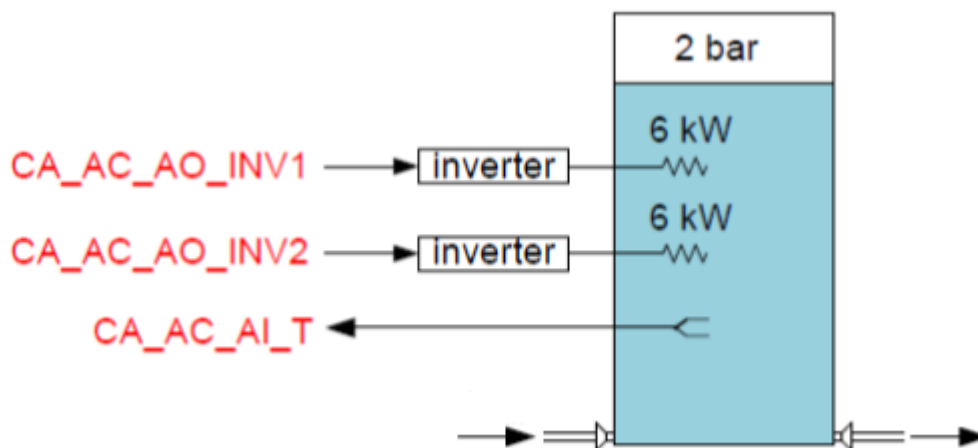


Figura 2.2 - Serbatoio del circuito caldo.

In seguito a quanto dichiarato da IRSAP in occasione del secondo incontro di avanzamento, avvenuto in data 25/07/2012 presso l'azienda sita ad Arquà Polesine (RO), le dinamiche dell'inverter sono trascurabili e, quindi, è possibile considerare una sorgente di potenza termica all'interno del serbatoio corrispondente al comando fornito dal sistema di controllo. Si procede quindi considerando una fonte di potenza termica istantanea immessa nel serbatoio corrispondente al comando ricevuto dal sistema di controllo, ottenendo così una semplificazione sostanziale senza ledere in alcun modo l'accuratezza del modello.

Nell'impianto caldo rappresentato in [3] si denota la presenza di una pompa di ricircolo la cui funzione è quella d'impedire stratificazioni del fluido all'interno del serbatoio. Questa soluzione, necessaria nel sistema reale per motivi pratici, è superflua nel simulatore virtuale che considera direttamente un fluido a temperatura omogenea.

Le caratteristiche fisiche del serbatoio sono riportate in Tabella 2.1.

Tabella 2.1: Caratteristiche fisiche del serbatoio dell'impianto caldo, [1].

| Serbatoio Caldo | |
|---------------------------------|--------|
| Caratteristica | Valore |
| Pressione Nominale [bar] | 2 |
| Volume [m ³] | 0.2 |
| Potenza di Picco Inverter 1 [W] | 6000 |
| Potenza di Picco Inverter 2 [W] | 6000 |

Nello specifico si è considerata la pressione del fluido in uscita dal serbatoio pari alla pressione di pre-carico dello stesso, ossia 2 bar.

Un generico serbatoio può essere descritto dalle seguenti equazioni di continuità e di conservazione dell'energia:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dM}{dt} = \rho \frac{dV}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \\ \frac{dU}{dt} = \frac{dQ}{dt} - \frac{dL}{dt} \rightarrow C_p T \frac{dM}{dt} + C_p M \frac{dT}{dt} = \dot{Q} \rightarrow \frac{dT}{dt} = \frac{\dot{Q}}{C_p M} + \frac{T_{out} \dot{m}_{out} - T_{in} \dot{m}_{in}}{M} \end{array} \right. \quad 2.1$$

Nel caso in esame la variazione del volume di acqua contenuta nel serbatoio può considerarsi nulla. La presenza, infatti, di un accumulatore sulla linea a monte del serbatoio [3] garantisce la costanza del livello di fluido in esso contenuto. Dalla prima equazione del sistema 2.1 si ha quindi:

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} \quad 2.2$$

In sintesi quindi il serbatoio della linea calda è descritto dal sistema di equazioni:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m} \\ p_{serbatoio} = p_{out} \\ \frac{dT}{dt} = \frac{\dot{Q}}{C_p M} + \frac{T_{out} \dot{m} - T_{in} \dot{m}}{M} \end{array} \right. \quad 2.3$$

Da rilevare come allo stato attuale non è stata simulata numericamente la dinamica dell'accumulatore: il serbatoio, infatti, è stato idealmente considerato a pressione costante. Si lascia a sviluppi futuri un eventuale studio di tale componente, per esempio per analizzare possibili oscillazioni di pressione dell'accumulo.

È stato, inoltre, verificato che l'acqua contenuta nel serbatoio si riscalda con le stesse tempistiche fornite dai dati sperimentali in [2]. Il test è stato eseguito considerando il riscaldamento di un volume di acqua pari a 0.2 m^3 fornendo una potenza termica di 6 kW attraverso una delle due resistenze alimentata al 100%. Dai dati così ottenuti è possibile verificare come il tempo necessario per portare la temperatura del fluido da 30.5°C a 87.3°C coincide con i dati sperimentali forniti in [2], ovvero: $2\text{h } 13' 32'' = 8012 \text{ s}$. I risultati sono riportati nel grafico di Figura 2.3: da essi si evince che il modello è effettivamente in grado di replicare il comportamento del sistema reale.

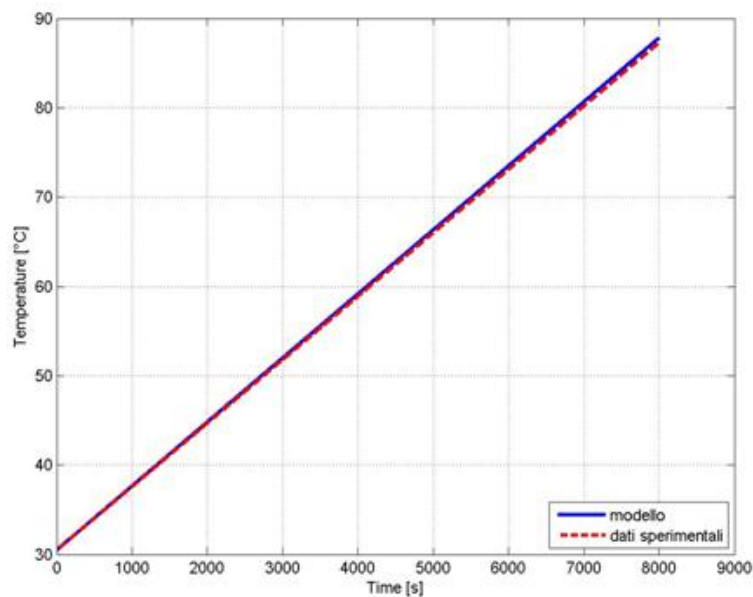


Figura 2.3 - Validazione del modello di serbatoio caldo.

2.1.2. Il serbatoio dell'impianto freddo

Il circuito freddo attinge da un serbatoio contenente acqua mantenuta a una certa temperatura grazie all'azione di due sistemi chiller. Nello schema dell'impianto rappresentato in [4] si denota la presenza di una pompa di ricircolo la cui funzione, al pari del sistema caldo, è quella d'impedire stratificazioni del fluido all'interno del serbatoio. Questa soluzione è superflua nel simulatore virtuale che considera direttamente un fluido a temperatura omogenea. Sempre in analogia con quanto fatto con il sistema caldo, non è stato modellato l'accumulatore presente a monte del serbatoio: esso è stato preso in considerazione solo per il suo effetto semplificativo sul set completo di equazioni (si veda a riguardo quanto detto per la linea calda). Le caratteristiche fisiche del serbatoio sono riportate in Tabella 2.2.

Tabella 2.2: Caratteristiche fisiche del serbatoio dell'impianto freddo

| Serbatoio Freddo | |
|--------------------------|--------|
| Caratteristica | Valore |
| Pressione Nominale [bar] | 2 |

Il set di equazioni descriventi il serbatoio del sistema caldo è valido anche nel caso della linea fredda (Equazione 2.3). In questo caso, però, esso è semplificato dato che IRSAP ha richiesto specificatamente di non simulare virtualmente la dinamica dei chiller di raffreddamento. Questo implica l'impossibilità di descrivere la storia termica dell'accumulo che è stato, quindi, considerato a temperatura costante imposta esternamente. Le equazioni descriventi il serbatoio dell'impianto freddo si riducono di conseguenza al seguente sistema di equazioni.

$$\begin{cases} \dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = \dot{m} \\ p_{serbatoio} = p_{out} \\ \frac{dT}{dt} = \text{potenza fornita} \end{cases} \quad 2.4$$

2.2.I tubi di mandata e di ritorno

L'impianto, sia nella sua componente calda sia in quella fredda, è composto da numerosi condotti con caratteristiche geometriche e/o termiche differenti definite nella documentazione fornita in [2].

L'equazione di continuità del condotto assicura che:

$$\frac{dM}{dt} = \rho \frac{dV}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \rightarrow \dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} \quad 2.5$$

Tenendo conto di questo fatto, in regime di funzionamento, ossia di acqua fluente nel condotto, il comportamento termico dell'elemento tubo è descritto dalla seguente equazione, [5]:

$$\dot{m}C_p \frac{dT}{dx} = \dot{q} = UA(T_{ext} - T) \quad 2.6$$

dove UA è la resistenza termica radiale per unità di lunghezza calcolata tenendo in considerazione tutte le componenti connesse all'elemento tubo quali isolanti, intercapedini di aria, come mostra la Figura 2.4.

L'equazione 2.9 per integrazione temporale si riduce a:

$$\int_{T_{t=0}}^{T_t} \frac{1}{T_{ext} - \bar{T}} d\bar{T} = \frac{UA}{C_p M} \int_{t=0}^t dt \rightarrow \bar{T}_t = \bar{T}_\infty \left(1 - e^{-\frac{UA \cdot L}{C_p M}(t-t_0)} \right) + \bar{T}_{t=0} e^{-\frac{UA \cdot L}{C_p M}(t-t_0)} \quad 2.10$$

Infine, per simulare correttamente la fluidodinamica del moto all'interno del tubo è necessario definire anche le perdite di carico dovute al moto del fluido stesso nel caso laminare ($Re \leq 2300$) o turbolento ($Re > 2300$), [5] [6]:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho v^2 \frac{L}{D_{int}} f \text{ con } \begin{cases} f = \frac{64}{Re} \text{ se } Re \leq 2300 \\ \frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left(\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon/D_{int}}{3.7} \right)^{1.11} \right) \text{ se } Re > 2300 \end{cases} \quad 2.11$$

2.3. Le valvole

Essenzialmente esistono tre tipi di valvole montate all'interno dell'impianto caldo/freddo, [7] [8]:

- le valvole miscelatrici;
- le valvole modulanti;
- le valvole di accensione/spegnimento (on/off).

2.3.1. Le valvole miscelatrici

La valvola miscelatrice (Figura 2.5) può essere essenzialmente schematizzata come una valvola a tre vie in grado di spillare acqua dal ritorno e miscelarla con il fluido di mandata per regolarne la temperatura a valle.

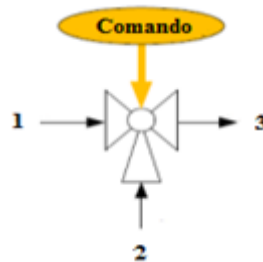


Figura 2.5 - Schema semplificato di una valvola miscelatrice.

Il comando fornito alla valvola miscelatrice agisce sull'apertura della stessa e quindi sulla quantità di acqua prelevata dalla linea di mandata \dot{m}_1 . Dato che la legge che rapporta queste due grandezze è non lineare, per modellare il comportamento di questa valvola è stato necessario eseguire una calibrazione preliminare dell'elemento per definirne la legge analitica di funzionamento. In Figura 2.6 è riportata la curva di taratura estratta dai dati forniti da IRSAP in data 23/11/2012 e 12/12/2012.

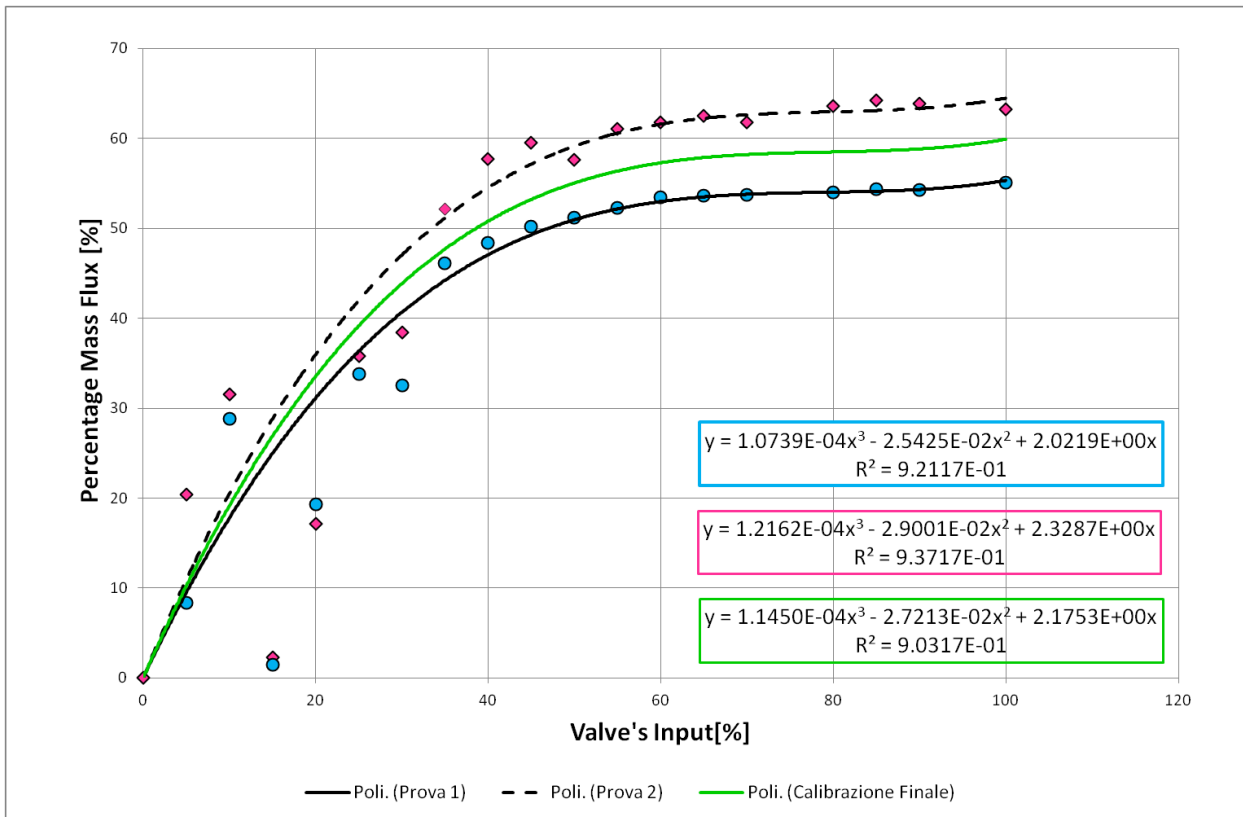


Figura 2.6 - Curva di calibrazione della valvola miscelatrice (sulle ascisse è riportato il comando fornito, sulle ordinate la percentuale di portata estratta dalla linea di mandata \dot{m}_1 rispetto alla portata complessiva del circuito \dot{m}_3).

Sulla base di queste informazioni è stato possibile definire tutti i parametri in gioco nell'equazione di continuità. Rifacendosi alla terminologia utilizzata nelle Figure 2.5 e 2.6:

$$\begin{cases} \dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \\ \dot{m}_1 = \dot{m}_3 \left(\frac{y}{100} \right) \end{cases} \quad 2.12$$

Dal punto di vista termico, invece, il comportamento della valvola è descritto dall'equazione di conservazione dell'energia:

$$C_p \dot{m}_1 T_1 + C_p \dot{m}_2 T_2 = C_p \dot{m}_3 T_3 \rightarrow T_3 = \frac{\dot{m}_1 T_1 + \dot{m}_2 T_2}{\dot{m}_3} \quad 2.13$$

Per quanto riguarda, invece, le perdite di carico si può descrivere il comportamento della valvola come:

$$\Delta p = K \left(\frac{\dot{m}_3}{\rho} \right)^2 \quad 2.14$$

Di norma il coefficiente di perdita di carico concentrata K è ricavato attraverso prove sperimentali mirate, in questo caso non disponibili. Tale valore sarà, quindi, scelto in fase di taratura per permettere l'adesione dei risultati forniti dal simulatore a quelli sperimentali ottenuti da IRSAP. Da sottolineare come questa operazione risulterà possibile nel solo caso dell'impianto caldo, dove sono presenti sensori di pressione, mentre sarà tralasciata per l'impianto freddo dove tali sensori non sono posizionati. Si suggerisce, come

sviluppo futuro, l'esecuzione di prove sperimentali mirate alla definizione delle perdite di carico del sistema al fine di migliorare l'accuratezza del modello riguardo alla definizione della variabile pressione.

In fase di taratura è stato, inoltre, necessario rivedere il comportamento della valvola miscelatrice verso valori più elevati della portata prelevata dal serbatoio. Nel caso delle prove eseguite da IRSAP per la taratura del modello numerico, infatti, al comando 100% si associa un valore di portata prelevata dal serbatoio pari al 95% circa, più elevato di quello ottenuto nelle prove di taratura sopra mostrate (Figura 2.6). Si è quindi deciso di aumentare del 15% la portata di acqua prelevata dal serbatoio secondo il comando della valvola schematizzato nell'Equazione 2.12. Inoltre si è considerata come curva finale di calibrazione quella in rosa di Figura 2.6.

2.3.2. Le valvole modulanti

La valvola modulante (Figura 2.7) modula la portata di acqua fluente lungo il circuito nel quale è posizionata. Essa riceve in ingresso un comando e, a differenza di quanto detto per le valvole miscelatrici, la relazione comando-portata può essere considerata lineare, [9]. Sempre diversamente dalle miscelatrici, questa valvola non comporta una variazione della temperatura del fluido che la percorre, mentre, in modo analogo a quanto prima affermato, introduce perdite di carico concentrate lungo la linea.

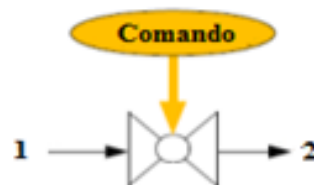


Figura 2.7 - Schema semplificato di una valvola modulante.

Il set di equazioni in grado di descrivere il comportamento di una valvola modulante è quindi:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_1 = \dot{m}_2 \text{ con } \dot{m}_2 = \text{comando} \frac{\dot{m}_{\text{ nominale}}}{100} \\ T_1 = T_2 \\ \Delta p = K \left(\frac{\dot{m}_1}{\rho} \right)^2 \end{array} \right. \quad 2.15$$

Per ciò che concerne il coefficiente di perdita di carico concentrata K si rimanda a quanto detto per le valvole miscelatrici.

2.3.3. Le valvole on/off

Le valvole on/off sono valvole comandate mediante un segnale digitale che permette il passaggio di fluido quando impostato al valore unitario e lo impedisce altrimenti. Come nel caso delle valvole modulanti, la temperatura del fluido all'uscita della valvola aperta è uguale a quella del fluido in ingresso, ossia il passaggio di fluido avviene senza scambi termici. La pressione a valvola aperta, invece, subisce perdite di carico analoghe a quelle delle valvole prima descritte.

Il sistema di equazioni in grado di descrivere il comportamento di una valvola on/off è quindi:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_2 = \begin{cases} \dot{m}_1 & \text{se comando} = 1 \\ 0 & \text{se comando} = 0 \end{cases} \\ T_1 = T_2 \\ \Delta p = \begin{cases} K \left(\frac{\dot{m}_1}{\rho} \right)^2 & \text{se comando} = 1 \\ 0 & \text{se comando} = 0 \end{cases} \end{array} \right. \quad 2.16$$

Per ciò che concerne il coefficiente di perdita di carico concentrata K si rimanda a quanto detto per le valvole miscelatrici.

2.4. Le pompe

Dal materiale fornito da IRSAP in [7], [8] e [10] si osserva come nell'impianto termo tecnico siano presenti vari tipi di pompe. In generale è possibile definire quattro categorie principali:

- le pompe inverter del sistema caldo;
- le pompe on/off del sistema freddo;
- le pompe di ricircolo dell'acqua contenuta negli accumuli;
- la pompa CTA del sistema ad aria.

Nel dettaglio è stato necessario modellare numericamente solo gli elementi del sistema caldo e di quello freddo. È stato possibile trascurare invece la definizione delle pompe di ricircolo, non necessarie in quanto il modello monodimensionale prevede direttamente una temperatura costante del fluido nell'accumulo, e della CTA, non necessaria data la struttura estremamente semplificata del modello del sistema ad aria.

2.4.1. Le pompe inverter

Sulla linea calda dell'impianto sono presenti due pompe inverter il cui scopo è quello di permettere l'erogazione della portata di acqua necessaria sui raggruppamenti di zone (ABE e DC in riferimento alla Figura 1.1) che definiscono l'impianto stesso, [8]. La pompa, quindi, è stata trattata come un oggetto in grado di fornire una determinata portata di acqua, con una determinata pressione, definita dalla curva caratteristica di funzionamento della pompa stessa.

Come si osserva nella Figura 2.8, la pompa inverter posizionata sull'impianto funziona a prevalenza costante (7 m). Sono state trascurate, invece, le variazioni termiche imposte al fluido a causa del suo passaggio nella pompa, ossia non sono state considerate le variazioni di temperatura connesse alle dissipazioni viscosive.

La pompa riceve in ingresso un comando di attivazione, che stabilisce se la zona associata è attiva o meno, e un comando di potenza, espresso in percentuale sul comando di picco (10 V), che può essere relazionato con la portata di fluido garantita dalla pompa stessa. Quest'ultimo comando è legato indirettamente al controllore tramite il valore di portata richiesto dalle valvole modulanti posizionate sulle 5 zone. La somma di tali portate impone di fatto il valore di portata totale circolante nel circuito. Note, quindi, le portate richieste dai 5 radiatori, imposte dal comando agente sulla valvola modulante associata, l'equazione di continuità per la pompa inverter può essere definita come:

$$\dot{m}_{out} = \begin{cases} \dot{m}_{richiesta\ dai\ radiatori} & \text{se pompa attiva} \\ 0 & \text{se pompa disattivata} \end{cases} \quad 2.17$$

L'equazione di conservazione dell'energia, invece, dato che si trascurano gli effetti termici della pompa sul fluido, può essere semplificata come:

$$T_{in} = T_{out} \quad 2.18$$

Per quanto riguarda il salto di pressione imposto bisogna rifarsi alle curve caratteristiche della pompa stessa (simili a quelle rappresentate in Figura 2.8) e definire quale sia la prevalenza Δp_p associata all'elemento fisicamente inserito nel circuito. Nello specifico, [2]:

$$\Delta p_p = \begin{cases} 7 [m] = 7 \rho g [Pa] & \text{se pompa attiva} \\ 0 & \text{se pompa disattivata} \end{cases} \quad 2.19$$

Da notare come non sia stato possibile modellare le fasi di transitorio di accensione/spengimento delle pompe non avendo a disposizione dati in merito.

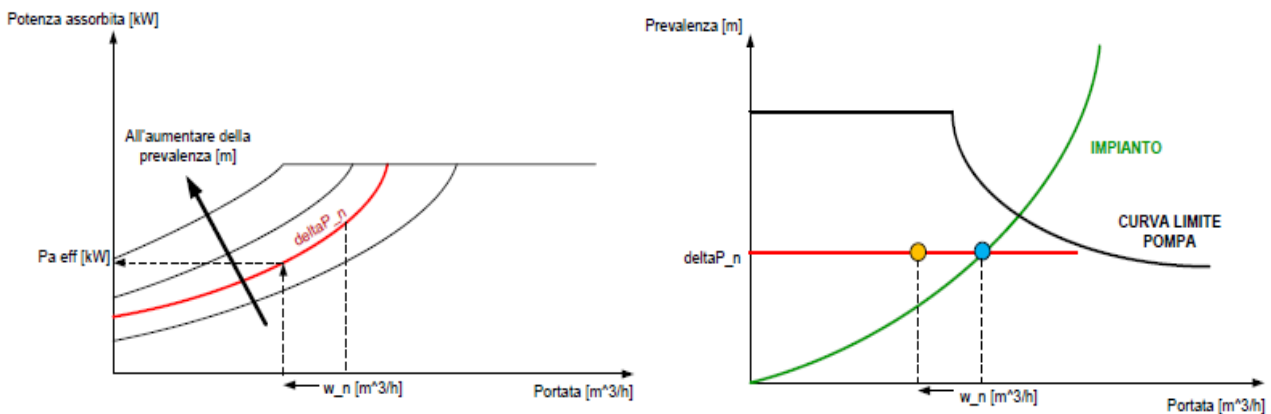


Figura 2.8 - Curve caratteristiche di funzionamento della pompa inverter, [2].

2.4.2. Le pompe on/off

Le pompe on/off posizionate sull'impianto freddo hanno un comportamento del tutto assimilabile a quello della pompa inverter prima definito. La differenza maggiore risulta nel fatto che esse acquisiscono solo un comando di accensione/spengimento, ossia non possono essere comandate in termini di portata/pressione garantita e presentano un comportamento costante nei confronti di tali variabili. Ciò impone la presenza di linee di bypass sull'impianto a valle per garantire lo scarico dell'eventuale fluido in eccesso.

Il set completo di equazioni atto a descrivere questo tipo di pompa può essere riassunto come:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_{out} = \begin{cases} \dot{m}_p & \text{se pompa attiva} \\ 0 & \text{se pompa disattivata} \end{cases} \\ T_{in} = T_{out} \\ p_{out} = \begin{cases} p_{in} + \Delta p_p & \text{se pompa attiva} \\ p_{in} & \text{se pompa disattivata} \end{cases} \end{array} \right. \quad 2.20$$

Da notare come non sia stato possibile modellare le fasi di transitorio di accensione/spengimento delle pompe non avendo a disposizione dati in merito.

2.5.I radiatori

Lo scopo dell'impianto caldo è quello di alimentare i 5 radiatori disposti nelle stanze della casa/laboratorio. Tali radiatori sono identificati per tipologia e caratterizzati dalla capacità volumetrica e dalle specifiche di emissione termica. In condizioni nominali di funzionamento la potenza emessa dal radiatore può essere determinata come [11]:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_n \left(\frac{\Delta T}{50} \right)^n = \dot{Q}_n \left(\frac{\bar{T} - T_{amb}}{50} \right)^n \quad \text{con } \Delta T \neq 50 \text{ e } \Delta T \geq 0 \quad 2.21$$

dove i parametri \dot{Q}_n e n variano in funzione della tipologia di radiatore. In condizioni di spegnimento la potenza effettiva risulta dipendente da un parametro $k2_{RAD}$ di resistenza definito per tipologia di radiatore con operazioni di taratura.

L'equazione di continuità per un radiatore è del tutto affine a quella scritta per un semplice tubo:

$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_{in} \quad 2.22$$

Anche le perdite di carico possono essere espresse in termini di perdita concentrata:

$$\Delta p = K \left(\frac{\dot{m}}{\rho} \right)^2 \quad 2.23$$

Per quanto riguarda l'equazione di conservazione dell'energia si è imposto:

$$\dot{Q}|_{t=i} = \begin{cases} \dot{m}C_p(T_{in} - T_{out})|_{t=i+1} & \text{se } \dot{m} \neq 0 \\ \frac{\rho V C_p (\bar{T}_{t=i+1} - \bar{T}_{t=i})}{\Delta t} & \text{se } \dot{m} = 0 \end{cases} \quad 2.24$$

dove \dot{Q} è calcolato mediante l'Equazione 2.21. Dall'Equazione 2.24 si osserva come sia stata utilizzata la potenza scambiata all'istante i -esimo tra il radiatore e l'ambiente della stanza per il calcolo della temperatura all'uscita del radiatore all'istante $(i + 1)$ -esimo. Questo è legato alla difficoltà e alle complicazioni in termini numerici d'inversione di una potenza con esponente n , con $n \in \mathbb{R}$. Si è deciso quindi di introdurre un'approssimazione per semplificare di molto la risoluzione analitica del problema.

Per garantire una crescita corretta della temperatura del radiatore da una condizione di non funzionamento a una condizione di regime è stata introdotta, inoltre, un'inerzia termica dipendente da un parametro resistivo $k1_{RAD}$, da definire per tipologia di radiatore in condizioni di taratura. Quindi nel caso $\dot{m} \neq 0$ il radiatore tende alla temperatura di regime \bar{T}_∞ secondo la dinamica:

$$\bar{T}_t = \bar{T}_\infty \left(1 - e^{-\frac{1}{k1_{RAD}C_pM}(t-t_0)} \right) + \bar{T}_{t=0} e^{-\frac{1}{k1_{RAD}C_pM}(t-t_0)} \quad \text{con } \frac{1}{k1_{RAD}} = UA \cdot L \quad 2.25$$

2.6.I pannelli radianti

Lo scopo dell'impianto freddo è quello di alimentare i 33 pannelli disposti sul soffitto e sulle pareti delle stanze della casa/laboratorio. Tali pannelli richiedono una specifica portata di acqua e impongono uno

specifico salto di pressione identificato dalle curve caratteristiche di funzionamento in [12]. Non è invece nota la resistenza termica associata.

L'equazione di continuità per un pannello radiante è del tutto affine a quella scritta per un semplice tubo:

$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_{in} = \begin{cases} 0.1175 \frac{m^3}{h} & \text{nel caso del soffitto} \\ 0.0084 \frac{m^3}{h} & \text{nel caso delle pareti} \end{cases} \quad 2.26$$

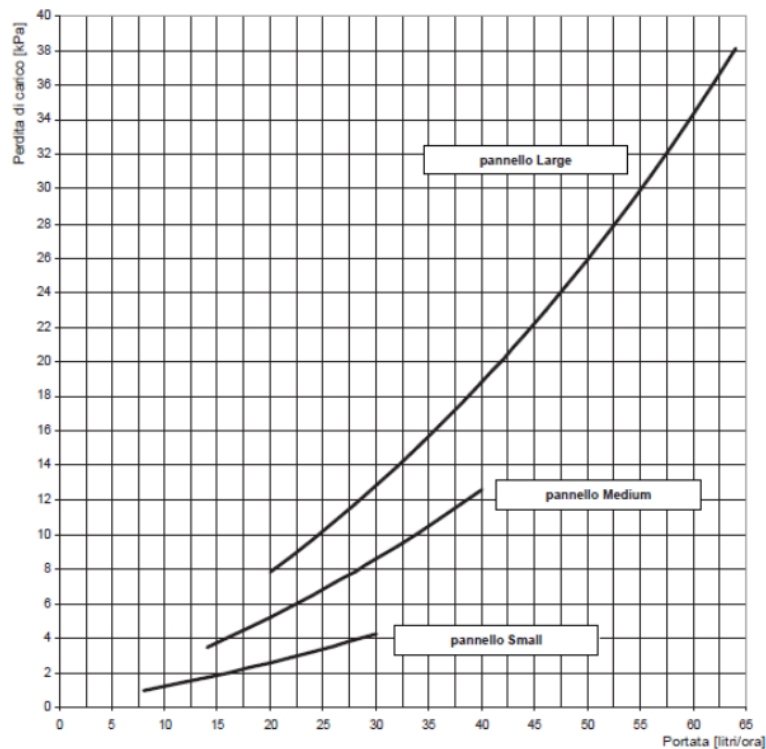


Figura 2.9 - Curve caratteristiche di perdita di carico associate ai pannelli radianti.

Anche le perdite di carico possono essere espresse in termini di perdita concentrata:

$$\Delta p = K \left(\frac{\dot{m}}{\rho} \right)^2 \quad 2.27$$

In questo caso il parametro K è definito nel datasheet fornito dall'azienda produttrice (Figura 2.9), [12].

Non avendo a disposizione una formula analitica per il calcolo della potenza assorbita, come nel caso dei radiatori, per quanto riguarda l'equazione di conservazione dell'energia ci si è dovuti basare sulla potenza calcolata negli istanti di tempo precedenti da EnergyPlus. Si è perciò imposto:

$$\dot{Q}|_{t=i} = \begin{cases} \dot{m} C_p (T_{in} - T_{out})|_{t=i+1} & \text{se } \dot{m} \neq 0 \\ \frac{\rho V C_p (\bar{T}_{t=i+1} - \bar{T}_{t=i})}{\Delta t} & \text{se } \dot{m} = 0 \end{cases} \quad 2.28$$

Analogamente a quanto fatto per i radiatori è stata modellata l'inerzia di riscaldamento e raffreddamento dei pannelli radianti con formule analoghe alla seconda Equazione 2.24 e all'Equazione 2.25.

2.7. Perdite di carico concentrate sull'impianto

La presenza di sensori, nodi in unione/separazione, curve, ecc. sulle diverse linee è stata trattata al pari di una perdita di carico concentrata. Si è quindi imposta una perdita di carico del tipo:

$$\Delta p = K \left(\frac{\dot{m}}{\rho} \right)^2 \quad 2.29$$

In alcuni casi si è deciso di far collassare questa perdita di carico in quella associata all'elemento precedente o successivo sulla linea applicando una semplice modifica al parametro K , comunque definibile solo in fase di taratura e solo per la linea calda, ossia l'unica linea con sensori di pressione attivi. Sono state trascurate invece le variazioni di portata e temperatura tra ingresso e uscita dell'elemento:

$$\begin{cases} \dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} \\ T_{in} = T_{out} \end{cases} \quad 2.30$$

Nel caso specifico dei soli nodi di unione è risultato necessario, invece, specificare un'equazione termica differente. Rifacendosi alla nomenclatura usata in Figura 2.10, è possibile definire:

$$C_p \dot{m}_1 T_1 + C_p \dot{m}_2 T_2 = C_p \dot{m}_3 T_3 \rightarrow T_3 = \frac{\dot{m}_1 T_1 + \dot{m}_2 T_2}{\dot{m}_3} \quad 2.31$$

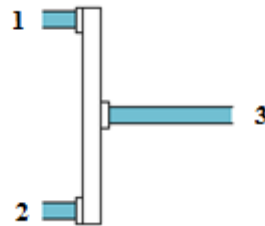


Figura 2.10 - Schema di un nodo di unione.

3. L'assemblaggio delle linee

Una volta completata la libreria impiantistica è stato possibile procedere all'assemblaggio delle tre linee dell'impianto, ossia quella fredda, quella calda e quella ad aria.

3.1. La linea calda

Lo schema tecnico rappresentativo della linea calda è contenuto in [8]. Sulla base delle informazioni qui contenute si è proceduto a montare la linea come una cascata dei diversi elementi presenti nella libreria impiantistica creata. Si veda per riferimento la Figura 3.1.

Si noti che in Figura 3.1 non sono stati indicati i tubi e le singole perdite di carico concentrate (sensori, nodi, ecc.) per non complicarne la lettura.

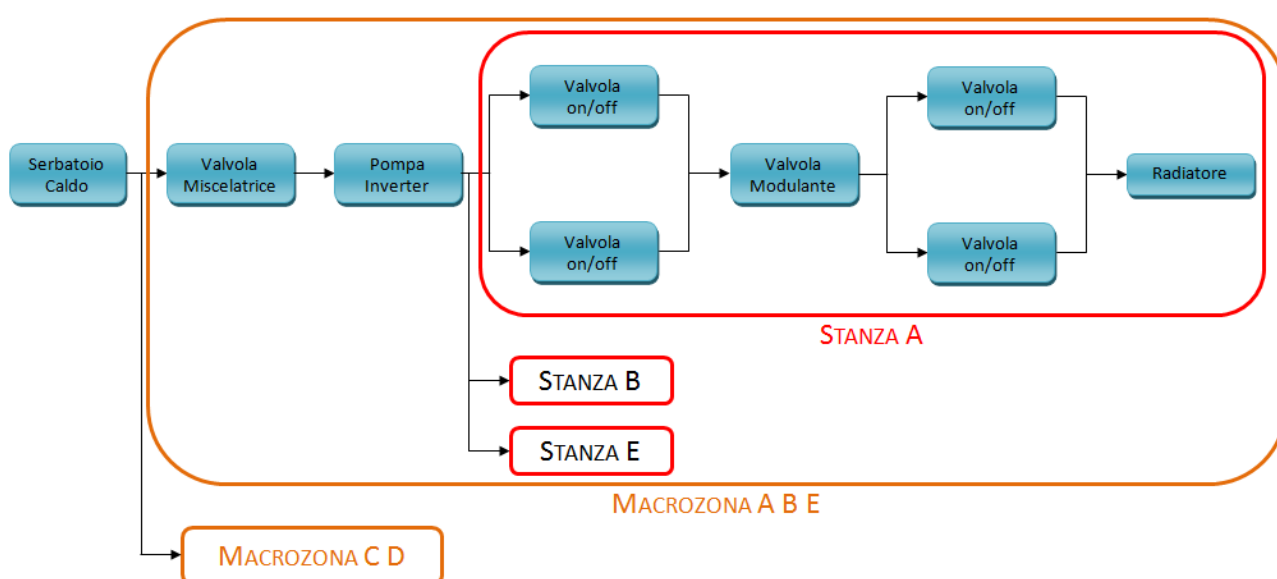


Figura 3.1 - Schema implementativo a cascata dell'impianto caldo.

3.2. La linea fredda

Lo schema tecnico rappresentativo della linea fredda è contenuto in [7]. Sulla base delle informazioni qui contenute si è proceduto a montare la linea come una cascata dei diversi elementi presenti nella libreria impiantistica creata. Si veda per riferimento la Figura 3.2.

Si noti che in Figura 3.2 non sono stati indicati i tubi e le singole perdite di carico concentrate (sensori, nodi, ecc.) per non complicarne la lettura.

3.3. La linea ad aria

La linea ad aria risulta più semplice in termini d'implementazione rispetto alle linee calda e fredda. Questo perché si è voluto ridurre la modellazione della linea stessa ai minimi termini. Infatti, lo schema fornito in [10] può essere riprodotto come in Figura 3.3.

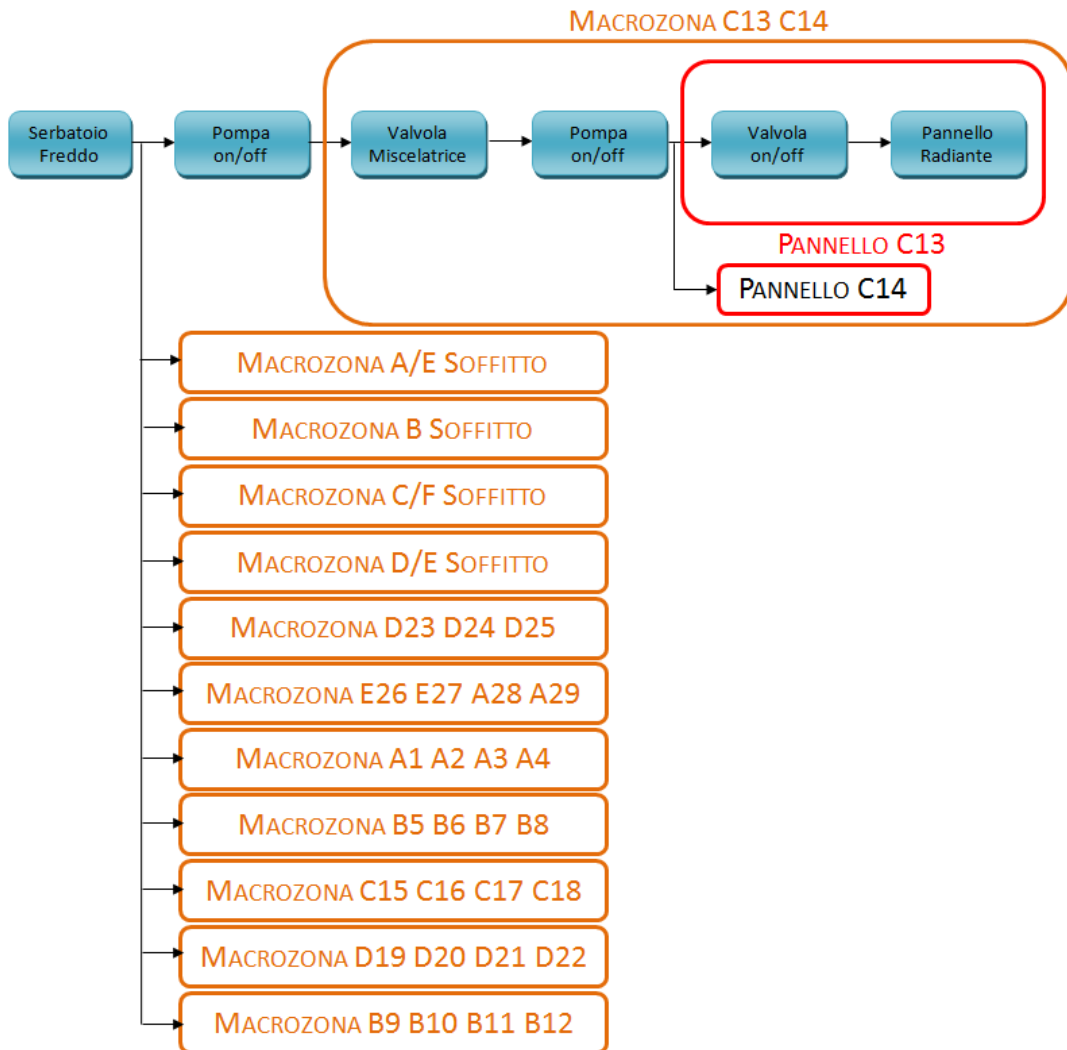


Figura 3.2 - Schema implementativo a cascata dell'impianto freddo.

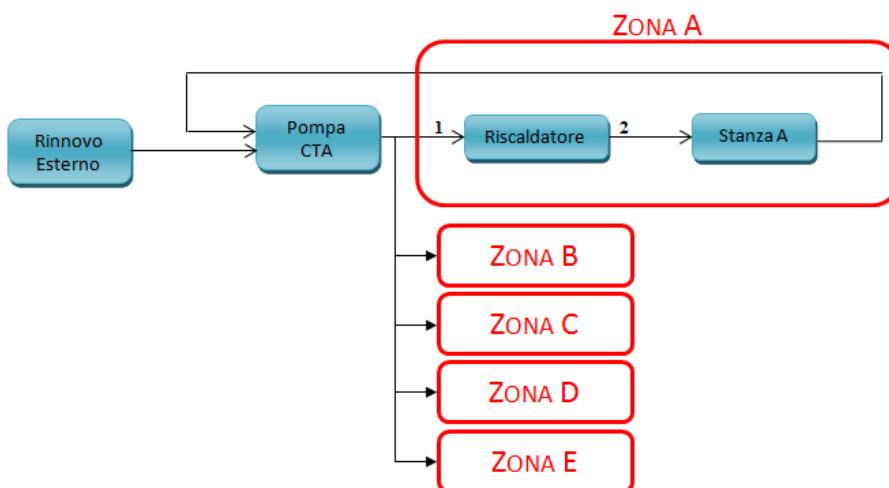


Figura 3.3 - Schema tecnico semplificato dell'impianto ad aria.

Le condizioni di temperatura, umidità e portata in 1 (in riferimento alla Figura 3.3) per ogni zona sono note, così come è nota la potenza introdotta dal riscaldatore. È quindi molto semplice definire la portata di aria immessa in ogni zona e le proprietà termodinamiche a essa connesse, in particolare temperatura e umidità. Indicando diversamente a quanto fatto fin ora la temperatura in gradi Celsius mediante relazioni semi-empiriche si ha infatti (N.Forgione, 2002):

$$p_{V sat 1} = 1000e^{\left(16.6536 - \frac{4030.183}{T_1 + 235}\right)} \quad 3.1$$

$$w_1 = w_2 = w = 0.622 \frac{\Phi_1 p_{V sat 1}}{p_{amb} - \Phi_1 p_{V sat 1}} \quad 3.2$$

$$he_1 = 1.005T_1 + 2501.3w + 1.820T_1w \quad 3.3$$

$$\dot{m} = \dot{m}_V \frac{0.622 p_{amb} \left(\frac{1+w}{0.622+w}\right)}{287.06T_1} \quad 3.4$$

$$he_2 = he_1 + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}} = 1.005T_2 + 2501.3w + 1.820T_2w \rightarrow T_2 = \frac{he_2 - 2501.3w}{1.005 - 1.820w} \quad 3.5$$

Conoscendo quindi la temperatura dell'aria immessa nella stanza T_2 è possibile ricavare la pressione di saturazione del vapore nel medesimo punto $p_{V sat 2}$ mediante l'Equazione 3.1. È quindi possibile ricavare l'umidità percentuale relativa Φ_2 invertendo l'Equazione 3.2:

$$\Phi_2 = \frac{p_{amb}w}{p_{V sat 2}(0.622 + w)} \quad 3.6$$

4. Descrizione del modello fisico della camera

In questo capitolo è descritta l'implementazione del modello fisico della camera climatica in esame, attraverso la modellazione della stessa in un software di simulazione energetica dinamica atto a riprodurre il comportamento termodinamico della struttura: EnergyPlus.

EnergyPlus è un software di simulazione energetica dinamica degli edifici nato con il supporto dello U.S. Department of Energy e sviluppato principalmente presso la Berkeley University. Nato dall'unione di due precedenti strumenti (DOE-2 e BLAST), è attualmente uno dei principali riferimenti in ambito di simulazione energetica degli edifici a livello mondiale sia per quanto riguarda l'ambito della ricerca che l'ambito lavorativo.

Si elencano di seguito i principali vantaggi che hanno portato alla scelta del software:

- la struttura modulare del software, che permette di attivare i soli elementi di calcolo desiderati, evitando dunque l'influenza di elementi di calcolo indesiderati sia in termini di tempo di simulazione che di generazione di errori;
- la buona libertà di caratterizzazione del modello fisico, attraverso l'implementazione all'interno del software della quasi totalità dei fenomeni di scambio termico riscontrabili nella realtà dei casi e grazie alla possibilità di scelta di diverse tecniche risolutive, nonché l'implementazione di una simulazione dinamica completamente integrata tra i vari componenti del modello;
- file input/output testuali di facile interpretazione in formato ASCII, particolare utile sia in fase di creazione del modello, consentendo una rapida e sufficientemente libera scrittura dello stesso, sia in fase d'integrazione del modello fisico all'interno del simulatore completo, consentendo una facile integrazione di scambio dati con elementi esterni al software;
- modello di calcolo ampiamente testato e affidabile, sviluppato e aggiornato continuamente negli ultimi trent'anni da vari enti di ricerca, tra cui lo U.S. DOE, e soggetto con esito positivo a tutti i principali test di affidabilità presenti nel settore fino a farne uno dei principali benchmark di riferimento;
- facilmente integrabile in interfacce grafiche e modelli di calcolo esterni attraverso l'utilizzo di appositi comandi presenti nel sistema e appositi strumenti di co-simulazione quali, ad esempio, BCVTB (Building Controls Virtual Test Bed);
- licenza software di tipo freeware e open-source, grazie principalmente alla natura del software nato nell'ambito della ricerca attraverso enti governativi pubblici e in continua evoluzione.

È utile notare come EnergyPlus costituisca il solo motore di calcolo della simulazione energetica e non disponga d'interfacce utente atte all'agevole creazione e gestione del modello nonché alla fruizione dei risultati ottenuti. Tale scelta è volta alla possibilità di creazione d'interfacce grafiche esterne create su misura a seconda delle necessità. Esistono attualmente in commercio o disponibili gratuitamente diverse interfacce grafiche di terze parti.

Nel caso in esame non si è fatto ricorso ad alcuna interfaccia grafica esterna, poiché il modello fisico creato sarà direttamente integrato all'interno del simulatore completo della camera termica e disporrà dunque d'interfacce utente sviluppate su misura. Unica interfaccia esterna, utilizzata nel solo ambito della creazione del modello, è il Plugin OpenStudio per il software CAD 3D Google SketchUP per la modellazione geometrica tridimensionale della camera climatica.

In Figura 4.1 è illustrato uno schema di funzionamento tipico di EnergyPlus, che denota l'interazione tra EnergyPlus e l'interfaccia grafica esterna, nonché la natura modulare a blocchi di EnergyPlus stesso.

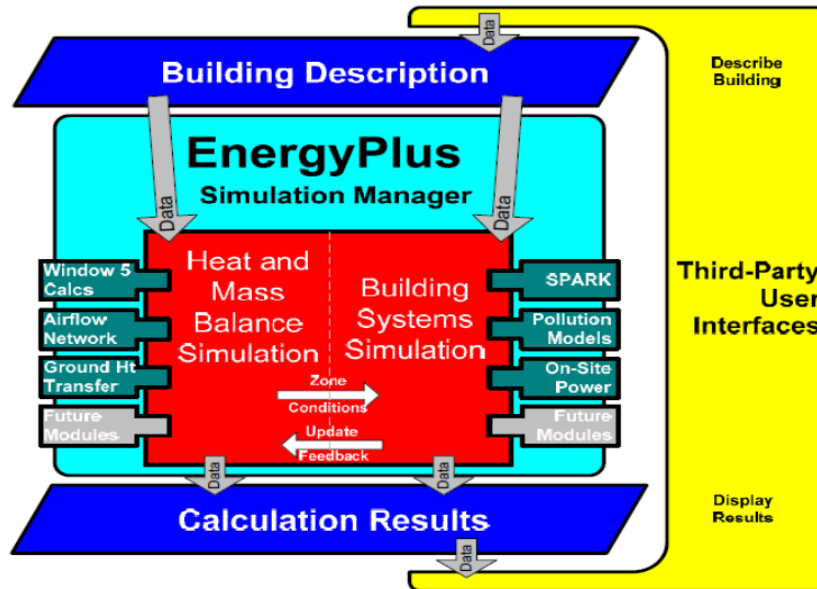


Figura 4.1 - Schema di funzionamento del software EnergyPlus

Il modello fisico è tale da suddividere la camera climatica in una serie di volumi identificati come zone termiche omogenee e per ciascuna di esse effettuare un bilancio termico puntuale che rappresenti la zona nella sua interezza. Questo comporta che, dal punto di vista del bilancio termico dell'edificio nel suo complesso, ciascuna zona è vista come un unico punto adimensionale all'interno del quale le condizioni dell'aria sono considerate omogenee in condizione di aria ben miscelata, costituendo quindi una soluzione a parametri concentrati.

La base per la risoluzione del modello fisico è la formulazione di bilanci termici e di massa per l'aria della zona. L'equazione differenziale ordinaria risultante è risolta utilizzando un approccio predizione-correzione. Di seguito (4.1) è riportata la formulazione del bilancio termico di zona alla base dei calcoli.

$$C_Z \frac{dT_Z}{dt} = \sum_{i=1}^{N_{sl}} \dot{Q}_i + \sum_{i=1}^{N_{sup.}} h_i A_i (T_s - T_Z) + \sum_{i=1}^{N_{zone}} \dot{m}_i c_p (T_{si} - T_Z) + \dot{m}_{inf} c_p (T_{si} - T_Z) + \dot{Q}_{sys} \quad 4.1$$

dove:

$\sum_{i=1}^{N_{sl}} \dot{Q}_i$ = Somma dei carichi interni convettivi

$\sum_{i=1}^{N_{sup.}} h_i A_i (T_s - T_Z)$ = Scambio termico convettivo con le superfici della zona

$\dot{m}_{inf} c_p (T_{si} - T_Z)$ = Scambio di potenza termica causato dall'immissione di aria esterna

$\sum_{i=1}^{N_{zone}} \dot{m}_i c_p (T_{si} - T_z) =$ Scambio di potenza termica causato da passaggi d'aria intrazona

$\dot{Q}_{sys} =$ Output termico del sistema ad aria

$C_Z \frac{dT_Z}{dt} =$ Energia accumulata nell'aria della zona

$C_Z = \rho_{air} C_p C_T$

$\rho_{air} =$ Densità dell'aria nella zona

$C_p =$ Calore specifico dell'aria nella zona

$C_T =$ Moltiplicatore della capacità termica sensibile dell'aria

Nel caso in esame l'equazione differenziale è risolta attraverso l'applicazione del metodo delle differenze finite all'indietro del terzo ordine.

Altro elemento di fondamentale interesse per il problema in esame è il metodo di soluzione adottato per quanto concerne le superfici modellate, in particolare per le facce interne delle superfici stesse (corrispondenti alle pareti delle stanze).

Anche in questo caso il modello è risolto tramite la scrittura di un bilancio termico come riportato di seguito:

$$q''_{LWX} + q''_{SW} + q''_{LWS} + q''_{ki} + q''_{sol} + q''_{conv.} = 0 \quad 4.2$$

dove:

$q''_{LWX} =$ Flusso di scambio termico radiativo netto a onda lunga tra le superfici della zona

$q''_{SW} =$ Flusso di scambio termico radiativo netto a onda corta dalle luci verso la superficie

$q''_{LWS} =$ Flusso termico radiativo a onda lunga da apparecchiature presenti nella zona

$q''_{ki} =$ Flusso conduttivo attraverso la parete

$q''_{sol} =$ Flusso termico radiativo solare trasmesso alle superfici

$q''_{conv.} =$ Flusso termico convettivo trasmesso all'aria della zona

Tra questi il dato di maggiore interesse per il caso in esame, data la presenza di un sistema a pannelli radianti, è il flusso di scambio termico radiativo netto a onda lunga tra le superfici della zona (q''_{LWX}). Tale termine è definito all'interno del modello di calcolo come segue, secondo l'ipotesi di aria ambiente completamente trasparente alla radiazione da onde lunghe e modello d'interscambio grigio e secondo il concept "ScriptF" attraverso un'approssimazione dei fattori di vista.

$$q''_{LWX} = A_i F_{i,j} (T_i^4 - T_j^4) \quad 4.3$$

dove $F_{i,j}$ rappresenta il valore di "scriptF" tra le superfici i e j.

Per il modello in esame viene assunto un passo temporale di simulazione pari a 1 minuto corrispondente al minimo passo temporale gestito dal programma di simulazione.

4.1. Modellazione della camera climatica

Sulla base del materiale fornito [1], costituito da varie planimetrie e dettagli tecnici, nonché delle visite svolte presso la camera climatica reale, un modello geometrico tridimensionale è stato realizzato mediante l'utilizzo del software Sketch-Up, come è possibile vedere in Figura 4.2.

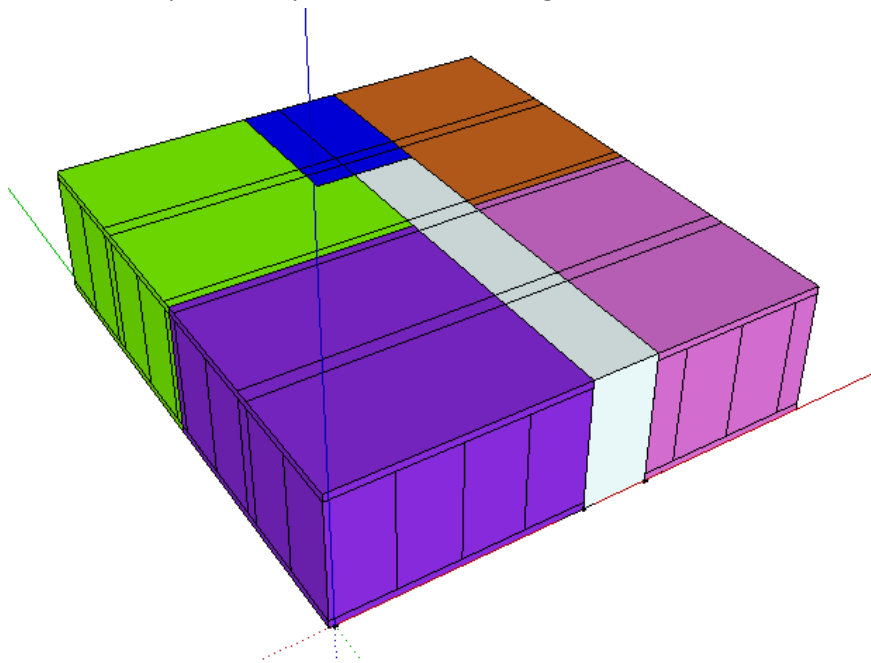


Figura 4.2 - Immagine tridimensionale del modello fisico identificante le zone termiche

Il modello tridimensionale è volto alla simulazione termodinamica e manca quindi di dettagli tipici della visualizzazione grafica in quanto ininfluenti per gli scopi del progetto. È composto da un totale di sei zone termiche omogenee identificate con i sei locali presenti all'interno della camera, cinque dei quali soggetti a controllo diretto e volti a permettere prove (A,B,C,D ed E) mentre un sesto, costituito dalla zona F non soggetta a controllo diretto ma facente comunque parte della camera climatica.

Il modello è stato realizzato mediante la modellazione di 117 superfici di scambio termico, 20 delle quali caratterizzate dall'essere superfici di scambio intrazone, mettendo quindi in contatto termico tra loro le varie zone termiche omogenee identificate. Ciascuna zona è identificata in termini di dimensioni e posizione nello spazio mediante posizionamento tridimensionale dei vertici che la compongono. A ogni superficie è quindi associata una serie di parametri caratteristici tra i quali, di maggiore interesse nel caso in esame, le condizioni al contorno a cui è soggetta la faccia esterna della superficie e i materiali costituenti la superficie stessa.

Tali superfici sono caratterizzate all'interno del modello fisico mediante diversi parametri tra cui spessore, conduttività, densità, calore specifico e assorbanze di riferimento. Tali valori, ritenuti costanti, sono stati individuati, qualora possibile, mediante documentazione tecnica fornita o, qualora non disponibili, ipotizzati mediante l'uso di valori di riferimento presenti in letteratura.

Ciascuna delle zone termiche è stata inoltre caratterizzata in termini di apporti interni non controllati in particolar modo in termini d'illuminazione interna e apparecchiatura presente.

Tutte le superfici rivolte all'esterno della camera climatica e non soggette a controllo mediante uno dei sottosistemi impiantistici presenti sono state ipotizzate aventi condizioni al contorno adiabatiche, ipotesi

scaturita dalla natura della camera di prova stessa, dalle proprietà di tali superfici, nonché dalle caratteristiche dell'ambiente circostante la camera.

4.2. Implementazione dei sottosistemi

Ciascuno dei sottosistemi impiantistici presenti è stato implementato all'interno del modello fisico mediante l'inserimento di adeguati elementi terminali associati alle singole zone termiche di cui facenti parte.

Particolare attenzione è stata posta nella modellazione degli elementi terminali associati al lato freddo, ossia i pannelli radianti a parete e soffitto presenti, data la loro natura di elementi radianti e quindi altamente influenzati dalla posizione geometrica degli stessi. Il modello tiene infatti conto degli scambi radiativi, che avvengono tra le varie superfici coinvolte all'interno di una singola zona, mediante fattori di vista appositamente calcolati, requisito fondamentale per una corretta rappresentazione del sottosistema.

In particolare per ciascun sottoinsieme di pannelli radianti, come identificato in Figura 3.2 e Figura 4.3, un'apposita superficie di scambio termico è stata modellata secondo la corretta posizione geometrica dei pannelli stessi, scaturita dall'analisi della documentazione fornita nonché da misurazioni effettuate presso la camera stessa, tale superficie è stata quindi associata alla zona termica sulla quale agisce. Nei particolari casi in cui il singolo sottoinsieme di pannelli non influisca su un'unica zona termica, ma mantenga ciononostante un unico sistema di controllo, tale sottoinsieme viene modellato con un numero di superfici adeguate, proporzionalmente e geometricamente corrette come stabilito in fase di sopralluogo alla camera climatica, non essendo disponibile per tale specificità alcuna documentazione tecnica specifica. Le condizioni al contorno a tali superfici sono quindi state identificate come descritto al paragrafo 4.3 del presente report attraverso il collegamento con il modello termo tecnico.

Nel caso di sottoinsiemi di pannelli agenti su più zone la medesima condizione al contorno è applicata per ciascuna superficie costituente il sottoinsieme stesso.

In Figura 4.3 è possibile vedere una rappresentazione del modello tridimensionale della camera in cui sono identificate le superfici caratterizzanti i sottoinsiemi di pannelli radianti (colore nero) e le superfici rivolte verso l'esterno della camera e ipotizzate adiabatiche (colore rosa).

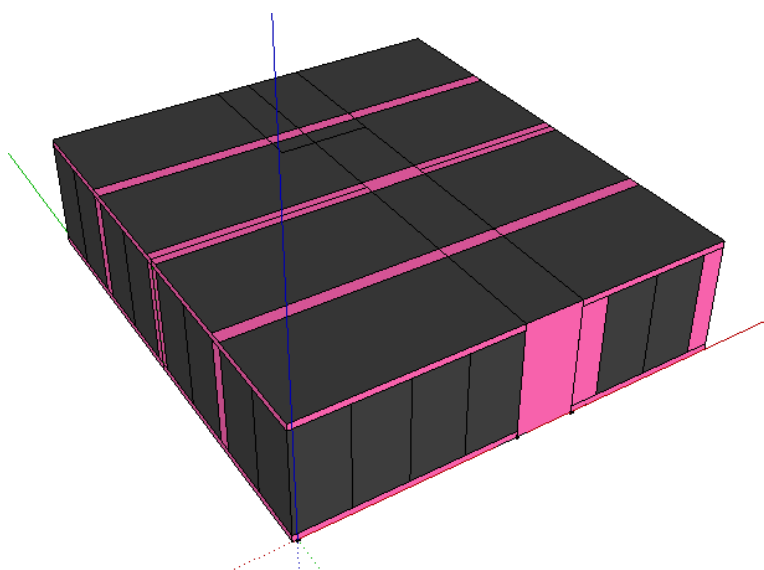


Figura 4.3 - Schema delle superfici del modello tridimensionale.

Il sottosistema lato caldo è rappresentato all'interno del modello fisico mediante cinque elementi di scambio termico ad acqua calda, genericamente posizionati ciascuno in una delle cinque zone interessate dall'impianto e caratterizzati in termini di potenza emessa verso l'ambiente e frazione radiante della stessa emessa verso le superfici della zona di cui fanno parte. Anche in questo caso i collegamenti con il modello termo tecnico sono illustrati nel seguente paragrafo.

Per quanto concerne il sottosistema ad aria, tale sottosistema impiantistico è stato modellato mediante l'inserimento di cinque flussi d'aria controllati in termini di volumi d'aria immessi in metri cubi al secondo [m^3/s] singolarmente per ciascuna delle cinque zone soggette a ventilazione meccanica controllata. All'aria delle singole zone è stato inoltre associato un apporto energetico derivante dalla presenza di post-riscaldatori nei condotti afferenti a ciascuna zona.

Tali elementi del modello sono quindi stati associati al sottosistema del modello termo tecnico, come successivamente dettagliato, mediante l'utilizzo di elementi d'interfaccia esterna.

È utile ricordare come il modello fisico della camera climatica sia basato sul bilancio termico puntuale a parametri concentrati delle singole zone termiche costituenti il modello. Tale definizione impedisce quindi di trarre conclusioni in merito ai moti e alle velocità dell'aria circolante all'interno delle singole zone, ipotizzando quindi condizioni di aria ben miscelata a ogni istante temporale per ciascuna zona termica sotto esame.

La zona F, identificante il corridoio, non è caratterizzata da tali elementi in quanto assenti.

4.3. Punti di collegamento al simulatore

Il modello fisico così creato necessita quindi di essere posto in collegamento con gli altri elementi del simulatore, e in particolare il modello termo tecnico e la tabella d'interscambio dati con il regolatore.

Tale collegamento è realizzato mediante l'utilizzo dell'ambiente software Building Controls Virtual Test Bed (BCVTB), meglio illustrato nel capitolo 0.

Dal punto di vista del modello fisico della camera il collegamento con l'impianto termo tecnico si concretizza mediante il richiamo, per ciascun dato di collegamento in seguito delineato, a un'interfaccia esterna, costituita appunto dal software BCVTB, mediante appositi comandi presenti nel software.

Ciascuno dei dati che fanno riferimento a elementi esterni a EnergyPlus necessita dell'identificazione di un valore iniziale di riferimento utilizzato da EnergyPlus stesso durante le fasi di warm-up e pre-simulazione, necessarie per portare il modello di simulazione "a regime" nelle condizioni iniziali desiderate. Tali dati sono inseriti in un file opportuno a cui EnergyPlus accede all'inizio della simulazione. In particolare i dati richiesti dal modello fisico possono essere identificati nelle seguenti categorie.

Potenza emessa dai radiatori

Il punto di collegamento tra il modello termo tecnico lato caldo del sistema di radiatori e il modello fisico della camera di prova è individuato nella potenza emessa da ciascuno dei cinque radiatori, presenti nelle cinque zone principali della camera climatica. Tale dato viene acquisito all'interno del modello fisico e utilizzato per modellare il guadagno termico generato dal funzionamento dei radiatori.

```
ExternalInterface:Schedule,  
    Q_rad_A,           !- Name  
    Any Number,       !- Schedule Type Limits Name  
    0;                 !- Initial Value
```

Temperature di superficie dei pannelli radianti lato freddo

Il punto di collegamento tra il modello termo tecnico lato freddo del sistema a pannelli radianti e il modello fisico della camera di prova è individuato nella temperatura di superficie dei singoli blocchi di pannelli radianti, illustrati in Figura 3.2. In questo caso per ciascuno dei 33 insiemi di pannelli radianti identificati nell'impianto, la temperatura di superficie fornita dal modello termo tecnico viene acquisita e associata, in qualità di condizione al contorno, alle varie superfici atte a modellare i singoli gruppi di pannelli radianti.

```
ExternalInterface:Schedule,  
  Al,                               !- Name  
  Temperature,                       !- Schedule Type Limits Name  
  20;                                !- Initial Value
```

Flussi di ventilazione prodotti dall'impianto lato aria

È necessario conoscere il valore di flusso d'aria immesso in ciascun locale della camera per ogni istante di tempo. A tale scopo sono stati predisposti 5 dati di collegamento, corrispondenti ai 5 condotti d'immissione dell'aria nei 5 locali principali della camera (zone A,B,C,D ed E).

Data la strategia attuata per la modellazione dell'impianto lato aria tale dato viene letto direttamente dalla tabella d'interscambio dati con il regolatore e adeguatamente convertito in modo tale d'adattarlo all'input previsto dal software in m³/s.

Lo schema attuato per l'implementazione dei flussi di ventilazione è illustrato in Figura 3.3 per quanto concerne le cinque zone termiche prese in esame.

```
ExternalInterface:Schedule,  
  Flusso_A,                           !- Name  
  Any Number,                          !- Schedule Type Limits Name  
  0;                                    !- Initial Value
```

Potenza emessa dai post-riscaldatori lato aria

Come precedentemente denotato, ciascun condotto di ventilazione individuale per le cinque zone soggette a ventilazione meccanica diretta è caratterizzato dalla presenza di un post-riscaldatore elettrico, atto a regolare la temperatura dell'aria in entrata ai locali.

Tali elementi sono stati inseriti all'interno del modello fisico mediante cinque diversi elementi di apporto termico all'aria dell'ambiente, ciascuno associato alla relativa zona termica. Dato necessario per la simulazione è la potenza termica emessa da ciascun post-riscaldatore, tale dato è individuato partendo dai valori riportati nella tabella SQL relativi allo stato di attivazione del post-riscaldamento e debitamente convertiti in modo da ottenere un valore di potenza in Watt.

```
ExternalInterface:Schedule,  
  Q_Post_A,                             !- Name  
  Any Number,                            !- Schedule Type Limits Name  
  0;                                     !- Initial Value
```

Temperatura dell'aria in uscita dalla CTA

È richiesta dal modello fisico la temperatura dell'aria in uscita dalla CTA. Tale valore è considerato noto e il collegamento è quindi effettuato mediante la lettura del dato da fonte esterna tramite il comando presente all'interno del tool in uso.

```
ExternalInterface:Actuator,  
  CTA_TSET,           !- Name  
  Environment,       !- Actuated Component Unique Name  
  Weather Data,     !- Actuated Component Type  
  Outdoor Dry Bulb, !- Actuated Component Control Type  
  10;                !- Optional Initial Value
```

Umidità relativa dell'aria in uscita dalla CTA

È richiesta dal modello fisico l'umidità relativa dell'aria in uscita dalla CTA. Tale valore è considerato noto e il collegamento è quindi effettuato mediante la lettura del dato da fonte esterna tramite il comando presente all'interno del tool in uso.

```
ExternalInterface:Actuator,  
  CTA_USET,           !- Name  
  Environment,       !- Actuated Component Unique Name  
  Weather Data,     !- Actuated Component Type  
  Outdoor Relative Humidity, !- Actuated Component Control Type  
  50;                !- Optional Initial Value
```

5. Simulatore virtuale

La logica di funzionamento del simulatore virtuale della camera climatica è rappresentata schematicamente in Figura 5.1.

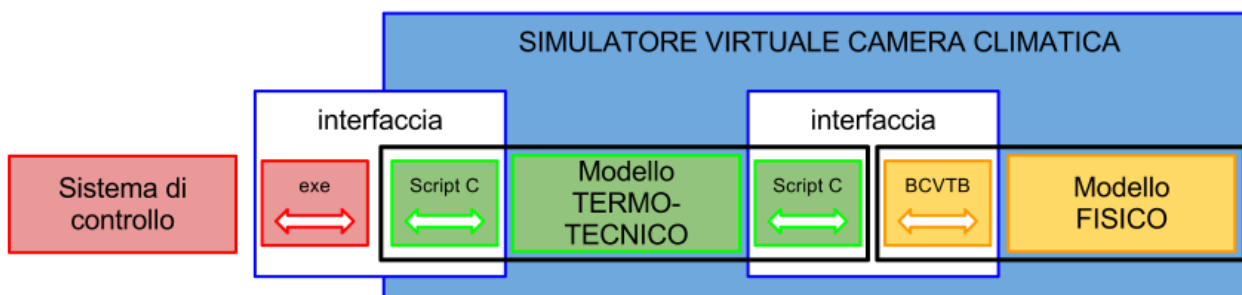


Figura 5.1 - Schema della logica di funzionamento del simulatore virtuale.

Il simulatore virtuale è composto da due blocchi principali, il blocco di simulazione del modello termo tecnico e il blocco di simulazione del modello fisico, descritti nelle sezioni specifiche. Per permettere la co-simulazione, ovvero la simulazione simultanea dei due blocchi, è necessario interfacciarli in modo che siano opportunamente scambiate le variabili comuni ai due modelli.

Inoltre, il simulatore virtuale della camera climatica deve interfacciarsi con il sistema di controllo dell'impianto fisico del laboratorio. Il regolatore è il medesimo utilizzato per la camera reale, ed è necessaria quindi un'apposita interfaccia in modo che il simulatore virtuale scambi con esso le variabili necessarie per il funzionamento del sistema di controllo e riceva i comandi per la regolazione dei diversi componenti simulati nel modello termo tecnico.

Di seguito, sono descritte le logiche di funzionamento e gli strumenti utilizzati per l'implementazione delle interfacce e del simulatore virtuale.

5.1. Interfacce di scambio

5.1.1. Logica di funzionamento

Sia l'interfaccia tra simulatore virtuale e sistema di controllo sia l'interfaccia tra modello termo tecnico e modello fisico sono governate dal medesimo principio di funzionamento, basato su una logica sequenziale di funzionamento dei programmi: un programma esegue la simulazione e al termine invia le variabili di scambio, mentre il secondo programma rimane in attesa del termine del primo e della ricezione delle variabili di scambio.

L'implementazione di tale logica di funzionamento avviene per mezzo di lettura e scrittura di file di scambio tra i programmi. Le variabili che devono essere scambiate tra i due simulatori sono scritte in appositi file, mentre un file di flag comanda quale programma deve svolgere la simulazione e quale è in attesa delle variabili da ricevere. L'algoritmo di funzionamento è riportato in Figura 5.2, dove *Simulatore 1* e *Simulatore 2* possono essere le coppie: sistema di controllo e modello termo tecnico oppure modello termo tecnico e modello fisico.


```
while (flag=0){  
    1. Simulatore 1 legge le variabili  
       di scambio;  
    2. Simulatore 1 simula un  
       timestep;  
    3. Simulatore 1 scrive le  
       variabili di scambio;  
    4. Imposta flag=1;  
}  
}|  
while (flag=1){  
    1. Simulatore 2 legge le variabili  
       di scambio;  
    2. Simulatore 2 simula un  
       timestep;  
    3. Simulatore 2 scrive le  
       variabili di scambio;  
    4. Imposta flag=0;  
}
```

Figura 5.2 - Algoritmo di funzionamento delle interfacce.

5.1.2. Interfaccia tra simulatore e controllore

Tra il simulatore virtuale della camera climatica e il sistema di controllo è necessario lo scambio delle variabili che governano l'attivazione e il funzionamento dei vari componenti dell'impianto, che regolano il comportamento dei pannelli e dei radiatori. Queste variabili, sia quelle modificate dal simulatore e lette dal controllore sia quelle modificate dal controllore e lette dal simulatore, sono scritte in un unico file.

Per quanto riguarda il lato simulatore dell'interfaccia, la lettura e la scrittura del file contenente la flag e di quello contenente lo stato delle variabili provenienti sia dal modello termo tecnico sia da modello fisico, sono effettuate tramite l'esecuzione di un apposito script scritto in linguaggio C, il quale è lanciato dal simulatore del modello termo tecnico a ogni suo passo temporale.

La scrittura e la lettura dei medesimi file da parte del sistema di controllo avvengono per mezzo di uno specifico eseguibile fornito dal committente. Esso richiede due ulteriori file, uno con la legenda di tutte le variabili, i cui valori sono contenuti nel file di scambio, e uno soltanto con la legenda delle variabili modificate dal simulatore virtuale.

5.1.3. Interfaccia tra modello termo tecnico e modello fisico

Il modello fisico necessita, ad ogni passo temporale, di ricevere in ingresso alcune variabili dal modello termo tecnico: la potenza emessa dai radiatori e dai post-riscaldatori (linea ad aria), la temperatura di superficie dei pannelli radianti, i flussi di ventilazione e la temperatura e l'umidità imposte dalla CTA.

Il modello termo tecnico, invece, riceve dal modello fisico la temperatura e l'umidità medie dell'aria di ciascuna zona e il flusso termico generato da ogni pannello.

Il simulatore del modello fisico ha un passo temporale pari a 2 minuti. Il modello termo tecnico, che ha invece un passo temporale inferiore, mantiene costanti gli input provenienti dal simulatore del modello fisico per 2 minuti.

Il simulatore del modello termo tecnico gestisce l'interfaccia eseguendo degli script scritti in linguaggio C. Uno script legge la flag e le variabili modificate dal modello fisico, mentre un altro script scrive le variabili da passare al modello fisico e la flag.

Il lato relativo all'interfaccia con il modello fisico richiede il ricorso a un software specifico: BCVTB (Building Controls Virtual Test Bed). BCVTB è un software che permette di gestire la co-simulazione tra programmi diversi, tra cui EnergyPlus. Come descritto nella sezione specifica del modello fisico, le variabili di EnergyPlus, che necessitano di ricevere valori d'input dall'esterno, devono essere definite nel file di

configurazione come interfacce esterne. Per passare i valori di queste variabili attraverso le interfacce esterne è necessario ricorrere a un software specificatamente definito per questo scopo. Si è scelto di utilizzare BCVTB in quanto consente di gestire le interfacce, oltre che di EnergyPlus, anche di altri programmi, tra cui routine scritte in linguaggio C.

BCVTB ha un funzionamento a blocchi, come mostrato in Figura 5.3.

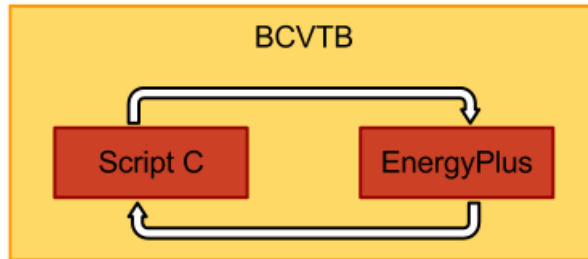


Figura 5.3 - Schema di funzionamento di BCVTB.

Una routine scritta in linguaggio C si occupa della lettura e della scrittura delle variabili di scambio con il simulatore del modello termo tecnico e della flag.

Il blocco relativo allo script C riceve in ingresso gli output della simulazione effettuata da EnergyPlus. La routine legge questi input e li scrive in un file di scambio con il modello termo tecnico. La medesima routine legge inoltre il file con le variabili di scambio scritte dal modello termo tecnico e pone i valori letti come output del blocco, che diventano quindi input del blocco di EnergyPlus. Per mezzo dell'introduzione del blocco che richiama lo script C di lettura e scrittura su file è quindi possibile fornire come input a EnergyPlus l'output della simulazione del modello termo tecnico e viceversa.

Ogni blocco di BCVTB rappresenta un simulatore. La logica di funzionamento dei collegamenti tra i blocchi durante la co-simulazione è la seguente: ogni blocco riceve come input al tempo t^n l'output al tempo t^{n-1} del blocco corrispondente. Inoltre, il passo temporale del simulatore rappresentato da ciascun blocco e quello della co-simulazione in BCVTB deve essere lo stesso, e perciò è stato posto pari al passo temporale di EnergyPlus, cioè 1 minuto.

Per permettere allo script C, ogni volta che è eseguito, di scrivere su file l'output di EnergyPlus, corrispondente all'input letto da file al medesimo passo temporale, è stato necessario far sì che il blocco relativo allo script C passi il medesimo input a EnergyPlus per due passi temporali consecutivi. In questo modo, il simulatore del modello fisico ha un passo temporale complessivo pari a 2 minuti del modello fisico, corrispondenti a due passi di EnergyPlus da 1 minuto aventi il medesimo input proveniente dal modello termo tecnico.

5.2. Funzionamento del simulatore virtuale

Il simulatore virtuale è costituito da un'applicazione scritta in linguaggio Java che racchiude il simulatore del modello termo tecnico, il simulatore del modello fisico e le interfacce tra modelli e tra simulatore e controllore.

Per lanciare l'esecuzione del simulatore è disponibile un file nel formato .bat. Indipendentemente dall'esecuzione di questo file, è necessario avviare l'eseguibile fornito dal committente che si occupa dell'interfaccia con il sistema di controllo.

Il simulatore virtuale necessita che l'utente, per impostare la simulazione come desiderato prima di iniziare l'esecuzione, definisca per mezzo di opportuno file i seguenti parametri d'input:

- durata della simulazione [s]
- temperatura media iniziale di ciascuna zona [°C]
- umidità media iniziale di ciascuna zona [%]
- CTA_T_SET [°C] e CTA_U_SET [%]
- temperatura iniziale del serbatoio caldo [°C]
- pressione iniziale del serbatoio caldo [°C]
- temperatura iniziale del serbatoio freddo [°C]
- pressione iniziale del serbatoio freddo [°C]
- temperatura esterna [°C]
- inerzia termica del radiatore in riscaldamento e in raffreddamento (k_{1RAD} e k_{2RAD}) [K/W]
- salto termico imposto in ingresso e in uscita dai pannelli radianti per ogni blocco di pannelli [°C]
- temperatura iniziale in ingresso e in uscita dai caloriferi [°C]
- temperatura iniziale in ingresso e in uscita dai pannelli radianti [°C]
- temperatura iniziale CA_C1_AI_M [°C] e CA_C2_AI_M [°C]
- capacità del radiatore per ciascuna zona [l]
- Q_n del radiatore per ciascuna zona [W]
- n del radiatore per ciascuna zona
- portata massica massima del radiatore per ciascuna zona [kg/s]

Prima di lanciare l'effettiva esecuzione dei due modelli, il simulatore virtuale procede alla generazione e all'opportuna inizializzazione dei file necessari alle interfacce per lo scambio delle variabili, impostandone i valori specificati nel file d'input. Inoltre è necessario inizializzare il valore utilizzato per il warm-up delle variabili definite come interfacce esterne in EnergyPlus. Per fare questo, il simulatore crea, ogni volta che viene eseguito, il file nel formato .idf di configurazione di EnergyPlus con i valori di warm-up inizializzati correttamente. Lo script C di scambio tra modello termo tecnico e modello fisico, quando sarà chiamato per la prima volta dal relativo blocco interno a BCVTB, inizierà anch'esso alla prima iterazione le variabili indirizzate a EnergyPlus con i medesimi valori impostati nel file di configurazione di EnergyPlus per l'inizializzazione del warm-up.

Completata la fase d'inizializzazione, il simulatore virtuale procede al lancio dell'eseguibile del modello termo tecnico e del modello di BCVTB, che a sua volta lancia l'esecuzione del modello fisico. Durante l'esecuzione vengono aggiornati dei file contenenti lo storico delle variabili scambiate tra simulatore e controllore per tutta la durata della simulazione. Raggiunto il termine della simulazione, l'applicazione chiude correttamente tutti i processi aperti durante l'esecuzione.

6. Taratura del modello

Il contratto prevedeva un'ultima fase di (prima) taratura del modello, ovvero di aggiustamento dei parametri del codice attraverso la comparazione con misure sperimentali ottenute dal committente IRSAP SpA. La taratura del modello è stata eseguita basandosi sulle sole prove sperimentali condotte da IRSAP per lo svolgimento di tale attività. Ulteriori prove sono sicuramente necessarie per riuscire a ottimizzare il codice nelle varie condizioni di prova.

Da sottolineare inoltre che alcuni lavori di manutenzione/rinnovo erano in atto durante lo svolgimento di tali prove. Questo ha comportato alcune difficoltà, per esempio solo una stanza (la B) è risultata operativa, e ciò potrebbe aver portato ad alcune imprecisioni sulle operazioni di taratura eseguite. Da sottolineare inoltre che al momento delle prove, lungo la linea calda erano montate alcune valvole con prerogolazione non previste nel modello numerico: esse hanno dettato alcune modifiche al funzionamento dell'impianto. Per esempio a esse sono da imputare la riduzione di portata sulla linea calda a circa il 77% della nominale (si veda a riguardo Figura 6.2) e alcune oscillazioni osservate nelle variabili portata e temperatura lungo il circuito caldo stesso.

6.1. Linea Calda

6.1.1. Portata

La taratura ha messo in evidenza come non ci siano sostanziali differenze nella portata massica di regime vista sperimentalmente e numericamente (l'errore medio¹ a regime è pari allo 0.7% del valore sperimentale). La differenza rilevata con la portata nominale è, invece, da imputare, come già sottolineato, alla presenza di valvole con prerogolazione presenti sulla linea.

Le oscillazioni messe in evidenza in Figura 6.2 sono connesse al diverso comando fornito dal regolatore: si osserva infatti in Figura 6.1 la presenza dei picchi corrispondenti. Stando a quanto discusso con IRSAP, la differenza di comando è da imputare, con buona probabilità, al diverso comportamento nel comando (e quindi nella risposta) della variabile CA_AC_AI_T (si veda a riguardo Figura 6.4 e 6.5, ossia la temperatura dell'accumulo) a cui la dinamica della valvola miscelatrice sotto mostrata è strettamente correlata. Inoltre la temperatura dell'accumulo è governata da inverter a comportamento non lineare. A questa loro natura è da imputare, secondo l'azienda, la diversità nella regolazione osservata.

Come già sopra sottolineato, durante la taratura si è osservato un diverso comportamento a regime della valvola miscelatrice in termini di portata di acqua estratta dal serbatoio: se (Figura 2.6) a pieno comando (100%) la portata di acqua estratta dal serbatoio risulta essere tra il 55% e il 65% della portata totale richiesta, in questo caso si sono misurati valori pari a circa il 95% della stessa. Si è quindi deciso di sovradimensionare, in assenza di una curva caratteristica corretta, la portata di acqua estratta dal serbatoio di circa il 15% rispetto a quanto richiesto dalla miscelatrice in modo da rispettare il bilancio termico. Analisi più accurate su tale componente dell'impianto sono quindi necessarie.

¹ $errore = 100 \left| \frac{\text{valore sperimentale} - \text{valore numerico}}{\text{valore sperimentale}} \right|$

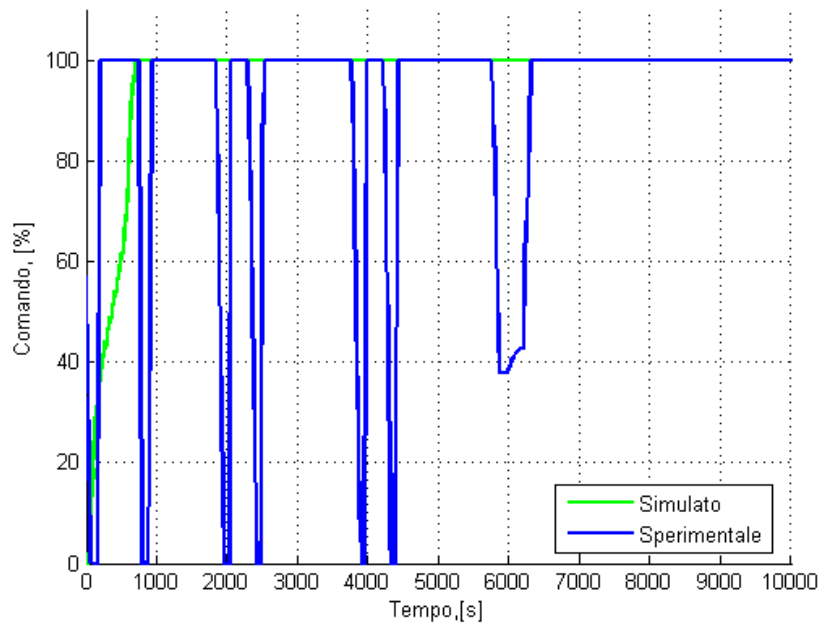


Figura 6.1 - Andamento nel tempo del comando CA_C1_OA_M.

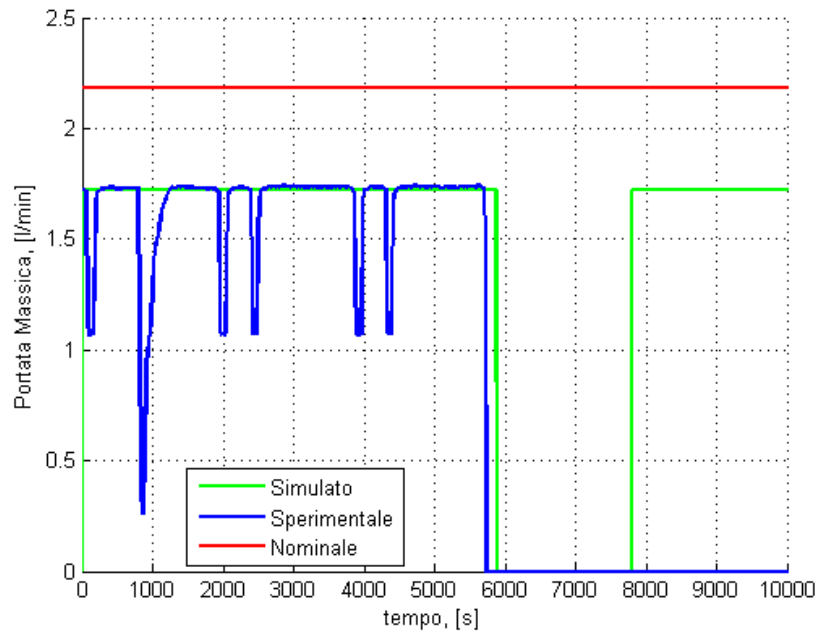


Figura 6.2 -Andamento nel tempo della portata massica di acqua nel circuito caldo (zona B) ad alta pressione (FLUX_ZB_H_FLUX).

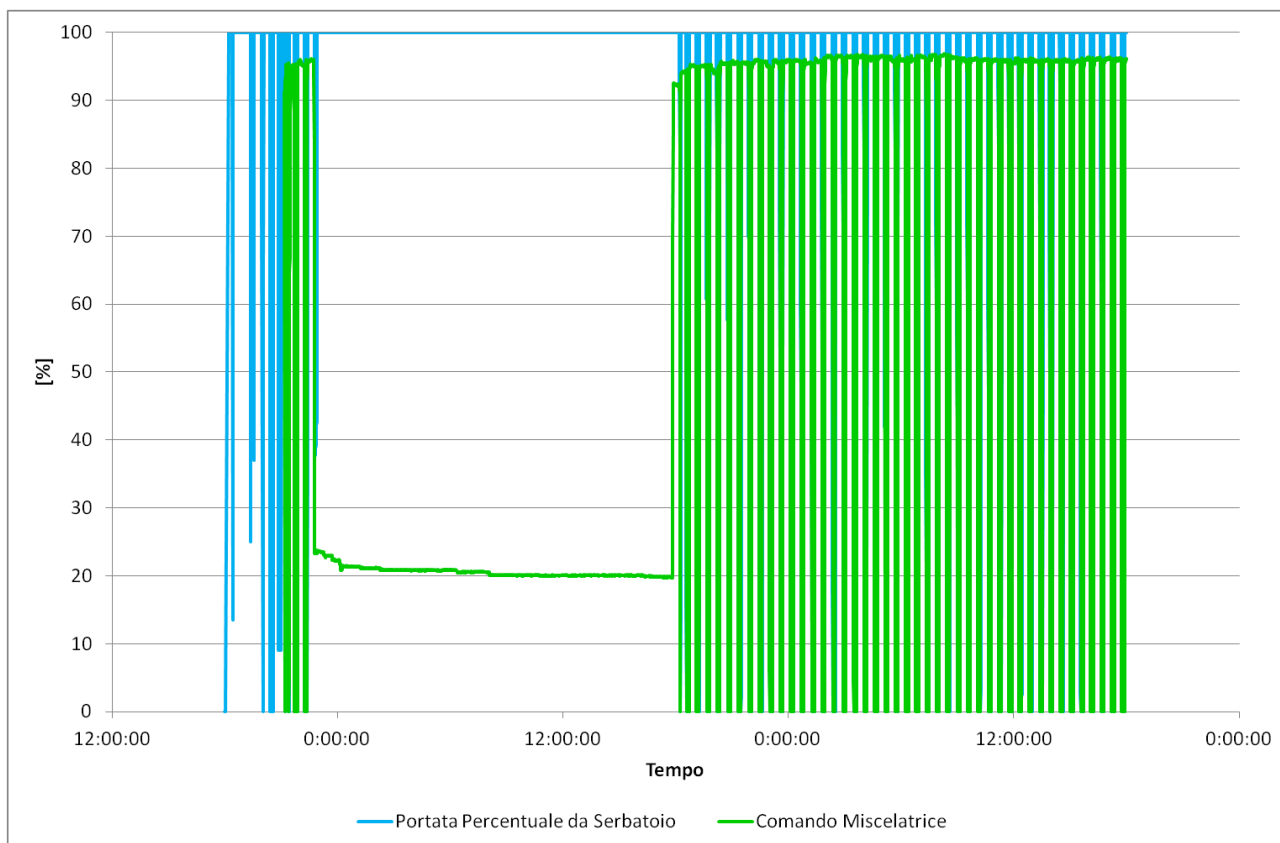


Figura 6.3 - Andamento sperimentale nel tempo della portata massica di acqua estratta dal serbatoio e del comando CA_C1_AO_M. Come si osserva in corrispondenza del 100% del comando è associata una portata pari al 95% circa della totale (2.18 l/min). La portata totale associata alla valvola è in questo caso pari a quella nominale richiesta, in quanto il componente si trova a monte delle valvole con prerogolazione e quindi non ne risulta influenzato.

6.1.2. Temperatura

Nella zona B, analizzata durante la taratura, è possibile evidenziare 4 sensori termici posizionati rispettivamente nel serbatoio (CA_AC_AI_T), a valle della pompa (CA_C1_AI_T), a monte e a valle del radiatore (CA_ZB_AI_T1 e CA_ZB_AI_T2). Il confronto tra i risultati numerici e sperimentali ha portato in genere a un buon accordo dei risultati ottenuti, con errori inferiori al 10%. Da sottolineare che il confronto è stato possibile solo fino a 7800s in quanto per tempi maggiori, una riduzione più ripida della temperatura nella stanza rispetto ai dati sperimentali (Figura 6.18), ha portato in tutte le simulazioni effettuate a una precoce riaccensione dei caloriferi, non registrata invece durante le prove sperimentali effettuate.

Come si osserva nella Figura 6.4, l'accordo tra la temperatura misurata e simulata nell'accumulo risulta mediamente coerente, con errori inferiori al 5%. La dinamica messa in evidenza è però differente. Come già sottolineato ciò è dovuto alla diversa regolazione degli inverter ricevuto in fase di simulazione numerica, Figura 6.5. Questa differenza è da imputare secondo IRSAP a dinamiche non lineari nel comportamento degli stessi inverter. Come già detto, questa differenza di comando e quindi di temperatura, si ribalta sulla regolazione della valvola miscelatrice (Figura 6.1) spiegando le oscillazioni di temperatura a valle della pompa e in ingresso/uscita dal radiatore, viste sperimentalmente ma non riprodotte numericamente.

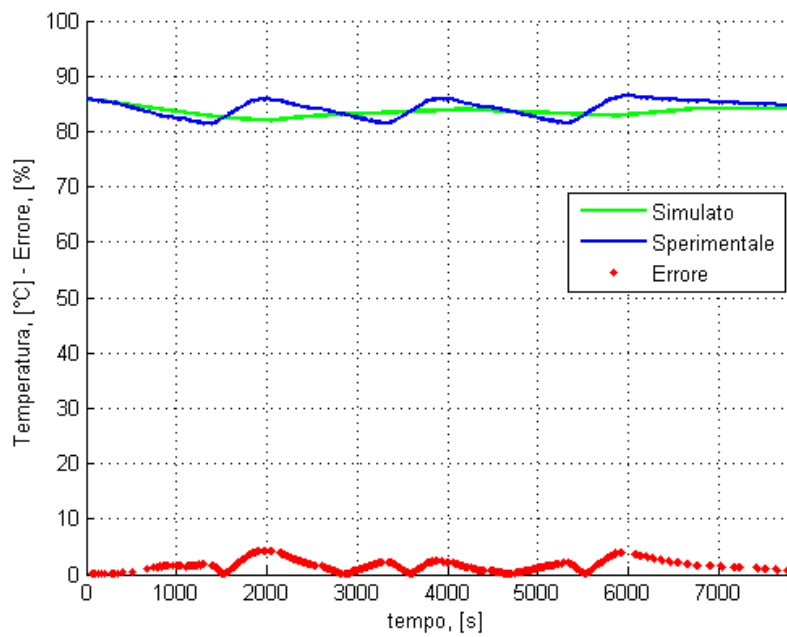


Figura 6.4 - Andamento nel tempo di CA_AC_AI_T sperimentale e misurata. Andamento nel tempo dell'errore relativo.

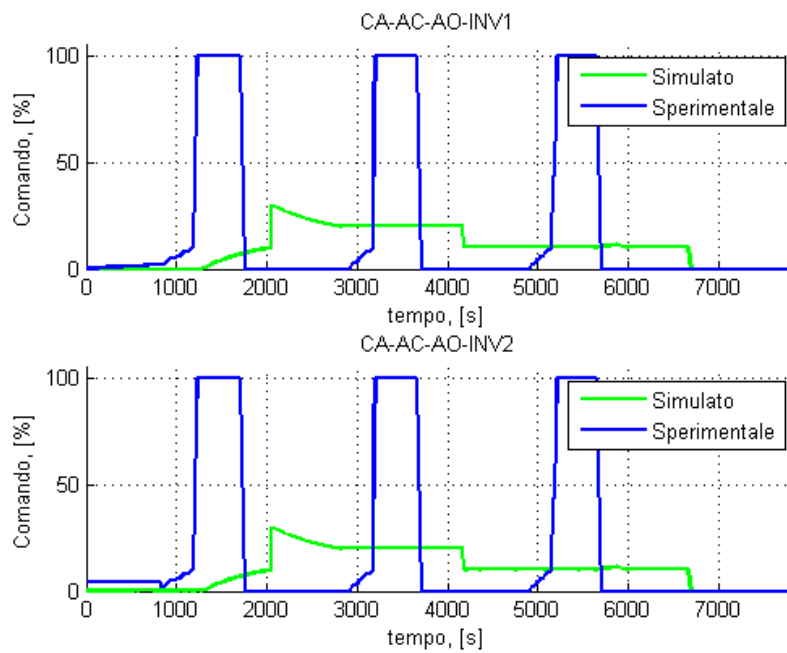


Figura 6.5: Andamenti nel tempo dei comandi degli inverter del serbatoio.

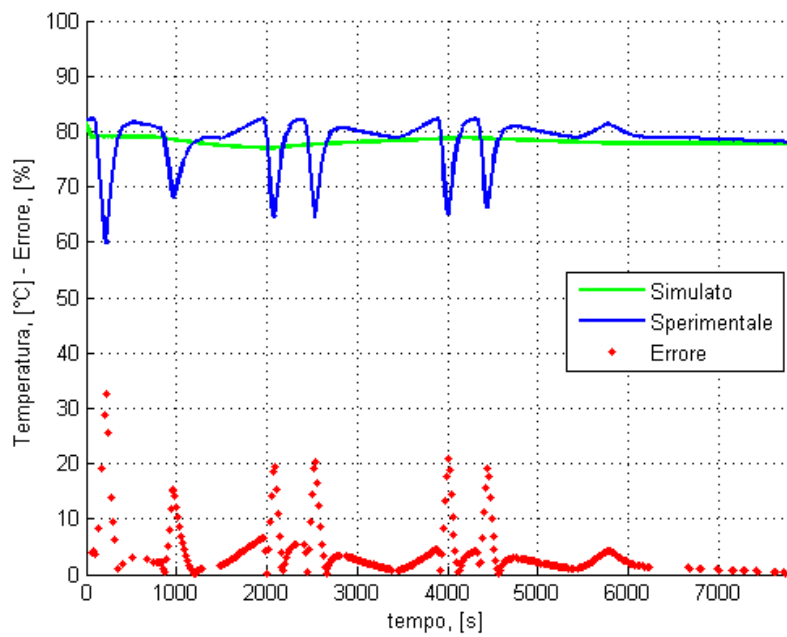


Figura 6.6 - Andamento nel tempo di CA_C1_AI_T sperimentale e misurata. Andamento nel tempo dell'errore relativo.

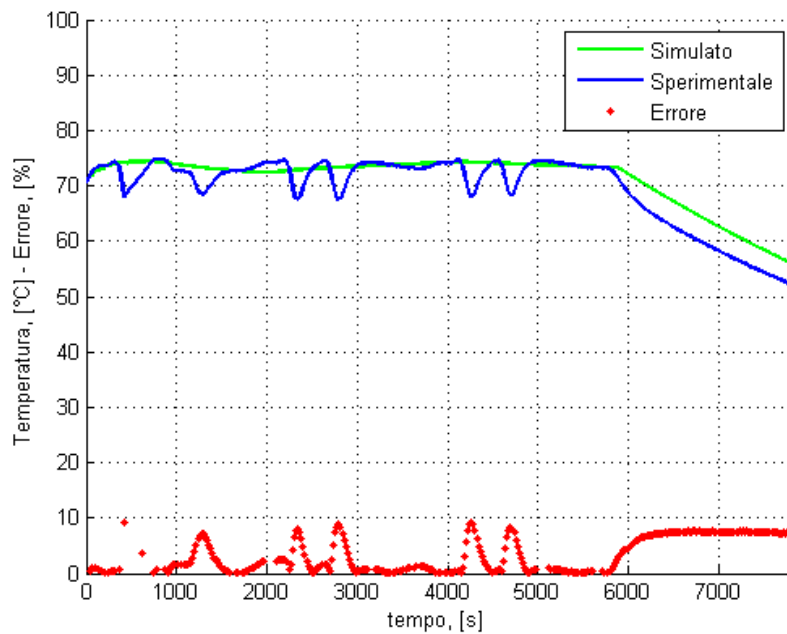


Figura 6.7 - Andamento nel tempo di CA_ZB_AI_T1 sperimentale e misurata. Andamento nel tempo dell'errore relativo.

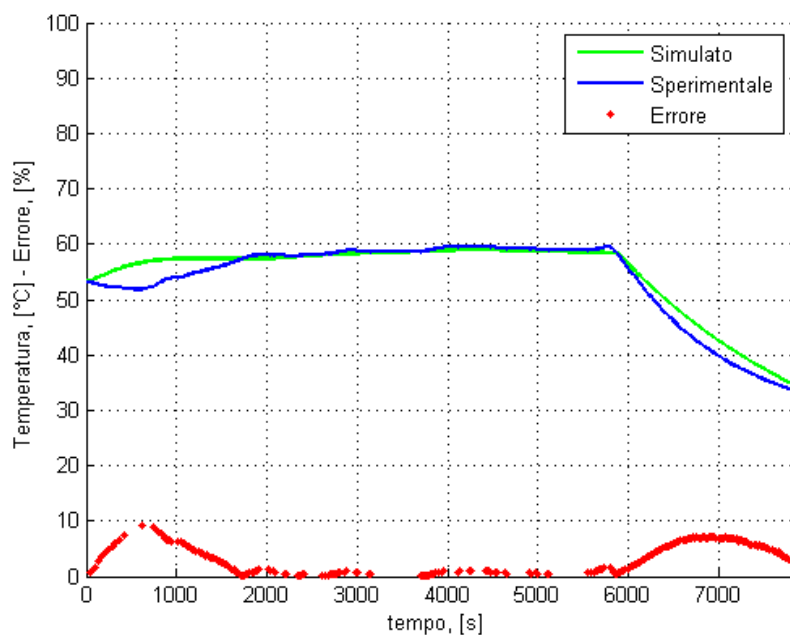


Figura 6.8 - Andamento nel tempo di CA_ZB_AI_T2 sperimentale e misurata. Andamento nel tempo dell'errore relativo.

Come si può osservare l'accordo tra le temperature rilevate sperimentalmente e misurate a monte e valle del calorifero (Figure 6.7 e 6.8) è buono, con errori massimi inferiori al 10% (durante le fasi di riscaldamento o raffreddamento) e mediamente inferiori al 2% in condizioni di regime.

La differenza riscontrabile nella temperatura a monte del radiatore in fase di raffreddamento sembra introdurre un errore relativamente accentuato. Questo, però, non è legato alla dinamica di raffreddamento del radiatore stesso, ma nuovamente al comando della valvola miscelatrice. Infatti se si osserva Figura 6.1 si può facilmente notare come all'istante 6000 s si abbia una brusca chiusura della miscelatrice stessa. Questo fatto, numericamente non visto, si ripercuote sulla temperatura T1 del radiatore che si riduce bruscamente per poi iniziare a decrescere secondo la dinamica che gli è propria. Quest'ultima dinamica è descritta correttamente dal punto di vista numerico: lo prova il fatto che le curve di raffreddamento mostrate in Figura 6.7 sono tra loro parallele (cosa che porta l'errore a permanere costante).

Per quanto riguarda la temperatura a valle del termosifone T2, invece, si hanno due fasi di massimo errore: la fase di accensione e quella di spegnimento. Gli errori in fase di spegnimento sono probabilmente connessi alla diversa dinamica nella temperatura della stanza, rappresentante la temperatura a cui l'uscita del calorifero tende in condizioni di equilibrio. Gli errori in fase di accensione sono connessi a una dinamica interna al calorifero che non è stata inizialmente presa in considerazione durante la modellazione, ma che si è visto in fase di taratura essere importante. Sostanzialmente si osserva un ritardo nell'aumento di T2 rispetto a T1 connesso al tempo necessario all'acqua calda in ingresso per fluire verso l'uscita. Si lascia a sviluppi futuri del codice la modellazione di tale ritardo. Nel caso dei caloriferi in questione, appartenenti alla collezione Tesi del catalogo IRSAP, basandosi sulle caratteristiche descritte nel datasheet fornito da IRSAP [14] [15] e imponendo la portata media sperimentalmente osservata, si ricava un tempo di flusso pari a circa 15 min. Lo stesso tempo può essere messo in evidenza nei grafici sperimentali come il ritardo sopra definito e illustrato in Figura 6.9.

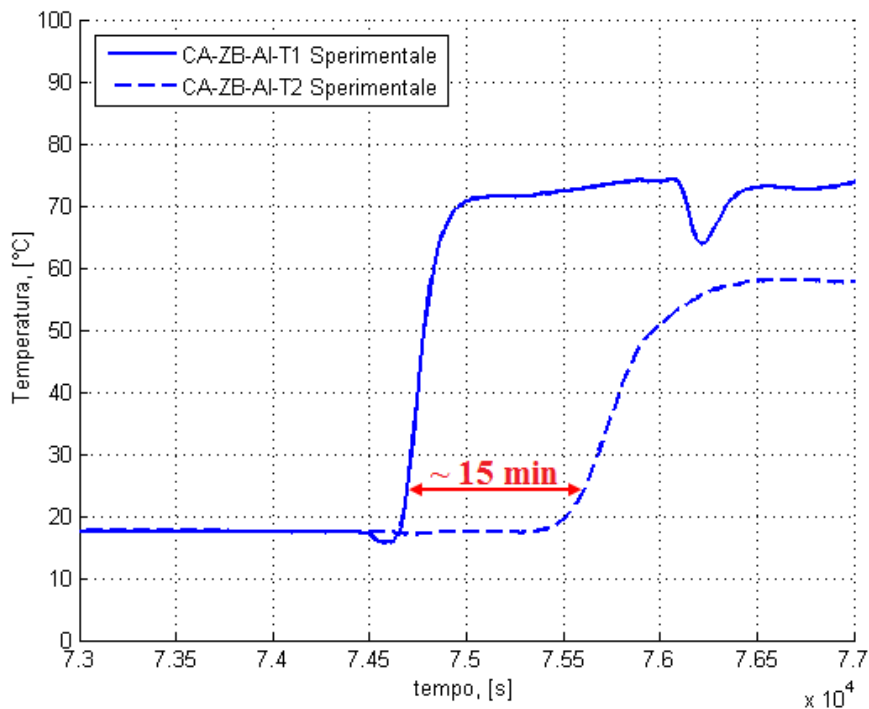


Figura 6.9 - Andamento sperimentale nel tempo della temperatura a monte e valle del radiatore. Si osserva un ritardo nella dinamica di T2 rispetto a T1 di circa 15 min.

Si è provato inoltre a tarare qualitativamente l'impianto (T1) e il calorifero (T2) per la fase di riaccensione dei caloriferi. Quest'analisi è stata condotta qualitativamente, perché non ci si è potuti posizionare nelle medesime condizioni iniziali e di contorno sperimentamente osservate. Dalla Figura 6.10 si può osservare come il rateo di crescita sia in buon accordo per quanto riguarda la temperatura T1, mentre necessita di essere velocizzato per ciò che concerne la temperatura T2 cosa che richiede la riduzione del parametro $k1_{RAD}$ utilizzato.

Si vuole infine sottolineare come ci si sia resi conto della necessità di creare un database contenente le caratteristiche dei vari tipi di radiatori in termini d'inerzia termica di accensione/spegnimento ($k1_{RAD}$ e $k2_{RAD}$) e potenza nominale realmente osservata (Q_n). Durante la fase di taratura è stata notata, infatti, una discordanza tra quanto verificato sperimentamente e definito nei datasheet aziendali. Secondo [14] [15] in condizione di regime il calorifero utilizzato emette una potenza nominale pari a 1560.6 W; durante la prova, invece, perché la temperatura T2 risultasse in linea con i dati sperimentali, è stato necessario, in accordo con IRSAP, incrementare Q_n a 2050 W, ossia di circa il 30%.

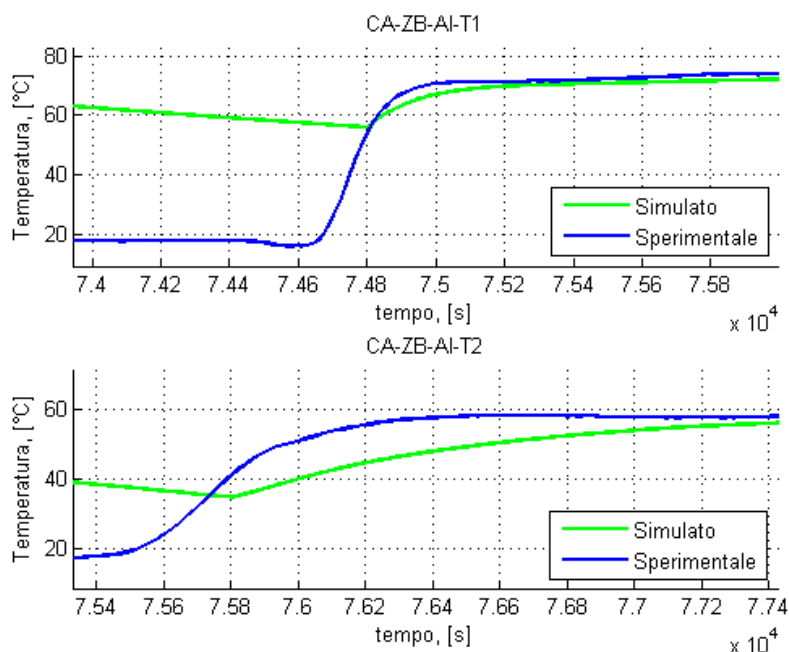


Figura 6.10 - Confronto sperimentale/numerico qualitativo del rateo di riscaldamento in fase di accensione di CA_ZB_AI_T1 e CA_ZB_AI_T2.

6.1.3. Pressione

Sulla linea calda sono presenti alcuni sensori di pressione grazie ai quali è possibile tarare il modello con i dati ottenuti numericamente.

Questo lavoro attualmente non è stato preso in considerazione soprattutto per considerazioni legate alla portata massica. Non avendo infatti la corretta posizione delle valvole con pre-regolazione e del bypass a esse relativo (prima delle valvole la portata circolante nel circuito è quella nominale, mentre si riduce al 77% a valle di queste), non è stato possibile tarare efficientemente i coefficienti di perdita di pressione da essa dipendenti.

Per l'ottimizzazione del codice, durante la taratura della variabile pressione si consiglia l'implementazione di una legge analitica di funzionamento della pompa. Sperimentalmente si sono infatti osservate oscillazioni sulla variabile CA_C1_AI_PR1. Esse, molto probabilmente, sono connesse a oscillazioni di pressioni nel serbatoio e al regime di funzionamento della pompa stessa, sebbene da datasheet essa sia da considerare a prevalenza costante.

6.2. Linea Fredda

Per quanto riguarda l'impianto freddo si possono fare analisi di taratura esclusivamente riguardanti la temperatura, in quanto lungo la linea sono presenti solo sensori termici. In dettaglio essi sono posizionati a monte e valle dei pannelli radianti e subito a valle dell'accumulo. Il serbatoio però, come richiesto da IRSAP, è stato considerato nella modellazione a temperatura costante.

Per quanto riguarda le temperature d'ingresso e di uscita del fluido dei pannelli radianti si può osservare come ci sia un corretto accordo tra dati sperimentali e simulati sia per quanto riguarda i pannelli del soffitto, che per ciò che concerne quelli delle pareti (Figure 6.11 e 6.12). Gli errori sono contenuti e sono al di sotto del 10% (Figure 6.13 e 6.14).

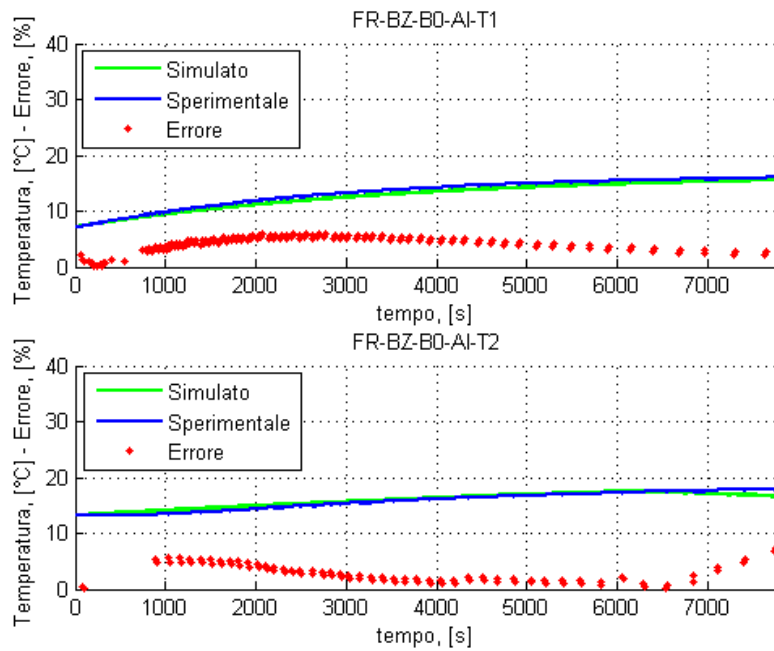


Figura 6.11 - Andamento delle temperature d'ingresso e di uscita relative ai pannelli radianti del soffitto ed errore corrispondente.

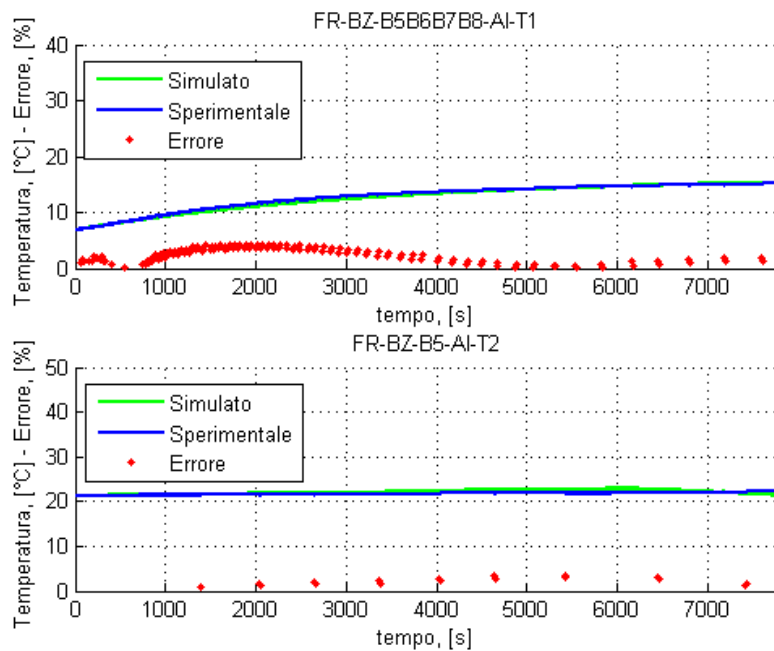


Figura 6.12 - Andamento delle temperature d'ingresso e di uscita relative ai pannelli radianti delle pareti ed errore corrispondente.

Quanto mostrato in Figura 6.12 si rispecchia anche negli andamenti relativi agli altri sensori termici di parete, come si osserva nelle Figura 6.13 e 6.14 riportanti gli errori relativi.

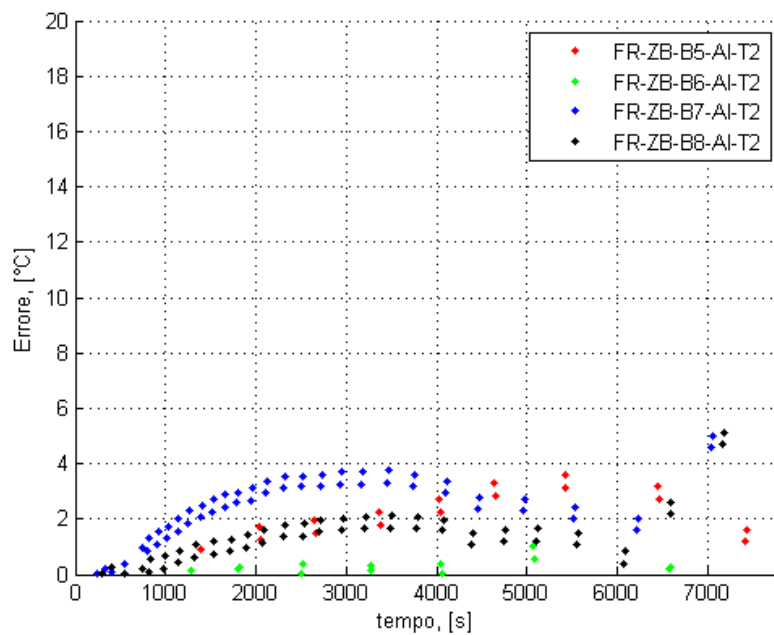


Figura 6.13 - Andamento dell'errore relativo alla temperatura di uscita del fluido dei pannelli radianti del blocco B5 B6 B7 B8.

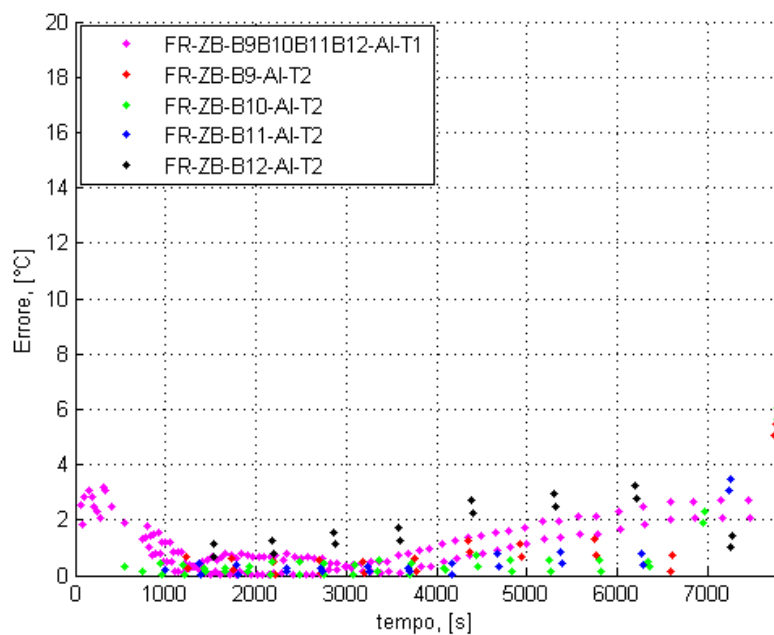


Figura 6.14 - Andamento dell'errore relativo alla temperatura di uscita del fluido dei pannelli radianti del blocco B9 B10 B11 B12.

Da sottolineare come sia i pannelli del soffitto sia quelli delle pareti presentino un comportamento sperimentale non del tutto spiegato nemmeno da IRSAP. In particolare durante la prova si è osservato che le temperature d'ingresso tendono a circa 17°C mentre la temperatura dell'ambiente esterno non scende al di sotto di 19°C e quella della stanza raggiunge al medesimo istante temporale al minimo i 20°C. Ciò vale anche per la temperatura del fluido in uscita dal pannello B0 del soffitto. Viceversa le temperature del fluido in uscita dai pannelli delle pareti tendono a regime a circa 23°C (valore variabile da pannello a pannello) quando la temperatura della stanza tende al massimo ai 21.5 °C e quella ambientale a 20.5°C.

Questo peculiare comportamento ha richiesto l'introduzione di un parametro ΔT per ogni blocco di pannelli, necessario per definire correttamente la tendenza di regime dei pannelli stessi sia per T1 sia per T2. Tale parametro è lasciato libero e imponibile esternamente dall'utente. Studi maggiormente dedicati in merito sono suggeriti.

Questa osservazione aiuta a spiegare alcune differenze tra gli andamenti simulati e sperimentalmente ottenuti della temperatura. Altre diversità, soprattutto verso la fine della simulazione, sono connesse al fatto che, come già detto, una volta spenti i caloriferi, il gradiente termico della stanza è più ripido di quello sperimentale, e i pannelli, già a regime, subiscono molto questo effetto.

Da sottolineare inoltre che non è stato possibile confrontare i ratei di riscaldamento e tutti quelli di raffreddamento simulati con quelli sperimentali. Si lascia quest'analisi a sviluppi futuri. Questo gradiente può essere controllato modificando i parametri di resistenza termica dei tubi descriventi la dinamica di accensione/spengimento dei pannelli stessi.

6.3.Linea ad Aria

6.3.1. Portata

Non conoscendo la dinamica di funzionamento della valvola regolante il flusso di aria immesso nella stanza, e non avendo a disposizione una curva di taratura associata, in accordo con IRSAP, si è deciso di impostare il valore della portata immessa in camera AIR_IN_ZB_REG_FLUX pari al set impostato dal regolatore AIR_IN_ZB_REG_SET. Questo ha introdotto un errore mediamente pari al 3% e quindi del tutto accettabile. Si veda a riguardo Figura 6.15.

6.3.2. Temperatura e umidità

La temperatura e l'umidità dell'aria immessa nella stanza sono regolate dalla CTA e dal post-riscaldamento. Durante la fase di taratura si sono riscontrati problemi con il comando di quest'ultimo parametro imposto dal controllore. Ci si è infatti resi conto che la mancanza d'inerzia nella risposta del sistema al comando della CTA introduceva uno sbalzo eccessivo il quale creava problemi al sistema integrativo del PID di controllo. Si è quindi deciso di posizionare a zero il valore della costante integrativa, come suggerito da IRSAP. La mancanza d'inerzia nella risposta del sistema ai cambiamenti della CTA si osserva anche nell'andamento della temperatura dell'aria immessa nella stanza AIR_IN_ZB_REG_PROB. La Figura 6.16 evidenzia infatti come i massimi dell'errore tra risultati sperimentali e numerici si osservino proprio quando tali cambiamenti istantanei si verificano.

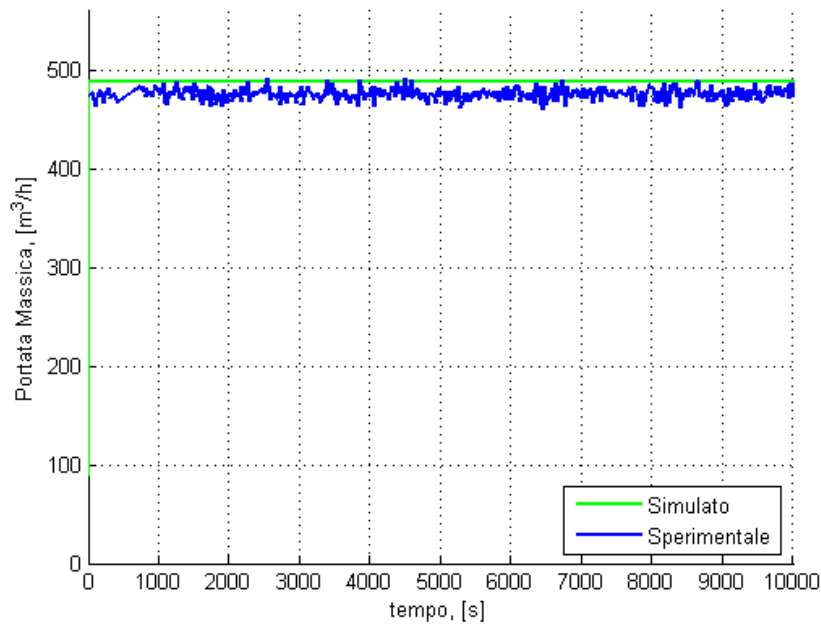


Figura 6.15 - Andamento nel tempo della variabile AIR_IN_ZB_REG_FLUX.

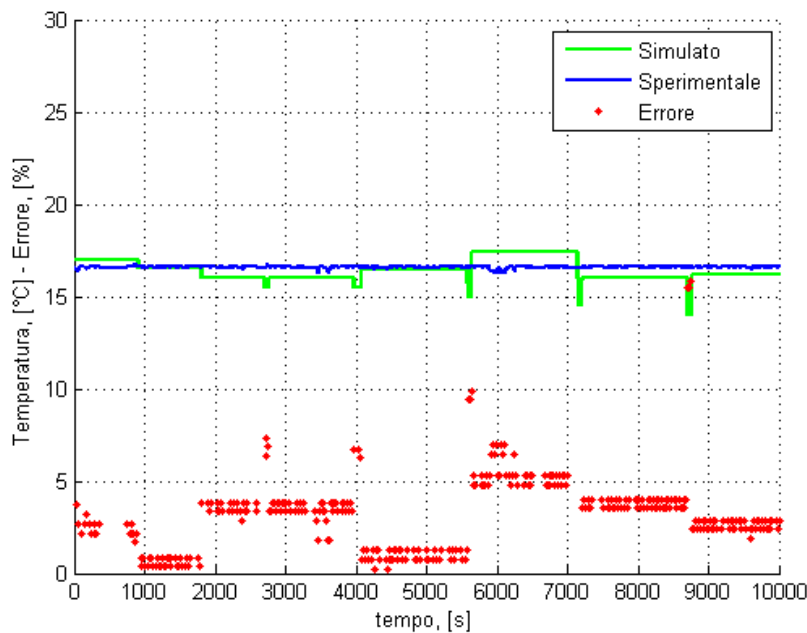


Figura 6.16 - Andamento nel tempo della variabile AIR_IN_ZB_REG_PROB ed errore corrispondente.

Per ciò che concerne l'umidità immessa nella stanza, invece, si osserva come i risultati siano inizialmente in buon accordo con i dati sperimentali, mentre sembrano alla fine divergere da questi (Figura 6.17). Questa è solo un'impressione dovuta al fatto che il risultato numerico non risulta oscillante, ma tende al valore di saturazione in modo molto più pulito di quello sperimentale. Se si osservano infatti i dati sperimentali per tempi maggiori a 10000 s, si nota come i valori di umidità registrati risultino estremamente oscillanti attorno al valore di saturazione a cui tende il risultato numerico.

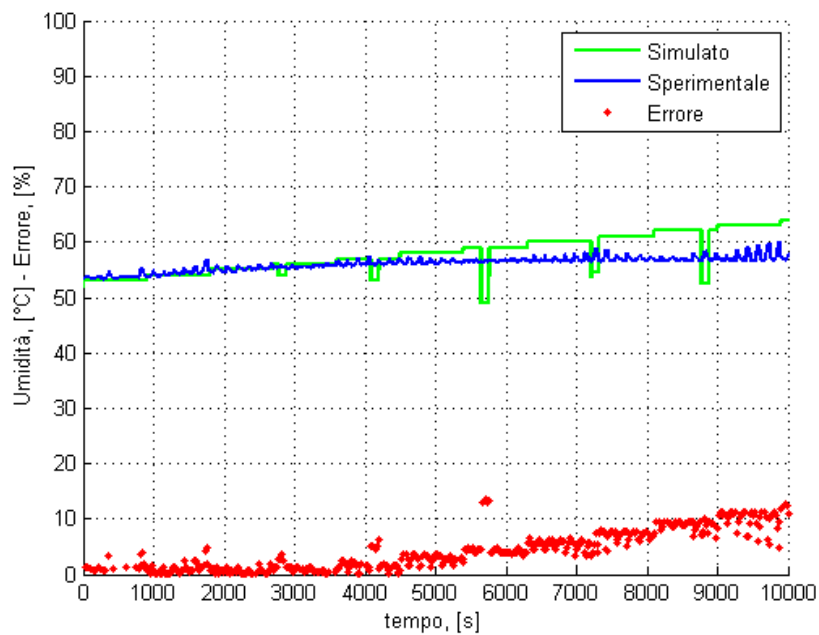


Figura 6.17 - Andamento nel tempo della variabile AIR_OUT_ZB_REG_PROB ed errore corrispondente.

6.4. Condizione termo-igroscopica della stanza

Per quanto riguarda i valori di temperatura e umidità della stanza si osserva mediamente corrispondenza tra i risultati numerici e sperimentali. Occorre evidenziare un errore nel gradiente termico di raffreddamento della stanza a caloriferi spenti. Questo errore porta a una riaccensione precoce dei caloriferi imposto dal sistema di controllo. Ciò comporta, nelle simulazioni effettuate, che i radiatori non riescano mai a raffreddarsi completamente fino a temperatura ambiente. In corrispondenza di questi gradienti amplificati si riscontrano i maggiori errori nel confronto sperimentale/numerico.

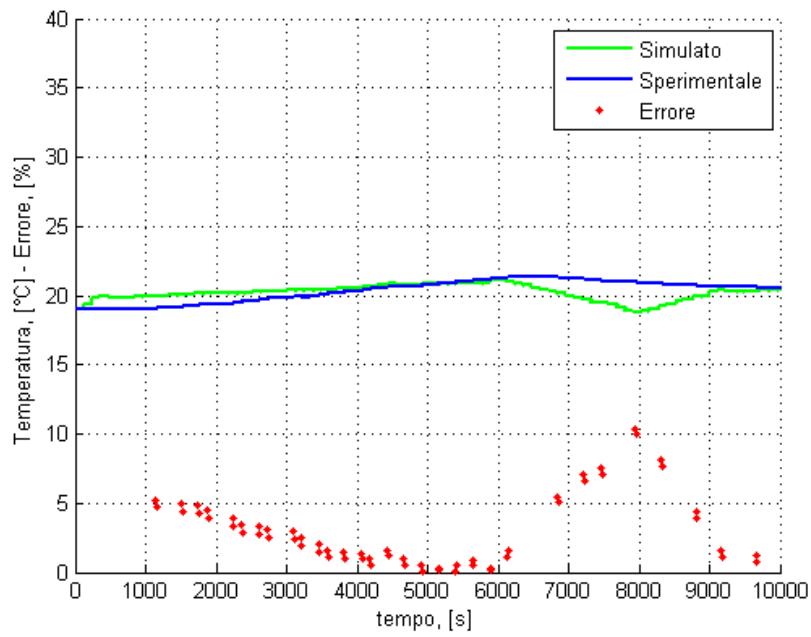


Figura 6.18 - Andamento della temperatura della stanza B ed errore corrispondente.

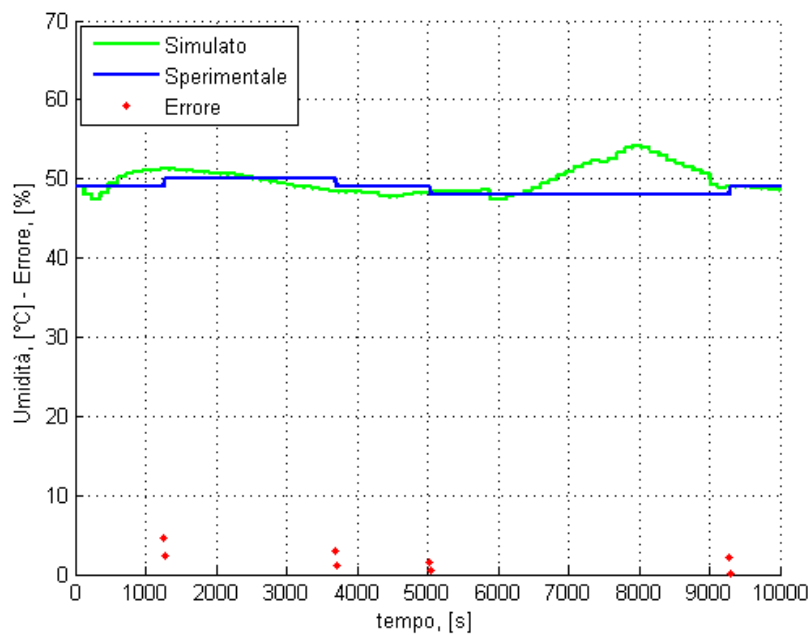


Figura 6.19 - Andamento dell'umidità della stanza B ed errore corrispondente.

7. Conclusioni

L'obiettivo del progetto era realizzare un simulatore virtuale in grado di riprodurre il comportamento termo-fluidodinamico del laboratorio IRSAP usato per testare, in diverse condizioni di carico, differenti tipologie di radiatori. Tale simulatore doveva essere gestito da un opportuno controllore fornito da IRSAP.

Data la complessità dell'impianto, il simulatore è stato suddiviso in sottomodelli in grado di riprodurre il comportamento termo-fluidodinamico dell'impianto termo tecnico e il comportamento termico di ciascuna zona del laboratorio. Si è scelta una strategia di simulazione innovativa nell'integrazione fra un codice a parametri concentrati e il codice EnergyPlus del Department of Energy statunitense. Le interfacce tra i diversi sotto-modelli e tra il simulatore e il regolatore sono gestite da un apposito software BCVTB (Building Controls Virtual Test Bed), in grado di gestire la co-simulazione di diversi programmi.

Tutti i modelli e i programmi d'interfaccia sono stati integrati con successo insieme al regolatore fornito da IRSAP.

I risultati della taratura effettuata mostrano un buon accordo tra dati sperimentali e numerici con errori massimi contenuti nel 10%. Alcune modifiche e migliorie del modello sono necessarie, così come la taratura delle stanze e delle dinamiche mancanti. Si consiglia inoltre la definizione di un archivio dei radiatori contenente le informazioni riguardanti le loro caratteristiche fisiche e termodinamiche.

8. Bibliografia

- [1] IRSAP, "Dati Generali," 2012.
- [2] IRSAP, "documentazione per università di bergamo," 2012.
- [3] IRSAP, "Lato Caldo," 2012.
- [4] IRSAP, "Impianto_Freddo," 2012.
- [5] D.P.Dewitt, T.L.Bergman, and A.S.Lavine F.P.Incropera, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6th ed.: Wiley, 2007.
- [6] P.Astori, "Numerical Models for Aircraft Systems - Lecture Notes," in *Elements of Fluid Mechanics*: Politecnico di Milano, 2009.
- [7] IRSAP, "Schemi (20-06-2012) - Freddo," 2012.
- [8] IRSAP, "Schemi (20-06-2012) - Caldo," 2012.
- [9] BELIMO, "5. R-3: informazioni sul prodotto. Valvole a sfera motorizzate,".
- [10] IRSAP, "Schemi (20-06-2012) - Aria," 2012.
- [11] IRSAP. (2012) IRSAP: i termoarredatori. [Online]. <http://www.irsap.it/>
- [12] IRTECH, "Sistema radiante a soffitto e a parete: ELEVO + NO FIRE," 2012.
- [13] P.DiMarco e N.Forgione, "Elementi di psicrometria, condizionamento dell'aria e benessere ambientale," in *Appunti ed Esercizi di Fisica Tecnica e Macchine Termiche*: Università di Pisa, 2002.
- [14] IRSAP, "Radiatore in Prova," Foglio Dati Excel 2013.
- [15] IRSAP, "Radiatore Multicolonna TESI Interassi Alluminio," Datasheet.